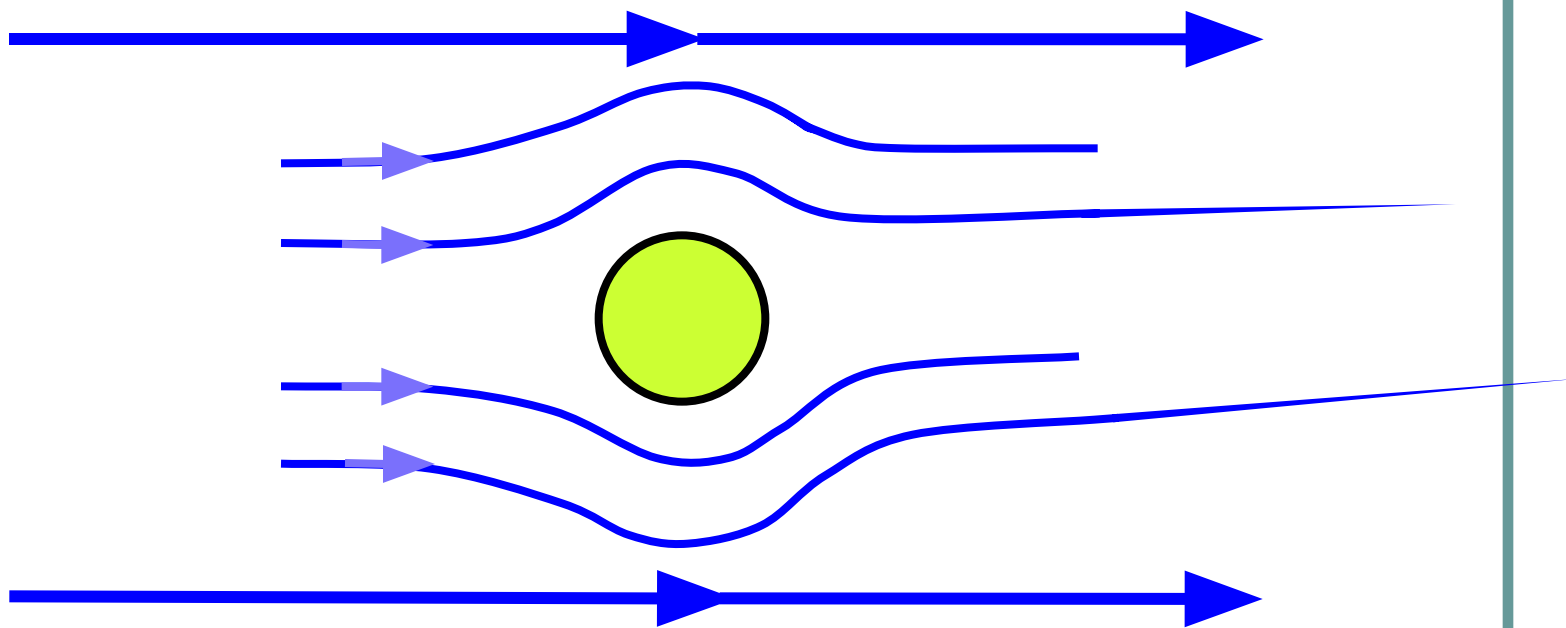


Тепломассообмен 14

Поперечное обтекание
одиночных труб и трубных пучков

Безотрывное обтекание трубы



Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной трубы

Если за определяющую принять скорость набегающего на трубу потока жидкости w_0 , а за характерный линейный размер – наружный диаметр трубы d , то **безотрывное обтекание будет только до чисел Рейнольдса $Re \leq 5$** . При $Re > 5$ пограничный слой в кормовой части срывается и образует два симметричных вихря.

При росте числа Рейнольдса вихри вытягиваются и уносятся, образуя вихревую дорожку.

