

NEWS

OF THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

SERIES CHEMISTRY AND TECHNOLOGY

ISSN 2224-5286

Volume 1, Number 415 (2016), 38 – 43

**HYDRAULIC RESISTANCE AND HEAT-EXCHANGE
WHEN MOVING COOLANT
IN TUBE BUNDLE OF REGULAR STRUCTURE**

O. S. Balabekov, D. Sarsenbekuly, A. A. Volnenko, D. K. Zhumadullayev

South-Kazakhstan State University named after Mukhtar Auezov, Shymkent, Kazakhstan.

E-mail: nii_mm@mail.ru

Keywords: tube bundle, coefficient of resistance, Nusselt number, Reynolds number, estimated dependencies.

Abstract. The purpose of this paper is to investigate the hydrodynamics and heat-exchange when moving coolant in the tube bundle of regular structure of the heat-and-mass exchange apparatus and obtaining estimated dependencies of hydraulic resistance and Nusselt numbers. Standard methods for measuring the difference of pressures and temperature before and after the tube bundle have been used for the studies.

As the result of the research, the dependency diagrams of hydraulic resistance and Nusselt numbers on Reynolds numbers have been obtained. The increase of hydraulic resistance is due to energy flow input for overcoming local resistance and friction resistance. The increase of Nusselt numbers happening along with the increase of Reynolds numbers is due to the increase of flow turbulence intensity and their decrease when increasing temperature happens due to reducing the viscosity of the coolant and increase of its thermal conductivity. The findings of the studies provided the basis for equation to estimate hydraulic resistance and Nusselt numbers.

The processes of absorption, dust trapping and contact heat-exchange are the area for application of the results.

УДК 66.02.071.7

**ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ
И ТЕПЛООБМЕН ПРИ ДВИЖЕНИИ ТЕПЛНОСИТЕЛЯ
В ТРУБНОМ ПУЧКЕ РЕГУЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ**

О. С. Балабеков, Д. Сарсенбекулы, А. А. Волненко, Д. К. Жумадуллаев

Южно-Казахстанский государственный университет им. М. Ауэзова, Шымкент, Казахстан

Ключевые слова: трубный пучок, коэффициент сопротивления, гидравлическое сопротивление, числа Нуссельта, числа Рейнольдса, расчетные зависимости.

Аннотация. Целью работы является исследование гидродинамики и теплообмена при движении теплоносителя в насадочном трубном пучке регулярной структуры тепломассообменного аппарата и получение расчетных зависимостей гидравлического сопротивления и чисел Нуссельта. Для проведения исследований использованы стандартные методы измерения разности давлений и температуры до и после трубного пучка.

В результате исследований получены графики зависимостей гидравлического сопротивления и чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса. Рост гидравлического сопротивления обусловлен затратами энергии потока на преодоление местных сопротивлений и сопротивлений на трение. Увеличение чисел Нуссельта с ростом чисел Рейнольдса происходит за счет роста интенсивности турбулентности потока, а их снижение с увеличением температуры происходит из-за снижения вязкости теплоносителя и роста его теплопроводности. Результаты проведенных исследований положены в основу уравнений для расчета гидравлического сопротивления и чисел Нуссельта.

Областью применения результатов являются процессы абсорбции, пылеулавливания и контактного теплообмена.

Аппараты с регулярной структурой насадочной зоны вследствие невысокой энергоемкости при высокой эффективности проводимых процессов находят широкое применение в процессах абсорбции, контактного теплообмена и пылеулавливания. Это достигается рациональным размещением контактных элементов вдоль и поперек движения сплошного и дисперсного потоков в зависимости от вида насадочных тел (шары, пластины, цилиндры и т.д.). Насадочные элементы под воздействием напора сплошного потока или импульсного воздействия дисперсной фазы (пленка, струя, капля жидкости) могут совершать различные движения: колебательные, пульсирующие, врачающиеся и вибрирующие. Нашло применение также жесткое крепление насадочных элементов при сохранении основного принципа – вихревого взаимодействия контактируемых потоков. Одной из разновидностей таких аппаратов является аппарат с трубным пучком, выполняющим в контактной зоне роль насадки [1].

