



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STAVEBNÍ**

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

**ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV**

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

**PŘENOS TEPLA PŘI KONDENZACI VODNÍ PÁRY  
NA VÁLCOVÉ STĚNĚ**

CONDENSATION HEAT TRANSFER OF WATER STEAM ON CYLINDRICAL WALL

**DISERTAČNÍ PRÁCE**

DOCTORAL THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Ing. Lucie Horká**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**prof. Ing. JIŘÍ HIRŠ, CSc.**

**BRNO 2021**

## OBSAH

1	Úvod.....	4
2	Cíle disertační práce.....	5
3	Metody řešení.....	6
3.1	Experimentální měření.....	6
3.1.1	Popis zařízení.....	6
3.1.2	Popis měřených variant.....	7
3.1.3	Měřené veličiny a měřící místa.....	8
3.2	Stanovení součinitel přestupu tepla.....	12
3.2.1	Metoda tepelných odporů.....	12
3.2.2	Součinitel přestupu tepla na straně páry.....	13
3.3	Srovnání stanovených souč. přestupu tepla s dalšími metodami.....	20
4	Přínosy disertační práce.....	22
5	Závěr.....	24
6	Literatura.....	25

## 1 ÚVOD

Přenos tepla při kondenzaci páry je stále otevřenou problematikou, zejména stanovení součinitele přestupu tepla na straně proudící a kondenzující páry. Studie tohoto fyzikálního jevu má přispět ke zefektivnění zařízení, která slouží k předávání tepla. Získané poznatky vedoucí ke stanovení součinitele přestupu tepla bude možné použít i pro jiné tekutiny než vodní páru, např. chladiva. Fyzikální mechanismy při přenosu tepla zůstávají stejné, mění se pouze vlastnosti tekutin. Během fázové změny z plynné na kapalnou fázi (kondenzace) a z kapalné na plynnou fázi (vypařování) dochází k uvolňování latentního – skupenského tepla. Skupenské teplo je mnohonásobně vyšší než teplo citelné a jeho využití vede ke snížení průtoku pracovních látek (vodní pára, chladiva atd.).

Výměníky tepla slouží k přenosu tepla mezi tlakově oddělenými okruhy v soustavě a jsou běžnou součástí technologických systémů. Pára nejčastěji proudí ve výměníku trubičkami malých rozměrů. Uvnitř trubiček dochází k její postupné kondenzaci a vzniká tak směs kapalné a plynné fáze – vícefázové proudění. Mechanismus přenosu tepla při kondenzaci páry i mechanismus sdílení tepla na rozhraní tekutiny (kondenzující páry) a pevné látky (stěny trubičky výměníku), který je charakterizovaný součinitelem přestupu tepla, jsou složité procesy. Celkový součinitel přestupu tepla při kondenzaci se pak skládá z různých složek, jako je např. přenos tepla tenkým kapalným filmem, přenos tepla nucenou konvekcí, přenos tepla nukleátovým varem atd.

V bytové výstavbě je využití páry na ústupu z důvodu snížení spotřeb tepla, avšak v různých průmyslových odvětvích je pára stále nenahraditelná. Využívá se např. v energetickém průmyslu (turbíny – výroba elektrické energie), ve strojírenství (sušení lakovaných dílců), v potravinářském průmyslu (k dezinfekce lahví a potrubí – výroby limonád, pivovary), v prádelnách, ve zdravotnictví a farmacii (centrální sterilizace, vlhčení vzduchotechniky), atd.

## 2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce je zaměřena na přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně trubičky malého průměru. Tento fyzikální děj je zkoumán prostřednictvím trubkového výměníku tepla. Hlavním cílem této práce je stanovit součinitel přestupu tepla na straně proudící a kondenzující vodní páry uvnitř trubiček výměníku. Zvolenou metodou ke zkoumání tohoto děje je experimentální měření a poloempirické vztahy stanovené pro výpočet součinitele přestupu tepla pro tekutinu při různých průtocích.

**Díličími cíli vedoucími k dosažení stanoveného hlavního cíle jsou:**

**Analýza metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při proudění tekutiny** – je provedena rešerše metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při nucené konvekci.

**Experimentální měření** je zaměřeno na měření vstupních a výstupních parametrů tekutiny primárního i sekundárního okruhu trubkového výměníku tepla. Měřené veličiny jsou specifikovány na základě vstupních veličin zvolených metod pro stanovení součinitele přestupu tepla.

**Vyhodnocení dat experimentálního měření.** Experimentálně změřená data jsou zpracována pomocí statistické analýzy dat.

**Stanovení součinitel přestupu tepla z experimentálně změřených dat.** Pomocí vybraných metod a dat získaných experimentálním měřením je stanoven součinitel přestupu při proudění tekutiny. Získané výsledky jsou vyhodnoceny a mezi sebou porovnány.

**Vyhodnocení možností simulace přenosu tepla ve výměníku metodou CFD.** Zanalyzovány a popsány jsou dostupné výpočetní modely software ANSYS Fluent pro více fázové proudění.

## 3 METODY ŘEŠENÍ

### 3.1 Experimentální měření

Přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně byl zkoumán pomocí měřicí aparatury jejíž hlavní součástí byl trubkový výměník tepla. Ke kondenzaci vodní páry docházelo ve vnitřním svazku trubiček malého průměru. Experimentální měření bylo zaměřeno na měření fyzikálních veličin, které charakterizují teplo odevzdané primárním okruhem (strana páry) a teplo přijaté sekundárním okruhem (strana chladicí vody). Cílem experimentálního měření bylo naměřit soubory dat, které následně sloužily k analytickému výpočtu součinitele přestupu tepla na straně páry.

#### 3.1.1 Popis zařízení

Zvolený trubkový výměník se skládá z vnějšího pláště a vnitřního svazku trubiček malého průměru a jeho celková délka je 1300 mm. Tekutina primárního okruhu (pára) je přiváděna přímo ve směru os vnitřních trubiček. Tekutina sekundárního okruhu (chladicí voda) je přiváděna o odváděna bočními nátoky na vnějším plášti.

