

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОСВЯЗИ СТЕПЕНИ ТУРБУЛИЗАЦИИ ПОТОКА С КОЭФФИЦИЕНТОМ ТЕПЛОТДАЧИ

В статье рассмотрен физический процесс теплоотдачи при разных режимах движения жидкости. Приведены способы механической турбулизации потока для увеличения коэффициента теплоотдачи, встречающиеся на практике. Даны математические вычисления неравномерности распределения скоростей по сечению потока. Выведен коэффициент неравномерности скоростей по сечению для разных режимов движения жидкости.

Ключевые слова: коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоотдачи, число Рейнольдса, эпора скоростей, коэффициент Кориолиса.

G.A. Kruglov, V.V. Bakunin, M.V. Andreeva

THEORETICAL STUDIES OF THE INTERRELATION OF THE FLOW TURBULIZATION DEGREE WITH THE HEAT IRRADIATION COEFFICIENT

The physical process of the heat irradiation in various modes of liquid movement is considered in the article. The methods (that are met in practice) of the flow mechanical turbulization in order to increase the heat irradiation coefficient are presented. The mathematical calculations of the velocity distribution irregularity over the flow section are given. The velocity irregularity coefficient over the section for various modes of liquid movement is deduced in the article.

Key words: heat transfer coefficient, heat irradiation coefficient, Reynolds's number, velocity diagram, Coriolis's coefficient.

Введение. На начало 2014 года сельский жилищный фонд Российской Федерации на 64 % оснащен централизованным отоплением, на 52 % водопроводом и только на 28 % горячим водоснабжением [1]. Последний показатель может быть улучшен при использовании теплообменного аппарата, встроенного в систему отопления (использующего в качестве нагревающей среды теплоноситель подающего трубопровода системы). Данный способ получения горячей воды является экономичным по сравнению с распространенными на сегодняшний день нагревателями, требующими средств на оплату энергоресурсов [2]. Теплообменный аппарат, встроенный в систему отопления, должен быть по способу передачи тепла рекуперативным, а по конструкции кожухотрубным [2]. Эффективность теплообменника определяется коэффициентом теплопередачи.

Цель исследования. Увеличение коэффициента теплопередачи в водо-водяном теплообменнике при помощи турбулизации потока.

Для реализации цели были поставлены следующие задачи:

- раскрыть взаимосвязи коэффициента теплоотдачи со степенью турбулизации потока;
- исследовать математически влияние дополнительной турбулизации потока на коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубы;
- описать физический процесс теплоотдачи.

Методы исследования. Анализ литературных источников по теплотехнике и гидравлике, математические вычисления коэффициента Кориолиса, сравнение способов характеристики степени турбулизации потока по скорости потока (по числу Рейнольдса) и при внесении в поток устройства, усредняющего скорости по сечению при том же числе Рейнольдса.

Коэффициент теплопередачи в водо-водяном теплообменнике «труба в трубе» в основном зависит от коэффициента теплоотдачи α_r от греющего теплоносителя к стенке трубы. Физический процесс теплоотдачи состоит в следующем. При ламинарном режиме движения жидкости, то есть

при числе Рейнольдса $Re < 2320$, эпюра скоростей имеет параболическую форму. Эпюра температуры имеет аналогичную форму [3]. В этом случае температура, имеющая максимальное значение в центре трубы, распространяется к стенкам за счет теплопроводности, и у стенки имеется минимальное значение. Эпюра турбулентного режима движения ($Re > 4000$) имеет форму усеченной параболы. Однако у стенки трубы имеет место тонкий подстилающий ламинарный слой, через который тепло к стенке также распространяется за счет теплопроводности. Поэтому для увеличения коэффициента теплоотдачи необходимо разрушить этот подстилающий ламинарный слой и получить эпюру температуры в виде прямоугольника (рис. 1).

