

УДК 665.777.4

РАСЧЕТ И МОДЕРНИЗАЦИЯ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА УСТАНОВКИ ПРОКАЛКИ НЕФТЯНОГО КОКСА

Пономаренко Е.А., Яблокова М.А., Ермолаев А.В.

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)», Санкт-Петербург, e-mail: kip@technolog.edu.ru

Основной проблемой при эксплуатации котла-утилизатора (КУ) установки прокалки нефтяного кокса до реконструкции являлась сквозная коррозия теплообменных труб. Причина снижения паропроизводительности заключалась в вынужденном выводе теплообменных труб КУ из эксплуатации путем их заглушения. До модернизации конструкции КУ ремонт его элементов был невозможен из-за отсутствия доступа. Было предложено два варианта модернизации КУ, повышающих его производительность по пару и ремонтпригодность. Выбор варианта модернизации КУ был сделан на основании математического моделирования тепловых процессов в котле с помощью программного комплекса Flow Vision. Правильность выбранного технического решения подтверждена на практике: после реконструкции производительность КУ по пару увеличилась на 15 %, ремонтпригодность стала несравнимо выше.

Ключевые слова: замедленное коксование, установка прокалки нефтяного кокса, энергосбережение, котел-утилизатор, производительность и ремонтпригодность, модернизация, теплоперенос, математическое моделирование, программный комплекс Flow Vision

CALCULATION AND MODERNIZATION OF THE RECOVERY BOILER FOR PETROLEUM COKE CALCINATION UNIT

Ponomarenko E.A., Yablokova M.A., Ermolaev A.V.

Federal State Educational Institution of Higher Education St. Petersburg State Institute of Technology (Technical University), St. Petersburg, e-mail: kip@technolog.edu.ru

The main problem in the operation of the recovery boiler (RB) installations for the calcination of petroleum coke before modernization was the through corrosion of heat exchanger tubes. The reason for the decline in steam production was the compelled withdrawal from exploitation of RB tubes by their silencing. Before the RB upgrade repair of its elements was not possible due to lack of access. Two options were suggested for RB upgrading, increasing steam production and maintainability. The choose of RB upgrading mode was made on the basis of mathematical modeling of thermal processes in the boiler by means of the software complex Flow Vision. The correctness of the chosen technical solutions is confirmed in practice: after the reconstruction steam performance of RB increased by 15 %, maintainability became incomparably higher.

Keywords: delayed coking, petroleum coke calcination unit, energy saving, recovery boiler, maintainability, modernization, heat transfer, mathematic modeling, simulation, Flow Vision

На Атырауском нефтеперерабатывающем заводе возникла задача увеличения производительности установки прокалки нефтяного кокса (УПНК) с 18,7 до 23,5 т/час [1]. При этом существенно возрастает нагрузка на котел-утилизатор теплоты дымовых газов.

Существующий на заводе котел-утилизатор конструкции фирмы «Бабкок» (Германия) представляет собой прямоугольную вертикальную шахту, боковые стенки которой выполнены из вертикальных теплообменных трубок, соединенных между собой сплошными перемычками из тонкой листовой стали. В шахте установлены горизонтальные теплообменные трубные пакеты. Схема котла (рис. 1) предусматривает два контура циркуляции – естественный и искусственный, а также нагрев воды и перегрев пара.

Основной проблемой при эксплуатации КУ является сквозная коррозия труб его элементов. За восьмилетний период эксплу-

атации производительность котла по пару упала на 65 % и к моменту реконструкции составляла 35 % от номинальной мощности. Основной причиной снижения производительности являлся вывод теплообменных труб КУ из эксплуатации путем их заглушения, поскольку ремонт их был невозможен из-за отсутствия доступа.

Расчет теплообмена в боковых стенках котла-утилизатора

Боковая охлаждающая стенка котла-утилизатора представляла собой сварную конструкцию, составленную из труб охлаждения $\varnothing 38 \times 4$ мм высотой 12 м и перемычек толщиной 6 мм между ними (см. рис. 2). Общая длина сварных швов при такой конструкции составляет 132 м на один метр ширины стенки. Очевидно, что при повторении подобной конструкции очень сложно обеспечить параллельность труб при сварке, а также соответствующую герметичность стенки и надежность сварных швов

в условиях эксплуатации. Была поставлена задача – предложить более простую в изготовлении конструкцию без снижения основных эксплуатационных характеристик – общего коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к стенке.

