

ОБОБЩЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЙ ОБТЕКАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Ключевые слова: массоотдача, теплоотдача, пограничный слой, насадка, градири, шероховатые поверхности.

Для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи в аппаратах при различных условиях движения одно- и двухфазных сред выполнено обобщение классической аналогии. Для этого используются свойства консервативности законов трения к различным возмущениям, и находится «эффективная скорость», значение которой позволяет скорректировать гидродинамическую аналогию для различных условий обтекания поверхности. Показаны примеры расчетов чисел Нуссельта и Шервуда для каналов с насадочными и зернистыми слоями, шероховатых каналов, пучков труб, градири и газлифтовых труб. Дано сопоставление с результатами других исследователей.

Keywords: mass transfer, heat transfer, interface, nozzle, coolers, rough surfaces.

For determination of coefficients warm and mass transfer in devices under various traffic conditions one - and two-phase environments is executed generalization of classical analogy. Properties of conservatism of laws of friction to various indignations are for this purpose used, and there is "an effective speed" which value allows to correct hydrodynamic analogy for various conditions of a flow of a surface. Examples of calculations of numbers Nusselta and Sherwood for channels with nozzle and granular layers, rough channels, bunches of pipes, the cooler and gas-lift pipes are shown. Comparison to results of other researchers is given.

Введение

К явлениям переноса импульса, массы и энергии не ослабевает интерес многих исследователей, как с точки зрения развития различных теорий, так и для прикладных расчетов гидравлических и тепло-массообменных характеристик промышленных аппаратов.

Несмотря на широкое развитие численных методов и пакетов прикладных программ при расчетах и проектировании промышленных аппаратов наибольшее применение все еще находят приближенные методы. Приближенное математическое описание процессов переноса при расчете тепло- и массообменных аппаратов в первую очередь связано с теорией подобия, а также моделями Прандтля и Кармана, гидродинамической аналогией Рейнольдса и Чилтона-Кольборна и моделью диффузионного пограничного слоя Ландау-Левича. Кроме этого важное значение имеют консервативные свойства пограничного слоя – т.е. весьма слабые зависимости некоторых характеристик осредненного течения по отношению к внешним возмущениям, на которые одними из первых обратили внимание С.С. Кутателадзе и А.И. Леонтьев.

Теоретическая основа рассматриваемого далее подхода заключается в использовании известных свойств консервативности законов трения к возмущающим воздействиям (например, продольному градиенту давления), т.е. структура математического описания элементарных актов переноса инвариантна к различным возмущениям и масштабу аппарата. Влияние возмущений не изменяет форму математического описания пограничного слоя, а учитывается параметрически. Определение корректирующих параметров выполняется путем баланса импульса.

В статье рассматриваются пограничные слои на стенках и контактных устройствах аппаратов при

движении несжимаемой вязкой жидкости с постоянными физическими свойствами.

Обобщение гидродинамической аналогии

Соотношение между потоками импульса, массы компонента и теплоты называют аналогией.

Для турбулентного пограничного слоя в случае $Pr = 1$ и $Pr_T = v_T/a_T = 1, dP/dx = 0$ следует подобие безразмерных профилей скорости и температуры и полная аналогия переноса (аналогия Рейнольдса):

$$St_T = \frac{C_f}{2}, \quad (1)$$

где $St_T = \alpha/(\rho c_p U_\infty)$ – число Стантона; $C_f = 2\tau_{CT}/(\rho u_\infty^2)$ – коэффициент трения.

При $Pr \neq 1$ используется поправка Чилтона – Кольборна:

$$St_T = \frac{C_f}{2 Pr^{m-1/m}} \text{ или } Nu = \frac{C_f}{2} Re Pr^{1/m}, \quad (2)$$

где неоднородность полей, вызванная молекулярным механизмом переноса, учитывается числом Прандтля. Показатель степени этого числа зависит от гидродинамических условий взаимодействия фаз. Чилтон и Кольборн полагали $St_T \sim Pr^{-2/3}$, т.е. $m=3$.

Из уравнений (2) выражение для коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \frac{c_p \tau_{\text{нб}}}{u_\infty Pr^{2/3}}. \quad (3)$$

Выражения аналогичные (2) и (3) следуют и для переноса массы компонента (массоотдачи).

