

Лекция 16. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб

Обтекание трубы поперечным потоком жидкости характеризуется рядом особенностей. Плавное, безотрывное обтекание цилиндра (рис. 2.22,а) имеет место только при значениях числа Рейнольдса $Re = \frac{w_0 d}{\nu} < 5$ (w_0 – скорость набегающего потока, d – внешний диаметр цилиндра).

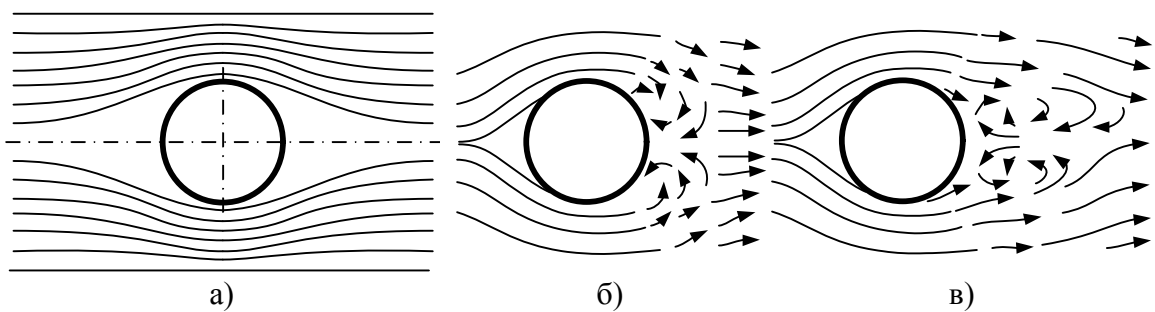
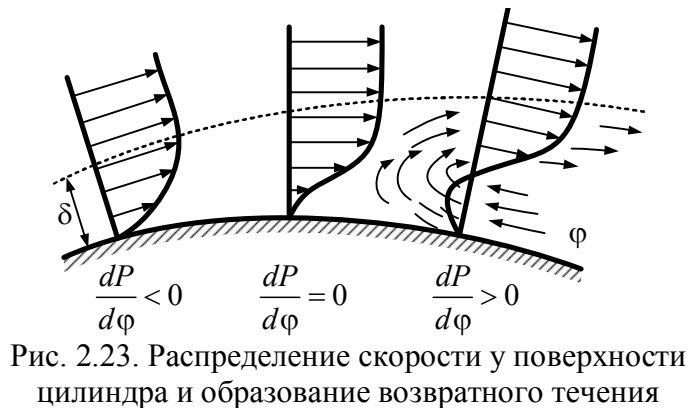


Рис. 2.22. Поперечное омывание цилиндра

При $Re > 5$ поперечно омываемый цилиндр представляет собой неудобобтекаемое тело. Пограничный слой, образующийся на передней половине трубы, в кормовой части отрывается от ее поверхности, и позади цилиндра образуются два симметричных вихря (рис. 2.22,б). При дальнейшем увеличении числа Рейнольдса вихри вытягиваются по течению все дальше и дальше от цилиндра. При $Re > 10^3$ вихри периодически отрываются от трубы и уносятся потоком жидкости, образуя за цилиндром вихревую дорожку (2.22,в). Отрыв пограничного слоя является следствием возрастания давления вдоль потока и подтормаживания жидкости твердой стенкой. При обтекании передней половины цилиндра сечение потока уменьшается, а скорость жидкости увеличивается. При этом статическое давление у поверхности цилиндра падает. Наоборот, в кормовой части статическое давление увеличивается, так как здесь скорость уменьшается.

За счет действия сил вязкости скорость и, следовательно, кинетическая энергия жидкости у поверхности цилиндра малы. Возрастание давления вдоль потока приводит к торможению жидкости и последующему появлению

вспятого движения. Возвратное течение оттесняет пограничный слой от поверхности тела, происходит отрыв потока и образование вихрей (рис. 2.23).



Отрыв пограничного слоя и образование вихрей является основной особенностью поперечного омывания трубы.

При сравнительно небольших числах Рейнольдса и малой степени турбулентности набегающего потока наблюдается отрыв ламинарного пограничного слоя. Он происходит при угле φ , равном примерно 82° (угол φ отсчитывается от лобовой образующей трубы), и имеет место вскоре после минимума давления.

