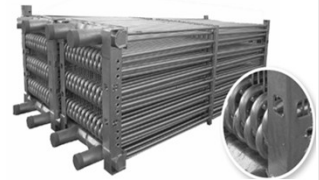


Konstrukční návrh svazkových výměníků tepla

Svazkový výměník

- výměník je tvořen svazkem přímých nebo hadovitě naohýbaných trubek
- typické aplikace
 - plyn (vně) – voda, pára (v trubkách) => výhřevné plochy vodotrubných kotlů
 - plyn – plyn (spaliny – vzduch) => ohříváky vzduchu, rekuperační výměníky



Druhy tepelných výpočtů

Základní druhy tepelných výpočtů výměníků jsou:

a) Návrhový (konstrukční) výpočet

- cílem je stanovení hodnot, potřebných pro konstrukční návrh nebo výběr výměníku
- musí být znám
 - typ navrhovaného výměníku,
 - druh pracovních látek
 - jejich základní parametry.
- k základním parametrům patří
 - hmotnostní průtoky m_A, m_B ,
 - teploty obou látek na vstupu a na výstupu $t_{A1}, t_{A2}, t_{B1}, t_{B2}$,
 - tlaky látek na vstupu nebo výstupu.
- je nutno znát povolené tlakové ztráty a případná technická omezení
- výsledkem výpočtu je určení velikosti teplosměnné plochy S a její geometrické uspořádání.

Druhy tepelných výpočtů

b) Kontrolní výpočet (přepočet)

- účelem je zjistit u předem navrženého nebo typizovaného výměníku
 - skutečné výstupní teploty
 - tepelný výkon
 a to při libovolném provozním režimu.
- typickou úlohou je výpočet parametrů výměníku při dříčích výkonech
- zadanými veličinami jsou
 - průtoky obou látek m_A, m_B
 - vstupní teploty a tlaky látek $t_{A1}, t_{B1}, p_{A1}, p_{B1}$

Postup při návrhu výměníku

- rozbor úlohy
 - výběr uspořádání výměníku
 - tepelná bilance výměníku
 - volba geometrie výměníku
 - výpočet teplotního spádu
 - výpočet sdílení tepla
 - určení potřebné velikosti výhřevné plochy
 - hydraulický výpočet a určení tlakových ztrát
- ↓ vyhovuje x nevyhovuje
- úprava návrhových parametrů
- detailní konstrukční návrh, pevnostní výpočet, výpočet hmotnosti a ceny

Tepelná bilance výměníku

- Uvažujeme dvoulátkový výměník - látka A předává tepelnou energii látce B
- První zákon termodynamiky je zde vyjádřen rovnicí

$$\Delta \dot{Q} = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B + Q_z \quad [\text{W}]$$

kde $\dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A$ je tepelný tok předávaný látkou A ,
 $\dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B$ je tepelný tok přebíraný látkou B ,
 Q_z je ztrátový tepelný tok tj. tepelný tok sdílený z výměníku do okolí.

- Q_z lze většinou zanedbat
- bilance platí pouze v případě, že $c_A, c_B \approx \text{konst.}$ v daném intervalu změny teplot a tlaků látek A a B

Tepelná bilance výměníku

Tepelné toky \dot{Q}_A , \dot{Q}_B vyjádříme obecně vztahy

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_A \cdot (i_{A1} - i_{A2}) \quad \dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot (i_{B2} - i_{B1})$$

kde i_{A1} , i_{A2} jsou vstupní a výstupní entalpie látky A,
 i_{B1} , i_{B2} jsou vstupní a výstupní entalpie látky B.

Pokud látky nemění ve výměníku skupenství, lze tyto rovnice napsat ve tvaru

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = W_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) \quad \dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) = W_B \cdot (t_{B2} - t_{B1})$$

kde c_A , c_B [J/kgK] jsou měrné tepelné kapacity při stálém tlaku,
 W [W/K] je tepelná kapacita proudu látky.

Při zanedbání tepelných ztrát do okolí platí rovnice

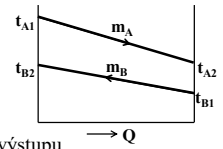
$$\dot{m}_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) \quad \text{resp.} \quad \dot{m}_A \cdot (i_{A1} - i_{A2}) = \dot{m}_B \cdot (i_{B2} - i_{B1})$$

Tepelná bilance výměníku

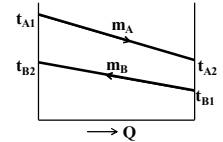
Typy úloh:

■ zadán požadovaný výkon

- dáno
 - výkon výměníku
 - teploty látek A a B na vstupu
 - průtok látky A a B
- dopočítává se teplota látek A a B na výstupu



- dáno
 - výkon výměníku
 - teploty látek A a B na vstupu a výstupu
- dopočítává se průtok látek A a B

