FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky

Návrh křížoproudého výměníku

Design of cross-flow heat exchanger

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Michal CHAMRA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Sumara

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Chamra** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **437216**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh křížoproudého výměníku

Název bakalářské práce anglicky:

Design of cross-flow heat exchnager

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte řešerši na téma návrh křížoproudých výměníku a se zaměřením na používané kriteriální rovnice. Vyberte několik křížoproudých výměníků. Pro tyto výměníky proveďte výpočet jednoho pomocí vhodných kriteriálních rovnic. Pro křížoproudé výměníky, ke ketrým jsou dostupná experimentální data, proveďte porovnání návrhového výpočtu s experimentálními daty.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Zdeněk Sumara, ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.04.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.08.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: **26.10.2018**

Podpis vedoucí(ho) práce	Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

28.4.2017	
Datum převzetí zadání	Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci napsal samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů. Souhlasím se zapůjčováním práce a jejím zveřejňováním.

V Praze dne 14.08.2017 Michal Chamra

.....

Rád bych poděkoval Ing. Zdeňku Sumarovi za jeho odborné vedení a věcné rady a připomínky při tvorbě mé bakalářské práce.

Název práce:	Návrh křížoproudého výměníku	
Autor:	Michal Chamra	
Rok:	2017	
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství	
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový	
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky	
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Zdeněk Sumara	
E-mail vedoucího práce:	zdenek.sumara@fs.cvut.cz	
Bibliografické informace:	počet stran	50
	počet obrázků	28
	počet tabulek	11
	počet příloh	8

Abstrakt:
Cílem této bakalářské práce je shrnutí dosavadních poznatků o návrzích křížoproudých tepelných výměníků se zaměřením na používané kriteriální rovnice. Tyto kriteriální rovnice pak budou použity na analýzu konkrétního křížoproudého tepelného výměníku. Vypočtené hodnoty budou porovnány s experimentálními daty.
Klíčová slova: tepelný výměník, podobnostní čísla, kriteriální rovnice

---

Title:	Design of cross-flow heat exchanger	
Author:	Michal Chamra	
Year:	2017	
Department:	Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics	
Supervisor:	Ing. Zdeněk Sumara	
Supervisor's e-mail adress:	zdenek.sumara@fs.cvut.cz	
Bibliographic information:	number of pages	50
	number of images	28
	number of tables	11
	number of attachments	8

Abstract:
The goal of this bachelor thesis is creating summary of knowledge about crossflow heat exchangers design focusing on criterial equations. Those criteria equations will be used to analyze specific heat exchanger. Computed data will be compared with experimentally obtained data.
Keywords: heat exchanger, characteristic numbers, criteria equations

Obsah

Seznam použitých zkratek a symbolů 7
1 Úvod 9
2 Teorie tepelných výměníků 10
2.1 Mechanismy přenosu tepla v křížoproudých tepelných výměnících 10
2.1.1 Kondukce 10
2.1.2 Konvekce 11
2.2 Podobnostní čísla 12
2.3 Metody výpočtu tepelného výkonu výměníků 15
2.3.1 Metoda Ɛ-NTU 15
2.3.2 Metoda P-NTU 16
2.3.3 Metoda středního logaritmického teplotního spádu 16
3 Kriteriální rovnice pro konkrétní výměníky 18
3.1 Deskožebrový výměník 18
3.3 Vícepatrový deskožebrový výměník 25
4 Analýza a výpočet konkrétního výměníku 30
4.1 Geometrie výměníku 30
4.2 Výpočet konkrétního proudění výměníkem 32
4.3 Vyhodnocení naměřených a vypočtených dat 37
5 Závěr práce 42
6 Seznam použité literatury 43
7 Seznam obrázků 44
8 Seznam tabulek 45
9 Seznam příloh 45
10 Přílohy 46

Seznam použitých zkratek a symbolů

a	$\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{s}^{-1}$	Součinitel teplotní vodivosti
A	m^2	Teplosměnná plocha
c_p	$\mathrm{J} \cdot \mathrm{kg}^{-1} \cdot \mathrm{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
C	$\mathrm{W} \cdot \mathrm{K}^{-}$	Tok tepelné kapacity
C^*	bezrozměrné	Poměr toků tepelných kapacit pro ε-NTU
$\mathrm{D_h}$	m	Hydraulický průměr
G	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Hmotnostní tok plochou
h	$\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-2} \cdot \mathrm{K}^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
j	bezrozměrné	Colburnův j-faktor
k	$\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{K}^{-1}$	Tepelná vodivost
$\mathrm{L_{char}}$	m	Charakteristický rozměr
L_{hy}^{+}	bezrozměrné	Bezrozměrná hydrodynamická vzdálenost
L_{th}^{*}	bezrozměrné	Bezrozměrná tepelná vzdálenost
m	m^{-1}	Parametr žebrování
q	$\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-2}$	Hustota tepelného toku
$\vec{\mathrm{q}}$	$\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-2}$	Vektor hustoty tepelného toku
$\dot{\mathrm{Q}}$	W	Tepelný tok, míra sdílení tepla, tepelný výkon
NTU	bezrozměrné	Bezrozměrné vyjádření tepepelného výkonu
Nu	bezrozměrné	Nusseltovo číslo
Pr	bezrozměrné	Prandtlovo číslo
R	bezrozměrné	Poměr toků tepelných kapacit pro P-NTU
Re	bezrozměrné	Reynoldsovo číslo
St	bezrozměrné	Stantnovo číslo
t	°C	Teplota
T	K	Termodynamická teplota
T^*	bezrozměrné	Bezrozměrná teplota
$\Delta \mathrm{T_{ln}}$	K	Střední logaritmický teplotní spád
y^*	bezrozměrné	Bezrozměrná vzdálenost
z_{hy}^{+}	bezrozměrné	Bezrozměrná hydrodynamická vstupní kritická vzdálenost
z_{th}^{*}	bezrozměrné	Bezrozměrná termickávstupní kritická vzdálenost

Řecká písmena

α	m^2/m^3	Kompaktnost výměníku
β	m^2/m^3	Hustota teplosměnné plochy
Δ	bezrozměrné	Velikost relativní chyby
ε	bezrozměrné	Efektivita ε-NTU
η	bezrozměrné	Efektivita
μ	$Pa \cdot s$	Dynamická viskozita
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota
σ	bezrozměrné	Pórovitost výměníku
ϕ	bezrozměrné	Štíhlostní poměr

Dolní indexy

c	ohřívané médium
cond	konduktivní
conv	konvektivní
f	tekutina
fin,f	žebrování
h	ohřívací médium
i	na vstupu do výměníku
in	vnitřní
o	na výstupu z výměníku
out	vnější
s	stěna
∞	rychlost/teplota volného proudění

Další zkratky a symboly mohou být definovány i v průběhu textu. Jedná se zejména o dané rozměry, které se pojí s konkrétní geometrií.

1 Úvod

Tepelné výměníky jsou používány v nesčetném množství inženýrských aplikací. Takřka denně přicházíme všichni do kontaktu s nějakou specifickou aplikací tepelného výměníku. Ať už to je vytápění domácnosti, chladnička, klimatizační jednotka restaurace, či mezichladič turbodmychadla automobilu.

K návrhu tepelných výměníků je potřeba teoretický základ přenosu tepla. Tím se zabývá první část této práce. Ta dále i ukazuje několik používaných metod při termodynamickém návrhu výměníků.

Existuje nepřeberné množství možných geometrií tepelných výměníků. Tato práce se bude zabývat několika vybranými uspořádáními křížoproudých výměníků. Pro několik konkrétních geometrií křížoproudých výměníků budou sestaveny kriteriální rovnice výpočtu přestupu tepla. Dále pak bude analyzována geometrie tak, aby se podle této práce daly takovéto výměníky z termodynamického hlediska navrhnout.

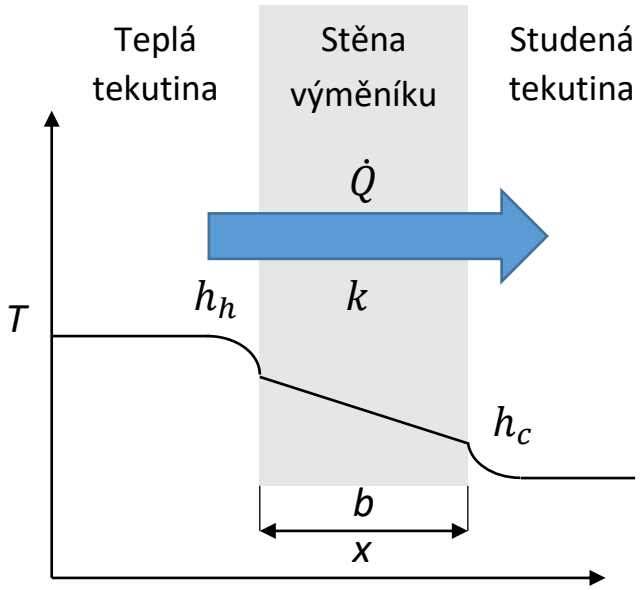
V praktické části pak bude proveden výpočet konkrétního výměníku pomocí různých kriteriálních rovnic. Tyto vypočtené hodnoty budou porovnány s experimentálními daty pro různé průtoky tekutin výměníkem. Podle těchto dat bude možné určit vhodnou kriteriální rovnici pro návrh tohoto výměníku.

2 Teorie tepelných výměníků

Podle Thulukkanama se tepelným výměníkem rozumí zařízení, které přenáší energii mezi dvěma, či více tekutinami, mezi povrchem pevné látky a tekutinou za předpokladu, že jsou teploty tekutin různé, tudíž, že je mezi nimi nějaký teplotní rozdíl. [1]

2.1 Mechanismy přenosu tepla v křížoproudých tepelných výměnících

Teplo v tepelných výměnících, které obvykle tvoří 2 tekutiny oddělené stěnou, se nejprve přenáší z teplé tekutiny na pevnou stěnu, v té je vedeno kondukcí a ze stěny do studené tekutiny je přenášeno opět konvekcí. Vliv radiace se obvykle neuvažuje, jelikož její význam při běžných teplotách v tepelných výměnících, je zanedbatelný. [2]



OBR. 1:PRŮBĚH TEPLOTY VE VÝMĚNÍKU S ROVINNOU STĚNOU TLOUŠŤKY B

2.1.1 Kondukce

Kondukce, česky vedení tepla, je přenos energie interakcemi mezi částicemi látky s vyšší kinetickou energií a částicemi s kinetickou energií nižší. Ke kondukci dochází u pevných látek, tekutin i plynů. Míra kondukce závisí jednak na rozdílu teplot v médiu, materiálu média, či geometrických charakteristikách. Toto popisuje pro stacionární vedení Fourierův zákon vedení tepla. [3]

Tepelná vodivost *k* ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) je schopnost materiálu vést teplo. Jedná se o materiálovou konstantu, která se však mění s tpelotou. Vedení formuloval roku 1822 J. B. Fourier. Tato rovnice vypadá pro izotropní materiál následovně [3]:

$$\vec{q} = -k \cdot grad\, T = \ [W \cdot m^{-2}] \tag{1}$$

Pro jednosměrné vedení tepla ve směru *y* lze formulovat Fourierův zákon jako [3]:

$$q = -k \cdot \frac{dT}{dy} = [W \cdot m^{-2}] \tag{2}$$

Fourierův zákon vedení tepla lze formulovat i pro anizotropní materiály, to však nejsou běžné materiály, ze kterých by se skládaly tepelné výměníky. [3]

2.1.2 Konvekce

Pojmem konvekce se rozumí mechanismus sdílení tepla prouděním tekutiny. Rozlišujeme konvekci nucenou a konvekci volnou. Volná konvekce je způsobená rozdílem hustoty tekutiny (ten vzniká díky rozdílu teplot), zatímco k nucené konvekcí dochází za působení vnějších vlivů (např. čerpadla, či ventilátoru). Ve své práci se budu zabývat pouze konvekcí nucenou. [2]

Základním pojmem u konvekce je součinitel přestupu tepla *h* ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$). Ten označuje míru přenosu tepla mezi plochou stěny a mezi tekutinou vztaženou na jednotku plochy a teplotní rozdíl.[2]

Tento součinitel vystupuje v empirickém vztahu formulovaném roku 1701 Newtonem známým jako *Newtonův ochlazovací zákon*. Ten je však lepší chápat jako definici součinitele přestupu tepla, než jako fyzikální zákon. [3]

$$q = h(T_\infty - T_s) = \ [W \cdot m^{-2}] \tag{3}$$

Na rozdíl od tepelné vodivosti se však nejedná o materiálovou konstantu, ale o součinitel, který je závislý na mnoha parametrech, jako např. charakteristický rozměr, kinematická, či dynamická viskozita, tepelná vodivost tekutiny, měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku a za konstantního objemu a mnoho dalších parametrů (viz. 2.2). [4]

$$h = h\big(L_{char}, \nu, k_f, c_p \ldots\big) = [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \tag{4}$$

Je zřejmé, že součinitel přestupu tepla by bylo velice obtížné určit, jelikož je závislý na tolika parametrech. Proto se k jeho výpočtu využívá teorie fyzikální podobnosti. [4]

Součinitel prostupu tepla *U*

Jelikož přenos tepla v tepelných výměnících zahrnuje konvekci i kondukci (v zanedbatelné míře i radiaci), došlo k zavedení *celkového součinitele prostupu tepla U* ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$). Ten zahrnuje konvektivní přestup tepla mezi tekutinou a stěnou a zároveň vliv vedení tepla stěnou, či vícero stěnami. [2]

Pro prostup rovinnou stěnou tloušťce *b*, tepelné vodivosti *k* a o součinitelích přestupu tepla h_h a h_c lze vypočítat součinitel prostupu tepla *U* následovně:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_h \cdot A} + \frac{b}{k \cdot A} + \frac{1}{h_C \cdot A} \tag{5}$$

Celkový tepelný tok plochou *A* bude pro souproudé a protiproudé uspořádání toku:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \ = [W], \tag{6}$$

kde ΔT_{ln} je střední logaritmický teplotní rozdíl.

2.2 Podobnostní čísla

Jak již bylo zmíněno dříve, výpočty konvektivního přenosu tepla se z důvodu značného počtu neznámých neobejdou bez bezrozměrných podobnostních čísel. [2]

Nusseltovo číslo

Nusseltovo číslo, pojmenované podle Wilhelma Nusselta, je bezrozměrný poměr mezi konvektivním a konduktivním přenosem tepla tekutiny. Ze znalosti Nusseltova čísla lze zjistit součinitel přestupu tepla mezi tekutinou a stěnou, tudíž se jedná o velice důležitý parametr pří výpočtu přenosu tepla. [2]

$$Nu = \frac{[konvektivní\ přenos\ tepla]}{[konduktivní\ přenos\ tepla]} = \frac{h \cdot L_{char}}{k_f} \tag{7}$$

Nusseltovo číslo je funkcí Prandtlova čísla. Zároveň pro volnou konvekci je funkcí Grashofova čísla, pro nucenou konvekci funkcí Reynoldsova čísla. [4]

Pro nucenou konvekci. $Nu = Nu(Pr, Re)$.

Pro volnou konvekci: $Nu = Nu(Pr, Gr)$.

