



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER ENGINEERING

NÁVRH A KONSTRUKCE VÝMĚNÍKU TEPLA

DESIGN AND CONSTRUCTION OF HEAT EXCHANGER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Daniel Teofil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Štěpán Foral

BRNO 2016



Bakalářská práce

bakalářský studijní obor **Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika**

Ústav elektroenergetiky

Student: Daniel Teofil

ID: 154893

Ročník: 3

Akademický rok: 2015/16

NÁZEV TÉMATU:

Návrh a konstrukce výměníku tepla

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Provedení základních výpočtů a návržení koncepce tepelného výměníku.
2. Konstrukce tepelného výměníku.
3. Proměření zvolených parametrů tepelného výměníku a jejich srovnání s výpočty.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

podle pokynů vedoucího práce

Termín zadání: 8.2.2016

Termín odevzdání: 25.5.2016

Vedoucí práce: Ing. Štěpán Foral

Konzultant bakalářské práce:

doc. Ing. Petr Toman, Ph.D., předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor bakalářské práce nesmí při vytváření bakalářské práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Bibliografická citace práce:

TEOFIL, D. Návrh a konstrukce výměníku tepla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2016. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Štěpán Foral.

Poděkování

Děkuji panu Ing. Štěpánovi Foralovi za pomoc při vedení bakalářské práce. Mé poděkování patří také panu Ing. Filipu Kovalovi za spolupráci při konstrukci tepelného výměníku.

Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této bakalářské práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. Díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

.....

ABSTRAKT

Cílem této práce je návrh, výpočet a zkonstruování tepelného výměníku pro účely výuky na pracovišti UEEN. Úvodní část se zabývá významem tepelných výměníků v průmyslu, výchozími podmínkami pro konstrukci a zvolením řešení zadání. Další část se podrobněji věnuje výpočtům prostupu tepla a chování teplotních médií při jejich průtoku tepelným výměníkem. Následně je uveden popis konstrukce výměníku. V závěru práce jsou zkoumány rozdíly mezi teoreticky vypočtenými a naměřenými výstupními teplotami tepelného výměníku.

KLÍČOVÁ SLOVA: tepelný výměník; voda; výpočet; návrh; konstrukce

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design, calculate and construct the heat exchanger for teaching purposes at the Department Of Electrical Power Engineering. The importance of heat exchangers in industry and conditions for the construction together with chosen solution is discussed in introductory part. The next part deals with calculations of heat transfer and behaviour of fluids flowing through the heat exchanger. The next part provides a description of the heat exchanger construction. In conclusion of this thesis, there are examined the differences between theoretically calculated values and experimentally determined values of the outlet temperature.

KEYWORDS: heat exchanger; water; calculation; construction

OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ.....	9
SEZNAM TABULEK	10
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	11
1 ÚVOD	13
2 ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	14
2.1 PODLE KONSTRUKCE	14
2.2 PODLE ÚČELU	14
2.3 PODLE SMĚRU A SMYSLU PROUDĚNÍ.....	14
2.4 Z HLEDISKA SKUPENSTVÍ PRACOVNÍCH MĚDÍ	14
3 ZADÁNÍ PRÁCE A VÝCHOZÍ PODMÍNKY	15
3.1 ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE.....	15
3.2 DOSTUPNÝ KONSTRUKČNÍ MATERIÁL	15
3.3 ZVOLENÝ POSTUP ŘEŠENÍ.....	15
4 NÁVRH TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU.....	16
4.1 METODA - NTU	16
4.2 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA.....	18
4.3 VÝPOČETNÍ PROGRAM.....	20
5 KONSTRUKCE TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	25
5.1 3D MODEL.....	25
5.2 POPIS KONSTRUKCE.....	26
5.3 ZAPOJENÍ TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	27
6 MĚŘENÍ PARAMETRŮ TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	28
6.1 TERMOELEKTRICKÉ SNÍMAČE TEPLoty (TERMOČLÁNKY).....	28
6.2 ROTAMETR	29
6.3 KALIBRACE ROTAMETRU	30
6.4 ZAPOJENÍ TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	32
6.5 NAMĚŘENÉ VÝSLEDKY	33
7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	35
7.1 POROVNÁNÍ HODNOT	35
7.2 DISKUZE VÝSLEDKŮ	42
8 ZÁVĚR.....	44
POUŽITÁ LITERATURA	45

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 1: 3D model tepelného výměníku</i>	25
<i>Obrázek 2: Tepelný výměník</i>	26
<i>Obrázek 3: Detail válcové PVC zátky a T-kusu</i>	26
<i>Obrázek 4: Schéma zapojení tepelného výměníku</i>	27
<i>Obrázek 5: Zařízení pro změnu směru proudění ve výměníku</i>	27
<i>Obrázek 6: Schéma umístění termočlánku při měření</i>	28
<i>Obrázek 7: Princip rotametru[6]</i>	30
<i>Obrázek 8: Rotometr</i>	31
<i>Obrázek 9: Průtoková křivka rotametru</i>	32
<i>Obrázek 10: Měření parametrů tepelného výměníku</i>	33
<i>Obrázek 11: Hodnoty T_{h-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min</i>	38
<i>Obrázek 12: Hodnoty T_{c-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min</i>	38
<i>Obrázek 13: Hodnoty T_{h-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min</i>	39
<i>Obrázek 14: Hodnoty T_{c-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min</i>	39
<i>Obrázek 15: Hodnoty T_{h-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min</i>	40
<i>Obrázek 16: Hodnoty T_{c-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min</i>	40
<i>Obrázek 17: Hodnoty T_{h-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min</i>	41
<i>Obrázek 18: Hodnoty T_{c-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min</i>	41
<i>Obrázek 19: Simulace proudění na vstupu výměníku v programu ANSYS</i>	42
<i>Obrázek 20: Simulace proudění na výstupu výměníku v programu ANSYS</i>	43

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1: Vlastnosti vody při tlaku 101 325 Pa [2]</i>	19
<i>Tabulka 2: Koeficienty pro výpočet termoelektrického napětí</i>	29
<i>Tabulka 3: Naměřené hodnoty pro kalibraci rotametry</i>	31
<i>Tabulka 4: Hodnoty průtoku pro vybrané hodnoty výchylky průtokoměru</i>	32
<i>Tabulka 5: Naměřené teploty a průtoky pro souproudý výměník</i>	34
<i>Tabulka 6: Naměřené teploty a průtoky pro protiproudý výměník</i>	34
<i>Tabulka 7: Porovnání výsledků pro souproudé uspořádání</i>	36
<i>Tabulka 8: Porovnání výsledků pro protiproudé uspořádání</i>	37

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Název veličiny	Jednotka
A	Průtočná plocha	m^2
A_t	Teplosměnná plocha	m^2
c	Rychlost proudění vody	$m \ s^{-1}$
c_v	Měrná tepelná kapacita vody	$J \ kg^{-1} \ K^{-1}$
C_c	Průtoková tepelná kapacita ohříváné vody	$W \ K^{-1}$
C_h	Průtoková tepelná kapacita ohřívající vody	$W \ K^{-1}$
C_{max}	Menší z průtokových tepelných kapacit C_h a C_c	$W \ K^{-1}$
C_{min}	Menší z průtokových tepelných kapacit C_h a C_c	$W \ K^{-1}$
d_1	Vnitřní průměr Cu trubky	m^2
d_2	Vnější průměr Cu trubky	m^2
d_s	Střední průměr trubky	m
g	Tíhové zrychlení	$m \ s^{-2}$
Gr	Grashofovo číslo	-
k	Součinitel prostupu tepla	$W \ m^{-2} \ K^{-1}$
l	Délka trubky	m
L	Charakteristický rozměr	m
NTU	Bezrozměrový parametr NTU	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
O	Smáčený obvod	m
p	Přesnost měřící karty	%
Pe	Pécletovo číslo	-
Q_m	Hmotnostní průtok vody	$kg \ s^{-1}$
Q_{m-c}	Hmotnostní průtok ohříváné vody	$kg \ s^{-1}$
Q_{m-h}	Hmotnostní průtok ohřívající vody	$kg \ s^{-1}$
Q_{v-c}	Objemový průtok ohříváné vody	$l \ min^{-1}$
Q_{v-h}	Objemový průtok ohřívající vody	$l \ min^{-1}$
Q_{m-min}	Nejmenší hmotnostní průtok vody z Q_{m-h} a Q_{m-c}	$kg \ s^{-1}$
Q_p	Objemový průtok vody při kalibraci	$l \ h^{-1}$
Ra	Rayleighovo číslo	-
Re	Reynoldsovo číslo	-

t_p	Čas plnění nádoby	s
t_v	Teplota vody	°C
ΔT	Rozdíl určovacích teplot stěny trubky a vody	°C
T_{c-in}	Vstupní teplota ohřívané vody	°C
T_{c-out}	Výstupní teplota ohřívané vody	°C
T_{h-in}	Vstupní teplota ohřívající vody	°C
T_{h-out}	Výstupní teplota ohřívající vody	°C
ΔT_{exp}	Teplotní rozdíl experimentu a výpočtu	°C
$\Delta T_{exp\%}$	Procentuální rozdíl experimentu a výpočtu	%
T_{exp}	Naměřená teplota experimentu	°C
T_{matlab}	Vypočtená teplota experimentu v programu Matlab	°C
V_b	Objem vody v nádobě	ml
V_n	Objem vody v nádobě po korekci	ml
V_s	Objem vody v zbylý na stěnách po vyprázdnění	ml
α_1	Součinitel přestupu tepla ohřívající vody	W m ⁻² K ⁻¹
α_2	Součinitel přestupu tepla ohřívané vody	W m ⁻² K ⁻¹
α_p	Výchylka rotametru	-
γ	Teplotní součinitel objemové roztažnosti	K ⁻¹
ϑ	Teplot měřená termočlánkem	°C
ε	Efektivnost výměníku	-
ε_{cf}	Efektivnost protiproudého výměníku	-
ε_{pf}	Efektivnost souprroudého výměníku	-
η_d	Dynamická viskozita vody	Pa s
λ_v	Součinitel tepelné vodivosti vody	W m ⁻¹ K ⁻¹
λ	Součinitel tepelné vodivosti trubky	W m ⁻¹ K ⁻¹
ν	Kinematická viskozita vody	m ² s ⁻¹
ρ_v	Hustota vody	kg m ⁻³
Φ	Skutečný přenášený tepelný tok ve výměníku	W
Φ_{cf}	Skut. přenášený tep. tok v protiproudém výměníku	W
Φ_{max}	Maximální přenášený tepelný tok ve výměníku	W
Φ_{pf}	Skut. přenášený tep. tok v souprroudém výměníku	W

1 ÚVOD

Po celou dobu vývoje lidstva se spotřeba energie na jednu osobu neustále zvětšuje. V dnešní průmyslové společnosti potřebuje člověk 4krát více energie než tomu bylo u lidí 7000 let dříve, a až 20krát více energie, než lidé, kteří se živili lovem a sběrem potravy. [1]

Spotřeba energie provází lidstvo od nepaměti. Vždyť rozvoj získávání energie šel ruku v ruce s rozvojem lidstva. S energií se setkáváme při nejrůznějších našich aktivitách. Energie nám dává teplo a světlo, pomáhá upravit potraviny, pohání dopravní prostředky i výrobní a zemědělské stroje a také pomáhá lidem se učit, bavit se nebo odpočívat. Energie je v podstatě vázána v každém výrobku, se kterým se v životě setkáme. Kdysi to byla hlavně lidská práce, dnes ji nahrazují stroje a vyspělé technologie. V moderních ekonomikách jsou to právě stroje, které spotřebovávají velkou většinu energie, kterou vyrobíme nebo umíme získat např. z ropy. Tu zbývající část přeměňujeme pomocí jednoduchých zařízení a procesů většinou na elektřinu nebo teplo.[1]

A právě teplo a jeho přenos se během staletí stalo klíčovým díky jeho využití jak v domácnostech, tak i v průmyslu. Důležitost znalosti distribuce tepla a jeho využití je základem každého studenta vysoké školy, který se zajímá o tuto problematiku. Ať už to jsou elektrárny, teplárny, chemický průmysl či potravinářský průmysl, všude je vyžadována znalost efektivního využití tepla. A právě v této oblasti mají velké využití tepelné výměníky, které slouží k průběžnému nebo přerušovanému předávání tepelné energie pomocí proudících médií. [2]

V dnešní době přenos tepla zaujímá významné místo v mnohých odvětvích průmyslu. Například v chemickém průmyslu jsou zařízení na výměnu tepla zařazena v každé technologické lince. Je tedy zřejmé, že konstruktéři a projektanti by měli znát základní principy přenosu tepla. Dříve teoretické analýzy přenosu tepla byly jen sporadické, převládaly spíše empirické metody, avšak s rychlým rozvojem výpočetní techniky se v poslední době stále více řeší teoreticky. Ovšem matematický model je věrohodný pouze v případě experimentálního ověření, které pomáhá zdokonalovat jeho popis. [3]

V této práci jsem se soustředil na návrh a konstrukci tepelného výměníku. Po jeho konstrukci jsem proměřil jeho vlastnosti a následně zkoumal a porovnával dosažené výsledky s teoreticky vypočtenými hodnotami.

2 ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Rozdělení tepelných výměníků dle literatury [2]:

2.1 Podle konstrukce

- a) **rekuperační** - obě média, ohřívající i ohřívané, jsou oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a o teplosměnných plochách na stranách obou médií
- b) **regenerační** - ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, dříve přivedené ohřívajícím médiem
- c) **směšovací** - ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují

2.2 Podle účelu

- a) **ohříváky** - vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze
- b) **chladiče** - ochlazované médium zde snižuje svou teplotu beze změny fáze
- c) **výparníky a odparky** - ohřívané kapalné médium se mění v páru
- d) **kondenzátory** - teplejší médium v parní fázi mění fázi na kapalnou
- e) **přehříváky a mezipřehříváky** - slouží ke vysoušení mokré a zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry
- f) **sušárny** - přívodem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi

2.3 Podle směru a smyslu proudění

- a) **souproudé** - směry os proudů ohřívacího a ohřívajícího média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl
- b) **protiproudé** - směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl
- c) **křížové** - osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°
- d) **se šikmým vzájemným proudem** - osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90°

2.4 Z hlediska skupenství pracovních médií

- a) bez změny skupenství teplotonosných látek
- b) se změnou skupenství jedné teplotonosné látky
- c) se změnou skupenství obou teplotonosných látek

3 ZADÁNÍ PRÁCE A VÝCHOZÍ PODMÍNKY

3.1 Zadání bakalářské práce

Cílem této práce je navrhnout a zkonstruovat tepelný výměník, který bude sloužit jako laboratorní úloha na pracovišti UEEN. Dále bude moci být použit pro dochlazování chladicí vody tepelného čerpadla, které je budováno v solární laboratoři. Tepelný výměník má sloužit v souproudém i protiproudém uspořádání. Jelikož je vnější stěna výměníku průhledná, může být také využit jako názorná pomůcka při zkoumání proudění tekutin.

3.2 Dostupný konstrukční materiál

Konstrukce byla realizována z dostupného materiálu, to je PVC a Cu trubek. Ty tvoří základ tepelného výměníku. Vnější a vnitřní průměry PVC trubky jsou 40 mm a 30 mm, délka je 1,65 m. Vnější průměr Cu trubky je 15 mm o tloušťce stěny 1 mm. Délka CU trubky je 1,65 m. Vnitřní trubku tvoří právě Cu trubka, kde proudí teplejší voda. Pro měření vstupní a výstupní teploty jsou použity školní termočlánky, pro měření průtoku rotametr.

3.3 Zvolený postup řešení

Ještě před započítáním konstrukce byl proveden návrh výměníku tak, aby splňoval zadání bakalářské práce. Jelikož byl pevně dán materiál, ze kterého měl být výměník zkonstruován, jediný parametr, který bylo možno ovlivnit, byla délka výměníku. Pro návrh jeho délky bylo nutno vytvořit výpočetní program, který by ze zadaných hodnot T_{h-in} (vstupní teplota ohřívající vody) a T_{c-in} (vstupní teplota ohřívané vody) vypočítal teoretické výstupní teploty teplotonosných médií. Jako výpočetní program byl zvolen Matlab. Dále bylo navrženo konstrukční řešení výměníku v programu Autodesk Inventor.