Выполнение контактного устройства в виде пучка труб, расположенных поперек движению газожидкостного потока, дает дополнительные преимущества, так как в этом случае возможен подвод тепла непосредственно в зону контакта фаз или отвод из нее, что является обязательным условием эффективного проведения многих тепломассообменных процессов и хемосорбции.

Аппарат с регулярной трубчатой насадкой представлен на рисунке 1. Он включает корпус 1, штуцеры 2 и 3, соответственно для ввода и вывода газа, ороситель 4 для ввода свежей жидкости и патрубок 5 для слива отработанной жидкости. Трубная насадка состоит из труб 6, выходные концы которых снабжены коллекторами 7. Коллекторы 7 соединены послойно в шахматном порядке штуцерами 8. Для подачи теплоносителя в верхний слой трубного пучка служит патрубок 9, а для его слива патрубок 10.

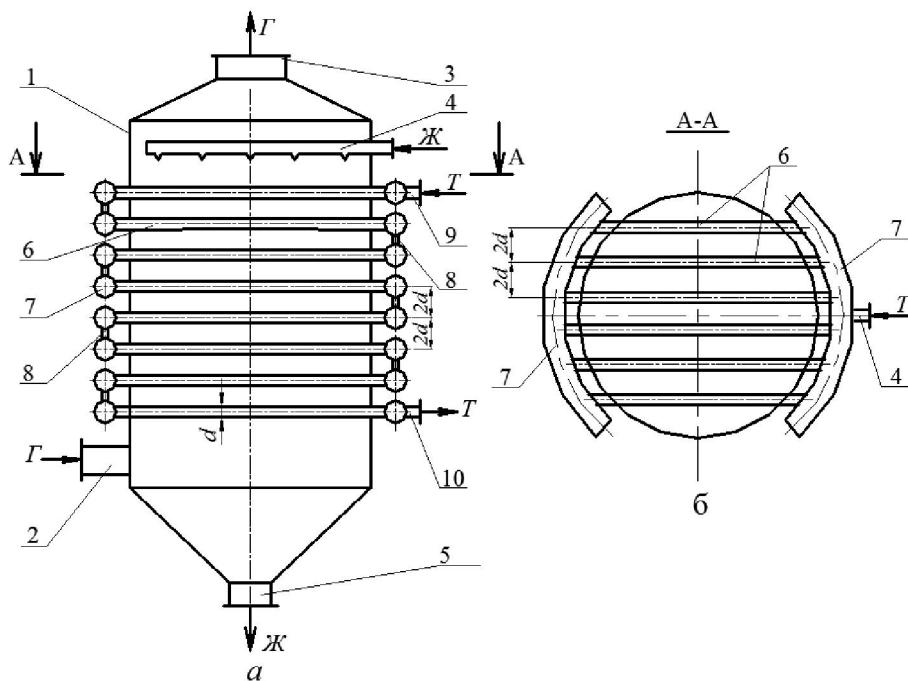


Рисунок 1 – Аппарат с трубной насадкой: 1 – корпус; 2 и 3 - штуцеры для ввода и вывода газа; 4 – ороситель; 5 – патрубок для слива отработанной жидкости; 6 – трубы; 7 – коллекторы; 8 – соединительные штуцеры; 9 – патрубок подачи теплоносителя; 10 - патрубок слива теплоносителя

При работе аппарата газовый поток, поступающий на очистку, подается через штуцер 2. Взаимодействие газа и жидкости, подаваемой через ороситель 4, происходит в противоточном режиме в объеме насадочной зоны, представляющей собой пучок труб 6, с шагами расположения в вертикальном и радиальном направлениях, равным 2 диаметрам трубы. Расположение труб с указанными шагами приводит к тому, что создается полупериодный режим одновременного вихреобразования (синфазный режим) взаимодействия вихрей, образующихся за трубами. Этот режим характеризуется совпадением времени образования вихрей за трубами и временем движения

образованных вихрей за цепочкой труб, расположенных по ходу движения газового потока. В момент подлета происходит взаимодействие подлетевших и завершивших цикл формирования вихрей за трубами. В результате такого взаимодействия суммарная мощность вихрей увеличивается, что позволяет совершить большую работу по дроблению орошающей жидкости и созданию высокоразвитой межфазной поверхности.