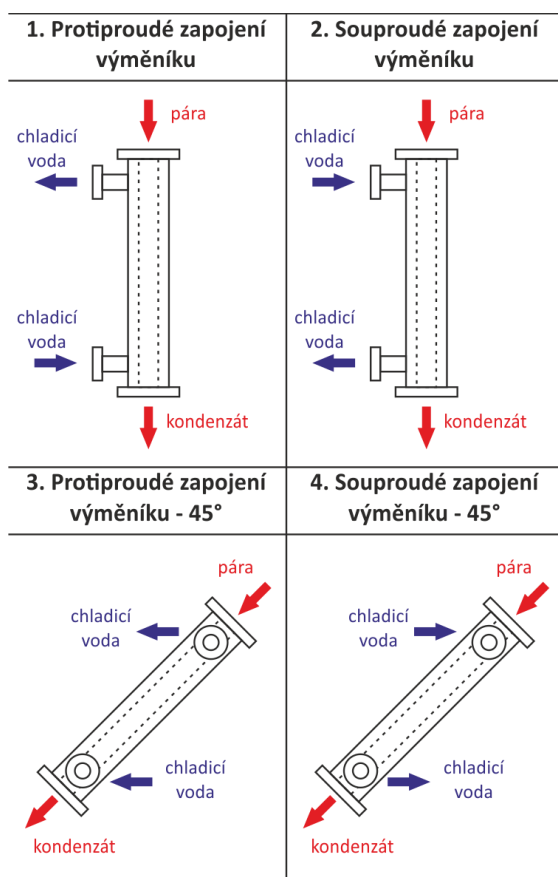


**Obr. 1:** Trubkový výměník tepla

Vnější plášť výměníku je tvořen měděnou trubkou o rozměru 64x2 mm. Vnitřní svazek je tvořen 55 měděnými trubičkami o rozměru 4x0,5 mm. Trubičky jsou po délce upraveny do tvaru spirály, konce o délce 250 mm jsou bez úpravy.

### 3.1.2 Popis měřených variant

Experimentální měření byla provedena pro 4 varianty zapojení a umístění výměníku. Výměník byl umístěn ve svislé poloze a pod úhlem 45°, pro obě varianty byla provedena měření při protiproudém a souproudém zapojení.



Obr. 2: Varianty zapojení a umístění trubkového výměníku

### 3.1.3 Měřené veličiny a měřící místa

Teploty byly měřeny pomocí termočláňkových drátů a zaznamenávány pomocí měřící ústředny. Teploty byly snímány na povrchu výměníku pod tepelnou izolací, v předpřipravených jímkách a mezi přírubami na vstupu a výstupu z výměníku, kde snímaly teplotu proudící tekutiny. Termočláňkové dráty byly na povrchu výměníku a přilehlých částech připevněny pomocí hliníkové lepicí pásky. Styčná plocha v místě umístění čidel byla opatřena teplovodivou pastou. Pro záznam, zpracování a vyhodnocení měřených dat v reálném čase byl vytvořen a využit software VÝMĚNÍK [40].



**Obr. 3:** Umístění teplotních čidel na výměníku

Všechny naměřené teplotní záznamy byly statisticky zpracovány – aritmetický průměr, směrodatná odchylka, minimum a maximum a shrnuty do tabulek podle způsobu zapojení.

**Tab. 1:** Shrnutí naměřených dat 19.4.2017 – ukázka zpracování průtoků

Způsob zapojení	90° - protiproud
Číslo měření	2
Délka měření [s]	746
Počet záznamů [-]	149
Umístění teplotních čidel	Průměr ± σ <Min Max>
<b>Strana páry</b>	
00 Teplota páry v jímce potrubí	121,96 ± 0,24 °C <121,6 122,4>
01 Teplota páry na povrchu potrubí	121,93 ± 0,25 °C <121,5 122,5>
02 Teplota páry v trubičce (10 cm)	102,49 ± 1,08 °C <100,2 105,2>
03 Teplota páry v trubičce (10 cm)	101,61 ± 1,17 °C <99,1 104,6>
04 Teplota páry v trubičce (26 cm)	102,28 ± 1,16 °C <99,6 105,4>
05 Teplota páry v trubičce (26 cm)	102,07 ± 0,93 °C <100,5 104,3>
06 Teplota kondenzátu v trubičce (30 cm)	41,47 ± 0,97 °C <39,5 44,5>
07 Teplota kondenzátu v trubičce (28 cm)	111,78 ± 0,67 °C <110,6 113,1>
20 Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	68,18 ± 2,40 °C <62,7 73,4>
21 Teplota kondenzátu v trubičce (10 cm)	93,15 ± 2,37 °C <87,2 98,0>
22 Teplota kondenzátu na povrchu potrubí	94,03 ± 1,89 °C <90,8 97,8>
23 Teplota kondenzátu v jímce potrubí	95,3 ± 2,01 °C <92,0 99,1>
<b>Strana chladicí vody</b>	
24 Teplota vody v jímce potrubí	11,92 ± 0,08 °C <11,8 12,1>
25 Teplota vody na povrchu potrubí	12,01 ± 0,08 °C <11,9 12,1>
26 Teplota vody na povrchu výměníku (9,5 cm)	22,46 ± 0,26 °C <22,0 23,0>
27 Teplota vody na povrchu výměníku (22,4 cm)	15,25 ± 0,15 °C <14,9 15,5>
28 Teplota vody na povrchu výměníku (36,4 cm)	20,52 ± 0,42 °C <19,7 21,4>
29 Teplota vody na povrchu výměníku (50,4 cm)	28,43 ± 0,98 °C <26,5 30,1>
40 Teplota vody na povrchu výměníku (64,6 cm)	38,89 ± 0,93 °C <37,3 40,7>
41 Teplota vody na povrchu výměníku (78,7 cm)	38,28 ± 0,86 °C <36,9 40,1>
42 Teplota vody na povrchu výměníku (92,6 cm)	48,52 ± 0,86 °C <47,2 50,1>
43 Teplota vody na povrchu výměníku (106,9 cm)	51,52 ± 0,70 °C <50,5 52,9>
44 Teplota vody na povrchu výměníku (106,3 cm)	79,99 ± 0,59 °C <79,1 81,1>
45 Teplota vody na povrchu výměníku (120,9 cm)	45,82 ± 0,88 °C <44,4 47,4>
46 Teplota vody na povrchu potrubí	63,57 ± 0,91 °C <62,0 65,5>
47 Teplota vody v jímce potrubí	63,94 ± 0,81 °C <62,6 65,3>



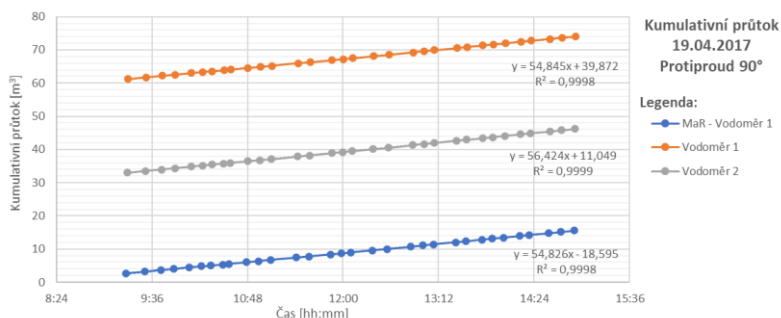
Dále byl měřen objemový průtok sekundárního okruhu – strana chladicí vody. Měření průtoku bylo realizováno pomocí dvou vodoměrů. Jeden z vodoměrů byl umístěn na přívodu studené vody z vodovodního systému a byl opatřen dálkovým odečtem. Druhý vodoměr byl umístěn na přívodu chladicí vody do výměníku. Aktuální stav kumulovaného průtoku chladicí vody byl zaznamenáván snímkováním jednotlivých zařízení pomocí fotoaparátu.