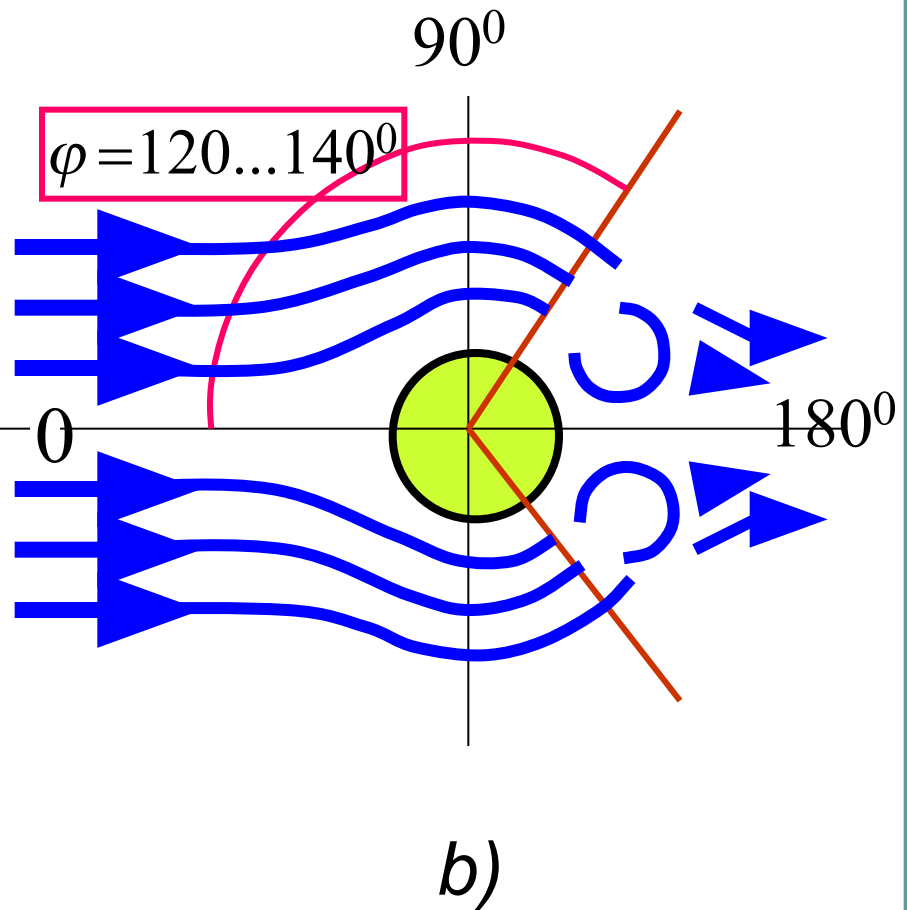
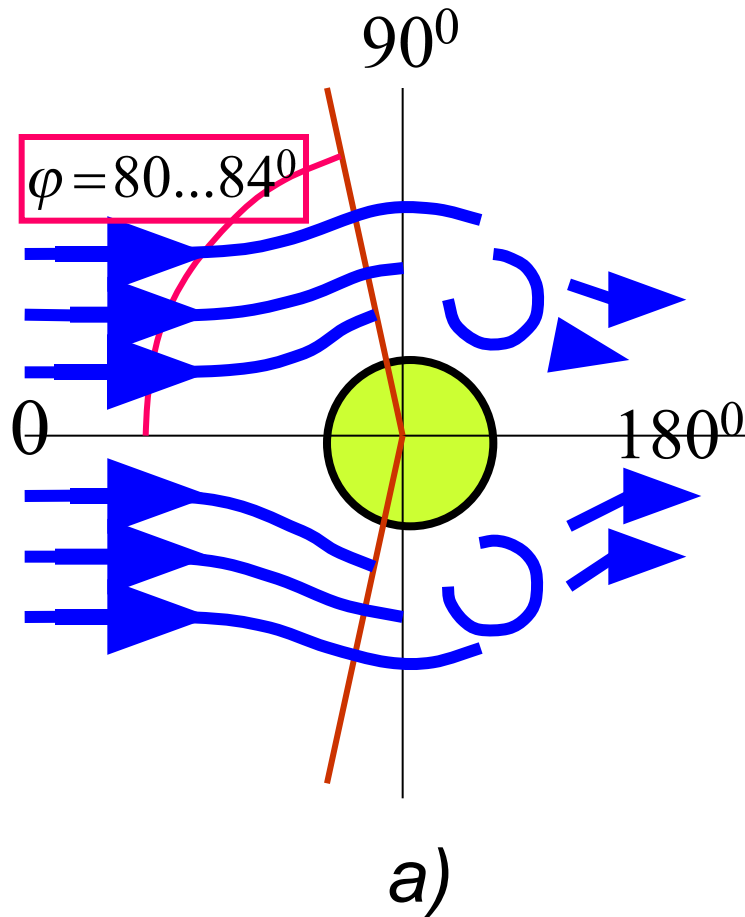
Турбулентный пограничный слой появляется при