В трубном пучке движется теплоноситель, подача которого осуществляется по схеме патрубок 9 – коллектор 7 – трубы 6 – коллектор 7 – штуцер 8, далее нижерасположенные слои труб и вывод теплоносителя через патрубок 10.

Очищенный газовый поток выводится из аппарата через штуцер 3, а отработанная жидкость стекает через патрубок 5.

Для проведения исследований гидродинамики и параметров теплообмена был изготовлен трубный пучок, схема которого представлена на рисунке 2. На этом же рисунке обозначены места местных сопротивлений и сопротивления трения.

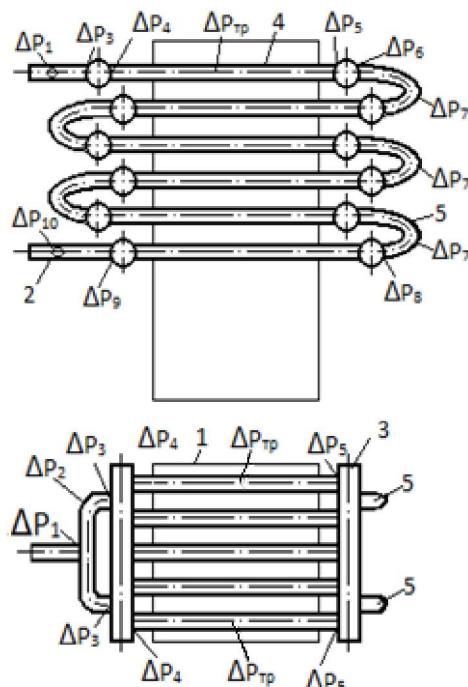


Рисунок 2 – К расчету гидравлического сопротивления трубного пучка:
1 – корпук; 2 – тройник; 3 – коллектор; 4 – трубы; 5 – отводы.

На рисунке 2: Δp_1 – потеря давления в тройнике, Па; Δp_2 – потеря давления в колене, Па; Δp_3 – потеря давления при выходе разделенного потока в коллектор, Па; Δp_4 – потеря давления при выходе потока из коллектора в трубы пучка, Па; Δp_{tp} – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па; Δp_5 – потеря давления при входе потока из труб в коллектор, Па; Δp_6 – потеря давления при выходе потока из коллектора в отводы, Па; Δp_7 – потеря давления при движении жидкости по отводам, Па; Δp_8 – потеря давления при входе потока из отводов в коллектор, Па; Δp_9 – потеря давления при входе потока из коллектора в трубы тройника, Па; Δp_{10} – потеря давления при входе потока из тройника в трубу, Па.

Результаты исследований гидравлического сопротивления трубного пучка ΔP от числа Рейнольдса Re_x представлены на рисунке 3.

Как видно из рисунка, движение жидкости в трубном пучке осуществляется в переходном режиме и режиме развитой турбулентности. Во всем диапазоне изменения чисел Рейнольдса наблюдается устойчивый рост гидравлического сопротивления. Это очевидно, так как с ростом скорости течения жидкости растут затраты энергии потока на преодоление местных сопротивлений и сопротивлений на трение.

