

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**СОЛОДКА АНТОНІНА ВАСИЛІВНА**

УДК–536.24:66.045.132

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ  
З ГРАНУЛЬОВАНИМИ НАСАДКАМИ**

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова  
теплоенергетика

**Технічні науки**

**Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.**  
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

  
\_\_\_\_\_ **А. В. Солодка**

Науковий керівник  
**Бошкова Ірина Леонідівна**  
доктор технічних наук, доцент

Примірник дисертації ідентичний  
за змістом з іншими примірниками

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д 41.088.03  
д.т.н., професор



Одеса – 2018

**В. І. Мілованов**

## АНОТАЦІЯ

**Солодка А. В. Інтенсифікація теплообміну в теплоутилізаторах з гранульованими насадками.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2018.

У дисертаційній роботі на підставі аналітичних і експериментальних досліджень визначені особливості процесу теплообміну між гранульованою насадкою та наскрізним потоком газового (повітряного) середовища. Областю можливого застосування результатів досліджень є промислові підприємства з низькопотенційними тепловими викидами. Як результат розв'язку двокомпонентної математичної моделі, отримані аналітичні залежності для розрахунків температур газового та твердого компонентів за прямої схеми руху та протитечії. Залежності дозволяють оцінити розрахунковим шляхом вплив різних факторів, таких як фізичні властивості газу та твердих часток, швидкість потоків, порозність шару, на ефективність теплообміну між потоками. Розрахункові дані пропонується використовувати при пошуку оптимальних режимних параметрів. Сконструйована експериментальна установка дозволяє проводити дослідження як із щільним рухом шаром гранульованого матеріалу, так і з нерухожим. Робоча камера моделює теплообмінний канал теплоутилізатору і являє собою вертикальну трубу круглого перетину, заповнену гранульованим матеріалом. У якості гранульованого матеріалу застосовується керамзит і гравій. Проведені експериментальні дослідження теплообміну між щільним шаром гранульованого матеріалу і потоком нагрітого повітря. Установлені умови підвищення ефективності роботи теплоутилізатора. Хід температурних кривих для газового потоку та твердого компоненту на вході і виході з установки свідчить про наявність двох явно виражених областей з різним

темпом нагрівання. Стверджується, що доцільно тривалість нагрівання в теплоаккумуляторі з нерухомою насадкою встановлювати в межах першого періоду, який характеризується високим темпом нагрівання. Отримано, що інтенсивність теплообміну підвищується при використанні суміші часток різного розміру. Встановлено, що коефіцієнти міжкомпонентного теплообміну при нагріванні нерухомої насадки залежать від швидкості газу, швидкості руху шару, температури газу на вході в апарат, тривалості процесу та описуються функцією класу сигмоїд. Проведений зіставний аналіз ефективності теплообміну потоку повітря з нерухомим та рухомим шаром. Встановлено, що в досліджуваній області швидкостей руху часток інтенсивність теплообміну для рухомого шару вище, ніж для нерухомого. Представлено аналіз результатів розрахунків теплоутилізаторів з гранульованою насадкою у вигляді щільного шару керамзиту для промислового застосування. Показано, що теплоутилізатор з щільним рухомим шаром керамзиту характеризується ККД на рівні 79%, теплоутилізатор з нерухомим шаром має ККД 60%. Однак переваги апаратів з нерухомим шаром полягають у простоті конструкції та у відсутності необхідності організації руху насадки.

**Ключові слова:** теплообмін, насадка, гранульований матеріал, нагрівання, газовий потік, температурні криві, інтенсивність.

## ABSTRACT

**Solodka A.V. Intensification of heat transfer in heat-utilizing devices with granulated nozzles.** Manuscript.

Thesis for a Candidate of Technical Sciences degree in specialty 05.14.06 - Technical Thermophysics and Industrial Heat Power Engineering. - Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2018.

In the thesis on the basis of analytical and experimental studies, the specific features of the heat exchange process between the granular packing and the through flow of the gaseous (air) medium are determined. The area of possible

application of research results is industrial enterprises with low-potential thermal emissions. As a result of solving a two-component mathematical model, analytical dependencies are obtained for calculating the temperatures of the gas and solid components in the case of a direct and countercurrent motion pattern. Dependencies make it possible to estimate the influence of various factors, such as physical properties of gas and solid particles, flow velocities, porosity of the layer, on the efficiency of heat exchange between the flows. Calculation data is proposed to be used when searching for optimal operating parameters.

The designed experimental setup made it possible to carry out investigations both with a moving dense layer of granular material and with a stationary one. The working chamber simulated the heat exchange channel of heat recovery units and was a vertical tube of circular cross section filled with granular material. Exclay and gravel were used as the granular material. Experimental studies of heat exchange between a dense layer of granular material and a stream of heated air have been carried out. The conditions for increasing the efficiency of the heat recovery unit are established. The course of the temperature curve for the gas flow and solid components at the inlet and outlet of the installation indicates the presence of two clearly pronounced regions with different heating rates. It is assumed that it is expedient to set the heating time in the heat accumulator with a stationary nozzle within the first period, which is characterized by a high rate of heating. It is found that the heat exchange rate increases with a mixture of particles of different sizes. It is established that the coefficients of intercomponent heat transfer during heating of the fixed nozzle depend on the gas velocity, the velocity of the layer, the temperature of the gas at the inlet to the apparatus, the duration of the process, and are described by a function of the sigmoid class.

A comparative analysis of the efficiency of heat exchange between the air flow and the moving and stationary layer is carried out. It is established that in the investigated region of particle velocities the intensity of heat transfer for a moving layer is higher than for a stationary one. The analysis of calculation results of heat recovery devices with a granular packing in the form of a dense layer of expanded

clay for industrial use is presented. It is shown that a heat recovery unit with a moving dense layer of expanded clay is characterized by an efficiency of 79%, a heat recovery unit with a fixed bed has an efficiency of 60%. However, the advantages of fixed-bed machines consist in the simplicity of the design and in the absence of the need to organize the movement of the nozzle.

**Keywords:** heat exchange, nozzle, granular material, heating, gas flow, temperature curves, efficiency.

### Публікації за темою дисертації

1. Solodka A., Volgusheva N., Boshkova I., Titlov A., Rozhentsev A. Investigation of heat exchange in a blown dense layer of granular materials. *East-European Journal of Enterprise Technology: Energy-saving technologies and equipment*. 2017. V.5/8(89). P. 58-64. *Особистий внесок: Дисертанту належить формулювання ідеї роботи, напрямків досліджень та аналіз розрахункових температур.*

2. Дементьєва Т. Ю., Солодка А. В. Исследование коэффициентов теплообмена неподвижного слоя с внутренними источниками теплоты. *Наукові праці ОНАХТ*. Одеса, 2015. № 47(2) – С. 63-66. *Дисертанту належать розрахунки теплових ефектів, аналіз та узагальнення даних.*

3. Солодка, А. В. Изучение процессов теплопереноса в теплообменнике с гранулированной насадкой. *Наукові праці ОНАХТ*. Одеса, 2017. № 2(80). – С. 116-121.

4. Бошкова І. Л., Солодка А. В. Математическое описание процесса теплообмена между потоками газа и дисперсного материала. *Холодильна техніка і технологія*. Одеса, 2017. Т. 53(2). С. 39–43. *Дисертанту належить проведення варіативних розрахунків температури матеріалу та аналіз результатів.*

5. Солодка, А. В. Исследование теплообмена в неподвижном плотном слое гранулированного материала. *Холодильна техніка і технологія*. Одеса, 2017. Т. 53(3). С. 12–16.

6. Бошкова І. Л., Волгушева Н. В., Солодка А. В. Разработка теплообменника с неподвижной гранулированной насадкой для утилизации низкопотенциальной теплоты. *Холодильна техніка і технологія*. Одеса, 2018. Т. 54(1). С. 23–27. *Дисертанту належить аналіз та узагальнення даних за власними експериментальними дослідженнями.*

### **Публікації апробаційного характеру**

1. Бошкова І. Л., Солодка А. В., Притула В. В. К вопросу утилизации выбросов тепла на промышленных предприятиях. Казахстан – Холод 2015: материалы V міжнародної науково-технічної конференції (19 лютого 2015, м. Алмати, АТУ). Алмати, 2015. С. 110–113. *Дисертанту належать: аналіз літературних джерел за темою статті, підготовка до публікації.*

2. Солодка А. В. Рекуперативні теплообмінники з дисперсною насадкою теплотехнологічних установок. Еколого-енергетичні проблеми сучасності: матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів (14 квітня 2015 р. м. Одеса, ОНАХТ). Одеса, 2015. С. 152–154.

3. Солодка А. В. Методики расчета контактных теплообменников с движущимся продуваемым плотным слоем. Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції (24–25 вересня 2015, м. Миколаїв, НУК ім. адмірала Макарова). Миколаїв, 2015. С. 67–73. *Дисертанту належить розробка методики розрахунку контактних теплообмінників з рухомим шаром*

4. Дементьева Т. Ю., Солодка А. В. Моделирование процессов тепломасопереноса в контактных теплообменниках с движущейся насадкой. Развитие науки в XXI веке: матеріали XI Міжнародної заочної науково-практичної конференції (14 березня 2016 р. м. Харків). Харків, 2016. С. 145–150. *Дисертанту належать розрахунки теплового стану матеріалу та аналіз даних.*

5. Солодка А. В. Характеристики матеріалів для гранульованих насадок теплообмінника-утилізатора. Еколого-енергетичні проблеми сучасності: матеріали XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів (14 квітня 2016 р. – Одеса, ОНАХТ). Одеса, 2016. С. 67–69. *Дисертанту належить визначення матеріалів, що застосовуються в якості гранульованих насадок, та проведення порівняльного аналізу.*

6. Солодка А. В. Исследование теплообмена в системе «гранулированная насадка-воздух». Актуальні проблеми сучасної енергетики: матеріали всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених (інтернет журнал) Т.2(1) С. 39–43. Доступна на: <http://kntu.net.ua/index.php/ukr/content/download/44416/263057/file/Матеріали%202016.pdf> (25-27 травня 2016, м. Херсон).

7. Солодка А. В. Математическое моделирование процесса теплообмена в системе «газовая среда-плотный слой дисперсного материала». Осенние научные чтения: матеріали V Міжнародної мультинаукової конференції (31 жовтня 2016, м. Київ). Київ, 2016. С. 12–15.

8. Бошкова І. Л., Солодка А. В. Исследование эффективности теплообмена в теплообменниках-утилизаторах с гранулированной насадкой. Energy of Moldova – 2016. Regional aspects of development: матеріали Міжнародної конференції (29 September – 01 October, 2016, Chisinau, Republic of Moldova). Chisinau, 2016. С. 373–377. *Дисертанту належать розрахунки температур насадок і наскрізного газового потоку та аналіз ефективності їх використання.*

9. Притула В. П., Потапов М. Д., Солодка А. В. Аналитическая модель теплообмена в регенераторе с дисперсной насадкой. Казахстан-холод 2016: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції (1–2 березня 2016, м. Алмати, АТУ). Алмати, 2016. С. 111–114. *Дисертанту належить створення аналітичної моделі теплообміну в регенераторі з гранульованою насадкою, проведення розрахунків та узагальнення даних.*

10. Ряшко Г. М., Солодка А. В. Повышение эффективности системы утилизации в теплообменниках с гранулированной насадкой. Казахстан-холод 2017: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції (15–16 березня 2017, м. Алмати, АТУ). Алмати, 2017. С. 111–114. *Дисертанту належать розрахунки теплового стану матеріалу та аналіз даних*

11. Солодкая А. В. Основы исследования теплообменника-утилизатора с дисперсной насадкой. Global Science Jurnal Publishing (інтернет журнал) Т.2, №1. S. 16-21. Доступна на: [http://periodical.gsjp.eu/2016/GSJP\\_v\\_2\\_art3.pdf](http://periodical.gsjp.eu/2016/GSJP_v_2_art3.pdf) (2016).

12. Солодка А. В., Ряшко Г. М., Бошкова І. Л., Василів В. П. Изучение теплообмена в движущемся плотном слое дисперсного материала. Наукові здобутки у вирішені актуальних проблем виробництва та переробки сировини, стандартизації і безпеки продовольства: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції (27-28 квітня 2017, Київ, НУБіП України). Київ, 2017. С. 353–355. *Дисертанту належить складання програми розрахунків температури матеріалу та аналіз результатів.*

13. Солодка А. В. Изучение особенностей теплообмена в движущемся плотном слое дисперсного матери. Еколого-енергетичні проблеми сучасності: матеріали XVII Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів (14 квітня 2017, м. Одеса, ОНАХТ). Одеса, 2017. С. 62–64. *Дисертанту належить проведення варіативних розрахунків температури матеріалу та аналіз результатів.*

14. Солодка А. В. Изучение теплообмена в продуваемом плотном слое гранулированных материалов. Холод в енергетиці і на транспорті, сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: матеріали конференції (17 листопада, 2017 р. Миколаїв, НУК ім. адмірала Макарова) Миколаїв, 2017. С. 20-24. *Дисертанту належить аналіз даних власного експерименту по дослідженню теплообміну в щільному шарі гранульованого матеріалу з наскрізним потоком повітря.*

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	13
ВСТУП.....	15
1. СУЧАСНИЙ СТАН ТЕОРІЇ І ПРАКТИКИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ.....	23
1.1. Аналіз потенціалу вторинних енергетичних ресурсів і їх використання.....	23
1.1.1. Класифікація вторинних енергетичних ресурсів.....	23
1.1.2. Основні джерела теплової енергії на підприємствах.....	25
1.2. Конструктивні рішення для теплоутилізаторів промислового призначення.....	26
1.2.1. Основні типи теплообмінних апаратів для утилізації ВЕР... ..	26
1.2.2. Схемні рішення в системах утилізації теплоти для вентиляції і кондиціонування повітря.....	30
1.2.3. Використання теплоти продуктів згоряння в сушарках .....	33
1.2.4. Використання теплоти продуктів згоряння в харчовій промисловості.....	34
1.2.5. Використання продуктів згоряння природного газу в тепличному господарстві підприємств.....	36
1.3. Методи аналізу ефективності використання теплоти теплонавантажених промислових підприємств.....	38
1.4. Застосування гранульованих матеріалів у теплоенергетиці.....	39
1.5. Класифікація дисперсних систем.....	39
1.6. Використання регенеративних теплообмінників з рухомим щільним шаром, що продувається газовим потоком.....	41
1.7. Особливості руху щільного шару гранульованих матеріалів... ..	42
1.7.1. Відомості про механізм вільного руху в каналі.....	42
1.7.2. Вплив розміру і форми часток на характер витікання.....	45

	10
1.8. Теоретико-експериментальне дослідження процесів теплопереносу в щільному шарі гранульованого матеріалу.....	49
1.8.1. Міжкомпонентний теплообмін у нерухомому шарі, що продувається.....	49
1.8.2. Математичні моделі процесу теплообміну між газовим середовищем і твердими частками.....	49
1.8.3. Теплопровідність у шарі та вплив розміру часток.....	55
1.8.4. Залежності для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі при теплообміні між газом і твердими частками.....	57
1.8.5. Дослідження аеродинамічного опору шару.....	60
Висновки до розділу 1.....	62
Перелік посилань до розділу 1.....	64
2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ МІЖ ПОТОКАМИ ГАЗУ ТА ЩІЛЬНОГО ШАРУ ЧАСТОК.....	75
2.1. Теоретичні підходи до моделювання процесу теплообміну між потоками газу та твердими частками.....	75
2.2. Математичний опис процесу теплообміну між рухомими потоками газу та гранульованим матеріалом.....	76
2.3. Вплив геометричних та фізичних параметрів на розподіл температур по висоті робочої камери.....	82
2.4. Зіставлення розрахункових та експериментальних даних.....	92
2.5. Дослідження теплообміну нерухливого шару із внутрішніми джерелами теплоти.....	97
Висновки до розділу 2.....	104
Перелік посилань до розділу 2.....	106
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ З ЩІЛЬНИМ ШАРОМ ГРАНУЛЬОВАНОЇ НАСАДКИ.....	108
3.1. Цілі і завдання експериментальних досліджень.....	108
3.2. Вивчення характеристик матеріалів для гранульованих насадок.....	109

	11
3.3. Оцінка основних геометричних характеристик шару і часток..	111
3.4. Схема експериментальної установки.....	114
3.5. Методика експериментальних досліджень.....	115
3.6. Вивчення теплообміну щільного шару гранульованого матеріалу і повітряного середовища.....	116
3.6.1. Дослідження теплообміну нерухомого щільного шару гранульованого матеріалу при його нагріванні потоком повітря..	116
3.6.2. Дослідження теплообміну рухомого щільного шару гранульованого матеріалу з наскрізним потоком повітря.....	131
3.7. Порівняльна характеристика інтенсивності теплообміну у рухомому і нерухомому шарі.....	149
3.8. Оцінка впливу розміру часток гранульованого матеріалу на інтенсивність теплообміну.....	151
3.9. Зіставлення експериментальних даних за міжкомпонентним теплообміном для різних видів щільних шарів .....	153
3.10. Узагальнення експериментальних даних емпіричними залежностями .....	155
Висновки до розділу 3 .....	157
Перелік посилань до розділу 3.....	160
4. РОЗРАХУНКИ І КОНСТРУЮВАННЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРІВ З ГРАНУЛЬОВАНИМИ НАСАДКАМИ.....	162
4.1. Тепловий розрахунки регенератора з рухомою гранульованою насадкою.....	162
4.2. Тепловий розрахунок регенератора з нерухомою насадкою.....	165
4.2.1. Аналіз особливостей роботи регенератора з нерухомою насадкою.....	165
4.2.2. Методика теплового розрахунку регенератора з нерухомою насадкою.....	169

	12
Висновки до розділу 4.....	175
Перелік посилань до розділу 4.....	177
ВИСНОВКИ.....	179
ДОДАТКИ.....	182
Додаток А Експериментальні данні з нагрівання гранульованих матеріалів.....	183
Додаток Б Оцінка погрішності прямих вимірів температури.....	196
Додаток В Тепловий конструкторський і аеродинамічний розрахунки. регенератора з рухомою насадкою.....	205
Додаток Г Розрахунок теплоаккумулятора за рекомендованою методикою.....	210
Додаток Д Розрахунок регенератора з нерухомим шаром для обігріву приміщень.....	216
Додаток Е Основні характеристики теплоутилізаторів для підприємств з низьким та середнім рівнем теплових газових викидів.....	221
Додаток Ж. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи.....	223

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ**

$\alpha_m$  – коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$a$  – коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/с;

$c$  – питома теплоємність, Дж/(кг·К)

$F$  – площа поверхні, м<sup>2</sup>;

$m$  – маса матеріалу, кг;

$t$  – температура, °С;

$T$  – температура, К;

$V$  – об'єм, м<sup>3</sup>;

$w$  – швидкість, м/с;

$\beta$  – об'ємна концентрація часток;

$\delta$  – товщина шару, м;

$\varepsilon$  – порозність;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

$\tau$  – час, с;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – щільність, кг/м<sup>3</sup>;

$x$  – координата, м;

$d$  – діаметр, м;

$Q$  – тепловий потік, Вт;

$S$  – площа перетину, м<sup>2</sup>;

$G$  – витрати кг/с;

$q$  – питома потужність, Вт/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;

$\varphi$  – коефіцієнт відхилення форми часток;

$R$  – радіус, м;

$L$  – висота, м;

$W$  – водяні еквіваленти, Вт/К

*Скорочення*

$Bi$  – число Био;

$Fo$  – число Фур'є;

$Nu$  – число Нуссельта;

$Pe$  – число Пекле;

$Ra$  – число Релея

$Fr$  – критерій Фруда;

$Ar$  – число Архімеда;

*Індекси*

п– повітря,

конв – конвективний;

н – насадка;

пов– поверхня;

ш – шар,

т – твердий,

м – матеріал;

пит–питома;

0 – початкове значення;

е – еквівалентний;

г – газ;

гідр.ст. – гідродинамічна стабілізація;

вит – витрати;

прир.к. – природна конвекція;

тр – труба;

н.с. – навколишнє середовище;.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Значну частину теплових втрат в енергетичних та теплотехнічних установках різного призначення становить фізична теплота відхідних газів, використання якої може бути скероване на підвищення ефективності виробничих процесів. Однак доцільність утилізації теплоти не завжди обґрунтована, що пов'язано, загалом, з браком розробок ефективних теплоутилізаторів, зокрема для утилізації низькопотенційної теплоти, та з невизначеністю даних з раціональних теплових режимів їх роботи. Техніко-економічна доцільність використання теплоутилізаторів з низькими температурними напорами може бути підвищена за використання теплоносієм гранульованої насадки. Теплоутилізаційні установки контактного типу, для яких характерний безпосередній теплообмін газу (повітря) з шаром часток, мають значний потенціал підвищення ефективності їх використання, про що свідчать роботи Прутських В. А. і Медведєва В. Б. та інших авторів. Високу теплову ефективність демонструють рекуперативні теплообмінники із щільним рухомих шаром, відповідно роботам З. Р. Горбіса, В. О. Календер'ян, М. Alizadeh та ін., окрім того, вони характеризуються компактністю, невеликою масою, простотою конструкції, надійністю. Використання проточних дисперсних теплоносіїв у теплоенергетиці дозволяє інтенсифікувати процеси тепло- і масообміну, відповідно дослідженням М. Rady, S. Zunft, Л. С. Реви. Виникає можливість створювати розвинену поверхню нагрівання у вигляді безупинно рухливих, спеціально обраних часток. Однак, для промислового впровадження недостатньо надійних даних з теплообміну між щільним шаром часток і газом. Окремим питанням є розроблення теплоутилізаторів з нерухомим шаром, за якими значно менше досліджень. Визначення раціональних режимних параметрів роботи теплоутилізаторів також залежить від адекватної математичної моделі процесу теплообміну між потоками газу і гранульованого матеріалу та надійних даних для коефіцієнтів

міжкомпонентного теплообміну, для отримання яких потрібні додаткові експериментальні дослідження. Аналітичні залежності як результат розв'язування математичної моделі потрібні для відображення розподілення температур в гранульованому матеріалі та газі для підприємств з різним рівнем температури та витратами газового потоку, що дозволить оптимізувати конструкторські рішення під час проектування апаратів відповідно із цільовими напрямками. Отже, видається доцільним застосування теплоутилізаторів із гранульованою насадкою на виробництвах, які характеризуються відносно невисоким температурним рівнем відхідних газів, тому визначення умов інтенсифікації процесу теплообміну у теплоутилізаторах із гранульованою насадкою є **актуальним** науковим і технологічним завданням у сучасних умовах розвитку енергетики та економіки

#### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Закону України «Про енергозбереження», затвердженого Постановою Верховної Ради України № 74/94 01.07.1994 р.; «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 рр.», прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.; Закону Кабінету Міністрів України № 148 від 5.02.97 р., що затвердив «Комплексну Державну Програму Енергозбереження». Робота є складовою частиною досліджень, проведених в рамках виконання держбюджетної науково-дослідної роботи МК 17/03 "Розробка мікрохвильових пристроїв для інтенсифікації процесів переносу теплоти та маси з матеріалів рослинного походження" (номер держреєстрації 0117U000365). Робота є продовженням і розвитком досліджень теплоперенесення у щільних дисперсних системах, проведених на кафедрі теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв (ТТТЕ) ОНАХТ.

### **Мета та задачі досліджень.**

Метою дослідження є обґрунтування та розвиток науково-технічних рішень з інтенсифікації процесів теплообміну в теплоутилізаторах із гранульованою насадкою.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання:

- визначити сучасний стан питань утилізації низькопотенційної теплоти та проаналізувати теоретичні і фізичні уявлення стосовно процесу теплообміну між шаром гранульованого матеріалу та газовим середовищем;

- створити експериментальний стенд для дослідження процесу теплообміну між газовим (повітряним) потоком та гранульованою насадкою, рухомою та нерухомою;

- експериментально дослідити процес теплообміну між наскрізним газовим потоком та гранульованою насадкою із керамзиту і гравію, рухомою та нерухомою, та визначити вплив швидкості фільтрації газу, швидкості руху гранульованої насадки, виду гранульованого матеріалу, вхідної температури газу, що гріє, діаметру часток на інтенсивність нагрівання;

- узагальнити дані для коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну між наскрізним газовим потоком та шаром гранульованого матеріалу, рухомим і нерухомим, у вигляді безрозмірних емпіричних залежностей;

- розробити математичну модель процесу теплоперенесення у системі «газовий потік – щільний рухомий шар гранульованої насадки» для стаціонарного процесу та отримати залежності для розрахунку температур компонентів;

- провести аналіз теоретичних і емпіричних даних і визначити умови для підвищення ефективності теплоутилізаторів з гранульованими насадками;

- розробити схеми теплообмінників регенеративного типу із гранульованою насадкою для утилізації вторинних енергоресурсів та

виконати теплові конструкторські розрахунки, провести порівняльний аналіз утилізаторів з рухомим та нерухомим шаром.

**Об'єкт дослідження** – процес теплообміну в теплоутилізаторі з насадкою у вигляді щільного шару гранульованого матеріалу, рухомого та нерухомого, та наскрізного потоку газового (повітряного) середовища.

**Предмет дослідження** – температурний режим гранульованої насадки теплоутилізатора та наскрізного повітряного потоку, основні характеристики процесу перенесення теплоти між шаром часток і наскрізним потоком газу.

**Методи досліджень** – методи математичного моделювання процесів теплопереносу в стаціонарному та нестаціонарному режимах, методи експериментального дослідження процесів теплообміну щільного шару гранульованої насадки, що продувається газовим потоком; методи статистичного та кореляційного аналізу експериментальних даних; методи обчислювальної математики, алгоритмізації розрахунків і програмування з використанням програм, розроблених у системі Maple, Excel та Origin.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в тому, що:

- вперше на підставі рішення рівнянь двокомпонентної математичної моделі теплообміну між наскрізним газовим потоком та потоком гранульованого матеріалу, в одномірному наближенні, отримані аналітичні залежності для розрахунків температур газового теплоносія і шару матеріалу за висотою теплообмінного апарату для стаціонарного режиму. На відміну від існуючих математичних моделей, які представляють процес міжкомпонентного теплообміну в загальному вигляді та розв'язуються наближеними математичними методами або розглядається суттєво спрощена однокомпонентна модель, розроблена в роботі математична модель у вигляді системи диференціальних рівнянь для газового та твердого компонентів дозволила отримати за точними аналітичними методами залежності для розрахунку температур компонентів при прямоочній схемі руху та протитечії;

- вперше встановлено, що при нагріванні щільного нерухомого шару матеріалу газовим (повітряним) середовищем зміна за часом середнього за висотою каналу коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну описується функцією класу сигмоїд;

- встановлено, що в теплоутилізаторі з рухомим шаром гранульованого матеріалу (при швидкості до  $3,5 \cdot 10^{-3}$  м/с) порівняно з нерухомим інтенсивність теплообміну вища. На відміну від існуючих уявлень, за якими теплообмін в рухомому шарі може бути в 5-7 разів менш інтенсивний у порівнянні з нерухомим, в роботі встановлено, що інтенсивність теплообміну для рухомого шару вище, що пояснюється неможливістю розрідження шару у стінок каналу внаслідок встановлення стрижнеподібної форми руху часток при малих швидкостях потоку;

- вперше визначено, що інтенсифікація теплообміну виникає за використання суміші часток різного розміру. На відміну від існуючих даних, що отримані для гранульованих насадок з часток однієї форми та одного розміру, в роботі проведено порівняльну оцінку інтенсивності теплообміну при використанні гранульованої насадки з однакових та різних часток за розміром;

- вперше запропонована методика теплового розрахунку теплообмінника-регенератора з нерухомою гранульованою насадкою, призначеного для утилізації низькопотенційної теплоти газів, що відходять, яка враховує змінність за часом середнього коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну.

### **Наукове значення роботи.**

Отримані аналітичні залежності для визначення температур газового та твердого компонентів дозволяють розрахунковим шляхом встановити розподілення температур за висотою регенеративного теплообмінника з гранульованою насадкою та оцінити вплив витрат і вхідних температур компонентів, виду твердих часток та їх визначального розміру на теплообмін в рухомому шарі гранульованого матеріалу для протитечії та прямо течії.

Факт відповідності характеру зміни середніх коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну функції класу сигмоїд обґрунтовує подальші дослідження особливостей теплообміну між нерухомими частками та потоком газового або рідкого середовища, оскільки сигмоїду використовують в якості функцій активації, яка дозволяє як посилювати слабкі сигнали або потоки, так і ослаблювати сильні.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Рекомендації з вибору режимів роботи теплоутилізаторів із щільним шаром гранульованої насадки, рухомою та нерухомою, зокрема рекомендації щодо встановлення обмежень кінцевої температури нерухомого шару, вибору швидкості руху матеріалу та його вид, спрямовані на підвищення ефективності утилізації теплоти та створюють умови для виготовлення і ефективного використання теплоутилізаторів на підприємствах, що характеризуються відносно невисоким температурним рівнем відхідних газів.

Емпіричні залежності в безрозмірному вигляді необхідні як складова розроблених методик теплових конструкторських розрахунків теплоутилізаторів з гранульованою насадкою, рухомою та нерухомою, промислового призначення.

Результати дисертаційної роботи використовуються у навчальному процесі для підготування фахівців за спеціальністю 144 "Теплоенергетика" під час викладання дисциплін: "Теплоносії та тепломасообмінні апарати", «Методи дослідження процесів теплообміну», "Методологія та організація наукових досліджень", а також під час виконання магістерських кваліфікаційних робіт.

### **Особистий внесок здобувача.**

Розроблена нова експериментальна установка для проведення експериментів з дослідження процесів теплообміну між потоком повітря та щільним шаром матеріалу, рухомим та нерухомим. Проведені експерименти з різними видами часток для визначення ефективності міжкомпонентного теплообміну у широкому діапазоні змін режимних параметрів. Отримана

математична модель процесу теплообміну між газовим потоком та щільним шаром дисперсного матеріалу в стаціонарному режимі. Отримані аналітичні залежності для локальних температур газового та твердого компонентів, проведені розрахунки температур за висотою теплообмінного апарату. Виконаний аналіз результатів експериментів і розрахунків теплових характеристик, проведено узагальнення даних. Сформульовано висновки та рекомендації.

### **Апробація результатів дисертації.**

Основні результати дисертаційної роботи були представлені та обговорені на конференціях і семінарах: XV-XVII Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених і студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» (Одеса, 2015); V Міжнародній науково-технічній конференції: «Казахстан-Холод 2015» (Казахстан, 2015); Міжнародній конференції «Energi of Moldova – 2015. Regional aspect of development» (Кишинів, 2015); VI Міжнародній науково-технічній конференції: «Казахстан-Холод 2016» (Казахстан, 2016); Міжнародній конференції «Energi of Moldova – 2016. Regional aspect of development» (Кишинів, 2016); XI Міжнародній заочній науково-практичній конференції: «Розвиток науки в XII столітті», (Харків, 2016); V Міжнародній мультинауковій конференції: «Осінні наукові читання», (Київ, 2016); VII Міжнародній науково-технічній конференції: «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2016); Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики» (Херсон, 2016); XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених і студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» (Одеса, 2016); VII Міжнародній науково-технічній конференції: «Казахстан-Холод 2017» (Казахстан, 2017); VII Міжнародній науково-практичній конференції «Наукові здобутки у вирішенні актуальних проблем виробництва та переробки сировини, стандартизації і безпеки продовольства». (Київ, 2017); XVII

Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених і студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» (Одеса, 2017).

**Публікації.** За результатами роботи опубліковано 20 праць, з яких 5 наукових статей у фахових виданнях, 14 в матеріалах конференцій та 1 публікація з індексуванням в наукометричній базі Scopus.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури, що містить 141 джерела, і 7 додатків. Робота викладена на 224 сторінках друкованого тексту, включаючи 146 сторінок основної частини, 71 рисунки і 20 таблиць.

# 1 СУЧАСНИЙ СТАН ТЕОРІЇ І ПРАКТИКИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ

## 1.1. Аналіз потенціалу вторинних енергетичних ресурсів та їх використання

1.1.1. Класифікація вторинних енергетичних ресурсів. В ході будь-якого технологічного процесу спостерігається неповне використання первинної енергії. Перспективи утилізації вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) надають можливість отримання значної економії палива та істотно знизити капітальні витрати на створення відповідних енергозберігаючих установок [1, 2]. Відповідно існуючій класифікації, розрізняють: горючі ВЕР, теплові ВЕР і ВЕР надлишкового тиску [3]. Теплові ВЕР можуть використовуватися як безпосередньо у вигляді теплоти, так і для роздільного або комбінованого виробництва теплоти, холоду, електроенергії в утилізаційних установках [4, 5, 6, 7].

За ступенем концентрації енергії розрізняють джерела ВЕР [8]:

1. високопотенційні: перш за все теплові ВЕР високотемпературних (400–1000 °С) технологій, пов'язаних з нагріванням, плавкою, випалюванням, термообробкою або сублимацією. Величина втрат енергії з димовими газами від нагрівальних термічних втрат сягає до 70%;

2. середньопотенційні: димові гази, конденсат, відпрацьована пара, продуктові потоки з температурою вище 150 °С;

3. низькопотенційні: системи оборотного водопостачання, охолодження зі зміною температури води на 5–10 °С, скиди пари тиском 1–1,5 атм в атмосферу, побутові стоки, гази температурою 100–150 °С, вентиляційні викиди.

Енергетичний потенціал ВЕР реалізується в утилізаційних установках і системах, до яких відносяться котли-утилізатори, теплообмінники, печі, газотурбіни, системи оборотного водопостачання для зниження витрати

технологічної води, теплові насоси і т. д. [9, 10, 11]. В даний час підвищення рівня використання ВЕР включено до переліку заходів з енергозбереження, що мають пріоритетне значення [12].

Загальний річний вихід ВЕР в Україні в 2010 р оцінюється величиною 26,18 млн. т. у.п. [13]. Однак для залучення його в енергетичний баланс необхідні значні капітальні вкладення, пов'язані з впровадженням енергозберігаючого обладнання і технологій [14]. Теплота промислових викидів навіть в Європейських країнах досягає 30%, що вимагає пильної уваги і аналізу можливості її утилізації [15]. Факторами, що ускладнюють використання ВЕР, є також змінність їх як джерела енергії і розбіжність режимів роботи установок, які виробляють ВЕР, з режимами попиту на теплову енергію. У зв'язку з цим в схемах використання ВЕР повинні знайти широке застосування акумулятори теплоти.

Димові гази, що відходять, мають високий енергетичний потенціал, при його використанні тільки на 50% можливе отримання додаткової теплової енергії в кількості близько 0,7 млн. Гкал на рік. Використання теплової енергії відхідних газів проводиться в два етапи: регенерацією (поверненням) газів в початковий процес і перетворенням енергії газів в котлах-утилізаторах в більш зручний для споживання вид: енергію пари або гарячої води.

У рамках даного дослідження увага зосереджена на потенціалі теплових ВЕР, які включають фізичну теплоту відхідних газів з промислових підприємств незначної енергетичної потужності, зокрема харчових. До способів використання низькопотенційних ВЕР на підприємствах відносять попередній підігрів повітря в системах вентиляції, води для гарячого водопостачання і автономних систем опалення, підігрівання повітря в приміщеннях різного призначення.

1.1.2. Основні джерела теплової енергії на підприємствах. До основних джерел теплової енергії на підприємствах відносяться [16]:

- Потоки газової суміші, що відходять в процесах сушіння.
- Гази, що відходять з котелень;
- Відпрацьований дим з печей копчення та варіння.
- Витяжні газы гарячих цехів з виготовлення харчових продуктів.
- Підприємства ресторанно-готельного бізнесу:
  - виробниче обладнання;
  - опалення, вентиляція і кондиціонування повітря;
  - обладнання холодильних станцій;
  - холодильна техніка;
  - побутові прилади та технологічне обладнання.

За даними світового банку, енергоефективність економіки України виробництво ВВП на одиницю спожитої енергії нижче відповідного показника Польщі - в 2,5 рази, Китаю і США - в 3 рази, Японії - в 4,5 раз. Вирішення питання підвищення енергоефективності підприємств ГМК України останнім часом є особливо актуальним. Відомо, що енергоємність продукції (нарівні з якістю) визначає її конкурентоспроможність. До числа найбільш енергоємних технологій відноситься тепла сушка. За даними Комітету з сушіння витрати паливно-енергетичних ресурсів, витрати енергії на сушку складають близько 12% всіх витрат енергії в промисловості і сільському господарстві. Широка поширеність процесів сушки і низькі (в середньому 30–35%) коефіцієнти корисного використання енергії в них обумовлюють актуальність енергозбереження в сушильних установках. У зв'язку з широким застосуванням і високою енергоємністю процесу сушіння, його вдосконаленню приділяється велика увага, в той же час питання утилізації теплоти відхідних газів опрацьовані не в повній мірі. Ця теплота за допомогою рекуперативних, регенеративних або контактних теплообмінників використовується для нагріву повітря, що подається в

топку, теплофікаційної або технологічної води, попереднього підігріву матеріалу, який сушиться. Досить ефективна утилізація теплоти сушильного агента в контактних теплообмінниках.

У ресторанному бізнесі джерела теплової енергії різноманітні за своїм потенціалом і залежать від роду діяльності. Для гарячих цехів передбачена вентиляція, при цьому повітря скидається в навколишнє середовище без утилізації теплоти. У табл. 1.1 наведені деякі основні усереднені дані, що дозволяють оцінити витрата повітря, який потрібно відводити від кожного з видів теплонавантаженого обладнання.

Таблиця 1.1

Необхідні витрати повітря для забезпечення теплового режиму на підприємствах ресторанного бізнесу

Вид обладнання	Витрата повітря в розрахунку на 1 кВт
Електрична плита	62,5 м <sup>3</sup> /год
Шафа жарова	50 м <sup>3</sup> / год
Фритюрниця	46 м <sup>3</sup> / год
Котел харчоварильний	30 м <sup>3</sup> / год
Сковорода електрична	70 м <sup>3</sup> / год
Марміт	120 м <sup>3</sup> / год

## 1.2. Конструктивні рішення для теплоутилізаторів промислового призначення

1.2.1. Основні типи теплообмінних апаратів для утилізації ВЕР. Теплообмінні апарати для утилізації ВЕР можна розділити на два основних типи: рекуперативні і регенеративні.

У рекуперативному теплота передається одночасно від одного теплоносія до іншого через роздільну стінку. Приклад рекуперативного теплоутилізатора для підігріву повітря представлений на рис. 1.1.

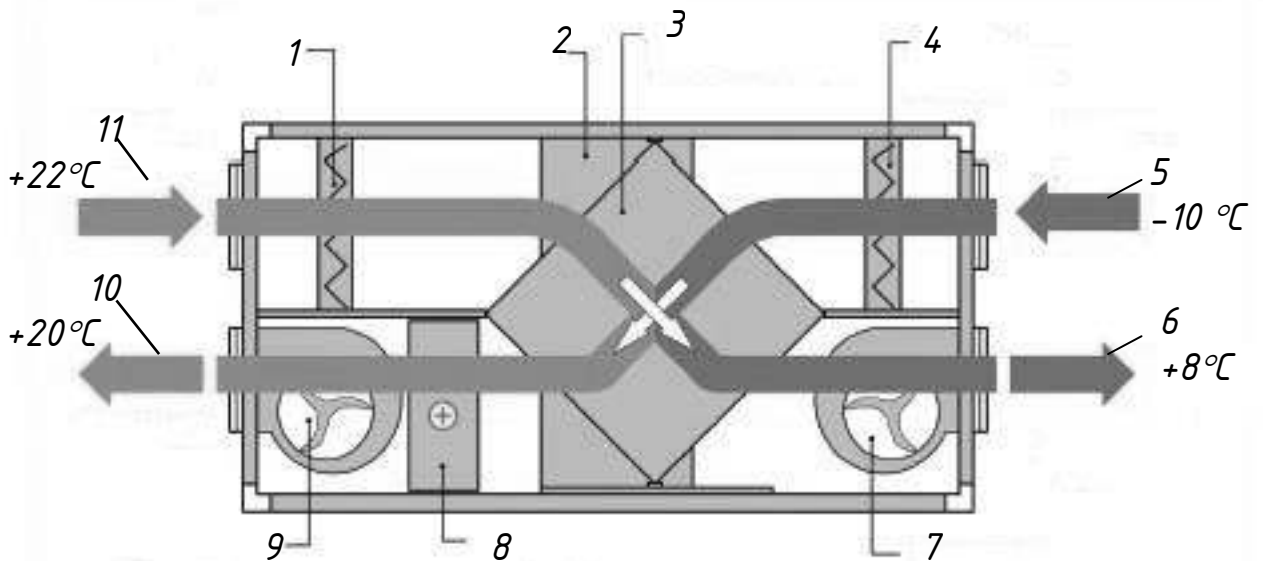


Рис.1.1. Схема рекуперативного теплоутилизатора для системи вентиляції для підігріву повітря [17]

1 – фільтр витяжного повітря; 2 – бай пас; 3 – рекуператор (теплообмінник);  
 4 – фільтр припливного повітря; 5 – зовнішнє повітря; 6 – повітря що видаляється; 7 – витяжний вентилятор; 8 – калорифер; 9 – припливний вентилятор; 10 – припливне повітря; 11 – витяжне повітря;

Застосовують пластинчасті ребристі теплообмінники та трубчасті ребристі теплообмінники з проміжним теплоносієм. Пластинчасті ребристі теплообмінники застосовують в тих випадках, коли повітроводи з гарячим і холодним повітрям розташовані близько один до одного. Якщо повітроводи (газоходи) рознесені і для передачі тепла неможливо використовувати пластинчастий теплообмінник, використовують теплообмінники з проміжним теплоносієм. Регенеративне теплоспоживання дозволяє не просто утилізувати теплоту відхідних потоків, але знижує витрату палива, і, крім того, покращує роботу основної технологічної (наприклад, печі) або енергетичної (наприклад, котельні) установки.

У певних випадках можливе використання теплоти вторинних енергоресурсів за рахунок безпосереднього повернення їх частини в установку. Наприклад, тепле вентиляційне повітря з приміщення може частково повертатися туди вже в якості припливного повітря. Здійснюється так звана рециркуляція. Рециркуляція – найбільш простий і дешевий спосіб регенеративного використання вторинних енергетичних ресурсів. Її здійснення вимагає мінімальних капітальних витрат. Повна рециркуляція з тепловикористовуючих установок відхідних газів і рідин без їх додаткової обробки неможлива.

Аналіз сучасних пристроїв показав певні межі їх вдосконалення. Наприклад, при наявності домішок у відпрацьованих газах для утилізації тепла на даний час використовують виключно рекуперативні теплообмінні установки, в яких теплообмін відбувається через розділову стінку, тобто з'являється додатковий термічний опір, що погіршує ефективність теплопередачі. Одним з прикладів акумуляторів теплоти, який має певний практичний інтерес, є гальковий акумулятор (рис.1.2.)

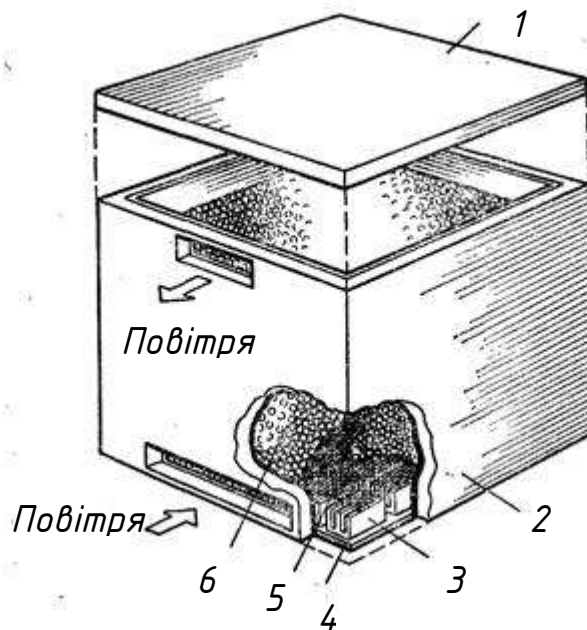


Рис.1.2. Загальний вигляд акумулятора з гальки.

- 1 – кришка; 2 – бункер; 3 – бетонний блок; 4 – теплоізоляція;  
5 – сітка; 6 – галька

Галькові акумулятори теплоти зазвичай застосовуються у сонячних повітряних системах теплопостачання, та вони представляють собою ємності круглого або прямокутного перерізу, що містять гальку розміром 20–50 мм у вигляді насадки з щільного шару часток [18]. Гаряче повітря, що надходить днем із сонячного колектора в акумулятор, віддає гальці свою теплоту і таким чином відбувається зарядка акумулятора. При розрядці акумулятора вночі або в негоду, повітря рухається в зворотному напрямку і відводить теплоту споживачу.

Застосування ефективних теплообмінників, що утилізують теплоту, яка скидається в навколишнє середовище, здатне істотно знизити енерговитрати [19], однак викиди, що містять домішки і продукти згорання, накладають певні обмеження у використанні теплоутилізаційних установок [20]. Експлуатація теплообмінників-утилізаторів призводить до їх частого і дорогого чищення, виходу з ладу і, як наслідок, нерентабельному використанню.

У кожному конкретному випадку використання ВЕР розробляються цільові схемні рішення установок, здатні ефективно функціонувати в приватних умовах. Так, в [21] виконано технологічний аналіз найбільш поширених схем утилізації відпрацьованих газів поршневого ДВС, що дозволяє більш обґрунтовано прийняти схемне рішення на первинному етапі проектування установки когенерації та прийняття технічного рішення. В [22, 23] запропоновано утилізацію низькотемпературної теплоти згорання палива в котельнях на основі теплових насосів. Схема [23] враховує додатковий підігрів мережної води теплотою, виробленої тепловим насосом.

Енергетичні характеристики системи мікрокогенерації теплової енергії, які застосовуються до офісного простору 450 м<sup>2</sup> [24], свідчать про можливість ефективного використання ВЕР. Теплові розрахунки отримані для двох можливих РСМ (Phase Change Material): парафіну RT60 і пальмітинової кислоти у вигляді пластин всередині теплообмінника в процесах зарядки (плавлення РСМ) і вивантаження (затвердіння РСМ).

Подібні теплообмінники, що використовують теплоту фазових переходів, останнім часом інтенсивно досліджуються [25, 26]. Однак відзначаються складнощі їх обслуговування, які пов'язані з затвердінням теплоносіїв.

Значну частину теплових ВЕР становить фізична теплота газів [27]. Використання цієї теплоти має свої особливості. Головною з них є те, що газоподібні теплоносії мають низький коефіцієнт тепловіддачі ( $\alpha=10-50$  Вт/(м<sup>2</sup> град)) і для утилізації теплоти необхідні теплообмінні апарати з великими поверхнями теплообміну. Крім того, через малу щільність газових теплоносіїв повітроводи і газоходи мають великі поперечні розміри. Їх важко повертати в приміщеннях обмеженого обсягу та важко здійснювати передачу газів на далекі відстані.

1.2.2. Схемні рішення в системах утилізації теплоти для вентиляції і кондиціювання повітря. Утилізація теплоти вентиляційних викидів може здійснюватися наступними способами:

- рециркуляцією частини витяжного повітря;
- застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням регенеративних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням двох рекуперативних теплообмінників, що використовують проміжний теплоносіє;
- застосуванням труб, що передають теплоту.

Рециркуляція є найбільш доступним і дешевим способом утилізації теплоти витяжного повітря, але ступінь рециркуляції, як зазначалося вище, обмежена в силу вимог до чистоти припливного повітря. Об'ємна витрата рециркуляційного повітря обмежена співвідношенням, величина якого визначається санітарно-гігієнічними нормами. Природне бажання використовувати теплоту витяжного повітря з найбільшою користю в цій ситуації вимагає поділу потоків припливного і витяжного повітря в теплоутилізаційному пристрої. Це реалізується при застосуванні

рекуперативних (рис.1.3) і регенеративних теплообмінників–утилізаторів (рис.1.4) або двох теплообмінників з проміжним теплоносієм (рис.1.5).

Принципові схеми систем вентиляції, в яких застосовані зазначені способи утилізації теплоти, наведені на рис.1.3. Рис. 1.3. і 1.4 використовується, коли припливний і витяжний повітроводи можуть бути зведені в одному місці (в місці установки теплообмінника-утилізатора). Застосування повітро-повітряного теплообмінника (рис. 1.3.) являє найпростіше і економне рішення. Конструктивно всі елементи схеми компонується у вигляді єдиного блоку загальнообмінної вентиляції з пластинчастим теплообмінником-утилізатором, схема наведена на рис.1.3.

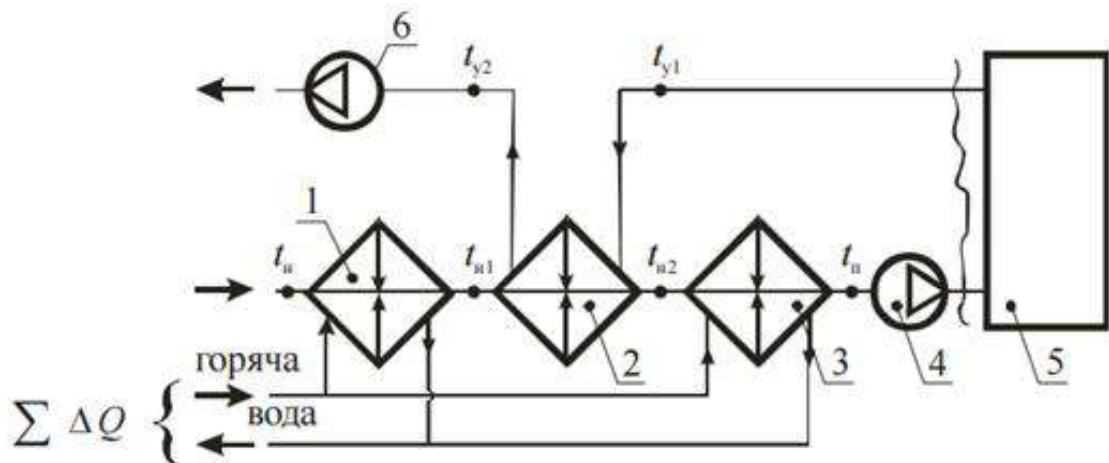


Рис. 1.3. Принципова схема системи вентиляції з рекуперативним теплообмінником-утилізатором

- 1 - попередній підігрівач, 2 - рекуперативний теплообмінник, 3 - підігрівач (калорифер), 4 - припливний вентилятор, 5 - вентиляваному приміщенні,  
6 - витяжний вентилятор

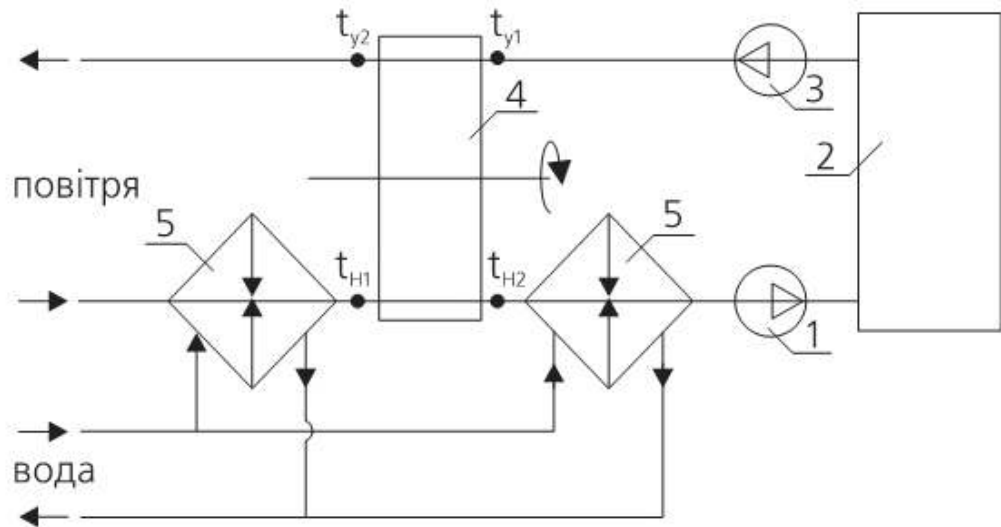


Рис. 1.4. Принципова схема припливно-витяжної вентиляції з регенеративним теплообмінником-утилізатором роторного типу  
 1 – припливний вентилятор; 2 – приміщення, що обслуговується; 3 – витяжний вентилятор; 4 – регенеративний теплообмінник з обертовою насадкою; 5 – попередній підігрівач; 6 – калорифер

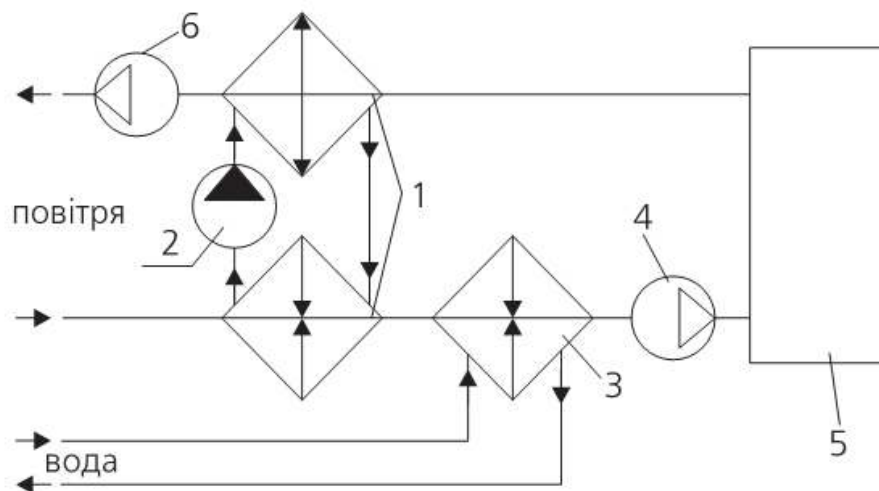


Рис.1.5 Принципова схема системи вентиляції з проміжним теплоносієм  
 1 – теплообмінник; 2 – циркуляційний насос; 3 – калорифер; 4 – припливний вентилятор; 5 – приміщення, що обслуговується; 6 – витяжний вентилятор

Ступінь утилізації теплоти залежить від ефективності теплообмінника, яка може бути визначена. Для пластинчастих повітряно-повітряних теплообмінників цей показник перебуває в межах від 0,4 до 0,7. Більш високі

показники мають регенеративні теплообмінники з обертовою насадкою ( $\epsilon=0,7-0,85$ ), (рис.1.6).

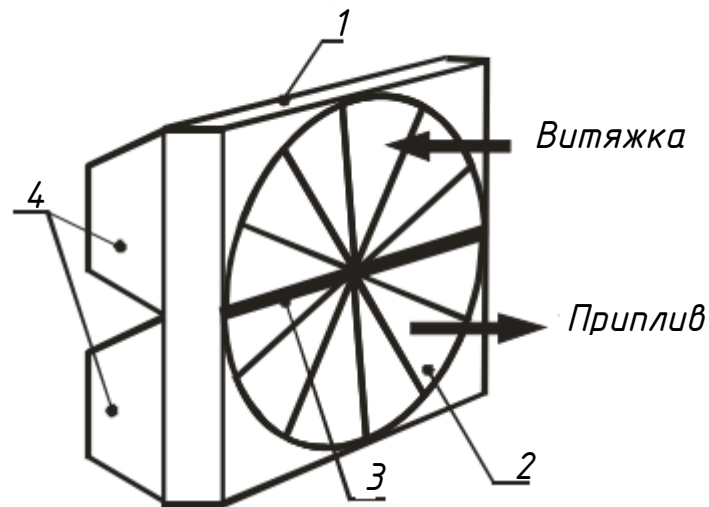


Рис.1.6. Схема регенеративного теплообмінника з обертовою насадкою.

1 – корпус, 2 – обертовий ротор, 3 – перегородка, 4 – патрубки.

Підвищення ефективності регенеративного теплообмінника в порівнянні із пластинчастим рекуперативним теплообмінником пояснюється додатковим переносом теплоти через конденсацію водяної пари з повітря, що відводиться. Найменшу ефективність утилізації теплоти має схема з двома теплообмінниками і проміжним контуром ( $\epsilon=0,4-0,5$ ). Застосування цієї схеми виправдано, якщо витяжний і припливне повітроводи розташовані на значній відстані один від одного. В цьому випадку зведення їх в місці установки теплоутилізаційних установки пов'язано з прокладкою повітроводів великої протяжності, зростанням аеродинамічного опору мережі і потужності вентиляторів.

1.2.3. Використання теплоти продуктів згоряння в сушарках. Приклад регенеративного використання теплоти в сушильній установці зображений на рис 1.7. Відпрацьований сушильний агент використовується як ВЕР для попереднього нагріву повітря в рекуперативному теплообміннику-утилізаторі 3. Регенеративне

теплоспоживання призводить до підвищення енергетичної ефективності установки і збільшення коефіцієнта корисного використання теплоти, що є відношенням корисно використаної теплоти в сушильній установці 2 до теплоти, підведеної до установки  $Q_{п}$  в підігрівачі 1.

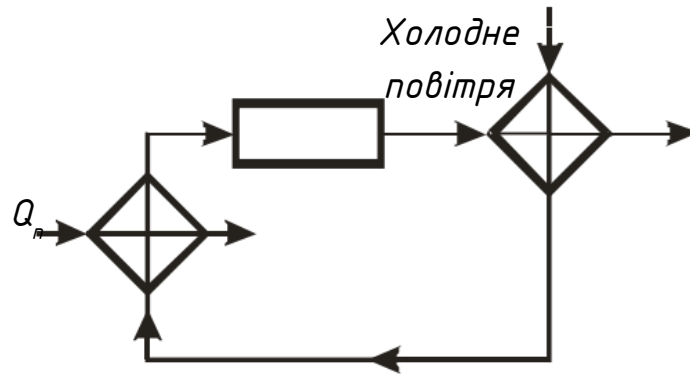


Рис. 1.7. Регенеративне використання вторинних енергоресурсів.

1 - підігрівач, 2 - сушильна установка, 3 - рекуперативний теплообмінник (утилізатор)

У багатьох випадках можливості технологічного (внутрішнього) теплоспоживання обмежені. Тому, якщо в даному виробництві за рахунок регенерації не вдається повністю використовувати всю енергію, тому потрібно спробувати знайти інших споживачів цієї енергії. Головна складність при вирішенні цієї проблеми зазвичай полягає в тому, щоб знайти споживача.

1.2.4. Використання теплоти продуктів згорання в харчовій промисловості. Використання теплоти продуктів згорання природного газу в [28] розглянуто на прикладі хлібопекарського виробництва. За кількістю палива, що спалюється в топках печей, хлібопекарське виробництво займає провідне місце в харчовій промисловості. В середньому для випічки 1 т хліба необхідно 50-65 кг умовного палива. З цієї кількості палива корисно використовується лише 30–32 %. З продуктами згорання в атмосферу уноситься від 30% до 60% всієї

теплоти [29]. Температура відхідних газів в печах з нагрівальними трубами - від 500 до 700 °С, хоча температурний напір від газів до пекарної камери забезпечується при температурі продуктів згорання 350 °С. Теплоту відхідних газів можна використовувати для нагріву повітря перед подачею його в топку печі, що поряд з економією палива покращує умови горіння. Підвищення температури підігріву повітря на 1 °С викликає тако ж зниження температури димових газів. При високій температурі газів (вище 350 °С) рекомендується послідовне (поетапне) їх використання: спочатку газу нагрівають воду (до 80 °С), охолоджуючись до 350 °С, а потім направляються в повітря підігрівач, де їх температура знижується до 200 °С. Надалі йдуть газу, що можна використовувати в контактному теплообміннику для нагріву води. Таке глибоке охолодження газів дозволить різко підвищити коефіцієнт використання теплоти палива. Пропонується чотирьохступенева установка комплексного використання теплоти продуктів згорання природного газу (рис. 1.8.) [28].