Definováním bezrozměrné teploty T^* a bezrozměrné vzdálenosti od stěny y^*a následným porovnáním konvektivního a konduktivního přenosu tepla v tekutině lze vyjádřit *Nu*. [2,6]

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s}, \qquad y^* = \frac{y}{L} \tag{8,9}$$

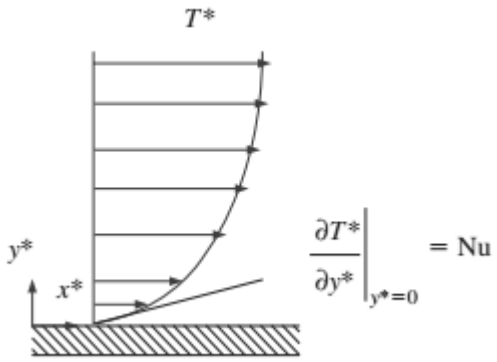
$$q_{conv} = q_{cond} \tag{10}$$

$$h \cdot (T_s - T_\infty) = -k_f \cdot \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} \tag{11}$$

$$h = \frac{-k_f}{T_s - T_\infty} \cdot \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = \frac{-k_f \cdot (T_\infty - T_s)}{L \cdot (T_s - T_\infty)} \cdot \left.\frac{\partial T^*}{\partial y^*}\right|_{y^*=0} = \frac{k_f}{L} \cdot \left.\frac{\partial T^*}{\partial y^*}\right|_{y^*=0} \tag{12}$$

Nu je následně vyjádřeno jako bezrozměrný gradient teploty. Je však evidentní, že se jedná o bezrozměrné vyjádření součinitele přestupu tepla. [2,6]

$$Nu = \left.\frac{\partial T^*}{\partial y^*}\right|_{y^*=0} \tag{13}$$



OBR. 2: ZNAZORNĚNÍ *NU* [2]

Korelační vztah pro výpočet Nusseltova čísla bývá často uváděn ve tvaru $Nu = c \cdot Pr^m \cdot Re^n$. Konstanty *c, m* a *n* bývají stanovovány experimentálně pro konkrétní obor platnosti (rozsah *Re*, *Pr,* geometrie proudění). [2,6]

Ze znalosti Nusseltova čísla již lze vypočítat součinitel přestupu tepla jako:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{L_{char}}. \tag{14}$$

Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo, pojmenované po Osbournu Reynoldsovi, je základním podobnostním číslem mechaniky tekutin. Dává do poměru setrvačné síly s vazkými silami v proudící tekutině. Při nízkých hodnotách Re proudí tekutina v jednotlivých vrstvách, proudění je tedy laminární. Při vysokých Re dochází v tekutině k náhodným a rychlým fluktuacím, proudění je turbulentní. [2]

$$Re = \frac{[setrvačné\ síly]}{[vazké\ síly]} = \frac{u_\infty \cdot L_{char}}{\nu} \tag{15}$$

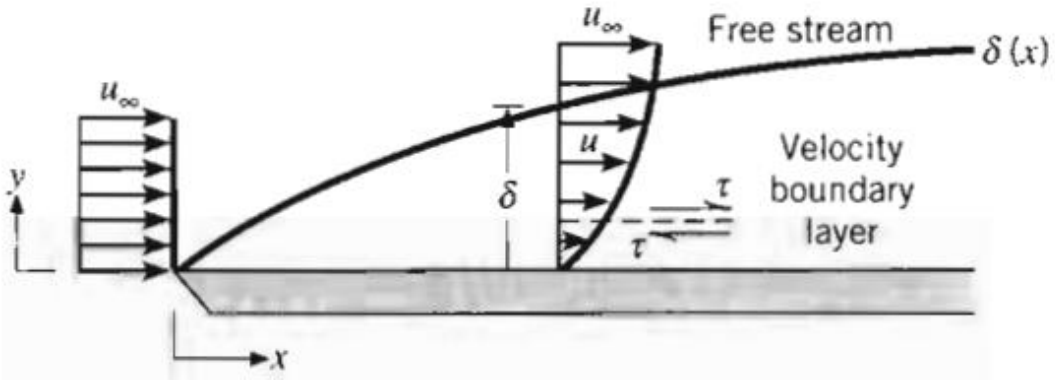
Hodnota Reynoldsova čísla, při kterém se proudění stane turbulentní se nazývá *kritické Reynoldsovo číslo* (Re_k). Jeho hodnota se mění s charakteristickým průtočným anebo obtékaným rozměrem. [2]

Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo je bezrozměrný poměr mezi velikostí vazké mezní vrstvy a velikostí termické mezní vrstvy. [2]

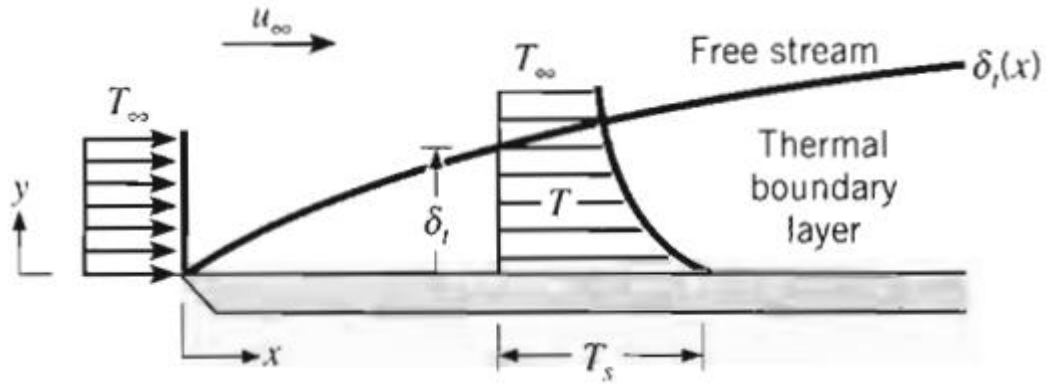
$$Pr = \frac{[hydraulická\ mezní\ vrstva]}{[termická\ mezní\ vrstva]} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{k_f} \tag{16}$$

Hodnota δ je nazývána tloušťka mezní vrstvy. Ta bývá definována jako vzdálenost ve směru *y* kde platí $u = 0{,}99 \cdot u_\infty$.



OBR. 3: VAZKÁ MEZNÍ VRSTVA, [5]

Analogicky jako vazká mezní vrstva je definována i mezní vrstva termická. Její tloušťka, δ_t, bývá definována jako vzdálenost od stěny ve směru osy *y* kde platí $\frac{T_S - T}{T_S - T_\infty} = 0{,}99$.



OBR. 4: TERMICKÁ MEZNÍ VRSTVA, [5]

Stantnovo číslo

Stantnovo číslo je bezrozměrné vyjádření poměru konvektivního přenosu tepla do tekutiny a toku tepelné kapacity. [6]

$$St = \frac{[přestup\ tepla]}{[tok\ tepelé\ kapacity\ tekutiny]} = \frac{h}{G \cdot c_p} = \frac{h}{u_\infty \cdot \rho \cdot c_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \tag{17}$$

Colburnův *j*-faktor

Colburnův *j*-faktor je modifikací Stantnova čísla. Využívá se pro stanovení součinitele přestupu tepla u kompaktních tepelných výměníků. [6]

$$j = St \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re} \tag{18}$$

2.3 Metody výpočtu tepelného výkonu výměníků

2.3.1 Metoda Ɛ-NTU

Metoda ε-NTU spočívá ve spočtení celkového tepelného toku z teplého do ochlazovaného média za pomocí účinnosti tepelného výměníku ε.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot \left(T_{h,i} - T_{c,i}\right) = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot \Delta T_{max} \tag{19}$$

Účinnost ε je bezrozměrný parametr závislý na C^*, NTU a uspořádání toku.

$$\varepsilon = f(NTU, C^*, uspořádání\ toku) \tag{20}$$

ε může být rovněž definováno jako skutečný tepelný výkon výměníku $\dot{Q}$ ku maximálně možnému tepelnému výkonu $\dot{Q}_{max}$ podle druhého zákonu termodynamiky.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \tag{21}$$

C^*je poměr toku tepelných kapacit obou médií. Vždy se jedná o poměr menšího ku většímu toku tepelných kapacit.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_{min}}{\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_{max}} \leq 1 \tag{22}$$

NTU, z anglického *Number of transfer units,* je bezrozměrná veličina označující bezrozměrný „výkon“ nebo bezrozměrný „tepelný tok“.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \tag{23}$$

Výpočtové vztahy pro výpočet ε, popřípadě grafické znázornění pro odečtení ε z diagramu, lze najít v literatuře [1,7], liší se však podle uspořádání toku kanálků. Zde bude uvedeno dělení toků křížoproudých výměníků podle Shaha a Seuliče. Pro každý z těchto možných případů toku uvádí jiné rovnice pro výpočet efektivnosti ε. [7]

Tok *mixed – mixed*:
Toto uspořádání znamená, že ani jedna z tekutin neteče v kanálcích ani trubkách.

Tok *mixed – unmixed*:
Jeden z toků teče skrz tokové kanálky nebo v trubkách, druhý z toků neprotéká žádným z kanálků.

Tok *unmixed – unmixed*:
Oba dva toky protékají tokovými kanálky.

2.3.2 Metoda P-NTU

V této metodě je tepelný tok vyjádřen následující rovnici, ve které figurují parametry P_1 a P_2. Jedná se o bezrozměrnou tepelnou efektivitu tekutin. Na rozdíl od metody Ɛ-NTU se zde neužívá značení *min* a *max,* ale používá se zde značení čísly, tedy 1 a 2. Dále zde vystupuje ΔT_{max}, jedná se maximální teplotní rozdíl obou tekutin. Ten je na vstupu do výměníku. [7]

$$\dot{Q} = P_1 \cdot C_1 \cdot \Delta T_{max} = P_2 \cdot C_2 \cdot \Delta T_{max} \quad (24)$$

$$\Delta T_{max} = T_{h,i} - T_{c,i} = |T_{1,i} - T_{2,i}| \quad (25)$$

Rovněž zde operují poměry toků tepelných kapacit R_1 a R_2.

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2}, \qquad R_2 = \frac{C_2}{C_1} \quad (26,27)$$

Parametry P_1, respektive P_2, lze vyjádřit pro konkrétní uspořádání toku jako funkce příslušných poměrů tepelných kapacit a NTU příslušné tekutiny.

$$P_1 = f(NTU_1, R_1, Uspořáání\ toku), \qquad P_2 = f(NTU_2, R_2, Uspořáání\ toku) \quad (28,29)$$

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} = P_2 \cdot R_2, \qquad P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} = P_1 \cdot R_1 \quad (30,31)$$

NTU pro příslušné tekutiny lze vyjádřit stejně, jako u Ɛ-NTU, jen s tím rozdílem, že se vyjadřuje pro každou tekutinu zvlášť, nikoliv pouze pro kapacitu s C_{min}.

$$NTU_1 = \frac{U \cdot A}{C_1}, \qquad NTU_2 = \frac{U \cdot A}{C_2} \quad (32,33)$$

Lze rovněž najít i vztah mezi metodami oběma zmíněnými NTU metodami. To lze využít při kombinování více metod při návrhu výměníku.

$$P_1 = \frac{C_{min}}{C_1} \cdot \varepsilon, \qquad P_2 = \frac{C_{min}}{C_2} \cdot \varepsilon \quad (34,35)$$

2.3.3 Metoda středního logaritmického teplotního spádu

Jedná se o základní metodu návrhu protiproudých (a souproudých) výměníků, která může být použita i pro výměníky se složitějším než rovnoběžným uspořádáním toku. [1]

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{skut} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ln} \quad (36)$$

$$F = \frac{\Delta T_{skut}}{\Delta T_{ln}} \quad (37)$$

Oproti návrhu protiproudého výměníku zde navíc vystupuje bezrozměrný faktor *F*. Tento faktor je závislý na mnoha proměných. Obvyklá hodnota pro křížoproudé výměníky se pohybuje okolo $F = 0{,}7$. [1]

Hodnotu faktoru *F* lze vypočítat pomocí ε a C^* z metody Ɛ-NTU následovně:

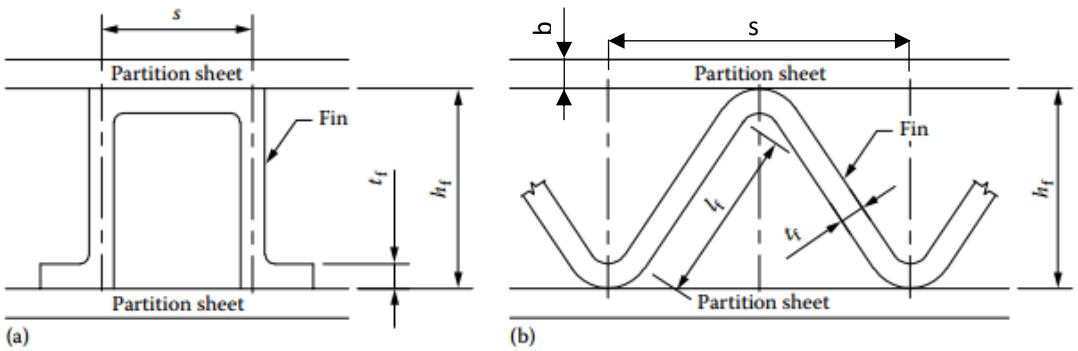
$$F = \frac{1}{(1 - C^*) \cdot NTU} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon \cdot C^*}{1 - \varepsilon}\right) \ldots pro\ C^* \neq 1 \quad (38)$$

$$F = \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon) \cdot NTU} \ldots pro\ C^* = 1. \quad (39)$$

3 Kriteriální rovnice pro konkrétní výměníky

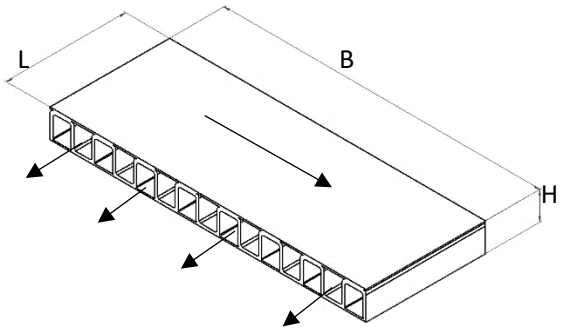
3.1 Deskožebrový výměník

Žebrování v deskožebrových výměnících může mít různý profil. Běžně mívá tvar trojúhelníkový anebo obdélníkový. Tyto výměníky mohou být pouze jednopatrové (viz. Obr. 5) anebo více patrové.



OBR. 5: ŘEZ DESKOŽEBROVÝM VÝMĚNÍKEM, A) OBDÉLNÍKOVÝ PRŮŘEZ ŽEBROVÁNÍM, B) TROJÚHELNÍKOVÝ PRŮŘEZ ŽEBROVÁNÍM [1]

Níže sestavené rovnice budou pro křížoproudý výměník jednopatrový a pro obě varianty na Obr. 5, tedy s obdélníkovým a trojúhelníkovým žebrováním.



OBR. 6: ROZMĚRY DESKOŽEBOVÉHO VÝMĚNÍKU S NAZNAČENÍM SMĚRŮ PROUDĚNÍ

Dodatečné rozměry výměníku:

Délka výměníku	L
Šířka výměníku	$B = n \cdot s$
Počet žeber	n
Tloušťka žebra	t_f

Určení součinitele přestupu tepla mezi výměníkem a vnějškem

K tomuto využiji kriteriální rovnice pro přestup tepla při obtékání tenké desky. V tomto případě je charakteristickým rozměrem (Hydraulickým průměrem) šířka výměníku B [9]:

$$Re = \frac{u_\infty \cdot B}{\nu} \tag{40}$$

Nusseltovo číslo lze vypočítat pro $Pr > 0{,}6$ v závislosti na druhu proudění následovně [9]:

Laminární proudění:	Turbulentní proudění:	
$Re \leq 5 \cdot 10^5$	$Re > 5 \cdot 10^5$	
$Nu = 0{,}332 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	$Nu = 0{,}0296 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{3}{5}}$	(41,42)

Z Nusseltova čísla lze již snadno vypočítat součinitel přestupu tepla mezi výměníkem a vně proudící tekutinou (viz podobnostní čísla). Charakteristickým rozměrem je v tomto případě délka proudění po desce, tedy šířka výměníku ($L_{char} = B$).

$$Nu = \frac{h_{out} \cdot L_{char}}{k_s} => h_{out} = \frac{Nu \cdot k_s}{B} \tag{43}$$

Určení součinitele přestupu tepla mezi uvnitř proudící tekutinou a výměníkem bude zmíněn podle Thulukkanama. Jako první je třeba spočítat hydraulický průměr, následně Reynoldsovo číslo (viz Podobnostní čísla). [1]

$$D_h = L_{char} = \frac{2 \cdot s \cdot h_f}{s + h_f} \tag{44}$$

Pro $Re \leq 1000$ $$j = 0{,}483 \cdot \left(\frac{l_f}{D_h}\right)^{-0{,}162} \cdot \left(\frac{s}{h_f}\right)^{-0{,}184} \cdot Re^{-0{,}536} \tag{45}$$

Pro $Re \geq 2000$ $$j = 0{,}242 \cdot \left(\frac{l_f}{D_h}\right)^{-0{,}322} \cdot \left(\frac{t_f}{D_h}\right)^{0{,}089} \cdot Re^{-0{,}368} \tag{46}$$

Ze znalosti Colburnova j-faktoru lze vypočítat Nusseltovo číslo.

$$j = \frac{Nu}{Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re} => Nu = j \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re \tag{47}$$

Následně pak z Nusseltova čísla lze vypočítat součinitel přestupu tepla.

$$Nu = \frac{h_{in} \cdot L_{char}}{k_s} => h_{in} = \frac{Nu \cdot k_s}{L_{char}} \tag{48}$$

Pro určení **součinitele prostupu tepla** je třeba vypočítat parametry pojící se s žebrováním. Proto jsou zavedeny další parametry.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_{out} \cdot A} + \frac{b}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{in} \cdot A_{in} \cdot \eta_o} => U = \frac{1}{\frac{1}{h_{out}} + \frac{b}{k_s} + \frac{1}{h_{in} \cdot \eta_0} \cdot \frac{A}{A_{in}}} \tag{49}$$

Teplosměnná plocha mezi vnějším prouděním a výměníkem: $A = L \cdot B$ (50)

Pro obdélníkové žebrování dále platí (a):

Teplosměnná plocha žebra: $A_f = L \cdot \left[2 \cdot \left(h_f - t_f\right) + s\right]$ (51)

Celková teplosměnná plocha na jedno žebro: $A_{in} = L \cdot 2 \cdot \left[\left(h_f - t_f\right) + s\right]$ (52)

Poměr ploch $\frac{A_f}{A_{in}}$: $\frac{A_f}{A_{in}} = \frac{2 \cdot (h_f - t_f) + s}{2 \cdot (h_f - t_f + s)}$ (53)

Pro trojúhelníkové žebrování platí (b):

Teplosměnná plocha žebra: $A_f = 2 \cdot l_f$ (54)

Celková teplosměnná plocha na jedno žebro: $A_{in} = 2 \cdot \left(l_f + s\right)$ (55)

Poměr ploch $\frac{A_f}{A_{in}}$: $\frac{A_f}{A_{in}} = \frac{l_f}{l_f + s}$ (56)

Výpočet celkové povrchové účinnosti žebrování (η_o) je podle Shaha a Sekuliče následovný [7]:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_{in}} \cdot \left(1 - \eta_{fin}\right) \quad (57)$$

Výpočet účinnosti žebrování η_{fin} se spočítá z parametru žebrování *m* a rozměru žebrování, daným parametrem *l*, který se liší pro zvolené druhy žebrování [1]. Jedná se však o přibližnou polovinu výšky jednoho žebra.

