

А.А. ВОЛНЕНКО, О.С. БАЛАБЕКОВ,

Д.К. ЖУМАДУЛЛАЕВ, А.А. ЕШАНКУЛОВ, Ж.Е. ХУСАНОВ

(Южно-Казахстанский государственный университет им. М. Ауэзова,

Южно-Казахстанский государственный педагогический институт, г. Шымкент)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ С ПОПЕРЕЧНО КОЛЬЦЕВЫМИ ВЫСТУПАМИ И ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ЯДРА ПОТОКА

Аннотация

Для проведения исследований создана экспериментальная установка, позволяющая изучить теплообмен и гидродинамику при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока. Результаты исследований показали, что с увеличением чисел Рейнольдса значения относительных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления растут. Для интенсификации теплоотдачи перспективной является область перехода, в которой наблюдаются наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов сопротивления. Однако рост коэффициентов теплоотдачи опережает рост коэффициентов сопротивления.

Ключевые слова: трубы, кольцевые турбулизаторы, сферические турбулизаторы, теплообмен, гидравлическое сопротивление, синфазный режим

Кілт сөздер: құбыр, сақиналы турбулизаторлар, шарлы турбулизаторлар, жылуалмасу, гидравликалық кедергі, синфазалық ағын.

Keywords: pipe, baffle ring, spherical baffle, heat transfer, flow resistance, common mode.

Основным критерием целесообразности применения поверхностей с повышенным конвективным теплообменом является их технологичность для данного конкретного типа оборудования и возможность уменьшения габаритов и материалоемкости при заданной тепловой мощности.

Если не применять специальных форм поверхности теплообмена, то увеличение степени турбулентности как потока в целом, так и локализованно приводит к повышению гидродинамического сопротивления в большей мере, чем к увеличению теплопереноса. Однако существуют возможности получать и обратные, т. е. наиболее эффективные для теплообменных аппаратов, результаты. Такие методы описаны в работах [1,2].

Целью проводимых исследований явилось изучение конвективного теплообмена и гидродинамических характеристик теплообменного аппарата с накатными трубами и турбулизатором ядра потока.

Для исследования интенсификации конвективного теплообмена и гидродинамических характеристик теплообменного аппарата с накатными трубами и турбулизатором ядра потока при переходном режиме течения однофазных жидкостей была создана экспериментальная установка, схема которой представлена на рисунке 1.

Исследуемый объект представляет собой теплообменник типа "труба в трубе" с автономной системой регулировки и измерения. Длина теплообменника 2300 мм, диаметр

наружной трубы 36×2 мм. Трубы с накаткой кольцевых каналов имели диаметр $20 \times 2,5$ мм. Относительная высота выступов трубы: $d/D=0,96$ и $0,875$. Турбулизатор ядра потока представлял собой проволочную струну с шарообразными утолщениями диаметром $0,6$ и 2 мм. Шаг между кольцевыми выступами 3 и 7 мм, что соответствовало шагам между шарообразными утолщениями $(4-5) t_{\text{яд}}/d_{\text{ш}}$.

В теплообменные теплоносители I и II двигались в противоположных направлениях. Участок гидродинамической стабилизации потока имел протяженность 400 мм. Наружные трубы рабочего участка вместе со стаканами образовывали входную и выходную камеры, в которых выравнивалось давление потока и обеспечивались одинаковые условия для входа в канал. Для избежания потерь в окружающую среду наружная труба была тщательно изолирована по всей длине асбестовым листом и стекловатой.

