

До лакофарбових та інших оздоблювальних декоративних матеріалів на відкритих поверхнях всередині приміщень висуваються вимоги – не виділяти надмірну кількість диму та токсичних продуктів горіння.

Необхідно також дотримуватися пожежної безпеки при будівництві та ремонті суден. В цьому випадку пожежна загроза більша, ніж на морі, тому що на судні, яке знаходиться у доці (на стапелі) підприємства частіше відсутні системи пожежогасіння, команда у більшості знаходиться на березі, робітники часто не ознайомлені з правилами пожежної безпеки при роботі на судні. Але найбільша загроза полягає у тому, що при будівництві та ремонті суден необхідно виконувати великий об'єм вогневих робіт, а також використовувати вибухонебезпечні, легкозаймисті та горючі речовини. Було б доцільним проводити їх вогнезахисну обробку. В першу чергу це стосується будівельних лісів та деревини, яка застосовується в роботі. Для вирішення всіх цих проблем було б доцільно створити дослідно-виробничий центр з випробування та подальшого вогнезахисту горючих суднобудівних матеріалів, визнаний як міжнародними класифікаційними установами ІМО, так і УкрСЕПРО. Цей центр зміг би обслуговувати не тільки спеціальну економічну зону (СЕЗ) "Миколаїв", а також інші суднобудівні та судноремонтні підприємства України. Завдяки впровадженню нових технологій такий центр був би унікальним в нашій державі, а забезпечення суднобудівних заводів якісною продукцією, яка відповідає вимогам стандартів ІСО та ІМО, сприяло б завоюванню ними світового ринку, не кажучи вже про створення нових робочих місць та додаткових надходжень в державну казну.

Створення такого центру не тільки можливе, але і необхідне.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. В.И.Жуков и др. *Противопожарная защита судов. Сборник научных трудов. ВНИИПО МВД СССР. 1981.*
2. А.К.Микеев и др. *Противопожарная защита судов. Сборник научных трудов. ВНИИПО МВД СССР. 1982.*
3. М.Г.Ставицкий. *Борьба с пожарами на судах. Т.1. Издательство «Судостроение». 1976.*
4. М.Г.Ставицкий. *Борьба с пожарами на судах. Т.2. Издательство «Судостроение». 1976.*
5. И.Ф.Кимстач и др. *Пожарная тактика. Стройиздат. Москва. 1984.*
6. Б.И.Шников и др. *Пожарная безопасность на предприятиях рыбной промышленности. Пищевая промышленность. Москва. 1977.*
7. В.К.Кузьменко и др. *Охрана труда в судостроении. Судостроение. Ленинград. 1975.*
8. В.И. Мартыненко. *Пожарная безопасность в судостроительном производстве. Судостроение. Ленинград 1987.*

УДК 614. 842. 614: 621. 643

*Р.Я.Лозинський (Львівський інститут пожежної безпеки МВС України)*

#### ДИСТАНЦІЙНЕ ТРАНСПОРТУВАННЯ ПАРОГАЗОВИХ СУМІШЕЙ ДО ОСЕРЕДКУ ПОЖЕЖІ ПО ДОВГИХ КАНАЛАХ

Розглянуто процеси руху в довгих каналах парогазових сумішей до осередку пожежі на об'єкті. Розроблена математична модель руху парогазових сумішей з полум'ягасною концентрацією кисню вперше враховує втрати крапель рідини при їх зіткненні із стінками каналу з урахуванням сили гравітації, втрати тиску на тертя парогазової суміші до стінки каналу та теплообмін з навколишнім середовищем.