Были рассмотрены два варианта изменения конструкции охлаждающей стенки.

Вариант 1. Стенка котла-утилизатора выполнена из простого плоского листа. Каждая труба охлаждения приварена по всей длине к кронштейну, изготовленному из стандартного проката, который крепится к стенке с помощью болтов (см. рис. 3).

Вариант 2. Стенка котла-утилизатора выполнена из профилированного листа. Каждая труба охлаждения укладывается по длине в полукруглые канавки, прокатанные

по всей длине листа и прижимается специальными болтами (см. рис. 4).

Каждый вариант имеет свои достоинства и недостатки. Так, в первом варианте увеличивается площадь поверхности теплообмена, поскольку кронштейн играет роль своеобразного радиатора, но остаются сложности со сварными швами. Во втором варианте в конструкции отсутствуют сварные соединения, но ухудшается тепловой контакт труб с боковым листом, поскольку, очевидно, невозможно добиться идеального совпадения радиусов прокатанных канавок с радиусом труб для идеального теплового сопряжения.

Была поставлена задача – провести тепловые расчеты КУ с целью выбора наилучшего варианта конструкции.

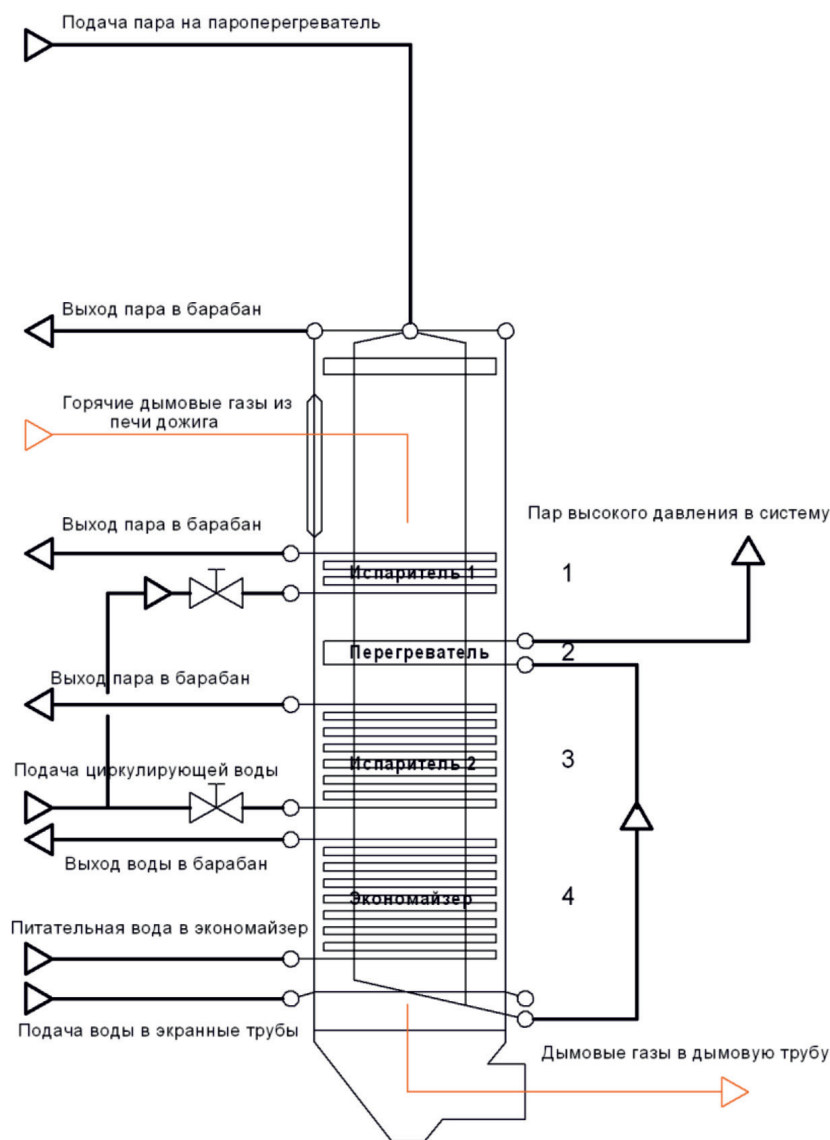


Рис. 1. Схема котла-утилизатора

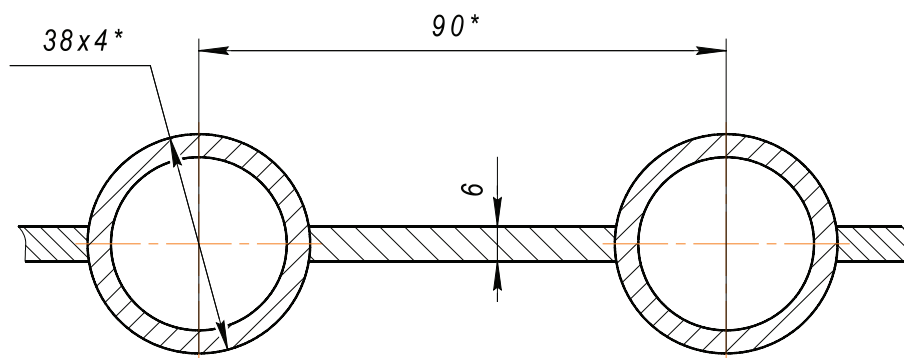


Рис. 2. Поперечное сечение боковой стенки КУ (первоначальный вариант)