Po sestavení tepelného výměníku následovalo přeměření jeho reálných výstupních veličin pomocí průtokoměrů a termočlánků a vyhodnocení výsledků.

4 NÁVRH TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

V případě, že při návrhu protiproudého výměníku známe pouze vstupní teploty obou látek, je možno použít dvě metody výpočtu:

- a) Metoda ϵ -NTU
- b) Výpočet pomocí středního logaritmického teplotního spádu

4.1 Metoda ϵ -NTU

Při použití výpočtu pomocí středního logaritmického teplotního spádu je nutný iterační postup, proto je vhodnější metoda ϵ -NTU, kde ϵ je efektivnost výměníku a NTU značí Number of Transfer Units. [4]

Pro definování efektivnosti protiproudého tepelného výměníku je nejprve potřeba určit maximální možný tepelný tok Φ_{max} , který je ve výměníku přenášený mezi dvěma látkami. Tento tok dosáhneme pouze v případě nekonečně dlouhého tepelného výměníku, kdy teplota ochlazované tekutiny T_{h-out} dosáhne na výstupu nejnižší možné hodnoty, tj. teploty studené tekutiny na vstupu do výměníku T_{c-in} , nebo teplota ohřívané tekutiny na výstupu T_{c-out} dosáhne nejvyšší možné teploty, tj. teploty horké tekutiny na vstupu T_{h-in} [4]. Postup a výpočet metodou ϵ -NTU je převzat z literatury [4].

Za předpokladu nekonečně dlouhého protiproudého tepelného výměníku jedna z tekutin podstoupí maximální možnou teplotní diferenci, která se rovná $T_{h-in} - T_{c-in}$. Toto bude referenční maximální teplotní diference, se kterou budeme určovat maximální možný přenášený tepelný tok ve výměníku Φ_{max} . Obecný vztah pro maximální přenášený tok ve výměníku:

$$\Phi_{max} = C_{min} (T_{h-in} - T_{c-in}) \quad (W) \quad (1)$$

kde C_{min} je průtoková tepelná kapacita, která je menší z průtokových tepelných kapacit C_h a C_c . C_{min} je dána vztahem:

$$C_{min} = Q_{m-min} c_v \quad (W \quad K^{-1}) \quad (2)$$

kde c_v je měrná tepelná kapacita vody a Q_{m-min} je nejmenší hmotnostní průtok vody z Q_{m-h} a Q_{m-c} , když Q_{m-h} je hmotnostní průtok ohřívající vody a Q_{m-c} hmotnostní průtok ohřívané vody. Za předpokladu, že měrná tepelná kapacita vody bude v případě teplejšího i studenějšího média stejná (4180 kJ/kg K), bude hodnota C_{min} závislá pouze na hmotnostním průtoku teplejšího média s menším hmotnostním průtokem. Naopak hodnota C_{max} , bude závislá na hmotnostním průtoku teplejšího média s větším hmotnostním průtokem.

Efektivnost výměníku, jejíž hodnota se pohybuje v intervalu $0 \leq \epsilon \leq 1$, stanovuje poměr skutečně přenášeného tepelného toku Φ a maximálního přenášeného tepelného toku Φ_{max} [1].

$$\epsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} \quad (-) \quad (3)$$

Pro každý tepelný výměník platí závislost:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) (-) \quad (4)$$

V analýze tepelných výměníků je široce používán bezrozměrový parametr NTU , který je definován vztahem:

$$NTU = \frac{kA_t}{C_{\min}} (-) \quad (5)$$

kde A_t je teplosměná plocha, k součinitel prostupu tepla a C_{\min} nejmenší průtoková tepelná kapacita z C_h a C_c .

Konkrétní tvar funkce pro protiproudý tepelný výměník má tento tvar:

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp\left[-\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)NTU\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp\left[-\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)NTU\right]} (-) \quad (6)$$

Pro souprroudý tepelný výměník nabývá tato funkce tvar:

$$\varepsilon_{pf} = \frac{1}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \left\{ 1 - \exp\left[-\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)NTU\right] \right\} (-) \quad (7)$$

Pro skutečně přenášený tepelný tok souprroudého a protiproudého výměníku platí:

$$\Phi_{cf} = \varepsilon_{cf} \Phi_{\max} \text{ (W)} \quad (8)$$

$$\Phi_{pf} = \varepsilon_{pf} \Phi_{\max} \text{ (W)} \quad (9)$$

Vztahy pro výstupní teploty ohřívající a ohřívané vody lze odvodit z bilanční rovnice tepelného výměníku (*Rovnice 1*). Pro protiproudý výměník bude platit:

$$T_{h-out} = T_{h-in} - \frac{\Phi_{cf}}{Q_{m-h}c_v} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (10)$$

$$T_{c-out} = T_{c-in} - \frac{\Phi_{cf}}{Q_{m-c}c_v} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (11)$$

Pro souprroudý výměník bude platit:

$$T_{h-out} = T_{h-in} - \frac{\Phi_{pf}}{Q_{m-h}c_v} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (12)$$

$$T_{c-out} = T_{c-in} - \frac{\Phi_{pf}}{Q_{m-c} c_v} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (13)$$

4.2 Součinitel prostupu tepla

Pro metodu ϵ -NTU je v první řadě potřeba stanovit součinitel prostupu tepla k . Pokud máme na mysli přenos tepla z jedné tekutiny do druhé přes nějakou pevnou přepážku (např. přes stěnu trubky), pak hovoříme o prostupu tepla. Tepelný tok je přenášen postupně konvekcí z horké tekutiny do povrchu stěny, pak vedením stěnou a opět konvekcí z druhého povrchu stěny do studené tekutiny [4].

Parametrem, který nejvíc ovlivňuje velikost této veličiny je právě konstrukční materiál, tvar a velikost přepážky (trubky) a druh proudění, v jakém se teplotonosné kapaliny nacházejí. Postup a výpočet prostupu tepla v této kapitole je převzat z [5].

Na velikost přestupu tepla konvekcí má vliv druh proudění (laminární, turbulentní nebo přechodový), který bude uvnitř trubky probíhat. Duh proudění určuje Reynoldsovo číslo, které vyjadřuje podobnost nuceného izotermického proudění vazké tekutiny. Pro laminární proudění platí: $Re < 2300$, pro turbulentní proudění je $Re > 10000$ a pro přechodovou oblast $2300 < Re < 10000$. Reynoldsovo číslo je dáno vztahem:

$$Re = \frac{cL}{\nu} \text{ (-)} \quad (14)$$

kde c je rychlost proudění vody, L je charakteristický rozměr, ν je kinematická viskozita vody a je definována jako podíl dynamické viskozity vody η_d a její hustoty ρ_v :

$$\nu = \frac{\eta_d}{\rho_v} \text{ (m}^2 \text{ s}^{-1}\text{)} \quad (15)$$

Hodnotu dynamické viskozity vody lze určit z *Tabulky 1*. Charakteristický rozměr L je dán rovnicí:

$$L = \frac{4A}{O} \text{ (m)} \quad (16)$$

kde A je průtočná plocha a O je smáčený obvod.

Tabulka 1: Vlastnosti vody při tlaku 101 325 Pa [2]

t_v [°C]	η_d 10^4 [Pa s]	Pr [-]	λ_v [$W\ m^{-1}\ K^{-1}$]	ρ_v [$kg\ m^{-3}$]	γ 10^3 [K^{-1}]
0	17,89	13,67	0,552	999,8	-0,07
10	13,06	9,47	0,578	999,7	0,088
20	10,05	7,01	0,598	998,2	0,206
30	8,02	5,43	0,614	995,7	0,303
40	6,53	4,35	0,628	992,2	0,385
50	5,50	3,57	0,641	988	0,457
60	4,70	3,01	0,652	983,2	0,523
70	4,06	2,56	0,661	977,8	0,585
80	3,56	2,23	0,669	971,8	0,643
90	3,15	1,96	0,676	965,3	0,698
100	2,78	1,75	0,682	958,3	0,752

Další bezrozměrnou veličinou charakterizující přechod tepla mezi dvěma látkami je Péceletovo číslo:

$$Pe = Pr Re \quad (-) \quad (17)$$

kde Pr je Prandtlovo číslo a vyjadřuje podobnost sdílení tepla kondukcí a konvekcí tekutiny. Lze jej určit z *Tabulky 1*.

Nusseltovo číslo vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě tekutiny. Je odvozeno z podobnosti tepelných toků konvekcí a kondukcí tekutiny a je určujícím kritériem pro výpočet součinitele přestupu tepla α . Tvary rovnic, které vyjadřují hodnotu Nusseltova čísla nabírají různých podob v závislosti na hodnotě Reynoldsova čísla. Pro přechodovou oblast platí:

$$Nu = \frac{1}{300} Re Pr^{0,37} \quad (-) \quad (18)$$

Pro turbulentní proudění:

$$Nu = 0,023 Re^{0,2} Pr^{0,4} \quad (-) \quad (19)$$

Pro laminární proudění:

$$Nu = 0,74 Pe^{0,2} Ra^{0,1} \quad (-) \quad (20)$$

kde Ra je Rayleighovo číslo a je dáno součinem Prandtlova a Grashofova čísla:

$$Ra = Pr Gr \quad (-) \quad (21)$$

kde Grashofovo číslo vyjadřuje podobnost gravitačního neizotermického proudění tekutiny, a je dáno vztahem:

$$Gr = \frac{\gamma \Delta T g L^3}{\nu^2} \quad (-) \quad (22)$$

kde γ je teplotní součinitel tepelné roztažnosti vody, g je tíhové zrychlení a ΔT je rozdíl určovacích teplot stěny trubky a vody.

Součinitele α_1 a α_2 je možno vyjádřit ze vztahu pro Nusseltovo číslo:

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda_v} \quad (-) \quad (23)$$

kde λ_v je součinitel tepelné vodivosti vody. Pro součinitel přestupu tepla tedy platí:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}) \quad (24)$$

Pokud známe hodnotu součinitele přestupu α , můžeme vyjádřit rovnici pro součinitel prostupu tepla k , který je v našem případě vyjádřen vztahem:

$$k = \frac{1}{\frac{d_s}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_s}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_s}{\alpha_2 d_2}} \quad (\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}) \quad (25)$$

kde d_1 je vnitřní průměr měděné trubky, d_2 - vnější průměr měděné trubky, λ - součinitel tepelné vodivosti trubky, α_1 - součinitel přestupu tepla teplejší (ohřívající) vody, α_2 - součinitel přestupu tepla studenější (ohřívané) vody a d_s je střední průměr trubky definovaný jako:

$$d_s = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (\text{m}) \quad (26)$$

4.3 Výpočetní program

Pro výpočet výstupních teplot ohřívající a ohřívané vody posloužil výpočetní program vytvořený v prostředí Matlab. Níže je uveden zdrojový kód programu, který počítá na základě vztahů uvedených v kapitole 4.1 a 4.2. Při výpočtu byly uvažovány tyto zjednodušující předpoklady:

- měrná tepelná kapacita vody c_v je konstantní
- součinitel tepelné vodivosti mědi je konstantní
- k výměně tepla dochází pouze mezi teponosnými médii (neuvažujeme ztráty do okolí)
- prostory s proudící vodou jsou rovnoběžné (neuvažujeme výrobní nepřesnosti a průhyby)
- pro určování vlastností vody v závislosti na teplotě byly použity rovnice regrese (viz Přílohu A) na základě Tabulky 1

Ukázka zdrojového kódu Matlabu:

```

clc;
clear all;
%%Fixní(neměnné) vstupní parametry tepelného výměníku

l=1.5;           %délka teplosměnné plochy[m]
d1=0.013;       %vnitřní průměr Cu trubky[m]
d2=0.015;       %vnější průměr Cu trubky[m]
d3=0.03;        %vnitřní průměr PVC trubky[m]
g=9.81;         %tíhové zrychlení [m/s-2]
Lambda_Cu=395; %součinitel tepelné vodivosti Cu [W m-1 K-1]
c_v=4180;       %měrná tepeplná kapacita vody [J kg-1 K -1]

T_hin=80;       %teplota ohřívající vody na vstupu[°C]
T_cin=12;       %teplota ohřívané vody na vstupu[°C]
Q_vh=0.49;     %objemový průtok ohřívající vody[l/min]
Q_vc=3.5;      %objemový průtok ohřívané vody [l/min]

%%Vstupní předpoklady teplot

T_phout=T_hin;  %předpokládaná výstupní teplota teplejší vody [°C]
T_pcout=T_cin;  %předpokládaná výstupní teplota studenější vody [°C]

T_new = 0;
T_oldH = T_phout;

%%Cyklus for slouží k zpřesnění výpočtu všech veličin, které jsou závislé na
počáteční předpokládané výstupní teplotě teplejší a studenější vody T_phout a
T_pcout. Hohdnota výstupních teplot vypočtená pro odhadované výstupní teploty
je následně vrácena zpátky na počátek, a výpočet pokračuje s přesnější vstupní
hodnotou. Tento cyklus je opakován 10 krát.

for k=1:10

T_mh=(T_phout+T_hin)/2; %předpokládaná střední teplota teplejší vody[°C]
T_mc=(T_pcout+T_hin)/2; %předpokládaná střední teplota studenější vody[°C]

%odhadovaná teplota stěny [°C]
T_wall=((T_hin+T_phout)/2+(T_cin+T_pcout)/2)/2;

%rozdíl určovacích teplot stěny trubky a teplejší vody [°C]
DeltaT_h=((T_hin+T_phout)/2)-T_wall;
%rozdíl určovacích teplot stěny trubky a studenější vody [°C]
DeltaT_c=T_wall-(T_cin+T_pcout)/2;

%%Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplejší vodu

A1=pi*(d1/2)^2;           %průtočná plocha teplejší vody [m2]
L_h=(4*A1)/(pi*d1);      %char. rozměr prostoru teplejší vody [m]
c_h=((Q_vh*0.001)/60)/A1; %rychlost proudění teplejší vody [m/s]

%průměrná předpokládaná hustota teplejší vody [kg/m3]
Ro_h=-0.0000155206*(T_mh^3)-0.0059189977*(T_mh^2)+0.02141414*T_mh+999.923;

%průměrná předpokládaná dynamická viskozita teplejší vody [Pa s]
Eta_h=(0.00000031920163170131*(T_mh^4)-0.0000899535742035218*(T_mh^3)+
0.00983017773892625*(T_mh^2)-0.5527906565658*T_mh+17.8274755244795)/10^4;

