

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ  
В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ****А.Е. Кишалов, А.А. Зиннатуллин****Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа, Россия**

**Аннотация:** децентрализованная выработка энергии в настоящее время приобретает большую актуальность ввиду ряда таких существенных недостатков централизованного энергообеспечения, как потери в окружающую среду при транспортировании, необходимость трансформации энергии и возможность обесточивания большого числа потребителей при крупной аварии. Одним из методов децентрализованного производства энергии является применение энергоустановок малой мощности, основанных на органическом цикле Ренкина. В них рабочее тело, нагреваясь и превращаясь в пар в котле, попадает в турбину и совершает полезную работу. Затем оно попадает в конденсатор, конденсируется и с помощью насоса подается обратно в котёл. Турбина вращает электрогенератор, за счет чего и вырабатывается электроэнергия. Рассмотрен один из вариантов отвода тепла рабочего тела к холодному источнику – грунту – при помощи горизонтального трубопровода круглого сечения. Моделирование стационарного процесса теплообмена рабочего тела с грунтом с учётом его конденсации произведено с помощью двух подходов: в программном комплексе конечно-элементного моделирования ANSYS CFX (гомогенная модель течения) и методом конечных разностей (модель кольцевого раздельного течения). Определено распределение массового паросодержания (степени сухости пара) и температуры теплоносителя по длине трубопровода для двух подходов к описанию двухфазных течений. Приведен анализ результатов, полученных в ходе решения задачи средствами конечно-элементного анализа и инженерного расчёта методом конечных разностей

**Ключевые слова:** децентрализованная выработка энергии, теплоотдача, конденсация, гомогенная модель течения, кольцевой режим течения, математическое моделирование теплофизических процессов, ANSYS CFX

**Введение**

Децентрализованной выработкой энергии принято называть генерацию электрической и тепловой энергии независимо от централизованных источников. Она имеет ряд ключевых преимуществ в сравнении с централизованным энергообеспечением. Непосредственная близость мест выработки к потребителям практически сводит на нет потери энергии в окружающую среду при транспортировании и трансформации. Благодаря своей автономности, установки децентрализованной выработки могут обеспечивать энергией географически отдаленные районы (включая области Крайнего Севера). Децентрализация позволяет смягчить последствия аварий на центральных электростанциях для объектов социального назначения посредством снабжения их резервной энергией.

В данном исследовании рассматривается конструкция конденсатора системы децентрализованной выработки энергии, представляющего собой горизонтально расположенный трубопровод, помещенный в грунт [1]. Подобная конструкция обеспечивает охлаждение рабочего тела (РТ) на температурном уровне окружающей среды за счёт хладоресурса грунта. В настоящей статье исследуются подходы для расчёта стационарного теплообмена РТ с грун-

том через цилиндрическую стенку с учетом его конденсации. Также проведён сравнительный анализ подходов к описанию двухкомпонентных течений с фазовыми превращениями.

Расчётная модель конденсатора (рис. 1) представляет собой горизонтально расположенную трубу длиной  $l = 70$  м, помещенную в грунт на глубину  $h = 1,6$  м, с наружным диаметром  $D = 219$  мм и толщиной  $\delta = 32$  мм. Материал конструкции – нержавеющая сталь 08X17T, с постоянной теплопроводностью  $\lambda_{\text{труб}} = 25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$  [2].

Трубопровод окружен грунтом, теплопроводность которого равна  $\lambda_{\text{грунт}} = 1,03 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ , что соответствует пылевато-глинистому грунту малой влажности (ил, песок, глина) [3].

Рабочим телом является толуол, зависимости теплофизических свойств (ТФС) его жидкой и парообразной фаз определены аппроксимацией данных из программы REFPROP [4] и источников [5, 6]. Температура РТ на входе в трубопровод составляет  $T_{\text{вх}} = 554,73$  К, расход –  $m = 0,0328$  кг/с.

Для упрощения моделирования приняты следующие допущения.

Теплообмен происходит при изобарных условиях без потерь напора из-за трения. Значит, ТФС РТ зависят только от температуры. Влияние сил гравитации не учитывается.

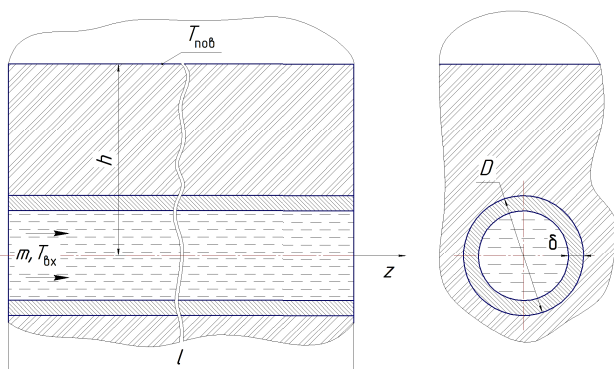


Рис. 1. Расчетная область

В работе было проведено два расчёта: расчёт № 1 – инженерная методика, тепловой расчёт конденсатора посредством модели кольцевого течения с применением метода конечных разностей; расчёт № 2 произведен в программном продукте трехмерного численного гидродинамического моделирования ANSYS CFX с применением гомогенной модели течения. Вдобавок произведено сравнение полученных результатов с результатами инженерного расчёта с помощью модели гомогенного течения [1].

