

УДК 519.6

О. Є. Басманов, д.т.н., професор, пров. н.с. відділу (ORCID 0000-0002-6434-6575)

Д. І. Карпова, викл. каф. (ORCID 0000-0002-1692-3630)

В. С. Бенедюк, с.н.с. відділу (ORCID 0000-0002-5109-5295)

О. В. Зазимко, н.с. відділу (ORCID 0000-0001-7496-0248)

М. А. Володченко, н.с. відділу (ORCID 0009-0007-8551-755X)

Національний університет цивільного захисту України, Черкаси, Україна

ПОБУДОВА МОДЕЛІ НАГРІВУ СТІНКИ РЕЗЕРВУАРА З НАФТОПРОДУКТОМ, ЩО ГОРИТЬ

Побудовано математичну модель нагріву стінки вертикального сталевго резервуара з нафтопродуктом, що горить. В основі моделі лежать рівняння теплового балансу для стінки резервуара та рівняння балансу тепла і маси нафтопродукту. Для частини стінки вище рівня нафтопродукту враховано теплообмін випромінюванням з полум'ям, поверхнею рідини і навколишнім середовищем, а також конвекційний теплообмін з парами нафтопродукту в газовому просторі резервуара і повітрям ззовні резервуара. Частина стінки нижче рівня нафтопродукту приймає участь в конвекційному теплообміні з рідиною і навколишнім повітрям. Зниження рівня нафтопродукту в резервуарі призводить до зменшення питомої масової швидкості вигорання внаслідок зменшення коефіцієнта взаємного опромінення між точками на поверхні рідини і полум'ям. Чисельне розв'язання системи диференціальних рівнянь дозволяє визначити розподіл температури по стінці резервуара в довільний момент часу. Показано, що найбільше нагрівається верхній край стінки. Зокрема, при горінні бензину, її температура досягає майже 800 °С. При цьому найбільшу небезпеку становить нагрів верхнього краю стінки з підвітряного боку внаслідок додаткового теплового потоку на зовнішню поверхню стінки від основи полум'я, що розширилася за межі резервуара внаслідок деформації полум'я вітром. Наприклад, при горінні бензину в вертикальному сталевому резервуарі ємністю 5000 м³ і швидкості вітру 2 м/с температура вказаної частини стінки перевищує 950 °С. Показано, що зменшення рівня нафтопродукту призводить до зменшення довжини полум'я. Відносне відхилення між розрахованою довжиною полум'я і зафіксованою в спостереженнях не перевищує 9 %. Отримані результати можуть бути використані для оцінювання теплового стану резервуарів, прогнозування можливості виникнення прогресуючого руйнування, а також для розроблення заходів протипожежного захисту в резервуарних парках.

Ключові слова: пожежа в резервуарі, рівняння теплопровідності, тепловий потік випромінюванням, конвекційний теплообмін

1. Вступ

Вертикальні сталеві резервуари є основними спорудами для зберігання нафти та нафтопродуктів на нафтобазах. Під час пожеж у таких резервуарах відбувається інтенсивне нагрівання стінок, випаровування і вигорання рідини, що призводить до значного теплового впливу як на сам резервуар, так і на сусідні об'єкти. В умовах сучасних ризиків, від техногенних аварій до цілеспрямованих ударів по об'єктах паливної інфраструктури, ці процеси набувають особливої актуальності.

Пожежа в резервуарі зазвичай характеризується зливом покрівлі, вільним горінням по всій поверхні рідини та утворенням інтенсивного теплового потоку до стінок резервуара. Нагріваючись, стінки втрачають міцність. Особливо це стосується зварних швів, якими з'єднані сталеві листи, що утворюють резервуар. Втрата міцності швом призводить до його розриву, що дуже часто супроводжується згином листів всередину резервуара і утворенням на поверхні рідини ізолюваних зон горіння, подача піни в які ускладнена. Ліквідація такого типу пожеж займає більше часу, потребує більших витрат піноутворювача і може призводити до повного вигорання нафтопродукту.

Існуючі моделі не враховують нестационарний тепловий вплив пожежі на зварні шви та стінки вертикальних сталевих резервуарів, що призводить до неточного прогнозування їх руйнування. Тому актуальною є проблема невизначеності термомеханічної поведінки резервуара з урахуванням локального нагрівання, втрати міцності швів і деформації корпусу.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В [1] розглянуто мінімальну відстань між резервуарами, що запобігає нагріву сусіднього резервуара до небезпечних значень температури, але такі відстані є занадто великими і не можуть бути застосовані з технологічних та економічних міркувань. В [2] представлені результати для оцінки поведінки пожежі в резервуарах з нафтовими продуктами, зокрема в умовах витоку палива. Але в роботі не розглядається тривалість витоку або масштаб витоку палива, що може значно вплинути на розвиток пожежі. У реальних умовах витік може бути більш або менш інтенсивним, що змінює поведінку пожежі. В [3] експериментальне дослідження охоплювало вимірювання довжини полум'я, температурного розподілу та поведінки горіння при різних геометричних конфігураціях резервуара. Але в роботі не враховано поведінку резервуара при тривалому термічному навантаженні, що є типовим у реальних пожежах. В [4] розглянуто різні типи PFP (ізоляційні покриття, вогнетривкі бар'єри тощо) та оцінено їхню здатність стримувати нагрівання конструкцій під впливом пожежі. Але в роботі не розглянуто специфіку впливу нафтопродуктів а поведінку PFP – тобто не враховано характеристики горіння саме ЛЗР. В [5] дослідили вогнестійкість вертикального резервуара з нафтопродуктом, який зазнав механічного пошкодження унаслідок удару високошвидкісного снаряда, а потім був підданий тепловому впливу пожежі в басейні. Проте для повного врахування поведінки резервуара в умовах пожежі необхідне розширення моделі, але розподіл температури по поверхні резервуара не розглядався. В [6] запропоновано методику, що дозволяє інтегрувати управління виробничими та логістичними процесами з метою мінімізації ймовірності поширення аварій. Але залишається невирішеним питання взаємодії теплового потоку та конструкційних матеріалів резервуарів, що є критичним для прогнозування та попередження аварій. В [7] представлено розширене динамічне моделювання процесів поширення пожежі та утворення диму в резервуарах для зберігання сирої нафти. Але модель орієнтована переважно на процеси в одному резервуарі, без комплексного аналізу масштабних аварійних сценаріїв. В [8] побудовано моделі для аналізу ефективності різних стратегій гасіння пожеж, зокрема систем водяного та пінного пожежогасіння. Але розрахунки зосереджені на ефективності систем гасіння, вплив теплового випромінювання на сусідні резервуари та можливість виникнення «ефекту доміно» не розглянуто. В [9] представлено удосконалений підхід до оцінювання «ефекту доміно», спричиненого пожежами нафтопродуктів у резервуарних парках, із врахуванням структурної відповіді резервуарів. Але не враховано вплив охолоджуючих заходів (систем водяного зрошення, екранів), які на практиці знижують ймовірність прогресуючого пошкодження. В [10] проведено експериментальне дослідження напружено-деформованого стану попередньо напружених циліндричних оболонок з урахуванням температурних впливів, що дозволяє оцінити механічну поведінку резервуарів та споруд під тепловими навантаженнями. Але не враховано комплексний вплив динамічних навантажень, такі як вібрації, удари або вибухові хвилі, які можуть виникати в реальних умовах експлуатації резервуарів. В [11] досліджено вплив комбінації ударної

хвилі від вибуху та теплового випромінювання на динамічну поведінку резервуарів з фіксованим дахом. Але розглядаються лише резервуари з фіксованим дахом, тоді як інші типи конструкцій (плаваючий дах, сферичні резервуари) також широко використовуються на промислових об'єктах і можуть реагувати на вибух та теплове випромінювання по-іншому. В [12] досліджено вплив поперечного вітру на характеристики полум'я великих пожеж у резервуарах. Але не розглянуто вплив полум'я на матеріали резервуарів, ізоляційні покриття або поруч розташоване обладнання, що є критично важливим для прогнозування аварійного розвитку пожежі. В [13] запропоновано підшаровий метод гасіння пожеж у резервуарах з нафтою за допомогою стисненого піноутворювача, що дозволяє підвищити ефективність локалізації полум'я та скоротити час гасіння. Проте дослідження обмежене масштабом випробувань, не враховує вплив атмосферних факторів, економічну доцільність, екологічні наслідки та безпеку персоналу. В [14] розглянуто механізм втрати стійкості резервуарів під одночасним впливом пожежного теплового навантаження та аеродинамічного впливу вітру. Проте не враховано теплову взаємодію між сусідніми резервуарами та динаміку зміни інтенсивності полум'я. В [15] розглянуто методи попередження аварій та заходам підвищення безпеки експлуатації нафтосховищ. Але не проаналізовано вплив воєнних дій чи терористичних загроз, які нині є актуальними для об'єктів зберігання нафти. В [16] побудовано модель нагріву стінки і покрівлі резервуара з нафтопродуктом при пожежі в сусідньому резервуарі. Модель враховує конвекційний і променевий теплообмін з пожежею і навколишнім середовищем, але процеси, які відбуваються в резервуарі, що горить, залишено поза увагою.

Таким чином, невирішеною частиною проблеми невизначеності термомеханічної поведінки резервуара з урахуванням локального нагрівання, втрати міцності швів і деформації корпусу, є визначення розподілу температури по стінці резервуара і динаміки її зміни з часом.

