

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE**

KOMBINOVANÝ TEPELNÝ VÝMĚNÍK COMBINED HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ MARUŠÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HEJČÍK, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Marušák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kombinovaný tepelný výměník

v anglickém jazyce:

Combined heat exchanger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s. již řadu let vyvíjí a vyrábí klimatizační systémy pro vrtulníky a letouny, jejichž médiem je horký stlačený vzduch, který se odebírá z hlavních motorů nebo pomocných energetických jednotek.

Kombinovaný tepelný výměník "Přihřívák-Kondenzátor", navrhovaný v rámci této diplomové práce, je hlavní součástí vysokotlakého systému odlučování vlhkosti klimatizačních systémů.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je provést termohydraulický a hydraulický návrh výměníku (s ohledem na výrobní možnosti PBS by se jednalo o trubkový výměník).

Seznam odborné literatury:

KAKAÇ, Sadik, HONGTAN, Liu. Heat Exchangers selection, rating and thermal design. 2nd edition. [s.l.] : CRC press, 2002. 520 s. ISBN 9780849309021.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Hejčík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 22.10.2010



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

V diplomové práci je uveden souhrn teoretických a výpočtových poznatků pro kombinovaný tepelný výměník, který je navrhován pro klimatizační zařízení První brněnské strojírný ve Velké Bíteši, a.s. Práce obsahuje popis optimalizačního výpočetního programu, pomocí něhož získáme rozložení výkonů mezi jednotlivé výměníky kombinovaného tepelného výměníku. Souhrn teoretických poznatků tepelných výměníků a přenosu tepla nám poté vede k návrhu a konstrukci kombinovaného tepelného výměníku.

ABSTRACT

This thesis sets out a summary of theoretical and computational knowledges of a combined heat exchanger which is designed for air-conditioning device that is manufactured in První brněnská strojírna ve Velké Bíteši, a.s. The thesis describes the computer program of optimization, through which we obtain the cooling capacity of particular heat exchanger in the combined heat exchanger. The summary of theoretical knowledges of heat exchangers and heat transfer leads us to the proper design and construction of the combined heat exchanger.

KLÍČOVÁ SLOVA

Chlazení expanzí, kombinovaný výměník, přehřívák, kondenzátor, teplota, relativní vlhkost, tlak, entalpický tok, trubkový výměník, součinitel prostupu tepla, teplosměnná plocha

KEYWORDS

Gas expansion cooling, combined heat exchanger, reheater, condenser, temperature, relative humidity, pressure, enthalpy flow, tubular heat exchanger, overall heat transfer coefficient, heat transfer area

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARUŠÁK Ondřej. *Název: Kombinovaný tepelný výměník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 62 s. Vedoucí práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kombinovaný tepelný výměník vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu na konci této práce.

27. května 2011

.....
Bc. Ondřej Marušák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům, kteří mi poskytli podporu a klid při studiu vysoké školy a bez kterých by tato práce nemohla vzniknout.

OBSAH

ÚVOD	13
1 POPIS KLIMATIZAČNÍHO SYSTÉMU	14
1.1 NEJROZŠÍŘENĚJŠÍ SYSTÉM.....	14
1.2 CHLAZENÍ EXPANZÍ VZDUCHU.....	15
1.3 KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKA LETADEL A VRTULNÍKŮ	16
2 TERMODYNAMICKÁ OPTIMALIZACE PROCESU	18
2.1 ZADANÉ VSTUPNÍ A POŽADOVANÉ VÝSTUPNÍ PARAMETRY VZDUCHU	18
2.2 PRINCIP NÁVRHŮ CHLADÍCÍCH VÝKONŮ PŘIHRĚVÁKU A KONDENZÁTORU	18
2.3 URČENÍ PARAMETRŮ VZDUCHU V JEDNOTLIVÝCH MÍSTECH SYSTÉMU KLIMATIZACE	19
2.3.1 <i>Vstupující vzduch (stav 3)</i>	19
2.3.2 <i>Průchod vzduchu přihrěvákem, kondenzátorem a odloučení vlhkosti (stav 4, 5, 6)</i>	21
2.3.3 <i>Vzduch jako chladicí médium a expanze na turbíně (stav 7, 8, 9)</i>	22
2.3.4 <i>Popis výpočetního programu a určení výkonů tepelných výměníků</i>	24
2.4 OPTIMALIZACE OBĚHU KLIMATIZAČNÍHO ZAŘÍZENÍ	26
2.4.1 <i>Výsledky optimalizace</i>	27
2.4.2 <i>Chování klimatizačního systému</i>	28
3 TEPELNÝ A HYDRAULICKÝ NÁVRH KOMBINOVANÉHO VÝMĚNÍKU	31
3.1 VÝMĚNÍKY TEPLA	31
3.1.1 <i>Rozdělení výměníků</i>	31
3.2 TEORIE PŘENOSU TEPLA	34
3.2.1 <i>Vedení tepla</i>	34
3.2.2 <i>Přenos energie prouděním</i>	35
3.2.3 <i>Přenos energie sáláním</i>	36
3.2.4 <i>Prostup tepla</i>	36
3.3 MATEMATICKÉ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKŮ	37
3.3.1 <i>Střední logaritmický teplotní spád</i>	37
3.3.2 <i>Rychlost a hmotnostní rychlost proudění</i>	38
3.3.3 <i>Reynoldsovo číslo</i>	40
3.3.4 <i>Nusseltovo číslo</i>	42
3.3.5 <i>Stanovení součinitele prostupu tepla</i>	42
3.3.6 <i>Velikost příslušné teplosměnné plochy</i>	43
3.3.7 <i>Výkon výměníku</i>	43
3.3.8 <i>Výpočet tlakových ztrát</i>	44
3.4 VÝPOČET VÝKONŮ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	45
3.4.1 <i>Přihrěvák</i>	45
3.4.2 <i>Kondenzátor</i>	50
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KOMBINOVANÉHO VÝMĚNÍKU	56
ZÁVĚR	59
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	60
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	61