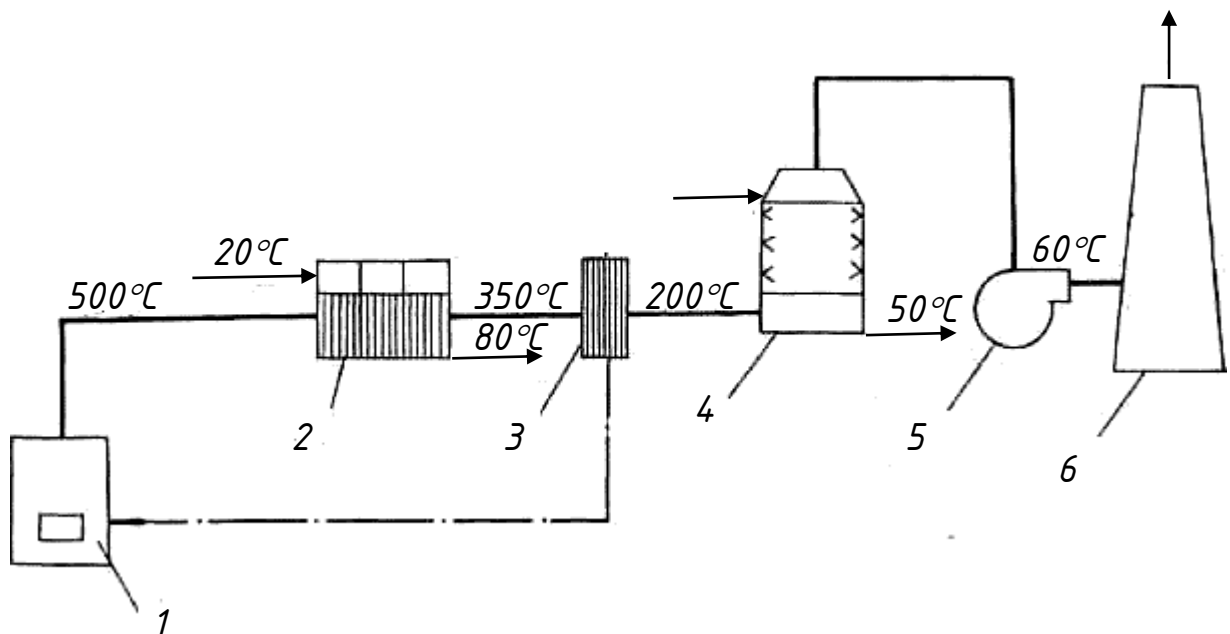


Рис. 1.8. Схема комплексного використання теплоти природного газу від хлібопекарських печей.

Природний газ спалюється в хлібопекарській печі з нагрівальними трубами 1 (I ступінь). Відпрацьовані гази після печі з температурою 500 °С надходять в двоступеневий багатокорпусні утилізатор 2 (II ступінь), який служить для нагріву води. Конструкція утилізатора розроблена Н. В. Морозовим [30]. В даному теплообміннику температура газів знижується до 350-360 °С. З цієї температурою гази надходять в повітря підігрівач 3 (III ступінь), де відбувається нагрівання повітря, що подається на горіння в піч. Повітря нагрівається до 150 °С, а температура газів, що видаляються знижується до 200-210 °С. Перед викидом в атмосферу продукти згорання надходять в контактний теплоутилізатор з проміжним теплообмінником типу АЕ (IV ступінь). Після теплообмінника гази видаляють вентилятором 5 через димову трубу 6. У теплоутилізаторі нагрівається вода, призначена для технологічних і господарсько-побутових потреб. У водонагрівачі утворюються два незалежних один від одного потоку води: чистою, що підігрівається через поверхню (до 50 °С), і води, яка нагрівається в результаті безпосереднього контакту з димовими газами. Чистий потік води протікає всередині трубок і відділений стінками трубок від забрудненої, орошаючої води. Коефіцієнт використання теплоти в запропонованій схемі досягає 95%.

1.2.5. Використання продуктів згорання природного газу в тепличному господарстві підприємств. Використання вторинних енергетичних ресурсів для опалення тепличних господарств підприємств харчової промисловості – один з перспективних напрямків. Необхідність досліджень в цій області обумовлена тим, що капітальні витрати на системи опалення та вентиляції складають 30–50% від кошторисної вартості тепличного господарства. Відсутність розробок і нормативних документів, які враховують особливості проектування теплиць на території підприємств, призводить до подорожчання їх конструкцій і збільшення експлуатаційних витрат на опалення. Пропонується схема утилізації теплоти продуктів

згорання теплогенеруючих установок і промпідприємств при опаленні теплиць [31] з використанням контактного теплообмінника (рис.1.9).

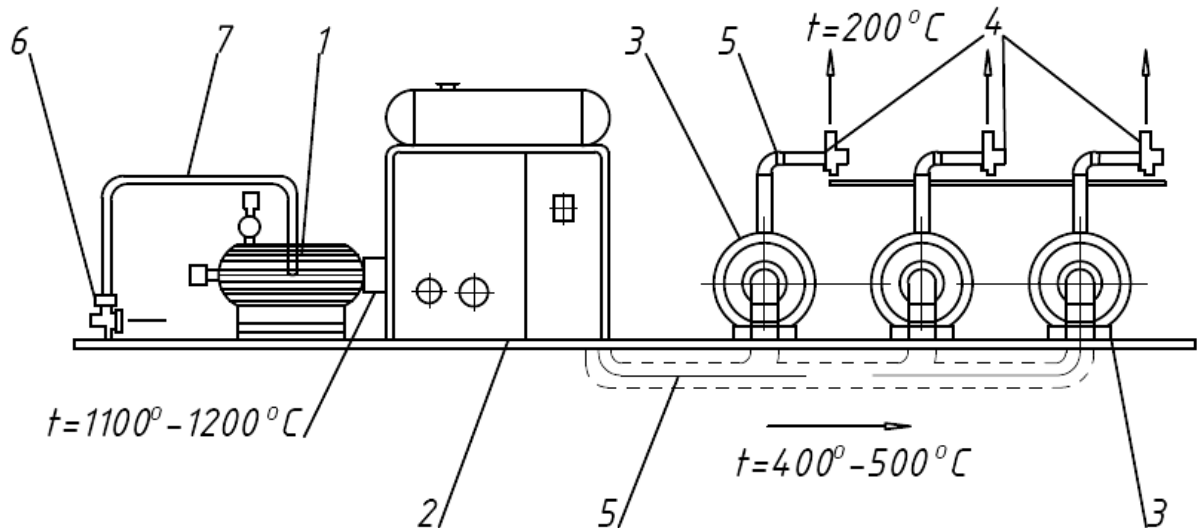


Рис.1.9. Схема комплексного використання теплоти в масложировій промисловості.

1 – циклонне топлення; 2 – паровий котел; 3 – барабанні сушильні установки; 4 – вентилятори; 5 – газоходи; 6 – вентилятор; 7 – повітряпроводи [28].

Установка працює в такий спосіб. Вода, нагріта в котлі, циркулює через систему обігріву теплиці і вертається в котел. Продукти згорання з котла подаються в контактний утилізатор, де нагрівають воду, що циркулює в системі підґрунтового підігріву теплиці. При цьому вода послідовно проходить повітряний декарбонізатор, де відбувається видалення з неї розчиненого вуглекислого газу, бак-акумулятор, систему підґрунтового обігріву та вертається в утилізатор теплоти.

### **1.3. Методи аналізу ефективності використання теплоти теплонавантажених промислових підприємств**

Не всі енергозберігаючі заходи ефективні економічно. Капітальні витрати, пов'язані з придбанням та встановленням теплообмінника, а також витрати на його експлуатацію (додаткова електроенергія на прокачку теплоносія, технічне обслуговування) можуть перевищити економію, обумовлену використанням теплоти вторинних енергоресурсів. Таким чином, при плануванні заходів необхідно передбачати проведення їх техніко-економічної оцінки. Спостерігається щорічне зростання цін і наближення їх до європейського рівня. При проведенні техніко-економічних оцінок цю обставину необхідно обов'язково враховувати [32]. В якості основного індикатора оцінки ефективності розвитку підприємств приймають собівартість продукції. Собівартість являє собою об'єктивну економічну категорію, що визначає оптимум розвитку діяльності підприємства, що полягає в забезпеченні досягнення найбільших результатів при найменших витратах [33, 34]. Саме в цій якості собівартість використовується при оцінці ефективності виробництва.

Рішення про доцільність реалізації тієї чи іншої програми утилізації схеми і застосування теплоутилізаторів певного типу має базуватися на всебічному аналізі, що дозволяє врахувати вплив на ефективність теплоутилізації максимально можливої кількості чинників [11]. Для оцінки ефективності систем теплоутилізації застосовується метод ексергетичного аналізу [35, 36], застосування якого дозволяє оптимізувати технічні характеристики пристроїв [37]. Поширений також класичний метод термодинамічного аналізу на основі рівнянь теплового балансу [36]. Вводиться концепція енергоспоживання для прогнозування максимального енергетичного потенціалу і мінімальних втрат тепла від газу.

Позитивний приклад використання методу аналізу ефективності наведений в [38]. Теплоекономічні розрахунки теплообмінного пристрою

[38] виконані для оцінки енергетичної ефективності системи утилізації будівлі ресторану, розташованого в Ясси, Румунія. Застосовуючи запропоновану систему оцінки, автори досягли 30,9% економії енергії в загальній потребі теплоти для опалення та підготовки гарячої води.

#### **1.4. Застосування гранульованих матеріалів в теплоенергетиці**

Прикладами застосування дисперсних шарів в теплоенергетиці можуть бути спалювання палива в шарі (причому останнім часом найбільший інтерес представляє спалювання біомаси [39, 40]), нагрів сипкого матеріалу [41], процеси гетерогенного каталізу [42, 43], сушка в шарі [44, 45, 46].

Перенесення теплоти до частинок від потоку газу, що проходить через шар дисперсного матеріалу, визначає в багатьох випадках швидкість і стійкість процесів, що протікають між твердим і газовим компонентом [47]. При проектуванні теплообмінників регенеративних систем необхідно мати дані про вплив ряду факторів на теплообмін між частинками і газом. Визначальний вплив на теплообмін надає витрата теплоносіїв, тривалість циклу [48,49], розмір часток і особливості їх укладання [50, 51,52]. З метою оптимізації процесу в [52] розглядається робота теплообмінників, які використовують насадку з матеріалів різної геометрії: сферичні частинки, кільця, брикети. Розвиток енергозберігаючих методів на основі застосування дисперсних теплоносіїв демонструє свою ефективність також для систем вентиляції [53].

#### **1.5. Класифікація дисперсних систем**

Існує класифікація дисперсних систем за агрегатним станом, за розмірами і по мірності, які використовують в залежності від особливостей їх застосування [54]. Дисперсними називають системи «газ-тверді частки», «рідина-тверді частки». Їх найважливішою характеристикою є об'ємна концентрація частинок, що представляє собою відношення об'ємів часток і

всієї системи. Залежно від об'ємної концентрації  $\beta = \frac{v_T}{v_r + v_T}$  дисперсні

системи поділяють на такі класи [55]:

- слабозапиленний потік  $0 < \beta \leq 4 \cdot 10^{-4}$ ;
- газозвись  $4 \cdot 10^{-4} \leq \beta \leq 2 \cdot 10^{-2}$ ;
- флюїдний потік  $2 \cdot 10^{-2} \leq \beta \leq 3.5 \cdot 10^{-2}$ ;
- падаючий шар, псевдозріджений (киплячий) шар  $3.5 \cdot 10^{-2} \leq \beta \leq 5 \cdot 10^{-1}$ ;
- щільний рухомий, нерухомий шарт  $5 \cdot 10^{-1} \leq \beta \leq 7.4 \cdot 10^{-1}$ .

На рис. 1.10. представлена залежність втрат тиску в щільному і псевдозрідженому шарах від швидкості, яка називається кривою псевдозрідження [56].

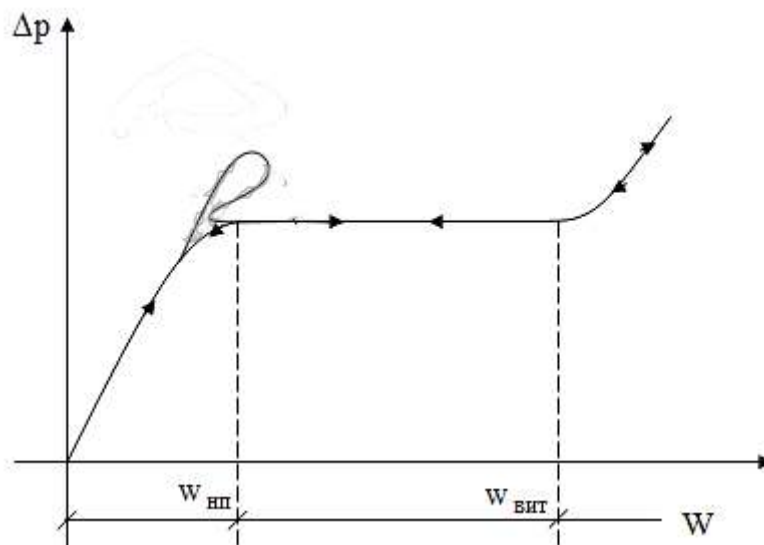


Рис. 1.10. Крива псевдозрідження [54]

При збільшенні швидкості від 0 до  $w_{III}$  втрати тиску в щільному шарі зростають, в псевдозрідженому шарі в області  $w_{III} \leq w \leq w_{VIT}$  залишаються незмінними, а для газозвись при  $w > w_{VIT}$  зростають. Пік (підвищення  $\Delta p$ ) в момент переходу щільного шару в псевдозріджений (при  $w = w_{III}$ ), що становить 5-10%, пояснюється додатковою витратою енергії на подолання

сил зчеплення між частинками. При зменшенні швидкості від  $w_{\text{вит}}$  до нуля відбувається зворотний процес переходу псевдозрідженого шару в щільний. На графіку зворотного процесу пік відсутній. Швидкості початку псевдозрідження і витання залежать від щільності та розміру часток, щільності та кінематичної в'язкості середовища, що зріджує.

Зазвичай термін «дисперсні системи» застосовують до колоїдних розчинів і золів. Тому в даній роботі замість терміна «дисперсна система» використовується термін «гранульована».

### **1.6. Використання регенеративних теплообмінників з рухомим щільним шаром, що продувається газовим потоком**

В [57] розглянуто один з варіантів енергозбереження в промисловій та комунальній теплоенергетиці шляхом глибокої утилізації теплоти відхідних з котлів продуктів згорання газоподібного палива. Визначено вплив діаметра куль проміжного (твердих часток) теплоносія і швидкостей руху газів на енергоефективність. Отримано, що збільшення діаметра кулі від 3 до 15 мм призводить до зниження питомої поверхні теплообміну від  $a=1134 \text{ м}^2/\text{м}^3$  до  $a=242 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Це призводить, при відносно невеликій зміні коефіцієнтів теплопередачі, до різкого зниження компактності, тому що при збереженні швидкостей фільтрації газів і повітря істотно збільшуються товщини шару в газовій і повітряної частини теплоутилизатора.

В регенеративних теплообмінниках процес перенесення теплоти від гарячого теплоносія до холодного поділяється в часі на два періоди і відбувається при поперемінному нагріванні і охолодженні насадки. Теплообмінники цього типу найчастіше застосовуються для регенерації теплоти відхідних газів.

Регенеративні теплообмінники зазвичай складаються з двох апаратів циліндричної форми, корпуси яких заповнюють насадкою у вигляді згорнутої в спіраль гофрованої металевої стрічки, гратчастої цегляної кладки, шматків

шамоту, листового металу та інших матеріалів. Ця насадка поперемінно нагрівається при контанті з гарячим теплоносієм, потім, з холодним теплоносієм та віддає йому свою теплоту.

Окремим важливим завданням, що виникає при проектуванні акумулятора теплоти з гранульованою насадкою, є визначення оптимальної товщини шару  $H$ . Рекомендація [58] щодо висоти шару на основі гідродинамічного критерію, згідно з якою вона повинна складати  $h'=(20 \dots 30) d_e$ , (де  $d_e$  - еквівалентний діаметр частинок, для керамзиту рівний 0,0097-0,019 м), не може бути прийнята. Вплив висоти зернистого шару і швидкості газового потоку на газорозподіл в зернистому шарі описано в монографії [59]. Визначено, що зі збільшенням  $H$  спостерігається тенденція до зниження висоти пристінного сплеску швидкості потоку, а з ростом швидкості спостерігається деяке зменшення відносини і згладжування профілю швидкості, що можна пояснити значним збільшенням втрати напору в пристінній області в порівнянні з іншою частиною апарату. Відповідно до [60], висота шару, яку можна прийняти як висоту гідродинамічної стабілізації, становить  $H_{\text{гидр.ст}} = (7-10) d_e$ . Тому найменше значення висоти апарату для насадки з керамзиту становить  $H=(0,18-0,25)$  м.

## **1.7 Особливості руху щільного шару гранульованих матеріалів**

1.7.1. Відомості про механізм вільного руху в каналі. Витікання різних сипучих матеріалів добре вивчено для умов, які називаються умовами вільного гравітаційного витікання [61], [62], [63], [49]. [64]. Це означає, що має місце витікання при відсутності збудників руху, крім сили ваги. Сипучу середу можна розглядати як сукупність дрібних частинок, що є ланками складних кінематичних ланцюгів. У точці контакту частинок діють сили тертя і одностороннього стиснення. У момент переходу від статичного стану до стану відносного руху відбувається розрив в цьому ланцюзі. В результаті виникає нове поєднання контактів, в яких зростаючі

сили прагнуть відновити стан відносного спокою. Цьому сприяє зміна кривизни силових ліній, поки відносний спокій знов не зміниться відносним рухом, що призведе до чергового зриву. При безперервному русі процес буде періодично повторюватися.

Для сипучого середовища, що гравітаційно рухається в режимі щільного шару, характерно: збільшення тиску на бічні стінки каналів при переході шару в рух; сприйняття невеликих зусиль дном каналу; незалежність витрати шару в процесі його вільного витікання від висоти шару (на відміну від однорідних рідин); пульсаційний, періодичний характер повільного опускання шару, зазначений Грегорі як рух з «зависанням і прослизанням» та ін. [65], [66], [67]. Над випускним отвором створюється своєрідна структура шару, яка складається з заклиених частинок і спирається на нерухомі укуси матеріалу, що утворюються під кутом обвалення на дні каналу. Ця структура має назву динамічного зводу і представлена на рис. 1.11 [68, 69].

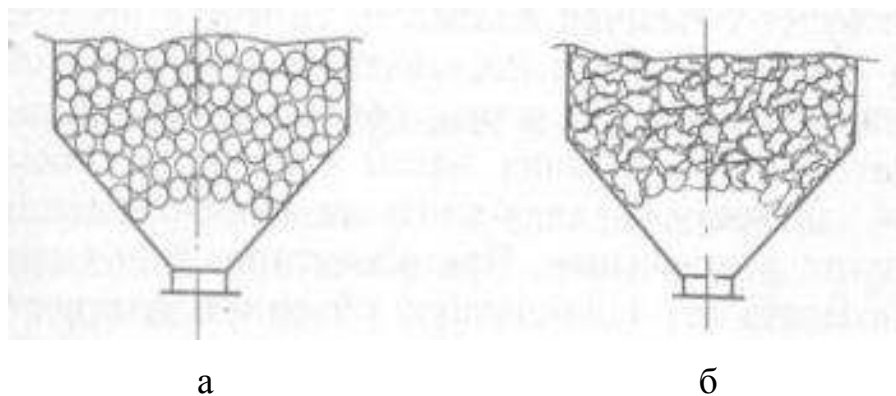


Рис. 1.11. Умови зводуутворення

а – контакт між частинками, однаковими за розміром і формою, тільки в окремих точках, тому зводуутворення практично виключено; б – контакт між великими частками різного розміру значний; рівноважний стан призводить до зводуутворення.

Динамічний звід безперервно руйнується у зв'язку з випаданням частинок в підзвідному просторі і відновлюється у зв'язку з підходом частинок з надзвідного простору. По суті процес витікання в районі випуску обмеженого висотою динамічного зводу можна уявити як процес переходу режиму руху щільного шару в режим руху падаючого нещільного шару. Процес витікання залежить не тільки від параметрів динамічного шару, а і від аеродинамічних, а також теплових умов в підзвідному просторі, що не завжди враховується.

Ідеальний гранульований сипучий шар складається з круглих або багатокутних, взаємно не зв'язаних частинок, які переміщуються під впливом сили тяжіння. Цей процес називають характером витікання продукту [70].

Найбільш показовим методом ілюстрації цього гравітаційного потоку є використання прозорого бункера, в який засипають різнозбарвлені горизонтальні шари однакового матеріалу представленому на рис. 1.12.

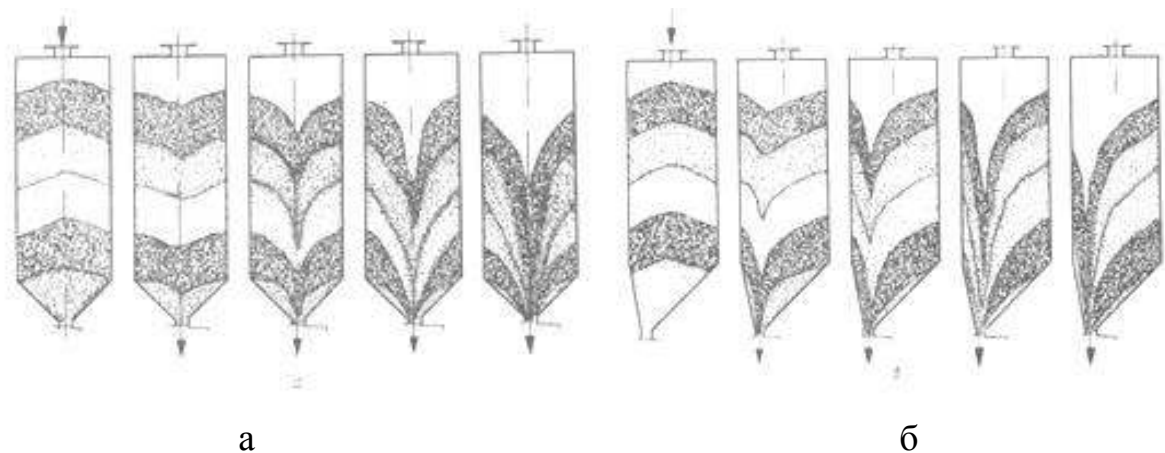


Рис. 1.12 Гравітаційний потік різнозбарвлених шарів однакового матеріалу  
а - центральний випускний отвір; б - ексцентрично розташований  
випускний отвір.

Рис.1.12.а показує рух різних шарів після відкриття розвантажувального клапана бункера з центральним випускним отвором. На рис 1.12. б показаний той же процес в апараті з ексцентричним випускним

отвором. Якщо цей дослід повторити з іншими сипучими матеріалами, то стане ясно, що їх властивості впливають на характер витікання.

Матеріали з хорошою сипучістю характеризуються як легкосипкі, і до них відносяться класичні види зерна - пшениця, кукурудза, насіння сої та ячмінь, а також матеріали нехарчового класу, такі як пісок і зварювальний флюс. Сипучі матеріали з менш сприятливим характером витікання називають важко сипучих. До них відносяться зернові, такі, як тапиока, соєвий шрот, копра і різні гранульовані сипучі матеріали, як керамзит, гравій, галька.

У матеріалів, що володіють хорошою сипучістю, сили зчеплення складу компонентів незначні, тому сипучу масу можна легко привести до витікання під дією сили тяжіння, навіть якщо вона була піддана ущільненню. При витіканні такі матеріали поділяються на окремі частинки. Матеріали з хорошою сипучістю представляють мало проблем, пов'язаних з вибором і проектуванням розвантажувальної системи. У важкосипучих матеріалів сили зчеплення між частинками досить високі і перешкоджають вільному витіканню. Цей опір витіканню може привести до чисельних проблем, наприклад, проблеми завантаження, закупорки, зводуутворення. Умови до витікання визначають тип системи транспортування та її компонентів.

1.7.2. Вплив розміру і форми частинок на характер витікання. Витікання сипучого матеріалу також залежить від вторинної рухливості окремих частинок в процесі їх переміщення. У цьому контексті дуже важливі форма і розмір окремих частинок і тертя між ними. Через вільний простір навколо частинок правильної форми, або скважистість (порозність), їх укладання не може бути таким, щоб між ними утворився механічний зв'язок, і, отже, не може бути перешкод вільному руху будь-якої частки по відношенню до сусідніх. А між частинками неправильної форми або сумішшю великих і маленьких частинок (пил) може бути зчеплення, яке також впливає на характер витікання.

Щоб представити розмір частки неправильної форми одним показником, найбільш часто використовують «середній розмір» [71]. Однак частинки різного розміру одного продукту, які мають однаковий «середній розмір», можуть проявляти абсолютно різні характеристики. Є багато методів визначення розмірів частинок конкретного матеріалу [72]. До них відносяться як простий метод механічного просіювання, який, ймовірно, є найбільш ефективним, так і седиментаційних методи і складні методи оптичної мікроскопії.

Сипучі матеріали, що не містять часток розміром менше 0,25 мм, можуть розглядатися як незв'язані, легкосіпкі матеріали. Частинки матеріалу більшого розміру без частинок меншого розміру в якості сполучних компонентів мають тенденцію вести себе пасивно і не створюють перешкод. Іншими словами, характеристики витікання сипучого матеріалу в основному визначаються вмістом у ньому дрібних частинок [30]

Для характеристики витікання щільного шару і оцінки впливу геометричних і фізичних параметрів ( $D_0/d_T$ ), куту розкриття конуса випускного отвору, фізичних характеристик газового середовища отримано ряд емпіричних розрахункових залежностей, в яких визначальною величиною є значення критерію Фруда [73]. При  $Fr_{кр} = Fr_{сл} > 5$  [74] спостерігається режим руху щільного шару. Для прогнозування витрати сипучих матеріалів через випускні отвори [75] досліджені чотири моделі, які були розроблені. Відзначається істотний вплив об'ємної щільності матеріалу.

Користуючись отриманими емпіричними залежностями для витрати дисперсного матеріалу [74] при розрахунку і конструюванні різних апаратів, в тому числі теплообмінних, можна визначити допустимі межі підвищення швидкості щільного шару без його розриву, відповідно, без різкої зміни (в ряді випадків падіння) інтенсивності теплообміну. Підтвердження і певне уточнення висунутих положень отримано в [76]. Детально вивчаючи перехідні режими, виявлено [76], що можливе існування як щільного, так і

нешільного шару, в залежності від передісторії системи. Між переходом щільного шару в нещільний і зворотним переходом нещільного шару в щільний існує відмінність у значеннях критичного шару Фруда; виникає як би область «гістерезиса», що покриває проміжні режими.

Представляє безумовний науковий інтерес робота [77], присвячена дослідженню і моделюванню процесів течії рідини під час проходження через щільний шар матеріалу. На рис. 1.13 представлена установка, сконструйована для проведення експериментальних досліджень.

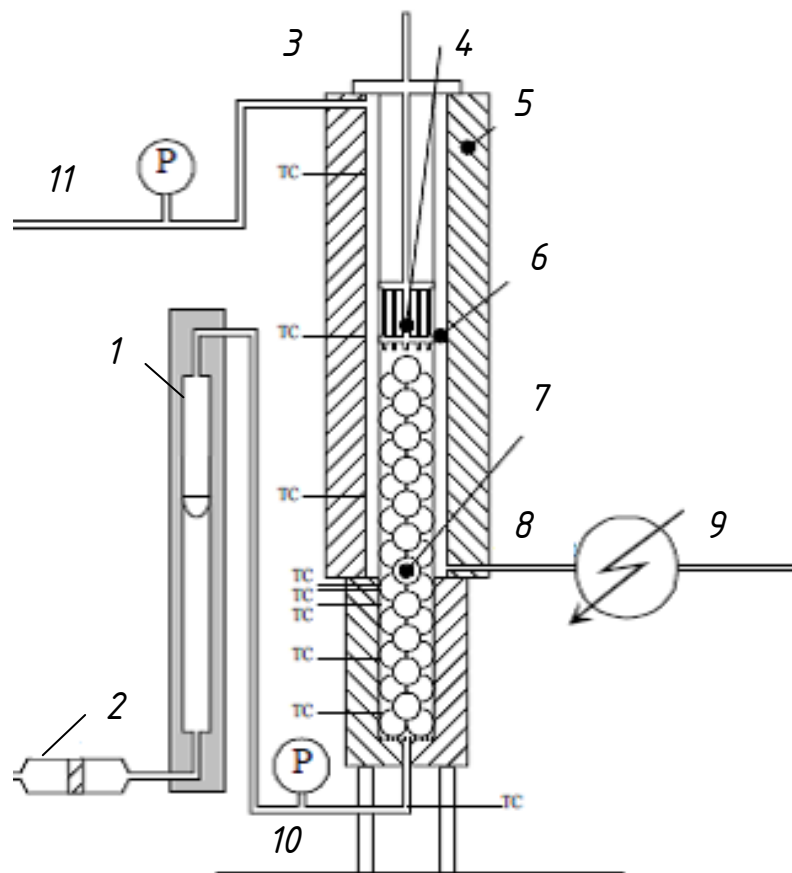


Рис. 1.13. Експериментальна установка для визначення поля температур в щільному шарі [77]

1 – витратомір; 2 – сушарка; 3 – перетин термопар; 4 – термопари;  
5 – ізоляція; 6 – стіна що нагрівається; 7 – шар; 8 – вихід пари; 9 – вихід води;  
10 – вхід повітря; 11 – вхід пари;

Виявлено, що збільшення швидкості потоку знижує різницю температур між точками виміру. Асимптотично знижується ефективний теплоперенос. Розроблений ефективний метод розрахунку локальних швидкостей [77], проте геометрична форма частинок обмежена сферою і циліндром (рис.1.14).

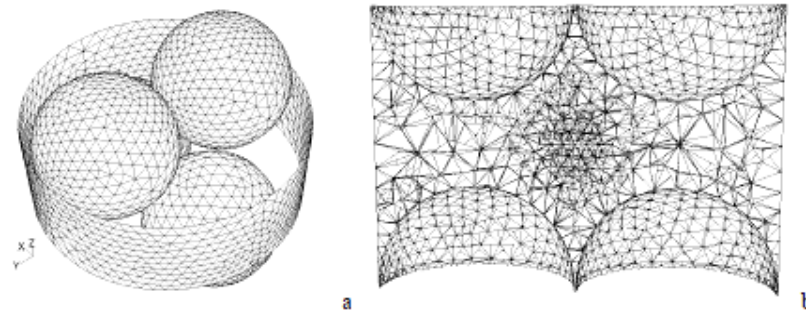


Рис. 1.14. Типові розрахункові точки для поверхні сфери і циліндра [77]

На рис. 1.15. приведена залежність відносної локальної швидкості від відносної координати для різних осьових кутів.

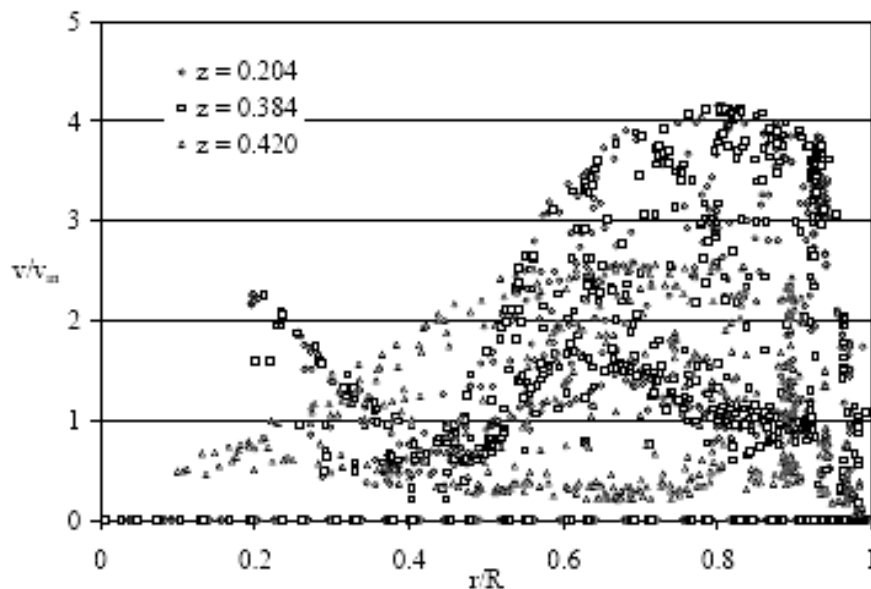


Рис. 1.15. Поле значень безрозмірних швидкостей в залежності від безрозмірною координати при різних радіальних кутах.

$Re=1922, w=1,12 \text{ м/с}$  [77]

У всіх випадках спостерігається збільшення швидкості потоку безпосередньо біля краю каналу.

## **1.8. Теоретико-експериментальне дослідження процесів теплопереносу в щільному шарі гранульованого матеріалу**

1.8.1 Міжкомпонентний теплообмін в нерухомому шарі, що продувається. Результати окремих досліджень показують, що інтенсивність теплообміну в нерухомому шарі вище, ніж в рухомому, що пояснюється деяким розпушення шару при його русі [78]. Однак не відзначається, при якій швидкості описувані ефекти починають проявлятися. Слід зазначити, що матеріали суворої геометрії не є поширеними, що обмежує область застосування результатів.

Отримано, що в нерухомому шарі зернистого матеріалу, який пронизується потоком рідини, при однакових швидкостях рідини коефіцієнти тепловіддачі більші, ніж при псевдозрідженні зернистої насадки. Це явище пояснюється тим, що в нерухомому шарі істотну роль грає фільтраційне перемішування, особливо біля поверхонь теплообміну. У псевдозрідженому шарі це фільтраційне перемішування зменшується саме біля стін труби, і тісного контакту з якими частки виходять після псевдозрідження. В результаті при переході у псевдозріджений стан зростання коефіцієнта тепловіддачі в даному випадку може загальмуватися.

1.8.2. Математичні моделі процесу теплообміну між газовим середовищем і твердими частинками. Особливу складність представляє отримання стійких аналітичних або емпіричних залежностей, які дозволили б проводити оцінку теплових характеристик, таких як кількість теплоти і коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну. Для деяких випадків це завдання вирішено. В [79] моделюється регенератор, заповнений частинками сферичної форми різного діаметру, виготовлених з глинозему, застосування якого визначається наступним. При

високотемпературних застосуваннях гранульованих систем упаковка повинна бути виготовлена з низькопровідних керамічних матеріалів, а механізм теплопередачі буде складатися з конвекції і радіальної провідності всередині твердих частинок. Для моделювання були розглянуті дві математичні моделі; найпростіша модель конвекції і більш складна модель радіальної провідності всередині частинок упаковки. Результати ясно показують, що зменшення швидкості потоку газу, періоду часу та діаметра упаковки збільшує ефективність системи.

Моделювання процесів теплообміну в регенераторі з насадкою в умовах фазових переходів [80] ґрунтується на осередковій моделі. Моделювання процесів теплообміну між газом і твердими частинками приділяється значна увага [81], [82], [83] внаслідок важливості знань про вплив окремих факторів і умов на розподіл температур і ефективність теплообміну. В [84] запропонована осередкова математична модель теплообміну між стохастично рухомими потоками газу і сипучого матеріалу при розподіленій по довжині подачі гарячого газу. Модель застосовна для проти- і прямотечії і дозволяє отримувати дані з розподілу температур газового і твердого компонентів в теплообмінному апараті. Запропонована модель являє безумовний науковий інтерес для контактних теплообмінників з розподіленою подачею газу, проте для розрахунку технологічно важливих характеристик процесу і вироблення рекомендації по його раціональній організації необхідно максимальне наближення умов однозначності до приватної задачі

В [85] представлені два застосування регенераторів: стаціонарний і роторний. У регенераторах з нерухомим шаром (FBR) шар фіксується, і гарячі та холодні потоки періодично пропускаються через шар, в той час як в ротаційному потоки фіксуються, а шар обертається протилежно кожного потоку. Вони використовуються в обробних галузях промисловості, таких як алюмінієва і скляна промисловість та електростанції протягом багатьох років. Розглядаються основні математичні моделі, що застосовуються при

комп'ютерному моделюванні регенераторів, які були прийняті для розробки гарячого двигуна Стірлінга в кількісну картину перехідного теплового відгуку. В роботі [55] моделюванню процесів теплообміну в поєднанні з масообміном і при обліку протікання хімічних реакцій між потоками газового та твердого компонентів приділяється значна увага, отримані рішення дозволяють визначати поля температур і вологовміст для апаратів з щільними дисперсними системами, що застосовуються в енергетиці, металургії, хімічній, харчовій та інших галузях промисловості. Метод моделювання, що застосовується в цих роботах, представляється раціональним для отримання математичного опису процесів теплообміну в даній системі.

Найбільш результативними представляються двокомпонентні моделі, в яких шар розглядається, як система, що складається з двох компонентів, між якими протікають міжкомпонентні процеси тепло- і масообміну [86], [87], [88], [89], [74], [90].

Згідно двокомпонентній гомогенній моделі [91], шар складається з двох компонентів – газового і твердого. Кондуктивний теплоперенос в компонентах характеризується ефективними коефіцієнтами теплопровідності,  $\lambda_{\Gamma}^*$ ,  $\lambda_{\Gamma}^*$  дифузне перенесення в газі – ефективним коефіцієнтом дифузії  $D_{\Gamma}^*$ , міжкомпонентний тепло- і масообмін - коефіцієнтами тепло- і масовіддачі,  $\alpha_{\text{м}}$ ,  $\beta_{\text{м}}$ , теплообмін кожного з компонентів з зануреними поверхнями - коефіцієнтами тепловіддачі  $\alpha_{\text{ст}}^{\Gamma}$ ,  $\alpha_{\text{ст}}^{\Gamma}$ . Для спрощення моделі внутрішні термічний і дифузійний опір переносу в частинках прийняті малими і ними нехтують в порівнянні з зовнішніми, що дозволило виключити рівняння теплопровідності і дифузії в них. Однак при необхідності зазначені опори можуть бути враховані шляхом внесення відповідних поправок в значення коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну. Перенесення теплоти в газовому компоненті, обумовлено

масопереносом, також не враховується. При рівномірному розподілі по перетині порозності шару, швидкості газу, площі занурених поверхонь поперечний градієнт температур і концентрація зневажливо малі в порівнянні з поздовжніми, внаслідок чого задачу можна вважати одномірною. Математична двокомпонентна модель нестационарного тепломасопереносу в шарі з зануреними поверхнями при протіканні хімічної реакції у зовнішньо дифузійній області, отримана на підставі законів збереження і перенесення енергії і маси, включає:

- рівняння теплопереносу в газовому компоненті:

$$\rho_{\Gamma} c_{p_{\Gamma}} \varepsilon (1 - \beta_2) \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial \tau} + \rho_{\Gamma} c_{p_{\Gamma}} (1 - \beta_1) w_{\Gamma} \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial x} = (1 - \beta_1) \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_{\Gamma}^* \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial x} \right) + \alpha_M a (1 - \beta_2) (t_T - t_{\Gamma}) - \alpha_{ct}^{\Gamma} F_{ct} (t_{\Gamma} - t_{ct}), \quad (1.1)$$

- рівняння теплопереносу в твердому компоненті:

$$\rho_T c_T (1 - \varepsilon) (1 - \beta_2) \frac{\partial t_T}{\partial \tau} = (1 - \beta_1) \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_T^* \frac{\partial t_T}{\partial x} \right) - \alpha_M a (1 - \beta_2) (t_T - t_{\Gamma}) - \alpha_{ct}^T F_{ct} (t_T - t_{ct}) + r_p \beta_M a (1 - \beta_2) (m_{\Gamma} - m_T), \quad (1.2)$$

- рівняння масопереносу в газовому компоненті:

$$\rho_{\Gamma} \varepsilon (1 - \beta_2) \frac{\partial m_{\Gamma}}{\partial \tau} + \rho_{\Gamma} (1 - \beta_1) w_{\Gamma} \frac{\partial m_{\Gamma}}{\partial x} = (1 - \beta_1) \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{\Gamma}^* \rho_{\Gamma} \frac{\partial m_{\Gamma}}{\partial x} \right) - \beta_M a (1 - \beta_2) (m_{\Gamma} - m_T) \quad (1.3)$$

Початкові умови:

$$\text{При } \tau = 0 \quad t_T = t_{T0}, \quad m_{\Gamma} = m_{\Gamma 0} \quad (1.4)$$

Граничні умови:

$$\text{При } x = 0 \quad t_T = t_{T0} \quad t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\prime}, \quad m_{\Gamma} = m_{\Gamma}^{\prime} \quad (1.5)$$

$$\frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial x} = \frac{\partial t_T}{\partial x} = \frac{\partial m_{\Gamma}}{\partial x} = 0$$

де  $D_{\Gamma}^*$  – ефективний коефіцієнт дифузії газового компонента,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $F_{ct}$  – питома площа занурених поверхонь,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ ;  $m_{\Gamma}$ ,  $m_T$  – безрозмірні масові

концентрації реагенту в газовому компоненті і на поверхні частинок;  $\lambda_{\Gamma}^*$ ,  $\lambda_{\Gamma}^*$  – ефективні аксіальні коефіцієнти теплопровідності газового і твердого компонентів, Вт/(м·К).

Рішення рівнянь (1.1–1.3) з відповідними умовами однозначності дозволяє знайти розподіл по висоті шару температур компонентів, концентрацій реагенту, ступеня перетворення, кількості теплоти, переданої зануреним поверхням. Може бути також визначена площа занурених поверхонь, необхідна для досягнення заданої температури компонентів (тобто передачі заданого теплового потоку), організації оптимального для конкретної реакції температурного профілю. Наведена математична модель придатна для конструкторських і перевірочних розрахунків апаратів з шаруватими системами.

В певній галузі зміни параметрів, коли температури компонентів практично однакові ( $t_{\Gamma} = t_{\Gamma} = t$ ), для шару, що продувається, може бути застосована однокомпонентна модель. Рівняння теплопереносу в шарі має вигляд:

$$\rho_{\text{ш}} c_{\text{ш}} (1 - \beta_2) \frac{\partial t}{\partial \tau} + \rho_{\Gamma} c_{\Gamma} (1 - \beta_1) w_{\Gamma} \frac{\partial t}{\partial x} = (1 - \beta_1) \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda^* \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \alpha_{\text{ш}} F_{\text{ст}} (t - t_{\text{ст}}) + q_v (1 - \beta_2), \quad (1.6)$$

де  $\rho_{\text{ш}}$  – густина,  $c_{\text{ш}}$  – теплоємність,  $\lambda^*$  – ефективний коефіцієнт аксіальної теплопровідності шару;  $\alpha_{\text{ст}}$  – коефіцієнт теплообміну шару з зануреними поверхнями.

Початкові та граничні умови:

$$\text{При } \tau = 0 \quad t = t_0, \quad (1.7)$$

$$\text{При } x = 0: \quad t_{\Gamma} = t_{\Gamma 0} \quad t = t' \quad (1.8)$$

Однокомпонентна модель може бути застосована за умов:

$$\gamma = \frac{\alpha_{\text{ст}}^{\Gamma} F_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{м}} a (1 - \beta_2)} \ll 1; \quad \varepsilon_{\text{м}} = \frac{\lambda_{\Gamma}^* (1 - \beta_1)}{\alpha_{\text{м}} a (1 - \beta_2) d_{\Gamma}^2} \ll 1,$$

тобто коли міжкомпонентний теплообмін в шарі значно перевищує теплоперенос за рахунок теплопровідності в твердому компоненті і теплообмін цього компонента з зануреними поверхнями.

В [92] представлена математична модель теплопереносу в щільному шарі, отримана з урахуванням радіальної теплопровідності. Верифікація моделі з експериментальними даними показала, що для отримання збіжних значень необхідні точні дані за коефіцієнтами тепловіддачі.

Моделювання теплообміну при сушінні твердих частинок і рішення задачі методом кінцевих елементів [83] демонструє великі можливості методу. В основу моделі покладено, що основний механізм теплопереносу визначається теплообміном між газом і твердими частинками.

Модель газового компонента представлена наступними залежностями.

- збереження маси:

$$\frac{\partial(\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}\vec{u}_{\Gamma}) = S_m, \quad (1.9)$$

де  $S_m$  – потік маси. У даній моделі цим потоком нехтують.

- збереження моменту:

$$\frac{\partial(\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}u_x)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}\vec{u}_{\Gamma}u_x) = \nabla \cdot (\mu_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}\nabla(u_x)) - \varepsilon_{\Gamma} \frac{\partial p}{\partial x} + S_x, \quad (1.10)$$

де  $S_x$  – джерело моменту руху в напрямку  $x$ , який виникає внаслідок перенесення моменту з частинками, а також внаслідок тертя зі стінкою каналу.

- збереження енергії:

$$\frac{\partial(\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}\vec{u}_{\Gamma}H) = \nabla \cdot (\Gamma_{\Gamma}\varepsilon_{\Gamma}\nabla(H)) + S_e, \quad (1.11)$$

де коефіцієнт дифузії:

$$\Gamma_{\Gamma} = k_{\Gamma} / c_{\Gamma}, \quad (1.12)$$

і стагнація ентальпії:

$$H = T_{\Gamma}c_{p\Gamma} + \frac{1}{2}u_{\Gamma}^2. \quad (1.13)$$

Джерело енергії  $S_e$  включає теплоперенос між газом і твердими частинками і газом і стінкою труби і механічну роботу, пов'язану з тертям об стінку каналу. Модель твердої фази: частинки в полі газового потоку можуть бути піддані силам, обумовленим гравітацією, гідравлічним опором і зіткненнями з іншими частинками і стінкою труби. Обчислюються сили гідравлічного опору і сили зіткнення. Траєкторії часток обчислювалися шляхом застосування другого закону руху Ньютона до кожній частинці.

1.8.3 Теплопровідність у шарі та вплив розміру часток. Вивчення властивостей гранульованих матеріалів як середовища для теплопереносу та акумуляції енергії необхідні для оцінки сукупності механізмів теплопередачі в шарі матеріалу [93], [94]. Модель теплопровідності зернистого шару з нерухомим суцільним середовищем і її математична інтерпретація запропонована в [95]. Запропоновано рівняння для розрахунку ефективної теплопроводності зернистого шару з нерухомим суцільним середовищем такого вигляду:

$$\lambda_{\text{эф}} = 0,0032 \cdot \lambda_1 + 0,6724 \cdot \lambda_2 + 0,3244 \frac{1,0273 \cdot \lambda_1}{1 + 0,0273 \frac{\lambda_1}{\lambda_2}}. \quad (1.14)$$

Стверджується, що рівняння (1.14) можна рекомендувати для розрахунку ефективної теплопровідності реальних зернистих систем з рідким суцільним середовищем. Якщо зернистий шар утворений металевими частинками, необхідно враховувати наявність окисної плівки на поверхні частини.

В [96] наведені результати дослідження суміші частинок різних розмірів на теплопровідність. Наведені результати показують, що суміші з різним співвідношенням розмірів демонструють різні нелінійні еволюції значень теплопровідності із сумішами. Зокрема, суміші з великими ізоляційними матеріалами (наприклад, гумові частки) мають більш високу теплопровідність, ніж ті, у яких невеликі. Це пов'язано з тим, що більші

ізолюючі частки забезпечують кращу взаємозв'язок між провідними частинками, що дозволяє уникнути переривання теплопровідності провідних частинок. Аналогічні дослідження, проведені з використанням природного піску, підтверджують значний вплив відносного розміру ізоляційних частинок.

Експериментальні значення ефективної теплопровідності показують, що розмір зернистих матеріалів, які становлять суміш, є домінуючим фактором, що впливає на провідність: він має більший вплив, ніж об'ємна частка кожного компонента. Спостереження призводять до наступних висновків. Теплопровідність гранульованої суміші зменшується зі збільшенням кількості гумових часток, що менш теплопровідні. Відносний розмір часток менше провідного матеріалу визначає унікальну еволюцію теплопровідності за рахунок її впливу на просторову конфігурацію між'єднань провідних частинок (рис. 1.16).

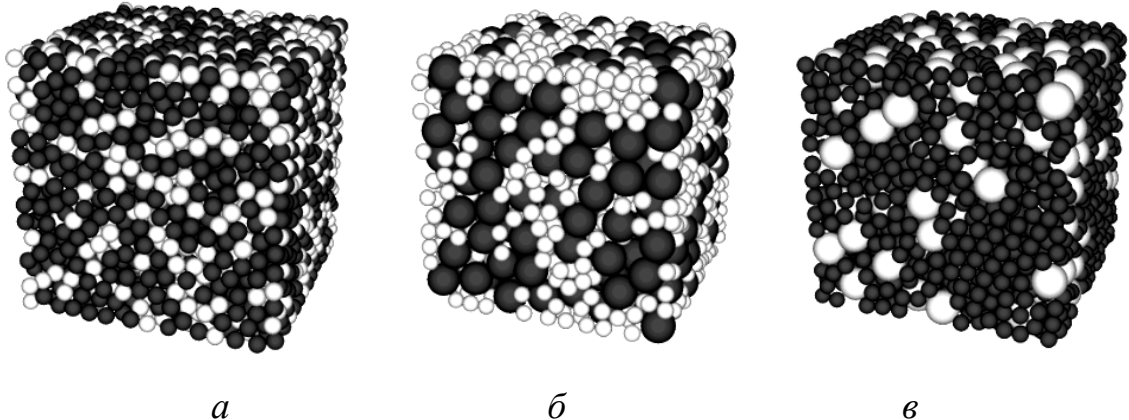


Рис. 1. 16. Група частинок для скляної насадки (с) і гумової (г) суміші ( $V_c=40\%$ ) жовтим кольором забарвлений скляний шар і чорний колір означає гумові (каучуков) частки

$$a - d_r/d_c \approx 1; \quad b - d_r/d_c \approx 4; \quad v - d_r/d_c \approx 0,25 \quad [97]$$

Тому включення великих ізоляційних матеріалів більшою мірою сприяє теплопровідності, ніж присутність невеликих ізоляційних частинок,

незважаючи на те, що суміші мають однакові об'ємні частки кожного компонента.

1.8.4. Залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при теплообміні між газом і твердими частками. Для проведення розрахунків теплообміну по аналітичним залежностям, отриманим на основі математичних моделей [51, 97], необхідні надійні дані за коефіцієнтами міжкомпонентного теплообміну. Запропоновано модель [98], яка дозволяє при застосуванні числового методу сіток отримувати дані про тепловий стан шару. Для розрахунків також необхідні дані за коефіцієнтами міжкомпонентного теплообміну. Теоретичне і експериментальне дослідження [99] довели, що при використанні щільного шару для ефективної акумуляції теплової енергії число Біо має бути якомога нижчим, щоб тепловий опір всередині твердого тіла не ставав домінуючим. Слід зазначити, що точність визначення числа Біо залежить від точності значення коефіцієнтів теплообміну. В [100] наведено порівняльну оцінку даних по узагальненим залежностям для коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну, отриманим різними авторами. У більшості випадків вказується, що критерієм, який визначає теплообмін, є число Рейнольдса. Визначальними параметрами також можуть бути число Архімеда, число Стентона і число Фруда. Залежності отримані для тіл простий геометрії, таких як куля і циліндр [100].

Залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі отримані для рухомого і нерухомого щільного шару, а також для флюїдизованих потоків [101], [102], [103], [104], [105]. Основна відмінність рухомого щільного шару від нерухомого полягає в деякому розпушенні шару при його русі. Збільшення порозності рухомого шару призводить до помітного відносного переміщення частинок щодо один одного як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках. Порозність шару поблизу стінок, на відстанях декількох діаметрів частинок, декілька більше, ніж в основному потоці

дисперсного матеріалу, що призводить до відповідного локального збільшення швидкості фільтрації газу.

Особливості тепловіддачі в шарі наочно демонструється даними досліджень [95]. На рис. 1.17 показані характерні криві для коефіцієнта тепловіддачі в при русі в порожній трубі; при псевдозрідженні зернистого матеріалу; в нерухомому шарі зернистого матеріалу.

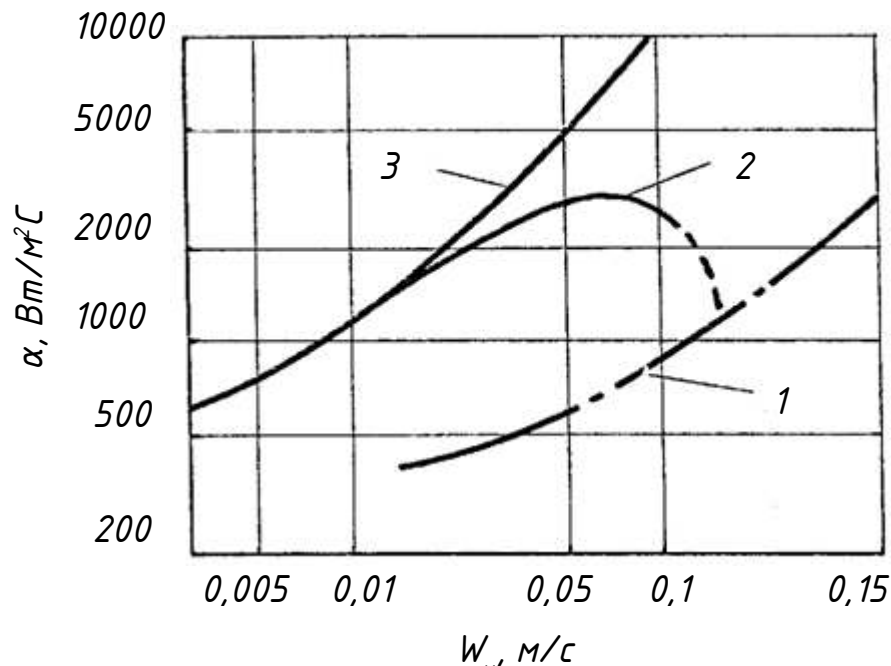


Рис. 1.17. Залежність  $\alpha$  від  $w_m$  при русі рідини в трубі [95].

- 1 - при русі в порожній трубі; 2 - при псевдозрідженні зернистого матеріалу;  
3 - в нерухомому шарі зернистого матеріалу.

Визначення локальної тепловіддачі частки в шарі показало, що її зміна в порівнянні з одиночною часткою тим більша, чим менше розрідженість укладання і вище число Рейнольдса [47, 106].

Залежності для розрахунку коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну, отримані при узагальненні експериментальних даних по нагріву сталевих, свинцевих і скляних кулястих шарів ( $d=4,3\div 1,6$  мм) приведені в [107]. Максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі від газу до нерухомого зернистого шару зерен, досягнуті в діапазоні чисел  $30 < Ar < 1,35 \cdot 10^5$ ,

узагальнені критеріальним рівнянням  $Nu_{\max} = 0,86 \cdot Ar^{0,2}$ , де  $Ar$  – критерій Арихімеда для частки  $Ar = d^3 g \rho_{\text{ч}} \rho_{\text{г}} / \mu^2$  [108].

Огляд робіт, що стосуються залежностей за коефіцієнтами тепловіддачі, наведено в [100]. Відзначається, що визначення достовірних коефіцієнтів тепловіддачі може бути забезпечено на основі ретельно поставленого експериментального дослідження. За результатами досліджень авторами складені залежності числа Нуссельта від умов теплообміну, зокрема, числа Рейнольдса, для циркулюючого кулястого теплоносія. Звертає на себе увагу великий розкид значень. Результати цього дослідження та дані інших авторів представлені вигляді графіків залежності:

$$Nu\left(\frac{d}{d_e}\right) = f(Re), \quad (1.15)$$

де  $d_e$  – еквівалентний діаметр сфери,  $a$  – питома поверхня часток одиниці об'єму:

$$d_e = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{a} \quad (1.16)$$

Розкид значень чисел Нуссельта досить великий. Відхилення від середнього значення числа  $Nu$  у всьому діапазоні зміни чисел  $Re$  складає 30%.

Автори [100] стверджують, що для шару з нерухогими кулями раціонально використовувати залежність (1.17):

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,863} \quad (1.17)$$

Для низхідного потоку при охолодженні при  $Re > 500$  запропонована наступна залежність:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,53} - 0,15 \cdot Re^{0,83} \quad (1.18)$$

В [109] для ансамблю частинок залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі можуть бути представлені в наступному вигляді:

$$Nu_s = 2 + 0,6 \varepsilon_{\text{ш}}^n Re_s^{1/2} Pr^{1/3} Re_s \leq 200 \quad (1.19)$$

$$\text{Nu}_s = 2 + 0.5 \cdot \varepsilon_{\text{ш}}^n \text{Re}_s^{1/2} \text{Pr}^{1/3} + 0.02 \varepsilon_{\text{ш}}^n \text{Re}_s^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \quad 200 < \text{Re}_s \leq 1500 \quad (1.20)$$

$$\text{Nu}_s = 2 + 0.000045 \varepsilon_{\text{ш}}^n \text{Re}_s^{1.8} \quad \text{Re}_s > 1500 \quad (1.21)$$

де  $\varepsilon_{\text{ш}}$  – порозність шару. Показник експоненти ( $n = 3,5$ ) встановлений для 3 мм поліетиленових пелет.

1.8.5. Дослідження аеродинамічного опору шару. Першочерговим завданням експериментальних досліджень є визначення коефіцієнтів опору шару. В [110] на основі експериментальних досліджень визначені коефіцієнти опору великого діапазону зерен і соломи в повітряному потоці. Обговорюється форма та запропоновано коефіцієнти форми для несферичних частинок. Коефіцієнти переносу корелювали для різних насіння і соломинок в залежності від числа Рейнольдса, групуючи частки в межах сфери і циліндра.

Аеродинамічний опір шару можна розрахувати з формули [55]:

$$\Delta p = f_e \frac{\rho_{\Gamma} w_{\Phi}^2}{2} \frac{a_{\text{пит}}}{\varepsilon^3} \delta, \text{ Па}, \quad (1.22)$$

де  $f_e$  – еквівалентний коефіцієнт опору шару, який визначається для різних режимів течії (в'язкого, інерційного, в'язко-інерційного) із залежності

$$f_e = \frac{8}{\text{Re}_e} \alpha + \alpha_{\text{ін}}, \quad (1.23)$$

в якій  $\text{Re}_e = \frac{4w_{\Phi}}{a_{\text{пит}} v_{\Gamma}}$  – еквівалентне число Рейнольдса,  $\alpha$ ,  $\alpha_{\text{ін}}$  –

коефіцієнти, що залежать від форми часток.

Для гладких сферичних частинок  $\alpha=4,55$ ;  $\alpha_{\text{ін}}=0,45$ ; для кускових матеріалів  $\alpha=5,0$ ;  $\alpha_{\text{ін}}=0,75$ .

Швидкість шару сипучого матеріалу в апараті може бути визначена з рівняння суцільності:

$$w_{\text{ш}} = \frac{G_{\text{ш}}}{\rho_{\Gamma} (1 - \varepsilon) f}, \text{ м/с}, \quad (1.24)$$

В якому  $f$  – перетин для проходу шару (при протитечії воно збігається з перетином для газу  $f_T = f_r$ ).

На відміну від газосуспензії і флюїдної суспензії, умови обтікання твердої компоненти характерні неповним омиванням поверхні кожної частинки через застійні зони в місцях їх стикування; газова фаза рухається в міжзернових зазорах змінного перерізу, у вільній поверхні частинок спостерігається рання турбулізація приграничного шару.

