

Návrh výměníku pro využití odpadního tepla z termického čištění plynů

Frodlová Miroslava · Elektrotechnika

09.08.2010



Práce je zaměřena na problematiku využití odpadního tepla z termického čištění plynů. Citelné teplo spalin je využíváno k ohřevu užitkové vody, který probíhá v tepelném výměníku. Pro posouzení efektivity různých variant návrhu teplosměnné jednotky, bylo potřeba provést entalpickou bilanci a řadu dalších časově náročných výpočtů. K tomuto účelu byla vytvořena SW aplikace ve vývojovém prostředí MS Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic, která dovoluje snadné srovnání typu výměníku, který by vyhovoval hodnotám zjištěných měření v technologickém procesu. Předpokladem řešení je dostatečný odtah spalin v komínovém průduchu a zároveň ekonomická efektivnost provozu zařízení.

1. Úvod

Při současném trendu stále většího zdražování energií, uvažuje každá firma, jakým způsobem ušetřit na nákladech za teplo. Odpadní teplo, které vzniká jako vedlejší produkt v různých technologických provozech, je zpravidla odváděno bez dalšího využití do vlastního okolí. Pro možnost snížení ztráty tepla odcházejícími spalinami se používají výměníky tepla, které ohřevem užitkové vody tuto ztrátu snižují a zvyšují tak účinnost využití paliva.

Pro provoz, ve kterém probíhá termické čištění plynů, jsem provedla návrh řešení tepelného výměníku za účelem úspory citelného tepla odcházejících spalin. Zařízení určené k ohřevu užitkové vody, musí vyhovovat hodnotám zjištěných měření za spalovnou. Zařazením výměníku přímo do spalinové cesty se zvětšuje tlaková ztráta spalin mezi kotlem a komínem. Proto je nutné při dodatečné instalaci buď zvětšit výtlačk původních spalinových ventilátorů, nebo nainstalovat ventilátory dodatečné, což zvyšuje náklady na celkový provoz zařízení.

K výběru optimálního řešení, nejen z hlediska úspor energie, ale i z hlediska provozních nákladů, jsem musela provést entalpickou bilanci a řadu dalších časově náročných výpočtů, k jejichž zjednodušení a urychlení jsem vytvořila aplikaci ve vývojové prostředí MS Excel s použitím programovacího jazyka Visual Basic.

2. Teoretická část

2.1. Bilance spalování

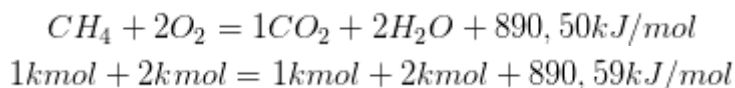
Celková bilance ve spalovacím zařízení je počítána ze stechiometrických spalovacích rovnic:

$$\dot{m}_p + \dot{m}_{vz} = \dot{m}_{sp} + \dot{m}_{to} + \text{spaleneteplo} \quad (1)$$

Kde $\dot{m}_p, \dot{m}_{vz}, \dot{m}_{sp}, \dot{m}_{to}$ jsou toky paliva, vzduchu, spalin a tuhého odpadu. Při spalování plynu odpadá tok tuhého odpadu.[5] Výpočet oxidačních rovnic lze tedy provést pomocí látkového množství jednotlivých prvků hořlaviny v palivu. Složení plyných paliv se udává výhradně v procentech objemu, a proto se u tohoto druhu paliv provádí výpočet jednoznačně pouze v objemových jednotkách. Podle Avogadrova zákona zaujímá 1 kmol jakékoli plyné látky za normálních podmínek přibližně objem 22,4 m³. [6]

Příklad

Spalování metanu:



Po dosazení:

$$\begin{aligned} 1 * 16,05kg + 2 * 22,4m^3 &= 1 * 22,26m^3 + 2 * 22,4m^3 \\ 1kg + 2,791m^3 &= 1,387m^3 + 2,791m^3 \end{aligned}$$

Z rovnice plyne, že na spálení jednoho kila metanu je potřeba 2,791 m³ kyslíku. Vzniká 1,387 m³ spalin, 2,791 m³ vodní páry a spalné teplo 890,59 kJ/mol. Dusík N² ze vzduchu se spalovací reakce nezúčastňuje.

