Výmenníky tepla – výpočet teplovýmennej plochy

Pri vykurovaní a klimatizácii obytných a pracovných priestorov je nepriamy prenos tepla v rekuperačných výmenníkoch tepla (VT) štandardnou úlohou. Podobne to platí pre niektoré ďalšie oblasti ich použitia. Prioritnými súčasťami danej úlohy je správna voľba typu VT pre zadané podmienky a jeho výpočet.

Spôsob výpočtu výmenníkov závisí od toho, či projektujeme nový VT – potom ide o tzv. návrhový výpočet, ktorého výsledkom je predovšetkým určenie teplovýmennej plochy, resp. dĺžky VT. Pri kontrolnom výpočte je veľkosť teplovýmennej plochy známa a obvykle počítame výstupné, prípadne vstupné teploty alebo jeho tepelný tok. Voľbe vhodného typu VT sme venovali príspevok v predošlom čísle tohto časopisu (č. 1). V nasledujúcom texte sa budeme orientovať na návrhový výpočet VT.

Pri výpočte je dôležité, aby mal projektant k dispozícii dostatočné informácie a údaje o VT. Aké základné údaje potrebuje k návrhovému výpočtu?

- Objemový tok tekutiny v pracovnom bode výpočtu, spravidla je to maximálna hodnota objemového toku tekutiny z tokového diagramu.
- Tepelný výkon (tok) potrebný na ohriatie alebo ochladenie tekutiny, ktorý možno určiť aj na základe želanej zmeny jej teploty, ak sú k dispozícii predošlé údaje.
- Požiadavky na tlak, prípustnú tlakovú stratu na oboch stranách VT, prípadne vstupné teploty a podobne.
- Vlastnosti tekutín z hľadiska sklonu k znečisťovaniu teplovýmennej plochy /Fouling/ a ich agresívnosti.
- Fyzikálne vlastnosti oboch tekutín, ako je špecifická tepelná kapacita, viskozita, hustota a súčinitele tepelnej vodivosti pri predpokladanom rozsahu pracovných teplôt a tlakov.

Nedostatočné vstupné údaje pri výpočte VT môžu viesť k problémom pri ich prevádzke.

Entalpická bilancia VT

Uvažujeme o systéme rekuperačného VT s výmenou tepla medzi dvoma tekutinami navzájom oddelených stenou. Tekutinu s vyššou teplotou budeme označovať ako horúcu a tekutinu s nižšou teplotou ako studenú. Pre usporiadanie VT schematicky znázorneného na obr. 1 možno vyjadriť zákon zachovania energie v nasledujúcom tvare:

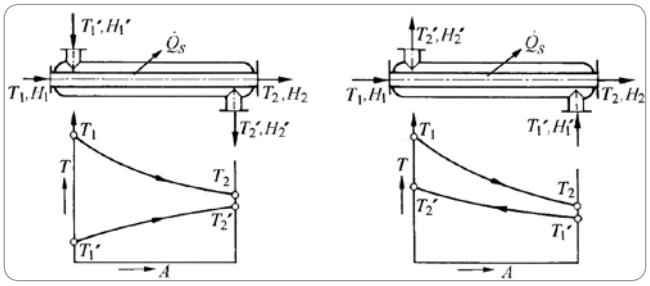
$$\sum \dot{H}_1 = \sum \dot{H}_2 + \sum \dot{Q}_S \qquad (1)$$

Ak si rozpíšeme jednotlivé entalpické toky $\dot{H}$ a pri uvažovaní tepelných strát do okolia $\dot{Q}$s, dostaneme:

$$\dot{H}_1 + \dot{H}_1' = \dot{H}_2 + \dot{H}_2' + \dot{Q}_S \qquad (2)$$

Po vyjadrení toku entalpie $\dot{H}$ pomocou hmotnostného toku $\dot{m}$ a špecifickej entalpie h môžeme písať:

$$\dot{m}h_1 + \dot{m}'h_1' = \dot{m}h_2 + \dot{m}'h_2' + \dot{Q}_S \qquad (3)$$



Obr. 1 Schéma súprúdneho a protiprúdneho usporiadania VT

Ak označíme celkový tepelný tok $\dot{Q}$ a vyjadríme špecifickú entalpiu $h = cp\ T$, dostaneme po jednoduchej úprave nasledujúcu rovnicu entalpickej bilancie VT:

$$\dot{Q} = \dot{m}cp(T_1 - T_2) = \dot{m}'\acute{c}p(T_2' - T_1') + \dot{Q}_S \qquad (4)$$

