

УДК 536.24:541.11

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2019.4-2/05>**Халатов А.А.**

Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України

Коваленко Г.В.

Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України

Мулярчук М.А.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Степанюк О.Ю.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОГО ОБТІКАННЯ ПОВІТРЯМ ЦИЛІНДРА ЗІ СПІРАЛЬНОЮ КАНАВКОЮ

Для кругового циліндра критичне число Рейнольдса, при якому зменшується його гідравлічний опір, суттєво залежить від шорсткості його поверхні. У перехідній зоні швидкостей це явище може бути використане для раціонального проектування теплообмінників.

Метою роботи є комп'ютерне моделювання теплообміну та гідродинаміки при обтіканні повітрям кругового циліндра з гвинтовою канавкою прямокутного перерізу на його зовнішній поверхні.

Комп'ютерне моделювання гідродинаміки і теплообміну циліндра зі спіральною канавкою проводилося для чисел Рейнольдса $1400 \leq Re_D \leq 49000$. Приймались такі граничні умови: постійна швидкість потоку з температурою $22\text{ }^\circ\text{C}$ на вході в канал і атмосферний тиск на виході. На поверхні досліджуваного циліндра задавалися граничні умови першого роду – $t = 0\text{ }^\circ\text{C}$, на решті сторін каналу задавалися симетричні граничні умови. Кількість розрахункових елементів у моделі становила 11,5 млн. В результаті порівняння з експериментальними даними з'ясовано, що найкращу відповідність із ними показує модель турбулентності SSG, яка і була використана.

Для тестування моделі проводились розрахунки для обтікання гладкого циліндра при числах Рейнольдса $Re_D = 2921$ і $Re_D = 21912$.

Похибка у визначенні середнього коефіцієнта тепловіддачі порівняно із даними В.П. Ісаченко не перевищувала 17,9%.

За циліндром зі спіральною канавкою в кожному місці проходження канавки через перетин, розміщений перпендикулярно потоку і такий, що проходить через вісь циліндра, утворюється тонка вихрова «шпилька», по якій ковзають «муфтоподібні» вихори з діаметрами, меншими, ніж діаметр циліндра, що захоплюються потоком. Напрямок обертання сусідніх «муфтоподібних» вихорів зустрічний. Сумарна ширина утвореного вихрового сліду не перевищує 1,1 діаметра циліндра. Вихровий слід не суцільний. Протилежна направленість обертання «муфтоподібних» вихорів і їх шахове розташування забезпечують наявність у кормовій частині циліндра з канавкою більших швидкостей, ніж у разі обтікання гладкого циліндра.

Таким чином, наявність спіральної канавки на зовнішній поверхні циліндру дає змогу в деякому діапазоні розмірів її кроку керувати структурою потоку («нав'язувати» розмір вихорів у сліді за циліндром) і впливати на тепловіддачу в найбільш проблемній частині теплообмінної поверхні.

У разі використання циліндрів із канавками в пучках можливий взаємний вплив (у тому числі і негативний) на тепловіддачу сусідніх циліндрів при неконтрольованому розташуванні проходів канавок через щілини між циліндрами, особливо при малому поперечному кроці циліндрів у ряду. Це може спричинити додаткові вимоги у процесі монтування теплообмінників із використанням циліндрів із канавками.

Приріст тепловіддачі при застосуванні канавок на поверхні циліндрів перевищує збільшення площі тепловіддачі.

Загалом застосування циліндрів із канавками є перспективним напрямом інтенсифікації теплообміну.

Ключові слова: гідродинаміка, теплообмін, циліндр, спіральні канавки, комп'ютерне моделювання.

Постановка проблеми. Поперечне обтікання циліндрів – поширене явище в багатьох галузях техніки. Залежно від швидкості потоку воно може характеризуватись різними особливостями. Імпактне натікання в лобовій точці, утворення і розвиток примежового шару, його відрив і приєднання, поява вихорів із характерними для них розмірами і частотою – далеко не повний перелік особливостей, які впливають на поведінку і навіть довговічність конструкцій [1, с. 31]. Для кругового циліндра критичне число Рейнольдса, при якому зменшується його гідравлічний опір, суттєво залежить від шорсткості його поверхні [1, с. 618]. У перехідній зоні швидкостей цей аспект може бути використаний задля раціонального проектування теплообмінників різноманітного призначення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із перспективних типів великомасштабної шорсткості є заглиблення на поверхні, які не тільки збільшують площу теплообміну, інтенсифікують теплообмін, але в деякому діапазоні швидкостей зменшують гідравлічний опір теплообмінної поверхні [2, с. 12; 3, с. 550; 4, с. 21]. Окремим перспективним типом великомасштабної шорсткості є спіральна канавка на зовнішній поверхні циліндра. У цьому випадку також відбувається інтенсифікація теплообміну при зменшених втратах тиску [5, с. 63].