2.2. Tepelný výpočet výměníku

může mít charakter buď konstrukční, nebo kontrolní. V případě konstrukčního výpočtu se návrh velikostí a uspořádání teplosměnných ploch stanovuje tak, aby při daných průtocích a teplotách média zajišťovali požadovaný tepelný výkon.[1]

Pro výpočet výkonu trubkového výměníku je vhodné použít vztahu pomocí prostupu tepla.

$$\dot{Q} = k_L L \Delta t_{ls} [W] \quad (2)$$

Vztah vyjadřuje množství tepla \dot{Q} prošlé za jednotku času teplosměnnou plochou L tvořenou z trubek, z teplejší do chladnější tekutiny, kde střední logaritmický teplotní spád Δt_{ls} je vztažen na ochlazovanou a následně na ohřívanou stranu, výměníku.

$$\Delta t_{ls} = \frac{(t'_1 - t''_1) - (t'_2 - t''_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t''_1)}{(t'_2 - t''_2)}} \quad [^\circ C] \quad (3)$$

t'_1, t''_1 - vstupní teploty [°C], t'_2, t''_2 - výstupní teploty [°C]

V součiniteli prostupu tepla k je zahrnuta veškerá termokinetická problematika při přestupu tepla mezi teplosměnnou plochou a tekutinou, jako například vlastnosti tekutiny, tvar systému, rychlost proudění, rozdíl teplot nebo rozdělení teplot u povrchu. Pro tekutiny odděleny válcovou přepážkou (trubkou) složenou z n vrstev nastává potíže v tom, že se plocha, kterou teplo prochází z jedné tekutiny do druhé, mění. Tento problém obcházíme většinou tak, že zavádíme tzv. délkový součinitel prostupu tepla k_L vztahovaný na jednotkovou délku trubky. Pak platí

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^m \frac{\ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}{2\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \quad [W/m^2 K] \quad (4)$$

α_1, α_2 - jsou součinitelé přestupu tepla na straně tekutiny 1,2 [$W/m^2 K$], δ_i - je tloušťka stěny resp.vrstav znečištění povrchu [m], λ_i - součinitel tepelné vodivosti materiálu stěny [$W/m K$], d_1 - vnitřní průměr trubky [m], d_2 - vnější průměr trubky [m]

d_1 je vždy průměr odpovídající fázovému rozhraní mezi tekutinou 1 a tuhou stěnou, analogicky d_2 pro tekutinu 2.

Celková entalpická bilance výměníku

Tuto rovnici uplatníme na dvě tekutiny procházející tepelným výměníkem při ustáleném rovnovážném stavu. Řešením rovnice se určí např. neznámá výstupní teplota proudu nebo hodnota toku proudu potřebná k dosažení požadované změny teploty. [1]

$$\dot{Q} = \dot{m}' c_p' (t_1' - t_2') = \dot{m}'' c_p'' (t_1'' - t_2'') \quad (5)$$

c_p', c_p'' - měrné tepelné kapacity proudů [$J/Kg K$], \dot{m}' - hmotnostní tok proudu [Kg/s], $(t_1' - t_2')$ - rozdíl teplot teplejší a studenější kapaliny [$^{\circ}C$]

2.3 Tlakové ztráty

Při proudění tekutin a plynů vznikají následkem viskozity hydraulické odpory, které působí proti pohybu částic tekutiny. Hydraulické odpory se dělí na třecí, které vznikají v celém objemu proudící kapaliny (tj. v celém průtočném průřezu na celé délce potrubí), kdežto ztráty místní vznikají vřazenými odpory a omezují se pouze na část potrubí, kde se mění velikost a směr rychlosti. Součinitele jednotlivých vřazených odporů se algebraicky sčítají. Celková **tlaková ztráta** P_{ze} úseku potrubí se rovná součtu ztráty třením a ztráty vřazenými odpory. [2]

$$P_{ze} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum m \zeta \right) \frac{\bar{v}^2}{2} \rho [Pa] \quad (6)$$