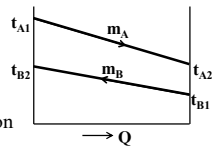


Tepelná bilance výměníku

Typy úloh:

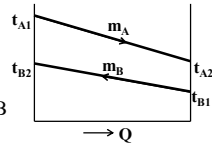
■ dopočet neznámé teploty

- dáno
 - průtoky látek A a B
 - 3 ze 4 teplot látek A a B
- dopočítává se neznámá teplota a výkon



■ dopočet neznámého průtoku

- dáno
 - průtok látky A nebo B
 - všechny teploty látek A a B
- dopočítává se neznámý průtok látky B nebo A a výkon



Volba geometrie výměníku

■ před zahájením tepelného výpočtu je třeba provést návrh geometrického uspořádání výhřevné plochy výměníku

■ u svazkových výměníků se např. volí

- průměr trubek
- způsob jejich uspořádání ve svazku
- zapojení výměníku

■ někdy je výhodné volit i rychlosti pracovních látek dle doporučení pro jejich druh

- volba rychlostí předem zajistí přiměřenou velikost tlakových ztrát
- na druhou stranu jsou tím předurčeny podmínky pro konvekční přestup tepla

Volba geometrie výměníku

Volba rychlosti pracovních látek

■ vyšší rychlost pracovní látky znamená

- vyšší hodnotu souč. přestupu tepla a tím menší velikost výhřevné plochy
- větší tlakovou ztrátu

■ doporučené rychlosti

- voda v trubkách 0,3 – 1,0 m/s
- parovodní směs ve vodorovných trubkách 1,0 – 3 m/s
- pára v trubkách do 30 m/s
- plyny v trubkách 10 – 15 m/s
- vzduch, čisté spaliny napříč trubek 8,0 – 15 m/s
- zaprášené spaliny napříč trubek 5,0 – 10 m/s
- voda napříč trubek 0,2 – 0,8 m/s

Volba geometrie výměníku

Volba průměru trubek - promítá se též do požadované tloušťky stěny dané pevnostním dimenzováním

jmenovitá tloušťka stěny trubky s namáhané vnitřním přetlakem nesmí být menší než stanoví vzorec (platí pro $D/d \leq 1,6$)

$$s = s_0 \cdot v_1 + c \quad [\text{mm}]$$

$$s_0 = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \sigma_D \cdot v + p} \quad [\text{mm}]$$

p [MPa] výpočtový přetlak,

D [mm] vnější průměr trubky,

σ_D [MPa] dovolené napětí při výpočtové teplotě stěny trubky,

v [-] výpočtový součinitel pevnosti respektující zeslabení stěny otvory a podélnými svary

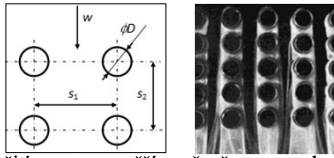
v_1 [-] součinitel zeslabení stěny ohybem, $v_1 = 1 + \frac{D}{4R}$, R je poloměr ohybu, pro $R \geq 4D$ je $v_1 = 1$

c [-] celkový přírůstek k výpočtové tloušťce stěny, který se skládá z přírůdku na výrobní nepřesnosti, technologické zpracování a korozi.

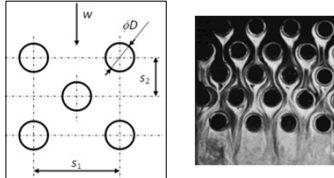
Volba geometrie výměníku

Volba uspořádání trubek ve svazku a jejich rozteče

- v zákrytu (za sebou)



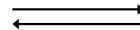
- vystřídané – lepší využití prostoru, vyšší souč. přestupu tepla



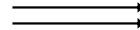
Volba geometrie výměníku

Volba zapojení výměníku

- protiproud

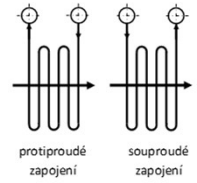
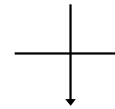


- souproud



- kombinované

- křížové zapojení



kombinované zapojení

Volba geometrie výměníku

je třeba si uvědomit

- volbou průměru trubek a rychlosti látky v trubkách je dán počet paralelních trubek dle rovnice kontinuity

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d^2 \cdot w \cdot \rho}$$

- počet paralelních trubek a jejich rozteč určuje větší rozměry výměníku

Výpočet teplotního spádu

Rozdíl teplot látek se podél výhřevné plochy výměníku mění
Obvykle lze aplikovat výpočet výměníku jako celku za zjednodušených podmínek:

- výměník je v časově ustáleném stavu,
- měrné tepelné kapacity a součinitel prostupu tepla k jsou přibližně konstantní v celém výměníku,
- výměník má proudění látek uspořádáno tak, že odpovídá některému typovému (souproud, protiproud, křížové)
- ve výměníku neexistují zkratové nebo obtokové proudy,

U některých typů výměníků jsou vypracovány metody, které pomocí systému korekčních součinitelů dovolí řešit i případy porušující zásadním způsobem tyto podmínky.