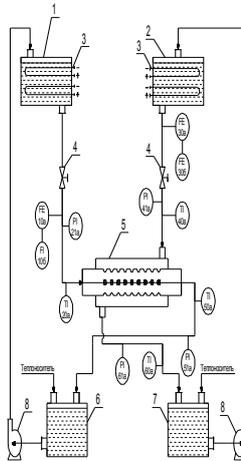
Экспериментальная установка работала следующим образом. Теплоноситель I, нагретый в напорной емкости 1 с помощью электронагревателей 3, поступал в трубу с накатанными кольцевыми канавками и турбулизатором ядра потока теплообменника 5. Пройдя теплообменник, теплоноситель I поступал в циркуляционную емкость 6, откуда насосом 8 вновь подавался в напорную емкость 1. Теплоноситель II из напорной емкости 2 поступал в кольцевое пространство теплообменника 5 и после прохождения рабочего участка поступал в циркуляционную емкость II-теплоносителя 7. Затем насосом 8 подавался в напорную емкость 2.

Данная установка позволяет изучать процессы охлаждения и нагревания. Поэтому каждая циркуляционная емкость 1 и 2 была снабжена электронагревателями 3 и штуцерами для подачи холодной воды.

Температура горячего теплоносителя автоматически поддерживалась с помощью электронагревателей 3 и электроконтактного термометра, отрегулированного на требуемую температуру.

Расход горячего теплоносителя контролировался U-образным манометром и диафрагмой и регулировался вентилем 4. Гидравлическое сопротивление рабочего участка определялось ртутным дифференциальным манометром. Начальная и конечная температура горячего теплоносителя определялась лабораторными ртутными термометрами типа ТЛ-4 со шкалой длины $0,1^\circ\text{C}$ и хромель-копелевыми термопарами соединенными с потенциометром КСП-4.

Расход холодного теплоносителя измерялся ротаметрами. Гидравлическое сопротивление измерялось U-образными манометрами. Начальная и конечная температура холодного теплоносителя определялись лабораторными ртутными термометрами с ценой деления $0,10^\circ\text{C}$ и хромель-копелевыми термопарами, соединенными с потенциометром КСП-4.



1-напорная емкость I-го теплоносителя; 2-напорная емкость II-го теплоносителя; 3-нагревательные элементы; 4-регулирующий вентиль; 5-теплообменник с накатанными трубами и турбулизатором ядра потока; 6-циркуляционная емкость I-го теплоносителя; 7-циркуляционная емкость II-го теплоносителя; 8-насос.

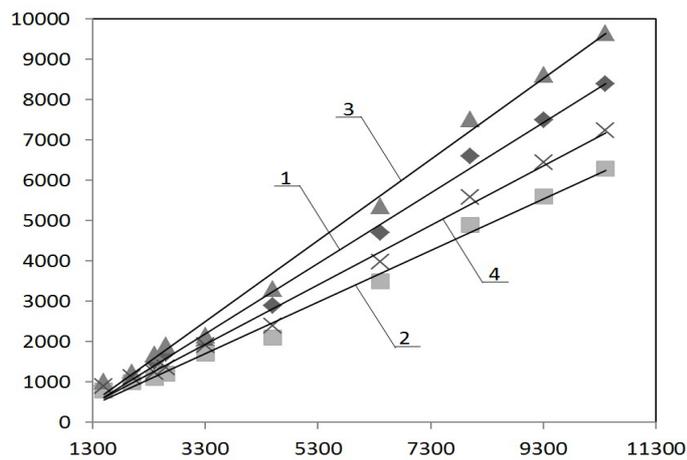
Рисунок 1 – Технологическая схема экспериментальной установки с теплообменником с накатанными трубами и турбулизатором ядра потока

Ниже представлены результаты исследований коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления теплоносителя в трубах с периодически расположенными кольцевыми диафрагмами и турбулизаторами ядра потока в области переходных чисел Рейнольдса.

Параметры в нагревателе изменялись в следующих пределах: температура стенки $t_c=29,1...50,8^\circ\text{C}$; температура воды на входе $t_{в'}=11,4...17,1^\circ\text{C}$ и выходе $t_{в''}=13,8...26,7^\circ\text{C}$.

На рисунке 2 представлены результаты зависимости коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса Re для накатанных труб и накатанных труб с турбулизаторами ядра потока. Из рисунка видно, что с увеличением чисел Рейнольдса коэффициенты теплоотдачи растут для всех исследуемых труб. Результаты экспериментов без турбулизаторов ядра потока показали хорошее совпадение с данными [3].