### Расчёт № 1. Расчёт по инженерной методике с помощью модели кольцевого течения

В отличие от гомогенного течения, в котором поток пара и конденсата рассматривается как «псевдоконтинуум» (сплошная неразрывная среда), в кольцевой модели течения фазы движутся раздельно (рис. 2). Кольцевое течение, наряду с гомогенной моделью, можно охарактеризовать как идеализацию, так как в данной модели не происходит стекания пленки конденсата с образованием «ручья» в нижней части трубопровода. Однако кольцевая модель течения является более приближенной к реальной картине течения пленки конденсата в трубопроводе.

В инженерной методике принят ряд предположений, позволяющих упростить расчёт. Во-первых, тепловой расчёт производится в одномерной постановке, то есть изменение параметров РТ происходит только вдоль оси трубопровода. Во-вторых, имеет место только термодинамическое взаимодействие фаз: трение между фазами отсутствует, динамического срыва пленки конденсата потоком пара не происходит. В-третьих, рассматривается равновесная конденсация: температура поверхности раздела фаз равна температуре насыщения  $T_s = 383,75$  К, следовательно, профиль температуры в чистой паровой фазе плоский, стало

быть, в ней отсутствует термическое сопротивление [7]. В-четвертых, вследствие малости и незначительности изменения, в уравнении энергии не учитываются составляющие энтальпии конденсата, а также кинетической энергии конденсата и пара.

Температура поверхности грунта принята постоянной  $T_{\text{пов}} = 286,8$  К, что соответствует осредненной температуре грунта в г. Уфа для августа [8].

Расчёт проводится в 2 этапа.

Этап 1: расчёт охлаждения перегретого пара, поступающего из турбины энергоустановки до расчётного сечения, где температура пара достигает точки насыщения  $T_s$ . На данном этапе начало конденсации происходит, когда температура внутренней стенки трубы становится ниже температуры насыщения:  $T_{\text{ст}} < T_s$ . Определение изменения степени сухости пара  $x$  производится соотношениями для гомогенного потока.

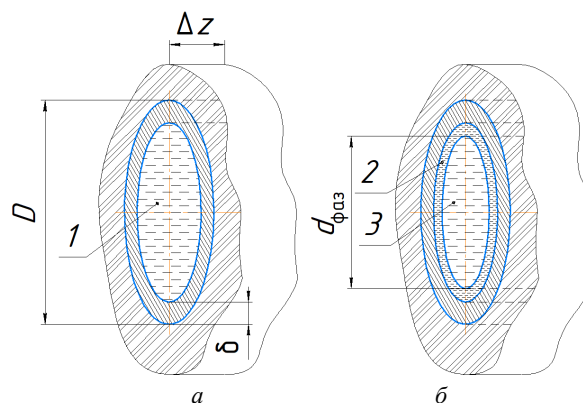


Рис. 2. Сравнение подходов к расчёту двухфазных течений: а – гомогенная модель течения, б – модель раздельного кольцевого течения  
1 – парожидкостная смесь, 2 – жидкая фаза, 3 – паробразная фаза

Степень сухости пара в данном расчётном сечении с индексом  $n + 1$  определяется следующей системой, полученной линейризацией дифференциалов переходом к конечным разностям:

$$\begin{aligned}
 x^{(n+1)} &= \begin{cases} 1, & T_{\text{ст}}^{(n)} > T_s \\ x^{(n)} - \frac{k^{(n)} \Delta z}{m(\Delta i_{\text{п}}^{(n)} + r^{(n)})} (T_s - T_{\text{пов}}), & T_{\text{ст}}^{(n)} \leq T_s \end{cases} \\
 0 \leq x^{(n+1)} &\leq 1; \\
 T_{\text{ст}}^{(n)} &= T^{(n)} - \frac{k^{(n)} (T^{(n)} - T_{\text{пов}})}{\pi d \bar{\alpha}_{\text{см}}^{(n)}}; \\
 T^{(n+1)} &= T^{(n)} \left( 1 - \frac{k^{(n)} \Delta z}{m c_{p,\text{см}}^{(n)}} \right) + T_{\text{пов}} \frac{k^{(n)} \Delta z}{m c_{p,\text{см}}^{(n)}}
 \end{aligned} \quad (1)$$

где  $k^{(n)}$  – суммарный линейный коэффициент теплоотдачи от РТ в окружающую среду через цилиндрическую стенку и полубесконечный массив (грунт),  $\Delta z$  – шаг интегрирования по оси трубопровода,  $\Delta i_p^{(n)} = i''^{(n)} - i_s''$  – энтальпия перегрева пара,  $r^{(n)}$  – теплота парообразования,  $T^{(n)}$  – температура пара,  $\bar{\alpha}_{cm}^{(n)}$  – средний на выбранном дискретном малом участке  $\Delta z$  коэффициент теплоотдачи от смеси пара и жидкости,  $m$  – суммарный расход теплоносителя,  $d = D - 2\delta$  – внутренний диаметр трубы,  $c_{p,cm}^{(n)}$  – изобарная удельная теплоемкость смеси [1].

Этап 2: расчёт раздельного кольцевого течения пара и конденсата.