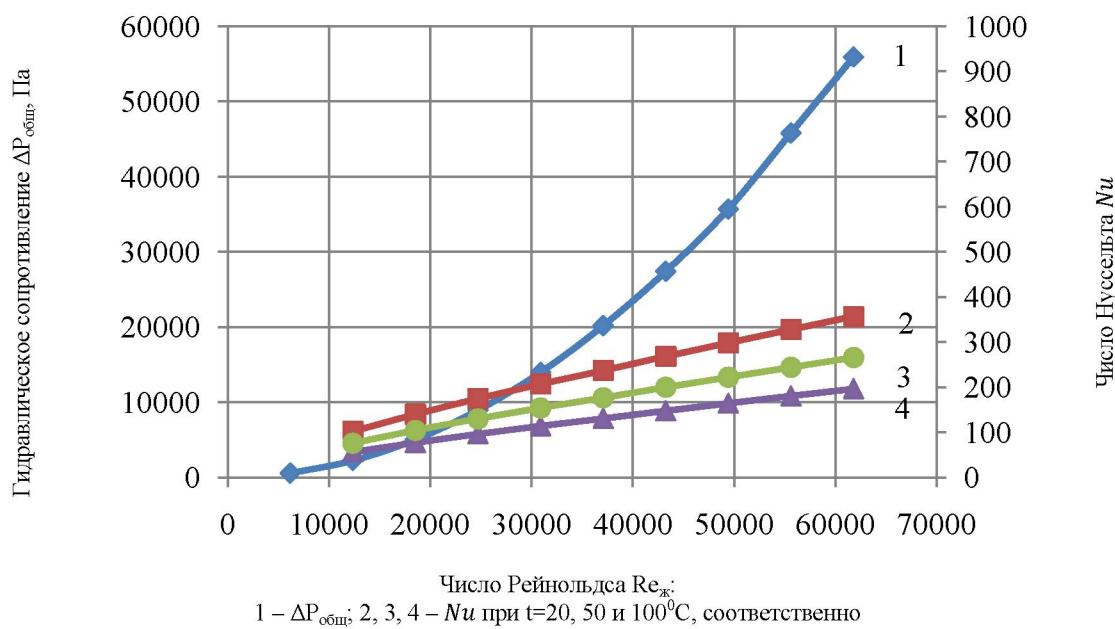


Рисунок 3 – Зависимость гидравлического сопротивления трубного пучка ΔP и чисел Нуссельта от числа Рейнольдса $Re_{\text{ж}}$

Для нашего случая движения теплоносителя (рисунок 2) гидравлическое сопротивление можно рассчитать по уравнению:

$$\Delta p = \Delta p_1 + (z - 2) \cdot \Delta p_2 + z \cdot (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_{mp} + \Delta p_6) + (z - 1) \cdot (\Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9) + \Delta p_{10} \quad (1)$$

Здесь z – число ходов в трубчатом пучке.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитывают соответственно по формуле:

$$\Delta p_i = \zeta_i \left(\frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \right) \quad (2)$$

где ζ_i – коэффициент местного сопротивления на рассматриваемом участке теплообменника; w_i – скорость жидкости в узком сечении рассматриваемого участка, м/с.

Потери давления на трение в трубах теплообменника:

$$\Delta p_{mp} = \lambda_{mp} \frac{l \cdot \rho \cdot w_{mp}}{d_e^2} \quad (3)$$

где λ_{mp} – коэффициент трения; l – длина трубы, м; d_e – внутренний диаметр трубы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; w_{mp} – скорость жидкости в трубах, рассчитываемая по площади свободного сечения одного хода, м/с.

Коэффициент трения λ_{mp} зависит как от режима течения потока, так и от шероховатости стенок труб или каналов.

При ламинарном режиме течения ($Re < 2300$):

$$\lambda_{mp} = 64/Re \quad (4)$$

При турбулентном режиме течения, когда коэффициент трения существенно зависит от шероховатости труб, величину λ_{mp} можно рассчитать по формуле:

$$\lambda_{mp} = 0,11 \left(\frac{10}{Re} + 1,16 \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (5)$$

Коэффициенты местного сопротивления на рассматриваемых участках движения теплоносителя в трубах определены экспериментально:

для тройника нами получено значение $\zeta_1 = 1,075$.

