

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ І СИСТЕМ ЕНЕРГЕТИКИ

УДК 536.24:697.973

В.Е. ТУЗ, д-р техн. наук, **Я.Е. ТРОКОЗ**, **Г.Г. ЛЕОНТЬЕВ**, канд. техн. наук,
Н.Л. ЛЕБЕДЬ, канд. техн. наук
Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ

Представлены результаты экспериментального исследования в целях установления влияния наличия неконденсирующихся газов на процессы теплоотдачи при конденсации на гравитационно стекающей плёнке охладителя. Показано, что при использовании аппаратов контактного типа в качестве конденсаторов парогазовых смесей необходимо учитывать значительное снижение интенсивности теплоотдачи вследствие наличия в зоне конденсации неконденсирующихся газов.

Ключевые слова: теплообмен, массообмен, конденсация, теплообменные аппараты контактного типа, плёнка жидкости, канал с сетчатым покрытием стенок.

В настоящее время для утилизации теплоты фазового перехода при конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания котлов, работающих на природном газе, возможно использование тепломассообменных аппаратов контактного типа, в которых, исходя из требований технологических процессов, реализуются следующие схемы движения рабочего тела и теплоносителя:

противоточное движение при гравитационном течении плёнки жидкости;

нисходящий или восходящий прямогоки, где в первом случае, плёночное течение организуется с помощью действия сил гравитации, а во втором – в результате опрокидывания циркуляции, которое вызвано взаимодействием восходящего потока газа либо пара и плёнки жидкости;

перекрёстный ток.

Гидродинамика контактного конденсатора

Важным условием эффективности работы аппарата контактного типа, имеющего определённую гидравлическую схему, является знание особенностей взаимодействия потоков, а также диапазона изменения рабочих параметров, в пределах которых реализуется устойчивое течение плёнки жидкости. При восходящем движении газа возможно существование нисходящего (под действием сил гравитации) вос-

ходящего (под действием потока газа) течения плёнки и режим захлёбывания. Режим захлёбывания наблюдается в определённом диапазоне соотношений расходов жидкой и газовой фаз. Он сопровождается нарушением гидродинамической устойчивости поверхности раздела фаз, интенсивным капельным уносом, исчезновением кольцевого режима течения с переходом в барботажный, уносом жидкой фазы газовым потоком. Критическое значение скорости газового потока, которое соответствует началу режима захлёбывания, зависит от расхода жидкости в плёнке (фактически от её толщины), режима течения, частоты и амплитуды волн.

Также следует отметить, что имеется ограниченное число работ, посвящённых исследованию особенностей гидродинамики плёночного течения по вертикальным поверхностям с пассивными интенсификаторами. Причём, характер плёночного течения в этом случае будет определяться как режимными параметрами плёнки и газового потока, так и конфигурацией интенсификаторов. Наличие регулярной шероховатости на поверхности контакта тепломассообменного аппарата, когда высота шероховатости стенки сравнима с толщиной плёнки, приводит к дополнительным возмущениям стекающей плёнки.

Влияние шероховатости на гидродинамику стекающей плёнки, путём увеличения амплитуды волн, приводит к уменьшению величины

© В.Е. ТУЗ, Я.Е. ТРОКОЗ, Г.Г. ЛЕОНТЬЕВ, Н.Л. ЛЕБЕДЬ, 2011

предельной скорости начала процесса захлёбывания при противоточном движении контактирующих фаз. Согласно [1] увеличение относительной шероховатости ℓ/d с $0,05 \cdot 10^{-3}$ м до $0,2 \cdot 10^{-3}$ м при $Re_{ж} = 50$ приводит к уменьшению значения предельной скорости начала процесса захлёбывания w_0^* примерно в 2 раза. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости тщательного выбора метода пассивной интенсификации процессов тепло- и массообмена в контактных аппаратах, так как, с одной стороны, искусственная шероховатость интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, а с другой – уменьшает рабочий диапазон, путём снижения границы начала захлёбывания.

Результаты проведённых экспериментальных исследований (по методике [2]) по определению нижней границы процесса захлёбывания для условий работы конденсационного пакета утилизатора теплоты уходящих газов котла, зависящую от плотности орошения, геометрических характеристик канала, характерного размера сетки и физических свойств жидкости и газа обобщаются зависимостью с погрешностью $\pm 7\%$:

$$K_w = 2,094 \cdot Fr^{-0,14} \cdot Bo^{0,5}. \quad (1)$$

Выделяя из всего спектра возможных режимов только режимы, характерные для работы контактных теплообменных аппаратов, а именно режимы, при которых осуществляется противоточное движение гравитационно стекающих плёнок и потока газа до кризисного явления, сопровождающегося срывом капель жидкости с поверхности плёнки и характеризуемого минимальным значением коэффициента сопротивления $\xi_{оп}$, можно отметить, что область устойчивого течения плёнки по стенкам вертикального канала с сеточным покрытием значительно расширена по сравнению с каналами, имеющими гладкие стенки при условии течения плёнки в пределах сеточного покрытия. Следует отметить, что с ростом характерного размера сетки ($S/d_{пр}$, где S – размер ячейки сетки в свету, $d_{пр}$ – диаметр проволоки) в исследуемом диапазоне, увеличивается область устойчивой работы контактных аппаратов.