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} \quad (58)$$

Obdélníkové žebrování (a): $l = \frac{h_f}{2} - t_f$

Trojúhelníkové žebrování (b): $l = \frac{l_f}{2}$ (59,60)

Parametr žebrování *m* [1,7]:

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_{in}}{k_f \cdot t_f}\right)^{\frac{1}{2}} = [m^{-1}] \quad (61)$$

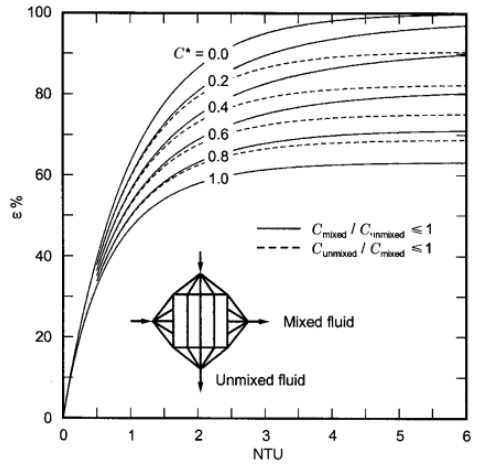
Dále se jíž může vypočítat NTU pro konkrétní parametry toku, toky tepelných kapacit a jejich poměr C^*.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}, \quad C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_{min}}{\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_{max}} \quad (62,63)$$

Jedná se o výměník typu *mixed-unmixed* (viz. 2.3.1). Proudění uvnitř výměníku protéká tokovými kanálky (unmixed), vnější proudění není ničím dělené (mixed). Účinnost ε pro metodu ε-NTU pro uspořádání *mixed-unmixed* lze vypočítat dle Shaha a Sekuliče [7] následovně anebo určit z diagramu (Obr. 7):

Pokud je $C_{in} = C_{max}$: $$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{C^*}\{1 - exp[-C^* NTU]\}\right) \quad (64)$$

Pokud je $C_{in} = C_{min}$: $$\varepsilon = \frac{1}{C^*}(1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\} \quad (65)$$



OBR. 7: PARAMETRICKÉ ZNÁZORNĚNÍ ÚČINNOSTI PRO RŮZNÁ C* V ZÁVISLOSTI NA NTU [7]

Dále se již vypočte tepelný výkon (viz 2.3.1):

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{c,in}) \quad (66)$$

Teploty na výstupu se spočtou upravením rovnice výpočtu tepelného výkonu [7]:

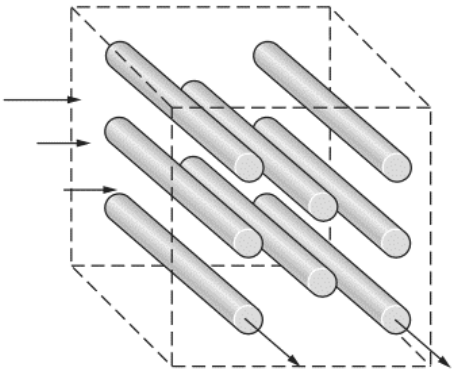
$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad (67)$$

$$C_c \cdot (t_{c,out} - t_{c,in}) = C_h \cdot (t_{h,in} - t_{h,out}) = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{c,in}) \quad (68)$$

$$t_{c,out} = t_{c,in} + \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_c} \quad (69)$$

$$t_{h,out} = t_{h,in} - \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_h} \quad (70)$$

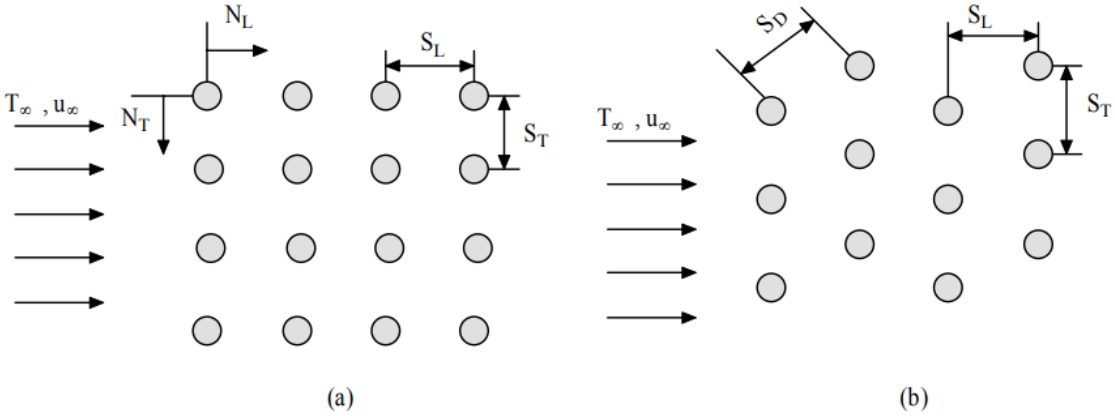
3.2 Trubkový výměník



Křížoproudých trubkových výměníků existuje velké množství. Schematicky je proudění v jednom takovém výměníku ukázáno na Obr. 8. Jedna tekutina proudí v trubkách o vnitřním průměru D_i a kolmo na ně proudí druhá tekutina [2, 7].

Uspořádání trubek ve výměníku je vícero. V této kapitole uvedu dvě: uspořádání trubek v řadě a uspořádání stupňovité. Obojí uspořádání je na Obr. 9.

OBR. 8: TRUBKOVÝ KŘÍŽOPROUDÝ VÝĚNÍK, [2]



OBR. 9: ROZMĚRY SVAZKU TRUBEK, A) TRUBKY ZAROVNANÉ V ŘADÁCH, B) STUPŇOVITÉ USPOŘÁDÁNÍ [9]

Geometrické parametry výměníku:

D_i Vnitřní průměr trubek

D_o Vnější průměr trubek

S_T Příčná vzdálenost os trubek

S_L Vzdálenost trubek ve směru vnějšího proudění

$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$ Diagonální vzdálenost trubek, pro trubky v řadě platí $S_D = S_L$

l Délka trubek, na které probíhá tepelná výměna

L Délka výměníku ve směru vnějšího proudění

H Výška výměníku kolmá na směr vnějšího proudění

n_1 Počet trubek v jednom řádku

n Celkový počet trubek ve výměníku

Výpočet D_h podle Thulukkanama [1] pro **uspořádání trubek v řade**:

Minimální průtočná plocha: $$A_o = (S_T - D_o) \cdot n_t \cdot l \quad (71)$$

Celková teplosměnná plocha vztažená na D_o: $$A = \pi \cdot D_o \cdot l \cdot n \quad (72)$$

Hydraulický průměr: $$D_h = \frac{4 \cdot A_o \cdot L}{A} \quad (73)$$

Výpočet D_h podle Thulukkanama [1] pro **stupňovité uspořádání trubek**:

Minimální průtočná plocha: $$A_o = \left[\left(\frac{H}{S_T} - 1\right) \cdot z + (S_T - D_o)\right] \cdot l \quad (74)$$

Parametr *z:*

$$z = 2x \ldots . 2x < 2y \qquad z = 2y \ldots . 2y < 2x \quad (75,76)$$

$$2x = S_T - D_o \qquad 2y = 2 \cdot (S_D - D_o) \quad (77,78)$$

Celková teplosměnná plocha A a hydraulický průměr D_h se vypočtou již stejně, jako v případě trubek zarovnaných v řadách.

Výpočet maximální rychlosti u_{max} [9]:

Pro případ trubek zarovnaných v řadách:

$$u_{max} = u_\infty \left(\frac{S_T}{S_T - D_o}\right) \quad (79)$$

Pro případ stupňovitého zarovnání trubek [9]:

$$u_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} \cdot u_\infty \ldots S_D > \frac{S_T + D_o}{2} \quad (80)$$

$$u_{max} = \frac{0{,}5 \cdot S_T}{S_D - D_o} \cdot u_\infty \ldots S_D \leq \frac{S_T + D_o}{2} \quad (81)$$

Nyní lze již vypočítat Reynoldsovo číslo pro vnější proudění.

$$Re = \frac{u_{max} \cdot D_h}{\nu} \quad (82)$$

Pro různé hodnoty *Re* uvádí materiály z Káhirské Technické University následující vztah společně s tabulkou příslušných koeficientů (Tabulka 1). Pr_s je Prandtlovo číslo, jež je počítáno s materiálovými charakteristikami pro teplotu trubek na jejich vnějším povrchu. Ostatní parametry jsou dopočítávány pro průměrnou teplotu mezi vstupem a výstupem z výměníku [9].

$$Nu = c \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^p \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0{,}25} \quad (83)$$

Pr_S je Prandtlovo číslo, jež je počítáno s materiálovými charakteristikami pro teplotu trubek na jejich vnějším povrchu. Ostatní parametry jsou dopočítávány pro průměrnou teplotu mezi vstupem a výstupem z výměníku.

TABULKA 1: KOEFICIENTY PRO VÝPOČET NUSSELTOVA ČÍSLA TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU [9]

Rozsah Re	Uspořádání trubek v řadách (a)				Stupňovité uspořádání (b)			
	c	m	n	P	c	m	N	P
1 ÷ 500	0,9	0,4	0,36	0	1,04	0,4	0,36	0
500 ÷ 1000	0,52	0,5	0,36	0	0,71	0,5	0,36	0
$1000 \div 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,36	0	0,35	0,6	0,36	0,2
$2 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6$	0,033	0,8	0,4	0	0,031	0,8	0,36	0,2

Ze znalosti *Nu* se již vypočte součinitel přestupu tepla mezi trubkou a vně proudící tekutinou.

$$h_o = \frac{Nu \cdot k_s}{D_o} \tag{84}$$

TABULKA 2: KRITERIÁLNÍ ROVNICE PRO VÝPOČET NUSSELTOVA ČÍSLA PRO PROUDĚNÍ V KRUHOVÉ TRUBCE PODLE CENGELA [2]

Korelace	Omezení	
Nu=3,66 *Nu=4,36*	Konstantní povrchová teplota Konstantní tepelný tok	Plně vyvinutý laminární tok $Pr \geq 0{,}6$
$Nu = 3{,}66 + \frac{0{,}065\left(\frac{D_i}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0{,}04 \cdot \left[\left(\frac{D_i}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right]^{\frac{2}{3}}}$	Vyvíjející se laminární profil	$Pr \geq 0{,}6$ $Re < 2000$
$Nu = 1{,}86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_{in}}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_s}\right)^{0{,}14}$	μ_f počítáno z teploty tekutiny μ_s počítáno z teploty stěny	$Pr \geq 0{,}6$ $Re < 2000$
$Nu = 0{,}023 \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	Pro plně rozvinutý profil turbulentního proudění	$0{,}7 \leq Pr \leq 160$ $Re > 10000$
$Nu = 0{,}023 \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^{n}$	$n = 0{,}3\ldots$ pro ochlazování $n = 0{,}4\ldots$ pro ohřívání	$0{,}7 \leq Pr \leq 160$ $Re > 10000$

Pozn.: Charakteristická teplota je vždy $t_{char} = \frac{1}{2}(t_{in} + t_{out})$, není-li uvedeno jinak.

Součinitel přestupu tepla mezi trubkou a uvnitř trubky proudící tekutinou se vypočte podle některého ze vztahů uvedeného výše (Tabulka 2) podle konkrétních parametrů proudění. Charakteristický rozměr je pro všechny případy vnitřní průměr trubek ($L_{char} = D_h = D_i$). [1,9] Vzhledem k faktu, že teplosměnná plocha se u kruhového průřezu trubky mění s průměrem, vztahuje se součinitel prostupu tepla vždy ke konkrétnímu průměru. Níže je uveden vztah pro součinitel prostupu tepla vztažený ke vnitřnímu průměru trubek. [2,7]

$$U_i = \left(\frac{1}{h_i \cdot} + \frac{D_i \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \frac{D_0}{D_i}} \right)^{-1} \tag{85}$$

Nyní se již postupuje jako v případě deskožebrového výměníku, tj. výpočet NTU, jednotlivých toků tepelných kapacit a jejich poměr. Jelikož byl součinitel prostupu tepla vztažen na vnitřní průměr trubek, tak teplosměnná plocha, se kterou se počítá je právě vnitřní povrch trubek.

$$A_i = n \cdot \pi \cdot D_i \cdot l \qquad NTU = \frac{U_i \cdot A_i}{C_{min}} \tag{86,87}$$

Stejně jako v případě jednopatrového deskožebrového výměníku (3.1) se jedná o křížoproudý výměník typu *mixed-unmixed*. Tok potrubím je v tomto případě *unmixed*, vnější tok *mixed.* Účinnost ε tedy lze určit ze stejného diagramu jako v předchozím případě (Obr. 7) nebo z níže uvedených rovnic.

Pokud je $C_{in} = C_{max}$: $$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{C^*}\{1 - exp[-C^* NTU]\}\right) \quad (88)$$

Pokud je $C_{in} = C_{min}$: $$\varepsilon = \frac{1}{C^*}(1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\} \quad (89)$$

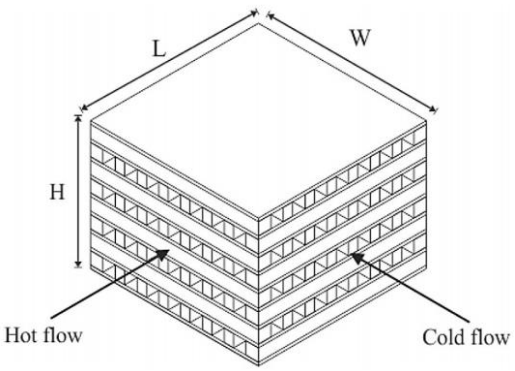
$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{c,in}) \quad (90)$$

$$t_{c,out} = t_{c,in} + \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_c}, t_{h,out} = t_{h,in} - \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_h} \quad (91,92)$$

3.3 Vícepatrový deskožebrový výměník

Zde uvedený výměník se skládá z několika pater kanálků. V sousedících patrech jsou vždy směry kanálků na sebe kolmé (viz. Obr. 10). Jeden ze směrů kanálků je určen vždy pro ochlazovanou tekutinu (hot flow), kolmý směr pak pro ohřívanou tekutinu (cold flow). Kanálky v jednotlivých patrech jsou děleny přepážkami. Patra jsou vždy mezi sebou dělena tenkou deskou. Analýzou výměníku tohoto typu se bude zabývat i praktická část práce (kapitola 4).

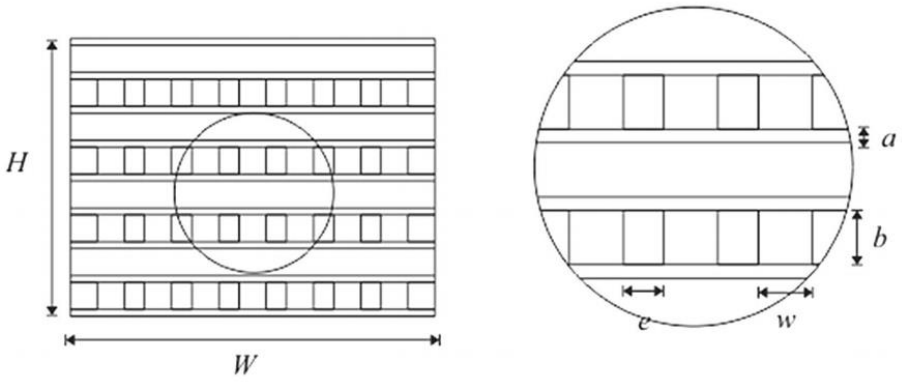
Rozměry výměníku:	Délka výměníku:	L
	Šířka výměníku:	W
	Výška výměníku:	H
	Výška kanálků:	*b*
	Šířka kanálků:	*w*
	Šířka dělené mezery mezi kanálky:	*e*
	Tloušťka desky mezi vrstvami kanálků:	*a*



OBR. 10: SCHÉMA VÝMĚNÍKU S ROZMĚRY [8]

Hydraulický průměr kanálků:

$$D_{h,h} = \frac{4 \cdot [\text{průtočná plocha kanálku}]}{[\text{obvod kanálku}]} = \frac{4 \cdot w_h \cdot b_h}{2 \cdot (w_h + b_h)} \qquad D_{h,c} = \frac{2 \cdot w_c \cdot b_c}{(w_c + b_c)} \quad (93,94)$$



OBR. 11: OBECNÉ ROZMĚRY VÝMĚNÍKU [8]

Hustota teplosměnné plochy β je definována jako poměr mezi celkovou teplosměnnou plochou jedné řady kanálků a objemem jednoho patra výměníku. [7, 8]

$$\beta_h = \frac{2 \cdot (w_h + b_h) \cdot W \cdot n_h}{b_h \cdot L \cdot W} \quad \beta_c = \frac{2 \cdot (w_c + b_c) \cdot L \cdot n_c}{b_c \cdot W \cdot L} \tag{95,96}$$

Kompaktnost výměníku α udává poměr mezi teplosměnnou plochou výměníku a objemem výměníku. [7,8]

$$\alpha_h = \frac{b_h \cdot \beta_h}{b_c + b_h + 2 \cdot a} \quad \alpha_c = \frac{b_c \cdot \beta_c}{b_c + b_h + 2 \cdot a} \tag{97,98}$$

Z kompaktnosti výměníku lze vypočítat celkovou teplosměnnou plochu pro každou tekutinu A_{tot}.[7,8]

$$\alpha_h = \frac{A_{tot,h}}{V} => A_{tot,h} = \alpha_h \cdot V = \alpha_h \cdot L \cdot W \cdot H \tag{99}$$

$$\alpha_c = \frac{A_{tot,c}}{V} => A_{tot,c} = \alpha_c \cdot V = \alpha_c \cdot L \cdot W \cdot H \tag{100}$$