3. Мета та завдання дослідження

Метою роботи є побудова моделі нагріву стінки вертикального сталевго резервуара з нафтопродуктом, що горить.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- побудувати рівняння теплового балансу для стінки резервуара з нафтопродуктом, що горить;
- побудувати рівняння балансу тепла і маси для нафтопродукту в резервуарі;
- визначити теплові потоки для стінки резервуара, що горить.

4. Матеріали та методи дослідження

Об'єктом дослідження є процес горіння рідини у вертикальному сталевому резервуарі (РВС). Предмет дослідження – теплові процеси, що відбуваються у стінці резервуара. Припускається, що початок горіння рідини супроводжується скиданням покрівлі резервуара.

Основна гіпотеза дослідження – зона горіння розташована над резервуаром, де пари нафтопродукту змішуються з повітрям; всередині резервуара горіння не відбувається внаслідок відсутності притоку кисню. Для знаходження щільності теплового потоку випромінюванням використано закон Стефана–Больцмана. Для розрахунку значень коефіцієнтів взаємного опромінення було використано методи чисельного інтегрування. Для оцінки конвекційної складової теплообміну було використано методи теорії подібності. Для розв'язання рівняння теплопровідності

для стінки резервуара було застосовано метод скінчених різниць. Програмну реалізацію вказаних алгоритмів виконано в середовищі програмування Delphi 12.

5. Побудова рівняння теплового балансу для стінки, що горить

Пожежа в вертикальному сталевому резервуарі, як правило, характеризується зливом покрівлі і вільним горінням по всій поверхні рідини, що зберігається в резервуарі. В загальному випадку розповсюдження тепла по стінці резервуара описується тривимірним рівнянням теплопровідності

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_s \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_s \rho_s}, \quad (1)$$

де $T(r, \varphi, z)$ – температура стінки резервуара в циліндричній системі координат, початок якої співпадає з центром основи резервуара, а вісь z направлено вгору (рис. 1); a_s – коефіцієнт теплопровідності сталі.

$$a_s = \frac{\lambda_s}{c_s \rho_s};$$

де λ_s , c_s , ρ_s – коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність і густина сталі; q_v – щільність об'ємних джерел тепла.

Резервуари від РВС-1000 до РВС-50000 мають діаметр (10÷61) м і висоту (12÷18) м при товщині стінки (5÷10) мм. Той факт, що лінійні розміри стінки резервуара перевищують її товщину на 3 порядки, дає підстави вважати розподіл температури по товщині стінки приблизно однаковим, тобто

$$\frac{\partial T}{\partial r} \approx 0.$$

Підстановка останнього виразу в рівняння (1) спрощує його до двовимірного рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_s \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q}{c_s \rho_s \delta_s}; \quad t > 0; \quad 0 < z < H; \quad 0 \leq \varphi \leq 2\pi, \quad (2)$$

де R – радіус резервуара; q – щільність теплового потоку, що отримує стінка внаслідок променевого і конвекційного теплообміну з полум'ям, рідиною, пароповітряною сумішшю і навколишнім середовищем; δ_s – товщина стінки; H – висота резервуара.

Верхній та нижній край стінки резервуара було прийнято теплоізованими

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=H} = 0; \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0. \quad (3)$$

Початковою умовою є

$$T(\varphi, z, 0) = T_0, \quad (4)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища.

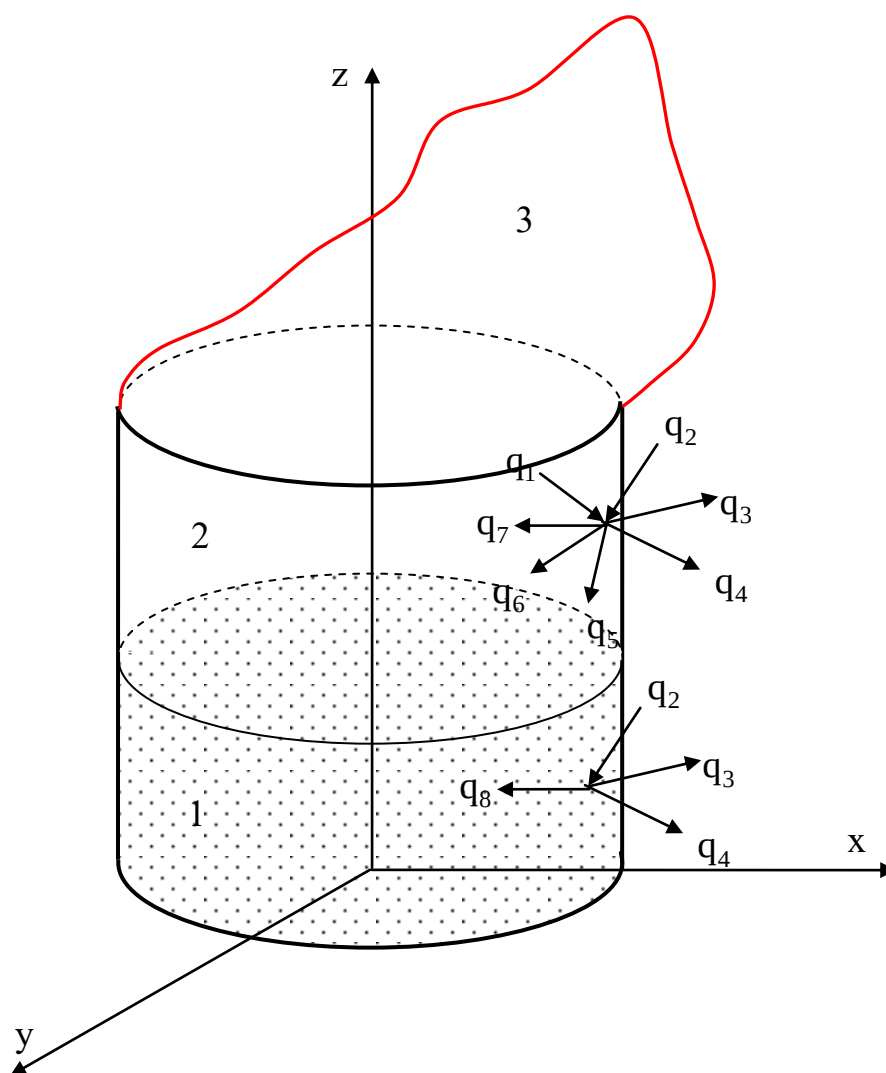


Рис. 1. Нагрів стінки резервуара під тепловим впливом пожежі в ньому: 1 – нафтопродукт; 2 – газовий простір; 3 – полум'я

Щільність теплового потоку q у точці на стінці резервуара суттєво залежить від того, знаходиться ця точка вище рівня рідини, або нижче (рис. 1). Для точки, розташованої вище рівня рідини, має місце

$$q = q_1 + q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 - q_7,$$

де щільності теплового потоку q_i до стінки резервуара обумовлені:

- q_1 – випромінюванням від полум'я до внутрішньої поверхні стінки;
- q_2 – випромінюванням від полум'я до зовнішньої поверхні стінки;
- q_3 – випромінюванням від навколишнього середовища;
- q_4 – конвекційним теплообміном з навколишнім повітрям;
- q_5 – випромінюванням від поверхні рідини в резервуарі;
- q_6 – випромінюванням від інших точок на внутрішній поверхні стінки;
- q_7 – конвекційним теплообміном з парами нафтопродукту в газовому просторі резервуара.

Для точки на стінці резервуара, розташованої нижче рівня нафтопродукту, щільність теплового потоку має вигляд

$$q = q_2 - q_3 - q_4 - q_8,$$

де q_8 – щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну з рідиною, що зберігається в резервуарі.

6. Побудова рівняння балансу тепла і маси для нафтопродукту в резервуарі

При горінні неповного резервуара пари рідини підіймаються вгору і, змішуючись з навколишнім повітрям, згорають. Внаслідок цього нижня межа зони горіння розташована практично на рівні стінок резервуара, а в середині резервуара горіння відсутності внаслідок браку кисню (рис. 2). Низка досліджень [2, 3, 10] свідчить, що із зменшенням рівня рідини знижується швидкість її питомої масової швидкості вигорання. Це відбувається внаслідок зменшення теплового потоку від зони горіння до поверхні рідини і, як наслідок, зменшення інтенсивності її випаровування. Візуально це проявляється як менша висота полум'я над неповним резервуаром порівняно з повним. В якості оцінки зменшення питомої масової інтенсивності вигорання було прийнято

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{q}{q_0}, \quad (5)$$

де η_0 , η – питома масова швидкість вигорання в повному і неповному резервуарі відповідно; q_0 – щільність теплового потоку від полум'я до поверхні рідини в повному резервуарі; q – середня щільність теплового потоку від полум'я до поверхні рідини в неповному резервуарі:

$$q = q_9 + q_5,$$

де q_9 – щільність теплового потоку випромінюванням від основи факела до поверхні рідини; q_5 – щільність теплового потоку від розігрітих стінок резервуара (рис. 2).

Для повного резервуара середня щільність теплового потоку від основи полум'я до поверхні рідини визначається законом Стефана-Больцмана

$$q_0 = c_0 \varepsilon_f \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right), \quad (6)$$

де $c_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – стала; ε_f , ε_ℓ – ступені чорноти полум'я і поверхні рідини відповідно; T_f – температура полум'я; T_b – температура поверхні рідини, що дорівнює температурі її кипіння.