Если числа Рейнольдса значительны, подтормаживание течения за счет роста давления приводит не к отрыву, а к переходу движения в слое в турбулентную форму. Турбулентный пограничный слой обладает большей кинетической энергией, так как последняя дополнительно переносится в слой из внешнего потока турбулентными пульсациями. В результате место отрыва резко смещается по потоку. Турбулентный слой отрывается при $\varphi \approx 140^\circ$. Смещение места отрыва приводит к уменьшению вихревой зоны за цилиндром (рис. 2.22,б,в), обтекание улучшается.

Коэффициент теплоотдачи. На рис. 2.24 показано изменение коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра. Кривая 1 соответствует теплоотдаче при отрыве ламинарного пограничного слоя, кривая 2 – теплоотдаче при отрыве турбулентного.

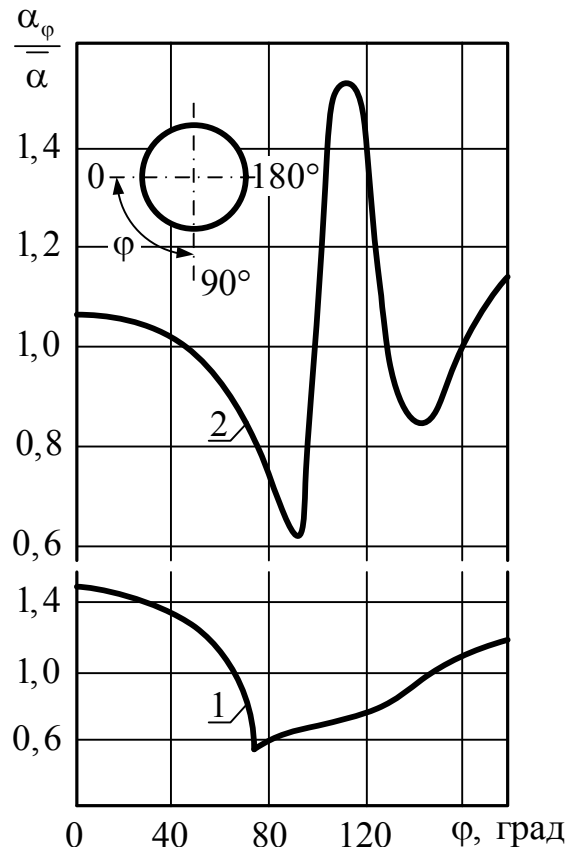


Рис. 2.24. Изменение местного коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра, омываемого поперечным потоком газа при $q_w = \text{const}$

Падение коэффициента теплоотдачи на лобовой части трубы объясняется ростом толщины ламинарного пограничного слоя. На кривой 1 минимум теплоотдачи примерно соответствует месту отрыва слоя; кормовая часть трубы омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения. При малых Re теплоотдача кормовой половины цилиндра невелика; с возрастанием Re она увеличивается и может сравняться с теплоотдачей лобовой части трубы.

На кривой 2 имеется два минимума. Первый соответствует переходу ламинарного течения в слое в турбулентное. Коэффициент теплоотдачи при этом резко возрастает: при больших значениях числа Рейнольдса он может увеличиться в 2–3 раза. Второй минимум соответствует месту отрыва турбулентного пограничного слоя. Снижение теплоотдачи перед отрывом можно объяснить подтормаживанием пограничного слоя. За местом отрыва труба

омывается вихрями, имеющими сложный характер движения. Здесь теплоотдача несколько возрастает.

Из изложенного следует, что теплоотдача цилиндра связана с характером омывания. Ввиду сложности картины течения сложен и характер изменения теплоотдачи, что обуславливает трудность теоретического решения для всех областей омывания.

Подробные экспериментальные исследования средней по окружности трубы теплоотдачи были проведены Жукаускасом А.А. [10, 17]. В результате обобщения опытных данных было получено, что средний по окружности коэффициент теплоотдачи описывается уравнениями:

– при $5 < Re < 10^3$

$$\overline{Nu}_f = 0,5 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}; \quad (2.50)$$

– при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_f = 0,25 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}; \quad (2.51)$$

– при $Re = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6$

$$\overline{Nu}_f = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,37} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}.$$

Здесь за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы. Определяющей температурой является средняя температура жидкости; исключение составляет Pr_w , выбираемый по средней температуре стенки трубы.

