

Макаров А.С., канд. техн. наук,
Калинівський машинобудівний завод,
Сенчук М.П., канд. техн. наук,
Київський національний
університет будівництва і архітектури

РОЗРАХУНКОВИЙ АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРИ НАПРУЖЕНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВАННЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ

В [1] виконано аналіз теплової схеми високотемпературного промислового теплогенератора-повітронагрівача жаротрубно-димогоарного типу та визначено оптимальні параметри газоходів теплогенератора, топкової камери, жарової труби та конвективного газоходу (поверхонь нагрівання з боку димових газів).

Разом з тим, надійність тривалої експлуатації теплогенератора суттєво залежить від температур металу високонапружених елементів конструкції, рівень яких визначається системою охолодження поверхонь нагрівання повітряним потоком.

З метою визначення характеру процесів передачі теплоти при повітряному охолодженні теплонапружених високотемпературних поверхонь були проведені спеціальні дослідження на моделях стінки. Стенд (рис. 1) для проведення таких досліджень представляє собою аеродинамічну трубу відкритого типу в складі: корпусу – проточної частини сталевих труб внутрішнім діаметром 100 мм, витяжного вентилятора, вимірювального сопла діаметром 50 мм на вході повітря, поверхневих термопар, регулюючого шибера, вимірювальних приладів для вимірювання розрідження у соплі та температур металу і повітря.