У випадку неповного резервуара для довільної точки (x, y) на поверхні рідини щільність теплового потоку має вигляд

$$q_{xy} = c_0 \varepsilon_f \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right) \psi_{xy} + c_0 \varepsilon_s \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right) (1 - \psi_{xy}),$$

де ψ_{xy} – коефіцієнт взаємного опромінення з поверхнею полум'я в точці (x, y) ; ε_s –

ступінь чорноти стінки резервуара; T – температура стінки резервуара в певній точці; $\overline{(T/100)^4}$ – середнє значення величини по стінці резервуара вище рівня рідини.

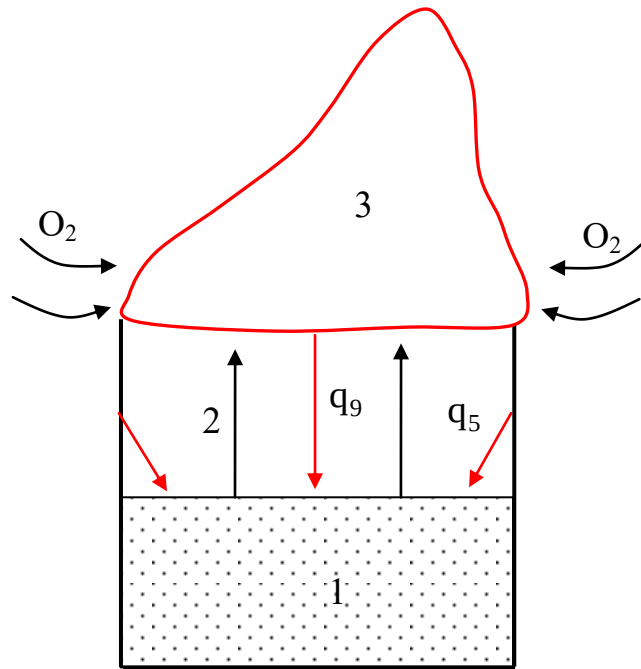


Рис. 2. Горіння нафтопродукту в неповному резервуарі типу РВС: 1 – рідина; 2 – пари рідини, що підіймаються від поверхні рідини; 3 – полум'я

Тоді середнє значення щільності теплового потоку до поверхні рідини при горінні неповного резервуара набуло вигляду

$$q = \frac{1}{S} \iint_S q_{xy} dS = c_0 \varepsilon_f \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right) \overline{\Psi} + c_0 \varepsilon_s \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right) (1 - \overline{\Psi}), \quad (7)$$

де S – площа поверхні рідини;

$$\overline{\Psi} = \frac{1}{S} \iint_S \Psi_{xy} dS.$$

Об'єднання виразів (5)–(7) дало

$$\eta = \eta_0 \left[\overline{\Psi} + \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_f} \frac{\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4}{\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4} (1 - \overline{\Psi}) \right]. \quad (8)$$

Із визначення коефіцієнта взаємного опромінення випливає, що

$$\overline{\Psi} = \frac{1}{\pi S} \int_0^R du_1 \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv_1 \int_0^{2\pi} dv_2 \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} u_1 u_2, \quad (9)$$

де $(u_1, v_1), (u_2, v_2)$ – точки на поверхні рідини і на основі полум'я, подані в полярних координатах

$$0 \leq u_1 \leq R; 0 \leq v_1 \leq 2\pi; 0 \leq u_2 \leq R; 0 \leq v_2 \leq 2\pi;$$

r – довжина радіус-вектора, що з'єднує точки (u_1, v_1) і (u_2, v_2) ; φ_1 – кут між радіус-вектором і нормальним вектором $\vec{n}_1$ до поверхні рідини; φ_2 – кут між радіус-вектором і нормальним вектором $\vec{n}_2$ до основи полум'я. Координати зазначених векторів мають вигляд

$$\vec{r} = (u_2 \cos v_2 - u_1 \cos v_1, u_2 \sin v_2 - u_1 \sin v_1, z); \vec{n}_1 = (0, 0, 1); \vec{n}_2 = (0, 0, -1).$$

де z – відстань між поверхнею рідини і верхнім краєм резервуара. Із вираження косинусів кутів через скалярний добуток відповідних векторів випливає, що

$$\cos \varphi_1 = \frac{\vec{r} \cdot \vec{n}_1}{r \cdot n_1} = \frac{z}{\sqrt{(u_2 \cos v_2 - u_1 \cos v_1)^2 + (u_2 \sin v_2 - u_1 \sin v_1)^2 + z^2}}. \quad (10)$$

$$\cos \varphi_2 = -\frac{\vec{r} \cdot \vec{n}_2}{r \cdot n_2} = \frac{z}{\sqrt{(u_2 \cos v_2 - u_1 \cos v_1)^2 + (u_2 \sin v_2 - u_1 \sin v_1)^2 + z^2}}. \quad (11)$$

Підстановка (10), (11) в (9) дала

$$\begin{aligned} \bar{\Psi} = & \frac{1}{\pi S} \int_0^R du_1 \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv_1 \int_0^{2\pi} dv_2 \times \\ & \times \frac{z^2}{\left[(u_2 \cos v_2 - u_1 \cos v_1)^2 + (u_2 \sin v_2 - u_1 \sin v_1)^2 + z^2 \right]^2} u_1 u_2. \end{aligned} \quad (12)$$

Тригонометричні перетворення в знаменнику дозволили спростити вираз (12):

$$\begin{aligned} \bar{\Psi} = & \frac{1}{\pi S} \int_0^R du_1 \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv_1 \int_0^{2\pi} dv_2 \frac{z^2}{\left[u_1^2 + u_2^2 - 2u_1 u_2 \cos(v_1 - v_2) + z^2 \right]^2} u_1 u_2; \\ \bar{\Psi} = & \frac{2}{S} \int_0^R du_1 \int_0^R du_2 \int_0^{2\pi} dv \frac{z^2}{\left[u_1^2 + u_2^2 - 2u_1 u_2 \cos v + z^2 \right]^2} u_1 u_2. \end{aligned} \quad (13)$$

Після заміни змінних

$$s_1 = \frac{u_1}{R}; s_2 = \frac{u_2}{R}$$

вираз (13) набув вигляду

$$\bar{\Psi} = \frac{2z_R^2}{\pi} \int_0^1 ds_1 \int_0^1 ds_2 \int_0^{2\pi} dv \frac{s_1 s_2}{\left[s_1^2 + s_2^2 - 2s_1 s_2 \cos v + z_R^2 \right]^2},$$

де $z_R = z/R$ – безрозмірна відстань між поверхнею рідини і верхнім краєм резервуара.

Врахування співвідношення між радіусом і висотою вертикальних сталевих резервуарів дало діапазон можливих значень параметра $z_R = 0 \div 2,4$ [17]. Залежність $\bar{\psi}$ від безрозмірної відстані z_R проілюстровано на рис. 3.

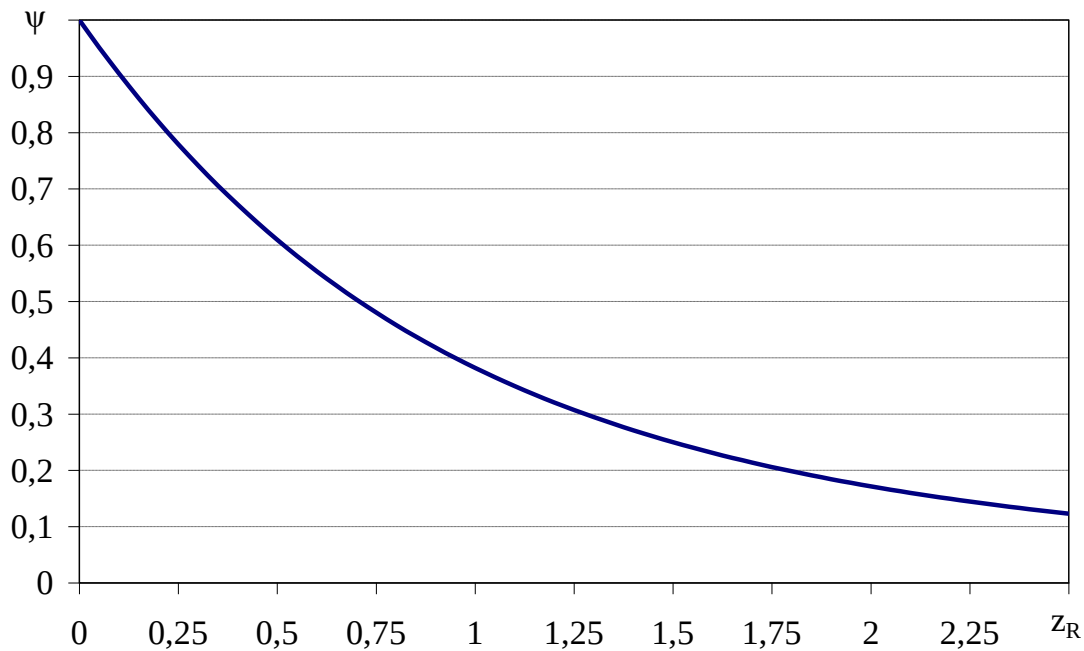


Рис. 3. Середні значення коефіцієнта взаємного опромінення між поверхнею рідини і основою полум'я в залежності від безрозмірної відстані між рідиною і верхнім краєм стінки резервуара

Вигорання рідини призводить до зменшення її рівня в резервуарі, внаслідок чого її рівень описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\eta}{\rho_\ell}; \quad t > 0, \quad (14)$$

де $h(t)$ – рівень нафтопродукту в момент часу t ; η – питома масова швидкість вигорання рідини; ρ_ℓ – густина рідини.

