

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

4

2023

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2023

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор – докт. физ.-мат. наук, проф. К.С. СУЛТАНОВ
Заместитель главного редактора – докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ
Заместитель главного редактора – PhD Н.А. НИШОНОВ
Ответственный секретарь – PhD М.М. ХАМДАМОВ

Абдикаримов Р.А. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Мирсаидов М. д.т.н., проф., акад. АН РУз (Ташкент)
Абдусаттаров А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Мухаммадиев Д.М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Азимов Д. д.т.н., проф. (США)	Панахов Г.М. д.т.н., проф., член.-корр. НАНА (Баку)
Алдошин Н.В. д.т.н., проф. (Москва)	Паровик Р. д.ф.-м.н. (Петропавловск-Камчатский)
Алимухамедов Ш.П. д.т.н., проф. (Ташкент)	Ризаев А.А. д.т.н., проф. (Ташкент)
Ахмедов А.Б. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Сагдиев Х.С. к.т.н. (Ташкент)
Бахадиров Г.А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Сирожиiddинов З. д.т.н., проф. (Самарканд)
Быковцев А.С. д.ф.-м.н., проф. (США)	Старовойтов Э.И. д.ф.-м.н. (Гомель, Беларусь)
Ватин Н.И. д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)	Тохиоров Ш.М. к.ф.-м.н. (США)
Дусматов О.М. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)	Тухтакузиев А.Т. д.т.н., проф. (Ташкент)
Зубарев А.Ю. д.ф.-м.н., проф. (Екатеринбург)	Ташбалтаев М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Исмоилова С.И. д.т.н., проф. (Ташкент)	Худайкулиев Р.Р. к.т.н. (Ташкент)
Казанцев С.П. д.т.н., проф. (Москва)	Хужаев И.К. д.т.н., проф. (Ташкент)
Кузнецов С.В. д.ф.-м.н., проф. (Москва)	Хужаёров Б.Х. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)
Маликов З.М. д.т.н., проф. (Ташкент)	Хусанов Б.Э. д.т.н. (Ташкент)
Мамасаидов М.Т. д.т.н., проф., акад. НАН КР (Ош)	Шардаков И.Н. д.ф.-м.н., проф. (Пермь)
Мардонов Б.М. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Эргашов М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Матвеев В.П. д.т.н., проф., акад. РАН (Пермь)	Ювмитов А.С. PhD (Ташкент)
	Юлдашев Ш.С. д.т.н., проф. (Наманган)

Адрес редакции:

100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Телефон: +99871 262-78-34

Факс: +99871 262-71-52

E-mail: instmechofficial@gmail.com

Технический редактор: Михайлова В.В.

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 07.06.2023

Сдано в набор 01.08.2023. Подписано в печать 07.09.2023.

Формат 60×84 1/8. Гарнитура Times New Roman. Ризография.

Усл.- печ. л. 6.5. Уч.-изд. л. 6.82. Тираж 130. Заказ № 701.

Цена договорная.

Отпечатано в Минитипографии АН РУз:
100047, г. Ташкент, ул. акад. Я. Гулямова, 70.

Alimukhamedov Sh.P., Tursunov N.K., Toirov O.T., Urazbayev T.T. Dephosphoration process research of steel for railway castings in an induction crucible furnace.

Abstract. The dephosphoration process of steel using solid slag-forming mixtures was carried out in an induction crucible furnace with a capacity of 6 tons. 20GL grade steel was used as the metal under research. The technological parameters quantitative dependences of the metal dephosphoration process are obtained, which form the basis of a new technological instruction for the production of steel for railway transport castings in an induction crucible furnace. The dephosphoration process thermodynamic analysis was carried out to evaluate the experimental results obtained on the phosphorus content in steel under slag in the induction crucible furnace, depending on the bath temperature.

Keywords: induction crucible furnace; steel dephosphoration; basicity; slag oxidation; metal temperature; solid slag-forming mixtures; phosphorus distribution coefficient.

УДК 697(075.8)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ МНОГОСЕКЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА, РАБОТАЮЩЕГО В ОДНОТРУБНОЙ СЕТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

¹Хужаев И.К., ²Ширинов З.З.

^{1,2}Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева, Ташкент, Узбекистан

E-mail: 2ziyomat@mail.ru

Аннотация. Разработана методика гидравлического и теплового расчета многосекционного современного теплообменника, подключенного к одноконтурной сети теплоснабжения. При моделировании теплообменника использована условная двухконтурная схема с входной перемычкой с краном-регулятором, многосекционным теплообменником и выходной перемычкой. Полагали, в промежуточных патрубках вода не течет, но происходит теплообмен с окружающей средой согласно третьему роду граничных условий. С привлечением аналогов законов Кирхгофа определены дуговые расходы и узловые давления. Изменение путевого изменения температуры рабочей жидкости по дугам рассчитано с применением формулы Шухова. Вычислено количество тепла, затраченное теплообменником на отопление.

Ключевые слова: многосекционный теплообменник; объемный расход; рабочая жидкость; квадратичный закон сопротивления; температура; окружающая среда; формула Шухова; аналоги законов Кирхгофа; потеря тепла на теплообменнике.

Введение. Одним из важных факторов для человечества является создание комфортных условий для жизни. Для обеспечения необходимого для работы и проживания микроклимата с соответствующей температурой и влажностью тратятся большие капитальные вложения и эксплуатационные расходы. Интенсивно развиваются способы и устройства обогрева, охлаждения, вентиляции и обеспечения влажности в помещении с автоматизацией управления подобными процессами.

В густонаселенных местах и на больших производственных объектах организуются сети отопления с разными источниками тепла и преобразователями энергии. Такими преобразователями энергии могут служить ТЭЦ, в которых вырабатываются высокотемпературные пары воды. Такой пар сначала приводит в движение турбины, которые производят электрический ток, а далее используется для различных целей. Возможны варианты использования пара разной температуры в различных производственных подразделениях и для отопления помещений. В зависимости от этого строятся одно-, двух- и многотрубные, многоконтурные сети теплоснабжения. Это естественно, т.к. при воздушном способе обогрева помещения требуется определенный интервал температуры воды, при водном обогреве – другой интервал, для горячей воды – третий интервал и т.д.

Для нагревания воды могут быть использованы дрова, уголь, торф, мазут, природный газ, геотермальные воды, электрический ток и другие. Для каждого из этих видов источников разрабатываются свои преобразователи энергии и сети теплоснабжения, которые могут иметь двойное назначение.

Представим примеры. Известно, что центр Земли характеризуется высокой температурой, т.к. Земля является угасающей звездой. Тепло Земли, передаваемое приземной атмосфере, в 1000 раз меньше, чем Земля получает от Солнца. На разных частях поверхности Земли градиент температуры имеет разное значение. Для нашего региона этот градиент составляет 0.3-0.4°C/м. Но такой градиент устанавливается после определенной глубины. Со-

гласно [1], верхний слой грунта (0.3-2 м) подвергается суточному изменению. Годовые изменения могут влиять на температуру до глубины 2 м, даже до 10 м. Далее устанавливается практически линейное увеличение температуры согласно температурному градиенту.