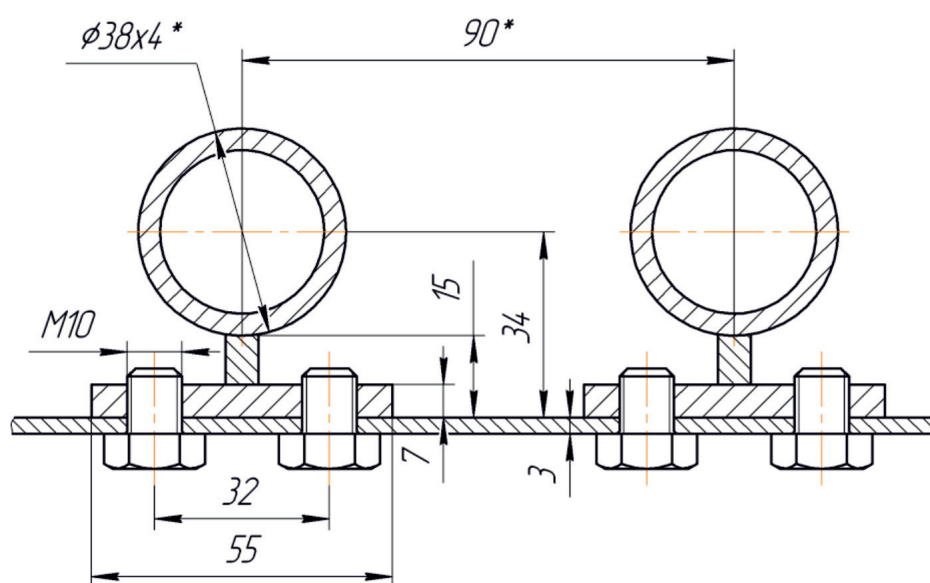


Рис. 3. Вариант 1 крепления труб охлаждения к стенке котла-утилизатора

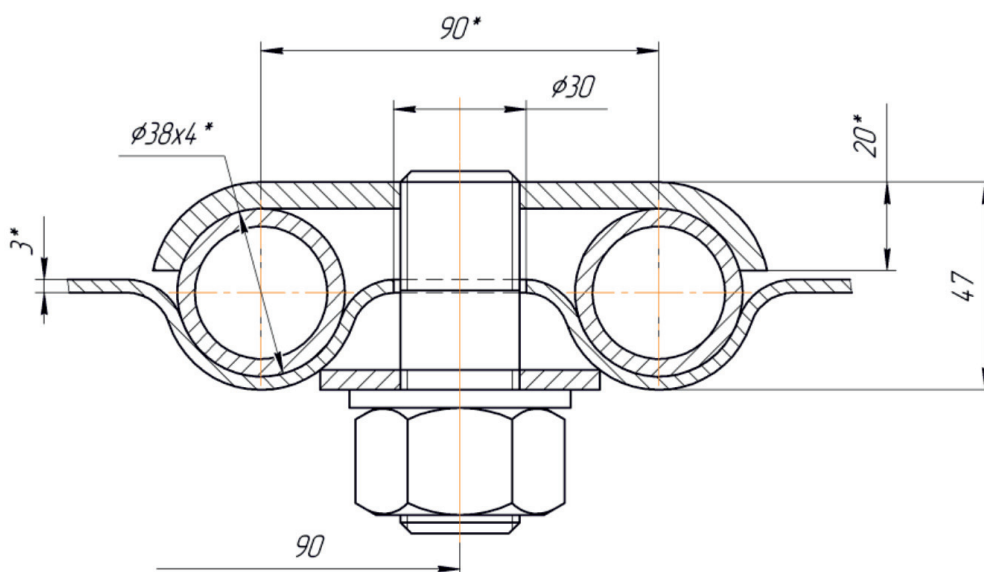


Рис. 4. Вариант 2 крепления труб охлаждения к стенке котла-утилизатора

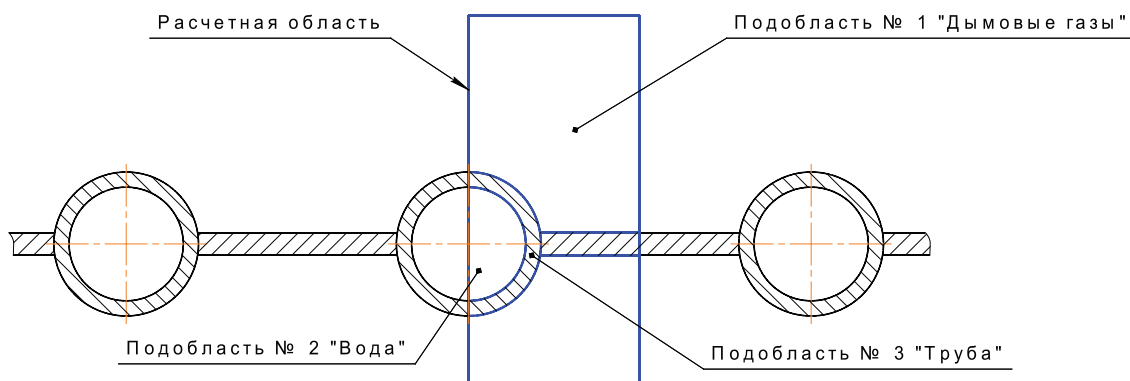


Рис. 5. Геометрия расчетной области (базовый вариант)

Требовалось провести численный эксперимент для определения распределения температур по сечению металлоконструкций для каждого из предлагаемых вариантов конструктивного исполнения боковой стенки котла-утилизатора. Целью численных экспериментов является определение:

- максимальных температур на наружной стороне стенки;
- неравномерности нагрева наружного листа (последнее влияет на величину температурных напряжений и, соответственно, на коробление стенки);
- приведенного коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к стенке, который должен быть не менее, чем в базовом варианте.

Исходные данные для расчета:

Примерный состав дымовых газов: CO_2 – 7% об.; H_2O – 14% об.; O_2 – 5% об.; N_2 – 72% об.

Начальная температура газов на входе в котел-утилизатор 900 °С.

Давление в паровых трубках – не более 1,5 МПа.

Температура пара на выходе из котла 237–243 °С.

Температура воды на входе в экономайзер 135–175 °С.

Расход котловой воды на входе в испаритель 415 т/час.

Определение полей температур в различных вариантах исполнения КУ

Численное исследование проводили с использованием программного комплекса FlowVision, который предназначен для моделирования процессов теплопереноса и трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а так-

же визуализации этих течений методами компьютерной графики. С использованием указанного программного комплекса в работе решалась задача моделирования взаимодействия потоков воды внутри охлаждающих труб, потоков горячих дымовых газов, омывающих охлаждающие трубы с наружной стороны, и распределения тепловых потоков по сечению металлических элементов конструкции.

Первоначально была создана твердотельная модель исследуемой области, файл которой далее импортирован в комплекс FlowVision. Геометрия расчетной области представляет собой объем, в котором определены уравнения математической модели. Поверхности расчетной области – это совокупность плоских многоугольников – фасеток, на которых определены граничные условия.