Формулы (2.50) и (2.51) справедливы, если угол ψ , составленный направлением потока и осью трубы и называемый углом атаки, равен 90° . Если $\psi < 90^\circ$, теплоотдача уменьшается. Для оценки ее уменьшения при $\psi = 30 \div 90^\circ$ можно использовать приближенную зависимость

$$\bar{\alpha}_{\psi} = \bar{\alpha}_{\psi=90^{\circ}} (1 - 0,54 \cos^2 \psi),$$

где $\bar{\alpha}_{\psi}$, $\bar{\alpha}_{\psi=90^{\circ}}$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно при $\psi < 90^{\circ}$ и $\psi = 90^{\circ}$.

Угол атаки $\psi = 0$ соответствует продольному омыванию трубы. При прочих равных условиях поперечное омывание дает более высокую теплоотдачу. Заметим, что характеры продольного и поперечного омывания существенно различны.

Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб

Теплообменные устройства редко выполняются из одной поперечно омываемой трубы, так как поверхность теплообмена при этом невелика. Обычно трубы собирают в пучок. В технике чаще встречаются два основных типа трубных пучков (рис. 2.25): шахматный (а) и коридорный (б).

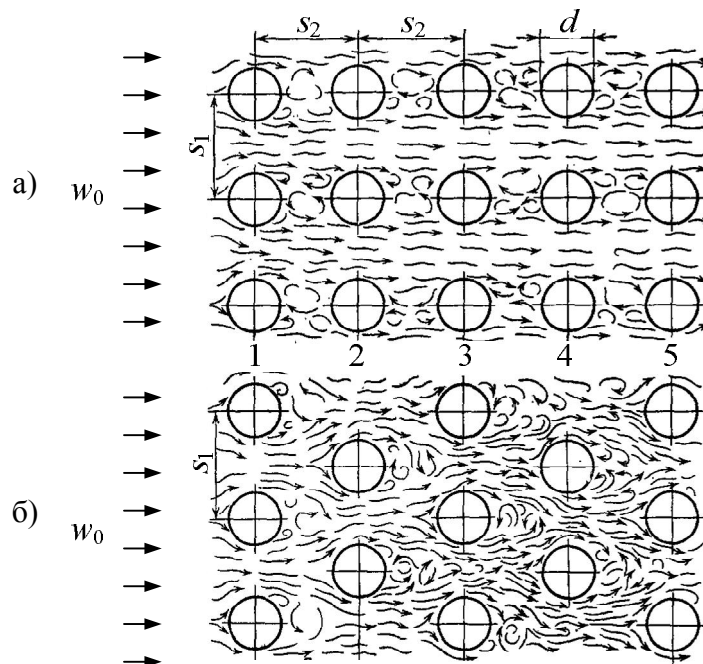


Рис. 2.25. Схемы расположения труб в коридорных (а) и шахматных (б) пучках труб и характер движения в них

Характеристиками пучка являются поперечный шаг s_1 (расстояние между осями труб в направлении, поперечном потоку жидкости) и продольный шаг s_2 (расстояние между осями соседних двух рядов труб, расположенных один за другим в направлении течения жидкости). Кроме того, пучки характеризуются внешним диаметром труб d и количеством рядов труб по ходу жидкости n . Для определенного пучка шаги s_1 и s_2 и диаметр труб d обычно являются постоянными, не изменяющимися как поперек, так и вдоль течения жидкости.

Течение жидкости в пучке имеет достаточно сложный характер. Так как рядом стоящие трубы пучка оказывают воздействие друг на друга, омывание отдельных труб пучка отличается от обтекания одиночной трубы. Обычно пучок труб устанавливают в каком-либо канале. Поэтому течение в пучке может быть связано с течением в канале.

Известны два основных режима течения жидкости: ламинарный и турбулентный. Эти же режимы могут иметь место и при движении жидкости в пучке. Форма течения жидкости в пучке во многом зависит от характера течения в канале перед пучком. Если при данном расходе и температурах течение в канале, где установлен пучок, было бы турбулентным при отсутствии пучка, то оно обязательно будет турбулентным и в пучке, так как пучок является прекрасным турбулизатором. Однако, если пучок был помещен в канал, в котором до его установки имел бы место ламинарный режим течения, то в этом случае в зависимости от числа Re можно иметь как одну, так и другую форму течения. Чем меньше число Рейнольдса, тем более устойчиво ламинарное течение. При малых Re межтрубные зазоры как бы образуют отдельные щелевидные каналы переменного сечения (исключение составляет предельный случай, когда расстояния между трубами очень велики).

