



Optimalizace teplosměnné plochy kondenzátoru brýdových par ze sušení biomasy

Jan HAVLÍK^{1,}, Tomáš Dlouhý¹*

¹ České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav energetiky, Technická 4, 16607 Praha 6, Česká republika

* **Email:** korespondenční_autor@institute.cz

Článek navazuje na problematiku kondenzace brýdové páry získané ze sušení biomasy. Pro energetické využití brýdové páry byl navržen kondenzační výměník vhodný pro napojení za kontaktní sušku na biomasu. Výměník je tvořen vertikálním svazkem trubek, ve kterém proudí kondenzující vodní pára směrem dolů ve svislých trubkách a chladicí voda protiproudě ve svazkové části. Pro tento výměník byl navržen teoretický model procesu přestupu tepla při kondenzaci směsi vodní páry a vzduchu odpovídající složení brýdové páry. Teoretický model byl experimentálně ověřen a na jeho základě bylo provedeno srovnání různých konfigurací svazkové části výměníku, kdy při zachování velikosti teplosměnné plochy byly porovnány různé počty trubek ve svazku a jim odpovídající délky. Cílem optimalizace je dosažení nejvyššího využití brýdové páry a tím největšího výkonu výměníku.

Klíčová slova: kondenzace, součinitel přestupu tepla, vertikální trubkový kondenzátor

1 Úvod

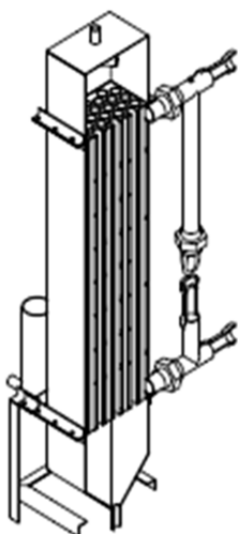
Sušení biomasy je jednou z cest jak energeticky využít méně kvalitní formy biomasy s vysokým obsahem vody. Ten výrazně snižuje její výhřevnost a komplikuje její spalování, kdy biomasa s obsahem vlhkosti vyšším než 55% je samostatně obtížně spalitelná. Příklady takové biomasy jsou mokrá kůra, zelená lesní štěpka, zemědělské odpady a odpady z potravinářské výroby jako řepné řízky nebo lihovarnické výpalky. Tyto materiály je možné spalovat po jejich vysušení. Energetická náročnost sušení je však značná. Možností, jak energetickou náročnost sušení biomasy snížit, je užití bubnové kontaktní sušky otápné externě získaným teplem s následným využitím uvolněné brýdové páry, která při beztlakém provedení opouští sušku o teplotě blízké 100 °C a má minimální obsah vzduchu a dalších příměsí. Skupenské teplo této páry se dá velmi dobře využít např. na vytápění nebo na absorpční chlazení.

Tento článek se zabývá optimalizací konfigurace vertikálního svazkového kondenzátoru navrženého pro napojení za kontaktní sušku a energetické využití brýdových par. Cílem je určení vlivu počtu a délky trubek ve svazku na množství využití brýdové páry a tím zefektivnění celého sušicího systému.



