



Д-р техн. наук, профессор,  
главный научный сотрудник,  
Университет гражданской защиты  
Украины  
**Ю. А. Абрамов**



Канд. техн. наук,  
ведущий научный сотрудник,  
Университет гражданской защиты  
Украины  
**А. Е. Басманов**

УДК 614.8

## НАГРЕВ РЕЗЕРВУАРА С НЕФТЕПРОДУКТОМ ПОД ТЕПЛОМЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ ПОЖАРА

Построена математическая модель нагрева резервуара с нефтепродуктом под тепловым воздействием горящего соседнего резервуара. Особенностью модели является учет охлаждения резервуара струями воды. Модель может быть использована для оценки угрозы каскадного распространения пожара в резервуарных парках, предельно допустимого времени ввода сил и средств для охлаждения нагревающегося резервуара, достаточности охлаждения.

### Постановка проблемы

Резервуарные парки являются основным местом хранения нефти и нефтепродуктов в процессе их переработки и транспортировки. Большое скопление легковоспламеняющихся жидкостей на относительно небольшой площади приводит к высокой пожарной опасности. Пожары в резервуарных парках особенно опасны угрозой каскадного распространения, что может привести как к человеческим жертвам, так и к значительному материальному ущербу.

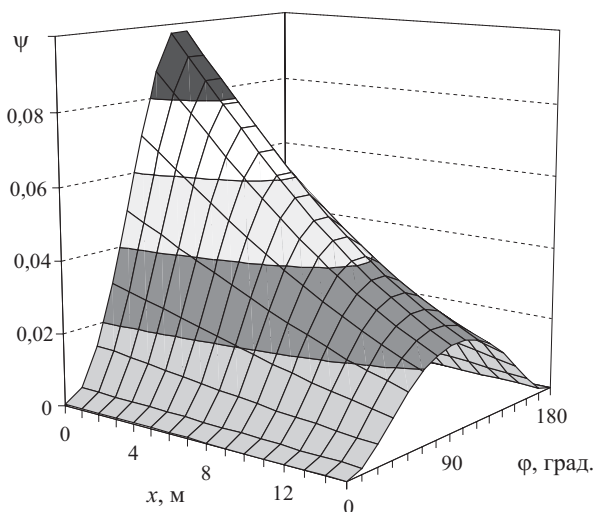
Несмотря на принимаемые меры, количество пожаров за последние 30 лет остается практически неизменным. В среднем в резервуарных парках на территории СНГ происходит около 12 крупных пожаров в год. При этом каждый четвертый пожар носит затяжной характер и заканчивается полным выгоранием нефтепродуктов. Это свидетельствует как о недостаточности сил и средств или неэффективности их использования, так и о неполном учете различных факторов, влияющих на развитие пожара.

Целью данной работы является оценка времени достижения резервуаром с нефтепродуктом критических температур при тепловом воздействии соседнего горящего резервуара путем построения математической модели детерминированного типа.

### Анализ публикаций

Форма факела над горящим резервуаром и тепловой поток от него проанализированы в работах [2, 3]. В публикации [5] построена модель воздействия теплового потока на цистерну автомобиля с

нефтепродуктом. При этом поверхность цистерны была условно разделена на 4 зоны: сухая стенка, обращенная к пожару и в противоположную сторону, смоченная стенка, обращенная к пожару и в противоположную сторону. В случае горения вертикального стального резервуара (РВС) тепловой поток от пожара к соседнему резервуару будет распределен неравномерно по его поверхности (рис. 1), следовательно неравномерным будет и распределение температуры.



**Рис. 1.** Распределение коэффициента взаимной облученности  $\psi$  по стенке резервуара РВС-10000, обращенной в сторону факела, в зависимости от расстояния  $x$  до верхнего края резервуара и угла  $\phi$ , отложенного вдоль периметра резервуара

### Постановка задачи

Найдем распределение температур по сухой стенке и крыше вертикального стального резервуара с нефтепродуктом, нагревающегося от соседнего горящего резервуара. При построении математической модели будем исходить из следующих предположений.

1. Передача тепла от пламени к резервуару осуществляется излучением по закону Стефана-Больцмана.

2. Нагревающаяся сухая стенка и крыша отдают тепло излучением в окружающую среду и внутрь резервуара. Поверхность нефтепродукта и задняя стенка резервуара (с обратной стороны от факела) также получают и отдают тепло излучением.

3. Стенка и крыша резервуара участвуют в конвективном теплообмене с окружающим воздухом.

4. Сухая стенка, крыша, поверхность нефтепродукта участвуют в конвективном теплообмене с паровоздушной смесью внутри резервуара.

5. Физические характеристики паровоздушной смеси (в том числе температура и концентрация паров нефтепродукта) одинаковы по всему объему.

