

УДК 614.841.12:539.377

## ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ, ОБУМОВЛЕНИХ ПОЖЕЖЕЮ В РЕЗЕРВУАРНОМУ ПАРКУ ЗА УМОВ РОЗЛИВУ НАФТОПРОДУКТІВ

М. М. Семерак, д-р техн. наук, професор, М. Р. Михайлишин  
Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, Україна

### ІНФОРМАЦІЯ ПРО СТАТТЮ

Надійшла до редакції: 28.04.2018  
Пройшла рецензування: 14.06.2018

### КЛЮЧОВІ СЛОВА:

вертикальні сталеві резервуари, резервуарні парки, пожежі на складах нафти і нафтопродуктів, викид нафти, теплове випромінювання, конвекційний потік.

### АНОТАЦІЯ

У роботі розглянуто три сценарії розвитку пожежі в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів. По кожному сценарію розвитку пожежі отримано залежності інтенсивності теплового потоку на поверхні резервуарів, від швидкості та напрямку вітру. Встановлено кількість тепла, яка передаватиметься від полум'я пожежі до стінок резервуарів променевим та конвекційним шляхом. Розраховано, що при найбільш несприятливому варіанті розвитку пожежі максимальний тепловий потік на поверхні стінки становить від 130 кВт/м<sup>2</sup> до 150 кВт/м<sup>2</sup>. При цьому визначено вплив швидкості вітру на процеси теплообміну.

Часто пожежі в резервуарних парках супроводжуються такими небезпечними явищами як викид та скипання нафтопродуктів. Викиди, як і скипання, мають смертоносний характер та призводять до поширення пожежі на велику площу. У більшості випадків ці явища повторюються з певними інтервалами в часі. Прогнозування часу викиду і скипання нафтопродуктів дало б можливість пожежно-рятувальним підрозділам уникнути людських жертв та зменшити матеріальні збитки, завдані пожежею. Для прогнозування цих проміжків часу необхідно володіти інформацією про тепловий стан резервуарів в умовах пожежі. Питанню визначення інтенсивності теплових потоків, обумовлених пожежею в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів, і присвячено дану статтю.

**Метою роботи** є одержання залежностей інтенсивності теплового потоку на поверхні резервуарів, обумовлених пожежею в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів.

Науковий задум реалізовано на основі зведених даних про пожежу, яка виникла на нафтобазі «БРСМ Нафта» в червні 2015 року в Київській області. Стаття є частиною комплексної роботи, присвяченої дослідженню термодинамічних параметрів, спричинених пожежею в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів [1, 2].

Для досягнення поставленої мети задачу досліджень було поділено на три такі частини.

**Частина перша** – визначення теплового впливу від горіння нафтопродуктів, пролитих в

обвалування, на резервуари за умов відсутності вітру (рис. 1).

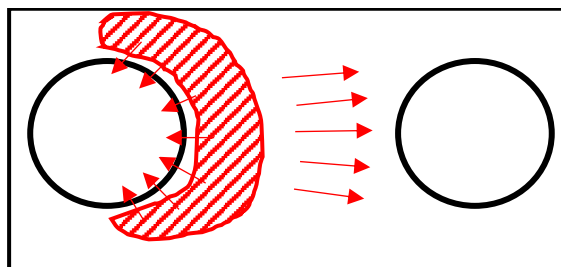


Рисунок 1 – Схематичне зображення процесу теплообміну між резервуарами за умов відсутності вітру

На рисунку 1 схематично зображено пожежу в обвалуванні та її тепловий вплив на резервуари. РВС №1 – це резервуар, з якого пролився нафтопродукт, що горить. РВС №2 – це резервуар, який знаходиться поруч.  $q_{1-1}$  – тепловий потік від полум'я пожежі на РВС №1,  $q_{1-2}$  – тепловий потік від полум'я пожежі на РВС №2. Заштрихована область відображає площу пожежі.

В роботі визначено тепловий вплив факелу пожежі на РВС №1 та РВС №2 за умов відсутності вітру. При цьому прийнято, що факел пожежі не буде відхилятися. Загальний (сумарний) тепловий потік, що сприймають резервуари, складається з двох складових – променевої та конвекційної. Інтенсивності теплових потоків для обох резервуарів визначено за формулами

$$q_{1-1} = q_{1-1}^e + q_{1-1}^k, \quad q_{1-2} = q_{1-2}^e + q_{1-2}^k, \quad (1)$$

де  $q_{1-1}$ ,  $q_{1-2}$  – інтенсивність теплового впливу, яку сприймає РВС №1 та РВС № 2 відповідно, кВт/м<sup>2</sup>;  $q_{1-1}^e$ ,  $q_{1-2}^e$  – інтенсивність теплового випромінювання на РВС №1 і РВС №2 відповідно,

кВт/м<sup>2</sup>;  $q_{1-1}^k$ ,  $q_{1-2}^k$  – інтенсивність конвекційного впливу на РВС №1 і РВС №2 відповідно, кВт/м<sup>2</sup>.

Інтенсивність теплового випромінювання для обох резервуарів визначено за законом Стефана-Больцмана

$$q_{1-1}^e = \varepsilon_{\text{прп}} \psi_{1-1} \cdot 5.67 \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{№1}}}{100} \right)^4 \right], \quad q_{1-2}^e = \varepsilon_{\text{прп}} \psi_{1-2} \cdot 5.67 \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{№2}}}{100} \right)^4 \right] \quad (2)$$

де  $\varepsilon_{\text{прп}} = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$  – призведений ступінь чорноти системи резервуар-факел полум'я;  $\varepsilon_1$  – ступінь чорноти факелу полум'я;  $\varepsilon_2$  – ступінь чорноти стінок резервуара;  $\psi_{1-1}$  – кутовий коефіцієнт випромінювання для РВС №1;  $\psi_{1-2}$  –

кутовий коефіцієнт випромінювання для РВС №2;  $T_n$  – температура факелу полум'я, К;  $T_{\text{№1}}$ ,  $T_{\text{№2}}$  – температура стінок резервуарів №1 і №2 відповідно, К.

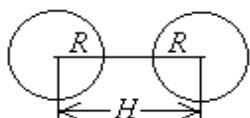
Для розрахунку кутових коефіцієнтів використано теорію перехрещених ниток [3]

для РВС №1:



$$\psi_{1-1} = R_1 / R_2, \quad (3)$$

для РВС №2:



$$\psi_{1-2} = \frac{\sqrt{\left( \frac{H}{R} \right)^2 - 4} - H/R + 2 \arcsin \frac{2R}{H}}{2\pi}, \quad (4)$$

За формулами (2)-(4) проведено розрахунки, результати яких представлені графічно на рисунку 2. При розрахунках прийнято, що  $T_{\text{№i}} = 300 \dots 1500 \text{ K}$ , а  $T_n = 1500 \text{ K}$ .

За формулами (2)-(4) проведено розрахунки, результати яких представлені графічно на рисунку 2. При розрахунках прийнято, що  $T_{\text{№i}} = 300 \dots 1500 \text{ K}$ , а  $T_n = 1500 \text{ K}$ .