```

```

%průměrná předpokládaná kinematická viskozita teplejší vody [m2/s]
Ni_h=Eta_h/Ro_h;

%Reynoldsovo číslo pro teplejší vodu [-]
Re_h=(c_h*L_h)/Ni_h;

%součinitel tepelné vodivosti teplejší vody [W m-1 K-1]
Lambda_h=(-0.0000000090326340328*(T_mh^4)+0.0000024533799534293*(T_mh^3)-
0.00003046911421922260*(T_mh^2)+0.00279155011651966*T_mh+0.55230769230825);

%Prandtlovo číslo teplejší vody [-]
Pr_h=(0.0000003313*(T_mh^4)-0.0000900758*(T_mh^3)+0.0093542832*(T_mh^2)-
0.4840763403*T_mh+13.6058741259);

%teplotní součinitel objemové roztažnosti teplejší vody [K-1]
Gama_h=(0.00000057653457653469*(T_mh^3) 0.00013278554778557*(T_mh^2)+
0.0157128593628606*T_mh-0.0639860139860442)/10^3;

%Grashofovo číslo teplejší vody [-]
Gr_h=Gama_h*DeltaT_h*((g*(L_h^3))/Ni_h^2);
Ra_h=Gr_h*Pr_h;      %Rayleighovo číslo teplejší vody [-]
Pe_h=Pr_h*Re_h;     %Pécletovo číslo teplejší vody [-]

%Nusseltovo číslo teplejší vody [-]
Nu_h=0.74*(Pe_h)^(0.2)*Ra_h^(0.1);

%součinitel přestupu tepla teplejší vody [W m-2 K-1]
Alfa_h=(Nu_h*Lambda_h)/L_h;

%%Výpočet součinitele přestupu tepla pro studenější vodu

A2=(pi*(d3/2)^2)-(pi*(d2/2)^2);      %průtočná plocha studenější vody [m2]
L_c=(4*A2)/((pi*d1)+(pi*d2));        %char rozměr prostoru studenější vody [m]
c_c=((Q_vc*0.001)/60)/A2;            %rychlost proudění studenější vody [m/s]

%průměrná předpokládaná hustota studenější vody [kg/m3]
Ro_c=-0.0000155206*(T_mc^3)-0.0059189977*(T_mc^2)+0.0214141414*T_mc+999.923;

%průměrná předpokládaná dynamická viskozita studenější vody [Pa s]
Eta_c=(0.00000031920163170131*(T_mc^4)-0.0000899535742035218*(T_mc^3)+
0.00983017773892625*(T_mc^2)-0.552790656565804*T_mc+17.8274755244795)/10^4;

%průměrná předpokládaná kinematická viskozita studenější vody [m2/s]
Ni_c=Eta_c/Ro_c;

%reynoldsovo číslo pro studenější vodu [-]
Re_c=(c_c*L_c)/Ni_c;

%součinitel tepelné vodivosti studenější vody [W m-1 K-1]
Lambda_c=(-0.0000000090326340328*(T_mc^4)+0.0000024533799534293*(T_mc^3)-
0.0000304691142192226*(T_mc^2)+0.00279155011651966*T_mc+0.552307692308258);

%prandtlovo číslo studenější vody [-]
Pr_c=(0.0000003313*(T_mc^4)-0.0000900758*(T_mc^3)+0.0093542832*(T_mc^2)-
0.4840763403*T_mc+13.6058741259);

%teplotní součinitel objemové roztažnosti studenější vody [K-1]
Gama_c=(0.00000057653457653469*(T_mc^3)-
0.00013278554778557*(T_mc^2)+0.0157128593628606*T_mc-0.0639860139860442)/10^3;

%Grashofovo číslo studenější vody [-]

```

```

Gr_c=Gama_c*DeltaT_c*((g*(L_c^3))/Ni_c^2);

Ra_c=Gr_c*Pr_c;          %Rayleighovo číslo studenější vody[-]
Pe_c=Pr_c*Re_c;         %Pécletovo číslo studenější vody [-]

%Nusseltovo číslo teplejší vody pro laminární proudění[-]
Nu_c_l=0.74*(Pe_c)^(0.2)*Ra_c^(0.1);

%Nusseltovo číslo teplejší vody pro turbulentní proudění[-]
Nu_c_t=(Re_c*Pr_c)/300;
if (Re_c<=2300);
    Nu_c=Nu_c_l;
elseNu_c=Nu_c_t;
end

%součinitel přestupu tepla studenější vody [W m-2 K-1]
Alfa_c=(Nu_c*Lambda_c)/L_c;

%%výpočet součinitele prostupu tepla

d_s=(d2+d1)/2; %střední průměr měděné trubky [m]

%součinitel prostupu tepla [W m-2 K-1]
k=1/((d_s/(Alfa_h*d1))+ (d_s/(Alfa_c*d2))+ (d_s/(2*Lambda_Cu)*log(d2/d1))));

%% metoda Epsilon NTU

Q_mh=((Q_vh*0.001)/60)*Ro_h;    %hmotnostní průtok teplejší vody [kg s-1]
Q_mc=((Q_vc*0.001)/60)*Ro_c;    %hmotnostní průtok studenější vody [kg s-1]
A_t=pi*d2*l;                    %teplosměná plocha [m2]

%tepelná kapacita teplejší látky, která má proteče za 1 sekundu [W K-1]
C_h=Q_mh*c_v;

%tepelná kapacita studenější látky, která má proteče za 1 sekundu [W K-1]
C_c=Q_mc*c_v;

if (C_h<=C_c);
    C_min=C_h;
else C_min=C_c;
end

if (C_h>C_c);
    C_max=C_h;
else C_max=C_c;
end

Fi_max=C_min*(T_hin-T_cin);     %maximální přenášený tok ve výměníku [W]
NTU=(k*A_t)/C_min;              %bezrozměrový parametr NTU [-]

%efektivnost protiproudého výměníku [-]
Epsilon_cf=(1-(exp(-NTU*(1-(C_min/C_max)))))/((1-(C_min/C_max))*exp(-NTU*(1-(C_min/C_max))));

%efektivnost souprroudého výměníku [-]
Epsilon_pf=(1-exp(-NTU*(1+(C_min/C_max))))/(1+(C_min/C_max));

%skutečně přenášený tepelný tok protiproudého výměníku [W]
Fi_cf=Epsilon_cf*Fi_max;

%skutečně přenášený tepelný tok souprroudého výměníku [W]%

```

```
Fi_pf=Epsilon_pf*Fi_max;

%výstupní teplota ohřívající vody pro protiproudý výměník [°C]
T_hout_cf=T_hin-(Fi_cf/(Q_mh*c_v));

%výstupní teplota ohřívané vody pro protiproudý výměník [°C]
T_cout_cf=T_cin+(Fi_cf/(Q_mc*c_v));

%výstupní teplota ohřívající vody pro souproudý výměník [°C]
T_hout_pf=T_hin-(Fi_pf/(Q_mh*c_v));

%výstupní teplota ohřívané vody pro souproudý výměník [°C]
T_cout_pf=T_cin+(Fi_pf/(Q_mc*c_v));

T_oldH = T_phout;
T_phout = (T_hout_cf+T_hout_pf)/2;

T_oldC = T_pcout;
T_pcout = (T_cout_cf+T_cout_pf)/2;

end

%Výpis sledovaných teplot

T_hout_cf%výstupní teplota ohřívající vody pro protiproudý výměník [°C]
T_cout_cf%výstupní teplota ohřívané vody pro protiproudý výměník [°C]

T_hout_pf%výstupní teplota ohřívající vody pro souproudý výměník [°C]
T_cout_pf%výstupní teplota ohřívané vody pro souproudý výměník [°C]
```

Výstupními hodnotami programu jsou výstupní teploty ohřívající a ohřívané vody jak pro souproudé tak i pro protiproudé uspořádání, to znamená celkem 4 hodnoty teplot. Vstupní hodnoty definující konstrukční vlastnosti výměníku (konstantní parametry) jsou délka teplosměnné plochy, vnitřní a vnější průměry Cu trubky, vnitřní průměry PVC trubky, tíhové zrychlení, součinitel tepelné vodivosti mědi a měrná tepelná kapacita vody. Proměnné vstupní hodnoty pro výpočet byly vstupní teploty a objemové průtoky ohřívající vody a ohřívané vody.

5 KONSTRUKCE TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

Tato kapitola popisuje konstrukci výměníku od návrhu v programu Autodesk Inventor až po samotné zkonstruování. Konstrukce tepelného výměníku byla uskutečněna z dostupného materiálu popsaném v kapitole 3.2.

5.1 3D model

Výměník byl navrhnout a zkonstruován jako trubka v trubce, kde vnitřní trubka byla měděná a vnější PVC. Měděná trubka má vnější průměr 15 mm, tloušťku stěny 1 mm a délku 1,65 m. PVC Trubka má vnější průměr 40 mm, tloušťku stěny 5 mm a délku 1,56 m. Pro dosažení maximálního teplotního rozdílu mezi vstupy a výstupy byla délka výměníku zvolena jako maximální možná, tj. 1,56 m z toho délka teplosměnné plochy je 1,5 m. Původní délka PVC trubky byla 1,65 m, ale z konstrukčních důvodů musela být zkrácena. Detailní výkres sestavy výměníku je umístěn v *Příloze B*.



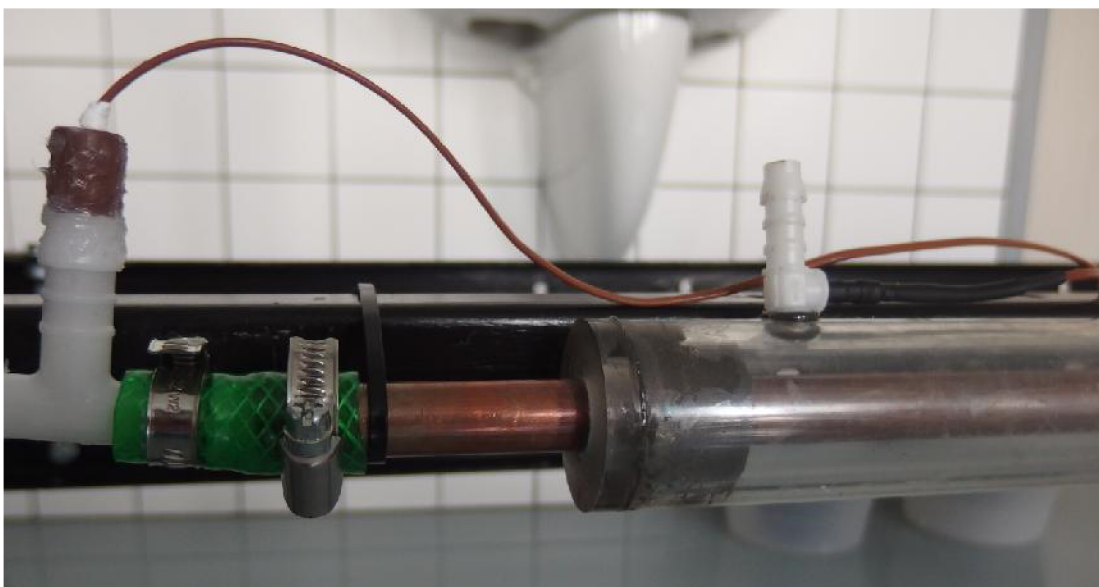
Obrázek 1: 3D model tepelného výměníku

5.2 Popis konstrukce

Pro umístění měděné trubky do trubky z PVC byly použity válcové PVC zátky, které plnily funkci distanční mřížky spolu s plechovou vzpěrkou o šířce 1 mm, která je umístěna uprostřed výměníku. Plechová vzpěrka je orientovaná ve směru protékající vody tak, aby nebránila jejímu průtoku. Válcové zátky byly vyrobeny na soustruhu a jejich průměr byl zvolen tak, aby byly schopny zaručit těsnost mezi stěnami trubek spolu s těsněním. Všechny mezery jsou utěsněny dvousložkovým epoxidovým lepidlem, které je odolné vůči vodě v rozmezí -20 až 120°C a má dobrou přilnavost k plastu a mědi. Studená voda je do výměníku přiváděna plastovým T-kusem, jenž je zaveden dírou o průměru 6,7 mm. Stejně tak je voda odváděna na druhé straně. Termočlánky jsou umístěny tak, aby měřily teplotu uprostřed proudu a kolmo ke směru proudění. Pro utěsnění teplotních sond byl použit silikon a smršťovací bužírka. Výměník je uložen vodorovně a z důvodu lepšího odvodu vzduchu je výstupní otvor studené vody umístěn nahoře. Při měření výstupních parametrů byl výměník upevněn na ocelové konstrukci (viz *Obrázek 2 a 3*):



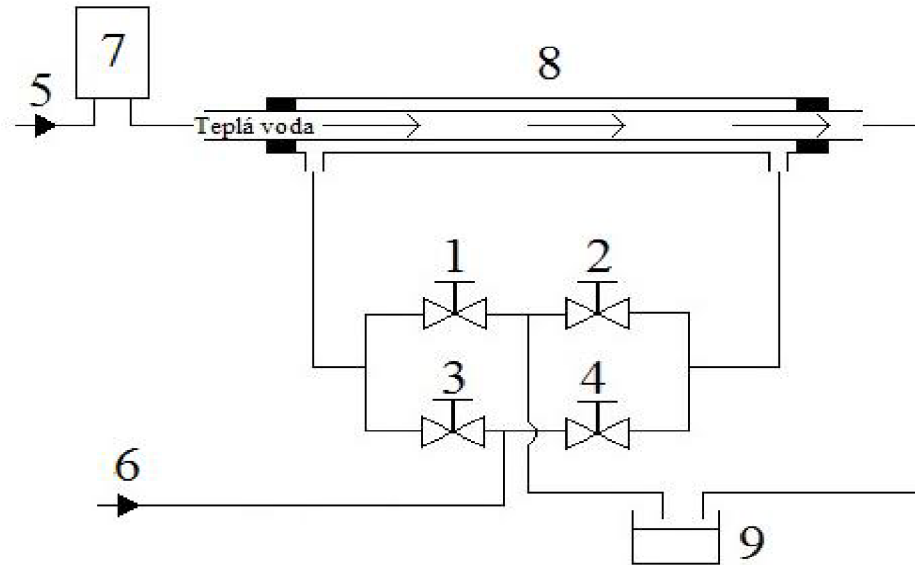
Obrázek 2: Tepelný výměník



Obrázek 3: Detail válcové PVC zátky a T-kusu

5.3 Zapojení tepelného výměníku

Tepelný výměník může sloužit jak v protiproudém, tak v souproudém uspořádání. Ke změně mezi protiproudým a souproudým uspořádáním slouží systém propojených ventilů, které propouští chladicí (studenou) vodu ve stejném směru jak teplou vodu, nebo proti. Jako propojovací cesty mezi ventily jsou použity gumové hadice. Schéma uspořádání ventilů je na *Obrázku 4*:



Obrázek 4: Schéma zapojení tepelného výměníku

Pro číselné označení na *Obrázku 4* platí: 1-4 - ventily, 5 a 6 - vodovodní baterie, 7 - elektrický průtokový ohřívač vody, 8 - tepelný výměník, 9 - odtok.

Z *Obrázku 4* vyplývá, že při souproudém uspořádání výměníku budou otevřeny ventily číslo 2 a 3, ventily 1 a 4 zůstanou zavřeny. Naopak při uspořádání protiproudém budou ventily 1 a 4 otevřeny, zatímco 2 a 3 budou zavřeny.

Praktické provedení ventilů je znázorněno na *Obrázku 5*:



Obrázek 5: Zařízení pro změnu směru proudění ve výměníku

6 MĚŘENÍ PARAMETRŮ TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU

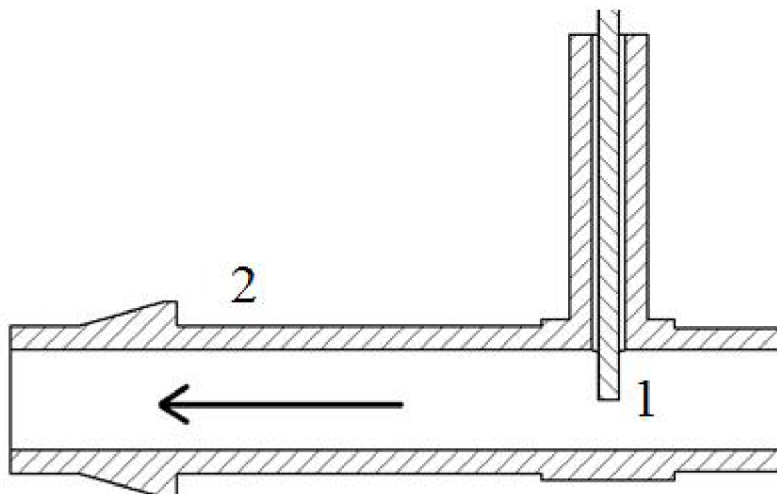
Tato kapitola se detailněji zabývá měřením průtoku a teploty v tepelném výměníku. Základem ověření provedených výpočtů je proměření výstupních veličin výměníku. Teprve podle naměřených hodnot, které budeme brát jako referenční, může být posouzeno, jak se liší teoretické hodnoty od experimentu. Nejdůležitější parametry jsou vstupní a výstupní teploty teplotonosných médií a jejich průtok.

