

4. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е. В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б. Т. Емцев и др.; Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с., ил. – (Теплоэнергетика и теплотехника).
5. ГОСТ 12.3.018-79 Системы вентиляционные. методы аэродинамических испытаний. М., 1981 г.;
6. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика: Учебник для вузов. – Пер. с укр., перераб. и доп. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979.–336 с.;
7. Дьяконов В.П. Справочник по расчетам на микрокалькуляторах. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989.–464 с.
8. Котельников Р. Б. Анализ результатов наблюдений. – М.: Энергоатомиздат, 1986. 144 с. ил.
9. Мілейковський В.О. Дослідження втрат тиску в повітророзподільниках з тангенціальними випусками повітря. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 8. Головний редактор А.А. Худенко.–К.: КНУБА, 2005.–120с. С. 33-39.

УДК 662.995

Макаров А.С., канд.техн.наук

Калинівський машинобудівний завод

Сенчук М.П., канд.техн.наук

Київський національний університет будівництва і архітектури

## ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ ВХІДНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБ КОНВЕКТИВНОЇ ЧАСТИНИ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ

В [1] виконано розрахунковий аналіз температурного режиму жарової труби високотемпературного промислового теплогенератора-повітронагрівача жаротрубно-димогарного типу при характерному тепловому потоці близько  $50 \text{ кВт/м}^2$  та визначено оптимальні параметри каналів для охолодження поверхонь нагрівання.

При розрахунках температурного режиму поверхонь нагрівання прийнято максимальну величину температуру нагрітого повітря для даного типу теплогенераторів  $200^\circ\text{C}$ , тобто передбачається рівномірність нагрівання повітря по всій довжині труб конвективної частини і жарової труби. Разом з тим, для забезпечення економічності повітронагрівача кінцеве нагрівання повітря здійснюється від жарової труби. В цих умовах наявність початкових ділянок димогарних труб з підвищеною тепловіддачею спричиняє нерівномірність підігрівання повітря по їх довжині і призводить до зростання температур металу вище допустимих в теплонапружених місцях елементів конструкції, наприклад на трубній дошці з боку камери згоряння, на виході жарової труби.

Одним із основних факторів, що впливає на рівномірність підігрівання повітря по довжині конвективної частини є конфігурація початкової ділянки димогарних труб на вході продуктів згоряння з топкової камери (рис.1).

В [2-6] розглядається вплив форми вхідної ділянки на інтенсивність тепловіддачі.

За нормативними методом розрахунку котлів [7] коефіцієнт тепловіддачі гладкої труби визначається з урахуванням вхідного ефекту в трубах за результатами досліджень Аладьєва І.Т. [2] за формулою:

$$\alpha = 0,023\varepsilon \lambda/d \operatorname{Re}^{0,8} \operatorname{Pr}^{0,4}. \quad (1)$$

Поправочний коефіцієнт  $\varepsilon = \operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0$  підвищення середньої тепловіддачі в турбулентній області течії на початковій ділянці гладких труб визначається в [2] за співвідношенням:

$$\operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0 = 5,22 \operatorname{Re}^{(-1/8)} (l/d)^{(-2/\operatorname{Re}^{0,3})}. \quad (2)$$

Слід відзначити, що досліди в [2] проводились при деяких усереднених умовах входу потоку в трубу (труба діаметром 10,2 мм мала конічний конфузор діаметром 18/10,2 мм з передвключеною ділянкою діаметром 18 мм і довжиною 45 мм).

Початкові ділянки труб з конфігурацією, які часто зустрічаються на практиці - вхід з гострим краєм і кутом  $90^\circ$  (рис.1а) та з профільованим краєм (рис.1б).розглянуті в [5,6]. Дослідження показали, що у випадку входу з гострим краєм на початковій ділянці створюється відривна течія газів, яка формує вихор-вовчок, що підвищує локальну тепловіддачу. Відривна течія спостерігається і при деякій деформації форми краю до плавних обрисів. Характерною є конфігурація входу з краєм, профільованим з відносним радіусом  $r/d=0,4$ , для якого в залежності від числа  $\operatorname{Re}$  спостерігаються ознаки режиму, які характерні як для відривної так і для безвідривної течій.

Інтенсифікацію турбулентного теплообміну на початковій ділянці гладких труб з гострим краєм:( локальна тепловіддача) визначають за [6]:

$$\operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0 = 1 + 11,3 \operatorname{Re}^{-0,14} (l/d)^{-1,7}. \quad (3)$$

При ламінарному режимі потоку і рівномірному профілі швидкостей газу на вході гладких труб інтенсивність теплообміну (середня тепловіддача) визначають за [3]:

$$\operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0 = 0,6 (1/\operatorname{Re} * l/d)^{(-1/7)} (1 + 2,5 (1/\operatorname{Re} * l/d)). \quad (4)$$

Тепловіддача на термічній вхідній ділянці при розвиненому турбулентному потоці на вході (середня тепловіддача) за [4]:

$$\operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0 = 4,45 \operatorname{Re}^{-0,1} (l/d)^{-0,22} * 10^{0,1 \sqrt{(\lg \operatorname{Re} / d - 4,4)^2 + 0,15}}. \quad (5)$$