Коэффициент теплоотдачи, α

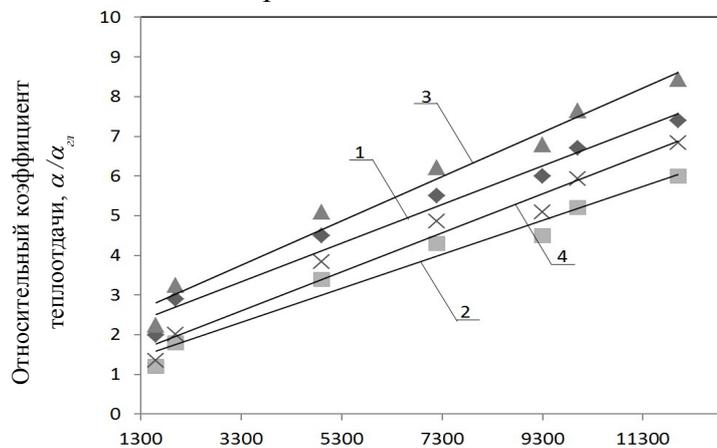


Число Рейнольдса, Re

1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{tu}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{tu}/d=0,04$.

Рисунок 2 – Коэффициент теплоотдачи для накатанных труб и накатанных труб с турбулизаторами ядра потока

Как видно из рисунка 3, где представлены зависимости эффекта интенсификации $\alpha/\alpha_{гл}$ от числа Re , для труб с диафрагмами и труб с накаткой и турбулизаторами с ростом Re увеличивается $\alpha/\alpha_{гл}$. Причем, рост эффекта интенсификации очевиден с ростом высоты диафрагмы и наличием турбулизаторов ядра потока (рисунок 3). Это обстоятельство свидетельствует о целесообразности турбулизации в области перехода более толстых пристеночных слоев потока и его ядра.



Число Рейнольдса, Re

1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{tu}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{tu}/d=0,04$.

Рисунок 3 - Зависимость эффекта интенсификации от числа Re

При высоких числах Рейнольдса течения капельной жидкости, наоборот, целесообразно применять турбулизаторы небольшой высоты [4].

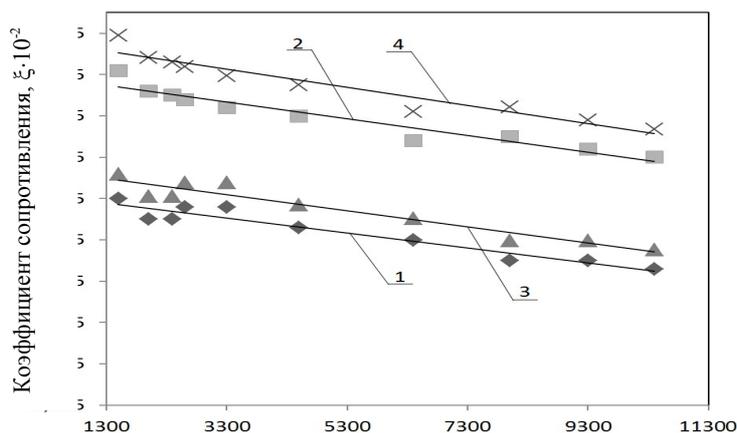
При низких числах Рейнольдса теплоотдача в гладкой трубе и трубах с различными параметрами диафрагм совпадает [3]. Это объясняется тем, что при низких скоростях

теплоносителя свободная конвекция в горизонтальных трубах велика и дополнительная искусственная турбулизация потока практически не оказывает влияния.

Следовательно, для интенсификации теплоотдачи перспективной является область перехода. Именно в ней были получены эффекты увеличения теплоотдачи в 3,5 раза [4,5], что существенно превышает возможные для капельных жидкостей эффекты в турбулентной области.

Рассмотрим влияние числа Re на коэффициент гидравлического сопротивления в трубах.

На рисунке 4 показаны зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса.