ÚVOD

V moderní době se zabýváme úpravami vzduchu ve všech možných prostředích jako jsou obytné a pracovní prostory budov, interiéry automobilů a v neposlední řadě i vnitřní prostory vzdušných dopravních prostředků. Na všechna tato místa jsou kladeny různé požadavky parametrů klimatizovaného vzduchu. Mezi nejsledovanější a nejvíce ovlivňující vnitřní mikroklima patří teplota, tlak, rychlost proudění, absolutní vlhkost a relativní vlhkost. Vhodným přizpůsobením všech těchto veličin se snažíme vytvořit prostředí, které odpovídá účelům sledovaného místa.

V letadlech a vrtulnících je příprava vnitřního vzduchu o to těžší, že tyto stroje mohou pracovat v rozsahu nadmořských výšek 0 až 13000 m n.m., kde rozdíl teplot mezi vzletovým místem a letovou výškou může být až 90 °C. Proto klimatizační systém musí umět pracovat se zcela rozdílným venkovním vzduchem a přitom udržovat konstantní klima uvnitř kabiny. Současné systémy používají 50 % filtrovaného oběhového vzduchu a 50 % venkovního vzduchu.[1]

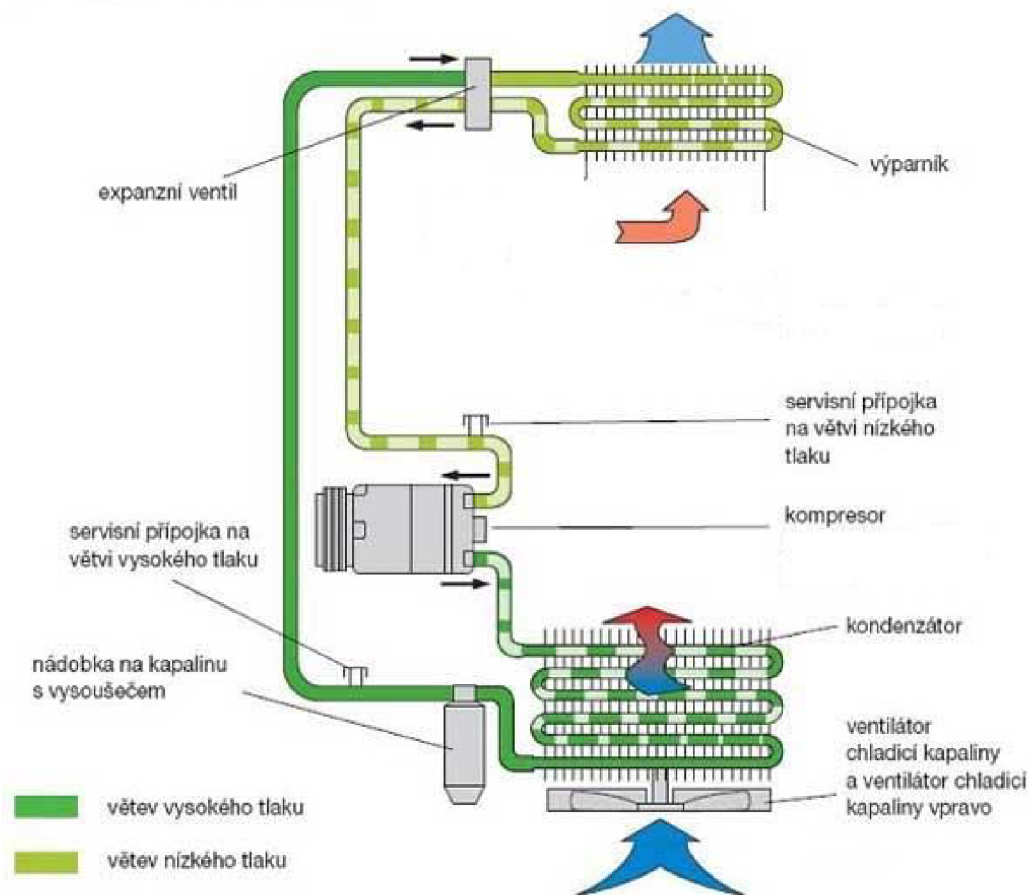
U moderních letadel, které dosahují těch nejvyšších letových hladin už nejde tak o "kvalitu vzduchu" jak o zaručení podmínek pro přežití. S letovou hladinou nad 3000 m n.m. musí být zaručen přetlak kabiny, aby u posádky nemohlo dojít k nemoci z nízkého tlaku, které se mohou projevit až ztrátou vědomí. Dále musí být dodáváný vzduch zbavený všech bakterií a virů, což se děje za vysoké teploty a tlaku při průchodu venkovního vzduchu motorovým prostorem. Další látkou, která má neblahý vliv na lidský organismus je atmosferický ozón. Pokud je jeho koncentrace příliš vysoká, tak se u pasažérů a posádky mohou objevit tyto symptomy : bolest na hrudi, kašláni, bolest hlavy, únava, dušnost a podráždění očí. Proto je ještě ve vysokotlaké části vložen odlučovač ozónu, kde se ozón rozloží na molekuly kyslíku za pomoci katalyzátoru z ušlechtilého kovu. Relativní vlhkost je udržována okolo 10 %. Tato nepříliš komfortní hodnota má nesporné výhody : vyloučení kondenzace vody, která by mohla vést ke korozi a poruchám elektrických přístrojů; zamezení množení bakterií a plísní.[1]