Інтенсифікація теплообміну в димогарних трубах з кільцевими турбулізаторами, які формують конвективну частину теплогенераторів, визначається за рекомендаціями [8] з урахуванням досліджень ДНДІСТ по розширенню діапазону використання їх по відношенню до параметрів накатки  $t/d=1$ ,  $d_T/d=0,86$  за формулою:

$$\operatorname{Nu}/\operatorname{Nu}_0 = [1 + (\lg \operatorname{Re} - 4,6)/35] \{ 3 - \exp[-18,2(1 - d_T/d)^{1,13} / (t/d)^{0,326}] \}. \quad (6)$$

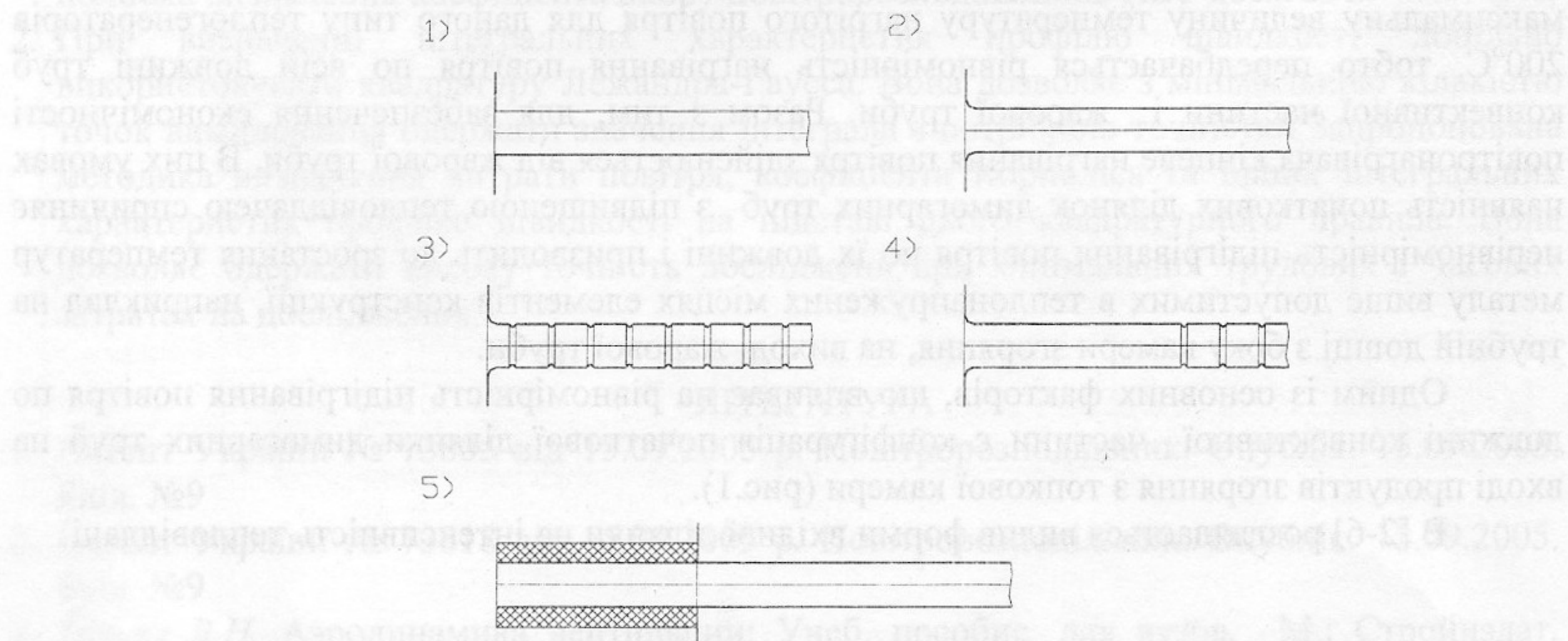


Рис.1. Типи вхідних ділянок димогарних труб:

- 1- вхід з гострим краєм гладкої труби; 2 - вхід з профільованим краєм гладкої труби;  
 3- вхід з профільованим краєм труби з кільцевими турбулізаторами; 4- вхід з профільованим краєм гладкої вхідної ділянки та труби з кільцевими турбулізаторами;  
 5 – вхід гладкої труби з попередньою ділянкою аеродинамічної стабілізації

Розрахункові дослідження початкової ділянки димогарних труб довжиною 1 м виконані для чотирьох найбільш характерних режимів тепловіддачі від продуктів згоряння до стінки труби:

- відривна течія за вхідною кромкою з кутом 90° (тип1);
- ламінарний режим при рівномірному профілі швидкості на вході(тип2);
- стабілізований теплообмін при інтенсифікації кільцевими турбулізаторами (тип 3);
- термічна початкова ділянка з розвиненою турбулентною течією на вході (тип5).