2 Kondenzační výměník

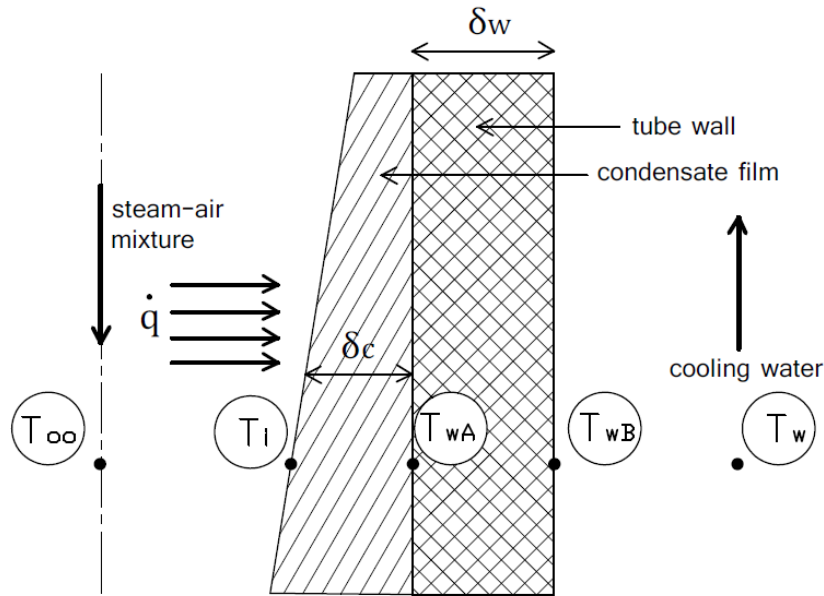
Kondenzační výměník je tvořen vertikálním svazkem trubek (Obr. 1), kde proudí kondenzující vodní pára směrem dolů ve svislých trubkách a chladicí voda protiproudě ve svazkové části. Toto nestandardní uspořádání kondenzátoru je použito z důvodu přítomnosti drobných částic biomasy vynášených párou ze sušky, které ulpívají na stěně a ze svislých trubek jsou kondenzátem samovolně odplavovány. Vzduch je z výměníku odváděn přebytečným průtokem páry do okolí otevřeným výstupem, pára kondenzuje při atmosférickém tlaku. Výměník je tvořen svazkem 49 trubek o délce trubek 865 mm, vnějším průměru 28 mm a vnitřním průměrem trubek 24 mm. Trubky mají vystřídání uspořádání s roztečí trubek 35 mm. Příčný průřez výměníku je obdélníkový s rozměry 223 x 270 mm. Proudění vody ve svazkové části výměníku je upraveno 7 příčnými vložkami s rozměry 223 x 230 mm. Výměník je vyroben z nerezové oceli 1.4301 (AISI 304).



Obr. 1 Vertikální svazkový kondenzátor

3 Teoretický model přestupu tepla

V případě, že pára kondenzuje ve směsi s inertními plyny, vzniká rozdíl v koncentraci vodní páry uprostřed proudu plynné směsi C_∞ a na kondenzačním fázovém rozhraní u stěny trubky C_i . Koncentrace páry se snižuje po celé délce trubky stejně jako jí odpovídající parciální tlaky vodní páry p_∞ resp. p_i a teploty T_∞ resp. T_i (viz obr. 3). Rozdíl v koncentracích páry C_∞ a C_i způsobuje přestup hmoty, kdy molekuly páry difundují z hlavního proudu plynu skrz inertní plyn směrem k fázovému rozhraní kondenzující páry u vnitřní stěny trubky [1], [2]. Naopak v případě kondenzace čisté vodní páry jsou teploty T_∞ a T_i identické a konstantní v průběhu celého procesu. Tepelná bilance celkového procesu přenosu tepla procesu je znázorněna na Obr. 2.



Obr. 2 Přenos tepla skrz trubku kondenzátoru

Při procesu přenosu tepla platí, že velikost tepelného toku \dot{q} [W/m^2] v místě x , který se skládá z následujících procesů, je konstantní

- tepelný tok z kondenzující páry

$$\dot{q} = \dot{m}_c \cdot r \quad (1)$$

kde \dot{m}_c [kg/sm^2] je množství zkondenzované páry, r je skupenské teplo kondenzace.

- tepelný tok skrz kondenzační film

$$\dot{q} = \alpha_p \cdot (T_i - T_{wA}) \quad (2)$$

kde α_p je součinitel přestupu tepla při kondenzaci, T_i je kondenzační teplota páry a T_{wA} je teplota stěny.

- tepelný tok skrz stěnu trubky

$$\dot{q} = \frac{k_w}{\delta_w} \cdot (T_{wA} - T_{wB}) \quad (3)$$

kde k_w je tepelná vodivost stěny, δ_w je tloušťka stěny trubky, $T_{wA,B}$ jsou teploty stěny.

- tepelný tok do chladicí vody

$$\dot{q} = h_w \cdot (T_{wB} - T_w) \quad (4)$$

kde $T_{wA,B}$ je teplota chladicí vody.