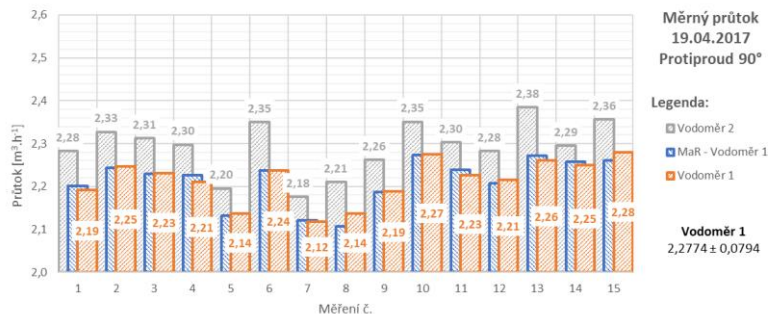
Obr. 4: Vodoměr



Obr. 5: Zobrazení kumulovaného průtoku systém MaR

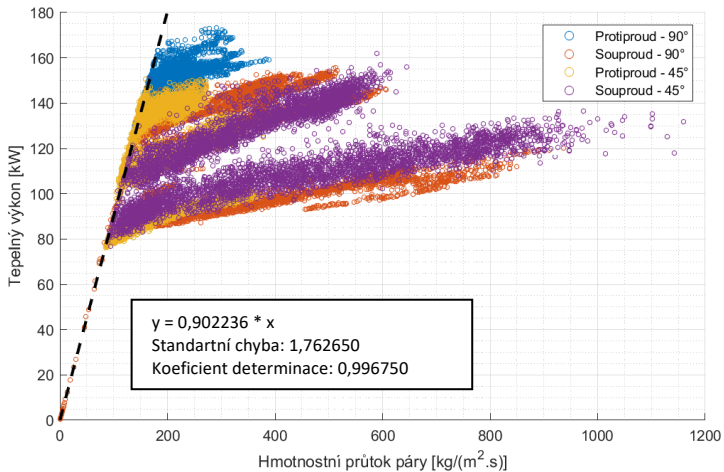


Graf 1: Kumulativní průtok chladicí vody – ukázka zpracování průtoků



Graf 2: Měrný objemový průtok 19.4.2017 – ukázka zpracování průtoků

Z naměřených teplot a objemového průtoku chladicí vody jsou dopočítány další veličiny – tepelný výkon výměníku a hmotnostní průtok páry. Výsledné hmotnostní průtoky páry a odpovídající tepelné výkony výměníku jsou zkombinovány do jednoho grafu, data jsou barevně rozlišena podle způsobu zapojení a natočení výměníku, viz Graf 3. Výsledky ukazují, že na základě naměřených a vypočítaných dat není možné jednoznačně prokázat ani vyvrátit závislost tepelného výkonu na způsobu zapojení a natočení výměníku.



**Graf 3:** Tepelný výkon výměníku v závislosti na hmotnostním průtoku páry – regresní přímka tepelného výkonu výměníku

Na základě naměřených dat byla sestavena funkční závislost tepelného výkonu výměníku tepla při úplné kondenzaci vodní páry v závislosti na jejím hmotnostním průtoku. Výsledná regresní přímka, charakterizující závislost tepelného výkonu výměníku na hmotnostním průtoku syté páry a prochází počátkem souřadnicového systému

$$W = 0,996750 \cdot m_p \quad (1)$$

kde je

$W$	tepelný výkon výměníku	[kJ]
$m_p$	hmotnostní průtok páry	[kg · m <sup>-2</sup> · s <sup>-1</sup> ]

Mezi regresní přímkou a aproximovanými daty je vysoká korelace, koeficient determinace dosahuje hodnoty přibližně 0,997.

## 3.2 Stanovení součinitele přestupu tepla

Pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně páry byly vybrány metody:

- „Wilson plot method“
- Modifikovaná „Wilson plot method“
- Metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“

Na základě naměřených dat byla pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry zvolena metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“. Metody „Wilson plot method“ a modifikovaná „Wilson plot method“ není možné na data získaná na základě experimentálního měření aplikovat. Obě metody jsou určeny pro experimentální měření, při kterých byla udržována konstantní teplota syté páry a parametricky měněn hmotnostní průtok chladicí vody. Rozsah měřených průtoků chladicí vody při experimentálním měření se pro aplikaci těchto dvou metod ukázal jako nedostačující.

### 3.2.1 Metoda tepelných odporů

Celkový tepelný odpor při přenosu tepla ve výměníku může být vyjádřen jako suma tří tepelných odporů – tepelného odporu stěny trubky výměníku a dvou tepelných odporů při přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky výměníku. Celkový tepelný odpor je tedy možné zapsat rovnicí (2).

$$R_{ov} = R_i + R_w + R_o \quad (2)$$

kde je

$R_{ov}$	celkový tepelný odpor	$[K \cdot W^{-1}]$
$R_i$	odpor na vnitřní straně při přestupu tepla	$[K \cdot W^{-1}]$
$R_w$	tepelná odpor stěny vnitřní trubky výměníku	$[K \cdot W^{-1}]$
$R_o$	odpor na vnější straně při přestupu tepla	$[K \cdot W^{-1}]$

Jednotlivé členy rovnice (2) je možné rozepsat

$$R_{ov} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L_w} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (3)$$

kde je

$h_i / h_o$	součinitel přestupu tepla na vnitřní/vnější straně	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$A_i / A_o$	vnitřní/vnější plocha trubky	$[m^2]$

$d_i / d_o$	vnitřní/vnější průměr trubky výměníku	[m]
$k_w$	tepelná vodivost trubky výměníku	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$L_w$	délka trubky výměníku	[m]

Součinitel přestupu tepla na straně chladicí vody je pak možné vyjádřit ze vztahu pro výpočet Nusseltova čísla, které je poměrem konvektivního a konduktivního přenosu tepla na styku proudící kapaliny a pevné stěny.