Необхідно відмітити, що ділянка з ламінарним режимом течії існує при плавному вході в трубу, а її довжина визначається параметром  $Re/d < 200000$  [9]. При числах  $Re=5000$ , характерних для вхідної ділянки димогарних труб теплогенератора (висока в'язкість продуктів згоряння в зоні температур 600-1000°C), відносна довжина  $l/d$  становить 40, а абсолютна – 1,68 м, тобто при плавному вході потоку в димогарні труби ламінарний режим течії займає всю довжину досліджуваної ділянки.

Розрахункові дослідження виконувались за допомогою спеціально розроблених комп'ютерних програм, виконаних в електронних таблицях EXEL. Розрахунковий файл містить вісім пов'язаних між собою листків-програм: “Зведена схема-таблиця”, “Поверхні нагрівання”, “Довідкові таблиці”, “Тепловий розрахунок”, “Аеродинамічний розрахунок”, “Температура стінки труби”, “Основні результати”, “Графіки”.

Тепловий розрахунок проводився при фіксованій теплопродуктивності і відповідно фіксованій витраті природного газу та витраті нагрітого повітря. Температура продуктів згоряння на вході в димогарні труби становила 1043°C. Вхідна ділянка конвективного газоходу визначена довжиною 1 м, яка є достатньою для зниження температури димових газів до величини 600°C, безпечної для металу труб. Вхідна ділянка розділена на 10 частин по 0,1 м. Кожна частина ділянки розрахована як окремий газохід (вхідні параметри приймалися з попередньої частини) з визначенням температури продуктів згоряння на виході, розподілення повітря та його температури на виході при паралельному русі через частини ділянки трубного пучка, а також температури металу поверхонь нагрівання.

При наявності розрахункових формул для середньої тепловіддачі на всій довжині труби, починаючи від входу, середнє значення тепловіддачі  $\alpha_{сері}$  по довжині і-тої ділянки труби ( $l_2 - l_1$ ) визначено за співвідношенням [8]:

$$\alpha = (\alpha_{сер2} l_2 - \alpha_{сер1} l_1) / (l_2 - l_1). \quad (7)$$

Результати розрахунку інтенсивності тепловіддачі на вхідній ділянці димогарних труб приведено на рисунку 2.

