

**О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. А. МИХАЙЛОВА, С. П. НАУМЕНКО**

### **ТЕПЛОФІЗИЧНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ В СИСТЕМІ ОСВІТИ МАГІСТРІВ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ**

Проведення теплофізичних експериментів стало явищем надзвичайно рідкісним в силу їх дорожечі, складності, тривалості підготовки і проведення. Найчастіше викладачі університету схильються до комп'ютерного моделювання тих чи інших технічних процесів для поглибленого формування знань студентів. Причина такого вибору очевидна – це наочність і відносно швидке досягнення мети. Негативна сторона такого вибору – це відсутність здібностей у майбутніх фахівців оцінити надійність тих чи інших експериментальних залежностей між фізичними параметрами процесів, які використовуються для проектування машин. Для усунення цього недоліку навчального процесу була створена малогабаритна аеродинамічна труба і розроблена детальна методика проведення експерименту і обробки експериментальних даних. Довжина робочої ділянки труби дорівнювала 0,5 м, прямокутний поперечний переріз каналу труби дорівнювало  $0,35 \times 0,15 \text{ м}^2$ . Тепловіддача вивчалася на нижній стінці аеродинамічної труби, на якій вздовж течії повітря були встановлені три нагрівальні елементи. Нагрівальні елементи представляли собою смужки з константану перетином  $10 \times 0,11 \text{ мм}^2$ , на нижній поверхні яких були закріплені термопари. Максимальне значення локального числа Рейнольдса було  $Re_x < 10^5$ , тобто практично на всій поверхні розвивався ламінарний пограничний шар. При обробці результатів експериментів були враховані радіаційні втрати теплоти і втрати теплоти теплопровідністю уздовж нагрівальних елементів. Однак значення інтенсивності тепловіддачі виявилися в 3–4 рази більше, ніж при ламінарному режимі течії. В результаті чисельного аналізу теплового стану експериментальної пластини були визначені втрати теплоти, які раніше не враховувалися. В результаті було досягнуто практично повний збіг експериментальних значень інтенсивності тепловіддачі з розрахованими значеннями по надійному рівнянню подоби. Проведене дослідження є необхідним для формування компетенції магістрів теплотехнічних спеціальностей.

**Ключові слова:** тепловіддача, експеримент, аеродинамічна труба, швидкість, втрати теплоти, нагрівальний елемент, термопара, магістр.

### **А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА, С. П. НАУМЕНКО ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЙ ЭКСПЕРИМЕНТ В СИСТЕМЕ ОБРАЗОВАНИЯ МАГИСТРОВ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

Проведение теплофизических экспериментов стало явлением чрезвычайно редким в силу их дороговизны, сложности, длительности подготовки и проведения. Чаще преподаватели университета склоняются к компьютерному моделированию тех или иных технических процессов для углубленного формирования знаний студентов. Причина такого выбора очевидна – это наглядность и относительно быстрое достижение цели. Негативная сторона такого выбора – это отсутствие способностей у будущих специалистов оценить надежность тех или иных экспериментальных зависимостей между физическими параметрами процессов, которые используются для проектирования машин. Для устранения этого недостатка учебного процесса была создана малогабаритная аэродинамическая труба и разработана подробная методика проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных. Длина рабочего участка трубы равнялась 0,5 м, прямоугольное поперечное сечение канал трубы равнялось  $0,35 \times 0,15 \text{ м}^2$ . Теплоотдача изучалась на нижней стенке аэродинамической трубы, на которой вдоль течения воздуха были установлены три нагревательных элемента. Нагревательные элементы представляли собой полоски из константана сечением  $10 \times 0,11 \text{ мм}^2$ , на нижней поверхности которых были закреплены термопары. Максимальное значение локального числа Рейнольдса было  $Re_x < 10^5$ , т.е. практически на всей поверхности развивался ламинарный пограничный слой. При обработке результатов экспериментов были учтены радиационные потери теплоты и потери теплоты теплопроводностью вдоль нагревательных элементов. Однако значения интенсивности теплоотдачи оказались в 3–4 раза больше, чем при ламинарном режиме течения. В результате численного анализа теплового состояния экспериментальной пластины были определены потери теплоты, которые ранее не учитывались. В результате было достигнуто практически полное совпадение экспериментальных значений интенсивности теплоотдачи с рассчитанными значениями по надежному уравнению подобия. Проведенное исследование является необходимым для формирования компетенций магистров теплотехнических специальностей.

**Ключевые слова:** теплоотдача, эксперимент, аэродинамическая труба, скорость, потери теплоты, нагревательный элемент, термопара, магистр.

### **A. TARASOV, O. LYTVYENKO, I. MYHAYLOVA, S. NAUMENKO THE THERMOPHYSICAL EXPERIMENT CARRIED OUT FOR THE EDUCATION OF THE STUDENTS STUDYING FOR THE MASTER'S DEGREE TO GET HEAT ENGINEERING SPECIALTIES**