В работе [2] для расчета коэффициента сопротивления тройника предложено уравнение

$$\xi = 1 + k_1 (W_B/W_C)^2, \quad (6)$$

где $k_1=0,3$ – для сварных тройников; W_C и W_B – скорости движения теплоносителей в подводящем и расходящихся патрубках. При изменении обтекания W_B/W_C от 0 до 1 коэффициент сопротивления изменяется в пределах от 1 до 1,3 ($F_C = F_B$).

для колена $\zeta_2=0,98$.

В работе [3] для расчета коэффициента сопротивления колена предложено уравнение

$$\xi = 0,916 \sin^2 \beta / 2 + 2,047 \sin^4 \beta / 2, \quad (7)$$

где β – угол изгиба колена.

для входа в коллектор $\zeta_3=0,64$, входа в трубы пучка $\zeta_4=0,15$, входа из труб пучка в коллектор $\zeta_5=0,15$, входа потока из коллектора в отводы $\zeta_6=0,3$, входа потока из отводов в коллектор $\zeta_8=0,36$, входа потока из коллектора в трубы тройника $\zeta_9=0,3$. Для указанных случаев в работах [2, 4] дано уравнение для чисел $Re > 10^4$

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4}, \quad (8)$$

где F_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м²; F_1 – площадь большего поперечного сечения, м².

для отвода $\zeta_7=0,154$.

В работе [4] для расчета коэффициентов сопротивления отводов предложено уравнение

$$\xi = A \cdot B, \quad (9)$$

где значения А и В находятся из графиков, представленных в [3].

для выходного тройника $\zeta_{10}=0,6875$.

В работе [2] для расчета коэффициентов сопротивления выходного тройника предложено уравнение

$$\xi = A \left\{ 1 + \left(\frac{F_c}{F_{1B}} \right)^2 + 3 \left(\frac{F_c}{F_{1B}} \right)^2 \cdot \left[\left(\frac{Q_{1B}}{Q_c} \right)^2 - \left(\frac{Q_{1B}}{Q_c} \right) \right] \right\}. \quad (10)$$

Здесь значение коэффициента А зависит от площадей патрубков и расходов в них $A = f(F_c/F_{1B}; Q_{1B}/Q_c)$.

Механизм процесса теплоотдачи при течении жидкости в прямых гладких трубах является очень сложным. Интенсивность теплообмена может изменяться в широких пределах и в большей степени зависит от скорости движения потока. Изменение температуры жидкости происходит как по сечению, так и по длине трубы.

Характер движения жидкости в трубах может быть ламинарным, переходным и турбулентным. О режиме течения судят по величине числа Рейнольдса. При $Re = 2300$ – ламинарный режим; при $Re > 10^4$ – турбулентный режим; при $2300 < Re < 10^4$ переходный режим.

Как видно из рисунка 3 (кривые 2,3,4), значения чисел Нуссельта во всем диапазоне чисел Рейнольдса растут, тогда, как с увеличением температуры значения чисел Нуссельта снижаются. Это очевидно, так как с ростом скорости потока теплоносителя интенсивность турбулентности увеличивается и коэффициенты теплоотдачи также растут. С увеличением температуры происходит снижение вязкости теплоносителя и рост его теплопроводности, поэтому значения чисел Нуссельта снижаются.

В исследуемом нами диапазоне чисел Рейнольдса $Re > 10^4$ преимущественно наблюдается турбулентный режим [4,5], для которого получено уравнение:

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \quad (11)$$

В данном уравнении ε_l поправочный коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи отношение длины трубы к ее диаметру. Во многие критериальные уравнения конвективной теплоотдачи входит множитель $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$, учитывающий направление теплового потока и близкий к единице, когда температуры жидкости и стенки не сильно отличаются [5]. На рисунке 3 представлена расчетная кривая и точками обозначены результаты исследований.