Початкова умова має вигляд

$$h(0) = h_0, \quad (15)$$

де h_0 – рівень рідини в резервуарі перед початком пожежі.

Диференціальне рівняння (14) разом з початковою умовою (15) описує динаміку вигорання рідини в резервуарі.

7. Визначення теплових потоків для стінки резервуара, що горить

Щільність теплового потоку випромінюванням від полум'я до точки на внутрішній поверхні стінки резервуара визначається законом Стефана-Больцмана

$$q_1 = c_0 \varepsilon_f \varepsilon_s \left(\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) \psi_1,$$

де ψ_1 – коефіцієнт взаємного опромінення з випромінюючою поверхнею полум'я

$$\psi_1 = \frac{1}{\pi} \iint_S \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dS;$$

радіус-вектор r від точки на основі полум'я до даної точки на стінці, нормальні вектори і кути φ_1, φ_2 визначаються аналогічно (9):

$$\vec{r} = (R - u \cos v, -u \sin v, z);$$

$$\vec{n}_1 = (0, 0, 1);$$

$$\vec{n}_2 = (-1, 0, 0);$$

$$\cos \varphi_1 = \frac{z}{r};$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{R - u \cos v}{r},$$

де (u, v) – точка на основі полум'я, задана в полярних координатах; z – відстань від даної точки на стінці до верхнього краю стінки.

Тоді

$$\psi_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} dv \int_0^R u du \frac{z(R - u \cos v)}{[(R - u \cos v)^2 + u^2 \sin^2 v + z^2]^{\frac{3}{2}}}.$$

Заміна $s = u/R$ дозволила спростити вираз для ψ_1

$$\psi_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} dv \int_0^1 ds \frac{z_R s (1 - s \cdot \cos v)}{[(1 - s \cdot \cos v)^2 + s^2 \sin^2 v + z_R^2]^{\frac{3}{2}}}. \quad (16)$$

На рис. 4 проілюстровано залежність коефіцієнта взаємного опромінення від безрозмірної відстані до верхнього краю стінки $z_R = z/R$.

Щільність теплового потоку випромінюванням від полум'я резервуарів, що горять, до даної точки на зовнішній поверхні стінки резервуара визначається залежністю

$$q_2 = c_0 \varepsilon_s \sum_{k=1}^n \varepsilon_{fk} \left(\left(\frac{T_{fk}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right) \psi_{2k},$$

де ε_{fk} – ступінь чорноти випромінюючої поверхні k -го полум'я; T_{fk} – температура k -го полум'я; ψ_{2k} – коефіцієнт взаємного опромінення з k -им полум'ям.

Розширення основи полум'я в підвітряний бік [18] призводить до появи теплового потоку до зовнішньої поверхні стінки резервуара від власного полум'я.

З урахуванням цього, вираз для щільності теплового потоку випромінюванням від точки на зовнішній поверхні стінки резервуара в навколишнє середовище набув вигляду

$$q_3 = c_0 \varepsilon_s \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right) \left(1 - \sum_{k=1}^n \psi_{2k} \right).$$

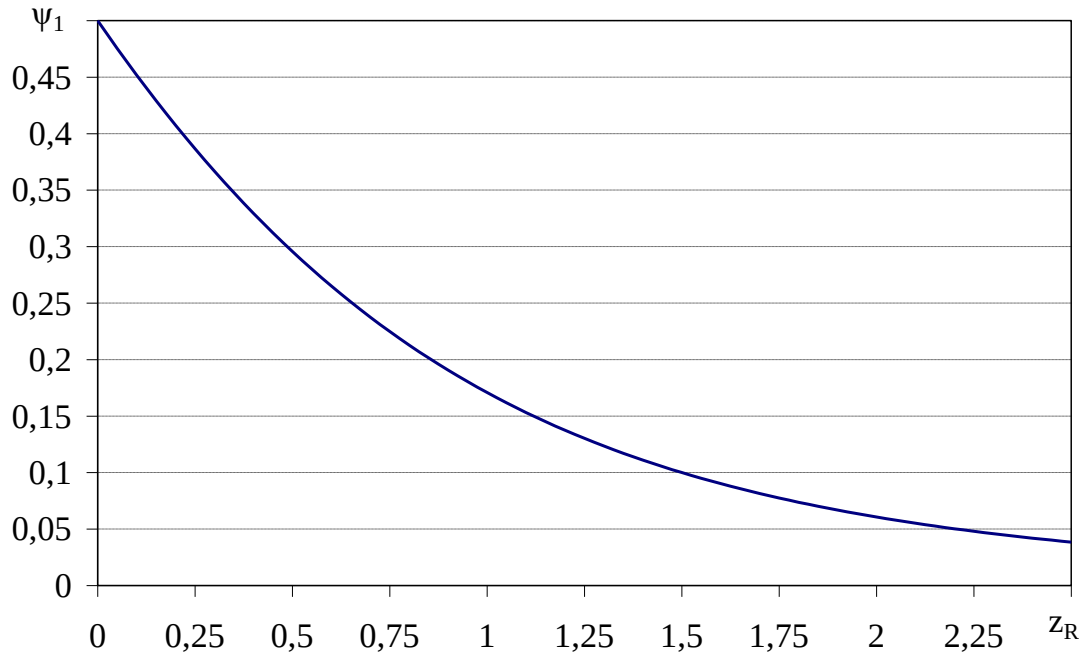


Рис. 4. Коефіцієнт взаємного опромінення між точкою на внутрішній поверхні стінки резервуара і основою полум'я в залежності від безрозмірної відстані між точкою і верхнім краєм стінки резервуара

Щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну з навколишнім повітрям визначається законом Ньютона

$$q_4 = \alpha_4 (T - T_0),$$

де α_4 – коефіцієнт конвекційного теплообміну, загальний вигляд якого залежить від умов навколишнього середовища.

У випадку вільної конвекції (відсутність вітру) коефіцієнт конвекційного теплообміну може бути оцінений із співвідношення

$$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3}, \quad (17)$$

де Nu , Gr , Pr – числа Нусельта, Грасгофа і Прандтля відповідно:

$$Nu = \frac{\alpha_4 L}{\lambda_a}; \quad (18)$$

$$Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu_a^2}; \quad (19)$$

L – характерний розмір, в якості якого може бути використана висота резервуара H ; λ_a , ν_a – коефіцієнт теплопровідності і кінематична в'язкість повітря; β – коефіцієнт температурного розширення повітря;

$$\Delta T = |T - T_0|;$$

g – прискорення сили тяжіння. Підстановка (18) і (19) в (17) дала

$$\frac{\alpha_4}{\lambda_a} = 0,135 \left(\frac{\beta \Delta T g}{v_a^2} \text{Pr} \right)^{1/3};$$

$$\alpha_4 = 0,135 \lambda_a \left(\frac{\beta |T - T_0| g}{v_a^2} \text{Pr} \right)^{1/3}. \quad (20)$$

У випадку вимушеної конвекції (при наявності вітру) середнє по окружності резервуара значення коефіцієнта конвекційного теплообміну визначається критеріальним рівнянням [17]

$$\text{Nu} = 0,3 + 0,62 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0,4}{\text{Pr}} \right)^{2/3} \right]^{-1/4} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{282 \cdot 10^3} \right)^{5/8} \right]^{4/5}, \quad (21)$$

де Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wD}{v_a};$$

w – швидкість вітру; D – діаметр резервуара.

Із (18) і (21) випливає, що

$$\alpha_4 = \frac{\lambda_a}{D} \left[0,3 + 0,62 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0,4}{\text{Pr}} \right)^{2/3} \right]^{-1/4} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{282 \cdot 10^3} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \right].$$

Щільність теплового потоку випромінюванням від точки на внутрішній поверхні стінки до поверхні рідини визначається законом Стефана–Больцмана

$$q_5 = c_0 \varepsilon_s \varepsilon_\ell \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right) \psi_5,$$

де ψ_5 – коефіцієнт взаємного опромінювання між точкою на стінці резервуара і поверхнею рідини, який може бути обчислений за формулою (16), де в якості z взято відстань від точки до поверхні рідини.

Щільність теплового потоку випромінюванням від точки на внутрішній поверхні стінки до інших точок на внутрішній поверхні стінки також визначається законом Стефана–Больцмана, але з урахуванням нерівномірного розподілу температури по стінці

$$q_6 = \frac{c_0 \varepsilon_s^2}{\pi} \iint_S \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right) dS, \quad (22)$$

де T – температура в даній точці A_1 ; T_w – температура в іншій точці на стінці A_2 ; $\vec{r}$ – радіус-вектор, що з'єднує ці точки; φ_1, φ_2 – кути між радіус-вектором і нормальними векторами до поверхні стінки в цих точках.