Slovne možno rovnicu vyjadriť takto: tepelný tok daný úbytkom entalpie horúcej tekutiny spôsobuje nárast entalpie studenej tekutiny a neúčelne i okolia (straty). Časť entalpie horúcej tekutiny sa teda využíva na ohrev, príp. fázovú premenu studenej tekutiny. Uvedomme si, že tepelnými stratami nehospodárne využívame časť úbytku entalpie horúcej tekutiny. O čo sú väčšie tepelné straty, o to menšiu časť spomenutého úbytku entalpie využijeme účelne.

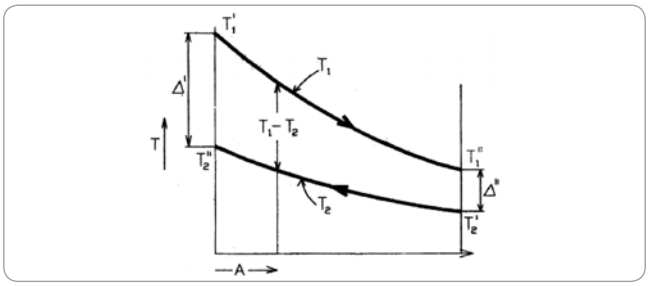
Poznámka: Z postupu získania rovnice (4) vidieť, že špecifická tepelná kapacita cp je braná pri strednej určujúcej teplote pracovného rozsahu teplôt na strane horúcej alebo studenej tekutiny.

Návrhový výpočet VT

Pri určení veľkosti teplovýmennej plochy A vychádzame zo všeobecnej kinetickej rovnice prenosu, ktorá platí pre ľubovoľnú geometrickú konfiguráciu konštrukcie výmenníka:

$$Q = k\,A\,\Delta\overline{Tstr} \qquad (5)$$

Veľkosť tepelného toku $\dot{Q}$ možno určiť z entalpickej bilancie podľa rovnice (4), k je súčiniteľ prechodu tepla a $\Delta\overline{Tstr}$ je charakteristická stredná hodnota hnacej sily (teplotného spádu) definovaná integrálom:



Obr. 2 Závislosť teploty od plochy v protiprúdnom aparáte

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{A}\int_{(A)}(T_1 - T_2)\,dA, \qquad (6)$$

kde $T_1 - T_2$ je hypotetická lokálna hodnota teplotnej diferencie medzi oboma médiami v mieste A. V prípade čisto protiprúdneho VT po vyriešení rovnice (6) dostaneme, že je to hodnota tzv. strednej logaritmickej diferencie (spádu), označovanej ako LMTD (Logaritmic mean temperature difference) (obr. 2) a definovanej vzťahom:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta' - \Delta''}{ln\dfrac{\Delta'}{\Delta''}}, \qquad (7)$$

kde $\Delta' = T_1' - T_2''$, $\Delta'' = T_1'' - T_2'$.

Pri čisto protiprúdnom a súprúdnom usporiadaní (napr. pri výmenníku tepla rúrka v rúrke) možno na výpočet jeho teplovýmennej plochy použiť nasledujúci vzťah:

$$\dot{Q} = kA\Delta T_{ln} = kA\frac{\Delta' - \Delta''}{ln\frac{\Delta'}{\Delta''}}. \qquad (8)$$

Pri inom usporiadaní môžeme charakteristickú strednú hnaciu silu určiť pomocou korekčného faktora logaritmickej teplotnej diferencie F takto [2]:

$$\Delta\overline{Tstr} = F\Delta T_{ln} \qquad (9)$$

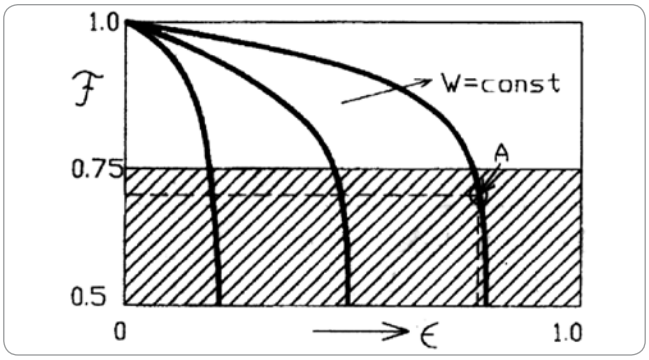
Inými slovami korekčný faktor F predstavuje pre dané vyhotovenie odchýlku od maximálne možnej hodnoty LMTD. Z uvedeného tiež vyplýva odporučenie pre reálne vyhotovenie VT: ak je to možné, voľte protiprúdne usporiadanie tokov VT – je pri ňom najvyššia hnacia sila.