Výpočet teplotního spádu

zjednodušená metoda používá pojem středního teplotního spádu ve výměníku definovaného vztahem

$$\Delta t_{stř} = \frac{\int (t_A - t_B) dS}{S}$$

pokud platí předpoklad $k = \text{konst.}$, přejde rovnice do tvaru

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř}$$

Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy

- Jednofázové výměníky tepla (části výměníků) v případě čistého souproudu nebo protiproudu

- u pracovních látek nedochází ke změně skupenství
- průběh teplot závisí na poměru tepelných kapacit proudů obou médií

$$R = \frac{W_B}{W_A} = \frac{\dot{m}_B \cdot c_B}{\dot{m}_A \cdot c_A} = \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}$$

- pro malou část teplosměnné plochy ΔS současně platí dvě rovnice rovnice tepelné bilance rovnice přestupu tepla

$$\dot{\Delta Q} = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B \quad \dot{\Delta Q} = k \cdot \Delta S \cdot (t_A - t_B)$$

Výpočet teplotního spádu

z předchozí rovnice plyne

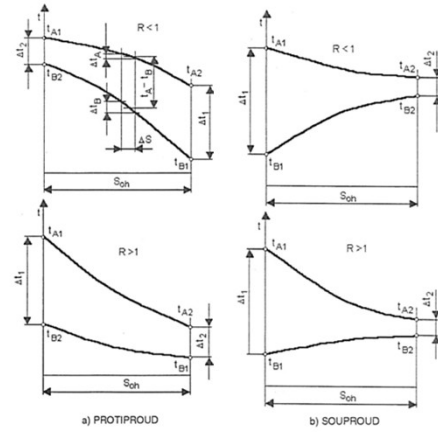
$$\Delta t_A = \frac{\dot{m}_B \cdot c_B}{\dot{m}_A \cdot c_A} \cdot \Delta t_B = \frac{W_B}{W_A} \cdot \Delta t_B = R \cdot \Delta t_B$$

a dále

$$\Delta t_A = \frac{k \cdot \Delta S}{\dot{m}_A \cdot c_A} \cdot (t_A - t_B) \quad \Delta t_B = \frac{k \cdot \Delta S}{\dot{m}_B \cdot c_B} \cdot (t_A - t_B)$$

Závěr

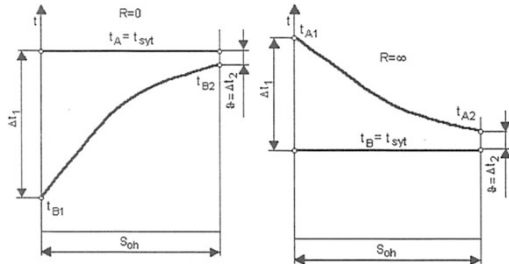
- teplotu mění rychleji látka s menší velikostí W
- při konstantní velikosti m , c a k se na stejném úseku teplosměnné plochy mění teplota rychleji při větším rozdílu teplot $t_A - t_B$



Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy

- Výměník s látkou měnící skupenství



a) KONDENZACE MOKRÉ NEBO SYTÉ PÁRY BEZ PODCHLAZENÍ KONDENZÁTU

b) VÝROBA PÁRY V PAROGENERÁTORU POMOCÍ HORKÉ VODY

Výpočet teplotního spádu

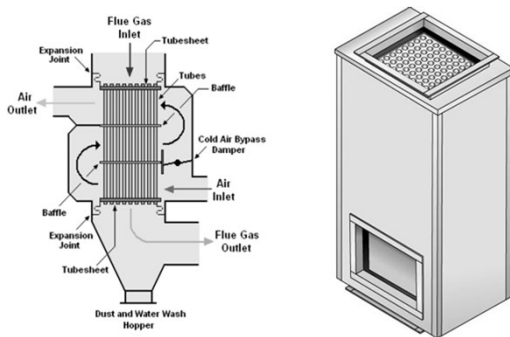
Pro případ čistého protiproudu resp. souproudu je

$$\Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}} \quad \text{resp.} \quad \Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B1}) - (t_{A2} - t_{B2})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B1}}{t_{A2} - t_{B2}}}$$

$$\Delta t_{in} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

kde Δt_1 je větší z koncových teplotních rozdílů
 Δt_2 menší koncový teplotní rozdíl.