Správná funkce komínu je zajištěna, pokud jeho statický tah je vyšší, než tlakové ztráty v něm. Účinný tah komína P_H je dán rozdílnou hmotností spalin a okolního vzduchu, vlivem rozdílné teploty obou složek. Pro jeho dostatečné zajištění, je potřeba aby i tlakové ztráty vznikající v potrubí spalinovodu P_A a výměníku P_{ze} byly nižší nežli jeho hodnota.

$$P_z > P_{ze} + P_A$$

$$P_z = P_H - P_E [Pa] \quad (7)$$

3 Programová aplikace

Vývojové prostředí založené na Office poskytuje širokou paletu možností, prvků a komponent, které lze snadno, pohodlně a rychle integrovat či přidávat do vytvářené aplikace podle aktuálních potřeb. Visual Basic je v současné době nejuniverzálnějším nástrojem pro tvorbu programů v prostředí Office. Patří mezi objektové programovací jazyky. Tím, že se kód skládá z krátkých procedur, dobře se píše i odladuje. [3]

3.1 Popis programu

Z důvodu přehlednosti zadaných i vypočtených hodnot jsem vše umístila na jeden formulář. Toto uspořádání umožňuje měnit průběžně parametry výměníku tak, aby uživatel mohl sledovat, jak se mění výkon, součinitel přestupu tepla, tlakové ztráty a náklady na provoz. Formulář bilanční výpočty je opticky rozdělen rámečky na část:

- **parametry výměníku**- zahrnují konstrukční údaje, jako je délka, vnitřní a vnější průměr trubky, jejich počet, rozteč.
- **souproud nebo protiproud** - je parametr, který je nutno zvolit hned jako první. Pak je možno zadat do této části formuláře údaje o teplotách a hmotnostních průtocích kapalin na vstupu a výstupu zařízení.
- **tlakové ztráty** - zahrnují parametry spalinové cesty a kalkulaci na provoz větráku, v případě nedostatečného komínového tahu.

Na pravé straně formuláře se nachází informativní údaje o hodnotách fyzikálních vlastností kapalin, s kterými je počítáno. Vzorce pro jejich výpočet jsem zadala formou funkcí do Excelu. Výjimkou je pára, u které nelze stanovit hodnoty běžnými výpočetními vztahy, proto jsou zadány v tabulce na listu Excelu s názvem „Nasycená vodní pára“. Pro výpočet jsou vybírány dle střední teploty vyhledávací funkcí „Zvolit“, která je standardní součástí aplikace Excel 2007. Všechny tyto hodnoty program vypíše při inicializaci výpočtu.

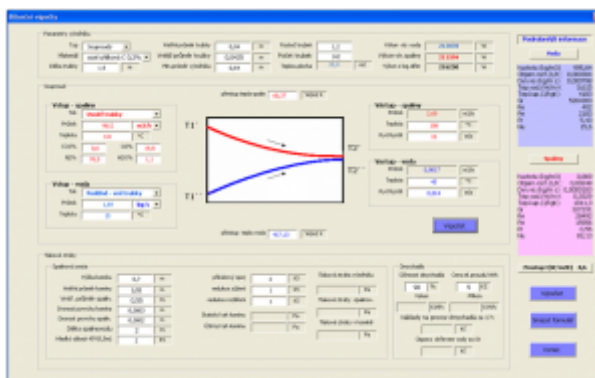
3.2 Zadání hodnot

Otevřením sešitu aplikace Excel s názvem „Bilanční výpočty“ se spustí automaticky formulář již s přednastavenými hodnotami, které byly naměřeny v provozu. Parametry lze libovolně vpisovat do aktivních polí, není však nutné zadávat je všechny. Program vyhodnotí sám, je-li možné provést výpočet a případně zahlásí, který údaj je potřeba zadat. Zbývající hodnoty dopočítá.