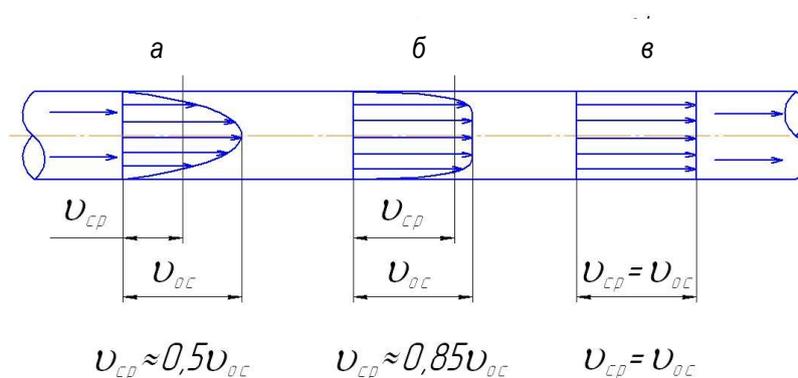


Рис. 1. Эпюры температур по сечению трубопровода: а – ламинарное движение; б – турбулентное движение; в – искомое движение для максимальной теплоотдачи

В этом случае можно ожидать, что в формуле теплопередачи термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубы можно исключить. Тепловой поток определяется

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \text{ Вт,}$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $k = \frac{1}{R_{\alpha g} + R_{\lambda} + R_{\alpha n}}$;

$R_{\alpha g}$ – термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к внутренней поверхности стенки трубы, $(\text{м}\cdot\text{К})/\text{Вт}$;

R_{λ} – термическое сопротивление стенки трубы, $(\text{м}\cdot\text{К})/\text{Вт}$;

$R_{\alpha n}$ – термическое сопротивление теплоотдачи от наружной поверхности стенки трубы к нагреваемому теплоносителю, $(\text{м}\cdot\text{К})/\text{Вт}$;

F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

Δt – разница температур между греющим и нагреваемым теплоносителями, $^{\circ}\text{К}$.

Коэффициент теплоотдачи α_f функционально связан с критерием Нуссельта Nu

$$\alpha_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{d},$$

где Nu – число Нуссельта;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

d – диаметр трубы, м.

Критерий Нуссельта, в свою очередь, связан с числом Рейнольдса (рис. 2) [3]. Характер кривых свидетельствует, что с увеличением числа Рейнольдса Re увеличивается критерий Нуссельта Nu , а значит, и коэффициент теплоотдачи α_f .

При ламинарном движении, когда теплоотдача от греющего теплоносителя к стенке определяется теплопроводностью, критерий Нуссельта имеет минимальное значение. С увеличением скорости при турбулентном режиме ($Re > 4 \cdot 10^3$) критерий Нуссельта возрастает более интенсивно, а значит, возрастает и коэффициент α . Это свидетельствует об уменьшении подстилающего ламинарного слоя, причем критерий Нуссельта увеличивается по логарифмической кривой.

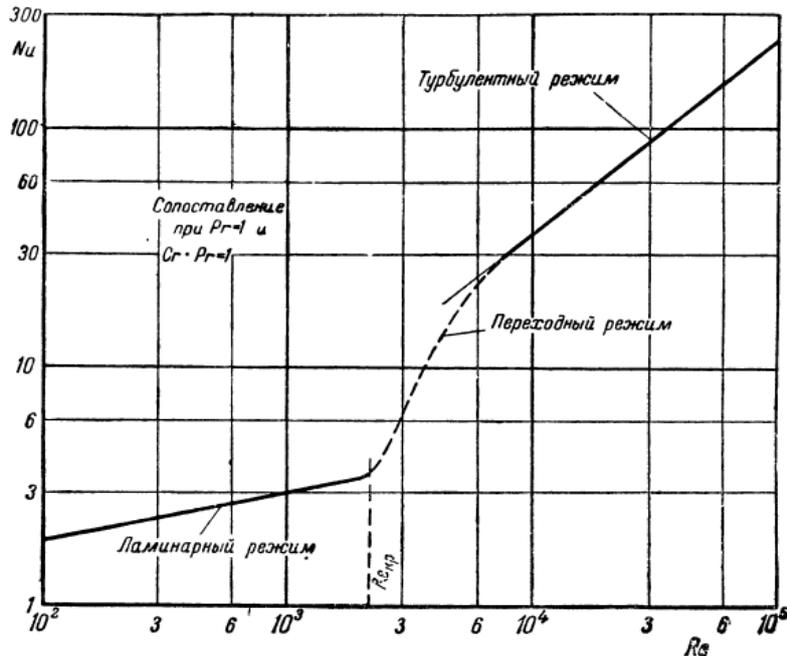


Рис. 2. Взаимосвязь критерия Нуссельта с числом Рейнольдса при $Pr = 1$ и $Gr \cdot Pr = 1$