$Re_{кр} = 10^5 \dots 4 \cdot 10^5$, в среднем при $Re_{кр} \approx 2 \cdot 10^5$.

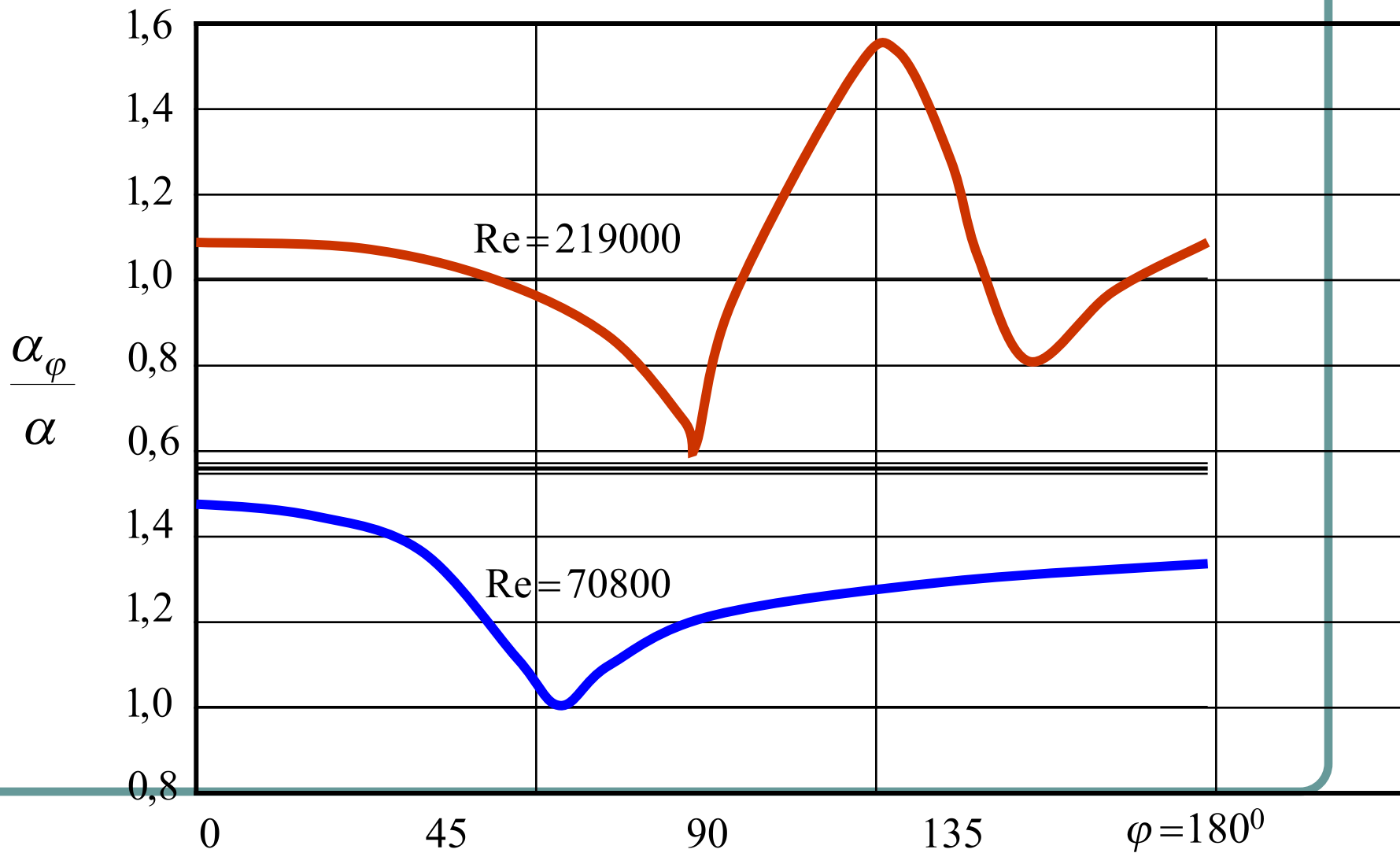
На следующем слайде изображены:

- а) отрыв ламинарного пограничного слоя при $\varphi = 80 \dots 84^\circ$
- б) отрыв турбулентного пограничного слоя при $\varphi = 120 \dots 140^\circ$.

Отрыв пограничного слоя:
a) – ламинарного; b) - турбулентного



Изменение локального коэффициента теплоотдачи



Отрыв турбулентного и ламинарного пограничных слоев от цилиндра

На предыдущем слайде показано изменение локального коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра, поперечно обтекаемого жидкостью.

Здесь α_φ, α - соответственно локальный и средний коэффициенты теплоотдачи.

При $Re = 219000$ **первый минимум** соответствует переходу от ламинарного движения жидкости в пограничном слое к турбулентному;

второй минимум – отрыву турбулентного пограничного слоя от цилиндра.

При $Re = 70800$ **минимум** соответствует отрыву ламинарного пограничного слоя от цилиндра.

Уравнения подобия для поперечного обтекания одиночных цилиндров

Жукаускас обработал свои и литературные опытные данные по средним коэффициентам теплоотдачи для поперечного обтекания цилиндров и получил критериальные уравнения при:

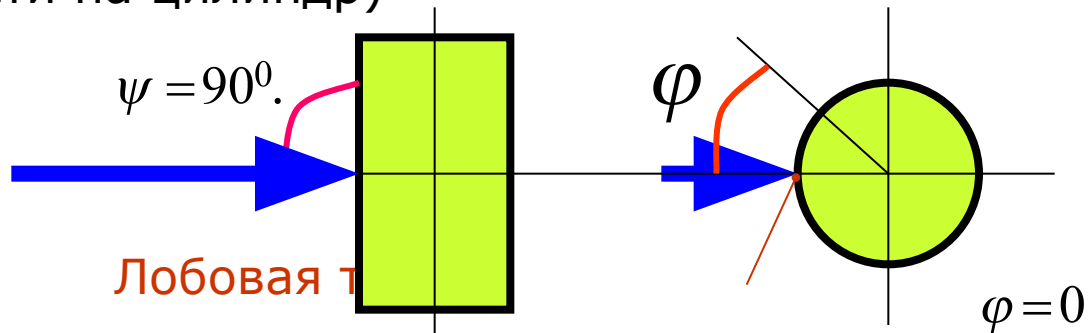
$$\text{Re}_{ж,d} = 5 \dots 10^3 \rightarrow Nu_{ж,d} = 0,5 \overset{(1)}{\text{Re}_{ж,d}^{0,5}} \text{Pr}_{ж}^{0,38} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$

$$\text{Re}_{ж,d} = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5 \rightarrow Nu_{ж,d} = 0,25 \overset{(2)}{\text{Re}_{ж,d}^{0,6}} \text{Pr}_{ж}^{0,38} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$

В этих уравнениях определяющие параметры: скорость жидкости в узком сечении, средняя температура жидкости и наружный диаметр цилиндра. Уравнения подобия (1) и (2) справедливы для угла атаки $\psi = 90^\circ$.