6. Концентрация паров нефтепродукта в газовом пространстве резервуара определяется испарением с поверхности нефтепродукта. Потери паров через дыхательные клапаны малы.

7. Смоченная стенка участвует в конвективном теплообмене с нефтепродуктом. Тепло, передаваемое от стенки в нефтепродукт, не влияет на его температуру.

8. Теплопроводность стенки и крыши не влияет на распределение температур в них.

9. Теплопроводность нефтепродукта не влияет на распределение температур в поверхностном слое.

10. Прогрев нефтепродукта от поверхностного слоя в глубину осуществляется за счет теплопроводности.

11. Стенка и крыша резервуара равномерно прогреваются по всей толщине.

12. Излучающая поверхность факела имеет одинаковую и постоянную во времени температуру.

Обоснуем сделанные предположения. Предположение (1) основывается на расчетах [1], показывающих, что тепло, передаваемое от факела за счет теплопроводности воздуха, на несколько порядков меньше тепла, передаваемого излучением. Конвективный перенос также не оказывает существенного влияния, поскольку продукты горения и разогретый воздух устремляются вверх. Предположения (2) и (4) связаны с тем, что различные части резервуара (стены, крыша, поверхность нефтепродукта) участвуют в теплообмене друг с другом и с газовой смесью внутри резервуара. Кроме того, стены и крыша участвуют в теплообмене с воздухом.

Нагрев нефтепродукта от смоченной стенки приводит к возникновению конвективных потоков вблизи нее, выравнивающих температуру нефтепродукта. Ввиду большого диаметра резервуара количество тепла, передаваемое в нефтепродукт, не способно существенно изменить его температуру [1]. Таким образом, можно полагать, что нагрев смоченной стенки не оказывает существенного влияния на температуру нефтепродукта (7).

Допущение (5) основывается на экспериментальных данных [3], демонстрирующих, что уже в первые минуты после начала пожара конвективные потоки, возникающие у нагревающейся стенки, перемешивают паровоздушную смесь так, что она является практически однородной по всему объему. Наибольшие потери паров нефтепродукта через дыхательные клапаны происходят при закачке нефтепродукта в резервуар. В других циклах его работы потери определяются диффузией паров в воздухе. Поскольку размеры клапанов малы по сравнению с площадью поверхности нефтепродукта, то пренебрегаем потерями через клапан и рассматриваем испарение нефтепродукта в замкнутый объем (допущение (6)).

Предположение (8) основывается на эксперименте [3], в котором было получено, что для стальной стенки толщиной 5 мм участки, находящиеся на расстоянии 30 см, практически являются теплоизолированными. Поскольку теплопроводность нефтепродуктов меньше теплопроводности стали и горизонтальное перемешивание в поверхностном слое отсутствует, то предположение (9) является естественным продолжением (8). Так как нагрев нефтепродукта происходит сверху вниз, то конвективные потоки не возникают, передача тепла осуществляется, в основном, теплопроводностью (10). Предположение (11) связано с малой толщиной стенки резервуара (до 5 мм).

Модель применима к стальному вертикальному резервуару со стационарной крышей с понтоном или без него. Для определенности будем говорить о поверхности нефтепродукта без понтона, однако все рассуждения остаются в силе и для резервуаров с понтоном. С позиций построенной модели применение понтона приводит к изменению степени черноты поверхности нефтепродукта, ее теплоемкости и теплопроводности.

### Математическая модель нагрева резервуара

Пусть обогреваемый резервуар находится на расстоянии  $L$  от горящего. Выберем начало координат в центре основания негорящего резервуара (рис. 2). Под действием излучения факела стенка, обращенная к нему, нагревается неравномерно —

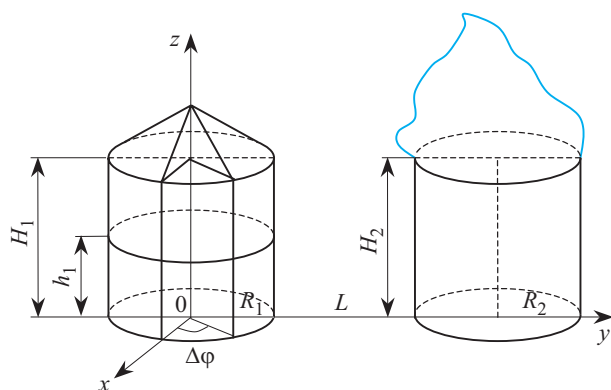


Рис. 2. Разбиение нагреваемого резервуара на сегменты

фронтальная часть (ближе к факелу) нагревается сильнее. Вызвано это вариациями коэффициента взаимного облучения по стенке (см. рис. 1). Неравномерно будет нагреваться и крыша резервуара.