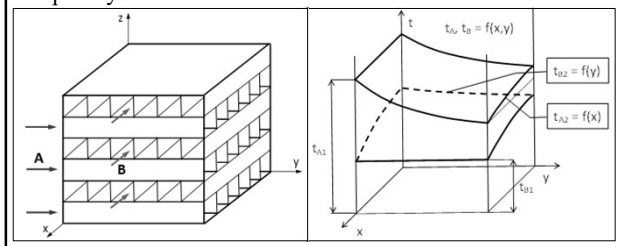
Výměník s křížovým proudem trubkový ohřívák vzduchu



Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy jednofázového výměníku s křížovým prouděním

- teploty látek A i B ve výstupním průřezu výměníku nejsou konstantní \Rightarrow průběh teplot podél výhřevné plochy nelze znázornit ve 2D



Výpočet teplotního spádu

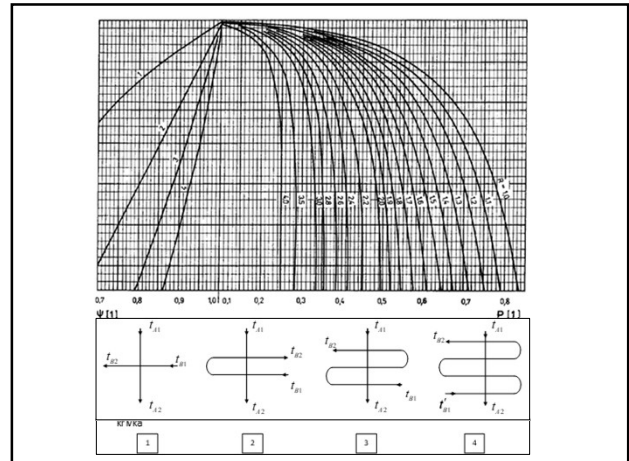
- při křížovém proudění látek je analytické určení středního teplotního rozdílu obtížné
- používá se postup korekce teplotního spádu čistě protiproudého zapojení

$$\Delta t_{st} = \psi \cdot \Delta t_{ln}$$

- korekční součinitel ψ se určí z nomogramu s využitím koeficientů

$$P = \frac{\Delta_{menší}}{t_{A1} - t_{B1}}$$

$$R = \frac{\Delta_{větší}}{\Delta_{menší}}$$



Výměník s křížovým proudem trubkový ohřívák vzduchu



Výpočet teplotního spádu

Pokud nelze aplikovat zjednodušený postup výpočtu:

Metody zónového výpočtu

- metody jsou založeny na rozdělení výměníku na zóny - elementy, v nichž jsou samostatně počítány tepelné bilance a sdílení tepla
- rozdělení výměníku na elementy se provede tak
 - aby v rámci daného elementu bylo jednoznačně uspořádané proudění látek
 - aby bylo možno považovat fyzikální vlastnosti pracovních látek a součinitel prostupu tepla za konstanty

VÝPOČET SDÍLENÍ TEPLA PŘI NÁVRHU SVAZKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla vedením (kondukcí)
 - uplatňuje se
 - v tuhých tělesech
 - v nehybných kapalinách a plynech
 - platí Fourierův zákon

$$q_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2]$$

λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti materiálu
 δ [m] je tloušťka materiálu plochy
 Δt [$^{\circ}\text{C}$] je rozdíl teplot povrchů plochy

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla konvekcí (prouděním)
 - uplatňuje se v proudících kapalinách a plynech
 - platí Newtonův zákon

$$q_k = \alpha_k \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2]$$

α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] je součinitel přestupu tepla
 Δt [$^{\circ}\text{C}$] je rozdíl teplot proudící tekutiny a omývaného povrchu

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla sáláním (zářením, radiací)
 - uplatňuje se při vzájemném sálání
 - dvou těles
 - plynu (spalín) a výhřevné plochy výměníku
 - platí Stefan-Boltzmannův zákon, který určuje výsledný efektivní tepelný tok mezi sálajícími tělesy

$$E = a \cdot \sigma \cdot (T_m^4 - T_{st}^4) \quad [\text{W/m}^2]$$

a [-] je výsledný stupeň černosti (součinitel emisivity) sálajícího prostředí a osálaného povrchu
 $\sigma = 5,6687 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$] je Stefan-Boltzmannova konstanta
 T_m [K] je teplota sálajícího povrchu nebo plynu
 T_{st} [K] je teplota osálaného povrchu

Kombinace mechanismů sdílení tepla

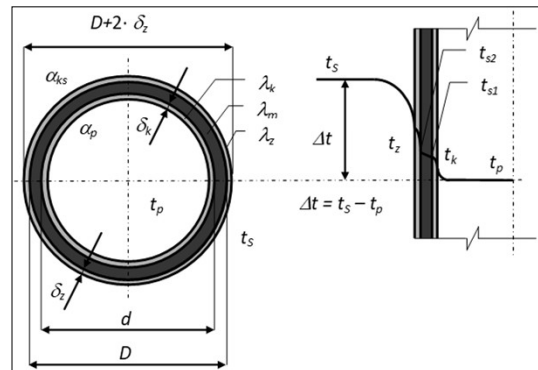
- v praxi se může sdílení tepla sáláním kombinovat se sdílením tepla konvekcí – např. sdílení tepla proudícími spalínami s vysokou teplotou
- odlišný princip výpočtu obou případů komplikuje řešení
- praxi se velmi často uplatňuje analogie ve výpočtu sdílení tepla sáláním s konvekcí zavedením **součinitele přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot a \cdot T_m^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{st}}{T_m}\right)^4}{1 - \frac{T_{st}}{T_m}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- výsledný součinitel přestupu tepla respektující jak konvekcii tak i sálání se určuje jejich součtem