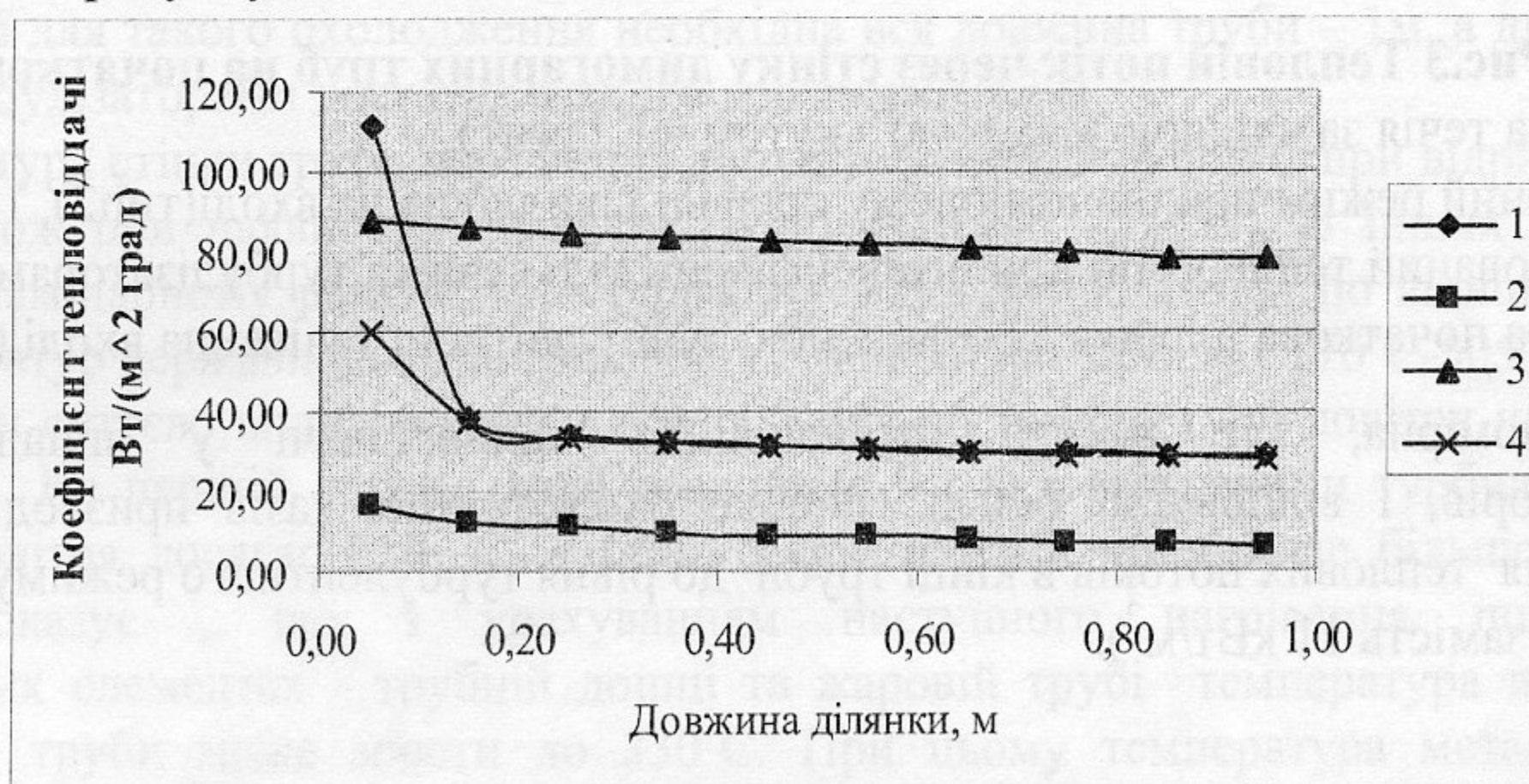


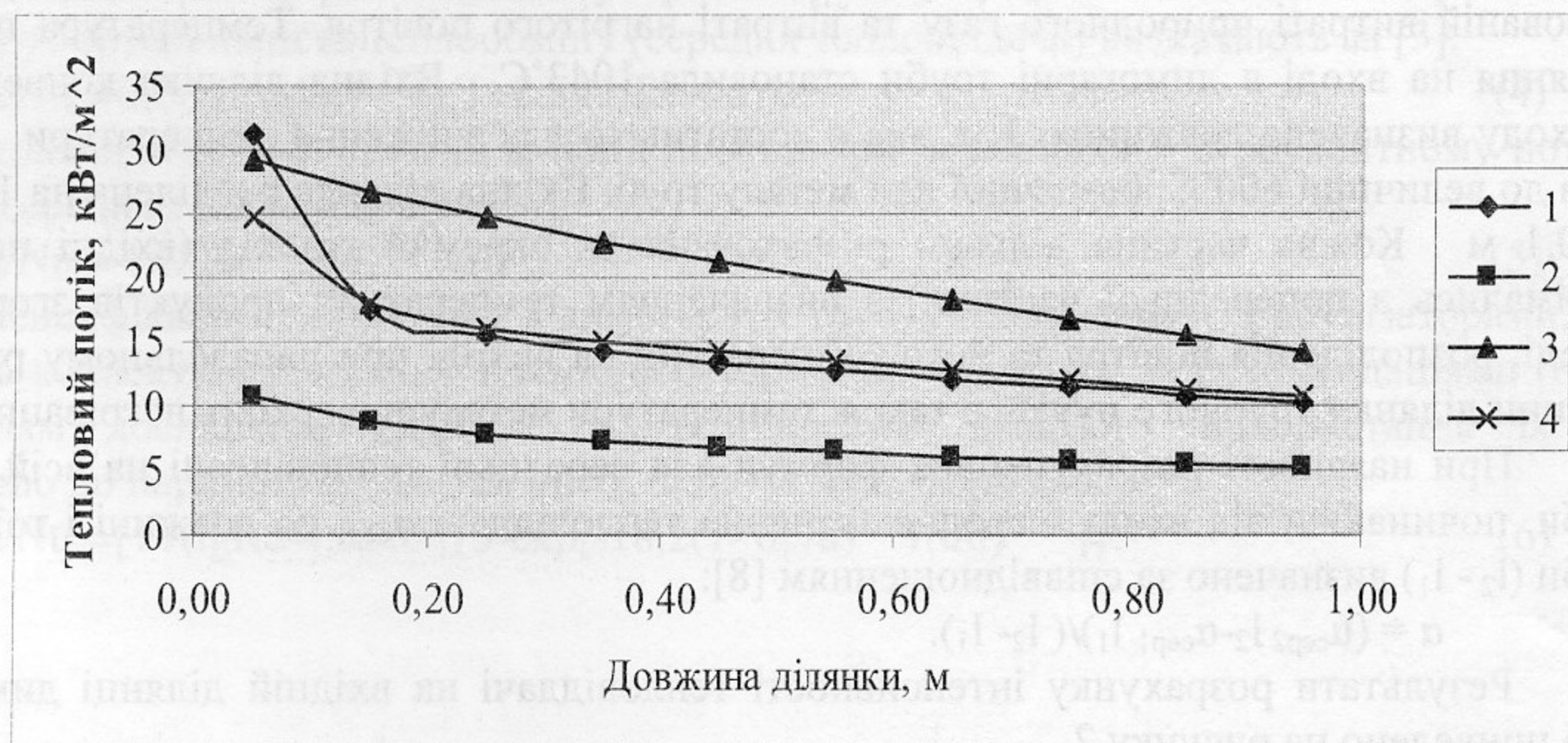
Рис.2 Тепловіддача на початковій ділянці димогарних труб:

- 1 - відривна течія за гострою входною кромкою з кутом  $90^\circ$  (тип1);
- 2 - ламінарний режим при рівномірному профілі швидкості на вході(тип2),
- 3 - стабілізований теплообмін при інтенсифікації кільцевими турбулізаторами (тип 3),
- 4 - термічна початкова ділянка з розвиненою турбулентною течією на вході (тип5)