При проектировании теплообменников мы ограничены скоростью движения теплоносителя в трубах отопления, в которые может быть вмонтирован теплообменник. Эта скорость находится в пределах 1,0–1,5 м/с, а в теплообменнике, трубопровод которого может быть большего диаметра, скорость будет в пределах 0,4–0,6 м/с. Число Рейнольдса в этом случае будет в пределах $(1,0–1,5) \cdot 10^4$, эпюра температур будет в виде усеченной параболы. Для перевода формы эпюры температур из усеченной параболы в прямоугольную (рис. 1, б, в) необходимо разрушить подстилающий ламинарный слой.

На практике встречаются устройства, решающие эту задачу механическим способом. Если гладкую трубку с греющим теплоносителем изогнуть в виде спирали, коэффициент теплоотдачи $\alpha_{из}$ увеличивается на коэффициент α_R [3], то есть

$$\alpha_{из} = \alpha_R \cdot \alpha_{прям},$$

где $\alpha_{из}$ – коэффициент теплоотдачи изогнутой трубки, Вт/(м²·К);

α_R – поправочный коэффициент, $\alpha_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$;

R – радиус змеевика, м;

d – диаметр трубы, м;

$\alpha_{прям}$ – коэффициент теплоотдачи прямой трубы.

В дымогарных трубах парового котла Д721-А для увеличения теплоотдачи установлены изогнутые в виде винтовой поверхности полоски металла. Подобные «турбулизаторы» устанавливаются в трубках радиаторов современных автомобилей. Эти устройства позволяют до 1,5 раза увеличить теплоотдачу от греющего теплоносителя к стенке трубы. Также увеличивается коэффициент теплоотдачи, если на трубках выполнить зиги (рис. 3) [4].

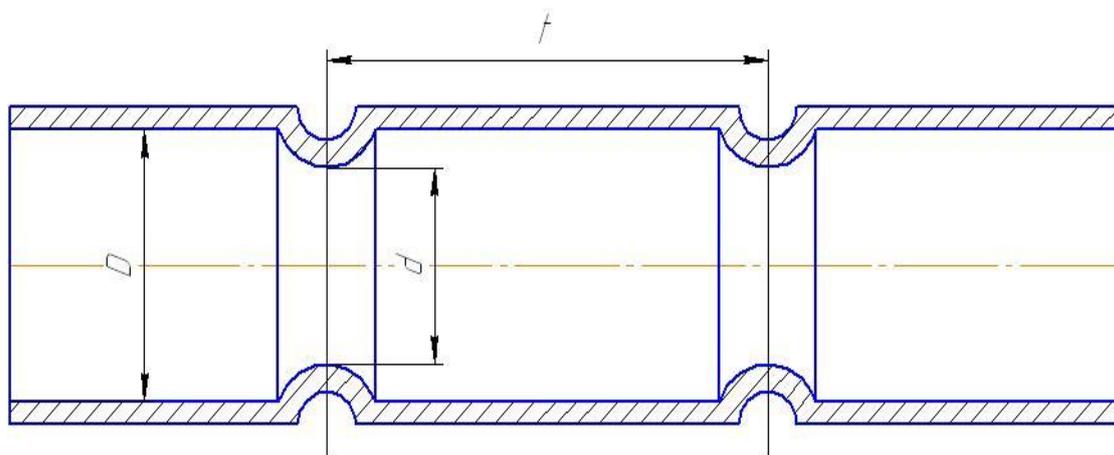


Рис. 3. Продольный разрез трубы с зигами на наружной стороне и плавно очерченными выступами внутри

В рассмотренных случаях дополнительная турбулизация потока позволяет при данном значении числа Рейнольдса увеличить значение критерия Нуссельта, а значит, и коэффициента теплоотдачи. Дополнительная турбулизация потока есть не что иное, как усреднение скоростей потока по сечению трубы, а значит, способствует разрушению подстилающего ламинарного слоя у стенки трубы.

Рассмотренные способы турбулизации образуют большую степень турбулизации, однако поток в какой-то степени становится установившимся, а значит, не может окончательно разрушить подстилающий ламинарный слой.