Celý systém potom zaručuje pro posádku a pasažéry suchý, sterilní, přefiltrovaný vzduch, který má správnou teplotu, tlak a rychlost proudění.

1 POPIS KLIMATIZAČNÍHO SYSTÉMU

1.1 Nejrozšířenější systém

Pro úpravu vzduchu můžeme použít velké množství systému pracujících na různých fyzikálních principech. Mezi nejrozšířenější patří kompresorové zařízení, které můžeme najít v převážné většině dopravních prostředků a budovách. Skládá se ze 4 hlavních částí: kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník. (obr. 1.1)



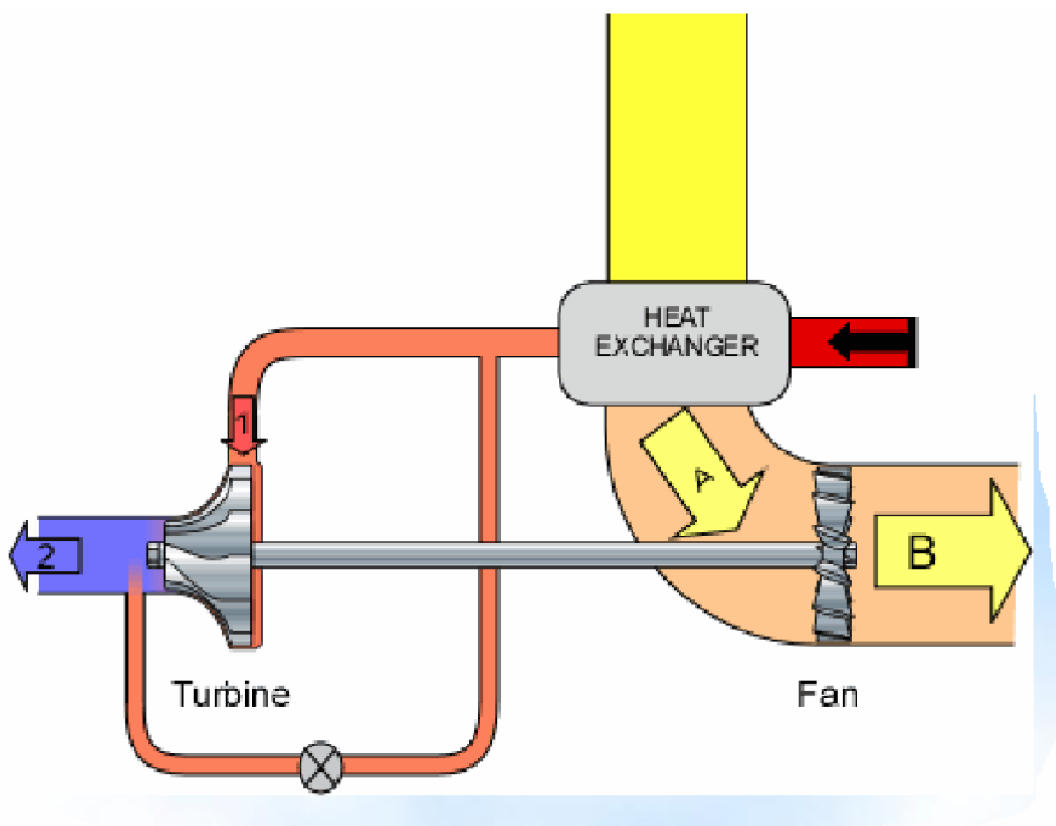
Obr. 1.1 Schéma kompresorového zařízení [4]