Постановка завдання. Метою роботи є комп'ютерне моделювання теплообміну та гідродинаміки у процесі обтікання повітрям гладкого кругового циліндра і циліндра зі спіральною канавкою прямокутного перерізу на його зовнішній поверхні (глибина канавки – 1,8 мм, ширина канавки – 3 мм, крок спіралі – 40 мм). Метод дослідження – комп'ютерне моделювання.

Виклад основного матеріалу дослідження.
Обтікання гладкого циліндра. Розрахунки проводилися для чисел Рейнольдса $1400 \leq Re_D \leq 4,9 \cdot 10^4$. Приймались такі граничні умови: постійна швидкість потоку, що набігає, температура повітря 22°C на вході в канал і атмосферний тиск на виході, на поверхні досліджуваного циліндра задавалися граничні умови першого роду – $t = 0^\circ\text{C}$ (в досліді [5, с. 67] використовувався циліндр-калориметр із льодом, що тоне), на решті сторін каналу задавалися симетричні граничні умови.

Дискретизація розрахункової області здійснювалась у вбудованому редакторі сіток ANSYS Mesh. На поверхні стінки створювалися шари призматичних чарунок, які дають змогу більш якісно описувати процеси, що відбуваються у примежовому шарі і канавці, тим самим зменшують

похибку розрахунку. Основні параметри дискретизації розрахункової області: число шарів призматичних чарунок – 10, коефіцієнт переходу – 0,2 мм, фактор приросту призматичних шарів – 1,05. Максимальний розмір чарунок у досліджуваній моделі становив 5 мм, кількість елементів у моделі становила 11,5 млн. Теплофізичні властивості повітря задавалися за допомогою емпіричних формул. Розрахунок припинявся за відсутності змін у п'ятому знаку основних параметрів між послідовними ітераціями.

У дослідженні тестувалися три моделі турбулентності: SST модель Ментера і моделі напружень Рейнольдса – SSG і LRR. У результаті тестування було з'ясовано, що модель турбулентності SSG показує найкращу відповідність експериментальним даним щодо теплообміну [6, с. 224].

На рис. 1 видно, що потік 1 гальмується біля лобової точки 3, але внаслідок імпактного натікання коефіцієнт тепловіддачі досить великий. Найбільші коефіцієнти тепловіддачі спостерігаються в місцях приєднання примежового шару, який попередньо відірвався. Розрахунок підтвердив, що за кормовою частиною циліндру знаходиться зона зворотних течій 5 зі зменшеними швидкостями. Вихори в задній частині циліндру відриваються і виходять у вільний простір. На рис. 2 показано розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по колу поперечного перерізу циліндра при числі Рейнольдса $Re_D = 2921$. Зони відриву закінчуються на кутовій відстані від лобової точки $\varphi = 74,7^\circ$.

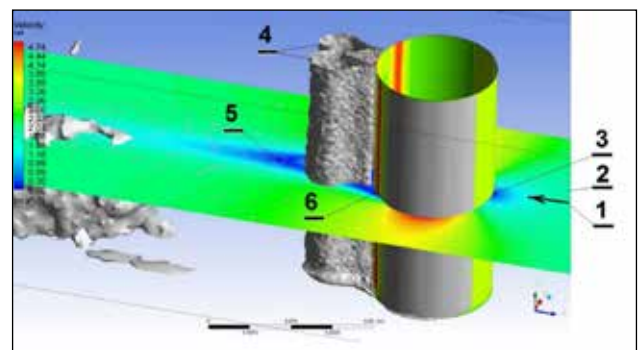


Рис. 1. Картина швидкостей і коефіцієнтів тепловіддачі біля гладкого одиночного циліндра (комп'ютерне моделювання) ($Re_D = 2921$): 1 – напрям течії; 2 – розрахункова площа для фіксації епюри швидкостей повітря; 3 – лобова точка; 4 – границі вихрових зон з однаковою завихренністю; 5 – зона зворотних течій; 6 – зони максимальної тепловіддачі

Помітно екстремум у місці імпактного натікання (в лобовій точці) і два бічних максимуми. У зв'язку з більшими швидкостями потоку середній