Для второго этапа уравнение баланса энергии рассматриваемой системы с учетом предположений, описанных ранее, имеет следующий вид:

$$r \frac{dx}{dz} = - \frac{k(T_s - T_{пов})}{m}. \quad (2)$$

Суммарный линейный коэффициент теплоотдачи от РТ через цилиндрическую стенку в окружающую среду, грунт определяется следующим выражением [9]:

$$k = \frac{1}{\ln \left[ \frac{2h}{D} + \sqrt{\left( \frac{2h}{D} \right)^2 - 1} \right] + \frac{\ln \left( \frac{D}{d} \right)}{2\pi\lambda_{труб}} + \frac{1}{\pi d \bar{\alpha}'}} \quad (3)$$

где  $\bar{\alpha}'$  – средний на выбранном участке  $\Delta z$  коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата.

Средний коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата определяется в зависимости от числа Нуссельта:

$$\bar{\alpha}' = \frac{\lambda' \overline{Nu}}{d}, \quad (4)$$

где  $\overline{Nu}$  – среднее на участке длины трубопровода  $\Delta z$  число Нуссельта,  $\lambda'$  – коэффициент теплопроводности жидкой фазы.

Для определения числа Нуссельта использованы корреляции чисел подобия для теплоотдачи при течении теплоносителя в канале круглого сечения с применением гидравлического диаметра  $d_r = d - d_{фаз}$  в качестве характерного размера.

$$\overline{Nu} = \begin{cases} 1,4 \left( Re \frac{d}{\Delta z} \right)^{0,4} Pr^{0,33}, & Re < 2300; \\ 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \epsilon_n, & 2300 \leq Re < 10000; \\ 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}, & Re \geq 10000; \end{cases} \quad (5)$$

где  $Re = \frac{\rho' W d_r}{\mu'} = \frac{4m(1-x)(1+\sqrt{\phi})}{\pi d \mu'}$  – число Рейнольдса,  $Pr = \frac{\mu' c_p'}{\lambda'}$  – число Прандтля,  $\phi = \frac{1}{1 + \left[ \frac{1-x}{x} \right] \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{2/3}}$  – доля сечения, занятая паром [7];  $\epsilon_n$  – поправка на переходный режим, зависящая от числа Рейнольдса [10].

Система уравнений (1–5) с учетом граничных условий является замкнутой для проведения теплового расчёта процесса охлаждения и конденсации пара в горизонтальном трубопроводе.

По результатам расчёта построены зависимости средней температуры и массового паросодержания вдоль оси трубопровода.

Также с целью оценки степени влияния процесса конденсации на участке охлаждения РТ на результат решения, проведен дополнительный расчёт без учёта наличия конденсации на этапе снятия перегрева пара. Другими словами, предполагается, что на начальном участке происходит только охлаждение пара до температуры насыщения без конденсации у стенок трубопровода.

## Расчёт № 2. Моделирование в ANSYS CFX

Расчётная область состоит из трёх частей: грунт, трубопровод и зона течения теплоносителя, передача информации между ними осуществляется посредством специальных связей – интерфейсов. В целях минимизации времени расчёта, в моделировании задействована только половина области.

Расчётная область грунта представляет собой параллелепипед шириной 3,5 м и высотой 5 м с вырезом в форме половины цилиндра для трубопровода и области течения (рис. 1). На данной геометрической модели построена не структурированная тетраэдрическая сетка с замельчением по поверхности контакта грунта с трубой [11]. Минимальный размер элемента сетки – 80 мм, максимальный – 150 мм, в замельчении размер элемента – 40 мм. Количество элементов – порядка 3 800 000 (рис. 3а).

Для модели трубопровода, представляющего собой половину полого цилиндра (рис. 1), построена не структурированная тетраэдрическая сетка с замельчением по внутренней поверхности. В данном случае минимальный размер элемента сетки – 8 мм, максимальный – 15 мм. Число элементов – 3 400 000. Результат построения показан на рис. 3б.

Аналогично для области течения РТ построена не структурированная тетраэдрическая

сетка с замельчением по области контакта с внутренней поверхностью трубопровода и структурированными слоями из призматических элементов (слои инфляции). Минимальный размер элемента сетки – 20 мм, максимальный – 60 мм, размер замельчения равен 10 мм, суммарная толщина слоёв инфляции – 54,2 мм, число слоёв – 5, максимальная толщина одного слоя составляет 13 мм. Число элементов – порядка 3 280 000 (рис. 3в).

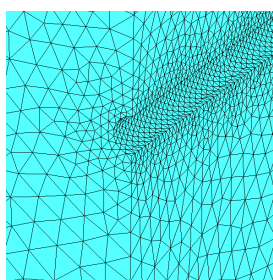
При моделировании использовался так

называемый подход «Эйлера-Эйлера», сущность которого заключается в том, что отдельные фазы рассматриваются как взаимопроникающие континуумы, и через каждую точку пространства в разные моменты времени проходят частицы двух фаз теплоносителя, имеющие собственные значения термо- и газодинамических величин. Функции, описывающие концентрации фаз в рассматриваемом объеме (массовая, объемная и мольные содержания), являются непрерывными, сумма содержаний фазовых составляющих РТ постоянна во времени и пространстве и равна 1.

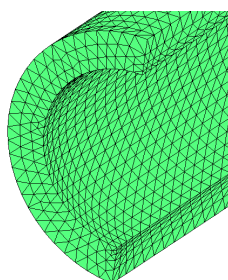
Для объема грунта задано начальное условие в виде зависимости температуры от глубины (таблица).