На графіку суцільна крива відображає інтенсивність теплового випромінювання, яку сприймає РВС№1, а пунктирною – РВС №2 в залежності від різниці температур полум'я  $T_n$  та стінок резервуарів  $T_{\text{№1}}$  і  $T_{\text{№2}}$ , відповідно. З графіку

видно, що на початковий момент пожежі, коли різниця температур  $\Delta T$  максимальна, РВС №1 сприйматиме тепло з інтенсивністю 130 кВт/м<sup>2</sup>, а РВС № 2 – 5,67 кВт/м<sup>2</sup>. При розрахунках прийнято радіус розливу 5 м, діаметр резервуарів 10,4 м, відстань  $H$  - 17 м,  $i=1, 2$ .

Інтенсивність конвекційного впливу на резервуари визначається з формули

$$q_{1-1}^k = \alpha_{\text{к}}^{\text{№1}} (T_n - T_{\text{№1}}), \quad q_{1-2}^k = \alpha_{\text{к}}^{\text{№2}} (T_n - T_{\text{№2}}), \quad (5)$$

де  $\alpha_{\text{к}}$  – коефіцієнт теплообміну,  $\text{Вм}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ .  
За умов відсутності вітру приймалося, що РВС №

2 не буде нагріватися за рахунок конвекції, тобто при швидкості вітру  $V_{\text{в}} = 0$ ,  $q_{1-2}^k = 0$ .

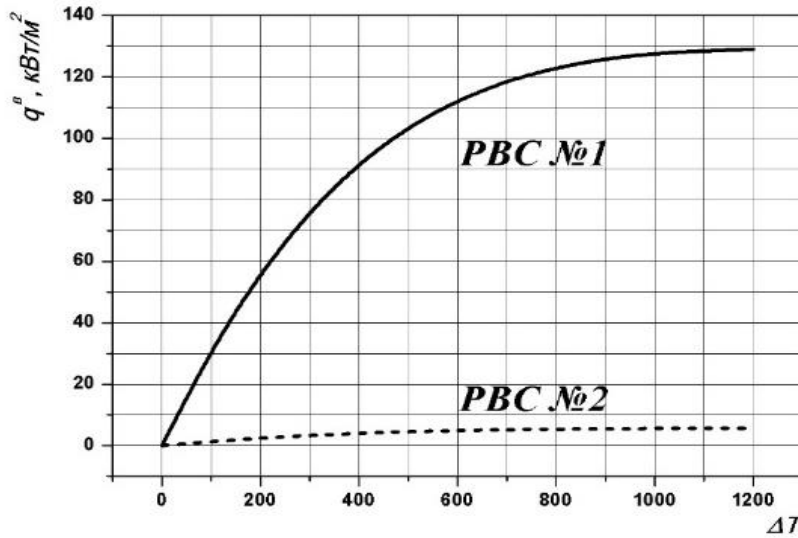


Рисунок 2 – Залежність інтенсивності теплового випромінювання, яке сприймають резервуари, від різниці температур  $\Delta T = T_n - T_{\text{вс}}$

При визначенні енергії, яка передається конвекційним шляхом, вирішальну роль відіграє коефіцієнт теплообміну –  $\alpha_k$ . Коефіцієнт теплообміну залежить від багатьох факторів, серед яких ключове значення відіграє число Рейнольдса. Для розрахунків ми скористалися результатами робіт вчених Блінова та Худякова, які присвячені дослідженню горіння рідин [4]. За їхніми даними за умов відсутності вітру Число Рейнольдса для полум'я вуглеводневих рідин становить понад 50000. Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні PBC визначається за формулою [5]

$$Nu = K_1 K_2 Pr^n Re^m, \quad (6)$$

при цьому

$$Nu = \frac{\alpha_k d_{\text{екв}}}{\lambda_t}, \quad (7)$$

де  $\lambda_{(t)}$  – коефіцієнт теплопровідності продуктів горіння/повітря, які омивають стінку резервуара №1 / №2,  $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$ ;  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний розмір поверхні, яка омивається конвекційними потоками, м;  $Pr$  – число Прандтля для PBC №1 / №2;  $Re$  – число Рейнольдса для PBC №1 / №2, для даного випадку  $Re = 50000$ ;  $V_g$  – швидкість вітру,  $\text{м/с}$ ;  $n$  і  $m$  – показники степенів, які залежать від геометричної форми тіла, яке омивається конвекційними потоками [5];  $K_1$  і  $K_2$  – температурні фактори, які визначаються з

довідкової літератури [5]. Загальна формула для визначення коефіцієнту теплообміну має вигляд

$$\alpha_k = \frac{\lambda_t}{d_{\text{екв}}} K_1 K_2 Pr^n Re^m. \quad (8)$$

За формулами (5)-(8) проведені розрахунки інтенсивності конвекційного теплообміну між факелом полум'я та стінкою PBC №1. Результати представлені графічно на рисунку 3.

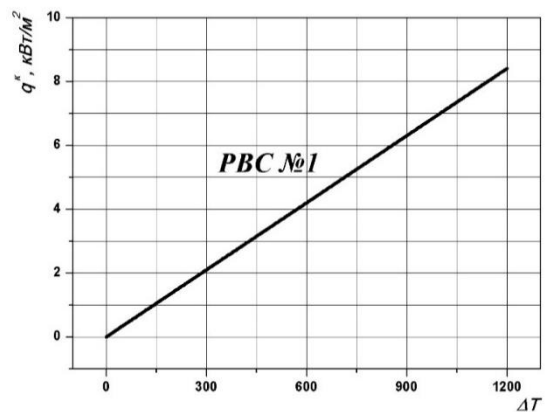


Рисунок 3 – Залежність інтенсивності теплового потоку зумовленого конвекцією, який сприймає PBC №1, від різниці температур

На графіку крива відображає інтенсивність конвекційного впливу, яку сприймає PBC № 1, в залежності від різниці температур полум'я  $T_n$  та стінки резервуара  $T_{\text{вс}}$ .

З графіку видно, що на початковий момент пожежі, коли різниця температур  $\Delta T$  максимальна, PBC №1 сприйматиме тепло з інтенсивністю 8,3  $\text{кВт/м}^2$ . Це складає 6,4 % від

теплого впливу, яке передається шляхом випромінювання. Для РВС №2 конвекційний вплив не визначався, оскільки прийнято, що за умов відсутності вітру він відсутній.

Отримавши результати розрахунків променевого і конвекційного теплообміну для

обох резервуарів, можна повернутися до виразу (1), звідки визначено загальний тепловий вплив на обидва резервуари. Результати обчислень представлені графічно на рисунку 4.