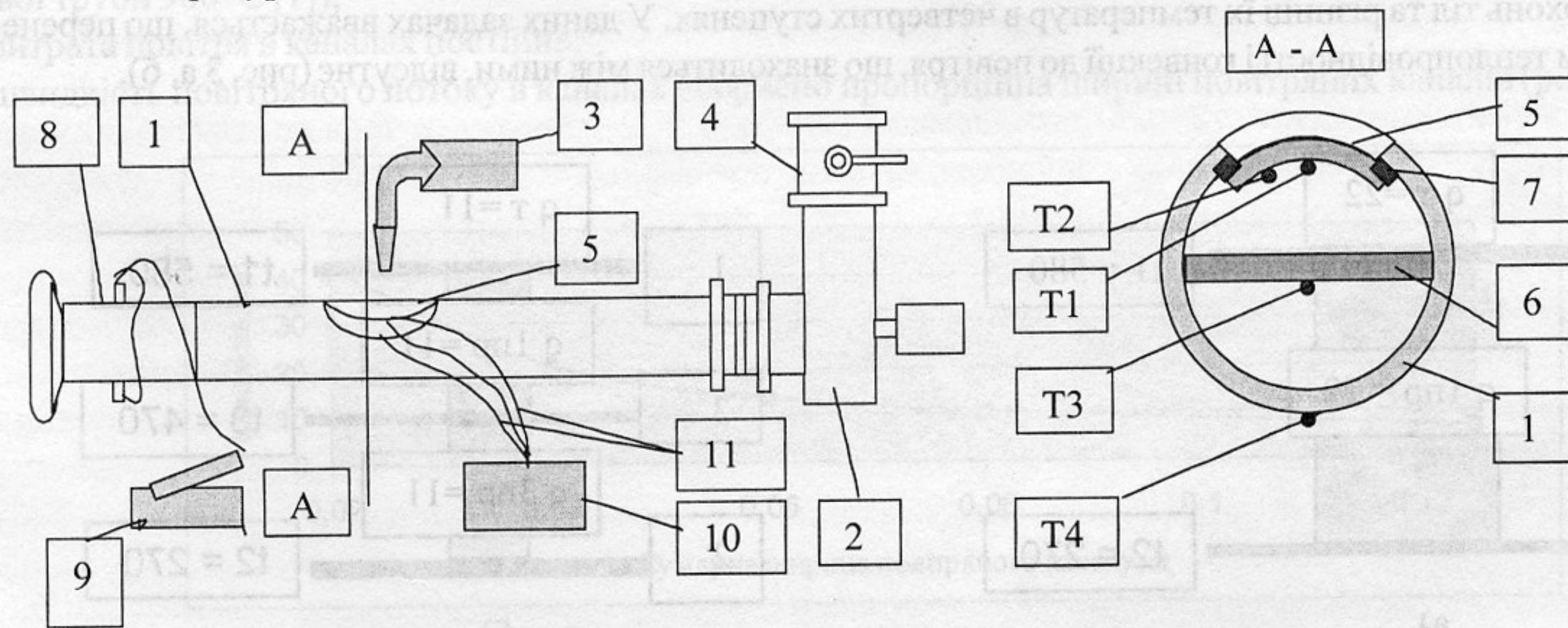


Рис. 1. Схема стенду для вивчення температурного режиму на моделях стінки теплогенератора:

- 1 – корпус; 2 – вентилятор; 3 – пальник газовий; 4 – шибера; 5 – модель елементу стінки; 6 – екран; 7 – ізоляція; 8 – сопло вимірювальне; 9 – мікроманометр; 10 – вольтметр; 11 – термопари; Т1...Т4 – точки приєднання термопар

Модель теплонапруженої стінки теплогенератора – сталеві пластинка діаметром 70 мм, спрофільована по твірній трубі і притиснута до відповідного отвору в трубі через теплоізоляційну прокладку. Пластинка нагрівалась полум'ям зварювального газового пальника при максимальній витраті газу, розташованого на відстані 70 мм від сопла до поверхні нагрівання. З метою визначення можливого променистого нагрівання від пластинки навпроти її по осі проточної частини встановлено сталевий екран.

Результати експериментальних досліджень у діапазоні швидкостей повітря від 0 до 20 м/с приведені на рис. 2. Температура повітря за зоною нагрівання була близькою до температури повітря на вході 20 °С. Водночас, температура екрану при низьких швидкостях повітря і температурі пластинки 800–900 °С досягала 200 °С, що свідчить про суттєве переважання променистої складової теплопередачі. Отримані в цих умовах температури металу пластинки перевищують допустимі температури експлуатації найбільш жаростійких сталей. Збільшення швидкості повітряного потоку до 15–20 м/с дозволяє при тій же інтенсивності нагрівання знизити температуру металу до прийнятної рівня 500–650 °С.



Рис. 2. Зміна температури нагрітої сталеві пластинки від швидкості повітряного потоку

Аналогічні результати були отримані на експериментальних зразках теплогенераторів при недостатньому охолодженні радіаційних поверхонь нагрівання. У дослідях при температурі жарової труби 800 °С температура зовнішніх стінок повітряних каналів досягала 600 °С і значно перевищувала температуру нагрітого повітря 200 °С.

Причиною інтенсивного нагрівання зовнішньої стінки в умовах високих температур є радіаційний потік від нагрітої поверхні жарової труби. Взаємне опромінювання майже вирівнює температури жарової труби і зовнішніх стінок, які, у свою чергу, виконують роль додаткових і досить ефективних поверхонь нагрівання. Збільшення швидкості повітря в каналах знижує температуру металу до робочого діапазону сталей аустенітового класу (рівень температур металу 500–600 °С).

В [2,3] розглядається пряма задача променистого теплообміну в системі плоскопаралельних тіл – визначення потоків результуючого випромінювання за заданими температурами тіл і оптичними властивостями їх поверхонь. Визначений за методом сальдо результуючий потік випромінювання прямо пропорційний приведеній випромінюючій здатності поверхонь тіл та різниці їх температур в четвертих ступенях. У даних задачах вважається, що перенесення теплоти шляхом теплопровідності і конвекції до повітря, що знаходиться між ними, відсутнє (рис. 3 а, б).