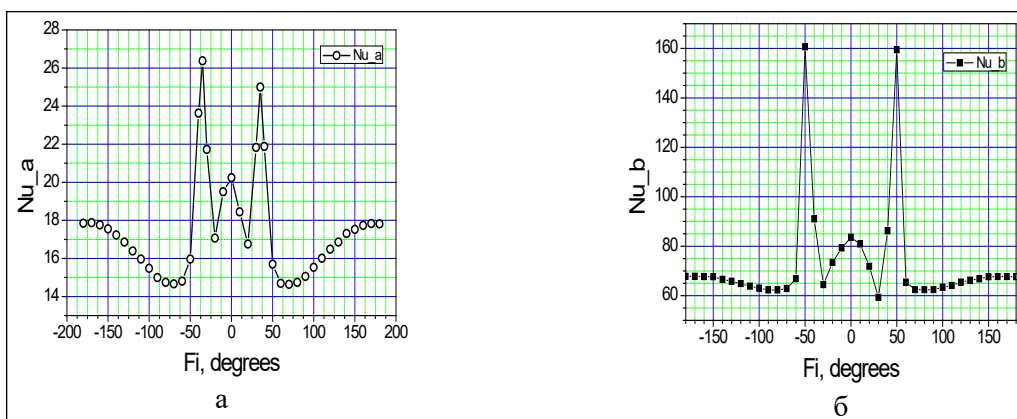


Рис. 2. Розподіл чисел Нусельта на зовнішній поверхні гладкого одиночного циліндра: а – $Re_D=2921$; б – $Re_D=21912$. Кут Γ_i відраховується від лобової точки

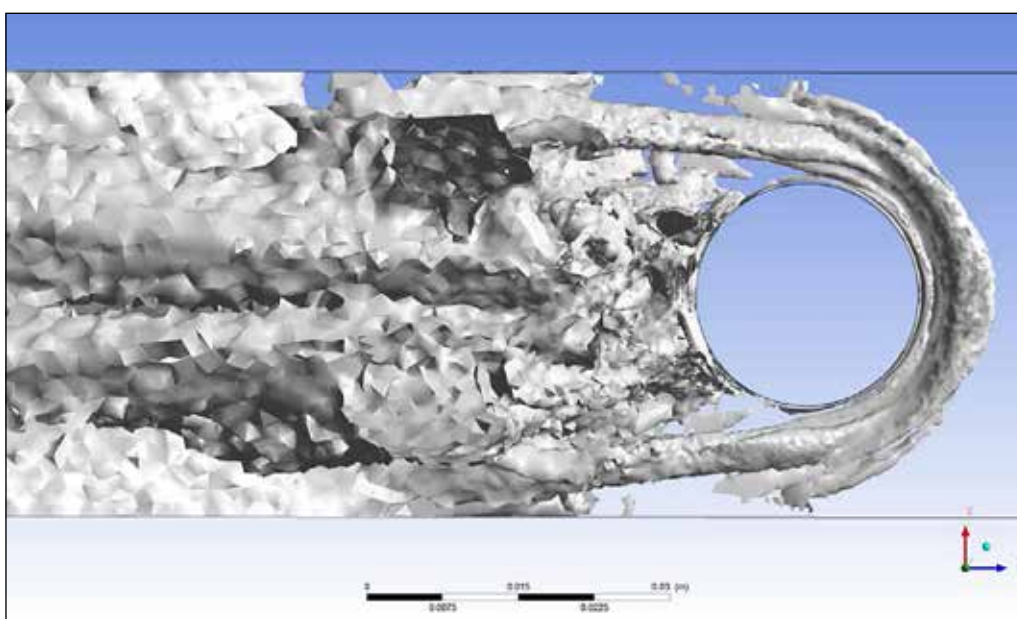


Рис. 3. Вихрові структури при обтіканні гладкого одиночного циліндра. $Re_D=21912$

коефіцієнт тепловіддачі при $Re_D=21912$ більший від свого аналога у разі $Re_D=2921$ в 5,27 рази.