Аеродинамічні характеристики ( $\xi$ ,  $\Delta p$ ) рухомого і нерухомого шарів неоднакові, хоча в ряді випадків в протитечії і низхідних схемах їх значення приблизні один до одного, якщо швидкість твердої фази незначна.

Спадний прямотік і протитечія зазвичай розраховуються за формулами нерухомого шару. Однак в цих випадках слід врахувати, що продування шару може привести до прискорення або уповільнення його руху у зв'язку з помітним збільшенням продуктивності випускних ділянок. Крім цього, рух частинок змінює структуру пристенного шару (особливо при  $D/d < 20-30$  мм) і призводить до зміни точок дотику частинок. Далі за даними Хаппеля швидкість частинок може не враховуватися лише при коефіцієнті ковзання фаз  $w_T/w$  не більше 0,2. На жаль, дані про  $\Delta p$  в щільному дисперсному потоці для вузьких каналів з  $D/d < 20$  практично відсутні.

Виявилося, що невелика різниця висот шару викликає значну нерівномірність витрати повітря, особливо в невисоких і неізотермічних камерах [55]. До цього слід додати, що нерівномірність, мабуть, істотно залежить і від мікрозмін щільності (пористості) по перетину шару, що виникають при його русі і зростаючих при полідисперсності шару, його забрудненості домішками, при конгломерації частинок компонента та ін. Поряд з нерівномірним рухом газової фази відзначається і нерівномірність руху твердої фази [111]. Вплив періодичної зміни швидкості потоку гранульованої середовища в часі при вході в плоский канал на нестационарний розподіл полів швидкості та температури вивчено в [112].

## Висновки до розділу 1

1. Використання низькопотенційного тепла має значний енергетичний потенціал, внаслідок чого перетворення (утилізація) теплової енергії в корисну є важливим практичним завданням. До способів використання низькопотенційних ВЕР на підприємствах відносяться попередній підігрів повітря в системах вентиляції, води для гарячого водопостачання і автономних систем опалення.

2. Через існування домішок у відпрацьованих газах для утилізації тепла в даний час використовують виключно рекуперативні теплообмінні установки, в яких теплообмін відбувається через розділову стінку, тобто з'являється додатковий термічний опір, що погіршує ефективність теплопередачі.

3. Ступінь утилізації теплоти залежить від ефективності теплообмінника, яка може бути визначена. Для пластинчастих повітро-повітряних теплообмінників цей показник знаходиться в межах від 0,4 до 0,7. Більш високі показники мають регенеративні теплообмінники з обертовою насадкою ( $\epsilon=0,7-0,85$ ).

4. Регенеративні теплообмінники з рухомим та нерухомим щільним шаром характеризуються високою тепловою ефективністю, компактністю, невеликою масою, простотою конструкції, надійністю, що дозволяє забезпечити значну продуктивність.

5. Для проведення теплових конструкторських розрахунків акумуляторів та теплоутилізаторів з гранульованою насадкою в якості проміжного теплоносія та подальшого промислового впровадження недостатньо надійних даних по теплообміну між щільним шаром гранул і газом.

6. Особливу складність представляє отримання стійких аналітичних або емпіричних залежностей, які дозволили б проводити оцінку теплових

характеристик, таких як кількість теплоти, що відводиться або підводиться, і коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну.

7. Найбільш результативними при математичному моделюванні процесів теплообміну в шарі гранульованого матеріалу представляються двокомпонентні гомогенні моделі, в яких шар розглядається, як система, що складається з двох компонентів, між якими протікають процеси теплообміну.

8. Для оцінки сукупності механізмів теплопередачі в шарових системах потрібно вивчення властивостей гранульованих матеріалів як середовища для теплопереносу та акумулювання енергії.

9. Доведено, що в нерухомому шарі зернистого матеріалу, що пронизує потік рідини (газу), при однакових швидкостях рідини коефіцієнти тепловіддачі більші, ніж при псевдозріджених зернистої насадці. Це явище пояснюється тим, що в нерухомому шарі значну роль грає фільтраційне перемішування, особливо біля поверхонь теплообміну.

10. Відомі залежності для розрахунку коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну для нагріву сталевих, свинцевих і скляних кулястих шарів. Для полідисперсних шарів, що складаються з частинок реальних розмірів, необхідні відповідні експериментальні дослідження.

11. При проектуванні та конструюванні теплообмінних апаратів необхідно максимально задовольнити чисельні і в більшості випадків суперечливі вимоги, що пред'являються до теплообмінників. Основні з них: дотримання умов протікання технологічного процесу; більш високий коефіцієнт теплопередачі; низький аеродинамічний опір апарату; технологічність конструкції з точки зору виготовлення; економне використання матеріалів.

## Перелік посилань до розділу 1

1. Денисов-Винский Н. Д. Вторичные энергетические ресурсы как резерв энергосбережения. *Энергосбережение*. 2008. №2 (20). С. 23–28.
2. Kumar A. H., Y. Demirel, Jones D. D., Hanna M. A. Optimization and economic evaluation of industrial gas production and combined heat and power generation from gasification of corn stover and distillers grains. *Bioresource Technology*. 2010. №101. С. 3696–3701.
3. Самойлов М. В., Паневчик В. В., Ковалев А. Н. Основы энергосбережения. Минск, 2002. 198 с.
4. Коpecька Ю. О. Сутність, основні види та класифікація енергетичних ресурсів як складові виробничого потенціалу підприємства. *Науковий вісник*. Ужгород, 2016. Вип. 7, Ч.2. С. 21–26.
5. Удосконалення комплексної системи утилізації теплоти відхідних газів котлоагрегатів для підігрівання і зволоження дуттьового повітря / Н. М. Фіалко та ін. *Промышленная теплотехника*. 2011. Т. 33, №5. С. 88–95.
6. Билека Б. Д., Радченко Н. И., Сирота А. А. Особенности проектирования теплообменников на НРТ для теплоутилизирующих контуров ГТУ. *Промышленная теплотехника*. 2004. Т. 26, №5. С. 27–31.
7. Куц Г. О. Використання теплових вторинних енергоресурсів у системах теплопостачання міст. *Проблеми загальної енергетики*. 2010. №1. С. 47–51.
8. Поспелова Т. Г. Основы энергосбережения. Минск, 2000. 350 с.
9. Ефимов А. В., Гончаренко А. Л., Гончаренко Л. В. Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов. *Вісник НТУ «ХП»*. *Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування*. 2013. Т. 13, №987. С. 73–80.
10. Основні положення концепції національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України / А. А. Долінський та ін. *Промышленная теплотехника*. 2009. Т. 31, №4. С. 68–77.

11. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / Н. М. Фиалко та ін. *Промышленная теплотехника*. 2008. Т. 30, №3. С. 68–76.
12. Закон України «Про енергозбереження» від 01.07.1994 р. № 74/94-ВР. Відомості Верховної Ради України. 1994 р. № 30. Ст. 283
13. Состояние и перспективы использования вторичных энергоресурсов в энергетическом хозяйстве Украины / А. А. Долинский та ін. *Промышленная теплотехника*. 2012. Т. 34, №4. С. 94–103.
14. Арнов Р. И. Состав и структура топливно-энергетических ресурсов промышленного предприятия. Москва: Информ, 2007.
15. Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK / Y Ammar et al. *Applied Energy*. 2012. V. 89, №1. P. 3–20.
16. Бошкова І. Л., Солодка А. В., Припула В. В. К вопросу утилизации выбросов тепла на промышленных предприятиях. Казахстан – Холод 2015: матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції. (19 лютого 2015, м. Алмати АТУ). Алмати, 2015. С. 110–113
17. Красьянов Г. И, Золотокопова С. В., Квасенков О. И. Технология мясных и рыбных продуктов. Ростов н/Д: МарТ, 2004. 208 с.
18. Харченко Н. В. Индивидуальные солнечные установки. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012. 256 с.
19. Experimental investigation of the dynamic behavior of a large-scale refrigeration – PCM energy storage system. Validation of a complete model / J. Wu. et al. *Energy*. 2016. V. 116, №1. P. 32–42.
20. Kenneth O B. Element basket for rotary regenerative heat exchangers. Elsevier. 1986. V. 6, №6. P. 5–9.
21. Выбор схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых двс и оценка полезного теплоиспользования в составе когенерационной установки / В. Р. Ведрученко и др. *Омский научный вестник*. 2015. №1. С. 114–119.

22. Чепурной М. Н., Резидент Н. В. Использование теплоты отходящих продуктов сгорания топлива в теплонасосных установках. *Наукові праці ВНТУ*. 2013. №3. С. 2–8.

23. Жовмір М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палива за допомогою теплових насосів. *Промышленная теплотехника*. 2008. Т. 30, №2. С. 90–97.

24. Prieto M. M., González B., Granado E. Fluid flow and heat transfer in PCM panels arranged vertically and horizontally for application in heating systems. *Renewable Energy*. 2016. V. 97. P. 331–343.

25. Simplified method for modeling the thermal performance of storage tanks containing PCMs. J Wu et al. *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 95. P. 32–43.

26. Numerical and experimental investigation on latent thermal energy storage system with spiral coil tube and paraffin/expanded graphite composite PCM / C Chen et al. *Energy Conversion and Management*. 2016. V. 126. P. 889–897.

27. Touretzky C. R., Baldea M. A hierarchical scheduling and control strategy for thermal energy storage systems. *Energy and Buildings*. 2016. V. 110. P. 94–107.

28. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности / Е. А. Штокман и др. Москва: Изд-во АСВ, 2007. 632 с.

29. Закиров Д. Г., Рыбин А. А. Использование низкопотенциальной теплоты. Монография. Москва: РУСАЙНС, 2015. 156 с

30. Дворкш Л. Й. Теоретичні основи будівельного матеріалознавства. Київ: НМКВО, 1992. 154 с.

31. Кудинов А. А. Использование вторичных энергоресурсов в системе отопления теплиц. Энергосбережение в народном хозяйстве, энергетике, промышленности: материалы IV Российской научно-технической конференции. (24-25 апреля. 2003 г, Ульяновск). С. 253–256

32. Данилов О. Л., Горяев А. Б., Яковлев И. В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. Москва: Изд. дом МЭИ, 2010. 424 с
33. Economic analysis and calculations of low temperature gas waste heat recovery by heat pipe technology / W Yang et al *Industrial furnace*. 2012. V.1. P. 46–49.
34. Атабаева Ш. А. Критерии и показатели оценки эффективного развития промышленных предприятий. *Молодой ученый*. 2013. Т. 5(52). С. 232–234.
35. Эксергетический анализ эффективности утилизатора теплоты отходящих газов теплового двигателя когенерационной установки / Н. М. Фиалко и др. *Промышленная теплотехника*. 2007. Т. 29, № 7. С. 13–16.
36. Li T. Performance of secondary aluminum melting: Thermodynamic analysis and plant-site experiments. *Energy*. 2006. V. 31, №12. P. 1433–1443.
37. Долинский А. А., Драганов Б. Х., Дубровин В. А. Оптимизация технических систем методами эксергоэкономики. *Промышленная теплотехника*. 2003. Т. 25, № 5. С. 57–60.
38. Verdes M. Energy efficient pipe heat exchanger for waste heat recovery from exhaust flue gases / A. Burlacu et al. *Environmental Engineering and Management Journal (EEMJ)*. 2017. V.16, № 5, P. 1107–1113.
39. Vassilev S. V., Baxter D., Vassileva C. G. An overview of the behaviour of biomass during combustion: Part I. Phase-mineral transformations of organic and inorganic matter. *Fuel*. 2013. V. 112. P. 391–449.
40. Spliethoff H. *Power generation from solid fuels*. London: Springer, 2010. 674 p.
41. Бобков В. И. Проблема наискорейшего нагрева плотного слоя дисперсного материала. *Научное обозрение*. 2015. №24. с. 143-147
42. Trewyn B. *Heterogeneous Catalysis for Today's Challenges: Synthesis, Characterization and Applications*. UK: CPI Group, 2015. 152 p

43. Бочкарев, В. В. Теория химико-технологических процессов органического синтеза. Гетерофазные и гетерогенно-каталитические реакции. Томск: ТПУ, 2015. 118 с.

44. Журавлев, А. П. Технология сушки зерна в комбинированном слое. *Хлебопродукты*. 2012. №7. С. 42–43.

45. Ndukwu M C. Effect of drying temperature and drying air velocity on the drying rate and drying constant of cocoa bean. *Agric. Eng. Int.: the CIGR Ejournal*. 2009. V. 11. P. 76–83.

46. Putra R. N., Ajiwiguna T. A. Influence of Air Temperature and Velocity for Drying Process. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 170, P. 516-519.

47. Hydrodynamics and heat transfer of gas–solid two-phase mixtures flowing through packed beds – a review / Y Ding et al. *Progress in Natural Science*. 2008. Vol. 18. P. 1185–1196.

48. Chandratilleke, T.T.; Nadim, N.; Batsioudis, K. Thermal performance and optimisation of a granular-bed heat recuperator. *Fluid Mechanics and Thermodynamics: Material of 12th International Conference on Heat Transfer*. (11–13 July 2016 Costa de Sol, Spain). Costa de Sol, 2016. P. 183–187

49. Snider D. M., Dale M. S. Three fundamental granular flow experiments and CPFD predictions. *Power Technology*. 2007. Vol. 176. P. 36-46.

50. Bohuslav K., Zdeněk J. Preliminary Design and Analysis of regenerative heat exchanger. *Chemical engineering transactions*. 2016. V. 52. P. 655–660.

51. Медведев В. Б. Моделирование и расчет тепловых процессов в регенеративных утилизаторах теплоты с циркулирующей гранулированной насадкой : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2009. 17с

52. Wołkowycski, G. Experimental Results on the Fixed Matrix Regenerator Effectiveness for a Glass Stove Furnace. *Heat Transfer Engineering*. 2016. V. 37. P. 591–602.

53. Alizadeh M, Sadrameli S. M. Development of Free Cooling Based Ventilation Technology for Building: Energy Storage Unit, Performance

Enhancement Techniques and Design Considerations-A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 58, P. 619–645.

54. Ltu T. K., Washington D. C. A Review of Engineering Soil Classification Systems. *Highway Research Record*, National Academy of Sciences. 1967. Vol. 1, №56, P. 1–22.

55. Горбис З. Р., Календерьян В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. Москва: Энергия, 1975. 296 с.

56. Баскаков А. П., Берг Б. В., Рыжков А. Ф., Филипповский Н. Ф. Процессы тепло- и массопереноса в кипящем слое. Москва, 1978. 248 с.

57. Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов / А. В. Ефимов и др. *Энергосбережение*. 2014. Т. 3, №121. с. 1-10.

58. Прутских Д. А. Гидродинамика и теплообмен в регенераторе с дисперсной насадкой: автореф. дисс. ... к. т. н. Воронеж, 2009. 22 с.

59. Пушнов А, Балтренас П., Каган А., Загорскис А. А. Аэродинамика воздухоочистных устройств с зернистым слоем: монография / Вильнюс, 2010. 348 с.

60. Попов, Е. К. Исследование аэродинамических неоднородностей в реакторах с неподвижным слоем катализатора: дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 1980. 150 с.

61. Шубин И. Н., Свиридов М. М., Таров В. П. Технологические машины и оборудование. Сыпучие материалы и их свойства:уч. пос. / Тамбов: Тамб ГТУ, 2005. 76 с.

62. Ермакова, И. А. Изменение механизма истечения сыпучего материала из бункера при использовании конических разделителей потока. *Геотехнология*. 2003. Т. 3. С.33-36.

63. Jacques D. Sands, Powders, and Grains: An Introduction to the Physics of Granular Materials. New York: Springer, 2012. 214 p.

64. Goldhirsch I. Rapid granular flows. *Fluid Mechanic*. 2003. V. 35. P. 267–293.

65. Гущин В. М. Режимы движения двухкомпонентной среды в транспортном трубопроводе. *Сборник научных трудов НГАУ*. 2002. Т. 2, № 13. С. 22–25.
66. Hutter K., Sheiwiller T. Rapid plane flow of granular materials down a chute. *Mechanics of Granular Materials*. Amsterdam: Elsevier. 1983. P. 283–293.
67. Шваб А. В., Марценко М. С. Исследование движения плотного слоя гранулированной среды и процесса смешения в сужающемся канале. *Математика и механика*. 2010. Т. 12, №4 С. 123–130.
68. Janssen H. A. Versuche über Getreidedruckin Silozellen. *Verein Deutscher Ingenieure*. 1895. V. 39. P. 1045–1049.
69. Ловейкін В. С., Шимко Л. С., Ярошенко В. В. Огляд досліджень витоку сипких матеріалів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2010. Т.40, Ч1. С. 324–333.
70. Урбанчик Е. Н. Технология элеваторной промышленности. Могилев: МГУП, 2012. 152 с.
71. Гаврилова Н. Н., Назаров В. В., Яровая О. В. Микроскопические методы определения размеров частиц дисперсных материалов. Москва, 2012. 52 с.
72. Arouca F. O., Barrozo M. A. S., Damasceno J. J. R. Analysis of techniques for measurement of the size distribution of solid particles. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*. 2005. V. 22, №1. P. 135–142.
73. Шиманова А. А. Теоретическое обоснование работы всасывающего заборного устройства пневмотранспортной установки. *Фундаментальные исследования*. 2012. Т. 2, № 11. С. 466–471.
74. Горбис, З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. Москва: Энергия, 1970. 424 с.
75. Fedler, C. B. Mathematical models describing the flow of granular material. *Mathematical and Computer Modelling*. 1988. Vol. 11. P. 510-513.

76. Тонконогий Ю. Л., Горбис З. Р. Исследование механики и аэродинамики неплотного гравитационного слоя. *Энергетика*. 1966. № 7. С. 77-85.

77. Nijemeisland, M. Verification studies of computational fluid dynamics in fixed bed heat transfer: thesis degree master of science in chem. eng., April, 2000. 121 с.

78. Солодкая А. В., Бошкова И. Л. Математическое описание процесса теплообмена между потоками газа и дисперсного материала. *Холодильная техника и технология*. 2017. Т. 53, №2. С. 39-43.

79. Sadrameli S. M., Ajdari H. R. B. Mathematical modeling and simulation of thermal regenerators including solid radial conduction effects. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 76. 441–446.

80. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами / А. О. Курчев и др. *Промышленная энергетика*. 2008. Т. 12. С.33-36.

81. Бараков А. В., Дубанин В. Ю., Прутских Д. А. Исследование теплообмена в регенераторе с дисперсной насадкой. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2007. №4. С. 45–46.

82. Теплообмен в зернистом слое при умеренных числах Рейнольдса / Р. А. Дехтярь и др. *Теплофизика высоких температур*. 2002. Т. 40, № 5. С. 748–755.

83. Li J., Mason D. J. Application of the discrete element modeling in air drying of particulate solids. *Technology*. 2002. Vol. 20, №3. P. 255–282.

84. Моделирование теплообмена между потоками газа и сыпучего материала при распределенной подаче газа / В. Б Медведев и др. *Вестник ИГЭУ*. 2008. Т. 3. С. 1–4.

85. Sadrameli S. M. Mathematical models for the simulation of thermal regenerators: A state-of-the-art review. *Renewable and Sustainable Energy*. 2016. Vol. 58. P. 462–476.

86. Буевич Ю. А. К теории переноса в гетерогенных средах. *Инженерный физический журнал*. 1988. Т. 54, №5. С. 770–779.
87. Антонишин Н. В., Лущиков В. В. Перенос тепла в дисперсных средах. Исследование процессов переноса в дисперсных системах. *Сборник научных статей*. 1984. С. 113–129.
88. Botterill J. S. M., Denloye A. O. A gas convective heat transfer to packed and fluidized beds. *Power technology*. 1978. Vol. 19. P.194-203.
89. Нустров В. С., Сайфуллаев Б. Н. Метод эквивалентного уравнения в теории тепломассопереноса. *Инженерно-физический журнал*. 1988. Т. 54, №5. С. 779–786.
90. Аронов И. З., Пресич Г. А., Смирнов В. А. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником. *Промышленная энергетика*. 1986. Т. 1. С. 44–46.
91. Календерьян В. А., Бошкова И. Л. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным дисперсным слоем. Киев: Слово, 2011. 184 с.
92. Ferreira L. M., Castro J. A. M., Rodrigues A. E. An analytical and experimental study of heat transfer in fixed bed. *International Journal of Heat and Mass transfer*. 2002. Vol. 45. P. 951–961.
93. Gunn D. J. Transfer of heat or mass to particles in fixed and fluidised beds. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1978. Vol. 21, №4. P. 467–476.
94. Михайлов Г. М., Рева Л. С. Уравнение для определения эффективной теплопроводности зернистого слоя. *Реология, процессы и аппараты химической технологии*. 1982. с. 23-27
95. Рева, Л. С. Методы гидродинамического и теплового расчета теплообменников с зернистой насадкой: дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 1984. 260 с.
96. Lee, J., Yun T. S., Choi S. U. The Effect of Particle Size on Thermal Conduction in Granular Mixtures. *Materials*. 2015. Vol. 8, №7. P. 3975–3991.

97. Солодкая А. В., Бошкова И. Л. Математическое описание процесса теплообмена между потоками газа и дисперсного материала. *Холодильная техника и технология*. 2017. Т. 53, №2. С. 39–43.

98. Cardona A., Storti M., Zuppa C. Numerical simulation of packed bed heat regenerators. *Mecánica Computacional*. 2008. Vol. 27. P. 1601–1618.

99. Adeyanju A. A., Manohar K. Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds. *Research Journal of Applied Sciences*. 2009. Vol. 4, №5. P. 166–177.

100. Выбор критериальных уравнений для расчета теплообмена в конденсационных теплообменных аппаратах с промежуточным шарообразным теплоносителем / А. В Ефимов и др. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 2003. № 3. С. 24–31.

101. Nie X. D., Besant R. W., Evitts R. W. Heat transfer between gas-solid phases within packed particle beds. *Particulate science and technology: an international journal*. 2010. Vol. 29, №2. P.151-162.

102. Jury S. H., Berbano M. C. Heat Transfer in Packed Bed Heat Recuperators—I. A Precision Numerical Analysis. *Journal of the Franklin Institute*. 1977. Vol. 303, №3. P. 285–299.

103. Amhalhel G. A., Furmanski P. Problems of Modelling Flow and Heat Transfer in Porous Media. *Journal of Power Technologies*. 1997. V. 85. P. 55–88.

104. Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation / J.Yu et al. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 69. P.113–122.

105. Wakao N., Kaguei S. Heat and mass transfer in packed beds. New York, 1982. 364 p.

106. Heat transfer of gas–solid two-phase mixtures flowing through a packed bed under constant wall heat flux conditions / T. N Cong et al. *Chemical Engineering Journal*. 2007. V. 130, №1. P. 1–10.

107. Федоров И. И., Назаренко В. С., Кашунин Е. И. Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя. *Электрические станции*. 1974. № 9. С. 19–22.

108. Зырянова О. В. Теплоперенос в гетерогенных системах. Санкт-Петербург, 2016. 38 с.

109. Bandrowski J., Kaczmarzyk G. Gas-to-particle heat transfer in vertical pneumatic conveying of granular materials. *Chemical Engineering Science*. 1978. V. 10-A, №33. P. 1303–1310.

110. Gorial Y., O'Callaghan J. R. Aerodynamic properties of grain/straw materials. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1990. V. 46. P. 275–290.

111. Pouliquen O., Forterre Y. Friction law for dense granular flows: application to the motion of a mass down a rough inclined plane. V. 453 25 February 2002, p. 133-151.

112. Shvab A. V., Chinchikeeva N. A. Modeling the fluid dynamics and heat transfer in unsteady and periodic flow of a highly concentrated granular medium over an obstacle in a channel. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2015. V. 56, №6. P. 1096–1102.

## РОЗДІЛ 2

### АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ МІЖ ПОТОКАМИ ГАЗУ ТА ЩІЛЬНОГО ШАРУ ЧАСТОК

#### 2.1. Теоретичні підходи до моделювання процесу теплообміну між потоками газу та твердими частками

Моделюванню процесів теплообміну між газом і твердими частками приділяється значна увага [1], [2] внаслідок важливості знань про вплив окремих факторів і умов на розподіл температур та ефективність теплообміну. Для розрахунків технологічно важливих характеристик процесу та розроблення рекомендацій з його раціональної організації необхідно максимальне наближення умов однозначності до розглянутої окремої задачі. У роботах [3] моделюванню процесів теплообміну в комбінації з масообміном і при врахуванні протікання хімічних реакцій між потоками газового та твердого компонентів приділяється значна увага, отримані розв'язки дозволяють визначати поля температур і вологовмістів для апаратів із щільними шаровими гранульованими системами, що застосовують в енергетиці, металургії, хімічній, харчовій і інших галузях промисловості. Чіткий опис процесів переносу в щільному нерухливому шарі дисперсного матеріалу, що фільтрується, ускладнюється у зв'язку з тим, що він являє собою двокомпонентну систему «газ-тверді частки», у якій на границі розподілу компонентів стрибкоподібно змінюються фізичні властивості та параметри [4].

При розробці методів розрахунку шарових апаратів використовують різні спрощені моделі [5], [6], оснований на певних припущеннях. Досить обґрунтованими є одно- і двокомпонентні моделі. В однокомпонентних моделях шар розглядаються як квазисуцільне середовище з ефективними коефіцієнтами переносу. Такі моделі приваблюють своєю простотою та

можуть бути використані лише в обмеженій області зміни параметрів, коли температури газового та твердого компонентів практично однакові [7].

## 2.2. Математичний опис процесу теплообміну між рухомими потоками газу та гранульованим матеріалом

Для одержання аналітичним шляхом інформації про розподіл температур у контактному теплообміннику, одним з теплоносіїв у якому є гранульований матеріал, розроблені математичні моделі теплообміну між твердими частками та газовим (повітряним) середовищем, що рухаються за схемою прототечії та протитечії. Схема ділянки теплообміну для протитечії теплоносіїв представлений на рис. 2.1.

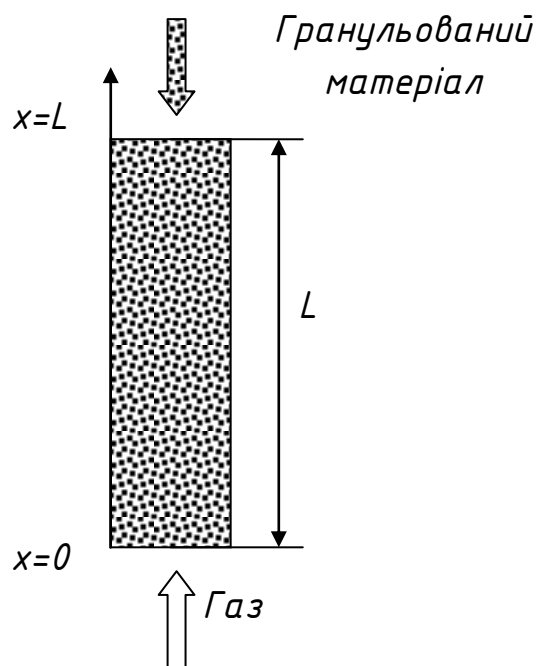


Рис. 2.1. Схема ділянки теплообміну між потоками газу та гранульованого матеріалу

Газовий (повітряний) потік подавався знизу ( $x = 0$ ), гранульований матеріал надходив у теплообмінну ділянку зверху ( $x = L$ ) (де  $L$  - висота шару,  $x$  - поздовжня координата).

Тепломасоперенесення у контактному теплообміннику для одновимірної задачі описується такою системою рівнянь [8]:

- рівняння енергії для газового компонента:

$$c_{\Gamma} \rho_{\Gamma} \varepsilon \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial \tau} = \lambda_{\Gamma}^* \frac{\partial^2 t_{\Gamma}}{\partial x^2} - c_{\Gamma} \rho_{\Gamma} \varepsilon w_{\Gamma} \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial x} - \alpha_M a_{\text{пит}} (t_{\Gamma} - t_T) \quad (2.1)$$

- рівняння енергії для твердого компонента:

$$c_T \rho_T (1 - \varepsilon) \frac{\partial t_T}{\partial \tau} = \lambda_T \frac{\partial^2 t_T}{\partial x^2} - c_T \rho_T (1 - \varepsilon) w_T \frac{\partial t_T}{\partial x} + \alpha_M a_{\text{пит}} (t_{\Gamma} - t_T) \quad (2.2)$$

де  $c_{\Gamma}$ ,  $c_T$  – питома теплоємність газу і твердого матеріалу, відповідно;  $\rho_{\Gamma}$ ,  $\rho_T$  – щільність (густина) газу та твердого компонента, відповідно;  $\lambda_{\Gamma}^*$ ,  $\lambda_T$  – коефіцієнт теплопровідності газу ефективний і твердого матеріалу, відповідно (Вт/(м·К));  $w_{\Gamma}$ ,  $w_T$  – швидкість газу та шару сипучого твердого матеріалу в апараті;  $a_{\text{пит}}$  – питома поверхня часток в одиниці об'єму шару ( $\text{м}^2/\text{м}^3$ ),  $\varepsilon$  – порозність шару матеріалу;  $\alpha_M$  – коефіцієнт міжкомпонентного конвективного теплообміну між газом і частками матеріалу (Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )),:

$$a_{\text{пит}} = \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_e} \quad (2.3)$$

де  $d_e$  – еквівалентний діаметр часток,  $\varepsilon$  – порозність шару.

Порозність щільного рухомого шару  $\varepsilon$  змінюється в межах 0.32...0.47.

$$d_e = 1,24 \cdot \sqrt[3]{\frac{m_T}{\rho_T}}, \quad (2.4)$$

де  $m_T$  – маса однієї частки;

Коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну між газом і частками матеріалу, Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ) визначається за рівнянням (2.5):

$$\alpha_M = \frac{Q}{F_M (\bar{t}_{\Gamma} - \bar{t}_T)}, \quad (2.5)$$

$F_M$  – площа поверхні теплообміну, тобто поверхня часток, що перебувають у теплообмінній ділянці апарата,  $\text{м}^2$ :

$$F_M = V \cdot a_{\text{пит}} \quad (2.6)$$

$V$  - об'єм теплообмінної ділянки,  $\text{м}^3$ .

Оскільки у двокомпонентній моделі, відповідно до робіт проф. Календер'ян В. О., для значень наведеного числа Пекле  $Pe^* = \frac{\rho_{\Gamma} c_{\Gamma} w_{\Gamma} D}{\lambda_{\Gamma}^*} \geq 50$ ,

де  $\lambda_{\Gamma}^*$  – ефективний коефіцієнт теплопровідності газу, можна знехтувати кондуктивним теплоперенесенням у рівнянні енергії газового компоненту. Проведемо оцінку вкладу повздовжньої теплопровідності для матеріалів, що досліджуються, для найменш з можливих швидкостей:

$$Pe^* = \frac{1,24 \cdot 1005 \cdot 0,9 \cdot 0,1}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 4468$$

Цей результат обґрунтовує прийняття  $\lambda_{\Gamma}^* \cdot \frac{d^2 t_{\Gamma}}{dx^2} = 0$  в рівнянні енергії газового компоненту.

Також отримано, що для твердого компоненту повздовжній кондуктивний теплоперенос зневажливо малий, тобто в рівнянні енергії

$$\lambda_m^* \frac{\partial^2 t_m}{\partial x_2^2} = 0. \text{ Це отримано на підставі наступного аналізу розрахунку}$$

теплого потоку, що передається по ребру круглого перетину (стрижню) в припущенні, що весь канал заповнений матеріалом з теплофізичними властивостями твердих часток. Рівняння для теплового потоку має наступний вид [7]:

$$Q_c = \lambda \cdot S \cdot m \cdot \vartheta_1 \cdot \text{th}(mh) \quad (2.7)$$

$$\text{Для умов нагрівання керамзиту } S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2,$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_M \cdot u}{\lambda \cdot S}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 4}{0,18 \cdot 0,1}} = 105,4; \quad \vartheta_1 = t'_{\Gamma} - t'_M = 80 - 60 = 20^{\circ}\text{C} \quad (\text{максимально}$$

можливе значення при прямотечії). Тоді  $Q_c = 8,9$  Вт, що значно менше

теплоти, яка передається в процесі контактного теплообміну між газовим та твердим теплоносієм.

При моделюванні стаціонарного процесу і нехтуючи переносом теплоти теплопровідністю в газовому (повітряному) середовищі та у шарі матеріалу (як зневажливо малим в порівнянні з конвекційним переносом), рівняння енергії (2.1) і (2.2) приводяться до наступного виду:

– для газового компонента:

$$c_{\Gamma} \rho_{\Gamma} \varepsilon w_{\Gamma} \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial x} = \alpha_{\text{м}} a_{\text{шт}} (t_{\Gamma} - t_{\text{T}}), \quad (2.8)$$

– для твердого компонента

$$c_{\text{T}} \rho_{\text{T}} (1 - \varepsilon) w_{\text{T}} \frac{\partial t_{\text{T}}}{\partial x} = \alpha_{\text{м}} a_{\text{шт}} (t_{\Gamma} - t_{\text{T}}) \quad (2.9)$$

Граничні умови:

$$x = 0: t_{\Gamma} = t_{\Gamma 0}; \quad x = L: t_{\text{T}} = t_{\text{T}0} \quad (2.10)$$

Початкові умови:

$$\tau = 0: t_{\Gamma} = t_{\Gamma 0}; \quad t_{\text{T}} = t_{\text{T}0} \quad (2.11)$$

У результаті розв'язування системи рівнянь (2.8), (2.9) з умовами (2.10), (2.11) отримані залежності для розрахунків локальних температур газового та твердого компонентів для протитечії:

$$t_{\Gamma}(x) = C_1 + C_2 \cdot \exp\left(\frac{K_2(K_3 - K_4)x}{K_3 K_4}\right) \quad (2.12)$$

$$t_{\text{T}}(x) = C_1 + \frac{C_2}{K_4} \cdot \exp\left(\frac{K_2(K_3 - K_4)x}{K_3 K_4}\right) \quad (2.13)$$

де  $C_1$ ,  $C_2$  – коефіцієнти, зумовлені заданими умовами однозначності, форма яких подана залежностями (2.14), (2.15):

$$C_1 = t_{\text{T}0} + \frac{K_4(t_{\Gamma 0} - t_{\text{T}0})}{\exp(K_5 \cdot L) \cdot K_3 - K_4} \quad (2.14)$$

$$C_2 = -\frac{K_4(t_{\Gamma 0} - t_{\text{T}0})}{\exp(K_5 \cdot L) \cdot K_3 - K_4} \quad (2.15)$$

Залежності отримані за допомогою пакета прикладних програм Maple. Для протитечії враховувалося, що знак градієнта температур має прив'язку до початку координат і як для повітря, так і для гранульованого матеріалу з ростом  $x$  температура зменшується. Коефіцієнти  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_4$  являють собою комбінації з величин, що задаються та характеризують процес:

$$K_2 = \alpha_m \cdot a_{\text{пит}}, \quad (2.16)$$

$$K_3 = c_T \cdot \rho_T \cdot w, \quad (2.17)$$

Залежності для розрахунків температур при прямої течії мають такий вигляд:

$$t_T(x) = C_1 + C_2 \cdot \exp\left(-\frac{K_2(K_4 + K_3)x}{K_4 K_3}\right), \quad (2.18)$$

$$t_T(x) = \frac{C_1 + C_2 \cdot \exp\left(\frac{K_2(-K_4 + K_3)x}{K_4 K_3}\right) K_3}{K_4}, \quad (2.19)$$

Коефіцієнти  $C_1$ ,  $C_2$  в рівняннях (2.18), (2.19) визначаються наступними залежностями:

$$C_1 = t_{T0} - \frac{(t_{T0} - t_{T0})K_4}{K_4 + K_3}, \quad (2.20)$$

$$C_2 = \frac{K_4(t_{T0} - t_{T0})}{K_4 + K_3}, \quad (2.21)$$

Результати розрахунків температур газового та твердого компонентів для проти- і прямої течії схем руху представлені на рис. 2.2 і рис. 2.3 відповідно. Розрахунки проводили за  $\bar{\alpha}_m = 30$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), висоти шару  $L=0,52$  м, порозності  $\varepsilon = 0,47$ , середньої швидкості руху щільного шару керамзиту  $w_T = 8,3 \cdot 10^{-4}$  м/с, середньої швидкості повітря  $w_T = 1,3$  м/с.

Результати розрахунків свідчать про інтенсивність теплообмінних процесів за використання гранульованого матеріалу.

Як для прямотечії, так і для протитечії практично повне вирівнювання температур під час нагрівання керамзиту відбувається на ділянці каналу довжиною  $L \approx 0,3$  м (для умов наведеного прикладу).

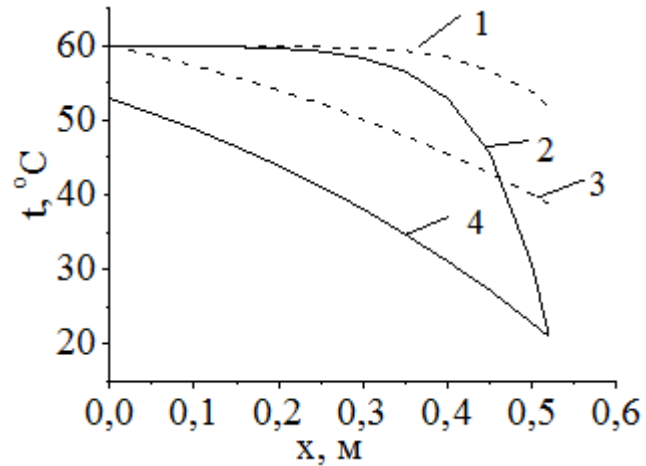


Рис. 2.2 Розподіл температур газового і гранульованого теплоносіїв по висоті каналу при протитечії.

1 – повітря (теплообмін з керамзитом); 2 – керамзит;  
3 – повітря (теплообмін з гравієм); 4 – гравій

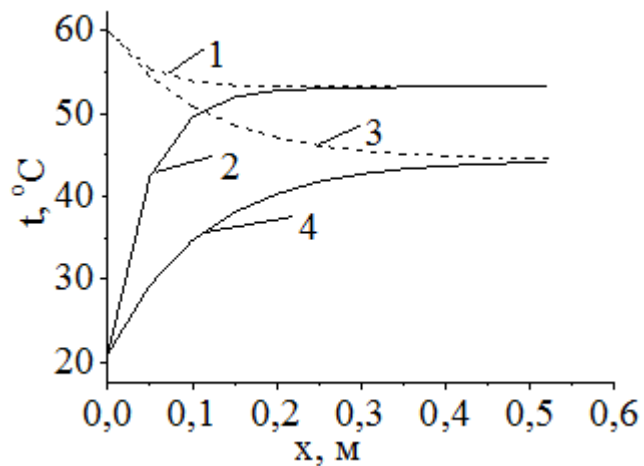


Рис. 2.3 Розподіл температур газового і гранульованого теплоносіїв по висоті каналу при прямоточній схемі руху

1 – повітря (теплообмін з керамзитом); 2 – керамзит;  
3 – повітря (теплообмін з гравієм); 4 – гравій

Для гравію вирівнювання температур спостерігається на висоті  $L \approx 0,5$  м. Результати розрахунків дозволяють зробити висновок, що нагрівання керамзиту здійснюється значно інтенсивніше нагрівання гравію, що пов'язане з відмінностями їх теплофізичних властивостей. Так, теплоємність гравію  $c_{гр} = 750$  Дж/(кг·К), щільність  $\rho_{гр} = 1930$  кг/м<sup>3</sup>; теплоємність керамзиту  $c_{к} = 840$  Дж/(кг·К), щільність  $\rho_{к} = 825 - 950$  кг/м<sup>3</sup>. Отримані залежності дозволяють аналітично досліджувати процеси теплообміну та можуть бути запропоновані для оцінки впливу геометричних і фізичних характеристик на ефективність роботи теплоутилизаторів з гранульованою насадкою

### **2.3. Вплив геометричних та фізичних параметрів на розподіл температур по висоті робочої камери**

Визначення впливу еквівалентного діаметру часток, швидкості фільтрації газового компоненту та швидкості руху матеріалу на розподіл температур відбувалось на підставі аналітичних залежностей для протитечії (2.18) – (2.21). Вибір протитечії обґрунтовується тим, що основні експериментальні дані отримані для протитечії, дозволяє орієнтуватися в реальних значеннях за коефіцієнтами міжкомпонентного теплообміну та змінам швидкостей фільтрації при зміні еквівалентного діаметру часток.

Результати розрахунку розподілу температур при різних еквівалентних діаметрах наведено в табл.2.1 для керамзиту та в табл.2.2 для гравію.

Таблиця 2.1

## Вплив діаметра часток на нагрів керамзиту

x	$d_e=0,01$ м $\rho=900$ кг/м <sup>3</sup> $\alpha_M=36$ Вт/м <sup>2</sup> К		$d_e=0,02$ м $\rho=825$ кг/м <sup>3</sup> $\alpha_M=96$ Вт/м <sup>2</sup> К		$d_e=0,03$ м $\rho=800$ кг/м <sup>3</sup> $\alpha_M=156$ Вт/м <sup>2</sup> К	
	$t_r$ °С	$t_M$ °С	$t_r$ °С	$t_M$ °С	$t_r$ °С	$t_M$ °С
0,0	80,0	47,4	80,0	66,9	80,0	70,5
0,05	64,1	40,9	71,8	60,2	73,9	64,9
0,1	52,8	36,1	64,5	54,2	68,2	59,7
0,15	44,7	32,8	58,1	49,0	62,7	54,7
0,2	38,9	30,4	52,4	44,4	57,5	49,9
0,25	34,8	28,6	47,4	40,3	52,6	45,4
0,3	31,8	27,4	42,9	36,6	48,0	41,2
0,35	29,6	26,5	39,0	33,5	43,6	37,2
0,4	28,1	25,9	35,5	30,6	39,5	33,3
0,45	27,0	25,4	32,4	28,0	35,5	29,7
0,5	26,2	25,1	29,7	25,8	31,8	26,3
0,52	26,0	25,0	28,7	25,0	30,4	25,0

Аналіз табл. 2.1 показує, що збільшення діаметру часток призводить до збільшення інтенсивності нагрівання шару матеріалу. Так, в перерізі  $x=0$  вихідна температура матеріалу збільшилась на 41% при збільшенні діаметру з 0,01м до 0,02 м, та на 49% при збільшенні діаметру з 0,01 м до 0,03 м. Це в першу чергу пов'язано з зниженням маси щільного шару в робочій камері.

За результатами експериментальних вимірів, порозність шару матеріалу при заповненні частками  $d_e=0,01$  м складала  $\varepsilon=0,37$ ,  $d_e=0,02$  м –  $\varepsilon=0,042$ ,  $d_e=0,03$  м –  $\varepsilon=0,45$ . Відповідно, маса матеріалу, який одночасно знаходиться в робочій камері, при  $d_e=0,01$  м –  $m=2,32$  кг,  $d_e=0,02$  м –  $m=1,91$  кг;  $d_e=0,03$  м –  $m=1,76$  кг. Крім того, для часток різного діаметру спостерігаються різні за величиною  $\alpha_M$ , як вказано в табл.2.1.

Таким чином, розрахунки проводили для трьох змінних:  $d_e$ ,  $\alpha_m$ ,  $\rho_m$ , що відповідає реальному експерименту. При розрахунках використовувались значення середніх  $\alpha_m$ , що визначались за результатами експериментів.

На рис. 2.4. наведена залежність температури газового та твердого компонентів по висоті камери від еквівалентного діаметру часток. При змінних  $\alpha_m$  та  $\rho_m$ , що відповідає фізиці процесу,  $d_e=0,01$  м ( $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>;  $\alpha_m=36$  Вт/м<sup>2</sup>К);  $d_e=0,02$  м ( $\rho=825$  кг/м<sup>3</sup>,  $\alpha_m=96$  Вт/м<sup>2</sup>К);  $d_e=0,03$  м ( $\rho=800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\alpha_m=156$  Вт/м<sup>2</sup>К).

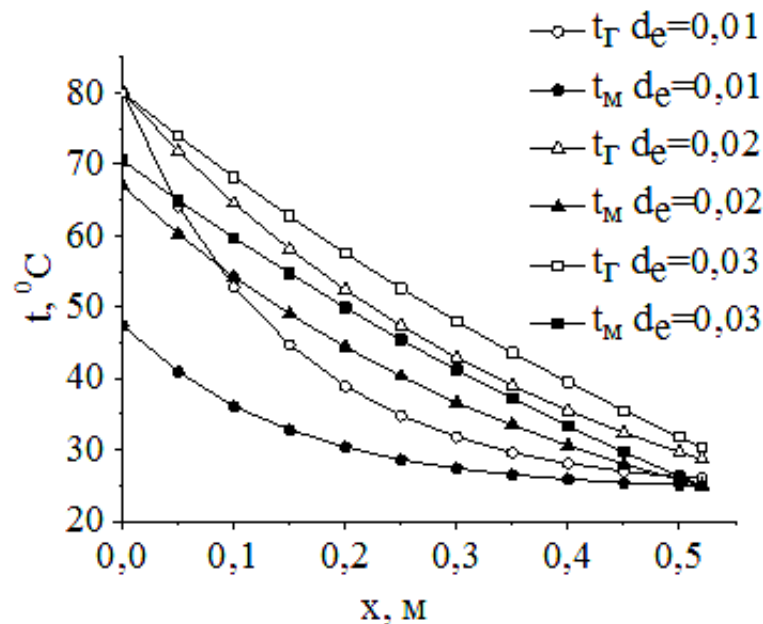


Рис. 2.4. Залежність температури газу та керамзиту по висоті камери від еквівалентного діаметру часток

Графік (рис.2.4) наочно демонструє, що збільшення діаметру призводить до інтенсифікації вирівнювання температур компонентів при однаковому об'ємі робочої камери.

На рис.2.5 наведені графіки залежності температур повітря та керамзиту по висоті камери від еквівалентного діаметру часток, що отримані при не змінних значеннях  $\alpha_m=96$  Вт/м<sup>2</sup>К,  $\rho_m=850$  кг/м<sup>3</sup>.

Можна бачити, що, в порівнянні з рис.2.4, вихідні температури твердого компоненту практично збігаються в перетині  $x=0$ , що свідчить про слабкий вплив діаметру часток в дослідженому діапазоні

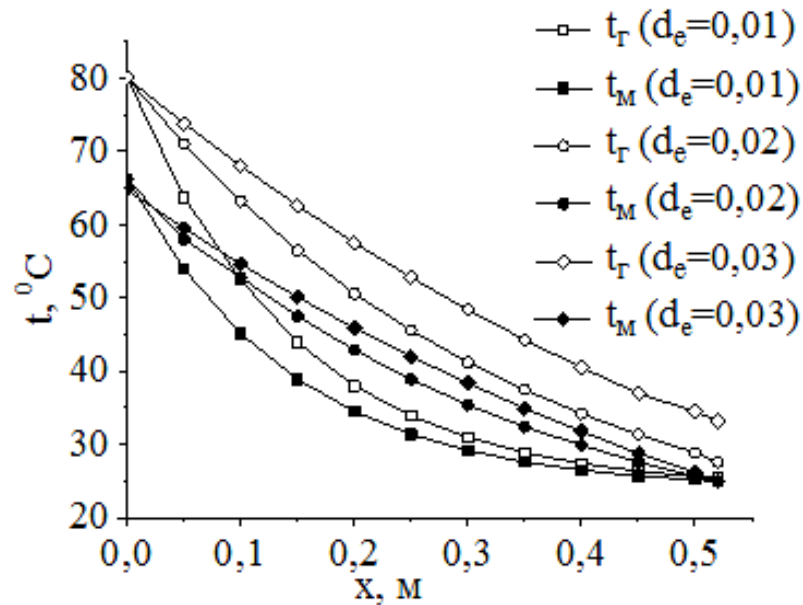


Рис. 2.5. Залежність температури повітря та керамзиту по висоті камери від еквівалентного діаметру часток.

Слід зазначити, що зміна діаметру в реальному процесі викликає зміну витрати повітря та, відповідно,  $\alpha_m$ , тому дані табл. 2.1 та рис.2.4 найбільш відповідають фізиці процесу. В той же час розрахунки дозволяють зробити висновок про можливість розрахунковим шляхом за отриманими залежностями знаходити розподіл температури по висоті робочої камери.

Розподіл температурних кривих для нагріву щільного шару гравію від еквівалентного діаметру часток наведені на рис.2.6.

Дані отримані при ідентичних значеннях  $\alpha_m=106$  Вт/м<sup>2</sup>К і  $\rho=2022$  кг/м<sup>3</sup>. Вплив діаметру часток значно менш, ніж для керамзиту. Так, вихідна температура гравію збільшилась на 2 % при збільшенні діаметру з 0,01 м до 0,02 м. Це пов'язано з різними значеннями теплоємностей гравію та керамзиту. Можна побачити, що в порівнянні з нагрівом керамзиту (рис.2.5),

гравій нагрівається менш інтенсивно, що відповідає реальній фізичній картині.

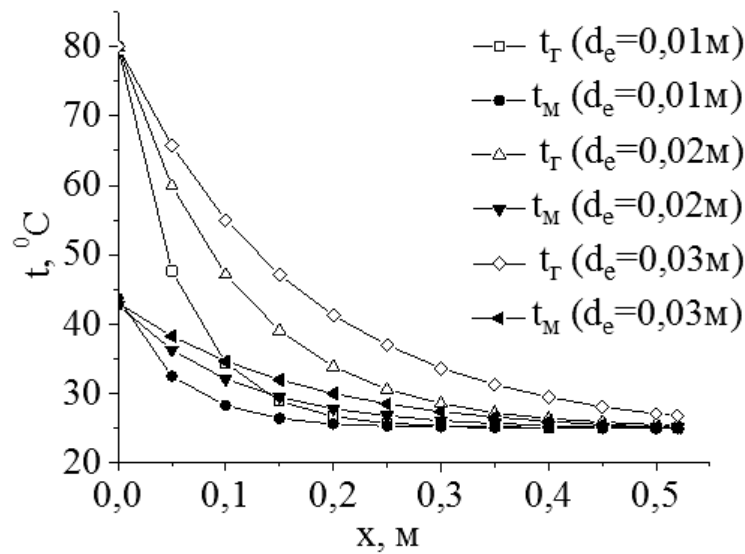


Рис. 2.6. Залежність температури повітря та гравію по висоті камери від еквівалентного діаметру часток.

Розподіл температур компонентів за різними значеннями швидкості фільтрації наочно демонструється рис.2.7.

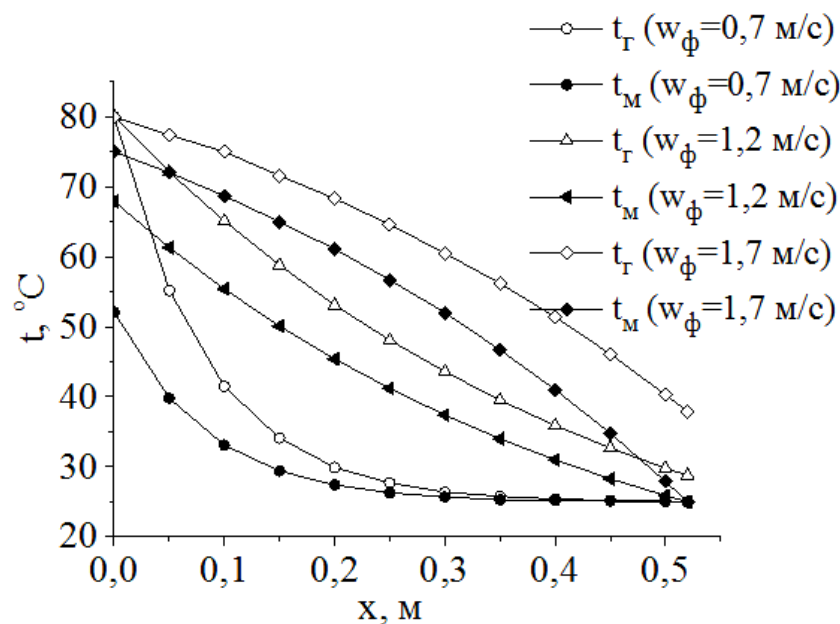


Рис. 2.7. Температура газового та твердого компонента (керамзит) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості фільтрації.

Температурні крими, які демонструє рис 2.7 отримані при  $d_e=0,019$  м ;  $\rho=825$  кг/м<sup>3</sup>;  $w_T=0,0043$  м/с;  $\alpha_M=98$  Вт/м<sup>2</sup>К.

Розрахунки показують, що збільшення інтенсивності нагріву спостерігається при збільшенні швидкості фільтрації. Збільшення швидкості з 0,7 м/с до 1,2 м/с для керамзиту при  $d_e=0,019$  м та швидкості руху шару  $w_T=0,0043$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу на виході на 28 %, а з 0,7 м/с до 1,7 м/с - на 41 %.

Результати розрахунку температур компонентів за різними значеннями швидкості фільтрації представлені на рис.2.8.

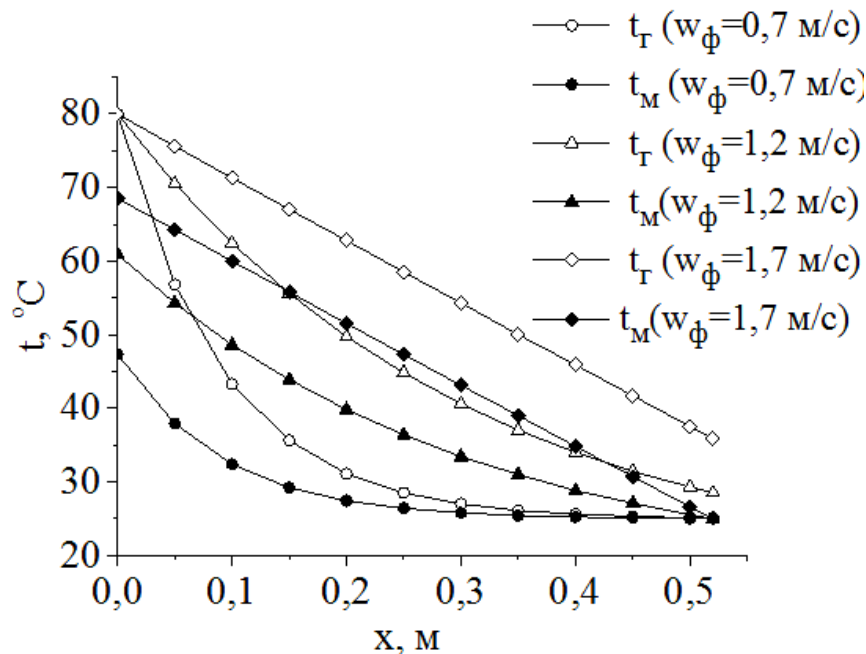


Рис. 2.8. Температура газоповного та твердого компоненту (керамзит) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості фільтрації.

Температурні крими, які демонструє рис 2.8 отримані при  $d_e=0,0097$  м ;  $\rho=920$  кг/м<sup>3</sup>;  $w_T=0,0043$  м/с;  $\alpha_M=36$  Вт/м<sup>2</sup>К.

Збільшення швидкості з 0,7 м/с до 1,2 м/с для гравію при  $d_e=0,0097$  м та швидкості руху шару  $w_T=0,0043$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу на виході на 29 %, а з 0,7 м/с до 1,7 м/с - на 44 %.

Результати розрахунку розподілу температур компонентів для гравію по висоті камери при різних значеннях швидкості фільтрації наведені на рис.2.9.

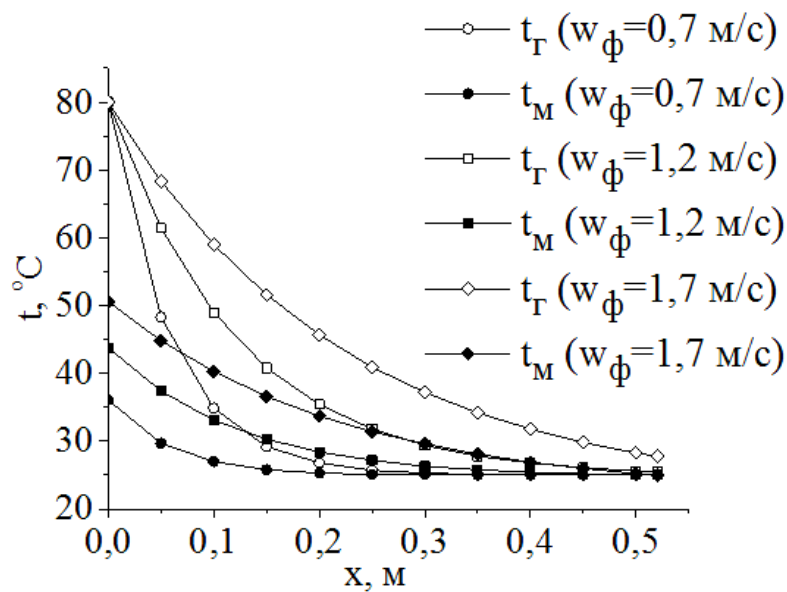


Рис. 2.9. Температура газоповітряного та твердого компоненту (гравій) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості фільтрації.

$$d_c=0,021 \text{ м}; \rho=1930 \text{ кг/м}^3; w_T=0,0043 \text{ м/с}; \alpha_M=106 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Графік (рис.2.9) демонструє пряму залежність інтенсивності нагріву шару матеріалу від швидкості фільтрації. Так, для перетину  $x=0,1$  м, збільшення швидкості фільтрації з  $0,7$  м/с до  $1,2$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу з  $27,0$  °С до  $33,1$  °С (на  $22,5\%$ ), а збільшення швидкості фільтрації з  $0,7$  м/с до  $1,7$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу з  $27,0$  °С до  $40,3$  °С (на  $49,2\%$ ).

Температура повітря на виході робочої камери практично однакова, що пов'язано з розвиненою поверхнею теплообміну. Однак спостерігається тенденція до підвищення температури повітря на виході з підвищенням швидкості фільтрації: при  $w_\phi=0,7$  м/с –  $t_n''=25,0$ °С; при  $w_\phi=1,7$  м/с –  $t_n''=27,8$ °С.

Результати розрахунків температур компонентів для керамзиту  $d_e=0,019$  м по висоті робочої камери за різними значеннями витрати матеріалу наведені в табл. 2.2.