Pórovitost výměníku udává poměr mezi průtočnou plochou kanálků a celkovou čelní plochou výměníku. Pórovitost lze vyjádřit i následovně [7,8]:

$$\sigma_h = \frac{\alpha_h \cdot D_{h,h}}{4} \quad \sigma_c = \frac{\alpha_c \cdot D_{h,c}}{4} \tag{101,102}$$

Z pórovitosti lze vypočítat celkovou průtočnou plochu jednotlivých tekutin následovně. [7,8]

$$\sigma_h = \frac{A_{free,h}}{W \cdot H} => A_{free,h} = \sigma_h \cdot W \cdot H \tag{103}$$

$$\sigma_c = \frac{A_{free,c}}{L \cdot H} => A_{free,c} = \sigma_c \cdot W \cdot H \tag{104}$$

Reynoldsovo číslo pro tok kanálkem se spočítá z hydraulického průměru, celkového hmotnostního toku celkovou průtočnou plochou. [1,7,8]

$$Re_h = \frac{D_{h,h} \cdot \dot{m}_h}{\mu_h \cdot A_{free,h}} \qquad Re_c = \frac{D_{h,c} \cdot \dot{m}_c}{\mu_c \cdot A_{free,c}} \tag{105,106}$$

Štíhlostní poměr průřezu kanálku se určí jako poměr většího ku menšímu rozměru průřezu kanálku [8]:

$$\phi_h = \begin{cases} \frac{b_h}{w_h} \dots b_h \geq w_h \\ \frac{w_h}{b_h} \dots b_h < w_h \end{cases} \qquad \phi_c = \begin{cases} \frac{b_c}{w_c} \dots b_c \geq w_c \\ \frac{w_c}{b_c} \dots b_c < w_c \end{cases} \tag{107,108}$$

Shah a Sekulič [7] uvažovali vyvíjející se laminární tok, proto zavedli bezrozměrnou hydrodynamickou vzdálenost L_{hy}^+ a bezrozměrnou hydrodynamickou vstupní kritickou vzdálenost z_{hy}^+. Tok lze uvažovat za rozvíjející-se, pokud $L_{hy}^+ < z_{hy}^+$ [8]

$$L_{hy,h}^+ = \frac{L}{Re_h \cdot D_{h,h}} \qquad z_{hy,h}^+ = 0{,}06 + 0{,}07 \cdot \phi_h^{-1} - 0{,}04 \cdot \phi_h^{-2} \tag{109,110}$$

$$L_{hy,c}^+ = \frac{W}{Re_c \cdot D_{h,c}} \qquad z_{hy,c}^+ = 0{,}06 + 0{,}07 \cdot \phi_c^{-1} - 0{,}04 \cdot \phi_c^{-2} \tag{111,112}$$

Podobně, jako se vyvíjí hydraulický profil toku, stejně tak se vyvíjí i termický profil. Proto byla zavedena bezrozměrná tepelná vzdálenost L_{th}^* a bezrozměrná vstupní kritická vzdálenost z_{th}^*. [8]

$$L_{th,h}^* = \frac{L}{Re_h \cdot Pr_h \cdot D_{h,h}} \qquad L_{th,c}^* = \frac{W}{Re_c \cdot Pr_c \cdot D_{h,c}} \tag{113,114}$$

Vztah pro výpočet z_{th}^* vypadá podle Lee a Garimelly [8] následovně:

$$z_{th}^* = -1{,}275 \cdot 10^{-6} \cdot \phi^6 + 4{,}709 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^5 - 6{,}902 \cdot 10^{-4} \cdot \phi^4 + 5{,}014 \cdot 10^{-3} \cdot \phi^3 - 1{,}769 \cdot 10^{-2} \cdot \phi^2 + 1{,}845 \cdot 10^{-2} \cdot \phi + 5{,}691 \cdot 10^{-2} \tag{115}$$

$$z_{th}^* = 0{,}06204 \dots \phi = 1 \tag{116}$$

Autoři Lee a Garimella pro tok s hydraulicky vyvinutým a s termicky vyvíjejícím se profilem sestavili následující kriteriální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla [8]:

$$Nu = \frac{1}{C_1 \cdot (L_{th}^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \qquad \begin{matrix} L_{th}^* < z_{th}^* \\ 1 \leq \phi \leq 10 \end{matrix} \tag{117}$$

$$C_1 = -2{,}757 \cdot 10^{-3} \cdot \phi^3 + 3{,}274 \cdot 10^{-2} \cdot \phi^2 - 7{,}464 \cdot 10^{-5} \cdot \phi + 4{,}476$$
$$C_2 = 6{,}391 \cdot 10^{-1}$$
$$C_3 = 1{,}604 \cdot 10^{-4} \cdot \phi^2 - 2{,}622 \cdot 10^{-3} \cdot \phi + 2{,}568 \cdot 10^{-2}$$
$$C_4 = 7{,}301 - 13{,}11 \cdot \phi^{-1} + 15{,}19 \cdot \phi^{-2} - 6{,}094 \cdot \phi^{-3}$$

Tento výpočet *Nu* bude v další kapitole práce značen jako *Nu1* (především v tabulkách a diagramech).

Další zmíněná korelace je podle Shaha a Londona. Ta byla původně vyvinuta pro kruhové průřezy, ale i přes to se využívá i pro nekruhové průřezy. Uvažuje plně vyvinutý hydraulicky profil a vyvíjející se termický profil. [8]

$$Nu = \begin{cases} 1{,}953 \cdot \left(\frac{1}{L_{th}^*}\right)^{\frac{1}{3}} & L_{th}^* \leq 0{,}03 \quad (118) \\ 4{,}634 + \frac{0{,}0722}{L_{th}^*} & L_{th}^* > 0{,}03 \quad (119) \end{cases}$$

Tato korelace bude dále značena jako *Nu2.*

Závěrečná zmíněná [8] korelace je podle Stephana a Preußera, ta uvažuje hydraulický i termicky vyvíjející se profil. Platnost této korelace je pro $0{,}7 \leq Pr \leq 7$. Dále pak pro $Pr > 7$ a $L_{th}^* \geq 0{,}03$.

$$Nu = 4{,}364 + \frac{0{,}086 \cdot \left(\frac{1}{L_{th}^*}\right)^{\frac{4}{3}}}{1 + 0{,}1 \cdot Pr \cdot \left(Re \cdot \frac{D_h}{L}\right)^{\frac{5}{6}}} \quad (120)$$

Korelace bude v práci dále značena jako *Nu3*.

Součinitel přestupu tepla mezi tekutinu a výměníkem se pak spočítá následovně (viz 2.2):

$$Nu_h = \frac{h_h \cdot D_{h,h}}{k_{f,h}} => h_h = \frac{Nu_h \cdot k_{f,h}}{D_{h,h}} \quad (121)$$

$$Nu_c = \frac{h_c \cdot D_{h,c}}{k_{f,c}} => h_c = \frac{Nu_c \cdot k_{f,c}}{D_{h,c}} \quad (122)$$

Účinnost žebrování se spočítá podobně jako u deskožebrového výměníku jednopatrového [1,7,8]:

$$\eta_{f,h} = \frac{\tanh\left(m_h \cdot \frac{b_h}{2}\right)}{m_h \cdot \frac{b_h}{2}} \qquad m_h = \sqrt{\frac{2 \cdot h_h}{k_s \cdot e_h}} \quad (123,124)$$

$$\eta_{f,c} = \frac{\tanh\left(m_c \cdot \frac{b_c}{2}\right)}{m_c \cdot \frac{b_c}{2}} \qquad m_c = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{k_s \cdot e_c}} \quad (125,126)$$

Poměr plochy žebra a celkové teplosměnné plochy [8]:

$$\frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} = \frac{b_h}{b_h + w_h} \qquad \frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} = \frac{b_c}{b_c + w_c} \quad (127,128)$$

Celková účinnost plochy žebra pak bude [1,7,8]:

$$\eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} \cdot (1 - \eta_{f,h}) \qquad \eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} \cdot (1 - \eta_{f,h}) \quad (129,130)$$

Součinitel prostupu tepla se pak určí z následujícího vztahu [1,7,8]. Ze znalosti U (respektive $U \cdot A$) lze již vypočítat NTU (viz 2.3.1) [1,7,8].

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{\eta_{o,h} \cdot h_h \cdot A_{tot,h}} + \frac{a}{k_s \cdot A_{tot,avg}} + \frac{1}{\eta_{o,c} \cdot h_c \cdot A_{tot,c}} \tag{131}$$

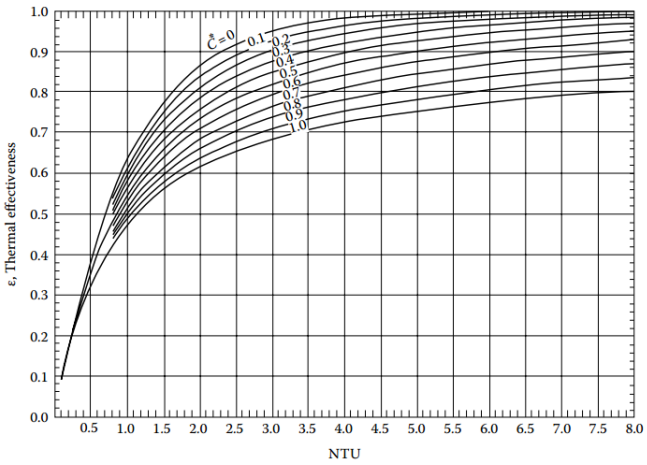
$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \tag{132}$$

V tomto případě se jedná o výměník typu *unmixed-unmixed*, jelikož oba dva toky protékají kanálky. Výpočet efektivity ε se tedy liší od přechozích dvou případů. Zde bude uveden výpočet podle Thulukkanama [1]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*) \cdot NTU] \sum_{n=1}^{\infty} (C^*)^n \cdot P_n(NTU) \tag{133}$$

$$P_n(NTU) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^{n} \frac{n+1-j}{j!} \cdot NTU^{n+j} \tag{134}$$

Jelikož tento výpočet je velmi složitý, vyplatí se využít parametrické znázornění účinnosti pro různá C^* (Obr. 12).



OBR. 12: PARAMETRICKÉ ZNÁZORNĚNÍ ÚČINNOSTI PRO RŮZNÁ C* V ZÁVISLOSTI NA NTU [1]

Pro $C^* = 1$ je možné v literatuře najít zjednodušenou variantu vzorce pro výpočet účinnosti [1,7,8]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right) \cdot NTU^{0,22}\{exp[-C^* \cdot NTU^{0,78}] - 1\}\right] \tag{135}$$

Výpočet tepelného výkonu a teplot na výstupu z výměníku je analogický s předchozími uvedenými výměníky:

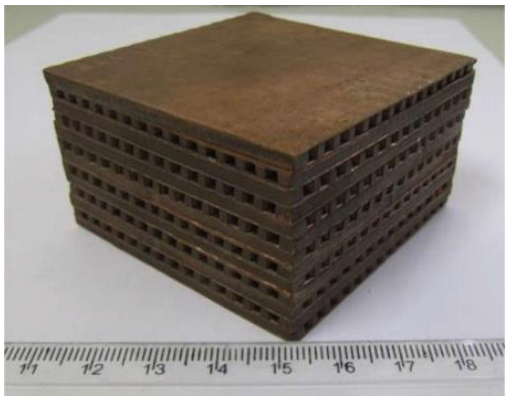
$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{c,in}) \tag{136}$$

$$t_{c,out} = t_{c,in} + \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_c}, t_{h,out} = t_{h,in} - \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_h} \tag{137,138}$$

4 Analýza a výpočet konkrétního výměníku

Ke své analýze jsem si vybral výměník [8], jež byl měřen v Brazílii na Federální Universitě v Santa Catarine M.V.V Morteanem, K.V. Paivou a M.B.H. Mantellim. Výměník je měděný. Medium proudící výměníkem byla v obou prouděních voda. Vstupní teploty vody byli vždy přibližně 55°C (ochlazované medium) a 30°C (ohřívané medium). Teploty vody byly měřeny před vtokem a po výtoku z výměníku a to po ustálení teplot. Vždy se ale měnil hmotnostní tok jednotlivých proudění.

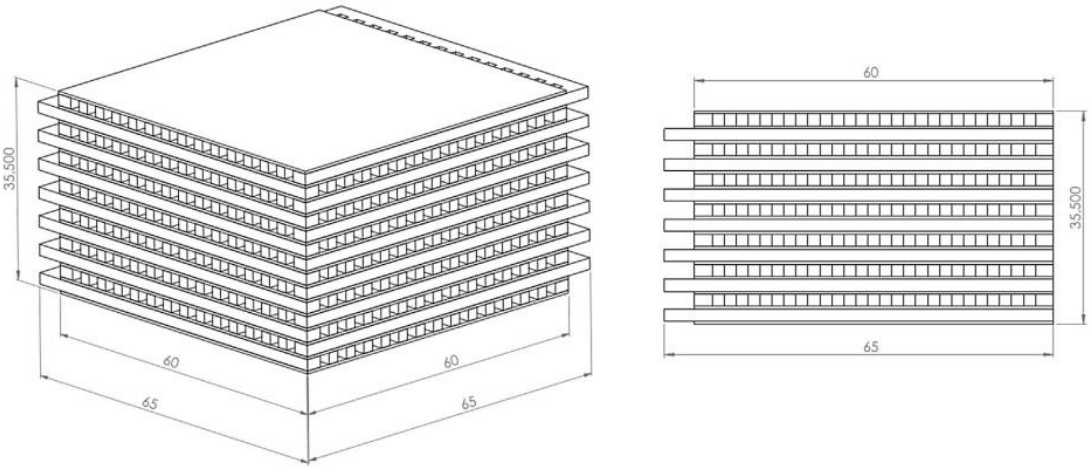
OBR. 13: ANALYZOVANÝ VÝMĚNÍK S PŘIVAŘENÝM POTRUBÍM [8]



OBR. 14: ANALYZOVANÝ VÝMĚNÍK [8]

4.1 Geometrie výměníku

Výměník se skládá se 7 řad průtočných kanálků pro každé medium. Jednotlivé kanálky v jedné řadě jsou od sebe děleny přepážkami. V jedné řadě je vždy 14 takovýchto kanálků. Všechny rozměry jsou pro obě média totožné a jsou zobrazeny na Obr. 11 a na Obr. 15. Číselně zadané rozměry jsou uvedeny níže (Tabulka 3).



OBR. 15: SCHÉMA S ROZMĚRY VÝMĚNÍKU [8

TABULKA 3: ROZMĚRY VÝMĚNÍKU

Výška výměníku	*H*	*35,5 mm*	**Přepážka mezi kanálky**	*e*	*2 mm*
Délka, šířka výměníku	*L, W*	*60 mm*	**Přepážka mezi řadami**	*a*	*0,5 mm*
Délka kanálků v obou směrech proudění	*L, W*	*60 mm*	**Šířka kanálků**	*w*	*2,14 mm*
Výška kanálků	*b*	*2 mm*	**Počet kanálků v 1 patře**	*n*	*14*

Jelikož jsou rozměry výměníku pro obě media totožné, stačí vypočítat některé charakteristiky pouze pro ochlazovanou (hot) část výměníku, pro ohřívanou budou tyto charakteristiky stejné. Jedná se především o hydraulický průměr, hustotu teplosměnné plochy, kompaktnost výměníků pórovitost, průtočnou a teplosměnnou plochu.