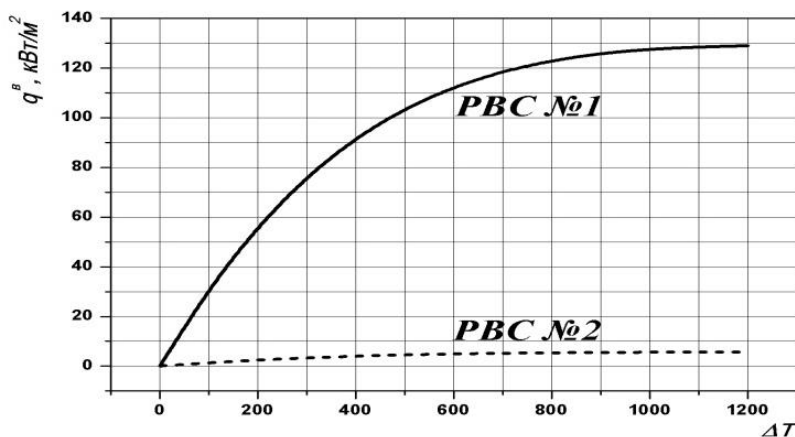


Рисунок 4 – Залежність інтенсивності конвекційного і променевого теплових потоків на поверхні резервуарів, від різниці температур

Аналізуючи графічні залежності можна зробити висновок, що за умов відсутності вітру (при заданих умовах) обидва резервуари будуть нагріватися за рахунок променевого теплообміну, оскільки частка конвекційного теплообміну не перевищує 7 %, а для РВС №2 взагалі відсутня. Максимальну кількість теплоти резервуари сприйматимуть в початковий момент пожежі, за умови

максимальної різниці температур. Для РВС №1 вона становитиме – 137,4 кВт/м<sup>2</sup>, а РВС № 2 – 5,67 кВт/м<sup>2</sup>.

**Частина друга** – визначення теплового впливу, який сприймають резервуари, за умов горіння нафтопродуктів, пролитих в обвалуванні, з врахуванням дії вітру в напрямку РВС №1 (рис. 5).

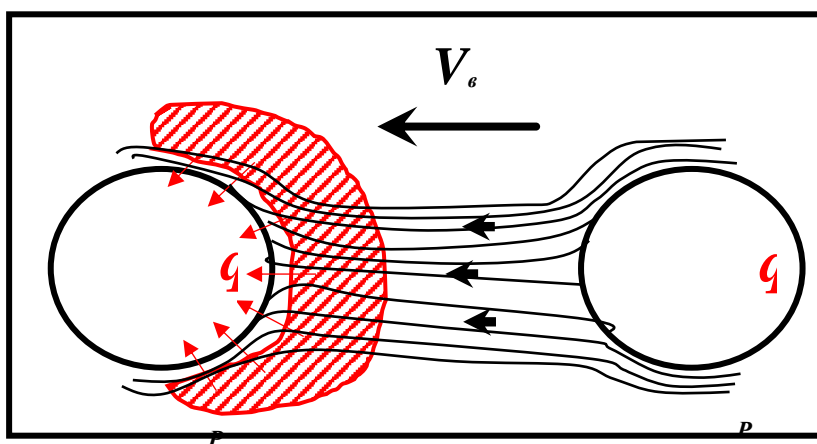


Рисунок 5 – Схематичне зображення процесу теплообміну між резервуарами за умов дії вітру в напрямку РВС №1

Алгоритм розв'язку цієї задачі базується на алгоритмі, запропонованому у **частині першій**. Особливість полягає у тому, що при розрахунках прийнято:

- Кількість теплоти, яку резервуари сприймають променевим шляхом ( $q_{1-1}^e$  і  $q_{1-2}^e$ ), рівна кількості теплоти, розрахованій у **частині першій** (див рис. 2)

• Враховуючи дію вітру, РВС № 2 буде *нагріватися* за рахунок теплового *випромінення*, проте, за рахунок *конвекційного*

теплообміну він буде *охолоджуватися*. Вираз (1) для обох резервуарів набуде вигляду

$$q_{1-1} = q_{1-1}^{\delta} + q_{1-1}^k, \quad q_{1-2} = q_{1-2}^{\delta} - q_{1-2}^k, \quad (9)$$

Інтенсивність *конвекційного* впливу  $q_{1-1}^k$  і  $q_{1-2}^k$  на обидва резервуари

визначається з виразу (5), з врахуванням виразу (8), при цьому

$$Re = \frac{V_{\delta} d_{екв}}{\nu_{(t)}} \quad (10)$$

де  $V_{\delta}$  – швидкість вітру, м/с;  $\nu_{(t)}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості продуктів горіння/повітря для РВС №1 / №2, м<sup>2</sup>/с.

від 0 до 1200 °С, а для РВС №2 – від мінус 20 до 60 °С.

При розрахунках для РВС №1 теплофізичні параметри приймалися в діапазоні температур

На величину коефіцієнта теплообміну впливає напрям дії вітру (рис. 6). Таким чином формула (8) набере вигляду

$$\alpha_{\kappa} = \frac{\lambda_t}{d_{екв}} K_1 K_2 Pr^n \left( \frac{V_{\delta} d_{екв}}{\nu_{(t)}} \right)^m \cdot \varepsilon \quad (11)$$

де  $\varepsilon$  - коефіцієнт, який враховує напрямок дії вітру (рис. 6).

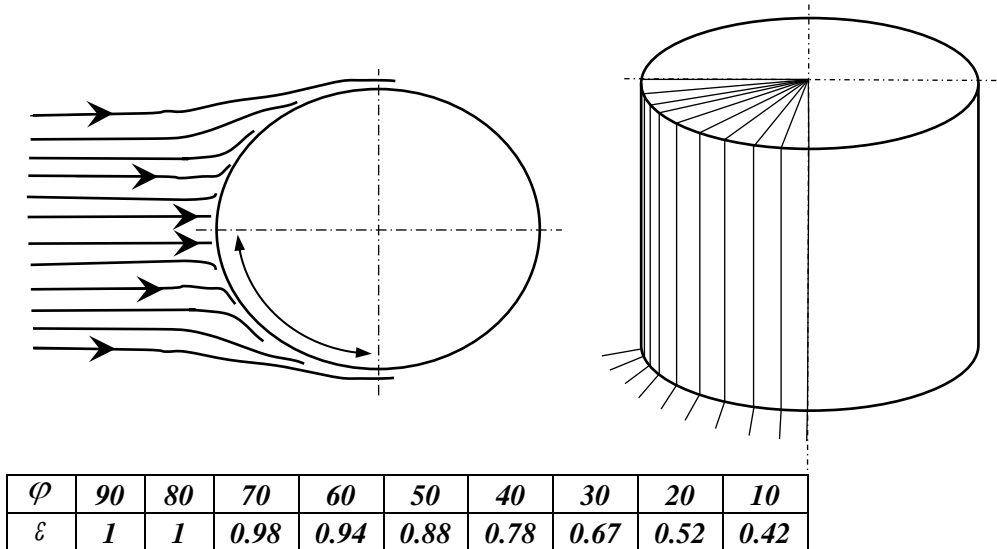
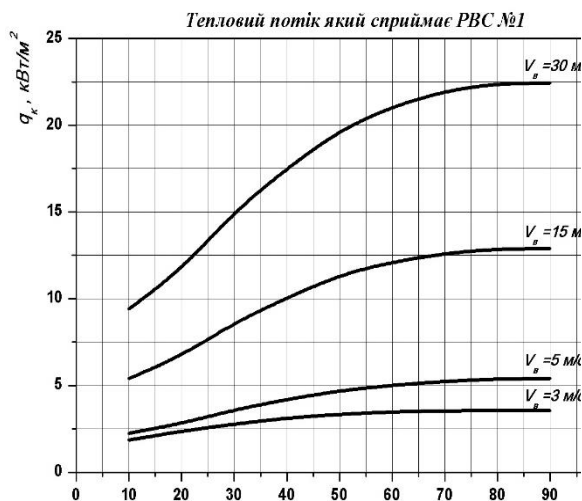