Характерним фактором при русі до осередку пожежі парогазової суміші по вентиляційних трубах є їх довжина, яка в десятки разів перевищує довжину камери

оохолодження, в результаті уже не можна нехтувати втратами крапель рідини на стінках каналу, втратами теплоти, не зважаючи на якісну ізоляцію від зовнішнього середовища, й аеродинамічним опором при турбулентному русі. Крім того, при русі частково охолодженої парогазової суміші можливі замість випаровування зворотні процеси – конденсація пари на краплях рідини і на стінках каналу. Будемо вважати, що на границі камери охолодження і входу в довгий канал теплові і газодинамічні параметри збігаються або відрізняються на величини, обумовлені діаметрами камери та вентиляційних труб і втратами парогазової суміші в місцях з'єднання труб. Так, граничними умовами на вході в кожен вентиляційну трубу будуть умови:

$$\begin{aligned} G_{10} &= G_1(l) - \Delta G_1; & G_{20} &= G_2(l) - \Delta G_2; \\ v_{20} &= v_2(l); & P_0 &= P(l); \\ T_{10} &= T_1(l); & T_{20} &= T_2(l), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $G_1(l)$  і  $G_2(l)$  – масові витрати відповідно парогазової суміші і крапель рідини на виході, або з камери охолодження, або з попередньої труби, кг/з;  $\Delta G_1$  і  $\Delta G_2$  – втрати маси відповідно парогазової суміші і крапель рідини в місцях з'єднання труб, кг/з;  $v_2(l)$  – швидкість крапель рідини на виході, або з камери охолодження, або з попередньої труби, м/с;  $P(l)$  – тиск на зазначеному виході, Па;  $T_1(l)$  і  $T_2(l)$  – температура відповідно парогазової суміші і крапель рідини на виході з камери охолодження, або з попередньої труби, ДО;  $l$  – довжина камери охолодження або довжина вентиляційної труби, м.

Як установлено раніше [1], витрати парогазової суміші і краплинній рідині по довжині каналу можна визначити за формулами

$$\begin{aligned} G_1 &= G_0 + G_B \left[ 1 - \exp\left(-\int_0^z f(\zeta) d\zeta - 4k_{cm}z/D\right) \right], & (2) \\ G_2 &= G_B \exp\left(-\int_0^z f(\zeta) d\zeta - 4k_{cm}z/D\right), \end{aligned}$$

де  $G_0$  – витрата газу на вході в канал, кг/з;  $G_B$  – початкова витрата води, кг/з;  $z$  – відстань від входу в канал, м;  $k_{cm}$  – коефіцієнт утрат при зіткненні крапель рідини зі стінками труби;  $D$  – діаметр труби, м;  $f(z)$  – функція, що для початкових параметрів визначається як константа за формулою

$$f_0 = \frac{6\beta_2 P_0}{\rho_2 v_{20} d_{k0} (2\pi R T_{10})^{1/2}} \left[ (T_{10}/T_{20})^{1/2} - \beta_1/\beta_2 \right], \quad (3)$$

де  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – коефіцієнти конденсації і випаровування відповідно;  $P_0$  – тиск на вході в трубопровід, Па;  $\rho_2$  – щільність води, кг/м<sup>3</sup>;  $v_{20}$  – початкова швидкість крапель рідини, м/с;  $d_{k0}$  – початковий діаметр крапель рідини на вході в трубу, м;  $R$  – універсальна газова стала, м<sup>2</sup>/ДО·з<sup>2</sup>;  $T_{10}$ ,  $T_{20}$  – температура відповідно парогазової суміші і крапель рідини на вході в трубу, К.

Інтервал для функції  $f$ , де вона приймається за константу, залежить, як видно з формули (3), від ряду факторів: тиску, температури, швидкості руху крапель рідини і їх середнього діаметра. Чим менша їх зміна на цьому інтервалі, тим ширше припустимий інтервал.

Середній діаметр крапель рідини на вході в довгий канал приймемо рівним діаметрові крапель на виході з камери охолодження:

$$d_{k0} = d_0 (G_2(l) / G_B)^{1/3}, \quad (4)$$

де  $d_0$  – початковий діаметр крапель рідини при її розпиленні в камері охолодження, м.