V první fázi výpočtu je nutné zvolit typ výměníku, tím se zobrazí druhý rámeček pro zadání hodnot potřebných k výpočtu výkonu z bilanční entalpické rovnice (5). Do něj je nutné zapsat: **toky spalin a vody, složení spalin, průtok** alespoň jedné tekutiny, pokud jsou známy **vstupní a výstupní teploty** obou médií. Teplotu kapaliny aplikace dopočítá v případě, že jsou známy oba průtoky.

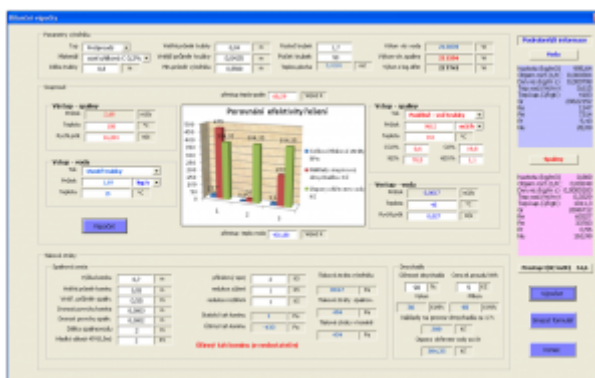
Údaje v prvním rámečku jako je **materiál, délka, vnitřní a vnější průměr trubky** jsou vyžadovány pro výpočet výkonu vztaženého na teplosměnnou plochu (2). Rozteč není nutno zadávat, pokud se jedná o jedinou trubku. Z údajů **počet trubek, vnitřní**

průměr výměníku, rychlost průtoku stačí zadat pouze jeden, zbytek aplikace doplní. Hodnoty jednotlivých výkonů se po stisku tlačítka “**výpočet**” zobrazí v prvním rámečku pod sebou pro lepší porovnání. Teprve pak se zobrazí druhé tlačítko “**výpočet**” pro vyhodnocení tlakové ztráty. (6)(7)



Obr.1 – formulář aplikace

Druhá fáze výpočtu předpokládá doplnění hodnot v třetím rámečku. V této části formuláře je nutné zadat všechny údaje s výjimkou tvarovek potrubí (**hladký oblouk, přírubový spoj, redukce zúžení a rozšíření**). Konečným vyhodnocením jsou informace o účinném tahu komínu. V případě kdy tlakové ztráty převyšují komínový tah, je počítána i kalkulace nákladů na provoz dmyhadla a k ní pro porovnání úspora ohřevem vody. Poslední tři návrhy řešení se jsou graficky zpracovány.



Obr.2 – graf aplikace

4 Dimenzování výměníku

Pro zařazení výměníku do spalinové cesty za účelem ohřevu užitkové vody jsem vzala v úvahu trubkový výměník, který má nízký součinitel prostupu tepla. Je to způsobeno laminárním prouděním uvnitř trubky. Na rozdíl od deskového výměníku tepla, který se vyznačuje turbulentním prouděním na obou stranách teplosměnné plochy a vysokým součinitelem prostupu tepla. Vzhledem k intenzivnímu proudění je tlaková ztráta mnohonásobně vyšší než u trubkových výměníků.

Ze vstupních dat, získaných měřeními jsem látkovou spalovací bilancí určila celkovou spotřebu vzduchu, výhřevnost, objemový průtok a složení spalin. Naměřená výstupní teplota spalin ze spalovacího zařízení je poměrně nízká 161°C. Zásadním problémem spalinových výměníků je ten, že výrazně ochlazují spaliny před vstupem do komína, který je jen 0,7m vysoký. To vše snižuje statický komínový tah. Proto byla výstupní teplota spalin z výměníku stanovena na 100°C. Tepelné hodnoty vody jsem zvolila 15

°C na vstupu a na výstupu 45°C. Z entalpické bilance výměníku byl dopočítán objemový průtok vody 1,69 kg/s a tepelný výkon 211 kW.

Při návrhovém výpočtu výměníku je potřeba určit jeho tepelný výkon, teplosměnnou plochu a tlakové ztráty. Parametry musím volit tak, aby se výkon vztažený na teplosměnnou plochu, co nejvíce přiblížil výkonu z entalpické bilance. Tím je zajištěn dostatečný ohřev vody na požadovanou teplotu.