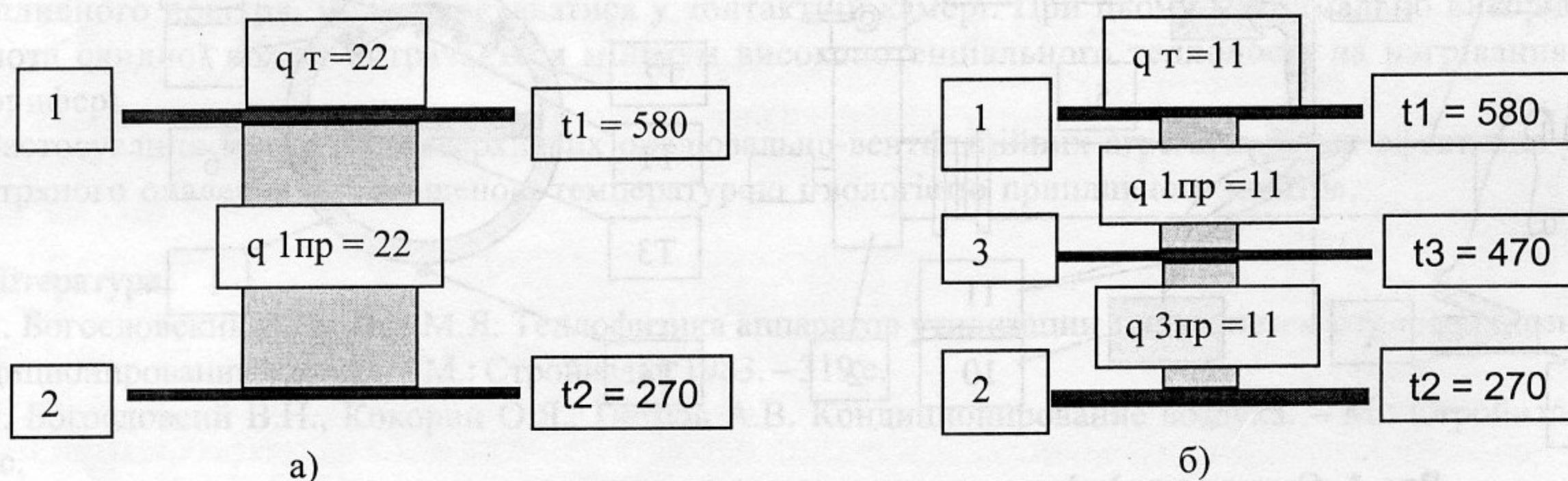


Рис. 3. Схеми перенесення теплоти між плоскопаралельними тілами:

а – між тілами оптично прозоре середовище; б – між тілами екран в оптично прозорому середовищі; 1 – нагріта стінка; 2 – холодна стінка; 3 – екран (на рисунках теплові потоки наведені в кВт/м², а температури – в °С)

Розрахункова модель теплопередачі (рис. 4 а, б) в повітряних каналах теплогенератора, які огорожують теплонапружені поверхні нагрівання з метою їх охолодження, розроблена з урахуванням результатів дослідів на моделях стінки.

Незважаючи на відчутний вплив променистого теплообміну, особливо при високих температурах, процеси конвекції відіграють важливу роль при передачі теплоти, що враховано в розрахунковій моделі.

Розрахункова модель виконана в електронних таблицях Excel і включає визначення променистих і конвективних теплових потоків з урахуванням температури випромінюючих стінок та повітря. Рівність вхідних і вихідних теплових потоків на стінках досягається шляхом послідовного приймання відповідних температур цих стінок. Задачі розв'язуються методом варіантних наближень (ітерацій).

У роботі розглянуто дві системи передачі тепла (охолодження) жарової труби:

- плоскопаралельних тіл, розділених повітряним потоком (жарова труба – зовнішня стінка повітряного каналу) – рис. 4 а;

- плоскопаралельних тіл з перегородкою – екраном між ними в повітряному потоці (жарова труба – екран – зовнішня стінка повітряного каналу) – рис. 4 б.