Углубление теплиц или помещений для животных в холодном климате обусловлено этим фактором. Есть научные работы ученых из Ирана и Марракеша, которые предлагают использовать данную особенность грунта Земли [2–3]. Разработаны устройства обогрева, вентиляции и охлаждения помещений, которые работают при температуре определенной глубины грунта Земли. В Марракеше начали использовать теплообменники «земля-воздух» – подземные воздушные туннели (ЕАНХ). ЕАНХ состоит из трех параллельных ПВХ-труб длиной 72 м каждая с внутренним диаметром 15 см, зарытых на глубине 2.3-3.2 м, каждая труба оснащена вентилятором, которые нагнетает воздух в дом. Исследованы изменение температуры и влажности вокруг труб с использованием программного обеспечения TRNSYS (тип 460) в течение 38 суток. Установлена среднесуточная температура на 22 часа на выходе ЕАНХ. Максимальная температура составила 19.8°C к 19-ти часам. Устройство работает на 45-, 90-ваттных вентиляторах, при этом достигается значительное сокращение энергозатрат.

Другой оригинальный способ охлаждения помещений используют в Японии [5]. Здесь получают сжиженный газ с низкой температурой -130°C и под высоким давлением. Чтобы нагреть газ до 20°C вначале его пропускают через камеры, где собран отработанный резиновый материал. Под воздействием низкой температуры газа резина становится хрупкой, и ее измельчают до порошкообразного состояния. Далее газ поступают морозильники для хранения рыбы, холодильники, сети охлаждения помещений и т.д., постепенно нагреваясь, и только после всего этого его используют по назначению.

Эти и другие известные способы использования горячего и холодного рабочих агентов в процессе организации микроклимата являются результатом внедрений знаний и опытов поколений по направлению теории тепло- и массообмена. Теоретические основы этого направления включены в школьную программу. В ВТУЗах направление изучается по частям в различных предметах, в число которых входят термодинамика, теория теплообмена, теория теплопередачи, гидродинамика, тепло- и газоснабжение, вентиляция и другие [5–11]. Разработаны различные математические модели и способы решения задач теплопередачи [10–23]. В литературе можно встретить представление уравнений теплопередачи по закону Фика в Декартовых, цилиндрических, сферических и других ортогональных координатах. Только в теории теплопередачи существуют граничные условия четвертого рода.

Для больших интервалов изменения температуры и интенсивного потока тепла, например, образующихся в процессе сварочных работ или использовании химических лазеров, разработана математическая модель теплопередачи с релаксацией [17, 25].

Также задачи усложняются за счет сопряжения с гидромеханикой, за счет сложных форм и композитной структуры теплообменника, а также за счет перехода к другому агрегатному состоянию рабочего агента [26].

В конечном итоге, можно заметить, что задачи теплопередачи достаточно разнообразные. Существуют источники, которые предназначены для инженерно-технического персонала или более глубокого изучения особенностей объекта на уровне современного состояния предметной области исследования.

Эти исследования продолжают в частности, в направлениях ресурсо- и материало-сбережения. С этой точки зрения интересны как задачи организации централизованной системы отопления больших населенных пунктов, так и задачи автономного отопления отдельных помещений и пользователей. Во втором случае, как показывает практика, КПД отопительных систем имеет существенно меньший показатель. В связи с этим становятся актуальными задачи организации сети отопления без использования нагнетателей. Для этой

цели разрабатываются эффективные котельные устройства и сети теплоснабжения многоэтажных зданий, которым не нужны насосы.

Теоретическое обоснование работоспособности таких сетей требует проведения широкомасштабных исследований гидравлики и теплообменных процессов отопления. В связи с этим ниже предлагаются способы расчета тепло- и массообмена в теплообменниках, подключенных к одноточечной сети отопления. Предлагаются формулы для расчета перепадов давления и температура рабочего агента (воды) при переходе через многосекционный радиатор, которые получены на основе гипотезы о том, что рабочий агент перемещается по крайним патрубкам теплообменника, а в промежуточных вертикальных патрубках отсутствует конвективный перенос. Выбраны эффективные значения коэффициентов теплоотдачи от жидкости к теплообменнику и от теплообменника в окружающую атмосферу.

Методы. Сначала представим объект расчета. Современные теплообменники изготавливаются в виде отдельных секций из материала, который имеет большой коэффициент теплопроводности. Отдельная секция имеет определенную высоту, но фиксированную ширину: теплообменник можно удлинять с установкой дополнительных секций и укоротить, убирая отдельные секции.

В каждой секции имеется вертикальный патрубок с высотой h и внутренним диаметром D_v , который соединяется с верхним и нижним горизонтальными патрубками с длиной l_c и внешним диаметром $D_v + 2\delta_v$. Чтобы увеличить поток тепла от рабочего агента в окружающую среду, секции снабжаются наружными ребрами, которые увеличивают поверхность контакта с окружающей средой. Соответственно, длина теплообменника кратна длине секции $l = N l_c$, где N – количество секций в теплообменнике.

Обозначим через h_p длину перемычек AB и CD между магистральным каналом и теплообменником. Положим, что расход $Q = \frac{\pi D_m^2}{4} w$ распределяется между магистральным каналом Q , верхним и нижним горизонтальными патрубками. Течениями в средних вертикальных патрубках (представлены прерывистыми линиями) пренебрегаем. Тогда у нас образуется двухконтурная замкнутая сеть (рис. 1).

Верхний контур состоит из четырехугольника $B B_1 B_2 C$. Нижний патрубок BC с длиной l составляет его первую дугу, а верхний $B_1 B_2$ и боковые BB_1 , $B_2 C$ патрубки с общей длиной $2h + l$ – вторую дугу.

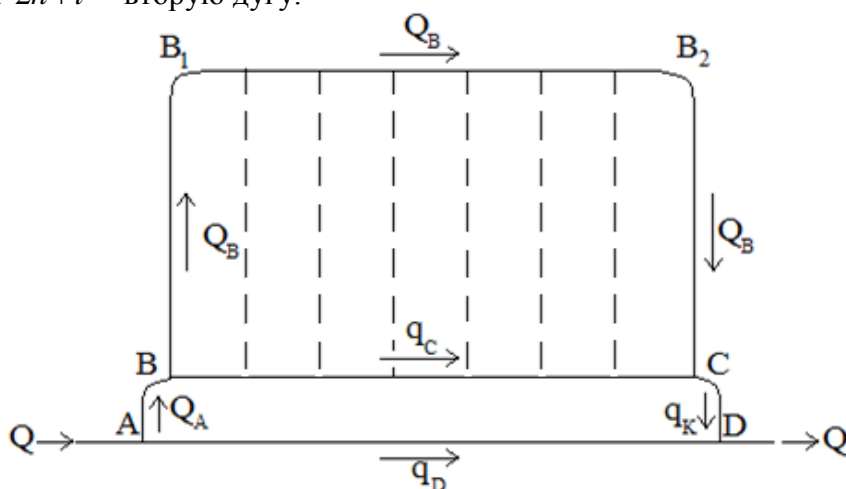


Рис. 1. Схематическое представление теплообменника, подключенного к однотрубной сети, использованное при математическом моделировании

Нижний контур имеет четыре дуги: перемычки AB и CD длиной h_p , нижний горизонтальный патрубок теплообмена BC и часть магистрального канала AD , которые примерно имеют одинаковую длину l . Входной и выходной расходы одинаковые и составляют Q . Расход от A до B обозначим через Q_A , расход по верхней дуге $B B_1 B_2 C$ – через Q_B , которые являются для нас неизвестными. Если найдем их значения, то расход по дуге AD вычислим как $q_D = Q - Q_A$, расход по дуге как $q_C = Q_B - Q_A$, а расход по дуге CD как $q_K = Q_A$. Эти суждения вытекают из аналога первого закона Кирхгофа – баланса массы воды в узлах разветвления и слияния [7].