Збільшення витрати матеріалу викликає зниження інтенсивності нагрівання шару

Таблиця 2.2

Температура газового та твердого компоненту (керамзит) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості руху твердого компоненту.

$$d_e=0,019 \text{ м}; \rho=825 \text{ кг/м}^3; w_\phi=1,2 \text{ м/с}; \alpha_M=98 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

x	$G_M=2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$	
	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$
0,0	80,0	79,8	80,0	67,9	80,0	55,1
0,05	79,8	79,5	72,1	61,3	65,2	46,8
0,1	79,5	79,0	65,1	55,4	54,3	40,8
0,15	79,1	78,3	58,8	50,1	46,3	36,3
0,2	78,4	77,1	53,1	45,4	40,3	33,0
0,25	77,3	75,4	48,1	41,2	35,9	30,5
0,3	75,6	72,6	43,6	37,4	32,7	28,7
0,35	73,0	68,3	39,5	34,0	30,3	27,4
0,4	68,9	61,4	35,9	31,0	28,6	26,4
0,45	62,4	50,8	32,7	28,3	27,3	25,7
0,5	52,3	34,1	29,8	25,9	26,3	25,2
0,52	46,8	25,0	28,8	25,0	26,0	25,0

Результати розрахунків температур компонентів для керамзиту  $d_e=0,0097$  м по висоті робочої камери за різними значеннями витрати матеріалу наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Температура газового та твердого компоненту (керамзит) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості руху твердого компоненту.

$$d_e=0,0097 \text{ м} ; \rho=920 \text{ кг/м}^3 ; w_\phi=0,7 \text{ м/с} ; \alpha_M=36 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

x	$G_M=2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$	
	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$
0,0	80,0	77,9	80,0	60,9	80,0	49,7
0,05	78,7	76,1	70,5	54,3	65,8	43,1
0,1	77,2	74,0	62,4	48,6	55,2	38,2
0,15	75,3	71,5	55,6	43,9	47,3	34,6
0,2	73,0	68,4	49,7	39,8	41,3	31,8
0,25	70,3	64,6	44,8	36,4	36,9	29,8
0,3	66,9	60,1	40,6	33,4	33,6	28,3
0,35	62,8	54,5	37,0	31,0	31,1	27,1
0,4	57,9	47,7	34,0	28,8	29,2	26,3
0,45	51,8	39,5	31,4	27,1	27,8	25,6
0,5	44,5	29,6	29,3	25,5	26,8	25,1
0,52	41,2	25,0	28,5	25,0	26,5	25,0

Результати розрахунків температур компонентів для гравію  $d_e=0,021$  м по висоті робочої камери за різними значеннями витрати матеріалу наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Температура газового та твердого компоненту (гравій) по висоті робочої камери за різними значеннями швидкості руху твердого компоненту.

$$d_e=0,021 \text{ м}; \rho=1930 \text{ кг/м}^3; w_\phi=1,7 \text{ м/с}; \alpha_M=106 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

x	$G_M=2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$		$G_M=6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$	
	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$	$t_r$	$t_M$
0,0	80,0	69,0	80,0	50,6	80,0	40,0
0,05	75,2	64,4	68,3	44,8	64,8	35,7
0,1	70,4	59,9	59,0	40,3	53,8	32,6
0,15	65,8	55,4	51,6	36,6	45,8	30,4
0,2	61,3	51,1	45,7	33,7	39,9	28,8
0,25	56,8	46,8	40,9	31,4	35,7	27,6
0,3	52,4	42,6	37,2	29,6	32,6	26,7
0,35	48,1	38,5	34,2	28,1	30,4	26,1
0,4	43,9	34,4	31,8	26,9	28,8	25,6
0,45	39,7	30,4	29,8	26,0	27,6	25,3
0,5	35,6	26,5	28,3	25,2	26,7	25,1
0,52	34,0	25,0	27,8	25,0	26,4	25,0

Збільшення витрати матеріалу в діапазоні  $G_M=2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$  -  $6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$  при  $w_\phi=0,7 \text{ м/с}$  та для гравію в діапазоні  $G_M=2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$  -  $6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$  при  $w_\phi=1,7 \text{ м/с}$  викликає зниження інтенсивності нагрівання шару. В вихідному перетині температура керамзиту знизилась на 38 %, температура гравію – на 42 %.

## 2.4. Зіставлення розрахункових та експериментальних даних

Для оцінки можливості аналітичним шляхом оцінювати температури компонентів по отриманим емпіричним залежностям, проведено зіставлення результатів експериментальних значень температур та розрахованих. Зіставлення експериментальних і розрахункових даних на прикладі керамзиту при протитечії потоків показало задовільну порівнянність результатів [11].

Вихідні дані по властивостям гранульованих матеріалів, що використані в експериментах, наведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5.

### Властивості гранульованих матеріалів

Матеріал	Керамзит	Керамзит	Гравій
Еквівалентний діаметр, м	0,019	0,0097	0,021
Щільність, кг/м <sup>3</sup>	825	920	2022
Теплопровідність, Вт/мК	0,16-0,2	0,16-0,2	0,4-0,93
Теплоємність, Дж/кгК	840	840	875
Порозність	0,42	0,37	0,46
Середня маса часток, кг	0,002	0,001	0,007

Результати експериментального вимірювання температур газового та твердого компоненту наведені в табл.2.6. Наведені температури відповідають середнім за часом температур.

Тривалість експерименту складала:

для керамзиту ( $d_e=0,019$  м) - 210 с;

для керамзиту ( $d_e=0,0097$  м) – 420 с;

для гравію ( $d_e=0,021$  м) – 330 с.

Витрата повітря для всіх випробувань складала  $G_n=0,0112$  кг/с,  $w_m=4,3 \cdot 10^{-3}$  м/с,  $L=0,52$  м.

Дані по температурам (табл. 2.6) використовувались для зіставлення з розрахунковими температурами за залежностями для протитечії (2.18)–(2.21).

Таблиця 2.6.

Середні за часом температури твердого та газового компонентів у вхідному та вихідному перетині робочої камери.

	Керамзит $d_e=0,019$ м	Керамзит $d_e=0,0097$ м	Гравий $d_e=0,021$ м
Швидкість фільтрації повітря, м/с	1,2	0,7	1,7
Витрата матеріалу, кг/с	0,0104	0,016	0,026
$t_{п}'$ , °С	80	80	80
$t_{н.с}=t_{м}'$ , °С	25	25	25
$t_{п}''$ , °С	28	26	26
$t_{м, x=L}$ , °С	28	26	26
$t_{м, x=0}$ , °С	65	45	50

Також для розрахунків потрібні були дані з коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну, які за результатами обробки відповідних експериментів дорівнювали наступним значенням:

Для керамзиту при  $d_e=0,019$  м:  $\bar{\alpha}_m=98$  Вт/м<sup>2</sup>К

Для керамзиту при  $d_e=0,0097$  м:  $\bar{\alpha}_m=36$  Вт/м<sup>2</sup>К

Для гравію при  $d_e=0,021$  м:  $\bar{\alpha}_m=106$  Вт/м<sup>2</sup>К

Розрахункові криві розподілу температури керамзиту ( $d_e=0,019$  м) по висоті робочої камери представлені на рис. 2.10. Стрілками показаний напрямок потоків компонентів.

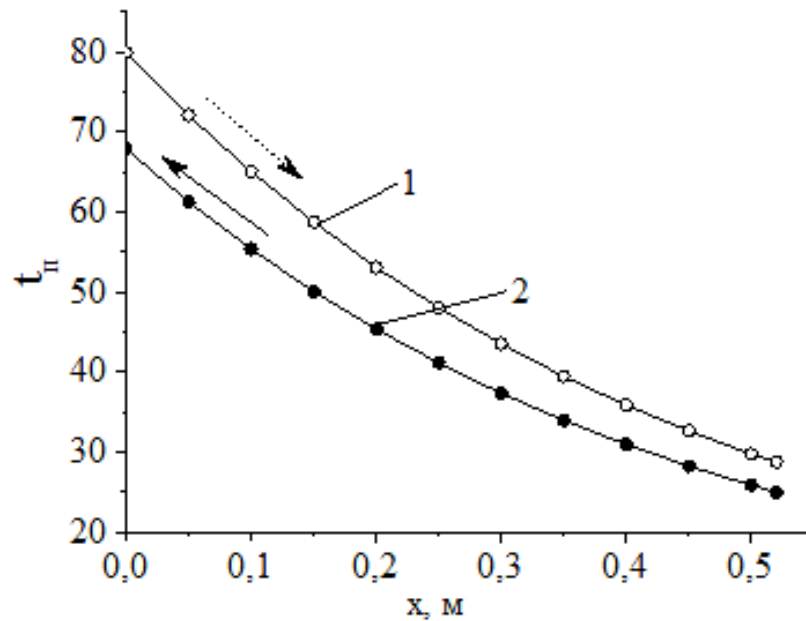


Рис. 2.10. Температурні криві розподілу температур по висоті камери  
1 – повітря; 2 – керамзит

Результати розрахунку керамзиту ( $d_e=0,019$  м) при  $\bar{\alpha}_m=98$  Вт/м<sup>2</sup>К відхиляються від відповідних експериментальних даних на припустиму величину:

- для  $t_m(x=0)$  - розбіжність 4,5%;
- для  $t_m(x=0,4)$  - розбіжність 10,7%;
- для  $t_n(x=0,52)$  - розбіжність 2,8%.

Розрахункові криві розподілу температури керамзиту ( $d_e=0,0097$  м) по висоті робочої камери представлені на рис. 2.11.

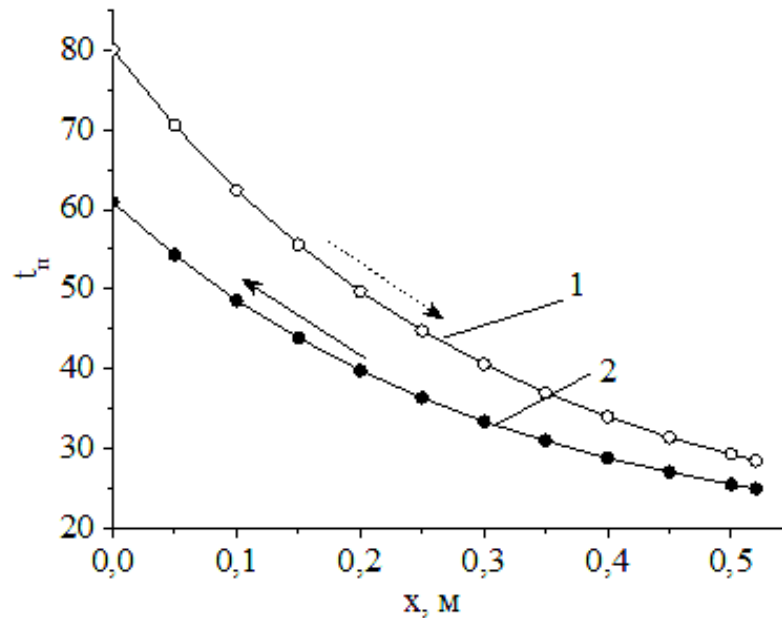


Рис. 2.11 Температурні криві розподілу температур по висоті каналу  
1 – повітря; 2 – керамзит ( $d_e=0,0097$  м)

Результати розрахунку температури керамзиту при  $d_e=0,0097$  м,  $\bar{\alpha}_m=36$  Вт/м<sup>2</sup>К та експериментальні данні відхиляються на припустиму величину:

- для  $t_m(x=0)$  на 4,4%;
- для  $t_m(x=0,4)$  на 0,8%;
- для  $t_n(x=0,52)$  на 0,4%.

Розрахункові криві розподілу температури гравію та повітря при  $d_e=0,021$  м по висоті робочої камери представлені на рис. 2.12.

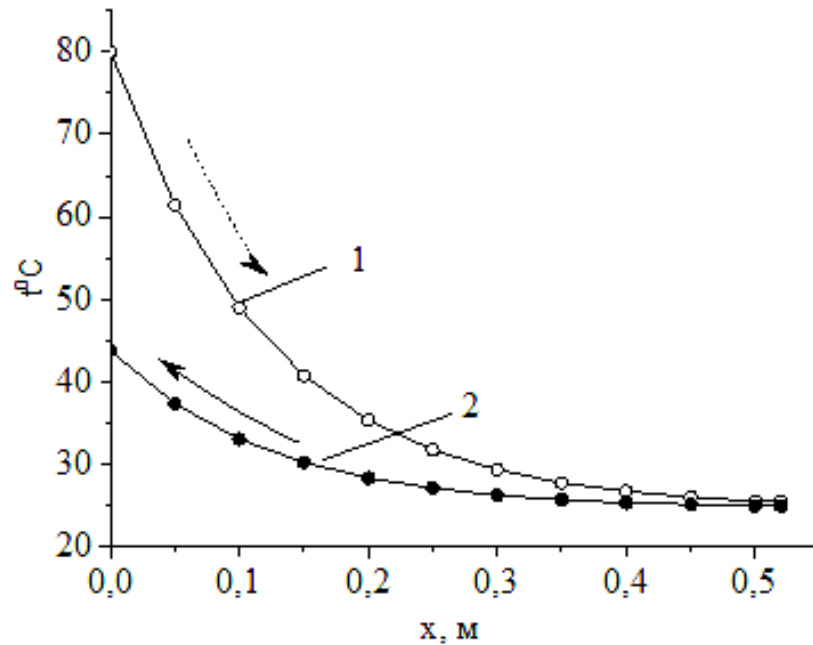


Рис. 2.12 Температурні криві розподілу температур по висоті каналу  
1 – повітря; 2 – гравій ( $d_e=0,021$  м)

При використанні гравію в якості гранульованого матеріалу при ( $d_e=0,021$  м),  $\bar{\alpha}_m=106$  Вт/м<sup>2</sup>К розрахункові та експериментальні данні різняться на:

- для  $t_m(x=0)$  на 1,2%;
- для  $t_m(x=0,4)$  на 3,4%;
- для  $t_n(x=0,52)$  на 6,9%.

## 2.5. Дослідження теплообміну нерухомого шару із внутрішніми джерелами теплоти

У ряді випадків (наприклад, при наявності тепловиділення в шарі, низької інтенсивності міжкомпонентного теплообміну, короткочасних нестационарних процесах) температури компонентів суттєво різняться. Процеси в кожному компоненті описуються рівняннями для суцільних середовищ, а взаємодія між ними враховується за допомогою коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну. Такі моделі досить повно відображують основні особливості процесів, що протікають у шарі, у той же час порівняно прості (незважаючи на труднощі у визначенні коефіцієнтів переносу для кожного компонента) [12], [13], [14], [15].

Розрахункові залежності коефіцієнтів тепловіддачі були отримані на основі двокомпонентної моделі шару як розв'язання одномірних рівнянь енергії, що описують теплоперенос у газовому та твердому компонентах при наявності джерел тепла у твердому компоненті [16]:

$$G_{\Gamma} c_p \frac{dt_{\Gamma}}{dx} = -\alpha_{\text{CT}}^{\Gamma} F_{\text{CT}} (t_{\Gamma} - t_{\text{CT}}) + \alpha_{\text{M}} a (1 - \beta_2) (t_{\Gamma} - t_{\Gamma}) \quad (2.22)$$

$$-\alpha_{\text{M}} a (1 - \beta_2) (t_{\Gamma} - t_{\Gamma}) - \alpha_{\text{CT}}^{\Gamma} F_{\text{CT}} (t_{\Gamma} - t_{\text{CT}}) + q_v (1 - \beta_2) = 0 \quad (2.23)$$

Граничні умови на виході

$$x=0; \quad t_{\Gamma} = t_{\Gamma}' \quad (2.24)$$

де  $G_{\Gamma}$  – масова швидкість фільтрації газу, кг/(м<sup>2</sup>/с);  $c_p$  – питома теплоємність газу, Дж/(кг·К);  $F_{\text{CT}}$  – площа занурених поверхонь в одиниці об'єму, м<sup>2</sup>;  $t_{\Gamma}$ ,  $t_{\Gamma}'$  – поточні температури газового та твердого компонентів відповідно, К;  $\alpha_{\text{M}}$  – коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $a$  – поверхня часток в одиниці об'єму шару, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\beta_2$  – частка об'єму, затягнутого

зануреними поверхнями;  $q_v$  - питома потужність внутрішніх джерел тепла, Вт/м<sup>2</sup>.

Рівняння (2.22) і (2.23) справедливі при наступних допущеннях:

- а) фізичні характеристики газового та твердого компонентів постійні;
- б) потужність усіх занурених поверхонь однакові;
- в) термічний опір теплопровідності часток нехтовно малий;

г) поздовжній кондуктивний перенос тепла в компонентах стояв нехтовно малий у порівнянні з конвекційним теплопереносом і тепловим, виділюваним внутрішніми джерелами тепла.

При аналітичному розв'язанні рівнянь енергії (2.22) і (2.23) отримані наступні залежності для визначення температур у газовому та твердому компонентах, які є вихідними для експериментального визначення пристінних коефіцієнтів тепловіддачі:

$$t_{\Gamma} = t_{\text{CT}} + \left[ (t_{\text{CT}} - t'_{\Gamma}) + \frac{B_1 H}{(1 + E_2) P} \right] \exp(P_x) - \frac{B_1 H}{(1 + E_2) P} \quad (2.25)$$

$$t_{\text{T}} = t_{\text{CT}} + \frac{(t_{\Gamma} - t_{\text{CT}}) + H}{1 + E_2}, \quad (2.26)$$

$$P = \frac{B_1}{1 + E_2} - B_1 - E_1$$

$$E_1 = \frac{\alpha_{\text{CT}}^{\Gamma} F_{\text{CT}}}{G_{\Gamma} c_{p\Gamma}}, \quad E_1 = \frac{\alpha_{\text{CT}}^{\Gamma} F_{\text{CT}}}{\alpha_{\text{M}} a (1 - \beta_2)}$$

$$B_1 = \frac{\alpha_{\text{M}} a (1 - \beta_2)}{G_{\Gamma} c_p}; \quad H = \frac{q_v}{\alpha_{\text{M}} a}; \quad a = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_{\text{T}}}$$

Оскільки вихідні рівняння (2.22) і (2.23) записані в одновимірному наближенні, то при проектуванні експериментального стенда та проведенні дослідів необхідно звернути увагу на рівномірність розміщення занурених теплообмінних поверхонь, а так само рівномірність розподілу внутрішніх джерел тепла, структуру шару та швидкостей газу.

При дотриманні зазначених умов у поперечних перерізах будуть спостерігатися тільки незначні флуктуації температури, які можуть бути враховані шляхом використання при обробці експериментальних даних, осереднених по поперечному перерізу температур компонентів.

Проведені раніше розрахунково-експериментальні дослідження показали [17], [18], що для можливості нехтування термічним опором теплопровідності часток з поздовжнім кондуктивним переносом експерименти необхідно проводити при значеннях чисел Біо:

$$Bi = \frac{\alpha_M d_T}{\lambda_T} \leq 0.1 \quad (2.27)$$

Пекле:

$$Pe^* = \frac{G_T C_{p_T} l_0}{(1 - \beta_1) \lambda_T^*} \geq 20 \quad (2.28)$$

де  $\beta_1$  - частка поперечного перерізу, зайнятий зануреними поверхнями;  
 $l_0$  - мінімальна відстань від входу до перетину, у яких змінюються температури компонентів, м;  $\lambda_T^*$  - поздовжній ефективний коефіцієнт теплопровідності газового компонента, Вт/м·К;

Дані по коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну  $\alpha_M$  та питомій поверхні часток в одиниці об'єму шару  $a_{пит}$ , що входять в (2.25) і (2.26) можуть бути розраховані по залежностях:

$$\text{- при } Re = \frac{G_T d_T}{\mu_T} \leq 200 \quad \alpha_M = 0,106 \frac{\lambda_T}{d_T} Re_T \quad (2.30)$$

$$\text{- при } Re = \frac{G_T d_T}{\mu_T} > 200 \quad \alpha_M = 0,61 \frac{\lambda_T}{d_T} Re_T^{0,67} \quad (2.31)$$

де  $d_T$  - діаметр часток, м;  $\varepsilon$  - порозність шару;  $\lambda_T$  - коефіцієнт теплопровідності газу, Вт/м·К;  $\mu_T$  - коефіцієнт динамічної в'язкості Па·с.

При проведенні експериментальних досліджень вимірюють витрату газу, потужність внутрішніх джерел тепла, температуру занурених поверхонь газу і часток на вході та у декількох поздовжніх перетинах шару (координати яких відомі).

За результатами вимірів пристінний коефіцієнт тепловіддачі твердого компонента може бути визначений безпосередньо з рівняння (2.23):

$$\alpha_{\text{ст}} = \frac{q_v(1-\beta_2) - \alpha_m a(1-\beta_2)(t_T - t_T)}{F_{\text{ст}}(t_T - t_{\text{ст}})} \quad (2.32)$$

Пристінний коефіцієнт тепловіддачі газового компонента може бути знайдений шляхом рішення трансцендентного рівняння (2.25) [19].

У результаті досліджень одержали, що з ростом потужності внутрішніх джерел теплоти при інших рівних умовах температури компонентів шару та їх різниця зростає [20], [21]. За представленими залежностями проведені розрахунки температурних полів у шарі при різних умовах. У розрахунках змінювали: швидкість сушильного агента  $w_{\phi} = 0,2 \dots 2$  м/с, швидкість руху шару  $w_T = 0,5 \cdot 10^{-3} \dots 10^{-3}$  м/с, діаметр часток  $d = 3 \cdot 10^{-3} \dots 9 \cdot 10^{-3}$  м, значення позитивного  $q_{v1} = 10^4 \dots 10^6$  Вт/м<sup>3</sup> і негативного  $q_{v2} = -(10^4 \dots 10^6)$  Вт/м<sup>3</sup> джерел теплоти у твердому компоненті.

Розглянемо вплив  $q_{v1}$  – позитивного внутрішнього джерела при наступних вихідних даних:  $t'_T = 20$  °С,  $t'_r = 100$  °С,  $d = 0,003$  м,  $\gamma = -30$ . По висоті каналу на початковому етапі температура газу зменшується, а температура часток збільшується в результаті міжкомпонентного теплообміну (рис.2.13).

У тому самому перетині ( при  $x = \text{idem}$ ) зі збільшенням позитивного внутрішнього джерела температури газу і часток зростають. Ця залежність спостерігається при різних швидкостях, діаметрах твердих часток.

Розподіл температур компонентів по висоті каналу при різних значеннях потужності внутрішнього джерела при швидкості фільтрації газу та швидкості руху твердого компоненту відповідно:  $w_{\phi} = 0,2$  м/с;  $w_T = 0,001$ , м/с, наочно представлено на рис. 2.13.

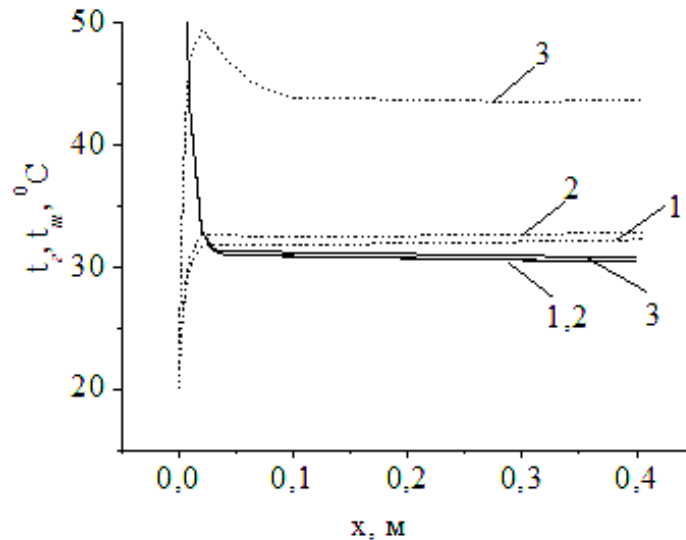


Рис. 2.13. Розподіл температур компонентів по висоті каналу при різних значеннях потужності внутрішнього джерела. --- частки; — газ

$$1 - q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; 2 - q_{v1} = 10^5 \text{ Вт/м}^3; 3 - q_{v1} = 10^6 \text{ Вт/м}^3$$

При збільшенні продуктивності позитивного внутрішнього джерела  $q_{v1}$  різниця температур компонентів на початковій ділянці зменшується, а з ростом абсолютного значення негативного внутрішнього джерела  $q_{v2}$  зростає (рис. 2.14). Зі збільшенням швидкості газу відбувається зменшення різниці температур в обох випадках. При різних значеннях продуктивності негативного внутрішнього джерела на початковій ділянці також спостерігається зменшення температури газу та збільшення температури часток по висоті каналу. При збільшенні витрати теплоти на випар (збільшенні продуктивності негативного внутрішнього джерела теплоти  $q_{v2}$ ) температури газу і часток зменшуються (у тому самому перетині). Ця

залежність спостерігається при різних швидкостях і діаметрах твердих часток.

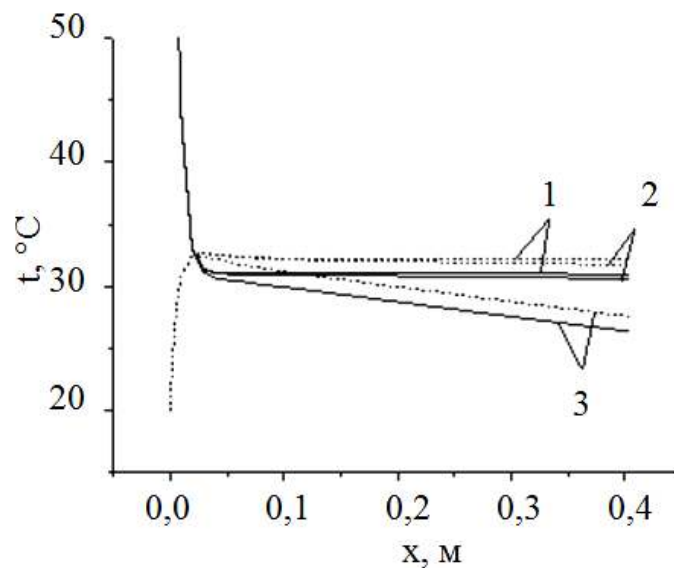


Рис. 2.14. Розподіл температур компонентів по висоті каналу при різних значеннях продуктивності негативного внутрішнього джерела теплоти  $w_2 = 0,2$  м/с;  $w_m = 0,001$  м/с; 1 –  $q_{v2} = -104$  Вт/м<sup>3</sup>; 2 –  $q_{v2} = -105$  Вт/м<sup>3</sup>; 3 –  $q_{v2} = -106$  Вт/м<sup>3</sup>; --- частки; — газ.

Швидкість газу впливає на розподіл температур у такий спосіб. При зростанні швидкості газу на початковій ділянці відбувається збільшення як температури газу, так і температури часток, а їх різниця з ростом швидкості зменшується (при  $x = \text{idem}$ ). Ріст температур пов'язаний зі збільшенням коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну та витрати газу. Як видно з рис.2.14, температури часток при  $x > 0,03$  м стають вище температур газу, змінюється напрямок теплового потоку. При  $x < 0,03$  м частки одержують тепло від нагрітого повітря, а потім, коли повітря охолодилось, він нагрівається від часток, температура яких росте у зв'язку з дією внутрішнього позитивного джерела теплоти.

При збільшенні діаметра часток на початковій ділянці температура газу знижується, а температура часток зростає повільніше у зв'язку зі зменшенням питомої поверхні часток і коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну. При

зменшенні швидкості руху шару спостерігається збільшення температур компонентів при  $x = \text{idem}$ , що пов'язане зі зменшенням витрати матеріалу (рис.2.15). Зменшення швидкості руху шару у два рази викликає збільшення температури газового компонента та твердих часток на 20-22%.

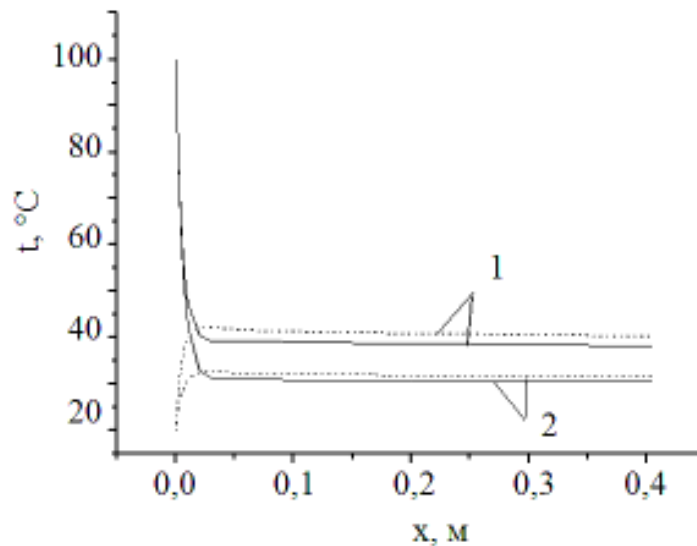


Рис. 2.15. Розподіл температур компонентів по висоті каналу при різних швидкостях руху шару.

$$q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; q_{v2} = -10^5 \text{ Вт/м}^3; w_2 = 0,2 \text{ м/с}; 1 - w_{ш} = 10^{-3} \text{ м/с},$$

$$2 - w_{сл} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}; \text{ --- частки}; \text{ __ газ.}$$

Отримано, що величина діаметра часток впливає не стільки на температури компонентів, як на тепловіддачу шару в цілому. Так, якщо збільшити діаметр часток, те самі значення температур газового і твердого компонентів змінюється незначно, а їх різниця значно зростає.

## Висновки до розділу 2

1. Представлена двокомпонентна модель стаціонарного теплопереносу в рухомому шарі гранульованого матеріалу при його продуванні газовим потоком якісно вірно описує теплообмін між газовим та твердим компонентом.

2. Для рухомого шару керамзиту та гравію повздовжний перенос теплоти теплопровідністю зневажливо малий, що враховується в рівняннях енергії твердого компонента. Таке обґрунтоване припущення математичної моделі в диференційній формі дозволяє отримати її рішення точними аналітичними методами.

3. Отримані аналітичні залежності для розрахунків температур рухомих газового та твердого компонентів дозволяють визначити розподіл температур по висоті теплообмінного апарату для двох схем руху: прямої та протитечії.

4. Збільшення діаметру часток керамзиту та гравію призводить до збільшення інтенсивності нагрівання шару матеріалу. Вихідна температура керамзиту збільшилась на 41% при збільшенні діаметру з 0,01 м до 0,02 м, та на 49% при збільшенні діаметру з 0,01 м до 0,03 м. Це в першу чергу пов'язано з зниженням маси щільного шару в робочій камері.

5. Збільшення інтенсивності нагріву спостерігається при збільшенні швидкості фільтрації. Збільшення швидкості з 0,7 м/с до 1,2 м/с для керамзиту при  $d_e=0,019$  м та швидкості руху шару  $w_T=0,0043$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу на виході на 28 %, а з 0,7 м/с до 1,7 м/с - на 41 %. Збільшення швидкості з 0,7 м/с до 1,2 м/с для гравію при  $d_e=0,0097$  м; та швидкості руху шару  $w_T=0,0043$  м/с призвело до підвищення температури матеріалу на виході на 29 %, а з 0,7 м/с до 1,7 м/с - на 44 %.

6. Зіставлення експериментальних і розрахункових даних на прикладі керамзиту при протитечії потоків показало задовільну збіжність результатів. Результати розрахунку температур керамзиту ( $d_e=0,019$  м) при  $\bar{\alpha}_m=98$  Вт/(м<sup>2</sup>К) відхиляються від відповідних експериментальних даних на

припустиму величину: для  $t_m(x=0)$  - розбіжність 4,5%; для повітря на виході -  $t_n(x=0,52)$  - розбіжність 2,8%. За результатами розрахунків при використанні гравію в якості гранульованого матеріалу при  $d_e=0,021$  м),  $\bar{\alpha}_m=106$  Вт/м<sup>2</sup>К та експериментальні данні різняться для  $t_m(x=0)$  на 1,2%; для  $t_m(x=0,4)$  на 3,4%; для повітря  $t_n(x=0,52)$  на 6,9%.

7. Отримані розрахункові залежності для температур компонентів на основі двокомпонентної моделі шару як розв'язання одномірних рівнянь енергії, що описують теплоперенос у газовому та твердому компонентах при наявності джерел тепла у твердому компоненті, якими можуть бути процеси конденсації або випаровування вологи з поверхні часток. При наявності тепловиділення в шарі, низької інтенсивності міжкомпонентного теплообміну, температури компонентів суттєво різняться.

## Перелік посилань до розділу 2

1. Li, J. Application of the discrete element modeling in air drying of particulate solids. *Technology*. 2002. Vol. 20, №3. P. 255–282.
2. Саваторова В. Л., Белый А. А. Математическое моделирование процессов кондуктивной теплопередачи в гетерогенных средах с периодической структурой. Москва, 2010. 100 с.
3. Горбис З. Р., Календерьян В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. Москва, 1975. 296 с.
4. Халил В. Б., Теряева З. С., Жаркова О. Н., Ельшина И. А., Сафронова Е. В. Процессы и аппараты химической технологии. Теоретические основы процессов химической технологии. *Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты*. Новополоцк, 2006. 328 с
5. Masoumifard N., Mostoufi N., Hamidi A. A., Sotudeh-Gharebagh R. Investigation of heat transfer between a horizontal tube and gas-solid fluidized bed. *International Journal Heat Fluid Flow*. 2008. Vol. 29, №5. P. 1504–1511.
6. Курчев, А. О., Елин Н. Н., Мизонов В. Е., Субботин В. И. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами. *Промышленная энергетика*. 2008. Т. 12. С.33-36.
7. Календерьян, В. А. Об учете теплообмена неподвижного фильтруемого слоя с погруженными поверхностями двухкомпонентной модели переноса. *ИФЖ*. 1992. Т. 63. №1. – 63-68.
8. Солодкая, А. В., Бошкова И. Л. Математическое описание процесса теплообмена между потоками газа и дисперсного материала. *Холодильная техника и технология*. 2017. Т. 53, №2. С. 39-43
9. Календерьян В. А., Бошкова И. Л. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным дисперсным слоем. Киев, 2011. 184 с
10. Горбис З. Р., Календерьян В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. М.: Энергия, 1975. 296 с.

11. Бошкова И. Л., Солодкая А. В. Исследование эффективности теплообмена в теплообменниках-утилизаторах с гранулированной насадкой. *Энергетика. Проблемы регионального развития*. 2016. Т. 3, №32. С. 101-106.
12. Аэров М. Э., Тодес О. М., Наинский Д. А. Аппараты с стационарным зернистым слоем. *Гидравлические и тепловые основы работы*. Львов, 1979. 176 с.
13. Календерьян В. А., Корнараки В. В. Теплообмен и сушка в движущемся плотном слое. Одесса, 1982. – 160 с.
14. Moselmian D., Chen M. M., Chan B. T. Heat transfer to horizontal tubers in a fluidized bed. The role of superficial gas and local particles velocities. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1991. V. 4, №1. P. 76–89.
15. Коротких А. Г., Шаманин И. В. Основы гидродинамики и теплообмена в ядерных реакторах. Томск, 2007. 117 с.
16. Дементьева Т. Ю., Солодка А. В. Исследование коэффициентов теплообмена неподвижного слоя с внутренними источниками теплоты. *Наукові праці ОНАХТ*. 2015. Т. 2, №47. С. 63-66.
17. Buevich Y. A., Perminov E. B. Nonstationary heating of a fixed granular mass. *Journal of engineering physics*. 1980. Vol. 38, №1. P. 19–25.
18. Sieniutycz S. A graphical approach to heat and mass exchange between gas and granular solid. *Cybernetics And Physics*. 2015. Vol. 4 №4. P. 116–133.
19. Eckert E. R. G., Drake R. M. *Analysis of Heat and Mass Transfer*. Wachington, 1987. 210 p.
20. Newnham R. E., Jang S. J., Xu M. Fundamental interaction mechanisms between microwave and matter. *Ceramic Transactions*. 1991. Vol. 21. P. 23-48.
21. Календерьян В. А., Бошкова И. Л., Волгушева Н. В. Влияние режимных параметров на распределение температур в движущемся плотном слое дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке. *Промышленная теплотехника*. 2010. Т. 32, №1. С. 37–44.

## РОЗДІЛ 3

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ НАСКРІЗНОГО ПОТОКУ ГАЗУ З ЩІЛЬНИМИ ШАРОМ ГРАНУЛЬОВАНОЇ НАСАДКИ

#### 3.1. Цілі і завдання експериментальних досліджень

Метою досліджень є вибір раціонального матеріалу для використання в якості гранульованої насадки і встановлення оптимальних режимних параметрів теплообміну.

Завдання досліджень:

- визначення основних характеристик щільного шару гранульованого матеріалу (керамзит та гравій): еквівалентний діаметр часток  $d_e$ , щільність часток матеріалу  $\rho_m$ , порозність  $\varepsilon$ , коефіцієнт форми  $\phi$ ;
- розробка та виготовлення експериментальної установки, проведення її випробувань та раціональне встановлення контрольно-вимірювальних приборів; складання методик проведення експериментів;
- експериментальне вивчення процесів теплообміну між нагрітим повітрям і шаром гранульованого матеріалу (керамзит та гравій),
- визначення впливу розміру часток на ефективність теплообміну зі скрізним потоком;
- проведення теплових розрахунків для визначення ефективності теплообміну при різних режимних параметрах процесу;
- узагальнення даних по коефіцієнтам міжкомпонентного теплообміну в системі повітря-щільний шар рухомого та нерухомого гранульованого матеріалу;

- порівняльний аналіз ефективності теплообміну в експериментах, що рекомендовані за даними роботи до використання, за результатами інших авторів.

### **3.2. Вивчення характеристик матеріалів для гранульованих насадок**

Розмір частинок насадки, що дозволяє здійснити найбільш повний теплообмін між газовим і твердою середовищем, багато в чому залежить від теплофізичних властивостей твердої насадки [1, 2]. Сам гранульований матеріал повинен мати наступні властивості: висока теплопровідність, твердість, опір стирання жаро- і хімічна стійкість. Важливим аспектом при виборі матеріалу насадки є його вартість.

У якості дисперсних матеріалів пропонується до розгляду гранули кварцу, корунду, цеолітів і інших мінералів, кераміки, полімерних матеріалів, піску. При цьому слід враховувати умови роботи теплообмінного апарату. При використанні щільного рухомого шару пісок не підходить в якості насадки, оскільки продати його складно, а для псевдозрідженого шару гранули з мінералів неприйнятні [3].

Насадку для дослідження апарату з нерухомим або падаючим шаром виконують з крихти або кульок розміром 6...12 мм [4], виконаних з каоліну, оксидів алюмінію (алюмоцинкові сплави), магнію, цирконію, силікагель. Матеріал такої насадки повинен володіти високою питомою теплоємністю, бути жаро- і хімічно стійким, не тріскатися при різких змінах температури, не випаровуватися, не стиратися і витримувати ударне навантаження. Для підвищення теплоємності таку насадку виготовляють у вигляді гранул з плавким ядром.

Для характеристики насадок і теплообмінного апарату на їх основі використовують такі величини: питома площа поверхні частинок в одиниці

об'єму шару  $a_{\text{пнт}}$ ,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ , насипна щільність насадки -  $\rho_n$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ; еквівалентний діаметр частинок -  $\bar{d}_e$ , м; порозність шару -  $\varepsilon$ .

Для подальших досліджень обрані гравій і керамзит [5], властивості яких наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

## Основні характеристики гранульованих матеріалів та геометрії шару

Матеріал	Теплоємність $c_p$ , Дж/(кг·К)	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda$ , Вт/(м·К)	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Гравій	750-1000	0,4-0,93	1950-2022
Керамзит	840	0,16-0,2	825-950

Відповідно до даних [1], порозність дисперсних кам'яних насадок практично не залежить від розміру гранул і приблизно рівні 0,42. Однак за результатами власних вимірювань було отримано, що для керамзиту  $\varepsilon_k=0,37-0,42$ , для гравію  $\varepsilon_r=0,45$ . Правильність оцінки цієї величини має суттєвий вплив на точність розрахунку як теплових, так і аеродинамічних характеристик процесу роботи регенератора з дисперсною насадкою.

Порозність шару визначається як:

$$\varepsilon = 1 - \beta \quad (3.1)$$

де  $\beta$  - об'ємна концентрація частинок, яка представляє собою відношення об'ємів частинок і всієї системи:

$$\beta = \frac{V_c - V_{\text{ч}}}{V_c} \quad (3.2)$$

Для гравію:

$$\beta_r = \frac{3-1,3}{3} = 0,57$$

$$\varepsilon_r = 1 - 0,57 = 0,43$$

Для керамзиту:

$$1. d_e = 0,019 \text{ м}$$

$$\beta_k = \frac{3 - 1,26}{3} = 0,58$$

$$\varepsilon_k = 1 - 0,58 = 0,42$$

$$2. d_e = 0,0097 \text{ м}$$

$$\beta_k = \frac{3 - 1,1}{3} = 0,63$$

$$\varepsilon_k = 1 - 0,63 = 0,37$$

### 3.3 Оцінка основних геометричних характеристик шару і частинок

Важливими характеристиками шару гранульованих матеріалів, які необхідні для проведення розрахунків теплових характеристик процесу теплообміну і аналізу отриманих результатів, є порозність шару  $\varepsilon$  і еквівалентний діаметр частинок для полідисперсного матеріалу, який визначається по залежності як середньозважений по поверхні:

$$\bar{d}_e = \left( \sum_{i=1}^n \frac{m_i \varphi_i}{d_i} \right)^{-1}, \quad (3.3)$$

де  $n$  - число фракцій в суміші,  $m_i$  - масовий вміст  $i$ -тій фракції в суміші, кг/кг;  $d_i$  - розмір часток  $i$ -тій фракції;  $\varphi_i$  - коефіцієнт форми частинок.

Коефіцієнт  $\varphi_i$ , що характеризує відхилення форми частинок від сферичної, для кульок дорівнює одиниці, а для частинок іншої форми може бути знайдений за рекомендаціями [3], [6].

$$\varphi_i = \frac{F}{F_0}, \text{ де } F_0 - \text{ площа поверхні ідеального тіла (куля), } F - \text{ реальна}$$

площа поверхні гранули  $i$ -тій фракції.

Визначальний розмір для розрахунку проводиться відповідно до залежності [3]:

$$R_0 = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}}, \quad (3.4)$$

Де  $V$  - реальний об'єм гранули.

Для керамзиту  $\rho=825 \text{ кг/м}^3$  вихідні дані і результати наведені в табл.3.2.

Таблиця 3.2.

Характеристики керамзиту  $\rho=825 \text{ кг/м}^3$ 

№ і-тої фракції	$V, \text{ м}^3$	$d_0, \text{ м}$	$F_0, \text{ м}^2$	$F, \text{ м}^2$	$\varphi_i$	$m \cdot 10^2, \text{ кг}$	$n$	$m_i$
1	$5,43 \cdot 10^{-6}$	0,022	$1,52 \cdot 10^{-3}$	$22 \cdot 10^{-2}$	1,45	4,43	30	0,45
2	$3,1 \cdot 10^{-6}$	0,018	$1,02 \cdot 10^{-3}$	$16 \cdot 10^{-2}$	1,57	2,53	29	0,33
3	$2,2 \cdot 10^{-6}$	0,032	$0,82 \cdot 10^{-3}$	$13 \cdot 10^{-2}$	1,58	1,77	13	0,1
4	$1,1 \cdot 10^{-6}$	0,013	$0,51 \cdot 10^{-3}$	$7,5 \cdot 10^{-2}$	1,47	0,87	16	0,07
5	$1,03 \cdot 10^{-6}$	0,013	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-2}$	1,4	0,84	12	0,05

Для керамзиту відповідно до наявного досліджуваним матеріалом:

$$\bar{d}_e = \left( \frac{0,45}{0,0206} + \frac{0,33}{0,0188} + \frac{0,1}{0,0164} + \frac{0,07}{0,0132} + \frac{0,05}{0,0132} \right)^{-1} = 0,0195 \text{ м}$$

Для керамзиту  $\rho=920 \text{ кг/м}^3$  вихідні дані і результати наведені в табл.3.3.

Таблиця 3.3

Характеристики керамзиту  $\rho=920 \text{ кг/м}^3$ 

№ і-тої фракції	$V, \text{ м}^3$	$d_0, \text{ м}$	$F_0, \text{ м}^2$	$F, \text{ м}^2$	$\varphi_i$	$m \cdot 10^3, \text{ кг}$	$n$	$m_i$
1	$5,54 \cdot 10^{-7}$	0,0102	$3,26 \cdot 10^{-4}$	$4,2 \cdot 10^{-4}$	1,28	0,51	23	0,198
2	$6,85 \cdot 10^{-7}$	0,0109	$3,76 \cdot 10^{-4}$	$5,4 \cdot 10^{-4}$	1,44	0,63	26	0,276
3	$7,83 \cdot 10^{-7}$	0,0114	$4,11 \cdot 10^{-4}$	$6,2 \cdot 10^{-4}$	1,51	0,72	18	0,219
4	$9,41 \cdot 10^{-7}$	0,0122	$4,64 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	1,61	0,87	15	0,220
5	$9,13 \cdot 10^{-7}$	0,0120	$4,55 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-4}$	1,54	0,84	18	0,255

Для керамзиту відповідно до наявного досліджуваним матеріалом:

$$\bar{d}_e = \left( \frac{0,198}{0,0102} + \frac{0,276}{0,0109} + \frac{0,219}{0,0114} + \frac{0,220}{0,0122} + \frac{0,255}{0,012} \right)^{-1} = 0,0097 \text{ м}$$

Для гравію  $\rho=1920 \text{ кг/м}^3$  вихідні дані і результати наведені в табл.3.4

Таблиця 3.4

## Характеристики гравію

№ і-тої фракції	$V, \text{ м}^3$	$d_0, \text{ м}$	$F_0, \text{ м}^2$	$F, \text{ м}^2$	$\varphi_i$	$m \cdot 10^2, \text{ кг}$	$n$	$m_i$
1	$5,19 \cdot 10^{-6}$	0,022	$1,52 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-4}$	1,18	1,01	30	0,45
2	$5,7 \cdot 10^{-6}$	0,022	$1,52 \cdot 10^{-3}$	$22 \cdot 10^{-4}$	1,45	1,11	29	0,33
3	$5,51 \cdot 10^{-6}$	0,022	$1,52 \cdot 10^{-4}$	$19 \cdot 10^{-4}$	1,25	1,07	13	0,1
4	$4,37 \cdot 10^{-6}$	0,02	$1,28 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-4}$	1,33	0,85	16	0,07
5	$1,72 \cdot 10^{-6}$	0,015	$0,69 \cdot 10^{-3}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	1,38	0,33	12	0,05

Для гравію відповідно до наявного досліджуваним матеріалом:

$$\bar{d}_e = \left( \frac{0,45}{0,022} + \frac{0,33}{0,022} + \frac{0,1}{0,022} + \frac{0,07}{0,02} + \frac{0,05}{0,015} \right)^{-1} = 0,021 \text{ м}$$

Фото матеріалів представлені на рис. 3.1

*a**б*

Рис. 3.1. Матеріал для досліджень.

*a* - гравій; *б* – керамзит

### 3.4. Схема експериментальної установки

Дослідження проведені на установці, що містить вертикальну робочу ділянку у вигляді циліндричного каналу, в який завантажувалася гранульований матеріал. Висота шару матеріалу становила 0,40 - 0,52 м. При дослідженні теплообміну в щільному рухомому шарі матеріал під дією гравітаційних сил проходив канал, нагріваючись від потоку повітря, що подається збоку каналу через повітропровід безпосередньо над вихідним отвором. Швидкість руху шару регулювалася випускним отвором. При дослідженні теплообміну в нерухомому шарі випускний отвір повністю закривався. Схема експериментальної установки наведена на рис. 3.2.

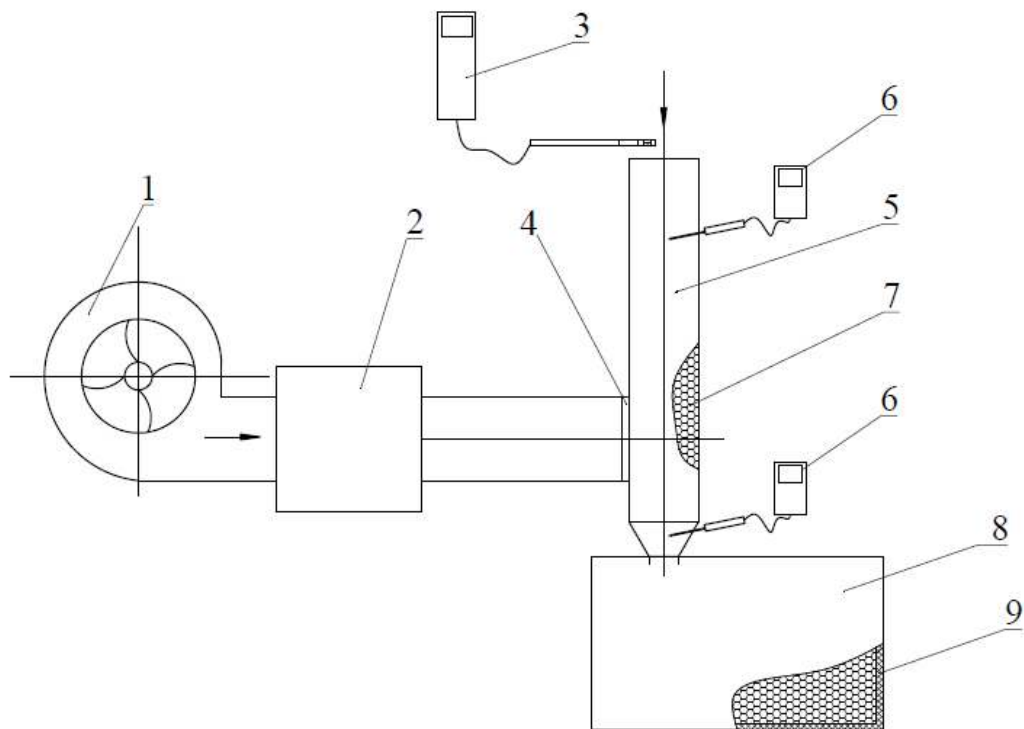


Рис. 3.2. Установка для експериментального дослідження теплообміну в щільному шарі гранульованого матеріалу

1 - вентилятор; 2 - нагрівник; 3 - анемометр; 4 - сітка; 5 - робоча камера;  
6 - термометр; 7- гранульований матеріал; 8- ємність збору гранульованого матеріалу; 9 - ізоляція.

В якості вимірювальної техніки застосовувалися такі прилади: ваги електронні ТВЕ-0,5-0,01, термопари ТХА (К) (працює разом з мультиметром цифровим М4533/1Ц), анемометр АТТ-1004. Характеристики приладів наведені в Додатку Б. На рис. 3.3 наведені фото установки з підключеними вимірювальними приладами.

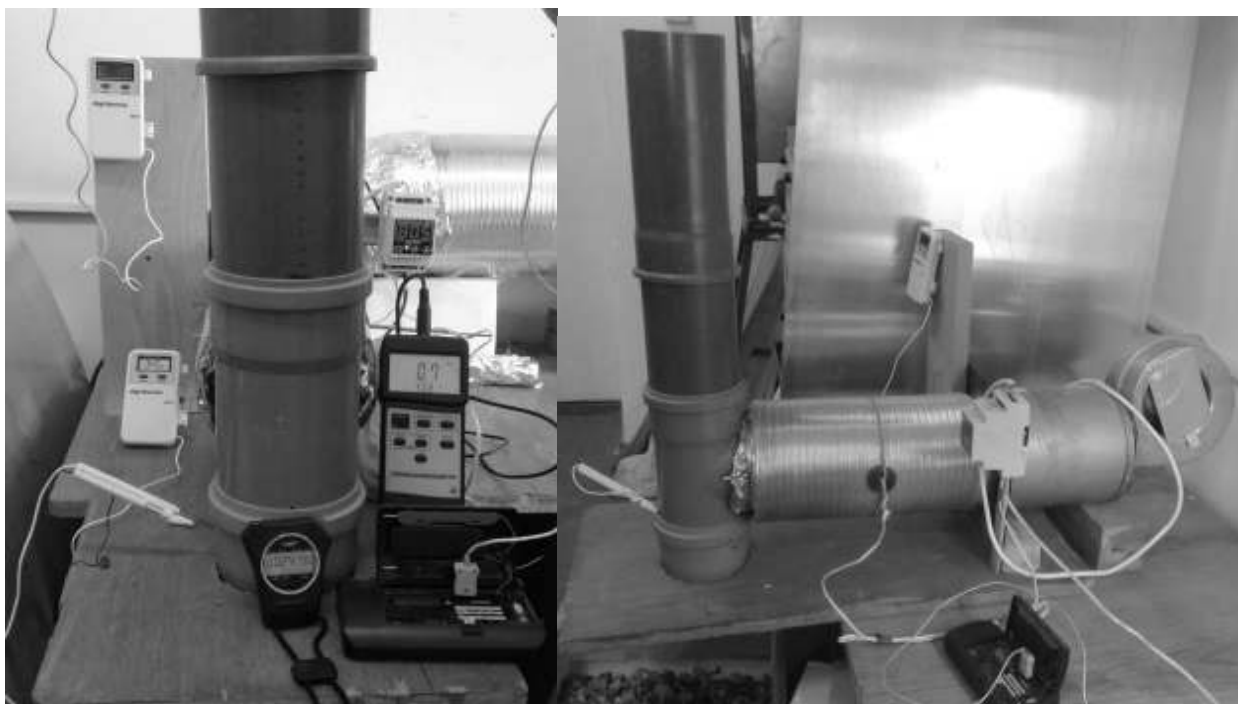


Рис. 3.3. Експериментальна установка з приладами для вимірювання температури та швидкості потоку газу

### 3.5. Методика експериментальних досліджень

Методика експерименту полягала в наступному. Встановлювалась задана температура повітря на регуляторі, включалися вентилятор 1 і нагрівач 2. Витрата повітря регулювалась шиббером на вході вентилятора. Після виходу установки в режим засипався матеріал із заданою масою і починали проводитися заміри температури. Вимірювалась температура повітря і матеріалу на вході і виході установки, а також температура матеріалу на відстані 0,12 м від рівня засипки теплообмінного ділянки. Максимальна висота шару становила 0,52 м, діаметр каналу – 0,1 м. Заміри

температур здійснювалися з інтервалом часу 30 с. Температура повітря на вході варіювалась від 50 °С до 80 °С. За отриманими результатами визначалися основні характеристики теплообміну між повітрям і гранульованою насадкою. Експерименти проводилися з триразовим повторенням.

### **3.6. Вивчення теплообміну щільного шару гранульованого матеріалу і повітряного середовища**

3.6.1. Дослідження теплообміну нерухомого щільного шару гранульованого матеріалу при його нагріванні потоком повітря. При проведенні експериментів відповідно до описаної вище методики шар матеріалу фіксувався в робочій камері на рівні випускного отвору. Попередньо перед засипанням визначалась маса матеріалу. Маса завантаження керамзиту відповідала 2,01 кг і 1,67 кг. В процесі експерименту визначались температури повітря і часток на рівні  $x=0$  і  $x=L$  робочої камери, а також на рівні  $x=0,75L$  (при масі завантаження нижче 2,01 кг).

За отриманими результатами аналізувався вплив тривалості процесу, маси засипки і вхідних температур на розподіл температур твердого та газового компонентів, а також проводилися розрахунки переданої теплоти.

На рис. 3.4 представлений графік залежності температури керамзиту від часу при різній відстані від входу.

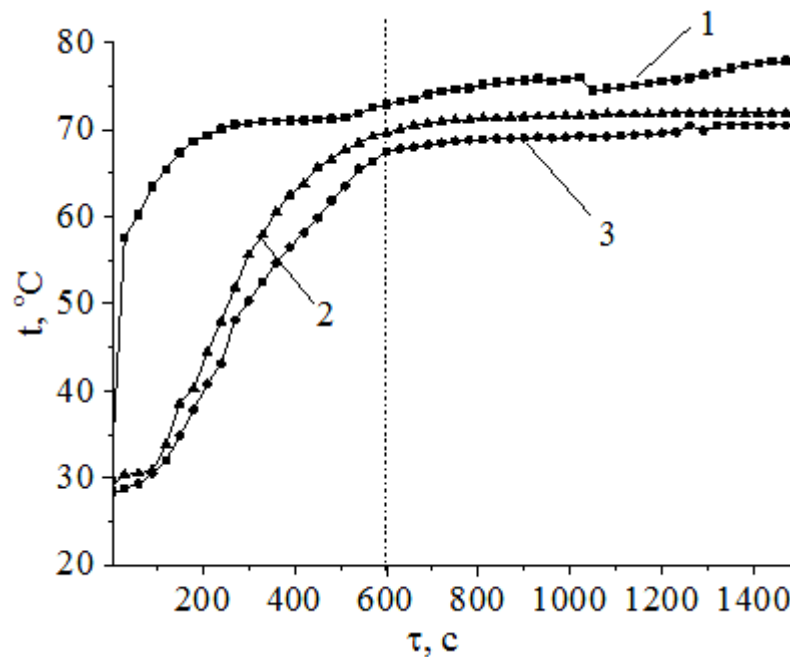


Рис. 3.4. Зміна температури керамзиту за часом на різній відстані від входу

1 – температура матеріалу за  $x=0$ ; 2 – температура метеріалу за  $x=0,39$ ;

3 – температура метеріалу за  $x=0,52$  м;

температура повітря на вході  $t_n' = 80^\circ\text{C}$ .

Як видно з графіка, температура матеріалу по висоті різниться навіть при настанні стаціонарного режиму, що пов'язано з тепловими втратами в навколишнє середовище. Матеріал на вході нагрівається найбільш інтенсивно. Температура матеріалу в  $x=0$  не пеондуктивщує  $71^\circ\text{C}$ , а інтенсивний нагріву матеріалу закінчується після 600 с (на графіку позначено пунктирною лінією) при температурі  $68^\circ\text{C}$ . Інтенсивність нагрівання матеріалу у вхідному перетині знижується після 240 с роботи.

На рис. 3.5. представлені залежності зміни температур керамзиту від часу за різними масами завантаження та температурами повітря.

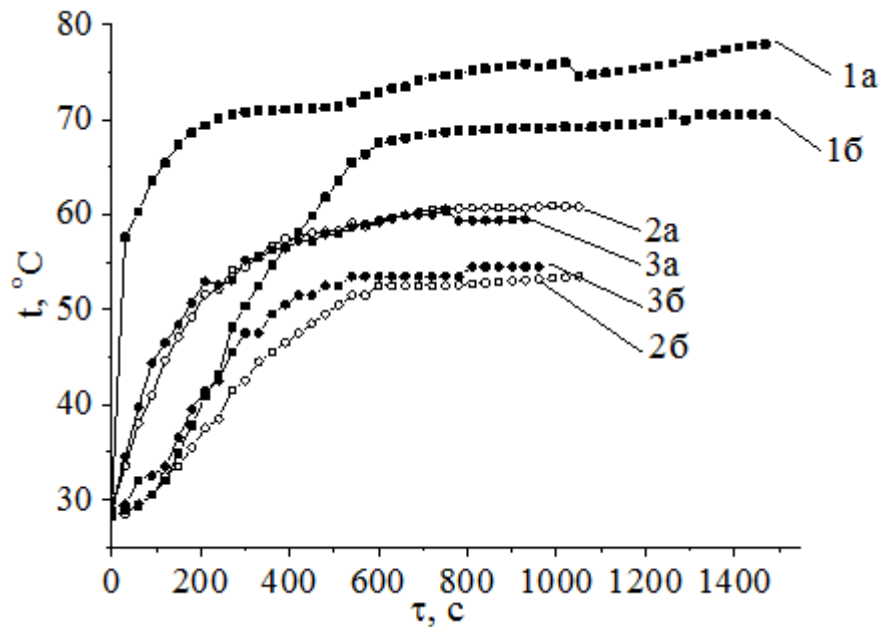


Рис. 3.5. Зміна температури керамзиту у вхідному (а) і вихідному (б) перетині апарату

1 – температура повітря на вході в апарат  $t'_n = 80\text{ }^\circ\text{C}$ ; 2,3 – температура повітря на вході  $t'_n = 60\text{ }^\circ\text{C}$ ; 1,2 – маса завантаження  $m = 2,01\text{ кг}$ ;  
3 – маса завантаження  $m = 1,7\text{ кг}$

У всіх дослідах (рис. 3.5.) інтенсивність нагріву матеріалу у вхідному перетині істотно вище, ніж на виході. Зменшення маси також призводить до збільшення інтенсивності нагріву як у вхідному, так і вихідному перерізі. При  $t'_n=80\text{ }^\circ\text{C}$  темп нагріву у вихідному перерізі становить  $0,065\text{ К/с}$ , при  $t'_n=60\text{ }^\circ\text{C}$  темп нагріву у вихідному перерізі становить  $0,044\text{ К/с}$  для маси завантаження  $m=2,01\text{ кг}$ , а при  $m=1,7\text{ кг}$  темп нагріву становить  $0,059\text{ К/с}$ . При однаковій масі завантаження (криві 1,2) і однаковій температурі нагріву, що відповідає температурі перелому в інтенсивності для кривої 2,  $t=53\text{ }^\circ\text{C}$ , темп нагріву для умов 1 становить  $0,1\text{ К/с}$ . Зниження маси завантаження на 20% призводить до збільшення темпу нагріву 25%.

