

УДК 621.3

## КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН НАГРЕВАЮЩЕГОСЯ РЕЗЕРВУАРА

А.Е. Басманов

Академия гражданской защиты Украины

**Постановка проблемы.** При тушении пожаров в резервуарных парках особую опасность представляют резервуары, расположенные рядом с горящим резервуаром. Их нагрев может привести к воспламенению паров нефтепродукта на дыхательных клапанах на крыше или к взрыву паров внутри резервуара. Это существенно осложняет действия пожарных подразделений. Поэтому, важной практической задачей является определение температуры, до которой может нагреться резервуар при отсутствии охлаждения (до прибытия пожарных подразделений). Для ее определения необходимо рассчитать теплообмен излучением и конвективный теплообмен.

**Анализ публикаций.** 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  $\alpha$ .

Согласно второй теореме подобия, решение дифференциального уравнения теплопередачи может быть дано в виде соотношения между критериями подобия. Для свободной конвекции (скорость свободного движения за счет разницы температур значительно больше скорости вынужденного движения) функциональное уравнение теплообмена в критериальной форме имеет вид:

$$\overline{Nu} = f(Gr, Pr) = C Pr^n Gr^m,$$

где  $\overline{Nu}$  – среднее значение числа Нуссельта, связанного с коэффициентом конвективной теплоотдачи  $\alpha$ :  $\alpha = \frac{\overline{Nu} \lambda_f}{L}$ . Здесь  $\lambda_f$  – коэффициент теплопроводности среды;  $L$  – характерный размер обтекаемой поверхности (в данном случае это высота несмоченной стенки резервуара).  $Pr = \frac{\nu c_p \rho}{\lambda_f}$  – число Прандтля:  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $c_p$  – теплоемкость

среды при постоянном давлении;  $\rho$  – плотность среды.  $Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2}$  – число Грасгофа;  $\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения;  $\Delta T$  – разность температур на обтекаемой поверхности и в среде вдали от нее.

Рассмотрим вначале теплообмен верхней части стенки резервуара с газовым пространством внутри резервуара и с окружающим воздухом. Постоянные  $C$ ,  $n$ ,  $m$  определяются характером движения среды, ее физическими свойствами и др. Опытные данные по теплообмену в условиях естественной конвекции газов и жидкостей на вертикальных и горизонтальных плитах и трубах [2] дают приближенную зависимость для среднего значения числа Нуссельта:

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

Анализ выражения (1) указывает на турбулентный характер движения газовой среды вдоль стенки и крыши резервуара. В этом случае константы принимают значения  $C = 0,135$ ,  $n = 1/3$ .

Тогда коэффициент теплоотдачи примет вид:

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{L} = 0,135 \lambda \left( \frac{\Delta T g Pr}{T \nu^2} \right)^{1/3}. \quad (2)$$

Известно, что число Прандтля для двухатомных газов, из которых состоит воздух, равно 0,7, а для многоатомных (паров нефтепродукта) – близко к 1. 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<sup>2</sup>·К.

Приведенный подход справедлив как для теплообмена стенки и крыши резервуара с паровоздушной смесью внутри резервуара, так и с окружающим воздухом. При этом коэффициент  $\alpha$  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<sup>3</sup>, теплоемкостью  $c_p = 2,09$  кДж/кг·К, коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 0,11$  Вт/м·К, коэффициентом кинематической вязкости

$\nu = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , температурным коэффициентом объемного расширения  $\beta = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ . Здесь мы пренебрегаем уменьшением теплопроводности с ростом температуры, т.к. это уменьшение незначительно (порядка 10% на 100 градусов). Тогда число Прандтля  $Pr = \frac{\nu c_p \rho}{\lambda} \approx 106,4$ , а число Грасгофа  $Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2} \approx 2,4 \cdot 10^8 \Delta T L^3$ . Это означает, что даже при разнице температур  $\Delta T = 1 \text{ К}$  и уровне нефтепродукта  $L = 1 \text{ м}$  движение жидкости вдоль стенки будет носить турбулентный характер:  $Pr Gr \approx 2,55 \cdot 10^{10} > 2 \cdot 10^7$ . Значит, среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи равно:

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

где, по-прежнему,  $\Delta T$  – 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). Найденные оценки позволяют для нагревающегося резервуара учитывать не только теплообмен излучением, но и конвективный теплообмен. Для смоченной стенки конвективный теплообмен

**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.