В технике чаще встречается турбулентная форма течения жидкости в пучках. Так, например, поперечно омываемые трубные поверхности нагрева

котельных агрегатов омываются турбулентным потоком. Однако и в этом случае имеют место различные законы теплообмена. Это объясняется различным характером течения на стенках труб. Закон теплоотдачи изменяется при появлении на поверхности труб турбулентного пограничного слоя.

При $Re < 1 \cdot 10^5$ передняя часть трубы омывается ламинарным пограничным слоем, а кормовая – неупорядоченными вихрями. Таким образом, в то время как течение в пространстве между трубами является турбулентным, на передней половине трубы имеется слой ламинарно текущей жидкости – в целом имеет место смешанное движение жидкости.

Изменение характера омывания сказывается и на теплоотдаче. Можно выделить три основных режима омывания и теплоотдачи в поперечно обтекаемых трубных пучках. Назовем их соответственно ламинарным, смешанным и турбулентным режимами. В настоящее время наиболее изучен смешанный режим, который часто встречается в котельных агрегатах. Смешанному режиму соответствуют числа Re примерно от $1 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^5$. Рассмотрим его особенности.

Омывание первого ряда труб шахматного (а) и коридорного (б) пучков аналогично омыванию одиночного цилиндра (рис. 2.25). Характер омывания остальных рядов в сильной мере зависит от типа пучка. В коридорных пучках все трубы второго и последующих рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих труб, причем циркуляция жидкости в вихревой зоне слабая, так как поток проходит в основном в продольных зазорах между трубами («коридорах»). Поэтому в коридорных пучках как кормовая, так и лобовая части труб омываются со значительно меньшей интенсивностью, чем те же части одиночной трубки или лобовая часть трубки первого ряда в пучке. В шахматных пучках характер омывания глубоко расположенных трубок качественно мало чем отличается от омывания трубок первого ряда.

Описанному характеру движения жидкости в пучках из круглых труб соответствует и распределение местных коэффициентов теплоотдачи по ок-

ружности труб различных рядов (рис. 2.26), из которого следует, что изменение местных коэффициентов теплоотдачи по окружности трубы для любого ряда шахматного пучка (б) соответствует распределению для одиночной трубы.

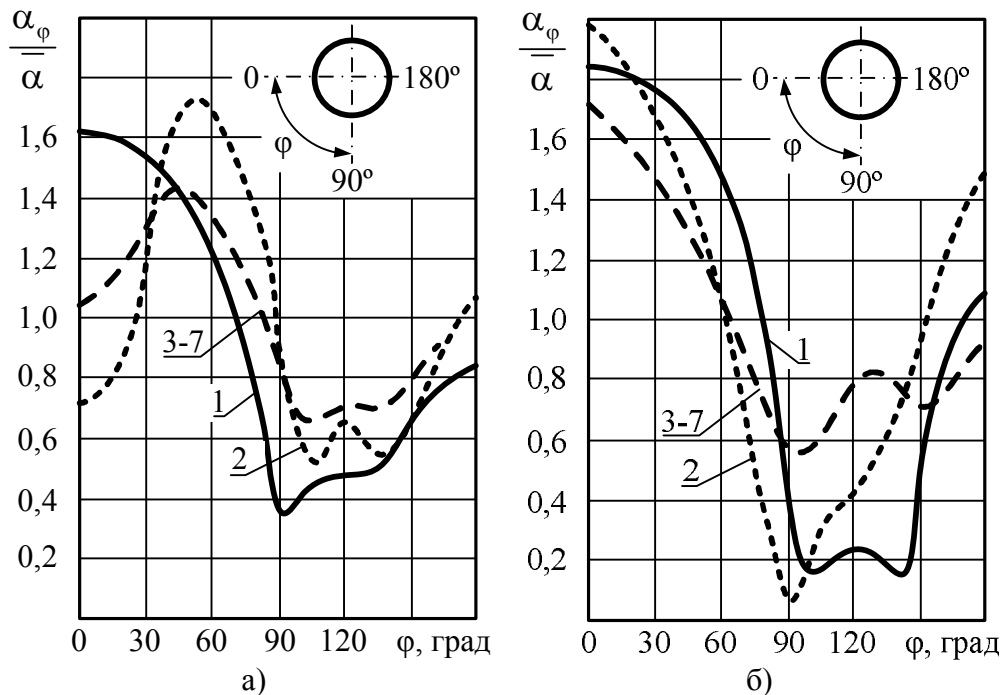


Рис. 2.26. Изменение коэффициента теплоотдачи по окружности труб для различных рядов коридорных (а) и шахматных (б) пучков

Максимум теплоотдачи везде соответствует лобовой точке. Для коридорного пучка труб (а) распределение коэффициента теплоотдачи по окружности трубы для первого ряда также соответствует распределению для одиночной трубы, а для второго и последующих рядов характер распределения коэффициента теплоотдачи меняется. Максимум расположен не в лобовой точке, а под углом $\varphi \approx 50^\circ$. Таких максимумов два и расположены они как раз в тех областях поверхности труб, где происходит удар набегающих струй.