Гидродинамическая аналогия Рейнольдса и Чилтона – Кольборна справедлива для потоков при отсутствии продольного градиента давления, что ограничивает область ее применения. Например, в шероховатых каналах, трубах с кольцевыми

накатками и насадочных слоях коэффициент ξ возрастает в большей степени, чем характеристики теплообмена [1-4], и применение классической аналогии (2) на основе известной связи $C_f = \xi/4$ дает значительную погрешность.

В работах [5-7] рассмотрена модифицированная аналогия Рейнольдса для внутренних пограничных слоев, развивающихся после отрыва и присоединения потока за малыми препятствиями на стенках каналов. Для этого используется выражение аналогии в виде $St = K(C_f/2)$, где коэффициент K показывает степень различия в интенсивности переноса импульса и теплоты в отрывном потоке.

В прикладной аэрогазовой динамике [8,9] получил применение метод «эффективной длины». В этом случае влияние градиента давления учитывается соответствующей эффективной длиной при условии равенства толщин потери энергии пограничных слоев. При известной эффективной длине характеристики пограничного слоя рассчитываются с помощью соответствующих формул для пластины. Следовательно, чтобы применить аналогию (2), воспользуемся известными свойствами консервативности законов трения к различным возмущениям. Для этого осредним параметры градиентного потока по длине обтекаемого тела и приведем их к плоскому пограничному слою без гидродинамических возмущений [10-12].

Предположим, что средний поток импульса (касательное напряжение $\tau_{\bar{n}\bar{o}}$) на поверхности тела известен. Тогда в рамках плоского пограничного слоя запишем средний коэффициент трения для турбулентного пограничного слоя [13]

$$\bar{N}_f = \frac{2\tau_{\bar{n}\bar{o}}}{\rho u_\infty^2} = \frac{0,074}{Re_L^{0,2}}. \quad (4)$$

Из выражения (4) получим «эффективную скорость»

$$\bar{u}_\infty = 8,5(\tau_{\bar{n}\bar{o}}/\rho)^{5/9}(L/\nu)^{1/9}. \quad (5)$$

В данном случае эквивалентными параметрами градиентного и безградиентного потока являются среднее касательное напряжение $\tau_{\bar{n}\bar{o}}$ и характерный размер тела L , а влияние возмущений учитывается эффективной скоростью $\bar{u}_\infty$.

Используя аналогию (3) с $u_\infty = \bar{u}_\infty$ получим выражение для коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 0,16\rho c_p (\tau_{\bar{n}\bar{o}}/\rho)^{4/9} (\nu/L)^{1/9} Pr^{-2/3}. \quad (6)$$

Аналогично запишем для трубы используя коэффициент сопротивления по Блазиусу

$$C_f = \frac{\xi}{4} = \frac{0,316}{4 Re^{0,25}}. \quad (7)$$

Отсюда имеем

$$\bar{u}_\infty = 6,33(\tau_{\bar{n}\bar{o}}/\rho)^{4/7} (d/\nu)^{1/7}, \quad (8)$$

и коэффициент теплоотдачи из выражения (3) получит вид

$$\alpha = 0,158\rho \bar{n}\bar{o} (\tau_{\bar{n}\bar{o}}/\rho)^{3/7} (\nu/d)^{1/7} Pr^{-2/3}. \quad (9)$$

Если с поверхности тела происходит диффузия веществ, то уравнения, аналогичные (6) и (9), следуют и для коэффициентов массоотдачи. Далее рассмотрено применение полученных выражений для различных случаев обтекания поверхностей (элементов аппаратов) при тепломассообмене.

Насадочные и зернистые слои Турбулентный режим

В качестве примера использования полученных выше выражений рассмотрим первоначально турбулентное движение однофазного потока в круглом канале (колонке) с неупорядоченной насадкой или зернистым слоем. При турбулентном режиме ($Re_3 > 40$) касательное напряжение на поверхности насадки или стенке канала найдем по выражению [11,14]

$$\tau_{\bar{n}\bar{o}} = 4\rho \left(\frac{\varepsilon \nu}{\rho} \right)^{1/2}, \quad (10)$$

где средняя объемная скорость диссипации энергии

$$\text{в слое } \varepsilon = \frac{\Delta P w_0}{H \varepsilon_{\bar{n}\bar{a}}}.$$

