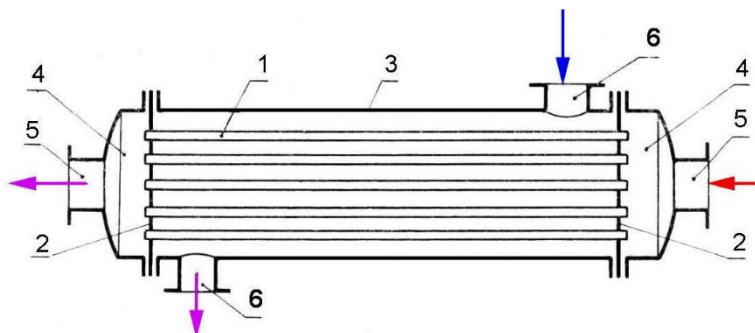


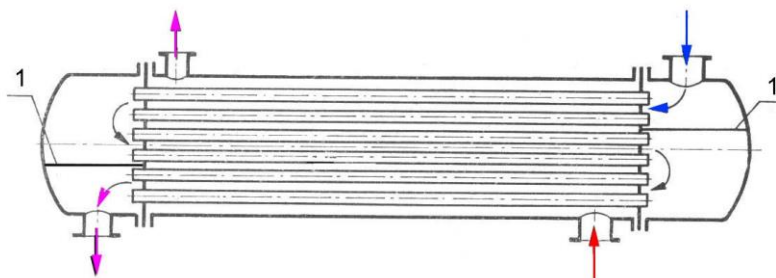
Wnikanie ciepła przy opływie pęczka rur

1. Wzdłużny opływ pęczka

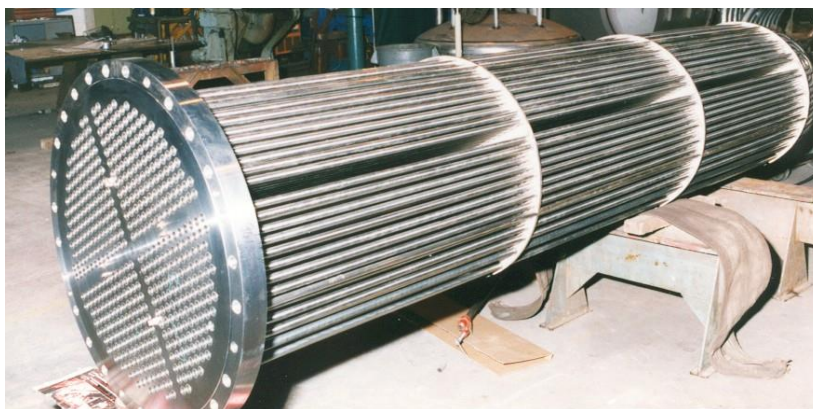
W płaszczowo-rurowych wymiennikach ciepła pęczek rur umieszczony jest w płaszczu najczęściej o przekroju kołowym.



Rys. 1-1. Wymiennik płaszczowo-rurowy, równoległoprądowy, jednodrogowy, współprądowy. 1 – rurka, 2 – dno sitowe, 3 – płaszcz, 4 – pokrywa, 5 – króciec, 6 – króciec.



Rys. 1-2. Wymiennik płaszczowo-rurowy, równoległoprądowy, trójdrogowy, przepływ mieszany. 1 – przegroda.



Rys. 1-3. Wkład rurowy wymiennika płaszczowo-rurowego wielodrogowego.

Gdy w wymienniku nie ma przegród, które kierują strumień płynu prostopadle do osi rur, płyn omywający pęczek ma na

całej drodze przepływu kierunek równoległy do osi rur. Dlatego można dla przestrzeni międzyrurowej zastosować korelacje uogólnione, które opisują wymianę ciepła w kanale o dowolnym przekroju. Wymiarem charakterystycznym kanału jest wówczas najczęściej jego średnica hydrauliczna (równoważna). W literaturze dostępne są również korelacje wyznaczone tylko dla opływu wzdłużnego pęczka rur. Jedną z nich jest często stosowana korelacja *Donohue*

$$Nu_f = C Re_f^{0,6} Pr_f^{0,33} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (1.1)$$

Indeks f oznacza, że dana wielkość jest wyznaczana dla średniej temperatury czynnika. Indeks w oznacza, że dana wielkość jest wyznaczana dla średniej temperatury ścianki.