$$\alpha_{ks} = \alpha_k + \alpha_{sál}$$

Výpočet sdílení tepla trubkou



Součinitel prostupu tepla

- kombinovaný prostup tepla válcovou stěnou

$$k = \frac{1/D}{\frac{1}{(D+2\cdot\delta_z)\cdot\alpha_{ks}} + \frac{1}{2\cdot\lambda_z\ln\frac{D+2\cdot\delta_z}{D}} + \frac{1}{2\cdot\lambda_m\ln\frac{D}{d}} + \frac{1}{2\cdot\lambda_k\ln\frac{d}{d-2\cdot\delta_k}} + \frac{1}{(d-2\cdot\delta_k)\cdot\alpha_p}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- pro tenkostěnnou trubku lze výpočet provést podle vztahu pro rovinnou plochu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ks}} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- v tomto vztahu lze členy s malým odporem zanedbat a tím docílit dalšího zjednodušení

Součinitel tepelné vodivosti λ

- patří mezi základní fyzikální parametry látek
- stanovuje se experimentálně
- závisí na teplotě a u stlačitelných látek i na tlaku
- u oceli silně závisí na jejím složení – podílu legur

Thermal Conductivity of Steel at 20° C (W/mK)	
Carbon steel	35 - 55
Nickel steel	12 - 50
Chrome steel	30 - 60
Cr - Ni steel	16
Ni - Cr steel	14
Silicon steel	31
Manganese steel	38
Tungsten steel	62

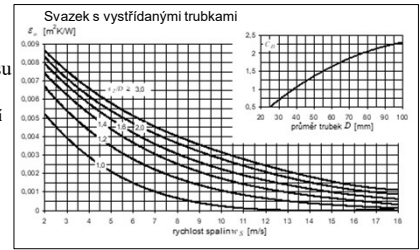
Respektování zanesení výhřevné plochy

- výhřevná plocha výměníku za provozu nezůstane nikdy zcela čistá
- nánosy jsou tvořeny
 - korozními produkty
 - vrstvou prachu, sazí nebo jiných mechanických částic
 - usazenými nečistotami vyloučenými ze spalin nebo vody
- nánosy mohou být sice tenké, avšak mívají velmi nízký součinitel tepelné vodivosti => fungují jako izolace
- v praxi je velmi těžké definovat
 - tloušťku nánosu – vrstva může být nepravidelná
 - složení a tepelnou vodivost nánosu
 => **ve fázi návrhu výměníku neřešitelný problém**
- v konkrétních úlohách se proto zanesení výhřevné plochy respektuje zavedením empirických korekčních součinitelů

Respektování zanesení výhřevné plochy

- součinitel zanesení na straně spalin \approx tepelný odpor nánosu
- závisí na rychlosti proudění a uspořádání svazku trubek (s_2 = podélná rozteč)

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_o + \Delta\varepsilon$$



- součinitel využití např. pro spalinový ohřívák vzduchu

Druh paliva	Typ ohříváku		
	trubkové bez mezitrubkovic 1. stupeň	2. stupeň	litinové žebrované
Aš, rašedina	0,80	0,75	0,85
Mazut, dřevo	0,80	0,85	0,70
Ostatní paliva	0,85	0,85	0,85

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- určuje se z **kriteriálních rovnic** = ze zobecněných vztahů vytvořených zpracováním experimentálně určených dat **podle teorie podobnosti**
- obecný tvar kriteriální rovnice s využitím nejčastěji používaných bezrozměrných podobnostních čísel

$$f(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, \text{Kg}) = 0$$

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Gr}^b \cdot \text{Pr}^c \cdot \text{Kg}^d$$

- Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

- vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- Reynoldsovo kritérium

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l}{\nu}$$

- vyjadřuje podobnost místních setrvačných sil a třecích sil v nucené proudící tekutině
- pro přirozenou konvekci $a = 0$

- Grashofovo kritérium

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t$$

- vyjadřuje podobnost vztlakových a třecích sil při volném proudění, které vznikne pouze v důsledku rozdílu hustot
- pro nucenou konvekci $b = 0$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- Prandtlovo kritérium

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$$

vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla

- Kg je člen vyjadřující vliv geometrie teplosměnné plochy

- volba kriteriální rovnice pro výpočet se řídí podobností
 - procesu – ohřev, chlazení, fázová změna, způsob proudění, ...
 - geometrickou
 - fyzikálních vlastností
 - rozsahu platnosti konkrétní rovnice

