УДК 621.3

Абрамов Ю.А., д-р техн. наук, проф., проректор,
Басманов А.Е., канд. техн. наук, докторант
(Академия гражданской защиты Украины)

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛООТДАЧИ РЕЗЕРВУАРА С НЕФТЕПРОДУКТОМ

Построена оценка коэффициентов конвективной теплоотдачи от нагретой стенки резервуара в паровоздушное пространство внутри резервуара, в нефтепродукт и в окружающий воздух. Такая оценка предназначена для учета передачи тепла не только излучением, но и конвекцией.

Постановка проблемы. Одной из основных опасностей при пожарах в резервуарных парках является нагрев соседних резервуаров с последующим их воспламенением или взрывом. Поэтому анализ тепловых процессов, происходящих в нагревающемся резервуаре, представляет практический интерес. В то время как передача тепла от пламени горящего резервуара к соседнему негорящему происходит в основном излучением, то в негорящем резервуаре вклад конвективной составляющей в теплообмен оказывается более существенным. Поэтому оценка конвективной составляющей имеет важное практическое значение.

Анализ существующих решений. В работе [1] была построена математическая модель нагрева резервуара с нефтепродуктом. Было показано, что основную опасность представляет стенка, не соприкасающаяся с нефтепродуктом – она нагревается сильнее всего. Эта модель учитывает теплопередачу от нагретой стенки излучением. При этом конвективный поток не рассматривается. Ситуация осложняется тем, что коэффициент конвективной теплоотдачи не является физической характеристикой тела [2] и зависит от ряда параметров системы.

Постановка задачи и ее решение. Пользуясь теорией подобия [2], построим оценку коэффициента конвективной теплоотдачи α.

Согласно второй теореме подобия, решение дифференциального уравнения теплопередачи может быть дано в виде соотношения между критериями подобия. Приведем некоторые критерии, которые понадобятся в дальнейшем. При этом речь будет идти о движении жидкости или газа вдоль некоторой поверхности. Например, боковая стенка резервуара, вдоль которой поднимается (опускается) нагревающаяся (охлаждающаяся) паровоздушная смесь.

Критерий свободного движения среды – число Грасгофа [2]: $Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2}$, где L – характерный линейный размер обтекаемого тела, выбираемый в зависимости от конкретных условий; ν – вязкость жидкости (газа); ΔT – разница температур на обтекаемой поверхности и в среде вдали от этой поверхности; $\beta = \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$ – температурный коэффициент объемного расширения; g – ускорение свободного падения; ρ – плотность среды. Характеризует режим движения при свободной конвекции, являясь отношением подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости, и сил вязкости в неизотермическом потоке.

Тепловое число Прандтля [2]: $Pr = \frac{\nu c_p \rho}{\lambda_f}$, где c_p – теплоемкость при постоянном давлении, λ_f – коэффициент теплопроводности среды. Характеризует подобие скоростных и температурных полей.

Безразмерный коэффициент теплоотдачи – число Нуссельта: $Nu = \frac{\alpha L}{\lambda_f}$. Характеризует увеличение теплообмена за счет конвекции по сравнению с чисто молекулярным переносом.

Для свободной конвекции (скорость свободного движения за счет разницы температур значительно больше скорости вынужденного движения) функциональное уравнение теплообмена в критериальной форме имеет вид:

$$Nu = f(Gr, Pr) = C\, Pr^n\, Gr^m.$$

Постоянные C, n, m определяются опытным путем и зависят от конкретных условий. После того, как определено число Нуссельта, легко найти коэффициент конвективной теплоотдачи:

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu}\,\lambda_f}{L}.$$

Опытные данные по теплообмену в условиях естественной конвекции газов и жидкостей на вертикальных и горизонтальных плитах и трубах дают приближенную зависимость для среднего значения числа Нуссельта [2]:

$$\overline{Nu} = C(Gr\,Pr)^n\ \overline{Nu} = C(Gr\,Pr)^n, \quad (1)$$

где коэффициенты C, n зависят от диапазона значений произведения $Gr\,Pr$, определяющего характер движения [2].

Формула (1) применима для газовых и капельных жидкостей при $Pr \geq 0{,}7$ и для тел разной формы. За определяющую температуру (при который вычисляются числа Грасгофа и Прандтля) берется средняя температура обтекаемой поверхности и среды: $T_m = 0{,}5(T_w + T_f)$. Определяющий размер L для горизонтальных труб и шаров – диаметр, для вертикальных плит и труб – высота, для горизонтальных плит – их меньшая сторона. Для горизонтальных плит коэффициент теплоотдачи увеличивается на 30%, если нагретая сторона плиты обращена вверх, и уменьшается на 30%, если горячая сторона обращена вниз [2].