4.1 Návrh řešení č. 1

Častým problémem při návrhu dimenzí teplosměnné jednotky bývá, zda prodloužením anebo přidáním dalšího potrubí bude dosaženo zlepšení, které vyváží zvýšení pořizovacích nákladů. Proto jsem jako první řešení navrhla souproudý svazkový výměník. Průtok spalin byl rozdělen do více trubek s užším průměrem 0,04 m o délce 1,9 m zaručující dostatečný tepelný výkon. Vnitřní průměr výměníku 0,64 m a počet trubek 142 ks byl aplikací dopočítán s ohledem na zadanou optimální rychlost proudících spalin 15 m/s, která ovlivňuje tlakové ztráty. Voda trubky obtéká. Toto řešení mělo zajistit nižší tepelné ztráty pláštěm výměníku. Celkové tlakové ztráty ve výměníku a spalinové cestě byly aplikací vyhodnoceny na 21702 Pa, náklady na provoz dmyhadla za 1 hodinu provozu 475 Kč a zisk ohřevem vody 385 Kč.

4.2 Návrh řešení č. 2

Tlakové ztráty teplosměnné jednotky se zvětšují s rostoucí délkou potrubí. V prvním řešení byl tento nárůst způsoben počtem trubek. Jako další variantu jsem proto zvolila souproudý výměník, pouze s jedinou trubkou, kterou protéká voda a spaliny ji obtékají. Tím, že je tok vody veden trubkou, došlo ke zvýšení rychlosti jejího průtoku. To se potom projeví zvýšením koeficientu prostupu tepla oproti prvotnímu řešení o 721,8 W/m²K. V tomto případě je však potřeba dostatečně izolovat vnější povrch pláště z důvodu zamezení tepelných ztrát na straně spalin.

Pokud zvolím trubku širší 0,45 m a vnitřní průměr výměníku 0,55 m, tak aby odpovídal šířce spalinovodu, bude rychlost spalin 35 m/s a tím se zvýší třetí tlakové ztráty. Důvodem je úzká štěrbina, kterou spaliny prochází a pokud nezvolím dostatečnou délku trubky (v tomto případě 22 m), voda se nestihne ohřát na požadovanou teplotu.

Při volbě trubky 0,04 m a vnitřním průměru výměníku 0,55 m, je rychlost spalin optimální 11 m/s, i přesto by délka trubky musela dosahovat 3,1 m pro dostatečný výkon. Při vyhodnocení výpočtů v mé aplikaci je vidět, jak se mění součinitel prostupu tepla se změnou průměru vnitřní trubky. Se zvyšujícím se průměrem klesá jeho hodnota a tím tepelný tok, proto je lepší volit trubky užší. Tato varianta řešení zajišťuje výrazné snížení tlakových ztrát na straně spalin na 11 Pa. Náklady na provoz dmyhadla jsou zanedbatelné 20 Kč/h. Velikost zařízení ale vzrostala minimálně na 3,1 m délky. Spalinové potrubí by museli prodloužit, aby mohl být výměník napojen.

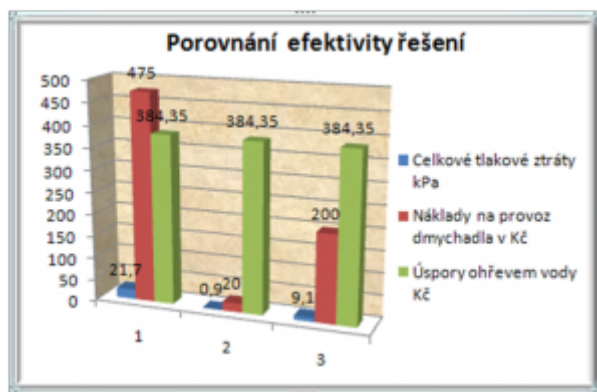
4.3 Návrh řešení č. 3

Na základě zjištění z druhého řešení, jsem jako další variantu zvolila, svazkový protiproudý výměník. Výhodou protiproudu proti souproudu je, že dosáhne většího středního rozdílu teplot, takže pro stejný tepelný výkon výměníku, může být menší

teplosměnné plocha. Vodu opět nechám protékat trubkami, abych zajistila vyšší koeficient prostupu tepla. Pro objemový průtok vody 1,69 kg/s se zajištěním tepelného výkonu 217 KW tedy stačí jen 50 ks trubek o délce 0,8 m a průměru 0,04m. Toto řešení snižuje tlakové ztráty na straně spalin oproti prvnímu řešení na 8167 Pa a tím náklady na provoz dmyhadla na 200 Kč za hodinu.