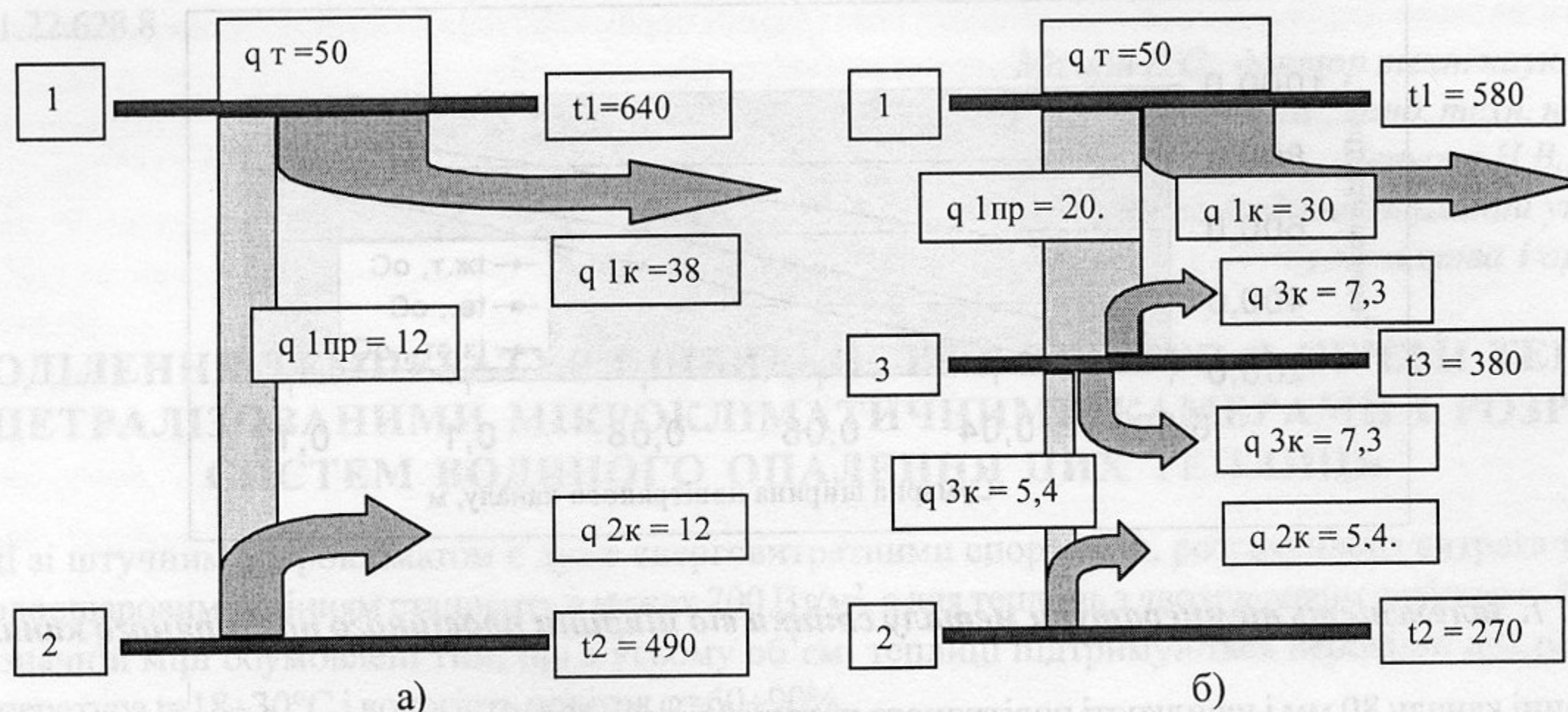


Рис. 4. Схеми перенесення теплоти у повітряних каналах теплогенератора:
 а – між стінками повітряний потік; б – між стінками екран у повітряному потоці; 1 – жарова труба; 2 – зовнішня стінка повітряного каналу; 3 – екран (на рисунках теплові потоки наведені в кВт/м², а температури – в °С)

Розрахунковий аналіз схем перенесення теплоти шляхом випромінювання та конвекції виконано за таких умов:
 - величина теплового потоку для зразка теплогенератора прийнята 50 кВт/м² (максимальна температура металу жарової труби 900 °С [1]);
 - витрата повітря в каналах постійна;
 - швидкість повітряного потоку в каналах обернено пропорційна ширині повітряних каналів (рис. 5).