Thermophysical experiments became a very rare phenomenon due to their expensiveness and rather complicated and time-consuming preparation and carrying out. Very often the teachers tend to prefer the computer simulation of these and those technological processes for the in-depth formation of detailed knowledge in students. The reason for such a preference is evident; this approach provides visual aspects and relatively fast attainment of the goal. A negative side of such a choice is that the future specialists are not able to judge the reliability of these and those experimental relationships between the physical parameters of the processes that are used for the machinery design. To remove this drawback of the teaching and learning process, a small-size aerodynamic tunnel was created and the detailed technique for the running of experiment and experimental data processing was elaborated. The length of the working section of this tunnel was equal to 0.5 m. The rectangular cross-section of the tunnel bore was equal to  $0.35 \times 0.15 \text{ m}^2$ . The heat loss was studied at the lower wall of aerodynamic tunnel that was equipped with three heating elements arranged longitudinally to the air stream. The heating elements were the strips made of constantan with the cross-section of  $10 \times 0.11 \text{ mm}^2$  and the thermocouples were fixed to the lower surface. A maximum value of the local Reynolds number was  $Re_x < 10^5$ , i.e. the laminar boundary layer was actually in progress on the entire surface. When processing the obtained experimental

data we took into account radiation heat losses and the heat losses caused by thermal conductivity along heating elements. Nevertheless, heat transfer intensity values turned out to be 3 to 4 times higher in comparison to those of the laminar flow mode. The numerical analysis of the thermal state of the experimental plate enabled the determination of the heat losses that were not taken into account earlier. Hence, we managed to achieve actually full coincidence of the experimental values of the intensity of heat transfer that were derived from a reliable similarity equation. The research done is required for the formation of the competence in students that study for the Master's degree to get their specialty.

**Keywords:** the heat transfer, the experiment, the aerodynamic tunnel, the rate, heat losses, heating elements, the thermocouple, and the master's degree.

### Вступ

В останні роки проведення фізичних експериментів стало явищем надзвичайно рідкісним в силу їх дорожнечі, складності, тривалості підготовки і проведення. Найчастіше викладачі університету схиляються до комп'ютерного моделювання тих чи інших технічних процесів для поглибленого формування знань студентів. Причина такого вибору очевидна – це наочність і відносно швидке досягнення мети. Негативна сторона такого вибору – це відсутність здібностей у майбутніх фахівців оцінити надійність тих чи інших експериментальних залежностей між фізичними параметрами процесів, які використовуються для проектування машин. Очевидно, що фахівець повинен розуміти, яким чином проводився експеримент, які його похибки, наскільки допустимо використовувати результати експерименту для конкретних умов роботи проектованого об'єкта. Часто в підручниках і довідниках наводяться тільки остаточні залежності без оцінки їх похибок. Наприклад, при розрахунках систем охолодження газових турбін доводиться використовувати численні рівняння для критерію Нуссельта, які були отримані для конкретних складних випадків течії газу в проточній частині турбін і повітря в каналах охолодження. Очевидно, що чим складніше характер течії, тим менше надійність залежностей, що описують теплообмін. Відомо, що похибка розрахунку тепловіддачі при течії в трубі мінімальна і становить 7–10 %, а в решті випадків вона може бути помітно вище. Тому принципово важливо залучати студентів до проведення експериментального вивчення конвективного теплообміну навіть для класичних випадків течії, що дозволить їм поглибити знання щодо практичного використання результатів теорії подібності в цій області. Це в свою чергу допоможе їм більш повно представляти картину тих проблем, які виникають при проектуванні теплових машин і установок. Зокрема фахівці зможуть обґрунтувати вибір математичних моделей, ступінь адекватності яких найбільш точно відповідають достовірності рівнянь подібності. Наприклад, при проектуванні систем охолодження газових турбін зазвичай застосовують 2D моделі температурного поля не тільки тому, що вони дозволяють швидше досягнути результату, але також і через брак знань про тепловіддачу на окремих поверхнях 3D моделі. Таким чином, тривимірне моделювання змушує часто екстраполювати граничні умови теплообмі-

ну на поверхні, течія і тепловіддача на яких раніше не були вивчені. Прийняті рішення при цьому повністю визначаються відповідальністю фахівця, який повинен розуміти до яких похибок у визначенні температури тіла це може привести. Останнє можливо, якщо фахівець має відповідні компетенції в області експериментального дослідження конвективного теплообміну.

### Мета роботи

З метою навчання магістрів теплофізичних спеціальностей ставилося завдання створення експериментальної установки і проведення докладного аналізу результатів дослідження.

Для цього передбачалося виконати наступні етапи роботи:

- 1) експериментально дослідити тепловіддачу на пластині при обтіканні її повітрям і показати особливості підготовки, проведення експерименту такого роду;
- 2) виконати детальний аналіз витоків теплоти від нагрівальних елементів із застосуванням чисельного моделювання температурного стану робочої пластини;
- 3) провести зіставлення експериментальних значень тепловіддачі зі значеннями, отриманими за надійними рівняннями подібності інших авторів;
- 4) оцінити придатність установки для проведення досліджень такого роду.

### Малогабаритна аеродинамічна труба, параметри проведення експерименту

Складність і дорожнеча експериментального обладнання змушує шукати можливість створення малогабаритних автономних установок. В межах цієї тези на кафедрі турбінобудування НТУ «ХП» була створена автономна низькошвидкісна малогабаритна аеродинамічна труба, потік повітря в якій створювався системою вентиляторів на виході з труби. Поперечний переріз труби (каналу) становив  $350 \times 150$  мм<sup>2</sup>, довжина труби – 500 мм. Труба розміщувалася на лабораторному столі, що виявилось дуже зручним для її експлуатації в аудиторії кафедри (рис. 1).

Верхня і бічні стінки труби були виготовлені з плексигласу, а нижня – з текстоліту. Повітря в трубу надходило через вхідний конфузори, який забезпечував рівномірне поле швидкості.

Для дослідження тепловіддачі використовувалася альфа-калориметричний спосіб. Для цього на нижній стінці уздовж каналу були приклеєні три нагрівача з константової смужки перетином  $0,11 \times 10 \text{ мм}^2$ . Еластичний клей, що був використаний для цього запобігав викривленню смужок при нагріванні і наступному охолодженні. Нагрівачі були з'єднані послідовно і живилися постійним струмом. Центральний нагрівач використовувався для визначення коефіцієнта тепловіддачі, а бічні нагрівачі були бар'єрними для зменшення відтоку теплоти. На нижній поверхні центральної смужки прилеглої до стінки каналу були приварені 20 хромелькопелевих термопар і 4 термопари були встановлені на бар'єрних смужках. Всі термопари були ретельно таровані до монтажу і після монтажу робочої ділянки.