У випадку гладкої труби і розвиненої турбулентної течії на вході коефіцієнт збільшення тепловіддачі на 1-й частині ділянки досягає 2, на відстані близько 0,32 м від входу тепловіддача стабілізується (коефіцієнт тепловіддачі  $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ ). Відрив потоку від стінки труби за гострою кромкою з кутом  $90^\circ$  призводить до максимальної тепловіддачі – величина коефіцієнта тепловіддачі становить  $111,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  і перевищує значення в зоні стабілізації більше як в 3 рази, однак довжина початкової ділянки, як і в першому випадку, становить 0,3 м. Виконання на стінці труб періодичних кільцевих звужень – турбулізаторів  $d/D=0,86$  збільшує тепловіддачу в 2,7 рази (до  $72\text{--}87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ ) порівняно з стабілізованим турбулентним режимом. При ламінарному режимі тепловіддача входної ділянки в 2-5 разів менш інтенсивна ніж при стабілізованому турбулентному режимові.

З зовнішнього боку димогарні труби розташовані в вигляді шахового пучка і омиваються поперечним потоком повітря з тепловіддачею на рівні  $70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ , рівномірною по довжині труби.

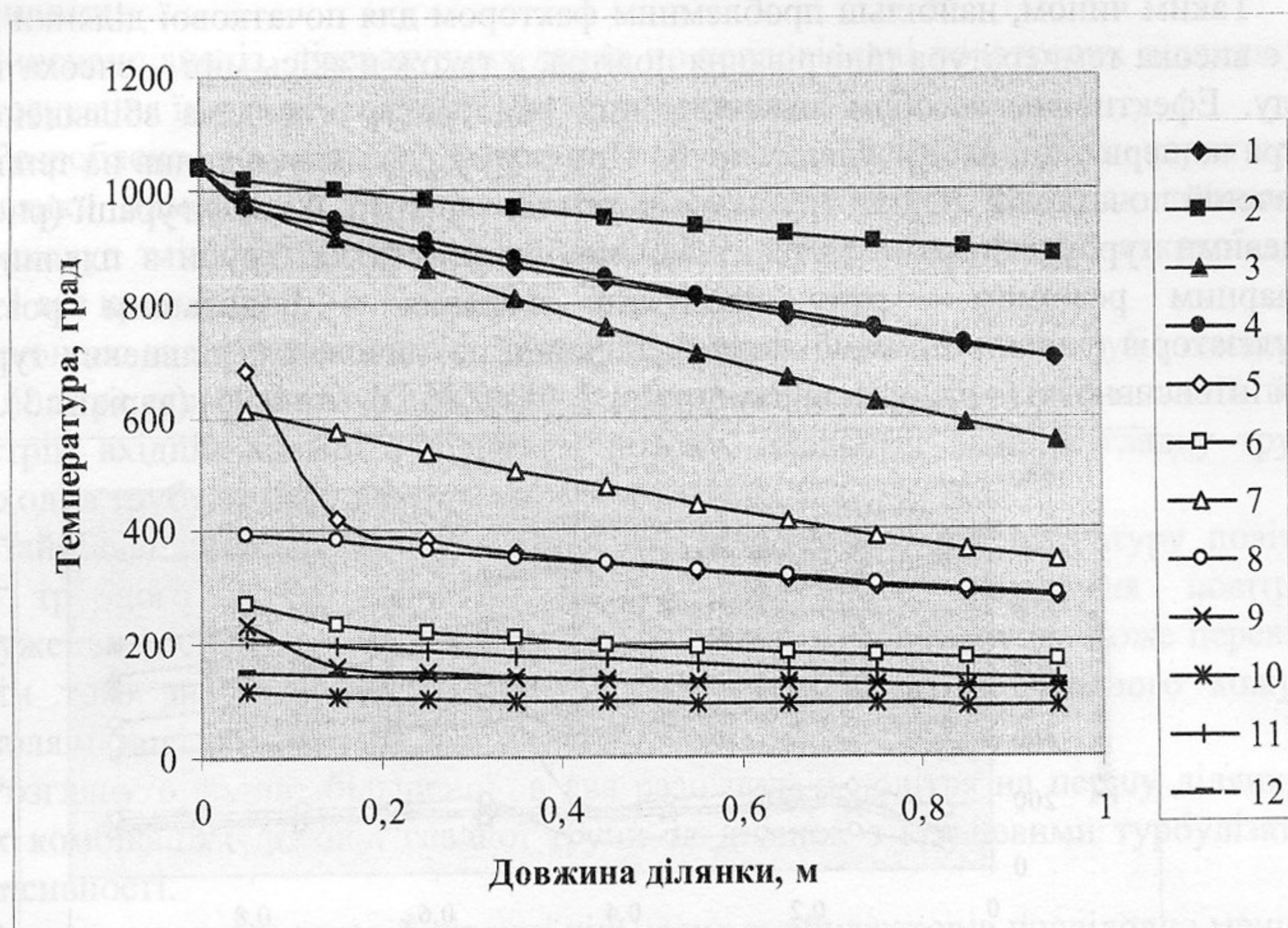
Тепловий потік через стінку труби (Рис. 3) досягає найбільшого значення  $31 \text{ кВт}/\text{м}^2$  при гострій входній кромці, при турбулентній течії в гладкій трубі зменшується інтенсивність тепловіддачі та температурний напір, а відповідно знижується тепловий потік до  $11 \text{ кВт}/\text{м}^2$ , при ламінарному режимі – до  $5 \text{ кВт}/\text{м}^2$ .