6.1 Termoelektrické snímače teploty (termočlánky)

Princip těchto snímačů je založen na Seebeckově efektu, kdy výstupní napětí na svorkách termočlánku je dán součinem termoelektrického koeficientu daného páru vodičů (pár vodičů s rozdílnou výstupní prací) a rozdílu teploty srovnávacího spoje a spoje termočlánku [6].

Teploty vody byly měřeny čtyřmi termočlánky HSTC-TT-K-24S-36 od firmy Omega. Tento termočlánek s teflonovou izolací má hermeticky uzavřený měřicí spoj a je vhodný pro měření teplot do 250 °C. Termočlánek je typu K s třídou přesnosti 1, a jeho materiálové složení je Ni-Cr (+ pól) a Ni-Al (- pól) [8]. Pro termočlánek typu K s třídou přesnosti 1 je podle literatury [9] uváděna nepřesnost $E_r = 1,5$ °C. Jako měřicí jednotka byla použita měřicí karta Advantech USB 4718 s osmi analogovými vstupy. Zápis výsledků a nastavení měření a byly provedeny v aplikaci Data Logger.

Teplota vody byla měřena uprostřed proudu, kolmo ke směru proudění. Schéma umístění termočlánku do T-kusu při měření je na *Obrázku 6*. Šipka na obrázku znázorňuje směr proudění kapaliny. Pro číselné označení na obrázku platí: 1- termočlánek; 2- T-kus.



Obrázek 6: Schéma umístění termočlánku při měření

Postup výpočtu chyby měřící karty byl převzat z [9]. Pro termoelektrické napětí termočlánku typu K v závislosti na teplotě platí vztah:

$$U_t = \sum_{i=0}^n a_i \vartheta^i + c_0 \exp[c_1 (\vartheta - 126,9686)^2] \quad (\text{V}) \quad (27)$$

kde ϑ je měřená teplota termočlánkem a a_i , c_0 a c_1 jsou koeficienty termočlánku typu K uvedeny pro všechny řády v *Tabulce 2*:

Tabulka 2: Koeficienty pro výpočet termoelektrického napětí

a_0	-1,7600413686E+01
a_1	3,8921204975E+01
a_2	1,8558770032E-02
a_3	-9,9457592874E-05
a_4	3,1840945719E-07
a_5	-5,6072844889E-10
a_6	5,6075059000E-13
a_7	-3,2020720000E-16
a_8	9,7151147000E-20
a_9	-1,2104720000E-23
c_0	1,1859760000E+02
c_1	-1,1834320000E-04

Přesnost p měřící karty Advantech USB 4718 je $\pm 0,1 \%$ pro napěťový výstup termočlánku [10]. Při dosažení konkrétní měřené teploty do této rovnice se vypočte hodnota termoelektrického napětí. Pokud je známa přesnost karty, můžeme chybu měřící karty přepočtenou na $^{\circ}\text{C}$ vyjádřit vztahem:

$$E = \left(\frac{\left(U_t \frac{p}{100} \right) + U_t}{U_t} \right) \vartheta - \vartheta \quad (^{\circ}\text{C}) \quad (28)$$

Při konkrétním vyčíslení této chyby v rozsahu $0-100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ se pohybuje v mezích $0-0,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$, čili je ve srovnání s E_t zanedbatelná.

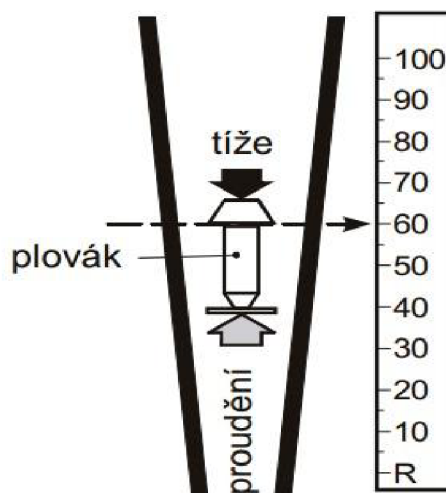
Celková chyba při měření termočlánkem E_{celk} je tedy dána vztahem [11]:

$$E_{celk} = E + E_t \quad (^{\circ}\text{C}) \quad (29)$$

6.2 Rotametr

Stav průtoku lze kontrolovat pomocí snímačů průtoku, například turbínového, plováčkového, lopatkového, vírového, ultrazvukového...[6] Pro měření průtoku byl zvolen plováčkový snímač průtoku neboli rotametr. Princip rotametru spočívá v tom, že procesní kapalina protéká průtočnou trubicí s plováčkem, a to zdola nahoru, čímž způsobuje posun

plováčku ve směru osy. Po celé délce průtokové trubice se vytváří závislost mezi průměrem plováčku a vnitřním průměrem trubice. Zatímco je průměr plováčku stálý, vnitřní průměr trubice se směrem nahoru zvětšuje. V případě, že je průtoková míra konstantní, diferenční tlak nad plováčkem odpovídá skutečné hmotnosti plováčku, přičemž plováček se ustálí v bodě, který představuje průtokovou míru. Když zesílí průtok, zvětší se i síla působící na plováček. Tato síla posune plováček směrem nahoru, dokud nedosáhne stejné hodnoty jako dříve. V případě, že průtok klesá, posunuje se plováček směrem dolů. Postavení plováčku je tedy přímo úměrné průtoku. [7]



Obrázek 7: Princip rotametru[6]

Výhod rotametru je mnoho. Mezi ně patří vysoká spolehlivost při použití jednoduchého měřicího principu. Není potřeba žádného napájení, což snižuje náklady na instalaci a celkové náklady měřicího ústrojí. [7]

Jelikož bylo potřeba měřit dva průtoky a k dispozici byl pouze jeden rotametr, objemový průtok studené vody Q_{v-c} byl měřen odpouštěním vytékající vody do nádoby. Čas plnění byl přesně odměřen, aby bylo možno spočítat hodnoty objemového průtoku.

6.3 Kalibrace rotametru

Pro správné stanovení průtoku ohřívající (teplé) vody byl použit rotametr. Základem kalibrace rotametru je zdroj vody o konstantním průtoku. Jako zdroj byl použit vodovod s maximálním objemovým průtokem 540 l/h. Rozsah výchyly kalibrovaného průtokoměru byl 30 l/h.



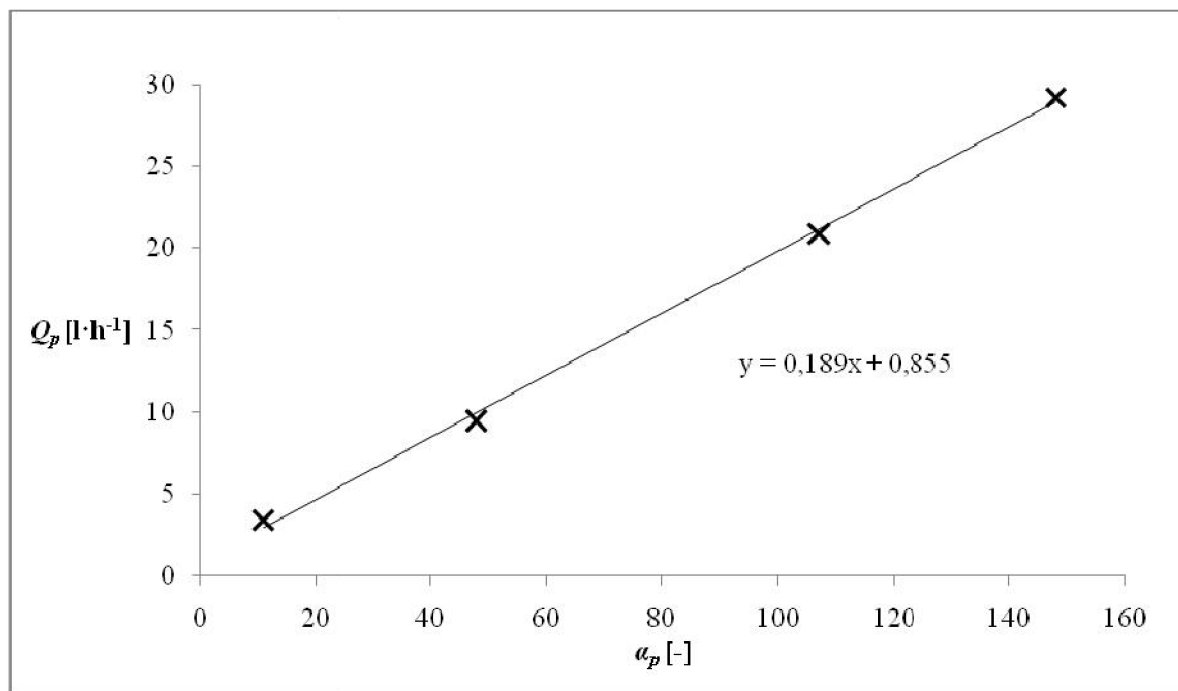
Obrázek 8: Rotametr

Při kalibraci byl zvolen následující postup: nejprve bylo potřeba odvzdušnit přívodní hadice, které byly připojeny na rotametr. Malé bublinky vzduchu mohou způsobit nadnášení plováčku a tím způsobit větší nepřesnost kalibrace. Po odvzdušnění následuje proměření průtoku. Pro ustálenou výchylku na průtokoměru se při daném průtoku plní odměrná nádoba a měří se čas jejího plnění. Čím delší čas plnění je zvolen, tím přesnější je měření. Po uplynutí určité doby se odečítá objem vody, kterým byla odměrná nádoba naplněna. Hodnota objemu ovšem není přesná z důvodu kapek vody ulpělých na stěnách nádoby z předešlého měření. Proto je potřeba provést korekci a odečíst objem vody zbylý na stěnách, který se stanovil opakovaným odkapáním vody pomocí gravitační síly při obrácení nádoby. Měření bylo provedeno 4 krát, každé pro různou hodnotu průtoku. Z naměřených hodnot lze získat závislost výchylky průtokoměru na objemovém průtoku a tímto si stanovit stupnici pro odečítání průtoku. Změřené hodnoty jsou uvedeny v *Tabulce 3*:

Tabulka 3: Naměřené hodnoty pro kalibraci rotametru

t_p [s]	V_b [ml]	V_s [ml]	V_n [ml]	α_p [-]	Q_p [l h ⁻¹]
58	474	2,5	471,5	148	29,3
80	467	2,5	464,5	107	20,9
181	478	2,5	475,5	48	9,5
510	483	2,5	480,5	11	3,4

kde t_p je čas plnění nádoby, V_b je objem vody v nádobě, V_s je objem vody zbylý na stěnách po jejím vyprázdnění, V_n je objem vody v nádobě po korekci, α_p je výchylka rotametru a Q_p je objemový průtok vody při kalibraci. Vhodným proložením naměřených hodnot lze získat vztah, pro určení okamžitého průtoku v závislosti na výchylce rotametru (*Obrázek 9*):



Obrázek 9: Průtoková křivka rotametru

V *Tabulce 4* jsou uvedeny hodnoty průtoků pro různé výchylky rotametru. Výsledky jsou založeny na rovnici regrese z *Obrázku 9*:

Tabulka 4: Hodnoty průtoku pro vybrané hodnoty výchylky průtokoměru

α_p [-]	Q_p [l h^{-1}]
10	2,7
20	4,6
30	6,5
40	8,4
50	10,3
60	12,2
70	14,1
80	16,0
90	17,9
100	19,8
110	21,6
120	23,5
130	25,4
140	27,3
150	29,2

6.4 Zapojení tepelného výměníku

Na *Obrázku 10* je znázorněno celkové zapojení tepelného výměníku včetně rotametru, elektrického průtokového ohříváče vody, termočlánků a rotametru.



Obrázek 10: Měření parametrů tepelného výměníku

6.5 Naměřené výsledky

Níže uvedené *Tabulky 5 a 6* obsahují naměřené vstupní a výstupní hodnoty teplot a průtoků jak pro souproudé, tak pro protiproudé uspořádání. Měřeny byly objemové průtoky obou teplotných médií Q_{v-c} a Q_{v-h} a všechny vstupní a výstupní teploty T_{c-in} , T_{c-out} , T_{h-in} a T_{h-out} . Tyto teploty byly měřeny pro 2 různé objemové průtoky ohřívající vody Q_{v-h} a 5 různých průtoků Q_{v-c} , tedy celkem 10 měření pro každé uspořádání. Hodnoty Q_{v-h} byly zvoleny pro poloviční a maximální rozsah rotametry, tj. 0,25 a 0,49 l/min. Z důvodu tlakových ztrát v celém systému tepelného výměníku byl maximální dosažitelný průtok Q_{v-c} 4,5 l/min a jako minimální průtok ohřívající vody byla zvolena hodnota 1,09 l/min. Další hodnoty byly zvoleny rovnoměrně v tomto rozmezí, tj. 1,75, 2,5 a 3,5 l/min.

Tabulka 5: Naměřené teploty a průtoky pro souproudý výměník

Souproudé uspořádání						
-	Q_{v-h} [l/min]	Q_{v-c} [l/min]	T_{h-in} [°C]	T_{c-in} [°C]	T_{h-out} [°C]	T_{c-out} [°C]
Experiment 1	0,25	1,09	81	13	32	23,5
Experiment 2	0,25	1,75	80	12	27,5	21,5
Experiment 3	0,25	2,5	80	12	25	19
Experiment 4	0,25	3,5	82	12	24	17,25
Experiment 5	0,25	4,5	86	12	24,5	15,5
Experiment 6	0,49	1,09	77,5	13,25	43,5	27,85
Experiment 7	0,49	1,75	78	12	40	25,5
Experiment 8	0,49	2,5	79	12,5	37,25	22,5
Experiment 9	0,49	3,5	78,5	12	35	19
Experiment 10	0,49	4,5	77	12	35	16

Tabulka 6: Naměřené teploty a průtoky pro protiproudý výměník

Protiproudé uspořádání						
-	Q_{v-h} [l/min]	Q_{v-c} [l/min]	T_{h-in} [°C]	T_{c-in} [°C]	T_{h-out} [°C]	T_{c-out} [°C]
Experiment 1	0,25	1,09	84,5	13,75	30	26
Experiment 2	0,25	1,75	84	12,5	26	21,25
Experiment 3	0,25	2,5	83,5	12,5	24	19
Experiment 4	0,25	3,5	85	12,5	22,5	17,5
Experiment 5	0,25	4,5	90	12,75	22,5	16,25
Experiment 6	0,49	1,09	78	13,75	45	29
Experiment 7	0,49	1,75	77	12	41	23,5
Experiment 8	0,49	2,5	79,5	12,5	38,5	21,5
Experiment 9	0,49	3,5	80	12	36	19
Experiment 10	0,49	4,5	77,5	12	34	16

Tyto výsledky jsou dále porovnávány s teoretickými hodnotami v kapitole č.7. Rovněž je zde provedena diskuze rozdílů mezi výpočty a experimenty.

7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V této části budou porovnány experimentální a teoretické výsledky parametrů výměníku. Na konci bude provedena diskuze výsledků.

7.1 Porovnání hodnot

V *Tabulkách 7 a 8* jsou uvedeny a porovnány hodnoty vypočtené programem Matlab s hodnotami změřenými. Rozdíly naměřených a vypočtených hodnot jsou vypočteny dle vztahu:

$$\Delta T_{\text{exp}} = T_{\text{matlab}} - T_{\text{exp}} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (30)$$

kde ΔT_{exp} je teplotní rozdíl experimentu a výpočtu, T_{exp} je naměřená teplota experimentu a T_{matlab} je vypočtená teplota experimentu v programu Matlab.