Распределение средних температур по глубине грунта в г. Уфа в августе [8]

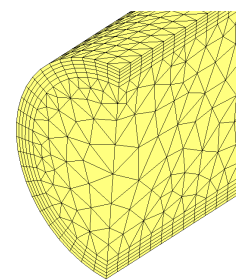
| $h, \text{м}$                | 0      | 0,8    | 1,6    | 2,4    |
|------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| $T_{\text{грунт}}, \text{К}$ | 290,75 | 289,05 | 285,15 | 280,75 |



а



б



в

Рис. 3. Конечно-элементные модели: а – грунта, б – трубопровода, в – области течения РТ

Одной из моделей, относящихся к Эйлер-Эйлеровому подходу, является модель смеси (Mixture Model) [12]. Она разработана для двух или более фаз. Система основных уравнений рассматривается не для отдельных фаз, а для их смеси. Эффективные ТФС смеси получают по определенным зависимостям [1]. Частный случай модели смеси – модель гомогенного течения (Homogeneous Mixture Model). В ней предполагается, что фазы движутся с одинаковой скоростью, не проскальзывая друг относительно друга. Поверхности раздела фаз не существуют, капли не моделируются.

Подобная модель была использована для описания конденсации РТ в канале кольцевого сечения [1] инженерной методикой.

В качестве РТ была использована бинарная гомогенная смесь (Binary Homogeneous Mixture), компоненты которой – пар и конденсат толуола – были выбраны из библиотеки материалов ANSYS CFX. Фазовый переход – термический (Thermal Phase Change) – конденсация в зависимости от температуры. Установле-

на модель теплопереноса Thermal Energy, модель турбулентности –  $k - \epsilon$ .

Распределения массового паросодержания и температуры в моделируемой области, полученные в результате решения задачи в ANSYS CFX, изображены на рис. 4 и 5 соответственно.

Профили степеней сухости в сечениях трубопровода имеют форму концентрических окружностей, а вдоль его оси изменяются по закону, близкому к квадратичной параболе. Значит, изоповерхности степеней сухости пара в пространстве имеют форму, похожую на параболоид вращения.

Из рис. 5а видно, что установленные граничные условия деформируют профиль температур во входной и выходной области моделирования. Профили температур в поперечных контрольных сечениях (рис. 5б) моделируемой области вблизи трубопровода имеют форму концентрических окружностей, далее по мере удаления от оси профиль принимает всё больший нелинейный асимметричный («приплюснутый» вдоль вертикальной оси) характер.

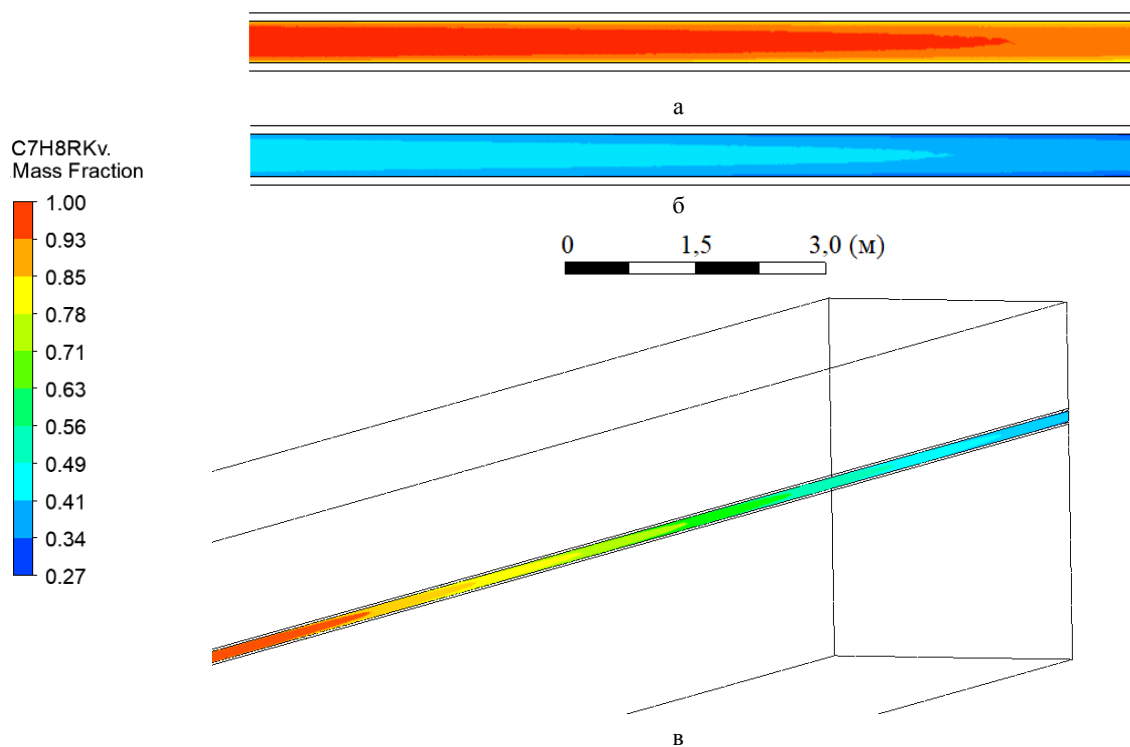


Рис. 4. Изменение степени сухости пара по длине трубопровода:  
а – в области начала конденсации, б – в выходной области трубопровода,  
в – общая картина