5 Závěr

V případě prvního návrhu řešení, převyšovaly náklady na provoz dmyhadla úsporu energie díky vysokým tlakovým ztrátám výměníku. V konečném důsledku by tedy nikdy nedošlo k navrácení investičních nákladů a provoz zařízení by byl ztrátový. V druhém případě je vidět, že snižování tlakových ztrát výměníku může být kompenzováno většími rozměry teplosměnné jednotky, tím se ale zvyšuje cena zařízení, vícenáklady na realizaci a náročnost na prostor. Porovnáním nákladů pořizovacích a provozních za dobu životnosti vychází nejvýhodněji třetí návrh řešení s předpokládanou dobou návratnosti 1,5 roku.



Obr.3 - porovnání efektivity řešení

Ovšem účinný tah komínu je ovlivněn nejen tlakovými ztrátami tepelného výměníku, ale také především tlakovou ztrátou v komíně samotném. Tu určuje jeho konstrukční řešení, jako je délka, průměr a drsnost povrchu. Z předchozích výpočtů je jasné, že pouhým snížením tlakových ztrát teplosměnné jednotky nelze zajistit dostatečný přirozený komínový tah. Zařazení větráku do spalinové cesty v tomto případě bude vždy nutné. Lze však ovlivnit parametry komínu, jaký příkon dmyhadla bude potřeba a s tím spojené náklady na jeho provoz. Zvýšením komínu se zvětší jeho statický tah, ale zároveň i komínová ztráta, která je přímo úměrná jeho výšce. Průměr komínu je nepřímo úměrný tlakovým ztrátám, proto se jeho rozšířením na 1 m sníží komínové ztráty na 38 Pa, i když výška zůstane zachována.

Výše navržená řešení byla zpracována pro konkrétní technologický provoz. Jedním z jeho nedostatků, které ovlivňuje komínový tah je dodávané množství vzduchu do spalovacího procesu. V tomto případě 18 krát větší než minimální spotřeba. Tím dohází ke snížení teploty spalin na 161 °C a tepelného výkonu výměníku. Pro realizaci projektu využití odpadního tepla spalin s vyšší ekonomickou efektivitou, by tedy měla být nejprve zavedena pro tento provoz regulace vzduchu do spalovacího procesu, dále úpravy komínu a k tomu navržené optimální řešení tepelného výměníku.

Literatura

1. SAZIMA, M. KMONÍČEK, V. SCHNELLER, J. a kol., Teplo. SNTL Nakladatelství technické literatury, Praha:1989.
2. NOSKIEVIČ, J. A KOL, Mechanika tekutin. SNTL - Nakladatelství technické literatury, Praha:1987.
3. HALVORSON, M. Microsoft Visual Basic 6.0 Professional krok za krokem. Vydavatelství a nakladatelství Computer Press Praha:1999
4. Internetový portál pro stavebnictví, technická zařízení budov a úspory energií.[on line][cit. 2009-01-20]. Dostupný z WWW: <http://www.tzb-info.cz/>.
5. LANGFELDER, Ivan a kol. Energetika chemického a potravinářského průmyslu. Nakladatelství Alfa Bratislava 1992.
6. Internetový portál Katedra energetických zdrojů a zařízení, [on line]. Dostupný z WWW: <http://www.kke.zcu.cz/predmety/predmety/data-evo/prednaska8.doc>
7. MÍKA, Vladimír. Základy chemického inženýrství. SNTL Nakladatelství technické literatury, Praha: 1977.

FAI UTB ve Zlíně, Studentská tvůrčí a odborná činnost, STOČ 2010