V celé soustavě cirkuluje chladivo, které se po prodělání několika termodynamických změn opět vrací do počátečního stavu. Jedná se zejména o kompresi, sdílení tepla, expanzi a škrcení. Chladivo se vypařuje ve výparníku a odnímá teplo z okolní chlazené látky. Páry se z výparníku odsávají kompresorem, ve kterém jsou pak stlačeny na kondenzační tlak a dopraveny do kondenzátoru. Tam jsou odvodem tepla zchlazeny a kondenzují. Zkapalněné chladivo pak prochází expanzním ventilem, kde se jeho tlak seškrtní na tlak výparný.[4]

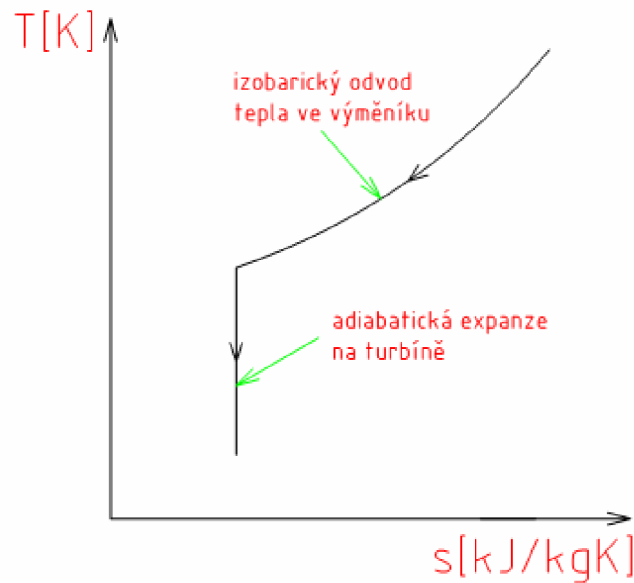
1.2 Chlazení expanzí vzduchu

V letectví se nároky na klimatizaci velmi liší od těch pracujících v blízkosti zemského povrchu. Jednotka musí být spolehlivá, lehká a přizpůsobivá rychle se měnícím podmínkám venkovního vzduchu. Proto se zde využívá úplně jiného principu přípravy vzduchu, a to chlazení expanzí.

Celý děj popíšeme na obr. 1.2. Stlačený vzduch se izobaricky ochladí ve výměníku tepla (heat exchanger) na nejnižší možnou teplotu. Dále se tento vzduch dostává na turbínu (turbine), kde náhle adiabaticky expanduje a jeho teplota klesá. Na obr. 1.2 je navíc využita mechanická práce rotující turbíny k pohonu ventilátoru (fan), který žene chladící médium přes výměník tepla. Jednotlivé termodynamické děje jsou znázorněny v T-s diagramu na obr.1.3.[2]



Obr. 1.2 Schéma chlazení expanzí [3]



Obr. 1.3 T-s diagram vzduchu chlazeného expanzí [2]

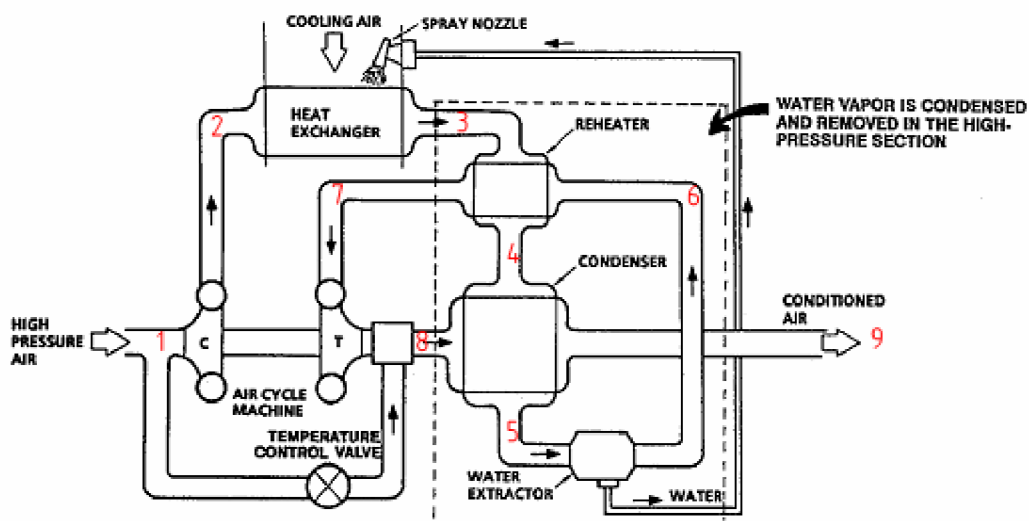
Tento konstrukčně jednoduchý a kompaktní systém má však velký problém v podobě atmosferické vlhkosti nasávaného vzduchu, která při zchlazení za turbínou kondenzuje a v některých případech dokonce i tvoří námrazu. Tento nežádoucí jev se snažíme odstranit soustavou tepelných výměníků ještě před turbínou. Základem je snížení teploty nasávaného vzduchu pod teplotu rosného bodu a díky odvodu kondenzátu získáváme vzduch s nejnižším možným obsahem vody.