В полярній системі координат (рис. 1) координати цих точок і нормальних векторів в них мають вигляд

$$\begin{aligned} A_1 &= (R \cos \beta, R \sin \beta, z_1); \\ A_2 &= (R \cos v, R \sin v, z); \\ \vec{n}_1 &= (-\cos \beta, -\sin \beta, 0); \\ \vec{n}_2 &= (-\cos v, -\sin v, 0). \end{aligned}$$

Після такої підстановки вираз (22) набув вигляду

$$q_6 = \frac{R^3 c_0 \varepsilon_s^2}{\pi} \int_0^{2\pi} dv \int_h^H dz \frac{(1 - \cos(v - \beta))^2}{[2R^2(1 - \cos(v - \beta)) + (z - z_1)^2]^2} \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right). \quad (23)$$

Щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну внутрішньої поверхні стінки з парами рідини в газовому просторі резервуара визначається законом Ньютона

$$q_7 = \alpha_7 (T - T_b), \quad (24)$$

де α_7 – коефіцієнт конвекційного теплообміну, значення якого може бути розраховано за формулою, аналогічною (20).

У точці на стінці, що знаходиться нижче рівня рідини, щільність теплового потоку має вигляд

$$q_8 = \alpha_8 (T - T_\ell),$$

де T_ℓ – температура рідини у точці контакту зі стінкою; α_8 – коефіцієнт конвекційного теплообміну

$$\alpha_8 = 0,135 \lambda_\ell \left(\frac{\beta_\ell |T - T_\ell| g}{\nu_\ell^2} \text{Pr}_\ell \right)^{1/3};$$

λ_ℓ – коефіцієнт теплопровідності рідини; β_ℓ – коефіцієнт її об'ємного розширення; ν_ℓ, Pr_ℓ – кінематична в'язкість і число Прандтля рідини.

Рівняння (2) разом з крайовими умовами (3) і початковою умовою (4) описують розподіл температури по стінці резервуара в довільний момент часу. Для проведення розрахунків було використано метод скінчених різниць, суть якого в заміні похідних в (2) на скінчені прирости. Для цього стінку резервуара було покрито сіткою точок (φ_i, z_j) , $0 \leq i \leq n$, $0 \leq j \leq m$, з кроком $\Delta\varphi$ по куту і Δz по висоті:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{n}; \quad \Delta z = \frac{H}{m}.$$

Було обрано крок Δt по вісі часу, що дозволило замінити нескінченно малі прирости на скінченні

$$\frac{\partial T(\varphi_i, z_j, t_k)}{\partial t} \approx \frac{T_{ij}^{(k+1)} - T_{ij}^{(k)}}{\Delta t};$$

$$\frac{\partial^2 T(\varphi_i, z_j, t_k)}{\partial \varphi^2} \approx \frac{T_{i+1j}^{(k)} - 2T_{ij}^{(k)} + T_{i-1j}^{(k)}}{\Delta \varphi^2};$$

$$\frac{\partial^2 T(\varphi_i, z_j, t_k)}{\partial z^2} \approx \frac{T_{ij+1}^{(k)} - 2T_{ij}^{(k)} + T_{ij-1}^{(k)}}{\Delta z^2},$$

де $T_{ij}^{(k)} = T(\varphi_i, z_j, t_k)$.

Розрахунки було проведено на прикладі резервуара РВС-5000 (діаметр 23 м, висота 12 м, товщина стінки 6 мм), заповненого бензином до рівня 6 м. На рис. 5 наведено розподіл значень температури по стінці резервуара через 15 хв. після початку пожежі в умовах вітру швидкістю 2 м/с.

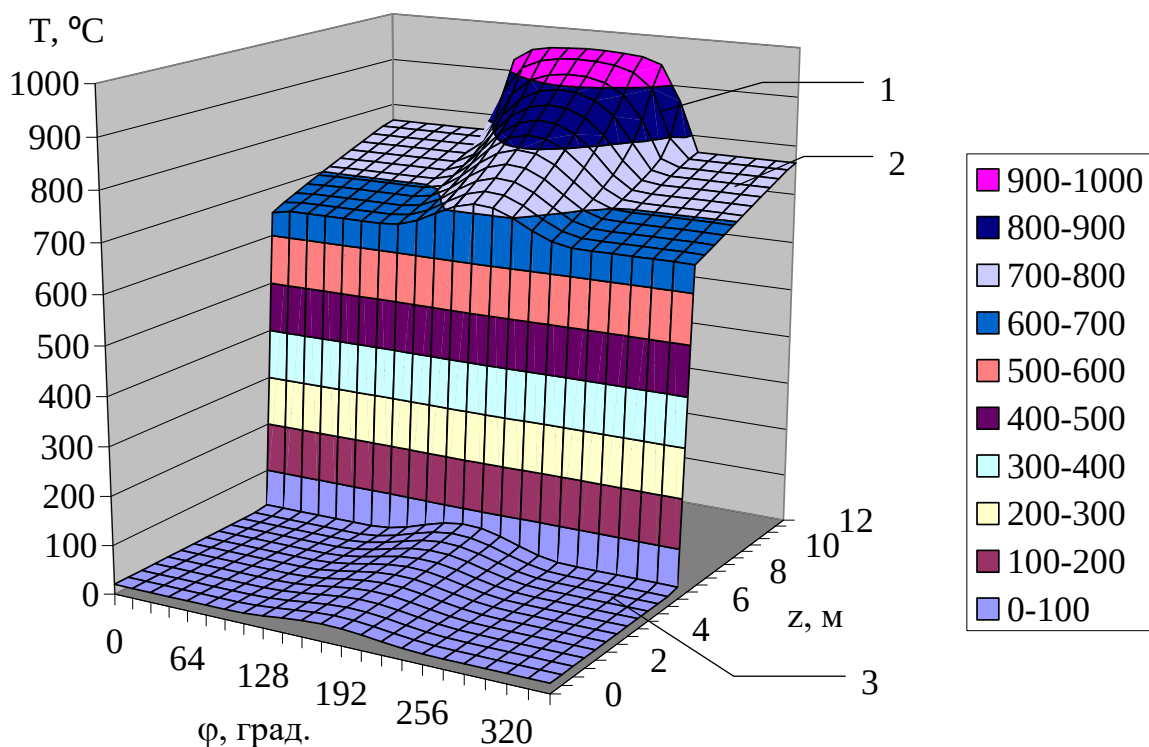


Рис. 5. Розподіл значень температури по стінці резервуара РВС-5000, заповненого бензином до рівня 6 м через 15 хв. після початку пожежі: 1 – верхній край стінки з підвітряного боку; 2 – стінка вище рівня нафтопродукту; 3 – стінка нижче рівня нафтопродукту

На рис. 6 показано динаміку зміни температури в низці точок на стінці резервуара з підвітряного і навітряного боків.

На рис. 7 наведено динаміку зміни довжини полум'я і відношення фактичної питомої масової швидкості вигорання η до номінальної η_0 .

Прогрів частини стінки резервуара над рівнем нафтопродукту призводить до більшої величини теплового потоку до поверхні рідини. Внаслідок цього зростають питома масова швидкість вигорання і довжина полум'я.

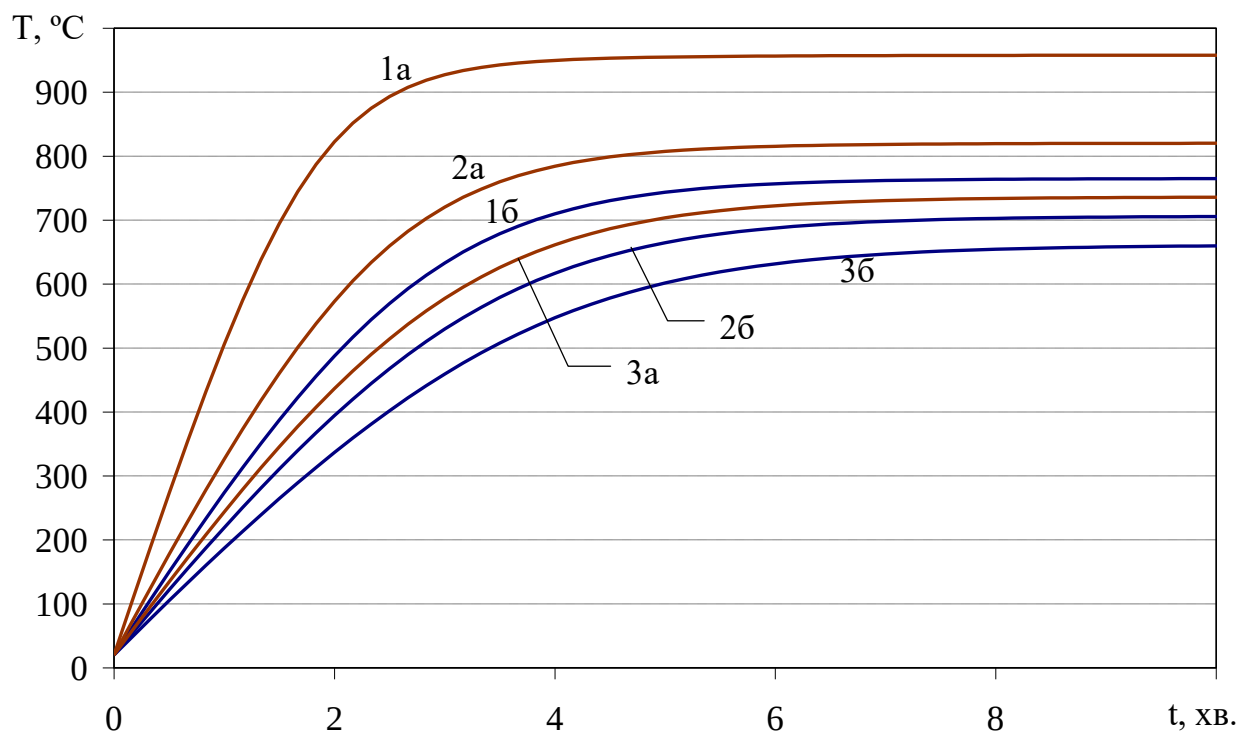


Рис. 6. Динаміка зміни температури з часом в точках стінки резервуара з підвітряного (а) та навітряного боків на висотах: 1 – $h=12$ м; 2 – $h=9$ м; 3 – $h=7$ м