Середній коефіцієнт тепловіддачі з похибкою, що не перевищує 17,9%, описується рівнянням з [6, с. 224]:

$$\overline{Nu}_D = 0,25 Re_D^{0,6} Pr^{0,38} (Pr/Pr_w)^{0,25}, \quad (1)$$

На рис. 3 показані вихрові структури при обтіканні гладкого одиночного циліндра при $Re_D=21912$. Область зворотних течій за циліндром має кутовий розмір 170 градусів. Довжина великих вихрових утворень становить 1,66 діаметра циліндра, а ширина (поперек потоку) – 1,32 діаметра циліндра. Ланцюжок вихрових утворень із віддаленням від циліндра збільшується в розмірах і виходить у вільний простір. Вихори за гладким циліндром розташовуються симетрично

щодо площини, що проходить через його вісь уздовж потоку. Числа Струхаля, відповідні діапазону чисел Рейнольдса $1000 < Re_D < 21000$, лежать в інтервалі $0,26 < Sh < 0,35$.

Обтікання циліндра зі спіральною канавкою. Якісно відмінне поле швидкостей можна спостерігати за циліндром зі спіральною канавкою (рис. 4). У кожному місці проходження канавки через перетин, розміщений перпендикулярно потоку і такий, що проходить через вісь циліндра (мідельний перетин), утворюється тонка вихрова «шпилька», по якій ковзають «муфтоподібні» вихори з діаметрами, меншими, ніж діаметр циліндра, що захоплюються потоком. Напрямок обертання сусідніх «муфтоподібних» вихорів зустрічний. Сумарна ширина (розмір поперек потоку) утвореного вихрового сліду не перевищує 1,1 діаметра циліндра. Вихровий слід не

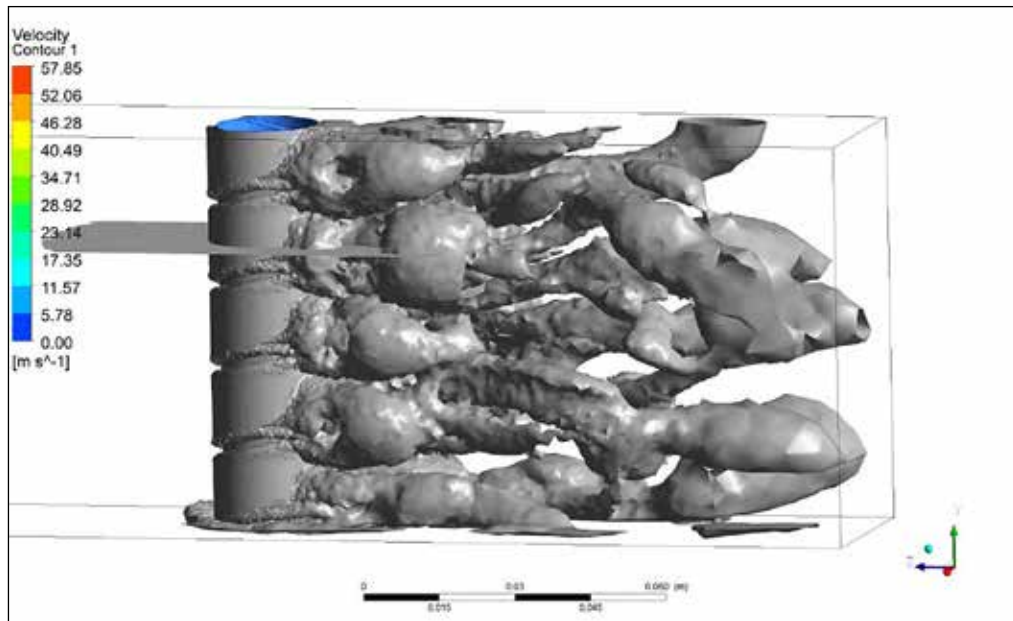


Рис. 4. Вихрові структури при обтіканні циліндра зі спіральною канавкою. $Re_D=21912$