1.3 Klimatizační jednotka letadel a vrtulníků

Komplexní systém zaručující všechny termodynamické změny, které jsou zapotřebí k vytvoření vzduchu o požadovaných parametrech, je na obr. 1.4. Jednotlivé části a děje popíšeme dle číslovek 1 – 9 vyznačených na schématu.

1-2	Vzduch odebíraný z motorů je díky vysokému tlaku a teplotě zbaven všech mikroorganismů a virů. Dále je ještě více stlačen v kompresoru (C), aby zařízení pracovalo s co nejvyšší účinností.
2-3	Zchlazení vzduchu s nejmenším možným snížením tlaku (ideální případ je izobarický odvod tepla).
3-4-5	Místo systému, kde se nachází navrhovaný kombinovaný tepelný výměník "Přihřívák-Kondenzátor". Zde se vzduch zchladí ve 2

	stuných za účelem kondenzace nežádoucí vlhkosti. Prvním stupněm je přehřívák (Reheater), kde se teplota sníží těsně nad teplotu rosného bodu. Ve druhém stupni (Condenser) už probíhá srážení vody, které je hlavním efektem této soustavy tepelných výměníků.
5-6	Směs vzduchu a kapiček vody prochází cyklónovým odlučovačem vlhkosti (Water extractor), kde se finálně odvede voda v kapalném skupenství.
6-7	Vzduch zbavený vlhkosti prochází znovu přehřívákem avšak nyní už jako chladící médium děje 3-4.
7-8	Adiabatická expanze na turbíně (T) sníží teplotu až na hodnoty pod 0 °C.
8-9	Poslední výměna tepla probíhá již známým kondenzátorem. Zde zcela podchlazený vzduch pracuje jako chladící médium tohoto výměníku. Po průchodu poslední částí má vzduch parametry splňující výstupní požadavky.



Obr. 1.4 Schéma přípravy vzduchu pro letadla a vrtulníky

2 TERMODYNAMICKÁ OPTIMALIZACE PROCESU

Zde se budeme snažit navrhnout matematický model systému v podobě výpočetního programu, na kterém se provede citlivostní analýza vlivu jednotlivých komponent na parametrech vystupujícího vzduchu.

2.1 Zadané vstupní a požadované výstupní parametry vzduchu

Zadavatel diplomové práce je První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s., která má dlouholeté zkušenosti s vývojem a výrobou klimatizačních jednotek pro leteckou dopravu. Všechny její systémy jsou navrženy pro konkrétní letoun tak, aby vyhovovaly konkrétnímu hlavnímu letadlovému motoru, který pro ně slouží jako zdroj stlačeného vzduchu. Všechny jednotky vynikají jednoduchostí a plně pneumatickým ovládním, které zcela eliminuje složité elektronické ovládním tím i nároky na spotřebu energie z palubní sítě.[5]

Soustavu jednotlivých úprav vzduchu začínáme v bodě 3 na obr.1.4, kde nám poskytla První brněnská strojírna informace zapsané v tab. 2.1

Tab. 2.1 Vstupní parametry

atmosférický tlak	p_a	101,325	kPa
vstupní přetlak	p_{pr3}	260	kPa
teplota	t_3	52	°C
měrná vlhkost	x_3	25	gH ₂ O/kg _{s.v.}
průtok vzduchu	\dot{m}_3	500	kg/h

Po průchodu všemi částmi soustavy se vzduch dostává do finálního stavu označeného bodem 9 o požadovaných parametrech uvedených v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Výstupní parametry

požadovaná teplota	$t_{poz.}$	3	°C
výstupní přetlak	$p_{pr.poz.}$	10	kPa
relativní vlhkost	$\varphi_{poz.}$	<95	%

2.2 Princip návrhů chladících výkonů přehříváku a kondenzátoru

Celé nastavení systému bude spočívat v určení chladících výkonů jednotlivých výměníků, které budou určovat stav vzduchu po jeho průchodu

výměníkem. Jelikož jsou výkony výměníků závislé na parametrech chladicího média, byla pro potřebu nalezení vhodného výkonu jednotlivých výměníků (přehříváku a kondenzátoru) použita rovnice pro stanovení přenášeného tepelného výkonu v tepelném výměníku (2.1).