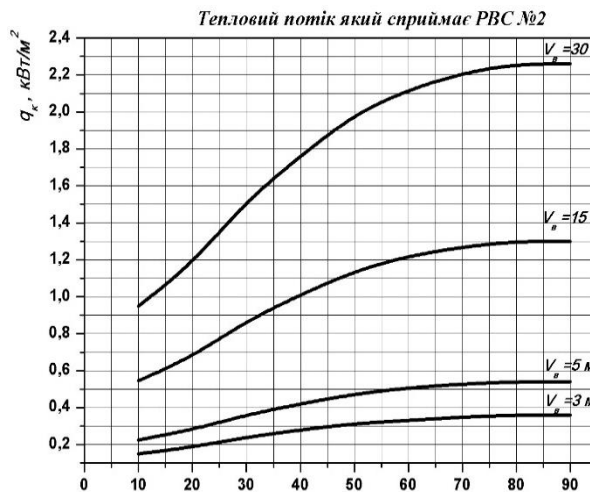
Рисунок 6 – Схематичне зображення резервуара, який омивається конвекційними потоками

За виразом (5) з врахуванням коефіцієнту конвекційного теплообміну, який визначається за формулою (11), проведено розрахунки теплового потоку, який спричинений конвекційним теплообміном. Встановлено залежність теплового потоку, який сприймає

РВС №1 та РВС №2, при максимальній різниці температур  $T_n - T_{\delta i} = \Delta T_{MAX}$  від кута  $\varphi$  (див. рис. 6). Результати обчислень представлені графічно на рисунку 7.



**a**



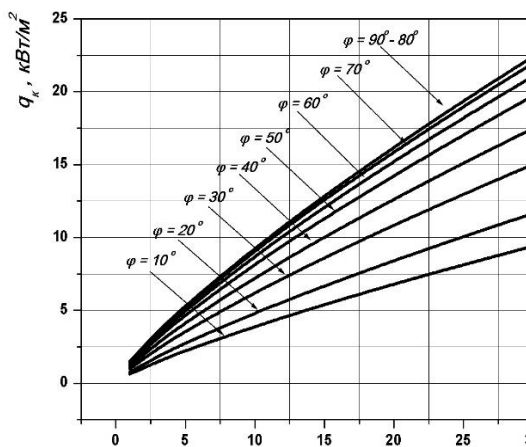
**б**

Рисунок 7 – Залежність інтенсивності теплового потоку, який спричинений конвекційним теплообміном, від кута  $\varphi$ , при різних значеннях швидкості вітру

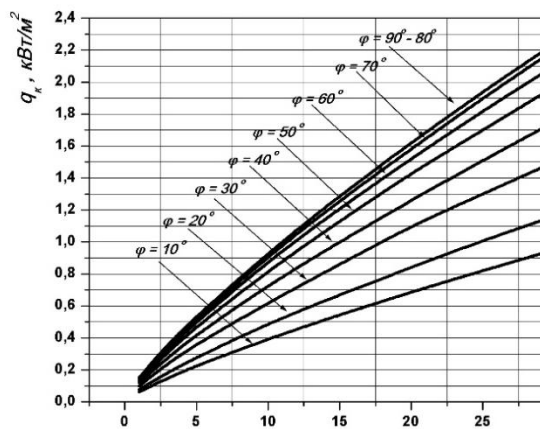
Рисунок **a** відображає інтенсивність теплового потоку, який сприймає РВС №1, а рисунок **б** – РВС №2. Аналізуючи рисунок **a** можна сказати, що при швидкості вітру 3 м/с РВС №1 сприйматиме максимум 3,5 кВт/м<sup>2</sup> теплової енергії яка падає під кутом 90° відносно стінки резервуара, а при швидкості вітру 30 м/с РВС №1 сприйматиме максимум 22,5 кВт/м<sup>2</sup>.

Рисунок **б** відображає інтенсивність охолодження РВС №2 конвекційними потоками, які омивають резервуар холодним повітрям. При швидкості вітру 3 м/с максимальна тепловіддача сягає 0,36 кВт/м<sup>2</sup>, а при швидкості вітру 30 м/с – 2,26 кВт/м<sup>2</sup>.

На рисунку 8 представлено інтенсивність конвекційного потоку на поверхні резервуарів в залежності від швидкості вітру.



**a**



**б**

Рисунок 8 – Залежність інтенсивності теплового потоку, який спричинений конвекційним теплообміном, від швидкості вітру, при різних значеннях кута  $\varphi$

На рисунку 8 **a** зображено інтенсивність теплового потоку, яку сприймає РВС №1 за рахунок конвекційного теплового потоку, в залежності від швидкості вітру. Розрахунки проведені на початковий момент пожежі, коли різниця температур полум'я і стінки РВС

максимальна  $T_n - T_{\text{Неі}} = \Delta T_{\text{MAX}}$ . З плином часу стінка резервуара буде нагріватися ( $T_{\text{Неі}}$  зростатиме), отже різниця температур  $T_{\text{MAX}}$  буде зменшуватися, відповідно інтенсивність

теплого потоку, який сприймає стінка резервуара, буде зменшуватися.

На рисунку 8 б зображено інтенсивність тепловіддачі РВС №2, спричинену конвекційними потоками холодного повітря. Згідно розрахункової схеми (див. рис. 5) РВС №2 стоїть з навітряного боку, отже стінка резервуара нагріватиметься за рахунок **променевого** теплообміну, а за рахунок конвекційного буде охолоджуватися.

У **другій частині** розрахунок **променевого теплообміну** між стінками резервуарів та полум'ям пожежі упущено. Це пов'язано з тим, що виходячи з граничних умов, записаних для другої частини, при розрахунках прийнято, що кількість теплоти, яку резервуари сприймають променевим шляхом ( $q_{1-1}^e$  і  $q_{1-2}^e$ ), рівна кількості теплоти, розрахованій у **частині першій** (див. рис. 2). При розрахунку інтенсивності теплового випромінювання, яку сприймає РВС №1 ( $q_{1-1}^e$ ), в **частині першій** прийнято, що кутовий коефіцієнт є максимальним і рівний 1. У випадку, змодельованому у **частині другій**, в наслідок дії вітру факел полум'я відхилитиметься в сторону РВС №1. У такому

випадку кутовий коефіцієнт теж не буде перевищувати 1, отже кількість теплоти, яку сприймає стінка резервуара за рахунок дії променевого теплового потоку для обох випадків, буде рівна.

При розрахунку інтенсивності теплового випромінювання, яку сприймає РВС №2 ( $q_{1-2}^e$ ), у випадку, змодельованому в **частині другій**, в наслідок дії вітру факел полум'я відхилитиметься в протилежну сторону відносно РВС №2. За таких умов інтенсивність теплового випромінювання, яку сприймає РВС №2, не перевищуватиме інтенсивність випромінювання при безвітряній погоді. Тому з метою моделювання найгіршого варіанту розвитку пожежі прийнято, що РВС №2 сприйматиме таку саму кількість теплоти, що передається променевим шляхом, як і у безвітряну погоду, тобто як у **частині першій** (див. рис. 2).

