

Задание №6. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ

6.1. Общие сведения

Конвективным называется теплообмен, обусловленный совместным действием конвекции и теплопроводности.

Теплоотдачей называется конвективный теплообмен, происходящий:

– между теплоносителем и омываемой поверхностью (твердым телом, стенкой);

– между теплоносителем и жидкостью, газом.

В теплотехнике любой теплоноситель в жидком или газообразном состоянии называют одним словом – жидкость.

Тепловой поток Φ , передаваемый конвекцией, определяется по закону Ньютона-Рихмана:

$$\Phi = q \cdot A = \alpha \cdot (t_C - t_{Ж}) \cdot F, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

t_C и $t_{Ж}$ – соответственно температура поверхности (стенки) и жидкости, °С или К;

F – площадь поверхности теплообмена, м².

Главная трудность расчета по уравнению (6.1) заключается в определении *коэффициента теплоотдачи* α , зависящего от целого ряда факторов: физических свойств омывающей поверхность жидкости (плотности, вязкости, теплоемкости, теплопроводности, природы возникновения и скорости движения среды, формы и размеров поверхности).

Коэффициент α – величина сложная и ее невозможно определить теоретическим путем. Это связано со значительным влиянием на конвективный теплообмен (*теплоотдачу*) движения жидкости, которое подразделяется на *свободное* и *вынужденное*. Свободное движение среды происходит

вследствие разности плотностей нагретых и холодных объемов жидкости, находящейся в гравитационном поле.

Свободное движение называют также *естественной конвекцией*, оно зависит от рода жидкости, разности температур и объема пространства, в котором происходит процесс.

Вынужденное движение среды возникает под действием *посторонних побудителей* (насоса, вентилятора, разности давлений и т.п.). В общем случае наряду с вынужденным движением одновременно может развиваться и свободное. Относительное влияние последнего тем больше, чем больше разность температур в отдельных точках жидкости и чем меньше скорость вынужденного движения.

Движение жидкости может быть *ламинарным* или *турбулентным*. При ламинарном режиме частицы жидкости движутся послойно, не перемешиваясь. Турбулентный режим характеризуется непрерывным перемешиванием всех слоев жидкости. При любом режиме движения частицы жидкости, непосредственно прилегающие к поверхности омываемого тела, как бы прилипают к ней. В результате вблизи обтекаемой поверхности вследствие действия сил вязкости образуется тонкий слой заторможенной жидкости, в пределах которого скорость изменяется от нуля (на поверхности тела) до скорости невозмущенного потока (вдали от тела). Этот слой заторможенной жидкости получил название *гидродинамического пограничного слоя*.

Теория и опыты показывают, что теплоотдача при течении жидкости в трубе неодинакова по длине. У входа в трубу коэффициент теплоотдачи α имеет максимальное значение, а затем убывает на "участке тепловой стабилизации" длиной $l_{ст}$. За пределами этого участка ($l/d > 50$) коэффициент α не изменяется.

При *ламинарном* течении жидкости встречаются два режима неизотермического движения: *вязкостный* и *вязкостно-гравитационный*.

Вязкостный режим соответствует течению вязких жидкостей при отсутствии естественной конвекции. При этом

режиме передача теплоты между стенками канала и жидкостью осуществляется только теплопроводностью.

Вязкостно-гравитационный режим имеет место тогда, когда вынужденное движение жидкости сопровождается естественной конвекцией. При этом режиме теплота передается не только теплопроводностью, но и конвекцией.

Интенсивность переноса теплоты зависит от режима движения жидкости в пограничном слое. При турбулентном пограничном слое перенос теплоты в направлении перпендикулярном движению жидкости обусловлен турбулентным ее перемешиванием. Однако непосредственно у поверхности тела, в ламинарном подслое, а также в ламинарном пограничном слое теплота в указанном направлении передается в основном теплопроводностью.

Определение коэффициента α всегда базируется на экспериментальных данных. Однако результаты отдельных экспериментальных исследований должны быть обобщены с целью распространения на целую группу аналогичных или, как принято говорить, *подобных* явлений. Учение о подобных физических явлениях называется *теорией подобия*.

При изучении конвективного теплообмена (теплоотдачи) чаще всего пользуются следующими критериями подобия:

- 1) Критерий Нуссельта (Nu);
- 2) Критерий Рейнольдса (Re);
- 3) Критерий Прандтля (Pr);
- 4) Критерий Грасгофа (Gr).