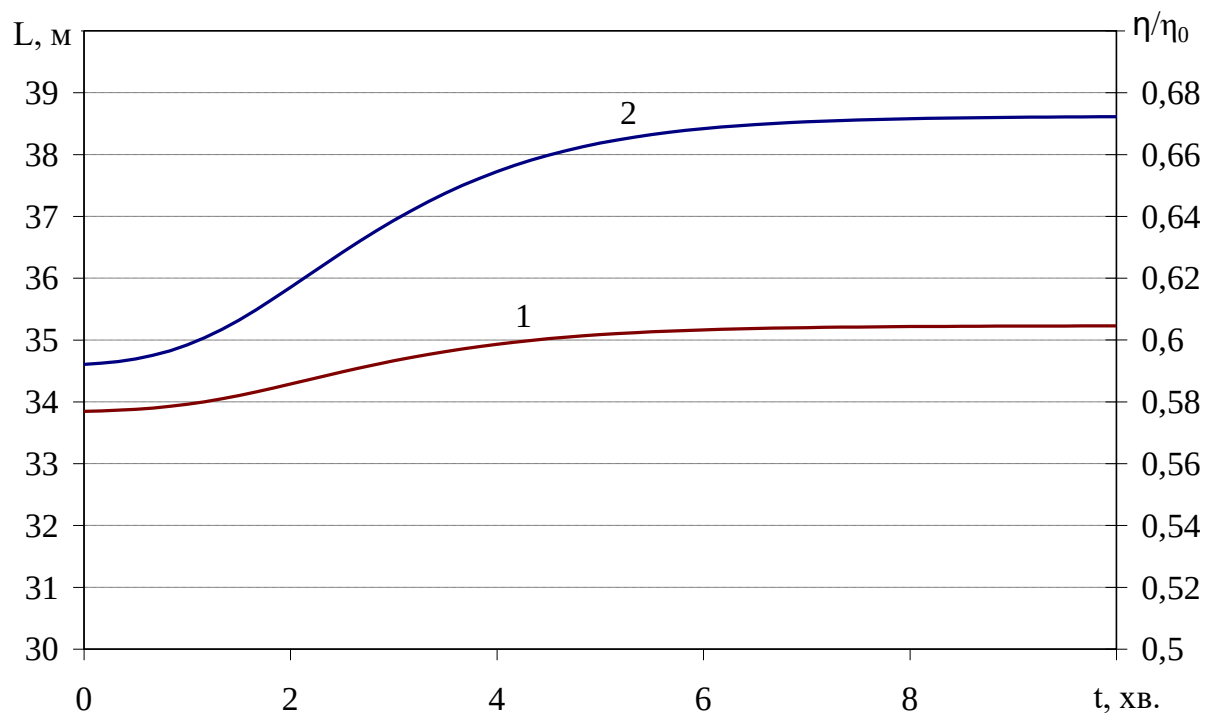


Рис. 7. Динаміка зміни довжини полум'я (1) і відношення фактичної питомої масової швидкості вигорання до номінальної (2, по правій осі)

Низка емпіричних досліджень свідчить [2, 3, 10], що при горінні неповного резервуара довжина полум'я зменшується приблизно на висоту вільного борта над дзеркалом нафтопродукту. На рис. 8 на прикладі резервуара РВС-5000 з бензином показано порівняння цього факту з результатами розрахунків. При цьому прийнято відсутність вітру.

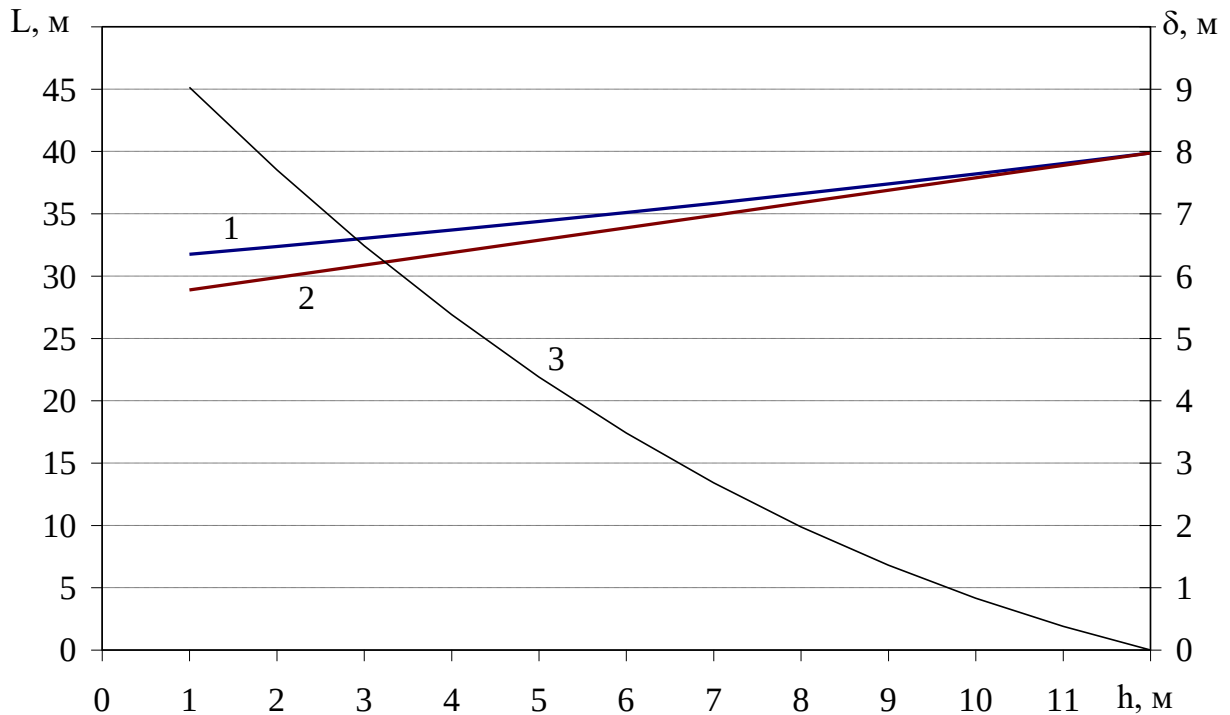


Рис. 8. Залежність довжини полум'я над резервуаром від рівня нафтопродукту в резервуарі РВС-5000: 1 – розрахунок; 2 – емпіричні дослідження; 3 – відносна відхилення (по правій осі)

Аналіз графічних залежностей на рис. 8 показує, що відносна відхилення між розрахованою довжиною полум'я і експериментальними даними не перевищує 9,0%.

8. Обговорення результатів моделювання нагріву резервуара з нафтопродуктом, що горить

Основними механізмами передачі тепла при пожежі в вертикальних сталевих резервуарах є випромінювання та конвекція, що впливають як на стінки резервуара, так і на поверхню рідини. Для сталевих стінок резервуара також має місце теплопровідність. Внаслідок цього розподіл температури по стінці резервуара описується тривимірним рівнянням теплопровідності (1). Але, завдяки малій товщині стінки порівняно з висотою і діаметром резервуара, було зроблено перехід від тривимірного рівняння теплопровідності загального вигляду до двовимірного рівняння (2). Крайова умова (3) відповідає теплоізолюваності верхнього та нижнього країв стінки а початкова умова (4) описує розподіл температури перед початком пожежі. Особливістю отриманого рівняння теплового балансу для стінки є наявність двох зон з різними видами теплових потоків – частини стінки нижче рівня нафтопродукту і частини стінки над рівнем нафтопродукту (рис. 1).

Питома масова швидкість вигорання рідини визначається щільністю теплового потоку до поверхні рідини (5). У випадку, коли резервуар заповнений не повністю (рис. 2), цей тепловий потік складається із теплового потоку випромінюванням від основи полум'я (6) і теплового потоку випромінюванням від стінки резервуара (6). Врахування цього дозволило отримати залежність для питомої масової швидкості вигорання рідини у вигляді (8). Залежність (8) враховує як рівень заповнення резервуара, та і температуру його стінок. Прогрів стінок призводить

до підвищення питомої масової швидкості вигорання рідини внаслідок збільшення щільності теплового потоку до поверхні рідини. Вплив рівня рідини дається коефіцієнтом взаємного опромінення, що входить до (8) і який визначається співвідношенням (9). Підстановка виразів (10) і (11) в це співвідношення і проведення тотожних перетворень дало оцінку коефіцієнта взаємного опромінення у вигляді (13). Аналіз графічного представлення залежності (13), наведеного на рис. 3, свідчить, що зниження рівня нафтопродукту в резервуарі призводить до зменшення середнього значення коефіцієнта взаємного опромінення між поверхнею рідини і стінкою резервуара. Це, в свою чергу, означає зменшення питомої масової швидкості. Нагрів частини стінки резервуара вище рівня нафтопродукту відбувається, головним чином, внаслідок теплового потоку випромінюванням від основи полум'я до внутрішньої поверхні стінки. Із віддаленням від верхнього краю коефіцієнт взаємного опромінення між точкою на стінці резервуара і основою полум'я зменшується (рис. 4).