Визначивши вплив променевого та конвекційного теплообміну на стінки резервуарів №1 і №2, з врахуванням дії вітру, можна встановити загальний тепловий вплив на ці резервуари. За формулами (9) проведено розрахунки, результати яких представлені графічно на рисунку 9.

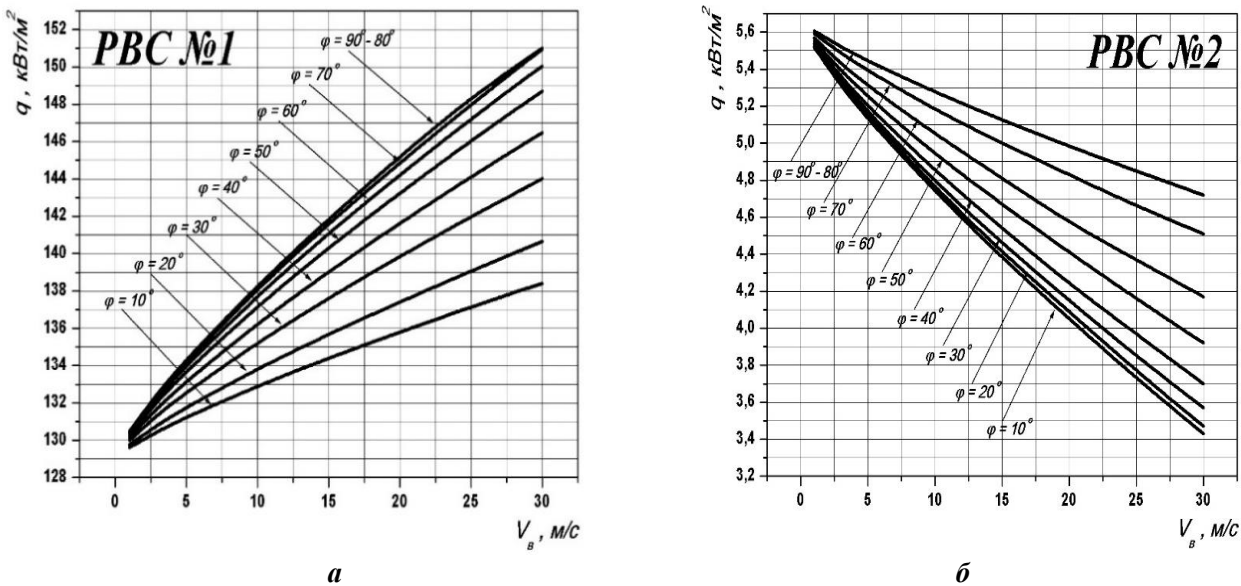


Рисунок 9 – Залежність інтенсивності **конвекційного і променевого** теплового потоку, що сприймають резервуари, від швидкості вітру  $V_b$ , при різних значеннях кута  $\varphi$

З налізу графіка **а** (рис. 9) випиває, що при збільшенні швидкості вітру стінка резервуара №1 нагріватиметься інтенсивніше. Максимальну кількість теплоти стінка резервуара сприйматиме при швидкості вітру 30 м/с під прямим кутом. В залежності від швидкості вітру кількість теплоти, яку сприймає кожний метр квадратний бічної стінки під прямим кутом за

одну секунду, коливатиметься в межах від 130 кДж/с до 151 кДж/с. Мінімальну кількість теплової енергії стінка резервуара сприйматиме при падінні теплового потоку під кутом  $10^\circ$  і менше (див. рис. 6). Інтенсивність теплового потоку при цьому коливатиметься в межах від 129 до 139 кВт/м<sup>2</sup>.

На графіку *б* (рис. 9) представлено інтенсивність конвекційного і променевого теплового потоку, який сприймає бічна стінка РВС №2. В даному випадку збільшення швидкості вітру призведе до більш інтенсивного охолодження резервуара №2, отже бічна стінка резервуара сприйматиме менше теплової енергії. Максимальну кількість теплоти стінка сприйматиме при мінімальній швидкості вітру. При цьому кількість теплової енергії, яку сприймає стінка під кутом 90°, спадатиме від 5,6

кВт/м<sup>2</sup> до 4,7 кВт/м<sup>2</sup>. Оскільки потік вітру найінтенсивніше омиватиме частину стінки, яка знаходиться під кутом 10° і менше, відносно осі резервуара (див. рис. 6), то вона сприйматиме найменше теплової енергії – від 5,5 до 3,4 кВт/м<sup>2</sup>.

**Частина третя** – визначення теплового впливу, який сприймають резервуари, за умов горіння нафтопродуктів, пролитих в обвалуванні, з врахуванням дії вітру в напрямку РВС №2 (рис. 10).

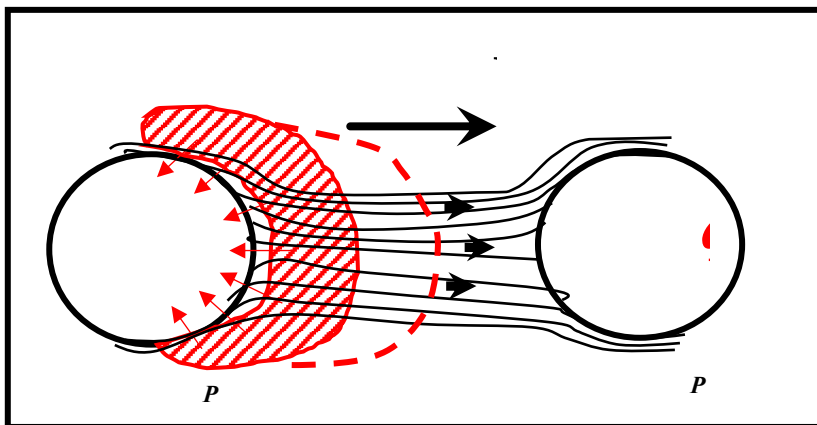


Рисунок 10 – Схематичне зображення процесу теплообміну між резервуарами за умов дії вітру в напрямку РВС №2

Враховуючи напрямок дії вітру, очевидно, що факел полум'я відхилитиметься за вітром, тобто в напрямку РВС №2. На рисунку 10 штрихова лінія відображає умовне відхилення факела полум'я в наслідок дії вітру.

Алгоритм розв'язку цієї задачі базується на алгоритмі, запропонованому у **частині першій і другій**. Особливість полягає у тому, що при розрахунках прийнято:

- Кількість теплоти, яку резервуар №1 сприймає променевим шляхом ( $q_{1-1}^e$ ), рівна кількості теплоти, розрахованій у **частині першій і другій** (див. рис. 2), оскільки в даних розрахунках визначено максимальне значення променевого впливу на поверхнях резервуарів при заданих умовах.

- Враховуючи дію вітру, РВС № 1 буде **нагріватися** за рахунок теплового **випромінення**, проте, за рахунок **конвекційного** теплообміну він буде **охолоджуватися**.

