

# Optimalizace teplosměnné plochy kondenzátoru brýdové páry ze sušení tuhých paliv



**Jan Havlík, Tomáš Dlouhý**  
ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav energetiky

# ÚVOD

- Sušení tuhých paliv je energeticky velmi náročné
- Možnost užití bubnové kontaktní sušky
- Uvolněná brýdová pára
  - při beztlakém provedení sušky o teplotě blízké 100 °C
  - pára s minimem dalších příměsí (např. vzduch)
  - možná přítomnost mechanických částic
- Využití skupenského tepla této páry
  - vytápění
  - absorpční chlazení

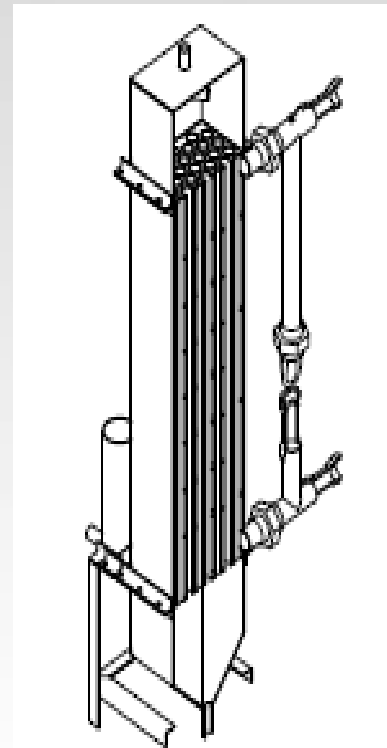
# KONTAKTNÍ SUŠKA

- Oddělené médium a materiál
- Atmosférické provedení
- Vznik brýdové páry
- Doprava páry do výměníku (přísátý vzduch)  
→ Malé rychlosti



# KONDENZAČNÍ VÝMĚNÍK

- 49 trubek, 28/24 x 865 mm
- Navržen na 50 kg/hod páry
- Pára uvnitř trubek, voda vně