Wzór (1.1) można stosować dla:

$$Re = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^4$$

$$D_h = 0,012 \text{ m} \div 0,05 \text{ m}$$

$$Pr = 0,5 \div 500.$$

Współczynnik C oblicza się ze wzoru

$$C = 1,16 D_h^{0,6} \quad (1.2)$$

We wzorze (1.2) D_h należy podstawić w metrach.

Średnicę hydrauliczną (równoważną) oblicza się z

$$D_h = \frac{4A}{\Omega} = \frac{D_w^2 - nd_z^2}{D_w + nd_z} \quad (1.3)$$

D_w – średnica wewnętrzna płaszczka, [m]

d_z – średnica zewnętrzna rurki, [m]

Wymiarem charakterystycznym podczas obliczania liczby Reynoldsa oraz współczynnika wnikania ciepła jest zewnętrzna średnica rurki

$$\text{Re}_f = \frac{w d_z}{\nu_f} \quad (1.4)$$

$$\text{Nu}_f = \frac{\alpha d_z}{\lambda_f} \quad (1.5)$$

gdzie:

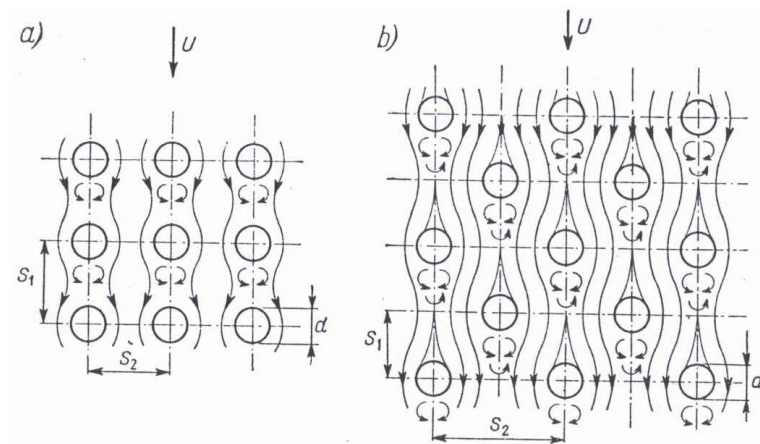
w – prędkość płynu, [m/s]

ν_f – współczynnik lepkości kinematycznej, [m²/s]

λ_f – współczynnik przewodności cieplnej płynu, [W/(m·K)]

2. Poprzeczny opływ pęczka rur

Dwa najczęściej spotykane typy rozmieszczenia rur w pęczkach to układ szeregowy i układ przestawny.



Rys. 2-1. Układ rur w pęczkach: a) szeregowy, b) przestawny.

Pęczki są charakteryzowane geometrycznie średnicą zewnętrzną rur, d , oraz względnymi podziałkami rur: w kierunku przepływu, s_1/d , oraz w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu, s_2/d .

Do określenia liczby Reynoldsa dla pęczka zazwyczaj wykorzystuje się prędkość płynu w największym swobodnym przekroju pęczka, prostopadłym do kierunku przepływu. Wymiarem charakterystycznym pęczka najczęściej jest zewnętrzna średnica rury. Obecność rurek ustawionych prostopadle do kierunku

przepływu mocno zaburza przepływ. Przy wartościach liczby Reynoldsa w zakresie od 200 do 6000 w przestrzeniach pomiędzy rurami następuje przejście z ruchu laminarnego w ruch burzliwy. Dla $Re < 10^5$ czołowa powierzchnia rury, na którą napływa strumień, pokryta jest laminarną warstwą płynu. Na tylnej części rury występują wiry płynu. Przy wyższych wartościach Re turbulentna warstwa przyścienna obejmuje cały obwód rury.