- Кількість теплоти, яку резервуар №2 сприймає променевим шляхом ( $q_{1-2}^e$ ) відрізнятиметься від розрахованої у **першій та другій частинах**, оскільки в даному випадку необхідно врахувати відхилення факелу пожежі під дією вітру.

- Враховуючи дію вітру, РВС № 2 буде **нагріватися** за рахунок теплового **випромінення** та **конвекційного** теплообміну. Вираз (1) для обох резервуарів набуде вигляду

$$q_{1-1} = q_{1-1}^e - q_{1-1}^k,$$

$$q_{1-2} = q_{1-2}^e + q_{1-2}^k. \quad (12)$$

При розв'язанні **третьої частини** поставленої задачі прийнято:

$q_{1-1}^e$  - відома величина, визначена у **першій частині** (див. рис. 2);

$q_{1-1}^k$  - відома величина, визначена у **другій частині** (див. рис. 7 б). Оскільки розрахунки

інтенсивності **охолодження** стінки резервуара №1 (у **частині третій**) і резервуара №2 (у **частині другій**), за рахунок **конвекційного** теплообміну - ідентичні.

$q_{1-2}^k$  - відома величина, визначена у частині другій (див. рис. 7 а). Оскільки розрахунки інтенсивності **нагрівання** стінки резервуара №2



(у частині третій) і резервуара №1 (у частині другій), за рахунок конвекційного теплообміну - ідентичні.

Отже розв'язання задачі зводиться до визначення інтенсивності **теплого випромінювання**, яке сприймає резервуар №2 -  $q_{1-2}^e$ . Вище зазначено, що  $q_{1-2}^e$  визначається з формули (2). Факел полум'я відхиляється за напрямком дії вітру, так як це зображено на розрахунковій схемі (рис. 10). Відхилення факелу полум'я впливає на інтенсивність

теплого випромінювання, яке сприймає РВС №2. При розрахунках це відхилення враховує кутовий коефіцієнт випромінювання  $\psi_{1-2}$ . Це геометрична характеристика, яка враховує геометричні розміри полум'я, кут нахилу та взаємне розташування резервуара і полум'я. Для визначення кутового коефіцієнта  $\psi_{1-2}$  змодельємо факел полум'я у формі циліндру, нахиленого під кутом (рис. 11)

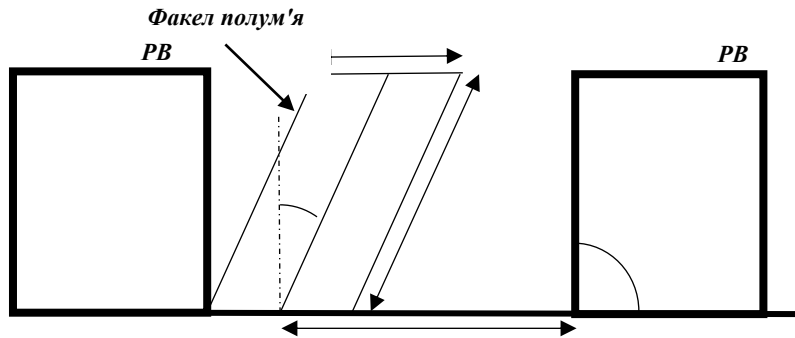


Рисунок 11 – Схематичне зображення відхиленого факелу полум'я

Розрахункова модель кутового коефіцієнта для факела полум'я у формі циліндру, нахиленого під кутом в наслідок дії вітру розроблена Муданом [6] у 1984 році, ґрунтується вона на попередній роботі Рая і

Калелкара (1974 р.) [7]. Якщо площина, яка сприймає теплові промені від факела полум'я, розташована під прямим кутом ( $\beta=90^\circ$ ), то кутовий коефіцієнт  $\psi_{1-2}$  визначається з формули

$$\psi_{1-2} = \frac{1}{\pi} \cos \theta (A_1 \cos \phi + LA_2) \tag{13}$$

При цьому:

$$L = \frac{l}{r}, \quad X = \frac{x}{r}, \quad \phi = \sin^{-1} \left( \frac{1}{X} \right), \tag{14}$$

$$A_1 = \frac{1}{B} \left\{ \tan^{-1} \left[ \frac{L - \left( X - \frac{1}{X} \right) \sin \theta}{B} \right] + \tan^{-1} \left[ \frac{\left( X - \frac{1}{X} \right) \sin \theta}{B} \right] \right\}, \tag{15}$$

$$B = \left[ \left( X^2 - 1 \right) \cos^2 \theta + \left( 1 - \frac{1}{X^2} \right) \sin^2 \theta \right]^{1/2}, \tag{16}$$

$$A_2 = \int_0^{\pi/2} f(\gamma) d\gamma, \tag{17}$$

$$f(\gamma) = \frac{\sin \gamma}{\left( 1 + L^2 + X^2 - 2XL \sin \theta \right) + 2(L \sin \theta - X) \sin \gamma}. \tag{18}$$

де  $l$  - довжина факелу полум'я, м;  $r$  - радіус факела полум'я, м;  $X$  - відстань від центру факела до опромінюваної площини (в даному випадку до стінки РВС №2), м;  $\theta$  - кут відхилення факелу полум'я, рад;  $\beta$  - кут під яким розташована опромінювана площина, рад.

Кут відхилення факелу полум'я в наслідок дії вітру визначено за моделлю, запропонованою Томасом [8]. Ця модель базується на експериментальних даних, отриманих із застосуванням модельних вогнищ з деревини. Проте дану модель прийнято

використовувати для розрахунку відхилення факелу полум'я при горінні нафтопродуктів [9].

$$\cos(\theta) = 0.7(V^*)^{-0.49}, \quad (19)$$

$$V^* = \frac{V_6}{V_x}, \quad (20)$$

$$V_x = \left( \frac{2gmr}{\rho_n} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (21)$$

де  $V_6$  – швидкість вітру, м/с;  $V_x$  – характеристична швидкість вітру, м/с;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $m$  – масова швидкість вигорання, кг/с·м<sup>2</sup>;  $\rho_n$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

На рисунку 12 представлено залежність кута відхилення факелу полум'я від швидкості вітру. З графіку видно, що вже при мінімальній швидкості вітру 1 м/с факел полум'я відхилиться на кут понад 60° відносно вертикальної осі.

За отриманими значеннями кута відхилення за формулами (13)-(21) проведено розрахунки кутового коефіцієнта випромінювання  $\Psi_{1-2}$ . Встановлено залежність цього коефіцієнту від швидкості вітру, яку представлено на рисунку 13.

