

Opory przepływu w płaszczowo-rurowych wymiennikach ciepła

1. Rurki o przekroju kołowym

Spadek ciśnienia w rurze można obliczyć z równania

$$f = \frac{\Delta p}{4(L/d_w)(\rho w^2/2)} \quad (1.1)$$

gdzie f jest współczynnikiem tarcia *Fanninga*, który wyznacza się z zależności o następującej strukturze

$$f = \varphi(\text{Re}, e/d_w) \quad (1.2)$$

gdzie:

e – miara nierówności powierzchni, m

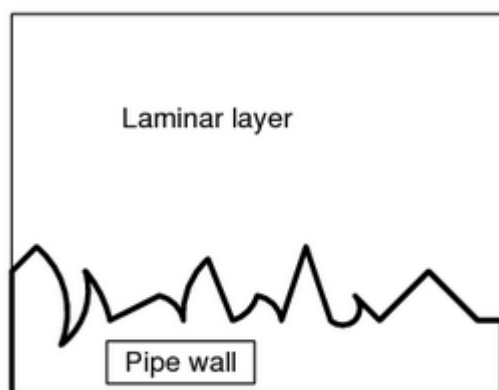
d_w – średnica wewnętrzna rury, m

Miarą nierówności powierzchni jest najczęściej średnia wysokość nierówności.

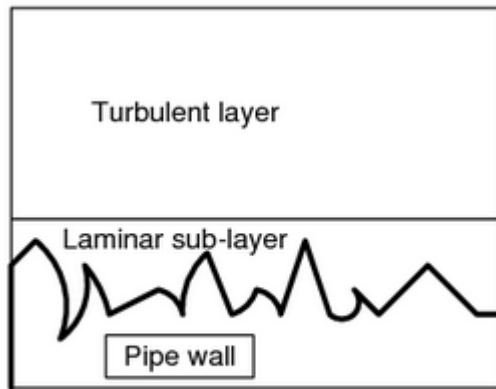
Na przykład dla przepływu laminarnego

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (1.3)$$

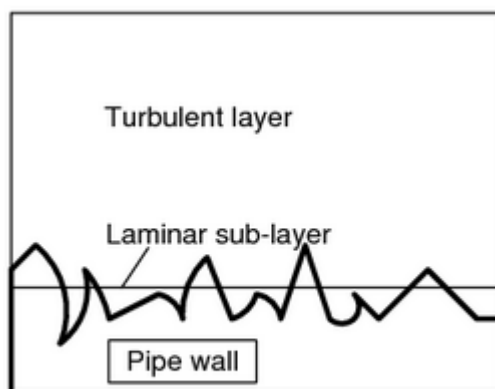
Przejście z przepływu laminarnego do przepływu burzliwego następuje przy wartościach liczby *Reynoldsa* od 2000 do 4000.



a) Laminar flow (smooth pipe)



b) Hydraulically smooth pipe



c) Hydraulically rough pipe

Rys. 2.0. Rury hydraulicznie gładkie i rury hydraulicznie chropowate.

Rurę zaliczamy do hydraulicznie gładkich, gdy nierówności jej wewnętrznej ścianki pokrywa całkowicie laminarna warstwa przyścienna. W tym przypadku grubość podwarstwy laminarnej powinna być większa od nierówności powierzchni.

Przykładowe rekomendowane korelacje dla przepływu burzliwego w rurkach hydraulicznie gładkich o przekroju kołowym:

- korelacja *Blasiusa*

$$f = 0,0791 Re^{-0,25} \quad (1.4)$$

ważna dla zakresu liczb Reynoldsa $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$.

- korelacja *Filonenki*

$$f = 0,046Re^{-0,2} \quad (1.5)$$

ważna dla zakresu liczb Reynoldsa $3 \cdot 10^4 < Re < 10^6$,

Tablica 1-1. Współczynnik tarcia *Fanninga* dla przepływu burzliwego w gładkich rurach o przekroju kołowym

Source	Correlation ^a	Limitations
Blasius	$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2/2} = 0.0791 Re^{-0.25}$	$4 \times 10^3 < Re < 10^5$
Drew, Koo, and McAdams	$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32}$	$4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
Karman–Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.737 \ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$ or $\frac{1}{\sqrt{f}} = 4 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0.4$	$4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$
	approximated as $f = 0.046 Re^{-0.2}$	$3 \times 10^4 < Re < 10^6$
Filonenko	$f = (3.64 \log_{10} Re - 3.28)^{-2}$	

^a Properties are evaluated at the bulk temperature.