Warunki wymiany ciepła przez pęczek zmieniają się w kierunku przepływu płynu. Kolejne rzędy rur coraz bardziej zaburzają przepływ. Współczynnik wnikania ciepła jest najniższy dla pierwszego rzędu i wzrasta w kolejnych rzędach. Stabilizacja wartości współczynnika wnikania ciepła następuje od trzeciego rzędu.

Michiejew zaproponował następujące zależności na uśrednienie współczynnika wnikania ciepła dla pęczka rur

- układ przestawny

$$\alpha_p = \alpha_3 \frac{0,6A_1 + 0,9A_2 + \sum_{i=3}^n A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (2.1)$$

- układ szeregowy

$$\alpha_{sz} = \alpha_3 \frac{0,6A_1 + 0,7A_2 + \sum_{i=3}^n A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (2.2)$$

Współczynnika wnikania ciepła dla pęczka zależy też od kąta pomiędzy osią rur a kierunkiem przepływu

$$\alpha_\psi = \alpha_{90} \varepsilon_\psi \quad (2.3)$$

wg Staniszewskiego

Ψ [°]	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Zukauskas proponuje następującą ogólną korelację na obliczanie średniej liczby Nusselta dla pęczka rur opływanego w kierunku prostopadłym do rur

$$Nu_f = C Re_f^m Pr_f^n \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^p \quad (2.4)$$

Wartości współczynników C , m , n , p zależą od charakterystyki pęczka i wartości liczby Reynoldsa.

Dla układu przestawnego i liczby rzędów rur większej od 16, równanie (2.4) przyjmuje postać

- dla $Re_f = 1 - 500$

$$Nu_f = 1,04 c_n Re_f^{0,4} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,5} \quad (2.5a)$$

- dla $Re_f = 500 - 10^3$

$$Nu_f = 0,71 c_n Re_f^{0,5} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (2.5b)$$

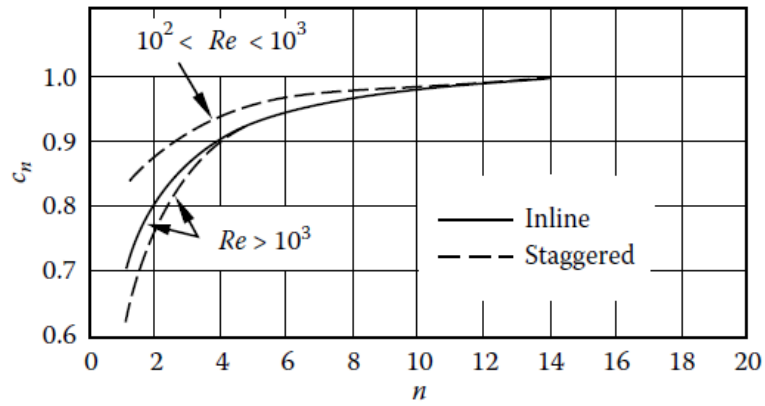
- dla $Re = 10^3 - 2 \cdot 10^5$

$$Nu_f = 0,35 c_n Re_f^{0,6} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{0,2} \quad (2.5c)$$

- dla $Re = 2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$

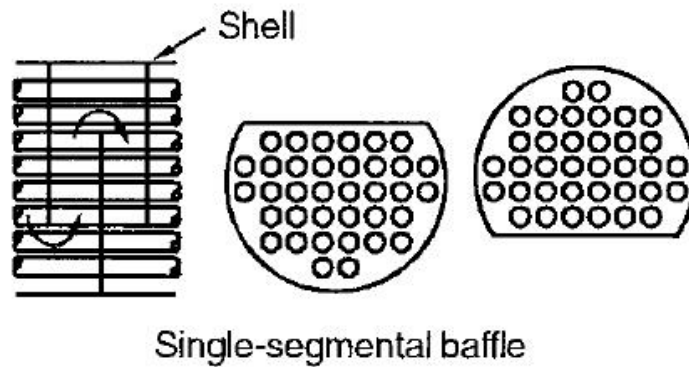
$$Nu_f = 0,031 c_n Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{0,2} \quad (2.5d)$$

Wartość współczynnika c_n , zmniejszającego Nu ze względu na liczbę rzędów mniejszą od 16, odczytuje się z wykresu przedstawionego na rysunku 2-2.