При припущенні (3) формули (2) для розрахунку витрат парогазової суміші і розпиленої рідини в довгому каналі наберуть виду

$$\begin{aligned} G_1 &= G_0 + G_{20} \exp(-4k_{cm} z / D) [1 - \exp(-f_0 z)]; \\ G_2 &= G_{20} \exp[-(f_0 + 4k_{cm} / D)z] \end{aligned} \quad (5)$$

Таким чином, витрата парогазової суміші визначається в основному тією кількістю газу і пари, що є на вході в трубу. У цьому випадку добавка пари до суміші буде досить незначною через малу кількість крапель рідини в потоці і їх втрати в результаті зіткнення краплі зі стінками каналу, конденсації пари на стінках і дії сил гравітації на краплі.

Дія сил гравітації враховується в коефіцієнті втрат рідини при зіткненні крапель зі стінками труби

$$k_{cm} = k_1 + \frac{a}{4v_{20}} \sqrt{gD/2}, \quad (6)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>; коефіцієнти  $k_1$  і  $a$ , що ввійшли у формулу (6), визначаються емпіричним шляхом.

Таким чином, формули (5) і (6) враховують цілий ряд факторів, включаючи аеротермодинамічний стан крапель рідини (параметр  $f_0$ ), сили гравітації (параметр  $g$ ) і турбулентність потоку (параметр  $k_1$ ).

Знаючи масові витрати крапель рідини і парогазової суміші в довгому каналі, можна визначити їх швидкості, тиск і температуру. Якщо припустити, що при течії в трубопроводі швидкості парогазової суміші і крапель рідини наближені одна до одної, то можна не враховувати їх механічну взаємодію і одержати спрощені аналітичні залежності.

Введемо позначення для функцій кількості руху фаз [2]

$$\begin{aligned} \Phi_1(z) &= G_{10} v_{10} + \varphi_{10} P_0 S + (G_1 - G_{10}) v_{20} - \frac{\lambda}{2D} G_{10} v_{10} z; \\ \Phi_2(z) &= G_{20} v_{20} + \varphi_{20} P_0 S + (G_2 - G_{20}) v_{20}, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $\varphi_{10}$ ,  $\varphi_{20}$  – початковий об'ємний зміст фаз;  $S$  – площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>;  $\lambda$  – коефіцієнт аеродинамічного опору рухові парогазової суміші.

Обчисливши функції  $\Phi_1$  й  $\Phi_2$  і прийнявши температуру парогазової суміші рівною температурі на вході в трубопровід  $T_1 \approx T_{10}$ , можна знайти швидкості руху фаз

$$\begin{aligned} v_1 &= 0,5 \Phi_1(z) / G_1 - \sqrt{0,25 \Phi_1^2(z) / G_1^2 - RT_{10}}; \\ v_2 &= 0,5 \Phi_2(z) / G_2 - \sqrt{0,25 \Phi_2^2(z) / G_2^2 - RT_{10}} \end{aligned} \quad (8)$$

Припустимо, що в трубопроводі температури парогазової суміші і крапель рідини близькі одна до одної і можна не враховувати теплову взаємодію фаз. Тоді тепломісткість фаз визначимо за формулами

$$h_1 = [G_{10}h_{10} + (G_1 - G_{10})h_{20} - \alpha_0 \pi (T_{10} - T_0)z] / G_1;$$

$$h_2 = [G_{20}h_{20} + (G_2 - G_{20})h_{20}] / G_2, \quad (9)$$

де  $h_{10}$ ,  $h_{20}$  – початкова тепломісткість парогазової і рідкої фаз відповідно, Дж/кг;  $\alpha_0$  – коефіцієнт тепловіддачі стінкам труби,  $УТ/(м^2 \cdot К)$ .