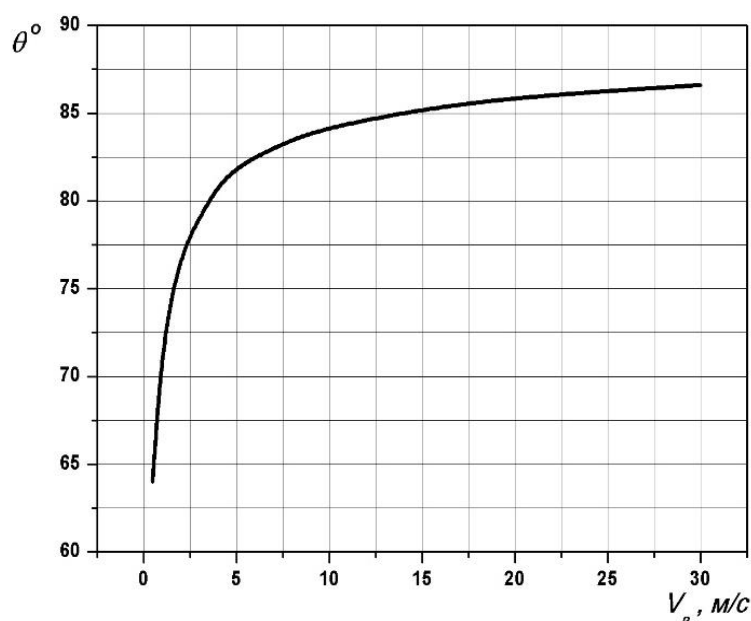


Рисунок 12 – Залежність кута відхилення факелу полум'я від швидкості вітру

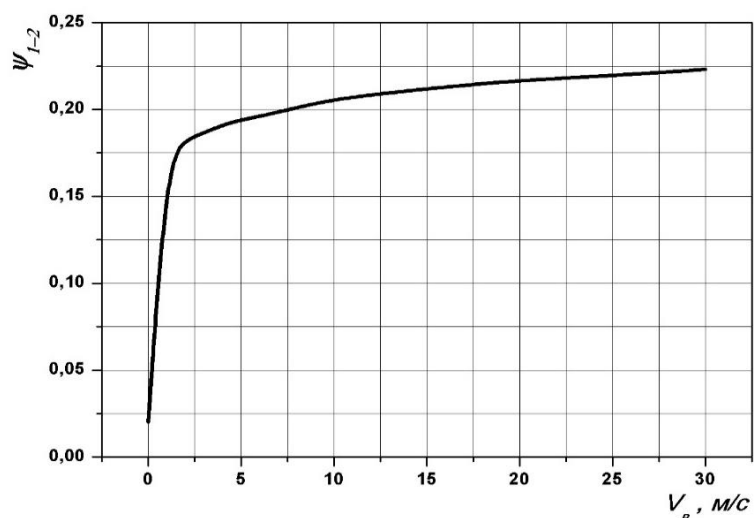


Рисунок 13 – Залежність кутового коефіцієнту випромінювання від швидкості вітру

Підставивши значення кутового коефіцієнту випромінювання  $\psi_{1-2}$  у вираз (2), визначено інтенсивність теплового

випромінювання, яке сприймає стінка РВС №2. Результати розрахунків представлені графічно на рисунку 14.

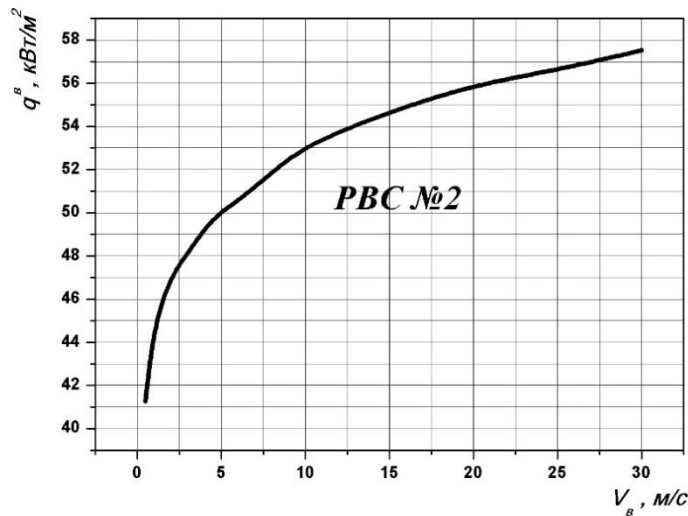


Рисунок 14 – Інтенсивність теплового випромінювання, що сприймає стінка РВС №2, в залежності від швидкості вітру

З графіка видно, що при збільшенні швидкості вітру передача тепла збільшується. Максимальну кількість променевої енергії стінка РВС №2 сприйматиме при швидкості вітру 30 м/с і більше. При швидкості вітру 30 м/с вона сприйматиме 57,5 кВт/м<sup>2</sup>. Це пояснюється тим, що при збільшенні швидкості вітру, відхилення факелу полум'я в сторону РВС №2 буде зростати. При наближенні факелу полум'я

до стіни резервуара частка тепла, яка передається променевим шляхом, буде збільшуватися.

Розрахувавши променевий теплообмін між РВС №2 і факелом пожежі, можна визначити загальний тепловий вплив на РВС №1 і №2, відповідно заданих умов до *третьої частини*. Результати обчислень представлені графічно на рисунку 15.

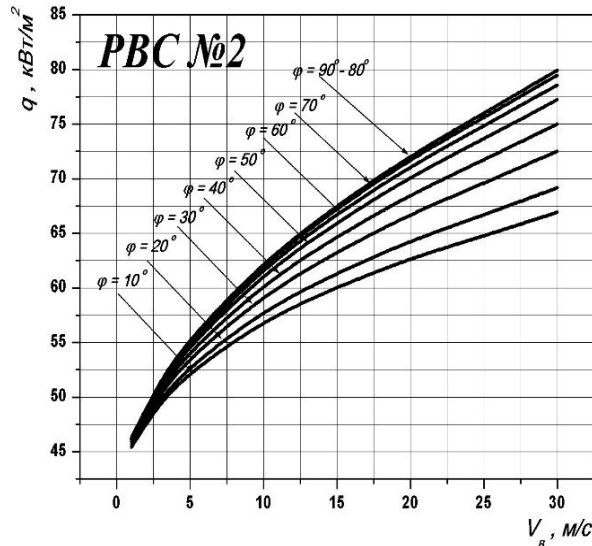
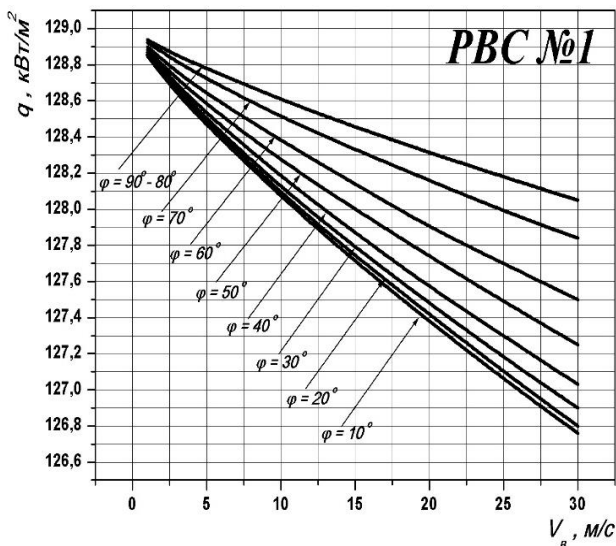


Рисунок 15 – Залежність сумарної інтенсивності конвекційного і променевого теплового потоку, що сприймають резервуари, від швидкості вітру  $V_b$ , при різних значеннях кута  $\phi$