Чтобы учесть неравномерный нагрев, условно разделим резервуар на  $n$  сегментов вертикальными секущими плоскостями, проходящими через ось  $Oy$  так, чтобы они образовывали углы с осью  $Ox$ , равные  $0, \Delta\phi, 2\Delta\phi, \dots$ . В этом случае боковая поверхность окажется разбитой на  $n$  вертикальных полос с шагом  $\Delta\phi$ , поверхность нефтепродукта и крыша резервуара — на сектора с тем же шагом  $\Delta\phi$  (см. рис. 2). Поскольку диаметр резервуара велик, то отдельный сектор крыши может нагреваться неравномерно. Особенно неравномерным будет нагрев секторов со стороны факела. Поэтому дополнительно разобьем крышу резервуара и поверхность нефтепродукта на  $m_1$  колец равной толщины  $\Delta r = R/m_1$ . Полоса стены резервуара также нагревается неравномерно: при горении соседнего резервуара значительно сильнее будет нагреваться верхняя часть стены. Для учета этой неравномерности разобьем каждую полосу горизонтальными секущими плоскостями на  $m_2$  частей с одинаковой высотой  $\Delta h = (H_1 - h_1)/m_2$ . Это дает  $N_1 = n(m_1 + m_2)$  областей, на которые разделена поверхность резервуара, и  $N_2 = nm_1$  областей, на которые разделена поверхность нефтепродукта.

Будем предполагать, что в каждой из  $N = N_1 + N_2$  областей температура остается постоянной. Каждая из областей участвует в теплообмене излучением и конвекцией. Тогда уравнение баланса энергии для стальной поверхности резервуара (сухой стенки и крыши) примет вид:

$$\frac{dT_k}{dt} = \frac{\varepsilon_c c_0}{S_k \delta \rho_c c_c} \left[ \varepsilon_\phi H_k^+ \left( \left\{ \frac{T_\phi}{100} \right\}^4 - \left\{ \frac{T_k}{100} \right\}^4 \right) + \sum_{i=1}^{N_1+N_2} \varepsilon_i H_{ik} \left( \left\{ \frac{T_i}{100} \right\}^4 - \left\{ \frac{T_k}{100} \right\}^4 \right) + \right.$$

$$\left. + \left( \left\{ \frac{T_0}{100} \right\}^4 - \left\{ \frac{T_k}{100} \right\}^4 \right) (S_k - H_k^+) \right] + \frac{\alpha_z (T_z - T_k)}{\delta \rho_c c_c} + \frac{\alpha_6 (T_0 - T_k)}{\delta \rho_c c_c}, \quad k = 1, 2, \dots, N_1, \quad (1)$$

где  $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ ;

$\varepsilon_c, \delta$  — степень черноты и толщина стенки резервуара соответственно;

$\rho_c, c_c$  — плотность и теплоемкость стали;

$S_k, T_k$  — площадь поверхности и температура области  $k$ ;

$\varepsilon_\phi, T_\phi$  — степень черноты и температура факела;

$H_k^+$  — площадь взаимного облучения между областью  $k$  и факелом;

$H_{ik}$  — площадь взаимного облучения между областями  $i$  и  $k$ ;

$\varepsilon_i$  — степень черноты области  $i$  (степень черноты поверхности нефтепродукта или стальной поверхности);

$T_0, T_z$  — температуры окружающей среды и паровоздушной смеси в газовом пространстве резервуара соответственно;

$\alpha_6, \alpha_z$  — коэффициенты конвективной теплоотдачи в окружающий воздух и паровоздушную смесь.

Паровоздушная смесь нагревается за счет конвективного теплообмена со стенками, крышей резервуара и поверхностью нефтепродукта:

$$\frac{dT_z}{dt} = \frac{\alpha_z}{V_z \rho_z c_p} \sum_{k=1}^{N_1+N_2} (T_k - T_z) S_k, \quad (2)$$

где  $V_z$  — объем газового пространства;

$\rho_z, c_p$  — плотность и теплоемкость паровоздушной смеси при постоянном давлении соответственно.

Тепловой поток к поверхности нефтепродукта обусловлен излучением от стенок и крыши резервуара, а также конвективным теплообменом с паровоздушной смесью:

$$\frac{dQ_k}{dt} = c_0 \varepsilon_n \varepsilon_c \sum_{i=1}^{N_1} H_{ik} \left( \left\{ \frac{T_i}{100} \right\}^4 - \left\{ \frac{T_k}{100} \right\}^4 \right) + \alpha_z (T_z - T_k) S_k, \quad k = N_1 + 1, \dots, N, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_n$  — степень черноты поверхности нефтепродукта.