$$P = S \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{\ln} \quad (2.1)$$

Do této rovnice se v průběhu optimalizace tepelného oběhu klimatizačního zařízení dosazovaly různé hodnoty součinu součinitele prostupu tepla k a teplosměnné plochy S a následně se iteračním postupem dohledávaly hodnoty teplot v jednotlivých bodech oběhu tak, aby platila rovnováha mezi tepelným výkonem přeneseným v tepelném výměníku a dodaným či odebíraným tepelným tokem do/z procházejících médií.

$$P_{\text{přehřívák}} = (kS)_{\text{přehřívák}} \cdot \overline{\Delta T}_{\ln} = \dot{m}_{s.v.3} \cdot (i_3 - i_4) = \dot{m}_{s.v.6} \cdot (i_7 - i_6) \quad (2.2)$$

$$P_{\text{kondenzátor}} = (kS)_{\text{kondenzátor}} \cdot \overline{\Delta T}_{\ln} = \dot{m}_{s.v.4} \cdot (i_4 - i_5) = \dot{m}_{s.v.8} \cdot (i_9 - i_8) \quad (2.3)$$

2.3 Určení parametrů vzduchu v jednotlivých místech systému klimatizace

2.3.1 Vstupující vzduch (stav 3)

Nejdříve si vyjádříme potřebné veličiny vstupujícího vzduchu (stav 3), abychom s nimi mohli dále pracovat při zjišťování parametrů vzduchu po průchodu výměníkem.[6]

- Celkový tlak vzduchu

$$p_3 = p_a + p_{pr3} \quad (2.4)$$

- Parciální tlak syté vodní páry

$$p_{p3}'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_3}\right)} \quad (2.5)$$

- Parciální tlak syté vodní páry rosného bodu

$$p_{p3} t_r'' = \frac{x_3 \cdot p_3}{(0,622 + x_3)} \quad (2.6)$$

- Teplota rosného bodu

$$t_{r3} = \left[\frac{4044,2}{23,58 - \ln(p_{p3} t_r'')} \right] - 235,6 \quad (2.7)$$

- Měrná vlhkost nasycení

$$x_{t_r,3} = 0,622 \cdot \frac{P_{p3}''}{(P_3 - P_{p3}''')} \quad (2.8)$$

- Relativní vlhkost

$$\varphi_3 = \frac{P_{p3}''}{P_{p3}t_r''} \cdot 100 \quad (2.9)$$

- Množství vody ve vzduchu v kapalném skupenství

$$x_{k3} = x_3 - x_{t_r,3} \quad (2.10)$$

- Množství vody ve vzduchu v plynném skupenství

$$x_{p3} = x_{t_r,3} \quad (2.11)$$

- Měrná entalpie

$$i_3 = 1,01 \cdot t_3 + x_{p3} \cdot (2500 + 1,84 \cdot t_3) + x_{k3} \cdot 4,187 \cdot t_3 \quad (2.12)$$

- Množství suchého vzduchu

$$m_{s.v.3} \cdot \dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_3}{(1 + x_3)} \quad (2.13)$$

- Entalpický tok

$$I_3 = m_{s.v.3} \cdot \dot{m}_3 \cdot i_3 \quad (2.14)$$

- Měrná entropie – určíme dle hodnot v tabulkách pro vlhký vzduch

Po použití všech výše uvedených vztahů dostáváme hodnoty vzduchu uvedené v tabulce 2.3.

Tab. 2.3 Parametry vzduchu ve stavu 3

Teplota	t_3	52,0	°C
Celkový tlak	P_3	361,3	kPa
Měrná vlhkost	x_3	0,025	kgH ₂ O/kg _{s.v.}
Průtok vzduchu	\dot{m}_3	500,0	kg/h
Parciální tlak syté vodní páry	P_{p3}''	13603,9	Pa
Parciální tlak syté vodní páry rosného bodu	$P_{p3}t_r''$	13961,6	Pa
Teplota rosného bodu	t_{r3}	52,5	°C
Měrná vlhkost nasycení	$x_{t_r,3}$	0,02433	kgH ₂ O/kg _{s.v.}
Relativní vlhkost	φ_3	>100	%
Stav vzduchu	PŘESYCENÝ VZDUCH		

Množství sytých vodních par	x_{p3}	0,02433	kgH ₂ O/kg _{s.v.}
Množství vody v kapalném skupenství	x_{k3}	0,00067	kgH ₂ O/kg _{s.v.}
Měrná entalpie	i_3	115,8	kJ/kg
Množství suchého vzduchu	$\dot{m}_{s.v.3}$	487,8	kg /h
Entalpický tok	I_3	15,7	kJ/s
Měrná entropie	s_3	0,01823	kJ/kg/K