Окремим важливим завданням, що виникає при проектуванні акумулятора теплоти з дисперсної насадкою, є визначення оптимальної товщини шару. Рекомендація [7] щодо висоти шару на основі гідродинамічного критерію, згідно з якою вона повинна складати  $h'=(20...30) d_e$ , (де  $d_e$  – еквівалентний діаметр частинок), не може бути прийнята. Як видно, для кривої 1 спостерігається істотне розшарування температур, при цьому  $h'=0,52$  (це значення знаходиться всередині зазначеного інтервалу). Для тієї ж висоти засипки, але при іншій температурі повітря на вході, температури по висоті стають практично однаковими. Це говорить про зниження внеску теплових втрат від поверхні теплообмінного ділянки в навколишнє середовище.

При відсутності теплових втрат для нерухомого шару можна рекомендувати вибір висоти шару в залежності від симплекса  $\frac{t'_Г - t''_Г}{t''_Т - t'_Т}$  і комплексу  $\left( \frac{G_Г c_{pГ} \tau}{m \cdot c_Т} \right)$ , де  $m$  - маса матеріалу,  $G_Г$  - витрата газу,  $c_p$  - теплоємність газу,  $c_m$  - теплоємність твердого матеріалу,  $\tau$  - тривалість ділянки стабілізації. Аналізуючи отримані температурні криві, можна відзначити, що для умов проведення даних експериментів можна прийняти  $\tau = 690$  с. Це значення можна прийняти як закінчення періоду нагріву.

При інших вихідних даних це значення може бути визначено за рівнянням теплового балансу. Таким чином, рекомендований час нагрівання - це час, при якому температура повітря на виході асимптотично наближається до температури на вході (при відсутності теплових втрат), а температура матеріалу стає практично рівною температурі повітря.

Товщина шару не може бути визначена тільки з рівняння теплового балансу, тому що слід також враховувати повноту омивання частинок потоком повітря. Нагріте повітря по висоті апарату повинно ефективно взаємодіяти з поверхнею частинок, і в цьому відношенні збільшення висоти

цьому сприяє. Проходження газу через зернистий шар можна охарактеризувати як нерегулярне. Збільшення швидкості газу сприяє утворенню відривних течій, і при незначній товщині шару ефективність теплообміну буде знижуватися.

Вплив висоти зернистого шару  $L$  і швидкості газового потоку на газорозподіл в зернистому шарі описано в монографії [8]. Визначено, що зі збільшенням  $L$  спостерігається тенденція до зниження висоти пристенного сплеску швидкості потоку, а з ростом швидкості спостерігається деяке зменшення відносини і згладжування профілю швидкості, що можна пояснити значним збільшенням втрати напору в пристенній області в порівнянні з іншою частиною апарату.

Відповідно до [9], висота шару, яку можна прийняти як висоту гідродинамічної стабілізації, становить  $H_{\text{гдр.ст}}=(7-10) d_e$ . Тому найменше значення висоти апарату для насадки з керамзиту становить  $H=(0,18-0,25)$  м. Однак цей критерій не може бути прийнятий в якості оптимального при виборі рекомендованої висоти апарату, як уже було показано, це значення залежить від вхідних температури і швидкості повітря, а також початкової температури матеріалу.

Для оцінки оптимального значення висоти апарату (шару засипки) слід розрахувати його висоту відповідно до тепловим балансом:

$$h' = \left( \frac{4 \cdot G_{\Gamma} c_{\Gamma} \tau}{\rho_{\Gamma} \cdot \pi \cdot D^2 c_{\Gamma}} \right) \cdot \frac{t_{\Gamma}' - t_{\Gamma}''}{t_{\Gamma}'' - t_{\Gamma}'}, \quad (3.5)$$

Потім, порівнявши це значення з висотою гідродинамічної стабілізації  $H_{\text{гдр.ст}}$ , слід вибрати найбільше.

На рис. 3.6 представлена криві зміни температури газового та твердого компонентів за  $x=L$  та  $x=0$ .

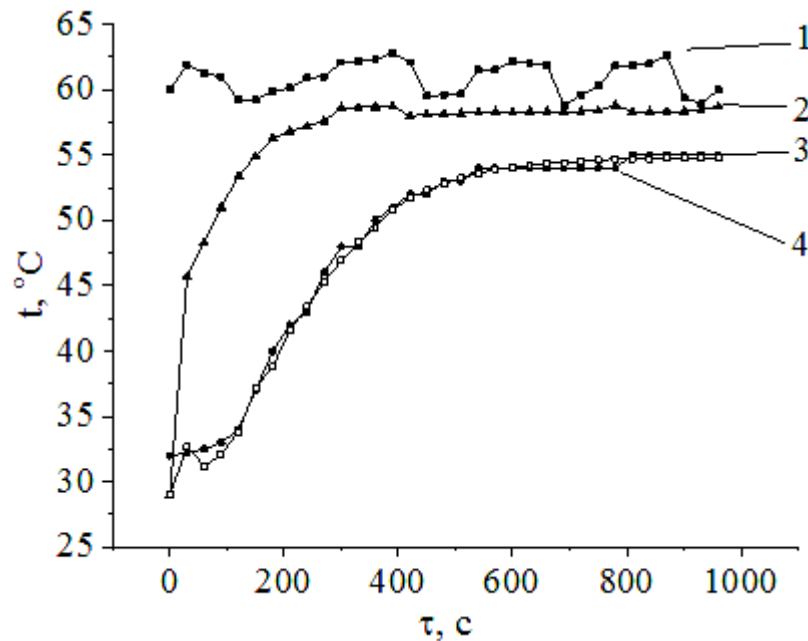


Рис. 3.6. Температури матеріалу і повітря на вході і виході з апарату  
 1 – температура повітря за  $x=0$ ; 2 – температура матеріалу за  $x=0$ ;  
 3 – температура повітря за  $x=L$ ; 4 – температура матеріалу за  $x=L$ .

Температура повітря на вході (крива 1) змінювалася в часі, що пов'язано з регулюванням роботи нагрівального пристрою. Видно, що на виході температура повітря практично відповідає температурі матеріалу, що свідчить про повноту поглинання теплоти, переданої повітрям. Крива 2 має згладжений вид в порівнянні з кривою 1, тому що являє собою результат усереднення даних по температурі для трьох повторних експериментів.

У вихідному перетині найбільш явно спостерігається три ділянки нагріву: початковий, нетривалий, для якого температура змінюється незначно, потім ділянку інтенсивного нагріву з постійною швидкістю, і ділянку стабілізації, на якому температура матеріалу практично не змінюється. Зниження маси сприяє зближенню температур повітря на вході і матеріалу. Первинні дані експериментів використовувалися для розрахунку теплоти, переданої від повітря до матеріалу, і оцінці коефіцієнта

тепловіддачі. На рис. 3.7. представлений характер зміни теплоти в часі для різних значень маси засипки і температури повітря на вході.

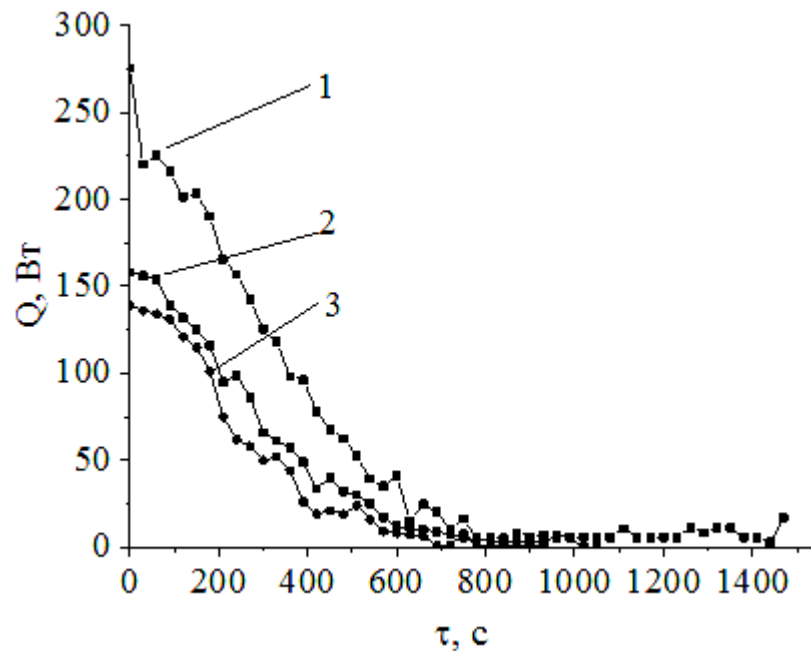


Рис. 3.7. Зміна теплоти нагрівання матеріалу за часом.

1 – температура повітря за  $x=0$ ,  $t_{п}'= 80^{\circ}\text{C}$ ;

2,3 – температура повітря за  $x=0$   $t_{п}'=60^{\circ}\text{C}$ ; 1,3 – маса завантаження матеріалу  $m=2,01$  кг; 2 – маса завантаження матеріалу  $m=1,7$  кг.

Аналіз графіка показує, що в досліджуваних умовах для всіх випадків після 600 с нагріву поглинання теплоти з нагрітого повітря істотно знижується, тобто його тепловий потенціал використовується малоефективно. Узагальнююча залежність для розрахунку теплового потоку від повітря до керамзиту має наступний вигляд:

$$Q_{\tau} = Q_{80} \cdot (t_{п}' / 80)^{1.76} \cdot (m / 2.1)^{1.23} \quad (3.6)$$

де  $Q_{80}$  – теплота процесу при вхідній температурі повітря  $80^{\circ}\text{C}$ :

$$Q_{80} = 265,1 - 0,555 \cdot \tau + 2,85 \cdot 10^{-4} \cdot \tau^2 \quad (3.7)$$

Порівняльні розрахунки теплового потоку, переданого матеріалу, отримані з рівняння (3.6) і по рівнянню теплового балансу  $Q_{м} = Q_{п} - Q_{вит}$ , (де  $Q_{п}$  - теплота, передана від повітря по висоті каналу і визначається

залежністю  $Q_{\Pi} = G_{\Pi} \cdot c_p \cdot (t_{\Pi}' - t_{\Pi}'' )$ ,  $Q_{\text{виг}}$  - втрати в навколишнє середовище при природній конвекції повітря від зовнішньої поверхні апарату, що визначаються в відповідно до залежностями [5]), показали розбіжність результатів в межах 7%, що пов'язано, очевидно, з похибкою залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при природній конвекції.

Порівняльна оцінка результатів розрахунку теплових потоків дозволяє зробити висновок про достовірність отриманих при проведенні експериментів даних.

На рис. 3.8-3.10 представлені результати зіставлення теплоти нагріву матеріалу, отриманого за залежністю (3.6), з теплотою нагріву матеріалу, отриманого відповідно до рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\Pi} - Q_{\text{виг}} \quad (3.8)$$

$$Q_{\Pi} = G_{\Pi} \cdot C_p \cdot \delta t \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{виг}} = \alpha_{\text{прир.к}} \cdot F \cdot \delta t \quad (3.10)$$

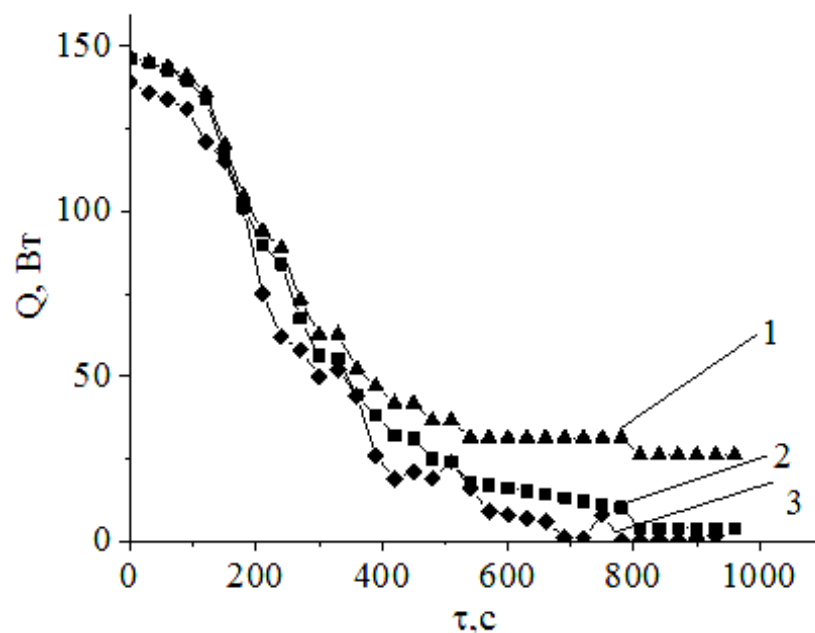


Рис. 3.8. Зміна переданої теплоти керамзиту за часом  
1 – повітря; 2 – матеріал, розрахункові значення; 3 – матеріал,  
експериментальні значення,  $t_{\Pi}'=60^{\circ}\text{C}$ ;  $m=1,7$  кг

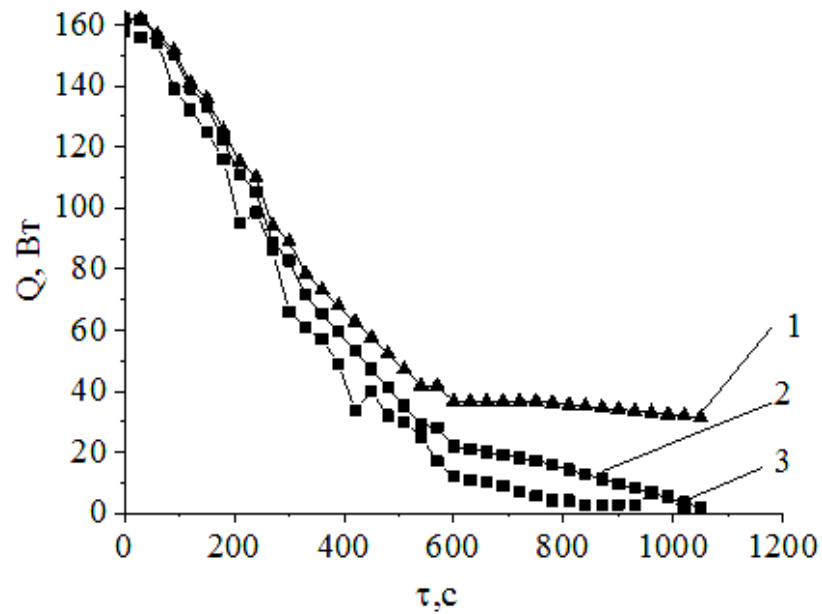


Рис. 3.9 Зміна передатної теплоти керамзиту за часом  
 1 – повітря; 2 – матеріал, розрахункові значення;  
 3 – матеріал, експериментальні значення.  $t_{п}'=60^{\circ}\text{C}$ ,  $m=2,01\text{кг}$

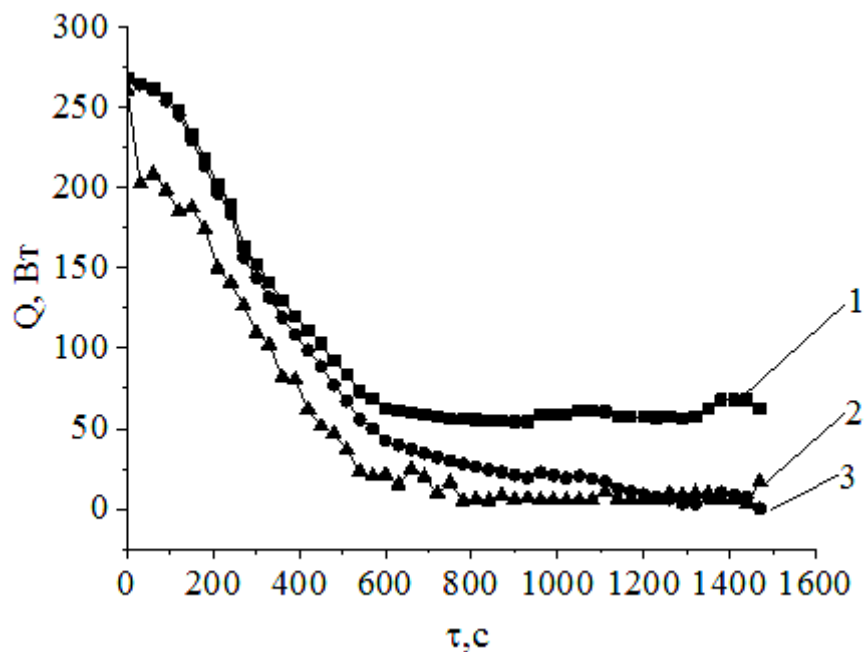


Рис. 3.10. Зміна передатної теплоти гравію за часом  
 1 – повітря; 2 – матеріал, розрахункові значення;  
 3 – матеріал, експериментальні значення.  $t_{п}'=80^{\circ}\text{C}$

При розрахунку визначальна температура повітря - температура поверхні труби:

$$t_{\text{пов.тр}} = 0,031 \cdot \tau + 29 \quad (3.11)$$

$$t_{\text{пов.тр}} = 0,031 \cdot 90 + 29 = 31,79^\circ \text{C}$$

$$\alpha_{\text{прир.к}} = \text{Nu} \frac{\lambda}{l} \quad (3.12)$$

$$\text{Nu} = 0,76 \cdot \text{Ra}^{0,25} \cdot \varepsilon \quad (3.13)$$

$$\text{Ra} = \frac{g \cdot l}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{\text{пов.тр}} - t_{\text{н.с.}}) \cdot \text{Pr} \quad (3.14)$$

$$\text{Ra} = \frac{9,8 \cdot 0,52}{0,000016^2} \cdot 0,003311 \cdot (31,79 - 28,9) \cdot 0,701 = 1,18 \cdot 10^8$$

$$\text{Nu} = 0,76 \cdot (1,18 \cdot 10^8)^{0,25} \cdot 1 = 79,25$$

$$\alpha_{\text{прир.к}} = 79,25 \cdot \frac{0,0267}{0,52} = 4,1 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

На рис. 3.11. наведено характер залежності середнього коефіцієнта тепловіддачі від часу для всіх розглянутих умов експерименту, який визначався відповідно до закону Ньютона-Рихмана:

$$\bar{\alpha}_m = \frac{Q}{F_{\text{пов}} \cdot \Delta t_{\text{лог}}} \quad (3.15)$$

де  $F_{\text{пов}}$  – площа поверхні міжкомпонентного теплообміну, тобто площа поверхні всіх частинок, що знаходяться в робочій камері (визначається відповідно до методиками [10],  $\Delta t_{\text{лог}}$  - середній температурний напір між температурами матеріалу і частинок.

Розрахунок  $F_{\text{пов}}$  для керамзитового засипання привів до отримання наступних даних: при висоті шару  $L = 0,52$  м:  $F_{\text{пов}} = 0,67 \text{ м}^2$ ; при висоті шару  $L = 0,39$  м:  $F_{\text{пов}} = 0,51 \text{ м}^2$ . Для гравію при  $L = 0,52$  м:  $F_{\text{пов}} = 0,59 \text{ м}^2$ ; при висоті шару  $L = 0,39$  м:  $F_{\text{пов}} = 0,44 \text{ м}^2$ .

Зміна середнього коефіцієнта тепловіддачі керамзиту за часом наведена на рис.3.11. Швидкість фільтрації повітря  $w_{\phi}=1,2$  м/с.

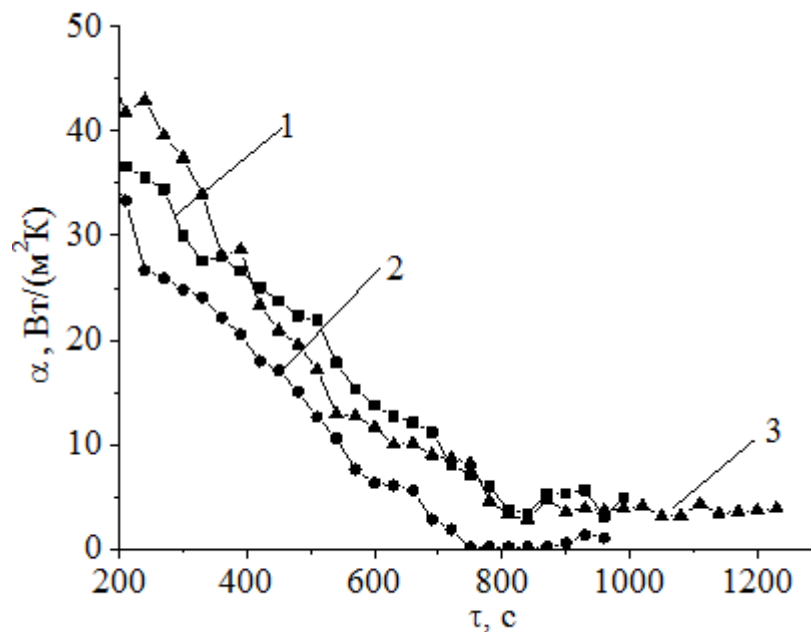


Рис. 3.11. Зміна середнього коефіцієнта тепловіддачі за часом.

1,2 – температура повітря в  $x=0$  –  $t_{п'}=60^{\circ}\text{C}$ , 3 – температура повітря в  $x=0$  –  $t_{п'}=80^{\circ}\text{C}$ , 1,3 – маса засипки матеріалу  $m=2,01$  кг;  
2 – маса засипки матеріалу  $m=1,7$  кг;

Всі криві з високою точністю описуються рівняннями класу сигмоид. Вид кривої описується наступною функцією:

$$y = \frac{A_1 - A_2}{1 + e^{(x-x_0)/dx}} + A_2 \quad (3.16)$$

Для кривої (1):

$$\alpha_m = \frac{36,8 - 2,2}{1 + e^{(\tau-498,3)/101,7}} + 2,2$$

Для кривої (2):

$$\alpha_m = \frac{33,9 - 0,06}{1 + e^{(\tau-440,6)/130,9}} + 0,06$$

Для кривої (3):

$$\alpha_m = \frac{52,9 - 3,2}{1 + e^{(\tau - 388,0)/125,7}} + 3,2$$

Коефіцієнт  $A_2$  показує ступінь наближення до рівноважного стану. За умови теплових втрат в навколишнє середовище, які виникали в розглянутих експериментах, значення цього коефіцієнта було вище для вхідних температури повітря  $t_{\text{п}}' = 80^\circ\text{C}$ :  $A_2 = 3,2$ . При  $t_{\text{п}}' = 60^\circ\text{C}$  і тій же масі засипки  $m = 2,01$  кг:  $A_2 = 2,2$ , а зниження маси до  $m = 1,67$  кг призвело до зниження теплових втрат, відповідно, зниження коефіцієнта:  $A_2 = 0,6$ . Коефіцієнт  $A_1$  показує максимально можливе значення коефіцієнта тепловіддачі.

Відповідно до залежності авторів [11] при  $Re > 500$ :

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,53} + 0,15 \cdot Re^{0,83} \quad (3.17)$$

$$Nu = 0,26 \cdot 1023^{0,53} + 0,15 \cdot 1023^{0,83} = 57,5$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{57,5 \cdot 2,9 \cdot 10^{-2}}{0,021} = 77,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Це значення завищено в порівнянні з даними дослідів роботи.

Залежності для розрахунку коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну, отримані при узагальненні експериментальних даних по нагріванню сталевих, свинцевих і скляних кулястих шарів ( $4,3 \div 1,6 = d$  мм) приведені в [12].

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,863} = 91,04 \quad (3.18)$$

З цієї залежності для умов нашого експерименту, відповідно:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{91,04 \cdot 2,9 \cdot 10^{-2}}{0,0216} = 122,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Зіставлення з отриманими в роботі даними показало, що на початковому етапі нагріву дані, отримані за формулою (3.17), найбільш точно узгоджуються з експериментальними. Однак наявні в літературі залежності призводять до отримання фіксованого значення коефіцієнту теплообміну, в той час як при нагріванні нерухомого гранульованого шару його значення знижується.

На рис. 3.12 наведені результати вимірювання температур, отримані при дослідженні нагріву нерухомого шару керамзиту.

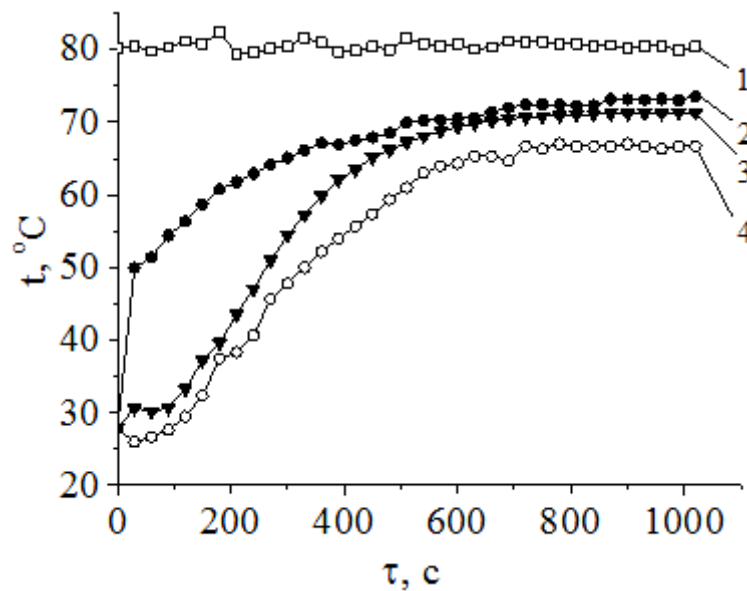


Рис. 3.12. Зміна температури повітря і керамзиту ( $d_e=0,0097$  м) за часом.

1 – температура повітря на вході в апарат; 2 – температура матеріалу за  $x=0$  м; 3 – температура матеріалу за  $x = 0,39$  м; 4 – температура повітря на виході з апарату;  $w_\phi = 1,0-2,0$  м/с;  $t'_n = 80$  °C;  $L = 0,52$  м;  $m = 2,4$  кг

На рис. 3.13. наведені температурні криві при нагріві нерухомого шару гравія, отримані для того ж об'єму, що і керамзит, однак при цьому маса засипки була вище:  $m=5,25$  кг.

Експерименти з щільним нерухомим шаром гравію показали значну кількісну відмінність в швидкості нагріву і тривалості встановлення стаціонарного режиму.

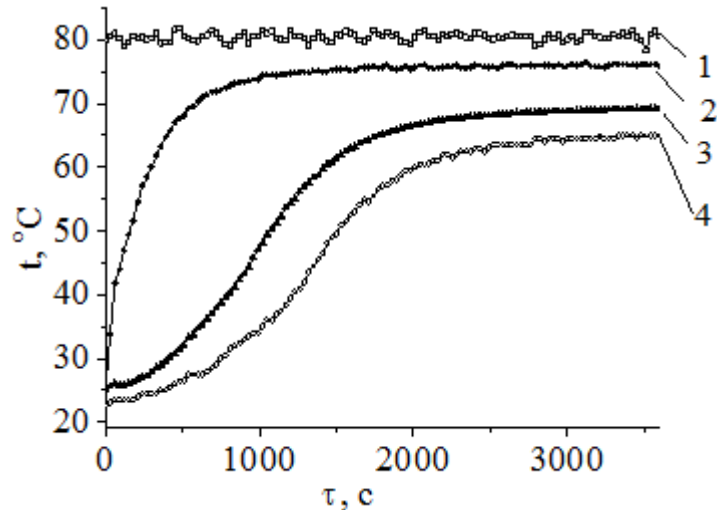


Рис. 3.13. Зміна температури гравію ( $d_e=0,021$  м) і повітря за часом.

1 – температура повітря на вході в апарат; 2 – температура матеріалу за  $x = 0$  м; 3 – температура матеріалу за  $x = 0,39$  м; 4 – температура повітря на виході з апарату;  $w_{\phi} = 1,0\text{--}2,0$  м/с;  $t'_{\Pi} = 80$  °C;  $L = 0,52$  м;  $m = 5,25$  кг

Зіставлення температурних кривих для керамзиту (рис. 3.12.) і гравію (рис. 3.13) показує, що їх хід подібний, однак тривалість встановлення температурної рівноваги для гравію значно більше, що пояснюється суттєвими відмінностями в теплоємності.

Зміна середнього коефіцієнта тепловіддачі для гравію представлена на рис. 3.14. Спочатку спостерігається ріст  $\bar{\alpha}_M$ . Така ж картина спостерігалася при нагріванні керамзиту, однак тривалість періоду початкового росту  $\bar{\alpha}_M$  була значно менше й в узагальнюючій залежності не враховувалася. Цей період займає практично третину часу, необхідного для досягнення стаціонарного стану (при якому встановлюються постійні значення температур матеріалу на вході й виході з установки).

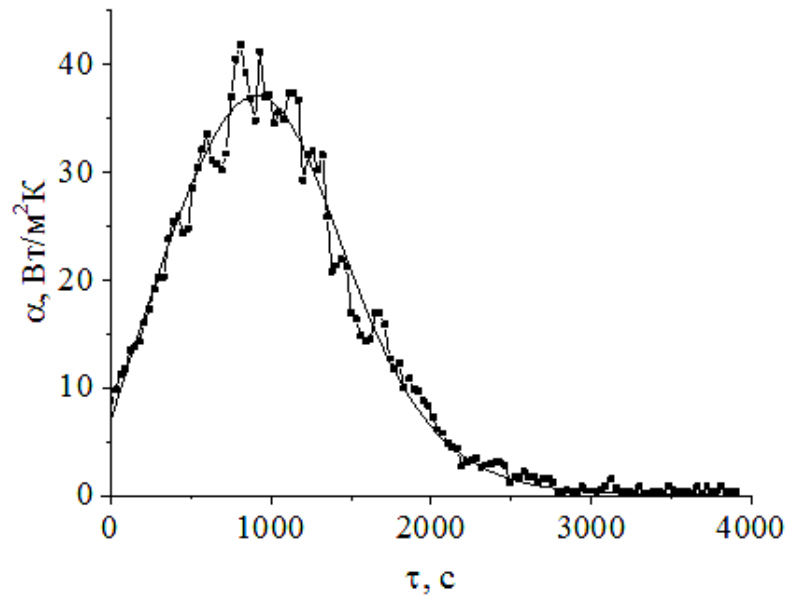


Рис.3.14. Зміна середнього коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну при нагріванні нерухомого щільного шару гравію

$$L=0,52 \text{ м}; t_{\text{II}}' = 80^\circ\text{C}; t_{\text{M}}' = 25^\circ\text{C}. \bar{w} = 1,2 \text{ м/с}.$$

Зміна  $\bar{\alpha}_M$  з максимальною похибкою 12% описується наступним рівнянням, яке також відноситься до класу сигмоїд:

$$\bar{\alpha}_M = \frac{0,05 \cdot (\tau + 146,1)}{1 + e^{\frac{\tau - 1188,9}{296,8}}}, \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (3.19.)$$

Як показує рис. 3.12., для ділянки росту  $\bar{\alpha}_M$  температура повітря на виході змінювалася зі швидкістю  $\frac{\Delta t_g}{\Delta \tau} = 0,002 \text{ К/с}$ , на ділянці падіння  $\bar{\alpha}_M$ :

$\frac{\Delta t_g}{\Delta \tau} = 0,014 \text{ К/с}$ . Далі наступає стаціонарний режим, при якому коефіцієнт тепловіддачі та розподіл температур визначалися теплообміном з навколишнім середовищем і для аналізу характеру зміни  $\bar{\alpha}_M$  не показові.

3.6.2. Дослідження теплообміну рухомого щільного шару гранульованого матеріалу з наскрізним потоком повітря. При дослідженні теплообміну між попередньо підігрітим повітрям і щільним рухомих шаром гранульованого матеріалу застосовувалися керамзит і гравій. Середня швидкість повітря становила 3,5 – 0,63 м/с – для керамзиту, 3,5–0,5 м/с – для гравію, висота шару 0,12–0,52 м; швидкість руху шару матеріалу: 0,002–0,004 м/с, температура навколишнього середовища змінювалася в діапазоні 28–13 °С.



Рис. 3.15. Експериментальна установка

Експериментальні дані наведені в Додатку А, окремі результати експериментів представлені в табл. 3.5, табл. 3.6.

Дані свідчать, що із часом теплота, поглинена матеріалом, знижується, причому для керамзиту це зниження різко підсилюється після 360 с, а для гравію – після 480 с, що пов'язане зі зміною середнелогарифмічного температурного напору. Характер зміни теплоти в часі слід урахувувати при оцінці тривалості періоду нагрівання в теплообмінному апараті при їх проектуванні

У табл. 3.5 наведені дані з кількості теплоти, що розрахована за експериментальними даними для матеріалу та для повітря при нагіванні гравію,  $d_e=0,021$  м,  $m=5,2$  кг.

Таблиця 3.5.

Нагрів гравію в робочій камері  $m=5,2$  кг,  $d_e=0,021$  м

№	$\tau$ , с	$t_m$ , °C	$Q_m$ , Вт	$t_{п}''$ , °C	$t_{п}'$ , °C	$Q_{п}$ , Вт	$\Delta \bar{t}_{лог}$
	1	2	3	4	5	6	7
1	0	21	0	18,4	60	0	0
2	30	27	539	21,2	60	740	2.6
3	60	28	90	33,6	58.6	504	6.4
4	90	29	90	37,3	58.9	433	7.2
5	120	30	90	41,1	57.4	361	7.8
6	150	33	269	43,6	59.9	313	7.82
7	180	35	180	46,7	58.9	254	7.5
8	210	38	269	48,5	57.4	219	6.96
9	240	39	90	50,4	58.0	183	6.5
10	270	40	90	52,1	57.1	151	6.5
11	300	42	180	53,3	58.6	128	6.2
12	330	44	180	54,3	59.3	109	5.6
13	360	45	90	55,3	59.9	90	5.2
14	390	47	180	55,4	58.1	88	4.6
15	420	47	0	56,1	59.0	74	4.4
16	450	48	90	56,6	61.2	65	3.9
17	480	49	90	56,9	58.9	59	4
18	510	50	0	57,1	61.3	55	3.6
19	540	50	0	57,4	61.5	48	3.4
20	570	50	0	57,7	62.5	44	3.5
21	600	51	90	57,5	60.0	48	3.3

У табл. 3.6 наведені дані з кількості теплоти, що розрахована за експериментальними даними для матеріалу та для повітря при нагіванні керамзиту,  $d_e=0,021$  м,  $m=2,4$  кг.

Таблиця 3.6.

Нагрів керамзиту в робочій камері  $m=2,4$  кг,  $d_e=0,019$  м

№	$\tau, \text{с}$	$t_m, ^\circ\text{C}$	$Q_m, \text{Вт}$	$t_{\text{п}}'', ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п}}', ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{п}}, \text{Вт}$	$\Delta \bar{t}_{\text{лог}}$
	1	2	3	4	5	6	7
1	0	18,5	0	18,5	18,4	700	0,0
2	30	23,4	122	25	60,0	601	6,9
3	60	39,4	398	29	58,6	542	4,6
4	90	48,4	223	32	58,9	492	3,7
5	120	53,0	114	38	57,4	395	3,4
6	150	55,0	50	43	59,9	310	2,9
7	180	56,5	37	46	58,9	257	2,3
8	210	58,0	37	48	57,4	223	1,8
9	240	58,8	20	49	58,0	205	1,5
10	270	58,9	3	51	57,1	169	1,4
11	300	59,3	10	52	58,6	150	1,1
12	330	59,4	3	52	59,3	150	1,1
13	360	59,5	3	52	59,9	150	1,0
14	390	59,4	0	52	58,1	150	1,0
15	420	60	15	52,5	59,0	141	1,0
16	450	59,4	0	53	61,2	132	1,0
17	480	59,4	0	53	58,9	132	1,0
18	510	60,4	24	53	61,3	132	1,0
19	540	60,1	7	53	61,5	132	1,0
20	570	59,6	0	53	62,5	132	1,0
21	600	59,8	5	53	60,0	132	1,0

У табл. 3.7. наведені результати розрахунків теплових характеристик нагріву рухомого шару керамзиту (еквівалентний діаметр часток  $d_e=0,019$  м), витрата якого становила  $G_T=0,0105$  кг/с. Температура матеріалу на вході:  $25$  °С, температура повітря на вході дещо змінювалася, що пов'язано з роботою регулятора вхідної температури повітря, це відображено в табл.3.7, при цьому її середня величина становила  $80$  °С. Температура навколишнього середовища становила  $25$  °С.

Таблиця 3.7.

Нагрів керамзиту в робочій камері.  $d_e=0,019$  м,  $G_T=0,0105$  кг/с

№	$t_{п}'$ , °С	$t_{п}''$ , °С	$t_{м}''$ , °С	$Q_{м}$ , Вт	$\alpha$ , Вт/м <sup>2</sup> К
	1	2	3	4	5
1	80,0	25	25	327,3	36,4
2	82,4	28	62,2	343,2	39,5
3	81,4	30	64	376,6	53,4
4	81,0	30	67,8	368,7	53,8
5	80,6	29	66,9	361,7	49,9
6	81,8	28	66,1	331,7	37,4
7	82,6	28	62,7	282,5	30,1
8	79,3	27	57,1	283,1	30,2

У табл. 3.7. представлені результати розрахунків теплових характеристик нагрівання рухомого шару керамзиту ( $d_e=0,0097$  м), витрата якого становила  $G_M=0,0105$  кг/с. Температура матеріалу на вході:  $25$  °С. Температура повітря на вході дещо змінювалася, що пов'язано з роботою регулятора вхідної температури повітря, це відображено в табл.3.7., при цьому її середня величина становила  $80$  °С.

Таблиця 3.8.

Нагрівання керамзиту в робочій камері.  $d_e=0,0097$  м,  $G_M=0,016$  кг/с

№	$t_{п}'$ , °С	$t_{п}''$ , °С	$t_{м}''$ , °С	$Q_M$ , Вт	$\alpha$ , Вт/м <sup>2</sup> К
	1	2	3	4	5
1	80,0	25	25,0	229,6	17,6
2	80,7	29	51,1	245,5	19,6
3	81,1	29	52,9	258,7	22,8
4	79,6	29	54,4	234,9	19,3
5	80,0	28	51,7	168,0	11,4
6	80,1	27	44,1	181,2	12,5
7	82,0	26	45,6	164,5	10,6
8	81,5	27	43,7	295,2	18,9
9	81,4	26	42,1	304,0	20,2
10	81,8	26	44,1	307,5	20,7
11	82,2	26	44,9	303,1	21,0
12	80,0	26	43,9	301,8	21,0
13	79,6	26	43,6	301,8	21,1
14	80,5	25	43,6	301,8	19,8
15	82,9	25	43,6	302,2	19,9

У табл. 3.9. представлені результати розрахунків теплових характеристик нагрівання рухомого шару гравію ( $d_e=0,021$  м),  $G_M=0,0265$  кг/с. Температура матеріалу на вході: 25 °С, температура повітря на вході дещо змінювалася, що пов'язано з роботою регулятора вхідної температури повітря, це відображено в табл.3.8, при цьому її середня величина становила 80 °С. Температура навколишнього середовища складала 25 °С.

Таблиця 3.9.

Нагрівання гравію в робочій камері.  $d_e=0,021$  м,  $G_m=0,0265$  кг/с

№	$t_{п'}^{\prime}, ^\circ\text{C}$	$t_{п}^{\prime\prime}, ^\circ\text{C}$	$t_{м}^{\prime\prime}, ^\circ\text{C}$	$Q_m, \text{Вт}$	$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{К}$
	1	2	3	4	5
1	80	25	25	447,1875	29,59439
2	82,5	29	47,5	514,7625	39,42406
3	80,6	29	50,9	538,6125	43,4421
4	80,1	29	52,1	552,525	46,30049
5	81,6	27	52,8	463,0875	35,67817
6	80,8	26	48,3	451,1625	34,96819
7	80	26	47,7	385,575	27,79778
8	79,2	26	44,4	680,7188	48,80334
9	78,5	26	43,5	699,6	53,73965
10	78	26	45,4	715,5	53,21873
11	80,7	26	47	759,225	62,40583
12	81,8	26	51,4	759,2	62,4

Характер зміни температури матеріалу (гравій) залежно від швидкості фільтрації демонструє рис. 3.16.

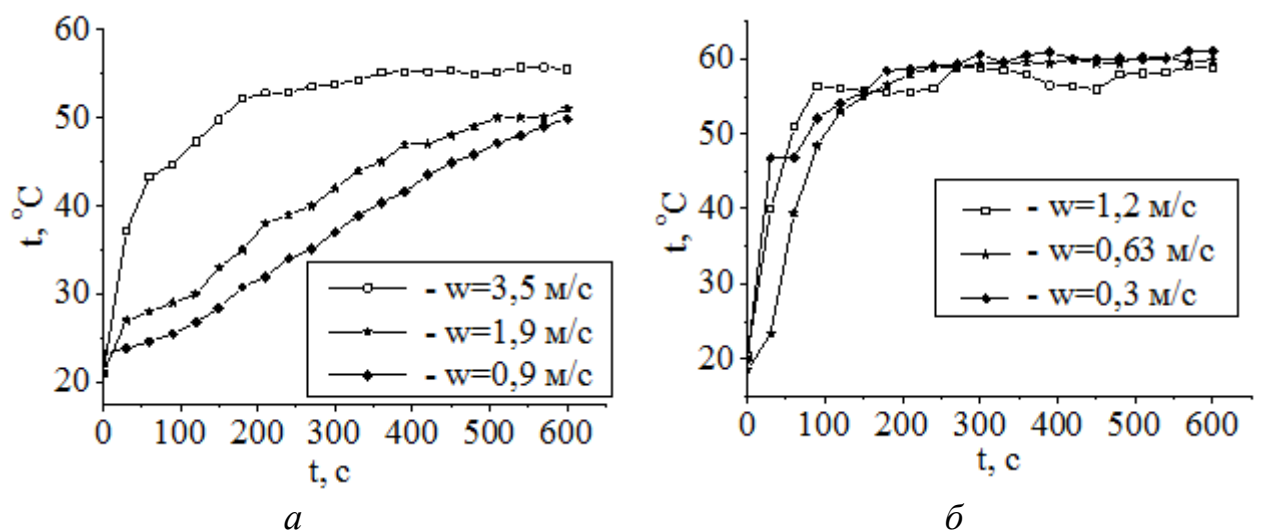


Рис. 3.16. Температура матеріалу на виході з робочій камери за різної швидкості фільтрації  $w_{\phi}$ :

*а* – гравій, *б* – керамзит

Збільшення швидкості фільтрації повітря сприяє інтенсифікації теплообміну, причому для швидкості  $w_{\phi} = 3,5$  м/с під час теплообміну з гравієм практично встановлювався стаціонарний режим нагрівання через 330–360 с, а значення температури матеріалу відповідало  $t \approx 55^{\circ}\text{C}$ . За використання керамзиту в якості гранульованої насадки стаціонарний режим встановлювався протягом 80 с ( $w_{\phi} = 1,2$  м/с) і 120 с ( $w_{\phi} = 0,3$  м/с)..

Очевидно, теплофізичні властивості керамзиту та властивості його поверхні сприяють більш інтенсивному теплообміну з навколишнім середовищем (повітрям).

Для порівняння ефективності застосування гранульованих насадок на рис. 3.17 представлений графік зміни температур, отриманих для керамзиту та гравію, при швидкості фільтрації  $w = 1,2$  м/с.

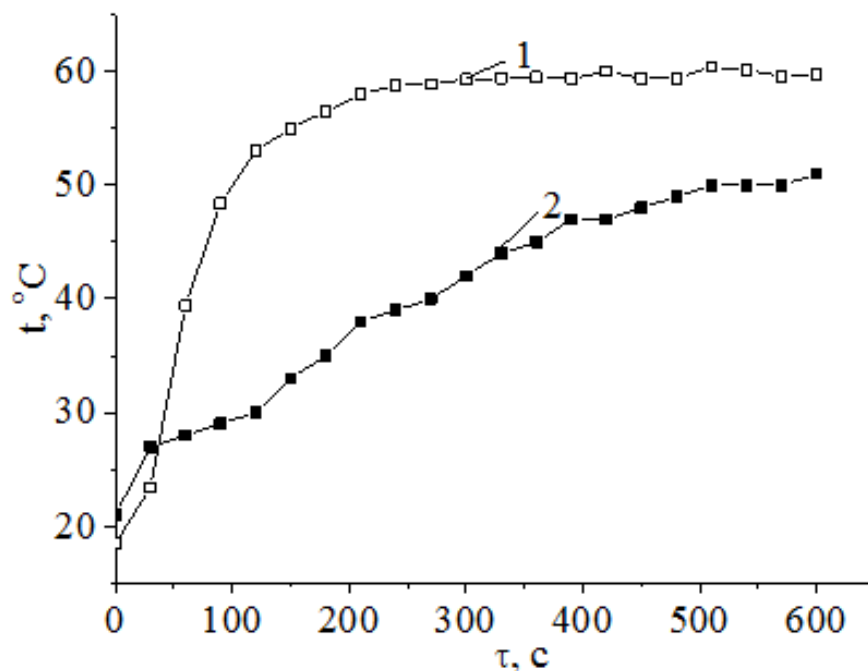


Рис. 3.17. Графік зміни температури рухомого шару залежно від виду матеріалу  
1 – керамзит; 2 – гравій

Результати показують, що швидкість руху шару порядку  $10^{-4}$  м/с для гравію є досить великою, щоб нагрів матеріалу був незначний. Для того, щоб інтенсивність теплообміну із гравієм була порівнянна з керамзитом, швидкість фільтрації повинна бути збільшена, і як показують дані, до більш високих значень, ніж у встановлених у представленому експерименті.

На рис. 3.18 представлені температурні криві рухомого шару керамзиту,  $d_e = 0,021$  м;  $\bar{w}_M = 3,2 \cdot 10^{-3}$  м/с;  $G_M = 0,0105$  кг/с

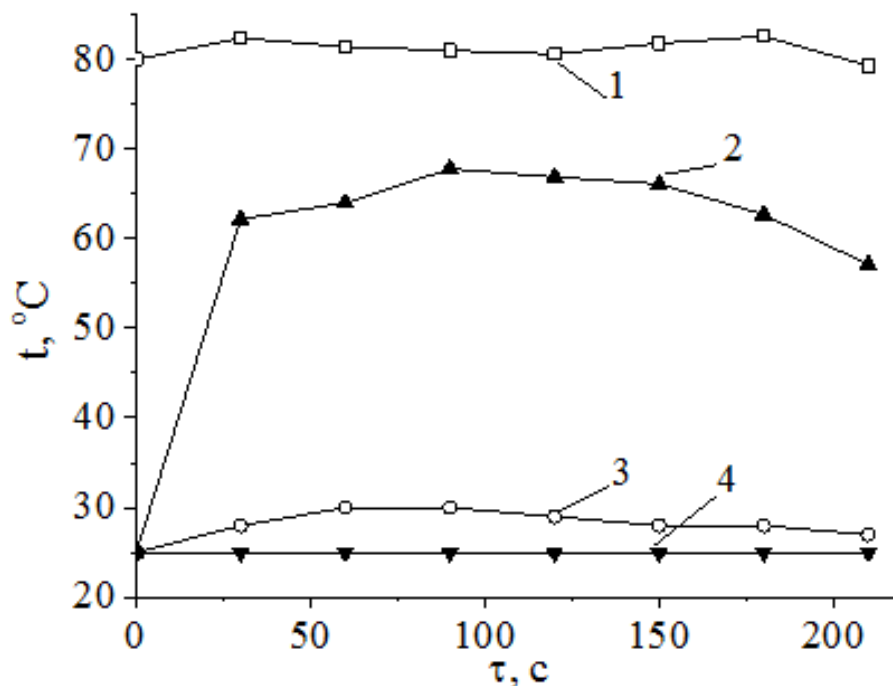


Рис. 3.18. Зміна температури рухомого шару керамзиту та повітря

1 –  $t_p'$ ; 2 –  $t_m''$ ; 3 –  $t_p''$ ; 4 –  $t_m'$ ;

На рис. 3.19. представлені температурні криві для рухомого шару керамзиту,  $d_e = 0,0097$  м,  $t_p' = 80$  °C,  $\bar{w}_M = 4,4 \cdot 10^{-3}$  м/с,  $G_M = 0,016$  кг/с

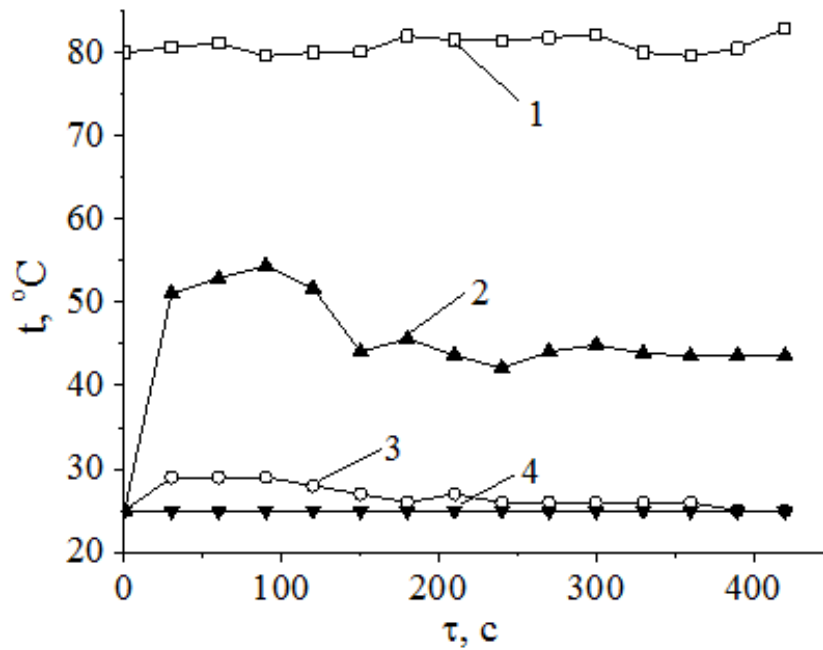


Рис.3.19. Зміна температури рухомого керамзиту шару та повітря

1 -  $t_{\Pi}'$ ; 2 -  $t_M''$ ; 3 -  $t_{\Pi}''$ ; 4 -  $t_M'$ ;

На рис. 3.20. представлені температурні криві для рухомого шару гравію,  $d_e = 0,021$  м;  $t_{\Pi}' = 80$  °C;  $\bar{w}_M = 3,4 \cdot 10^{-3}$  м/с;  $G_M = 0,026$  кг/с;

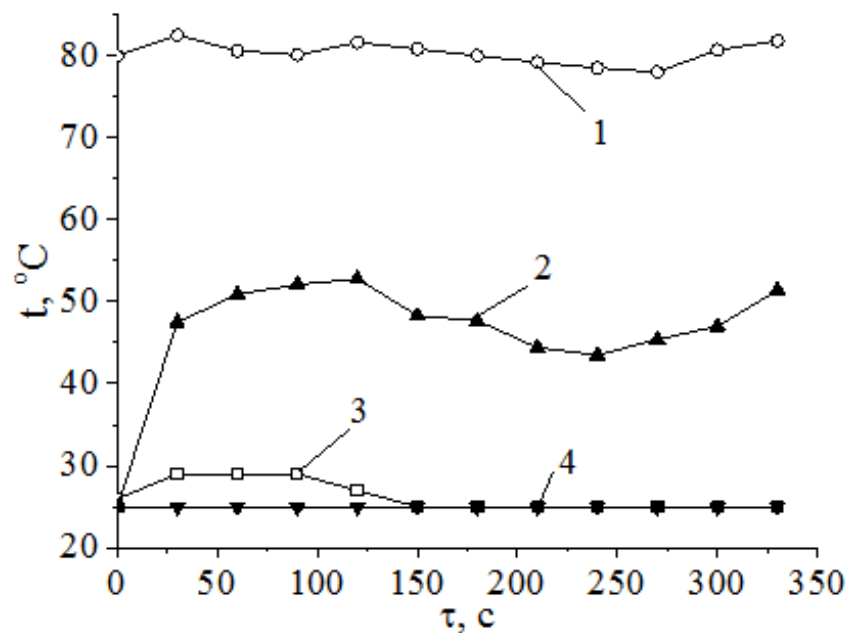


Рис.3.20. Зміна температури рухомого шару гравію та повітря

1 -  $t_{\Pi}'$ ; 2 -  $t_M''$ ; 3 -  $t_{\Pi}''$ ; 4 -  $t_M'$ .

Аналіз графіків показує, що при швидкості руху шару  $3 \cdot 10^{-4}$  м/с матеріал, як керамзит, так і гравій, не встигають досить нагрітися. На відміну від умов експериментів на керамзиті, для якого  $\bar{w}_M = 3,4 \cdot 10^{-3}$  м/с, рівень температурних кривих для матеріалу на виході відрізняється незначно від вхідних.

На рис. 3.21 представлені температурні криві для рухомого шару керамзиту, температура повітря на вході -  $t_{п}' = 60$  °С, еквівалентний діаметр  $d_e = 0,021$  м, швидкість фільтрації повітря -  $\bar{w}_ф = 1,2$  м/с; швидкість руху шару -  $\bar{w}_M = 3,4 \cdot 10^{-3}$  м/с.

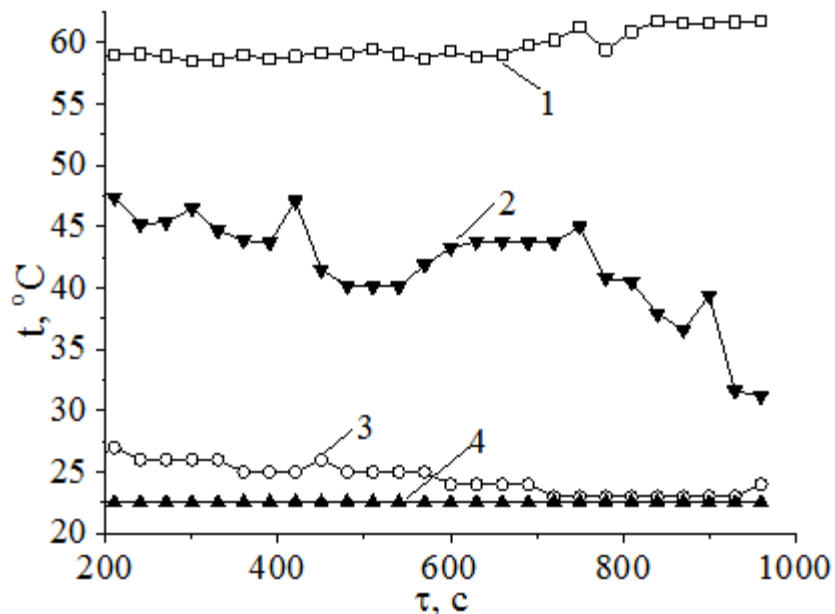


Рис.3.21. Зміна температури рухомого шару керамзиту та повітря

$$1 - t_{п}'; 2 - t_M''; 3 - t_{п}''; 4 - t_M'$$

На рис. 3.22 представлені температурні криві для рухомого шару гравію, умови протікання дослідів: температура повітря на вході -  $t_{п}' = 60$  °С, еквівалентний діаметр  $d_e = 0,021$  м, швидкість фільтрації повітря -  $\bar{w}_ф = 1,2$  м/с; швидкість руху шару -  $\bar{w}_M = 3,4 \cdot 10^{-3}$  м/с.

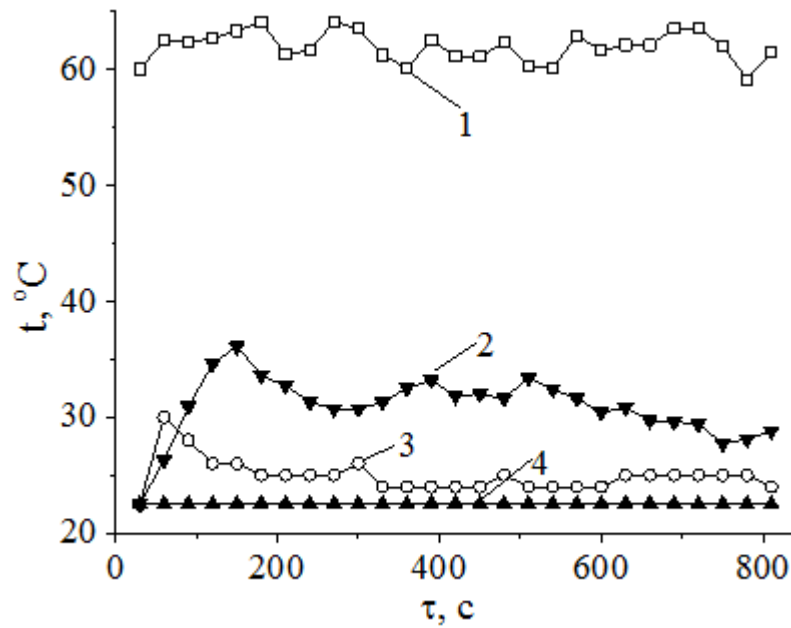


Рис.3.22. Зміна температури рухомого шару гравію та повітря

1 –  $t_{п}'$ ; 2 –  $t_{м}''$ ; 3 –  $t_{п}''$ ; 4 –  $t_{м}'$

На рис. 3.23., рис. 3.24. наведені температурні криві, отримані для керамзиту та гравію при різних вхідних температурах повітря. Еквівалентний діаметр керамзиту та гравію відповідно  $d_e = 0,0097\text{ м}$ ,  $d_e = 0,021\text{ м}$ .

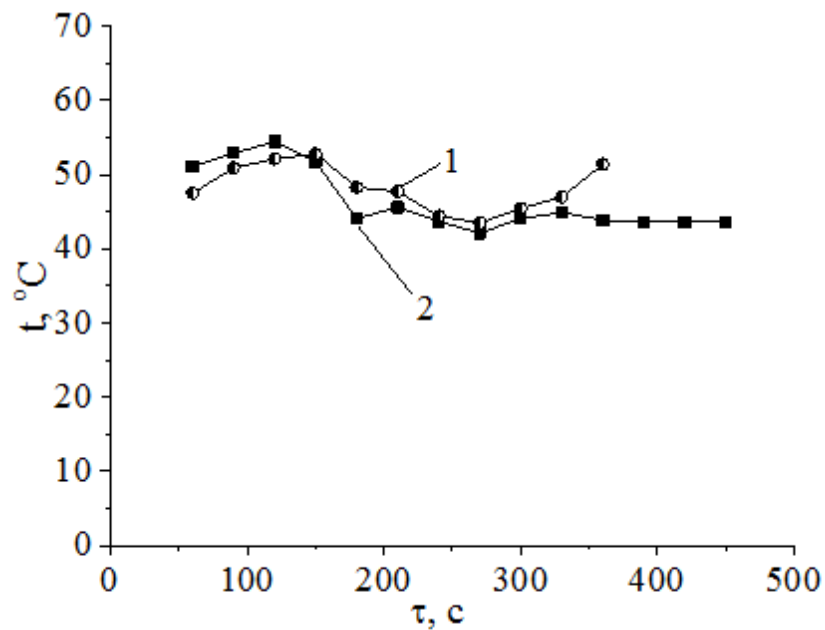
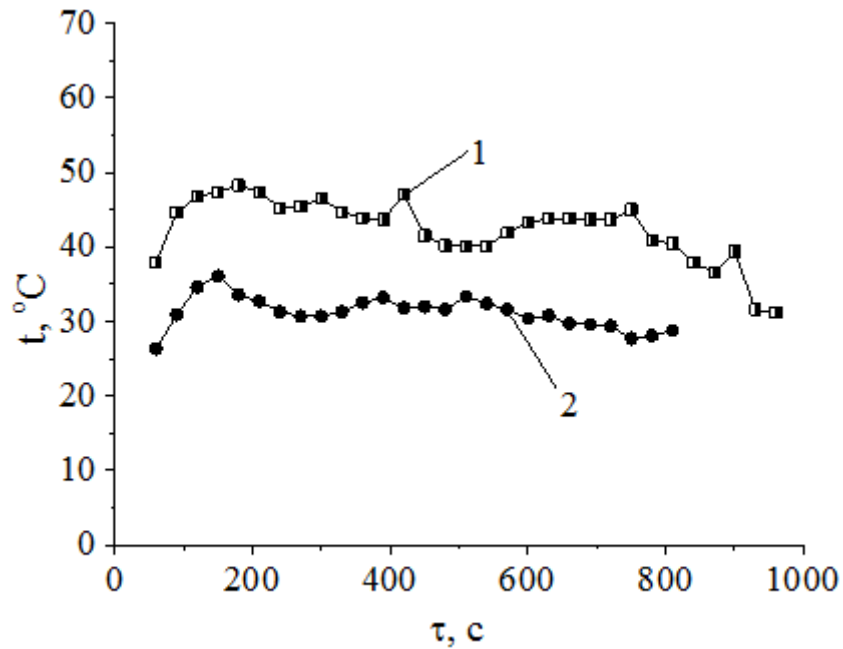


Рис 3.23. Температура матеріалів на виході при  $t_{п}'=80\text{ °C}$

1 – керамзит; 2 – гравій.