«Угол атаки»

Уравнения подобия (1) и (2) для «угла атаки» (угла набегания потока жидкости на цилиндр)



При $\psi < 90^\circ$ теплоотдача ухудшается. Для углов атаки

$\psi = 30 - 90^\circ$ можно использовать

эмпирическую зависимость:

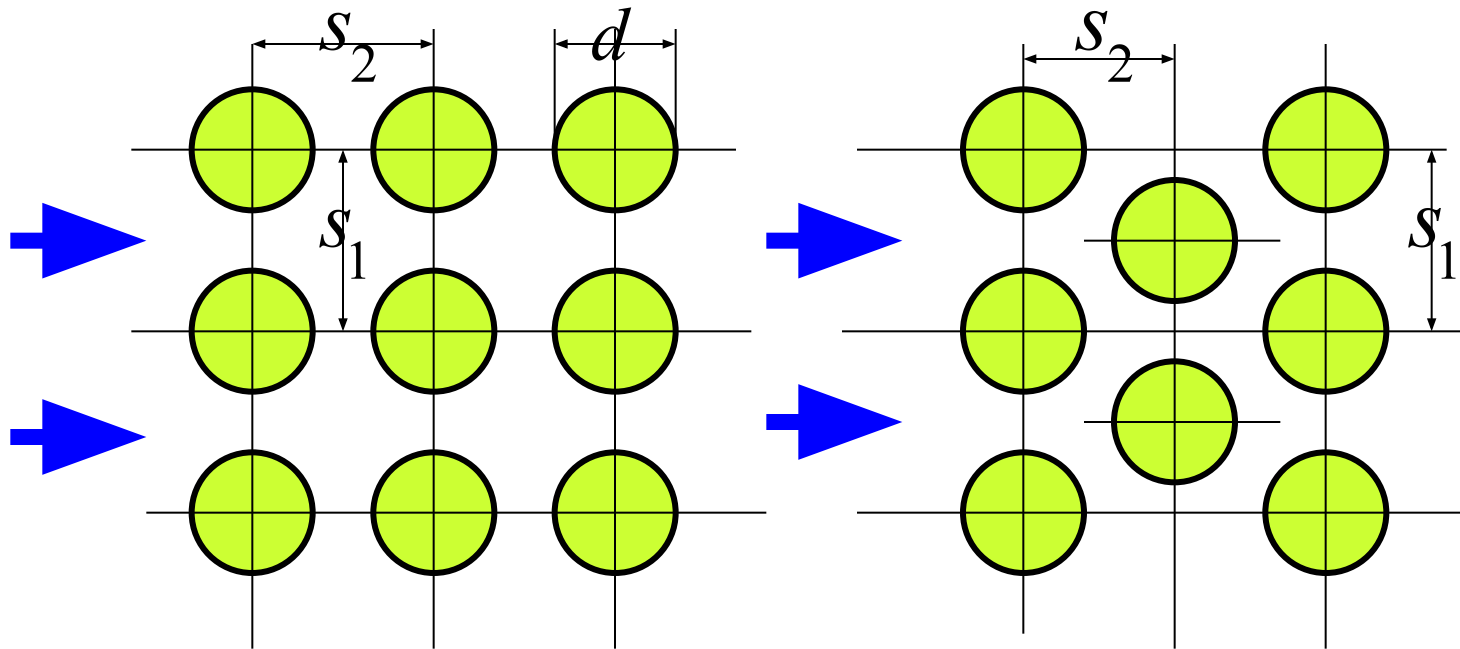
$$\alpha_\psi / \alpha = 1 - 0,54 C_{\text{ос}}^{(3)} \cos^2 \psi.$$

При $Re_{\text{ж},d} < 2 \cdot 10^5$ будут в лобовой точке

По Кружилину: $\alpha_{\text{max}}; t_{\text{с max}} (\varphi = 0).$

$$Nu_{\text{ж},d}^{(4)} = 1,04 Re_{\text{ж},d}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,33}.$$