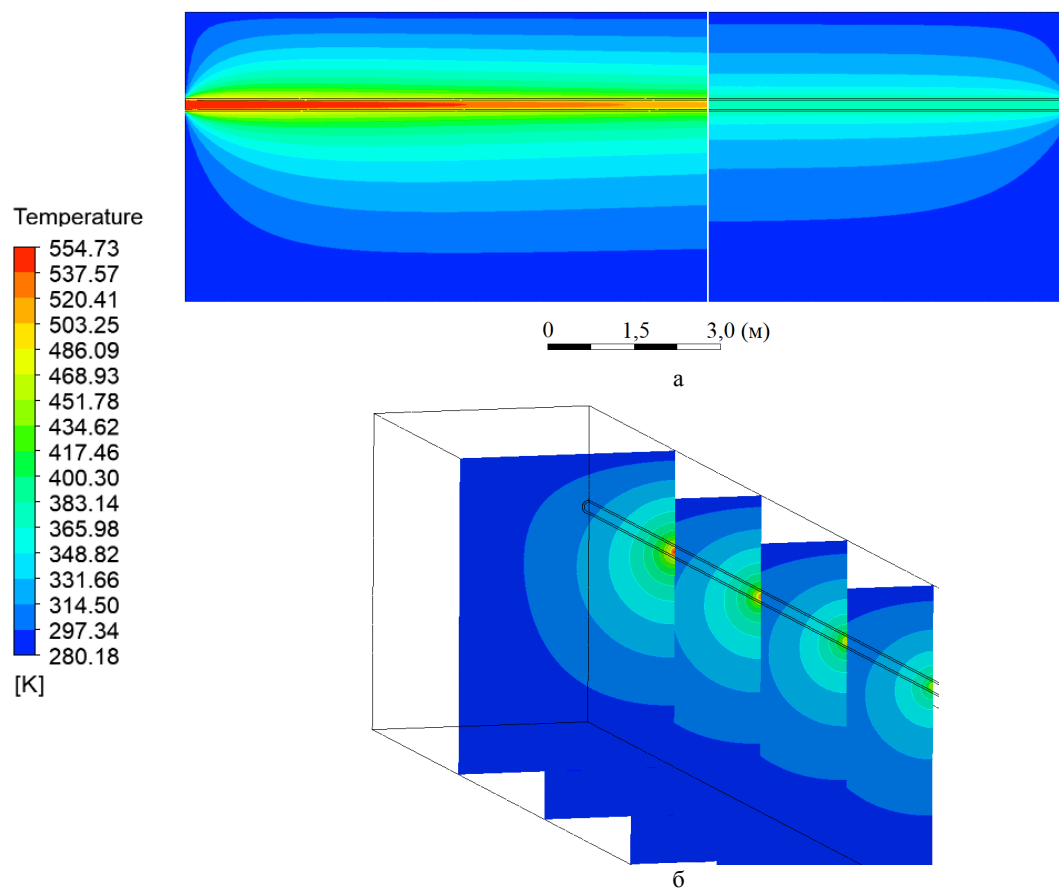


Рис. 5. Поля температур:  
а – в области входного и выходного сечений по плоскости симметрии,  
б – в контрольных плоскостях вдоль оси трубопровода  $z$  (5, 10, 15, 20 м)

### Анализ полученных результатов

На рис. 6 приведены распределения средних по сечениям трубопровода температур РТ. Как видно из графиков, имеются некоторые расхождения результатов расчётов. Так, сечение, для которого по всей поверхности устанавливается температура ниже условий насыщения, имеет координату вдоль оси трубопровода: для расчёта №1 –  $z = 39,2$  м, для расчёта №2 –  $z = 35$  м. Соответственно, отклонение расчёта инженерной методики от расчёта в ANSYS CFX составляет 4,2 м (12,0%).

В свою очередь, среднее расхождение инженерной методики расчёта относительно расчёта в ANSYS CFX по температурам в сходственных точках, составило 11,0 К (2,6%). Средний на участке снятия перегрева температурный градиент  $dT/dz$  для расчёта №1 равен –4,3 К/м, а для расчёта №2 равен –4,8 К/м, другими словами, расчёт №2 показал более усиленный теплосъем.

На рис. 7 приведены графики распределения степеней сухости пара по результатам расчёта инженерной методики с помощью модели кольцевого течения (расчёт №1, кривая 1), моделирования в ANSYS CFX (расчёт №2, кривая 2), расчёта инженерной методикой моделью кольцевого течения без учёта конденсации РТ на этапе съёма перегрева за счёт падения температуры стенки ниже условий насыщения (кривая 3) и расчёта гомогенной моделью, согласно алгоритму, приведенному в [1]. Качественно все зависимости схожи, однако имеются некоторые количественные расхождения. Причём характер расхождения в каждом случае индивидуален. Например, результаты расчёта №1 отличаются в среднем на 0,015 (2,5%) от результатов расчёта №2. Распределение массового паросодержания, определенное гомогенной моделью течения [1], при аналогичной геометрической конфигурации трубы и граничных условиях, различается от результатов расчёта в ANSYS CFX на 0,108 (21,5%). Среднее отличие результатов расчёта №1 относительно расчёта №2 при определении координат с одинаковым значением степени сухости составило 4,3%. Для принципа расчёта из [1] при тех же условиях – 30,4%, к тому же, погрешность имеет тенденцию к росту с увеличением  $z$ .