Изменяется в начальных рядах пучков и средняя теплоотдача. На основании многочисленных исследований теплоотдачи пучков можно сделать следующие выводы:

а) средняя теплоотдача первого ряда различна и определяется начальной турбулентностью потока;

б) начиная примерно с третьего ряда, средняя теплоотдача стабилизируется, т. к. в глубинных рядах степень турбулентности потока определяется компоновкой пучка, являющегося по существу системой турбулизирующих устройств.

При невысокой степени турбулентности теплоотдача в зависимости от номера ряда показана на рис. 2.27. Возрастание теплоотдачи по рядам объясняется дополнительной турбулизацией потока в пучке. Однако если набегающий поток был турбулизован в значительной степени, то коэффициент теплоотдачи по рядам может быть одинаковым или даже уменьшаться в глубину пучка (тоже вызвано стабилизацией потока в пучке). Тогда пучок является детурбулизирующим устройством. В этом случае нет достоверных данных и коэффициент теплоотдачи считается одинаковым для всех рядов.

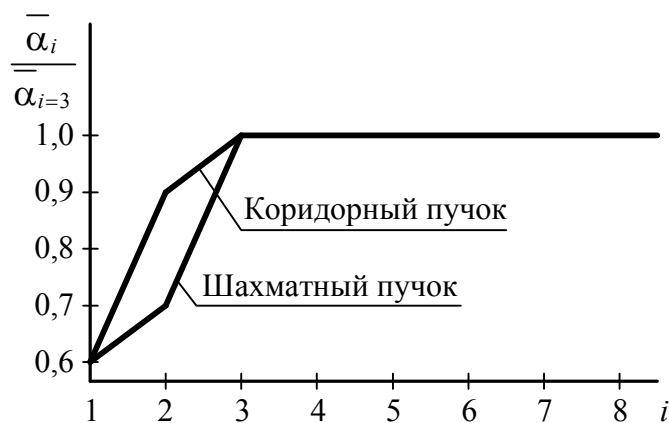


Рис. 2.27. Диаграмма изменения коэффициентов теплоотдачи по рядам коридорного и шахматного пучков труб

Если пучок многорядный, то доля теплопередачи передних пучков невелика и ошибками в расчетах можно пренебречь.

Теплоотдача пучков труб зависит также от расстояния между трубами, которое принято выражать в виде безразмерных характеристик s_1/d и s_2/d ,

называемых соответственно *относительными поперечным и продольным шагами*.

Согласно [10, 17, 19] при смешанном режиме ($Re \approx 10^3 \div 10^5$) средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка может быть найден по уравнению

$$Nu_f = c Re_f^n Pr_f^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \varepsilon_s, \quad (2.52)$$

где:

- для шахматных пучков $c = 0,41$ и $n = 0,60$;
- для коридорных $c = 0,41$ и $n = 0,65$.

В формуле (2.52) определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. Определяющей температурой является средняя температура жидкости (исключение составляет число Pr_w , выбираемое по температуре стенки).

Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние относительных шагов. Для глубинных рядов:

- коридорного пучка:

$$\varepsilon_s = (s_2 / d)^{-0,15};$$

- для шахматного:

$$\text{при } s_1 / s_2 < 2 \quad \varepsilon_s = (s_1 / s_2)^{1/6};$$

$$\text{при } s_1 / s_2 \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12.$$

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка в целом, необходимо провести осреднение средних значений $\bar{\alpha}$, полученных для отдельных рядов:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{\alpha}_i F_i}{\sum_{i=1}^n F_i},$$

где $\bar{\alpha}_i$ – средний коэффициент теплоотдачи i -го ряда; F_i – суммарная площадь поверхности теплообмена трубок i -го ряда; n – число рядов в пучке.

Если $F_1 = F_2 = \dots = F_n$, то формула упрощается:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (n-2)\bar{\alpha}_3}{n}.$$

По сравнению со смешанным режимом процесс течения и теплоотдачи в ламинарной и турбулентной области изучен гораздо хуже.