В целях минимизации требуемых вычислительных ресурсов с учетом симметричной картины течения расчетная область была выбрана так, как показано на рис. 5, от оси трубки до середины перемычки.

Расчетная область была разбита на три подобласти – № 1 – межтрубное пространство, заполненное дымовыми газами, № 2 – внутреннее трубное пространство, и № 3 – сплошное твердое тело – труба + перемычка.

Для каждой подобласти использовались различные математические модели процесса.

1. Для межтрубного пространства – модель «слабосжимаемой жидкости» (данная модель описывает движение вязкой жидкости/газа при дозвуковых числах Маха и любых изменениях плотности).

Модель состоит из следующих уравнений. Уравнение Навье – Стокса [2]

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (\nabla V \times V) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \Delta [(\mu + \mu_t)(\nabla V + \nabla V^T)] + S, \quad (1)$$

$$\nabla V = 0, \quad (2)$$

где V – векторное поле скоростей; t – время; ∇ – оператор Гамильтона (набла); p – давление; ρ – плотность газовой фазы; Δ – векторный оператор Лапласа; μ – динамическая вязкость; μ_t – турбулентная вязкость; S – векторное поле массовых сил;

$$S = -g + \frac{R}{\rho}, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения; R – удельная сила взаимодействия газового потока со стенкой трубы.

Уравнение энергии

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(Vh) = \frac{1}{\rho} \nabla \left[\left(\frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right] + \frac{Q}{\rho}, \quad (4)$$

где h – содержание энергии в единице контрольного объема; λ – теплопроводность среды; c_p – теплоемкость среды при постоянном давлении; Pr_t – критерий Прандтля, рассчитанный по турбулентной вязкости; Q – мощность внутреннего источника, то есть производство теплоты в единице объема за единицу времени.

Уравнения [3] для кинетической энергии турбулентности k и диссипации энергии ε

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(Vk) = \frac{1}{\rho} \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_0) - F_k; \quad (5)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(V\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[c_1 \frac{G}{\rho} - c_2 f_1 (\varepsilon - \varepsilon_0) \right], \quad (6)$$

где G – генерация турбулентности за счет естественной и вынужденной конвекции; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2$ – числовые константы k – ε модели [3, 4]; ε – диссипация энергии в турбулентном потоке; ε_0 – ее начальное значение; F_k – специальная функция [4, 5].

2. Для трубного пространства – модель «несжимаемой жидкости» (данная модель описывает течения вязкой жидкости/газа при малых числах Маха ($M < 0,3$), малых и больших (турбулентных) числах Рейнольдса. Допускаются малые изменения плотности, что позволяет естественным образом учесть подъемную силу. В модель входят те же уравнения Навье – Стокса, энергии и переноса турбулентности, что и в модель слабосжимаемой жидкости.

3. Для сплошных тел – модель «твердого тела» (данная модель предназначена для расчета теплопереноса в твердой фазе).

В модель входит уравнение энергии

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\frac{\lambda}{C_p} \nabla h \right) + \frac{Q}{\rho}. \quad (7)$$

Граничные условия для каждой подобласти показаны на рис. 6.

Подобласть № 1 – «Дымовые газы».

Слева и справа данная подобласть ограничена плоскостью симметрии. Соответственно, для всех величин в качестве граничного условия установлено условие симметрии, т.е. равенство нулю первых производных:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial n} \right|_{\Gamma} = 0. \quad (8)$$

Сверху данной подобласти установлено граничное условие «нулевой поток». В рассматриваемом контексте данное граничное условие практически совпадает с условием симметрии.

Нижняя (криволинейная) граница данной подобласти сопрягается с поверхностью твердого тела. Соответственно, для нее установлено граничное условие типа «стенка».

Для скорости предполагается наличие вязкого подслоя с логарифмическим законом ее изменения; для температуры – условие сопряжения с температурой стенки типа «диффузионный поток», при котором тепловой поток от стенки к газу определяется коэффициентом теплоотдачи:

$$D_f \left. \frac{\partial f}{\partial n} \right|_{\Gamma} = \alpha (f_r - f). \quad (9)$$

Подобласть № 2 – «вода».