$$h_o = \frac{Nu \cdot \lambda_o}{x} \quad (3)$$

kde je

$Nu$	Nusseltovo číslo	[-]
$\lambda_o$	tepelná vodivost proudící kapaliny	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$x$	charakteristický rozměr	[m]

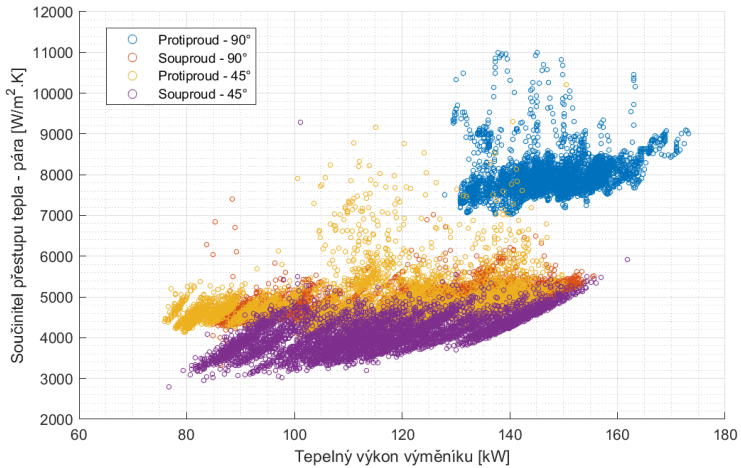
Charakteristický rozměr je v tomto případě hydraulický průměr průtočného kanálku, který vzniká mezi trubičkami vnitřního svazku.

### 3.2.2 Součinitel přestupu tepla na straně páry

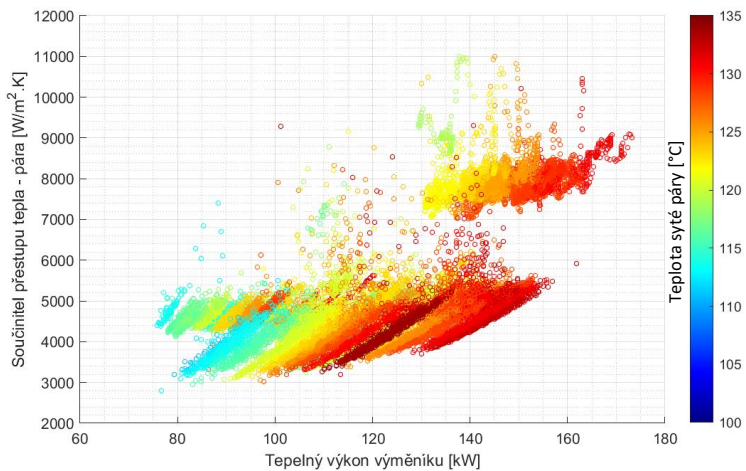
Výsledné součinitele přestupu tepla na straně páry pro všechny záznamy měření jsou nejprve zpracovány graficky jako funkční závislost na tepelném výkonu výměníku. Datové body v Graf 4 jsou barevně rozlišeny podle způsobu zapojení a natočení výměníku.

Z důvodu zkoumání funkčních závislostí součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry na vstupních a výstupních parametrech byl datovým bodům postupně přiřazován třetí rozměr – teplota syté páry na vstupu do výměníku tepla (Graf 5), hmotnostní průtok chladicí vody (Graf 6), procento nezkondenzované páry na výstupu z výměníku a hmotnostní průtok páry.

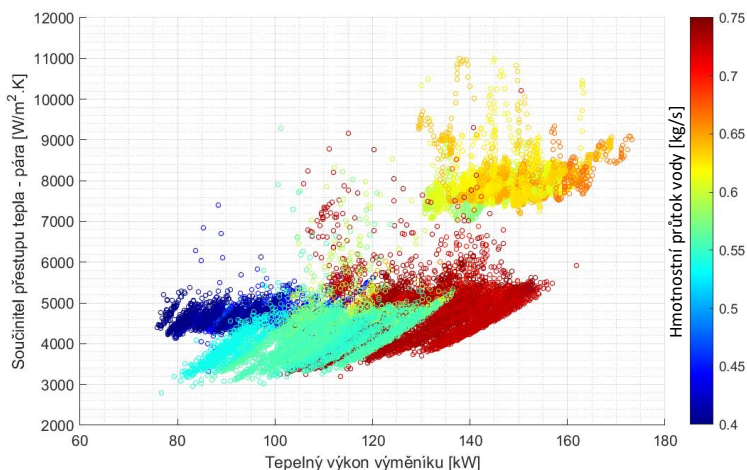
Grafické výsledky ukazují, že zde není jednoznačně patrná funkční závislost součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry na způsobu natočení a zapojení výměníku ani na vstupních a výstupních parametrech primárního i sekundárního okruhu. Naopak se ukazuje že s např. narůstající teplotou syté páry na vstupu do výměníku je součinitel přestupu tepla na straně páry přibližně konstantní.



**Graf 4:** Součinitel přestupu tepla na straně páry v závislosti na tepelném výkonu výměníku



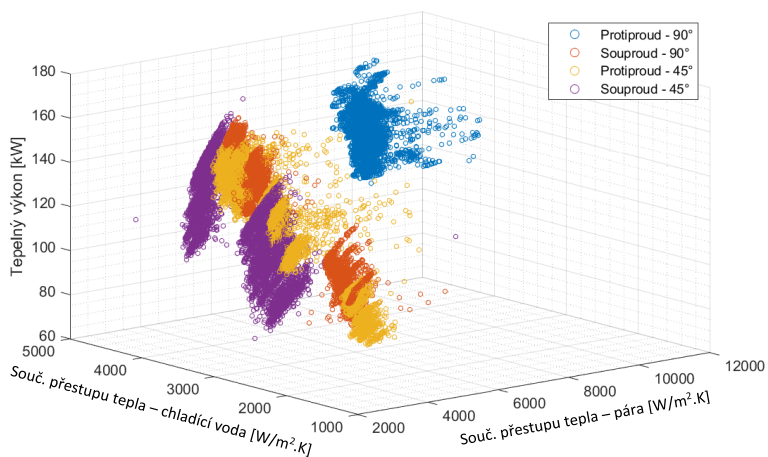
**Graf 5:** Součinitel přestupu tepla na straně páry v závislosti na tepelném výkonu výměníku – teplota syté páry