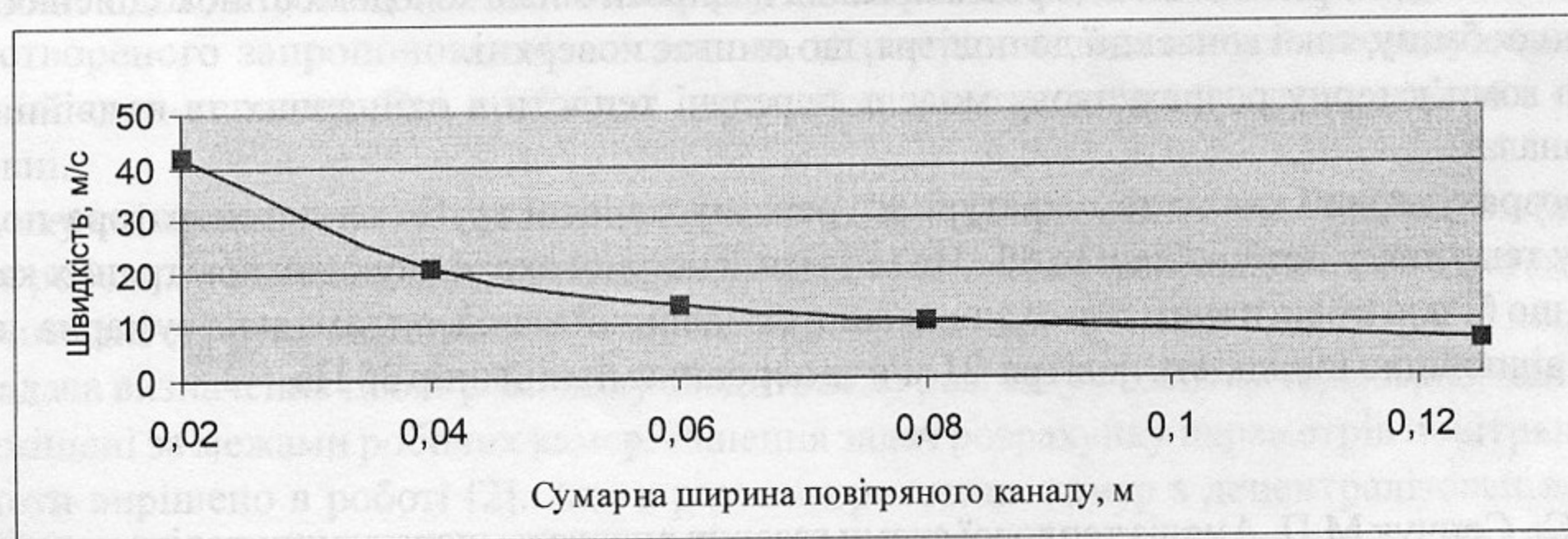


Рис. 5. Залежність швидкості повітряного потоку від ширини каналу

Результати розрахунків температур металу стінок у вигляді графіків показано на рисунках: для схеми “жарова труба – зовнішня стінка повітряного каналу” – рис. 6, а для схеми “жарова труба – екран – зовнішня стінка повітряного каналу” – рис. 7.