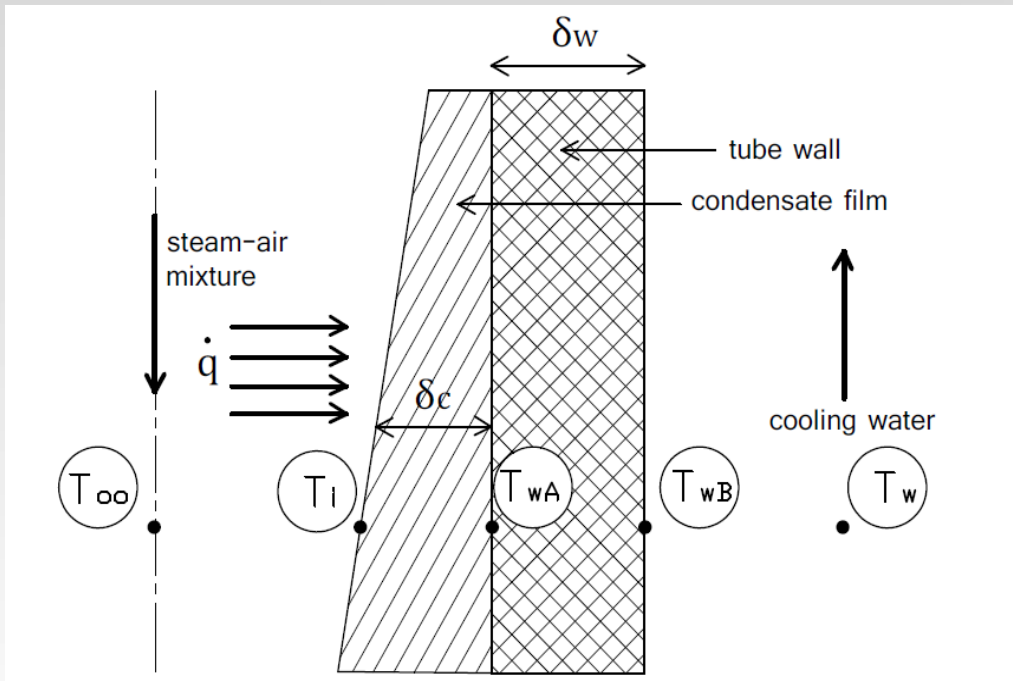


# CÍLE

- Teoretické popsání přestupu tepla ve vertikálním svazkovém kondenzátoru brýdové páry
- Experimentální ověření
- Určení vlivu počtu a délky trubek ve svazku
  - na proces přestupu tepla
  - na množství využití brýdové páry
- Optimalizace teplosměnné plochy kondenzátoru
- Nalezení nejvhodnější konfigurace trubek
  - kritérium: výtěžnost brýdy v kondenzátoru

# TEORETICKÝ MODEL PŘESTUPU TEPLA

- Tepelná bilance celkového procesu
- Rovnost tepelných toků



- tepelný tok z kondenzující páry  
 $\dot{q} = \dot{m}_c \cdot r$
- tepelný tok skrz kondenzační film  
 $\dot{q} = \alpha_p \cdot (T_i - T_{wA})$
- tepelný tok skrz stěnu trubky  
 $\dot{q} = \frac{\lambda_w}{\delta_w} \cdot (T_{wA} - T_{wB})$
- tepelný tok do chladící vody  
 $\dot{q} = \alpha_w \cdot (T_{wB} - T_w)$