V tabulkách je rozdíl uveden taky v %, kde jako referenční hodnoty byly použity hodnoty experimentu. V případě teplé vody je rozdíl $\Delta T_{\text{exp}\%}$ počítán dle *Rovnice 31*

$$\Delta T_{\text{exp}\%} = \left(\frac{T_{\text{matlab}} - T_{\text{exp}}}{T_{h\text{-out}} - T_{h\text{-in}}} \right) 100 \text{ (}\% \text{)} \quad (31)$$

V případě studené vody dle *Rovnice 32*

$$\Delta T_{\text{exp}\%} = \left(\frac{T_{\text{matlab}} - T_{\text{exp}}}{T_{c\text{-out}} - T_{c\text{-in}}} \right) 100 \text{ (}\% \text{)} \quad (31)$$

Tabulka 7: Porovnání výsledků pro souproudé uspořádání

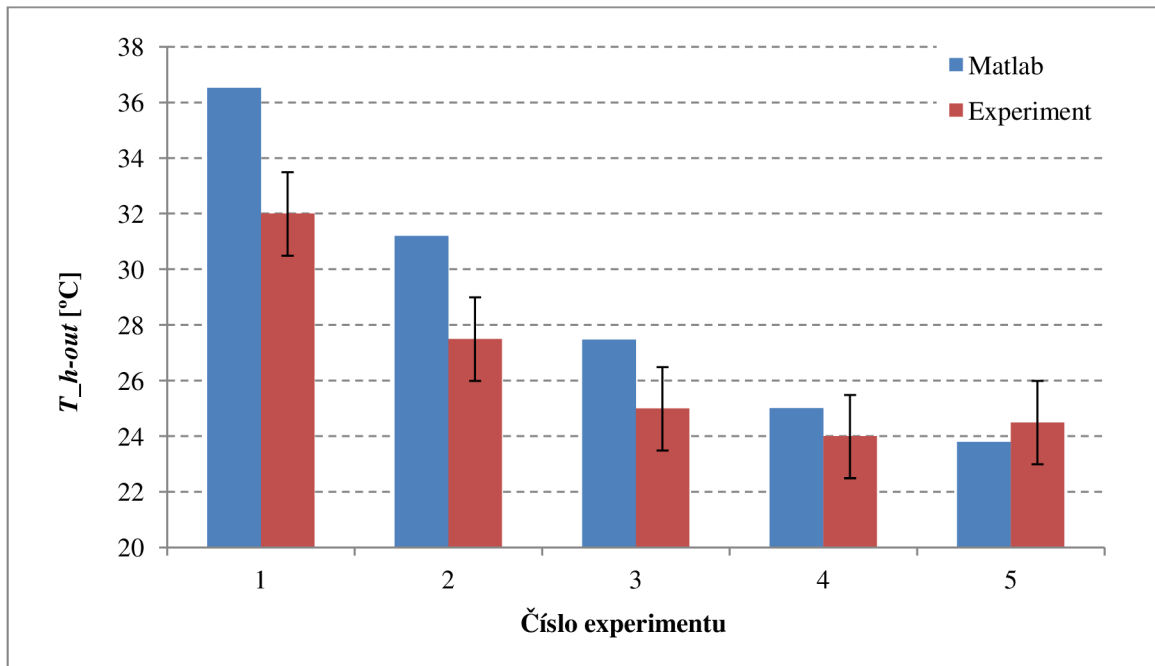
Souproudé uspořádání						
-	Q_{y-h} [l/min]	Q_{y-c} [l/min]	T_{h-in} [°C]	T_{c-in} [°C]	T_{h-out} [°C]	T_{c-out} [°C]
Experiment 1	0,25	1,09	81	13	32	23,5
Matlab	0,25	1,09	81	13	36,52	23,15
Rozdíl 1	-	-	-	-	4,52 (9,2%)	-0,35 (-3,3%)
Experiment 2	0,25	1,75	80	12	27,5	21,5
Matlab	0,25	1,75	80	12	31,2	18,94
Rozdíl 2	-	-	-	-	3,7 (7,1%)	-2,56 (-26,9%)
Experiment 3	0,25	2,5	80	12	25	19
Matlab	0,25	2,5	80	12	27,48	17,23
Rozdíl 3	-	-	-	-	2,48 (4,5%)	-1,77 (-25,3%)
Experiment 4	0,25	3,5	82	12	24	17,25
Matlab	0,25	3,5	82	12	25,01	16,05
Rozdíl 4	-	-	-	-	1,01 (1,7%)	-1,2 (-22,8%)
Experiment 5	0,25	4,5	86	12	24,5	15,5
Matlab	0,25	4,5	86	12	23,8	15,45
Rozdíl 5	-	-	-	-	-0,7 (-1,1%)	-0,05 (-1,4%)
Experiment 6	0,49	1,09	77,5	13,25	43,5	27,85
Matlab	0,49	1,09	77,5	13,25	48,58	26,13
Rozdíl 6	-	-	-	-	5,08 (14,9%)	-1,72 (-11,7%)
Experiment 7	0,49	1,75	78	12	40	25,5
Matlab	0,49	1,75	78	12	44,15	21,39
Rozdíl 7	-	-	-	-	4,15 (10,9%)	-4,11 (-30,4%)
Experiment 8	0,49	2,5	79	12,5	37,25	22,5
Matlab	0,49	2,5	79	12,5	40,78	19,93
Rozdíl 8	-	-	-	-	3,53 (8,5%)	-2,57 (-25,7%)
Experiment 9	0,49	3,5	78,5	12	35	19
Matlab	0,49	3,5	78,5	12	37,04	17,76
Rozdíl 9	-	-	-	-	2,04 (4,7%)	-1,24 (-17,7%)
Experiment 10	0,49	4,5	77	12	35	16
Matlab	0,49	4,5	77	12	34,57	16,59
Rozdíl 10	-	-	-	-	-0,43 (-1%)	0,59 (14,7%)
Průměrný rozdíl všech experimentů					2,6 (6,3%)	-1,5 (-18%)

Tabulka 8: Porovnání výsledků pro protiproudé uspořádání

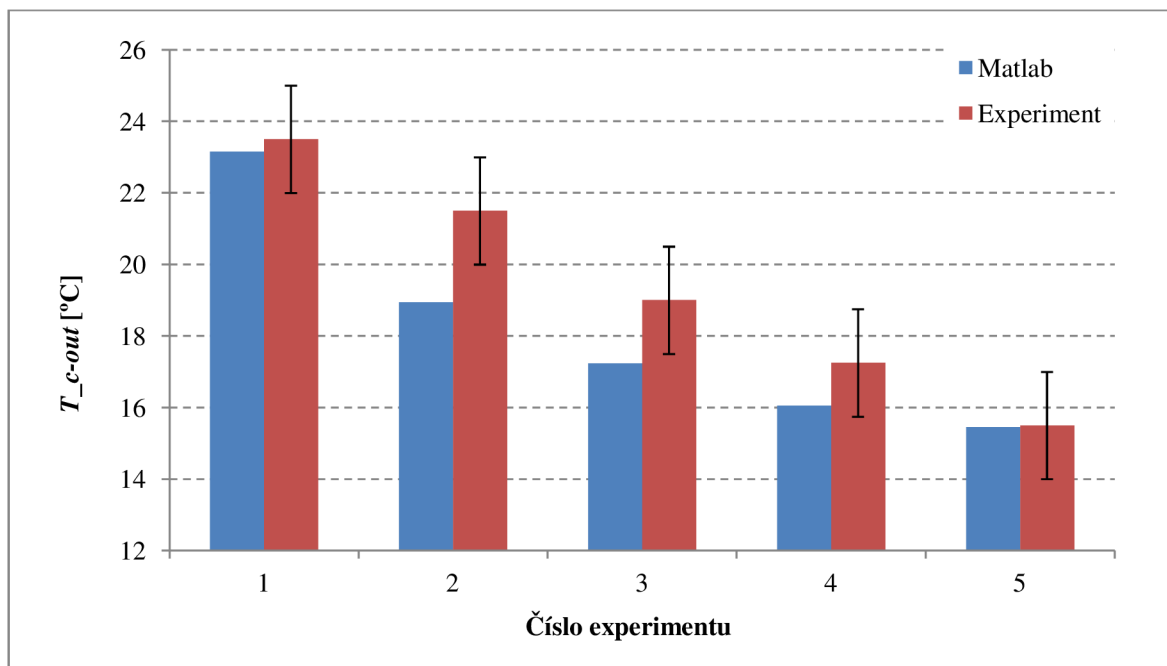
Protiproudé uspořádání						
-	Q_{y-h} [l/min]	Q_{y-c} [l/min]	T_{h-in} [°C]	T_{c-in} [°C]	T_{h-out} [°C]	T_{c-out} [°C]
Experiment 1	0,25	1,09	84,5	13,75	30	26
Matlab	0,25	1,09	84,5	13,75	34,82	25,09
Rozdíl 1	-	-	-	-	4,82 (8,8%)	-0,91 (-7,4%)
Experiment 2	0,25	1,75	84	12,5	26	21,25
Matlab	0,25	1,75	84	12,5	29,91	20,19
Rozdíl 2	-	-	-	-	3,91 (6,7%)	-1,06 (-12,1%)
Experiment 3	0,25	2,5	83,5	12,5	24	19
Matlab	0,25	2,5	83,5	12,5	26,16	18,21
Rozdíl 3	-	-	-	-	2,16 (2,2%)	-0,79 (-12,2%)
Experiment 4	0,25	3,5	85	12,5	22,5	17,5
Matlab	0,25	3,5	85	12,5	23,79	16,85
Rozdíl 4	-	-	-	-	1,29 (2,1%)	-0,65 (-13%)
Experiment 5	0,25	4,5	90	12,75	22,5	16,25
Matlab	0,25	4,5	90	12,75	22,96	16,46
Rozdíl 5	-	-	-	-	0,46 (0,7%)	0,21 (6%)
Experiment 6	0,49	1,09	78	13,75	45	29
Matlab	0,49	1,09	78	13,75	47,59	27,29
Rozdíl 6	-	-	-	-	2,59 (7,8%)	-1,71 (-11,2%)
Experiment 7	0,49	1,75	77	12	41	23,5
Matlab	0,49	1,75	77	12	42,38	21,61
Rozdíl 7	-	-	-	-	1,38 (3,8%)	-1,89 (-16,4%)
Experiment 8	0,49	2,5	79,5	12,5	38,5	21,5
Matlab	0,49	2,5	79,5	12,5	39,56	20,27
Rozdíl 8	-	-	-	-	1,06 (2,6%)	-1,23 (-13,7%)
Experiment 9	0,49	3,5	80	12	36	19
Matlab	0,49	3,5	80	12	36,18	18,09
Rozdíl 9	-	-	-	-	0,18 (0,4%)	-0,91 (-13%)
Experiment 10	0,49	4,5	77,5	12	34	16
Matlab	0,49	4,5	77,5	12	33,56	16,75
Rozdíl 10	-	-	-	-	-0,44 (-1%)	0,75 (-18,8%)
Průměrný rozdíl všech experimentů					1,7 (3,6%)	-0,82 (-12,4%)

Některé rozdíly pro T_{c-out} vyjádřené v procentech dosahují hodnot až 30%. Je to způsobeno malým rozsahem měřených vstupních a výstupních teplot, ze kterého je tento procentuální rozdíl počítán.

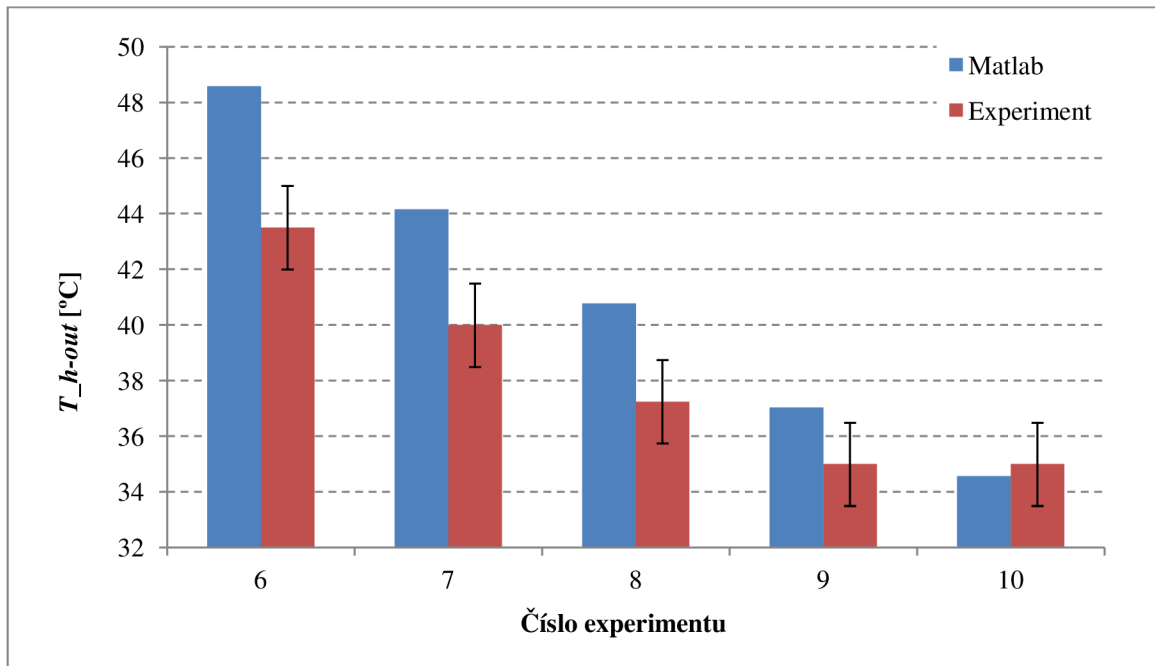
Pro přehlednější porovnání dosažených výsledků slouží sloupcové grafy na *Obrázkách 11-18*, které jsou sestaveny na základě *Tabulek 7 a 8*. Chybové úsečky vyjadřují celkovou chybu při měření termočlánkem E_{celk} . Hodnoty E_{celk} jsou dány především nepřesností termočlánku a pohybují se v rozmezí 1,5 - 1,51 °C.



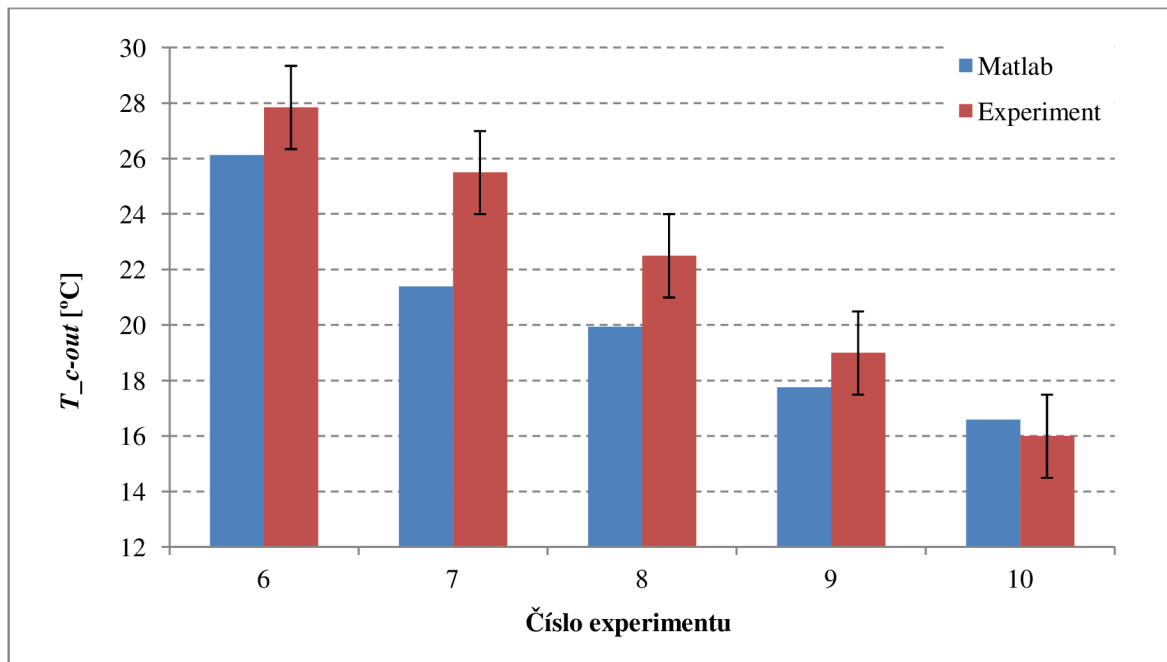
Obrázek 11: Hodnoty T_{h-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min