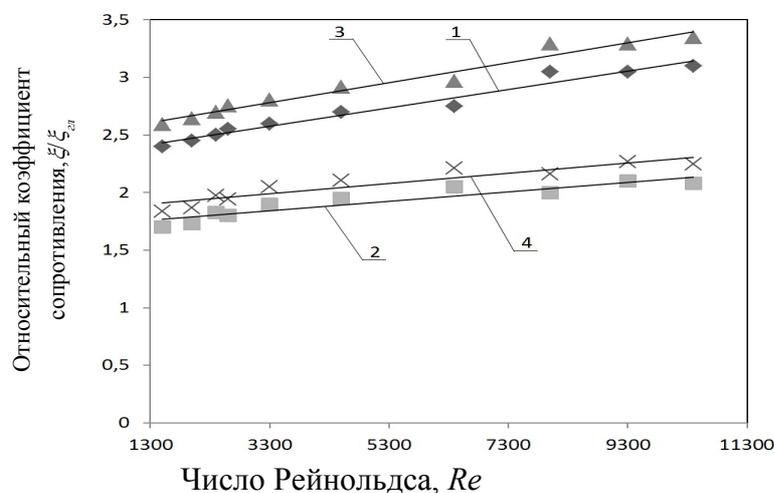


Число Рейнольдса, Re

1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_w/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_w/d=0,04$.

Рисунок 4 - Зависимость коэффициентов гидравлического сопротивления в накатанных трубах от числа Рейнольдса.

Из графика следует, что для всех накатанных труб с турбулизаторами ядра потока и без них коэффициент сопротивления падает с ростом Re , что благоприятно отражается на интенсификации.



1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_w/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_w/d=0,04$.

Рисунок 5 - Зависимость $\xi/\xi_{гл}$ от числа Рейнольдса

Аналогично коэффициенту теплоотдачи интенсивность роста коэффициента сопротивления при $Re > Re_{кр}$ в накатанных трубах и накатанных труб с турбулизатором ядра потока больше, чем в гладкой [3], и увеличивается по мере уменьшения d/D (рисунок 5). Максимальное увеличение коэффициента сопротивления в области перехода наблюдается для труб с диафрагмами $d/D=0,875$ и составляет $\xi/\xi_{гл}=3$ [3], при этом шаг расположения диафрагм составляет $t_n/h=10$, а шаг между сферическими турбулизаторами $t_{яд}/d_{ш}=4,7$.

Таким образом, для проведения исследований создана экспериментальная установка, позволяющая изучить теплообмен и гидродинамику при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока. Результаты исследований показали, что с увеличением чисел Рейнольдса значения относительных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления растут. Для интенсификации теплоотдачи перспективной является область перехода, в которой наблюдаются наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов сопротивления. Однако рост коэффициентов теплоотдачи опережает рост коэффициентов сопротивления.

ЛИТЕРАТУРА

1 *Калинин Э.К.* Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции /Э.К.Калинин[и др.]. // Диплом на научное открытие №242 СССР. - М.-1981.

2 *Калини Э.К.* Интенсификация теплообмена в каналах /Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, С.А.Ярхо;. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 208с.

3 *Ешанкулов А.А.* Гидродинамика и теплообмен при течении вязких теплоносителей в теплообменных аппаратах с накатанными трубами: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08: защищена 24.12.2009: утв. 26.03.2010 - Шымкент, 2009.-161с.

4 *Калинин Э.К.* Эффективные поверхности теплообмена /Э.К.Калинин[и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1998. -408с.

5 *Балабеков О.С.* Интенсификация процесса теплоотдачи в области переходного режима в трубах с кольцевыми диафрагмами / О.С.Балабеков[и др.]. //Вестник НАН РК. – 2009, – №5. – С.26-31.

REFERENCES

1 *Kalinin Je.K.* Zakonomernost' izmenenija teplootdachi na stenkah kanalov s diskretnoj turbulizaciej potoka pri vynuzhdennoj konvekcii /Je.K.Kalinin[i dr.]. // Diplom na nauchnoe otkrytie №242 SSSR. - M.-1981 (in Russ.).