Тогда с ΔP [15] получим

$$\tau_{\text{ст}} = \frac{4\rho}{\varepsilon_{\text{св}}^2} \left(\frac{\xi w_0^3 a_v \nu}{8} \right)^{1/2}. \quad (11)$$

В результате из выражений (9) и (11) при $d = d_3$ имеем

$$Nu_3 = 0,342 Re_3^{0,643} (\xi/2)^{0,214} Pr^{1/3} \quad (12)$$

Полученное выражение (12) практически полностью соответствует известному критериальному уравнению для насадочного слоя [15,16]

$$Nu_3 = A Re_3^m Pr^{1/3}, \quad (13)$$

где по данным Гильденблата $A=0,407$, $m=0,655$; по данным Аэрова и Умника $A=0,395$, $m=0,64$ и по данным Шулена $A=0,45$, $m=0,64$ (при $Re_3=40 \div 10^4$).

При больших числах Рейнольдса, $Re_3=5 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$, по данным Аэрова $A=0,287$, $m=0,67$.

Результаты расчета по выражению (12) согласуются с опытными данными [17].

Выражения для расчета коэффициента ξ даны в литературе [15,16].

Следует отметить, что применение классической аналогии (2) с $\tau_{\bar{n}\bar{o}}$ (10) дает завышенное значение Nu на два порядка по сравнению с расчетом по формулам (12) и (13).

Выполняя аналогичные преобразования из (9) и (11) при $\beta = \alpha/(\rho c_p)(Pr/Sc)^{2/3}$ получим выражение для числа Шервуда при массообмене в газовой фазе насадочных колонн

$$Sh_3 = 0,342 Re_3^{0,643} (\xi/2)^{0,214} Sc^{1/3} \quad (14)$$

Результаты расчета по формуле (14) для сухой насадки (испарение нафталина в воздух) и сравнение с экспериментальными данными представлено на рис.1.

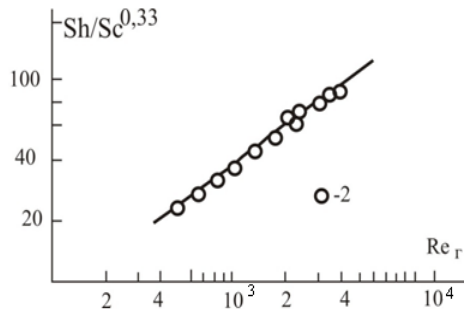


Рис. 1 - Корреляция данных по массоотдаче в газовой фазе насадочных колонн: 1 – расчет по уравнению (14); 2 – эксперимент [15]

Ламинарный режим

Средний коэффициент сопротивления пластины [13]

$$\tilde{f} = \frac{2\tau_{\text{по}}}{\rho u_{\infty}^2} = \frac{1,328}{\text{Re}_L^{0,5}}. \quad (15)$$

Отсюда эффективная скорость

$$\bar{u}_{\infty} = 1,31(\tau_{\text{по}}/\rho)^{2/3} (L/\nu)^{1/3}. \quad (16)$$

С $\bar{u}_{\infty}$ (16) из выражения (3) коэффициент теплоотдачи получит вид

$$\alpha = 0,76\pi\tilde{h}_{\delta} \left(\tau_{\text{CT}}/\rho \right)^{4/3} (\nu/L)^{1/3} \text{Pr}^{2/3} \quad (17)$$

Для насадочного слоя при ламинарном режиме ($\text{Re}_s < 40$) среднее касательное напряжение [14]

$$\tau_{\text{CT}} = (\varepsilon\nu\rho)^{1/2} = \frac{\rho}{\varepsilon_{\text{св}}^2} \left(\frac{\xi w_0^3 a_v \nu}{8} \right)^{1/2} \quad (18)$$

Из (17) и (18) получим

$$\text{Nu}_s = 0,76 \frac{2}{\pi} \sqrt{\text{Re}_s} (\xi/2)^{1/6} \text{Pr}^{1/3}, \quad (19)$$

где длина пути потока, обтекающего насадочный элемент $L = \pi d_s/2$.

Критериальное выражение для рассмотренного случая имеет вид [16]

$$\text{Nu}_s = 0,725 \text{Re}_s^{0,47} \text{Pr}^{1/3} \quad (20)$$

Результаты расчетов Nu_s по (19) и (20) согласуются в пределах $\pm 15\%$ при $2 < \text{Re}_s < 40$ для различных насадок (элементов засыпки).