Чималу складність представляло вимір низької швидкості повітря аеродинамічним способом, оскільки нахилений спиртовий манометр показував не більше 10 поділок шкали. Це дозволяло зробити всього лише оцінку швидкості. Для точного визначення швидкості проводилася відео зйомка польоту частинок паперу з подальшою розкадровкою відеоролика. Максимальне значення швидкості 4 м/с. Температура навколишнього повітря під час проведення дослідів складала  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Довжина смужки нагрівача становила 0,47 м. Всі три нагрівачі були з'єднані послідовно і живилися постійним струмом. В досліді, що описується струм становив 4,1 А, напруга 6,9 В, що визначало потужність нагрівачів, яка дорівнювала 28,29 Вт. Питоме об'ємне тепловиділення при цьому дорівнювало  $18239845 \text{ Вт/м}^3$ . Тепловіддаюча поверхня нагрівачів дорівнювала  $0,01551 \text{ м}^2$ . Тепловий потік від поверхні нагрівачів в повітря дорівнював би  $q = 1823,985 \text{ Вт/м}^2$ , якби вся теплота відводилася конвекцією.

ЕРС термопар вимірювалася двічі при прямому і зворотному напрямку струму, а потім використовувалося середнє значення ЕРС для розшифрування значення температури. Це виключало вплив крокового падіння напруги на корольці термопар.

Температура повітря вимірювалася за допомогою тих же термопар, встановлених на нагрівачі, на робочому режимі роботи установки, але без подачі електричного струму в ланцюг нагрівачів. Такий прийом дозволив вимірювати власну температуру повітря, тобто враховувати аеродинамічний підігрів повітря в пограничному шарі. Потім включався електричний обігрів, і протягом декількох годин відбувався вихід на стаціонарний тепловий режим. Температура нагрівачів вимірювалася в тих же точках, що і температура повітря.

### Визначення витоків теплоти і розрахунок коефіцієнта тепловіддачі

Будемо вважати в першому наближенні, що втрати теплоти обумовлені тільки перетіканням теплоти уздовж смужки нагрівача і променистим (радіаційним) теплообміном. Зазвичай саме так вважалося при проведенні аналогічних експериментів в минулому. Таким чином, передбачалося, що виток теплоти в тіло пластини, на якій були встановлені нагрівачі, малі. Тоді тепловий баланс смужки нагрівача визначається відповідно до рівняння

$$\lambda \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} f - \alpha \vartheta s + q_v f - q_r s = 0, \quad (1)$$

де  $s$  – ширина нагрівача;  $\lambda$  – теплопровідність константана ( $22 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ );  $\alpha$  – локальний коефіцієнт тепловіддачі;  $f$  – площа поперечного перерізу нагрівача;  $q_v$  – питоме об'ємне тепловиділення;  $q_r$  – питомий радіаційний тепловий потік;  $\vartheta$  – надлишкова температура смужки нагрівача по відношенню до температури повітря. Звідки коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$\alpha = \left( \lambda \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} \delta + q_v \delta - q_r \right) / \vartheta, \quad (2)$$

де  $\delta$  – товщина смужки константана.

Безпосередній розрахунок другої похідної по експериментальним значенням надлишкової температури призводить до великих похибок. Тому доцільно було попередньо апроксимувати надлишкову температуру логарифмічною залежністю (рис. 2)

$$\vartheta = 8,4066 \ln(x) + 54,058. \quad (3)$$

Звідси друга похідна від надлишкової температури була визначена у вигляді

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} = -\frac{8,4066}{x}, \quad (4)$$

Променистий або радіаційний тепловий потік для даної системи точно визначити важко. Тому зробимо його оцінку в припущенні, що площа нагрівачів значно менше площі поверхні бічної і верхньої стінок каналу робочої ділянки. Таким чином, дана система зводилася до випадку, коли всередині оболонки знаходиться джерело теплоти. Тоді

$$q_r = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right]; \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_n} + \frac{F_n}{F_c} \left( \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)}, \quad (6)$$

де  $\varepsilon_n$ ,  $F_n$  – ступінь чорноти матеріалу і площа нагрівача;  $\varepsilon_c$ ,  $F_c$  – ступінь чорноти поверхні стінок

каналу і їх площа;  $C_0 = 5,5670 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ . Оскільки  $F_n \ll F_c$ , то  $\varepsilon = \varepsilon_n = 0,7$ .

Розрахунок експериментальних значень тепловіддачі по (1) з урахуванням витоків теплоти і без їх урахування показало максимальну відносну похибку в 15 %. Причому ця відмінність була зумовлена радіаційним теплообміном, в той час як перетікання теплоти уздовж нагрівача було дуже незначним.

Цей висновок виявився справедливим і в разі, якщо вважати, що перетікання теплоти відбувається не тільки по смужці константана, але і по тілу нижньої стінки.

### Верифікація результатів експерименту

Велика площа поперечного перерізу прямокутного каналу ( $350 \times 150 \text{ мм}^2$ ), плавний вхідний дифузор дозволяли припустити, що характер течії на нижній робочій стінці каналу носить той же характер, що і течія на плоскій пластині із загостреною кромкою. Невелика розбіжність початків гідродинамічного і теплового пограничного шарів, як показав подальший аналіз, виявлялася незначною при розрахунку тепловіддачі.