Знаючи величини тепломісткостей фаз, можна обчислити і їх температури:

$$T_1 = \frac{h_1 - r(G_1 / G_0 - 1)}{c_2 + c_n(G_1 / G_0 - 1)}; T_2 = h_2 / c_{жк} \quad (10)$$

Оскільки об'ємний зміст рідкої фази в трубопроводі незначний, можна прийняти  $\varphi_1 \approx 1$ . Тоді щільність парогазової суміші буде дорівнювати

$$\rho_1 = G_1 / v_1 S. \quad (11)$$

Використовуючи формулу (11), тиск у трубопроводі визначимо за формулою [2]

$$P = G_1 R T_1 / v_1 S. \quad (12)$$

Концентрація кисню як на виході з камери охолодження, так і на виході з трубопроводу біля вогнища пожежі повинна бути нижчою від полум'ягасної концентрації кисню  $C_r$ , що рівна 10%. Тому при русі парогазової суміші по трубах вирішується основна мета: одержання парогазової суміші з не більш 10% вмістом кисню і температурою, що забезпечує підтримку цієї концентрації. Об'ємна концентрація кисню на виході з трубопроводу може бути визначена за формулою

$$C = C_0 G_0 / G_1, \quad (13)$$

де  $C_0$  – концентрація кисню на вході в трубопровід, %.

Таким чином, отримані аналітичні залежності (5), (6), (8) – (13) для розрахунку параметрів парогазової суміші і капель рідини дають наочне представлення про їх функціональний зв'язок і дозволяють, як показують результати чисельних розрахунків, з достатнім ступенем точності прогнозувати температуру і склад парогазової суміші на виході з трубопроводу та біля осередка пожежі. Виняток становить можливість розгляду аналітичними методами такого явища, як конденсація пари на краплях рідини. Тому поряд з аналітичним методом використовується і раніше викладений [1] чисельний метод розрахунку параметрів фаз, придатний як для обмежених обсягів, так і для довгих каналів.

При розрахунках крім констант попередньо задаються такі вихідні параметри як щільність  $\rho_2$  і діаметр капель рідини  $d_{k0}$  на виході з камери охолодження, швидкість капель  $v_{20}$  і температура  $T_{20}$  в цьому ж перетині, витрата рідини, що залишилася  $G_B$ ;  $P_0$  тиск і  $T_{10}$  температура,  $G_0$  витрата і швидкість  $v_{10}$  газів, концентрація  $C_0$  кисню на виході з камери охолодження; температура навколишнього середовища  $T_0$ , площа поперечного перерізу  $S$  трубопроводу і крок по його довжині  $dz$ .

Розрахунок починається з визначення вторинних вихідних даних: тепломісткості й об'ємного змісту фаз, щільності паро газової суміші на вході в трубопровід.

Надалі визначаються основні параметри: масові витрати рідини  $G_2$  і парогазової суміші  $G_1$  в двофазовому потоці, швидкості руху фаз  $v_1$  і  $v_2$ , теплоємність фаз  $h_1$  і  $h_2$ , концентрація кисню  $C$ . Потім знаходяться тиск  $P$  і температура фаз  $T_1$  і  $T_2$ .

При чисельному методі розрахунку на кожному новому кроці по довжині трубопроводу знайдені параметри приймаються за вихідні і розрахунок повторюється до виходу з трубопроводу.

Результати розрахунку дозволяють встановити масову витрату парогазової суміші і вміст кисню на виході з трубопроводу і, отже, біля осередку пожежі.

На мал. (1) і (2) наведено окремі результати моделювання на ЕОМ процесів подальшого охолодження парогазової суміші в трубопроводі. При цьому розглядався випадок конденсації парів рідини на її краплях у потоці, коли відношення коефіцієнтів конденсації і випаровування  $\beta_1 / \beta_2 \geq 1$ . Для прикладу прийнято, що трубопровід герметичний довжиною 100 м і внутрішнім діаметром 0.6 м. У трубопровід надходить парогазова суміш з тими параметрами, що мають місце на виході з камери охолодження довжиною 3 м, а саме:

$G_0 = 37$  кг/з;  $v_{10} = 102$  м/с;  $v_{20} = 82$  м/с;  $P_0 = 130000$  Па;  $T_{10} = 352$  ДО;  $T_{20} = 345$  ДО;  $C_0 = 9$  %. Впродовж руху парогазової суміші в трубопроводі відсутні відцентрові форсунки для подачі диспергованої води. Температура зовнішнього середовища (повітря) у всіх випадках однакова  $T_0 = 293$  К.