Pro určení teploty kondenzace na fázovém rozhraní T_i , je třeba počítat s přenosem hmoty generovaným rozdílem koncentrací vodní páry v objemu plynné směsi C_∞ a na kondenzačním fázovém rozhraní C_i . Pro zohlednění toho jevu je využita analogie mezi přestupem tepla a přestupem hmoty. V kritériálních rovnicích pro přestup tepla je Nusseltovo číslo Nu je nahrazeno Sherwoodovým Sh a Prandtlovo číslo Pr Schmidtovým Sc . Podrobněji jsou principy modelu popsány v [1] a [2]. Součinitel přestupu hmoty β [m/s] je získán rovnicí [1]

$$\beta = \frac{Sh \cdot D_{12}}{D} \quad (5)$$

kde D_{12} je součinitel difúze vodní páry do vzduchu. Pro laminární proudění v trubce ($Re \leq 2300$) s okrajovou podmínkou konstantního tepelného toku, je pro výpočet lokálního Sherwoodova čísla v místě x použita rovnice [1]



$$Sh_x = 1,302 \left(Re Sc \frac{D}{x} \right)^{1/3} \quad (6)$$

Pro přechodové proudění ($Re \geq 2300$) je použita rovnice [3]

$$Sh_x = 0,116 \left(Re^{2/3} - 125 \right) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{2/3} \right] \quad (7)$$

Výsledná hodnota součinitele přestupu tepla α_p je získána na základě uvedených bilancí konečným vyjádřením z rovnice (2).

4 Experimentální ověření teoretického modelu

Ověření teoretického modelu je založeno na srovnání s experimentálně získanou hodnotu součinitele prostupu tepla U . Celkový tepelný výkon výměníku Q je dán rovnicí

$$Q = M_w \cdot c_w \cdot (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (8)$$

kde M_w je průtok chladicí vody, c_w je měrná tepelná kapacita, $t_{w,out}$ je výstupní teplota chladicí vody, $t_{w,in}$ je vstupní teplota chladicí vody. Poté je hodnota součinitele prostupu tepla U dána rovnicí

$$U = \frac{Q}{S \cdot \Delta t_{log}} \quad (9)$$

kde U je součinitel prostupu tepla, S je teplosměnná plocha výměníku a Δt_{log} je logaritmický teplotní spád.

Při znalosti hodnoty kondenzačního součinitele přestupu tepla α_p vypočítaného z teoretického modelu je součinitel prostupu tepla U dán rovnicí

$$U = \frac{1/D_e}{\frac{1}{d_i \cdot \alpha_p} + \frac{1}{2k} \ln \left(\frac{D_e}{d_i} \right) + \frac{1}{D_e \cdot \alpha_w}} \quad (10)$$

kde d_i je vnitřní průměr trubek, k je tepelná vodivost (ocel 1.4301), D_e je vnější průměr trubek.

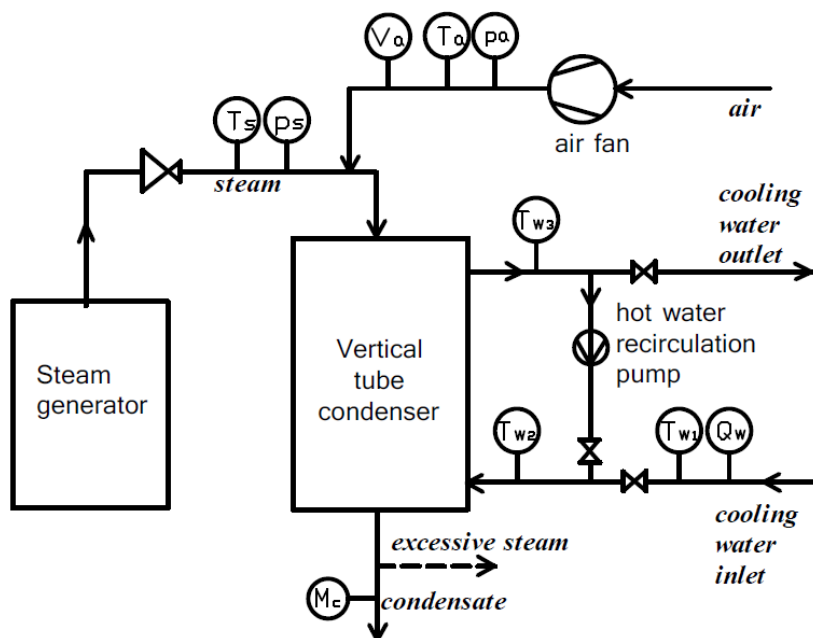
Hodnota $\alpha_w = f(Re, Pr) \approx f(M_w, T_w)$ [4], [5] je určena při experimentu, kdy kondenzuje čistá pára a součinitel přestupu tepla α_p je možné určit dle Nusseltova modelu kondenzace páry na svislé stěně [4], [5]. Hodnota α_w pak zůstává pro všechna měření konstantní. Kdy pro experimenty nastává podmínka zachování konstantního průtoku chladicí vody M_w s minimální změnou T_w , jejíž vliv na výslednou hodnotu je velmi malý a je zanedbán. Změna hodnoty součinitele prostupu tepla je tedy dána pouze změnou kondenzačního součinitele přestupu tepla α_p při různých koncentracích páry ve směsi se vzduchem.