Приступим к расчету потери давления.

Предлагаются вариант расчета, где учитываются потоки рабочего агента по перемычкам и вертикальным патрубкам крайних секций теплообменника. На входе задано значение давления p_H . Необходимо найти значения давления p_B и p_C в промежуточных узлах B и C , а также значение давления p_K в сечении D – конце теплообменника. Для нахождения перепадов давления обратимся к аналогу второго закона Кирхгофа. При этом значения коэффициента сопротивления, диаметра и площади поперечного сечения дуг обозначим в соответствии с индексами расхода дуг. Для упрощения расчета, как отметили выше, пренебрегаем изменением нивелирной высоты и диссипацией кинетической энергии.

Перепад давления в дуге AB составляет

$$p_H - p_B = \frac{\lambda_p \rho h_p}{2 \dot{D}_p \dot{f}_p} Q_A^2 = K_A Q_A^2, \quad (1)$$

в дуге AD –

$$p_H - p_K = \frac{\lambda_m \rho l}{2 D_m \dot{f}_m^2} q_D^2 = K_D q_D^2, \quad (2)$$

в дуге BC –

$$p_B - p_C = \frac{\lambda_g \rho l}{2 D_g \dot{f}_g^2} q_C^2 = K_C q_C^2, \quad (3)$$

в верхней дуге BC –

$$p_B - p_C = \left(2 \frac{\lambda_v \rho h}{2 D_v \dot{f}_v^2} + \frac{\lambda_g \rho l}{2 D_g \dot{f}_g^2} \right) Q_B^2 = K_B Q_B^2, \quad (4)$$

в дуге CD –

$$p_C - p_K = \frac{\lambda_p \rho h_p}{2 D_p \dot{f}_p^2} q_K^2 = K_K q_K^2. \quad (5)$$

Здесь использовали обозначения: λ – коэффициент сопротивления трения в квадратичном законе режима, а индексы p , v , g относят его к перемычкам, вертикальным и горизонтальным патрубкам теплообменника.

В уравнении (1) диаметр и поперечная площадь перемычки AB выделены верхними точками. Дело в том, что в перемычке (или во входе в узел B) устанавливается кран-регулятор. С помощью этого крана регулируется поток нагретой воды через радиатор. Предлагаемая нами модель работает только в случае положительного значения площади поперечного сечения перемычки, т.е. при $\dot{f}_p > 0$.

Получили систему из пяти уравнений второго порядка. Поскольку направления потоков известны, то данная система решается легко.

Уравнение (4) для верхней дуги BC заменим новым уравнением второго порядка

$$K_C q_C^2 = K_B Q_B^2, \quad (6)$$

что вытекает из равенства левых частей уравнений (3) для нижней дуги BC и (4) для верхней дуги BC .

И из остальных уравнений тоже можно исключить перепады давления. Для этого суммы сторон уравнений (1), (3) и (5) приравняем сторонам уравнения (2). В результате получим второе уравнение второго порядка:

$$K_A Q_A^2 + K_C q_C^2 + K_K q_K^2 = K_D q_D^2. \quad (7)$$

Уравнения (6) и (7) составляют замкнутую систему, где неизвестными являются Q_A и Q_B .

Теперь в (6) и (7) выразим q_D , q_C и q_K через искомых Q_A и Q_B :

$$q_D = Q - Q_A, \quad q_C = Q_A - Q_B, \quad q_K = Q - Q_A.$$

Тогда система из уравнений (6) и (7) приобретает вид:

$$\begin{cases} K_C (Q_A - Q_B)^2 = K_B Q_B^2, \\ K_A Q_A^2 + K_C (Q_A - Q_B)^2 + K_K Q_A^2 = K_D (Q - Q_A)^2. \end{cases}$$

Поскольку искомые и коэффициенты в этих уравнениях имеют положительные значения, то из первого из них следует

$$\sqrt{K_C} (Q_A - Q_B) = \sqrt{K_B} Q_B.$$

Отсюда находим взаимосвязь между Q_A и Q_B :

$$Q_B = \frac{\sqrt{K_C}}{\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C}} Q_A.$$

Подставим значение Q_B во второе уравнение последней системы и получим уравнение:

$$(K_A + K_K) Q_A^2 + K_C \frac{K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} Q_A^2 = K_D (Q - Q_A)^2$$

или

$$\left(K_A + K_K + \frac{K_C K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} \right) Q_A^2 = K_D (Q - Q_A)^2.$$

Отсюда составим уравнение

$$\left(K_A + K_K + K_C \frac{K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} \right) Q_A^2 = K_D (Q - Q_A)^2.$$

Здесь, как отметили выше, коэффициенты, а также Q_A и $Q - Q_A$ имеют положительные значения. Поэтому, извлекая квадратный корень из множителей, получим

$$\sqrt{K_A + K_K + \frac{K_C K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2}} Q_A = \sqrt{K_D} (Q - Q_A).$$

Отсюда следует, что

$$Q_A = \frac{\sqrt{K_D}}{\sqrt{K_A + K_K + \frac{K_C K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} + \sqrt{K_D}}} Q = KQ.$$

Теперь можем определить значения остальных дуговых расходов

$$\begin{aligned} Q_B &= \frac{\sqrt{K_c}}{\sqrt{K_B} + \sqrt{K_c}} KQ, \\ q_C &= Q_A - Q_B = \frac{\sqrt{K_B}}{\sqrt{K_B} + \sqrt{K_c}} KQ, \\ q_D &= Q - Q_A = (1 - K)Q, \\ q_K &= Q_A \equiv KQ. \end{aligned}$$

Значение перепада давления на выходе из участка с теплообменником легче вычислить согласно уравнению (2)

$$p_{H(a)} - p_K = K_D (1 - K)^2 Q^2,$$

где значения K_D и K определены выше.

Можно также определить значения узловых давлений.

Из уравнения (1) находим

$$p_B = p_H - K_A K^2 Q^2.$$

Из уравнения (3) находим

$$p_C = p_B - K_C q_C^2 = p_H - K_A K^2 Q^2 - K_C \frac{K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} K^2 Q^2,$$

или

$$p_C = p_H - \left(K_A + \frac{K_C K_B}{(\sqrt{K_B} + \sqrt{K_C})^2} \right) K^2 Q^2.$$

Можно убедиться, что модуль перепада давления на единицу длины теплообменника намного меньше, чем этого показателя в обычной трубе.

Прежде чем приступить к расчету перепада температуры рабочего агента в дугах теплообменника, остановимся на формулах, которые могут быть использованы в процессе расчета теплообмена.