Hydraulický průměr kanálků:

$$D_{h,h} = D_{h,c} = \frac{4 \cdot w \cdot b}{2 \cdot (w + b)} = \frac{4 \cdot 0{,}00214 \cdot 0{,}002}{2 \cdot (0{,}00214 + 0{,}002)} = 2{,}07 \cdot 10^{-3}\ m \tag{139}$$

Hustota teplosměnné plochy [7,8]:

$$\beta = \frac{2 \cdot (w + b) \cdot W \cdot n}{b \cdot L \cdot W} = \frac{2 \cdot (0{,}00214 + 0{,}002) \cdot 0{,}060 \cdot 14}{0{,}002 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}06} = 966{,}67\ {}^{m^2}/_{m^3} \tag{140}$$

Kompaktnost výměníku [7,8]:

$$\alpha = \frac{b \cdot \beta}{2 \cdot (a + b)} = \frac{0{,}002 \cdot 966{,}67}{0{,}002 \cdot (0{,}0005 + 0{,}002)} = 386{,}67\ {}^{m^2}/_{m^3} \tag{141}$$

Ze znalosti kompaktnosti a objemu výměníku se spočítá celková teplosměnná plocha pro každé médium [7,8]:

$$\alpha = \frac{A_{tot}}{V} => A_{tot} = \alpha \cdot V = \alpha \cdot L \cdot W \cdot H = 386{,}67 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}0355 = 0{,}049\ m^2 \tag{142}$$

Dále se spočte ze znalosti kompaktnosti a hydraulického průměru pórovitost a z ní pak následně celková průtočná plocha pro každou z tekutin [7,8]:

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot D_h}{4} = \frac{386{,}67 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}}{4} = 0{,}2 \tag{143}$$

$$\sigma = \frac{A_{free}}{W \cdot H} => a_{free} = \sigma \cdot W \cdot H = 0{,}2 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}0355 = 426 \cdot 10^{-6} m^2 \tag{144}$$

Jako poslední geometrická charakteristika zbývá štíhlostní poměr kanálků [8] Tato hodnota vyjde velice blízko 1, u výpočtu bezrozměrné termické kritické vzdálenosti se ukáže, zda postačí pouze aproximace pro $\phi = 1$ anebo zda se bude dále pracovat s touto hodnotou.

$$\phi = \begin{cases} \frac{b}{w} \dots b \geq w \\ \frac{w}{b} \dots b < w \end{cases} \quad b = 2mm \quad w = 2{,}14mm \qquad \phi = \frac{w}{b} = \frac{2{,}14}{2} = 1{,}071 \tag{145}$$

4.2 Výpočet konkrétního proudění výměníkem

Výpočet konkrétního proudění výměníkem bude proveden pro experimentální data *c1_h1* (Přílohy Příloha 1). [8]

Vstupní hodnoty pro výpočet: $t_{h,i} = 55{,}52°C$ $\quad Re_h = 703$

$t_{c,i} = 29{,}13°C$ $\quad Re_c = 435$

Pro vstupní teploty určím materiálové vlastnosti vody z aproximací, které jsem vytvořil z dat webu Thermal-Fluids Central [11]. Všechny tyto polynomy jsou pro vodu v rozsahu teplot 20°C až 100°C při tlaku 101 325 Pa. Grafické znázornění těchto závislostí lze najít v přílohách (viz. strany 48-50).

$$k_{H_2O}(t) = 0{,}568 + 0{,}002 \cdot t + 8 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 6 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 = [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \tag{146}$$

$$c_{p,H_2O}(t) = 4183{,}5 - 0{,}169 \cdot t + 0{,}0011 \cdot t^2 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 = [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \tag{147}$$

$$\mu_{H_2O}(t) = 13766 - 227{,}17 \cdot t + 1{,}487 \cdot t^2 - 3{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot t^3 = [Pa \cdot s] \tag{148}$$

$$\rho_{H_2O}(t) = 1005{,}5 - 0{,}235 \cdot t - 0{,}002 \cdot t^2 = [kg \cdot m^{-3}] \tag{149}$$

TABULKA 4: FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI VODY PRO VSTUPNÍ TEPLOTY DO VÝMĚNÍKU

	$\boldsymbol{t_{h,i} = 55{,}52°C}$	$\boldsymbol{t_{c,i} = 29{,}13°C}$
$\boldsymbol{k}$ $[\boldsymbol{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}]$	0,699	0,630
$\boldsymbol{c_p}$ $[\boldsymbol{J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}}]$	4184,35	4180,49
$\boldsymbol{\mu}$ $[\boldsymbol{Pa \cdot s}]$	0,000517	0,000833
$\boldsymbol{\rho}$ $[\boldsymbol{kg \cdot m^{-3}}]$	985,36	996,70

Ze znalosti materiálových vlastností lze vypočítat hmotnostní tok pro ochlazované a ohřívané proudění [8] a dále pak toky tepelných kapacit [1,2].

$$Re_h = \frac{d_h \cdot \dot{m}_h}{\mu_h \cdot A_{free}} \Rightarrow \dot{m}_h = \frac{Re_h \cdot \mu_h \cdot A_{free}}{d_h} = \frac{703 \cdot 0{,}000517 \cdot 426 \cdot 10^{-6}}{2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}0749 \frac{kg}{s} \tag{150}$$

$$Re_c = \frac{d_h \cdot \dot{m}_c}{\mu_c \cdot A_{free}} \Rightarrow \dot{m}_c = \frac{Re_c \cdot \mu_c \cdot A_{free}}{d_h} = \frac{435 \cdot 0{,}000833 \cdot 426 \cdot 10^{-6}}{2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}0746 \frac{kg}{s} \tag{151}$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} = 0{,}0749 \cdot 4184{,}35 = 313{,}24\, J \cdot K^{-1} \cdot s^{-1} \tag{152}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} = 0{,}0746 \cdot 4180{,}49 = 311{,}85\, J \cdot K^{-1} \cdot s^{-1} \tag{153}$$

Odtud poměr toků tepelných kapacit [1,2,7,8]:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{311{,}85}{313{,}24} = 0{,}996 \tag{154}$$

Výpočet bezrozměrných hydraulických vzdáleností [7,8]:

$$L^+_{hy,h} = \frac{L}{Re_h \cdot D_h} = \frac{0{,}06}{703 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}04125 \tag{155}$$

$$L^+_{hy,c} = \frac{W}{Re_c \cdot D_h} = \frac{0{,}06}{435 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}06667 \tag{156}$$

$$z^+_{hy} = 0{,}06 + 0{,}07 \cdot \phi^{-1} - 0{,}04 \cdot \phi^{-2} = 0{,}06 + 0{,}07 \cdot 1{,}071^{-1} - 0{,}04 \cdot 1{,}071^{-2} = 0{,}0905 \tag{157}$$

Výpočet Prandtlova čísla a bezrozměrných termických vzdáleností [8]:

$$Pr_h = \frac{\mu_h \cdot c_{p,h}}{k_h} = \frac{0{,}000517 \cdot 4184{,}35}{0{,}699} = 3{,}10 \tag{158}$$

$$Pr_c = \frac{\mu_c \cdot c_{p,c}}{k_c} = \frac{0{,}000833 \cdot 4180{,}49}{0{,}630} = 5{,}53 \tag{159}$$

$$L^*_{th,h} = \frac{L}{Re_h \cdot Pr_h \cdot D_h} = \frac{0{,}06}{703 \cdot\ 3{,}10 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}013 \tag{160}$$

$$L^*_{th,c} = \frac{W}{Re_c \cdot Pr_c \cdot D_h} = \frac{0{,}06}{435 \cdot\ 5{,}53 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}} = 0{,}012 \tag{161}$$

$$z^*_{th} = -1{,}275 \cdot 10^{-6} \cdot \phi^6 + 4{,}709 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^5 - 6{,}902 \cdot 10^{-4} \cdot \phi^4 + 5{,}014 \cdot 10^{-3} \cdot \phi^3 - 1{,}769 \cdot 10^{-2} \cdot \phi^2 + 1{,}845 \cdot 10^{-2} \cdot \phi + 5{,}691 \cdot 10^{-2}$$

$$z^*_{th} = -1{,}275 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}07^6 + 4{,}709 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}07^5 - 6{,}902 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}07^4 + 5{,}014 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}07^3 - 1{,}769 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}07^2 + 1{,}845 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}07 + 5{,}691 \cdot 10^{-2} = 0{,}06169 \tag{162}$$

$$z^*_{th} = 0{,}06204 \ldots \phi = 1$$

Vypočtená hodnota z^*_{th} je takřka totožná s hodnotou pro $\phi = 1$.

Výpočet Nusseltovo čísel podle různých kriteriálních rovnic:

Nu1 - Výpočet podle Lee a Garimelly [8]:

$$C_1 = -2{,}757 \cdot 10^{-3} \cdot \phi^3 + 3{,}274 \cdot 10^{-2} \cdot \phi^2 - 7{,}464 \cdot 10^{-5} \cdot \phi + 4{,}476 = -2{,}757 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}07^3 + 3{,}274 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}07^2 - 7{,}464 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}07 + 4{,}476 = 4{,}51 \tag{163}$$

$$C_2 = 6{,}391 \cdot 10^{-1} \tag{164}$$

$$C_3 = 1{,}604 \cdot 10^{-4} \cdot \phi^2 - 2{,}622 \cdot 10^{-3} \cdot \phi + 2{,}568 \cdot 10^{-2} = 1{,}604 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}07^2 - 2{,}622 \cdot 10^{-3} \cdot 107 + 2{,}568 \cdot 10^{-2} = 0{,}023 \tag{165}$$

$$C_4 = 7{,}301 - 13{,}11 \cdot \phi^{-1} + 15{,}19 \cdot \phi^{-2} - 6{,}094 \cdot \phi^{-3} = 7{,}301 - 13{,}11 \cdot 1{,}07^{-1} + 15{,}19 \cdot 1{,}07^{-2} - 6{,}094 \cdot 1{,}07^{-3} = 3{,}34 \tag{166}$$

$$Nu_{1,h} = \frac{1}{C_1 \cdot \left(L^*_{th,h}\right)^{C_2} + C_3} + C_4 = \frac{1}{4{,}51 \cdot (0{,}013)^{0{,}6391} + 0{,}023} + 3{,}34 = 6{,}58 \tag{167}$$

$$Nu_{1,c} = \frac{1}{C_1 \cdot \left(L^*_{th,c}\right)^{C_2} + C_3} + C_4 = \frac{1}{4{,}51 \cdot (0{,}012)^{0{,}6391} + 0{,}023} + 3{,}34 = 6{,}78 \quad (168)$$

Ověření platnosti použitých vztahů [8]:

$$L^*_{th,h} < z^*_{th} \qquad L^*_{th,c} < z^*_{th} \qquad 1 \leq \phi \leq 10 \quad (169,170,171)$$
$$0{,}013 < 0{,}062 \qquad 0{,}012 < 0{,}062 \qquad 1 \leq 1{,}07 \leq 10 \quad (172,173,174)$$

Nu2 - Výpočet podle Shaha a Londona [8]:

$$L^*_{th,h} \leq 0{,}03 \qquad Nu_{2,h} = 1{,}953 \cdot \left(\frac{1}{L^*_{th,h}}\right)^{\frac{4}{3}} = 1{,}953 \cdot \left(\frac{1}{0{,}013}\right)^{\frac{4}{3}} = 8{,}24 \quad (175)$$

$$L^*_{th,c} \leq 0{,}03 \qquad Nu_{2,h} = 1{,}953 \cdot \left(\frac{1}{L^*_{th,h}}\right)^{\frac{4}{3}} = 1{,}953 \cdot \left(\frac{1}{0{,}012}\right)^{\frac{4}{3}} = 8{,}52 \quad (176)$$

Nu3 - Výpočet podle Stephana a Preußera [8]:

$$Nu_{3,h} = 4{,}364 + \frac{0{,}086 \cdot \left(1/L^*_{th,h}\right)^{1{,}33}}{1 + 0{,}1 \cdot Pr_h \cdot (Re_h \cdot D_h/L)^{0{,}83}} = 4{,}364 + \frac{0{,}086 \cdot (1/0{,}013)^{1{,}33}}{1 + 0{,}1 \cdot 3{,}1 \cdot (703 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}/0{,}06)^{0{,}83}} = 9{,}40 \quad (177)$$

$$Nu_{3,c} = 4{,}364 + \frac{0{,}086 \cdot \left(1/L^*_{th,h}\right)^{1{,}33}}{1 + 0{,}1 \cdot Pr_h \cdot (Re_h \cdot D_h/W)^{0{,}83}} = 4{,}364 + \frac{0{,}086 \cdot (1/0{,}012)^{1{,}33}}{1 + 0{,}1 \cdot 5{,}53 \cdot (435 \cdot 2{,}07 \cdot 10^{-3}/0{,}06)^{0{,}83}} = 9{,}32 \quad (178)$$

Součinitel přestupu tepla se spočítá již snadno ze znalosti Nusseltova čísla, geometrie výměníku a tepelné vodivosti vody při konkrétní teplotě [1,2,7,8]. Součinitele přestupu tepla pro jednotlivá Nusseltova čísla jsou uvedena níže (Tabulka 5).

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k_f} => h = \frac{Nu \cdot k_f}{D_h} \quad (179)$$

TABULKA 5: VYPOČÍTANÉ SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA PRO NU SPOČÍTANÉ Z RŮZNÝCH KRITERIÁLNÍCH ROVNIC

	$h_h\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	$h_c\ [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
Nu1	2 223,4	2 063,7
Nu2	2 782,3	2 592,4
Nu3	3 173,0	2 835,7

Určení součinitele prostupu tepla

Vztah pro určení součinitele prostupu tepla byl již uveden v předchozí kapitole. V současnosti vystupuje v této rovnici 5 neznámých ($A, \eta_{o,h}, \eta_{o,c}, k_s, A_{tot,avg}$).

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{\eta_{o,h} \cdot h_h \cdot A_{tot,h}} + \frac{a}{k_s \cdot A_{tot,avg}} + \frac{1}{\eta_{o,c} \cdot h_c \cdot A_{tot,c}} \tag{180}$$

Plochy $A_{tot,h}$ a $A_{tot,c}$ jsou totožné, proto i $A_{tot,avg}$ bude stejná.

$$A_{tot,avg} = \frac{A_{tot,h} + A_{tot,c}}{2} = \frac{A_{tot} + A_{tot}}{2} = A_{tot} \tag{181}$$

Jelikož jsou všechny tři plochy vystupující na pravé straně rovnice stejné, zvolil jsem i plochu, ke které bude vztažen součinitel prostupu tepla, totožnou.

$$A = A_{tot} \tag{182}$$

Tepelná vodivost mědi se určí z aproximace funkcí z dat na webu eFunda. [11] Grafické znázornění tepelné vodivosti mědi v závislosti na teplotě je k dispozici v příloze (Příloha 3).

$$k(t) = 46310 - 2706{,}1 \cdot t + 54{,}86 \cdot t^2 - 0{,}3735 \cdot t^3 = [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad \text{pro } 10°C \leq t \leq 60°C \tag{183}$$

Střední hodnota tepelné vodivosti mezi dvěma teplotami se určí podle Cengela [2]:

$$\bar{k} = k_s = \frac{\int_{t_1}^{t_2} k(t)dt}{t_2 - t_1} = 2\,168\ W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \qquad \begin{matrix} t_1 = t_{c,i} = 29{,}13°C \\ t_2 = t_{h,i} = 55{,}52°C \end{matrix} \tag{184}$$

Parametr žebrování závisí na součiniteli přestupu tepla mezi výměníkem a tekutinou, proto budou různé hodnoty *m* pro různé hodnoty *h* (Tabulka 6).

TABULKA 6: PARAMETR ŽEBROVÁNÍ PRO RŮZNÉ KRITERIÁLNÍ ROVNICE VÝPOČTU NUSSELTOVA ČÍSLA

	$m_h = \sqrt{\frac{2 \cdot h_h}{k_s \cdot e}} = [m^{-1}]$	$m_c = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{k_s \cdot e}} = [m^{-1}]$
Nu1	1 783,9	1 810,2
Nu2	1 995,6	2 028,9
Nu3	2 131,1	2 121,9

Ze znalosti parametru *m* se spočte účinnost žebrování (Tabulka 7). Dále lze již vypočítat i celkovou účinnost plochy žeber (Tabulka 8).

TABULKA 7: ÚČINNOST ŽEBROVÁNÍ PRO RŮZNÉ KRITERIÁLNÍ ROVNICE VÝPOČTU NUSSELTOVA ČÍSLA

	$\eta_{f,h} = \frac{\tanh\left(m_h \cdot \frac{b}{2}\right)}{m_h \cdot \frac{b}{2}}$	$\eta_{f,c} = \frac{\tanh\left(m_c \cdot \frac{b}{2}\right)}{m_c \cdot \frac{b}{2}}$
Nu1	0,530	0,524
Nu2	0,483	0,476
Nu3	0,456	0,458

Poměr ploch žebra a celkové teplosměnné plochy:

$$\frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} = \frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} = \frac{b}{b+w} = \frac{2}{2+2{,}14} = 0{,}483 \tag{185}$$

TABULKA 8: CELKOVÁ ÚČINNOST PLOCHY ŽEBER PRO RŮZNÉ KRITERIÁLNÍ ROVNICE VÝPOČTU NUSSELTOVA ČÍSLA

	$\eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} \cdot (1 - \eta_{f,h})$	$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} \cdot (1 - \eta_{f,c})$
Nu1	0,737	0,738
Nu2	0,750	0,747
Nu3	0,773	0,770

Nyní lze již vypočítat součinitele tepla pro všechny kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla a NTU.

TABULKA 9: SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA A NTU PRO TŮZNÉ KRITERIÁLNÍ ROVNICE VÝPOČTU NUSSELTOVA ČÍSLA

	$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{o,h} \cdot h_h} + \frac{a}{k_s} + \frac{1}{\eta_{o,c} \cdot h_c}}$ $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$
Nu1	828	0,197
Nu2	1 012	0,241
Nu3	1 105	0,260

Jelikož je poměr toků tepelných kapacit skoro 1, výpočet efektivnosti bude proveden oběma níže uvedenými vztahy.

Vztah pro výpočet pro různá C^* [1]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*) \cdot NTU] \sum_{n=1}^{\infty} (C^*)^n \cdot P_n \tag{186}$$

$$P_n = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^{n} \frac{n+1-j}{j!} \cdot NTU^{n+j} \tag{187}$$

Jelikož výše uvedené rovnice obsahují sumu v rozsahu od 1 do nekonečna, byl tento vztah řešen numericky. Vzhledem násobení číslem menším než 1 (NTU^{n+j}) a k dělení faktoriálem čísla *j* stačilo pouze malé množství iterací při výpočtu ε, viz. Obr. 16.