Відомо, що тепловіддача на пластині при ламінарній течії повітря визначається рівнянням [1]

$$\text{Nu}_{ж,х} = 0,33 \text{Re}_{ж,х}^{0,5} \text{Pr}_{ж,х}^{0,33} \varepsilon, \quad (7)$$

де  $\varepsilon = 1,36$  для умови постійності теплового потоку на стінці, тобто в даній конструкції з поздовжнім розташуванням нагрівачів.

Розрахунок тепловіддачі по (7) показав значно менші значення інтенсивності, ніж були отримані при обробці експериментальних даних (рис. 3). Цей результат викликав здивування, оскільки обробка даних була проведена за методикою, яка зазвичай використовувалася. Тоді було зроблено припущення, що в реальній конструкції має місце турбулізація пограничного шару. Проте, розрахунок тепловіддачі за рівнянням для турбулентного режиму, що охоплює всю пластину [1]

$$\text{Nu}_{ж,х} = 0,0296 \text{Re}_{ж,х}^{0,8} \text{Pr}_{ж,х}^{0,43} \quad (8)$$

не привів до збігу коефіцієнта тепловіддачі з експериментальними значеннями (рис. 3).

Аналогічний висновок був зроблений і в разі, якщо розглядати течію на нижній стінці як течію в трубі на її початковій ділянці:

$$\text{Nu}_{ж,х} = 0,33 \text{Re}_{ж,х}^{0,5} \text{Pr}_{ж,х}^{0,43} \left(\frac{x}{d}\right)^{0,1}. \quad (9)$$

Проведені порівняння свідчили про наявність значних неврахованих витоків теплоти. Було припущено, що витoki в тіло нижньої стінки, зробленої з текстоліту, виявляються такими, що преважують. Зазвичай такого роду витокami нехтували або враховували наближено величиною близько

4 % від загальної потужності нагрівачів. Низька теплопровідність текстоліту ( $0,261 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ) і наявність бар'єрних нагрівачів здавалося-б виправдовувало припущення про незначну величину витоків теплоти в поперечних напрямках, тобто в сторону бічних стінок каналу від нагрівачів. Раніше вважалося, що якщо температура бічних нагрівачів в подібних точках вздовж течії дорівнює температурі центрального нагрівача, то бічними потоками можна знехтувати. Для перевірки цього твердження були проведені досліди, в яких живлення нагрівачів було розділним, що дозволяло домагатися рівності їх температур в подібних точках. Однак і в цьому випадку дослідні значення тепловіддачі значно перевищували розрахункові по (7)–(9).

Стало очевидним, що необхідний більш повний аналіз теплового стану нижньої стінки спільно з нагрівачами. Для цього була створена 2D кінцево-елементна модель поперечного перерізу (рис. 4). Така модель не передбачала обліку перетікання теплоти уздовж каналу, малий вплив якого було доведено раніше. Розрахунок температурного стану моделі виконувався для ряду поперечних перерізів пластини вздовж каналу. По суті справи, вирішувалася зворотна задача теплопровідності, тобто підбиралось таке однакове по всій ширині каналу значення коефіцієнта тепловіддачі на даній відстані від входу, яке забезпечувало рівність розрахункових і експериментальних значень температур в місці розташування термометри, тобто в точці  $A$  (рис. 4).

В якості граничних умов в областях розташування нагрівачів було задано питоме об'ємне тепловиділення, що дорівнює  $q_v = 18239845 \text{ Вт}/\text{м}^3$ . На верхній поверхні стінки граничні умови третього роду, тобто температура повітря, що дорівнює  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ , і сумарне значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_r. \quad (10)$$

Тут перший доданок є конвективний коефіцієнт тепловіддачі відповідно до (7), а другий – радіаційна (промениста) компонента тепловіддачі. Наприклад, в перерізі  $x = 0,420 \text{ м}$  маємо  $\alpha = 8,17 + 0,96 = 9,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Розрахунок в перерізі  $x = 0,420 \text{ м}$  при цих умовах показав температуру  $62,8 \text{ }^\circ\text{C}$  в точці  $A$  проти  $57,5 \text{ }^\circ\text{C}$  в експерименті. Невелика різниця температур пояснювалася тим, що був не врахований тепловідвід з нижньої поверхні пластини. Однак, важко було спочатку припустити, що нижня стінка під нагрівачами матиме температуру близьку температурі нагрівачів. Очевидно, що більш правильно було б її теплоізулювати, що і було зроблено в подальшому. Але слід врахувати, що в даній роботі обговорюється варіант робочої пластини без ізоляції.



Рис. 1 – Низькошвидкісна малогабаритна аеродинамічна труба

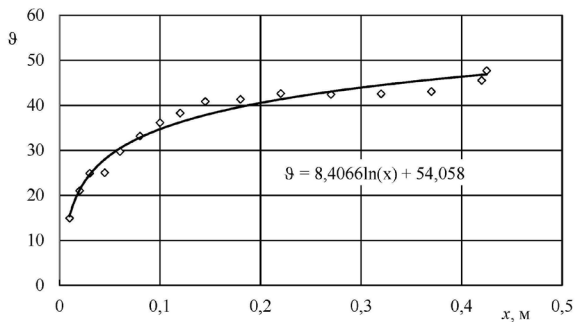


Рис. 2 – Апроксимація надлишкової температури нагрівача

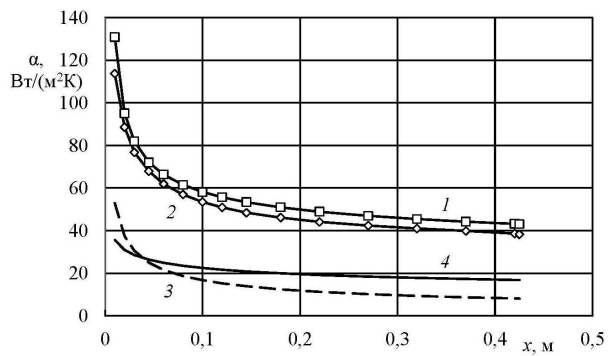


Рис. 3 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі вздовж нижньої стінки каналу:  
1 – без урахування витоків; 2 – з урахуванням витоків; розрахунки: 3 – ламінарний режим; 4 – турбулентний режим