На длине трубопровода  $l = 70$  м (выходное сечение) для расчёта №1 массовое содержание конденсата  $(1 - x)$  составляет 0,575, для расчёта №2 – 0,653, для расчёта в предположении отсутствия конденсации у стенки тру-

бы на этапе охлаждения – 0,485, а для расчёта [1] – 0,335.

Среднее уменьшение степени сухости пара вдоль оси трубопровода  $\overline{dx}/dz$  для расчётов составило: 0,011 м<sup>-1</sup> – для расчёта №1, 0,010 м<sup>-1</sup> – для расчёта №2, 0,005 м<sup>-1</sup> – для методики расчёта, приведенной в [1]. Таким образом, наиболее интенсивный процесс конденсации наблюдается в модели расчёта №1. В то же время скорость уменьшения степени сухости пара для расчёта №2 незначительно отличается от величины для расчёта №1. Это можно заметить по практически равному углу наклона двух кривых 1 и 2 (рис. 7) на участке конденсации.

Стоит отметить, что относительная близость распределений степеней сухости пара двух принципиально разных расчётов №1 и №2 объясняется одновременно большим, в сравнении с гомогенной моделью, коэффициентом теплоотдачи для кольцевой модели течения и более высокой точностью расчёта в ANSYS CFX.

Различие результатов для степени сухости пара и температуры определяется, в первую очередь, тем, что ANSYS CFX обеспечивает сравнительно высокий уровень решения задачи. Это достигается, во-первых, за счёт более мелкой структуры сетки, в сравнении с инженерными методиками (меньшая ошибка при интерполяции результатов в узлах), во-вторых, за счёт принципа решения, построенного на методе конечных элементов (в то время как инженерные методики расчёта были основаны на методе конечных разностей). Также в не малой степени на результат влияет различие моделей, послуживших основой решения: в ANSYS CFX (расчёт №2) и [1] течение фаз теплоносителя задано гомогенным (линии 2 и 4 на рис. 7), а в инженерной методике (расчёт №1) – кольцевым раздельным (линии 1 и 3).

При  $z = 39,2$  м кривая 1 (рис. 7) имеет характерный излом, связанный с переходом от охлаждения пара с учетом конденсации вблизи стенки трубопровода соотношениями гомогенного потока к конденсации, описываемой кольцевой моделью течения.

Результаты расчётов моделью кольцевого течения с учётом конденсации на участке охлаждения (кривая 1, рис. 7) и без учёта (кривая 3) по степени сухости отличаются на 0,105 (12,3%). Длина трубопровода при одинаковой степени сухости в среднем отличается на 6,4 м. Следовательно, для повышения точности моделирования необходимо учитывать

тот факт, что на этапе охлаждения РТ имеется

процесс конденсации за счёт условия  $T_{\text{ст}} < T_s$ .