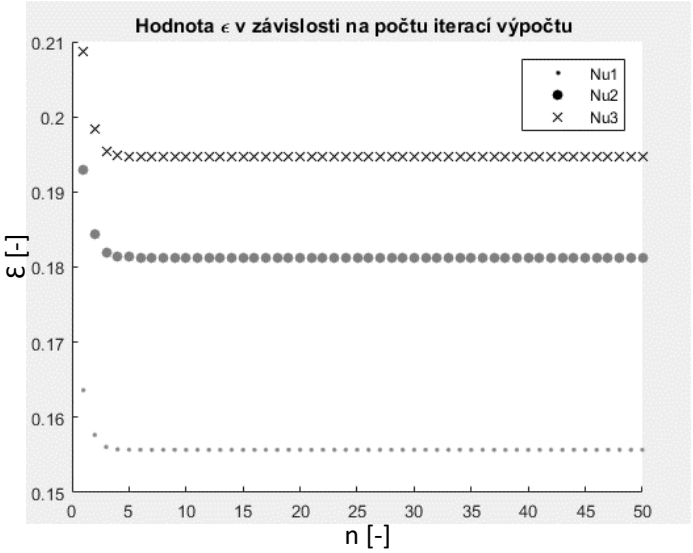
Pro hodnotu poměru toku tepelných kapacit, která byla v tomto případě $C^* = 0{,}996$ byl použit i výpočet pro zjednodušený vztah, který platí pro $C^* = 1$ [1,7,8]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right) \cdot NTU^{0{,}22}\{exp[-C^* \cdot NTU^{0{,}78}] - 1\}\right] \tag{188}$$

TABULKA 10: POROVNÁNÍ PŘESNÉHO A PŘIBLIŽNÉHO VÝPOČTU ÚČINNOSTI VÝMĚNÍKU

	ε *pro* $0 \leq C^* \leq 1$	ε *pro* $C^* = 1$
Nu1	0,156	0,156
Nu2	0,181	0,183
Nu3	0,195	0,197

Jak je vidět (Tabulka 10), tak hodnoty vypočtené vztahem pro $C^* = 1$ (188) jsou takřka identické s hodnotami vypočtenými iterační metodou. Dále v Tabulka 11 jsou vypočtené hodnoty teplot na výstupu z výměníku a tepelný výkon výměníku pro dané vstupní hodnoty. Vše bylo vypočteno pro účinnost získanou z iteračního vztahu (186). Je vidět, že vypočtené hodnoty se značně liší pro různé kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla. Nejvyšší tepelný výkon měla v tomto případě rovnice podle Stephana a Preußera (188).



OBR. 16: PRŮBĚH EFEKTIVITY V ZÁVISLOSTI NA POČTU ITERACÍ N

Výpočet tepelného výkonu a teplot na výstupu z výměníku byl proveden pomocí rovnic dle Shaha a Sekuliče [7]:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,in} - t_{c,in}) \tag{189}$$

$$t_{c,out} = t_{c,in} + \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_c}, t_{h,out} = t_{h,in} - \frac{\varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{h,i} - t_{c,i})}{C_h} \tag{190,191}$$

TABULKA 11: TEPLOTY NA VÝSTUPU Z VÝMĚNÍKU A TEPELNÝ VÝKON PRO RŮZNÉ KRITERIÁLNÍ ROVNICE VÝPOČTU NUSSELTOVA ČÍSLA, ŘEŠENO PRO EFEKTIVITU VYPOČTENOU ITERAČNĚ

	$T_{h,o} = [°C]$	$T_{c,o} = [°C]$	$\dot{Q} = [W]$
Nu1	51,40	33,27	1 248
Nu2	50,69	33,98	1 461
Nu3	50,41	34,26	1 600

4.3 Vyhodnocení naměřených a vypočtených dat

Všechna data získaná při experimentu jsou k dispozici jako příloha (Příloha 8). Vypočtená data, z nichž jsou vytvořeny následující diagramy jsou v tabulkách na konci práce (Přílohy

Příloha 1 a Příloha 2). Měření lze rozdělit na 4 části. V první části experimentu byla hodnota Reynoldosova čísla pro studené proudění přibližně konstantní ($Re_c = 435 \div 437$) a hodnota Reynoldsova čísla pro teplé proudění se měnila od $Re_h = 703$ až $Re_h = 1228$. Celkem takto bylo provedeno 5 měření, ta byla značena *c1_h1* až *c1_h5*.

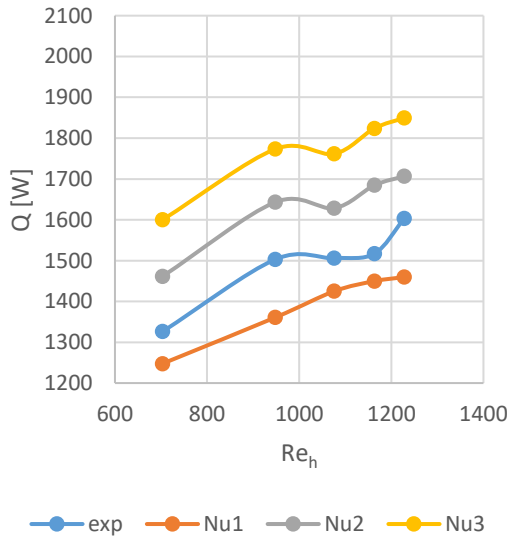
Dále pak bylo provedeno měření opět pro přibližně konstantní hodnotu Re_c, avšak nyní byli hodnoty Reynoldsova čísla vyšší ($Re_c = 885 \div 904$) . Rozsah Re_h byl přibližně stejný jako v předchozím případě ($Re_h = 696 \div 1226$). Opět bylo takto provedeno 5 měření, nyní značena jako *c5_h1* až *c5_h5*.

Třetí a čtvrtá část experimentu byla provedena pro přibližně konstantní hodnoty Re_h. Pro měření *h1_c1* až *h1_c5* bylo Re_h přibližně 695, rozsah Re pro studené proudění byl $Re_c = 435 \div 872$. Pro měření značená jako *h5_c1* až *h5_c5* byla hodnota Re_h přibližně 1227, rozsah Re_c byl $Re_c = 445 \div 904$. Pro třetí i čtvrtou část experimentu bylo vždy provedeno, stejně jako v prvních dvou částech, 5 měření.

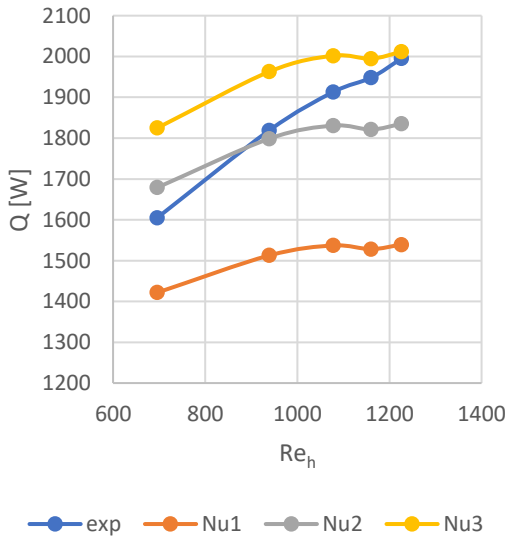
Výpočet velikosti relativní chyby je zde ukázán na příkladu pro výpočet relativní chyby tepelného výkonu pro metodu Nu1 pro data *c1_h1*:

$$\Delta_{\dot{Q}}^{Nu1} = \left|\frac{\dot{Q}_{exp} - \dot{Q}_{Nu1}}{\dot{Q}_{exp}}\right| \cdot 100 = \left|\frac{1326 - 1248}{1326}\right| \cdot 100 = 5{,}92\% \qquad (192)$$

Průměrná velikost relativní chyby je pak dána aritmetickým průměrem hodnot vypočtených danou metodou.



OBR. 17: TEPELNÝ VÝKON V ZÁVISLOSTI NA Re_H PRO EXPRIMENTY C1_H1 AŽ C1_H5 (Re_C=435÷437)



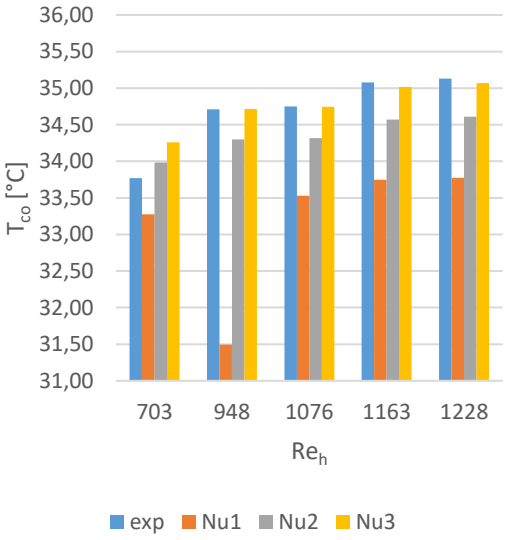
OBR. 18: TEPELNÝ VÝKON V ZÁVISLOSTI NA Re_H PRO EXPERIMENTY C5_H1 AŽ A5_H5 (Re_C=885÷904)

Pro nižší hodnoty Re_c (Obr. 17, $Re_c \doteq 436$) se jevila jako nejméně přesná metoda výpočtu tepelného výkonu metoda návrhu podle Stefana a Preußera (Nu3), metody podle Shaha a Lodnona (Nu2) a podle Lee a Garimelly (Nu1) byly přesnější. Pro nižší hodnoty Re_h se jevila jako přesnější metoda Nu1, s rostoucím Re_h se však jevila přesněji.

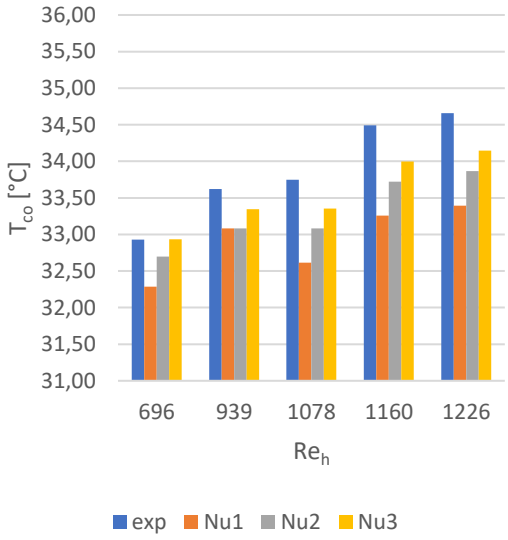
Pro vyšší hodnoty Re_c (Obr. 18, $Re_c \doteq 890$) byla metoda Nu1 značně nepřesná. Průměrná velikost relativní chyby výpočtu tepelného výkonu byla oproti experimentu v tomto případě 18,5 %. Přesnost výpočtu tepelného výkonu byla pro nižší hodnoty Re_h nejvyšší u Nu2. S rostoucí hodnotou Re_h byla však nejpřesnější metoda podle Stephana a Preußera (Nu3). U metod Nu2 a Nu3 se pohybovala průměrná hodnota relativní přesnosti vypočtených dat vůči experimentu okolo 5 %.

Teploty na výstupu z výměníku jsou pro $Re_c \doteq 436$ zobrazeny na Obr. 19 a na Obr. 21. Teplotu ohřívané tekutiny nejlépe předpovídá metoda podle Stephana a Preußera (Nu3). Zde činila hodnota průměrné velikosti relativní chyby vůči naměřeným datům 0,36 %, lze ji tedy považovat za velmi přesnou. Na druhou stranu metoda Nu1 se jevila jako velice nepřesná s průměrnou relativní chybou 4,4 %. Teplotu ochlazované tekutiny předpovídala nejpřesněji metoda podle Shaha a Londona (Nu2) s průměrnou velikostí chyby 0,64 %.

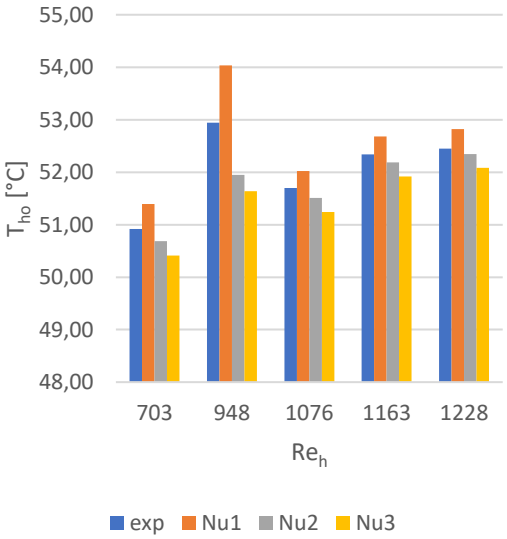
Pro měření s $Re_c \doteq 890$ se jevila jako nejpřesnější metoda pro určení teploty na výstupu u ohřívané tekutiny metoda Nu3 (Obr. 20) s relativní chybou 0,98 %. Pro určení teploty ochlazované kapaliny (Obr. 22) se jevila jako nejpřesnější metoda Nu2 s velikostí relativní chyby 0,33 %.



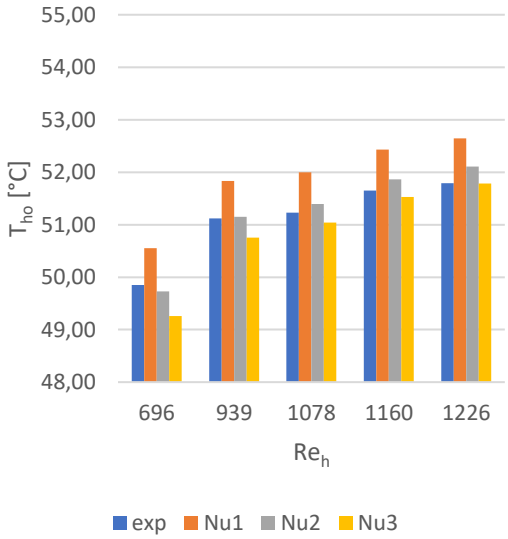
Obr. 19: Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c1_h1 až c1_h5 (Re_c=435÷437)



Obr. 20: Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c5_h1 až c5_h5 (Re_c=885÷904)

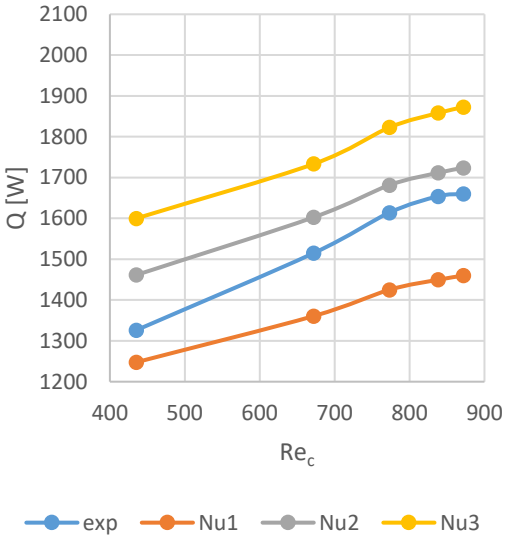


Obr. 21: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c1_h1 až c1_ h5 (Re_c=437÷437

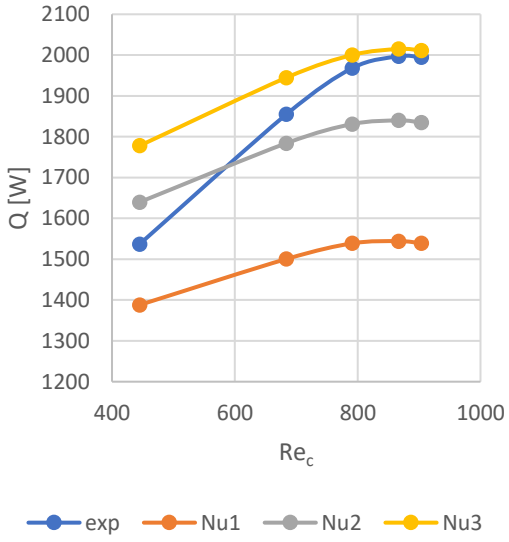


Obr. 22: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c5_h1 až c5_h5 (Re_c=885÷904)

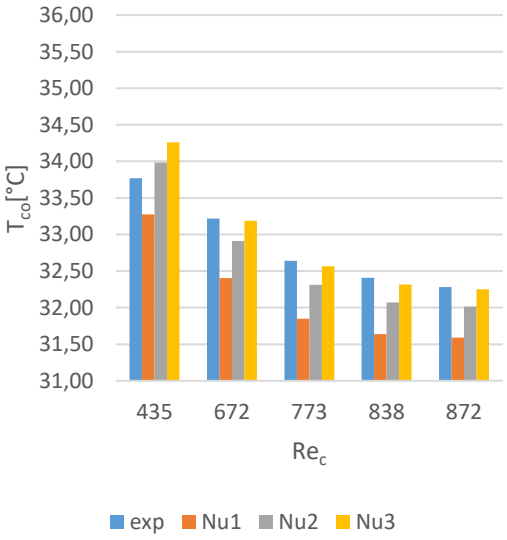
Pro experimenty s $Re_h \doteq 700$ (*h1_c1* až *h1_c5*, Obr. 23) se jevila jako nejpřesnější metoda pro výpočet výkonu metoda podle Shaha a Londona (Nu2) s průměrnou velikostí relativní chyby 5,5 %. Velice nepřesná se jevila metoda podle Stephana a Preußera (Nu3), ta vykazovala průměrnou velikost chyby tepelného výkonu 14,6 %. Tato metoda se jevila jako velice spolehlivá při vyšších hodnotách Re. Pro $Re_h \doteq 1227$ (Obr. 24) se jevila jako přesná pro vyšší hodnoty Re_c. Nejméně přesná byla v tomto případě metoda podle Lee a Garimelly (Nu1) s průměrnou chybou výpočtu tepelného výkonu 19,2 %, což činilo pro $Re_c = 904$ rozdíl ve výkonu mezi touto metodou a experimentálními daty 456 W.