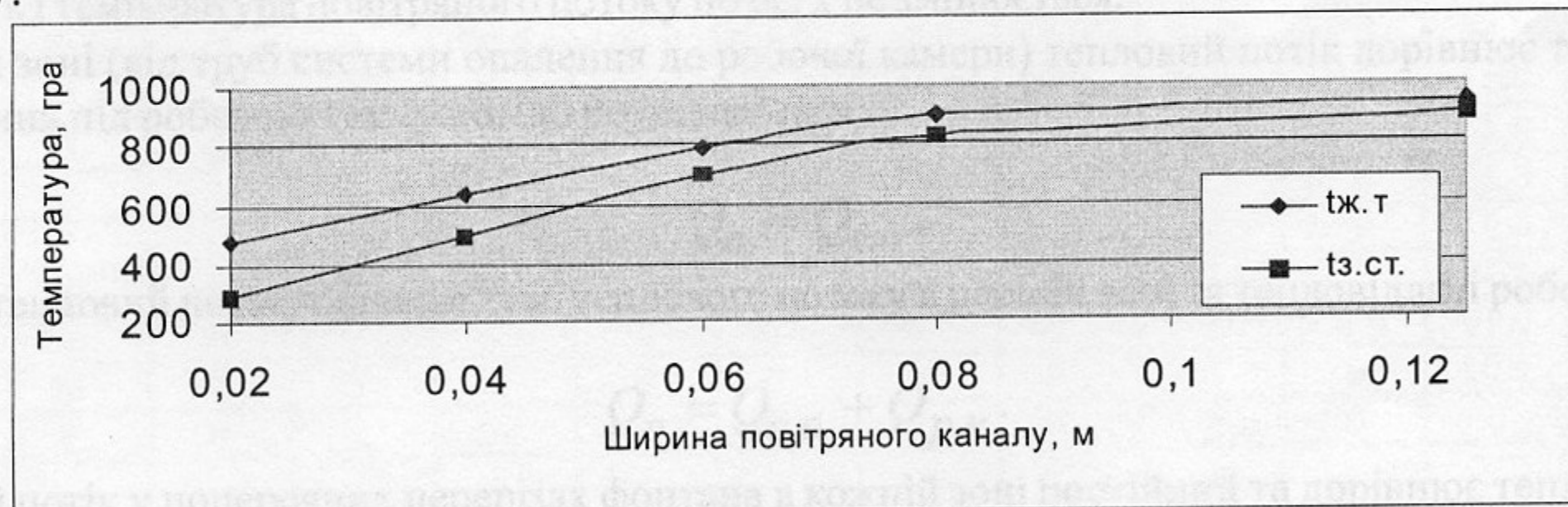


Рис. 6. Залежність температури металу стінки від ширини одинарного повітряного каналу