Теплообмен в шероховатых каналах

Далее рассмотрим применение уравнения (9) для шероховатых каналов, например с кольцевой накаткой. В работе [18] дана таблица с относительными величинами $\xi_{\theta}/\xi_{\text{глад}}$ или $\text{Nu}_{\theta}/\text{Nu}_{\text{глад}}$ при различных числах Рейнольдса, шага и глубины лунок. Среднее касательное напряжение при обтекании сложных поверхностей можно вычислить, используя среднюю объемную скорость диссипации энергии, используя подход [10,12,14,19,20], что приводит к решению системы

уравнений или проведению дополнительных экспериментов.

Для приближенного расчета используем выражение, полученное из условия баланса сил с уравнением Блазиуса для ξ

$$\tau_{\text{CT}} = \rho u_{\text{ср}}^2 \xi_{\text{глад}}/8 = \frac{0,316 u_{\text{ср}}^2 \rho}{8 \text{Re}^{0,25}} \quad (21)$$

справедливое для гладкого канала, а для шероховатого канала используем соотношение $\xi_{\text{ш}}/\xi_{\text{глад}}$. Тогда выражение (9) получит вид

$$\text{Nu}_{\text{ш}} = 0,158 \text{Re}^{0,857} (\xi_{\text{ш}}/8)^{0,429} \text{Pr}^{1/3}. \quad (22)$$

На рис. 2 даны результаты расчета по выражению (22).

Число Re вычисляется с учетом сужения канала за счет выступов.

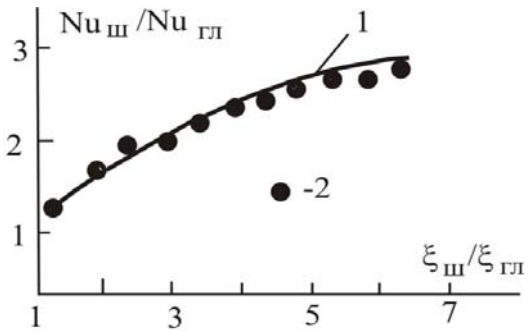


Рис. 2 - Сравнительная характеристика по теплоотдаче в трубах с кольцевой насадкой с гладкими трубами: 1 – расчет по (22); 2 – опытные данные [18]; $\text{Re} = 10^4$

Выполняя аналогичные выводы, получим для орошаемого канала (например, противоток воздуха и воды в градирне) число Шервуда в газовой фазе при массообмене

$$\text{Sh}_{\Gamma} = 0,158 \text{Re}_{\text{ог}}^{0,85} (\xi_{\text{ог}}/8)^{0,429} \text{Sc}_{\Gamma}^{1/3}, \quad (23)$$

где для орошаемого цилиндрического канала [15]

$$\xi_{\text{ог}} = \frac{0,11 + 0,9(u_{\text{ж}}\mu_{\text{ж}}/\sigma)^{2/3}}{\text{Re}_{\text{ог}}^{0,16}}, \quad (24)$$

где $\text{Re}_{\text{ог}} = d_{\Gamma}(w_{\Gamma} + u_{\text{ж}})/\nu_{\Gamma}$, $u_{\text{ж}}$ - скорость жидкости в пленке, м/с.

На рис. 3,4 даны результаты расчетов по уравнению (23) и сравнение с экспериментальными данными для макета градирни [21] и орошаемой трубки при ректификации [22], где

$$h_{\Gamma} = \frac{d^2 w_{\Gamma}}{4\beta_{\Gamma}(d - 2\delta_0)}. \quad (25)$$

При расчете градирни сделаны допущения о равномерном пленочном течении по контактными элементам (цилиндрический канал из полиэтиленовой сетки) и коэффициенте смачиваемости поверхности близким к единице.