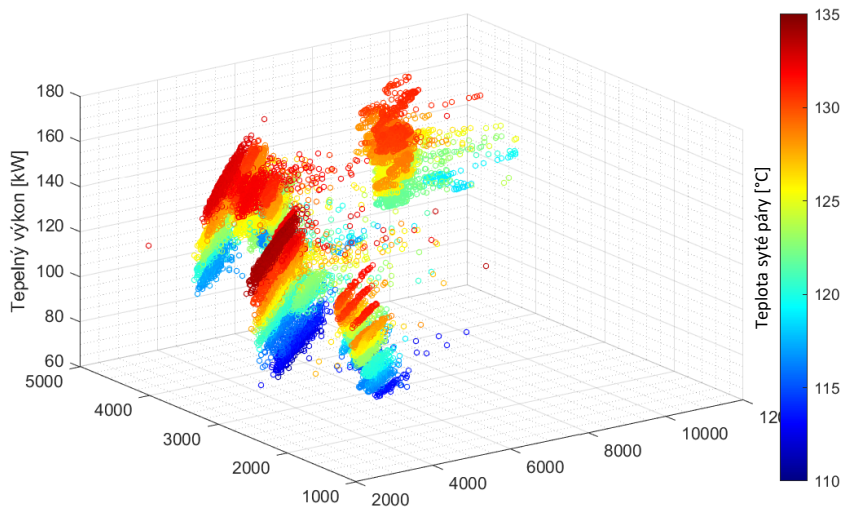
**Graf 6:** Součinitel přestupu tepla na straně páry v závislosti na tepelném výkonu výměníku – hmotnostní průtok vody

Tepelný výkon výměníku je v následujících grafech vyneseno jako funkční závislost na obou součinitelích přestupu tepla, na straně páry i chladící vody současně. Tato funkční závislost byla zvolena, protože tepelný výkon výměníku charakterizuje předané teplo za jednotku času mezi kondenzující párou a chladící vodou a oba součinitele jsou aspekty, které přímo ovlivňují množství přeneseného tepla. Jednotlivé datové body jsou barevně rozlišeny podle způsobu zapojení a natočení výměníku, viz Graf 7. V Graf 8 je pak datovým bodům přiřazena informace o teplotě syté páry na vstupu do výměníku tepla.

Výsledky opět ukazují, že součinitel přestupu tepla na straně páry není při jednotlivých sériích měření funkčně závislý na způsobu a natočení a zapojení výměníku, na teplotě vstupní páry do výměníku ani na tepelném výkonu výměníku. Součinitel přestupu tepla při změně obou parametrů má přibližně konstantní charakter.

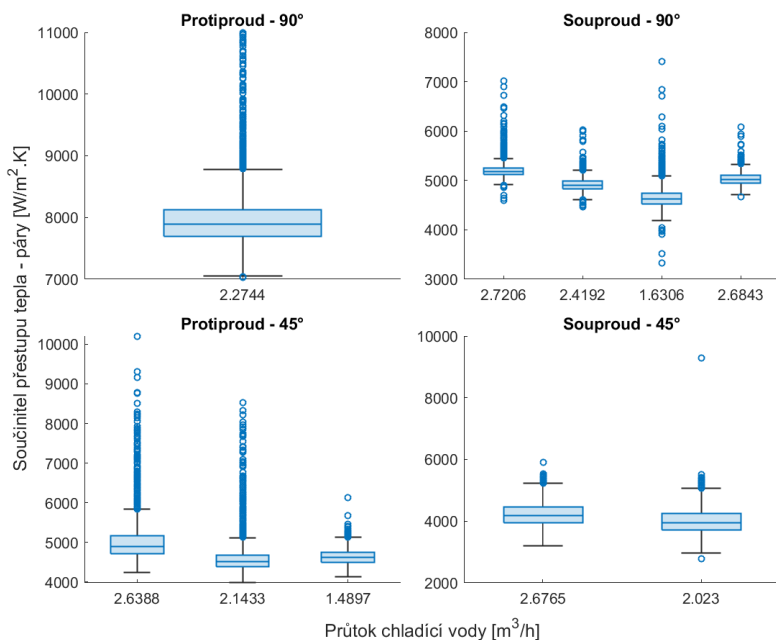


**Graf 7:** Tepelný výkon výměníku v závislosti na součinitelích přestupu tepla



**Graf 8:** Tepelný výkon výměníku v závislosti na souč. přestupu tepla – teplota syté páry

Součinitele přestupu tepla na straně páry byly dále zpracovány také statisticky. Data jsou rozdělena do skupin podle způsobu zapojení a natočení výměníku a následně do podskupin podle průtoku chladicí vody. Data byla do podskupin rozdělena na základě histogramů, protože histogramy pro jednotlivé způsoby zapojení vykazovaly více vrcholů. Data jsou zobrazena pomocí boxplotů, viz Graf 9.



**Graf 9:** Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody

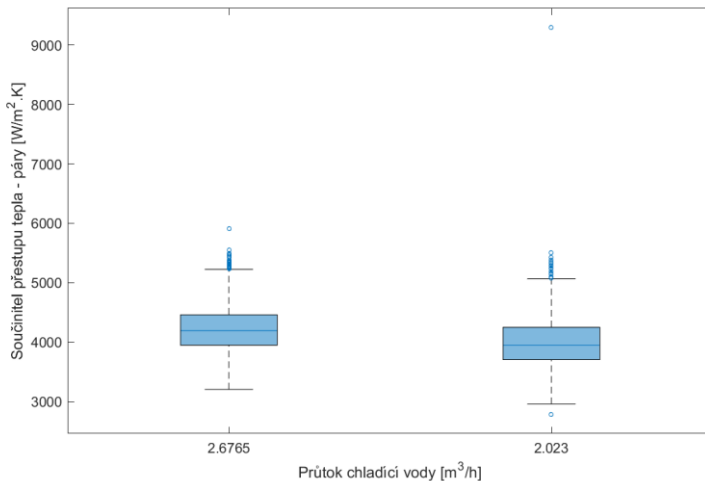
Z výsledků je patrné, že hodnota součinitele přestupu tepla na straně páry je ovlivněna průtokem chladicí vody. Což potvrzuje i fakt, že některé metody stanovení součinitele přestupu tepla na straně páry z experimentálně naměřených dat, jako je např. „Wilson plot method“ z této funkční závislosti vychází. Z boxplotů Graf 9 však není jednoznačná funkční závislost patrná. Sérií s proměnným průtokem bylo provedeno pouze deset.



Ukázka statistického zpracování výsledných součinitelů přestupu tepla na straně páry pro souproudé zapojení s natočením výměníku pod úhlem 45°.