Известно, что тепловое число Прандтля для газов практически не зависит от температуры и давления, а определяется только атомностью газов. Для одноатомных газов $\Pr \approx 0{,}67$, двухатомных $\Pr \approx 0{,}7$, многоатомных $\Pr \approx 1$. Для капельных жидкостей $\Pr \approx 10^2 \div 10^3$ и уменьшается с ростом температуры.

Теперь перейдем к оценке числа Нуссельта для паровоздушной смеси в резервуаре. Поскольку для идеальных газов $\beta_m = \dfrac{1}{T_m}$, то приближенно можно считать, что

$$\overline{\mathrm{Nu}} = C\left(\frac{\Delta T L^3 g}{T_m \nu^2}\Pr\right)^n .$$

Полагая среднюю температуру $T_m = 390$ К, $\Delta T = 10$ К, плотность паровоздушной смеси $\rho = 1{,}5\ \text{кг}/\text{м}^3$, вязкость $\nu = 1{,}3 \cdot 10^{-5}\ \text{м}^2/\text{с}$, $\Pr = 1$, получим

$$\overline{\mathrm{Nu}} = C\left(1{,}4 \cdot 10^9 L^3\right)^n .$$

Это означает, что вдоль боковой стенки резервуара, обращенной к факелу, будет происходить турбулентное движение паровоздушной смеси (при высоте сухой стенки L не менее 0,25 м). Под крышей резервуара также будет наблюдаться турбулентное движение. Согласно таблице 1, такому режиму соответствуют $C = 0{,}135$, $n = 1/3$. Тогда среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи:

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}\lambda_m}{L} = 0{,}135\left(\frac{\Delta T L^3 g \Pr}{T_m \nu^2}\right)^{1/3}\frac{\lambda_m}{L} = 0{,}135\lambda_m\left(\frac{\Delta T g \Pr}{T_m \nu^2}\right)^{1/3} \qquad (2)$$

При указанных выше значениях и $\lambda = 0{,}03\ \text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$ формула (2) дает $\overline{\alpha} \approx 11{,}4\ \text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$.

Поскольку теплопроводность λ_m и вязкость ν зависят от средней температуры T_m, то средний коэффициент теплоотдачи является функцией переменных T_m и ΔT, либо функцией переменных T_w и T_f. Теплопроводность можно оценить по соотношению [2]:

$$\lambda_m = \lambda_0\left(\frac{T_m}{T_0}\right)^n = \lambda_0\left(\frac{T_w + T_f}{2T_0}\right)^n ,$$

где $T_0 = 273{,}15$ К; $\lambda_0 = 2{,}44 \cdot 10^{-2}\ \text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$; $n = 0{,}82$.

Заметим, что число Прандтля для двухатомных газов (из которых состоит воздух) равно 0,7, а для многоатомных (паров нефтепродукта) оно близко к 1. Поэтому будем полагать, что для паровоздушной смеси оно лежит в пределах от 0,7 до 1, и брать для расчетов $\Pr = 0{,}85$. При этом ошибка в (2) составит не более 7%, ввиду кубического корня из него.

График зависимости коэффициента теплоотдачи от температуры стенки и среды приведен на рисунке 1.