Рис 3.24. Температури матеріалів на виході при  $t_1' = 60^\circ\text{C}$ 

1 – керамзит; 2 – гравій.

У табл. 3.10 наведена порівняльна характеристика коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну.  $\bar{\alpha}_M^\tau$  - середнє за часом значення  $\bar{\alpha}_M$ , для наведених вище (рис.3.14.-рис.3.24.). Витрата повітря  $G_{\text{п}} = 0,0113$  кг/с.

Таблиця 3.10.

Порівняльна характеристика коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну

№	$\tau, \text{с}$	$\bar{\alpha}_M, \text{Вт/м}^2 \text{К}$				
		Керамзит, $G_{\text{к}} = 0,016$ кг/с			Гравій, $G_{\text{г}} = 0,026$ кг/с	
		$t_1' = 80^\circ\text{C}$ $G = 0,0105$ $\rho = 825 \text{ кг/м}^3$	$t_1' = 80^\circ\text{C}$ $G = 0,016$ $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$	$t_1' = 60^\circ\text{C}$ $G = 0,0098$ $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$	$\rho = 1950 \text{ кг/м}^3$	
					$t_1' = 80^\circ\text{C}$ $G = 0,026$	$t_1' = 60^\circ\text{C}$ $G = 0,03$
	1	2	3	4	5	6
1	30	91,2	28,9	19,1	67,2	30,2
2	60	78,1	30,0	24,1	72,3	39,1
3	90	91,3	31,4	29,7	80,4	52,7

Продовження табл. 3.10

№	1	2	3	4	5	6
4	120	99,0	32,9	30,6	97,6	54,7
5	150	106,07	32,2	30,7	102,7	59,2
6	180	92,4	33,6	30,4	102,6	57,5
7	210	94,2	31,9	31,3	100,3	58,7
8	240	-	37,9	31,7	101,6	59,6
9	270	-	39,4	33,6	102,9	60,5
10	300	-	40,0	30,8	105,6	66,5
11	330	-	39,4	34,6		68,3
12	360	-	39,2	34,5		69,8
13	390	-	39,8	35,4	-	67,3
14	420	-	39,6	33,0	-	67,6
15	450			30,0		68,2
16	480			30,8		70,0
17	510			30,9		68,1
18	540			32,0		67,2
19	570			41,1		65,2
20	600			42,3		65,2
21	630			42,2		63,9
22	660			41,5		64,2
23	690			38,0		64,0
24	720			38,3		61,7
25	750			39,9		61,1
26	780			38,4		62,8
27	810			40,7		
28	840			38,2		
29	870			27,9		
	$\bar{\alpha}_M^T$	93,2	35,5	34,0	93,3	61,3

При практично однаковому діаметрі часток,  $\bar{\alpha}_M^\tau$  для гравію та керамзиту були практично рівні, однак при цьому витрата гравію була вище в 2,5 разів. Також можна відзначити, що в досліджуваному діапазоні витрат матеріалу його вплив на  $\bar{\alpha}_M^\tau$  буде незначним. Витрата повітря залишалась постійною.

Для рухомого шару матеріалу узагальнююча залежність в безрозмірному вигляді має наступний вид:

$$Nu = 1,51 \cdot Re_M^{1,56} \quad (3.20)$$

Залежність (3.20) з максимальною похибкою 19% дозволяє визначити середнє значення коефіцієнтів міжкомпонентного теплообміну при використанні гранульованої насадки з керамзиту або гравію з  $d_e 0,0097 \div 0,021$  м,  $w_\phi = 0,9 \div 1,5$  м/с,  $t_{п'} = 60, 80^\circ\text{C}$ .

Вплив температури на значення  $\bar{\alpha}_M$  для керамзиту в досліджуваному значенні температур незначний, що наочно демонструється графіком (рис. 3.25).

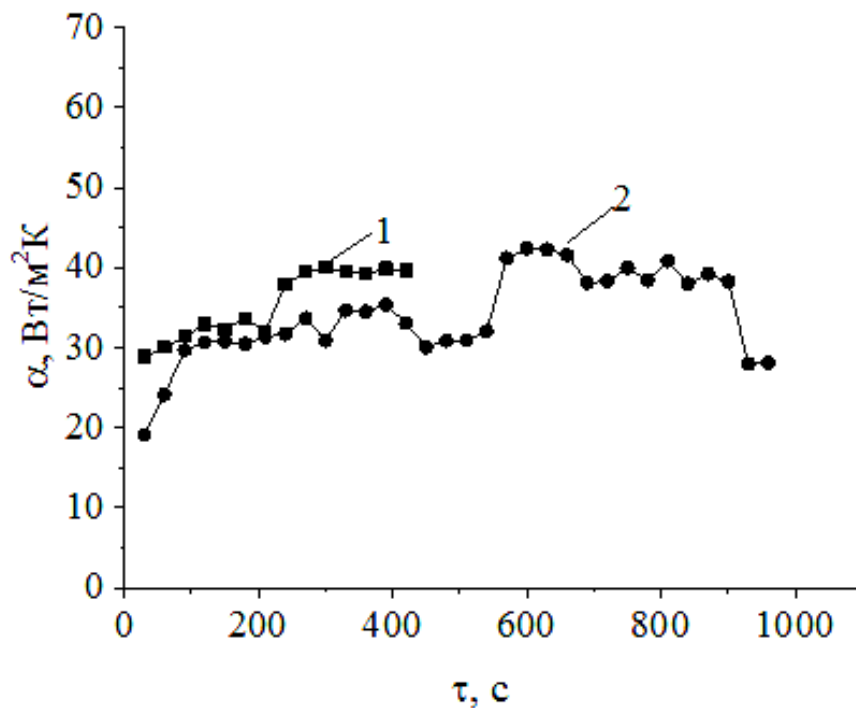


Рис. 3.25. Зміна  $\bar{\alpha}_M$  за часом для рухомого шару керамзиту

1 –  $t_{п'} = 80^\circ\text{C}$ ; 2 –  $t_{п'} = 60^\circ\text{C}$ ;  $G_{п'} = 0,0113$ ; кг/с.

Для гравію вплив температури виявився більш явний (рис. 3.24.). При цьому витрати матеріалу різнилися не суттєво.

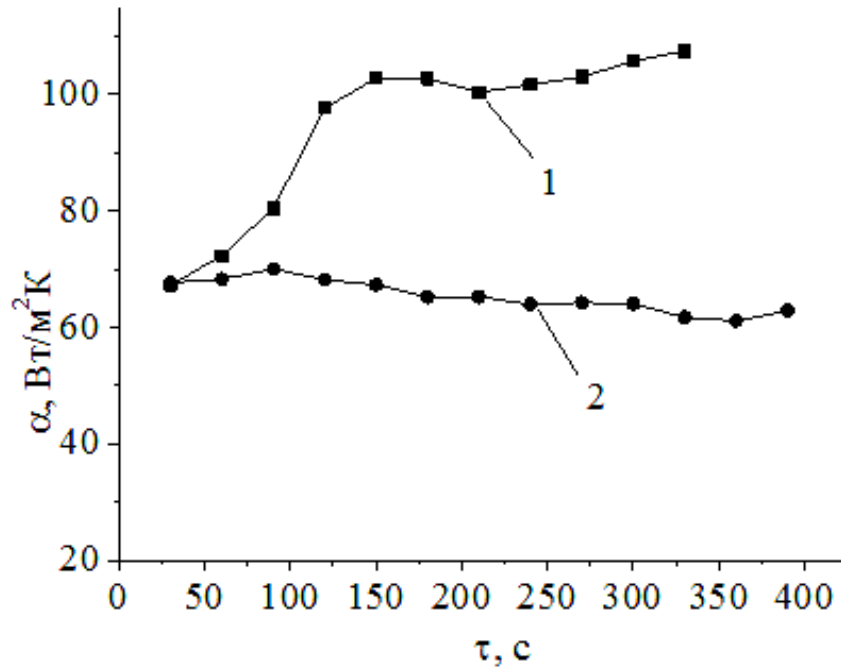


Рис. 3.26. Зміна  $\bar{\alpha}_m$  за часом для рухомого шару гравію

1 –  $t_{п'}=80^{\circ}\text{C}$ ; 2 –  $t_{п'}=60^{\circ}\text{C}$ ;  $G_{п} = 0,0113$  кг/с.

Наступна серія експериментів була проведена при висоті засипання шару  $L=0,52$ ,  $L=0,40$  [14]. Схема руху теплоносія та гранульованого матеріалу при дослідженні рухомого шару – протитечія.

На рис. 3.25. представлені результати виміру температур керамзиту рухомого (рис. 3.25 а) і нерухомого (рис. 3.25 б) шару на вході в робочу камеру та повітря – на виході з неї. Суцільною лінією зазначена температура повітря на вході. Швидкість руху шару матеріалу:  $w_m = 0,00067$  м/с, середня швидкість руху повітря:  $w_{п} = 0,85$  м/с.

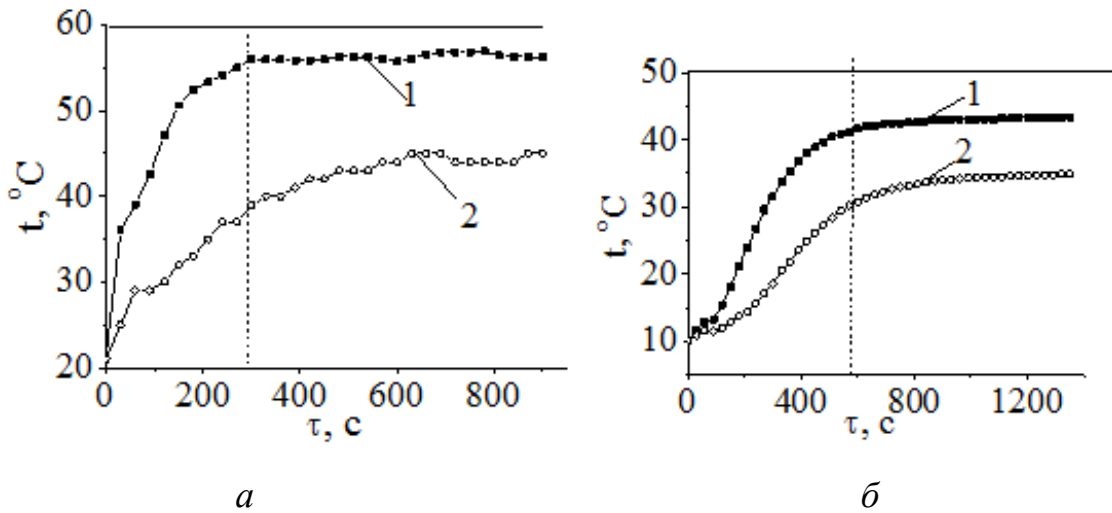


Рис 3.27. Зміна температур керамзиту та повітря за часом.

*a* – рухомий шар; *б* – нерухомий шар;

1 – керамзит ( $x=0$ ); 2 – повітря ( $x=L$ ).

Як спостерігається на рис.3.25, починаючи з певного проміжку часу, встановлюється стаціонарний режим, при якому температури матеріалу практично не змінюються. Для рухомого шару цей режим починається при  $\tau=300$  с, для нерухомого – при  $\tau=500$  с (на графіку відзначені пунктирною лінією). Можна зробити висновок, що інтенсивність теплообміну вище для рухомого шару. Слід зазначити існуючу відмінність у різниці температур між температурою матеріалу та повітря в одному перетині для рухомого і нерухомого шару.

У процесі теплообміну температура повітря на виході підвищується, тобто ефективність теплообміну знижується, що для практичного застосування є небажаним явищем, яке слід враховувати при виборі робочих параметрів теплоутилізатора.

На рис. 3.28 представлені результати експериментів з нагрівання рухомого шару гравію (рис. 3.28а) і нерухомого (рис. 3.28б) шару.

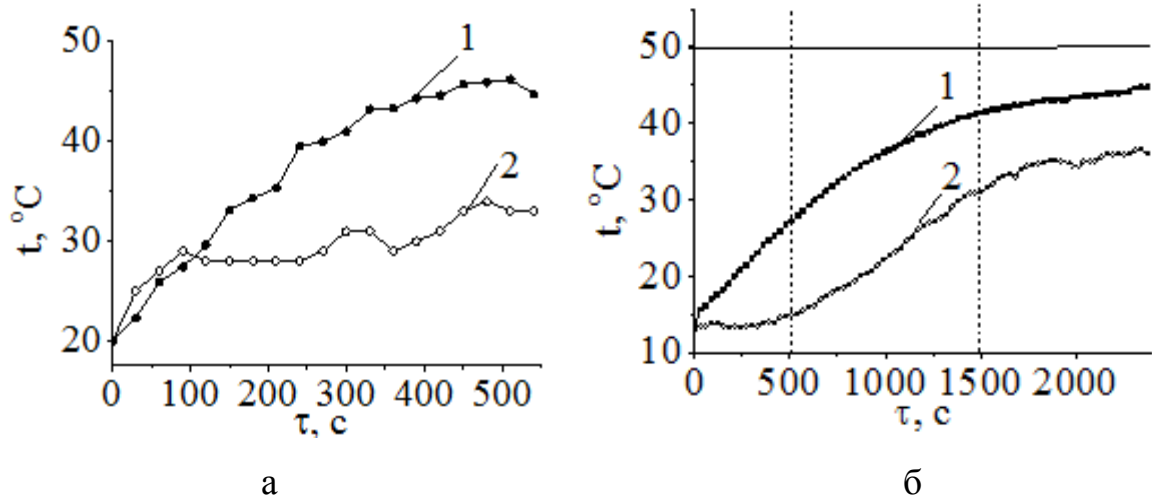


Рис 3.28. Зміна температур гравію та повітря за часом  
а – рухомий шар; б – нерухомий шар; 1 – гравій; 2 – повітря.

На відміну від дослідів з керамзитом (рис. 3.27.), ділянки теплової стабілізації не спостерігалось, що свідчить про більш тривалий час проходження ділянки нестационарного теплообміну.

Як свідчить графік рис. 3.28б, у нерухомому шарі можна виділити три ділянки температурної залежності для повітря (відзначені пунктирними лініями):

1. до 500 с температура повітря на виході підвищувалась дуже незначно ( $\Delta t_{\text{нер.1}} = 15 - 13 = 2^\circ\text{C}$ ).

2. 500...1530 с температура підвищилася на  $\Delta t_{\text{нер.2}} = 31,6 - 15 = 16,6^\circ\text{C}$ ,

3. 1540...2370 с – підвищення температури на  $\Delta t_{\text{нер.3}} = 36,1 - 31,6 = 4,5^\circ\text{C}$ .

Інтенсивність теплообміну на кожному із цих ділянок різна.

На рис. 3.29 представлені температурні криві для порівняльного аналізу інтенсивності нагрівання гравію та керамзиту в рухомому (рис. 3.29а) та нерухомому (рис. 3.29б) шарі.

Видно, що як в рухомому, так і в нерухомому шарі керамзит нагрівався інтенсивніше гравію, що пояснюється різними фізичними властивостями – теплоємністю та щільністю матеріалу

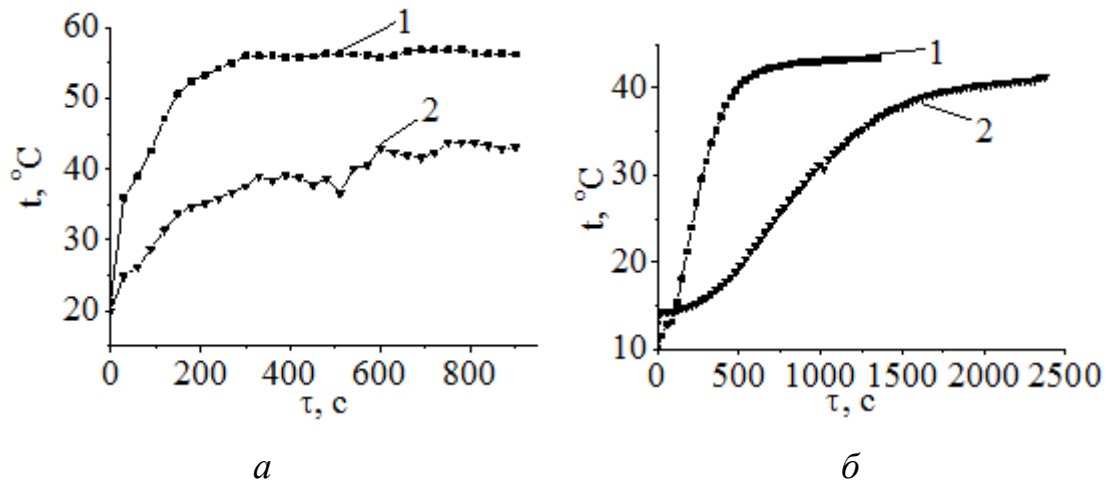


Рис 3.29. Зміна температур керамзиту та гравію за часом  
 а – рухомий шар; б – нерухомий шар; 1 – керамзит; 2 – гравій.

На основі теплових розрахунків по методиках [15] були визначені коефіцієнти тепловіддачі для гравію та керамзиту в нерухомому та рухомому шарі (рис. 3.30.).

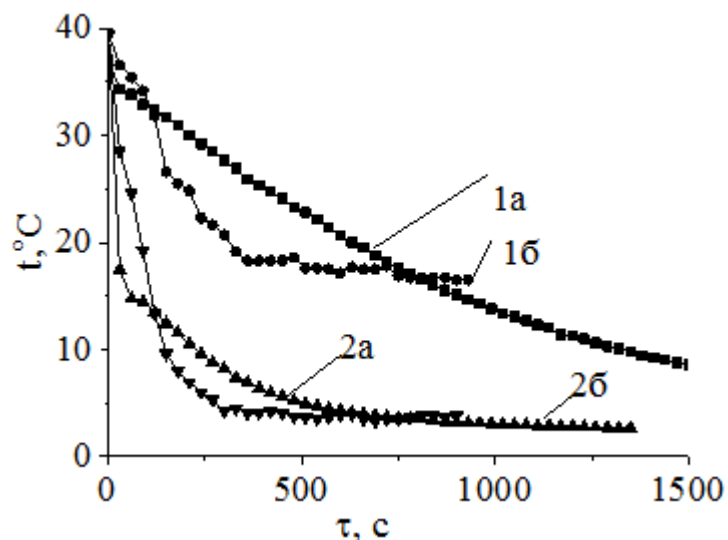


Рис 3.30. Зміна коефіцієнта тепловіддачі та температур між повітрям і щільним шаром керамзиту та гравію за часом  
 1 – керамзит; 2 – гравій;  
 а – нерухомий шар, б – рухомий шар.

Проведені дослідження дозволяють рекомендувати до використання в теплообміннику-утилізаторі матеріал з достатнім значенням щільності та теплоємності - керамзит та гравій. При цьому керамзит є переважним, оскільки показує більш високі значення тепловіддачі в процесі проведення експериментальних досліджень. Інтенсивність теплообміну вище для рухомого шару гранульованого матеріалу, однак дослідження будуть спрямовані на розробку методів розрахунків регенеративних теплообмінників з гранульованими насадками, рухомими та нерухомими, для подальшого впровадження їх у виробництво [16], [17].

Як було показано в розділі 1, при організації витікання особливу увагу слід приділяти питанню утворення динамічного шару та виключення можливості закупорки каналу або виникненню пульсуючого режиму руху. Для характеристики витікання щільного шару та оцінки впливу геометричних і фізичних параметрів ( $D_0/d_r$ , кут розкриття конуса випускного отвору, фізичні характеристики газового середовища) отриманий ряд емпіричних розрахункових залежностей, у яких визначальною величиною є значення критерію Фруда [18]. При  $Fr_{кр} = Fr_{ш} > 5$  [19] - спостерігається режим руху щільного шару. В умовах нашого завдання це значення значно більше. Критична швидкість шару для використовуваної експериментальної установки  $Fr_{кр} = \frac{g \cdot D}{v^2} = 5 \Rightarrow v_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot D}{Fr_{кр}}} = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 0,1}{5}} = 0,44$  м/с, що значно вище значень швидкості руху потоку в експериментальних дослідженнях.

### **3.7. Порівняльна характеристика інтенсивності теплообміну в рухомому і нерухомому шарі**

Порівняння даних, що отримані для рухомого і нерухомого шару, показало, що за інших рівних умов коефіцієнти міжкомпонентного теплообміну залежно від режимних параметрів можуть бути однакові або вищі в рухомому, ніж в нерухомому шарі.

На рис. 3.31. представлений графік залежності коефіцієнтів для рухомого (1) і нерухомого (2) шару керамзиту.

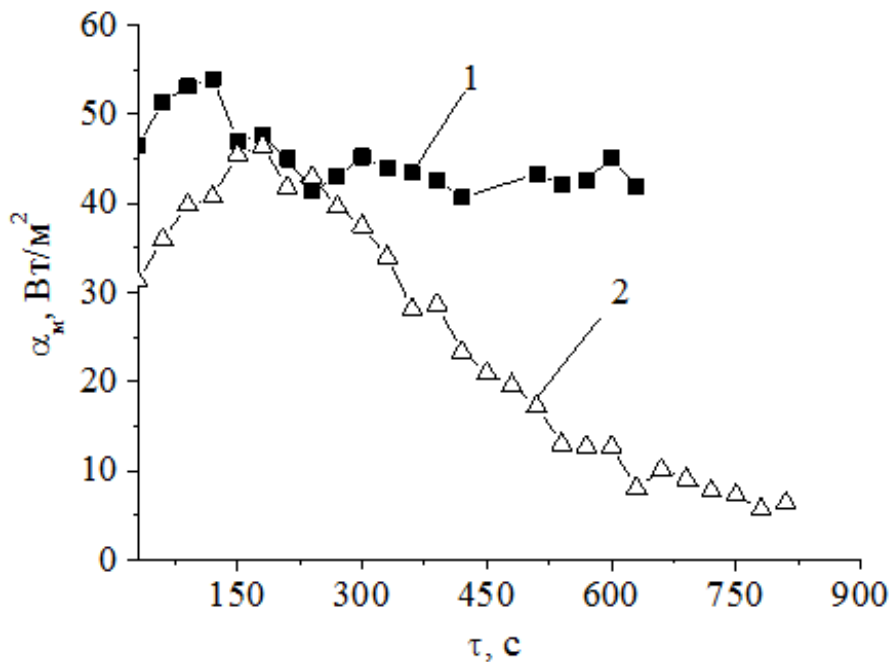


Рис. 3.31. Зміна середнього коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну керамзиту

1 – рухомий шар; 2 – нерухомий шар.

Результати отримані для таких умов: вхідна температура повітря  $t'_1 = 80$  °С, середня швидкість фільтрації  $\bar{w}_\phi = 1,4$  м/с, середня швидкість шару  $\bar{w}_k = 2,8 \cdot 10^{-3}$  м/с. Лінія (1) для рухомого шару протягом усіх дослідів залишалася вище лінії (2), що свідчить про вищу інтенсивність процесу теплообміну. Для даного експерименту інтенсивність теплообміну рухомого шару в середньому в 1,4 разів вища за нерухомого. Інтенсивність нагрівання рухомого шару керамзиту за швидкості  $w_M = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м/с у 2,1 вища, ніж нерухомого. Інтенсивність нагрівання рухомого шару гравію за швидкості  $w_M = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м/с у 1,9 разів вища, ніж нерухомого. Однак зниження швидкості шару до  $\bar{w}_M = 0,8 \cdot 10^{-3}$  м/с привело до одержання порівнянних

значень  $\bar{\alpha}_M$ . При проектуванні теплоаккумулятора та для оцінки його ефективності в складі теплоутилізатора слід врахувати, що організація руху шару значно ускладнює його конструкцію. Тому остаточний вибір умов теплообміну газового потоку з шаром гранульованого матеріалу залежить від конкретних практичних завдань.

### 3.8 Оцінка впливу розміру часток гранульованого матеріалу на інтенсивність теплообміну

Для визначення оптимальних умов теплообміну в системі, що розглядається, проведено дослідження процесу нагівання гранульованих насадок, що відрізнялись розміром часток. В експериментах насадка складалась з часток однакового розміру з  $d_{e1}=0,011$ ;  $d_{e2}=0,018$ ;  $d_{e3}=0,027$ , а також складалась з суміші часток  $d_{e1}+d_{e2}$ ;  $d_{e1}+d_{e3}$ . Маса насадок для всіх дослідів буда однаковою та складала  $m = 0,7$  кг. Регулятор температури гріючого повітря був встановлен на  $t_{п}'=80^{\circ}$  С.

Середня швидкість фільтрації за результатами вимірів представлена в табл. 3.11

Таблиця 3.11

Середня швидкість фільтрації гріючого повітря

	$d_{e1}=0,011$ м	$d_{e2}=0,018$ м	$d_{e3}=0,027$ м	$d_{e1}+d_{e2}$	$d_{e1}+d_{e3}$
$w_{ф},$ м/с	0,9	1,3	1,7	1,0	1,2

Результати вимірів температури повітря на виході з апарату для всіх насадок, що досліджувались, наведені на рис. 3.32.

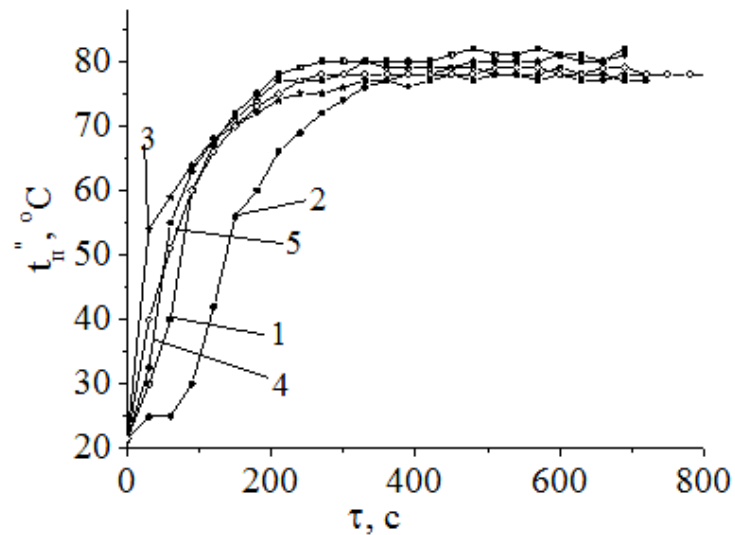


Рис. 3.32 Зміна температури повітря на виході нерухомої насадки за часом  
 1 -  $d_{e1}=0,011$  м ; 2 -  $d_{e2}=0,018$  м ; 3 -  $d_{e3}=0,027$  м ; 4 -  $d_{e1}+d_{e2}$ ; 5 -  $d_{e1}+d_{e3}$

Результати вимірів температури матеріалу ( $x=L$ ) для всіх насадок, що досліджувались, наведені на рис. 3.33.

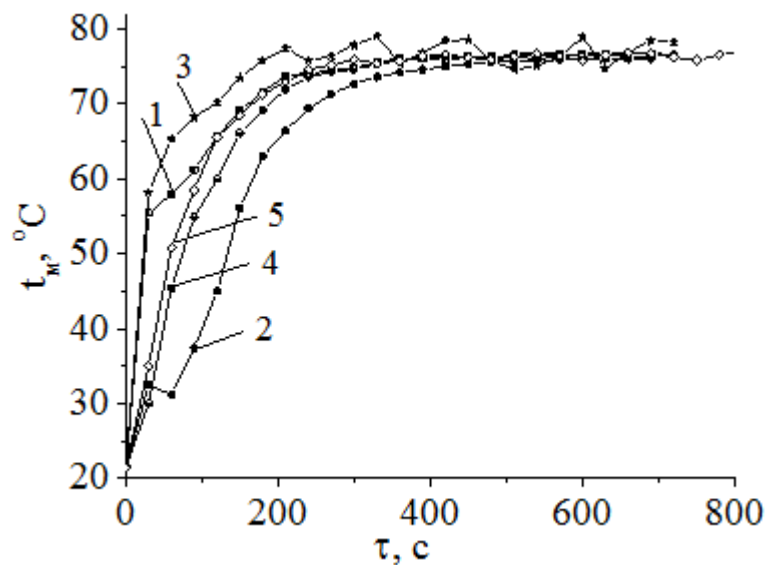


Рис. 3.33 Зміна температури матеріалу ( $x=L$ ) нерухомої насадки за часом  
 1 -  $d_{e1}=0,011$  м ; 2 -  $d_{e2}=0,018$  м ; 3 -  $d_{e3}=0,027$  м ; 4 -  $d_{e1}+d_{e2}$ ; 5 -  $d_{e1}+d_{e3}$

Первинний аналіз даних свідчить про те, що темп нагрівання часток крупного розміру ( $d_{e3}=0,027$  м) більший, ніж темп нагріву суміші  $d_{e1}+d_{e2}$ ;  $d_{e1}+d_{e3}$  та дрібного матеріалу -  $d_{e1}=0,011$  м. Темп нагріву за  $\Delta\tau=120$  с для часток

більшого розміру ( $d_{e3}=0,027$  м) складає  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,41$ , для найдрібніших ( $d_{e1}=0,011$  м) складає  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,2$ . Проте швидкість фільтрації при  $d_{e3}=0,027$  м вище ніж при  $d_{e1}=0,011$  м в 1,9 разів, що не дає можливість об'єктивно стверджувати про інтенсифікацію теплообміну при збільшенні розміру часток. Можна зробити висновок, що темп нагріву має лінійну залежність від швидкості фільтрації газового потоку. Для подальшого аналізу проводилось зіставлення даних для порівнянних швидкостей фільтрації.

Температурні криві для  $d_{e1}=0,011$  м та суміші  $d_{e1}+d_{e2}$  наведені на рис. 3.34.

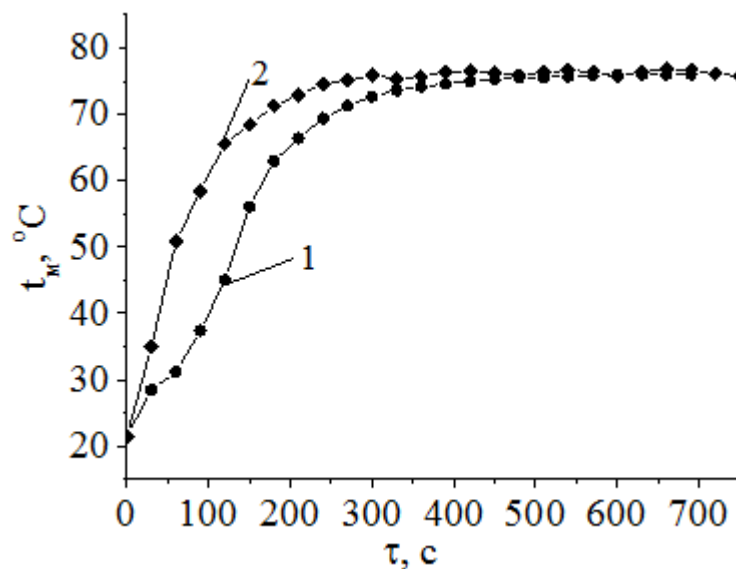


Рис. 3.34 Зміна температури матеріалу за часом

1 – частки  $d_{e1}$ ; 2 – суміш часток  $d_{e1}+d_{e2}$

Результати показали (рис. 6), що суміш часток  $d_{e1} + d_{e2}$  призводить до зростання темпу нагрівання до  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,37$  К/с, ніж частки одного розміру  $d_{e1}$  темп нагрівання  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,2$  К/с. Отже для інтенсифікації процесів теплообміну доцільно використовувати насадку з часток різного еквівалентного діаметру. Слід особо зазначити, що відомі у літературі експериментальні дані [58, 81,

95] отримані з використанням насадок з часток однакового розміру та задачі визначення впливу суміші часток не ставилась.

### 3.9. Зіставлення експериментальних даних за міжкомпонентним теплообміном для різних видів щільних шарів

На рис. 3.35 наведені результати зіставлення даних за коефіцієнтами міжкомпонентного теплообміну, отримані різними авторами при різних умовах дослідів [19].

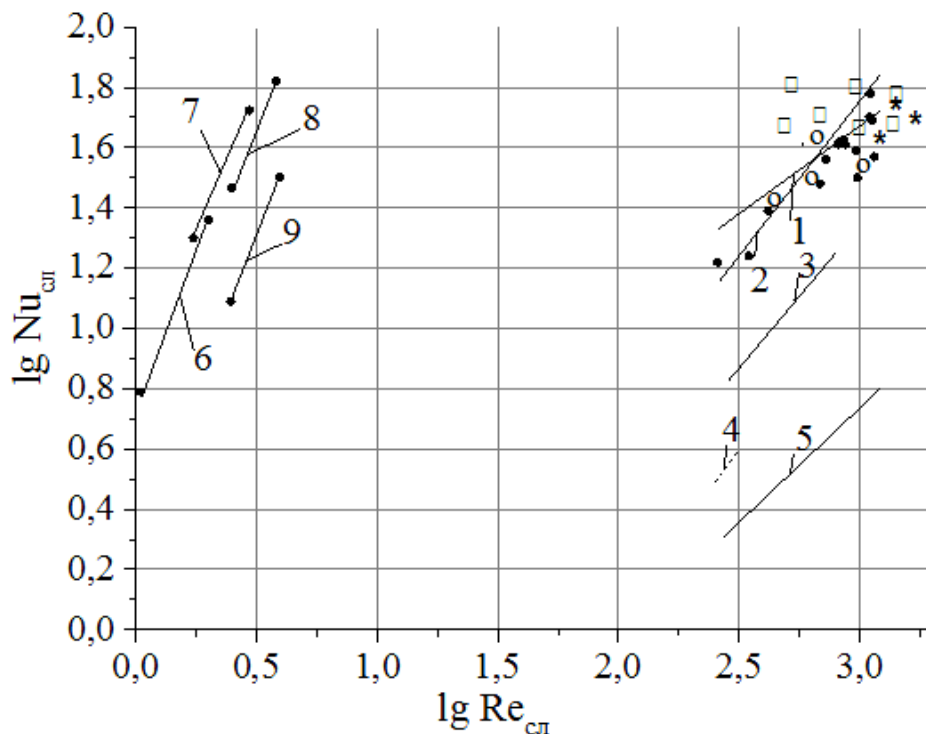


Рис 3.35. Зіставлення дослідних даних за міжкомпонентним теплообміном при різних способах організації руху компонентів

• -  $\Delta/d_T=18,89$ ; ○ -  $\Delta/d_T=28,3$ ; □ -  $\Delta/d_T=16,31$ ; \*-  $\Delta/d_T=10,0$ ; ◇ -  $\Delta/d_T=27,2$

1 – перехресний потік за дослідними даними Мальцевой Г.В.;

2,5 – протитечія (Пиоро Л.С., Помаранцев У.В.); 3 – перехресна

продувка похилого шару (Помаранцев В.В. ); 4 – змішаний потік

(Любошиц А.І. ), 6 – протитечія, керамзит ( $d_e=0,0097$  м,  $t_{п'}=80^{\circ}\text{C}$ ); 7 –

потитечія, керамзит ( $d_e=0,019$  м,  $t_{п'}=80^{\circ}\text{C}$ ); 8 – протитечія, гравій ( $d_e=0,021$  м,

$t_{п'}=80^{\circ}\text{C}$ ); 9 – протитечія, гравій ( $d_e=0,021$  м,  $t_{п'}=60^{\circ}\text{C}$ )

На графіку результати власних експериментів представлено у вигляді наступних ліній:

– лінія 6: отримана для рухомого шару керамзиту за витратою повітря:  
 $G_{\text{п}}=0,00744$  кг/с.

– лінія 7: отримана для рухомого шару керамзиту за витратою повітря:  
 $G_{\text{п}}=0,00915$  кг/с.

– лінія 8, 9: отримані для рухомого шару гравія за витратою повітря:  
 $G_{\text{п}}=0,01023$  кг/с.

Зіставлення експериментальних даних за теплообміном з нерухомим та рухомим шаром дозволило встановити наступне: в теплоутилізаторі з рухомим шаром гранульованого матеріалу (при швидкості до  $3,5 \cdot 10^{-3}$  м/с) порівняно з нерухомим інтенсивність теплообміну вища. Існують уявлення [19], за якими теплообмін в рухомому шарі може бути в 5-7 разів менш інтенсивний у порівнянні з нерухомим, що пояснюється розрідженістю шару. Визначений в роботі факт більш інтенсивного теплообміну рухомого шару пояснюється неможливістю розрідження біля стінок каналу внаслідок встановлення стрижнеподібної форми руху часток при малих швидкостях потоку.

### **3.10. Узагальнення експериментальних даних емпіричними залежностями**

Дані по коефіцієнтам міжкомпонентного теплообміну для нерухомого шару узагальнені у вигляді емпіричних рівнянь для нерухомого шару матеріалу (3.20) та рухомого (3.21).

$$\text{Nu} = \left( \frac{-5,04}{1+10^{-1,63 \left( 0,23 - \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \tau}{m \cdot c_{\Gamma}} \right)}} + \frac{5,14}{1+10^{-1,32 \left( 1,47 - \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \tau}{m \cdot c_{\Gamma}} \right)}} + 0,44 \right) \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \quad (3.20)$$

$$\text{де } Nu = \frac{\bar{\alpha}_m \cdot d_e}{\lambda_r}, \text{ Re} = \frac{w_\phi \cdot d_e}{\nu_r}, G_r - \text{витрата газу, } \tau - \text{тривалість процесу}$$

теплообміну,  $m$  – маса гранульованого матеріалу в апараті.

Залежність (3.20) справедлива для щільного шару керамзиту або гравію та може бути використана при розрахунках середнього коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну в залежності від маси завантаження теплообмінного апарату, витрати газового середовища та тривалості теплообміну і може бути застосована при проведенні попередніх розрахунків промислових теплоутилізаторів з гранульованою насадкою. Залежність справедлива з похибкою 14% для діапазону швидкості фільтрації  $w_\phi = 0,9-1,4$  м/с, температур газу на вході  $t_r' = 60-80^\circ\text{C}$ , еквівалентному діаметру часток  $d_e = 0,0097-0,021$  м.

Узагальнення експериментальних даних для рухомого шару дозволило отримати залежність для розрахунку середнього коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну, який в безрозмірному вигляді представлений залежністю:

$$Nu = 1,51 \cdot Re_M^{1,56} \quad (3.21)$$

Залежність справедлива з максимальною похибкою 24 % для діапазону швидкості фільтрації  $w_\phi = 1,1-1,4$  м/с та для діапазону швидкості матеріалу  $w_M = 1,5 \cdot 10^{-3} - 3,5 \cdot 10^{-3}$  м/с, температур газу на вході  $t_r' = 60-80^\circ\text{C}$ . До числа Нусельта входить ефективний коефіцієнт теплопровідності, який враховує як вплив температури газового середовища, так і вплив об'ємної концентрації часток (3.22):

$$\lambda_{\text{еф}} = 3\pi\lambda_r \lg \frac{0,74 - 0,31 \cdot \beta}{0,74 - \beta}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (3.22)$$

Емпірична залежність отримана для експериментально досліджених насадок з гравію та керамзиту при об'ємній концентрації часток  $\beta = 0,55 \div 0,68$ .

### Висновки до розділу 3

1. Порозність шару керамзиту  $d_e=0,019$  м –  $\varepsilon=0,42$ ;  $d_e=0,0097$  м  $\varepsilon=0,37$ ; гравію  $\varepsilon=0,45$ . Вірність оцінки порозності впливає на точність розрахунків як теплових, так і аеродинамічних характеристик процесу роботи регенератора з гранульованою насадкою.

2. При теплообміні нагрітого повітря із щільним шаром нерухомого гранульованого матеріалу при масі завантаження керамзиту 2,01 кг і 1,67 кг, вхідних температур повітря  $t_{п}'=50-80^{\circ}\text{C}$ , температур навколишнього середовища та початкової температури матеріалу  $t_{н.с.}=t_{п}'=13\div 28^{\circ}\text{C}$  характер зміни температурних кривих подібний. Відмінність полягає в зміні тривалості встановлення рівноважного стану та температурного рівня на вході й виході з апарата.

3. На темп нагрівання матеріалу істотно впливає початкова температура газового компонента. При  $t_{п}'=80^{\circ}\text{C}$  темп нагріву керамзиту у вихідному перетині становить 0,065 К/с, при  $t_{п}'=60^{\circ}\text{C}$  темп нагріву у вихідному перетині становить 0,044 К/с для маси завантаження  $m=2,01$  кг, а при  $m=1,7$  кг темп нагріву становить 0,059 К/с. При однаковій масі завантаження  $m=2,01$  кг і при однаковій температурі нагріву матеріалу  $t=53^{\circ}\text{C}$ , відповідній температурі спаду інтенсивності нагріву при  $t_{п}'=60^{\circ}\text{C}$ , темп нагріву для умов  $t_{п}'=80^{\circ}\text{C}$  становить 0,1 К/с.

4. Тривалість встановлення теплової стабілізації в нерухомому шарі керамзиту визначається вхідною температурою повітря та масою завантаження в межах 400–500 с (для значення вхідних температур  $t_{п}'=60,80^{\circ}\text{C}$  і маси  $m=1,7$  кг та 2,01 кг). Темп нагрівання керамзиту лежить у межах 0,1 К/с–0,044 К/с.

5. Інтенсивність теплообміну з рухомим шаром є вищею, ніж з нерухомим, залежно від швидкості руху шару в діапазоні  $w_M = 8,0 \cdot 10^{-4} - 16,0 \cdot 10^{-4}$ . Інтенсивність нагрівання рухомого шару

керамзиту при швидкості  $w_M = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м/с у 2,1 вище, ніж нерухомого. Інтенсивність нагрівання рухомого шару гравію при швидкості  $w_M = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м/с у 1,9 разів вище, ніж нерухомого.

6. Як в рухомому, так і в нерухомому шарі керамзит нагрівається інтенсивніше гравію, що пов'язано з різними фізичними властивостями. При теплообміні в умовах руху шару тривалість встановлення регулярного режиму нагріву значно менше для керамзиту, ніж для гравію при тому ж самому об'ємі матеріалу.

7. Для рухомого шару при порівнянних швидкостях гравію та керамзиту інтенсивність нагрівання суттєво вище для керамзиту. При швидкості руху керамзиту  $w_M = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м/с та висоті каналу 0,4 м шар нагрівається на 36 °С. Тривалість проходження каналу становить 250 с. Темп нагрівання 0,14 К/с. При швидкості руху гравію  $w_M = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м/с шар, проходячи канал висотою 0,4 м, нагрівається на 23 °С. Тривалість проходження каналу становить 288 с. Темп нагрівання становить 0,08 К/с.

8. Для нерухомого шару керамзиту масою 1,7 кг темп нагріву протягом 500 с становив  $36/500=0,072$  К/с, для нерухомого шару гравію темп нагрівання протягом 500 зі становив  $23/500=0,042$  К/с. Таким чином, для нерухомих шарів при заданих умовах темп нагрівання керамзиту вище темпу нагрівання гравію в  $0,072/0,042=1,71$  раз.

9. Теплота нагрівання для всіх умов проведення експериментів описується подібними кривими, які узагальнюються єдиною залежністю з максимальною погрешністю 24%.

10. Суміш часток  $d_{e1}=0,011$  м та  $d_{e2}=0,018$  м дає більший темп нагріву  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,37$ , ніж для одного розміру  $d_{e1}$ :  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,2$  та  $d_{e2}$ :  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau}=0,3$ . Отже для інтенсифікації процесів теплообміну доцільно використовувати насадку з часток різного еквівалентного діаметру.

11. У періоді нагріву щільного нерухомого шару матеріалу газовим (повітряним) середовищем коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну знижується, вид кривої задовільно описується функцією класу сигмоїд. Узагальнюючі залежності для розрахунків коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну доцільно представляти у вигляді у вигляді

$$\text{Nu} = f\left(\text{Re}_2, \frac{G_2 \cdot c_T \cdot \tau}{m \cdot c_T}\right).$$

### Перелік посилань до розділу 3

1. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. Москва, 1987. 312 с.
2. Рыбьев И. А. Строительное материаловедение. Москва, 2003. 700 с
3. Горбис З. Р., Календерьян В. А. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями. М.: Энергия, 1975. 296 с.
4. Байгалиев Б. Е., Щелчков А. В., Яковлев А. Б., Гортышов П. Ю. Теплообменные аппараты. Казань, 2012. 180 с.
5. Солодка, А. В. Характеристики матеріалів для гранульованих насадок теплообмінника-утилізатора. Еколого-енергетичні проблеми сучасності: XVI Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, 2016 р. С. 67–69.
6. Ганжа, В. Л. Основы эффективного использования энергоресурсов. Теория и практика энергосбережения. Минск, 2007. 451 с.
7. Прутских Д. А. Гидродинамика и теплообмен в регенераторе с дисперсной насадкой: автореф. дисс. ...к. т. н. Воронеж, 2009. 22 с.
8. Пушнов А, Балтренас П., Каган А., Загорскис А. А. Аэродинамика воздухоочистных устройств с зернистым слоем: монография. Вильнюс, 2010. 348 с.
9. Попов, Е. К. Исследование аэродинамических неоднородностей в реакторах с неподвижным слоем катализатора: дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 1980. 150 с.
10. Arvaniti, E. C. Juenger M. C. G., Bernal S. A., Duchesne J., Courard L., Leroy S., Provis J. L., Klemm A., De Belie N. Determination of particle size, surface area, and shape of supplementary cementitious materials by different techniques. *Materials and Structures*. 2015. Vol. 48, №11. P. 3687–3701.
11. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. Киев, 1990. 164 с.

12. Федоров И. И., Назаренко В. С., Кашунин Е. И. Исследование регенеративного воздухоподогревателя с плотным движущимся слоем твердого теплоносителя. *Электрические станции*. 1974. № 9. С. 19–22
13. Бошкова И. Л., Солодка А. В. Исследование эффективности теплообмена в теплообменниках-утилизаторах с гранулированной насадкой. *Энергетика. Проблемы регионального развития*. 2016. Т. 3, №32. С. 101-106.
14. Ряшко Г. М., Солодка А. В. Повышение эффективности системы утилизации тепла в теплообменниках с гранулированной насадкой. *Казахстан-холод 2017: VII Міжнародна науково-технічна конференція (15–16 березня 2017 Алмати), Алмати, 2017. С. 214–218.*
15. Календерьян В. А., Бошкова И. Л. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным дисперсным слоем. Киев, 2011. 184 с.
16. Ефимов А. В., Гончаренко Л. В., Цымбал К. Э., Есипенко Т. А. Выбор критериальных уравнений для расчета теплообмена в конденсационных теплообменных аппаратах с промежуточным шарообразным теплоносителем. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 2003. № 3. С. 24–31.
17. Ефимов А. В., Гончаренко Л., Касилов О. В., Гончаренко Л. В. Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов. *Энергосбережение*. 2014. Т. 3, №121. с. 1-10
18. Шиманова, А. А. Теоретическое обоснование работы всасывающего заборного устройства пневмотранспортной установки. *Фундаментальные исследования*. 2012. Т. 2, № 11. С. 466–471..
19. Горбис, З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. Москва, 1970. 424 с

## РОЗДІЛ 4

### РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРОВ З ГРАНУЛЬОВАНИМИ НАСАДКАМИ

#### **4.1. Теплові розрахунки регенератора з рухомою гранульованою насадкою**

Визначальною ознакою регенеративного теплообмінного апарата є наявність механізму, відповідального за повторення циклу: перший теплоносій – насадка, насадка–другий теплоносій. Інтерес до конструювання теплообмінників контактного типу, особливостями яких є передача теплоти шляхом безпосереднього зіткнення робочих тіл, обумовлений поруч їх переваг у порівнянні з поверхневими теплообмінниками [1], [2]. Незалежно від схеми руху та конструкції регенератора, при оцінці його ефективності слід користуватися наступними показниками якості [3]. Це викликає необхідність проведення науково-дослідних робіт з пошуку нових технічних розв'язків [4], [5], [6].

Методики розрахунків досліджуваних теплообмінних апаратів є в основному однаковими, проте мають деякі відмінності, що визначає необхідність використання різних розрахункових рівнянь для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в робочому просторі теплообмінника [7].

Математична модель процесу акумуляції теплової енергії в стаціонарному регенеративному теплоутилізаторі, що перемикається, у якому використовується регенеративна насадка з поліетилену [8] характеризується двома режимами роботи: режим акумуляції та режим регенерації. У режимі акумуляції пристрій працює на витяжку та відбувається нагрівання регенеративної насадки внутрішнім витяжним повітрям. У режимі регенерації пристрій працює на приток і відбувається нагрівання припливного повітря насадкою.

Особливості процесу акумуляції енергії розглядається в [9]. Складність розглянутих фізичних явищ і різноманіття фізичних особливостей гранульованого матеріалу суттєво ускладнюють створення єдиної теоретичної моделі руху сипучого середовища. При описі динаміки щільного шару гранульованого середовища використовується система рівнянь переносу імпульсу з реологічним статечним законом, що зв'язують тензор внутрішніх напружень із тензором швидкостей деформацій [9]. Відомості, отримані про властивості використовуваних у даній роботі часток, доцільно також використовувати при конструюванні концентраторів сонячної енергії, що останнім часом здобуває все більшу значимість [140]. Доцільно провести розрахунки теплоутилізаторів з щільним рухомим та нерухомим шаром гранульованого матеріалу та виконати порівняльний аналіз їх основних характеристик.

Регенеративний теплообмінник зі щільним шаром проміжного гранульованого теплоносія (насадки), що рухається, розглядався для умов акумуляції низькопотенційної теплоти з характеристиками потоку, що відповідають існуючим умовам відповідних промислових підприємств.

Схема регенератора з рухомою насадкою наведена на рис.4.1. Насадка з бункера 2 надходить в камеру нагріву 1, де нагрівається продуктами згоряння, що продуваються через отвір 4' у протилежному до насадки напрямку. Через запірний вузол 7 насадка під дією гравітаційних сил надходить в камеру 2, де охолоджується, нагріваючи повітря, що продувається крізь шар. З камери охолодження 2 через випускний пристрій 3' насадка надходить в систему транспорту 6, що повертає її у камеру нагріву 1.

Таким чином, насадка, що є проміжним теплоносієм, циркулює по замкненому контуру. Запірний вузол 7 служить для запобігання перетічок повітря з камери 1 у камеру 3. Випускний пристрій забезпечує рух насадки у вигляді щільного шару і необхідну витрату.

Метою є визначення об'єму та розмірів обох камер і аеродинамічний опір шару в них, а також ефективність регенератора при наступних умовах:

температура повітря, що нагрівається: на вході в регенератор  $t_2' = 20^{\circ}\text{C}$ , на виході  $t_2'' = 40^{\circ}\text{C}$ . Витрата продуктів згорання:  $G_1 = 0,011$  кг/с, температура продуктів згорання на вході в регенератор  $t_1' = 80^{\circ}\text{C}$ , на виході  $t_1'' = 45^{\circ}\text{C}$ . Насадка являє собою частки керамзиту ефективним діаметром 0,02 м, порозність шару  $\varepsilon = 0,42$ . Щільність керамзиту  $\rho_n = 825$  кг/м<sup>3</sup>. Тепловий конструкторський і аеродинамічний розрахунки наведені у Додатку В.

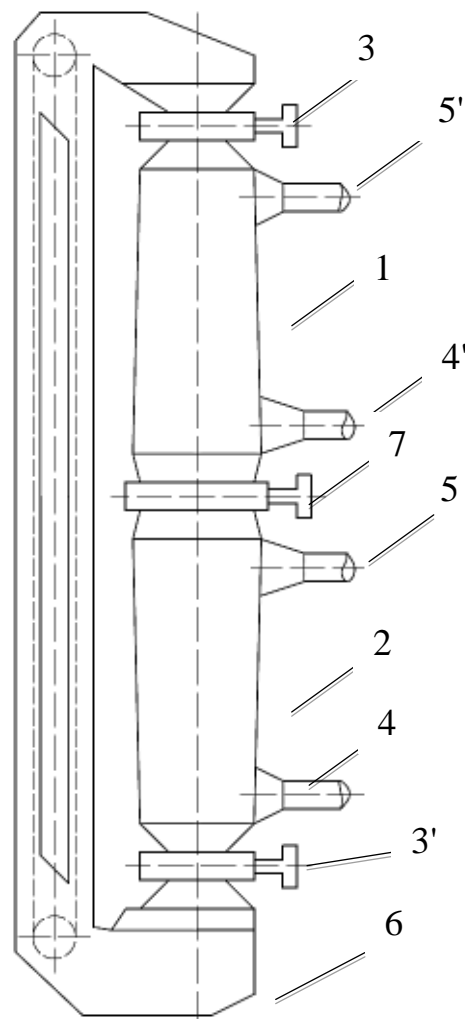


Рис. 4.1 Схема регенератора із рухомою гранульованою насадкою

- 1 – камера нагріву насадки; 2 – камера охолодження насадки;  
 3, 3' – розподільно-ущільнюючий пристрій; 4, 4' – вхід повітря, що гріє і нагрівається;  
 5, 5' – вихід повітря, що гріє і нагрівається; 6 – система транспорту насадки; 7 – запірний вузол

У результаті визначені розміри обох камер (нагріву 1 та охолодження 2) і аеродинамічний опір шару в них, а також ефективність регенератора  $\varepsilon$ : об'єм теплообмінної ділянки в першій і другій камерах:  $V_{н1} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $V_{н2} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . Переріз для проходу газу:  $f_1 = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $f_2 = 8,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ . Товщина шару:  $\delta_1 = 0,68 \text{ м}$ ,  $\delta_2 = 0,3 \text{ м}$ . Аеродинамічний опір шару  $\Delta p_1 = 2513 \text{ Па}$ ,  $\Delta p_2 = 2515 \text{ Па}$  Ефективність всього апарата:  $\varepsilon = 0,79$ .

## 4.2. Тепловий розрахунок регенератора з нерухою насадкою

4.2.1. Аналіз особливостей роботи регенератора з нерухою насадкою. Регенеративні теплообмінники з нерухою насадкою працюють у періодичному нестационарному режимі. Теплообмінна поверхня (насадка) поперемінно продувається то гріючим, то охолоджуючим газовим середовищем. Час, протягом якого холодна насадка обмивається середовищем, що гріє, називається періодом нагрівання ( $\tau_1$ ); час, протягом якого гаряча насадка проохолоджується, називається періодом охолодження ( $\tau_2$ ). У кожному періоді температури теплоносіїв і насадки змінюються в часі.

На рис. 4.2 представлені криві зміни температур по поверхні.

Як видно із графіка, температура середовища, що гріє, знижується протягом періоду нагрівання в напрямку руху, а в часі поступово росте, тому що через ріст температури насадки та зменшення температурного напору ( $\Delta t = t_1 - t_n$ ) тепловий потік, переданий насадці, знижується (криві 1, 2).

Температура середовища, що нагрівається, зростає в напрямку руху, а протягом періоду охолодження поступово знижується, тому що внаслідок спаду температури насадки температурний напір  $\Delta t = t_n - t_2$  і тепловий потік, переданий від насадки до середовища, зменшуються (криві 8, 9).

Середні за періоди нагрівання та охолодження температури поверхні насадки в загальному випадку різні внаслідок того, що насадка має певний термічний опір (криві 6, 7).

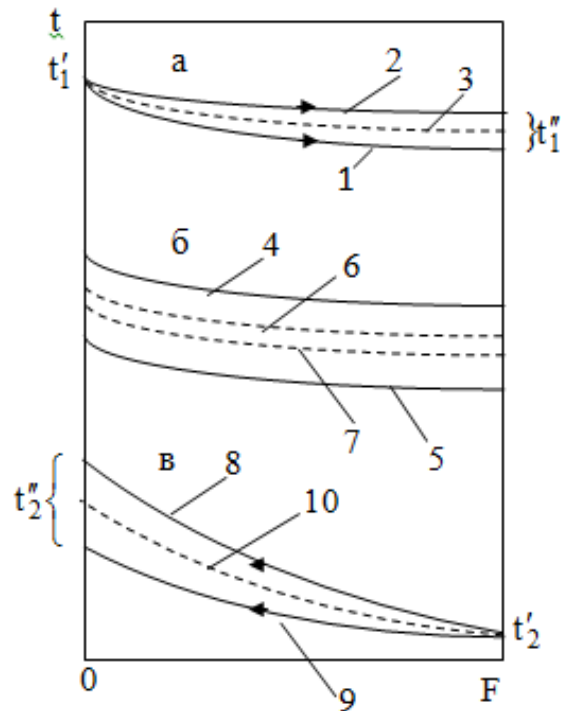


Рис. 4.2. Зміна температур теплоносіїв у регенераторі у різні моменти часу

- а – температури середовища, що гріє: на початку (1), кінці (2) періоду нагрівання та середня за період (3);
- б – температури поверхні насадки: наприкінці періодів нагрівання (4) і охолодження (5), середні за період нагрівання (6) і охолодження (7);
- в – температури середовища, що нагрівається: на початку (8), кінці (9) періоду охолодження та середня за період (10)

На рис. 4.3, де представлені криві зміни температур у часі для довільного перетину, видно, що середня температура поверхні насадки в загальному випадку в період нагрівання вище, ніж у період охолодження.

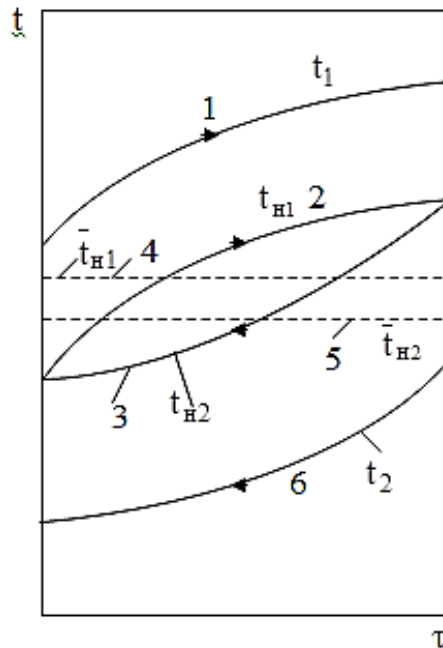


Рис. 4.3. Зміна температур у регенераторі в часі

1, 2 – температури середовища, що гріє, та поверхні насадки в період нагрівання; 3, 6 – температури поверхні насадки в період нагріву та охолодження; 4, 5 – середні температури поверхні насадки в періодах нагрівання та охолодження

————→ період нагріву, ←———— період охолодження

У зв'язку з тим, що в регенераторах температури змінюються не тільки в просторі, але і у часі, при створенні методів розрахунків таких апаратів виникають певні труднощі. Для інженерних розрахунків пропонуються наближені методи [3]. Розрахунки ведуть за середніми у період характеристиками, тепловий потік відносять не до одиниці часу, а до періоду.

