

УДК 536.24:66.045.1

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИЗИСА ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Стоянов Н.М.

Приведено энергетическое обоснование кризиса течения жидкости в каналах сложной формы. Предложены методы определения критических чисел Рейнольдса, а также числовых коэффициентов зависимостей, используемых для расчета гидравлических сопротивлений.

Тепловые и гидравлические расчеты составляют основу проектирования теплообменных аппаратов различного назначения. При выполнении гидравлических и тепловых расчетов особое значение имеет правильное определение границ ламинарного и турбулентного режимов движения теплоносителей, правильный выбор или расчет коэффициентов гидравлических сопротивлений элементов теплообменного аппарата.

В каналах сложной формы, характерных для пластинчатых теплообменных поверхностей, движение жидкостей сильно турбулизуется поэтому критические значения чисел Рейнольдса для пластин различных типов на один-полтора порядка ниже тех, которые свойственны течению в круглых трубах, зона перехода от ламинарного к турбулентному режиму сильно сужена

Расчетные зависимости для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений каналов пластинчатых теплообменных поверхностей, чаще всего, имеют вид

$$\xi = \frac{A}{Re^n}, \quad (1)$$

где A – числовой коэффициент зависимости; n – показатель степени при числе Рейнольдса ($n = 1$ – для ламинарного режима движения жидкости, $n = 0,25$ (чаще всего) – для турбулентного режима).

Числовые коэффициенты зависимости (1) так же, как и критические значения чисел Рейнольдса для различных форм и типов пластинчатых поверхностей, определяются экспериментально. Наиболее полная информация по геометрическим характеристикам основных типов, широко используемых в нефтяном и химическом машиностроении пластинчатых поверхностей, представлена в [1,2]. Там же, а также в [3,4] приведены зависимости и подробные методики для проведения тепловых и гидравлических расчетов.

Согласно указанным выше источникам переход от ламинарного режима движения жидкостей в межпластинчатых каналах к турбулентному режиму происходит при числах Рейнольдса 50, 100, 200.

При разработке новых пластинчатых поверхностей заметно стремление их авторов к обеспечению более ранней турбулизации потока. Источник [2] границей ламинарного режима для всех рекомендуемых поверхностей указывает $Re_{кр} = 50$.

Представляет интерес выполнить определение наименьшего критического значения чисел Рейнольдса для старых [1] и более новых [2] пластинчатых поверхностей, исходя из энергетической трактовки процессов движения жидкости.

Как было установлено ранее, удельные затраты мощности на преодоление гидравлического сопротивления каналов теплообменной поверхности могут быть определены по зависимости

$$\frac{N}{F} = \xi \frac{Re^3 \cdot v^3 \cdot \rho}{8 \cdot d^3}, \quad (2)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала; $d = \frac{4S}{\Pi}$ – эквивалентный диаметр канала

теплообменной поверхности, м; N – мощность, затрачиваемая на проталкивание теплоносителя через каналы теплообменной поверхности, кВт; F – величина теплообменной поверхности, м².

Остальные обозначения в зависимости (2) общепринятые в гидромеханике и теории теплообмена.

Зависимость (2) получена из следующих соображений. Мощность, расходуемая на преодоление гидравлических сопротивлений в каналах (трубах, пучках труб, каналах сложной формы), определяется по уравнению

$$N = \Delta p \cdot Q, \quad (3)$$

где Q – расход теплоносителя, м³/с.

Гидравлическое сопротивление канала предлагается определять по зависимости

$$\Delta p = \xi \frac{l \cdot w_{\text{ср}}^2 \cdot \rho}{2d_3}, \quad (4)$$

а расход жидкости по уравнению

$$Q = S \cdot w_{\text{ср}}. \quad (5)$$

Площадь поперечного сечения канала предлагается определять, используя понятие эквивалентного диаметра

$$S = \frac{d_3 \cdot \Pi}{4}, \quad (6)$$

где Π – периметр поперечного сечения канала, м.

Из уравнений (5) и (6) получаем

$$Q = \frac{d_3 \cdot \Pi \cdot w_{\text{ср}}}{4}. \quad (7)$$

На основании уравнений (3), (4) и (7) получим

$$N = \xi \frac{l \cdot \Pi \cdot w_{\text{ср}}^3 \cdot \rho}{8}. \quad (8)$$

Учитывая, что $l \cdot \Pi = F$ и заменяя в уравнении (8) скорость течения жидкости в каналах теплообменной поверхности через число Рейнольдса по зависимости

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{ср}} \cdot d_3}{\nu}, \quad (9)$$

приходим к уравнению (2).