Как установлено в результате теоретического анализа [3], нарушение волнового течения при достижении предельной толщины плёнки жидкости характеризуется постоянным значением относительной длины волны.

Критерий устойчивости волнового движения может быть рассчитан с помощью соотношения

$$K_w = \frac{\pi \cdot Bo^{0,5}}{\left[986 \cdot \gamma^2 \cdot \left(\frac{\delta_0}{\delta_l} \right)^2 + 0,962 \cdot Bo \right]^{0,5}}, \quad (2)$$

где δ_l – постоянная Лапласа, δ_0 – толщина плёнки жидкости.

Гидродинамическому кризису, связанному с достижением предельной толщины плёнки жидкости, ограниченному началом каплеуноса и характеризуемого минимальным коэффициентом сопротивления $\xi_{оп}$, соответствует выражение (2). Неизвестный коэффициент в этом уравнении определяется на основании экспериментальных данных по исследованию гидродинамики двухфазных кольцевых потоков в каналах с гладкими стенками [3] из (2):

$$\gamma = \frac{(\pi^2 \cdot Bo - 0,962 \cdot Bo \cdot K^2)^{0,5}}{31,4 \cdot \left(\frac{\delta_0}{\delta_l} \right) \cdot K}. \quad (3)$$

Учитывая экспериментальные данные по исследованию гидродинамики плёнки жидкости на вертикальной поверхности с сеточным покрытием при определении коэффициента γ , согласно (3), необходимо вместо δ_0 для области течения использовать

$$\delta' = \delta_0 - \delta_3, \quad (4)$$

где δ_3 – толщина сеточной структуры на стенке канала.

При этом полученный результат хорошо согласуется с кривой $\gamma = 3,6$ при $Y = (\delta_0/d_{пр}) < 0,0016$ [3].

Таким образом, аналитическое решение задачи по определению границ кризисных явлений, полученное в работе [3], с учетом результатов экспериментального исследования гидродинамики двухфазного потока в каналах с сеточным покрытием, при соответствующих граничных условиях, позволяет определять верхний диапазон нагрузок до начала захлёбывания по жидкой и газовой фазам контактных теплообменных аппаратов.

Влияние неконденсирующихся газов на теплообмен при контактной конденсации в вертикальном канале

При эксплуатации парового котла, работаю-

щего на природном газе, в теплоутилизационный теплообменный аппарат поступает смесь продуктов сгорания топлива и пара, который конденсируется на пленке охлаждающей воды, стекающей по поверхности каналов насадки. Таким образом, процесс конденсации осложнен наличием неконденсирующихся газов, которые, несомненно, должны оказывать влияние на интенсивность теплоотдачи.

Как уже было отмечено выше, в литературе практически отсутствуют сведения о закономерностях теплоотдачи при контактной конденсации парогазовых смесей на поверхностях с сеточным покрытием стенок каналов. Поэтому в настоящей работе представлены результаты исследования в целях установления влияния наличия неконденсирующихся газов на процессы теплоотдачи при конденсации на гравитационно стекающей пленке охладителя.

Опыты проводились на системе: паровоздушная смесь–вода, канал с сетчатым покрытием стен. Количество воздуха в паровоздушной смеси, определяемое соотношением парциальных давлений воздуха и паровоздушной смеси $\epsilon_r = P_B/P$, изменялось в диапазоне $\epsilon_r = 0,1...0,8$. Значения чисел Рейнольдса по жидкости изменялось в пределах $Re_{ж} = 100...300$, скорость паровоздушной смеси $w = 5$ м/с.

В результате проведенных исследований установлено существенное влияние наличия в зоне конденсации неконденсирующихся газов на интенсивность протекающих процессов. Опытные данные представлены на рис. 1 и 2 в виде зависимостей отношения средних коэффициентов теплоотдачи при конденсации паровоздушной смеси $\alpha_{см}^*$ к средним коэффи-

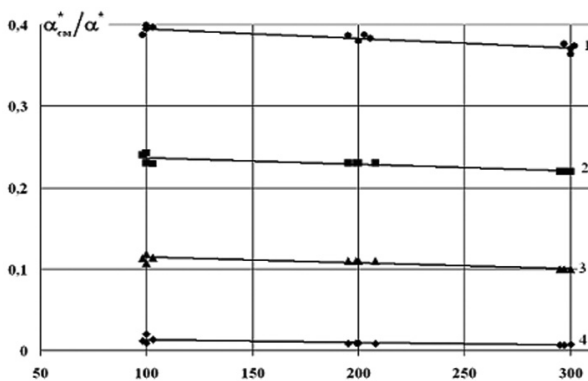


Рис. 1. Изменение относительной теплоотдачи в зависимости от плотности орошения:
1 – содержание воздуха в паровоздушной смеси $\epsilon_r = 0,1$; 2 – $\epsilon_r = 0,2$; 3 – $\epsilon_r = 0,4$; 4 – $\epsilon_r = 0,8$

циентам теплоотдачи при конденсации чистого пара α^* от изменяемых параметров (количества воздуха в паровоздушной смеси ϵ_r и плотности орошения, т.е. числа $Re_{ж}$). В предельном случае $\epsilon_r = 0$, т.е. при конденсации чистого пара, $\alpha_{см}^*/\alpha^* = 1$.