**Tab. 2:** Statistické ukazatele – Boxpot – souproud 45°

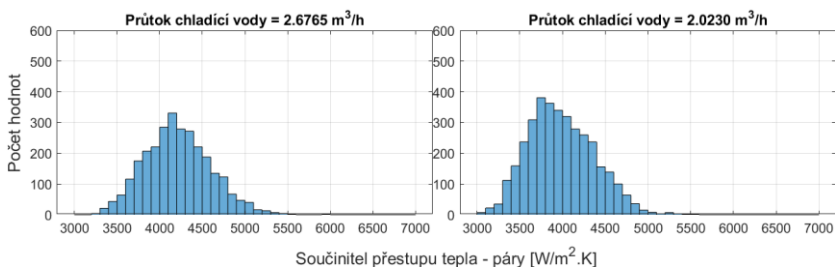
<b>Průtok chladicí vody = 2,6765 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup></b>			
Minimum	3 203,2	Počet hodnot celkem	2 881
Maximum	5 913,8	Počet odlehlých hodnot	23
Průměr	4 212,5	25 % kvantil	3 947,9
Směrodatná odchylka	383,2	50 % kvantil (Medián)	<b>4 191,1</b>
Průměrná absolutní odchylka MAD	305,0	75 % kvantil	4 459,4
		Mezikvartilní rozsah IQR	511,5
<b>Průtok chladicí vody = 2,0230 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup></b>			
Minimum	2785,9	Počet hodnot celkem	3 597
Maximum	9290,7	Počet odlehlých hodnot	20
Průměr	3985,8	25 % kvantil	3 703,7
Směrodatná odchylka	395,3	50 % kvantil (Medián)	<b>3 949,2</b>
Průměrná absolutní odchylka MAD	314,0	75 % kvantil	4 248,6
		Mezikvartilní rozsah IQR	544,9



**Graf 10:** Boxplot – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladicí vody – souproud 45°

**Tab. 3:** Statistické ukazatele – Histogram – souproud 45°

<b>Průtok chladící vody = 2,6765 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup></b>	
Počet hodnot celkem	2 881
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(4100;4200>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	331
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	11,48 %
<b>Průtok chladící vody = 2,0230 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup></b>	
Počet hodnot celkem	3 597
Šířka třídy	100
Třída s nejvyšší četností	(3700;3800>
Počet hodnot ve třídě s nejvyšší četností	381
Relativní pravděpodobnost třídy s nejvyšší četností	10,59 %

**Graf 11:** Histogram – součinitel přestupu tepla na straně páry – podle průtoku chladící vody – souproud 45°

Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku ve svislé poloze je **7 896,1** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>. Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro souproudé zapojení výměníku ve svislé poloze, při objemovém průtoku chladí vody 1,6306 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **4 623,0** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>, při průtoku 2,4192 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **4 898,2** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>, při průtoku 2,6843 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **5 016,3** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup> a při průtoku 2,7206 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **5 181,6** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup> (data jsou seřazena vzestupně podle průtoku chladící vody).

Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro protiproudé zapojení výměníku natočeným pod úhlem 45°, při objemovém průtoku chladí vody 1,4897 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **4 623,4** W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>, při průtoku 2,1433 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> je **4 511,1**

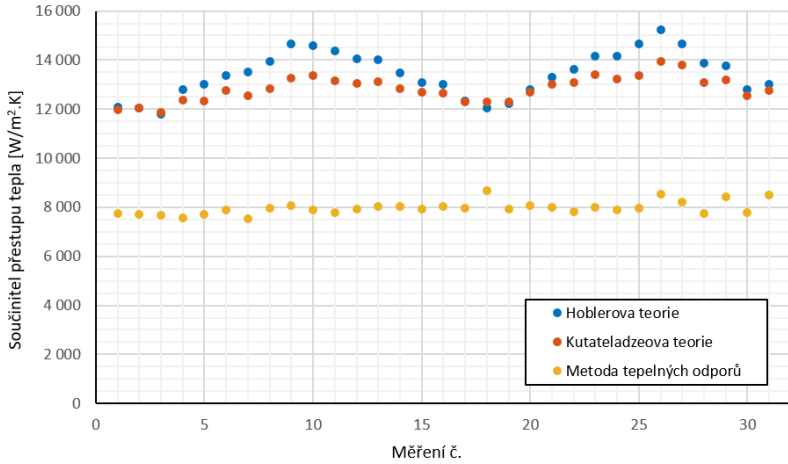
$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$  a při průtoku  $2,6388 \text{ m}^3 \cdot h^{-1}$  je **4 889,5**  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . Medián součinitele přestupu tepla na straně páry pro souproudé zapojení výměníku natočeným pod úhlem  $45^\circ$ , při objemovém průtoku chladí vody  $2,0230 \text{ m}^3 \cdot h^{-1}$  je **3 949,2**  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$  a při průtoku  $2,6765 \text{ m}^3 \cdot h^{-1}$  je **4 191,1**  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$  (data jsou seřazena vzestupně podle průtoku chladicí vody).

### 3.3 Srovnání stanovených souč. přestupu tepla s dalšími metodami

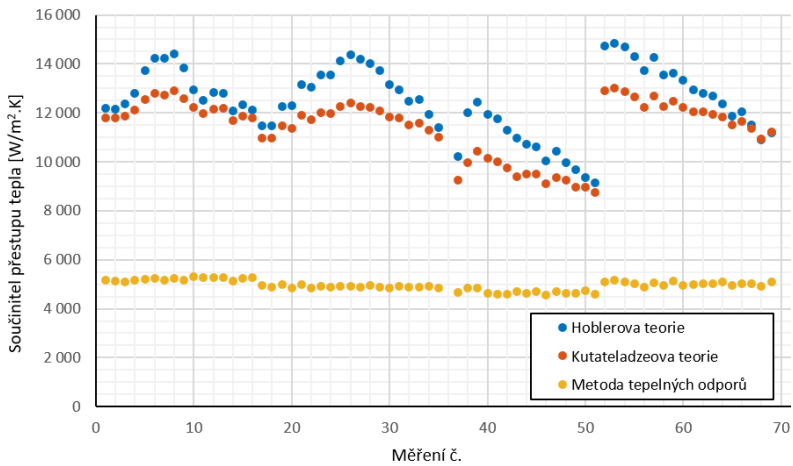
Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla, napříč všemi zkoumanými zapojeními a natočeními výměníku tepla, stanovené na základě experimentálního měření se pohybují v rozmezí 3 949 až 7 891  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . Podle hodnot, kterých součinitel přestupu tepla při kondenzaci v trubičkách výměníku nabývá, se mechanismus přestupu tepla podobá mechanismu přestupu tepla při blánovém (filmovém) varu. Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla se v takovém případě pohybují okolo 6 000  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ , viz Technická termomechanika [45]. Podle knihy Výměníky tepla v tepelných sítích [46] se střední hodnoty součinitele přestupu tepla při kondenzaci páry ve výměnících tepla pohybují v rozmezí 600 až 7 000  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ , maximální hodnoty v rozmezí 9 000 – 19 000 – 29 000  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . Stanovené součinitele přestupu tepla při kondenzaci korespondují s obvyklými hodnotami součinitelů přestupu tepla při kondenzaci páry.