Для данной подобласти определены следующие граничные условия – с левой стороны по плоскости сечения условие симметрии и по криволинейной плоскости – условие сопряжения с твердой стенкой типа «диффузионный поток».

Подобласть № 3 – «труба».

Граничные условия – аналогично подобластям № 1 и № 2.

Приняты следующие значения коэффициентов теплоотдачи для сопряжения граничных условий: коэффициент теплоотдачи α_d от стенки трубы к дымовым газам в межтрубном пространстве $\alpha_d = 15$ Вт/(м² К); коэффициент теплоотдачи α_a от стенки трубы к внешнему воздуху $\alpha_a = 10$ Вт/(м² К); коэффициент теплоотдачи α_t от стенки трубы к кипящей воде в трубном пространстве $\alpha_t = 2000$ Вт/(м² К) [6].

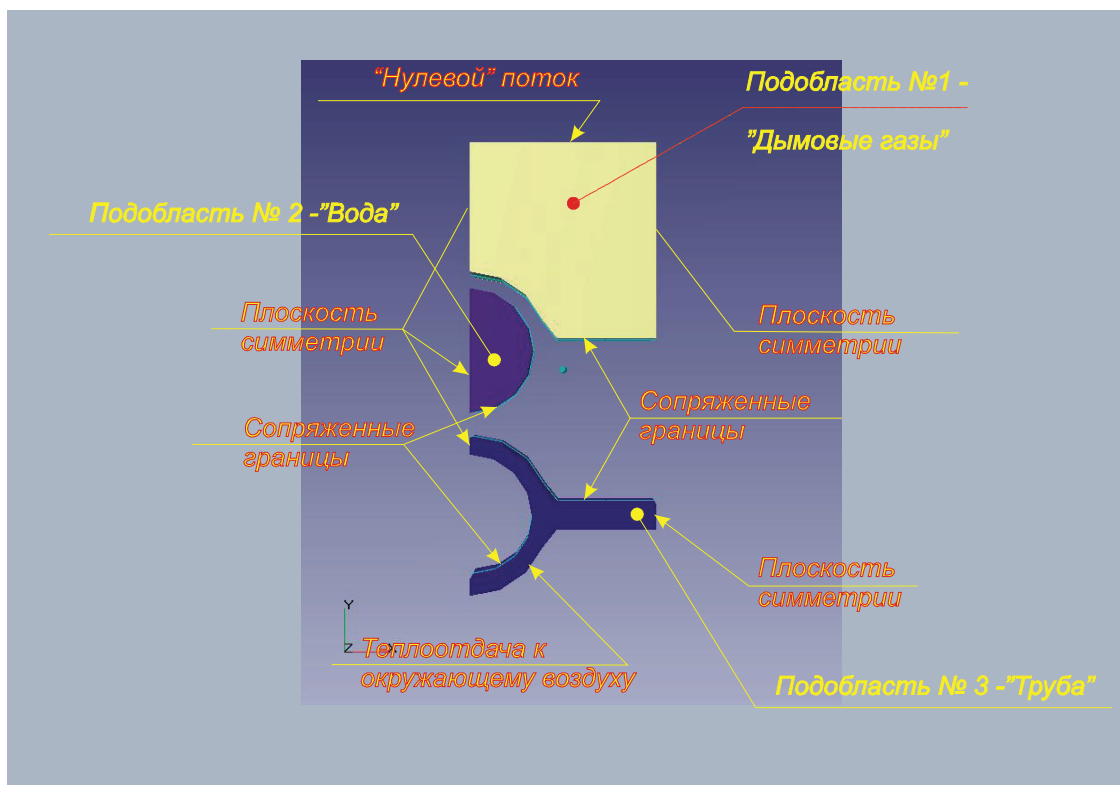


Рис. 6. Граничные условия для сопряженной задачи теплообмена в базовом варианте (расчетные подобласти условно раздвинуты по вертикали)

Для решения уравнений математической модели в работе использована прямоугольная, адаптивная, локально измельченная конечно-объемная сетка.

В процессе расчета после выхода температурного поля на стационарный режим рассчитывался приведенный тепловой поток от дымовых газов к стенке трубы и к узлам крепления. Величина теплового потока приводилась к одному погонному метру трубы охлаждения.

Результаты расчета

Результаты расчета различных вариантов показаны на рис. 7–9.