Константи рівнянь при моделюванні мають такі значення:  $d_{к0} = 0.0001$  м;  $\rho_2 = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $r = 2500$  кдж/кг;  $c_{г} = 1$  кдж/(кг·ДО);  $c_{л} = 1.9$  кдж/(кг·ДО);  $c_{в} = 4$  кдж/(кг·К);  $\alpha_0 = 0.001$  квт/м<sup>2</sup>;  $\alpha_1 = 5$  квт/м<sup>2</sup>;  $k_{cm} = 0,001$ ;  $A = 0.001$  кдж/Па;  $\lambda = 0.02$ ;  $z = 0.002$  м. Таким чином, приймалося, що трубопровід має гладкі стінки і незначний теплообмін із зовнішнім середовищем, але із втратами води при зіткненні крапель зі стінками.

Як показують результати розрахунків (рис.1), при відсутності конденсації пари на краплях ( $\beta_1 = \beta_2$ ) температура по довжині трубопроводу майже не змінюється, знижуючись усього на 7 градусів. У той же час при конденсації пари води на краплях ( $\beta_1 / \beta_2 = 1,01$ ) відбувається розігрів як самих крапель води до 373 ДО, так і парогазової суміші майже до 380 К. Це пояснюється тим, що прихована теплота паротворення переходить у явну теплоту.

Статичний тиск у трубопроводі в обох випадках знижується до атмосферного з невеликим розходженням (рис.2).

Витрата парогазової суміші в трубопроводі при відсутності конденсації майже не міняється, а при конденсації зменшується з 37 кг/з до 35 кг/з (рис.3). Витрата диспергированої води в потоці знижується в обох випадках, однак при конденсації пари темп зниження менший через те, що краплі води збільшуються в розмірах (рис.4).

У результаті математичного моделювання встановлено, що втрати рідини при зіткненні крапель зі стінками каналу можуть бути досить істотними, особливо в довгих каналах, коли сили гравітації перешкоджають тривалому польоту крапель. Це однаково стосується і втрат тиску та теплоти за рахунок тертя об стінки каналу і взаємодії з навколишнім середовищем. Встановлено, що механічна і теплова взаємодії фаз приводять до вирівнювання в першу чергу їх температур, а потім і швидкостей. Результати моделювання показують, що фазові перетворення можуть йти в двох напрямках: при великих температурах відбувається випаровування крапель на коротких ділянках каналу, а при температурах 340-350 К можливий зворотний процес – конденсація пари на краплях, збільшення їх діаметрів у довгих каналах і деяке підвищення температури двофазного потоку на 10-30 К через те, що прихована теплота паротворення переходить у явну теплоту [3]. Цей факт може бути і не виявлений при інтенсивному теплообміні з навколишнім зовнішнім середовищем.

Отримані графічні залежності параметрів можуть бути використані при конструюванні камери охолодження і при розрахунку її характеристик, а також для визначення дальності подачі парогазових сумішей із полум'ягасною концентрацією кисню.