Метою розрахунків регенератора з нерухомою насадкою є визначення необхідної поверхні теплообміну, маси та габаритних розмірів обраного типу насадки. Тепловий конструкторський розрахунок регенератора ґрунтуються на загальних рівняннях, які враховують специфіку роботи регенератора.

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{п}} = G_1 \bar{c}_{p1} (t_1' - \bar{t}_1'') \tau_1 = G_2 \bar{c}_{p2} (t_2' - \bar{t}_2'') \tau_2, \text{ Дж/пер}, \quad (4.1)$$

де  $G_1, G_2$  витрати середовищ, що гріє і що нагрівається, кг/с;  $\bar{c}_{p1}, \bar{c}_{p2}$  їхні середні теплоємності, Дж/(кг·К).

Рівняння теплопередачі для регенератора:

$$Q_{\Pi} = K_{\Pi} \bar{\Delta t} F, \text{ Дж/пер}, \quad (4.2)$$

де  $\bar{\Delta t}$  – середній температурний напір між середовищем, що нагрівається і що гріє, обумовлений з рівнянням:

$$\bar{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.3)$$

або:

$$\bar{\Delta t}_{\text{лог}} = 0,5(\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}), \quad (4.4)$$

з використанням середніх за період температур  $\bar{t}_1'', \bar{t}_2''$ , К;  $K_{\Pi}$  – коефіцієнт теплопередачі в регенераторі, Дж/(м<sup>2</sup>·пер·К)

Основні труднощі розрахунків полягають у визначенні коефіцієнта теплопередачі в регенераторі, який визначається в загальному випадку рівнянням (4.5):

$$K_{\Pi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \cdot \left( 1 - \frac{\bar{t}_{\text{н1}} - \bar{t}_{\text{н2}}}{\bar{t}_1 - \bar{t}_2} \right) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \frac{u}{v} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \cdot (1 - \eta_{\text{н}}) \quad (4.5)$$

де  $\bar{\alpha}_1$  – сумарний коефіцієнт тепловіддачі від середовища, що гріє, (продуктів згоряння палива), до стінки насадки по всій поверхні  $F$  в інтервалі  $\tau_1$ ;  $\bar{\alpha}_2$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від поверхні теплообміну до стінки;  $\eta_{\text{н}}$  – коефіцієнт акумуляції (ККД насадки).

Коефіцієнт акумуляції залежить від числа  $Fo$ ;  $\eta_{\text{а}}$  ( $Fo$ ). При  $Fo=0,2$ ,  $\eta_{\text{а}}=0,18$ ; при  $Fo=5$ ,  $\eta_{\text{а}}=0,9$ . Для керамзитової і гравійної насадки  $\eta_{\text{а}} \approx 0,5 \div 0,7$ . Вираз для теплового потоку, що передається в регенераторі:

$$Q = \frac{\bar{t}_1 - \bar{t}_2}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}} \left( 1 - \frac{\bar{t}_{\text{н1}} - \bar{t}_{\text{н2}}}{\bar{t}_1 - \bar{t}_2} \right) = K_{\Pi} (\bar{t}_1 - \bar{t}_2). \quad (4.6)$$

4.2.2 Методика теплового розрахунку регенератора з нерухоною насадкою. Розроблена методика відрізняється тим, що враховується зміна коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну за часом. Це дозволяє отримати більш точні дані за значенням площі теплообмінної поверхні, відповідно, об'єму теплообмінного апарату з гранульованою насадкою.

Розрахунок ведеться методом послідовним наближень

I. Задати:

$\alpha_M, \text{Вт/м}^2\text{К}$ ;  $G_G, \text{кг/с}$ ;  $t_G^0, \text{°C}$ ;  $t_M', \text{°C}$ ;  $t_{G.\text{max}}'' = 0,85 t_G', \text{°C}$ ;  $t_{M.\text{max}}'' = 0,8 \cdot t_M', \text{°C}$  (за рекомендацією з експерименту)

II. Обрати:

Матеріал,  $d_e, \text{м}$ ; форма каналу – циліндричний горизонтальний канал;

III. Розрахунок:

1. Задати температуру газу на виході та температуру матеріалу наприкінці періоду нагрівання, визначити середні значення температур газового та твердого компонентів

$$\bar{t}_G = \frac{t_G' + \bar{t}_G''}{2} \text{°C} \quad (4.7)$$

$$\bar{t}_M = \frac{t_M' + t_{M.\text{max}}''}{2} \text{°C} \quad (4.8)$$

2. За  $\bar{t}_G, \text{°C}$  визначити теплофізичні властивості газового середовища:  $\nu_G$ ;  $c_p$ ;  $\lambda_G$ ;  $\rho_G$ ;  $Pr_G$

3. Розрахувати швидкість фільтрації газового середовища:

$$w_\phi = \frac{G_G}{\rho_G \cdot S} \text{ м/с} \quad (4.9)$$

4. Визначити число Рейнольдса:

$$Re_G = \frac{w_\phi \cdot d_e}{\nu_G} \quad (4.10)$$

5. Визначити необхідну теплоту процесу:

$$Q = G_{\Gamma} \cdot c_p \cdot \left( t_{\Gamma}' - \frac{t_M^0 + t_{\Gamma.\max}''}{2} \right), \text{ Вт} \quad (4.11)$$

де  $t_M^0$  – температура матеріалу на початку періоду нагрівання.

6. З залежності  $Q = \bar{\alpha}_M \cdot F_M \cdot \Delta \bar{t}_{\Gamma}$  визначити площу поверхні гранульованого матеріалу  $F_M$ . У першому наближенні  $\bar{\alpha}_M$  приймаємо заданим відповідно п. І:

$$F_M = \frac{Q}{\bar{\alpha}_M \cdot (\bar{t}_{\Gamma} - t_M'')} M^2 \quad (4.12)$$

$$\Delta \bar{t}_{\Gamma} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.13)$$

7. Визначити масу завантаження матеріалу за наступним алгоритмом:

$$F_M = 4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \cdot n \Rightarrow n = \frac{F_M \cdot \phi_M}{4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2} \quad (4.14)$$

$$m_M = V \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \pi \left( \frac{d_e}{2} \right)^3 \cdot \rho_M \cdot n \quad (4.15)$$

8. Визначити тривалість нагрівання:

$$\tau = \frac{m_M \cdot c_p \cdot (\bar{t}_M'' - t_M')}{Q} \text{ с} \quad (4.16)$$

9. Розрахувати кінцеве значення  $\bar{\alpha}_M^k$  по отриманому емпіричному рівнянню у безрозмірному вигляді з урахуванням сигомідалного характеру зміни коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну за часом.

$$\text{Nu} = \left( \frac{-5,04}{1+10^{-1,63 \left( 0,23 - \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \tau}{m \cdot c_{\Gamma}} \right)}} + \frac{5,14}{1+10^{-1,32 \left( 1,47 - \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \tau}{m \cdot c_{\Gamma}} \right)}} + 0,44 \right) \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \quad (4.17)$$

Для розрахованого відповідно (4.17)  $\tau$ , с, знаходимо  $\alpha_m$ , а далі –  $\bar{\alpha}_m$ , Вт/м<sup>2</sup>К (як середньозважену величину). Визначаємо відхилення заданого значення  $\alpha_m$  від розрахованого.

10. Якщо зіставлення  $\bar{\alpha}_m$  з заданим  $\bar{\alpha}_m$  свідчить про велику розбіжність значень, переадаємося значенням  $\alpha_m$  та проводимо розрахунок в другому наближенні та повторити розрахунок з п. 6

11. При задовільному узгодженні розрахунок вважати завершеним. Як результат, одержано значення  $F_m$ , м<sup>2</sup>;  $Q$ , Вт;  $m_m$ , кг;  $\tau$ , с.

12. Розрахувати об'єм апарату:

$$V = \frac{F_m}{a_{\text{пит}}}, \text{ м}^3 \quad (4.18)$$

Де  $\varphi_m$  - поправка на форму часток керамзиту;  $a_{\text{пит}} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_e}, \text{ м}^2/\text{м}^3$ .

Знаючи діаметр каналу  $D$ , знайти висоту камери  $H$ :

$$H = V/S, \text{ м.}$$

Розрахунок регенетарора з нерухомою насадкою за розробленою методикою представлена у Додатку Г.

Порівняльна характеристика регенераторів з рухомим та нерухомим шаром наведена в табл. 4.1.

Аналіз отриманих результатів показує, що ефективність теплообмінника з рухомим шаром вище, ніж з нерухомим. Однак слід зазначити, що значення ефективності  $\varepsilon=0,6$  для існуючих теплообмінників є хорошим показником. Висота теплообмінної ділянки в рухомому та нерухомому регенераторі порівнянно однакова, однак при цьому у нерухомому регенераторі не виникає необхідності в організації безперервного руху шару гранульованого матеріалу, що суттєво спрощує експлуатацію й конструкцію теплообмінника.

Таблиця 4.1

Порівняльна характеристика регенераторів з рухомим та нерухомим шаром

Величина	Рухомий шар		Нерухомий шар	
	Камера нагрівання	Камера охолодження	Період нагрівання	Період охолодження
Маса, кг	2,8		3,2	
Висота камери, м	0,68	0,3	0,78	
Витрата повітря, кг/с	0,011	0,018	0,011	0,018
Час, с	–	–	300	270
Витрата матеріалу, кг/с	0,017		–	
Ефективність	0,79		0,6	

За рекомендованою методикою також розраховані основні характеристики регенератора промислового призначення з нерухомою насадкою у Додатку Г. Витрата газу складає  $G_T = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$ , температура газу на виході з витяжних пристроїв  $t'_T = 80^\circ\text{C}$ , на виході  $t''_T = 68^\circ\text{C}$ . Початкова температура керамзиту:  $t'_M = 20^\circ\text{C}$ , кінцева температура повітря на виході  $t''_M = 64^\circ\text{C}$ . Гранульована насадка складається із щільного шару керамзиту, еквівалентний діаметр часток  $d_e = 0,019 \text{ м}$ . В результаті отримані наступні характеристики апарату:  $F_M = 8 \text{ м}^2$ ,  $Q = 4068 \text{ Вт}$ ;  $m_M = 24,2 \text{ кг}$ ;  $\tau = 224 \text{ с}$ ,  $H = 1,5 \text{ м}$ , ефективність апарату  $\varepsilon = 0,6$ .

Додатково був проведений розрахунок регенератора з нерухомим шаром, призначеного для обігріву приміщення, розташованого безпосередньо поруч із вентиляційними каналами підприємства. Розглядається витяжний канал продуктивністю  $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Розрахунок наведений у Додатку Д. При визначенні коефіцієнту тепловіддачі у період охолодження та для визначення числа Фур'є використовувались залежності і номограми [12]. Температура газу на виході з витяжних пристроїв  $t'_T = 80^\circ\text{C}$ ,

на виході  $t_{\text{п}}'' = 64^{\circ}\text{C}$ . Початкова температура керамзиту:  $t_2' = 20^{\circ}\text{C}$ , кінцева температура повітря на виході  $t_1'' = 68^{\circ}\text{C}$ . Гранульована насадка складається із щільного шару керамзиту, еквівалентний діаметр часток  $d_e = 0,019$  м. Теплообмінна ділянка являє собою трубу діаметром 0,2 м і довжиною 1 м. В результаті отримані наступні характеристики роботи регенератора. Маса засипання:  $m = 15$  кг. Час нагрівання в регенераторі становить 3 хв., час охолодження – 30 хв.

Доцільно встановити дві наповнені керамзитом труби та включати їх періодично.

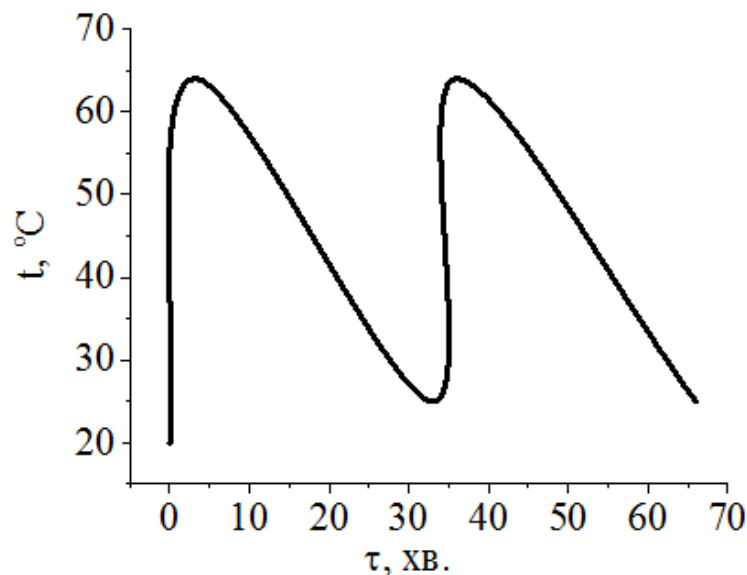


Рис. 4.4. Циклограма роботи регенератора із щільним шаром керамзитової насадки.

Розрахунки теплових втрат від стін приміщень проводилась при наступних параметрах: температура в приміщенні  $t = 20^{\circ}\text{C}$ , температура зовнішнього повітря  $t = -5^{\circ}\text{C}$ , швидкість вітру  $w = 0,5$  м/с, матеріал стін – цегла.

Результати розрахунків привели до одержання наступних теплофізичних величин. Температура стінки зовні приміщення  $t_c'' = -0,1^{\circ}\text{C}$ . Для  $\bar{Q}_1 = 3,3$  кВт можливо підтримка температури усередині приміщення на рівні  $20^{\circ}\text{C}$  із площею стін  $F = 48$  м<sup>2</sup>. Аеродинамічний опір шару:

$\Delta p = 7,2 \cdot 10^3$  Па. Для забезпечення необхідного витрати повітря з розрахованими втратами тиску таких характеристик (витрата 400 м<sup>3</sup>/год., втрати тиску  $\Delta p = 7,2 \cdot 10^3$  Па) доцільно встановити вентилятор високого тиску ВЦ 10-28, потужністю 0,12 кВт.

Для визначення відмінностей характеристик розрахованих в роботі регенераторів з існуючими проведений їх порівняльний аналіз. Основні характеристики теплоутилізаторів для підприємств з низьким та середнім рівнем теплових газових викидів представлені у Додатку Е. Аналіз таблиці дозволяє зробити наступні висновки. Існуючі теплоутилізатори регенеративного типу в основному розраховані для утилізації теплоти котелен та виробництв з середнім рівнем теплових викидів. Тепловий ККД змінюється від 79 до 38 %, при чому в середньому ККД складає 55 %. Пропонуємий в даній роботі регенератор з рухомим щільним шаром керамзиту (№ 9 табл. 4), призначений для підігріву повітря, характеризується ККД на рівні 75 %. Регенератор з нерухомим шаром гранульованого матеріалу (№ 11 табл. 4), розрахований для підігріву приміщення, має ККД 54 %, проте для його функціонування не існує потреби використання механізмів для організації руху насадки. Низькотемпературний теплоакумулятор регенеративного типу з нерухомою гранульованою насадкою (№ 10 табл. 4) дозволяє досягти ККД 60 %. Слід зазначити, що підвищення температурного рівня роботи регенератора з рухомим щільним шаром гранульованого матеріалу значно підвищує ККД. Так, для високотемпературних виробництв ККД утилізатора ГНКТ складає 80 %.

Розраховані регенератори відрізняються порівняно високим ККД для регенераторів з нерухомою насадкою та можливістю роботи без прямого контакту часток насадки з навколишнім повітрям, що нагрівається. Крім того, представлені конструкції розраховані на низкопотенційну теплоту, що, як свідчить аналіз існуючих пристроїв, практично не зустрічається.

#### Висновки до розділу 4.

1. Для утилізації низькопотенційної теплоти з витратою повітря  $G_{\text{п}}=0,011$  кг/с та при температурі на вході  $t_1' = 80^{\circ}\text{C}$  при застосуванні насадки з часток керамзиту ( $d_{\text{е}}=0,019$  м) запропонований регенератор, що складається з двох камер (нагріву та охолодження) загальним об'ємом  $5,7 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Ефективність (ККД) всього апарата:  $\varepsilon = 0,79$ .

2. Розроблена удосконалена методика розрахунку теплоутилізатора з нерухомою гранульованою насадкою з урахуванням зміни за часом коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну.

3. Запропонована методика теплового розрахунків теплообмінника-регенератора з нерухомою гранульованою насадкою, призначеного для утилізації низькопотенційної теплоти газів, що відходять, яка дозволяє оцінити основні геометричні характеристики апарата, тривалість періоду нагрівання та його ефективність. У порівнянні з теплообмінником-регенератором з рухомою насадкою, ефективність нижче, однак виготовлення та експлуатація апарата з нерухомою гранульованою насадкою значно простіше.

4. Визначені основні характеристики промислового регенератора з щільним нерухомим шаром для витрати викидних газів  $G_{\text{п}} = 0,11$  кг/с. Для маси завантаження 24,2 кг, час нагрівання  $\tau=224$  с, швидкість фільтрації  $w_{\text{ф}}=3,4$  м/с, ефективність  $\varepsilon=0,6$ .

5. Для обігріву приміщення з площею поверхні стін  $F=48$  м<sup>2</sup> пропонується регенератор з нерухомим шаром у вигляді циліндричних каналів, які заповнені частками керамзиту з  $d_{\text{е}}=0,02$  м, що продуваються потоком газу з витратою 400 м<sup>3</sup>/год з температурою  $t_r'=80^{\circ}\text{C}$ , час нагрівання становить 3 хв., час охолодження – 32 хв.

6. Для забезпечення необхідного витрати повітря з розрахованими втратами тиску таких характеристик (витрата 400 м<sup>3</sup>/годину, втрати тиску

7,2 кПа) доцільно встановити вентилятор високого тиску. Вентилятор відцентровий ВЦ 10-28, потужність якого складає 0,12 кВт

7. Проведений порівняльний аналіз розрахованих в роботі регенераторів з існуючими довів, що регенератори з рухомим шаром відрізняються більшим значенням ККД відносно регенераторів з нерухомим шаром. Проте для регенераторів з нерухомою насадкою існує можливість роботи без прямого контакту часток насадки з навколишнім повітрям, що нагрівається. Крім того, представлені конструкції розраховані на низкопотенційну теплоту, що, як свідчить аналіз існуючих пристроїв, практично не зустрічається.

#### Перелік посилань до розділу 4

1. Аронов И. З., Пресич Г. А., Смирнов В. А. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником. *Промышленная энергетика*. 1986. Т. 1. С. 44–46.
2. Бошкова И. Л., Солодкая А. В. Исследование эффективности теплообмена в теплообменниках-утилизаторах с гранулированной насадкой *Энергетика. Проблемы регионального развития*. 2016. Т. 3, №32. С. 101-106
3. Григорьева В. А., Зорина В. М. *Промышленная теплоэнергетика и теплотехника*. Москва, 1991. 588 с.
4. Василенко, Ю. Н. Выбор теплообменника при интенсификации теплообмена путем увеличения площади поверхности теплопередачи между теплоносителями. *Промышленная энергетика*. 2013. №11. с. 14-15.
5. Kragh J., Rose J., Nielsen T. R., Svendsen S. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates. *Energy and Buildings*. 2007. Vol. 39. P. 1151–1158.
6. Aristov Y. I., Mezentsev I. V., Mukhin V. A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems. *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40. P. 204–208.
7. Рева Л. С. Методы гидродинамического и теплового расчета теплообменников с зернистой насадкой: дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 1984. 260 с
8. Монаркин Н. Н., Наимов А. Н., Сеницын А. А., Рогулина Т. В. Математическая модель процесса аккумуляции тепловой энергии в стационарном переключающемся регенеративном теплоутилизаторе. *Фундаментальные исследования*. 2014. Т. 4, №11. С. 759–764.
9. Шваб А. В., Марценко М. С. Исследование движения плотного слоя гранулированной среды и процесса смешения в сужающемся канале. *Математика и механика*. 2010. Т. 12, №4 С. 123–130.

10. Hutter K., Sheiwiller T. Rapid plane flow of granular materials down a chute. *Mechanics of Granular Materials*. Elsevier, 1983. P. 283–293.
11. Ma Z., Glatzmeier G.C., Mehos M. Development of solid particle. Thermal Energy Storage for Concentrating Solar Power plants that use Fluidized Bed technology. *Energy Procedia*. 2014. V. 49. P. 898–907.
12. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва, 1975. 488 с.

## ВИСНОВКИ

1. Отримані аналітичні залежності для розрахунків температур газового та твердого компонентів дозволяють проводити оцінку впливу різних факторів, таких як фізичні властивості газу та твердих часток, швидкості потоків, порозності шару на ефективність теплообміну, дані за якими можуть бути застосовані для визначення оптимального режиму роботи теплоутилізаторів контактного типу та визначення раціональних геометричних характеристик теплообмінника, зокрема доцільну висоту  $L$ .

2. Показано, що розраховані за отриманими аналітичними залежностями дані та експериментальні дані для температур теплоносіїв під час теплообміну між рухомим шаром гранульованого матеріалу та повітрям задовільно узгоджуються. Для шару керамзиту з частками  $d_e = 0,0097$  м за  $\bar{\alpha}_m = 36$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) розрахункові дані температур часток мають розбіжність з експериментальними на рівні 4,4% для вхідного перерізу апарату ( $x=0$  м) та 0,8% для вихідного перерізу, розбіжність для температури повітря складає 0,4%. За використання гравію в якості гранульованого матеріалу з  $d_e=0,021$  м за  $\bar{\alpha}_m=106$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) розрахункові та експериментальні дані різняться для часток на 1,2% за  $x=0$  м та на 3,4% за  $x=0,4$  м; для температури повітря – на 6,9% за  $x=0,52$  м.

3. Показано, що збільшення інтенсивності нагрівання спостерігається за збільшення швидкості фільтрації. Для швидкості  $w_\phi = 3,5$  м/с під час теплообміну з рухомим шаром гравію стаціонарний режим нагрівання практично встановлювався через 330–360 с, а значення температури матеріалу відповідало  $t \approx 55^\circ\text{C}$ . За використання керамзиту в якості гранульованої насадки стаціонарний режим встановлювався протягом 80 с ( $w_\phi = 1,2$  м/с) і 120 с ( $w_\phi = 0,3$  м/с).

4. Дослідженнями встановлено, що інтенсивність теплообміну рухомого шару вище ніж нерухомого. Інтенсивність нагрівання рухомого

шару керамзиту за швидкості  $w_M = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м/с у 2,1 рази вища, ніж нерухомого. Інтенсивність нагрівання рухомого шару гравію за швидкості  $w_M = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м/с у 1,9 разів вища, ніж нерухомого.

5. На підставі проведених досліджень встановлено, що для рухомого шару за порівняльних швидкостей гравію та керамзиту темп нагрівання вище для керамзиту. За швидкості руху керамзиту  $w_M = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м/с та висоти каналу 0,4 м шар нагрівався на 36 °С за темпу нагрівання 0,14 К/с. За швидкості руху гравію  $w_M = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м/с шар нагрівався на 23 °С, темп нагрівання становив 0,08 К/с.

6. Дослідженнями встановлено, що для інтенсифікації процесів теплообміну доцільно використовувати насадку з часток різного розміру. Суміш часток  $d_{e1} = 0,011$  м та  $d_{e2} = 0,018$  м зумовлює більший темп нагрівання:  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = 0,37$  К/с, ніж для одного розміру: за  $d_{e1}$ :  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = 0,2$  м; за  $d_{e2}$ :  $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = 0,3$ .

7. Виконані дослідження показують, що раціональною умовою роботи теплоутилізатора з щільною нерухомою насадкою є обмеження тривалості періоду нагрівання за температурою. Пропонується встановлювати кінцеву температуру нагрівання матеріалу на рівні 80 % від значення температури газу на вході. Подальше витримування матеріалу в апараті супроводжується зниженням темпу нагрівання, що призводить до зменшення його ефективності.

8. Дослідженнями встановлено, що збільшення вхідної температури повітря призводить до інтенсифікації теплообміну. Збільшення температури повітря на вході в апарат з 60 °С до 80 °С призвело до збільшення темпу нагрівання керамзиту у 1,5 рази.

9. На підставі аналізу результатів досліджень встановлено, що в якості матеріалу для гранульованої насадки в більшості випадків доцільно

використовувати керамзит, який у порівнянні з гравієм та іншими матеріалами, дані за якими отримані іншими дослідницькими групами, має високий темп нагрівання, відносно низьке значення щільності (щільність керамзиту  $\rho_k = 825 - 950 \text{ кг/м}^3$ , щільність гравію  $\rho_{гр} = 1930 \text{ кг/м}^3$ ) та доступну вартість.

10. Результати теплових конструкторських розрахунків за розробленими в роботі методиками показують, що запропонований теплоутилізатор-регенератор з рухомим щільним шаром керамзиту характеризується ККД на рівні 79 %. Регенератор з нерухомим шаром має ККД 60 %, проте для його функціонування не існує потреби використання механізмів для організації руху насадки.

## **ДОДАТКИ**

## ДОДАТОК А

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАННІ ПРЯМИХ ВИМІРЮВАНЬ З НАГРІВУ  
ГРАНУЛЬОВАНИХ МАТЕРІАЛІВ

Експерименти у ході яких проводились прямі вимірювання нагріву гранульованих матеріалів проводились з три разовим повторенням. У додатку наведено один з трьох повторень.

А 1. Нагрів нерухомого ізольованого шару керамзиту  $d_e=0,019$  м

Таблиця 1

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_п = 60^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш} = 0,4$  м;  $w_{ф} = 0,6-1,2$  м/с;  $t'_м = t_{н.с.} = 19^\circ\text{C}$ ;  $m = 1,71$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_м(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_м(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_п(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t'_п(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$w_{ф}$ , м/с
0	0	19,0	19,0	60,0	60,0	0,6
1	30	35,8	23,0	19,0	61,2	0,6
2	60	38,5	23,0	23,0	60,8	0,7
3	90	41,1	23,0	24,0	60,1	0,7
4	120	41,7	24,0	25,0	60,0	0,6
5	150	46,5	26,0	28,0	62,7	0,6
6	180	51,3	29,0	32,0	62,2	0,7
7	210	54,9	33,0	37,0	62,1	0,6
8	240	55,7	34,0	38,0	62,1	0,6
9	270	56,6	37,0	42,0	61,0	0,6
10	300	57,7	40,0	44,0	59,8	0,6
11	330	58,6	42,0	46,0	62,9	0,6
12	360	59,6	45,0	49,0	62,9	0,6
13	390	59,7	47,0	51,0	60,1	0,7
14	420	59,9	49,0	53,0	61,6	0,7
15	450	59,8	50,0	54,0	62,5	0,7
16	480	60,7	51,0	55,0	63,0	0,7
17	510	60,9	53,0	56,0	61,9	0,7
18	540	60,5	54,0	58,0	60,6	0,6
19	570	60,5	55,0	58,0	59,4	0,6
20	600	60,8	56,0	58,0	63,0	0,6
21	630	61,2	57,0	59,0	62,5	0,6
22	660	61,1	57,0	59,0	60,3	0,6
23	690	60,8	58,0	60,0	61,1	0,7
24	720	60,7	58,0	60,0	62,8	0,7
25	750	61,2	59,0	60,0	62,6	0,7
26	780	61,2	59,0	60,0	61,2	0,6

27	810	60,8	59,0	60,0	61,8	0,6
28	840	60,6	60,0	61,0	61,5	0,6
29	870	61,1	60,0	61,0	62,6	0,6
30	900	61,2	60,0	61,0	62,0	0,6
31	930	60,7	61,0	60,0	60,1	0,6
32	960	60,7	60,0	61,0	59,6	0,7
33	990	61,0	60,0	61,0	62,9	0,7
34	1020	61,2	61,0	61,0	62,4	0,7
35	1050	61,2	61,0	61,0	60,1	0,6

### А1. 2. Нагрів нерухомого ізольованого шару керамзиту $d_c=0,0097$ м

Таблиця 2

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_n=60^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,4$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=19^\circ\text{C}$ ;  $m=2,27$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_m(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_m(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_n(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t'_n(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$w_\phi$ , м/с
0	0	19,0	19,0	60,0	60,0	0,5
1	30	26,1	20,0	20,0	60,8	0,5
2	60	26,9	21,0	20,0	60,0	0,6
3	90	27,5	22,0	20,0	62,5	0,4
4	120	31,0	24,0	21,0	61,9	0,4
5	150	34,2	24,0	21,0	61,5	0,5
6	180	37,4	25,0	21,0	62,3	0,5
7	210	41,1	25,0	22,0	60,4	0,4
8	240	44,3	26,0	23,0	62,1	0,5
9	270	47,0	27,0	23,0	60,6	0,3
10	300	48,9	27,0	25,0	60,2	0,4
11	330	50,0	29,0	26,0	60,0	0,5
12	360	51,9	31,0	28,0	61,0	0,5
13	390	53,3	32,0	29,0	62,6	0,4
14	420	54,5	34,0	32,0	62,6	0,4
15	450	55,3	35,0	33,0	62,1	0,5
16	480	56,3	32,0	35,0	60,0	0,5
17	510	57,2	34,0	38,0	60,5	0,5
18	540	58,0	36,0	41,0	62,9	0,4
19	570	58,2	37,0	43,0	62,6	0,4
20	600	58,7	39,0	45,0	60,0	0,4
21	630	59,1	40,0	47,0	62,4	0,5
22	660	59,5	42,0	49,0	60,0	0,5
23	690	59,7	43,0	50,0	61,0	0,5
24	720	59,9	45,0	51,0	62,6	0,5
25	750	60,2	46,0	52,0	60,0	0,5

26	780	60,4	47,0	54,0	60,9	0,4
27	810	60,4	49,0	55,0	62,6	0,4
28	840	60,5	50,0	55,0	62,5	0,4
29	870	60,7	51,00	56,0	61,9	0,4
30	900	60,7	52,0	57,0	60,0	0,4
31	930	60,8	53,0	58,0	60,6	0,5
32	960	60,8	53,0	58,0	63,1	0,5
33	990	60,9	54,0	58,0	63,1	0,5
34	1020	61,0	55,0	58,0	61,8	0,5
35	1050	61,1	55,0	59,0	61,3	0,5
36	1080	61,1	56,0	59,0	60,0	0,5
37	1110	61,1	56,0	59,0	62,9	0,5
38	1140	61,2	57,0	60,0	62,6	0,5
39	1170	61,2	57,0	60,0	60,0	0,5
40	1200	61,2	58,0	60,0	61,6	0,5
41	1230	61,2	58,0	60,0	62,6	0,5
42	1260	61,2	58,0	60,0	62,9	0,5
43	1290	61,3	58,0	61,0	61,5	0,5
44	1320	61,3	58,0	60,0	61,7	0,5
45	1350	61,3	59,0	61,0	60,0	0,5
46	1380	61,3	59,0	61,0	62,8	0,5
47	1410	61,3	60,0	61,0	62,2	0,5
48	1440	61,3	60,0	61,0	60,0	0,5
49	1470	61,3	60,0	61,0	61,1	0,5
50	1500	61,3	60,0	61,0	62,6	0,5

### А1.3. Нагрів нерухомого ізольованого шару керамзиту $d_e=0,0097$ м

Таблиця 3

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_{п}=80^{\circ}\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,4$  м;  $w_{ф}=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m = t_{н.с.}=19^{\circ}\text{C}$ ;  $m=2,27$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_m(x=0)$ , $^{\circ}\text{C}$	$t''_m(x=L)$ , $^{\circ}\text{C}$	$t''_п(x=L)$ , $^{\circ}\text{C}$	$t'_п(x=0)$ , $^{\circ}\text{C}$	$w_{ф}$ , м/с
0	0	56,3	21,0	21,0	80,6	0,7
1	30	38,9	25,0	25,0	82,3	0,7
2	60	40,5	29,0	21,0	79,9	0,7
3	90	47,4	26,0	21,0	81,8	0,7
4	120	58,1	25,0	24,0	82,3	0,5
5	150	58,1	24,0	24,0	81,9	0,5
6	180	62,6	25,0	26,0	80,3	0,5
7	210	65,7	27,0	28,0	90,0	0,5

8	240	68,6	28,0	30,0	81,9	0,5
9	270	70,6	30,0	33,0	80,0	0,5
10	300	72,8	32,0	35,0	80,3	0,5
11	330	74,0	34,0	38,0	81,1	0,5
12	360	74,6	37,0	41,0	81,9	0,5
13	390	75,7	39,0	45,0	80,2	0,5
14	420	76,4	42,0	48,0	81,5	0,5
15	450	76,7	45,0	51,0	80,9	0,5
16	480	77,0	48,0	55,0	80,0	0,5
17	510	77,6	51,0	58,0	80,8	0,5
18	540	77,6	52,0	60,0	81,7	0,5
19	570	77,8	55,0	63,0	80,0	0,5
20	600	78,0	51,0	65,0	80,0	0,5
21	630	78,1	59,0	67,0	81,7	0,5
22	660	78,2	60,0	68,0	80,0	0,5
23	690	78,5	63,0	70,0	80,8	0,5
24	720	78,4	64,0	72,0	81,5	0,5
25	750	78,3	65,0	73,0	81,1	0,5
26	780	78,6	67,0	74,0	81,1	0,5
27	810	78,8	68,0	74,0	81,1	0,5
28	840	78,6	69,0	75,0	80,1	0,5
29	870	78,6	70,0	76,0	80,0	0,5
30	900	78,6	71,0	78,0	80,1	0,5
31	930	78,6	72,0	78,0	82,1	0,5
32	960	78,8	72,0	78,0	80,0	0,9
33	990	78,9	73,0	77,0	80,0	0,9
34	1020	78,8	73,0	77,0	80,9	0,7
35	1050	78,8	74,0	78,0	82,0	0,7
36	1080	79,0	75,0	78,0	80,7	0,7
37	1110	78,8	75,0	78,0	81,5	0,9
38	1140	78,7	75,0	78,0	81,0	0,9
39	1170	78,6	76,0	79,0	80,7	0,9
40	1200	79,0	76,0	78,0	81,5	0,9
41	1230	78,8	76,0	78,0	80,0	0,9
42	1260	78,9	76,0	79,0	80,0	0,9
43	1290	78,8	76,0	79,0	80,0	0,9
44	1320	78,9	77,0	79,0	82,5	1,0
45	1350	79,0	77,0	79,0	80,2	1,0
46	1380	79,0	77,0	79,0	81,6	1,0
47	1410	78,8	77,0	79,0	80,7	1,0
48	1440	78,7	77,0	79,0	80,0	1,0
49	1470	79,1	77,0	79,0	81,7	1,0
50	1500	78,9	77,0	80,0	80,0	1,0

### А1.4. Нагрів нерухомого ізолюваного шару керамзиту $d_e=0,019$ м

Таблиця 4

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_n=80^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,4$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=19^\circ\text{C}$ ;  $m=1,7$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_m(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_m(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_n(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t'_n(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$w_\phi$ , м/с
0	0	20,0	20,0	80,0	80,0	0,6
1	30	47,7	20,0	13,0	81,8	0,6
2	60	47,4	21,0	11,0	80,0	0,6
3	90	53,9	26,0	26,0	82,3	0,5
4	120	57,0	30,0	28,0	79,0	0,5
5	150	62,9	31,0	30,0	78,8	0,6
6	180	68,0	34,0	34,0	81,6	0,5
7	210	69,2	37,0	39,0	79,6	0,4
8	240	72,0	42,0	49,0	79,1	0,5
9	270	73,9	45,0	49,0	79,6	0,5
10	300	74,1	48,0	52,0	81,3	0,4
11	330	76,2	52,0	56,0	82,1	0,4
12	360	76,3	53,0	57,0	81,9	0,4
13	390	76,6	56,0	60,0	79,8	0,4
14	420	76,9	61,0	64,0	80,9	0,3
15	450	77,7	63,0	67,0	82,1	0,3
16	480	77,6	65,0	69,0	80,1	0,3
17	510	77,7	67,0	71,0	80,5	0,3
18	540	77,7	68,0	74,0	81,1	0,4
19	570	77,6	70,0	74,0	82,1	0,4
20	600	78,1	71,0	75,0	80,3	0,4
21	630	78,3	72,0	75,0	81,3	0,4
22	660	77,8	73,0	76,0	81,2	0,4
23	690	77,8	74,0	77,0	80,9	0,4
24	720	77,9	74,0	77,0	80,9	0,5
25	750	78,5	75,0	77,0	80,9	0,4
26	780	78,1	76,0	78,0	81,3	0,4
27	810	77,7	76,0	78,0	80,5	0,4
28	840	77,9	76,0	78,0	81,2	0,4
29	870	78,5	77,0	79,0	80,5	0,4
30	900	78,4	77,0	79,0	80,9	0,4
31	930	78,1	78,0	80,0	81,4	0,4
32	960	77,7	78,0	79,0	80,6	0,4
33	990	78,5	78,0	79,0	80,4	0,4
34	1020	78,6	78,0	79,0	81,9	0,4

35	1050	77,9	78,0	79,0	80,2	0,4
36	1080	77,8	79,0	80,0	79,5	0,4
37	1110	78,3	79,0	80,0	79,3	0,4
38	1140	79,1	79,0	79,0	81,9	0,4
39	1170	78,3	79,0	80,0	79,8	0,4
40	1200	77,8	79,0	80,0	78,8	0,4
41	1230	78,4	79,0	80,0	79,1	0,4
42	1260	78,9	79,0	80,0	81,9	0,4
43	1290	78,4	79,0	79,0	79,7	0,4
44	1320	78,3	80,0	80,0	78,8	0,4
45	1350	77,8	79,0	80,0	79,1	0,4
46	1380	78,5	80,0	80,0	81,3	0,4
47	1410	78,4	79,0	80,0	81,7	0,4
48	1440	78,5	80,0	80,0	79,9	0,4
49	1470	78,8	80,0	80,0	81,3	0,4
50	1500	78,5	80,0	80,0	81,6	0,4

### А2.1. Нагрів нерухомого ізольованого шару гравію $d_c=0,021$ м

Таблиця 5

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_\pi = 60^\circ\text{C}$ ;  $L_{\text{ш}} = 0,4$  м;  $w_\phi = 0,6-1,2$  м/с;  $t'_m = t_{\text{н.с.}} = 20^\circ\text{C}$ ;  $m = 1,71$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_m(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_m(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_\pi(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t'_\pi(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$w_\phi$ , м/с
0	0	20	20,0	60,0	60,0	0,6
1	30	33,8	18,0	22,0	63,0	0,6
2	60	34,3	19,0	20,0	62,3	0,9
3	90	35,7	19,0	22,0	60,5	0,9
4	120	39,1	19,0	24,0	60,3	0,9
5	150	42,4	20,0	24,0	63,7	0,6
6	180	44,1	19,0	24,0	64,0	0,6
7	210	45,5	21,0	24,0	60,6	0,5
8	240	47,6	21,0	24,0	61,3	0,3
9	270	49,7	22,0	23,0	62,6	0,3
10	300	50,5	22,0	23,0	63,5	0,4
11	330	51,6	22,0	24,0	61,5	0,4
12	360	52,7	25,0	22,0	61,8	0,3
13	390	53,0	24,0	26,0	59,6	0,5
14	420	54,9	25,0	26,0	63,8	0,5
15	450	55,6	25,0	26,0	63,0	0,5
16	480	55,3	27,0	28,0	59,5	0,5
17	510	56,0	27,0	28,0	59,8	0,5

18	540	57,3	28,0	29,0	63,3	0,5
19	570	57,7	28,0	30,0	63,6	0,4
20	600	57,5	29,0	31,0	60,3	0,4
21	630	57,9	30,0	32,0	61,5	0,4
22	660	58,8	31,0	33,0	63,0	0,4
23	690	59,1	31,0	34,0	64,2	0,4
24	720	59,4	32,0	35,0	62,8	0,4
25	750	59,4	33,0	36,0	60,0	0,5
26	780	59,5	34,0	37,0	60,6	0,5
27	810	59,9	35,0	39,0	63,3	0,5
28	840	60,2	36,0	40,0	63,6	0,5
29	870	59,6	37,0	41,0	59,6	0,5
30	900	59,5	38,0	42,0	60,0	0,5
31	930	59,5	39,0	43,0	62,1	0,5
32	960	60,5	40,0	43,0	63,3	0,4
33	990	60,3	41,0	45,0	61,1	0,6
34	1020	59,9	42,0	46,0	62,3	0,4
35	1050	59,6	42,0	46,0	59,4	0,4
36	1080	60,6	43,0	47,0	63,3	0,4
37	1110	60,8	44,0	48,0	62,6	0,4
38	1140	59,9	45,0	48,0	59,4	0,4
39	1170	60,4	46,0	49,0	60,4	0,4
40	1200	60,6	46,0	50,0	63,1	0,5
41	1230	61,1	47,0	51,0	63,6	0,5
42	1260	60,7	48,0	51,0	60,4	0,5
43	1290	60,6	49,0	51,0	61,8	0,5
44	1320	60,0	49,0	52,0	61,6	0,5
45	1350	61,1	50,0	52,0	63,3	0,5
46	1380	61,0	51,0	53,0	62,3	0,5
47	1410	60,3	50,0	59,0	60,6	0,5
48	1440	60,4	51,0	54,0	59,3	0,5
49	1470	61,0	52,0	55,0	63,3	0,5
50	1500	61,3	52,0	55,0	63,1	0,5
51	1530	60,3	53,0	55,0	59,5	0,5
52	1560	60,8	53,0	55,0	60,6	0,5
53	1590	60,9	53,0	56,0	63,0	0,5
54	1620	61,4	54,0	56,0	63,7	0,5
55	1650	61,3	54,0	56,0	61,6	0,5
56	1680	60,6	55,0	57,0	61,6	0,5
57	1710	60,4	55,0	57,0	59,3	0,5
58	1740	61,0	55,0	57,0	62,8	0,5
59	1770	61,3	55,0	57,0	62,8	0,5
60	1800	60,7	56,0	58,0	59,7	0,5

61	1830	60,9	56,0	58,0	61,1	0,5
62	1860	60,5	57,0	58,0	62,3	0,5
63	1890	61,2	57,0	58,0	63,1	0,5
64	1920	61,5	57,0	58,0	63,6	0,5
65	1950	61,1	57,0	58,0	60,8	0,5
66	1980	60,8	57,0	58,0	61,8	0,5
67	2010	60,5	58,0	58,0	60,8	0,5
68	2040	60,9	57,0	59,0	61,0	0,5
69	2070	60,8	58,0	59,0	61,0	0,5
70	2100	60,5	58,0	59,0	60,5	0,58

### A2.2. Нагрів нерухомого ізольованого шару гравію $d_c=0,021$ м

Таблиця 6

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_n=60^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,4$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=20^\circ\text{C}$ ;  $m=1,71$  кг.

№	$\tau$ , с	$t'_m(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_m(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t''_n(x=L)$ , $^\circ\text{C}$	$t'_n(x=0)$ , $^\circ\text{C}$	$w_\phi$ , м/с
0	0	20	20,0	80,0	80,0	0,6
1	30	33,0	22,0	23,0	79,0	0,6
2	60	32,2	20,0	20,0	79,0	0,4
3	90	33,8	21,0	20,0	81,9	0,4
4	120	36,0	21,0	20,0	79,6	0,6
5	150	39,8	21,0	21,0	80,8	0,4
6	180	42,5	22,0	21,0	81,6	0,4
7	210	45,2	22,0	22,0	81,7	0,3
8	240	47,3	23,0	21,0	80,1	0,5
9	270	50,4	23,0	22,0	82,3	0,5
10	300	51,2	25,0	22,0	80,2	0,6
11	330	53,5	25,0	24,0	79,5	0,5
12	360	55,7	24,0	25,0	80,4	0,5
13	390	57,8	25,0	26,0	82,4	0,5
14	420	58,5	25,0	27,0	79,5	0,5
15	450	60,3	26,0	28,0	78,9	0,6
16	480	61,8	27,0	30,0	81,2	0,6
17	510	63,0	27,0	31,0	82,1	0,5
18	540	63,7	28,0	33,0	79,1	0,5
19	570	64,9	28,0	34,0	80,1	0,5
20	600	66,0	30,0	36,0	81,4	0,4
21	630	66,7	30,0	37,0	81,6	0,5
22	660	67,5	31,0	39,0	80,1	0,5
23	690	68,3	33,0	40,0	81,1	0,4

24	720	69,0	39,0	42,0	81,5	0,6
25	750	69,6	35,0	43,0	80,3	0,5
26	780	70,3	36,0	45,0	82,1	0,5
27	810	70,6	37,0	47,0	80,6	0,5
28	840	71,1	38,0	48,0	78,9	0,5
29	870	71,6	40,0	50,0	79,6	0,5
30	900	72,1	41,0	51,0	81,6	0,5
31	930	72,3	42,0	53,0	79,6	0,5
32	960	72,8	44,0	54,0	79,1	0,6
33	990	73,1	45,0	55,0	79,3	0,6
34	1020	73,6	46,0	56,0	82,3	0,6
35	1050	73,7	47,0	57,0	79,6	0,5
36	1080	74,1	49,0	58,0	81,1	0,6
37	1110	74,4	51,0	60,0	81,8	0,5
38	1140	74,4	51,0	61,0	81,9	0,5
39	1170	74,8	52,0	62,0	81,3	0,5
40	1200	74,9	54,0	63,0	81,6	0,5
41	1230	75,0	55,0	64,0	78,9	0,7
42	1260	75,3	56,0	65,0	79,1	0,7
43	1290	75,6	57,0	66,0	81,9	0,7
44	1320	75,6	58,0	66,0	79,3	0,5
45	1350	75,8	59,0	67,0	79,8	0,5
46	1380	75,9	60,0	68,0	80,0	0,6
47	1410	76,0	61,0	68,0	82,1	0,6
48	1440	76,2	62,0	69,0	80,5	0,6
49	1470	76,4	63,0	70,0	81,5	0,6
50	1500	76,3	63,0	70,0	81,1	0,8
51	1530	76,3	64,0	71,0	80,6	0,6
52	1560	76,6	65,0	71,0	80,5	0,6
53	1590	76,8	66,0	72,0	82,1	0,6
54	1620	76,6	66,0	72,0	80,2	0,6
55	1650	76,7	67,0	73,0	79,1	0,6
56	1680	76,9	68,0	73,0	79,9	0,6
57	1710	77,2	68,0	73,0	82,5	0,6
58	1740	77,1	69,0	74,0	80,0	0,7
59	1770	77,1	69,0	74,0	79,3	0,6
60	1800	77,1	70,0	75,0	80,1	0,9
61	1830	77,4	70,0	75,0	82,3	0,6
62	1860	77,4	70,0	75,0	79,5	0,6
63	1890	77,4	71,0	75,0	80,3	0,7
64	1920	77,4	72,0	76,0	81,1	0,7
65	1950	77,5	72,0	76,0	82,1	0,7
66	1980	77,6	72,0	76,0	80,5	0,7

67	2010	77,6	73,0	76,0	81,1	0,7
68	2040	77,6	73,0	77,0	81,5	0,7
69	2070	77,6	73,0	76,0	81,4	0,7
70	2100	77,8	74,0	77,0	81,1	0,7

### А 3.1. Нагрів рухомого шару керамзиту $d_e=0,0097$ м

Таблиця 7

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=L$  та швидкості фільтрації

$t'_n=60^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,52$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=22,5^\circ\text{C}$ ;  $m=8,962$  кг

№	$\tau$	$t'_m(x=0,4 \text{ м}), ^\circ\text{C}$	$t''_m(x=0), ^\circ\text{C}$	$t''_n, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$
0	0	22,5	22,5	22,5	60,0
1	30	30,1	37,9	25,0	60,0
2	60	24,9	44,6	25,0	58,1
3	90	24,3	46,8	24,0	58,8
4	120	24,3	47,3	24,0	58,4
5	150	24,3	48,3	23,0	58,8
6	180	24,1	47,4	24,0	59,0
7	210	23,9	45,2	23,0	59,1
8	240	23,9	45,4	23,0	58,9
9	270	23,9	46,5	23,0	58,5
10	300	23,9	44,7	23,0	58,6
11	330	24,1	43,9	22,0	59,0
12	360	24,1	43,7	22,0	58,7
13	390	24,0	47,1	22,0	58,9
14	420	23,9	41,5	23,0	59,2
15	450	23,8	40,2	22,0	59,1
16	480	23,7	40,1	22,0	59,5
17	510	23,7	40,1	22,0	59,1
18	540	23,7	41,9	22,0	58,7
19	570	23,6	43,3	21,0	59,3
20	600	23,1	43,8	21,0	58,8
21	630	23,2	43,7	21,0	60,0
22	660	23,2	43,8	20,0	60,0
23	690	23,3	43,7	20,0	60,2
24	720	23,4	45,0	20,0	61,3
25	750	22,3	40,8	20,0	59,4
26	780	20,6	40,5	20,0	60,9
27	810	20,5	37,9	20,0	61,8
28	840	20,7	36,6	20,0	61,6
29	870	20,9	39,4	20,0	61,6

30	900	21,2	31,6	20,0	61,7
31	930	21,6	31,2	21,0	61,8
32	960	22,1	31,4	21,0	62,0

### А 3.2. Нагрів рухомого шару керамзиту $d_e=0,0097$ м

Таблиця 8

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=0,4$  м  
 $t'_n=80^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,52$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=25^\circ\text{C}$ ;  $m=6,7$  кг.

	$\tau$	$t'_m(x=0,4 \text{ м}), ^\circ\text{C}$	$t''_m(x=0), ^\circ\text{C}$	$t''_n, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$
0	0	25,0	25,0	22,0	80,0
1	30	51,1	31,7	26,0	80,7
2	60	52,9	27,4	26,0	81,1
3	90	54,4	26,3	26,0	79,6
4	120	51,7	26,3	25,0	80,0
5	150	44,1	26,1	24,0	80,1
6	180	45,6	26,3	23,0	82,0
7	210	43,7	26,2	24,0	81,5
8	240	42,1	25,9	23,0	81,4
9	270	44,1	25,9	23,0	81,8
10	300	44,9	25,9	23,0	82,2
11	330	43,9	25,8	23,0	80,0
12	360	43,6	25,8	23,0	79,6
13	390	43,6	25,8	22,0	80,5
14	420	43,6	25,7	22,0	82,9

### А 3.3. Нагрів рухомого шару керамзиту $d_e=0,019$ м

Таблиця 9

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=0,4$  м  
 $t'_n=80^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,52$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=25^\circ\text{C}$ ;  $m=2,2$  кг.

	$\tau$	$t'_m(x=0,4 \text{ м}), ^\circ\text{C}$	$t''_m(x=0), ^\circ\text{C}$	$t''_n, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$
0	0	25	25	22	80,0
1	30	62,2	30,1	25	82,4
2	60	64,0	28,6	27	81,4
3	90	67,8	28,1	27,0	81,0
4	120	66,9	28,6	26,0	80,6
5	150	66,1	28,9	25,0	81,8
6	180	62,7	28,3	25,0	82,6
7	210	57,1	27,6	24,0	79,3

**A-4.1. Нагрів рухомого шару гравію  $d_e=0,021$  м**

Таблиця 10

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=0,4$  м  
 $t'_n=80^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,52$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=25^\circ\text{C}$ ;  $m=23,4$  кг.

	$\tau$	$t'_m(x=0,4 \text{ м}), ^\circ\text{C}$	$t''_m(x=0), ^\circ\text{C}$	$t''_n, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$
0	0	22,5	22,5	22,5	60,0
1	30	31,3	26,3	27,0	62,5
2	60	24,5	30,9	25,0	62,3
3	90	23,6	34,6	23,0	62,7
4	120	23,5	36,1	23,0	63,3
5	150	23,4	33,6	22,0	64,1
6	180	23,5	32,7	22,0	61,3
7	210	23,5	31,3	22,0	61,6
8	240	23,4	30,7	22,0	64,1
9	270	23,3	30,7	23,0	63,5
10	300	23,3	31,3	21,0	61,2
11	330	23,3	32,5	21,0	60,1
12	360	23,3	33,2	21,0	62,5
13	390	23,3	31,8	21,0	61,1
14	420	23,2	32,0	21,0	61,1
15	450	23,2	31,6	22,0	62,3
16	480	23,2	33,4	21,0	60,3
17	510	23,2	32,4	21,0	60,1
18	540	23,2	31,6	21,0	62,9
19	570	23,2	30,4	21,0	61,6
20	600	23,2	30,8	22,0	62,1
21	630	23,2	29,7	22,0	62,1
22	660	23,2	29,6	22,0	63,5
23	690	23,2	29,4	22,0	63,5
24	720	23,3	27,7	22,0	62,0
25	750	23,5	28,1	22,0	59,1

### А 4.2. Нагрів рухомого шару гравію $d_e=0,021$ м

Таблиця 11

Температури повітря та матеріалу у  $x=0$  та  $x=0,4$  м

$t'_n=80^\circ\text{C}$ ;  $L_{ш}=0,52$  м;  $w_\phi=0,6-1,2$  м/с;  $t'_m=t_{н.с.}=25^\circ\text{C}$ ;  $m=8,75$  кг.

№	$\tau$	$t'_m(x=0,4 \text{ м}), ^\circ\text{C}$	$t''_m(x=0), ^\circ\text{C}$	$t''_n, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$
0	0	25,0	25,0	22,0	80,0
1	30	47,5	31,1	26,0	82,5
2	60	50,9	27,1	26,0	80,6
3	90	52,1	25,8	26,0	80,1
4	120	52,8	25,7	24,0	81,6
5	150	48,3	25,7	23,0	80,8
6	180	47,7	25,7	23,0	80,0
7	210	44,4	25,7	23,0	79,2
8	240	43,5	25,6	23,0	78,5
9	270	45,4	25,4	23,0	78,0
10	300	47,0	25,4	23,0	80,7
11	330	51,4	25,4	23,0	81,8

## ДОДАТОК Б

## ОЦІНКА ПОГРІШНОСТІ ПРЯМИХ ВИМІРІВ ТЕМПЕРАТУРИ

Таблиця 1

Перелік засобів вимірювальної техніки та допоміжного обладнання при виконанні експериментів

Найменування, тип. Марка СИТ	Ваги електронні ТВЕ-0,5- 0,01	Термопара ТХА Працює разом з мультиметром цифровим М4533/1Ц	Анемометр АТТ- 1004
	1	2	3
Заводський номер	2454	0706390	Q292848
Діапазон вимірювання	0,01-500 г	-20÷1350 °С	0,5÷20,0 м/с
Клас точності, Розряд, Похибка	4  ±2,0 мг	Роздільна здатність  1°С ±(0,015а+3°С)	Роздільна здатність 0,1 м/с при 5÷50°С ±0,052 мг
Періодичність перевірки	12 місяців	12 місяців	12 місяців
Дата останньої перевірки	15.11.2017	04.11.2017	04.11.2017
Примітки			Державний реєстр № 28579-05

Проводячи обчислення систематичних погрішностей, необхідно враховувати невиняткові, обумовлені обмеженою точністю приладів, та випадкові погрішності вимірів, що визначають розкид експериментальних даних, та які враховуються статистичною обробкою даних. При аналізі

точності вимірів зазвичай виходять із того, що невиняткові залишки систематичних погрішностей розподілені усередині довірчого інтервалу за нормальним законом розподілу з надійністю  $\alpha=0,9$ . Для оцінки межі довірчого інтервалу при недостатньо великій кількості вимірів (практично при  $n < 20$ ) використовувався розподіл Стюдента, яке дозволяє оцінити величину погрішності результату по заданою надійністю  $\alpha$ .

Нижче наведений приклад статистичної обробки результатів прямих вимірів для температури  $t$ . Аналогічно оброблялися результати вимірів усіх величин.

Результати кожного виміру записувалися в таблицю;

– обчислювалося середнє значення з  $n$  дублюючих вимірів:

$$- \bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} \quad (1)$$

– визначалася середньоквадратична погрішність серії вимірів:

$$- \sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n t_i^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (2)$$

– задавалося значення довірчої ймовірності: для випадкової погрішності  $\alpha=0,9$ ; для приладової погрішності  $\alpha=\infty$ ;

– визначався коефіцієнт Стюдента  $t_\alpha$  ( $n$ ) для заданої довірчої ймовірності та числа вимірів: для випадкової погрішності  $t_{\alpha,n}=2,92$ ; для приладової погрішності  $t_{\alpha,\infty}=1,645$ ;

– знаходили випадкову та приладову погрішності результату вимірів;

$$\Delta t_{\text{вип}} = t_{\alpha,n} \cdot \sigma_{t_{cp}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

$$\Delta t_{\text{прил}} = t_{\alpha,\infty} \cdot \frac{\delta}{n}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

– остаточний результат записувався у вигляді  $t = t \pm \Delta t n$ ;

– оцінювалася відносна випадкова та приладова погрішності результату серії вимірів:

$$\varepsilon = \frac{\Delta t}{\bar{t}} \cdot 100\% . \quad (4)$$

– знаходились сумарні значення абсолютної та відносної, випадкових і приладових погрішностей виміру температури.

$$\Delta t_{\text{сум}} = \sqrt{\Delta t_{\text{вип}}^2 + \Delta t_{\text{прил}}^2} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{\text{сум}} = \frac{\Delta t_{\text{сум}}}{\bar{t}} \cdot 100\% \quad (6)$$

У зв'язку з тим, що в умовах кінетичного режиму в кожний момент часу можливо тільки один вимір, необхідна повторюваність досягалася 3-кратним дублювання дослідів. При цьому в статичній обробці враховувалися результати вимірів у подібних точках при  $\tau = \text{idem}$ .

Для демонстрації розрахунків наведений експеримент з керамзитом при  $\tau = 90$  с, вимірювана величина –  $t_{\text{п}}'$ , °С.

– Розрахунки середньоарифметичного значення по трьом повторам експерименту:

$$t_{\text{п.сеп}}'' = \frac{t_{\text{п1}}'' + t_{\text{п2}}'' + t_{\text{п3}}''}{n} \quad (7)$$

$$t_{\text{п.сеп}}'' = \frac{30 + 29,5 + 30}{3} = 29,8^{\circ}\text{C}$$

– Середньоквадратичне відхилення значення від середньоарифметичного становить:

$$\sigma_{t_{\text{сеп}}}^- = \sqrt{\frac{(t_{\text{п.сеп}}'' - t_{\text{п1}}'')^2 + (t_{\text{п.сеп}}'' - t_{\text{п2}}'')^2 + (t_{\text{п.сеп}}'' - t_{\text{п3}}'')^2}{n \cdot (n - 1)}} \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (8)$$

$$\sigma_{t_{\text{сеп}}}^- = \sqrt{\frac{(29,8 - 30)^2 + (29,8 - 29,5)^2 + (29,8 - 30)^2}{3 \cdot (3 - 1)}} = 0,17^{\circ}\text{C}$$

При довірчій імовірності  $\alpha = 0,90$  і кількості проведених вимірів  $n = 3$ , величина коефіцієнта Стьюдента  $t_{\alpha, n} = 2,92$ .

- Абсолютна погрішність випадкової величини

$$\Delta t_{\text{вип}} = t_{\alpha, n} \cdot \sigma_{t_{\text{сер}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9)$$

$$\Delta t_{\text{вип}} = 2,92 \cdot 0,17 = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Відносна погрішність випадкової величини

$$\varepsilon_{\text{вип}} = \frac{\Delta t}{t_{\text{п.сер}}} \cdot 100 \% \quad (10)$$

$$\varepsilon_{\text{вип}} = \frac{0,72}{29,8} \cdot 100 = 1,7 \%$$

Розрахунки приладової погрішності

Погрішність термомпари  $\delta=0,05^\circ\text{C}$ . При довірчій імовірності  $\alpha=0,90$  і для нескінченного числа ступенів свободи, тобто для числа вимірів  $n=\infty$ ,  $t_{\alpha, \infty} = 1,645$ .