Podklady pro výpočty svazkových výměníků

- VDI heat atlas

- komplexní podklady pro návrh širokého spektra výměníků ve formě kriteriálních rovnic
- obsahuje látkové vlastnosti nejpoužívanějších médií v obvykle užívaném rozsahu parametrů

- Teplovoj rasčot kotelných agregatov Normativnyj metod. Energia, Moskva 1973 a z něho vycházející podklady:

- ON 07 0417 Tepelný výpočet parních kotlov – návrh. Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření. Praha 1984
- Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, skriptum ČVUT, 2007
- obsahuje podklady pro návrh spalinových svazkových výměníků ve formě kriteriálních rovnic a nomogramů

Součinitel přestupu tepla konvekce

Příklad: postup dle VDI - uspořádaných za sebou

- průměrné Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek

$$Nu_{0,row} = 0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}$$

kde

$$Nu_{lam} = 0.664 \sqrt{Re_{\psi,l}} \sqrt[3]{Pr}$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 Re_{\psi,l}^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re_{\psi,l}^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{0,row} = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

$$Re_{\psi,l} = \frac{w l}{\psi \nu} \quad 10 < Re_{\psi,l} < 10^6$$

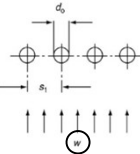
$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad 0.6 < Pr < 10^3$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4\alpha}$$

$$l = (\pi/2)d_o$$

$$Nu_{0,bundle} = f_{\Lambda} Nu_{l,0}$$

$$f_{\Lambda, \text{in-line}} = 1 + \frac{0.7(b/a - 0.3)}{\psi^{1.5}(b/a + 0.7)^2}$$



Součinitel přestupu tepla konvekce

Příklad: obtékání svazku trubek spaliny nebo vzduchem dle skript ČVUT

- příčné obtékání svazku trubek

- uspořádaných za sebou

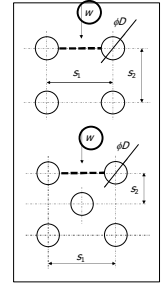
$$\alpha_k = 0.2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w D}{\nu} \right)^{0.65} \cdot Pr^{0.33}$$

- uspořádaných vystřídáně

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w D}{\nu} \right)^{0.6} \cdot Pr^{0.33}$$

- pro podélné obtékání

$$\alpha_k = 0.023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot C_i \cdot C_j \cdot C_m$$



Součinitel přestupu tepla konvekce

- některé kritériální rovnice byly převedeny do nomogramů

- Př.: vystřídáný svazek trubek obtékáný spaliny

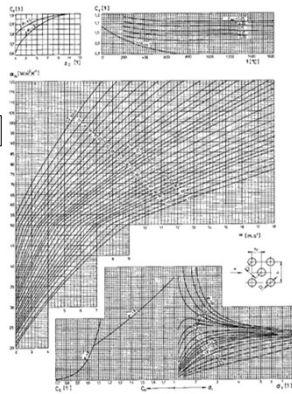
$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_{\psi} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

- korekce na obsah H₂O

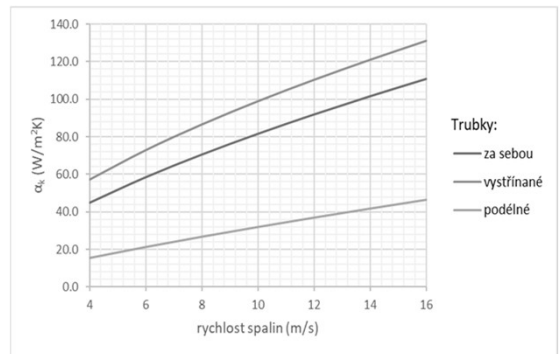
$$\alpha_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^s + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{H_2O}^{T_{min}}}{O_{H_2O}^{T_{min}} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{H_2O}^{T_{min}}}$$

- korekce na rozteče

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D}$$



Vliv uspořádání svazku na přestup tepla



Stanovení látkových vlastností pracovních médií

- je pro správné určení součinitele přestupu tepla zásadní

- vlastnosti jednotlivých látek

- lze dohledat v literatuře – uvedeny formou
 - tabulek a grafů
 - aproximačních polynomů

- lze určit pomocí speciálních softwarů – Coolprop, Refprop, Aspen

- problém může nastat u směsí

- kapalin – např. vodní roztok ethylenglykolu (Fridex)
- plynů – spaliny, různé procesní plyny (syngas)
- vztahy pro určení látkových vlastností směsí dle hmotnostních či objemových podílů komponent nemusí dávat správný výsledek

Syngas	CoolProp, Refprop			Aspen		
	v_{SG} (m ² /s)	η_{SG} (Pa.s)	Pr	v_{SG} (m ² /s)	η_{SG} (Pa.s)	Pr
teplota 200	5.105E-05	2.350E-05	0.3189	4.252E-05	1.983E-05	0.4401