Таким образом, для трубного пучка регулярной структуры, выполняющего роль насадки в тепломассообменном аппарате проведены исследования коэффициентов гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, на основе которых предложены уравнения для расчета гидравлического сопротивления и чисел Нуссельта.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Расчет и конструирование тепломассообменных и пылеулавливающих аппаратов с подвижной и регулярной насадкой /Балабеков О.С., Волненко А.А. – Шымкент, 2015. – 184с.
- [2] Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям /Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
- [3] Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики.-М.: 1961. - с.
- [4] Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии // Под ред. П.Г.Романкова. – Л.: Химия, 1981. – 560с.
- [5] Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи /И.В. Доманский, В.П. Исаков, Г.М. Островский и др.; Под общ.ред. В.Н.Соколова – Л.: Машиностроение, 1982. – 384с.

REFERENCES

- [1] Designing and construction of heat-mass-exchange and dust trapping apparatus with mobile and regular nozzle /Balabekov O.S., Volnenko A.A. – Shymkent, 2015. – p. 184
- [2] Idelchik I.Ye. Manual on hydraulic resistances /Edited by Shtenberg M.O. – Moscow: Mechanical engineering, 1992. – p. 672
- [3] Yablonskiy V.S. Brief course of hydraulics - Moscow: 1961. – p.
- [4] Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. Exercises and tasks of chemical technology processes and apparatus course // Edited by Romankov P.G. – Leningrad: Chemistry, 1981. – p. 560
- [5] Machinery and apparatus of chemical industries: Exercises and tasks /Domanskiy I.V., Isakov V.P., Ostrovskiy G.M. and others; under the general editorship of Sokolov V.N. – Leningrad: Engineering industry, 1982. – p. 384

ЖҮЙЕЛІ ҚҰРЫЛЫМДЫ ҚҰБЫРЛЫ ШОҒЫРДА ЖЫЛУ ТАСЫМАЛДАҒЫШТЫҢ ҚОЗҒАЛЫСЫ КЕЗІНДЕГІ ЖЫЛУАЛМАСУ МЕН ГИДРАВЛИКАЛЫҚ КЕДЕРГІ

О. С. Балабеков, Д. Сарсенбекұлы, А. А. Волненко, Д. К. Жумадуллаев

М. Әуезов атындағы Оңтүстік-Қазақстан мемлекеттік университеті, Шымкент, Қазақстан

Тірек сөздер: құбырлы шоғыр, кедергі коэффициенті, гидравликалық кедергі, Нуссельт саны, Рейнольдс саны, есептік тәуелділіктер.

Аннотация. Жұмыстың мақсаты жылумассаалмасу аппаратында жүйелі құрылымды жылу тасымалдағыштың құбырлы шоғыр саптамасындағы қозғалысы кезінде жылуалмасу мен гидродинамиканы зерттеу мен Нуссельт саны мен гидравликалық кедергінің есептік тәуелділіктерін алу болып табылады. Зерттеулерді жүргізу үшін құбырлы шоғырға дейінгі және кейінгі температура мен қысымның әр түрлілігін өлшеуден тұратын стандартты әдістер колданылды.

Зерттеу нәтижесінде Рейнольдс санынан Нуссельт саны мен гидравликалық кедергінің тәуелділік графиктері алынды. Гидравликалық кедергінің өсуі жергілікті кедергілер мен үйкеліс кедергілерден өтуіне жұмсалатын энергия ағындарымен түсіндіріледі. Рейнольдс санының өсуімен Нуссельт санының өсуі ағынның турбуленттілігінің қарқындылығы өсуі есебінен болады, ал олардың температуралың жогарлауы есебінен төмендеуі жылу тасымалдағыштың тұтқырлығының төмендеуі мен оның жылуөткізгіштігінің өсуімен болады. Жүргізілген зерттеулер нәтижелері Нуссельт саны мен гидравликалық кедергілерді есептеу үшін тәндеулердің негізіне алынды.

Нәтижелерді қолдану аясы абсорбции, шандастау және түйісуші жылуалмасу процесстері болып табылады.

Поступила 03.12.2015г.