Součinitele přestupu tepla stanovené na základě experimentálního měření metodou tepelných odporů byly srovnány se součiniteli přestupu tepla stanovené Hoblerovou teorií [21] a Kutateladzeovou teorií [22], které vychází z Nusseltovi teorie vodní blány [19].

Výsledky ukazují, že experimentálně stanovené součinitele přestupu tepla se se součiniteli přestupu tepla stanovenými na základě Hoblerovi a Kutateladzeovi teorie shodují pouze v řádech tisíců. Tato skutečnost je zřejmě způsobena tím, že obě teorie jsou vytvořeny pro blánovou kondenzaci, kdy se na stěně trubičky vytvoří tenká vrstva kondenzátu. Vnitřní průměr trubiček je však tak malý, že dochází ke slnutí kondenzátu a dochází tak k proudění plynných kapes nebo bublin.



**Graf 12:** Srovnání součinitelů přestupu tepla – protiproud 90° – ukázka



**Graf 13:** Srovnání součinitelů přestupu tepla – souproud 90°

## 4 PŘÍNOSY DISERTAČNÍ PRÁCE

Hlavním cílem disertační práce bylo stanovit součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubičky malého průměru, kterou proudí a kondenzuje vodní pára. Kondenzace vodní páry byla zkoumána pomocí trubkového výměníku tepla. Hodnoty součinitele přestupu tepla byly stanovovány na základě získaných dat z provedeného experimentálního měření vstupních a výstupních parametrů primárního i sekundárního okruhu trubkového výměníku tepla. Primární okruh byl tvořen svazkem 55 měděných trubiček o vnitřním průměru 3 mm a při experimentálním měření těmito trubičkami proudila kondenzující pára. Sekundárním okruhem proudila chladicí vody a byl tvořen pláštěm výměníku, měděnou trubkou o vnitřním průměru 60 mm. Experimentální měření probíhalo pro výměník umístěný ve svislé poloze a pod úhlem 45°, při obou způsobech natočení výměníku bylo provedeno měření pro souproudé i protiproudé zapojení.

Metodou pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry z experimentálně naměřených dat byla zvolena metoda tepelných odporů „Thermal resistance method“. Tato metoda byla zvolena, protože nejlépe odpovídá rozsahu naměřených dat. Ostatní metody „Wilson plot method“ a „Wilson plot method“ s Dittus-Boelter aproximací nebylo možné použít, protože obě metody jsou založeny na aproximaci dat získaných na základě experimentálního měření regresními přímkami a aproximace daty stanovených na základě provedeného experimentu vykazují buď nízký koeficient determinace nebo regresní přímky neodpovídají fyzikální podstatě zvolených metod.

Výsledné hodnoty součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry stanovené metodou tepelných odporů se pohybovaly průměrně mezi 3 980 a 7 970  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . Výsledky ukazují, že nebyla prokázána souvislost mezi hodnotami součinitele přestupu tepla na straně páry a způsobem zapojení a natočení výměníku tepla. Dále je patrné, že součinitel přestupu tepla na straně páry není v tomto případě závislý na celkovém tepelném výkonu výměníku ani na teplotě vstupní syté páry. Na základě statistického vyhodnocení vypočítaných součinitelů přestupu tepla na straně páry data ukazují, že jejich hodnotu ovlivňuje průtok chladicí vody. Existenci této

funkční závislosti potvrzuje také fakt, že metody „Wilson plot method“ jsou na této funkční závislosti založeny.

Pro jednoznačný popis funkční závislosti mezi součiniteli přestupu tepla na straně kondenzující páry i chladící vody a vstupními i výstupními parametry (jako jsou teploty, hmotnostní průtoky atd.) na primární i sekundární straně výměníku by bylo třeba provést rozsáhlejší parametrickou studii. Pro každé zapojení a natočení výměníku by muselo měření proběhnout vždy za identických vstupních podmínek.

## 5 ZÁVĚR

Disertační práce byla zaměřena na přenos tepla při kondenzaci vodní páry na válcové stěně trubičky malého průměru. Tento fyzikální děj byl zkoumán prostřednictvím trubkového výměníku tepla. Hlavním cílem této práce bylo stanovit součinitel přestupu tepla na straně proudící a kondenzující vodní páry uvnitř svazku trubiček výměníku. Zvolenou metodou ke zkoumání tohoto děje byla kombinace experimentálního měření a poloempirických vztahů pro výpočet součinitele přestupu válcovou stěnou z experimentálně naměřených dat. Základním použitým vztahem byl vztah pro prostup tepla válcovou stěnou – metoda tepelných odporů.

Na základě analýzy metod pro stanovení součinitele přestupu tepla při nucené konvekci byly vybrány tři metody, které byly následně aplikovány na soubor experimentálně naměřených dat. Experimentální měření bylo zaměřeno na měření vstupních a výstupních teplot primárního (strana páry) i sekundárního okruhu (strana chladící vody) trubkového výměníku tepla a na záznam objemového průtoku sekundárního okruhu, získaná data byla statisticky zpracována. Ze tří vybraných metod nebylo možné pomocí dvou součinitele přestupu tepla na straně kondenzující páry z experimentálně naměřených dat stanovit. Hodnoty součinitelů přestupu tepla na straně páry byly stanoveny pomocí metody tepelných odporů a zpracována pomocí statistické analýzy dat – využity byly histogramy a boxploty. Získané hodnoty byly dále srovnány s dalšími teoriemi a korelacemi pro stanovení součinitele přestupu tepla při kondenzaci. Dostupné výpočetní modely software ANSYS Fluent pro více fázové proudění byly analyzovány a popsány. Idealizovaný model výměníku tepla a simulace přenosu metodou CFD byly rozpracovány a budou naplní dalšího výzkumu.