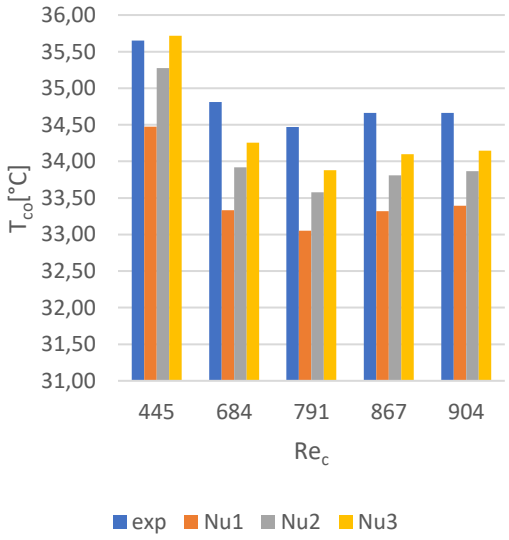
OBR. 23: TEPELNÝ VÝKON V ZÁVISLOSTI NA Re_C PRO EXPERIMENTY H1_C1 AŽ H1_C5 (Re_H=695÷703)



OBR. 24: TEPELNÝ VÝKON V ZÁVISLOSTI NA Re_C PRO EXPERIMENTY H5_C1 AŽ H5_C5 (Re_H=1225÷1229)

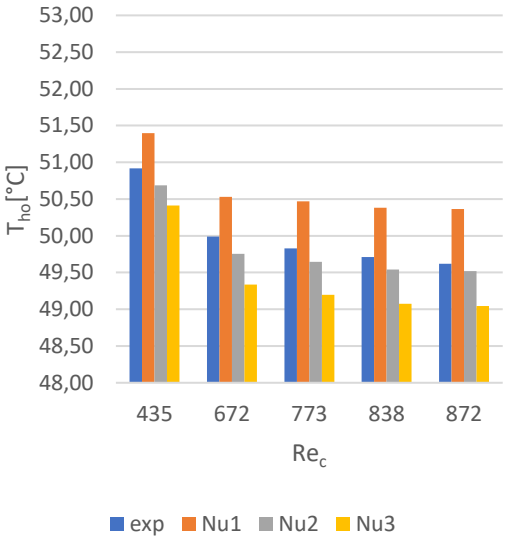


OBR. 25: TEPLOTA OHŘÍVANÉ TEKUTINY NA VÝSTUPU Z VÝMĚNÍKU PRO EXPERIMENTY H1_C1 AŽ H1_C5 (Re_H=695÷703)

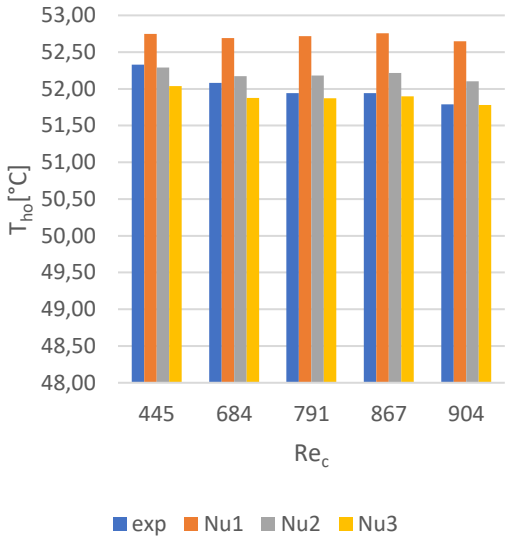


OBR. 26 TEPLOTA OHŘÍVANÉ TEKUTINY NA VÝSTUPU Z VÝMĚNÍKU PRO EXPERIMENTY H5_C1 AŽ H5_C5 (Re_H=1225÷1229)

Výpočet teploty ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro $Re_h \doteq 700$ (*h1_c1* až *h1_c5*, Obr. 25) byl nejpřesnější podle metody Nu3 s průměrnou velikostí relativní chyby 0,43 %. Především ve vyšších hodnotách Re_c byla tato metoda velice přesná. Pro výpočet teploty ochlazované tekutiny se jevila jako nejpřesnější metoda Nu2, u této metody se pohyboval rozdíl v teplotě s experimentálními daty mezi 0,1°C a 0,23°C.



Obr. 27: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h1_c1 až h1_c5 (Re_H=695÷703)



Obr. 28: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h5_c1 až h5_c5 (Re_H=1225÷1229)

U dat pro $Re_h \doteq 1227$ (*h5_c1* až *h5_c5*) se při výpočtu teploty ohřívané tekutiny (Obr. 26) jevila jako nejvíce přesná metoda Nu3, nejméně přesná byla metoda Nu1. Zde byl rozdíl v teplotách 1,18°C a vyšší. Při výpočtu teploty ochlazované tekutiny (Obr. 28) byla nejvíce přesná metoda Nu3. Pro $Re_c \geq 791$ byl rozdíl mezi teplotou vypočtenou z Nu3 a experimentálně zjištěnou teplotou menší než 0,1°C.

5 Závěr práce

První část práce slouží jako teoretický úvod do problematiky přenosu tepla a tepelných výměníků. Jsou zde shrnuta vybraná podobnostní čísla mechaniky tekutin a termomechaniky, bez kterých by návrh tepelných výměníků byl takřka nemožný.

Dále zde byli vybrány tři metody termodynamického návrhu tepelných výměníků, které se v technické praxi využívají. Pro tři vybrané geometrie křížoproudých tepelných výměníků byl proveden obecný návrhový výpočet těchto výměníků, včetně shrnutí příslušných kriteriálních rovnic s omezením oblasti jejich platnosti.

V praktické části práce byl analyzován vícepatrový deskožebrový tepelný výměník měřený na Univerzitě v Santa Catarině v Brazílii. Zde byl proveden výpočet jak potřebných geometrických vlastností výměníku, tak i ukázkový výpočet pro konkrétní experimentální hodnoty. Tento výpočet byl proveden na základě třech různých kriteriálních rovnic Nusseltova čísla. Dané výsledky pak byli porovnány s experimentálními daty.

Jako nejméně přesná metoda se jevil výpočet podle Lee a Garimelly [8], značený jako Nu1. Data vypočtená touto metodou se mnohdy lišila i o více než 20 % v porovnání s experimentálními daty.

Metody podle Shaha a Londona (Nu2) a podle Stephana a Preußera (Nu3) byly obě poměrně spolehlivé. Metoda podle Shaha a Londona byla spolehlivější než metoda Stephana a Preußera zejména pro nižší hodnoty Re. Pro vyšší hodnoty Re se jevila jako spolehlivější právě metoda Nu3.

Měřený výkon, a tudíž i vypočtený tepelný výkon, se měnil s Re obou toků. Nejnižší výkon z naměřených hodnot byl 1326 W. Nejblíže této hodnotě bylo 1248 W vypočtených podle Nu1. Nejvyšší výkon vypočtený z naměřených dat bylo 1997 W. Této hodnotě bylo nejblíže 2015 W získaných metodou Nu3.

Na základě návrhových kriteriálních rovnic z této práce je možné provést termodynamický návrh výměníků s jednou z geometrií uvedených ve 3. kapitole.

6 Seznam použité literatury

[1] THULUKKANAM, Kuppan. Heat exchanger design handbook. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2013. ISBN 9781439842133.

[2] YUNUS A. CENGEL. Heat transfer: a practical approach. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill, 2003. ISBN 9780072826203.

[3] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. Přenos hybnosti, tepla a hmoty. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1993. 299 s. ISBN 80-01-00957-2.

[4] NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 2001. 187 s. ISBN 80-01-02409-1.

[5] INCROPERA, Frank P. et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. Hoboken: Wiley, ©2007. xxv, 997 s. ISBN 978-0-471-45728-2.

[6] JOHN H. LIENHARD IV a JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook. 4th ed. Mineola, N.Y: Dover Publications, 2011. ISBN 9780486479316.

[7] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. Fundamentals of heat exchanger design. Hoboken, NJ: John Wiley, 2003. ISBN 0-471-32171-0.

[8] MORTEAN, M.V.V., K.V. PAIVA a M.B.H. MANTELLI. Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments. International Journal of Thermal Sciences [online]. 2016, 110, 285-298 [cit. 2017-07-27]. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.010. ISSN 12900729. Dostupné z: http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072915303641.

[9] Heat Transfer Principals in Electronics Cooling: Forced Convection Correlations. In: Cairo University [online]. Káhira [cit. 2017-08-01]. Dostupné z: http://www.pathways.cu.edu.eg/ec/text-pdf/part%20b-9.pdf.

[10] Thermal Conductivity: Copper. EFunda: The Ultimate Online Reference for Engineers [online]. Sunnyvale [cit. 2017-07-14]. Dostupné z: http://www.efunda.com/materials/elements/TC_Table.cfm?Element_ID=Cu.

[11] Thermophysical Properties: Water. Thermal-Fluids Central [online]. Columbia [cit. 2017-07-14]. Dostupné z: https://thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Thermophysical_Properties:_Water

7 Seznam obrázků

Obr. 1:Průběh teploty ve výměníku s rovinnou stěnou tloušťky b 10
Obr. 2: Znazornění Nu [2] 13
Obr. 3: Vazká mezní vrstva, [5] 14
Obr. 4: Termická mezní vrstva, [5] 14
Obr. 5: Řez deskožebrovým výměníkem, a) obdélníkový průřez žebrováním, b) trojúhelníkový průřez žebrováním [1] 18
Obr. 6: Rozměry deskožebového výměníku s naznačením směrů proudění 18
Obr. 7: Parametrické znázornění účinnosti pro různá C* v závislosti na NTU [7] 21
Obr. 8: trubkový křížoproudý výěník, [2] 22
Obr. 9: Rozměry svazku trubek, a) trubky zarovnané v řadách, b) stupňovité uspořádání [9] 22
Obr. 10: Schéma výměníku s rozměry [8] 25
Obr. 11: Obecné rozměry výměníku [8] 26
Obr. 12: Parametrické znázornění účinnosti pro různá C* v závislosti na NTU [1] 29
Obr. 13: Analyzovaný výměník s přivařeným potrubím [8] 30
Obr. 14: Analyzovaný výměník [8] 30
Obr. 15: Schéma s rozměry výměníku [8 30
Obr. 16: Průběh efektivity v závislosti na počtu iterací n 37
Obr. 17: Tepelný výkon v závislosti na Re_h pro exprimenty c1_h1 až c1_h5 (Re_c=435÷437) 38
Obr. 18: Tepelný výkon v závislosti na Re_h pro experimenty c5_h1 až a5_h5 (Re_c=885÷904) 38
Obr. 19: Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c1_h1 až c1_h5 (Re_c=435÷437) 39
Obr. 20: Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c5_h1 až c5_h5 (Re_c=885÷904) 39
Obr. 21: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c1_h1 až c1_ h5 (Re_c=437÷437 39
Obr. 22: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty c5_h1 až c5_h5 (Re_c=885÷904) 39
Obr. 23: Tepelný výkon v závislosti na Re_c pro experimenty h1_c1 až h1_c5 (Re_h=695÷703) 40
Obr. 24: Tepelný výkon v závislosti na Re_c pro experimenty h5_c1 až h5_c5 (Re_h=1225÷1229) 40
Obr. 25: Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h1_c1 až h1_c5 (Re_h=695÷703) 40
Obr. 26 Teplota ohřívané tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h5_c1 až h5_c5 (Re_h=1225÷1229) 40
Obr. 27: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h1_c1 až h1_c5 (Re_h=695÷703) 41
Obr. 28: Teplota ochlazované tekutiny na výstupu z výměníku pro experimenty h5_c1 až h5_c5 (Re_h=1225÷1229) 41

8 Seznam tabulek

Tabulka 1: Koeficienty pro výpočet Nusseltova čísla trubkového výměníku [9] 24
Tabulka 2: Kriteriální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla pro proudění v kruhové trubce podle Cengela [2] 24
Tabulka 3: Rozměry výměníku 31
Tabulka 4: Fyzikální vlastnosti vody pro vstupní teploty do výměníku 32
Tabulka 5: Vypočítané součinitele přestupu tepla pro Nu spočítané z různých kriteriálních rovnic . 34
Tabulka 6: Parametr žebrování pro různé kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla 35
Tabulka 7: Účinnost žebrování pro různé kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla 35
Tabulka 8: Celková účinnost plochy žeber pro různé kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla ... 36
Tabulka 9: Součinitel prostupu tepla a NTU pro tůzné kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla . 36
Tabulka 10: Porovnání přesného a přibližného výpočtu účinnosti výměníku 36
Tabulka 11: Teploty na výstupu z výměníku a tepelný výkon pro různé kriteriální rovnice výpočtu Nusseltova čísla, řešeno pro efektivitu vypočtenou iteračně 37

9 Seznam příloh

Příloha 1: Tabulka experimentálních dat s dopočtenými hodnotami pro konstantní c1 a c5 46
Příloha 2: Tabulka experimentálních dat s dopočtenými hodnotami pro konstantní h1 a h5 47
Příloha 3: Tepelná vodivost měďi v závisloti na na teplotě pro teploty od 10°C do 60°C, podle [10] 48
Příloha 4: Tepelná vodivost vody v závislosti na teplotě pro rozsah teplot od 20°C do 100°C, podle [11] 48
Příloha 5: Hustota vody v závislosti na teplotě v rozsahu od 20°C do 100°C , podle [11] 49
Příloha 6:Dynamická viskozita vody v závislosti na teplotě v rozsahu od 20°C do 100°C, podle [11] 49
Příloha 7: Měrná tepelná kapacita vody v závislosti na teplotě v rozsahu teplota od 20°C do 100°C, podle [11] 50
Příloha 8: Tabulka naměřených hodnot z experimentu [8] 50