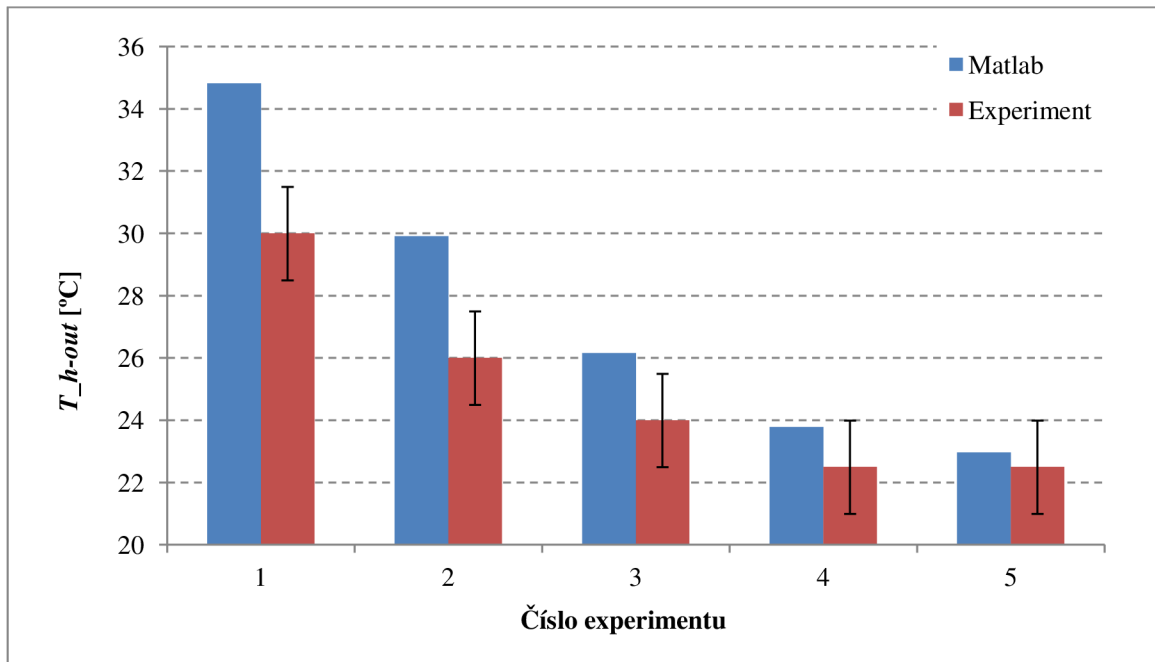
Obrázek 12: Hodnoty T_{c-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min



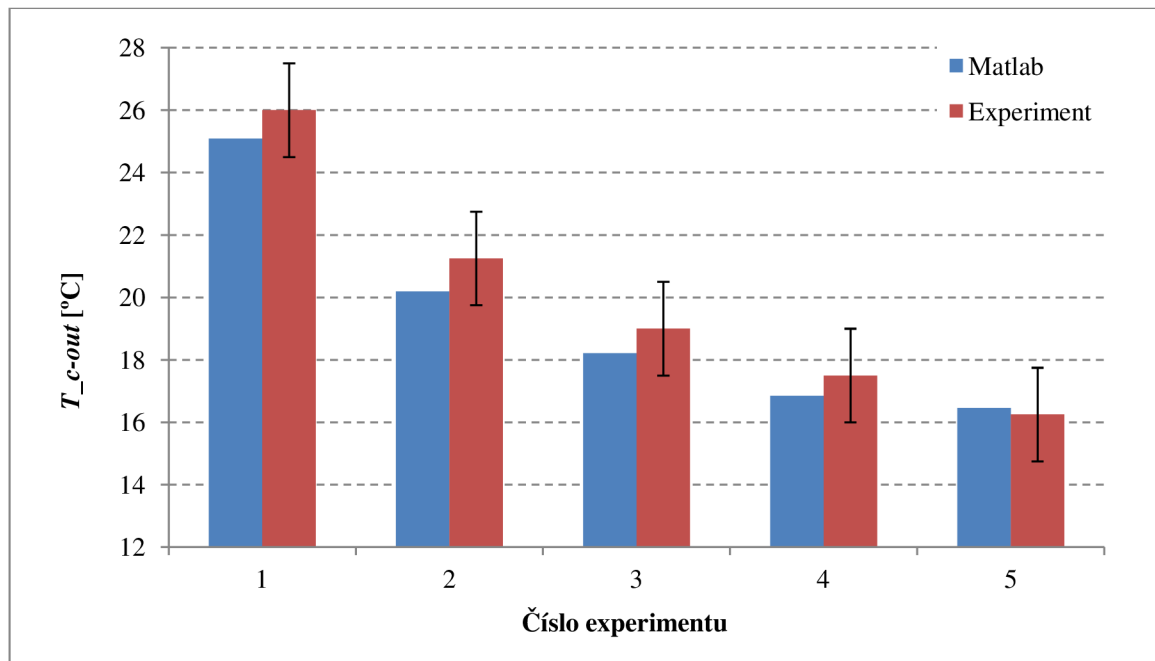
Obrázek 13: Hodnoty T_{h-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min



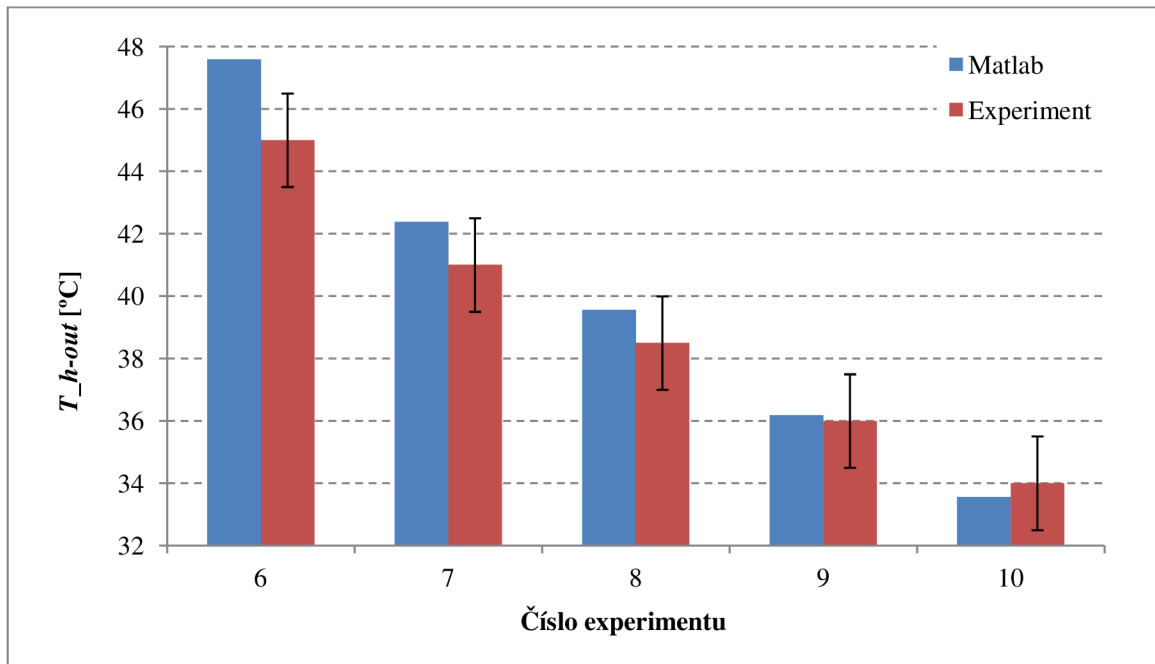
Obrázek 14: Hodnoty T_{c-out} pro souproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min



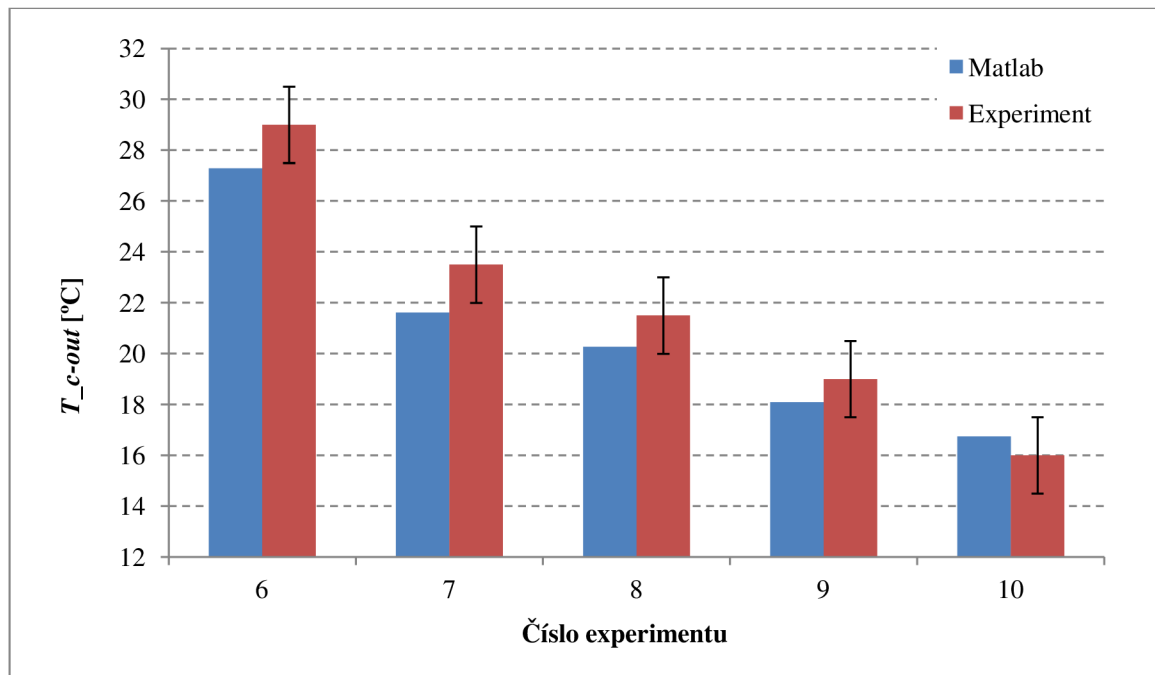
Obrázek 15: Hodnoty T_{h-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min



Obrázek 16: Hodnoty T_{c-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,25$ l/min



Obrázek 17: Hodnoty T_{h-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min



Obrázek 18: Hodnoty T_{c-out} pro protiproudý výměník - $Q_{v-h}=0,49$ l/min

7.2 Diskuze výsledků

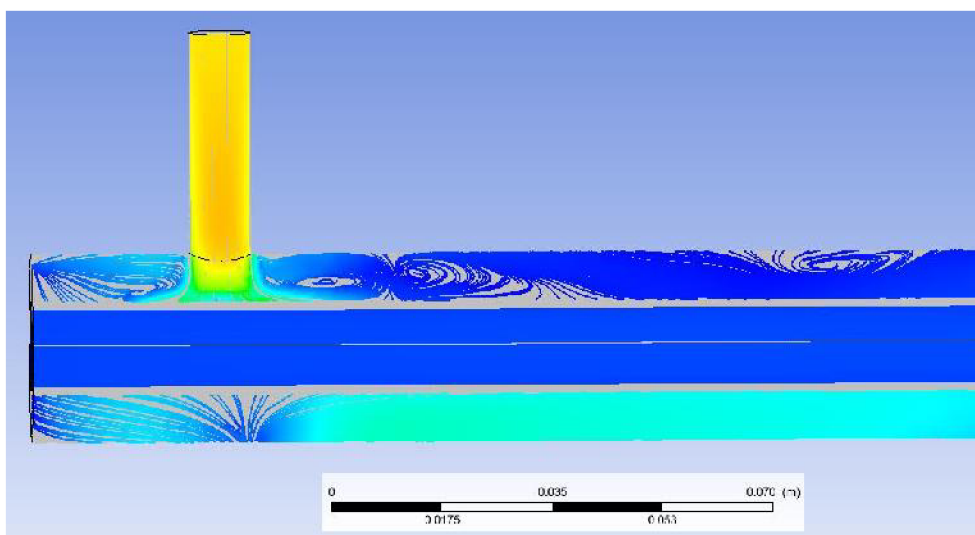
Z naměřených hodnot lze usoudit, že tepelný výměník předává teplo efektivněji než předpokládají výpočty. Z grafů na *Obrázcích 11-18* lze vysledovat, že rozdíl mezi hodnotami dosaženými při experimentu a vypočtenými hodnotami se zmenšuje při rostoucím průtoku chladicí vody Q_{v-c} . Rozdíly mezi výpočty a experimenty mohly být způsobeny jak nepřesností měření tak zjednodušujícími předpoklady uvedenými v kapitole č.4.2, tj.: tepelná kapacita vody c_v a součinitel tepelné vodivosti mědi jsou konstantní, k výměně tepla dochází pouze mezi teplonosnými médii (neuvažujeme ztráty do okolí) a prostory s proudící vodou jsou rovnoběžné.

Jelikož tepelná kapacita vody c_v se v teplotním rozmezí 12-86 °C mění v rozsahu 4188-4201 J kg⁻¹ K⁻¹ [12], bude příspěvek chyby tohoto zjednodušení minimální. Podobně je to i se součinitelem tepelné vodivosti mědi, kdy v tomto rozmezí teplot mění svojí hodnotu od 395 - 401 W m⁻¹ K⁻¹[13].

Aby se minimalizovaly ztráty tepla do okolí, je teplá voda vedena právě uprostřed Cu trubky a studená mezi Cu a PVC. Jelikož je stěna PVC trubky silná 5 mm, materiál je poměrně dobrý izolant a teplota studené chladicí vody se výrazně neliší od teploty okolí, bude výměna tepla s okolím minimální. Toto ale neplatí pro přívod teplé vody do měděné trubky. Tento přívod je znázorněn na *Obrázku 3*. Z obrázku je zřejmé, že z povrchu Cu trubky, která přesahuje přes PVC trubku, bude unikat teplo do okolí. Jelikož teplota vody se pohybuje kolem 80 °C a termočlánek měří 7 cm od okraje, je odhadováno ochlazení vody na tomto úseku asi o 1 °C, zvláště když průtoky teplé vody jsou nízké.

Tyto ztráty tepla do okolí potvrzují, že výstupní teplota teplé vody T_{h-out} je nižší než očekávaná. Nevysvětlují ale fakt, že teplota ohřívané vody je vyšší než vypočtená. Pokud by tedy měla platit rovnice tepelné bilance, dalo by se očekávat, že teplota chladicí vody bude nižší, protože k předání tepla nedošlo uvnitř výměníku, ale ještě před ním. Je tedy zřejmé, že pokud i přes ztráty do okolí je výstupní teplota chladicí vody vyšší než vypočtená, musí být tepelná výměna efektivnější než ta, která byla předpokládána.