Rovnicu (5) potom môžeme napr. pri krížovom usporiadaní tokov VT napísať v tvare:

$$\dot{Q} = kAF\Delta T_{\ln}, \qquad (10)$$

kde F a $\Delta T_{\ln}$ sú definované v rovniciach (7) a (9).

Výsledná závislosť, napr. v tvare *F(F, ε, W, geometria)<1*, sa prezentuje pomocou rovníc alebo v diagramoch, ako je to schematicky znázornené na obr. 3 [2], kde W je tepelná kapacita toku a ε účinnosť VT. Ak sa pri výpočte pre konkrétnu konštrukciu VT nachádza prevádzkový bod v šrafovanej oblasti (bod A), je zrejmé, že korekčný faktor bude $F<0,75$, čo znamená, že vo VT sa využijú maximálne možné hodnoty ΔT_{ln} v miere nižšej ako 75% a je väčšinou vhodnejšie navrhnúť iné konštrukčné usporiadanie VT.



Obr. 3 Schematické znázornenie závislosti *F = F(ε,W)*

Okrem toho je z obr. 3 zrejmé, že nízkym hodnotám korekčného faktora *F* v diagrame zodpovedajú oblasti, kde pri *W = const* aj malým zmenám účinnosti (prevádzkovej charakteristiky) prislúchajú veľké zmeny *F, nestabilná oblasť.*

Pri výpočte charakteristickej hnacej sily sa v praxi často používa jej vyjadrenie v tvare LMTD aj pri iných usporiadaniach, ako je čisto protiprúdne. V prípade nesprávneho určenia strednej hnacej sily dochádza, samozrejme, k chybnému stanoveniu veľkosti teplovýmennej plochy. Pri použití vyjadrenia strednej hnacej sily pri jednoduchom krížovom toku v tvare LMTD môže nastať poddimenzovanie VT takmer o 60 %.

Poznámka: V literatúre sa používa tiež určenie charakteristickej hnacej sily pomocou bezrozmernej teplotnej diferencie [3].

Súčiniteľ prechodu tepla k

V rekuperačných VT sú toky studenej a horúcej tekutiny oddelené stenou – teplovýmennou plochou. K prestupu tepla dochádza najčastejšie v kombinácii vedenia a konvekcie. Prevrátená hodnota súčiniteľa prechodu tepla 1/k predstavuje celkový termický odpor Rc pri prechode tepla z horúcej do studenej tekutiny. Celkový termický odpor je súčtom jednotlivých termických odporov:

- na strane horúcej tekutiny $Rh = 1/\alpha$,
- na strane studenej tekutiny $Rst = 1/\alpha'$,
- odporu v dôsledku znečistenia teplovýmennej plochy na oboch stranách (fouling) R_{ZH}, R_{ZST},
- termického odporu steny teplovýmennej plochy $R_W = \delta/\lambda$.

V prípade rovinnej steny môžeme pre celkový termický odpor Rc uviesť:

$$1/K = R_C = R_H + R_{ZH} + R_W + R_{ST} + R_{ZST} \qquad (11)$$

Súčinitele prestupu tepla α, α´ možno určiť pomocou teórie podobnosti v bezrozmernom tvare Nusseltovho čísla pre dané konštrukčné usporiadanie VT, príslušné hydrodynamické podmienky a dané vlastnosti oboch tekutín. V príspevku nie je priestor na uvedenie tejto metodiky výpočtu. Literatúra [2], [3] poskytuje dostatok údajov na ich stanovenie. Hodnoty odporov v dôsledku znečistenia teplovýmennej plochy R_{ZH}, R_{ZST}, pre dané kvapaliny a rozsahy ich rýchlostí vo VT môžeme získať z uvedenej literatúry. Termický odpor steny R_W je daný pomerom jej hrúbky δ a súčiniteľom tepelnej vodivosti materiálu λ.

