

2. Литвак В.В., Панин В.Ф. Надёжность теплоэнергетического оборудования и экологическая обстановка вокруг ТЭС. – Томск: Изд-во НТЛ, 2009. – 280 с.
3. Родин В.Н., Шарапов А.Г., Мурманский Б.Е. и др. Ремонт паровых турбин / под общ. ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2002. – 211 с.
4. Резинских В.Ф., Гладштейн В.И., Авруцкий Г.Д. Увеличение ресурса длительно работающих турбин. – М: Издательский дом МЭИ, 2007. – 296 с.
5. СО 34.04.181-2003. Правила организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений электростанций и сетей. – М., 2004.

Научный руководитель: В.В. Литвак д.т.н., профессор каф. АТЭС ЭНИН ТПУ.

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ С ПОДОГРЕВОМ ВОЗДУХА**

В.В. Беспалов, Л.А. Беляев, Л.С. Кучман  
Томский политехнический университет  
ЭНИН, каф. АТЭС

**Введение.** Повышенный интерес энергетических и промышленных предприятий к энергосбережению определяет разработку и внедрение новых технологий. Утилизация тепла дымовых газов от сжигания природного газа может дать дополнительно 15÷20% тепловой мощности котла [1] или соответственно уменьшить расход сжигаемого газа. Научная разработка технологий утилизации соседствует с постоянным совершенствованием учеными методик расчета процесса теплообмена при конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах [1,2,3]. Разработанная технология позволяет существенно повысить глубину утилизации тепла дымовых газов за счет применения воздуха в качестве нагреваемой среды [4,5]. Для конструирования установок, реализующих эту технологию, необходима математическая модель, позволяющая проводить тепловые, конструкторские и поверочные расчеты всей установки, включая составляющие компоненты. Математическая модель должна включать как расчеты тепловых балансов элементов, так и расчеты теплопередачи через поверхности теплообмена. Балансовые уравнения при совместном решении позволяют найти тепловые мощности элементов и температуры потоков. Решение уравнений теплопередачи связывают тепловую мощность каждого элемента с его площадью теплообмена. Рассмотрим предложенную [4] схему установки (рис. 1), которая состоит из газо-газового поверхностного пластинчатого рекуперативного теплообменника ТО, осуществляющего предварительное охлаждение исходных дымовых газов и одновременный нагрев охлажденных и осушенных

дымовых газов для предотвращения возможной конденсации остаточных водяных паров в газоходах и дымовой трубе. Теплоутилизатор – газо-воздушный поверхностный пластинчатый теплообменник – конструктивно единое устройство, условно разделено на две части: охладитель ОХ (сухая зона) и собственно конденсатор К. Воздух подается в конденсатор блоком вентиляторов В. Дополнительный дымосос Д компенсирует аэродинамическое сопротивление газового тракта теплообменника и конденсатора.

**Математическая модель.** Модель предусматривает предварительное задание геометрии теплообменных аппаратов. Теплообменник ТО и теплоутилизатор состоят из пластинчатых теплообменных модулей – пакетов. Для пакета задаются: длина, ширина, толщина листа, коэффициент теплопроводности, число листов и зазор между ними. Для каждого теплообменника задается число пакетов и число ходов теплоносителя. Геометрия пакетов теплообменника ТО и теплоутилизатора может различаться, однако для установок большой мощности (более 1 *MВт*) целесообразно применять унифицированные пакеты. Так, для установки мощностью 10 *MВт* (расход дымовых газов 33  $m^3/c$ ) нами был разработан [4] унифицированный пакет из 72 листов размером 2500 × 1250 мм и весом 1,2 тонны. Для такого расхода дымовых газов число пакетов составило: 16 для теплообменника и 24 для теплоутилизатора.

Исходными данными для математической модели являются температура холодного воздуха  $t_{хв}$  и массовый расход дымовых газов с температурой  $t_0$ , состоящий из сухих дымовых газов  $G_s$  и водяных паров  $G_w$ . Так же считаем известной температуру дымовых газов на выходе из охладителя ОХ  $t_2$ , равную температуре насыщения водяных паров при исходной влажности. Остальные параметры вычисляются методами последовательных приближений. Блок-схема структуры модели показана на рис. 1.