Součinitel prostupu tepla k

- v konkrétních případech lze obecný vztah pro výpočet k zjednodušit

- zanedbáním členů s malým tepelným odporem
- zjednodušeným respektováním odporu vrstvy nánosů

Rozbor vlivu velikosti součinitele přestupu tepla v trubce α_p (W/m²K) na součinitel prostupu tepla k (W/m²K) pro $\epsilon = 0,005$ m²K/W

$$k = \frac{\alpha_{kz}}{1 + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{kz}}$$

rychlost spalin (m/s)	Součinitel přestupu tepla v trubce α_p (W/m ² K)									
	∞	3500	2500	1500	500	∞	3500	2500	1500	500
4	54.3	53.5	98.5%	53.1	97.9%	52.4	96.5%	49.0	90.2%	
6	68.7	67.4	98.1%	66.9	97.3%	65.7	95.6%	60.4	87.9%	
8	81.1	79.3	97.7%	78.6	96.9%	77.0	94.9%	69.8	86.0%	
10	92.2	89.9	97.4%	89.0	96.4%	86.9	94.2%	77.9	84.4%	
12	102.4	99.4	97.2%	98.3	96.1%	95.8	93.6%	85.0	83.0%	
14	111.7	108.3	96.9%	106.9	95.7%	104.0	93.1%	91.3	81.7%	
16	120.5	116.5	96.7%	114.9	95.4%	111.5	92.6%	97.1	80.6%	

Součinitel prostupu tepla k

- pro trubkové ohříváky vody a výparníkové plochy
 - při rychlosti vody v trubce $> 0,5$ m/s je součinitel přestupu tepla > 3500 W/m²K, při varu > 10000 W/m²K => odpor přestupem tepla do vody lze zanedbat
 - při užití upravené vody se tvorba nánosů a koroze na vnitřním povrchu trubky silně redukuje – zanedbání odpor vedením materiálem trubky a vnitřním nánosem
 - nános na spalínové straně respektován součinitelem zanesení ε

$$k = \frac{\alpha_{ks}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{ks}}$$

Součinitel prostupu tepla k

- pro trubkové ohříváky vzduchu
 - součinitel přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky
 - spaliny v trubkách – rychlost 10 až 15 m/s – $\alpha_{ks} = 35$ až 50 W/m²K
 - vzduch napříč svazkem – rychlost 5 až 10 m/s – $\alpha_{vzd} = 60$ až 100 W/m²K
 - zanedbání odpor vedením trubkou
 - zanesení plochy respektováno součinitelem využití ξ

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{ks} \cdot \alpha_{vzd}}{\alpha_{ks} + \alpha_{vzd}}$$

Porovnání zohlednění zanesení plochy součinitelem využití ξ a zanesení ε (m²K/W) pro stejnou hodnot k (W/m²K)

ξ (-)	k (W/m ² K)	ε (m ² K/W)	k (W/m ² K)	ε (m ² K/W)	k (W/m ² K)	ε (m ² K/W)
1	30	0	40	0	50	0
0.95	28.5	0.0018	38	0.0013	47.5	0.0011
0.9	27.0	0.0037	36	0.0028	45.0	0.0022
0.85	25.5	0.0059	34	0.0044	42.5	0.0035
0.8	24.0	0.0083	32	0.0063	40.0	0.0050
0.75	22.5	0.0111	30	0.0083	37.5	0.0067

Určení potřebné velikosti výhřevné plochy

- potřebná celková výhřevná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad [m^2]$$

- celková výhřevná plocha je tvořena jednotlivými trubkami

- délka 1 trubky svazkového výměníku

$$L = \frac{S}{n_p \cdot \pi \cdot D} \quad [m]$$

Teplota stěny

- při zanedbání odporu vedením stěnou trubky a nánosů nečistot

$$t_{st} = \frac{\alpha_s \cdot t_s + \alpha_v \cdot t_v}{\alpha_s + \alpha_v} \quad [^\circ C]$$

	teplota (°C)	α (W/m ² K)	teplota stěny (°C)	Δt (°C)
spaliny vně trubek	1000	100		
voda v trubkách	100	4000	122	22
vroucí voda	100	12000	107	7
pára v trubkách	500	2500	519	19
vzduch	20	100	510	490

Hydraulický a aerodynamický výpočet

- Cílem hydraulického a aerodynamického výpočtu je určení tlakových ztrát
- Velikost tlakových ztrát je rozhodujícím způsobem ovlivněna rychlostí proudění
- Při výpočtu celkových ztrát je třeba mít na paměti
 - tlakové ztráty sériově řazených prvků se sčítají
 - tlakové ztráty paralelně zapojených částí (např. trubek ve svazku) jsou stejné

$$\Delta p_{serie} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_i$$

$$\Delta p_{par} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \dots = \Delta p_i$$