Будем рассматривать прогрев нефтепродукта в глубину как нагрев полубесконечного стержня. Ввиду большого диаметра резервуара теплообмен на его стенках не будет оказывать существенного

влияния на тепловые процессы в толще нефтепродукта [3]. Математическая модель имеет вид:

$$\frac{\partial T_k}{\partial t} = \frac{\lambda_n}{c_n \rho_n} \frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2}, \quad t > 0, \quad 0 < x < \infty,$$

$$\left. \frac{\partial T_k}{\partial x} \right|_{x=0} = -\frac{1}{\lambda_n S_k} \frac{dQ_k}{dt}, \quad T_k|_{t=0} = T_0,$$

где  $\lambda_n, c_n, \rho_n$  — теплопроводность, теплоемкость и плотность нефтепродукта;

$T_0$  — начальная температура нефтепродукта.

В этом случае температура поверхностного слоя будет описываться соотношением [7]:

$$T_k(t) = T_0 + \frac{\sqrt{a}}{\lambda_n \sqrt{\pi}} \int_0^t \frac{q_k(\theta)}{\sqrt{t-\theta}} d\theta,$$

$$k = N_1 + 1, \dots, N, \quad (4)$$

где  $q_k = \frac{1}{S_k} \frac{dQ_k}{dt}$  — плотность теплового потока,

определяемая из уравнения (3);

$a = \lambda_n / c_n \rho_n$  — коэффициент температуропроводности.

Совместное решение системы дифференциальных уравнений (1)–(4) позволяет найти распределение температур по резервуару в произвольный момент времени. Входящий в эти уравнения коэффициент конвективной теплоотдачи  $\alpha$  может быть найден с использованием теории подобия [8]. Пренебрегая кривизной стенки резервуара, будем рассматривать ее тепловое взаимодействие с окружающим воздухом и паровоздушной смесью в качестве плоской вертикальной стенки. Тогда при отсутствии ветра коэффициент конвективной теплоотдачи будет составлять:

$$\alpha = 0,135\lambda \left( \frac{\Delta T g \text{ Pr}}{T v^2} \right)^{1/3},$$

где  $\lambda, \nu$  — теплопроводность и вязкость среды (воздуха или паровоздушной смеси) при температуре  $T$  — средней между температурами среды и поверхности;

$\Delta T$  — разница между температурами среды и поверхности;

$\text{Pr}$  — число Прандтля;

$g$  — ускорение свободного падения.

Для определения коэффициента конвективной теплоотдачи горизонтальной поверхности в холодную среду над поверхностью или в горячую среду под поверхностью последнее выражение необходимо увеличить на 30%, в противоположном случае — уменьшить на 30% [8].

В качестве примера рассмотрим нагрев резервуара РВС-10000 (диаметром 28,5 м и высотой 18 м), заполненного нефтью до уровня 12 м. Коэффициент

черноты стальных стенок примем  $\varepsilon = 0,8$ , коэффициент черноты нефтепродукта  $\varepsilon_n = 0,5$ . На расстоянии  $L = 21$  м расположен горящий резервуар РВС-10000, имеющий пламя в форме конуса высотой  $1,2D$ , средней температурой  $1100^\circ\text{C}$  и коэффициентом черноты  $\varepsilon_\phi = 0,85$ . Коэффициент вязкости паровоздушной смеси  $\nu = 1,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Начальную температуру и температуру окружающей среды будем считать равными  $20^\circ\text{C}$ .

Ниже показаны разбиение на области поверхности резервуара, обращенной в сторону горящего резервуара (рис. 3), и динамика изменения температуры этих областей (рис. 4). Рис. 5 иллюстрирует распределение температур по поверхности резервуара, он демонстрирует неравномерность нагрева стенки (различие между температурами областей 1 и 3 одного сегмента составляет около 15%) и неоднородность нагрева крыши (различие между температурами областей 4 и 6 одного сегмента составляет около 60%).

Поверхность нефтепродукта нагревается незначительно (см. рис. 4): ее температура повышается с

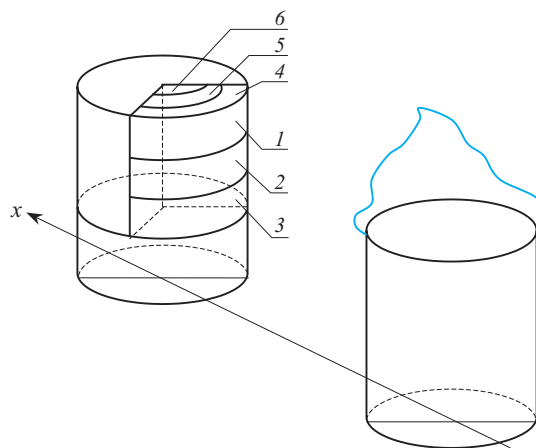


Рис. 3. Разбиение поверхности нагревающегося резервуара на области: 1–3 — сухая стенка; 4–6 — крыша