## 6 LITERATURA

- [1] ANSERMET, Jean-Philippe; BRECHET, Sylvain D. Principles of thermodynamics. Cambridge University Press, 2019.
- [2] TRUESDELL, Clifford; The tragicomical history of thermodynamics, 1822–1854. Springer Science & Business Media, 2013.
- [3] Rohsenow W.M.; Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation; Trans. ASME 78 (1956) 1645-1648.
- [4] Sparrow E.M., Gregg J.L.; Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux; Trans. ASME 78 (1956) 435-440
- [5] Marschall E., Lee C.Y.; Stability of condensate flow down a vertical wall; Int. J. Heat Mass Transfer 95 (1973) 41-48
- [6] OLLA, Piero; An Introduction to Thermodynamics and Statistical Physics. Springer International Publishing, 2015.
- [7] MOORE, Walter J.; Fyzikální chemie. 2. vyd. Praha: SNTL, 1981.
- [8] COLLIER J. G., THOME J. R. Convective Boiling and Condensation, Clarendon Press, 1994
- [9] AYA, Izuo; NARIAI, Hideki. Evaluation of heat-transfer coefficient at direct-contact condensation of cold water and steam. Nuclear Engineering and Design, 1991, 131.1: 17-24.
- [10] ZHU, Xiaojing, et al. An investigation on heat transfer characteristics of different pressure steam-water in vertical upward tube. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239.2: 381-388.
- [11] SIEGEL, Robert. Effects of reduced gravity on heat transfer. In: Advances in Heat Transfer. Elsevier, 1967. p. 143-228.
- [12] MERTE JR, H.; CLARK, John Alden. Boiling heat transfer with cryogenic fluids at standard, fractional, and near-zero gravity. 1964.
- [13] CHINNOV, E. A.; RON'SHIN, F. V.; KABOV, Oleg Alexandrovich. Regimes of two-phase flow in micro-and minichannels. Thermophysics and aeromechanics, 2015, 22.3: 265-284.
- [14] KANDLIKAR, Satish, et al. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels. elsevier, 2005.



- [15] COLEMAN, John W.; GARIMELLA, Srinivas. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26.1: 117-128.
- [16] GARIMELLA, Srinivas; KILLION, Jesse D.; COLEMAN, John W. An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for noncircular microchannels. *J. Fluids Eng.*, 2003, 125.5: 887-894.
- [17] KEINATH, Brendon L.; GARIMELLA, Srinivas. Bubble and film dynamics during condensation of refrigerants in minichannels. In: *International Heat Transfer Conference*. 2010. p. 177-186.
- [18] POKORNÝ, M. Navier–Stokesovy rovnice [online]. 2014. Dostupné také z: <http://www.karlin.mff.cuni.cz/~pokorny/NS.pdf>
- [19] NUSSELT, Wilhelm. Die oberflächenkondensation des wasserdampfes. *VDI-Zs*, 1916, 60: 541.
- [20] WHITHAM, Gerald Beresford. *Linear and nonlinear waves*. John Wiley & Sons, 2011.
- [21] HOBLER, T. *Heat Transfer and Heat Exchangers*. Publishing House of Chemical Literature, Leningrad, 1961.
- [22] KUTATELADZE, S. *Theory of Heat Transfer*. Novosibirsk, 1970.
- [23] WILSON, E. E. A basis for rational design of heat transfer apparatus *Trans. ASME* 37, 1915,47–82
- [24] FERNANDEZ-SEARA, J. et al. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27.17: 2745-2757.
- [25] DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering* 2 (1930) 443-461. Reprinted in: *International Communications on Heat and Mass Transfer* 12 (1985) 3-22
- [26] FERNÁNDEZ-SEARA, J. et al. Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method. *European Journal of Physics*, 2005, 26.3: N1.
- [27] KERN, Donald Quentin. *Process heat transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 1997.

- [28] PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: *Advances in heat transfer*. Elsevier, 1970. p. 503-564.
- [29] FILONENKO, G. K. Hydraulic resistance in pipes. *Teploenergetika*, 1(4): 40-44, 1954.
- [30] GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 1976, 16.2: 359-368.
- [31] FLUENT User's Guide. Chapter 18. Introduction to Modeling Multiphase Flows [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp18.pdf>
- [32] FLUENT User's Guide. Chapter 19. Discrete Phase Models [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp19.pdf>
- [33] FLUENT User's Guide. Chapter 20. General Multiphase Models [online]. Fluent Inc., November 28, 2001. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp20.pdf>
- [34] MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. 2000.
- [35] KANDLIKAR, Satish G. Microchannels and minichannels-history, terminology, classification and current research needs. In: *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, New York. 2003.
- [36] STEINKE, Mark E.; KANDLIKAR, Satish G. Flow boiling and pressure drop in parallel flow microchannels. In: *International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*. 2003. p. 567-579.
- [37] CHINNOV, Evgeny Anatol'evich; KABOV, Oleg Alexandrovich. Two-phase flows in pipes and capillary channels. *High Temperature*, 2006, 44.5: 773-791.
- [38] SHAH, Mirza M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of heat and mass transfer*, 1979, 22.4: 547-556.
- [39] Teplota - Ahlborn.cz. Ahlborn – Přesná německá měřící technika [online]. Dostupné z: <https://www.ahlborn.cz/cidla-a-snimace/teplota/>
- [40] HIRŠ, J.; KUBÍN, M.; HORKÁ, L.; FEČER, T.; PLÁŠEK, J.: Software Výměník © 2018; Software Výměník. <https://www.fce.vutbr.cz/AIU/plasek.j/vymenik.rar>. URL: <https://www.fce.vutbr.cz/AIU/plasek.j/vymenik.htm>. (software)

- [41] MAREŠ, Radim, Oldřich ŠIFNER a Jaroslav KADRNOŽKA. Tabulky vlastností vody a páry podle průmyslové formulace IAPWS-IF97. Brno: VUTIUM, 1999. ISBN 80-214-1316-6.
- [42] GRÖBER, H.; ERK, S.; GRIGULL, U. Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Springer Verlag, Berlin, 1963.
- [43] KUBÍN, M.; HIRŠ, J.; PLÁŠEK, J. Experimental Analysis of Steam Condensation in Vertical Tube with Small Diameter. International journal of heat and mass transfer, 2016, č. 94, s. 403-410. ISSN: 0017-9310.
- [44] HEWITT, G.F. DELHAYE, J.M. ZUBER, N. Multiphase Science and Technology Volume 2. Springer Science & Business Media, 2013
- [45] KALČÍK J.; SÝKORA K. Technická termomechanika: učebnice pro vysoké školy. 1. vyd. Praha: Academia, 1973.
- [46] CIKHART J.; POLANSKÝ A. Výměníky Tepla v Tepelných Sítích. 2., dopln. a opravené vyd. Praha: nakladatelství technické literatury, 1976.