4.1 Experimentální trať

Experimentální trať je znázorněna na obr. 3. Zdrojem páry je parní generátor. Před tím, než pára vstoupí do výměníku, jsou její parametry redukovány na požadované hodnoty. Vzduch je přimícháván do páry pomocí regulovatelného ventilátoru. Recirkulace teplé vody



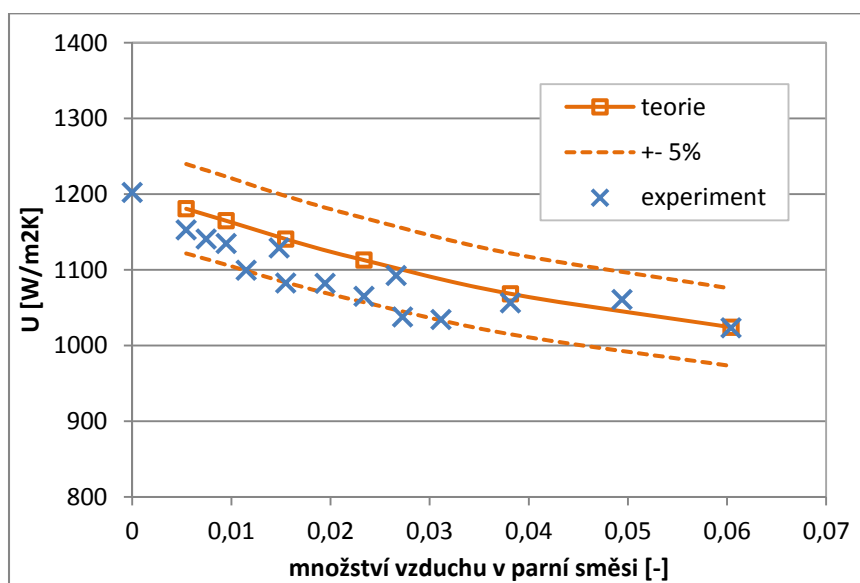
umožňuje regulaci teploty chladicí vody a průtok vody chlazení v kondenzátoru. Měřené parametry potřebné pro stanovení součinitele přestupu tepla z tepelné bilance jsou vstupní teplota chladicí vody T_{w1} , teplota vody po recirkulaci T_{w2} , výstupní teplota chladicí vody T_{w3} , průtok chladicí vody Q_w , objem vzduchu přidávaný do páry před kondenzátorem V_a , páry tlak p_s , teplota páry T_s a množství kondenzátu páry M_c .



Obr. 3: Schéma měřící trati

4.2 Výsledky

Na Obr. 4 je ukázáno srovnání výsledků součinitele prostupu tepla U určeného na základě měření a teoretického modelu.



Obr. 4: Porovnání výsledků teoretického modelu a experimentů



Experimenty byly provedeny v oblasti laminárního proudění atmosférické páry s rychlostí na vstupu do trubky 1,5 m/s, která přibližně odpovídá Reynoldsovu číslu 1700. Rozsah testované hmotnostní koncentrace vzduchu ve směsi s vodní párou byl od 0 do 0,06. Součinitel přestupu tepla na straně vody dosahoval v průběhu měření hodnoty přibližně 1550 W/m²K a teplota chladicí vody 86° C. Experimentálně získané hodnoty dosahují oproti teoretickým hodnoty mírně nižších hodnot, rozdíl odpovídá v oblasti měřených parametrů rozsahu do 5 % teoreticky vypočítaných hodnot (viz Obr. 4).

5 Porovnání různých konfigurací výměníku

Na základě teoretického modelu popsaného v kapitole 3 bylo provedeno srovnání různých konfigurací svazkové části výměníku. Porovnány byly varianty s 19, 34, 49, 64 a 79 trubkami ve svazku, pro 3 různé teploty chladicí vody 60 °C, 70 °C a 80 °C. Podmínkou je zachování velikosti teplosměnné plochy, kdy délka trubek je upravena dle jejich počtu. Hlavním srovnávacím kritériem je množství zkondenzované páry ve výměníku (výťažnost). Výsledky jsou uvedeny v Tab. 1. Pro výpočet je ve všech případech zadáno stejné vstupní množství páry 100 kg/hod s 5 % přidaného vzduchu. Předpokladem je zachování součinitele přestupu tepla na straně chladicí vody. Proudění chladicí vody je v reálném případě možno regulovat úpravou příčných vložek ve svazkové části výměníku, tak aby bylo dosaženo požadovaných hodnot. Pro počty trubek 34, 49, 64 a 79 je proudění páry laminární, pro 19 trubek je proudění přechodové.