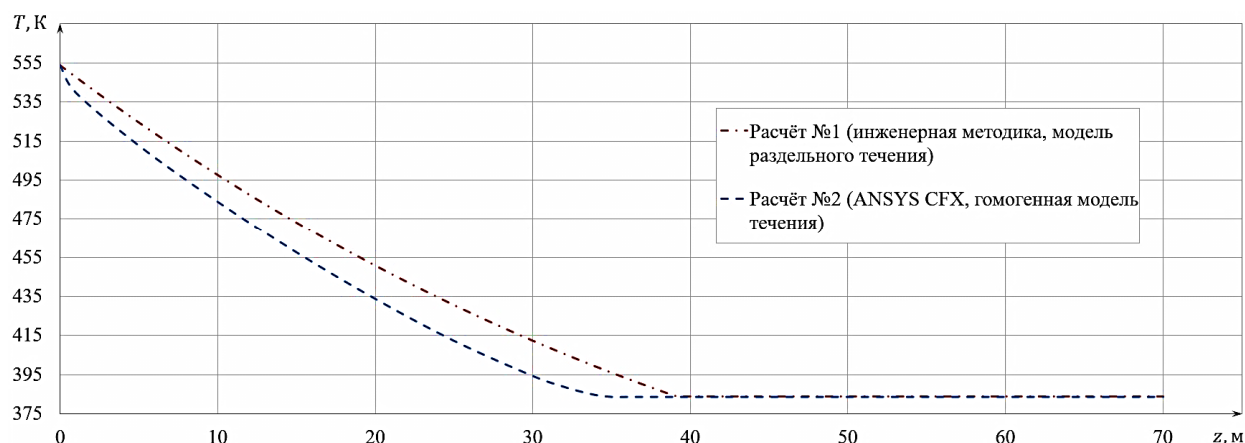


Рис. 6. Изменение средней температуры в сечениях по длине трубопровода

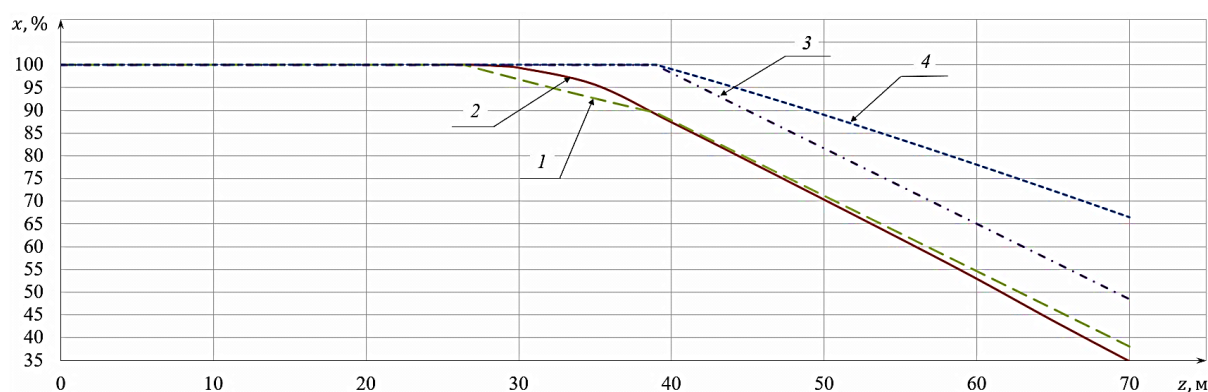


Рис. 7. Распределение массового паросодержания вдоль оси трубопровода:

1 – расчёт №1 (инженерная методика, кольцевая модель течения), 2 – расчёт №2 (ANSYS CFX, гомогенная модель течения), 3 – инженерная методика, кольцевая модель течения (в предположении отсутствия конденсации на участке охлаждения), 4 – инженерная методика, гомогенная модель течения [1]

## Выводы

В рамках данного исследования рассмотрена система отдачи тепла рабочего тела холодному источнику – грунту – для энергоустановки децентрализованной выработки тепловой и электрической энергии. Был произведён расчёт стационарного теплообмена движущегося теплоносителя (толуола) с грунтом через цилиндрическую стенку – трубопровод – с учётом конденсации двумя методами: расчёт №1 (инженерная методика) модель раздельного кольцевого течения посредством метода конечных разностей с учётом конденсации РТ на этапе снятия перегрева и без неё, расчёт №2 – в ANSYS CFX с применением гомогенной модели течения. Также произведен расчёт инженерной методикой с помощью гомогенной модели течения согласно алгоритму из [1]. Далее прове-

ден сравнительный анализ результатов, полученных с применением указанных методик.

Расчёты № 1 и 2 дают качественно и количественно схожие результаты. Установлено, что значения температур на этапе охлаждения РТ, определенные инженерными методиками, достаточно хорошо согласуются с результатами моделирования в ANSYS CFX, средняя погрешность составляет 11,0 K (2,6%).

В выходном сечении трубопровода для расчёта №1 массовая доля конденсата составляет 0,575, для расчёта №2 – 0,653, а для инженерного расчёта посредством гомогенной модели при тех же условиях – 0,335. В среднем, значения степеней сухости пара, определенные инженерными методиками, отличаются от расчёта в ANSYS CFX на 2,5% и 21,5% для кольцевой и гомогенной модели соответственно.

Результаты расчётов кольцевой моделью течения с учётом конденсации на этапе охлаждения рабочего тела (расчёт №1) и без нее по степени сухости отличаются на 0,105 (12,3%). Длина трубопровода при одинаковой степени сухости пара больше на 6,4 м для расчёта с пренебрежением наличия конденсации на участке охлаждения.

Несмотря на различие в подходах и трудоёмкость моделирования, разные модели дают схожие результаты. В особенности наиболее близкими к результатам моделирования при помощи ANSYS CFX являются результаты расчёта инженерной методикой с применением кольцевой модели течения.

#### Литература

1. Кишалов А. Е., Зиннатуллин А. А. Тепловой расчёт горизонтального трубопровода с учётом конденсации теплоносителя // Технические науки: теория и практика: материалы IV Междунар. науч. конф. Казань: Молодой ученый, 2018. С. 27-32.
2. Характеристика материала 08X17T // Марочник стали и сплавов [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.splav-kharkov.com/mat\\_start.php?name\\_id=319](http://www.splav-kharkov.com/mat_start.php?name_id=319) (дата обращения: 30.10.2018)
3. Теплопроводность горных пород и минералов, их плотность и теплоемкость // Thermalinfo.ru [Электрон-

ный ресурс]. Режим доступа: <http://thermalinfo.ru/svoystva-materialov/mineraly/teploprovodnost-gornyh-porod-i-mineralov-ih-plotnost-i-teploemkost> (дата обращения: 30.10.2018).

4. NIST REFPROP [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.nist.gov/srd/refprop> (дата обращения: 30.10.2018).

5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. 708 с.

6. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик и др. М.: Энергоатомиздат, 1990. 352 с.

7. Петухов Б.С., Шиков В.К. Справочник по теплообменникам. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 560 с.

8. Волков М.М., Михеев А.Л., Конев К.А. Справочник работника газовой промышленности. М.: Недра, 1989. 286 с.

9. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.

10. Лашутина Н.Г., Макашова О.В., Медведев Р.М. Техническая термодинамика с основами теплопередачи и гидравлики: учеб. пособие. Л.: Машиностроение, 1988. 336 с.

11. Кудоярова В.М., Кишалов А.Е. Решение прикладных задач теплообмена и гидрогазодинамики в пакете ANSYS: учеб. пособие. Уфа: РИК УГАТУ, 2016. 219 с.

12. The Homogeneous Model // SHARCNET [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en/us/help/cfx/mod/i1305196.html> (дата обращения: 30.10.2018).