Właściwości termofizyczne wyznacza się dla średniej temperatury czynnika, T_f .

2. Kanały o przekroju niekołowym

Dla przepływów turbulentnych współczynnik tarcia, f , może być obliczany za pomocą wzorów dla przekrojów kołowych, pod warunkiem, że średnica wewnętrzna kanału będzie zastąpiona przez równoważną średnicę hydrauliczną obliczaną z zależności

$$D_h = \frac{4A}{\Omega} \quad (2.1)$$

Popełniany błąd w tym wypadku z reguły nie przekracza 8%.

Średnica hydrauliczna dla przekroju pierścieniowego jest równa

$$D_h = \frac{4 \frac{\pi(D_w^2 - d_z^2)}{4}}{\pi(D_w + d_z)} = D_w - d_z \quad (2.2)$$

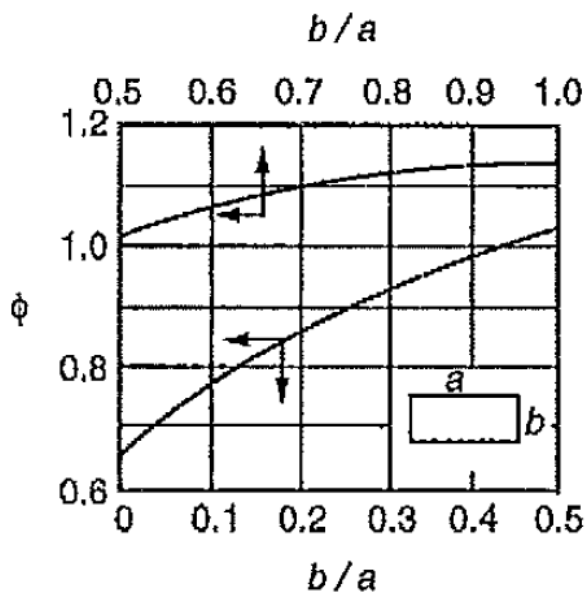
a dla przekroju prostokątnego

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (2.3)$$

W przypadku kanałów o przekrojach niekołowych i przepływów laminarnych nie wszystkie korelacje uzyskane dla przekrojów kołowych mogą być bezpośrednio stosowane dla przekrojów niekołowych. Współczynnik tarcia dla ruchu laminarnego w kanale o przekroju prostokątnym można obliczać z zależności

$$f = \frac{16}{\phi \text{Re}} \quad (2.4)$$

gdzie średnicę hydrauliczną wyznacza się ze wzoru (2.3), a współczynnik kształtu ϕ odczytuje się z wykresu przedstawionego na rysunku 2.1.



Rys. 2-1. Współczynnik kształtu dla przekroju prostokątnego
Nikuradse wykazał, że dla przepływu laminarnego w kanałach o przekroju poprzecznym trójkątnym i trapezowym f jest dobrze przybliżane zależnością $16/\text{Re}$, gdzie średnicę hydrauliczną oblicza się za pomocą równania (2.1).

3. Spadek ciśnienia przy poprzecznym opływie pęczka rur

$$\Delta p = \left(\frac{Eu}{\chi} \right) \chi \frac{1}{2} \rho u^2 n$$

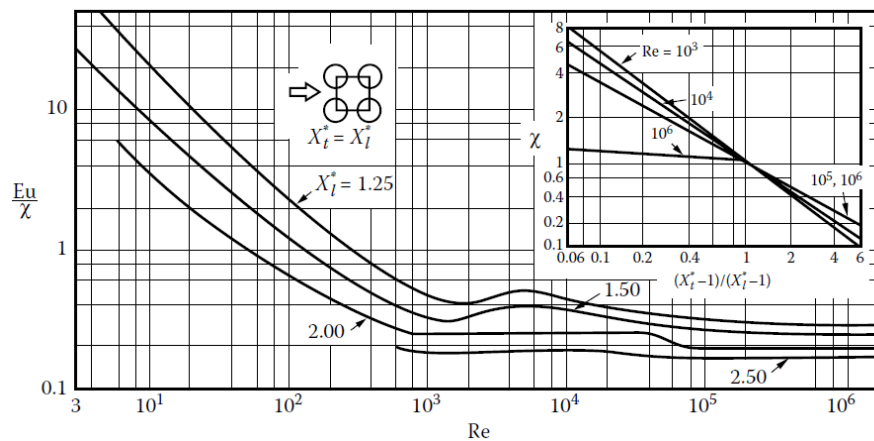
gdzie:

$Eu = 2\Delta p / (\rho u^2 n)$ - liczba *Eulera*,

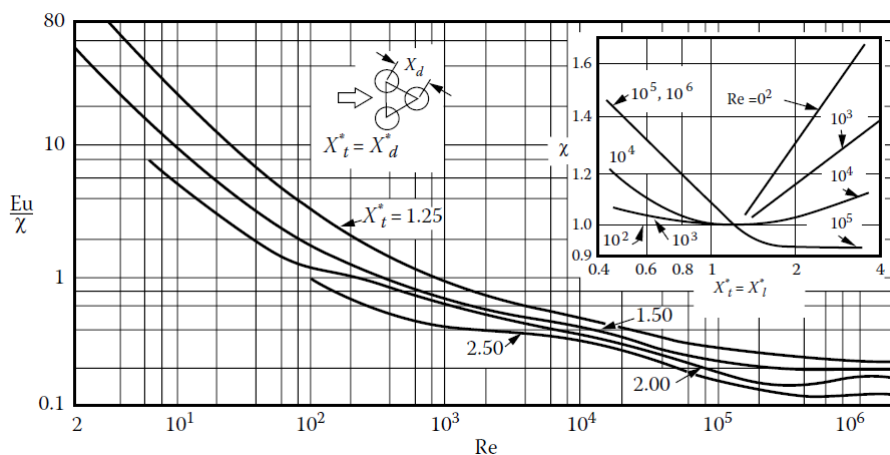
χ (chi) – współczynnik korekcyjny

u – prędkość w najmniejszym swobodnym przekroju pęczka,
m/s

n – liczba rzędów rur w kierunku przepływu płynu



Rys. 3-1. Współczynnik oporu hydraulicznego dla pęczków o układzie szeregowym, przy $n > 9$.



Rys. 3-2. Współczynnik oporu hydraulicznego dla pęczków o układzie przestawnym, przy $n > 9$.

$$Re = \frac{u_{\max} d_z}{\nu}$$

$$X_l^* = \frac{X_l}{d_z}$$

$$X_t^* = \frac{X_t}{d_z}$$

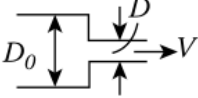
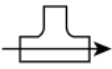



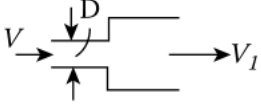



$$X_d^* = \frac{X_d}{d_z}$$

4. Spadek ciśnienia na oporach miejscowych



$$\Delta p = K \frac{\rho w^2}{2}$$

gdzie K jest współczynnikiem oporu miejscowego.

Tablica 4-1. Spadek ciśnienia na oporach miejscowych

Sudden Contraction			
	$D/D_0 = 0.0$	0.5	0.75
	$L_e/D = 25$	20	14
	$k = 0.5$	0.4	0.3
Standard Tee			
			
$L_e/D = 20$	60	70	46
$k = 0.4$	1.3	1.5	1.0
Sudden Enlargement			
	$\Delta p_c = \rho \frac{V^2 - V_1^2}{2}$		
Standard Elbow		Sharp Elbow	
			
$L_e/D = 15$	32	60	
$k = 0.3$	0.74	1.3	

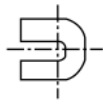
90° Bend

	$R/D = 0.5$	1.0	2.0	4.0	8.0
	$L_c/D = 36$	16.5	10	10	14.5
	$R/D = 0.5$	1.0	2.0	4.0	8.0
	$L_c/D = 50$	23	20	26	35