**Рис.3 Тепловий потік через стінку димогарних труб на початковій ділянці:**

- 1 - відривна течія за входною кромкою з кутом  $90^\circ$  (тип1),
- 2 - ламінарний режим при рівномірному профілі швидкості на вході(тип2),
- 3 - стабілізований теплообмін при інтенсифікації кільцевими турбулізаторами (тип 3),
- 4 - термічна початкова ділянка з розвиненою турбулентною течією на вході (тип5)

Рівномірна, але висока інтенсивність тепловіддачі у випадку кільцевих турбулізаторів, і відповідно більш глибоке охолодження газів призводить майже до наближення теплових потоків в кінці труби до рівня турбулентного режиму гладкої труби ( $14 \text{ кВт}/\text{м}^2$  замість  $11 \text{ кВт}/\text{м}^2$ ).



**Рис.4. Температури газів, металу стінок і повітря на початковій ділянці димогарних труб (при різних варіантах теплообміну):**

- 1- 4 – температура газів; 5-8 - температура металу стінок; 9-12 - температура повітря;  
 1,5,9-відривна течія за гострою входною кромкою з кутом 90° (тип1),  
 2,6,10-ламінарний режим при рівномірному профілі швидкості на вході(тип2),  
 3,7,11- стабілізований теплообмін при інтенсифікації кільцевими турбулізаторами (тип 3),  
 4,8,12- термічна початкова ділянка з розвиненою турбулентною течією на вході (тип5).

Встановлено, що розподілення повітряного потоку між окремими частинами початкової ділянки труби довжиною по 0,1 м при різних теплових потоках змінюється від 0,057 до 0,0597, тобто не більше як на 5% і незначно впливає на підігрівання повітря та температуру металу елементів.

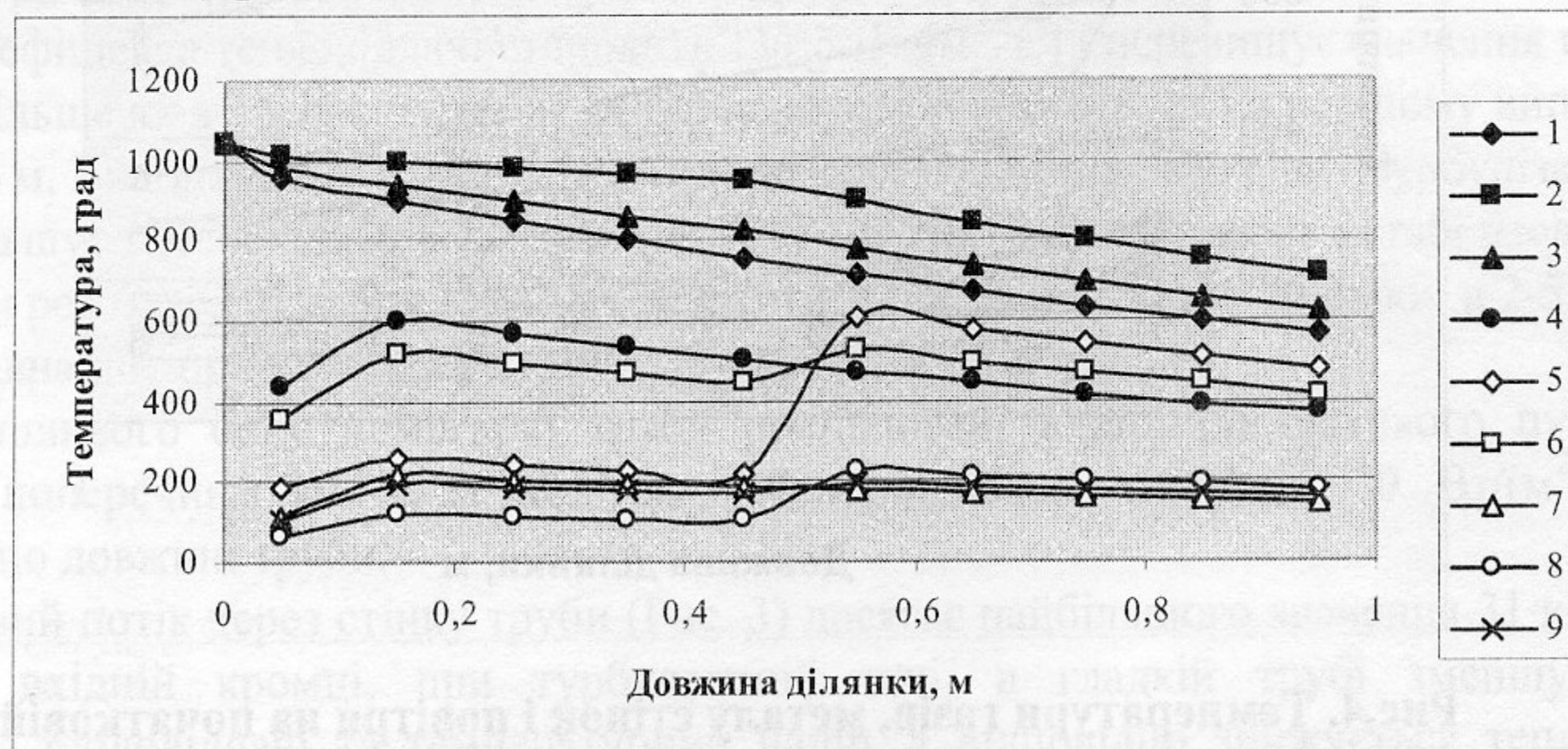
На рисунку 4 показано зміну температури продуктів згоряння, температури металу та температури нагрітого повітря по довжині труби в залежності від режиму течії.