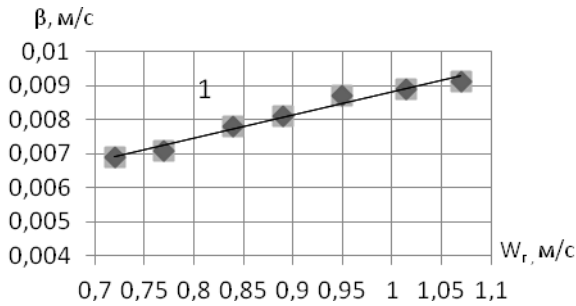


Рис. 3 - Зависимость коэффициента массоотдачи от скорости воздуха для сетчатой насадки в градирине; ■ – эксперимент [21], 1 – расчет по выражению (23). Плотность орошения 7,61 м³/(м·час). Диаметр канала 50 мм. Удельная поверхность 104 м²/м³

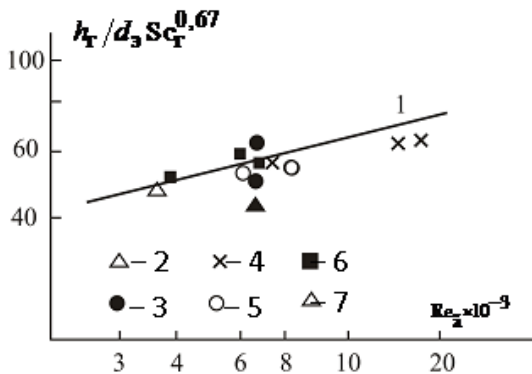


Рис. 4 - Расчетные – 1 и экспериментальные – 2 – 7 [22] данные при ректификации различных систем в орошаемых каналах

Обтекание пучков труб

Далее рассмотрим более сложные задачи теплообмена, например турбулентное обтекание глубинных рядов пучков труб в теплообменниках. Среднее касательное напряжение на внешней поверхности трубы найдем по выражению (10), справедливому и для такого класса течений [19,20], где ε равно

$$\varepsilon = \frac{(t_1 - d) \Delta P u_{cp}}{\left(\frac{t_1}{d} \cdot \frac{t_2}{d} - \frac{\pi}{4} \right) d^2}, \quad (26)$$

где t_1, t_2 – поперечные и продольные шаги размещения труб, м.

Касательное напряжение на стенке трубы в глубинном ряду пучка можно записать по выражению (10) [19]. Тогда из (6) и (10) получим

$$\alpha = 0,443 \rho \tilde{\eta} \delta (\varepsilon \nu \rho)^{2/9} (\nu/L)^{1/7} Pr^{-2/3}. \quad (27)$$

результаты расчета числа Nu, отнесенного к $Pr^{0,36}$, согласуется с экспериментальными данными [23].

Газлифтовые трубы

В промышленности для проведения тепло- и массообменных процессов находят применение газлифтовые контактные устройства [19].

Рассмотрим уравнение (6), обобщающие гидродинамическую аналогию, для расчета коэффициентов теплоотдачи при турбулентном движении газожидкостной смеси в трубе.

Восходящее турбулентное движение газожидкостной смеси в трубе характеризуется наличием около теплообменной поверхности газовых пузырей, которые препятствуют развитию пограничного слоя жидкой фазы на стенке. Для этих условий выражение для расчета динамической скорости имеет вид [19]

$$u_* = \left[(\tau_{\infty} / \rho)^2 + \chi^4 v_{\infty} g u_{i0} \phi (1 - \phi)^2 \right]^{0,25}, \quad (28)$$

где ϕ – газосодержание; $u_{от}$ – относительная скорость фаз; $\chi = 1,9$.

В данном выражении левое слагаемое определяется по уравнениям для гомогенной жидкости (21) ($\tau_{\infty} = \tau_{\tilde{\eta}0}$), а правое учитывает влияние газовых пузырей.

Учитывая, что в уравнение (6) характерный размер l входит в малой степени, можно принять $l = d$, где d – диаметр трубы.

Результаты расчета $\alpha_{ж}$ по (6) с $\tau_{ст} = u_*^2 \rho_{ж}$ согласуется с опытными данными в пределах погрешности эксперимента [19].

Обсуждение результатов и выводы

Преимущество гидродинамической аналогии перед многими другими методами заключается в том, что она дает возможность вычислять коэффициенты тепло- и массоотдачи с использованием коэффициентов трения. Однако известные ограничения классической аналогии существенно уменьшают области ее применения. В данной работе выполнено обобщение аналогии Чилтона – Кольборна для потоков с различными возмущениями (кривизна и шероховатость каналов, двухфазные газожидкостные среды и противоток в орошаемых трубках). Параметры модели приводятся к плоскому пограничному слою, используя выражения для коэффициентов трения пластины и среднее касательное напряжение возмущенных потоков.