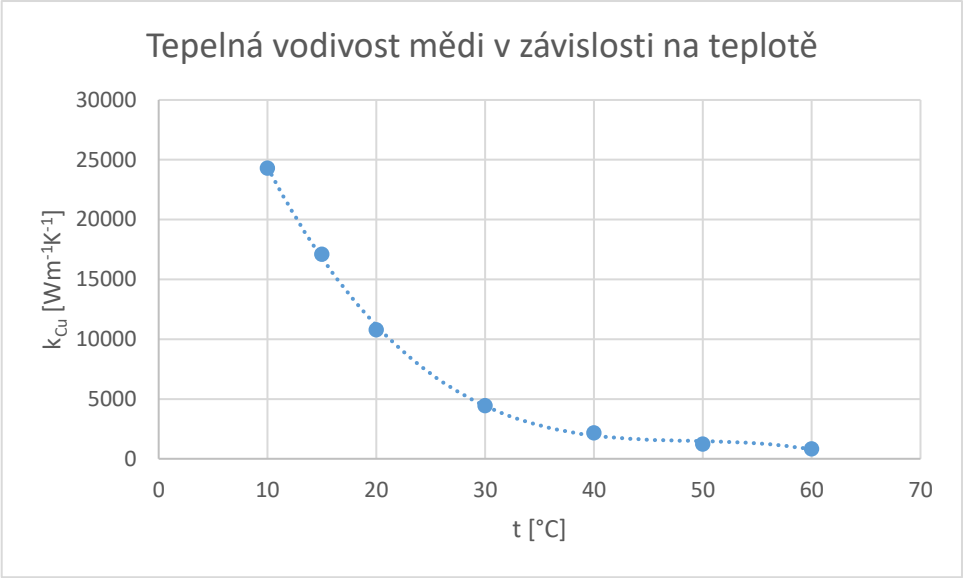
10 Přílohy

PŘÍLOHA 1: TABULKA EXPERIMENTÁLNÍCH DAT S DOPOČTENÝMI HODNOTAMI PRO KONSTANTNÍ C1 A C5

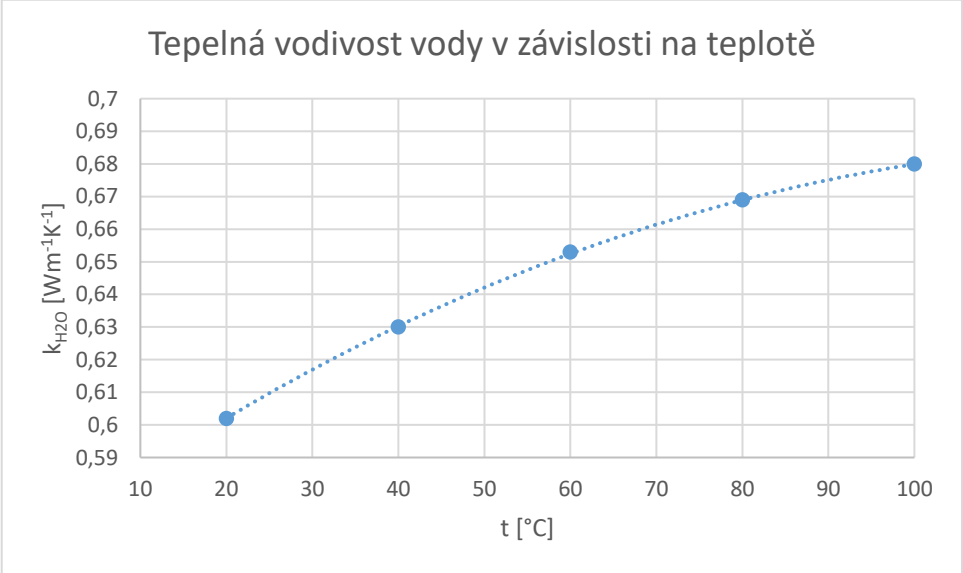
			#Nu	$T_{h,o}$	$T_{c,o}$	h_h	h_c	U	ε	$\dot{Q}$	NTU
			[-]	[°C]	[°C]	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	[-]	[W]	[-]
c1_h1	T_Hi [°C]:	55,52	exp	50,92	33,77	3 006	2 763	1 321	0,181	1 326	
	T_Ci [°C]:	29,13	Nu1	51,40	33,27	2 259	2 096	828	0,156	1 248	0,197
	Re_H:	703	Nu2	50,69	33,98	2 846	2 652	1 012	0,181	1 461	0,241
	Re_C:	435	Nu3	50,41	34,26	3 173	2 836	1 105	0,194	1 600	0,260
c1_h2	T_Hi [°C]:	55,86	exp	52,94	34,71	3 338	2 764	1 471	0,201	1 503	
	T_Ci [°C]:	29,05	Nu1	54,04	31,50	2 431	2 066	857	0,167	1 397	0,201
	Re_H:	948	Nu2	51,95	34,30	3 071	2 595	1 046	0,196	1 643	0,245
	Re_C:	436	Nu3	51,64	34,71	3 528	2 838	1 153	0,211	1 773	0,270
c1_h3	T_Hi [°C]:	54,87	exp	51,70	34,75	3 505	2 765	1 531	0,210	1 506	
	T_Ci [°C]:	29,11	Nu1	52,02	33,53	2 538	2 065	871	0,171	1 381	0,204
	Re_H:	1 076	Nu2	51,51	34,32	3 213	2 595	1 065	0,202	1 629	0,250
	Re_C:	436	Nu3	51,24	34,74	3 704	2 838	1 175	0,219	1 762	0,275
c1_h4	T_Hi [°C]:	55,43	exp	52,34	35,08	3 601	2 766	1 569	0,215	1 517	
	T_Ci [°C]:	29,19	Nu1	52,68	33,75	2 598	2 066	879	0,174	1 427	0,206
	Re_H:	1 163	Nu2	52,18	34,57	3 292	2 596	1 075	0,205	1 684	0,252
	Re_C:	437	Nu3	51,92	35,02	3 808	2 840	1 188	0,222	1 824	0,278
c1_h5	T_Hi [°C]:	55,46	exp	52,45	35,13	3 675	2 766	1 597	0,219	1 603	
	T_Ci [°C]:	29,16	Nu1	52,82	33,77	2 644	2 066	885	0,175	1 445	0,207
	Re_H:	1 228	Nu2	52,34	34,61	3 352	2 596	1 083	0,207	1 707	0,253
	Re_C:	437	Nu3	52,08	35,07	3 886	2 840	1 197	0,225	1 850	0,280
c5_h1	T_Hi [°C]:	55,10	exp	49,85	32,93	3 001	3 540	1 659	0,216	1 605	
	T_Ci [°C]:	30,01	Nu1	50,55	32,29	2 219	2 585	909	0,181	1 422	0,213
	Re_H:	696	Nu2	49,73	32,70	2 777	3 275	1 109	0,214	1 679	0,260
	Re_C:	885	Nu3	49,26	32,93	3 165	3 636	1 230	0,233	1 825	0,288
c5_h2	T_Hi [°C]:	55,44	exp	51,12	33,62	3 332	3 545	1 847	0,182	1 819	
	T_Ci [°C]:	30,21	Nu1	51,83	32,63	2 427	2 588	947	0,143	1 513	0,166
	Re_H:	939	Nu2	51,15	33,08	3 065	3 279	1 161	0,170	1 799	0,203
	Re_C:	890	Nu3	50,76	33,35	3 519	3 642	1 291	0,186	1 963	0,226
c5_h3	T_Hi [°C]:	55,18	exp	51,23	33,75	3 506	3 544	1 953	0,168	1 913	
	T_Ci [°C]:	30,16	Nu1	52,00	32,61	2 537	2 588	965	0,127	1 537	0,146
	Re_H:	1 078	Nu2	51,39	33,08	3 212	3 279	1 185	0,151	1 831	0,180
	Re_C:	890	Nu3	51,04	33,36	3 704	3 643	1 320	0,166	2 002	0,200
c5_h4	T_Hi [°C]:	55,38	exp	51,65	34,49	3 599	3 553	2 025	0,163	1 948	
	T_Ci [°C]:	30,82	Nu1	52,43	33,26	2 596	2 594	976	0,120	1 528	0,138
	Re_H:	1 160	Nu2	51,87	33,72	3 289	3 287	1 199	0,143	1 821	0,170
	Re_C:	902	Nu3	51,53	34,00	3 805	3 655	1 337	0,157	1 995	0,189
c5_h5	T_Hi [°C]:	55,46	exp	51,79	34,66	3 673	3 555	2 078	0,159	1 995	
	T_Ci [°C]:	30,94	Nu1	52,65	33,39	2 643	2 595	984	0,115	1 539	0,132
	Re_H:	1 226	Nu2	52,10	33,86	3 350	3 288	1 208	0,137	1 835	0,162
	Re_C:	904	Nu3	51,78	34,15	3 883	3 657	1 349	0,150	2 012	0,181

Příloha 2: Tabulka experimentálních dat s dopočtenými hodnotami pro konstantní h1 a h5

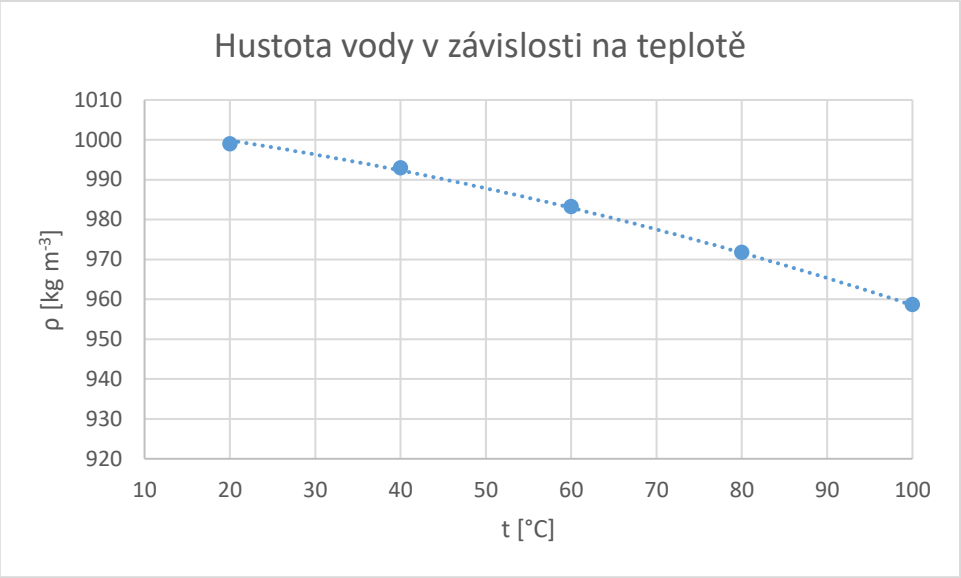
			#Nu	$T_{h,o}$	$T_{c,o}$	h_h	h_c	U	ε	$\dot{Q}$	NTU
			[-]	[°C]	[°C]	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	[-]	[W]	[-]
h1_c1	**T_Hi [°C]:**	55,52	exp	50,92	33,77	3 006	2 763	1 321	0,181	1 326	
	T_Ci [°C]:	29,13	Nu1	51,40	33,27	2 259	2 096	828	0,157	1 248	0,197
	Re_H:	703	Nu2	50,69	33,98	2 846	2 652	1 012	0,184	1 461	0,241
	Re_C:	435	Nu3	50,41	34,26	3 173	2 836	1 105	0,194	1 600	0,260
h1_c2	**T_Hi [°C]:**	54,88	exp	49,99	33,22	3 000	3 210	1 561	0,202	1 515	
	T_Ci [°C]:	29,56	Nu1	50,53	32,41	2 218	2 361	875	0,172	1 361	0,205
	Re_H:	694	Nu2	49,76	32,91	2 776	2 992	1 068	0,202	1 603	0,250
	Re_C:	672	Nu3	49,34	33,19	3 163	3 294	1 179	0,219	1 733	0,276
h1_c3	**T_Hi [°C]:**	55,03	exp	49,83	32,64	3 001	3 378	1 631	0,212	1 614	
	T_Ci [°C]:	29,27	Nu1	50,47	31,85	2 218	2 476	892	0,177	1 425	0,209
	Re_H:	695	Nu2	49,65	32,31	2 776	3 139	1 090	0,209	1 681	0,256
	Re_C:	773	Nu3	49,20	32,57	3 163	3 466	1 205	0,226	1 823	0,283
h1_c4	**T_Hi [°C]:**	55,02	exp	49,71	32,41	3 000	3 480	1 666	0,216	1 654	
	T_Ci [°C]:	29,22	Nu1	50,38	31,64	2 219	2 544	902	0,180	1 450	0,212
	Re_H:	695	Nu2	49,54	32,07	2 776	3 225	1 102	0,212	1 712	0,258
	Re_C:	838	Nu3	49,07	32,32	3 163	3 570	1 220	0,230	1 858	0,286
h1_c5	**T_Hi [°C]:**	55,04	exp	49,62	32,28	3 000	3 530	1 672	0,217	1 660	
	T_Ci [°C]:	29,25	Nu1	50,37	31,59	2 218	2 579	907	0,181	1 460	0,213
	Re_H:	695	Nu2	49,52	32,01	2 776	3 267	1 108	0,214	1 724	0,260
	Re_C:	872	Nu3	49,04	32,25	3 163	3 622	1 227	0,232	1 873	0,288
h5_c1	**T_Hi [°C]:**	55,28	exp	52,33	35,65	3 673	2 763	1 593	0,219	1 537	
	T_Ci [°C]:	30,05	Nu1	52,75	34,47	2 644	2 073	887	0,175	1 388	0,207
	Re_H:	1 225	Nu2	52,29	35,28	3 351	2 604	1 085	0,207	1 640	0,253
	Re_C:	445	Nu3	52,04	35,72	3 884	2 852	1 199	0,225	1 778	0,280
h5_c2	**T_Hi [°C]:**	55,43	exp	52,08	34,81	3 673	3 210	1 894	0,170	1 855	
	T_Ci [°C]:	30,21	Nu1	52,69	33,33	2 644	2 370	945	0,124	1 501	0,144
	Re_H:	1 227	Nu2	52,17	33,92	3 351	3 003	1 160	0,147	1 784	0,177
	Re_C:	684	Nu3	51,88	34,25	3 885	3 311	1 289	0,160	1 945	0,196
h5_c3	**T_Hi [°C]:**	55,53	exp	51,94	34,47	3 674	3 378	1 998	0,156	1 968	
	T_Ci [°C]:	30,28	Nu1	52,72	33,05	2 644	2 486	965	0,111	1 539	0,129
	Re_H:	1 228	Nu2	52,18	33,58	3 351	3 152	1 186	0,133	1 831	0,159
	Re_C:	791	Nu3	51,87	33,88	3 885	3 488	1 321	0,145	2 000	0,177
h5_c4	**T_Hi [°C]:**	55,58	exp	51,94	34,66	3 674	3 480	2 058	0,157	1 997	
	T_Ci [°C]:	30,76	Nu1	52,76	33,32	2 644	2 560	978	0,114	1 544	0,131
	Re_H:	1 229	Nu2	52,22	33,81	3 351	3 244	1 201	0,136	1 840	0,161
	Re_C:	867	Nu3	51,90	34,10	3 886	3 603	1 341	0,148	2 015	0,180
h5_c5	**T_Hi [°C]:**	55,46	exp	51,79	34,66	3 673	3 555	2 078	0,159	1 995	
	T_Ci [°C]:	30,94	Nu1	52,65	33,39	2 643	2 595	984	0,115	1 539	0,132
	Re_H:	1 226	Nu2	52,10	33,86	3 350	3 288	1 208	0,137	1 835	0,162
	Re_C:	904	Nu3	51,78	34,15	3 883	3 657	1 349	0,150	2 012	0,181



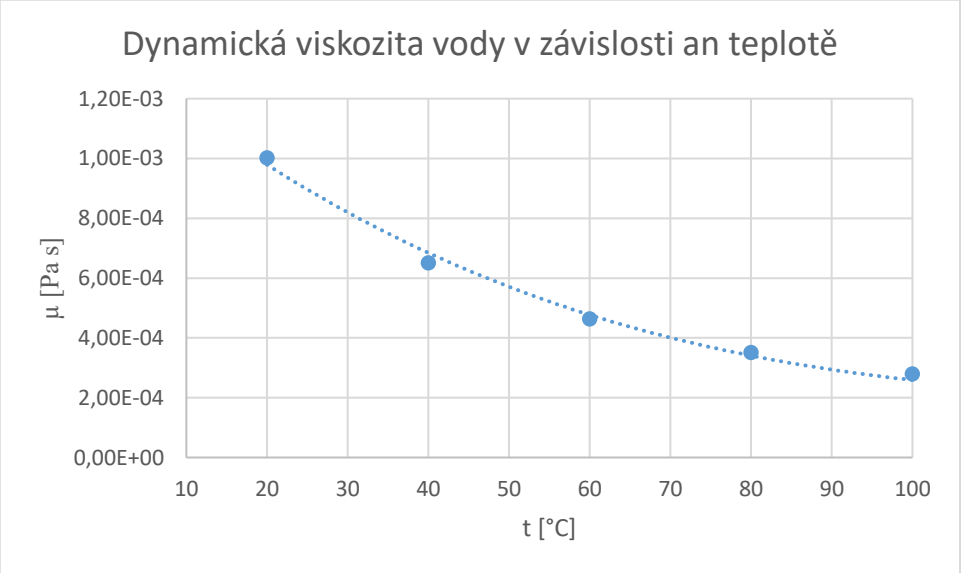
PŘÍLOHA 3: TEPELNÁ VODIVOST MĚDI V ZÁVISLOTI NA NA TEPLOTĚ PRO TEPLOTY OD 10°C DO 60°C, PODLE [10]



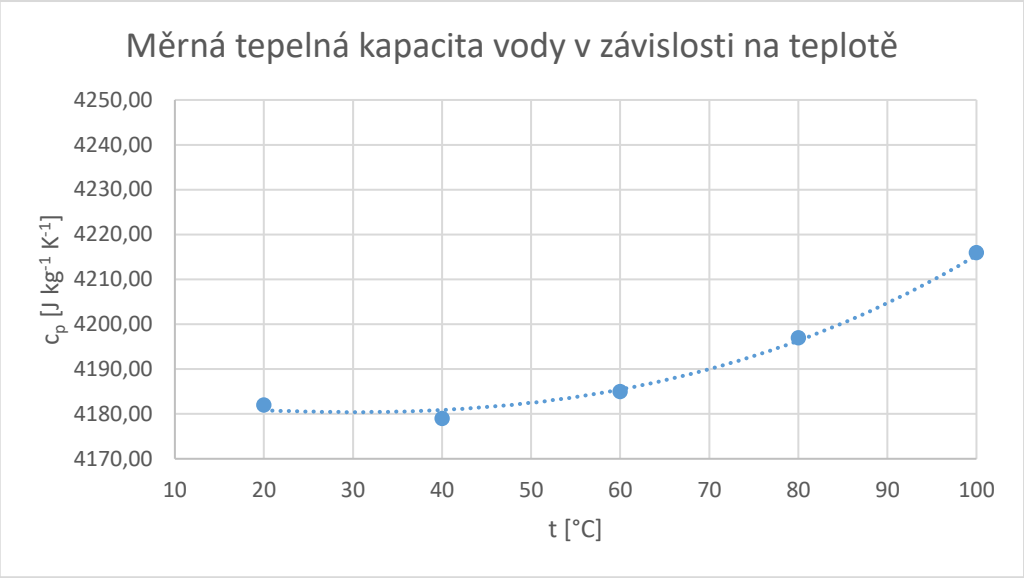
PŘÍLOHA 4: TEPELNÁ VODIVOST VODY V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ PRO ROZSAH TEPLOT OD 20°C DO 100°C, PODLE [11]



PŘÍLOHA 5: HUSTOTA VODY V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ V ROZSAHU OD 20°C DO 100°C , PODLE [11]



PŘÍLOHA 6:DYNAMICKÁ VISKOZITA VODY V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ V ROZSAHU OD 20°C DO 100°C, PODLE [11]



PŘÍLOHA 7: MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA VODY V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ V ROZSAHU TEPLOTA OD 20°C DO 100°C, PODLE [11]

PŘÍLOHA 8: TABULKA NAMĚŘENÝCH HODNOT Z EXPERIMENTU [8]

Test	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	$P_{h,in}$ (kPa)	$P_{c,in}$ (kPa)	Re_h	Re_c	q_{exp} (kW)	ϵ_{exp}
c1_h1	55.52	29.13	50.92	33.77	104	103	703	435	1.326	0.181
c1_h2	55.86	29.05	52.24	34.71	109		948	436	1.503	0.201
c1_h3	54.87	29.11	51.70	34.75	112		1076	436	1.506	0.210
c1_h4	55.43	29.19	52.34	35.08	114		1163	437	1.571	0.215
c1_h5	55.46	29.16	52.45	35.13	115		1228	437	1.603	0.219
c5_h1	55.10	30.01	49.85	32.93	104	110	696	885	1.605	0.216
c5_h2	55.44	30.21	51.12	33.62	109		939	890	1.819	0.182
c5_h3	55.18	30.16	51.23	33.75	112		1078	890	1.913	0.168
c5_h4	55.38	30.82	51.65	34.49	114		1160	902	1.948	0.163
c5_h5	55.46	30.94	51.79	34.66	115		1226	904	1.995	0.159
h1_c1	55.52	29.13	50.92	33.77	104	102	703	435	1.326	0.181
h1_c2	54.88	29.56	49.99	33.22		106	694	672	1.515	0.202
h1_c3	55.03	29.27	49.83	32.64		108	695	773	1.614	0.212
h1_c4	55.02	29.22	49.71	32.41		109	695	838	1.654	0.216
h1_c5	55.04	29.25	49.62	32.28		110	695	872	1.66	0.217
h5_c1	55.28	30.05	52.33	35.65	115	102	1225	445	1.537	0.219
h5_c2	55.43	30.21	52.08	34.81		106	1227	684	1.855	0.170
h5_c3	55.53	30.28	51.94	34.47		108	1228	791	1.968	0.156
h5_c4	55.58	30.76	51.94	34.66		109	1229	867	1.997	0.157
h5_c5	55.46	30.94	51.79	34.66		110	1226	904	1.995	0.159