# Výpočet součinitele přestupu tepla při kondenzaci vodní páry ve směsi s inertním plynem

- Základ:
  - Nusseltův model kondenzace čisté páry na svislé stěně
- Rychlost proudící páry v trubkách (do 5 m/s) nemá výrazný vliv na kondenzaci
- Zohlednění vlivu nekondenzujícího vzduchu
  - Změny koncentrací směsi po délce trubky → různé teploty kondenzace v průběhu procesu
  - Změny koncentrací páry u stěny trubky → přestup hmoty
    - Různé teploty sytosti v hlavním proudu plynu a kondenzace u stěny trubky

# EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ TEORETICKÉHO MODELU

- Na základě srovnání součinitele prostupu tepla  $U$

## 1. Experimentální určení:

- $Q = M_w \cdot c_w \cdot (t_{w,out} - t_{w,in})$
- $Q = U \cdot S \cdot \Delta t_{log}$

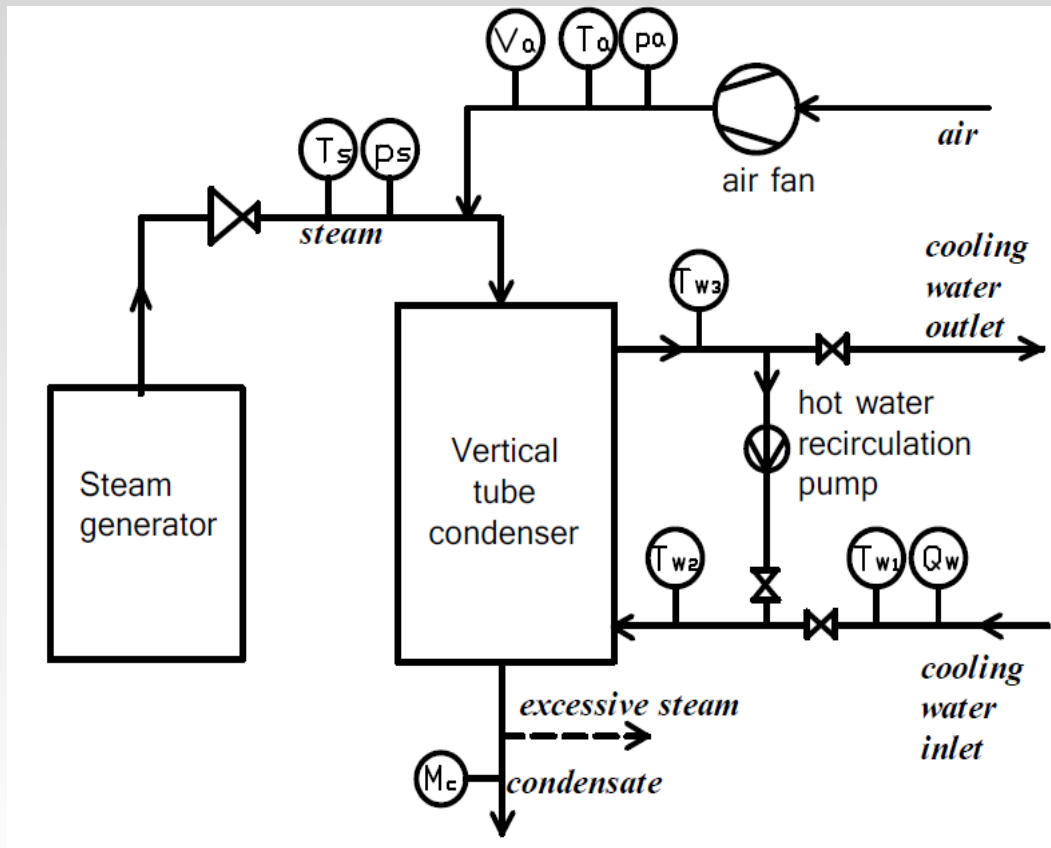
## 2. Teoretické určení:

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

- $\alpha_w$  je pro daný výměník určeno experimentálně
  - $\alpha = 1550 \text{ W/m}^2\text{K}$  pro všechny stavy
- $\alpha_p$  dopočítáno pro dané podmínky

# EXPERIMENTÁLNÍ TRAŤ

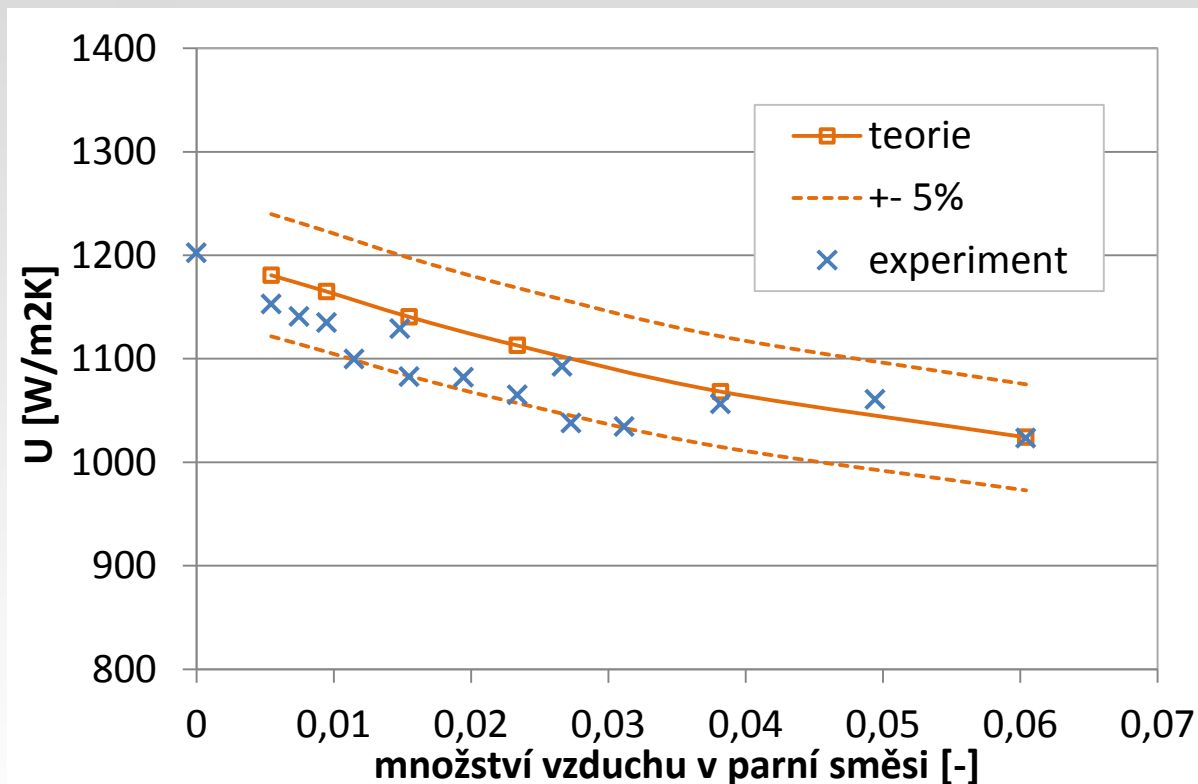
- do páry je přimícháváno kontrolované množství vzduchu
- zachování parametrů na straně chladicí vody