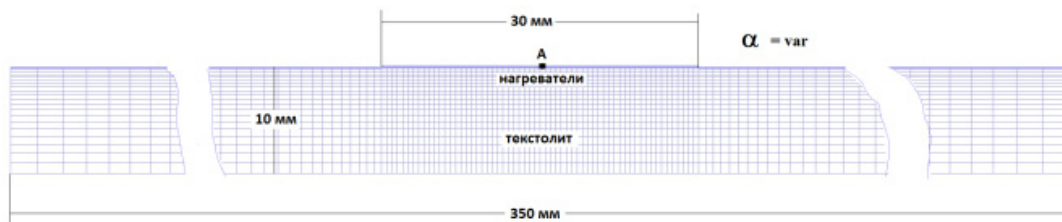


Рис. 4 – Кінцево-елементна модель поперечного перерізу нижньої стінки каналу з нагрівачами: точка А – місце розташування термопар

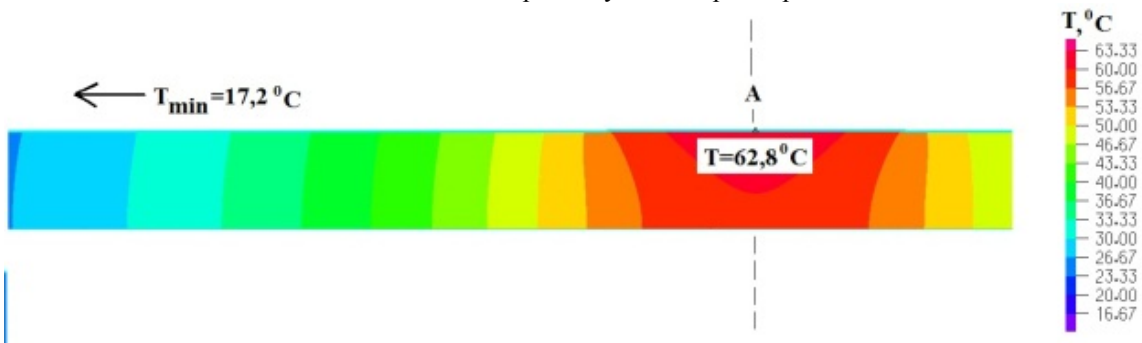


Рис. 5 – Температурне поле нижньої пластини в перерізі  $x = 0,420$  м

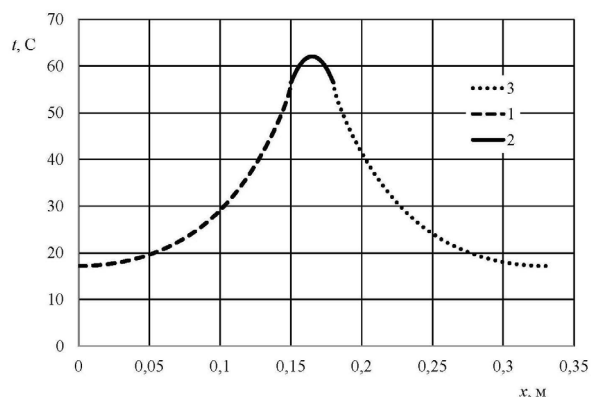


Рис. 6 – Зміна температури на поверхні пластини в перерізі  $x = 0,425$  мм:

1 – поверхні зліва від нагрівачів;  
2 – нагрівачі; 3 – поверхні справа від нагрівачів

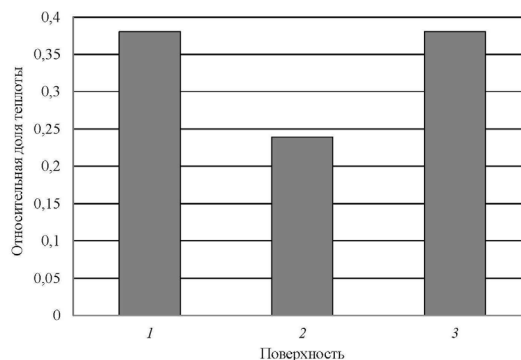


Рис. 7 – Відносна частка теплоти, що відводиться на відстані від входу  $x = 0,425$  мм:

1 – з поверхні пластини зліва; 2 – з поверхні нагрівачів; 3 – справа від нагрівачів

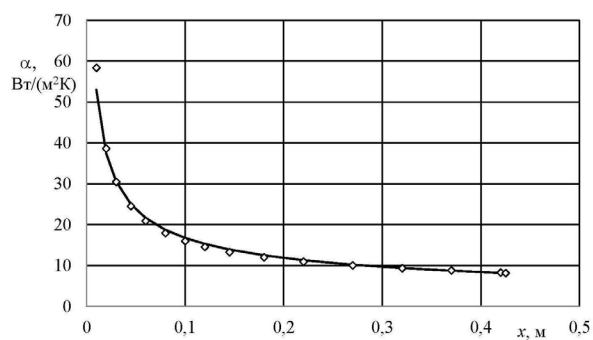


Рис. 8 – Зміна тепловіддачі на пластині: суцільна крива – розрахунок по (7); ромбики – експериментальні значення з урахуванням втрати теплоти від частини поверхні пластини, що не обігрівается

Аналіз теплового стану перерізу нижньої стінки (пластини) показує, що вона прогрівається практично повністю (рис. 5, 6). По краях пластини нагрівається до  $17,2$  °С, тобто навіть тут має місце теплообмін. У зв'язку з тим, що поверхня, що не зайнята нагрівачами значно більше, ніж під нагрівачами, то тепловідвід (витоки) значно більше конвективного теплового потоку з нагрівачів (рис. 7).