2.3.2 Průchod vzduchu přehřívákem, kondenzátorem a odloučení vlhkosti (stav 4, 5, 6)

Nyní máme k dispozici všechny potřebné veličiny (tab.2.3), které nám udávají komplexní informace o stavu vzduchu v bodě 3. Tento vzduch prochází nejprve přehřívákem, kde je ochlazen podle vztahu :

$$I'_4 = I_3 - P_{\text{přehřívák}} \quad (2.15)$$

$$p_4 = p_3 - p_{z3-4} \quad (2.16)$$

Z rovnice (2.18) vidíme, že výsledek ochlazení uvažujeme jako rozdíl entalpického toku a chladícího výkonu přehříváku. Tímto rozdílem dostáváme navrhovaný entalpický tok vzduchu stavu 4. Další důležitou stavovou veličinou je celkový tlak, který je snížen o tlakovou ztrátu p_{z3-4} (2.16) při průchodu vzduchu přehřívákem. Pomocí zjištěného entalpického toku a celkového tlaku p_4 určíme všechny potřebné veličiny stavu 4 uvedené v tabulce 2.3.

Dalším stupněm zchlazení vzduchu je kondenzátor, kde se snažíme, aby se nám co největší množství nasycených vodních par přeměnilo na vodu v kapalném skupenství. Odvod tepla a určení entalpického toku a tlaku stavu 5 je dáno vztahy:

$$I'_5 = I_4 - P_{\text{kondenzátor}} \quad (2.17)$$

$$p_5 = p_4 - p_{z4-5} \quad (2.18)$$

Po průchodu vzduchu výše uvedenými výměníky tepla je převážná většina vlhkosti v kapalném skupenství. Proto tento "mokrý vzduch" vstupuje do cyklónového odlučovače vlhkosti. Zde uvažujeme izotermický děj, kdy se odvede 90% kondenzátu. Díky určení teploty a měrné vlhkosti stavu 6 jsem schopni vyjádřit zbylé parametry.

$$t_6 = t_5 \quad (2.19)$$

$$x_{k6} = 0 \Rightarrow x_6 = x_{p5} \quad (2.20)$$

$$P_6 = P_5 - P_{z5-6} \quad (2.21)$$

Množství odváděného kondenzátu je dáno rovnicí:

$$\dot{m}_{H2O} = x_{k5} \cdot \dot{m}_{s.v.5} \quad (2.22)$$

2.3.3 Vzduch jako chladicí médium a expanze na turbíně (stav 7, 8, 9)

Za odlučovačem vlhkosti se znovu vzduch dostává do přehříváku, avšak nyní už jako chladicí médium. Podle prvního zákona termodynamiky pro uzavřenou izolovanou soustavu musíme stejné teplo, které jsme odebrali chlazenému vzduchu při průchodu přehřívákem předat chladicímu médii. Z toho vyplývá vztah, kterým určíme entalpický tok stavu 7 (určení celkového tlaku zůstává nezměněno) :

$$I_7' = I_6 + P_{přehřívák} \quad (2.23)$$

$$P_7 = P_6 - P_{z6-7} \quad (2.24)$$

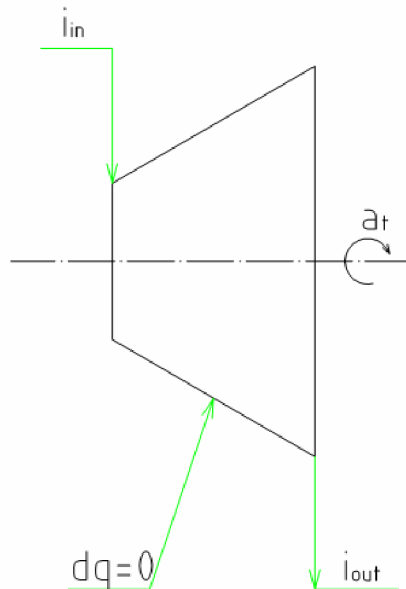
Dostáváme se k hlavní části této soustavy. Vzduch expanduje na turbíně (v ideálním případě adiabaticky) a dochází k přeměně jeho vnitřní energie na práci. Tento jev můžeme vysvětlit Prvním termodynamickým zákonem pro otevřenou soustavu :[6]

$$dq = di + \frac{dw^2}{2} + g \cdot dz + da_t \quad (2.25)$$

Celý děj si popíšeme na obrázku 2.1, do turbíny vstupuje časově konstantní hmotnostní tok látky o měrné entalpii i_{in} a vystupuje stejný tok látky o měrné entalpii i_{out} . Děj považujeme za adiabatický ($dq=0$) a změna potenciální a kinetické energie látky vstupující a vystupující je zanedbatelná ($g \cdot dz=0, dw^2=0$). A proto můžeme rovnici (2.26) psát ve tvaru:[6]

$$0 = di + da_t \Rightarrow a_t = i_{in} - i_{out} \quad (2.26)$$

Vidíme, že měrná práce turbíny a_t (práce na hřídeli rotačního stroje pracujícího kontinuálně) se rovná rozdílu entalpií na vstupu a výstupu.