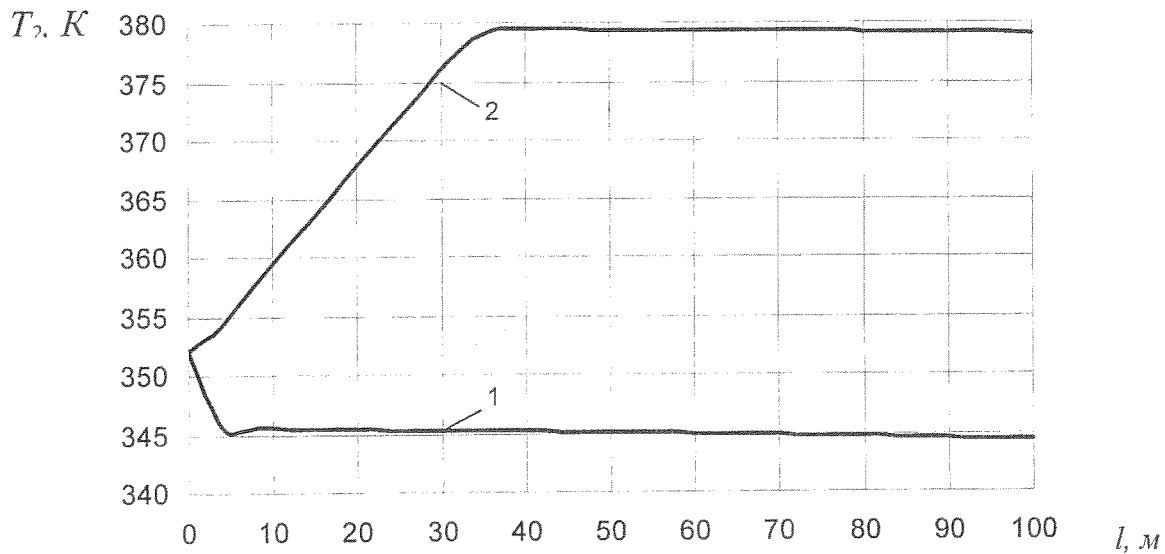


Рис.1. Распределение температур в длинных каналах без конденсации (1) и с конденсацией паров (2)

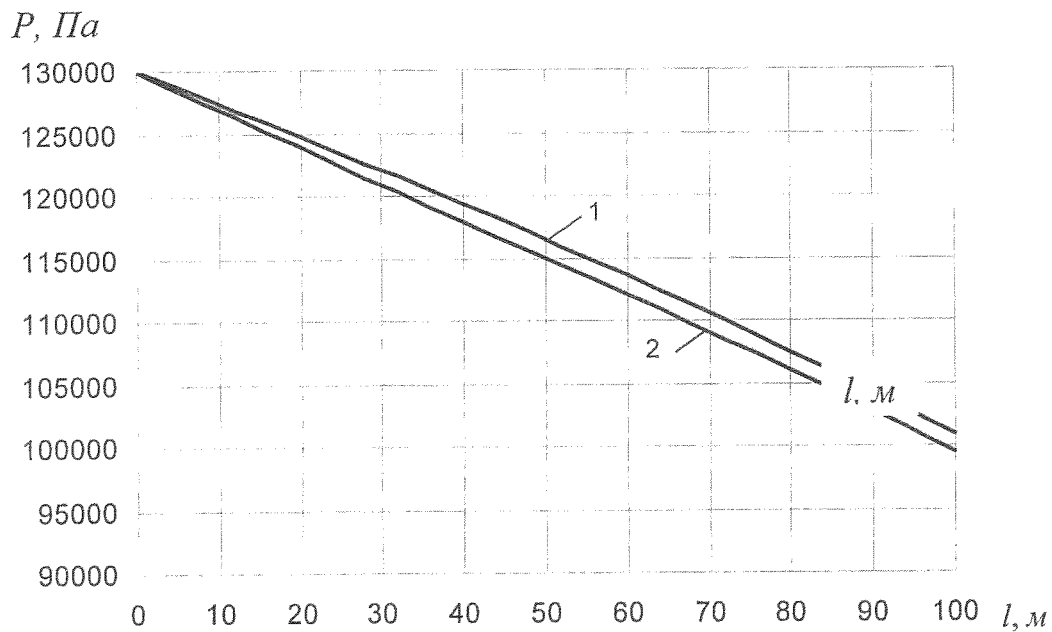


Рис.2. Распределение давлений в длинных каналах без конденсации (1) и при конденсации паров (2)