При расчете варианта 2 в условиях сопряжения температур на границе круглая труба – профилированный лист было учтено возможное ухудшение теплопередачи из-за несовпадения радиусов кривизны трубы и профиля листа. Это допущение было учтено в соответствующих граничных условиях, а именно введено дополнительное тепловое сопротивление между трубой и профилированным листом. Значение теплового сопротивления рассчитывалось как для воздушной прослойки толщиной 0,1 мм.

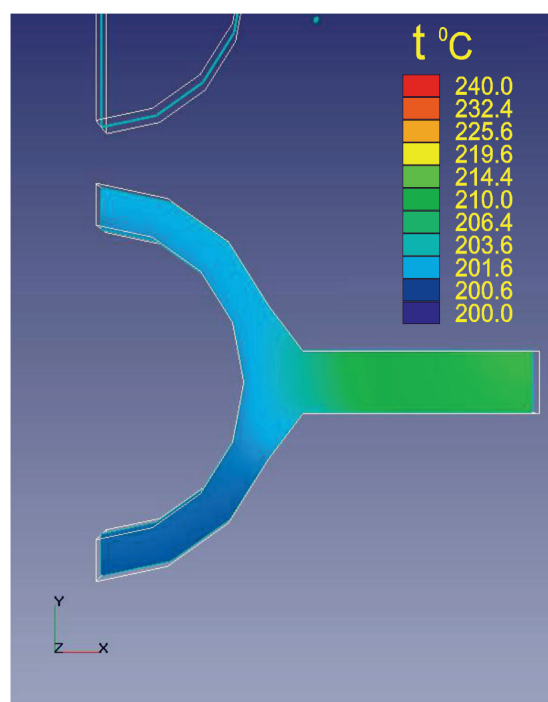


Рис. 7. Распределение температур по сечению твердого тела в базовом варианте. Максимальная температура $t = 214^{\circ}\text{C}$ – в середине перемычки, соединяющей трубы

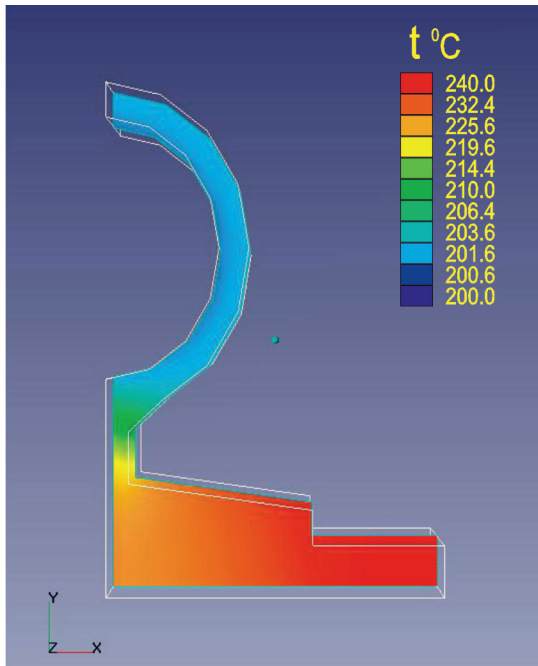


Рис. 8. Распределение температур по сечению трубы и крепления по варианту 1. Максимальная температура $t = 239\text{ }^{\circ}\text{C}$ – в середине промежутка между трубами

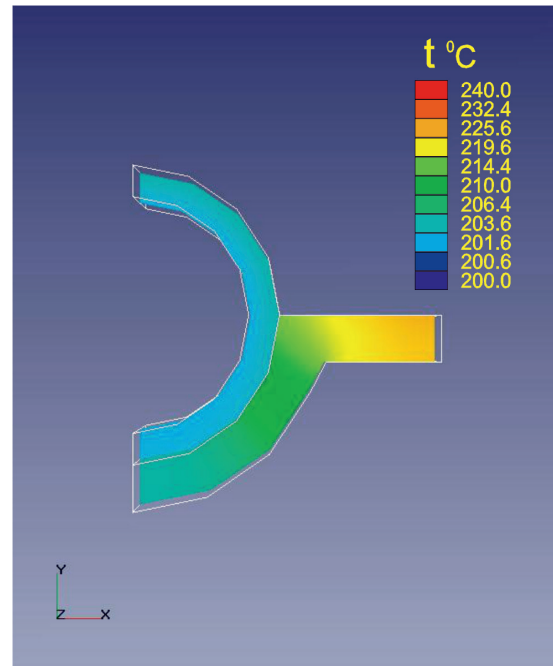


Рис. 9. Распределение температур по сечению трубы и крепления по варианту 2. Максимальная температура $t = 224\text{ }^{\circ}\text{C}$ – в середине промежутка между трубами