2 *Kalinin Je.K.* Intensifikacija teploobmena v kanalah /Je.K.Kalinin, G.A.Drejcer, S.A.Jarho;. 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 208s (in Russ.).

3 *Eshankulov A.A.* Gidrodinamika i teploobmen pri techenii vjazkih teplonositelej v teploobmennyyh apparatah s nakatannymi trubami: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.17.08: zashhishhena 24.12.2009: utv. 26.03.2010 - Shymkent, 2009.-161s (in Russ.).

4 *Kalinin Je.K.* Jefferektivnye poverhnosti teploobmena /Je.K.Kalinin[i dr.]. – M.: Jenergoatomizdat, 1998. -408s (in Russ.).

5 *Balabekov O.S.* Intensifikacija processa teplootdachi v oblasti perehodnogo rezhima v trubah s kol'cevymi diafragmami / O.S.Balabekov[i dr.]. //Vestnik NAN RK. – 2009, – №5. – S.26-31(in Russ.).

Резюме

А.А. Волненко, О.С. Балабеков, Д.К. Жұмадуллаев, А.А. Ешанқұлов, Ж.Е. Хусано

(М.Ауэзов атындағы Оңтүстік Қазақстан мемлекеттік университеті;

Оңтүстік Қазақстан мемлекеттік педагогикалық институты, Шымкент қ.)

КӨЛДЕНЕҢ САҚИНАЛЫ КЕРТПЕШТІ ЖӘНЕ АҒЫН ӨЗЕГІНІҢ ТУРБЕЛЕНТКІШІ БАР ДӨҢГЕЛЕК ҚҰБЫРДАҒЫ ЖЫЛУАЛМАСТЫРҒЫШТЫҢ АҒЫСЫ КЕЗІНДЕГІ ЖЫЛУАЛМАСУ МЕН ГИДРОДИНАМИКАНЫ ЗЕРТТЕУ

Зерттеулерді жүргізу үшін көлденең шығыңқы сақиналар мен ағындық ядроны турбулиза-циялаушысы бар, дөңгелек құбырдағы жылутасымалдағышпен гидродинамикасын және жылуалмасуын анықтауға мүмкіндік беретін тәжірибелік қондырғы жасалды. Зерттеу барысында Рейнольдс санының өсуіне байланысты жылуберудің салыстырмалық коэффициенті және кедергісі өсетіндігі анықталды. Жылуберуді қарқындату үшін жылуберу мен кедергі коэффициенттерінің ең жоғарғы мәні байқалатын, «ауысу аймағын» қарастырған тиімді. Алайда жылуберу коэффициентінің ұлғаюы, кедергі коэффициентінің өсуіне қарағанда жылдамырақ.

Кілт сөздер: құбыр, сақиналы турбулизаторлар, шарлы турбулизаторлар, жылуалмасу, гидравликалық кедергі, синфазалық ағын.

Summary

A.A. Volnenko, O.S. Balabekov, D.K. Zhumadullaev, A.A. Eshankulov, Zh.E. Husanov

(South Kazakhstan State University named after m. Auezov;
South Kazakhstan State Pedagogical Institute, Shymkent)

THE INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS IN THE
COOLANT FLOW IN A CIRCULAR TUBE WITH A CROSS-CIRCULAR PROTRUSION
AND FLOW CORE OF TURBULATOR

To research an experiment setup allows to study the heat transfer and fluid dynamics in the flow of fluid in a circular tube with a circular cross-tabs and turbulence of the flow core. The results showed that with increasing Reynolds number values of the relative heat transfer coefficients and resistance increase. For the heat transfer enhancement is a promising area of transition, in which there are the greatest values of heat transfer coefficients and coefficients of resistance. However the growth is outstripping the growth of heat transfer coefficients of drag coefficients.

Keywords: pipe, baffle ring, spherical baffle, heat transfer, flow resistance, common mode.

Поступила 19.03.2013 г.