Це пояснює значні похибки в експериментальному визначенні коефіцієнта тепловіддачі в даному досліді. Щільність теплового потоку на центральному нагрівачі становить  $466$  Вт/м<sup>2</sup>, в той час як без урахування витоків вона б дорівнювала  $2006$  Вт/м<sup>2</sup>. Таким чином, для розрахунку сумарної тепловіддачі (конвективної і променевої) слід

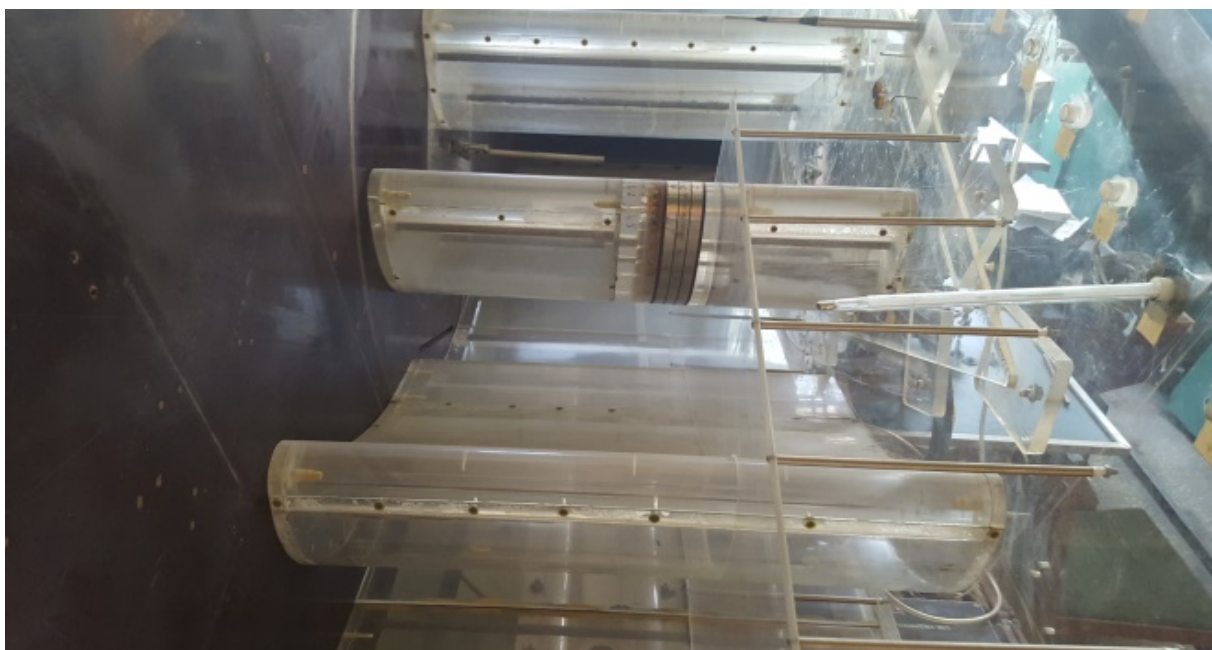


Рис. 9 – Робоча ділянка аеродинамічної труби – плоска решітка турбінних профілів

вести поправку на щільність теплового потоку, що дорівнює  $466/2006 = 0,23$ . Тоді тепловіддача в перерізі  $x = 0,425$  м замість величини 43,22 отримує значення  $10,04$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), що вже значно ближче до розрахунку за (7), (8).

Для більш коректної оцінки тепловіддачі оцінимо величину відтоку теплоти за рахунок природної конвекції з нижньої поверхні пластини. Зауважимо, що це лише оцінка, оскільки тепловіддача при природній конвекції сильно залежить від орієнтації стінки. В [2] запропоновано визначати тепловіддачу по залежності

$$\overline{Nu} = C(\text{Pr Gr})^n. \quad (11)$$

Причому для плити, яка звернена стороною що гріє вниз тепловіддача повинна бути зменшена на 30 % в порівнянні з (11).

Середня різниця температур стінки і повітря складала 24 °С, характерний розмір – ширина нижньої стінки 0,33 м. Для цих умов  $C = 0,54$ ,  $n = 0,25$  і середній коефіцієнт тепловіддачі дорівнював  $2,9$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Однак ця величина виявилася завищеною, оскільки (11) справедливо для природної конвекції в великому об'ємі. Реально установка розташовувалась на столі на ніжках висотою 0,02 м. Таким чином, це випадок теплопровідності в щілинах, в яких використовується еквівалентна теплопровідність повітря

$$\lambda_{\kappa} = \varepsilon \lambda. \quad (12)$$

Використовуючи дані Ейгенсона стосовно впливу природної конвекції на теплоперенос в щілинах і зазорах

$$\varepsilon_{\kappa} = 0,105(\text{Gr Pr})^{0,3}, 10^3 \leq \text{Gr Pr} \leq 10^6, \quad (13)$$

було отримано  $\varepsilon_{\kappa} = 0,86$  і знайдений приведений коефіцієнт тепловіддачі на нижній стінці, який дорівнює  $1,8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Температура в точці  $A$  з урахуванням відводу тепла від нижньої стінки в результаті чисельного моделювання виявилася рівною 58,01 °С, тобто практично збігається з експериментальним значенням.