Известна формула В.Г. Шухова [12–13]:

$$T_K = T_{oc} + (T_H - T_{oc}) \exp(-Sh l).$$

Здесь T_H , T_K – температура рабочего агента на входе и на выходе участка трубопровода с длиной l ; T_{oc} – температура окружающей среды (постоянная); $Sh = \frac{k_{cp} \pi (D + 2\delta)}{\rho c_B Q}$ – параметр (коэффициент) Шухова; k_{cp} – среднее значение коэффициента теплопередачи в системе «рабочий агент – твердая стенка – окружающая среда»; c_B – удельная теплоемкость рабочего агента; δ – толщина стенки трубопровода; $\bar{f}_{op} = \pi (D + 2\delta)$ – площадь наружной поверхности погонного метра трубопровода (в м).

Данная формула получена в рамках квазиодномерного приближения, когда продольный градиент температуры пропорционален разности температур рабочего агента и окружающей среды (гипотеза Ньютона-Рихмана) [6, 9–10].

Нами получена уточненная формула Шухова, которая дополнительно учитывает фактор диссипации кинетической энергии рабочего агента:

$$T_K = T_{oc} + \frac{\lambda Q^3 \rho}{2k_{cp} D f^2 \bar{f}_{op}} + \left(T_H - T_{oc} - \frac{\lambda Q^3 \rho}{2k_{cp} D f^2 \bar{f}_{op}} \right) \exp(-Sh l).$$

Данная формула дает результат, который больше чем формула Шухова. В связи с этим ниже воспользуемся формулой Шухова, которая дает определенный запас в расчетах теплообменного процесса.

Согласно нашей модели теплообменника, в промежуточных вертикальных патрубках рабочий агент простаивает и для этого случая приведенные выше формулы дают завышенный результат $T_K \rightarrow T_{oc}$. Для этого случая нами сформулирована стационарная задача теплообмена в стенке теплообменника с уравнением [6]:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

и граничными условиями

$$-\frac{dT(r_1)}{dr} = k_B [T_{ж} - T(r_1)], \quad \frac{dT(r_2)}{dr} = k_H [T_{oc} - T(r_2)].$$

Здесь r – радиальная координата, отсчитываемая от оси трубопровода – патрубка; $k_B = \alpha_B / \lambda_T$ и $k_H = \alpha_H / \lambda_T$; λ_T – коэффициент теплопередачи материала теплообменника; α_B , α_H – коэффициенты теплоотдачи от жидкости к внутренней стенке патрубка и от стенки в окружающую среду.

Решение задачи получено в виде распределения температуры по толщине трубопровода:

$$T(r) = \frac{r_2 k_H}{1 + r_2 k_H \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2 k_H}{r_1 k_B}} (T_{oc} - T_{ж}) \ln \frac{r}{r_1} + \\ + \frac{1 + r_2 k_H \ln \frac{r_2}{r_1}}{1 + r_2 k_H \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2 k_H}{r_1 k_B}} T_{ж} + \frac{r_2 k_H}{r_1 k_B \left(1 + r_2 k_H \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2 k_H}{r_1 k_B} \right)} T_{oc}.$$

Как показала проверка данного решения и решений для других комбинаций граничных условий, только при использовании приведенных выше граничных условий третьего рода обеспечиваются ожидаемые соотношения для описываемого случая:

$$T_{oc} < T(r_2) < T(r_1) < T_{ж}.$$

Для единичной площади наружной границы поток тепла $q_{y0} \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с} \right]$ ($q_{y0} > 0$) определяется следующим образом:

$$q_{y0} = -\lambda_T \frac{dT(r_2)}{dr} = \alpha_H [T(r_2) - T_{oc}] = A_0 T_{oc} + B_0 T_{ж}.$$

Здесь

$$B_0 = \frac{\alpha_n}{1 + r_2 k_n \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2 k_n}{r_1 k_B}}, \quad A_0 = -B_0.$$

С применением данных формул приступим к определению узловых температур сети.

1. Входная перемычка AB . Здесь расход составляет Q_A , диаметры \dot{D}_p и $\dot{D}_p + 2\delta_p$. Температура на входе T_H .

Определим значение коэффициента Шухова: $Sh_p = \frac{k_{cp} \pi (\dot{D}_p + 2\delta_p)}{\rho c_B Q_A}$. Тогда в конце входной перемычки температура теплового агента составляет

$$T_B = T_{oc} + (T_H - T_{oc}) \exp(-Sh_p h_p).$$

2. Нижний горизонтальный патрубок BC . Здесь входными данными являются q_C , D_g , $D_g + 2\delta_g$, T_B . В связи с этими данными определим

$$T_{C(B)} = T_{oc} + (T_B - T_{oc}) \exp(-Sh_{C(B)} l),$$

где $Sh_{C(B)} = \frac{k_{cp} \pi (D_g + 2\delta_g)}{\rho c_B q_C}$.

3. Верхняя дуга состоит из трех частей.

а) от B до B_1 входными данными являются Q_B , D_v , $D_v + 2\delta_v$, T_B , а параметр Шухова составляет $Sh_{BB_1} = \frac{k_{cp} \pi (D_v + 2\delta_v)}{\rho c_B Q_B}$. Поэтому на верхней точке левого патрубка температура рабочего агента составляет

$$T_{B_1} = T_{oc} + (T_B - T_{oc}) \exp(-Sh_{BB_1} h).$$

б) от сечения B_1 до сечения B_2 по верхнему горизонтальному патрубку расчет ведем по входным данным Q_B , D_g , $D_g + 2\delta_g$ и T_{B_1} :

$$T_{B_2} = T_{oc} + (T_{B_1} - T_{oc}) \exp(-Sh_{B_1 B_2} l),$$

где $Sh_{B_1 B_2} = \frac{k_{cp} \pi (D_g + 2\delta_g)}{\rho c_B Q_B}$.

в) от B_2 до C – правый вертикальный патрубок. Для его расчета входные данные: Q_B , D_v , $D_v + 2\delta_v$ и T_{B_2} . Поэтому

$$T_{CB} = T_{oc} + (T_{B_2} - T_{oc}) \exp(-Sh_{B_2 C} h),$$

где $Sh_{B_2 C} = \frac{k_{cp} \pi (D_v + 2\delta_v)}{\rho c_B Q_B}$.

4. Расчет температуры в сечении C . Здесь происходит слияние двух потоков, но также должны учитывать теплоотдачи от промежуточных вертикальных патрубков. В связи с этим рассмотрим баланс тепла в контуре $BB_1 B_2 CB$ в целом.