Неравномерность распределения скоростей по сечению определяется коэффициентом Кориолиса $\alpha^{\text{кор}}$ [5]

$$\alpha^{\text{кор}} = \frac{E_k^p}{E_k^{\text{cp}}},$$

где $E_k^p = \int_{\omega} u^3 d\omega \frac{\rho}{2} t$ – кинетическая энергия потока, подсчитанная при реальной скорости как сумма кинетических энергий всех элементарных струек;

$E_k^{\text{cp}} = v^3 \omega \frac{\rho}{2} t$ – кинетическая энергия, подсчитанная для средней скорости потока;

ω – площадь сечения потока, м^2 ;

v – средняя скорость потока, м/с ;

$u = f(\omega)$ – скорость элементарной струйки, м/с .

Для вычисления коэффициента Кориолиса следует взять интеграл

$$E_k^p = \int_{\omega} u^3 d\omega \frac{\rho}{2} t.$$

Эюра скоростей при ламинарном режиме имеет форму параболы (рис. 4). Уравнение параболы: $y = ax^2$.

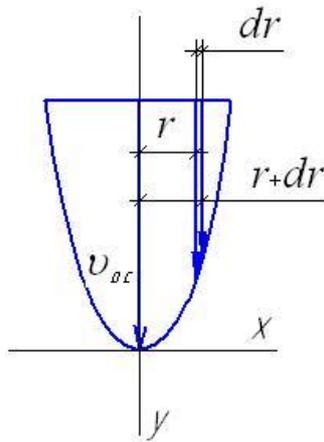


Рис. 4. Эюра скоростей при ламинарном режиме движения

Определим осевую скорость по рисунку 4

$$v_{oc} = aR^2,$$

где R – максимальный радиус параболы, м; $a = \frac{v_{oc}}{R^2}$,

тогда

$$y = \frac{v_{oc}}{R^2} x^2.$$

Возьмем элементарную кольцевую струйку с радиусами $r + dr$, тогда

$$d\omega = \pi[(r + dr)^2 - r^2] = \pi r^2 + 2rdr + dr^2 - r^2.$$

Исключив из рассмотрения как малую величину dr^2 , получим

$$d\omega = 2\pi r dr.$$

С учетом вышеприведенных преобразований интеграл будет иметь вид

$$\int_0^R \left(\frac{v_{oc}}{R^2} r^2\right)^3 2\pi r dr = \frac{2\pi v_{oc}^3}{R^6} \int_0^R r^7 dr = \frac{2\pi v_{oc}^3}{R^6} \cdot \frac{r^8}{8} \Big|_0^R = \frac{2\pi v_{oc}^3 R^8}{8R^6} = \frac{\pi R^2 v_{oc}^3}{4}.$$

Таким образом

$$E_k^p = \int_{\omega} u^3 d\omega \frac{\rho}{2} t = \frac{\pi R^2 v_{oc}^3 \rho}{4} \frac{t}{2} = \frac{\omega v_{oc}^3 \rho}{4} \frac{t}{2};$$

$$E_k^{cp} = v^3 \omega \frac{\rho}{2} t,$$

и коэффициент Кориолиса

$$\alpha^{кор} = \frac{E_k^p}{E_k^{cp}} = \frac{\omega v_{oc}^3}{4v^3 \omega} = \frac{v_{oc}^3}{4\left(\frac{v_{oc}}{2}\right)^3} = \frac{v_{oc}^3 \cdot 8}{4v_{oc}^3} = 2.$$

В результате получаем, что коэффициент неравномерности скоростей по сечению потока (коэффициент Кориолиса) для ламинарного потока

$$\alpha_{лам}^{кор} = 2.$$

Для искомого турбулентного потока с эпюрой в виде прямоугольника (см. рис. 1, в)

$$\alpha_{турб}^{кор} = 1,$$

так как энергия суммы всех струек будет равна энергии для средней скорости потока.