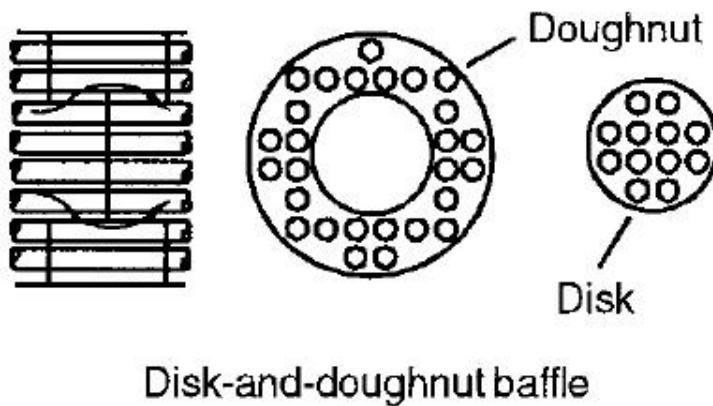


Rys. 2.2. Współczynnik c_n zmniejszający wartość liczby Nusselta z powodu liczby rzędów w pęczku mniejszej od 16.

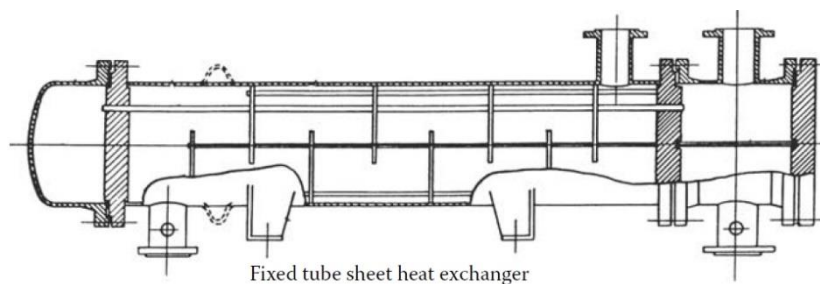
3. Opływ pęczka przy zastosowaniu przegród segmentowych i współśrodkowych



Rys. 3-1. Przegrody segmentowe



Rys. 3-2. Przegrody współśrodkowe



Rys. 3-3. Wymiennik płaszczowo-rurowy, dwuprzepływowy, z przegrodami segmentowymi. Wkład rurowy trwale połączony z płaszczem. Kompensacja wymiarów w płaszczu.

W wymiennikach ciepła, w których zastosowano przegrody segmentowe lub współśrodkowe po zewnętrznej stronie rur, występuje przepływ mieszany, tzn. odbywający się w kierunku równoległym do rur i w kierunku do nich prostopadłym.

Zadaniem przegród jest zwiększenie intensywności wymiany ciepła po zewnętrznej stronie rurek. Współczynnik wnikania ciepła wzrasta dzięki:

- wzrostowi prędkości płynu wskutek zmniejszeniu przekroju poprzecznego kanału,
- zaburzaniu przepływu wskutek zmian kierunku przepływu,
- zaburzaniu przepływu rurkami ustawionymi prostopadle do kierunku przepływu,
- zaburzaniu przepływu krawędziami przegród.

W przypadku zainstalowania w wymienniku przegród segmentowych lub przegród współśrodkowych, do obliczenia liczby Nusselta można stosować także korelację *Donohue* (1.1), pod warunkiem użycia odpowiednich wartości współczynnika *C* i prędkości płynu *w*.