В этот контур поступает тепло с интенсивностью $\rho c_B Q_A T_B \left[\frac{D_{ж}}{c} = Bm \right]$. Часть $\rho c_B Q_B (T_B - T_{CB})$ его теряется по дуге $BB_1 B_2 C$. Другая часть $\rho c_B q_C (T_B - T_{C(B)})$ его теряется

по дуге BC . Интенсивность потери тепла в промежуточных вертикальных патрубках теплообменника составляет $\pi(N-2)(D_v + 2\delta_v)h(A_0T_{oc} + B_0T_{ж})$. Остаточный поток тепла $\rho c_B Q_A T_C$ выносится к перемычке DC . С учетом этих факторов баланс тепла в контуре BB_1B_2CB записывается в виде соотношения:

$$\rho c_B Q_A T_B = \rho c_B Q_B (T_B - T_{CB}) + \rho c_B q_C (T_B - T_{C(B)}) + \\ + \pi(N-2)(D_v + 2\delta_v)h(A_0T_{oc} + B_0T_{ж}) + \rho c_B Q_A T_C.$$

Здесь можно принять, что среднее значение температуры по объему жидкости V в теплообменнике составляет $T_{ж} = (T_B + T_C)/2$. В связи с этим имеем равенство:

$$\rho c_B Q_A T_B = \rho c_B Q_B (T_B - T_{CB}) + \rho c_B q_C (T_B - T_{C(B)}) + \\ + \pi(N-2)(D_v + 2\delta_v)h(A_0T_{oc} + 0.5B_0(T_B + T_C)) + \rho c_B Q_A T_C.$$

Преобразуем уравнение

$$T_B = \frac{Q_B}{Q_A}(T_B - T_{CB}) + \frac{q_C}{Q_A}(T_B - T_{C(B)}) + \\ + \frac{\pi(N-2)}{\rho c_B Q_A}(D_v + 2\delta_v)h(A_0T_{oc} + 0.5B_0T_B) + \left(1 + \frac{0.5\pi(N-2)}{\rho c_B Q_A}(D_v + 2\delta_v)hB_0\right)T_C.$$

И находим

$$T_C = \left[1 + \frac{0.5\pi(N-2)}{\rho c_B Q_A}(D_v + 2\delta_v)hB_0\right]^{-1} \left[T_B - \frac{Q_B}{Q_A}(T_B - T_{CB}) - \right. \\ \left. - \frac{q_C}{Q_A}(T_B - T_{C(B)}) - \frac{\pi(N-2)}{\rho c_B Q_A}(D_v + 2\delta_v)h(A_0T_{oc} + 0.5B_0T_B) \right].$$

5. Конечная перемычка CD . На этом участке входные данные составляют Q_A , D_p , $D_p + 2\delta_p$ и T_c . Поэтому на выходе этого звена температура составляет

$$T_{D(C)} = T_{oc} + (T_c - T_{oc})\exp(-Sh_p h_p),$$

где $Sh_p = \frac{k_{cp}\pi(D_p + 2\delta_p)}{\rho c_B Q_A}$.

6. Часть магистрального канала AD представлена исходными данными $Q - Q_A$, D_m , $D_m + 2\delta_m$ и T_H . Поэтому при $Sh_m = \frac{k\pi(D_m + 2\delta_m)}{\rho c_B Q_A}$ имеем

$$T_{D(A)} = T_{oc} + (T_H - T_{oc})\exp(-Sh_m l),$$

7. Температура на выходе из участка с теплообменником определяется как среднее значение температуры потоков Q_A и $(Q - Q_A)$:

$$T_K = \frac{Q_A T_{D(C)} + (Q - Q_A) T_{D(A)}}{Q},$$

где учитывали общий расход агента Q в участке с теплообменником.

Секундная общая потеря энергии в теплообменнике составляет

$$Q_{\text{тепл}} = \rho c_B Q_A (T_H - T_K) [Bm].$$

Обсуждение результатов. По представленному материалу составлена программа расчета многосекционного теплообменника.

Пробные расчеты были проведены для теплообменников с 2, 4, 6, 8, 10, 12 и 14 секциями при следующих показателях: $\rho = 1000.0 \text{ кг м}^{-3}$, $c_B = 4190.0 \text{ Дж кг}^{-1} \text{ К}^{-1}$, $l = 0.12 \text{ м}$, $h = 0.6 \text{ м}$, $h_p = 0.4 \text{ м}$, $D_g = 0.03 \text{ м}$, $D_v = 0.01 \text{ м}$, $D_p = 0.03 \text{ м}$, $D_m = 0.04 \text{ м}$, $\dot{D}_p = 0.03 \text{ м}$, $\dot{\delta}_p = 0.01 \text{ м}$, $\delta_g = 0.05 \text{ м}$, $\delta_p = 0.01 \text{ м}$, $\delta_v = 0.03 \text{ м}$, $\delta_m = 0.004 \text{ м}$, $\lambda_g = 0.002$, $\lambda_v = 0.002$, $\dot{\lambda}_p = 0.002$, $\lambda_m = 0.002$, $p_H = 130000.0 \text{ Па}$, $T_{oc} = 293.15 \text{ К}$, $T_H = 338.15 \text{ К}$, $\lambda_T = 200 \text{ Вт м}^{-1} \text{ К}^{-1}$, $w = 0.7 \text{ м с}^{-1}$, $\alpha_{BT} = 3500.0 \text{ Вт м}^{-2} \text{ К}^{-1}$, $\alpha_{Toc} = 17.0 \text{ Вт м}^{-2} \text{ К}^{-1}$.

Кривые температуры жидкости в конечном сечении теплообменника и вертикальных промежуточных патрубках, полученные при $T_H = 338.15 \text{ К}$ и $T_{oc} = 293.15 \text{ К}$, в зависимости от количества секций представлены на рис. 2.

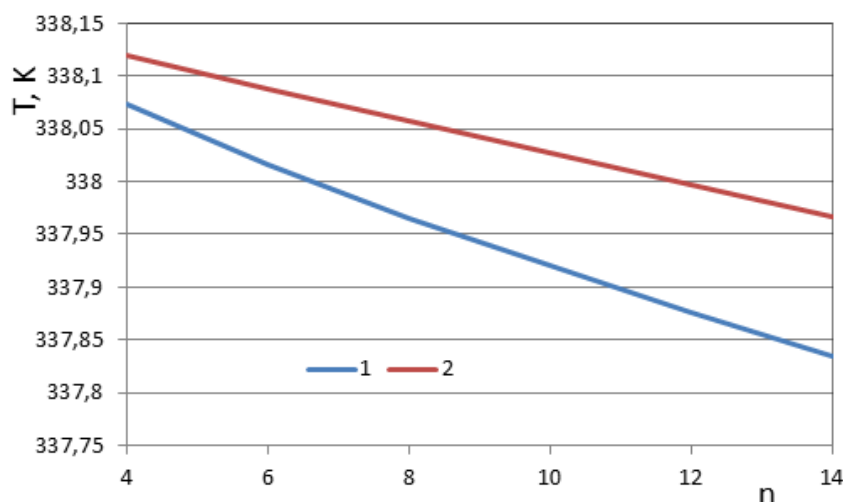


Рис. 2. Изменения температуры жидкости в конечном сечении теплообменника (1) и вертикальных промежуточных патрубках (2)

Полученные результаты соответствуют результатам работы [27]. Кроме того, проведен качественный анализ результатов вычислительного эксперимента с увеличением высоты секций, расхода и температуры рабочего агента и некоторых других показателей объекта, который адекватно показал возрастание потери тепла и давления. Эти результаты демонстрируют, что представленные алгоритм и программное средство можно использовать при расчете современных теплообменников.