6.2. Порядок выполнения задания

В теплообменном аппарате происходит конвективный теплообмен между стенкой круглой трубы и движущейся средой.

Известными величинами являются следующие (см. приложение 1 и 2):

1. Тип среды (теплоноситель) _____;
2. Скорость движения среды (жидкости или газа):

$$W = \text{_____ м/с};$$

3. Средняя температура движущейся среды:

$$t_{ж} = \text{_____ } ^\circ\text{С};$$

4. Средняя температура стенки трубы:

$$t_c = \text{_____ } ^\circ\text{С};$$

5. Диаметр трубы:

$$d = \text{_____ м};$$

6. Длина трубы:

$$l = \text{_____ м}.$$

Определить:

- 1) Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к движущейся среде;
- 2) Поверхностную плотность теплового потока.

Решение

1. Определяем характер движения среды, для этого найдем число Рейнольдса ($Re_{ж}$):

$$Re_{ж} = \frac{W \cdot d}{\nu_{ж}} \quad (6.1)$$

где W – скорость движения среды, м/с;

d – диаметр трубы, м;

$\nu_{ж}$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости при заданной температуре среды $t_{ж}$, м²/с (см. приложение 6, 7, 8 и 9).

Если $Re_{ж} < 2000$, то режим течения будет ламинарным;

если $Re_{ж} = 2000 \dots 10000$ – режим переходный;

если $Re_{ж} > 10000$ – режим турбулентный.

2. Определяем критерии Прандтля ($Pr_{ж}$) и (Pr_c):

$$a) Pr_{ж} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}} \quad (6.2)$$

$$б) Pr_c = \frac{\nu_c}{a_c} \quad (6.3)$$

где $\nu_{ж}$ и $a_{ж}$ – кинематический коэффициент вязкости и коэффициент температуропроводности жидкости при заданной температуре среды $t_{ж}$, м²/с (см. приложение 6, 7, 8 и 9);

ν_c и a_c – кинематический коэффициент вязкости и коэффициент температуропроводности жидкости при заданной температуре стенки трубы t_c , м²/с (см. приложение 6, 7, 8 и 9).

3. Определяем критерий Грасгофа ($Gr_{ж}$).

$$Gr_{ж} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_{ж}}{\nu_{ж}^2} \cdot (t_c - t_{ж}) \quad (6.4)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\beta_{ж}$ – коэффициент объемного расширения жидкости при заданной температуре среды $t_{ж}$, 1/К

Для жидких теплоносителей коэффициент $\beta_{ж}$ выбирают из приложений 8 и 9.

Для газообразных теплоносителей коэффициент $\beta_{ж}$ рассчитывают по формуле:

$$\beta_{ж} = \frac{1}{T_{ж}}, \text{ 1/К} \quad (6.5)$$

где $T_{ж} = t_{ж} + 273$, К.

4. Определяем число Рэлея (Ra):

$$Ra = Pr_{ж} \cdot Gr_{ж} \quad (6.6)$$

5. Определяем критерий Нуссельта (Nu).

При ламинарном вязкостном режиме ($Pr_{ж} \cdot Gr_{ж} < 8 \cdot 10^5$):

$$Nu = 0,15 \cdot Re_{жс}^{0,33} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (6.7)$$

При ламинарном вязкостно-гравитационном режиме ($Pr_{жс} \cdot Gr_{жс} \geq 8 \cdot 10^5$):

$$Nu = 0,15 \cdot Re_{жс}^{0,33} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot Gr_{жс}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (6.8)$$

При переходном режиме:

$$Nu = 0,008 \cdot Re_{жс}^{0,9} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \quad (6.9)$$

При турбулентном режиме:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{жс}^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (6.10)$$

где ε_l – поправочный коэффициент, учитывающийся при отношении $l/d < 50$ (см. табл. 3). Если $l/d \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$.

Таблица 3. – Значение коэффициента ε_l при различных значениях $Re_{жсd}$ в зависимости от l/d .

$Re_{жсd}$	Отношение длины трубы к ее диаметру l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$2 \cdot 10^3$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

6. Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{жс}}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (6.11)$$

где $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости при заданной температуре среды $t_{ж}$, Вт/(м·К) (см. приложение 6, 7, 8 и 9)

7. Определяем поверхностную плотность теплового потока:

$$q = \alpha \cdot (t_c - t_{ж}), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.12)$$