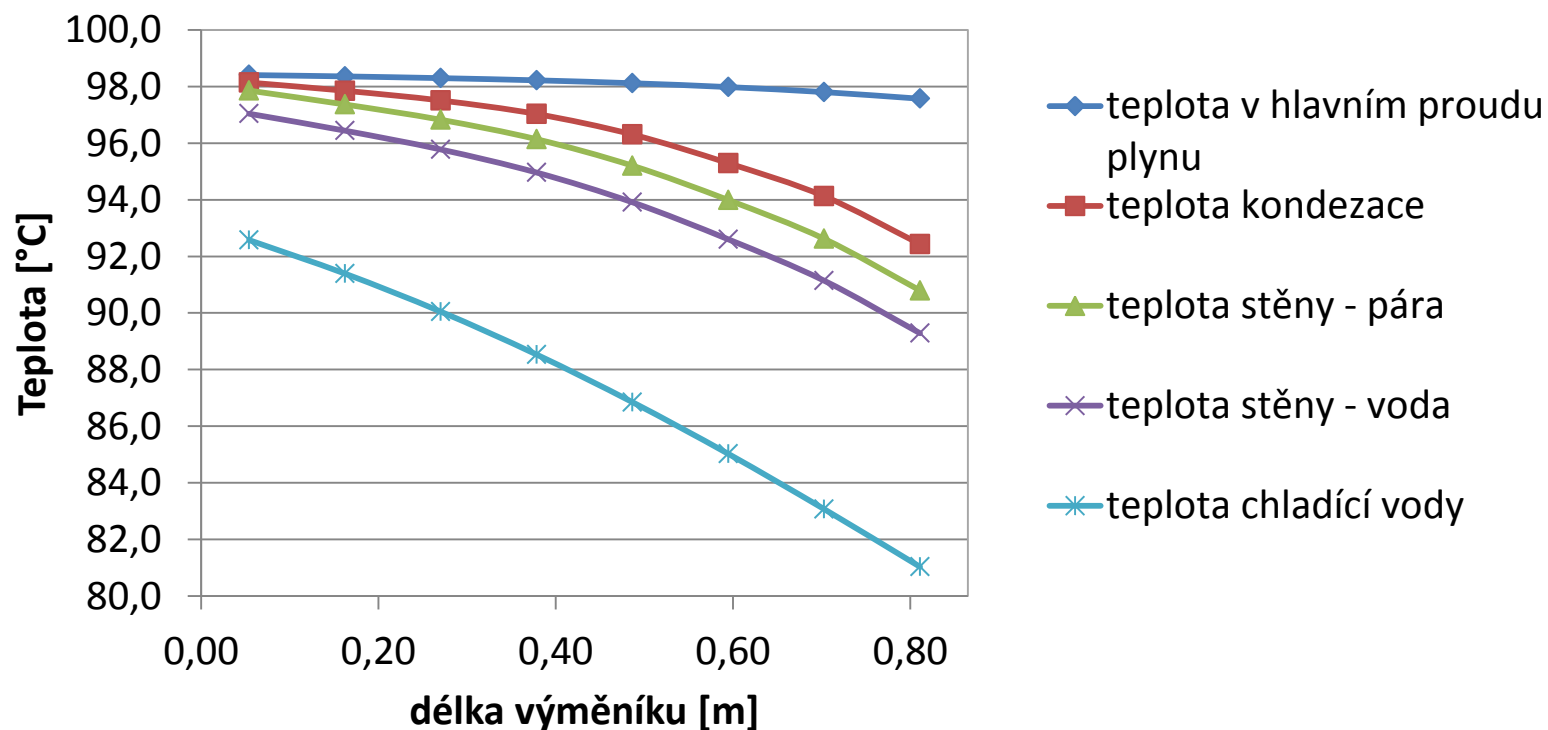
# VÝSLEDKY

- Atmosférická pára, rychlost na vstupu 1,5 m/s, teplota chladicí vody 85°C
- Pokles U s rostoucí koncentrací vzduchu
- Výrazný vliv přestupu na straně chladicí vody



# PŘÍKLAD PRŮBĚHU TEPLOT VE VÝMĚNÍKU

- Vstupní koncentrace vzduchu 5 %
- Vstupní teplota chladící vody 80 °C



# POROVNÁNÍ RŮZNÝCH KONFIGURACÍ VÝMĚNÍKU

- množství páry 100 kg/hod s 5 % přidaného vzduchu
- zachování velikosti teplosměnné plochy výměníku

| teplota<br>chladící<br>vody | počet trubek [-]                | 19   | 34   | 49   | 64   | 79   |
|-----------------------------|---------------------------------|------|------|------|------|------|
|                             | délka trubek [m]                | 2,23 | 1,25 | 0,87 | 0,66 | 0,54 |
|                             | rychlost páry [m/s]             | 5,3  | 3,0  | 2,1  | 1,6  | 1,3  |
|                             |                                 |      |      |      |      |      |
| 60°C                        | $\alpha_p$ [W/m <sup>2</sup> K] | 6812 | 5271 | 5315 | 5518 | 5676 |
|                             | U [W/m <sup>2</sup> K]          | 1103 | 873  | 899  | 908  | 914  |
|                             | výkon [kW]                      | 58,3 | 57,3 | 57,5 | 57,6 | 57,7 |
|                             | výtěžnost [%]                   | 88,2 | 85,5 | 85,8 | 86,0 | 86,2 |
| 70°C                        | $\alpha_p$ [W/m <sup>2</sup> K] | 4865 | 3823 | 3903 | 4042 | 4147 |
|                             | U [W/m <sup>2</sup> K]          | 1036 | 979  | 984  | 993  | 999  |
|                             | výkon [kW]                      | 48,6 | 47,0 | 47,1 | 47,3 | 47,4 |
|                             | výtěžnost [%]                   | 74,5 | 71,7 | 71,9 | 72,1 | 72,3 |
| 80°C                        | $\alpha_p$ [W/m <sup>2</sup> K] | 3452 | 2731 | 2842 | 2926 | 2992 |
|                             | U [W/m <sup>2</sup> K]          | 953  | 888  | 899  | 908  | 914  |
|                             | výkon [kW]                      | 33,9 | 32,8 | 32,7 | 32,8 | 32,9 |
|                             | výtěžnost [%]                   | 53,3 | 50,9 | 50,8 | 51,0 | 51,1 |

# ZÁVĚR

- V oblasti laminárního proudění (počty trubek 34, 49, 64 a 79) je výtěžnost brýdy obdobná pro všechny varianty, kdy mírně roste s rostoucím počtem kratších trubek
- V případě dosažení přechodového proudění v trubkách (počet trubek 19) se výtěžnost výrazně zvýší
- Rozdíly mezi variantami jsou podobné pro všechny tři uvažované teploty chladící vody
- Při návrhu kondenzátoru by měl být kladen co největší důraz na konfiguraci chladící strany výměníku

# Děkuji za pozornost

**Podpořeno z Norských fondů 2009-2014**