Заключение. Предложена методика гидравлического и теплового расчета многосекционного теплообменника, подключенного к однетрубной сети теплоснабжения. При моделировании сети учтены: входная перемычка с краном-регулятором, теплообменник и выходная перемычка. Считали, что поток теплоносителя происходит по двухконтурной схеме. Верхний контур представляет нижний и верхний горизонтальные патрубки, а также крайние вертикальные патрубки теплообменника. В промежуточных патрубках вода не течет, но происходит теплообмен с окружающей средой согласно третьему роду граничных условий. Нижний контур учитывает перемычки и часть магистрального трубопровода. С привлечением аналогов законов Кирхгофа определены дуговые расходы и узловое давление. Изменение путевого изменения температуры рабочей жидкости по дугам рассчитано с применением формулы Шухова. Вычислено количество тепла, затраченное теплообменником на отопление.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Матвеев Л.Т.* Курс общей метеорологии. Физика атмосферы (2-е изд.). Ленинград. Гидрометеиздат, 1984. – 751 с.
- [2] *Mohamed Kh., Brahim B., Karim L., Hassan H., Pierri H., Amin B.* Experimental and numerical study of an earth-to-air heat exchanger for buildings air refreshment in Marrakech / Proceedings of BS2015: 14th Conference of International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India, Dec. 7-9, 2015. P. 2230-2236.
- [3] *Fazlikhani Faezeh, Goudarzi Hossein, Solgi Ebrahim.* Numerical analysis of the efficiency of earth to air heat exchange systems in cold and hot-arid climates // Energy conversion and management. 2017, No.5, T. 148, pp. 78-89.
- [4] *Тихомиров К.В., Сергеев Э.С.* Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: 4-е изд., перераб. и доп. Москва. Стройиздат, 1991, – 480 с.
- [5] *Иссерлин А.С.* Основы сжигания газового топлива: Справочное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград. Недра, 1987. – 336 с.
- [6] *Юдаев Б.Н.* Теплопередача: Учебное пособие для вузов. Москва. Высшая школа, 1973. – 360 с.
- [7] *Ширковский А.И.* Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва. Недра, 1987. – 309 с.
- [8] *Тихомиров К.В., Сергеев Э.С.* Теплотехника, тепло-газоснабжение и вентиляция. Москва. Стройиздат. 1991. – 480 с.
- [9] *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. Москва. Энергия, 1987. – 420 с.
- [10] *Исаев С.И., Кожин И.А. и др.* Теория теплообмена. Под ред. А.И.Леонтьева. Москва. Высшая школа, 1979. – 495 с.
- [11] *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. Москва. Дрофа, 2003. – 842 с.
- [12] *Миркин А.З., Усина В.В.* Трубопроводные системы. Москва. Химия, 1991. – 256 с.
- [13] *Новоселов В. Ф. и др.* Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации газопроводов. Москва. Недра, 1982. – 136 с.
- [14] *Чарный И.А.* Неуставившееся движение реальной жидкости в трубах (2-е изд.). Москва. Недра, 1975. – 296 с.
- [15] *Селезнев В.Е. Алеши В.В., Прялов С.Н.* Современные компьютерные тренажеры в трубопроводном транспорте. Математические методы моделирования и практическое применение. Под ред. В.Е.Селезнева. Москва. МАКС Пресс, 2007. – 200 с.
- [16] *Садуллаев Р. и др.* Расчет магистрального газопровода с учетом рельефа местности // Газовая промышленность. Москва. 2003, № 8, С.58-59.
- [17] *Цой П.В.* Системные методы расчета краевых задач теплообмена (3-е изд., перераб. и доп.). Москва. Издательство МЭИ, 2005. – 568 с.
- [18] *Павлов А.Р., Матвеев М.В.* Итерационная разностная схема для задачи теплообмена при промерзании грунтов // Вестник СамГУ. Естественнонаучная серия. 2007, №6(56), С. 242–253.
- [19] *Рахимов А.Х., Хужаев И.К.* Уточнение формул Шухова и Адамова для закачивающей скважины // Вестник ТашГТУ. 2006, № 2, С. 9–15.
- [20] *Nespoli L.* Analysis of heat and moisture transfer in building components by conjugate modeling / Dissertation thesis: Milano, 2012-2013. P. 1-83.
- [21] *Tarzia D.A.* Determination of one unknown thermal coefficient through the one-phase fractional Lamé-Clapeyron-Stefan problem // Applied Mathematics, Scientific research publishing. 2015, No.6. pp. 2182-2191.
- [22] *Yang Chen, Qie Sun, Ronald Wennersten.* Heat transfer characteristics of water during flow boiling in a vertical rectangular mini-channel / The 6th International Conference on Applied Energy – ICAE2014: Energy procedia 61 (2014). P. 109-112.
- [23] *Партиев А.П., Мардонов Б.М., Усманкулов А.К.* Тепло- и массообменные процессы в хлопке-сырце и его компонентах. Ташкент. Фан ва технология, 2013. – 219 с.
- [24] *Равианов Н., Хужаев Ж.И.* Трёхмерная задача теплообмена в массе хлопка-сырца с учётом тепловыделения и теплообмена с окружающей средой // Доклады Академии наук РУз: Математика, технические науки, естествознание. 2013, №3. – С. 42-45.
- [25] *Самарский А.А., Вабищевич П.Н.* Вычислительная теплопередача. Москва. Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.
- [26] *Afolabi T. J., Agarry S. E.* Mathematical Modeling and Simulation of the Mass and Heat Transfer of Batch Convective Air Drying of Tropical Fruits // Chemical and Process Engineering Research. ISSN 2224-7467 (Paper). ISSN 2225-0913 (Online). 2014. Vol.23. P. 9-19.
- [27] *Жумаев Ж., Хамидов О.М., Ширинов З.З., Усмонова Г.М.* Экспериментальное исследование эффективности отопительной системы с новым водогрейным котлом (КУОВ) / Халқаро «Инновацион ва замонавий ахборот технологиялари таълим, фан ва бошқарув соҳаларида қўллаш истикболлари» илмий-амалий онлайн конференция материаллари: Самарканд. 2020, 14-15 май. Б. 153-156

Дата поступления
15.06.2023

Хужаев И.К., Ширинов З.З. Бир қувурли иссиқлик таъминоти тармоқларида уланган қўп секцияли иссиқлик узатгичнинг гидравлик ва иссиқлик ҳисоби.

Аннотация. Бир қувурли иссиқлик таъминоти тармоқларида уланган қўп секцияли иссиқлик узатгичнинг гидравлик ва иссиқлик ҳисоби услубияти ишлаб чиқилган. Иссиқлик алмаштиригични моделлаштиришда кириш уланмаси орқали ўрнатилган меёрловчи кран, қўп секцияли радиатор ва чиқиш уланмасидан иборат шартли икки контурли схемадан фойдаланилган. Оралиқ секцияларнинг вертикал қисмида иссиқ сув ҳаракатсиз, аммо атроф муҳит билан учинчи турдаги чегаравий шартга мос иссиқлик алмашинади деб қаралган. Кирхгоф қонунларининг аналогларини қўллаш асосида ёйлардаги сарфлар ва тугунлардаги босимлар қийматлари аниқланган. Ишчи суюқлик ҳароратининг ёйлар бўйлаб йўл-йўлакай ўзгариши Шухов формуласи асосида ҳисобланган. Иссиқлик алмаштиригичдан ажралиб чиққан иссиқлик миқдори ҳисобланган.

Калим сўзлар: кўп секцияли иссиқлик алмаштиргич; ишчи суюқлик; ҳажм сарфи; қаришилиқнинг квадратик қонуни; ҳарорат; атроф муҳит; Шухов формуласи; Кирхгоф қонунларининг аналоглари; иссиқлик алмаштиргичдан иссиқлик йўқотилиши.