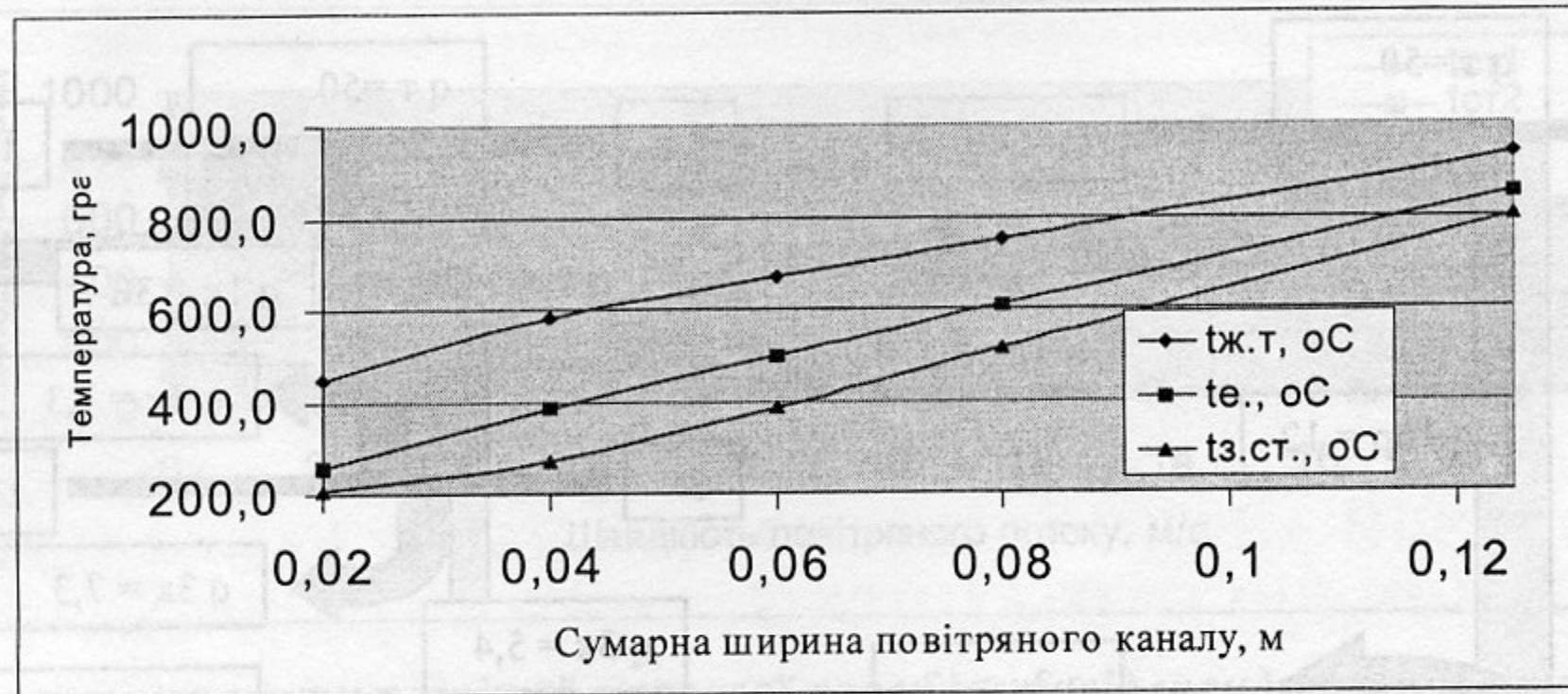


Рис. 7. Залежність температури металу стінки від ширини подвійного повітряного каналу

При ширині каналу 80 мм і швидкості повітряного потоку близько 10 м/с, а для першої схеми конструкції каналу температура металу жарової труби становить близько 890 °С, а зовнішньої стінки – близько 810 °С, а для другої схеми відповідно – близько 750 °С та 520 °С. При зменшенні ширини каналу до 40 мм рівень температур металу для другої схеми (рис. 7) є прийнятним для тривалої експлуатації теплогенератора: температура металу жарової труби – близько 580 °С, а зовнішньої стінки повітряного каналу – близько 270 °С.

Висновки:

1. Проведено дослід на моделях стінок по визначенню схеми теплопередачі в охолоджуючих повітряних каналах промислових теплогенераторів – повітряонагрівачів.
2. Встановлено, що при недостатньо ефективному охолодженні поверхонь нагрівання температура металу може перевищувати допустимий рівень для найбільш жаростійких сталей.
3. Передача теплоти від нагрітих стінок до розташованих навпроти більш холодних стінок здійснюється як шляхом променистого теплообміну, так і конвекції до повітря, що омиває поверхні.
4. Розроблено комп'ютерну розрахункову модель передачі теплоти в одинарних та подвійних повітряних охолоджуючих каналах.
5. Виконано розрахунковий аналіз температурного режиму жарової труби теплогенератора-повітряонагрівача при характерному тепловому потоці близько 50 кВт/м² і різній ширині охолоджуючих повітряних каналів.
6. Визначено, що більш ефективним для охолодження є подвійний канал, оптимальна сумарна ширина каналів становить 40 мм, відповідно швидкість повітря 21 м/с та аеродинамічний опір 30 Па.

Література:

1. Макаров А.С., Сенчук М.П. Аналіз теплової схеми газових високотемпературних повітряонагрівачів // Збірник Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. – Київ, 2004. – №19. – С. 51–54.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
3. Теплообмен излучением: Справочник / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
4. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Санкт-Петербург: ВТИ, НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.