Щільність теплового потоку на центральному нагрівачі склала 428 Вт/м<sup>2</sup>, і поправочний коефіцієнт виявився рівним  $428/2006 = 0,213$ . Тоді тепловіддача при  $x = 0,420$  м виявилася рівною  $9,22$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), тобто практично дорівнює сумарній тепловіддачі  $\alpha = 9,13$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Провівши аналогічні обчислення для  $x = 0,03$  м, був отриманий поправочний коефіцієнт, що дорівнює 0,396, а для  $x = 0,1$  м – 0,319.

Апроксимація зміни поправочного коефіцієнта вздовж течії була отримана у вигляді

$$k = 0,174x^{-0,235}. \quad (14)$$

Використовуючи (14) була введена поправка на фактично відведену теплоту конвективним шляхом і розрахований коефіцієнт тепловіддачі (рис. 8), який практично повністю співпав з коефі-

цієнтом тепловіддачі, визначеним за (7). Таким чином, було встановлено, що основні втрати теплоти пов'язані з конвективною тепловіддачею на поверхнях, що не обігріваються. Причому ці втрати значно більше тієї величини теплового потоку, яка раніше використовувалася для розрахунку величини тепловіддачі. Звідси випливає, що будь-яке експериментальне дослідження тепловіддачі за допомогою альфа-калориметрів має включати чисельний аналіз теплових потоків в тілі досліджуваної моделі. Це особливо актуально, якщо нагрівачі розташовуються уздовж течії і не покривають всю поверхню моделі. Якщо нагрівачі розташовуються поперек потоку, покриваючи всю поверхню моделі, і температура нагрівачів підтримується однаковою, що гарантує ізотермічні умови, то зазначені втрати практично зникають.

На кафедрі турбінобудування багато років тому була створена аеродинамічна труба, робочим ділянкою якої була плоска решітка турбінних профілів з хордою 0,5 м (рис. 9). Решітка складалася з однієї центральної лопатки і двох половинок лопаток (увігнутою і опуклою сторін). На поверхні центральної лопатки, а також на торцевих поверхнях, вивчався розвиток пограничного шару за допомогою термоанемометра. На поверхні центральної лопатки були приклеєні альфа-калориметри. Спосіб установки їх був такий же, як і в попередньому розглянутому випадку. Робочий (центральный) і бічні нагрівачі розташовувалися уздовж потоку. Поверхня лопатки була також препарована отворами для відбору статичного тиску і подальшого розрахунку швидкості обтікання. Лопатки були виконані з плексигласу товщиною 5 мм з теплопровідністю 0,2–0,3 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Тепловіддача на профілі лопатки визначалася в межах проведення лабораторної роботи. Метою цієї роботи було зіставлення результатів експериментів з тепловіддачею, знайденої інтегральним методом розрахунку теплового пограничного шару [3, 4]. Відповідно до цього методу тепловіддача на ламінарній ділянці визначається виразом

$$Nu_x = \frac{0,33 Re_x Pr^{0,5} \vartheta}{\left(\int_0^x \frac{w \vartheta}{\nu}\right)^{0,5}}, \quad (15)$$

де  $w$  – швидкість повітря на профілі зовні пограничного шару;  $\vartheta$  – надлишкова температура нагрівачів по відношенню до температури повітря;  $\nu$  – кінематична в'язкість,

$$Nu_x = \frac{\alpha x}{\lambda}, \quad Re_x = \frac{wx}{\nu}.$$

Епюра швидкості на увігнутій та опуклій поверхні профілю, нормована швидкістю на вході в міжлопатковий канал приведена на рис. 10.

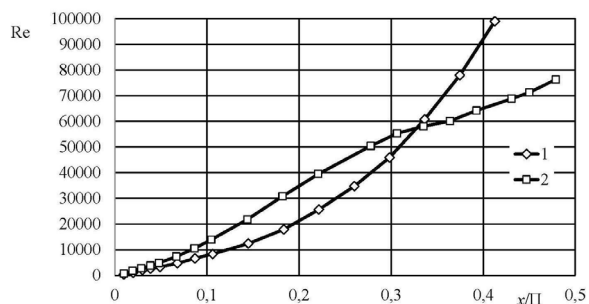


Рис. 10 – Зміна  $Re$  вздовж течії на профілі лопатки:  
1 – увігнута поверхня;  
2 – опукла поверхня

Швидкість повітря на вході в канал в досліді що розглядається дорівнювала 14,3 м/с. При цьому число Рейнольдса достигало на вихідній кромці  $Re = 7 \cdot 10^4$  зі сторони опуклої поверхні, а зі сторони увігнутої  $Re = 10^5$ . Зазвичай вважають, що перехід до турбулентної течії починається на пластині при  $5 \cdot 10^4 - 10^5$ . Однак течія на більшій частині опуклої поверхні і на всій увігнутій поверхні була прискореною, що стримувало перехід з ламінарного режиму течії в турбулентний. Звідси справедливо вважати, що пограничний шар на більшій частині профілю лопатки був ламінарний і розрахунок по (15) повинен бути справедливим.