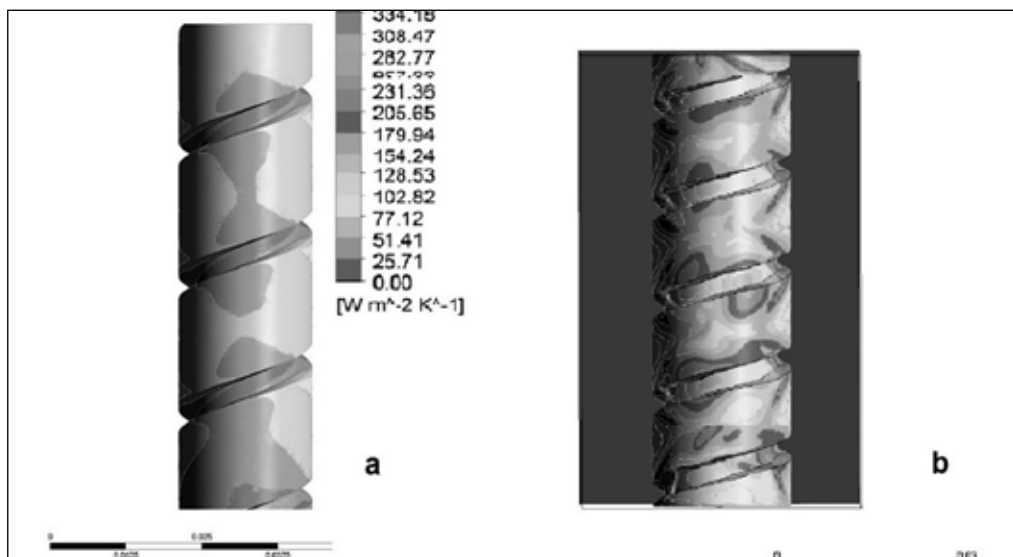


Рис. 5. Розподіл коефіцієнта тепловіддачі на стерновій частині циліндрів при різних кроках спіральної канавки. $Re_D=21912$. а – $S=20$ мм; б – $S=11$ мм

суцільний. Протилежна направленість обертання «муфтоподібних» вихорів і їх шахове розташування забезпечують наявність у стерновій частині циліндра з канавкою більших швидкостей, ніж у разі обтікання гладкого циліндра.

Розв’язання нестационарної задачі обтікання циліндра із спіральною канавкою дає змогу визначити періодичність сходу «муфтоподібних» вихорів. Числа Струхалія, визначені для діапазону швидкостей обтікання, відповідного числам Рейнольдса $1000 < Re_D < 10000$, лежать в інтервалі $0,26 < Sh < 0,456$.

Таким чином, наявність спіральної канавки на зовнішній поверхні циліндру дає змогу в деякому діапазоні розмірів її кроку керувати структурою потоку («нав’язувати» розмір вихорів у сліді за циліндром) і впливати на тепловіддачу в найбільш проблемній частині її поверхні.

На рис. 5 представлено розподіл коефіцієнта тепловіддачі на кормовій половині теплообмінної поверхні циліндрів при різних кроках спіральної канавки. Порівняно велика різниця між комп’ютерним моделюванням і експериментом [6, с. 224] пояснюється тим, що для її оцінки

використовувався лише один поперечний переріз циліндра, а з рис. 5 видно, що розподіл коефіцієнта тепловіддачі за висотою суттєво нерівномірний.

Борти канавки заважають розтіканню потоку, що набігає, чим забезпечують збільшення коефіцієнта тепловіддачі. Потік у канавці, обігнувши мідельний перетин циліндра, відчуває складний вплив основної течії, готової відірватися від поверхні, і зони розрідження на кормі. У результаті на кормову поверхню з канавки стікають два обертових вихрових струменя, що перехрещуються посередині ділянки кормової поверхні між сусідніми витками спіральної канавки. Ці струмені і служать основними інтенсифікаторами теплообміну. Максимуми тепловіддачі спостерігаються в канавці на кутовій відстані від лобової лінії, що дорівнює приблизно 130° , а також на сусідній нижче розташованій ділянці циліндричної поверхні.

Зменшення кроку канавки (рис. 5) приводить до зростання кількості зон місцевої інтенсифікації теплообміну і збільшення середнього коефіцієнту тепловіддачі. Розрахункове зменшення кроку канавки з 20 мм до 11 мм викликало зростання середнього коефіцієнту тепловіддачі на 32% при $Re_D = 15000$.

Висновки. Комп'ютерне моделювання циліндра зі спіральною канавкою ускладнюється необ-

хідністю вживати велику кількість дрібних розрахункових чарунок внаслідок малої ширини канавок, які вживаються на практиці.

Фізична структура поперечного обтікання циліндра з канавками показує причину виникнення поперечної складової частини швидкості, яка зменшує величину застійної зони за циліндром, появу додаткових частот коливання потоку і збільшення тепловіддачі.

Поява великомасштабних вихрових утворень у кормовій частині циліндра з канавками дає змогу прогнозувати виникнення додаткових частот у спектрі коливань потоку за циліндром.

Приріст тепловіддачі у процесі застосування канавок на поверхні циліндрів перевершує збільшення площі тепловіддачі.

У разі використання циліндрів зі спіральною канавкою в пучках можливий взаємний вплив (у тому числі і негативний) на тепловіддачу сусідніх циліндрів при неконтрольованому розташуванні проходів канавок через щілини між циліндрами, особливо при малому поперечному кроці циліндрів у ряду. Це може спричинити додаткові вимоги у процесі монтування теплообмінників із використанням циліндрів із канавками.