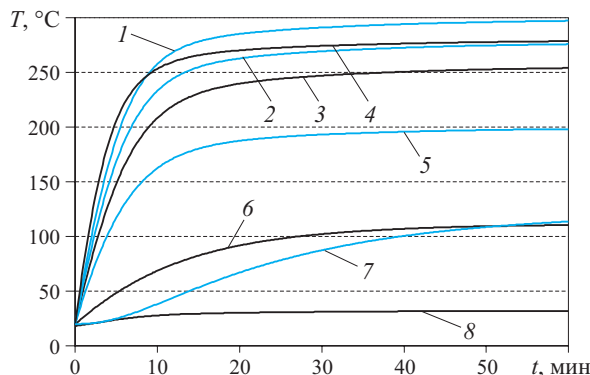


Рис. 4. Динамика изменения температуры части резервуара с нефтепродуктом, обращенной в сторону пожара (см. рис. 3): 1–3 — сухая стена; 4–6 — крыша; 7 — паровоздушная смесь; 8 — поверхность нефтепродукта

20 до 30°C. Это говорит о малом тепловом потоке, приходящимся на поверхность нефтепродукта от нагретой сухой стены и крыши резервуара. Отмеченное означает также, что свойства нефтепродукта (степень черноты поверхности, плотность, теплоемкость, теплопроводность) не оказывают заметного влияния на процессы нагрева сухой стенки и крыши резервуара. Расчеты показывают, что для наиболее сильно нагреваемой части резервуара различие между температурами не превосходит 0,2%. В то же время различие плотностей и теплопроводностей для бензина, нефти, мазута составляет около 20%, а теплоемкостей — около 10% [8].

Моделирование нагрева РВС с понтоном сводится к замене степени черноты поверхности нефтепродукта на степень черноты стали и учету передачи от понтона в нефтепродукт. Но принимая во внимание отмеченное выше малое влияние свойств поверхности нефтепродукта на тепловые процессы в резервуаре, такая замена не отразится на распределении температур и динамике их изменения.

Увеличение количества областей разбиения, с одной стороны, повышает точность модели, с другой, увеличивает объем вычислений. Рассмотрим, как влияет число сегментов  $n$  на получаемое распределение температур. При этом не будем пока разбивать стену горизонтальными плоскостями ( $m_2 = 1$ ) и крышу на кольца ( $m_1 = 1$ ). Пусть горит резервуар РВС-10000 (радиусом  $R_2 = 17,1$  м, высотой  $H_2 = 11,92$  м), содержащий бензин. На расстоянии  $L = 30$  м от него находится резервуар того же типа (см. рис. 2), заполненный бензином до уровня 6 м. Будем полагать, что факел имеет форму конуса с высотой  $2,8R_2$  и среднюю температуру пламени 1200°C. На рис. 6 показано влияние количества сегментов, на которые поделен резервуар вертикальными секущими плоскостями, на получаемое распределение температур.

Рассмотрение равномерного нагрева стенки со стороны факела приводит к ошибке около 50%. В частности, может показаться, что температура резервуара лишь немногим превосходит 200°C, в то время как может быть достигнута температура 300°C. Аналогичная ситуация имеет место и для крыши резервуара. Здесь игнорирование неравномерного нагрева приводит к ошибке около 20%.

Таким образом, разбиение резервуара на отдельные области до полутора раз повышает точность прогноза температуры.

Сравнение различных видов теплопередачи при рассмотрении тепловых процессов в резервуаре [1] показывает, что конвективная теплопередача составляет 50–70% от теплопередачи излучением, поэтому соответствующим слагаемым в уравнении (1) пренебрегать нельзя. Тепловые потоки в стальной

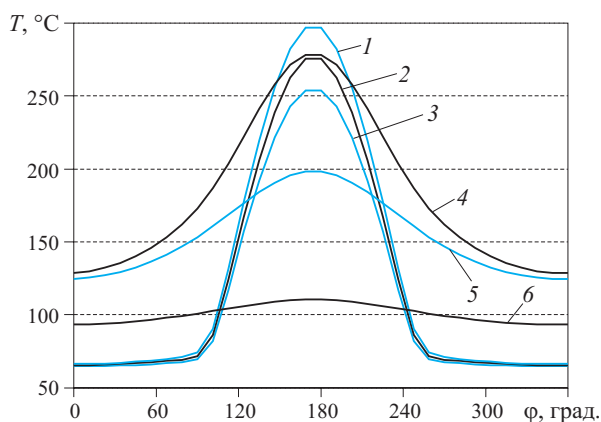


Рис. 5. Распределение температуры по поверхности резервуара через 60 мин: 1–3 — сухая стена (см. рис. 3); 4–6 — крыша