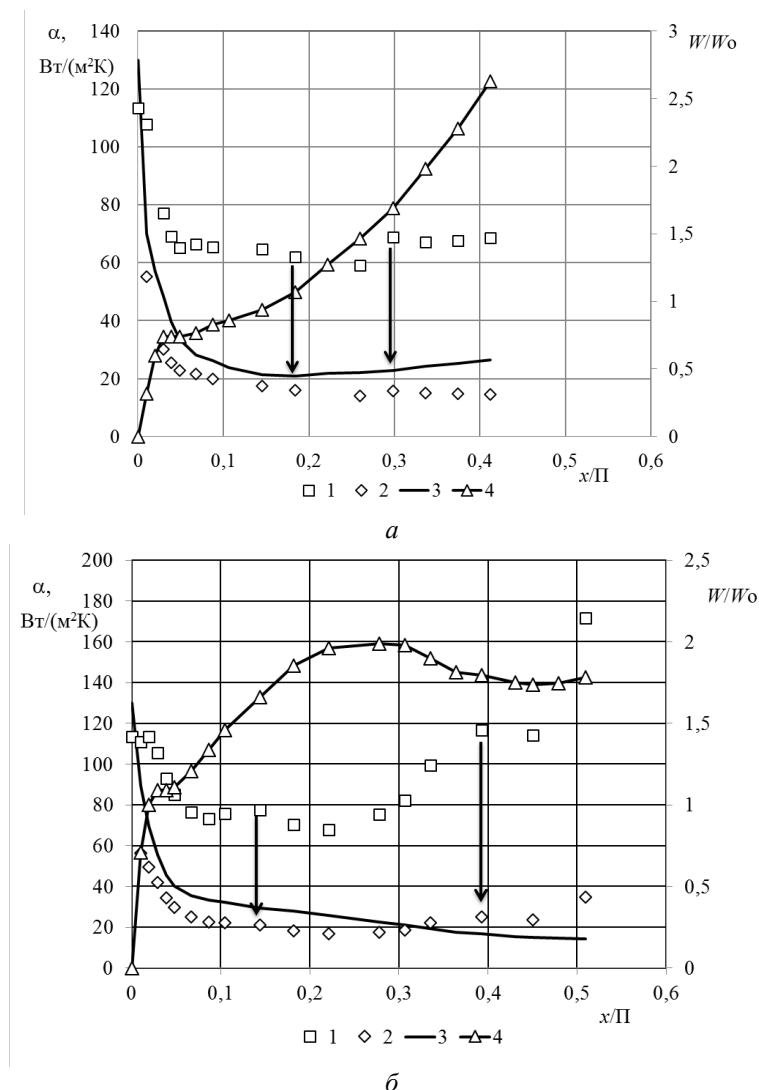


Рис. 11 – Тепловіддача великомасштабного профілю лопатки турбіни:  
а – увігнута поверхня; б – опукла поверхня; 1 – експериментальне значення тепловіддачі без урахування втрати теплоти на поверхні, що не обігривається; 2 – теж саме з урахуванням втрати теплоти по (13); 3 – лінія тренда значення тепловіддачі з урахуванням втрати теплоти по (13); 4 – швидкість вздовж течії, нормована швидкістю повітря на вході в міжлопатковий канал;  $x$  – відстань уздовж профілю від точки зустрічі потоку;  $\Pi$  – периметр профілю лопатки



Як і в попередньому експерименті на пластині, на початку тепловіддача була розрахована традиційним шляхом без урахування відведення теплоти з поверхні лопатки, що не обігрівається. Результати виявилось важко пояснити, оскільки експериментальний коефіцієнт тепловіддачі перевищував розрахункове значення по (15) в 3–4 рази. Відповідь на причину такої великої невідповідності була знайдена тільки через досить великий період часу при обробці експерименту на пластині. Стало очевидним, що не враховані основні витоки теплоти, що вимагало проведення чисельного аналізу температурного стану моделі лопатки. Такий аналіз проведений не був, але було зроблено припущення, що поправка (14) може бути використана і в даному випадку, оскільки теплопровідність плексигласу близька до теплопровідності текстоліту.

Використання поправки (14) виявилось дуже ефективним, оскільки привело практично до дуже близького збігу експериментальних і розрахункових значень тепловіддачі (рис. 11).

### Висновки

1 З метою набуття студентами навичок проведення теплофізичних експериментів представлений детальний аналіз досліджень тепловіддачі на пластині і на турбінній лопатці.

2 Визначено витоки теплоти від нагрівачів (альфа-калориметрів), які спотворюють результати визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

3 Встановлено, що основні витоки теплоти пов'язані з конвективним теплообміном на повер-

нях експериментальних моделей, що не обігріваються.

4 Представлений аналіз може бути використаний для уточнення раніше проведених експериментів.

5 Розташування смужок нагрівачів уздовж потоку тільки на частині поверхні моделі завжди призводить до втрат теплоти на її частинах, що не обігріваються.

6 Краще розташовувати нагрівачі впоперек потоку і підтримувати їх температуру однаковою.

### Список літератури

1. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. *Теплопередача*. Москва-Ленинград: Энергия, 1965. 424 с.
2. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. *Справочник по теплопередаче*. Москва-Ленинград: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
3. Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В. *Газовые турбины*. Киев: Вища школа, 1976. Т. 1. 296 с.
4. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. *Теплообмен в турбомашинях*. Ленинград: Машиностроение, 1974. 335 с.

### References (transliterated)

1. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. (1965), *Teplotperedacha* [Heat transfer], Energy, Moscow, Russia.
2. Kutateladze, S. S., Borishansky V. M. (1959), *Spravochnik po teplotperedache* [Handbook of heat transfer], Gosjenergoizdat, Moscow, Russian
3. Shneya, Y. I., Kapinos, V. M., Kotlyar, I. V. (1976), *Gazovye turbiny* [Gas turbines], Vyshcha shkola, Kiev, Ukraine.
4. Zysina-Molozhen L. M., Zysin L. V., Poljak M. P. (1974), *Teplotobmen v turbomashinah* [Heat transfer in turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, 335 p.

Поступила (received) 08.02.2020

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Тарасов Олександр Іванович (Tarasov Aleksandr Ivanovich, Tarasov Aleksandr)** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com.

**Литвиненко Оксана Олексіївна (Литвиненко Оксана Алексеевна, Lytvynenko Oksana)** – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

**Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Ирина Александровна, Myhaylova Irina)** – кандидат технічних наук, доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.

**Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana)** – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.