Для врахування конвекційних складових теплових потоків було застосовано методи теорії подібності. Використання критеріальної залежності (17) разом зі співвідношеннями (18) і (19) дозволило оцінити значення коефіцієнта конвекційного теплообміну в умовах вільної конвекції (20). Підстановка відповідних значень до цього виразу дозволила визначити коефіцієнт конвекційного теплообміну стінки як з рідиною в резервуарі, так і з парами рідини в газовому просторі резервуара та навколишнім повітрям. При наявності вітру коефіцієнт конвекційного теплообміну між стінкою і повітрям визначається формулою (21).

Для інтегрування отриманих диференціальних рівнянь було застосовано метод скінчених різниць, що дозволило визначити розподіл температури по стінці резервуара в довільний момент часу. З'ясовано, що найбільших значень температура стінки резервуара набуває на її верхньому краї (рис. 5). При цьому зовнішня поверхня стінки з підвітряного боку додатково отримує тепловий потік випромінюванням від основи полум'я, розширеної за межі резервуара. Внаслідок цього з підвітряного боку температура стінки досягає більших значень, ніж з підвітряного (рис. 5). Частина стінки нижче рівня рідини нагрівається істотно менше, ніж частина стінки вище рівня рідини. Це відбувається, по-перше, за рахунок охолодження рідиною, а, по-друге, через відсутність теплового потоку випромінюванням від полум'я до внутрішньої поверхні стінки.

Критичним для стінки резервуара є значення температури в діапазоні (500÷600) °C. При таких значеннях зварні шви втрачають свою міцність і відбувається деформація стінок, що призводить до утворення «кишень» – осередків горіння, подача вогнегасних речовин в які є ускладненою. Аналіз графічних залежностей на рис. 6 свідчить, що температура верхнього краю стінки резервуара досягає небезпечних значень через (2÷3) хв. після початку пожежі, а нижньої частини (над рівнем нафтопродукту) – через (4÷6) хв. При цьому у більшій небезпеці знаходиться підвітряний бік резервуара внаслідок розширення основи полум'я за межі резервуара. Небезпека утворення «кишень» зменшується з підвищенням рівня рідини в резервуарі, оскільки в цьому випадку зменшується висота стінки над рівнем нафтопродукту і покращується її охолодження внаслідок теплообміну з рідиною в резервуарі.

Прогрів стінок резервуара призводить до збільшення щільності теплового потоку до поверхні рідини, що призводить до підвищення інтенсивності її випаровування і вигорання (рис. 7, лінія 2). Збільшення питомої масової швидкості ви-

горання, в свою чергу, веде до збільшення довжини полум'я (рис. 7, лінія 1). Отже, наслідком зменшення рівня рідини в резервуарі є скорочення довжини факела. При цьому довжина полум'я скорочується на величину, близьку до висоти вільного борту над дзеркалом рідини, що візуально виглядає так, ніби зона горіння опускається разом з рівнем рідини. Розрахункова довжина полум'я добре узгоджуються з експериментальними даними (рис. 8), при цьому відносне відхилення не перевищує 9 %, що підтверджує адекватність побудованої моделі.

Перевагою запропонованого підходу є врахування нерівномірного нагріву стінки резервуара внаслідок різних значень щільності теплового потоку, що приходить до неї. Недоліком побудованої моделі є відсутність врахування неоднорідності стінки резервуара, пов'язаної з тим, що вона утворена окремими сталевими листами, з'єднаними зварними швами.

Обмеженням запропонованого підходу є неможливість його використання у випадку, коли стінки резервуара деформувалися внаслідок втрати міцності сталі через тепловий вплив пожежі.

Перспективи подальших досліджень пов'язані з визначенням теплового впливу пожежі в неповному резервуарі на сусідні об'єкти.

9. Висновки

1. Для стінки резервуара з нафтопродуктом, що горить, побудовано рівняння теплового балансу, що являє собою 2-вимірне рівняння теплопровідності, що враховує надходження тепла за рахунок променевого і конвекційного теплообміну стінки з середовищами всередині і зовні резервуара. Перехід від загального 3-вимірного рівняння до 2-вимірного стає можливим внаслідок того, що висота та діаметр резервуара на 3 порядки перевищують товщину його стінки. Запропонований підхід враховує нерівномірний нагрів стінки резервуара по куту і висоті. Обмеженням моделі є можливість її застосування лише у випадку, коли стінка не деформована внаслідок теплового впливу пожежі.

2. Побудовано рівняння балансу тепла і маси для нафтопродукту, що горить в резервуарі. Прийнято, що питома масова швидкість вигорання пропорційна щільності теплового потоку, який отримує поверхня рідини від полум'я та розігрітих стінок резервуара. Показано, що щільність теплового потоку до поверхні рідини визначається середнім значенням коефіцієнта взаємного опромінення між поверхнею рідини і основою полум'я. Цей коефіцієнт є функцією безрозмірної відстані між поверхнею рідини і верхнім краєм стінки резервуара. Зменшення рівня нафтопродукту призводить до зменшення довжини полум'я. Прогрів стінок призводить до збільшення теплового потоку від них до поверхні рідини і, як наслідок, збільшення питомої масової швидкості вигорання. Відносне відхилення між розрахованою довжиною полум'я і зафіксованою в спостереженнях не перевищує 9 %.

3. Визначено щільності теплових потоків до стінки резервуара внаслідок теплообміну з полум'ям, рідиною в резервуарі і навколишнім середовищем. Застосування методу скінчених різниць для чисельного розв'язання рівняння теплового балансу для стінки резервуара дозволяє визначити розподіл температури по ній в довільний момент часу. Показано, що максимальне значення температури досягається на верхньому краї стінки резервуара. Зокрема, при горінні бензину в умовах відсутності вітру, її значення досягає майже 800 °C. Розширення основи полум'я з підвітряного боку призводить до появи додаткового теплового потоку – від осно-

ви полум'я до зовнішньої поверхні стінки резервуара. Внаслідок цього значення температури стінки з підвітряного боку перевищує 950 °С.

Література

1. Santos F. d. S., Landesmann A. Thermal performance-based analysis of minimum safe distances between fuel storage tanks exposed to fire. *Fire Safety Journal*. 2014. Vol. 69. P. 57–68. doi: 10.1016/j.firesaf.2014.08.010
2. Wang J., Wang M., Yu X., Zong R., Lu S. Experimental and numerical study of the fire behavior of a tank with oil leaking and burning. *Process Safety and Environmental Protection*. 2022. Vol. 159. P. 1203–1214. doi: 10.1016/j.psep.2022.01.047
3. Zhao J., Zhang X., Zhang J., Wang W., Chen C. Experimental study on the flame length and burning behaviors of pool fires with different ullage heights. *Energy*. 2022. Vol. 246. P. 123397. doi: 10.1016/j.energy.2022.123397
4. Lim J. W., Baalisampang T., Garaniya V., Abbassi R., Khan F., Ji J. Numerical analysis of performances of passive fire protections in processing facilities. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2019. Vol. 62. P. 103970. doi: 10.1016/j.jlp.2019.103970
5. Li Y., Jiang J., Yu Y., Wang Z., Xing Z., Zhang Q. Fire resistance of a vertical oil tank exposed to pool-fire heat radiation after high-velocity projectile impact. *Process Safety and Environmental Protection*. 2021. Vol. 156. P. 231–243. doi: 10.1016/j.psep.2021.10.013
6. Ding L., Khan F., Guo X., Ji J. A novel approach to reduce fire-induced domino effect risk by leveraging loading/unloading demands in chemical industrial parks. *Process Safety and Environmental Protection*. 2021. Vol. 146. P. 610–619. doi: 10.1016/j.psep.2020.11.050
7. Elhelw M., El-Shobaky A., Attia A., El-Maghlany W. M. Advanced dynamic modeling study of fire and smoke of crude oil storage tanks. *Process Safety and Environmental Protection*. 2021. Vol. 146. P. 670–685. doi: 10.1016/j.psep.2020.12.002
8. Shafiq I., Hussain M., Shafique S., Hamayun M. H., Mudassir M., Nawaz Z., Ahmed A., Park Y. A comprehensive numerical design of firefighting systems for onshore petroleum installations. *Korean Journal of Chemical Engineering*. 2021. Vol. 38(9). P. 1768–1780. doi: 10.1007/s11814-021-0820-6
9. Amin M. T., Scarponi G. E., Cozzani V., Khan F. Improved pool fire-initiated domino effect assessment in atmospheric tank farms using structural response. *Reliability Engineering & System Safety*. 2024. Vol. 242. P. 109751. doi: 10.1016/j.ress.2023.109751
10. Zhangabay N., Suleimenov U., Utebayeva A., Buganova S., Tolganbayev A., Galymzhan K., Dossybekov S., Baibolov K., Fediuk R., Amran M., Duissenbekov B., Kolesnikov A. Experimental research of the stress-strain state of prestressed cylindrical shells taking into account temperature effects. *Case Studies in Construction Materials*. 2023. Vol. 18. P. e01776. doi: 10.1016/j.cscm.2022.e01776
11. Liu H., Jiang J., Li Y., Ni L., Wang J. Coupling effects of the explosion shock wave and heat radiation on the dynamic response of a fixed-roof tank. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2021. Vol. 72. P. 104534. doi: 10.1016/j.jlp.2021.104534
12. Zhao J., Zhang S., Pan Y., Hu Z., Zhang J. Experimental investigation and theoretical analysis of effects of crosswind on flame lengths and tilting behaviors of

pool fires with large ullage heights. *Fuel*. 2025. Vol. 388. P. 134453. doi: 10.1016/j.fuel.2025.134453