В результате получены в общем виде уравнения (6) и (9) и для различных частных случаев выражения (12), (14), (19), (22), (23) и (27). Следует отметить, что при больших градиентах температуры поперек пограничного слоя в уравнениях (6) и (9) необходимо использовать известный множитель $(Pr_{\infty} / Pr_{\tilde{\eta}0})^{0,25}$, который учитывает влияние изменения физических свойств теплоносителя с изменением температуры на теплоотдачу. Кроме этого очень важным является зависимость $Nu \sim Pr^{1/m}$ или $St_m \sim Pr^{-(m-1/m)}$. Как отмечено по Чилтону и Кольборну $m=3$. Однако, многочисленные эксперименты различных авторов для однофазных сред дают $m=3 \div 4$ [24-27,29]. Для однофазных сред большинство критериальных зависимостей $Nu \propto Pr^{0,56 \div 0,6}$. Уменьшение

показателя степени объясняется периодическим формированием и разрушением вязкого подслоя [29-32].

В результате расчетов и сравнения с опытными данными различных исследователей показана принципиальная возможность в использовании обобщенной гидро-динамической аналогии в инженерных расчетах теплообменных аппаратов различных конструкций.

Разработанная математическая модель используется в расчетах промышленных аппаратов при их модернизации или проектировании [33].

Литература

1. А.В. Лыков Теплообмен. 2-е изд., Энергия, Москва, 1978.
2. Б.С. Петухов Вопросы теплообмена. отв. ред. В.А. Кириллин, Наука, Москва, 1987.
3. С.С. Кутателадзе Основы теории теплообмена. Атомиздат, Москва, 1979.
4. В.К. Шукин Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. Машиностроение, Москва, 1970.
5. В.К. Мигай Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Энергоатомиздат. Ленинград, 1987.
6. Б.А. Дементьев Ядерные энергетические реакторы. Энергоатомиздат, Москва, 1984.
7. Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев, Б.Е. Байгалиев, Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. Казан. гос. техн. ун-та, Казань, 2004.
8. В.С. Авдеевский, Б.М. Галицкий, Г.А. Глебов и др.; под ред. В.К. Кошкина. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике, Машиностроение, Москва, 1975.
9. Н.Ф. Краснов, В.Н. Кошевой, В.Ф. Захарченко и др.; под ред. Н.Ф. Краснова, Основы прикладной аэрогазодинамики. Кн. 2. Обтекание тел вязкой жидкостью. Высшая школа, Москва, 1991.
10. С.Г. Дьяконов, А.Г. Лаптев Обобщение гидродинамической аналогии на градиентные потоки. ТОХТ. – 1998. - Т.3, №3. - С.229-236.
11. С.Г. Дьяконов, В.И. Елизаров, А.Г. Лаптев. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета, ТОХТ, 1993, Т.27, №1. – С.38-50.
12. А.Г. Лаптев А.Г. Модели пограничного слоя и расчет теплообмен-обменных процессов. Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2007. – С. 500.
13. Л.Г. Лойцянский, Механика жидкости и газа, Наука, Москва, 1987, – С. 840.
14. А.Г. Лаптев, Т.М. Фарахов, Математические модели и расчет гидро-динамических характеристик пограничного слоя // Политематический сетевой электронный науч. жур. Кубан. госуд. аграрного ун-та, <http://ej.kubagro.ru/2012/08/pdf/52.pdf> (дата обращения 15.07.2013).
15. В.М. Рамм, Абсорбция газов, Химия, Москва, 1976.
16. М.Э. Азров О.М. Тодес, Д.А. Наринаский, Аппараты со стационарным зернистым слоем: Гидравлические и тепловые основы расчета. Химия, Ленинград, 1979.
17. В.Н. Блиничев, В.Г. Комлев, В.М. Захаров др. Исследование коэффициентов сопротивления и теплоотдачи слоя насадки, Изв. вузов. Химия и хим. технол. – 1987. – Т. 30, № 2. – С. 124–126.
18. С.С. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидромеханическое сопротивление: справ. пособие, Энергоиздат, Москва 1990.
19. В.Н. Соколов, И.В. Доманский. Газожидкостные реакторы, Машиностроение, Ленинград, 1976.
20. И.Д. Доманский, В.Н. Соколов Обобщение различных случаев конвективного теплообмена с помощью полуэмпирической теории турбулентного переноса, ТОХТ, 1968, Т. 2, № 5. – С. 761–767.
21. А.Г. Лаптев, И.А. Ведьгаева Устройство и расчет промышленных градиент. Казан. гос. энерг. ун-т, Казань, 2004. С. – 180.
22. В.М. Олевский В.М. Пленочная тепло- и массообменная аппаратура. Химия, Москва, 1988.
23. А.А. Жукаускас, Р. Улинскас Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб, Вильнюс: Москва, 1986.
24. М.А. Михеев, И.М. Михеева Основы теплопередачи. Энергия, Москва, 1973.
25. Б.С. Петухов отв. ред. В.А. Кириллин, Вопросы теплообмена. Наука, Москва, 1987.
26. С.С. Кутателадзе, Основы теории теплообмена. Атомиздат, Москва, 1979.
27. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача. Энергоиздат, Москва, 1981.
28. В.М. Барабаш В.М. Процессы переноса в турбулентных потоках с интенсивным внешним источником турбулизации, Теор. основы хим. Технол., 1994, Т. 28, № 2. – С. 110–117.
29. М.Х. Кишиневский, Т.С. Корниенко Кишиневский М.Х. К вопросу тепло- и массоотдачи от гладкой стенки трубы к турбулентному потоку жидкости, Теор. основы хим. технол., 1967, Т. 1, № 3. – С. 456–462.
30. В.К. Шукин, А.А. Халатов Теплообмен массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. Машиностроение, Москва, 1982.
31. М.Х. Ибрагимов, В.И. Субботин, В.П. Бобков и др., Структура турбулентного потока и механизм теплообмена в каналах. Атомиздат, Москва, 1978.
32. Н.Х. Зиннатуллин, А.А. Булатов, Р.Г. Галимуллин, А.И. Хайбуллина. Тепло – и массообмен в центробежной жидкой пленке. КГТУ Вестник, 2013, №3, -С. 66-69.
33. М.И. Фарахов, А.Г. Лаптев, Энергоэффективное оборудование разделения и очистки веществ в химической технологии. КГТУ Вестник, 2011, № 9, С. 152-158.