Загалом застосування циліндрів зі спіральною канавкою є перспективним напрямом інтенсифікації теплообміну.

Перелік умовних скорочень

D – діаметр циліндра;
 l – робоча довжина циліндра;
 p – тиск;
 T – температура;
 u, v, w – складники вектора швидкості потоку;
 f – частота;
 Fi – кутова координата від лобової точки;

Критерії:
 Eu – число Ейлера;
 Nu – число Нуссельта;
 Re – число Рейнольдса;
 Sh – число Струхалія;
Нижні індекси:
 – гладка поверхня;
 w – стінка;

Список літератури:

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Москва : «Наука», 1969, 742 с.
2. Kovalenko G.V., Khalatov A.A. Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space. GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16–19 2003, Atlanta, Georgia, USA.
3. Коваленко Г.В. Обтекание цилиндров потоком газа при турбулизации пограничного слоя. *Научное обозрение*. 2014. № 8. С. 548–553.
4. Bo Zhou, Xikun Wang, Wei Guo, Wie Min Gho, Soon Keat Tan. Control of flow past a dimpled circular cylinder. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015. Singapore : Nanyang Technological University, 69, P. 19–26.
5. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж. Теплоотдача при поперечном обтекании воздухом однорядного пучка труб со спиральными канавками. *Инженерно-физический журнал*. 2018. Т. 91, № 1, январь-февраль. С. 60–68.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Москва : Энергия, 1975, 488 с.

Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Muliarchuk M.A., Stepaniuk O.Yu. COMPUTER SIMULATION OF CROSS-FLOWING THE CYLINDER WITH A SPIRAL GROVE BY AIR

For circular cylinder the critical Reynolds number, which reduces its hydraulic resistance, depends on the roughness of its surface significantly. In the transition zone of velocities this phenomenon can be used for the rational design of heat exchangers.

The purpose of this work is a computer simulation of heat transfer and fluid dynamics when flowing the circular cylinder with a spiral groove of a rectangular cross-section on its outer surface by air.

Computer simulation of fluid dynamics and heat transfer of a cylinder with a spiral groove was carried out for Reynolds numbers $1,400 \leq Re_D \leq 49,000$. The following boundary conditions were accepted: the constant flow velocity with a temperature of 22 °C at the entrance to the channel and the atmospheric pressure at the outlet. On the surface of the investigated cylinder boundary conditions of the first kind – $t = 0$ °C were set, on the other sides of the channel symmetric boundary conditions were set. The number of computation cells in the model was 11.5 million. As a result comparison with the experimental data, it was found that the best correspondence to them the SSG turbulence model that was used.

To test the model, calculations for flowing a smooth cylinder with Reynolds numbers $Re_D = 2,921$ and $Re_D = 21,912$ were made.

The error in determining of the average heat transfer coefficient in comparison with the data of Isachenko V.P. did not exceed 17.9%.

Behind the cylinder with a spiral groove, at each point of the passage of the groove through the intersection located perpendicular to the flow and that one passes through the axis of the cylinder a thin vortex “pin” is formed, on which “muff-like” vortices with diameters smaller than the cylinder diameter are slipping. The directions of rotation of the neighboring “muff-like” vortices are counter. The total width of the formed vortex wake does not exceed 1.1 diameters of the cylinder. The vortex wake is not continuous. The opposite direction of rotation of “muff-like” vortices and their chess location ensure the presence in a stern part of the cylinder with a groove higher velocities than in the case of the flowing a smooth cylinder.

Thus, the presence of a spiral groove on the outer surface of a cylinder allows in a certain range of dimensions of its step to control the structure of the flow (“to impose” the size of the vortices in the track behind the cylinder) and to affect the heat transfer in the most problematic part of the heat transfer surface.

With the use of cylinders with grooves in bundles, mutual influence (including the negative one) on the heat transfer of adjacent cylinders is possible at the uncontrolled arrangement of passageways of grooves through the cracks between the cylinders, especially at a small transverse step of the cylinders in a row. This may lead to additional requirements for mounting heat exchangers using cylinders with grooves.

Growth of heat transfer in the application of grooves on the surface of cylinders exceeds the increase in the area of heat transfer.

In general, the use of cylinders with grooves is a promising direction for the of heat transfer enhancement.

Key words: fluid dynamics, heat transfer, cylinder, spiral grooves, computer simulation.