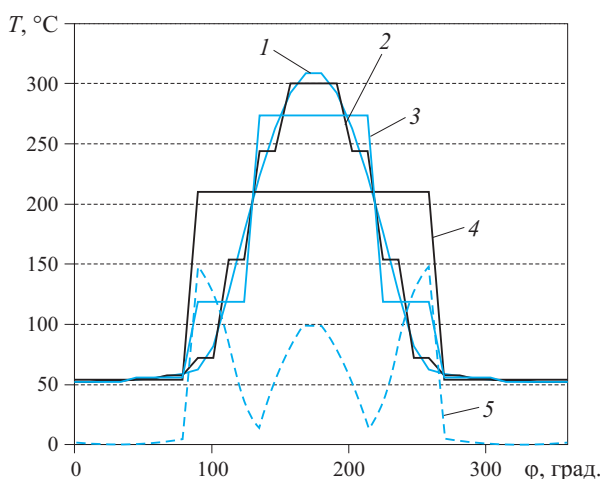


Рис. 6. Зависимость температуры стенки резервуара от угла для различного числа сегментов разбиения  $n$ : 1 —  $n = 32$ ; 2 —  $n = 16$ ; 3 —  $n = 8$ ; 4 —  $n = 4$ ; 5 — абсолютная погрешность, возникающая при переходе  $n$  от 32 к 4

стенке, вызванные неравномерным ее нагревом, на 3 порядка меньше тепловых потоков излучением. Максимальное значение достигается на границе областей, облучаемых и не облучаемых факелом.

### Охлаждение резервуара струями воды

Первоочередной задачей пожарных подразделений является охлаждение горящих и соседних с ними резервуаров. Охлаждение производится компактными струями воды, подаваемыми обычно из лафетных стволов. С точки зрения построенной модели (1)–(4) наличие охлаждения водой сводится к изменению коэффициента конвективной теплоотдачи в окружающую среду в местах контакта стенки с водой. Таким образом, построение модели охлаждения резервуара струями воды требует оценки коэффициента конвективной теплоотдачи от стенки резервуара в воду.

При построении модели будем исходить из следующих предположений.

1. При охлаждении стенки из ствола часть воды отскакивает, не оказывая влияния на охлаждение, другая стекает вниз, образуя пленку.

2. Стеkanie пленки происходит под действием силы гравитации. Влияние начальной скорости пренебрежимо мало.

3. При достижении пленкой температуры кипения воды процесс кипения носит пузырьковый характер.

Допущение (1) связано с тем, что стекающая вода образует достаточно тонкую пленку (порядка 0,5 см). Мы пренебрегаем влиянием скорости струи в момент удара на процесс стекания пленки, поскольку струя ударяется о стенку резервуара перпендикулярно или несколько направленно вверх. Начальная скорость воды быстро гасится силами трения; об этом можно судить по ширине полосы стекания — порядка 1 м. Такое расстояние преодолевает водная пленка под действием начального импульса. Исследования гравитационно стекающих пленок [6] указывают на существенное отличие процессов теплопередачи по сравнению с большими объемами жидкости. Непосредственное наблюдение за кипением стекающей по стенке воды говорит о пузырьковом характере кипения. Пленочного кипения, при котором возникает тонкая прослойка пара, отбрасывающая пленку, здесь не возникает. Это связано с достаточно большой интенсивностью как охлаждения из ствола, так и перемешивания внутри пленки. На сказанном и основывается допущение (3).

Учитывая, что диаметр резервуара много больше диаметра струи, будем пренебрегать кривизной боковой поверхности резервуара, рассматривая падение струи на плоскую стенку. После удара о стенку вода несколько расходится в стороны и затем стекает вниз. Будем приближенно полагать, что при этом она образует полосу шириной  $a_{0x}$ . Оценим коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от стенки в стекающую по ней водяную пленку. Число Рейнольдса для пленки определяется выражением [6]:

$$Re = G/\mu,$$

где  $G$  — массовый расход жидкости на единицу толщины пленки с расчетной толщиной  $\delta$ ,  $G = \rho w \delta$ ;

$\rho$  — плотность воды;

$w$  — средняя скорость потока;

$\mu$  — динамическая вязкость воды, Па·с.

Массовый расход представим в виде:

$$G = V_s k_s \rho / a_{0x},$$

где  $V_s$  — расход воды стволом, м<sup>3</sup>/с;  $k_s$  — коэффициент эффективности использования воды, показыва-

ющий какая часть воды, вышедшей из ствола, идет на образование пленки; другая часть воды отражается от стенки после удара. Тогда число Рейнольдса может быть вычислено только через расход воды через ствол и ширину стекающей пленки:

$$Re = \frac{V_s k_s \rho}{a_{0x} \mu} = \frac{V_s k_s}{a_{0x} \nu}, \quad (5)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость воды, м<sup>2</sup>/с.