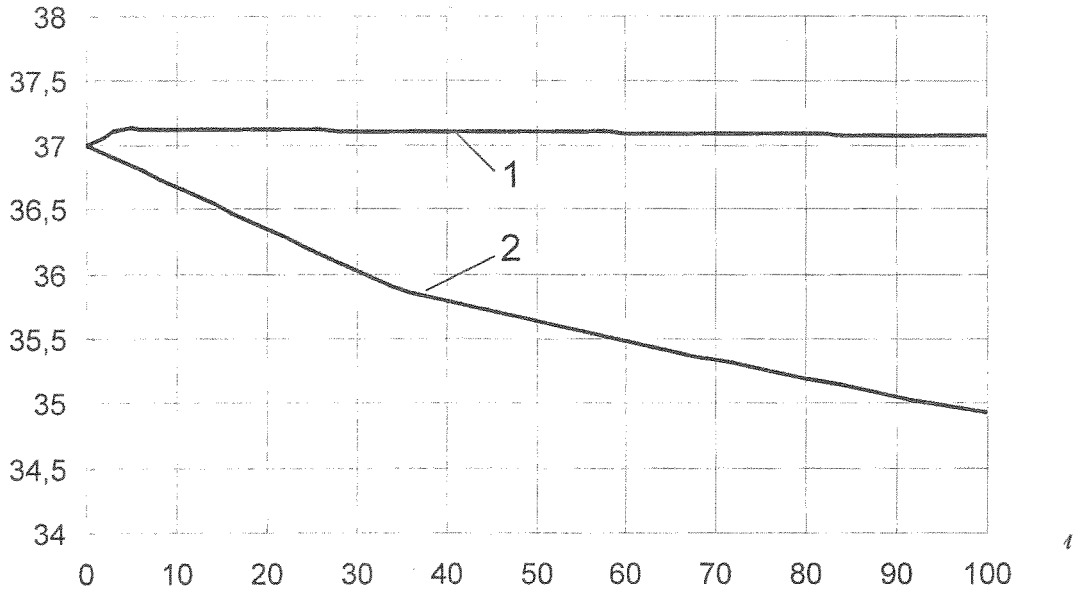


Рис. 3. Распределение парогазовой смеси в длинных каналах без конденсации (1) и при конденсации (2) паров

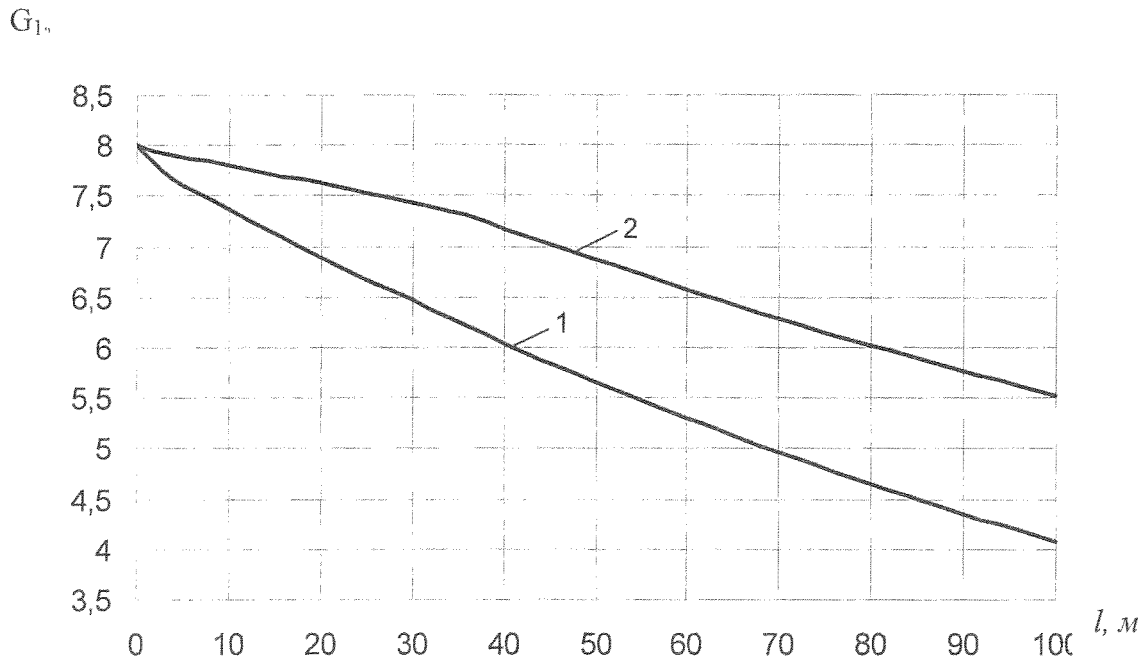


Рис. 4. Распределение диспергированной воды в длинных каналах без конденсации (1) и при конденсации (2) паров