Поступила 17.01.2019; принята к публикации 15.04.2019

#### Информация об авторах

**Кишалов Александр Евгеньевич** – канд. техн. наук, доцент кафедры авиационной теплотехники и теплоэнергетики, Уфимский государственный авиационный технический университет (450008, Россия, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12), e-mail: [kishalov@ufanet.ru](mailto:kishalov@ufanet.ru)

**Зиннатуллин Альмир Альбертович** – студент четвертого курса кафедры авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет (450008, Россия, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12), e-mail: [zinatullin.almir@gmail.com](mailto:zinatullin.almir@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3075-2249>

## COMPUTATIONAL MODELLING OF HEAT-TRANSFER AGENT CONDENSATION IN HORIZONTAL PIPELINE

A.E. Kishalov, A.A. Zinnatullin

Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russia

**Abstract:** currently, decentralized energy production gains a significant relevance due to several essential disadvantages of centralized power supply such as energy loss to the environment while transferred, the need for energy transformation and a probability of de-energizing a large number of consumers in case of an accident. One of the methods of decentralized energy generation is using low-power plants based on Rankin organic cycle. The working body enters the turbine and performs useful work once it has been heated and converted into the vapor. Then it gets into the condenser, is condensed and is fed back to the boiler with the use of the pump. The turbine rotates the electric generator and electricity is generated. In this paper, one of the options of removing working fluid heat to the cold source – ground – using a horizontally oriented pipe of circular cross section is considered. The modelling is conducted using engineering simulation and 3D design software ANSYS CFX based on finite element method (homogeneous model) and finite difference method (separate O-ring flow model). For both multiphase flow modelling approaches, the distribution of steam mass content (steam dryness) and averaged heat-transfer agent temperature along the pipeline length is determined. Results of multiphase flow modelling by finite element and finite difference method are analyzed

**Key words:** decentralized energy generation, heat transfer, condensation, homogeneous flow model, separate O-ring flow model, thermophysical processes mathematical modeling, ANSYS CFX

### References

1. Kishalov A.E., Zinnatullin A.A. "Thermal calculation of horizontal pipeline regarding the condensation of the heat-transfer agent", *Proc. of IV International Scientific Conference: Technical Sciences: Theory and Practice (Tekhnicheskie nauki: teoriya i praktika: materialy IV Mezhdunar. nauch. konf.)*, Kazan, Molodoy ucheniy, 2018, available at: <https://moluch.ru/conf/tech/archive/312/14598/>
2. "Characteristics of the material 08H17T", *Mark System of Steel and Alloys (Marochik staley i splavov)*, 2018, available at: [http://www.splav-kharkov.com/mat\\_start.php?name\\_id=319](http://www.splav-kharkov.com/mat_start.php?name_id=319)
3. "Thermal conductivity of rocks and minerals, their density and heat capacity", *Thermalinfo.ru*, 2018, available at: <http://thermalinfo.ru/svoystva-materialov/mineraly/teploprovodnost-gornyh-porod-i-mineralov-ih-plotnost-i-teploemkost>
4. "NIST REFPROP", 2018, available at: <https://www.nist.gov/srd/refprop>
5. Vargaftik N.B. "Handbook of thermophysical properties of gases and liquids" ("Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov i zhidkostei"), Moscow, Gosudarstvennoe izdatel'stvo fiziko-matematicheskoi literatury, 1963, 708 p.
6. Vargaftik N.B. "Handbook of thermal conductivity of liquids and gases" ("Spravochnik po teploprovodnosti zhidkostei i gazov"), Moscow, Energoatomizdat, 1990, 352 p.
7. Petukhov B.S., Shikov V.K. "Heat Exchanger Handbook" ("Spravochnik po teploobmennikam"), Moscow, Energoatomizdat, 1987, 560 p.
8. Volkov M.M., Mikheev A.L., Konev K.A. "Gas Industry Handbook" ("Spravochnik rabotnika gazovoi promyshlennosti"), Moscow, Nedra, 1989, 286 p.
9. Kutateladze S.S. "Fundamentals of the theory of heat transfer" ("Osnovy teorii teploobmena"), Moscow, Atomizdat, 1979, 416 p.
10. Lashutina N.G., Makashova O.V., Medvedev R.M. "Technical thermodynamics with the basics of heat transfer and hydraulics" ("Tekhnicheskaya termodinamika s osnovami teploperedachi i gidravliki"), Leningrad, Mashinostroenie, 336 p.
11. Kudoyarova V.M., Kishalov A.E. "Solution of applied problems of heat transfer and fluid dynamics in the ANSYS" ("Reshenie prikladnykh zadach teploobmena i gidrogazodinamiki v pakete ANSYS"), Ufa State Aviation Technical University, Ufa, RIK USATU, 2016, 219 p.
12. "The Homogeneous Model", *SHARCNET*, 2018, available at: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en/us/help/cfx\\_mod/i1305196.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en/us/help/cfx_mod/i1305196.html)

Submitted 17.01.2019; revised 15.04.2019

### Information about the authors

**Aleksandr E. Kishalov**, Cand. Sc. (Technical), Associate Professor, Ufa State Aviation Technical University (12 Karla Marksa st., Ufa 450008, Russia), e-mail: [kishalov@ufanet.ru](mailto:kishalov@ufanet.ru)

**Almir A. Zinnatullin**, Student, Ufa State Aviation Technical University (12 Karla Marksa st., Ufa 450008, Russia), e-mail: [zinnatullin.almir@gmail.com](mailto:zinnatullin.almir@gmail.com)