На рисунку 15 а зображено сумарну інтенсивність конвекційного та променевого теплового впливу на резервуар №1. Як видно з

графіка при збільшенні швидкості вітру кількість теплоти, яку сприймає стінка РВС №1, буде зменшуватися. Це спричинено

конвекційними потоками холодного повітря, які омивають стінки резервуара. При збільшенні швидкості вітру інтенсивність конвекційного охолодження буде зростати, відповідно кількість теплоти, що сприймає стінка РВС, буде зменшуватися. Проте кількість теплоти, яка відводиться від резервуару конвекційним шляхом, є значно меншою від тої кількості, що стінка сприймає променевим теплообміном. Найбільш інтенсивно буде охолоджуватися стінка резервуар під кутом  $10^0$ , оскільки ця частина стінки найбільш інтенсивно омиватиметься вітром. При безвітряній погоді стінка сприйматиме  $129,5 \text{ кВт/м}^2$  (див. рис. 2), а при вітрі, швидкість якого  $30 \text{ м/с}$  –  $126,7 \text{ кВт/м}^2$ . Це означає, що за рахунок конвекції відводиться не більше  $3 \text{ кВт/м}^2$ , що в свою чергу не перевищує  $2,4\%$  від загальної кількості теплоти, яке сприймає стінка РВС №1.

Аналізуючи рисунок 15 б, можна зробити висновок, що третій варіант розвитку пожежі є найгіршим для РВС №2, оскільки за даних умов цей резервуар нагріватиметься найшвидше. При швидкості вітру  $30 \text{ м/с}$  максимальну інтенсивність теплового потоку –  $80 \text{ кВт/м}^2$  стінка сприйматиме під прямим кутом. При зменшенні швидкості вітру інтенсивність конвекційного та променевого впливу на

резервуар буде зменшуватися до  $45 \text{ кВт/м}^2$ . При цьому значна частка припадає на конвекційний теплообмін. При мінімальній швидкості вітру  $1 \text{ м/с}$  вона складає  $7,3\%$ , а при збільшенні швидкості вітру до  $30 \text{ м/с}$  зростає до  $28\%$ .

**Висновки.** У роботі розглянуто три сценарії розвитку пожежі в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів (рис. 1, 5, 10). По кожному сценарію розвитку пожежі одержано графічні залежності інтенсивності теплового потоку на поверхні резервуарів, обумовлені пожежею в резервуарному парку за умов розливу нафтопродуктів. При цьому визначено вплив швидкості вітру на інтенсивність теплообміну.

Встановлено, що для резервуара №1 найбільш несприятливим варіантом розвитку пожежі є другий (рис. 5), оскільки за цих умов стінка резервуара в початковий момент пожежі ( $T_n = 1500 \text{ K}$ ,  $T_{\text{№i}} = 300 \text{ K}$ ) зазнаватиме максимального теплового впливу в кількості від  $130 \text{ кВт/м}^2$  до  $150 \text{ кВт/м}^2$ . Для резервуара №2 найбільш несприятливим варіантом є третій (рис. 10). За таких умов стінка РВС сприйматиме теплову енергію в кількості від  $45 \text{ кВт/м}^2$  до  $80 \text{ кВт/м}^2$ .

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Семерак М. М. Вплив швидкості вітру на коефіцієнт теплообміну між стінкою резервуара і продуктами горіння нафтопродуктів/ М. М. Семерак, М. Р. Михайлишин // Проблеми та перспективи розвитку системи безпеки життєдіяльності: Зб. наук. Праць XII Міжнар. наук.-практ. конф. Молодих вчених, курсантів та студентів: [в 2 ч.]. Ч. 1. – Львів: ЛДУ БЖД, 2017. – С. 54-56.
2. Семерак М. М. Вплив швидкості вітру на процеси теплообміну між вертикальними сталевими резервуарами (на прикладі пожежі на нафтобазі БРСМ нафта)/ Збірник наукових праць «Пожежна безпека», №30. – 2017. С.137-147.
3. Блох А. Г. и др. Теплообмен излучением: Справочник/ А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М.: Энергоатом-издат, 1991. – 432 с. ил.
4. Блинов В.И., Худяков Г.Н. Диффузионное горение жидкостей. М.: АН СССР, 1961.
5. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам. – К.: Техника, 1990. – 165 с.
6. Mudan, K. S., (1984) Prog. Energy Combust. Sci. 10, 59-80 p.
7. Raj, P. K. and Kalelkar, A. S. (1974) Assessment Models in Support of the Hazard Assessment Handbook (CG-447-3) Chap. 9, Technical Report prepared for the U. S. Coast Guard, NTIS publication #AD776617
8. Thomas, P.H., 1962. Some observations of the effect of wind on line plumes. Fire Research Notes 510
9. Lees, Frank P. Loss prevention in the process industries: hazard identification, assessment, and control / Frank P., Lees. – 2nd ed. p. cm.

## **DETERMINATION THE INTENSITY OF THE HEAT FLUX DUE TO FIRE IN THE TANK FARM UNDER OIL SPILLS**

*M. Semerak, Doc. of Sc., prof., M. Mykhailyshyn*

*Lviv state university of life safety, Ukraine*

---

### **KEYWORDS**

vertical steel tanks, tank farm, fires in oil and petroleum storage depots, oil discharge, heat flux, convection flux

### **ANNOTATION**

The paper considers three scenarios for the development of a fire in a tank farm in a spill of oil products. For each scenario of fire development, the dependences of the heat flux on the surface of the tanks on the speed and direction of the wind were obtained. The amount of heat that will be transmitted from the flame of fire to the walls of the tanks by radiation and convection paths is established. It is calculated that, with the most unfavorable variant of the fire development, the maximum heat flux on the wall surface is from 130 kW / m<sup>2</sup> to 150 kW / m<sup>2</sup>. At the same time, the influence of wind speed on heat exchange processes is determined.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА, ОБУСЛОВЛЕННОГО ПОЖАРОМ В РЕЗЕРВУАРНОМ ПАРКЕ ПРИ РАЗЛИВЕ НЕФТЕПРОДУКТОВ**

*М. М. Семерак, д-р. техн. наук, профессор, М. Р. Михайлишин*

*Львовский государственный университет безопасности жизнедеятельности, Украина*

---

### **КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА**

вертикальные стальные резервуары, резервуарные парки, пожары на складах нефти и нефтепродуктов, выброс нефти, тепловое излучение, конвекционный поток.

### **АННОТАЦИЯ**

В работе рассмотрены три сценария развития пожара в резервуарном парке в условиях разлива нефтепродуктов. По каждому сценарию развития пожара получены зависимости интенсивности теплового потока на поверхности резервуаров, от скорости и направления ветра. Установлено количество тепла, которое будет передаваться от пламени пожара к стенкам резервуаров лучевым и конвекционным путем. Рассчитано, что при наиболее неблагоприятном варианте развития пожара максимальный тепловой поток на поверхности стенки составляет от 130 кВт / м<sup>2</sup> до 150 кВт / м<sup>2</sup>. При этом определено влияние скорости ветра на процессы теплообмена.