Так, на рис. 1 представлены зависимости $\alpha_{см}^*/\alpha^*$ от числа $Re_{ж}$ при разных значениях ϵ_r . Анализ представленных данных показывает значительное снижение $\alpha_{см}^*/\alpha^*$ при возрастании ϵ_r от 0,1 до 0,8 независимо от числа $Re_{ж}$. Влияние последнего на $\alpha_{см}^*/\alpha^*$ столь незначительно, что им можно пренебрегать. Однако, вероятно, при дальнейшем увеличении $Re_{ж}$ (или определяющей этот комплекс плотности орошения) эта картина может изменяться в сторону уменьшения $\alpha_{см}^*$.

Более наглядно влияние содержания воздуха в конденсирующейся смеси можно определить по рис. 2, где представлены данные по изменению $\alpha_{см}^*/\alpha^*$ при возрастании количества неконденсирующихся газов ϵ_r при значении числа $Re_{ж} = 100$. В связи с установленной ранее пренебрежимо малой зависимостью $\alpha_{см}^*/\alpha^*$ от $Re_{ж}$, характер изменения нанесенной на рис. 2 функции справедлив и для других значений $Re_{ж}$.

Согласно рис. 2 можно сделать вывод не только о качественном, но и количественном влиянии наличия неконденсирующихся газов в парогазовой смеси. Увеличение ϵ_r с 0,1 до 0,8 уменьшает интенсивность теплоотдачи при конденсации чистого пара до 40 раз.

Следовательно, при использовании аппаратов контактного типа в качестве конденсаторов парогазовых смесей необходимо учитывать

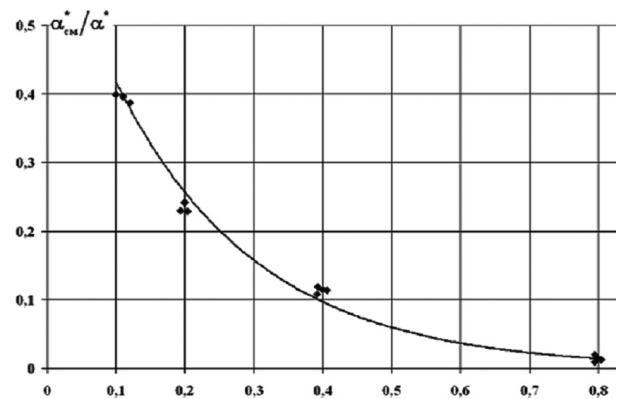


Рис. 2. Изменение относительной теплоотдачи в зависимости от содержания неконденсирующихся газов при $Re_{ж} = 100$

значительное снижение интенсивности теплоотдачи вследствие наличия в зоне конденсации неконденсирующихся газов. При этом расчет аппарата можно проводить по полученным в данной работе зависимостям для чистого пара с учетом уменьшения $\alpha_{\text{см}}^*$ в зависимости от количества неконденсирующихся газов ϵ_r .

ВЫВОДЫ

При использовании контактных конденсаторов с сетчатым покрытием стен каналов в теплоутилизирующих контурах энергетических агрегатов следует учитывать следующее:

шероховатая структура поверхности конденсационного канала оказывает существенное влияние на режим течения пленки охладителя, способствуя более ранней ее турбулизации;

для создания условий интенсификации теплоотдачи при конденсации пара на сетчатой поверхности работу аппарата необходимо проводить при плотностях орошения, соответствующих $Re_{\text{ж}} > 300$ (верхнее ограничение по

плотности орошения должно устанавливаться из условия недопущения затопления каналов насадки жидкостью);

интенсивность теплоотдачи при конденсации в аппарате с сетчатой насадкой значительно снижается при наличии в зоне конденсации неконденсирующегося газа.

1. Холтанов Л.П., Шкадов В.Я. Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела. – М.: Наука, 1990. – 271 с.

2. Туз В.О., Білодід В.Д., Лебедь Н.Л. Динаміка взаємодії плівки рідини та газового потоку у вертикальних каналах тепломасообмінного обладнання ГТУ компресорних станцій // Проблеми загальної енергетики. – 2009. – № 19. – С. 46–49.

3. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. – К.: Факт, 2003. – 480 с.

Надійшла до редколегії: 14.06.2011