Khujaev I.K., Shirinov Z.Z. Hydraulic and Thermal Calculation of a Multi-Section Heat Exchanger Operating in a Single-Pipe heat Supply Network.

Abstract. A method for hydraulic and thermal calculation of a multi-section modern heat exchanger connected to a single-pipe heat supply network has been developed. When modeling the heat exchanger, a conventional two-circuit circuit with an input jumper with a valve-regulator, a multi-section heat exchanger and an output jumper was used. It was believed that water does not flow in the intermediate pipes, but heat exchange occurs with the environment according to the third type of boundary conditions. Using analogues of Kirchhoff's laws, arc flow rates and nodal pressures were determined. The change in the path change in the temperature of the working fluid along the arcs was calculated using the Shukhov formula. The amount of heat spent by the heat exchanger for heating is calculated.

Keywords: multi-section heat exchanger; volume flow; working fluid; quadratic resistance law; temperature; environment; Shukhov's formula; analogues of Kirchhoff's laws; heat loss on the heat exchanger.

УДК: 532

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОЦИКЛОНА НА ОСНОВЕ ПАКЕТА ПРОГРАММ COMSOL MULTIPHYSICS

Маликов З.М., Йулдашев А.Т., Мадалиев М.Э., Хайдаров С.И.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

e-mail: malikov.z62@mail.ru

Аннотация. В работе проводится математическое моделирование течения двухфазного потока внутри гидроциклона. Для численного решения системы исходных нестационарных уравнений использован метод конечных элементов и стандартные решатели Comsol Multiphysics. Для анализа эффективности гидроциклона показаны контурные графики давления и скорости потока внутри гидроциклона. Также представлены траектории частиц диаметром 40 мкм при скорости 5 м/с, аэродинамическое сопротивление гидроциклона и графическое изображение эффективности гидроциклона.

Ключевые слова: циклон; математическое моделирование; модели турбулентности; осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса; модель v^2 -f.

Введение. Начиная со второй половины прошлого столетия в мире наблюдается быстрый рост применения гидроциклонов в химической, горнодобывающей, угольной и других отраслях промышленности. Причины такой популярности кроются в простоте конструкции и эксплуатации, высокой производительности, низких затратах на техническое обслуживание и эксплуатацию, а также в небольшом физическом размере устройства.

Типичный гидроциклон состоит из цилиндрической секции с центральной трубой, соединенной с конической секцией с выпускной трубой. Впускной патрубок прикреплен к верхней части цилиндра. Жидкость, впрыскиваемая по касательной в гидроциклон, вызывает завихрение и таким образом создает центробежную силу внутри устройства. Это поле центробежной силы приводит к быстрой сортировке твердых частиц из среды, в которой они находятся.

Поведение потока в гидроциклоне довольно сложное. Эта сложность потоков побудила разработчиков полагаться на эмпирические уравнения для прогнозирования производительности оборудования. Эти эмпирические соотношения выводятся из анализа экспериментальных данных и включают влияние операционных и геометрических переменных. Различные наборы экспериментальных данных приводят к различным уравнениям для одних и тех же основных параметров. Эмпирические модели связывают классификационный параметр, такой как размер среза, с размерами устройства и свойствами жидкости (Dahlstrom, 1949; Yoshiota and Hotta, 1955; Fahlstrom, 1963; Agar and Herbst, 1966; Lynch and Rao, 1975; Plitt, 1976). Однако эти модели, как и любые другие эмпирические модели, страдают присущим им недостатком — модель может использоваться только в пределах экспериментальных данных, из которых были определены параметры модели. Ввиду этого недостатка весьма желательны математические модели, основанные на механике жидкости.

Вычислительная гидродинамика (CFD) — это универсальное средство для прогнозирования профилей скорости в широком диапазоне проектных и эксплуатационных условий.

КРАТКОЕ СООБЩЕНИЕ

О монографии Б.Ш.Юлдошева, О.И.Карабаева, У.А.Халматова “Математические и численные методы моделирования напряженно-деформированного состояния вмещающих пород при теплообмене с магмой”

Изучение геологических процессов, происходящих вследствие воздействия высокой температуры интрузивов гранитоидной магмы в земную кору (вмещающей среды), имеет важное как познавательное, так и народнохозяйственное значение. Математическое моделирование этих процессов способствует выявлению различных форм генетической связи постмагматического оруденения с гранитоидными интрузивами, исследуя которых можно вести прогноз промышленных запасов месторождений редких металлов, и является одним из актуальных вопросов науки о земле.

Методы механики сплошной среды широко применяются в задачах геотектоники, процессов формирования очага землетрясений, сейсмологии, теплообмена, термоаномалий и гидротермальных процессов в Земной коре. Разработаны математические модели теплообмена в магмогенных процессах, динамики эндогенного рудообразования, процессов дифференциации магмы и т.д. Вопросы моделирования температурных напряжений интрузивных тел и вмещающей среды, а также роль термоупругой напряженности вмещающей среды при зональном размещении трещиноватых структур вокруг интрузивных тел пока мало изучены. Проведение исследования по математическому моделированию температурных напряжений системы «интрузив+вмещающая среда», является весьма актуальными. Они позволяют научно обосновать гипотезу академика Х.М.Абдуллаева о возможном механизме образования трещин в Земной коре вблизи интрузивных тел при ее разогреве высокой температурой магмы и последующего остывания, следуя которой можно разрабатывать методики расчетов зональности трещиноватых структур в такой среде. Информация такого характера имеет важное значение при уточнении промышленных запасов открытых месторождений и позволяет сузить фронт работ геологоразведочных исследований по выявлению, особенно, глубоких (скрытых) месторождений постмагматического типа и оценки их запасов.

Глава 1 посвящена анализу результатов геологических наблюдений и экспериментов по выявлению различных форм взаимосвязи постмагматической минерализации с гранитоидными интрузивами, а также исследований по математическому моделированию процессов постмагматического оруденения и связанных с ним явлений.

Численному моделированию температурных напряжений интрузивных тел простой формы посвящена глава 2. Приводится постановка задачи о термоупругой напряженности с учетом разрушения для идеализированной системы, представляющей собой интрузив в форме длинного цилиндра внедренное в однородную среду. Рассматривается случай мгновенного излияния магмы в камеру. В качестве модели теплообмена принято уравнение Фурье, а модель основана на первой теории прочности.

Глава 3 посвящена численному моделированию пространственных стационарных температурных напряжений вмещающих пород, где рассмотрены численное моделирование стационарных температурных напряжений известняков и сланцевых пород.

Численному моделированию квазистационарных температурных напряжений кусочно-однородной среды посвящена глава 4. Разработан метод расчета границ распространения трещин вмещающей среды со структурными неоднородностями, основанная на теории квазистационарных температурных напряжений.

В монографии: разработана математическая модель термоупругой напряженности системы «интрузив + вмещающая среда» вследствие разогрева за счет тепловой энергии интрузива; доказана гипотеза академика Х.М.Абдуллаева о возможном механизме образования трещин в системе «интрузив + вмещающая среда» вследствие разогрева за счет тепловой энергии интрузива. На основе анализа результатов моделирования разработан новый метод прогноза избирательного характера локализации рудных тел в постмагматических рудных месторождениях на основе математической модели.