Подстановка числовых значений в уравнение (5) дает  $Re \approx 2100$  для лафетного и  $Re \approx 9000$  для ствола А. Такое значение числа Рейнольдса соответствует развитому турбулентному режиму течения пленки [6]. Визуальные наблюдения подтверждают этот вывод: поверхность пленки возмущена нерегулярными волнами. Следуя выводам работы [6], оценим толщину пленки  $\delta$ :

$$\tilde{\delta} = \sqrt[3]{\frac{c_f Re^2}{2(1 - \rho''/\rho)}},$$

где  $\tilde{\delta}$  — безразмерная толщина пленки,

$$\tilde{\delta} = \delta \left( \frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3};$$

$c_f$  — коэффициент трения пленки о твердую стенку;

$\rho''$  — плотность воздуха.

Пренебрегая плотностью воздуха по сравнению с плотностью воды и используя соотношение для коэффициента трения турбулентного потока  $c_f = 0,0582 Re^{-0,2}$ , получим

$$\delta = 0,3076 \left( \frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} Re^{0,6}. \quad (6)$$

Подставляя числовые значения в уравнение (6), получим среднюю толщину стекающей пленки  $\delta \approx 3-5$  мм. При этом средняя скорость потока составит

$$\bar{w} = \frac{G}{\rho \delta} = \frac{V_s k_s}{a_{0x} \delta},$$

что дает  $\bar{w} \approx 3$  м/с. Знание толщины пленки позволяет вычислить коэффициент теплоотдачи. Для турбулентного потока имеет место уравнение [6]:

$$\frac{\alpha \nu}{\lambda \bar{w}} = \frac{c_f}{2} f(Pr, Re),$$

где  $Pr = \nu c_p \rho / \lambda$  — число Прандтля;

$c_p$  — теплоемкость воды.

Опыт показывает [6], что при  $Pr > 0,6$  функциональная зависимость  $f(Pr, Re)$  имеет вид:  $f(Pr, Re) =$

$= Pr^{0,4}$ . Поскольку для воды  $Pr \approx 6$ , то после преобразований получим:

$$\alpha = \lambda \left( \frac{c_f}{2} \right)^{2/3} Pr^{0,4} Re^{1/3} \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3} = 0,0946\lambda \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3} Re^{0,2} Pr^{0,4}. \quad (7)$$

После того, как стекающая вода нагреется до температуры кипения, все подводимое тепло идет только на испарение с поверхности. Следуя [4], введем безразмерную толщину пленки:

$$\eta_m = \sqrt{\delta^3 g / v},$$

где  $\delta$  — средняя толщина пленки. Безразмерная толщина пленки определяет режим ее течения: волновой ( $5 < \eta_m < 30$ ) или турбулентный ( $\eta_m > 30$ ). При турбулентном режиме безразмерная толщина находится из уравнения [4]:

$$G/v\rho + 64 = 3\eta_m + 2,5\eta_m \ln \eta_m.$$

В частности, при охлаждении стенки лафетным стволом или стволом А безразмерная толщина охлаждающей пленки  $h$  составит соответственно 2500 и 1200. Обозначим  $Nu^*$  — модифицированный критерий Нуссельта:

$$Nu^* = \frac{\alpha}{\lambda} \left( \frac{v^2}{g} \right)^{1/3}.$$

Тогда при турбулентном режиме течения пленки  $Nu^*$  выражается через безразмерную толщину и число Прандтля [4]:

$$Nu^* = [Pr \eta_m^{1/3}] \cdot [5Pr + 5 \ln(1 + 5Pr) + 2,5 \ln(1 - Pr + 0,4Pr \eta_m) - 2,5 \ln(1 + 11Pr)]^{-1},$$

а коэффициент конвективной теплоотдачи от стенки в пленку составит:

$$\alpha = \lambda \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3} [Pr \eta_m^{1/3}] \cdot [5Pr + 5 \ln(1 + 5Pr) + 2,5 \ln(1 - Pr + 0,4Pr \eta_m) - 2,5 \ln(1 + 11Pr)]^{-1}. \quad (8)$$

Таким образом, подстановка коэффициентов конвективной теплоотдачи (7)–(8) в систему уравнений (1)–(4) позволяет учесть охлаждение резервуара струями воды.

## Выводы

Построена математическая модель нагрева резервуара с нефтепродуктом под тепловым воздействием пожара, особенностями которой являются разбиение резервуара на отдельные области и учет конвективного и лучистого теплообмена каждой области друг с другом, факелом и окружающим пространством. Построенная модель более точно описывает процесс нагрева резервуара благодаря учету неравномерного нагрева различных его частей. Показано, что применение моделей, предполагающих равномерно нагретую стенку и крышу, обращенные в сторону пожара, приводит к относительной ошибке до 50%. Разработанная модель позволяет определить предельное время начала охлаждения резервуара, нагреваемого под действием пожара.