Hydraulický a aerodynamický výpočet

- Tlakové ztráty vznikající při proudění je možné dělit do čtyř skupin:
 - ztráty vzniklé třením média o stěny
 - ztráty tzv. místní (v ohybech, odbočkách apod.)
 - ztráty v důsledku urychlení resp. zpomalení proudu
 - ztráty zdvihovou prací (rozdílem potenciálních energií vstupu a výstupu)
- Celkovou tlakovou ztrátou výměníku je pak možné vyjádřit jako součet jednotlivých složek

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_\zeta + \Delta p_d + \Delta h \cdot \rho \cdot g \quad [Pa]$$

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výhřevné plochy

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

- pro laminární proudění

$$Re < 2300 \rightarrow \lambda_{lam} = \frac{64}{Re}$$

- pro přechodovou oblast

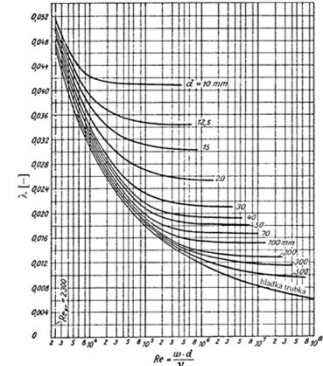
$$2300 < Re < Re_m \rightarrow \lambda \approx \frac{1,42}{\log\left(Re \cdot \frac{d_e}{\delta}\right)} = \frac{1,42}{\log\left(Re \cdot \frac{d_e}{k}\right)}$$

- pro turbulentní proudění

$$Re > Re_m \rightarrow \lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_e}{k}\right)^2}$$

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výhřevné plochy

- pro proudění v ocelové trubce



Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_\zeta = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

$\zeta [-]$ je součinitel místní tlakové ztráty

- závisí pouze na typu odporu
- jeho velikost je třeba pro daný odpor hledat v podkladech např. VDI HA kap. L1.3

Tlaková ztráta urychlením proudu

- vychází odvozením z Bernoulliho rovnice

$$p_2 - p_1 = \Delta p_d = \rho \cdot w \cdot (w_2 - w_1)$$

Tlaková ztráta specifických případů

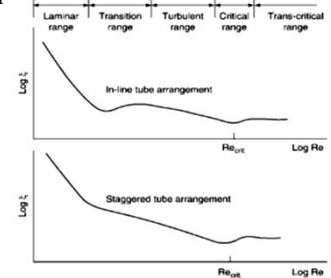
- je nutno řešit individuálními postupy s využitím doporučených podkladů
- Př: Příčné omývání svazků trubek – viz VDI HA kap. L1.4

- cílem je určit součinitel odporu 1 řady trubek ξ

- ξ závisí na
 - uspořádání a geometrii svazku
 - typu proudění ($\approx Re$)

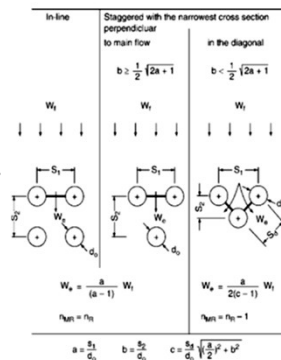
$$\Delta p = \xi n_R \frac{\rho w_e^2}{2}$$

$$\xi = \xi_{lam} + \xi_{turb} F_f$$



Tlaková ztráta specifických případů

- rychlost brána jako maximální v nejužším průřezu svazku
- vztahy platí pro ideální svazek
 - počet řad trubek je $n_R \geq 10$,
 - počet trubek v řadě je ≥ 10 ,
 - délka trubky k průměru je ≥ 10 ,
 - rychlost média na vstupu do svazku trubek je rovnoměrná a kolmá k volnému průřezu a povrchu trubky
 - látkové vlastnosti média jsou nezávislé na teplotě,
- odchylky se zohledňují pomocí korekčních faktorů



Dokončení návrhu výměníku

- Pokud navržená velikost výměníku a vypočtené tlakové ztráty vyhovují, lze přikročit k detailnímu konstrukčnímu řešení
- Pokud některý s výsledných parametrů výměníku nevyhovuje, je třeba upravit volené návrhové parametry a celý postup zopakovat
- Každá úloha má ∞ řešení \Rightarrow je vhodné provést optimalizaci návrhu

Technicko-ekonomická optimalizace výměníku

Cíl konstruktéra

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \rightarrow \max$$

možnosti:

$$k \uparrow \rightarrow w \uparrow \rightarrow \Delta p_z \uparrow \rightarrow n_{pT} \uparrow$$

$$S \uparrow \rightarrow n_i \uparrow$$

n_{pT} ... roční provozní náklady n_i ... investiční náklady

negativní důsledek:

$$k \uparrow \text{ a } S \uparrow \rightarrow \Delta t \downarrow$$

Úloha je složitá a vyžaduje individuální přístup