Условные обозначения

- a_V – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;
 c_p – удельная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 D – коэффициент молекулярной диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$;
 d – диаметр контактного элемента трубы, м ;
 d_0 – эквивалентный диаметр насадки, канала, м ;
 H – высота слоя насадки, м ;
 h_r – высота единиц переноса, м ;
 L – длина тела, м ;
 l – характерный размер, м ;
 u_{cp} – средняя скорость, $\text{м}/\text{с}$;
 u_* – динамическая скорость, $u_* = \sqrt{\tau_{ct} / \rho}$, $\text{м}/\text{с}$;
 w_r – средняя скорость газа, $\text{м}/\text{с}$;
 w_0 – скорость на полное сечение аппарата (без насадки), $\text{м}/\text{с}$;
 ΔP – перепад давления, Па ;
 α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
 β – коэффициент массоотдачи, $\text{м}/\text{с}$;
 δ_0 – толщина пленки жидкости, м ;

ε – диссипация энергии, Вт/м³ или м²/с³;

$\varepsilon_{\text{св}}$ – удельный свободный объем насадки;

λ – удельная теплопроводность, Вт/(м·К);

μ – динамическая вязкость, Па·с;

ν , ν_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости, м²/с;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ – плотность фазы, кг/м³;

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

τ – касательное напряжение, Па.

Безразмерные комплексы:

$C_f = 2\tau/(\rho U_\infty^2)$ – коэффициент трения;

$Nu = \alpha l / \lambda$ – число Нуссельта;

$Sh = \beta l / D$ – число Шервуда;

$Re = u_{\text{ср}} l / \nu$ – число Рейнольдса;

$Sc = \nu / D$ – число Шмидта;

$Pr = \nu / a$ – число Прандтля.

Индексы:

г – газовая фаза;

гл – гладкая поверхность;

ж – жидкая фаза;

ор – орошаемый канал;

ср – среднее значение;

ст – значение параметров на стенке;

∞ – в ядре потока;

э – эквивалентный канал;

ш – шероховатость.

© **А. Г. Лаптев** - д-р техн. наук, проф., зав. каф. технология воды и топлива КГЭУ, tvt_kgeu@mail.ru; **Е. А. Лаптева** - канд. техн. наук, ст. препод. каф. промышленной теплоэнергетики и систем теплоснабжения КГЭУ.