Сравнительная таблица результатов расчета

Наименование параметра	Варианты расчета		
	Базовый	Вариант 1	Вариант 2
Максимальная температура стенки котла, $^{\circ}\text{C}$	213	239	224
Тепловой поток от дымовых газов к трубам охлаждения, приведенный к погонному метру трубы, Вт/м	586,4	768,7	564,2
Неравномерность нагрева наружной стенки (максимальная разница температур в различных точках на наружной поверхности), $^{\circ}\text{C}$	12,3	15,2	13,8

Как видно из таблицы, вариант 1 обеспечивает даже большую эффективность теплообмена – дополнительная деталь крепления выполняет роль ребрения, повышающего эффективный коэффициент теплоотдачи. В принципе возможно пропорционально уменьшить количество труб, поставив их с большим шагом. При этом, однако, следует учесть, что перегрев наружной стенки и неравномерность распределения температур (и, соответственно, температурные напряжения и вероятность коррозия стенки) также возрастут.

Вариант 2 наиболее близок к базовому, незначительное уменьшение теплового потока и увеличение температур стенки лежат в пределах погрешностей.

Окончательный вариант технического решения (вариант 2) был принят с учетом

технологических возможностей изготовления данной металлоконструкции.

Заключение

Как показали расчеты, эффективность котла-утилизатора при увеличении тепловой нагрузки заметно снижается. Это выражается в том, что при увеличении производительности участка прокалики кокса с 18,7 т/час до 23,5 т/час пропорционального увеличения паропроизводительности котла-утилизатора не наблюдается. Действительно, при увеличении производительности на 25% по коксу выработка пара увеличивается лишь на 12,3%. Кроме того, гораздо выше температура дымовых газов на выходе из котла-утилизатора – 526,9 $^{\circ}\text{C}$ против 476 $^{\circ}\text{C}$ в базовом варианте.

Было рекомендовано в рамках модернизации УПНК также провести модернизацию КУ – например, путем установки дополнительного испарителя над испарителем 1, а также увеличить производительность вентилятора, подающего воздух на разбавление дымовых газов перед сбросом в дымовую трубу.

Как показали расчеты, боковые экраны КУ могут быть выполнены по варианту 2, так как применение такой схемы позволяет сохранить теплопередачу, как и в базовом варианте, но при этом ремонтпригодность варианта 2 несопоставимо выше по сравнению с базовым вариантом.

Обоснованность применения комплекса предложенных технических решений, подкрепленных расчетами, была подтверждена при пуске модернизированного КУ в рабочую эксплуатацию. Паропроизводительность котла-утилизатора возросла на 15% по сравнению с базовым вариантом.

Список литературы

1. Технологический регламент установки прокалики нефтяного кокса ТР-2-015-006-08. – Атырау: ТОО «Атырауский нефтеперерабатывающий завод», 2014. – 104 с.
2. Новый справочник химика и технолога. Т. 6. Процессы и аппараты химических технологий. Часть I / Под ред. Островского Г.М. – СПб.: Проффессионал, 2004. – 841 с.
3. Смирнов Е.М. Течения вязкой жидкости и модели турбулентности: методы расчета турбулентных течений / Е.М. Смирнов, А.В. Гарбарук. – СПб.: СПбГПУ, 2010. – 127 с.
4. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. – СПб.: Издательство политехнического университета, 2012. – 88 с.
5. Кузьминов А.В. Метод расчета турбулентных течений несжимаемой жидкости на основе двухслойной (k-ε) модели / А.В. Кузьминов, В.Н. Лапин, С.Г. Черный // Вычислительные технологии. – 2001. – Т. 6, № 5. – С. 73–86.
6. Романков П.Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии / П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Флисюк. – 2-е изд., испр. – СПб.: Химиздат, 2009. – 543 с.