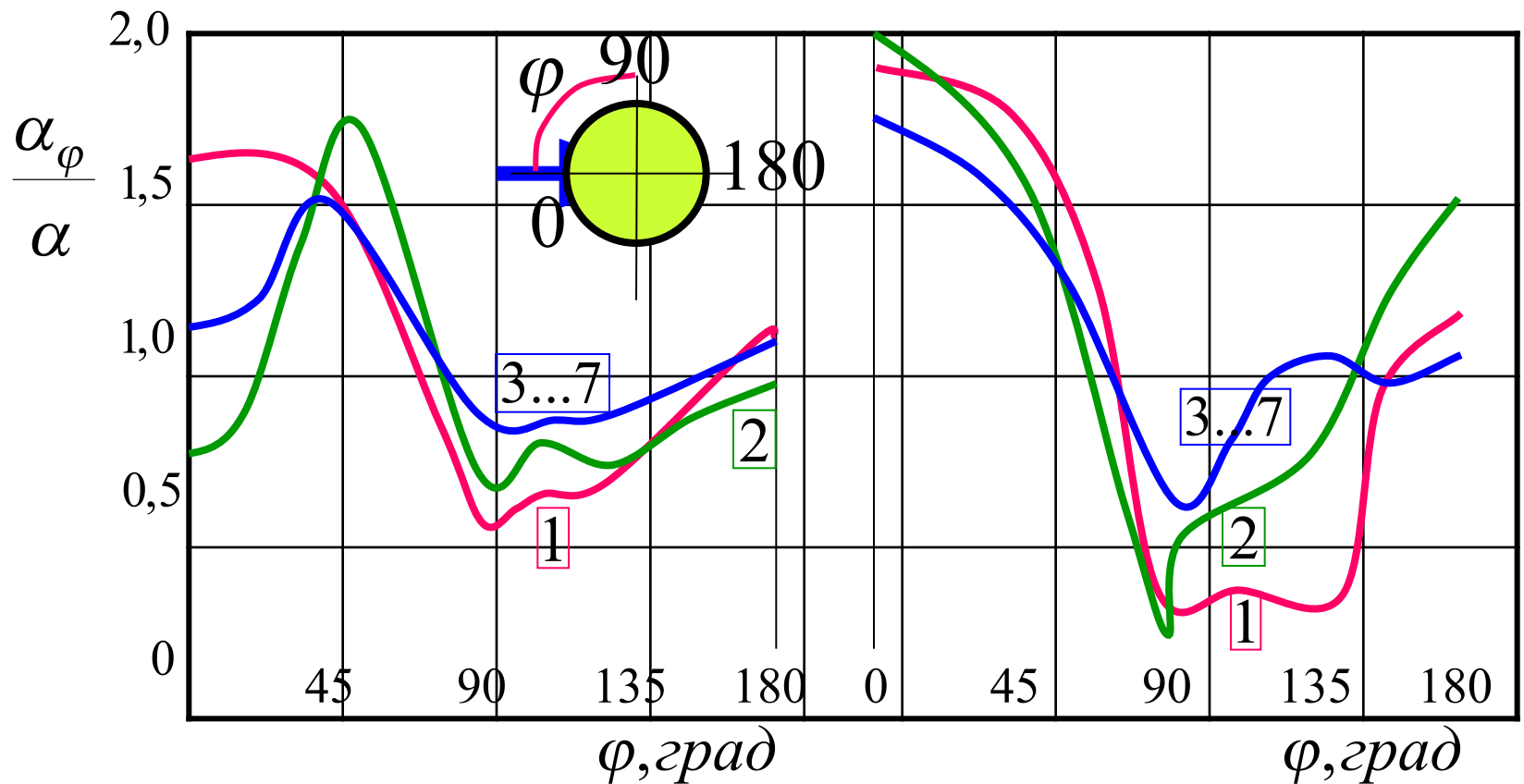
Поперечное обтекание трубных пучков



a) коридорный

b) шахматный

Изменение теплоотдачи по окружности трубы



а) коридорный

б) шахматный

Анализ изменения коэффициента теплоотдачи по рядам трубных пучков

Из рассмотрения кривых на предыдущем слайде следует, что для первого ряда трубок пучков изменение относительного коэффициента теплоотдачи почти в точности соответствует таковому для одиночной трубки. Для вторых и третьих рядов трубок характер кривых меняется: в коридорных трубных пучках максимум теплоотдачи наблюдается не в лобовой точке, а на углах $\varphi \approx 50^\circ$ от нее.