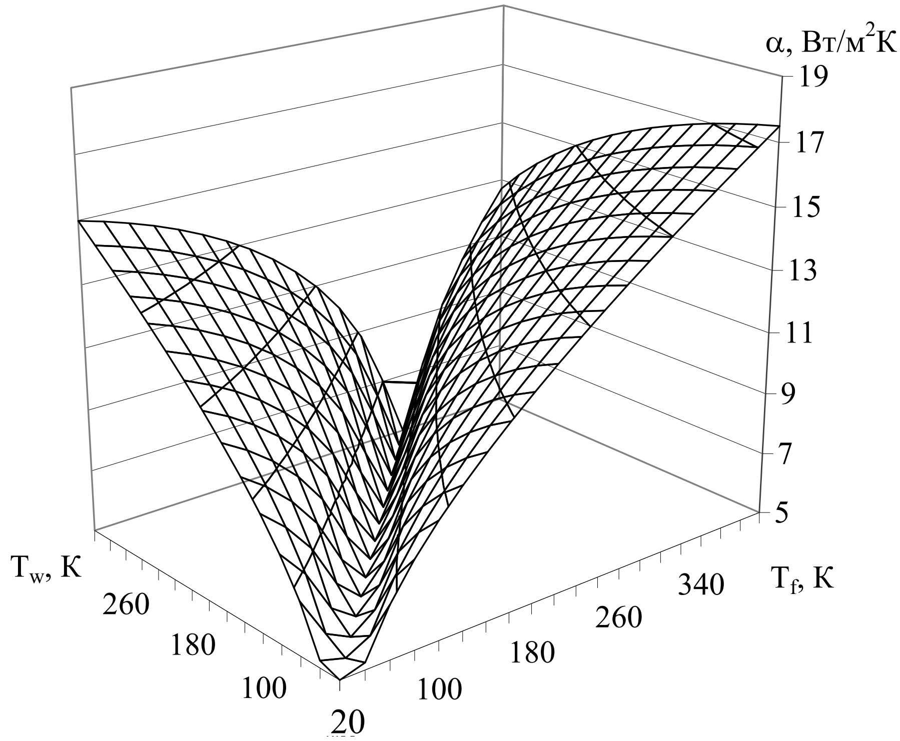

Рис. 1 – Зависимость коэффициента конвективного теплообмена α от температур стенки T_w и газовой среды T_f.

Обсуждение результатов. Коэффициент конвективного теплообмена растет с увеличением разницы температур между стенкой и газовой средой. Его численное значение лежит, в основном, в интервале от 5 до 15 $Вт/м^2 \cdot К$.

Приведенный подход справедлив как для теплообмена стенки и крыши резервуара с паровоздушной смесью внутри резервуара, так и с окружающим воздухом. При этом коэффициент α теплообмена крыши с паровоздушной смесью, рассчитанный по формуле (2), в соответствии с [2], необходимо уменьшать на 30%, т.к. крыша резервуара нагрета сильнее, чем газовая смесь.

Воспользуемся теперь выражением (1) для оценки коэффициента теплоотдачи от смоченной части стенки резервуара (соприкасающейся с нефтепродуктом). Пусть резервуар заполнен бензином плотностью $\rho = 800\, кг/м^3$, теплоемкостью $c_p = 2{,}09\, кДж/кг \cdot К$, коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0{,}11\, Вт/м \cdot К$, коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 7 \cdot 10^{-6}\, м^2/с$, температурным коэффициентом объемного расширения $\beta = 1{,}2 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{K}^{-1}$. Здесь мы пренебрегаем уменьшением теплопроводности с ростом температуры, т.к. это уменьшение незначительно (порядка 10% на 100 градусов). Тогда число Прандтля $\Pr = \dfrac{\nu c_p \rho}{\lambda} \approx 106{,}4$, а число Грасгофа $\mathrm{Gr} = \dfrac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2} \approx 2{,}4 \cdot 10^8 \Delta T L^3$. Это означает, что даже при разнице температур $\Delta T = 1$ К и уровне нефтепродукта $L = 1$ м движение жидкости вдоль стенки будет носить турбулентный характер (табл. 1): $\Pr \mathrm{Gr} \approx 2{,}55 \cdot 10^{10} > 2 \cdot 10^7$. Значит, среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи равно:

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}\lambda}{L} = 0{,}135(\mathrm{Gr}\Pr)^{1/3}\frac{\lambda}{L} \approx 43{,}7\sqrt[3]{\Delta T},$$

где, по-прежнему, ΔT – разница между температурой стенки и температурой жидкости вдали от стенки. Высокий коэффициент теплоотдачи не позволяет смоченной стенке нагреться существенно. Поэтому основную опасность представляет именно сухая стенка, нагревающаяся до значительных температур.

Выводы. На основании теории подобия построены оценки коэффициентов конвективной теплоотдачи от сухой стенки (не соприкасающейся с нефтепродуктом) и от смоченной (соприкасающейся с нефтепродуктом).

Перспективы дальнейших исследований связаны с построением модели нагрева резервуара, учитывающей найденную зависимость коэффициента конвективной теплоотдачи от температур стенки и среды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов Ю.А., Басманов А.Е. Моделирование нагрева резервуара под действием излучения пожара // Вестник международного славянского университета. – Харьков: Яна, 2004, т. 7, №2. – С. 55-60.

2. Теплотехника: Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., – 2002. – 671 с.