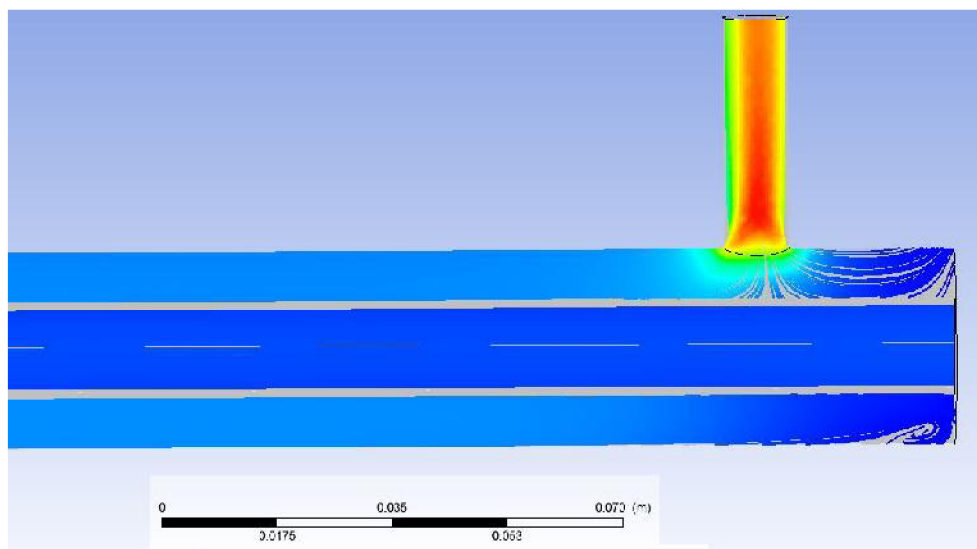
Jelikož byly při výpočtech pro zjednodušení předpokládány rovnoběžné prostory s proudící vodou, vzniklá odchylka mohla být způsobena při výpočtu charakterů proudění, který má přímý vliv na koeficient prostupu tepla. Průběh proudění vody v prvních 25 cm výměníku při průtoku 3 l/min byl nasimulován v programu ANSYS a je znázorněn na *Obrázku 19*:



Obrázek 19: Simulace proudění na vstupu výměníku v programu ANSYS

Z *Obrázku 19* je zřejmé, že charakter proudění v tomto úseku je turbulentní, a výrazně se liší od ustáleného přechodového proudění, které bylo pro tento případ uvažováno ve výpočtech. Díky turbulentnímu proudění bude hodnota Reynoldsova čísla větší a tím pádem i větší součinitel prostupu tepla na počátku tepelného výměníku. Tato závislost plyne z *rovníc 19 a 24*.

Průběh proudění studené vody na výstupu z výměníku je znázorněn na *Obrázku 20* a nevznikají při něm větší turbulence.



Obrázek 20: Simulace proudění na výstupu výměníku v programu ANSYS

Z *Obrázků 11-18* je také vidět, že s rostoucím průtokem chladicí vody se teplotní rozdíl mezi vypočtenými a naměřenými hodnotami zmenšuje, a při maximální průtoku 4,5 l/min jsou dokonce hodnoty T_{h-out} vyšší a T_{c-out} nižší než vypočtené.

Simulace v programu ANSYS byly provedeny nad rámec bakalářské práce, ve snaze o bližší pochopení dějů souvisejících s výměnou tepla v tepelném výměníku. Z důvodu nestability simulací ovšem nemohly být dokončeny. Nestabilita byla pravděpodobně způsobena omezeným počtem buněk v meshi, což je omezení pro studentské verze programu ANSYS.

Je nutno zdůraznit, že celé měření je zatíženo nepřesnostmi při měření teploty. Celková chyba při měření termočlánkem se pohybuje kolem 1,5 °.

8 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh, výpočet a zkonstruování tepelného výměníku pro účely výuky na pracovišti UEEN. Výměník může sloužit jako samostatná laboratorní úloha, eventuálně pro dochlazování chladicí vody tepelného čerpadla, které se nachází v solární laboratoři. Jelikož je vnější stěna výměníku průhledná, může být také využit jako názorná pomůcka při zkoumání proudění tekutin.

Úvodní část práce se zabývá významem tepelných výměníků v dnešním průmyslu, jejich nejčastějším použitím a rozdělením podle základních kritérií. Dále jsou uvedeny výchozí podmínky pro konstrukci tepelného výměníku spolu se zvoleným řešením zadání.

Další část se podrobněji věnuje výpočtům prostupu tepla a chování teplotnosných médií při průtoku výměníkem. Jsou uvedeny vztahy pro určení koeficientu prostupu tepla a metody pro výpočet výstupních teplot teplotnosných médií v závislosti na jejich průtoku pomocí metody -NTU. Při teoretických výpočtech byly uvažovány zjednodušující předpoklady, které zjednodušily postup výpočtů.

Dále je popsán postup konstrukce výměníku a jeho uspořádání. *Příloha B* obsahuje výkresy soustavy i všech částí, ze kterých je konstrukce sestavena. Konstrukce byla realizována z dostupného materiálu, to jest PVC a Cu trubek. Detailnější návrh a výkresy konstrukce výměníku byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional. Následuje popis použitých měřících přístrojů a přesný postup při proměrování vstupních a výstupních veličin tepelného výměníku.

V závěru práce jsou zkoumány rozdíly mezi teoreticky vypočtenými a naměřenými hodnotami. Bylo zjištěno, že pro nižší průtoky chladicí vody tepelný výměník předává teplo efektivněji než předpokládaly výpočty. Teprve pro vyšší průtoky chladicí vody se výpočty blíží k hodnotám získaným z experimentů. V závislosti na průtoku chladicí vody, tepelný výměník chladil vodu z teplot kolem 80°C na teplotu 22-45°C. Chladicí voda měla teplotu na vstupu cca 13°C. Rozdíl očekávaných a naměřených výstupních teplot teplejší vody T_{h-out} se pohybuje v rozmezí 0,18-4,82°C, pro výstupní teploty studené vody T_{c-out} se tyto rozdíly pohybují v mezích 0,21-4,11 °C.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] K čemu člověk energii potřebuje. <http://www.vitejtenazemi.cz/> [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=k_cemu_clovek_energii_potrebuje&site=energie
- [2] ADAMOVSÝ, Daniel. Výměníky tepla. <http://www.cvut.cz/> [online]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, 2011 [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>.
- [3] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.
- [4] JÍCHA, Miroslav. Přenostepla a látky. 1. vyd. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4
- [5] RAČEK, Jiří. TECHNICKÁ MECHANIKA: Mechanika tekutin a termomechanika. 5. vyd. Brno: VUT v Brně Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav elektroenergetiky: NOV PRESS, 2011. ISBN 978-80-214-4343-3.
- [6] LUDVÍK, Bejček, Miloslav ČEJKA, Jiří REZ, Eva GESCHIEDTOVÁ a Miloslav STEINBAUER. *Měření v elektrotechnice*.
- [7] ROTAMETR - plovákový průtokoměr. <Http://www.energonova.cz/> [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: http://www.energonova.cz/katalog/mer_mn_tep/ROTAMETR.htm
- [8] *Omegaeng.cz: HSTC série* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc.asp?ref=HSTC>
- [9] FRK, Martin, Ing., Ph.D. a Zdenka ROZSÍVALOVÁ. *Přehled, přesnost a citlivost teplotních senzorů v praxi* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.elektrorevue.cz/cz/download/prehled--presnost-a-citlivost-teplotnich-senzoru-v-praxi/>
- [10] Advantech: *Advantechproducts* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.advantech.com/products/1-2mlkno/usb-4718/mod_cb08e924-0165-46dd-8a50-0aebc79ea6c9
- [11] Nationalinstruments: *CalculatingThermocoupleMeasurementError in DMM/SwitchTemperatureMeasurement Systems* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.ni.com/tutorial/3075/en/>
- [12] VAXASOFTWARE: Heat capacityofliquidwaterfrom 0 °C to 100 °C [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.vaxasoftware.com/doc_eduen/qui/caloresph2o.pdf
- [13] Efunda: Thermalconductivityof copper [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.efunda.com/materials/elements/TC_Table.cfm?Element_ID=Cu

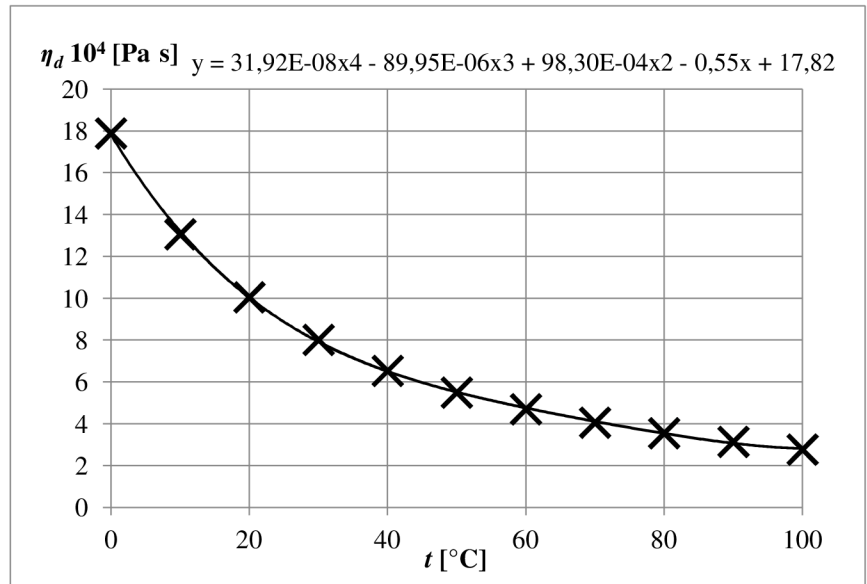
Příloha A

Vstupní hodnoty pro výpočty součinitele prostupu tepla

Dynamická viskozita vody

Závislost dynamické viskozity vody na teplotě [2]

t_v [°C]	η_d 10 ⁴ [Pa s]
0	17,89
10	13,06
20	10,05
30	8,02
40	6,53
50	5,50
60	4,70
70	4,06
80	3,56
90	3,15
100	2,78

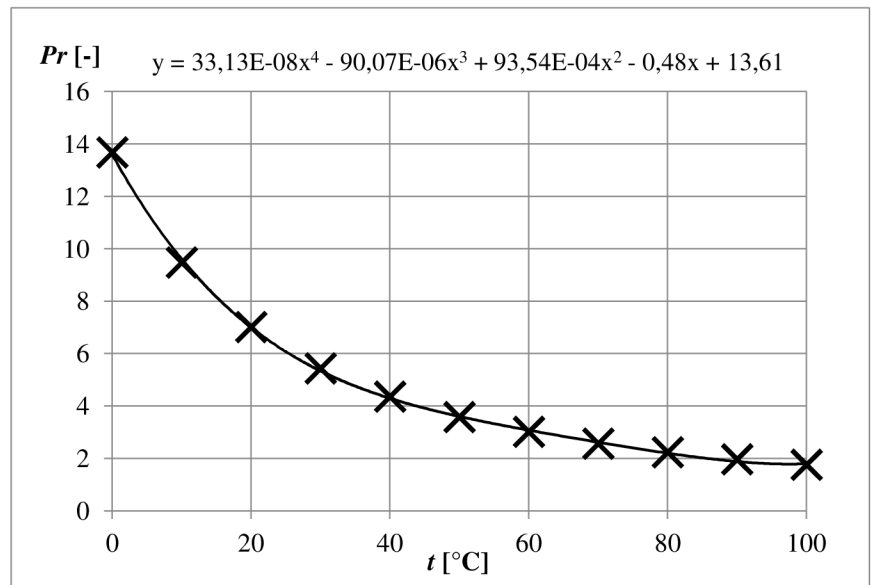


Závislost dynamické viskozity vody na teplotě

Prandtlovo číslo vody

Závislost Prandtlova čísla vody na teplotě [2]

t_v [°C]	Pr [-]
0	13,67
10	9,47
20	7,01
30	5,43
40	4,35
50	3,57
60	3,01
70	2,56
80	2,23
90	1,96
100	1,75

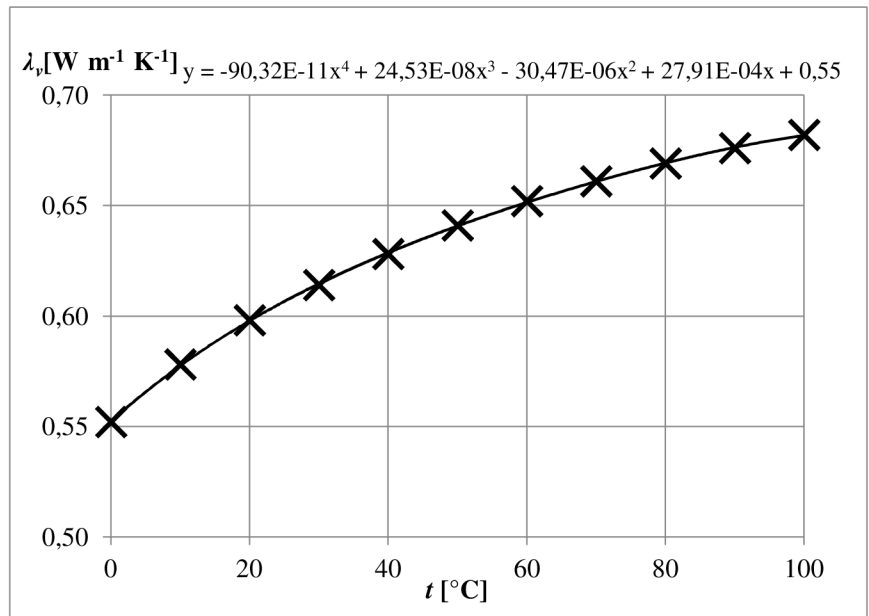


Závislost Prandtlova čísla vody na teplotě

Součinitel tepelné vodivosti vody

Závislost součinitele tepelné vodivosti vody na teplotě [2]

t_v [°C]	λ_v [W m ⁻¹ K ⁻¹]
0	0,552
10	0,578
20	0,598
30	0,614
40	0,628
50	0,641
60	0,652
70	0,661
80	0,669
90	0,676
100	0,682

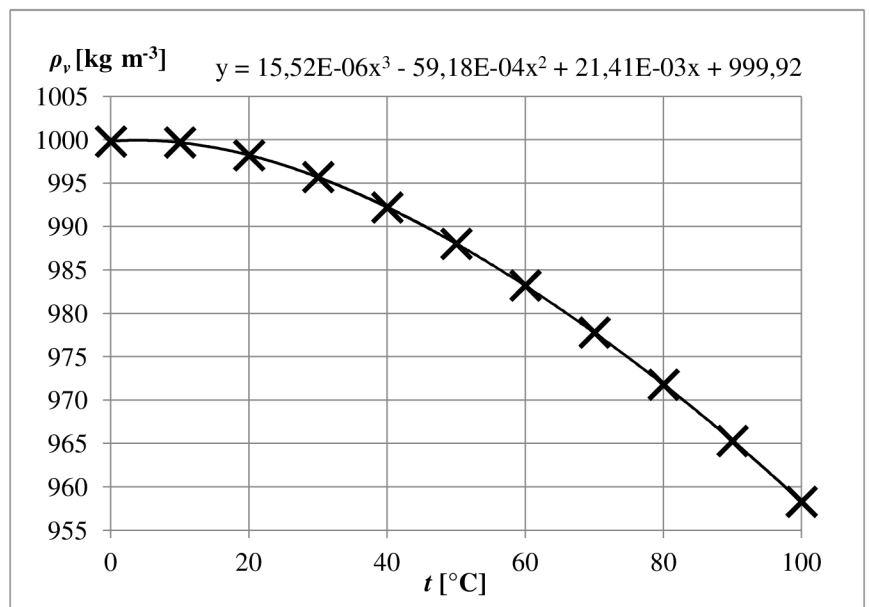


Závislost součinitele tepelné vodivosti vody na teplotě

Hustota vody

Závislost hustoty vody na teplotě [2]

t_v [°C]	ρ_v [kg m ⁻³]
0	999,8
10	999,7
20	998,2
30	995,7
40	992,2
50	988
60	983,2
70	977,8
80	971,8
90	965,3
100	958,3