Этот максимум соответствует тем областям поверхности, где происходит удар набегающих на трубки струй жидкости. Лобовая часть непосредственному воздействию потока жидкости не подвергается, поэтому здесь теплоотдача ниже.

В шахматных же трубных пучках максимум теплоотдачи для всех рядов остается в лобовой точке.

Теплоотдача при поперечном обтекании трубных пучков

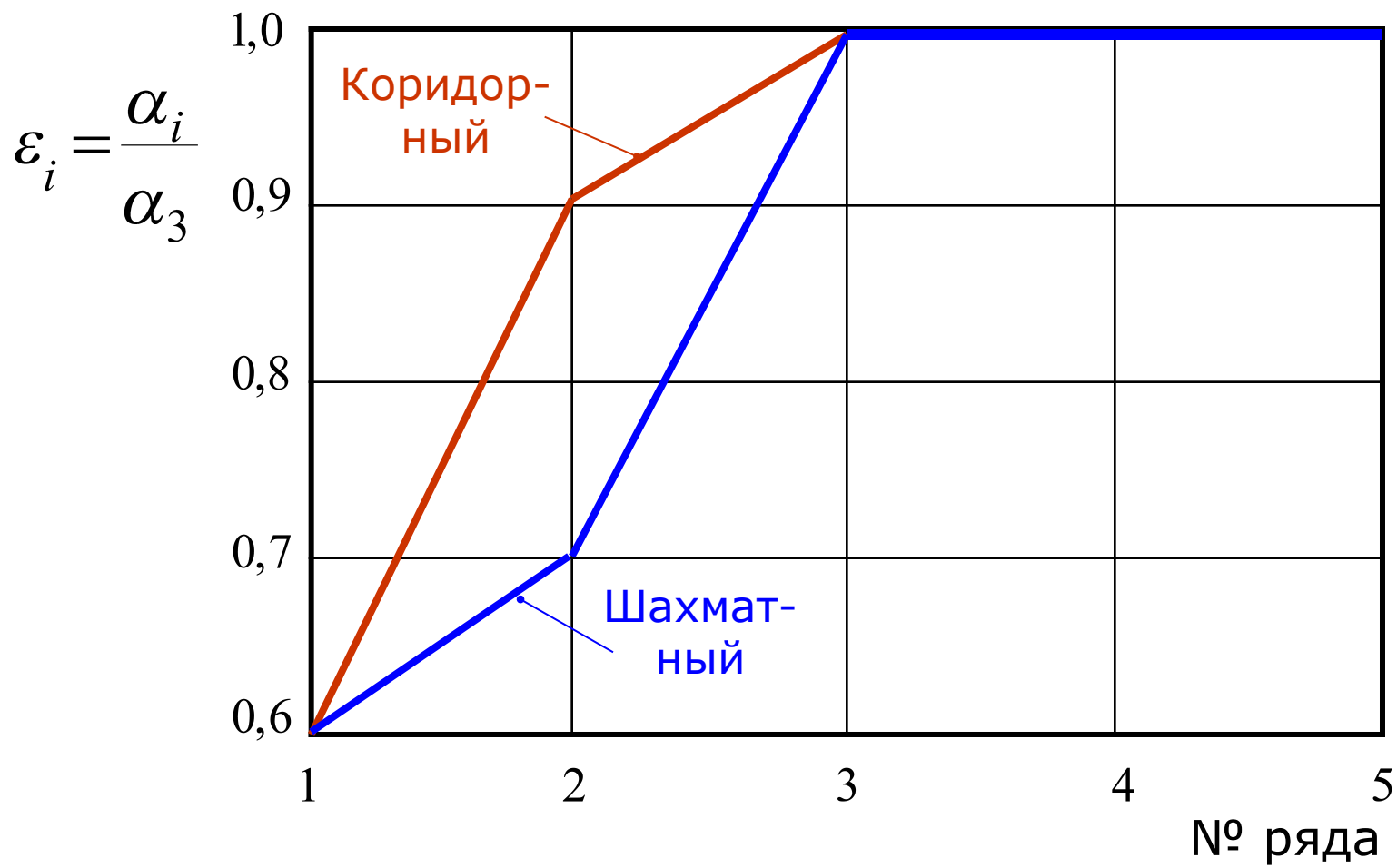
Итак, теплоотдача первого ряда пучков не отличается от таковой для одиночных труб. На обтекание последующих рядов влияют как предыдущие, так и рядом стоящие трубы.