180° Bend

Small radius

Large radius



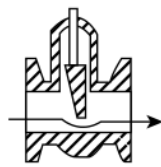
$$L_c/D = 75$$

$$k = 1.7$$

$$50$$

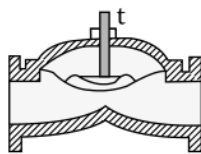
$$1.2$$

Gate Valve



Opening	L_c/D	K
Full	7	0.13
3/4	40	0.8
1/2	200	3.8
1/4	800	15

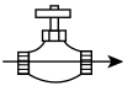

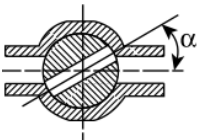
Diaphragm Valve



Opening	L_c/D	K
Full	125	2.3
3/4	140	2.6
1/2	235	4.3
1/4	1,140	21

Check valve fully open

	L_c/D	K
Hinged	110	2
Disk	500	10
Ball	3,500	65

Globe Valve			
			
Opening	L_e/D	K	
Full	330	6	Fully $L_e/D = 170$
Half	470	8.5	Open $k = 3$
Plug Cock			
			
	α	L_e/D	K
	5	2.7	0.05
	10	16	0.29
	20	85	1.56
	40	950	17.3
	60	11,200	206
		L_e/D	K
Water meter	Wheel	300	6
	Disk	400	8
	Piston	600	12

Gate Valve – zasuwka; Globe Valve – zawór kulowy; Diaphragm Valve – zawór membranowy; Plug Cock – kurek; Check valve – zawór zwrotny; Hinged Valve – zawór zawiasowy

L_e – długość ekwiwalentna

D – średnica wewnętrzna rury

5. Zapotrzebowanie mocy na pokonanie oporów przepływu

W przypadku nieściśliwego płynu i adiatermicznej kompresji, moc mechaniczna potrzebna do przetłoczenia czynnika przez kanały wymiennika może być obliczana ze wzoru

$$N_e = \frac{m\Delta p}{\rho\eta_i\eta_m} \quad (5.1)$$

Tablica 4-2. Zużycie energii na przetłaczanie czynnika dla różnych współczynników wnikania ciepła, h

Fluid Conditions	Power Expenditure, W/m ²
Water at 300 K $h = 3,850 \text{ W/m}^2\text{K}$	3.85
Ammonia at 500 K, atmospheric pressure $h = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$	29.1
$h = 248 \text{ W/m}^2\text{K}$	697
Engine oil at 300 K $h = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$	0.270×10^4
$h = 500 \text{ W/m}^2\text{K}$	3.06×10^4
$h = 1,200 \text{ W/m}^2\text{K}$	65.5×10^4

$\eta_p = 80\%, D_e = 0.0241 \text{ m}$

W przypadku pojedynczego kanału wymiennika ciepła, gdzie ruch płynu jest burzliwy, a powierzchnia wymiany ciepła jest gładka, można sformułować następującą zależność na moc przetłaczania czynnika przypadająca na 1 m² powierzchni wymiany ciepła

$$\frac{N_e}{A} = \frac{C h^{3,5} \mu^{1,83} D_h^{0,5}}{k^{2,33} c_p^{1,17} \rho^2 \eta_e} \quad (5.2)$$

gdzie

$$C = 1,2465 \cdot 10^4 \text{ - stała}$$

Analizując zależność (5.2) można sformułować następujące wnioski:

1. W przypadku płynów o wysokiej gęstości, takich jak ciecze, zapotrzebowania na moc przetłaczania jest umiarkowane.
2. Gazy charakteryzujące się niewielką gęstością wymagają dużej mocy pompowania nawet przy bardzo umiarkowanych wartościach współczynnika wnikania ciepła.

3. Czynniki o wysokiej lepkości wymagają dużej mocy pompowania, nawet gdy mają dużą gęstość. Dlatego wymienniki ciepła, w których czynnikiem jest olej, są projektowane tak, aby współczynniki wnikania ciepła były stosunkowo niewielkie. W ten sposób zapotrzebowanie mocy na pompowanie jest ograniczone do rozsądnych rozmiarów.
4. Przewodność cieplna płynu ma znaczący wpływ na moc pompowania. Dlatego, gdy czynnikiem jest ciekły metal, moc pompowania jest z reguły bardzo niewielka.
5. Zmniejszanie średnicy hydraulicznej kanału powoduje spadek mocy pompowania.