Разработанные методы расчета охлаждающего действия водной струи основываются на теории теплоотдачи в жидкостную пленку, гравитационно стекающую по вертикальной поверхности. Построенная модель позволяет решить задачу о необходимой интенсивности подачи воды на охлаждение.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов Ю. А., Басманов А. Е. Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций в резервуарных парках с нефтепродуктами. — Харьков: АГЗУ, 2006. — 256 с.
2. Андриенко В. Н., Говаленков С. В., Созник А. П., Басманов А. Е. Зависимость теплового излучения факела от его формы // Вестник международного славянского университета. — Харьков: Яна, 2004. — Т. 7. — № 2. — С. 55–60.
3. Волков О. М. Пожарная безопасность резервуаров с нефтепродуктами. — М.: Недра, 1984. — 151 с.
4. Воронцов Е. Г., Тананайко Ю. М. Теплообмен в жидкостных пленках. — Киев: Техника, 1972. — 194 с.
5. Исаков Х. И., Хабибулин Р. Ш. Оценка воздействия тепловых потоков пожара на цистерну автомобиля для транспортирования нефтепродуктов // Пожаровзрывобезопасность. — 2003. — Т. 12, № 1. — С. 75–80.
6. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем. — М.: Энергия, 1976. — 296 с.
7. Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: Высшая школа, 1967. — 599 с.
8. Теплотехника / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; под ред. В. Н. Луканина. — М.: Высшая школа, 2002. — 671 с.

Поступила в редакцию 28.03.07.



Д-р техн. наук, профессор, начальник кафедры “Инженерной теплофизики и гидравлики” Академии ГПС МЧС РФ  
С. В. Пузач



Адъюнкт кафедры “Инженерной теплофизики и гидравлики” Академии ГПС МЧС РФ  
Р. П. Горностаев

УДК 536.25:614.841

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ МГНОВЕННОМ ВСКРЫТИИ ПРОЕМА В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПОЖАРЕ

Представлены и обсуждены результаты численного моделирования параметров теплообмена в случае мгновенного вскрытия проема в помещении при пожаре с использованием полевой модели расчета термогазодинамики пожара. Рассмотрены особенности термогазодинамической картины с наружной стороны проема. Предложена формула для уточнения коэффициента массового расхода истечения газовой смеси продуктов через проем при одномерном “квазистационарном” подходе.

Мгновенное вскрытие проема в помещении при пожаре приводит к выбросу горячей задымленной смеси воздуха, продуктов горения и газификации горючего материала наружу, что является одной из распространенных причин гибели и травматизма пожарных.

Использование современных стеклопакетов и дверей с уплотнителями вызывает существенное повышение давления и температуры при пожаре в помещении. При вскрытии проема под действием повышенного перепада давления образуется нестационарная неизотермическая струя. Определение характеристик теплообмена в такой струе даже без учета догорания несгоревших продуктов газификации горючего вещества является сложной задачей.

Для нахождения дальности выброса струи и ее температуры необходимо знание величин расходов газов через вскрывшийся проем.

Так как термогазодинамическая картина течения является существенно трехмерной и нестационарной, то простой инженерный подход с использованием уравнений одномерной газовой динамики по истечению из неограниченной емкости [1] требует уточнения.

Отсутствие экспериментальной информации делает актуальной задачу численного моделирования рассматриваемого процесса. Необходим нестационарный трехмерный подход, позволяющий учесть основные особенности термогазодинамики и уточнить коэффициент расхода при использовании одномерного “квазистационарного” метода расчета.

### Полевая модель расчета теплообмена при пожаре

Полевой метод расчета является дальнейшим развитием математической модели [2, 3]. Решаются трехмерные нестационарные дифференциальные уравнения Рейнольдса [1].

Обобщенное дифференциальное уравнение имеет вид [4]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho \Phi) + \operatorname{div} (\rho w \Phi) = \operatorname{div} (\Gamma \operatorname{grad} \Phi) + S, \quad (1)$$

где  $\Phi$  — зависимая переменная (энтальпия смеси, проекции скорости на координатные оси и концентрации компонентов газовой смеси ( $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ), оптическая плотность дыма, кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации);

$\Gamma$  — коэффициент диффузии для  $\Phi$ ;

$S$  — источниковый член.

Лучистый теплоперенос определяется методом моментов (диффузионная модель) [5]. Радиационная составляющая источникового члена в уравнении энергии равна:

$$S_{\cdot l} = -\frac{4\pi}{3} \left( \frac{\partial^2 I}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 I}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 I}{\partial z^2} \right), \quad (2)$$

где  $I$  — интенсивность излучения, определяемая из решения следующего уравнения [5]:

$$\frac{1}{\beta} \left( \frac{\partial^2 I}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 I}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 I}{\partial z^2} \right) = 3\chi(I - I_0). \quad (3)$$