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Лозинский Р.Я. Стационарные процессы взаимодействия газовых и водяных струй в камере охлаждения.
2. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Двухфазные течения в элементах теплотехнического оборудования. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
3. Селезнев Л.И. Скорость образования ядер конденсации в двухкомпонентных метастабильных средах. // Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1979. №3. – С. 173 – 176.

*В.І.Гудим д.т.н. (Національний університет "Львівська політехніка"),  
Т.Б.Юзьків к.т.н. (Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)*

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ДУГИ ЗМІННОГО СТРУМУ

Наведена узагальнена математична модель електричної дуги, яка сформована на основі рівняння динамічної вольт-амперної характеристики та рівняння балансу енергій, дозволяє здійснювати дослідження широкого класу задач, пов'язаних із дуговими процесами не лише технологічного, а й іншого походження.

**Актуальність проблеми.** Електрична дуга виникає під час розриву електричного струму, наприклад між контактами вимикачів чи контакторів, і характеризується концентрацією значної теплової енергії. Нестійкий контакт між провідниками чи провідником і землею під час коротких замикань є причиною виникнення електричної дуги, а дуга під час перегрівання та розтоплення провідників освітлювальних електричних мереж житлових та побутових споруд є часто причиною виникнення пожеж [1,2]. Разом з тим електрична дуга дугових сталеварних печей (ДСП) є основним джерелом технологічного тепла. Дослідження дуги ефективно здійснювати методами математичного моделювання, тому під час процесу симулювання доцільно є відобразити її найважливіші енергетичні характеристики [3]. Параметри електричних дуг, зокрема теплові, змінюються за випадковими законами і взаємопов'язані з електричними. Таким чином теплодинамічна модель дуги не повністю відображає її енергетичні процеси, як перетворювача електричної енергії у теплову, а її характеристика моделюється як усереднена без врахування змін миттєвого характеру електромагнітних процесів.

**Постановка задачі.** Вказані особливості поведінки дуги викликані зміною багатьох зовнішніх факторів (середовища, матеріалу електродів та ін.).

Врахування динаміки електричних параметрів дуги дозволяє успішно моделювати випадкові електромагнітні процеси в силовому електрообладнанні системи електропостачання електродугових агрегатів [4]. Розрахункова однолінійна схема заміщення такої системи наведена на рис 1, де від синусоїдної електрорушійної сили  $e(t)$  через лінійні активний опір  $R$  і індуктивність  $L$  системи живиться електрична дуга, яка показана у вигляді нелінійного резистивного елемента  $u_d(i_d)$ .

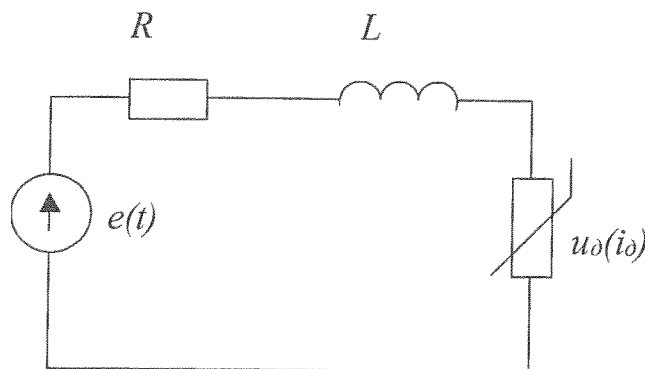


Рис.1. Розрахункова схема електродугового контура.

**Розв'язання задачі.** Експертна оцінка показує, що поєднання теплодинамічної та електродинамічної моделей із врахуванням закону зміни електричних параметрів дозволяє отримати кращі теплові характеристики дуг змінного струму.