Ďalej uvedieme rozsahy hodnôt súčiniteľov prechodu tepla k pre najčastejšie používaný typ VT. Hodnoty sú orientačné a môžu napomôcť len pri odhade hlavných rozmerov VT. Pre ďalšie typy VT možno tieto údaje nájsť v [2].

Orientačné hodnoty súčiniteľa prechodu tepla k (W/m2K): Rúrkový zväzkový VT

Systém:	plyn – plyn	5 – 35
	plyn – kvapalina	15 – 70
	kvapalina – kvapalina	150 – 1200
	kondenzácia – kvapalina	300 – 1200

Tepelná kapacita toku tekutiny je daná súčinom jej hmotnostného prietoku a špecifickej tepelnej kapacity:

$$W_i = \dot{m}_i \cdot c_{pi}, \; i=1,2. \qquad (12)$$

z rovníc (4) a (5) vyplýva

$$\dot{Q} = kA\Delta\overline{Tstr} = W_1\left|T_1' - T_1''\right| = W_2\left|T_2' - T_2''\right|. \qquad (13)$$

Pokiaľ v niektorej tekutine dochádza k zmene fáz, predpokladáme, že sa jej teplota nemení a o tepelnej kapacite uvažujeme ako o nekonečne veľkej. O správaní VT rozhoduje predovšetkým tok tekutiny s nižšou tepelnou kapacitou – pri VT s dostatočne veľkou teplovýmennou plochou a ideálnym (protiprúdovým alebo krížovým) usporiadaním toku ho možno zohriať až na vstupnú teplotu toku s väčšou tepelnou kapacitou *W*. V tomto prípade by tepelný tok výmenníka bol maximálny a určený len vstupnými teplotami tekutín:

$$\dot{Q}_{max} = W_{min}\left(T'_{min} - T'_{max}\right), \qquad (14)$$

kde T'_{min} je vstupná teplota kapacitne slabšieho a T'_{max} vstupná teplota silnejšieho toku $(= T''_{min})$. Pomer skutočného tepelného toku VT a maximálne možného označujeme ako účinnosť (teoretickú) VT (tiež sa používa označenie prevádzková charakteristika):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{W_i\left(T_i' - T_i''\right)}{W_{min}\left(T'_{max} - T'_{min}\right)} = \frac{T'_{min} - T''_{min}}{T'_{max} - T'_{min}} \qquad (15)$$

Štyri vstupno-výstupné teploty oboch tokov sú so skutočným výkonom výmenníka viazané integrálnou tepelnou bilanciou.

Záver

Pri návrhovom výpočte je z hľadiska hospodárnosti VT dôležitá otázka určenia veličín, ktoré priamo ovplyvňujú jeho investičné a prevádzkové náklady. Investičné náklady VT závisia od veľkosti jeho teplovýmennej plochy a od náročnosti jeho výroby (typ VT), čo sa odzrkadľuje v cene za m^2 teplovýmennej plochy. Prevádzkové náklady zahŕňajú náklady na spotrebu energie, opravy a údržbu. S rastúcou rýchlosťou prúdenia horúcej alebo studenej tekutiny klesajú investičné náklady v dôsledku zníženia veľkosti teplovýmennej plochy (zvyšuje sa súčiniteľ prechodu tepla k) a súčasne výraznejšie stúpajú prevádzkové náklady z dôvodu rastúcej tlakovej straty. Pri návrhovom výpočte musí isť o určenie rýchlosti prúdenia tak,

aby celkové náklady, ktoré možno vyjadriť ako súčet investičných a prevádzkových, boli minimálne. Riešenie tohto problému i metodika kontrolného výpočtu VT bude obsahom príspevku, ktorý uverejníme v budúcom čísle iDB Jounal.

Literatúra:

1. Jelemenský, K.: Výmenníky tepla – princípy, výhody a nevýhody. Idb journal, 2/2011, s. 34 – 36.

2. VDI – Wärmeatlas, Berechnungsblätter fuer den Waermeuebergang. 10. Auflage,

Springer Verlag, 2006. ISBN 3-540-62719-7.

3. Jelemenský, K. – Šesták, J. – Žitný, R.: Tepelné pochody. Bratislava: Vydavateľstvo STU 2004. ISBN 80-227-2109-3.

doc. Ing. Karol Jelemenský, PhD.

Ústav procesného a fluidného inžinierstva
SjF STU Bratislava
karol.jelemensky@stuba.sk