Следует отметить, что $\alpha^{кор}$ можно получить, поделив осевую скорость потока на среднюю, тогда:

- для ламинарного потока с эпюрой в виде параболы

$$\alpha_{лам}^{кор} = \frac{v_{ос}}{0,5 v_{ос}} = 2;$$

- для турбулентного потока с эпюрой в виде усеченной параболы

$$\alpha_{турб}^{кор} = \frac{v_{ос}}{0,85 v_{ос}} \approx 1,2;$$

- для потока с эпюрой скоростей в виде прямоугольника

$$\alpha_{турб}^{кор} = \frac{v_{ос}}{v_{ос}} = 1.$$

Приведенные выкладки свидетельствуют, что число Рейнольдса характеризует степень турбулентности потока только по скорости этого потока. Если же вносится в поток устройство, усредняющее скорости по сечению при том же числе Рейнольдса, то есть увеличивающее степень турбулизации потока, то необходим другой критерий. Им может служить коэффициент Кориолиса $\alpha^{кор}$, то есть коэффициент неравномерности распределения скоростей по сечению потока. При $\alpha^{кор} = 2$ – поток ламинарный с параболической формой эпюры скоростей, при $\alpha^{кор} = 1$ – поток максимальной или абсолютной турбулентности, когда эпюра скоростей имеет прямоугольную форму и разрушен подстилающий ламинарный слой у стенки трубы.

Коэффициент Кориолиса можно вычислить из уравнения Бернулли

$$\Delta H = \alpha^{кор} \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где H – напор, м;
 $\alpha^{кор}$ – коэффициент Кориолиса;
 v – скорость потока, м/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 ζ – коэффициент местного сопротивления.

$$\begin{aligned} \Delta H &= (\alpha^{кор} + \zeta) \frac{v^2}{2g}, \\ \frac{\Delta H 2g}{v^2} &= \alpha^{кор} + \zeta, \\ \alpha^{кор} &= \frac{\Delta H 2g}{v^2} - \zeta. \end{aligned}$$

Отсюда видно, что условие усреднения потока (увеличение коэффициента местного сопротивления ζ) должно быть больше, чем уменьшение квадрата скорости.

Выводы. Таким образом, приведенные выше исследования позволяют сделать вывод, что максимальный коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубы можно получить

либо значительным увеличением скорости, что в реальных условиях обеспечить затруднительно, либо введением в поток специального устройства – турбулизатора – с целью усреднения скоростей, а значит и температур, по сечению потока, то есть уменьшения коэффициента Кориолиса.

Литература

1. Жилищные условия // Федеральная служба государственной статистики. – URL: http://www.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/population/housing/.
2. Достижения науки – агропромышленному производству: мат-лы LIII Междунар. науч.-техн. конф. Ч. V / под ред. П.Г. Свечникова. – Челябинск: Изд-во ЧГАА, 2014. – 199 с.
3. Михеев М.А. Основы теплопередачи. – М.: Тип. Госэнергоиздата, 1949. – 396 с.
4. Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника: учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., 2006. – 432 с.
5. Каминер А.А., Яхно О.М. Гидромеханика в инженерной практике. – Киев: Техніка, 1987. – 175 с.



УДК 628.67

*Р.Т. Емельянов, Е.С. Турышева,
М.А. Пылаев, М.М. Ходжаева*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ОГРАНИЧЕННОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Рассмотрены теоретические основы конвективного теплообмена применительно к движению среды в ограниченном пространстве. Разработана система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена для случая свободного движения в щелевых каналах.

Ключевые слова: защитный пакет одежды специального назначения, конвективный теплообмен, теплопроводность, коэффициент теплоотдачи, тепловой поток, дифференциальные уравнения.

*R.T. Yemelyanov, E.S. Turysheva,
M.A. Pylayev, M.M. Khodjaeva*

THE RESEARCH OF THE HEAT-TRANSFER PROCESS IN THE LIMITED SPACE

The theoretical fundamentals of the convective heat exchange in relation to the environment movement in limited space are considered. The system of differential equations of the convective heat exchange for the cases of the free movement in slot channels is developed.

Key words: protective package of clothes for special purpose, convective heat exchange, heat conductivity, heat emission coefficient, thermal stream, differential equations.

Введение. В современной боевой одежде пожарных (БОП) необходимо применять материалы и приспособления, обеспечивающие устойчивость к воздействию теплового потока плотностью не менее 5 кВт/м² в течение 240 секунд. Коэффициент теплопроводности пакета не должен превышать значение 0,06 Вт/(мК). В связи с этим возникла необходимость в исследовании теплотехнических характеристик устройства в ограниченном пространстве, когда перенос теплоты происходит за счёт свободной конвекции.

Цель исследования. Теоретическое изучение процесса теплопереноса в ограниченном пространстве и построение системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.

Условия и методы исследования. Защитный пакет предназначен для повышения уровня безопасности пожарных при тушении очагов возгорания. При этом между промежуточными слоями