Книга будет полезна для магистров, докторантов, научных работников и специалистов в области механики сплошных сред, а также рассчитана на специалистов занимающихся вопросами приложения геомеханики для прогноза рудных месторождений.

Член редколлегии журнала
д.т.н., профессор,
академик АН РУз М.М.Мирсаидов

СОДЕРЖАНИЕ

К.С. Султанов, С.И. Умархонов. Напряженное состояние грунтовых плотин при кратковременных гармонических нагрузках .	3
Х.С. Сагдиев, А.С. Ювмитов. Динамические характеристики зданий разных конструктивных решений и свойства грунта строительной площадки	9
П.В. Логинов, С.С. Хамидов, Н.А. Акбаров. Численное решение распространения плоской волны в линейной вязкоупругой среде.....	26
Ш.П. Алимухамедов, Н.К. Турсунов, О.Т. Тоиров, Т.Т. Уразбаев. Исследование процесса рафинирования стали от фосфора в индукционной тигельной печи.....	35
И.К. Хужаев, З.З. Ширинов. Гидравлический и тепловой расчет многосекционного теплообменника, работающего в однетрубной сети теплоснабжения	42
З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, М.Э. Мадалиев, С.И. Хайдаров, М.А. Анализ эффективности гидроциклона на основе пакета программ Cmsol Multiphysics	54
А.А. Ризаев, М.К. Худжаев. Вынужденная вибрация клиновой пары под воздействием постоянной силы.....	61
Д.М. Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, О.Х. Абзоиров, Л.Ю. Жамолова. Экспериментальное исследование междупилльных прокладок линтерной машины на сжатие.....	66
Ф.Х. Назаров, С.К. Абдухамидов. Численное исследование течения в каналах при наличии значительных препятствий.....	72
М.Э. Мадалиев, Д.П. Наврузов, М.А. Шоев. Использование двухжидкостной модели турбулентности для численного решения задач осесимметричных закрученных струйных течений	78
Ю.А. Ахмеджанов. Уравнение движения ускорителя сырьевого валика зоны пыльного дженирования.....	85
Ф.Н. Тураходжаева, И.И. Тажибаев. Определение качества и деградации цементированной массы на основе метода спектроскопии.....	90
К.К. Юлдашев, О.А. Тешабоев, Т.И. Низомов. Разработка конструкции эффективного винтового конвейера, транспортирующего и очищающего хлопок и обоснование параметров винта	93
Ш.М. Мирзаев, Ж. Жумаев, С.С. Ибрагимов. Моделирование процесса солнечной сушки винограда в установках косвенного типа с естественной конвекцией воздуха.....	100
А.А. Шермухамедов, А.А. Тогаев, Н.Т. Эргашев, А.А. Рашидов, Б.Ж. Астанов. Прочностные характеристики рамной конструкции прицепа, грузоподъемностью 12 тонн.....	108
Г.А. Бахадиров, Г.К. Ачилов. Определение сил опорных реакций в механизме давления многооперационной валковой машины.....	116
А.З. Хасанов, З.А. Хасанов. Задачи определения устойчивости откосов и активного давления грунтов на ограждения	120
И. Мирзаев, А.С. Ювмитов, М.С. Турдиев. Колебания зданий с комбинированной сейсмоизоляцией на уровне фундамента при реальных сейсмических воздействиях	128
М.М. Мирсайдов. Краткое сообщение о монографии Б.Ш.Юлдошева, О.И.Карабаева, У.А.Халматова	135

МУНДАРИЖА

К.С. Султанов, С.И. Умархонов. Қисқа муддатли динамик кучлар таъсирида грунтли тўғонларнинг кучланганлик холати.....	3
Х.С. Сагдиев, А.С. Ювмитов. Турли конструктив ечимли биоларнинг динамик характеристикалари ва уларнинг қурилиш майдонлари грунтларини хоссалари.....	9
П.В. Логинов, С.С. Хамидов, Н.А. Акбаров. Чизикли ёпишқоқ-эластик муҳитда текис тўлқин тарқалишини сонли ечиш.....	26
Ш.П. Алимухамедов, Н.К. Турсунов, О.Т. Тоиров, Т.Т. Уразбаев. Индукцион тигел печида темир йўл қуймалари учун пўлатни дефосфорация жараёни тадқиқоти	35
И.К. Хужаев, З.З. Ширинов. Бир қувурли иссиқлик таъминоти тармоқларига уланган кўп секцияли иссиқлик узатгичнинг гидравлик ва иссиқлик хисоби.....	42
З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, М.Э. Мадалиев, С.И. Хайдаров, М.А. Cmsol multiphysics дастурий пакети асосида гидроциклонларнинг самарадорлигини таҳлили	54
А.А. Ризаев, М.К. Худжаев. Доимий куч таъсирида понанинг мажбурий тебраниши.....	61
Д.М. Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, О.Х. Абзоиров, Л.Ю. Жамолова. Линтер машинаси аралараро кистирмаларини сиқилишга таърибавий текшириш.....	66
Ф.Х. Назаров, С.К. Абдухамидов. Муҳим тўсиқлар бўлган каналлардаги оқимни сонли тадқиқи.....	72
М.Э. Мадалиев, Д.П. Наврузов, М.А. Шоев. Икки суюқлик турбулент моделининг ўққа нисбатан симметрик айланма оқим масаласини сонли ечишда қўлланилиши.....	78
Ю.А. Ахмеджанов. Аррали джин доирасидаги пахта хомашёси кичик вали тезлатгичининг ҳаракат тенгламаси.....	85
Ф.Н. Тураходжаева, И.И. Тажибаев. Цемент массасининг сифати ва деградациясини спектроскопия усули асосида аниқлаш..	90
К.К. Юлдашев, О.А. Тешабоев, Т.И. Низомов. Пахтани ташувчи ва тозаловчи самарали винтли конвейер конструкциясини ишлаб чиқиш, винт параметрларини асослаш	93
Ш.М. Мирзаев, Ж. Жумаев, С.С. Ибрагимов. Табиий ҳаво конвекциясида билвосита қуёш қуритгич қурилмаларида узумни қуритиш жараёнини моделлаштириш.....	100
А.А. Шермухамедов, А.А. Тогаев, Н.Т. Эргашев, А.А. Рашидов, Б.Ж. Астанов. Юк қўтарувчанлиги 12 тонна бўлган тиркаманинг рама конструкциясининг мустаҳкамлик хусусиятлари.....	108
Г.А. Бахадиров, Г.К. Ачилов. Кўп операцияли валли машинанинг босим берувчи механизмидаги таянч реакция кучларини аниқлаш.....	116
А.З. Хасанов, З.А. Хасанов. Тўсиқ конструкцияларга грунтларнинг фаол босимини ва қияликларнинг турғунлигини аниқлаш масаласи	120
И. Мирзаев, А.С. Ювмитов, М.С. Турдиев. Мавжуд сейсмик таъсирлар остида аралаш усулда сейсмик изоляцияланган биоларнинг тебранишлари	128
М.М.Мирсайдов. Б.Ш.Юлдошев, О.И.Карабаев, У.А.Халматоваларнинг монографияси ҳақида қисқача маълумот.....	135