Охолодження газів від температури 1043°C до 880°C при відривній та турбулентній течії в гладкій трубі (типи 1,5) здійснюється на відстані приблизно 0,3 м від входу, при ламінарній течії для такого охолодження необхідна вся довжина труби – 1м, а для труби з кільцевими турбулізаторами достатня ділянка довжиною 0,2 м.

Температура стінки труби перевищує допустиме значення 600°C при відриві потоку (680°C), а також при наявності кільцевих турбулізаторах (614°C). В інших випадках, особливо при ламінарному режимі, спостерігаються достатньо низькі по відношенню до робочих температур нержавіючої сталі значення температури металу - 170°C-505°C.

Найбільш суттєво впливає режим теплообміну на температуру повітря на виході з трубного пучка. На першій ділянці труб довжиною 0,1 м з кільцевими турбулізаторами температура повітря досягає 210 °С, а при гострій входній кромці ще більше - 233°C. Розрахунок показує, що з урахуванням наступного нагрівання повітря на теплонапружених елементах - трубній дощі та жаровій трубі температура повітря на виході жарової труби може зрости до 330°C. При цьому температура металу стінок жарової труби перевищує 700°C, що значно ускладнює роботу зовнішнього повітряного кожуха та теплової ізоляції теплогенератора.

Таким чином, найбільш проблемним фактором для початкової ділянки димогарних труб є висока температура підігрівання повітря, а також в якійсь мірі – висока температура металу. Ефективним засобом зниження цих температур є подача збільшеної кількості повітря на першу від входу ділянку труб. При цьому розглянуто вплив на тепловіддачу на визначеній початковій ділянці труби трьох різних варіантів її конфігурації (рис.5): труби з кільцевими турбулізаторами (варіант 1), комбінація гладкої труби з плавним входом з ламінарним режимом руху продуктів згоряння з подальшим розташуванням турбулізаторів (варіант 2), комбінація послідовно розташованих кільцевих турбулізаторів різної інтенсивності (з різними параметрами  $d_T/d = 0,86$  і  $d_T/d = 0,95$ ) (варіант 3)..



**Рис.5. Температури газів, металу стінок і повітря на початковій ділянці димогарних труб (при різних варіантах конфігурації):**

1 - 3 – температура газів; 4-6 – температура металу стінок; 7-9 – температура повітря;  
 1, 4, 7 – труба з кільцевими турбулізаторами –стабілізований турбулентний потік;  
 2,5,8 – труба комбінована з гладкої ділянки з профільованим входним краєм та ділянки з кільцевими турбулізаторами;  
 3,6,9 – труба з різним діаметром турбулізаторів ( $d_T/d = 0,86$  і  $d_T/d = 0,95$ )

Параметри роботи повітрянагрівача при збільшеній два рази подачі повітря на першу ділянку 0,1м цих трьох варіантів входних ділянок димогарних труб наведені на рисунку 5. Повітря для подачі в першу ділянку з температурою близько 40°C. береться безпосередньо після поворотної камери.

Подача збільшеної кількості повітря з більш низькою входною температурою на першу ділянку труби знижує температуру металу на ній відповідно до 430°C, 187°C та 361°C а температуру нагрівання повітря - до 113°C, 68°C і 104°C. Таким чином, забезпечується надійна робота як труб на початковій ділянці, так і високонапружених поверхонь нагрівання, які розташовані вище.по ходу повітряному потоку. Разом з тим, для наступних ділянок 1-го варіанту труби температура металу перевищує 600°C, а температура повітря на виході з пучка – понад 215°C. Наявність ділянки з ламінарною течією довжиною 0,5 м за рахунок малоінтенсивної тепловіддачі знижує температурний рівень на цій ділянці до прийнятних величин при збереженні високої температури продуктів згоряння.-950°C. Омивання цими газами наступної ділянки з турбулізаторами призводить нагрівання металу до 612°C і повітря до 223°C , що є неприйнятним.