Tab. 1: Výsledky optimalizace

teplota chladicí vody	počet trubek [-]	19	34	49	64	79
	délka trubek [m]	2,23	1,25	0,87	0,66	0,54
60°C	α_p [W/m ² K]	3452	2731	2842	2926	2992
	U [W/m ² K]	953	888	899	908	914
	výkon [kW]	58,3	57,3	57,5	57,6	57,7
	výťažnost [%]	88,2	85,5	85,8	86,0	86,2
70°C	α_p [W/m ² K]	4865	3823	3903	4042	4147
	U [W/m ² K]	1036	979	984	993	999
	výkon [kW]	48,6	47,0	47,1	47,3	47,4
	výťažnost [%]	74,5	71,7	71,9	72,1	72,3
80°C	α_p [W/m ² K]	6812	5371	5315	5518	5676
	U [W/m ² K]	1103	1057	1055	1063	1068
	výkon [kW]	33,9	32,8	32,7	32,8	32,9
	výťažnost [%]	53,3	50,9	50,8	51,0	51,1

6 Závěr

Byl navržen a experimentálně ověřen model kondenzace brýdové páry ve vertikálním svazkovém kondenzátoru. Na jeho základě je provedeno srovnání dalších možných konfigurací jeho teplosměnné plochy. Podmínkou je zachování velikosti teplosměnné plochy, měněno je množství trubek ve svazku a podle kterého je upravena příslušná délka trubek.



Předpokladem je zachování hodnoty součinitele přestupu tepla na straně chladicí vody. Hlavním srovnávacím kritériem je množství zkondenzované páry ve výměníku (výtežnost). V oblasti laminárního proudění (počty trubek 34, 49, 64 a 79) je výtežnost brýdy obdobná pro všechny varianty, kdy mírně roste s rostoucím počtem kratších trubek. Zvýšení rychlosti páry v trubkách při jejich menším počtu sice na počátku trubky zvyšuje součinitel přestupu tepla, naopak při větší délce je na jejím konci vytvořena silnější vrstva kondenzátu a tím přidavný tepelný odpor. V případě dosažení přechodového proudění v trubkách (počet trubek 19) se výtežnost výrazně zvýší. To je dáno zlepšením přestupu hmoty ve směsi vzduch-pára, sníží se rozdíl v koncentracích vodní páry uprostřed trubky a na fázovém rozhraní u stěny trubky, čímž se zvýší kondenzační teplota páry ve směsi. Naopak tlakové ztráty proudění ve výměníku by se takto zvýšily. Rozdíly mezi variantami jsou podobné pro všechny tři uvažované teploty chladicí vody.

Hodnoty kondenzačních součinitelů přestupu tepla jsou výrazně vyšší v porovnání s hodnotou součinitele přestupu tepla na straně chladicí vody, ten tak výrazněji ovlivňuje výslednou hodnotu celkového prostupu tepla. Proto by při návrhu výměníku měl být kladen co největší důraz na konfiguraci chladicí strany výměníku pro dosažení jeho maximálního výkonu.

Poděkování

Tato práce byla podpořena grantem Studentské grantové soutěže ČVUT č. SGS14/183/OHK2/3T/12.

Použitá literatura

- [1] HEWITT, G., F., SHIRES, G., L., BOTT, T., R. Process Heat Transfer. New York: Begell House, 2000. ISBN 0-8493-9918-1.
- [2] DEHBI, A., GUENTAY, S. A model for the performance of a vertical tube condenser in the presence of noncondensable gases. Nuclear Engineering and Design 177 (1997) 41-52. ISSN 00295493.
- [3] HASAL P., SCHREIBER I., ŠNITA D. Chemické inženýrství I. Praha: VŠCHT Praha, 2007. ISBN 978-80-7080-002-7.
- [4] ŠESTÁK, J., RIEGER, F. Přenos hybnosti, tepla a hmoty. Praha: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-02933-6.
- [5] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. Introduction to heat transfer. New York: Wiley-Academy, 1996. ISBN 0-471-38649-9.