- Абсолютна приладова погрішність

$$\Delta t_{\text{прил}} = t_{\alpha, \infty} \cdot \frac{\delta}{n}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11)$$

$$\Delta t_{\text{прил}} = 1,645 \cdot \frac{0,05}{3} = 0,027 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Загальна абсолютна погрішність виміру температури

$$\Delta t_{\text{заг}} = \sqrt{\Delta t_{\text{сл}}^2 + \Delta t_{\text{прил}}^2} \quad (12)$$

$$\Delta t_{\text{заг}} = \sqrt{0,5^2 + 0,027^2} = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Загальна відносна погрішність виміру температури

$$\varepsilon_{\text{заг}} = \frac{\Delta t_{\text{заг}}}{t_{\text{п.сер}}} \cdot 100 \% \quad (13)$$

$$\varepsilon_{\text{заг}} = \frac{0,5}{29,8} \cdot 100\% = 1,7 \%$$

Результати експериментів і відповідної погрішності наведені в табл. 1-3

Таблиця 1

Розрахунки погрішності прямих вимірів температури повітря на виході з апарату ( $x=L$ ). Вхідна температура повітря  $t_n'=80^\circ\text{C}$

$\tau, \text{c}$	$t_{п1}, ^\circ\text{C}$	$t_{п2}, ^\circ\text{C}$	$t_{п3}, ^\circ\text{C}$	$\bar{t}_{п}, ^\circ\text{C}$	$\sigma_{\bar{t}_{п}}$	$\Delta t_{\text{сум}}, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{\text{сум}}, \%$
1	2	3	4	5	6	10	11
0	20	20	20	20,0	0,00	0,33	1,63
30	20	20	20	20,0	0,00	0,33	1,63
60	26	25	26	25,7	0,33	1,00	3,88
90	28	26	27	27,0	0,58	1,66	6,15
120	29	30	28	29,0	0,58	1,66	5,73
150	33	31	31	31,7	0,67	1,91	6,03
180	36	34	36	35,3	0,67	1,91	5,40
210	38	37	37	37,3	0,33	1,00	2,67
240	42	42	42	42,0	0,00	0,33	0,78
270	46	45	45	45,3	0,33	1,00	2,20
300	50	48	50	49,3	0,67	1,91	3,87
330	53	52	52	52,3	0,33	1,00	1,90
360	57	55	57	56,3	0,67	1,91	3,39
390	58	56	56	56,7	0,67	1,91	3,37
420	63	61	63	62,3	0,67	1,91	3,06
450	65	63	63	63,7	0,67	1,91	3,00
480	67	65	67	66,3	0,67	1,91	2,88
510	69	67	67	67,7	0,67	1,91	2,82
540	71	68	71	70,0	1,00	2,84	4,06
570	72	70	70	70,7	0,67	1,91	2,70
600	73	71	73	72,3	0,67	1,91	2,64
630	72	72	72	72,0	0,00	0,33	0,45
660	72	73	72	72,3	0,33	1,00	1,38
690	73	74	74	73,7	0,33	1,00	1,35
720	74	74	74	74,0	0,00	0,33	0,44
750	74	75	74	74,3	0,33	1,00	1,34
780	75	76	76	75,7	0,33	1,00	1,32
810	75	76	75	75,3	0,33	1,00	1,32
840	76	76	76	76,0	0,00	0,33	0,43
870	76	77	76	76,3	0,33	1,00	1,30
900	77	77	77	77,0	0,00	0,33	0,42
930	77	78	77	77,3	0,33	1,00	1,29
960	77	78	78	77,7	0,33	1,00	1,28
990	77	78	77	77,3	0,33	1,00	0,01
1020	78	78	78	78,0	0,00	0,33	0,00
1050	77	78	77	77,3	0,33	1,00	0,01

1080	78	79	79	78,7	0,33	1,00	0,01
1110	78	79	78	78,3	0,33	1,00	0,01
1140	78	79	79	78,7	0,33	1,00	0,01
1170	78	79	78	78,3	0,33	1,00	0,01
1200	78	79	79	78,7	0,33	1,00	0,01
1230	79	79	79	79,0	0,00	0,33	0,00
1260	79	79	79	79,0	0,00	0,33	0,00
1290	79	79	79	79,0	0,00	0,33	0,00
1320	79	80	80	79,7	0,33	1,00	0,01
1350	79	79	79	79,0	0,00	0,33	0,00
1380	78	80	80	79,3	0,67	1,91	0,02
1410	79	79	79	79,0	0,00	0,33	0,00
1440	79	80	80	79,7	0,33	1,00	0,01
1470	79	80	79	79,3	0,33	1,00	0,01
1500	79	80	80	79,7	0,33	1,00	0,01

Таблиця 2

Результати розрахунків погрішності прямих вимірів температури  
матеріалу на вході в апарат ( $x=L$ )

$\tau, c$	$t_{m1}, ^\circ C$	$t_{m2}, ^\circ C$	$t_{m3}, ^\circ C$	$\bar{t}_M, ^\circ C$	$\sigma_{\bar{t}_M}, ^\circ C$	$\Delta t_{\text{сум}}, ^\circ C$	$\varepsilon_{\text{сум}}, \%$
1	2	3	4	5	6	10	11
0	20,0	20,0	20,0	20,00	0,00	0,33	1,63
30	25,9	25,8	25,9	25,87	0,03	0,34	1,32
60	22,4	23,6	23,6	23,20	0,40	1,21	5,23
90	22,1	22,8	22,1	22,33	0,23	0,76	3,38
120	26,5	26,6	26,6	26,57	0,03	0,34	1,28
150	27,1	28,6	27,1	27,60	0,50	1,50	5,42
180	31,2	33,3	33,3	32,60	0,70	2,07	6,35
210	34,3	34,0	34,3	34,20	0,10	0,44	1,28
240	40,0	41,0	41,0	40,67	0,33	1,03	2,52
270	43,5	45,2	43,5	44,07	0,57	1,69	3,83
300	48,6	49,5	49,5	49,20	0,30	0,93	1,90
330	52,1	53,5	52,1	52,57	0,47	1,40	2,67
360	54,8	55,8	55,8	55,47	0,33	1,03	1,85
390	55,4	56,2	55,4	55,67	0,27	0,84	1,52
420	61,6	61,9	61,9	61,80	0,10	0,44	0,71
450	63,6	64,7	63,6	63,97	0,37	1,12	1,75
480	65,7	66,6	66,6	66,30	0,30	0,93	1,41
510	67,2	67,7	67,2	67,37	0,17	0,59	0,87
540	68,8	69,3	69,3	69,13	0,17	0,59	0,85
570	70,3	70,5	70,3	70,37	0,07	0,38	0,54

600	71,4	71,6	71,6	71,53	0,07	0,38	0,53
630	72,1	72,6	72,1	72,27	0,17	0,59	0,81
660	73	73,4	73,4	73,27	0,13	0,51	0,69
690	73,7	74,0	73,7	73,80	0,10	0,44	0,59
720	74,3	74,5	74,5	74,43	0,07	0,38	0,51
750	74,6	74,9	74,6	74,70	0,10	0,44	0,59
780	75	75,4	75,4	75,27	0,13	0,51	0,68
810	75,4	75,8	75,4	75,53	0,13	0,51	0,67
840	75,8	76,0	76,0	75,93	0,07	0,38	0,50
870	75,9	76,2	75,9	76,00	0,10	0,44	0,58
900	76,1	76,4	76,4	76,30	0,10	0,44	0,57
930	76,3	76,6	76,3	76,40	0,10	0,44	0,57
960	76,4	76,7	76,7	76,60	0,10	0,44	0,57
990	76,6	76,8	76,6	76,67	0,07	0,38	0,50
1020	76,7	76,9	76,9	76,83	0,07	0,38	0,49
1050	76,8	77,0	76,8	76,87	0,07	0,38	0,49
1080	76,9	77,1	77,1	77,03	0,07	0,38	0,49
1110	76,9	77,2	76,9	77,00	0,10	0,44	0,57
1140	77	77,3	77,3	77,20	0,10	0,44	0,57
1170	77,1	77,4	77,1	77,20	0,10	0,44	0,57
1200	77,2	77,5	77,5	77,40	0,10	0,44	0,57
1230	77,3	77,5	77,3	77,37	0,07	0,38	0,49
1260	77,3	77,6	77,6	77,50	0,10	0,44	0,57
1290	77,4	77,6	77,4	77,47	0,07	0,38	0,49
1320	77,4	77,7	77,7	77,60	0,10	0,44	0,56
1350	77,5	77,7	77,5	77,57	0,07	0,38	0,49
1380	77,5	77,7	77,7	77,63	0,07	0,38	0,49
1410	77,6	77,7	77,6	77,63	0,03	0,34	0,44
1440	77,6	77,7	77,7	77,67	0,03	0,34	0,44
1470	77,6	77,7	77,7	77,67	0,03	0,34	0,44
1500	77,6	77,7	77,6	77,63	0,03	0,34	0,44

Таблиця 3

Результати розрахунків погрішності прямих вимірів температури  
матеріалу на виході з апарата ( $x=0$ )

$\tau$ , с	$t_{M1}$ , °C	$t_{M2}$ , °C	$t_{M3}$ , °C	$\bar{t}_M$ , °C	$\sigma_{\bar{t}_M}$ , °C	$\Delta t_{\text{сум}}$ , °C	$\varepsilon_{\text{сум}}$ , %
1	2	3	4	5	6	10	11
0	20,0	20,0	20,0	20,00	0,00	0,33	1,63
30	41,7	41,8	41,5	41,67	0,09	0,50	1,20

60	42,4	42,7	43,1	42,73	0,20	0,93	2,18
90	51,9	50,2	51,2	51,10	0,49	2,15	4,20
120	57,0	57,2	57,5	57,23	0,15	0,71	1,23
150	62,9	61,8	61,8	62,17	0,37	1,61	2,59
180	68,0	66,4	68,0	67,47	0,53	2,32	3,44
210	69,2	69,6	69,5	69,43	0,12	0,61	0,88
240	72,0	71,4	72,0	71,80	0,20	0,92	1,28
270	73,9	73,3	73,3	73,50	0,20	0,92	1,25
300	74,1	74,4	74,1	74,20	0,10	0,54	0,73
330	76,2	75,4	75,3	75,63	0,28	1,27	1,68
360	76,3	76,1	76,3	76,23	0,07	0,43	0,57
390	76,6	76,9	76,9	76,80	0,10	0,54	0,70
420	76,9	77,0	76,9	76,93	0,03	0,36	0,46
450	77,7	77,3	77,3	77,43	0,13	0,66	0,85
480	77,6	77,5	77,6	77,57	0,03	0,36	0,46
510	77,7	78,0	78,0	77,90	0,10	0,54	0,69
540	77,7	78,3	77,7	77,90	0,20	0,92	1,18
570	77,6	78,3	78,3	78,07	0,23	1,06	1,35
600	78,1	78,3	78,1	78,17	0,07	0,43	0,56
630	78,3	78,2	78,2	78,23	0,03	0,36	0,46
660	77,8	78,6	78,6	78,33	0,27	1,19	1,52
690	77,8	78,6	77,8	78,07	0,27	1,19	1,53
720	77,9	78,5	78,5	78,30	0,20	0,92	1,18
750	78,5	78,5	78,5	78,50	0,00	0,33	0,42
780	78,1	78,7	78,7	78,50	0,20	0,92	1,17
810	77,7	78,6	78,6	78,30	0,30	1,33	1,70
840	77,9	78,6	77,9	78,13	0,23	1,06	1,35
870	78,5	78,7	78,7	78,63	0,07	0,43	0,55
900	78,4	78,6	78,4	78,47	0,07	0,43	0,55
930	78,1	78,7	78,7	78,50	0,20	0,92	1,17
960	77,7	78,9	77,7	78,10	0,40	1,75	2,24
990	78,5	78,9	78,9	78,77	0,13	0,66	0,84
1020	78,6	78,4	78,6	78,53	0,07	0,43	0,55
1050	77,9	79,0	79,0	78,63	0,37	1,61	2,05
1080	77,8	78,7	77,8	78,10	0,30	1,33	1,70
1110	78,3	78,9	78,9	78,70	0,20	0,92	1,17
1140	79,1	78,7	79,1	78,97	0,13	0,66	0,84
1170	78,3	78,8	78,3	78,47	0,17	0,79	1,00
1200	77,8	78,8	78,8	78,47	0,33	1,47	1,87
1230	78,4	78,8	78,4	78,53	0,13	0,66	0,84
1260	78,9	78,7	78,9	78,83	0,07	0,43	0,55
1290	78,4	78,7	78,7	78,60	0,10	0,54	0,69

1320	78,3	78,8	78,3	78,47	0,17	0,79	1,00
1350	77,8	78,8	78,8	78,47	0,33	1,47	1,87
1380	78,5	78,7	78,5	78,57	0,07	0,43	0,55
1410	78,4	78,5	78,5	78,47	0,03	0,36	0,45
1440	78,5	78,9	78,5	78,63	0,13	0,66	0,84
1470	78,8	78,7	78,7	78,73	0,03	0,36	0,45
1500	78,5	78,6	78,5	78,53	0,03	0,36	0,45

Для аналізу ефективності процесу теплообміну в розглянутій системі розраховувалися значення теплового потоку та коефіцієнта тепловіддачі. Погрішності цих значень визначалася як погрішності непрямих вимірів. Для побічно вимірюваної величини  $Z$  можна записати у вигляді:

$$Z = \bar{Z} \pm \Delta Z \quad (14)$$

Довірчий інтервал для величини  $Z$  має вигляд  $(\bar{Z} - \Delta Z, \bar{Z} + \Delta Z)$ . Для теплового потоку  $Z \equiv Q$  та відповідно залежності:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \delta t / \tau \quad (15)$$

Отримуємо залежність для розрахунку похибки непрямих вимірів:

$$\Delta Q = \sqrt{\left(\frac{c_p \cdot \delta t}{\tau}\right)^2 \cdot \Delta m^2 + \left(\frac{m \cdot c_p}{\tau}\right)^2 \cdot \Delta t_{\text{вх}}^2 + \left(-\frac{m \cdot c_p}{\tau}\right)^2 \cdot \Delta t_{\text{вих}}^2 + \left(-\frac{m \cdot c_p \cdot \delta t}{\tau^2}\right)^2 \cdot \Delta \tau^2} \quad (16)$$

$$\Delta \alpha = \sqrt{\left(\frac{1}{F \cdot \delta t}\right)^2 \cdot \Delta Q^2 + \left(\frac{Q}{\delta t}\right)^2 \cdot \Delta F^2 + \left(-\frac{Q}{F \cdot \delta t^2}\right)^2 \cdot \Delta t_{\text{п.сеп}}^2 + \left(-\frac{Q}{F \cdot \delta t^2}\right)^2 \cdot \Delta t_{\text{м.сеп}}^2} \quad (17)$$

$$\Delta Q = \sqrt{\left(\frac{840 \cdot 1,75}{30}\right)^2 \cdot 0,00005^2 + \left(\frac{2,01 \cdot 840}{30}\right)^2 \cdot 0,5^2 + \left(-\frac{2,01 \cdot 840}{30}\right)^2 \cdot 0,5^2 + \left(-\frac{2,01 \cdot 840 \cdot 1,75}{30^2}\right)^2 \cdot 0,05^2} = 34,4 \text{ Вт}$$

$$\Delta \alpha = \sqrt{\left(\frac{1}{0,603 \cdot 12,63}\right)^2 \cdot 40,1^2 + \left(\frac{121}{12,63}\right)^2 \cdot 0,003^2 + \left(-\frac{121}{0,603 \cdot 12,63^2}\right)^2 \cdot 0,5^2 + \left(-\frac{121}{0,603 \cdot 12,63^2}\right)^2 \cdot 0,5^2} = 5,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Остаточний результат для побічно вимірюваної величини  $\alpha$ :

$$\alpha = 34,4 \pm 5,4 \text{ Вт/(м}^2\text{ К)}$$

## Додаток В

### Тепловий конструкторський і аеродинамічний розрахунки. регенератора з рухомою насадкою

1. Визначаємо середні температури теплоносіїв

$$\bar{t}_1 = (80 + 40) / 2 = 60^{\circ}\text{C} \text{ і } \bar{t}_2 = (20 + 45) / 2 = 32,5^{\circ}\text{C}$$

За ними знаходимо необхідні властивості продуктів згорання для розрахунку:  $\rho_1 = 1,060 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_1 = 18,97 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_1 = 2,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $c_{p1} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $Pr_1 = 0,696$ ;  $\rho_2 = 1,156 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_2 = 16,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_2 = 0,0269 \text{ Вт/(мК)}$ ;  $c_{p2} = 1005 \text{ кДж/(кгК)}$ .

2. Визначаємо кількість теплоти  $Q$  і витрату продуктів згорання  $G_2$  з рівняння теплового балансу для регенератора, що при стаціонарному режимі і відсутності теплових втрат має такий вигляд:

$$Q = G_1 \bar{c}_{p1} (t_1' - t_1'') = G_H \bar{c}_H (t_H'' - t_H') = G_2 \bar{c}_{p2} (t_2'' - t_2') \quad (1)$$

$$Q = G_1 \bar{c}_{p1} (t_1'' - t_1') = 0,011 \cdot 1005 \cdot (80 - 40) = 442,2 \text{ Вт}$$

$$G_2 = \frac{Q}{\bar{c}_{p2} (t_2'' - t_2')} = \frac{442,2}{1005 \cdot (45 - 20)} = 0,018 \text{ кг/с} \quad (2)$$

3. Визначаємо водяні еквіваленти продуктів згорання й повітря:

$$W_1 = G_1 \bar{c}_{p1} = 0,011 \cdot 1005 = 11,055 \text{ Вт/ К} \quad (3)$$

$$W_2 = G_2 \bar{c}_{p2} = 0,018 \cdot 1005 = 17,7 \text{ Вт/ К}$$

4. Вибираємо водяний еквівалент проміжного теплоносія – насадки:

$$W_H = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{11,05 + 17,7}{2} = 14,4 \text{ Вт/ К} \quad (4)$$

5. Знаходимо зміну температури насадки в камерах 1 і 2:

$$\delta t_H = \frac{Q}{W_H} = \frac{442,2}{14,4} = 31^{\circ}\text{C} \quad (5)$$

6. Приймаємо температуру насадки на виході з камери 1  $t_H'' = 0,8 \cdot t_r' = 64$  C, тоді температура на вході в камеру 1 і на виході з камери 2

$$t_H' = t_H'' - \delta t_H = 64 - 31 = 33^{\circ}\text{C} \quad (6)$$

7. Витрата насадки з рівняння теплового балансу складає:

$$G_H = \frac{Q}{\bar{c}_H (t_H'' - t_H')} = \frac{442,2}{840 \cdot (64 - 33)} = 0,017 \text{ кг/с} \quad (7)$$

8. Розраховуємо швидкості потоку псевдозрідження в камерах 1 і 2

8.1 Для камери 1 нагрву насадки :

$$Ar1 = \frac{gd^3}{v_1^2} \frac{\rho_H - \rho_1}{\rho_1} = \frac{9,8(0,02)^3}{(18,97 \cdot 10^{-6})^2} \frac{825 - 1,06}{1,06} = 169 \cdot 10^6 \quad (8)$$

$$Re_{n.n1} = \frac{Ar1}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}} = \frac{169 \cdot 10^6}{1400 + 5,22\sqrt{169 \cdot 10^6}} = 2443 \quad (9)$$

$$w_{n.n1} = Re_{n.n1} \cdot \frac{v_1}{d} = 2436 \cdot \frac{18,97 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 2,3 \text{ м/с} \quad (10)$$

8.2 Для камери 2 охолодження насадки:

$$Ar2 = \frac{9,8(0,02)^3}{(16,24 \cdot 10^{-6})^2} \frac{825 - 1,156}{1,156} = 212 \cdot 10^6$$

$$Re_{n.n2} = \frac{212 \cdot 10^6}{1400 + 5,22\sqrt{212 \cdot 10^6}} = 2738 \text{ м/с}$$

$$w_{n.n2} = Re_{n.n2} \cdot \frac{v_{r2}}{d} = 2738 \cdot \frac{16,24 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 2,2 \text{ м/с}$$

Приймаємо робочі швидкості продуктів згоряння та повітря рівними:

$$w_1 = 0,9w_{1п.п} = 0,9 \cdot 2,3 = 2,1 \text{ м/с}$$

$$w_2 = 0,9w_{2п.п} = 0,9 \cdot 2,2 = 2,0 \text{ м/с}$$

9. Розраховуємо числа Рейнольдса  $Re_1$ , Нуссельта  $Nu_1$  і коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну  $\alpha_1$ , [54], для першої камери:

$$Re_1 = \frac{w_1 d}{v_1} = \frac{2,1 \cdot 0,02}{18,97 \cdot 10^{-6}} = 2198 \quad (11)$$

$$\text{Nu}_1 = 0,61 \cdot \text{Re}_1^{0,67} = 0,61 \cdot 2198^{0,67} = 106 \quad (12)$$

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{d} = \frac{106 \cdot 0,029}{0,02} = 153 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) \quad (13)$$

10. Визначасмо середньоарифметичні температурні напори  $\Delta \bar{t}_1$  і  $\Delta \bar{t}_2$  при перехресній течії.

10.1 Для першої камери:

$$\bar{\Delta t}_1 = \bar{\Delta t}_{\downarrow \uparrow} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(t_H'' - t_2'') - (t_H' - t_2')}{\ln\left(\frac{t_H'' - t_2''}{t_H' - t_2'}\right)} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \quad (14)$$

$$P_1 = \frac{t_H'' - t_H'}{t_1' - t_H'} = \frac{64 - 33}{80 - 33} = 0,6579 \quad (15)$$

$$R_1 = \frac{t_1' - t_1''}{t_H'' - t_H'} = \frac{80 - 40}{64 - 33} = 1,30 \quad (16)$$

З діаграм за значеннями  $P_1$  й  $R_1$  одержуємо виправлення для перехресної течії  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,5$

$$\bar{\Delta t}_1 = \frac{(80 - 64) - (40 - 33)}{\ln\left(\frac{80 - 64}{40 - 33}\right)} 0,5 = 5,4^\circ \text{C}$$

10.2 Для другої камери

$$P_2 = \frac{t_2'' - t_2'}{t_H'' - t_2'} = \frac{40 - 20}{64 - 20} = 0,5682;$$

$$R_2 = \frac{t_H'' - t_H'}{t_2'' - t_2'} = \frac{60 - 33}{40 - 20} = 1,2308$$

Відповідно номограмам, одержуємо  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,5$

$$\bar{\Delta t}_2 = \frac{(t_H'' - t_2'') - (t_H' - t_2')}{\ln\left(\frac{t_H'' - t_2''}{t_H' - t_2'}\right)} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(64 - 40) - (33 - 20)}{\ln\left(\frac{64 - 40}{33 - 20}\right)} \cdot 0,5 = 8,0^\circ \text{C}$$

11. Знаходимо поверхню міжкомпонентного теплообміну в камерах 1 і 2:

$$11.1 \quad F_{H1} = \frac{Q}{\alpha_1 \Delta t_1} = \frac{442,2}{153,1 \cdot 5,4} = 0,54 \text{ м}^2 \quad (17)$$

Питома поверхня часток в одиниці об'єму шару:

$$a_{\Pi} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_e} = \frac{6(1-0,42)}{0,02} = 174 \text{ м}^2/\text{м}^3 \quad (18)$$

11.2 Об'єм теплообмінної ділянки в першій і другій камерах:

$$V_{H1} = \frac{F_{H1} \cdot \varphi_M}{a_{\Pi}} = \frac{0,54 \cdot 1,1}{174} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (19)$$

Де  $\varphi_M$  – поправка на форму часток матеріалу.

$$V_{H2} = V_{H1} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

11.3 Маса насадки:

$$m_1 = m_2 = V_{H1} \cdot \rho_H \cdot (1-\varepsilon) \quad (20)$$

$$m_1 = m_2 = 3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 825 \cdot (1-0,42) = 1,55 \text{ кг}$$

11.4. Переріз для проходження газу  $f_1$  і повітря  $f_2$  визначається з рівняння нерозривності при обраній швидкості фільтрації:

$$f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 w_1} = \frac{0,011}{1,06 \cdot 2,1} = 0,005 \text{ м}^2 \quad (20)$$

$$f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 w_2} = \frac{0,018}{1,165 \cdot 2,0} = 0,008 \text{ м}^2$$

11.5 Товщина шару

$$\delta_1 = \frac{V_{H1}}{f_1} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-2}} = 0,68 \text{ м}; \quad (21)$$

$$\delta_2 = \frac{V_{H2}}{f_2} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{8,0 \cdot 10^{-2}} = 0,45 \text{ м}$$

12. Розраховуємо аеродинамічний опір шару

12.1 Для камери 1:

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{e1} = \frac{4w_{\phi 1}}{a_{\Pi} v_1} = \frac{4 \cdot 2,1}{174 \cdot 18,97 \cdot 10^{-6}} = 2527 \quad (22)$$

Коефіцієнт опору шару

$$f_{e1} = \frac{8}{\text{Re}_{e1}} \alpha + \alpha_{\text{ін}} = \frac{8}{2527} 4,55 + 0,45 = 0,464 \quad (23)$$

Аеродинамічний опір шару

$$\Delta p_1 = f_{e1} \frac{\rho_1 w_{\phi 1}^2}{2} \frac{a_{\Pi}}{\varepsilon^3} \delta_1 = 0,465 \cdot \frac{1,06 \cdot 2,0^2}{2} \frac{174}{0,42^3} \cdot 0,68 = 2513 \text{ Па} \quad (24)$$

12.2 Для камери 2:

$$\text{Re}_{e2} = \frac{4w_{\phi 2}}{a_{\Pi} v_2} = \frac{4 \cdot 2,0}{174 \cdot 16,24 \cdot 10^{-6}} = 2832$$

$$f_{e2} = \frac{8}{\text{Re}_{e2}} \alpha + \alpha_{\text{ін}} = \frac{8}{2832} 4,55 + 0,45 = 0,463$$

де  $\alpha$  і  $\alpha_{\text{ін}}$  - коефіцієнти, що залежать від форми часток.

$$\Delta p_2 = f_{e2} \frac{\rho_2 w_{\phi 2}^2}{2} \frac{a_{\Pi}}{\varepsilon^3} \delta_2 = 0,463 \cdot \frac{1,156 \cdot 2,0^2}{2} \cdot \frac{174}{0,42^3} \cdot 0,3 = 2515 \text{ Па} \quad (25)$$

1. Ефективність всього апарата може бути визначена також і за значеннями ефективності окремих камер:

– для першої камери:  $\varepsilon_{1\text{н}} = \frac{\delta t_{\text{н}1}}{\Delta t_{\text{макс}1}} = \frac{80 - 45}{80 - 31} = 0,85;$

– для другої камери:  $\varepsilon_{\text{н}2} = \frac{\delta t_{\text{н}2}}{\Delta t_{\text{макс}2}} = \frac{64 - 31}{60 - 20} = 0,9;$

$$\varepsilon = \left( \frac{1}{\varepsilon_{1\text{н}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{н}2}} - 1 \right)^{-1} = \left( \frac{1}{0,85} + \frac{1}{0,9} - 1 \right)^{-1} = 0,79 \quad (26)$$

## Додаток Г

### 1. Розрахунок теплоаккумулятора за рекомендованою методикою

Розроблена методика відрізняється тим, що враховується зміна коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну за часом. Це дозволяє отримати більш точні дані за значенням площі теплообмінної поверхні, відповідно, об'єму теплообмінного апарату з гранульованою насадкою.

Розрахунок ведеться методом послідовним наближень

I. Задаємо:

$$\bar{\alpha}_M = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$G_T = 0,011 \text{ кг/с};$$

$$t_{T'} = 80^\circ\text{C}; t_{M'} = 20^\circ\text{C};$$

$$t_{T.\max}'' = 0,85 t_{T'} = 0,85 \cdot 80 = 68^\circ\text{C};$$

$$t_{M}'' = 0,8 \cdot t_{T'} = 0,8 \cdot 80 = 64^\circ\text{C} \text{ (за рекомендацією з експерименту)}$$

II. Вибираємо:

Матеріал – керамзит,  $d_e = 0,019 \text{ м};$

форма каналу – циліндричний горизонтальний канал;

III. Розрахувати:

1. Задати температуру газу на виході та температуру матеріалу наприкінці періоду нагрівання, визначити середні значення температур газового та твердого компонентів

$$\bar{t}_T = \frac{t_{T'} + \bar{t}_T''}{2} = \frac{80 + 68}{2} = 74^\circ\text{C} \quad (1)$$

$$\bar{t}_M = \frac{t_{M'} + t_{M.\max}''}{2} = \frac{20 + 64}{2} = 42^\circ\text{C} \quad (2)$$

2. За  $\bar{t}_T = 74^\circ\text{C}$  визначити теплофізичні властивості газового середовища:

$$\nu_T = 20,448 \cdot 10^{-6}; c_p = 1009 \text{ Дж/кг}\cdot\text{C}; \lambda_T = 0,03 \text{ Вт/(м К)}; \rho_T = 1,0174 \text{ кг/м}^3; Pr = 0,6932$$

3. Розрахувати швидкість фільтрації газового середовища:

$$w_\Phi = \frac{G_T}{\rho_T \cdot S} = \frac{0,011}{1,0174 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3}} = 1,4 \text{ м/с} \quad (3)$$

4. Визначити число Рейнольдса:

$$\text{Re}_\Gamma = \frac{w_\phi \cdot d_e}{\nu_\Gamma} = \frac{1,4 \cdot 0,019}{20,448 \cdot 10^{-6}} = 1347 \quad (4)$$

5. Визначити необхідну теплоту процесу:

$$Q = G_\Gamma \cdot c_p \cdot \left( t_\Gamma' - \frac{t_M^0 + t_{\Gamma.\max}''}{2} \right) = 0,011 \cdot 1009 \cdot \left( 80 - \frac{20 + 68}{2} \right) = 399,6 \text{ Вт} \quad (5)$$

де  $t_M^0$  – температура матеріалу на початку періоду нагрівання.

6. З залежності  $Q = \bar{\alpha}_M \cdot F_M \cdot \Delta \bar{t}_\Gamma$  визначити площу поверхні гранульованого матеріалу  $F_M$ . У першому наближенні  $\bar{\alpha}_M$  розраховується за залежністю із середнього значення для даного матеріалу відповідно експериментальним даним:

$$F_M = \frac{Q}{\bar{\alpha}_M \cdot (\bar{t}_\Gamma - t_M'')} = \frac{386}{50 \cdot (74 - 64)} = 0,8 \text{ м}^2 \quad (6)$$

$$\Delta \bar{t}_\Gamma = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}} = \frac{48 - 16}{\ln \frac{48}{16}} = 29,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7)$$

7. Визначити масу завантаження матеріалу за наступним алгоритмом:

$$F_M = 4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \cdot n \Rightarrow n = \frac{F_M \cdot \phi_M}{4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2} = \frac{0,8 \cdot 1,1}{4 \cdot 3,14 \cdot \left( \frac{0,019}{2} \right)^2} = 700 \quad (8)$$

де  $\phi_M$  – поправка на форму часток матеріалу.

$$m_M = V \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \pi \left( \frac{d_e}{2} \right)^3 \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot \left( \frac{0,019}{2} \right)^3 \cdot 825 \cdot 700 = 2,42 \text{ кг} \quad (9)$$

8. Визначити тривалість нагрівання:

$$\tau = \frac{m_M \cdot c_p \cdot (\bar{t}_M'' - t_M')}{Q} = \frac{2,42 \cdot 840 \cdot (64 - 20)}{399,6} = 224 \text{ с} \quad (10)$$

9. Розрахувати  $\bar{\alpha}_M^K$  по рівнянню у безрозмірному вигляді з урахуванням сумісного характеру зміни коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну за часом.

$$Nu = \left( \frac{-5,04}{1+10} + \frac{5,14}{1+10} + 0,44 \right) \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (11)$$

$$\frac{-1,63 \cdot \left( 0,23 - \frac{G_T \cdot c_T \cdot \tau}{m \cdot c_T} \right)}{1+10} \quad \frac{-1,32 \cdot \left( 1,47 - \frac{G_T \cdot c_T \cdot \tau}{m \cdot c_T} \right)}{1+10}$$

Для  $\tau=224$  с відповідно (11)  $\alpha_M=37,4$ . Відхилення заданого значення  $\alpha_M$  від розрахованого складає 26%.

10. Зіставлення  $\bar{\alpha}_M$  з заданим  $\bar{\alpha}_M=50$  свідчить про велику розбіжність значень. Тому переадаємося значенням  $\alpha_M=37$  Вт/м<sup>2</sup>К та проводимо розрахунок в другому наближенні з п. 6

$$F_M = \frac{Q}{\bar{\alpha}_M \cdot (\bar{t}_T - t_M'')} = \frac{386}{37 \cdot (74 - 64)} = 1,1 \text{ м}^2 \quad (12)$$

$$n = \frac{F_M \cdot \phi_M}{4\pi \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right)^2} = \frac{1,1 \cdot 1,1}{4 \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2}\right)^2} = 948$$

$$m_M = V \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_e}{2}\right)^3 \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2}\right)^3 \cdot 825 \cdot 948 = 3,3 \text{ кг} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{m_M \cdot c_p \cdot (\bar{t}_M'' - t_M')}{Q} = \frac{3,3 \cdot 840 \cdot (64 - 20)}{386} = 303 \text{ с} \quad (14)$$

Для  $\tau=303$ с відповідно (11)  $\alpha_M=37,4$ . Розбіжність заданої в другому наближенні  $\bar{\alpha}_M=37$  Вт/м<sup>2</sup>К та розрахованого  $\bar{\alpha}_M=37,4$  Вт/м<sup>2</sup>К складає менше 1 %, яка може бути прийнятою задовільною.

11. При задовільному узгодженні розрахунок вважати завершеним. Як результат, одержано значення  $F_M = 1,1$  м<sup>2</sup>,  $Q = 386$  Вт,  $m_M = 3,3$  кг;  $\tau=303$ с.

12. Розрахувати об'єм апарату:

$$a_{\text{пит}} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_e} = \frac{6(1-0,42)}{0,019} = 174 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

$$V = \frac{F_M}{a_{\text{шт}}} = \frac{1,1}{174} = 0,0063 \text{ м}^3 \quad (18)$$

Знаючи діаметр каналу  $D$ , знайти висоту камери  $H$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,00785 \text{ м}$$

$$H = V / S = 0,0063 / 0,00785 = 0,81 \text{ м}$$

Ефективність нерухомого шару:

$$\varepsilon = \frac{t'_r - \frac{t_r^H + t_r^K}{2}}{t'_r - t_r^H} = \frac{80 - \left(\frac{20 + 68}{2}\right)}{80 - 20} = 0,6$$

## 2. Розрахунок теплоаккумулятора за рекомендованою методикою для промислового призначення

Розрахунок ведеться методом послідовним наближень

I. I. Задаємо:

$$\bar{\alpha}_M = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$G_r = 400 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}; 0,11 \text{ кг/с};$$

$$t'_r = 80^\circ\text{C}; t'_m = 20^\circ\text{C};$$

$$t_{r,\text{max}}'' = 0,85 t'_r = 0,85 \cdot 80 = 68^\circ\text{C};$$

$$t_m'' = 0,8 \cdot t'_r = 0,8 \cdot 80 = 64^\circ\text{C} \text{ (за рекомендацією з експерименту)}$$

II. Вибираємо:

Матеріал – керамзит,  $d_e = 0,019 \text{ м}$ ;

форма каналу – циліндричний горизонтальний канал;

III. Розрахувати:

1. Задати температуру газу на виході та температуру матеріалу наприкінці періоду нагрівання, визначити середні значення температур газового та твердого компонентів

$$\bar{t}_r = \frac{t'_r + \bar{t}_r''}{2} = \frac{80 + 68}{2} = 74^\circ\text{C} \quad (1)$$

$$\bar{t}_M = \frac{t_M' + t_{M,\max}''}{2} = \frac{20 + 64}{2} = 42^\circ\text{C} \quad (2)$$

2. За  $\bar{t}_r = 74^\circ\text{C}$  визначити теплофізичні властивості газового середовища:  
 $\nu_r = 20,448 \cdot 10^{-6}$ ;  $c_p = 1009$  Дж/кг·С;  $\lambda_r = 0,03$  Вт/(м К);  $\rho_r = 1,0174$  кг/м<sup>3</sup>;  $Pr = 0,6932$

3. Розрахувати швидкість фільтрації газового середовища:

$$w_\phi = \frac{G_r}{\rho_r \cdot S} = \frac{0,11}{1,0174 \cdot 0,0314} = 3,4 \text{ м/с} \quad (3)$$

4. Визначити число Рейнольдса:

$$Re_r = \frac{w_\phi \cdot d_e}{\nu_r} = \frac{3,4 \cdot 0,02}{20,448 \cdot 10^{-6}} = 3368 \quad (4)$$

5. Визначити необхідну теплоту процесу:

$$Q = G_r \cdot c_p \cdot \left( t_r' - \frac{t_M^0 + t_{r,\max}''}{2} \right) = 0,11 \cdot 1009 \cdot \left( 80 - \frac{20 + 68}{2} \right) = 3996 \text{ Вт} \quad (5)$$

де  $t_M^0$  – температура матеріалу на початку періоду нагрівання.

6. З залежності  $Q = \bar{\alpha}_M \cdot F_M \cdot \Delta \bar{t}_r$  визначити площу поверхні гранульованого матеріалу  $F_M$ . У першому наближенні  $\bar{\alpha}_M$  розраховується за залежністю із середнього значення для даного матеріалу відповідно експериментальним даним:

$$F_M = \frac{Q}{\bar{\alpha}_M \cdot (\bar{t}_r - t_M'')} = \frac{3996}{50 \cdot (74 - 64)} = 8 \text{ м}^2 \quad (6)$$

$$\Delta \bar{t}_r = \frac{\Delta t_\phi - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\phi}{\Delta t_M}} = \frac{48 - 16}{\ln \frac{48}{16}} = 29,1^\circ\text{C} \quad (7)$$

7. Визначити масу завантаження матеріалу за наступним алгоритмом:

$$F_M = 4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \Rightarrow n = \frac{F_M \cdot \phi_M}{4\pi \cdot \left( \frac{d_e}{2} \right)^2} = \frac{8 \cdot 1,1}{4 \cdot 3,14 \cdot \left( \frac{0,02}{2} \right)^2} = 6999 \quad (8)$$

де  $\phi_M$  – коефіцієнти форми часток матеріалу.

$$m_M = V \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \pi \left( \frac{d_e}{2} \right)^3 \cdot \rho_M \cdot n = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot \left( \frac{0,02}{2} \right)^3 \cdot 825 \cdot 6999 = 24,2 \text{ кг} \quad (9)$$

8. Визначити тривалість нагрівання:

$$\tau = \frac{m_M \cdot c_p \cdot (t_M'' - t_M')}{Q} = \frac{24,2 \cdot 840 \cdot (64 - 20)}{4068} = 224 \text{ с} \quad (10)$$

9. Розрахувати  $\bar{\alpha}_M^K$  по рівнянню у безрозмірному вигляді з урахуванням сигомідалного характеру зміни коефіцієнту міжкомпонентного теплообміну за часом.

$$Nu = \left( \frac{-5,04}{1+10^{-1,63 \left( 0,23 - \frac{G_\Gamma \cdot c_\Gamma \cdot \tau}{m \cdot c_\Gamma} \right)}} + \frac{5,14}{1+10^{-1,32 \left( 1,47 - \frac{G_\Gamma \cdot c_\Gamma \cdot \tau}{m \cdot c_\Gamma} \right)}} + 0,44 \right) \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (11)$$

Для  $\tau=224$  с відповідно (11)  $\alpha_M=49,3$  Вт/м<sup>2</sup>К. Зіставлення  $\bar{\alpha}_M$  з заданим  $\bar{\alpha}_M=50$  свідчить про розбіжність значень у 0,014 %, що є задовільним.

При задовільному узгодженні розрахунок вважати завершеним. Як результат, одержано значення  $F_M = 8 \text{ м}^2$ ,  $Q = 4068 \text{ Вт}$ ;  $m_M = 24,2 \text{ кг}$ ;  $\tau=224 \text{ с}$ .

10. Розрахувати об'єм апарату:

$$a_{\text{пит}} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_e} = \frac{6(1-0,42)}{0,02} = 174 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

$$V = \frac{F_M}{a_{\text{пит}}} = \frac{8}{174} = 0,046 \text{ м}^3 \quad (18)$$

Знаючи діаметр каналу  $D$ , знайти висоту камери  $H$ .

$$H = V/S = 0,046/0,0314 = 1,5 \text{ м}$$

Ефективність нерухомого шару:

$$\varepsilon = \frac{t_\Gamma' - \frac{t_\Gamma^H + t_\Gamma^K}{2}}{t_\Gamma' - t_\Gamma^H} = \frac{80 - \left( \frac{20 + 68}{2} \right)}{80 - 20} = 0,6.$$

## Додаток Д

## Розрахунок регенератора з нерухомим шаром для обігріву приміщень

Розглядається регенератор, призначений для обігріву приміщення, розташованого безпосередньо поруч із вентиляційними каналами підприємства. Витрата відхідних газів  $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Температура газу на виході з витяжних пристроїв  $t'_r = 80^\circ\text{C}$ . Гранульована насадка складається із щільного шару керамзиту. Еквівалентний діаметр часток  $d_e = 0,02 \text{ м}$ .

Відповідно до залежності, рекомендованої в розділі 3, у першу чергу слід визначити тривалість періоду нагрівання:

$$Q_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) \cdot \tau_1 = m \cdot c (t_2'' - t_2') \quad (1)$$

Теплоємність керамзиту:  $c = 840 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  Відповідно до експериментальних даних, отриманих у роботі, середній коефіцієнт тепловіддачі для нагрівання керамзиту може бути прийнятий  $\bar{\alpha}_M = 50 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ . Теплообмінна ділянка являє собою трубу діаметром  $0,2 \text{ м}$  і довжиною  $1 \text{ м}$ . Об'єм апарата:  $V = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 1 = 0,0314 \text{ м}^3$ . Маса засипання становить:

$$m = \rho \cdot V \cdot (1 - \varepsilon) = 825 \cdot 0,0314 \cdot (1 - 0,42) = 15 \text{ кг} \quad (2)$$

При такій масі площа теплообмінної поверхні:

$$F = V_H \cdot a_{\text{пит}} = 0,0314 \cdot 191 = 6 \text{ м}^2 \quad (3)$$

$$a_{\text{пит}} = \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_e} \cdot \varphi_M = \frac{6(1 - 0,42)}{0,02} \cdot 1,1 = 191 \text{ м}^2/\text{м}^3 \quad (4)$$

де  $\varphi_M$  - поправка на форму часток керамзиту.

Витрата повітря  $G = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$ . Середній тепловий потік за період нагрівання:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot c_p \cdot \delta t_1 \quad (5)$$

$$\bar{Q}_1 = 0,11 \cdot 1005 \cdot \left( 80 - \frac{30 + 68}{2} \right) = 3329 \text{ Вт}$$

Відповідно до рівняння теплового балансу:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot c_p \cdot \delta t_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot \Delta \bar{t}_{\text{лог}} \quad (6)$$

$$\Delta \bar{t}_r = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$$

Де  $\Delta t_6$  - різниця температур між газом і шаром матеріалу в початковий момент часу,  $\Delta t_6 = t'_1 - t'_2$ ;  $\Delta t_m$  - різниця середніх температур між газом і шаром матеріалу наприкінці періоду нагрівання,  $\Delta t_m = \bar{t}_1'' - \bar{t}_2''$ .

$$\bar{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{G \cdot c_p \cdot \delta t_1}{\bar{\alpha} \cdot F} = \frac{3329}{50 \cdot 6,0} = 11,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

За рекомендаціями методики (відповідно з даними власних експериментів), щодо ефективного вибору кінцевої температури нагрівання матеріалу, згідно з яким для розрахунків кінцевих температур матеріалу, що нагрівається і потоку, що гріє можна прийняти температуру газу та матеріалу на виході на 20 % і 15% меншу температури газу на вході відповідно ( для вхідних температур  $t'_r = 60, 80^\circ\text{C}$ ).

Температура газу на виході з витяжних пристроїв  $t'_1 = 80^\circ\text{C}$ . Тоді  $t''_2 = 0,8 \cdot 80 = 64^\circ\text{C}$ . Початкова температура керамзиту:  $t'_2 = 20^\circ\text{C}$ , кінцева температура повітря на виході  $t''_1 = 0,85 \cdot t'_1 = 68^\circ\text{C}$ .

Середня температура матеріалу за період нагрівання:

$$\bar{t}_2 = \frac{20 + 64}{2} = 42 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура газового потоку за період нагрівання:

$$\bar{t}_1 = \frac{80 + 68}{2} = 74 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тривалість періоду нагрівання:

$$\tau_1 = \frac{m \cdot c (t''_2 - t'_2)}{\bar{\alpha} \cdot F \cdot \Delta \bar{t}_{\text{лог}}} = \frac{15 \cdot 840 \cdot (64 - 20)}{50 \cdot 6,0 \cdot 11,1} = 167 \text{ с.} \quad (8)$$

Розрахунки періоду охолодження проходить для умов охолодження труби при змушеному охолодженні повітряним потоком її поверхні з боку простору, що нагрівається.

Для горизонтально розташованих труб відповідно до залежності коефіцієнт тепловіддачі:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{3,4 \cdot 0,2}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 4,4 \cdot 10^4 \quad (9)$$

Для чисел Рейнольдса :  $10^3 < Re < 10^5$ :

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} Pr^{0,37} \cdot \varepsilon_t = 0,26 \cdot (4,4 \cdot 10^4)^{0,6} (0,701)^{0,37} = 140 \quad (10)$$

Виправлення Михеева  $\varepsilon_t$  для газів ухвалюється рівної 1.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot \lambda_r}{D} = \frac{140 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{0,2} = 18,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) \quad (11)$$

Розглядаючи нестационарне охолодження труби як завдання охолодження необмеженого циліндра, можна визначити кінцевий час циклу охолодження.

Число Ві безрозмірна надлишкова температура

$$Bi = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_2} = \frac{18,1 \cdot 0,2}{0,18} = 20,1 \quad (12)$$

$$\Theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{t_{ст.т} - t_{н.с.}}{t_{ст.0} - t_{н.с.}} \quad (13)$$

де  $t_{н.с.} = 20^\circ\text{C}$  – температура навколишнього середовища;  $t_{ст.0} = 64^\circ\text{C}$  – початкова температура стінки каналу;  $t_{ст.т} = 25^\circ\text{C}$  – температура стінки каналу наприкінці періоду охолодження.

Одержуємо  $\Theta = 0,11$  по номограмах визначаємо число Фур'є:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{(D/2)^2} = 0,05 \quad (14)$$

$$a = \frac{\lambda_k}{c \cdot \rho_k} = \frac{0,18}{840 \cdot 825} = 2,6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с} \quad (15)$$

Тоді тривалість періоду охолодження при вентиляванні поверхні каналу складе:

$$\tau = \frac{Fo \cdot (D/2)^2}{a} = \frac{0,05 \cdot 0,1^2}{2,6 \cdot 10^{-7}} = 1925 \text{ с (0,5 години)}. \quad (16)$$

Таким чином, час нагрівання в регенераторі становить 3 хв., час охолодження – 0,5 години.

Доцільно встановити дві наповнені керамзитом труби й включати їх періодично.

Часова діаграма (циклограма) наведена на рис. 4.

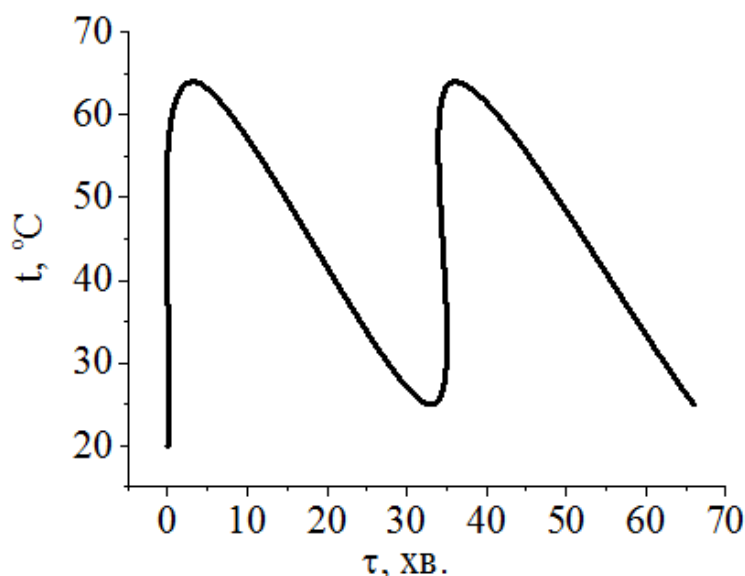


Рис. 4. Циклограма роботи регенератора із щільним шаром керамзитової насадки.

Розрахунки теплових втрат від стін приміщень при наступних параметрах: Температура в приміщенні  $t=20$  °С, температура зовнішнього повітря  $t=-5$  °С, швидкість вітру  $w=0,5$  м/с, матеріал стін – цегла. Результати розрахунків привели до одержання наступних теплофізичних величин.

Коефіцієнт тепловіддачі зовні приміщення  $\alpha_2=18$  [Вт/(м<sup>2</sup> К)]. Опір теплопередачі стінки сумарний  $R_c=0,37$  [(м<sup>2</sup> К)/Вт] Коефіцієнт теплопередачі через стінку  $k_c=2,7$  [Вт/(м<sup>2</sup>К)] Кількість теплової енергії (тепла), що втрачається через 1 квадратний метр поверхні  $q_c=68,5$  [Вт/м<sup>2</sup>] Температура

стілки усередині приміщення  $t_c' = 12,1$  °С. Температура стінки зовні приміщення  $t_c'' = -0,1$  °С.

Для  $\bar{Q}_1 = 3,3 \cdot 10^3$  Вт можливо підтримка температури усередині приміщення на рівні 20 °С із площею стін:

$$F = 3,3 \cdot 10^3 / 68,5 = 48 \text{ м}^2.$$

Розрахунки втрат тиску.

Аеродинамічний опір шару можна розрахувати з формули [53]:

$$\Delta p = f_e \frac{\rho_\Gamma w_\Phi^2}{2} \frac{a_{\text{пит}}}{\varepsilon^3} \delta, \text{ Па}, \quad (17)$$

де  $f_e$  - еквівалентний коефіцієнт опору шару, обумовлений для різних режимів плинину (в'язкого, інерційного, в'язкістно-інерційного) із залежності:

$$\text{Re}_e = \frac{4w_\Phi}{a_{\text{пит}} v_\Gamma} \quad (18)$$

$$f_e = \frac{8}{\text{Re}_e} \alpha + \alpha_{\text{ін}}, \quad (19)$$

$\text{Re}_e$  - еквівалентне число Рейнольдса,  $\alpha$ ,  $\alpha_{\text{ін}}$  - коефіцієнти, що залежать від форми часток.  $\alpha = 4,55$  та  $\alpha_{\text{ін}} = 0,45$ .

Швидкість фільтрації:

$$w_\Phi = \frac{G}{S} = \frac{0,11 \cdot 4}{\pi \cdot 0,2^2} = 3,4 \text{ м/с} \quad (20)$$

$$\text{Re}_e = \frac{4 \cdot 3,4}{191 \cdot 17,96 \cdot 10^{-6}} = 3519 ; f_e = \frac{8}{3519} \cdot 4,55 + 0,45 = 0,46$$

$$\Delta p = 0,46 \cdot \frac{1,0175 \cdot 3,5^2}{2} \cdot \frac{191}{0,42^3} \cdot 1 = 7,2 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Для забезпечення необхідного витрати повітря з розрахованими втратами тиску таких характеристик (витрата 400 м<sup>3</sup>/годину, втрати тиску 7,2 · 10<sup>2</sup> Па) доцільно встановити вентилятор високого тиску. Вентилятор відцентровий ВЦ 10-28, потужність якого складає 0,12 кВт.

## Додаток Е

Основні характеристики теплоутилізаторів для підприємств з низьким та середнім рівнем теплових газових викидів

	Пристрій	$t_1'$	$t_1''$	$t_2'$	$t_2''$	$\varepsilon, \%$	Описання
1	Утилізатор теплоти димових газів. «Інсторф»	150	50	8	60	70	Пристрій для глибокої утилізації тепла поверхневого типу, теплоносії вода та димові гази; отримана гаряча вода подається споживачам. Розроблений для котелень, що працюють на торфі
2	Теплоутилізатори «Укрніпродмаш» 1. Підігрів води 2. Нагрів повітря	280 280	180 120	15 0	95 -	38 57	Утилізатор пластинчастий. Утилізація теплоти димових газів для підігріву повітря, призначеного для підігріву приміщень та сушильних камер, або для підігріву води, яка йде на технічні потреби. Розроблені для хлібопекарного виробництва.
3	Регенеративний підігрівач повітря «ПФТ»	29	0	-24	-2,6	55	Пластинчастий теплоутилізатор з проміжним теплоносієм - фреоном. Складається з двох калориферів: випарник та конденсатор. Призначений для попереднього підігріву повітря.
4	Теплоутилізатор для димових газів	130	60	5,5	60	56	Теплоутилізатор «типу рідина—газ». Теплоутилізатор теплоти димових газів на теплових трубах. Теплоносій – аміачна вода. Призначений для котельного агрегату.
5	Утилізатор тепла «КТАН»	120	58	15	45	59	Контактний утилізатор з активною насадкою рекуперативного типу. У якості активної насадки виступає пучок труб, призначений для створення розвинутої поверхні контакту води, що зрошує, та димових газів. Призначені для роботи у модульних котельних установках.
6	Пластинчастий	250	170	50	110	40	Пластинчастий теплоутилізатор для утилізації димових

	теплоутилизатор ECOTESCO						газів котелень. Призначений для підігріву мережної води.
7	Теплоутилизатори регенеративні ТП-Е2РГ	100	45	20	-	68	Регенератор роторного типу, який виконаний з гофрованих алюмінієвих стрічок. Призначені для утилізації теплоти в системах кондиціонування повітря промислових та цивільних споруджень для регіонів з помірним та холодним кліматом.
8	Високотемпературний регенеративний утилізатор ГНКТ Медведєва В. Б.	100 0	240	50	590	80	Регенеративний утилізатор з циркулюючою вогнетривкою гранульованою насадкою. Призначена для високотемпературних ВЕР, для підігріву повітря, що подається на горіння.
Теплоутилізаційні установки , розроблені в роботі							
9	Низькотемпературний регенеративний утилізатор з рухомою гранульованою насадкою контактного типу	80	40	20	45	79	Регенеративний утилізатор з рухомою насадкою у вигляді гранул керамзиту. Призначений для утилізації теплоти відпрацьованих газів промислових підприємств низького теплового навантаження. Пропонується з метою підігріву повітря приміщень
10	Низькотемпературний теплоутилізатор регенеративного типу з нерухомою гранульованою насадкою.	80	44	64	20	60	Регенеративний теплоаккумулятор з нерухомою насадкою у вигляді гранул керамзиту. Призначений для акумуляції теплоти відпрацьованих газів промислових підприємств низького теплового навантаження. Пропонується з метою підігріву технічної води та повітря.
11	Низькотемпературний регенеративний утилізатор з нерухомою гранульованою насадкою контактного типу	80	45	15	20	60	Регенеративний утилізатор з нерухомою насадкою у вигляді гранул керамзиту. Призначений для утилізації теплоти відпрацьованих газів промислових підприємств низького теплового навантаження. Пропонується з метою підігріву повітря приміщень.

## Додаток Ж

INTERNATIONAL INFORMATIZATION  
AKADEMY  
with UN



МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ  
ИНФОРМАТИЗАЦИИ  
при ООН

### ЮЖНЫЙ ФИЛИАЛ ОТДЕЛЕНИЯ ПРОМРАДИОЭЛЕКТРОНИКИ

ОКПО 21655395, р/с 26004144435 АБ «Укргазбанк» МФО 320478

33-а, Admiral boulevard, Odessa, 65059, Ukraine к.310

Tel. +380-482 374812, 374813; 7004049

Fax +380-482 374813

Украина, 65059, Одесса, Адмиральский пр-т, 33-а, к.310

Tel. +380-482 374812, 374813, 7004049

Факс +380-482 374813

Сайт: <http://www.mai.od.ua> E-mail: [npkvt@bk.ru](mailto:npkvt@bk.ru)

Затверджую  
Віце-президент Відділення  
промислової радіоелектроніки  
Міжнародної академії інформатизації  
дисертацию на звання  
кандидата технічних наук  
Молодцова В.П.



2016 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи  
Солодкої А.В.

### **ТЕПЛООБМІННИК-УТИЛІЗАТОР З ДИСПЕРСНОЮ НАСАДКОЮ**

За результатами конструювання теплообмінника-утилізатора з дисперсною насадкою визначена доцільність їх виготовлення для підвищення енергоефективності роботи теплонавантажених підприємств. Теплообмінник націлений на утилізацію теплоти, що утворюється на теплонавантажених харчових підприємствах. Для утилізації теплоти передбачається використання дисперсної насадки в теплообмінному апараті, що дозволяє значно підвищити ефективність теплообмінника внаслідок того, що площа теплопередаючої поверхні суттєво збільшується. Теплота, що поглинається насадкою, може бути використана за різним призначенням – для підігрівання технічної води, для обігріву складських приміщень, теплиць та інших потенційних споживачів теплоти.

Схемні рішення та конструкторські розрахунки передбачається передати для подальшої розробки конструкторської документації і виготовлення ряду теплообмінників.

Виконані техніко-економічні розрахунки показали, що економія енергії при експлуатації теплообмінників - утилізаторів, на базі гостинно - ресторанного бізнесу Одеси, складе 57000 кВтч. При використанні запропонованих конструкцій теплообмінників, що передбачають підігрів води

та складських приміщень утилізованої теплою, можлива економія до 6000 грн. в місяць в розрахунку на виробничу потужність підприємства 300 страв в день та при енергоспоживанні 90 кВт.

Регенеративний утилізатор з рухомою насадкою у вигляді гранул керамзиту призначений для утилізації теплоти відпрацьованих газів промислових підприємств низького теплового навантаження. Пропонується з метою підігріву повітря приміщень. Встановлені теплові характеристики сконструйованого регенератора представлені в таблиці. Температура газів, що відходять, знижується в регенераторі з  $t_1'$  до  $t_1''$ , температура повітря від теплообміну з шаром керамзиту підвищується з  $t_2'$  до  $t_2''$ . ККД регенератора складає 75 %.

Пристрій	$t_1'$	$t_1''$	$t_2'$	$t_2''$	$\varepsilon, \%$
Низькотемпературний регенеративний утилізатор з рухомою гранульованою насадкою контактного типу	80	35	20	40	75

З урахуванням того, що для реалізації проекту необхідно виконання пакету технічної та конструкторської документації, яку необхідно передати до заводу-виробника, та налагодження виробництва теплообмінників з послідуочим їх монтажем на підприємствах, термін окупності складає 5 років

#### ВИСНОВОК

Теплообмінник-утилізатор з дисперсною насадкою, розроблений Солодкою А.В., є перспективним для впровадження та здатним ефективно утилізувати теплоту відхідних газів з подальшим цільовим використанням її, що веде до зниження навантаження на навколишнє середовище та збільшення рентабельності підприємства.

Члени комісії

Бухгалтер

Вклучий інженер



Орлова Г.Ю.



Разуменко Е. О.