Виконання на частині початкової ділянки довжиною 0,5 м кільцевих турбулізаторів меншого діаметру дозволяє уникнути на ній високого температурного рівня (нагрівання металу не більше 500°C і повітря – не більше 190°C) при достатньому охолодженні димових газів - до 820°C. В цьому випадку на наступних ділянках труби з повним профілем турбулізаторів ( $d/D = 0,86$ ) забезпечується сприятливий рівень температур - металу до 510°C, повітря до 188°C.

**Висновки:**

1. Виконано аналіз літературних даних по тепловіддачі початкових ділянок труб з метою застосування їх для розрахунків теплогенератора.
2. Розроблено комп'ютерну розрахункову модель температурних характеристик вхідної ділянки димогарних труб теплогенератора при різних режимах тепловіддачі. Модель враховує зміни інтенсивності тепловіддачі і теплові баланси початкової ділянки довжиною 1 м з кратністю 0,1 м.
3. Виконано аналіз тепловіддачі, температури металу димогарних труб і температури нагрівання повітря при чотирьох найбільш характерних режимах – стабілізованій течії на вході, гострій вхідній кромці з відривом потоку, плавному вході в гладку трубу та плавному вході в трубу з турбулізаторами.
4. Найбільш суттєвим є вплив режиму теплообміну на температуру повітря на виході з трубного пучка. З урахуванням наступного нагрівання повітря на теплонапружених елементах температура металу стінок жарової труби може перевищити 700°C, крім того значно ускладнюється робота зовнішнього повітряного кожуха та теплової ізоляції повітрянагрівача.
5. Розглянуто вплив збільшеної в два рази подачі повітря на першу ділянку труб при різних комбінаціях ділянок гладкої труби та ділянок з кільцевими турбулізаторами різної інтенсивності.
6. Виконання на початковій ділянці кільцевих турбулізаторів послідовно меншої (на довжині 0,5 м) і більшої інтенсивності дозволяє забезпечити допустимий для експлуатації повітрянагрівачів температурний рівень.

Прийняті позначення:

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;

$d$  – внутрішній діаметр труби;

$l$  – довжина труби;

$d_t$  – внутрішній діаметр турбулізатора;

$t$  – крок турбулізатора;

$Re$  – критерій Рейнольдса;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$Nu$  – критерій Нуссельта для ділянки (локальний і середній);

$Nu_0$  – критерій Нуссельта для ділянки стабілізованого теплообміну.

**Література:**

1. Макаров А.С., Сенчук М.П. Розрахунковий аналіз температури напружених поверхонь нагрівання високотемпературних повітрянагрівачів //Збірник Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. – Київ, 2005. - № 20. – С. 67-70.
2. Аладьев И.Т. Экспериментальное определение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в трубах// Известия АН СССР ОТН, №11, 1951.
3. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. – М.: Энергия, 1967.
4. Легкий В.М., Макаров А.С. Теплообмен на термическом начальном участке при стабилизированном турбулентном течении воздуха в круглых трубах и прямоугольных каналах// Инженерно-физический журнал.- 1971. – Т.20, № 2.- С. 215-223.
5. Легкий В.М., Рогачов В.А. Структура поля статических давлений в начальном участке трубы с острой входной кромкой// Инженерно-физический журнал.- 1991. – Т.61, № 5.- С. 709-713.

6. Легкий В.М., Рогачов В.А. Локальный теплообмен в начальном участке трубы с острой кромкой. 2. Поправка на начальный участок при турбулентном течении а пограничном слое// Инженерно-физический журнал.- 1993. – Т.65, № 2.- С. 139-143.
7. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Санкт-Петербург.: ВТИ, НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
8. Кошкин В.К., Калинин Э.К. Теплообменные аппараты и теплоносители (теория и расчет). – М.: Машиностроение, 1971.- 200 с.
9. Филимонов С.С., Хрусталева Б. А. Расчет теплообмена и гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с различными условиями входа. Теплопередача. Издательство АН СССР Москва 1962 г.
10. Макаров А.С., Воробчук М.В. Исследование температурного поля входного участка оребренного газохода отопительного котла//Збірник Будівельні матеріали, виробництва санітарна техніка. – Київ, 2001. - № 16. – С. 96-101.

УДК 621.1.016

*Степанов М.В., канд. техн. наук, доцент  
Дзюбенко В.Г. інженер  
Дідик Л.В., аспірант  
Київський національний університет  
будівництва і архітектури*

### **КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПОЛІЕТИЛЕНОВОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ**

В схемах утилізації низькотемпературних (нижче  $70^{\circ}$ ) джерел теплової енергії (геотермальних вод, витяжного повітря систем вентиляції і ін.) можуть бути успішно застосовані проміжні теплообмінники з еластичною полімерною теплопередаючою стінкою. Один з таких теплообмінників, розроблений та досліджений кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА, являє собою пакет з 8...12 окремих секцій розміром  $500 \times 500$  мм або  $1000 \times 500$  мм. Кожна секція виготовляється з двох листів поліетиленової плівки, попарно з'єднаних по периметру щільним термічним швом, і має ряди наскрізь проплавлених отворів, які утворюють канали для руху води. Проведені дослідження такого теплообмінника дали можливість одержати залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Фізичні властивості деяких полімерних матеріалів наведені в таблиці.