Как известно, смена режима движения жидкости связана с потерей устойчивости движения, что с энергетической точки зрения может быть представлено зависимостью

$$\left(\frac{N}{F} \right)_{\text{лам}}^{\text{кр}} = \left(\frac{N}{F} \right)_{\text{турб}}^{\text{кр}}, \quad (10)$$

где $\left(\frac{N}{F} \right)_{\text{лам}}^{\text{кр}}$ и $\left(\frac{N}{F} \right)_{\text{турб}}^{\text{кр}}$ – критические значения удельных затрат мощности при

ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости соответственно. Предлагаемый метод позволяет уточнить значения критических величин чисел Рейнольдса, если достоверно известна зависимость вида (1) для ламинарного или турбулентного режима движения теплоносителя в каналах рассматриваемой поверхности или определить числовой коэффициент A зависимости (1) для, скажем, ламинарного режима, если известны все данные этой же зависимости для турбулентного режима.

В качестве примера рассмотрим теплообменную поверхность, созданную из пластин типа 0,6. Всю необходимую информацию для проведения анализа принимаем по данным [2]. Удельные затраты мощности на проталкивание теплоносителя через каналы указанной поверхности при ламинарном режиме определяются зависимостью

$$\left(\frac{N}{F} \right)_{\text{лам}} = \frac{40 \cdot \text{Re}^2 \cdot v^3 \cdot \rho}{d_3^3}, \quad (11)$$

а для турбулентного режима соотношением

$$\left(\frac{N}{F} \right)_{\text{турб}} = \frac{1.875 \cdot \text{Re}^{2,75} \cdot v^3 \cdot \rho}{d_3^3}, \quad (12)$$

откуда из уравнения (10) для указанного типа пластин получим

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 59,1. \quad (13)$$

Согласно [2] критическое число Рейнольдса для пластин типа 0,6 равно 50, что несколько ниже полученных нами.

Учитывая то обстоятельство, что гидравлические потери определяются весьма тщательно, а критическое число Рейнольдса, чаще всего, косвенным методом, полученное значение $\text{Re}_{\text{кр}}$ следует считать более точным. Подтверждением сказанному может служить также и тот факт, что в [2] критическое значение числа Рейнольдса для пластины типа 0,3 равно 50, тогда как в [1] для той же пластины оно равно 100. Полученное нами расчетное значение $\text{Re}_{\text{кр}}$ для пластины 0,3 равно 61,6, что, безусловно, ближе к 50, чем к 100.

В таблице 1 приведены критические значения чисел Рейнольдса согласно [2] и подсчитанные по предложенной методике

Таблица 1 – Критические числа Рейнольдса для основных типов пластинчатых поверхностей

Тип пластин	$\text{Re}_{\text{кр}}$				
	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Источник [2]	50	50	50	50	50
Предлагаемая методика	60,4	61,6	60,1	59,1	67,3

Как видно из приведенной таблицы, значения критических чисел Рейнольдса для указанных типов пластин, согласно [2] и подсчитанных по предлагаемой методике, близки между собой, но отличия их также ощутимы. Примером использования предлагаемого метода определения численных коэффициентов уравнения для расчета гидравлического сопротивления ряда пластинчатых поверхностей служит таблица 2.

Таблица 2 – Значения числовых коэффициентов в зависимости (1) для ламинарного режима движения

Тип пластин	0,32;	0,7	0,7	0,75	1,0
	0,48;	(ап.тип 1)	(ап.тип 2)		

	0,75K				
Значения коэффициентов <i>A</i>	159,8	564,1	40,0	112,8	80,8

Для выполнения расчетов выбраны поверхности, к которым в [2] приведены зависимости для определения коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном режиме движения теплоносителей.

Принимая в качестве истинного $Re_{кр} = 50$, согласно [2], определим числовые коэффициенты к расчетной зависимости вида (1) для ламинарного режима движения теплоносителей в межпластинных каналах выбранных поверхностей.

Сопоставить полученные данные с действительными не представляется возможным из-за отсутствия в [2] соответствующей информации.

Рассмотренный энергетический метод определения кризиса течения жидкостей в каналах пластинчатых теплообменных поверхностей позволяет определить критические значения чисел Рейнольдса, а также уточнить значения числовых коэффициентов расчетных зависимостей для определения коэффициентов гидравлического сопротивления каналов сложной формы, повысить надежность тепловых и гидравлических расчетов теплообменных аппаратов, уменьшить объем экспериментов при определении тепловых и гидравлических характеристик новых теплообменных поверхностей.

Библиографический список

1. Пластинчатые теплообменники: Каталог. — М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ 1974. — 58 с.
2. Пластинчатые теплообменные аппараты: Каталог. — М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1983. — 56 с.
3. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко А.Р. Ястребенецкий. — М.: Машиностроение, 1973. — 288 с.
4. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко А.Ф. Глушков — М.: Энергоатомиздат 1986. — 240 с.

Поступила в редакцию 18.12.2001 г.