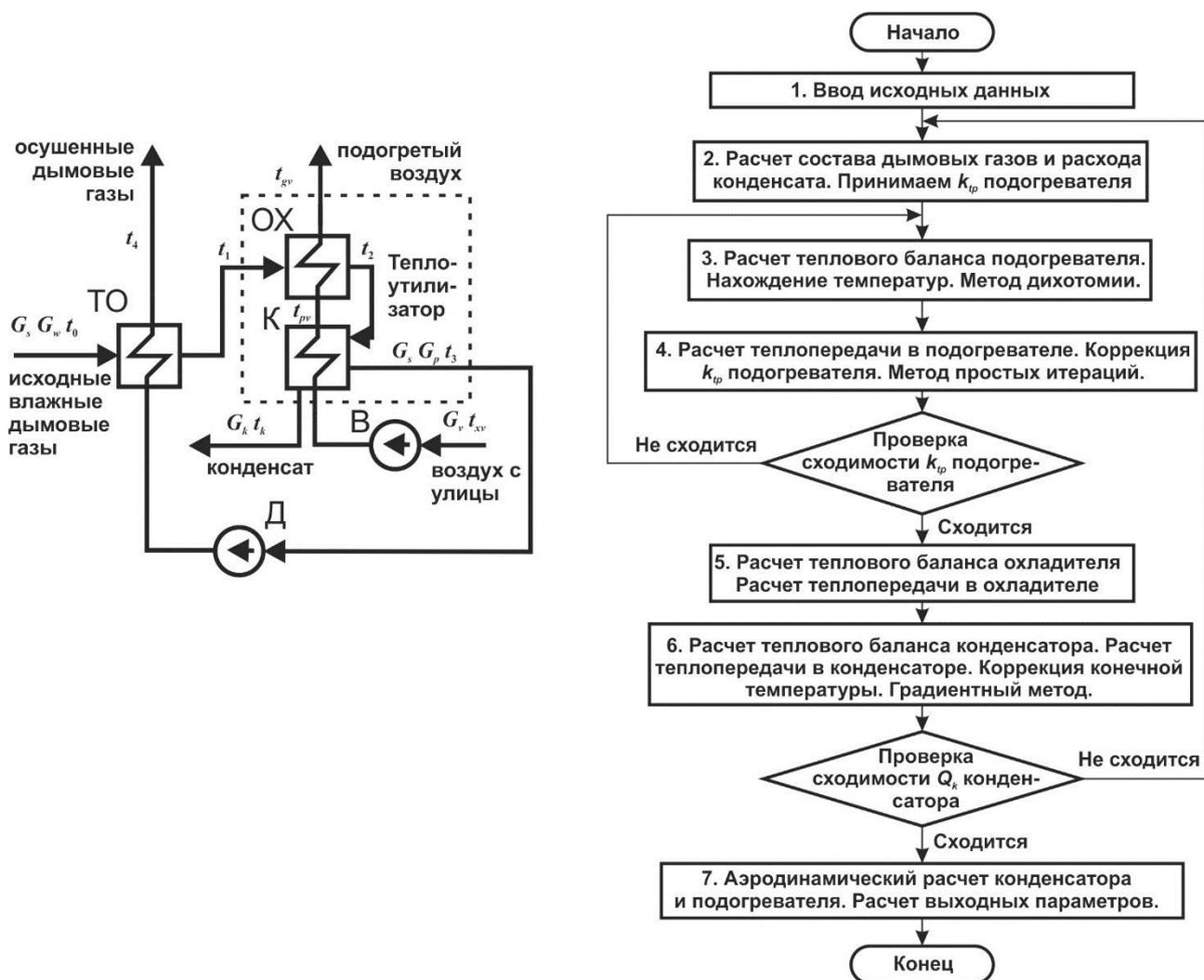


Рис. 1. Технология глубокой утилизации тепла дымовых газов и блок-схема математической модели установки.

Блок 1 содержит задание исходных параметров и начальных значений искомых величин в первом приближении. В этом же блоке происходит вычисление площадей поверхности теплообмена всех элементов  $F_p$ ,  $F_t$  и расчет эквивалентных диаметров проходных сечений теплообменников. В первом приближении задается максимально низкая конечная температура дымовых газов на выходе из конденсатора  $t_3$  (близкая к  $0^\circ\text{C}$  для отрицательных температур воздуха).

Блок 2 предназначен для расчета состава дымовых газов  $G_s$ ,  $G_w$  и определения ожидаемого расхода конденсата  $G_k$ . Для проведения дальнейших расчетов, исходя из скоростей газовых потоков, задается значение коэффициента теплопередачи  $k_{tp}$  подогревателя ТО в первом приближении, которое далее будет уточняться методом простых итераций. В блоке 3 рассчитывается тепловой баланс подогревателя. Температурный напор задается в первом приближении и сводится методом половинного деления (дихотомии). В блоке 4 проводится расчет теплопередачи подогревателя и вычисляется уточненное значение (очередное приближение) коэффициента теплопередачи  $k_{tp}$ . Если относительная погрешность очередного приближения превышает  $0,1\%$ , то происходит возврат к блоку 3. В противном случае считается, что подогреватель условно рассчитан при заданной конечной температуре дымовых газов на выходе из конденсато-

ра  $t_3$ . Блок 5 производит расчет теплового баланса охладителя и конденсатора для определения температур воздуха  $t_{gv}$  и  $t_{pv}$ . Далее из уравнений теплопередачи находится коэффициент теплопередачи охладителя  $k_{tox}$  и вычисляется площадь сухой зоны.