W omawianym przypadku, do wyznaczenia liczby Reynoldsa używa się średniej geometrycznej prędkości płynu

$$w_m = \sqrt{w_L w_P} \quad (3.1)$$

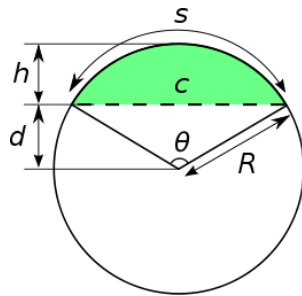
gdzie:

w_L – obliczeniowa prędkość przepływu wzdłuż rurek,

w_P – obliczeniowa prędkość przepływu prostopadle do rurek.

Dla przegród segmentowych

w_L jest prędkością w otworze przegrody (odcinku kołowym) z uwzględnieniem zmniejszenia przekroju przepływu spowodowanego obecnością rurek



Rys. 3-4. Odcinek kołowy (kolor zielony). Odcinek kołowy jest otworem dla przegrody segmentowej.

$$w_L = \frac{m}{A_L \rho_f} \quad (3.2)$$

m – strumień czynnika, [kg/s]

$$A_L = A_{ok} - n_L \frac{\pi d_z^2}{4} \quad (3.3)$$

$$A_{ok} = 0,25 [s D_w - c (D_w - 2h)] \quad (3.4)$$

A_L – pole powierzchni przekroju poprzecznego strumienia płynu omywającego rurki

A_{ok} – pole powierzchni otworu przegrody (pole odcinka kołowego)

n_L – liczba rurek w otworze przegrody

w_p jest prędkością płynu, płynącego pomiędzy dwiema sąsiednimi przegradami, w kierunku prostopadłym do rurek, mierzona w osi (lub w jej pobliżu) płaszcza.

$$w_P = \frac{m}{A_P \rho_f} \quad (3.5)$$

$$A_P = (c_w - n_p d_z) h_p \quad (3.6)$$

gdzie:

c_w – cięciwa, równoległa do prostoliniowej krawędzi przegrody i położona najbliżej osi symetrii pęczka, wzdłuż której umieszczony jest rząd rurek, [m]

n_p – liczba rurek leżących wzdłuż cięciwy c_w

d_z – średnica zewnętrzna rurki, [m]

h_p – odległość między kolejnymi przegrodami, [m]

W szczególności

$$c_w = D_w \quad (3.7)$$

Zalecana wysokość odcinka kołowego wynosi

$h = (0,2 \div 0,3) D_w$, zalecana odległość pomiędzy przegrodami

to $h_p = (0,4 \div 0,5) D_w$.

Dla przegród współśrodkowych

Obliczeniową prędkość przepływu prostopadle do rurek, w_P , wyznacza się dla średnicy

$$D_m = (D_1 + D_2) / 2 \quad (3.8)$$

gdzie D_1 jest średnicą wewnętrzną tarczy pierścieniowej, D_2 jest średnicą tarczy kołowej.

$$w_P = \frac{m}{A_P \rho_f} \quad (3.9)$$

gdzie

m – strumień czynnika, [kg/s]

A_P – obliczeniowe pole przekroju poprzecznego strumienia płynu w kierunku promieniowym dla średnicy D_m

Obliczeniową prędkość przepływu wzdłuż rurek, w_L , oblicza się dla średniego arytmetycznego przekroju poprzecznego strumienia płynu w kierunku osiowym.

$$A_L = \frac{A_1 + A_2}{2} \quad (3.10)$$

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} - n_1 \frac{\pi d_z^2}{4} \quad (3.11)$$

$$A_2 = \frac{\pi (D_w^2 - D_2^2)}{4} - n_2 \frac{\pi d_z^2}{4} \quad (3.12)$$

n_1 – liczba rurek w przekroju koła o średnicy D_1

n_2 – liczba rurek w przekroju pierścienia o średnicach D_w, D_2

Wartość współczynnika C przyjmuje się następująco:

- dla przegród segmentowych

$C = 0,22$ - płaszcz wewnątrz nieobrobiony - chropowaty

$C = 0,25$ - płaszcz wewnątrz obrobiony - gładki

- dla przegród współśrodkowych

$$C = 2,08 D_h^{0,6} \quad (3.13)$$