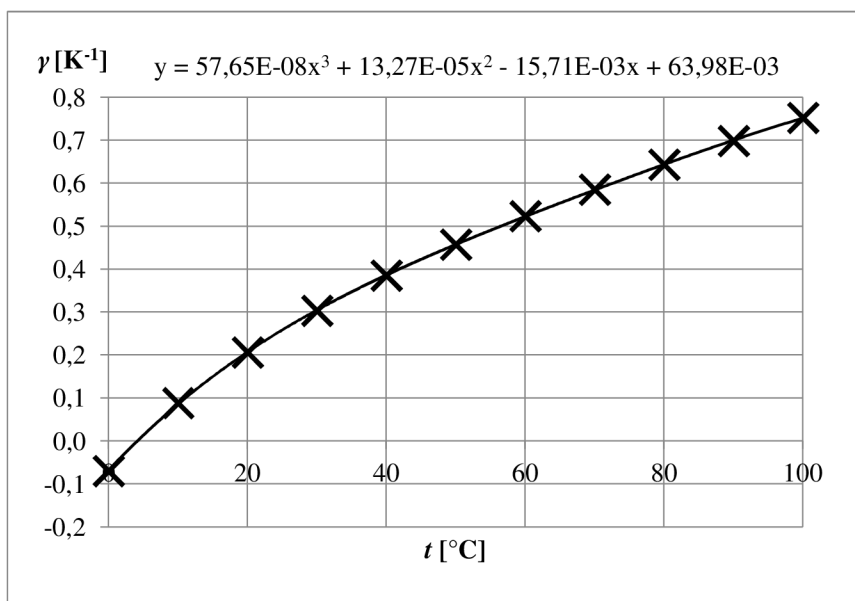


Závislost hustoty vody na teplotě

Teplotní součinitel objemové roztažnosti vody

Závislost součinitele objemové roztažnosti vody na teplotě [2]

t_v [°C]	$\gamma \cdot 10^3$ [K ⁻¹]
0	-0,07
10	0,088
20	0,206
30	0,303
40	0,385
50	0,457
60	0,523
70	0,585
80	0,643
90	0,698
100	0,752



Závislost součinitele obj. roztažnosti vody na teplotě

Příloha B

Výkresy tepelného výměníku

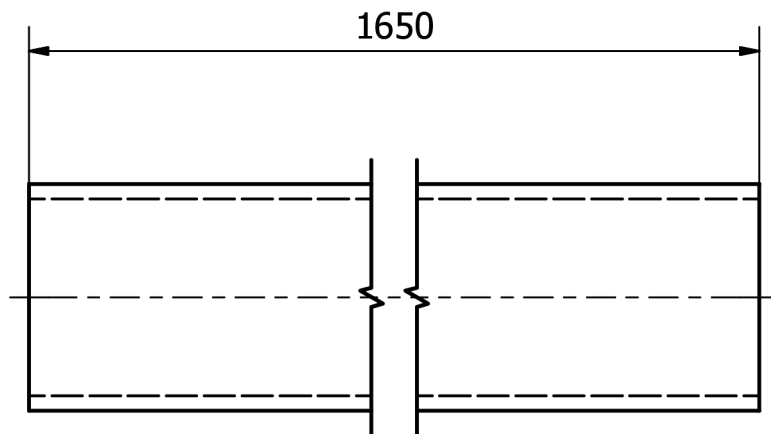
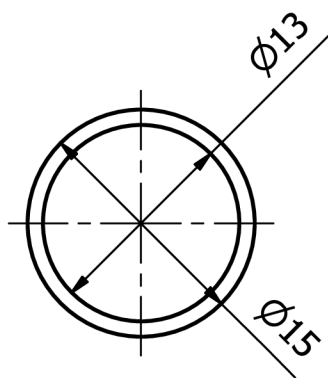
Výkres č.1 - CU trubka

Výkres č.2 - PVC trubka

Výkres č.3 - Plechová vzpěrka

Výkres č.4 - Válcová PVC zátka

Výkres č.5 - Tepelný výměník



Druh dokumentu: VÝKRES

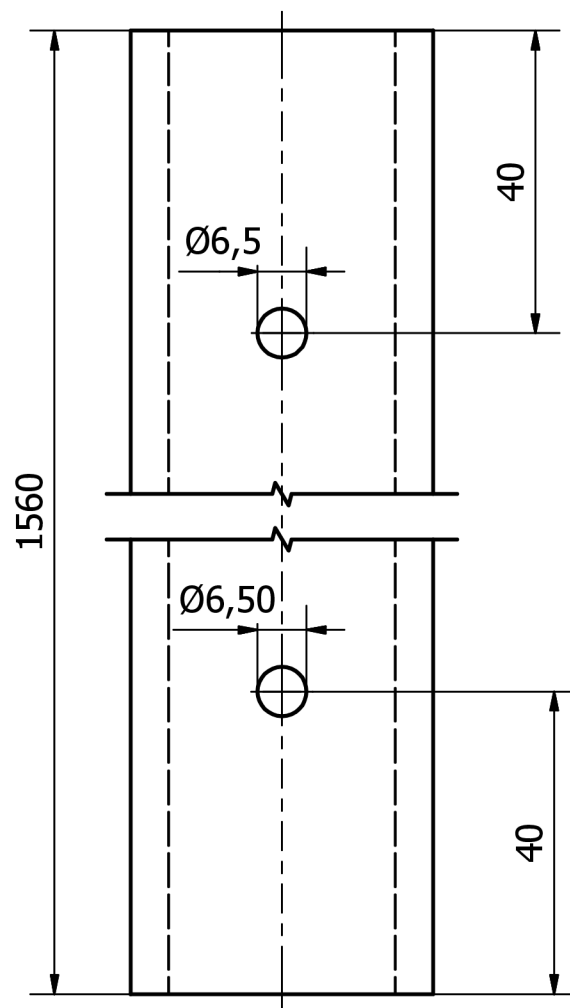
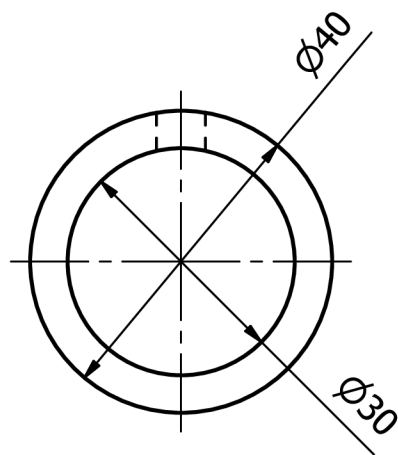
Název: CU TRUBKA

Kreslil: DANIEL TEOFIL

Číslo výkresu: 1/5

Datum: 11.5.2016

Měřítko: 2:1



Druh dokumentu: VÝKRES

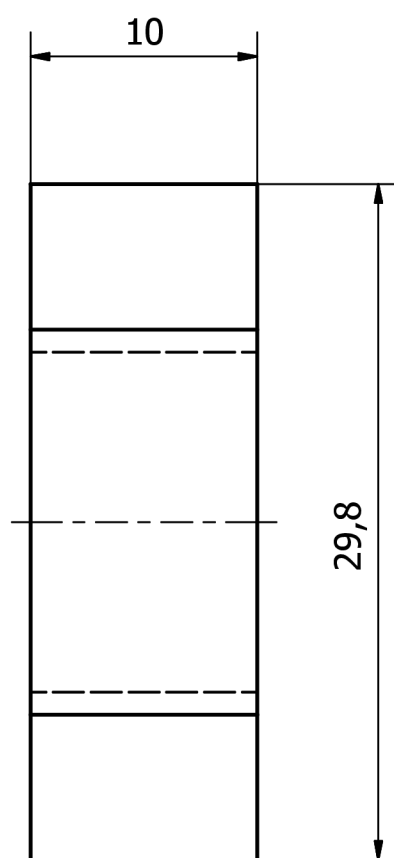
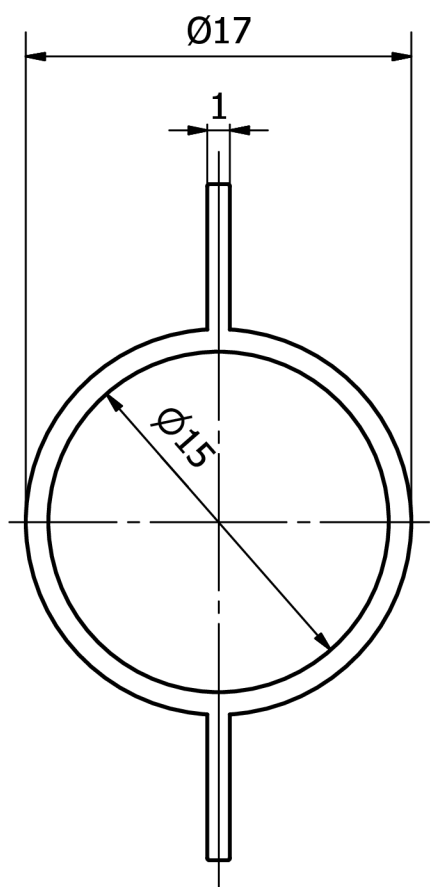
Název: PVC TRUBKA

Kreslil: DANIEL TEOFIL

Číslo výkesu: 2/5

Datum: 11.5.2016

Měřítko: 1:1



Druh dokumentu: VÝKRES

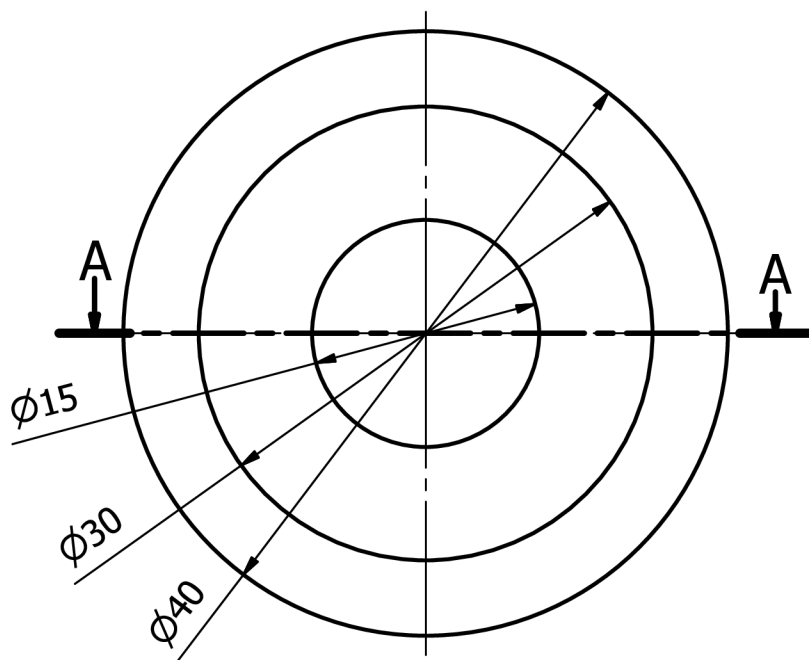
Název: PLECHOVÁ VZPĚRKA

Kreslil: DANIEL TEOFIL

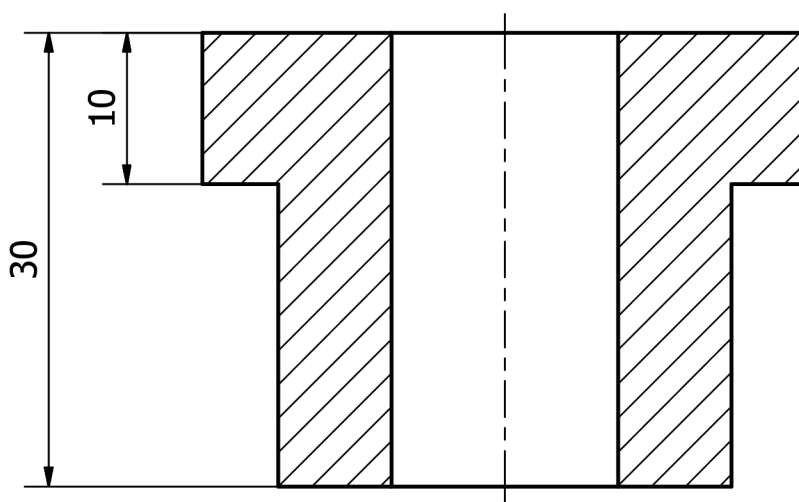
Číslo výkresu: 3/5

Datum: 11.5.2016

Měřítko: 3:1



A-A (2 : 1)



Druh dokumentu: VÝKRES

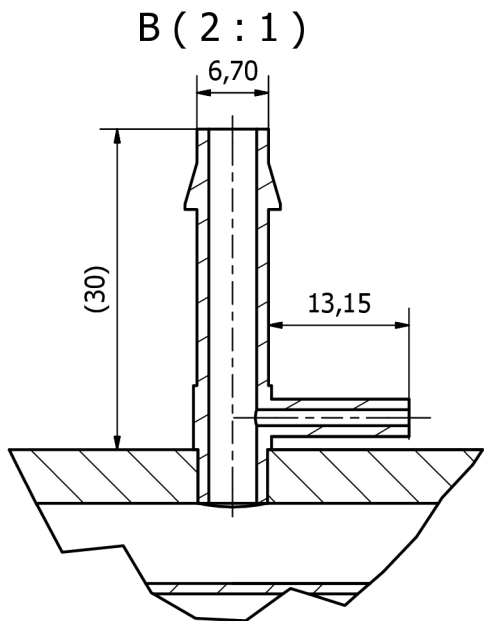
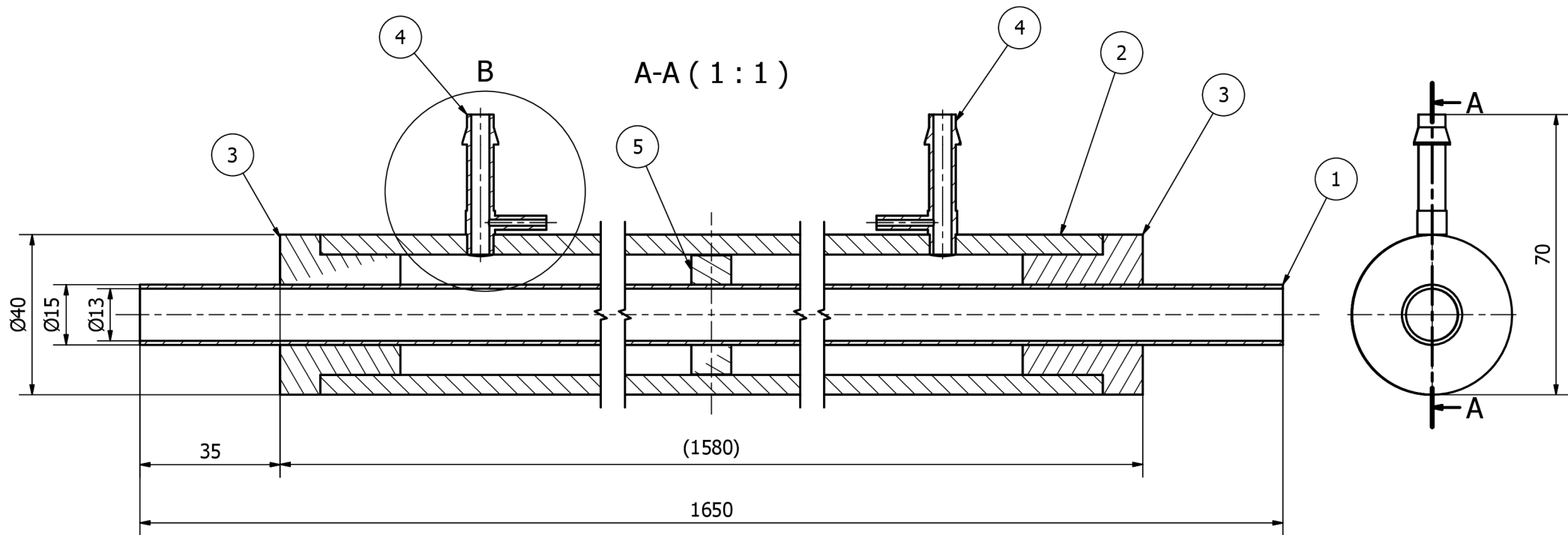
Název: VÁLCOVÁ PVC ZÁTKA

Kreslil: DANIEL TEOFIL

Číslo výkresu: 4/5

Datum: 11.5.2016

Měřítko: 2:1



KUSOVNÍK		
DÍL	POČET	NÁZEV
1	1	CU TRUBKA
2	1	PVC TRUBKA
3	2	VÁLCOVÁ PVC ZÁTKA
4	2	T-KUS
5	1	PLECHOVÁ VZPĚRKA

Druh dokumentu: SESTAVA	Název: TEPELNÝ VÝMĚNÍK
Kreslil: DANIEL TEOFIL	Číslo výkresu: 5/5
Datum: 11.5.2016	Měřítko: 1:1