Это приводит к дополнительной турбулизации потока жидкости в пучке. Поэтому даже если до пучка движение жидкости было ламинарное, в пучке оно становится турбулентным.

Если для поперечного обтекания труб переход от ламинарного движения к турбулентному происходил при $Re_{кр} = 2 \cdot 10^5$, в пучке $Re_{кр} = 10^5$ (определяющими являются скорость жидкости в узком сечении и наружный диаметр труб).

При $Re < 10^5$ набегающий поток жидкости ламинарный, в пучке он становится турбулентным из-за того, что трубный пучок является дополнительным турбулизатором.

Изменение среднего коэффициента теплоотдачи по рядам трубных пучков



Режимы движения жидкости в трубном пучке

- ламинарный режим при $Re < 10^3$;
- переходный режим при $Re = 10^3 - 10^5$;
- турбулентный режим при $Re > 10^5$.

В шахматном трубном пучке турбулизация значительней.

Для невысокой турбулентности набегающего потока изменение среднего коэффициента теплоотдачи по рядам трубных пучков по

Кузнецову показаны на предыдущем слайде.

Для высокой турбулентности таких данных нет. Считается, что для (α_i / α_3) всех рядов $= 1$.

Уравнения подобия для теплоотдачи в трубных пучках

По Исаченко на переходном режиме ($Re = 10^3 - 10^5$) в шахматных

трубных пучках при относительных шагах труб $s_1/d = 1,3 - 2,6$; $s_2/d = 0,61 - 3,9$ справедливо уравнение подобия:

$$Nu_{ж,d} = 0,41 Re_{ж,d}^{0,6} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s, \quad (5)$$

где поправки на номер ряда:

$$\varepsilon_1 = 0,6; \varepsilon_2 = 0,7; \varepsilon_3 = 1;$$

на относительные шаги труб:

$$\varepsilon_s = \begin{cases} (s_1/s_2)^{1,6} & \text{при } (s_1/s_2) < 2 \\ 1,12^s & \text{при } (s_1/s_2) \geq 2 \end{cases}$$

Уравнение подобия для коридорных трубных пучков:

$$Nu_{ж,d} = 0,26 Re_{ж,d}^{0,65} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s.$$

Здесь $\varepsilon_1 = 0,6; \varepsilon_2 = 0,9; \varepsilon_3 = 1; \rightarrow \varepsilon_s = (s_2/d)^{-0,15}$

Средний по трубному пучку коэффициент теплоотдачи

Средний коэффициент теплоотдачи по пучку, состоящему из n рядов труб, определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + (n-2)\alpha_3}{n} \quad (7)$$

Для многорядных трубных пучков ($n > 10$) доля теплоотдачи 1 и 2 рядов мала и можно приближенно считать, что средний коэффициент теплоотдачи $\alpha \approx \alpha_3$.

При углах атаки $\psi < 90^\circ$ коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формулам Исаченко (5) и (6), уменьшается пропорционально поправочному коэффициенту ε_ψ , значения которого приведены на следующем слайде.

Для ψ около 0° коэффициент теплоотдачи надо рассчитывать по формулам для продольного обтекания пучков.

Поправка на угол атаки

$\psi, \text{град}$	80	70	60	50
ε_{ψ}	1	0,98	0,94	0,88
$\psi, \text{град}$	40	30	20	10
ε_{ψ}	0,78	0,67	0,52	0,42