В блоке 6 проводится расчет теплопередачи конденсационной зоны. Со стороны потока воздуха коэффициент теплоотдачи зависит от числа Рейнольдса. Основную сложность представляет определение коэффициента теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена  $\alpha_1$  при конденсации находящихся в них водяных паров. Большинство известных методов основываются на обработке результатов экспериментальных данных и предлагают зависимости в довольно узких пределах изменения физических параметров сред. Применимость того или иного метода расчета для функционально схожих теплоутилизаторов требует анализа и обоснования [6]. Рассматриваемая модель позволяет выбирать разные методики для вычисления коэффициента теплоотдачи от влажных дымовых газов к стенке поверхности теплообмена.

По результатам расчета уравнений теплообмена находится тепловая мощность конденсатора  $Q_k$ . Если она меньше той же мощности, вычисленной из балансовых уравнений, то конечная температура дымовых газов на выходе из конденсатора  $t_3$  корректируется в сторону увеличения на  $0,01^\circ\text{C}$ , иначе в сторону уменьшения на ту же величину. Далее происходит возврат к блоку 2. При этом отсекается переход в отрицательные температуры с выводом сообщения о возможности замерзания конденсата при заданных параметрах. Внешний цикл заканчивается при достижении сходимости тепловой мощности в 1%. Таким образом реализуется градиентный метод, сводящий цикл. Применение других методов не позволило получить устойчивое решение из-за большой чувствительности вычисляемых значений к изменяемым параметрам.

Блок 7 завершает необходимые вычисления. Проводятся расчеты потерь давления воздуха и дымовых газов в теплообменнике и теплоутилизаторе.

**Результаты.** Разработанная математическая модель реализована в виде программного продукта (приложения), который позволяет подобрать оптимальные геометрические параметры установок различной производительности и провести поверочные расчеты их работы. В результате таких расчетов были спроектированы ряд установок [7]. Расчеты выполнены для средней температуры зимних месяцев Сибирского региона. При более низких температурах глубина утилизации будет выше и конечная температура дымовых газов после конденсатора снизится до  $20^\circ\text{C}$ . Начальная температура дымовых газов достаточно высока, что приводит к образованию большой сухой зоны в теплоутилизаторе, доходящей до 45% его площади. Это уменьшает зону конденсации и снижает глубину утилизации. При установке теплоутилизатора целесообразно снизить температуру дымовых газов на выходе из котла до  $100^\circ\text{C}$ , встроив дополнительные поверхности нагрева воды в концевые дымоходы котла, что резко повысит глубину утилизации и снизит конечную температуру дымовых газов ниже  $20^\circ\text{C}$ .

**Выводы.** Математическая модель поверхностного пластинчатого конденсационного теплоутилизатора, использующего воздух в качестве нагреваемой

среды, содержит необходимые балансовые уравнения и уравнения теплопередачи с возможностью выбора различных методик расчета. Решения систем уравнений сводятся различными численными методами, обеспечивающими приемлемую точность результата.

Программный продукт, реализующий математическую модель, позволяет проектировать установки на различную производительность, проводить поверочные расчеты и подбирать оптимальную конструкцию. Приложение будет полезно проектным организациям энергетической отрасли.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.: ил.
2. Кузма-Кичта Ю.А., Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В. Интенсификация теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов // Теплоэнергетика. – 2007. – №3. – С. 39–42.
3. А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко. Разработка пластинчатого воздухоподогревателя конденсационного типа для теплоутилизационной системы // ЕНЕРГЕТИКА: економіка, технології, екологія. – 2012. – №2(31). – С. 83–90.
4. В.В. Беспалов. Технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов // Энергетика Татарстана. – 2015. – №2(38). – С.32–36.
5. Bespalov V.V., Beljaev L.A., Melnikov D.V. Using Air for Increasing the Depth of the Flue Gas Heat Recovery // МАТЕС Web of Conferences. – 2015. – №37. – 01009.
6. Bespalov V.V., Bepalov V.I., Melnikov D.V. Evaluation of Heat Transfer Coefficients During the Water Vapor Condensation Contained in the Flue Gas // EPJ Web of Conferences. – 2016. – №110. – 01007.
7. В.В. Беспалов. Технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов // Энергетика Татарстана. – 2016. – №2(42). – С.39–44.

Научный руководитель: Л.А. Беляев, к.т.н., доцент каф. АТЭС ЭНИН ТПУ.

### **К РАСЧЕТУ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ГРАФИТОВОГО ЗАМЕДЛИТЕЛЯ РЕАКТОРА РБМК**

В.О. Дмитриев, И.Г. Ткаченко  
Томский политехнический университет  
ЭНИН, АТЭС, группа 5012

Одним из факторов, определяющих надежность и безопасность работы АЭС с водографитовыми реакторами, является надежность графитового замедлителя (кладки), рассчитанного на весь срок эксплуатации реактора.