13. Kovalyshyn V., Velykyi N., Kovalyshyn V., Voitovych T., Bun R., Novitskyi Y., Firman V. Devising technology for extinguishing oil tanks using compressed foam by sub-layer technique. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. Vol. 3(10(129)). P. 6–20. doi: 10.15587/1729-4061.2024.305684

14. Chen C., Chen H., Mo L., Xiao S., Li C., Yang M., Reniers G. Buckling failure analysis of storage tanks under the synergistic effects of fire and wind loads. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2024. Vol. 87. P. 105208. doi: 10.1016/j.jlp.2023.105208

15. Li L., Dai L. Review on fire explosion research of crude oil storage tank. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 236. P. 01022. doi: 10.1051/e3sconf/202123601022

16. Басманов О. Є., Карпова Д. І., Гарбуз С. В., Володченко М. А. Модель нагріву резервуара з нафтопродуктом під тепловим впливом пожежі в сусідньому резервуарі. *Науковий вісник: Цивільний захист та пожежна безпека*. 2025. № 1(19). С. 109–119. doi: 10.33269/nvcs.2025.1(19).109-119

17. Churchill V. T., Bernstein M. A. Correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *J. Heat Transfer*. 1977. Vol. 99. P. 300–306.

18. Басманов О. Є., Карпова Д. І., Гарбуз С. В., Бенедюк В. С., Зазимко О. В. Моделювання теплового потоку від резервуарів з нафтопродуктами, що горять. *Проблеми надзвичайних ситуацій*. 2025. № 1(41). С. 32–49. doi: 10.52363/2524-0226-2025-41-2

O. Basmanov, DSc, Professor, Leading Researcher of the Department

D. Karpova, Lecturer of the Department

V. Benediuk, Senior Researcher of the Department

O. Zazymko, Researcher of the Department

M. Volodchenko, Researcher of the Department

National University of Civil Protection of Ukraine, Cherkasy, Ukraine

MODELING THE HEATING OF A TANK WALL WITH A BURNING OIL PRODUCT

A mathematical model has been developed to describe the heating of the wall of a vertical steel tank containing a burning petroleum product. The model is based on the heat balance equations for the tank wall and the heat and mass balance equations for the petroleum product. For the portion of the wall above the fuel level, radiative heat exchange with the flame, the liquid surface, and the surrounding environment is taken into account, as well as convective heat exchange with petroleum vapors in the tank's gas space and with the ambient air outside the tank. The portion of the wall below the fuel level participates in convective heat exchange with the liquid and the surrounding air. The lowering of the petroleum product level in the tank leads to a decrease in the specific mass burning rate due to a reduction in the mutual radiation view factor between points on the liquid surface and the flame. Numerical solutions of the system of differential equations make it possible to determine the temperature distribution along the tank wall at any given time. It is shown that the upper edge of the wall experiences the greatest heating. In particular, during gasoline combustion, its temperature reaches nearly 800 °C. The greatest hazard arises from heating of the upper edge of the wall on the downwind side, due to an additional heat flux to the outer wall surface from the base of the flame that extends beyond the tank as a result of wind-induced flame deformation. For example, during gasoline combustion in a vertical steel tank (5000 m³) at a wind speed of 2 m/s, the temperature of this part of the wall exceeds 950 °C. It is also shown that a decrease in the petroleum product level leads to a reduction in flame length. The relative deviation between the calculated flame length and the observed one does not exceed 9 %. The obtained results can be used to assess the thermal state of tanks, to predict the possibility of progressive failure, and to develop fire protection measures for tank farms

Keywords: tank fire, heat conduction equation, radiative heat flux, convective heat transfer

References

1. Santos, F. d. S., Landesmann, A. (2014). Thermal performance-based analysis of minimum safe distances between fuel storage tanks exposed to fire. *Fire Safety Journal*, 69, 57–68. doi: 10.1016/j.firesaf.2014.08.010
2. Wang, J., Wang, M., Yu, X., Zong, R., Lu, S. (2022). Experimental and numerical study of the fire behavior of a tank with oil leaking and burning. *Process Safety and Environmental Protection*, 159, 1203–1214. doi: 10.1016/j.psep.2022.01.047
3. Zhao, J., Zhang, X., Zhang, J., Wang, W., Chen, C. (2022). Experimental study on the flame length and burning behaviors of pool fires with different ullage heights. *Energy*, 246, 123397. doi: 10.1016/j.energy.2022.123397
4. Lim, J. W., Baalisampang, T., Garaniya, V., Abbassi, R., Khan, F., Ji, J. (2019). Numerical analysis of performances of passive fire protections in processing facilities. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 62, 103970. doi: 10.1016/j.jlp.2019.103970
5. Li, Y., Jiang, J., Yu, Y., Wang, Z., Xing, Z., Zhang, Q. (2021). Fire resistance of a vertical oil tank exposed to pool-fire heat radiation after high-velocity projectile impact. *Process Safety and Environmental Protection*, 156, 231–243. doi: 10.1016/j.psep.2021.10.013
6. Ding, L., Khan, F., Guo, X., Ji, J. (2021). A novel approach to reduce fire-induced domino effect risk by leveraging loading/unloading demands in chemical industrial parks. *Process Safety and Environmental Protection*, 146, 610–619. doi: 10.1016/j.psep.2020.11.050
7. Elhelw, M., El-Shobaky, A., Attia, A., El-Maghlany, W. M. (2021). Advanced dynamic modeling study of fire and smoke of crude oil storage tanks. *Process Safety and Environmental Protection*, 146, 670–685. doi: 10.1016/j.psep.2020.12.002
8. Shafiq, I., Hussain, M., Shafique, S., Hamayun, M. H., Mudassir, M., Nawaz, Z., Ahmed, A., Park, Y. (2021). A comprehensive numerical design of firefighting systems for onshore petroleum installations. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 38 (9), 1768–1780. doi: 10.1007/s11814-021-0820-6
9. Amin, M. T., Scarponi, G. E., Cozzani, V., Khan, F. (2024). Improved pool fire-initiated domino effect assessment in atmospheric tank farms using structural response. *Reliability Engineering & System Safety*, 242, 109751. doi: 10.1016/j.ress.2023.109751
10. Zhangabay, N., Suleimenov, U., Utelbayeva, A., Buganova, S., Tolganbayev, A., Galymzhan, K., Dossybekov, S., Baibolov, K., Fediuk, R., Amran, M., Duissenbekov, B., Kolesnikov, A. (2023). Experimental research of the stress-strain state of prestressed cylindrical shells taking into account temperature effects. *Case Studies in Construction Materials*, 18, e01776. doi: 10.1016/j.cscm.2022.e01776
11. Liu, H., Jiang, J., Li, Y., Ni, L., Wang, J. (2021). Coupling effects of the explosion shock wave and heat radiation on the dynamic response of a fixed-roof tank. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 72, 104534. doi: 10.1016/j.jlp.2021.104534
12. Zhao, J., Zhang, S., Pan, Y., Hu, Z., Zhang, J. (2025). Experimental investigation and theoretical analysis of effects of crosswind on flame lengths and tilting behaviors of pool fires with large ullage heights. *Fuel*, 388, 134453. doi: 10.1016/j.fuel.2025.134453
13. Kovalyshyn, V., Velykyi, N., Kovalyshyn, V., Voitovych, T., Bun, R., Novitskyi, Y., Firman, V. (2024). Devising technology for extinguishing oil tanks using

compressed foam by sub-layer technique. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(10(129)), 6–20. doi: 10.15587/1729-4061.2024.305684

14. Chen, C., Chen, H., Mo, L., Xiao, S., Li, C., Yang, M., Reniers, G. (2024). Buckling failure analysis of storage tanks under the synergistic effects of fire and wind loads. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 87, 105208. doi: 10.1016/j.jlp.2023.105208

15. Li, L., Dai, L. (2021). Review on fire explosion research of crude oil storage tank. *E3S Web of Conferences*, 236, 01022. doi: 10.1051/e3sconf/202123601022

16. Basmanov, O. Y., Karpova, D. I., Harbuz, S. V., Volodchenko, M. A. (2025). Heating model of an oil product tank under the thermal influence of a fire in an adjacent tank. *Scientific Bulletin: Civil Protection and Fire Safety*, 1(19), 109–119. doi: 10.33269/nvcz.2025.1(19).109-119

17. Churchill, V. T., Bernstein, M. A. (1977). Correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *J. Heat Transfer*, 99, 300–306.

18. Basmanov, O., Karpova, D., Morshch, E., Harbuz, S., Benediuk, V., Zazymko, O. (2025). Modeling of heat flow from burning oil tanks. *Problems of Emergency Situations*, (41), 32–49. doi: 10.52363/2524-0226-2025-41-2

Надійшла до редколегії: 06.09.2025

Прийнята до друку: 10.10.2025