Obr. 2.1 Schéma turbíny[6]

Abychom mohli určit parametry vzduchu za turbínou (stav 8), uvažujeme, že se měrná entropie nezmění (adiabatický děj) a výsledný celkový tlak za turbínou bude náš požadovaný výstupní tlak z celého systému zvýšený ještě o tlakovou ztrátu kondenzátoru p_{z8-9} :

$$s_{8id} = s_7 \quad (2.27)$$

$$p_8 = (p_a + p_{pr, poz.}) + p_{z8-9} \quad (2.28)$$

Nyní však musíme vědět, že charakteristika reálné turbíny se liší od charakteristiky ideálního adiabatického děje. Tuto skutečnost zahrneme v účinnosti turbíny η_{tur} , která je definovaná jako podíl rozdílů skutečné změny entalpií a změny entalpií při ideálním adiabatickém ději:[6]

$$\eta_{tur} = \frac{i_7 - i_8'}{i_7 - i_{8id}} \quad (2.29)$$

Z uvedeného vztahu nás nejvíce zajímá navrhovaná skutečná měrná entalpie i_8' (2.30), pomocí které společně se známým tlakem p_8 určíme parametry vzduchu v bodě 8. Také je třeba říci, že měrná entalpie i_{8id} je získána díky známé měrné entropii s_{8id} a tlaku p_8 .

$$i_8' = i_7 - \eta_{tur} \cdot (i_7 - i_{8id}) \quad (2.30)$$

Poslední tepelná změna probíhá v kondenzátoru. Tady vzduch opět plní funkci chladicího média, kdy naposledy přijme teplo čímž se zvýší jeho teplota. Pro kýžené finální parametry vzduchu použijeme stejného postupu jako v předešlých bodech, a to vyjádřením si entalpického toku a celkového tlaku stavu 9:

$$I_9' = I_8 + P_{kondenzator} \quad (2.31)$$

$$p_9 = p_8 - p_{z8-9} \quad (2.32)$$

2.3.4 Popis výpočetního programu a určení výkonů tepelných výměníků

Pro získání všech potřebných hodnot vzduchu používáme ve výpočetním programu 3 principy výpočtu:

- zjištění parametrů vzduchu po průchodu výměníkem (stavy 4,5,7,9) – výpočetní program začne iteračně měnit hodnotu teploty a tím dostáváme výsledky stavových veličin z rovnic 2.4-2-14. Tento proces trvá tak dlouho dokud entalpický tok není roven navrhovanému entalpickému toku I' . Tuto podmínku ukončení výpočtu můžeme zapsat rovnicemi:

$$I_4 - I_4' = 0 \quad (2.33)$$

$$I_5 - I_5' = 0 \quad (2.34)$$

$$I_7 - I_7' = 0 \quad (2.35)$$

$$I_9 - I_9' = 0 \quad (2.36)$$

- zjištění parametrů vzduchu po průchodu odlučovačem vlhkosti (stav 6) – zde nám výpočetní program pouze dopočítá zbylé stavové veličiny ze známe teploty t_6 a měrné vlhkosti x_6 .
- zjištění parametrů vzduchu po průchodu turbínou (stav 8) – tady uvažujeme, že změna stavu vzduchu nejdříve probíhá adiabatickou expanzí, což si označíme jako stav 8ad. V tomto případě výpočetní program začne iteračně měnit hodnotu teploty t_{8ad} než se dosáhne podmínky:

$$s_{8ad} - s_7 = 0 \quad (2.37)$$

Skutečný stav 8 potom určíme pomocí navrhované měrné entalpie i_8' z rovnice 2.33. Výpočetní program iteračně mění hodnotu teploty t_8 než se splní podmínka:

$$i_8 - i_8' = 0 \quad (2.38)$$

Pro zjištění celkového tlaku v jednotlivých bodech systému je také nutné znát tlakové ztráty všech obsažených členů. První navrhované hodnoty těchto tlakových ztrát jsou uvedeny v tabulce 2.4. Dále nám poskytla První brněnská strojírna hodnotu účinnosti turbíny η_{tur} .

Tab. 2.4 Tlakové ztráty členů v systému a účinnost turbíny

Přihřívák (teplá)	P_{z3-4}	10	kPa
Kondenzátor (teplá)	P_{z4-5}	10	kPa
Odlučovač vlhkosti	P_{z5-6}	0	kPa
Přihřívák (studená)	P_{z6-7}	10	kPa
Kondenzátor (studená)	P_{z8-9}	10	kPa
Účinnost turbíny	η_{tur}	83	%

2.4 Optimalizace oběhu klimatizačního zařízení

Nalezení vhodných výkonů jednotlivých výměníků, probíhalo pomocí dvourozměrné numerické optimalizace, ke které byla použita Nelderova – Meadova metoda, která je také známá jako metoda simplexů [<http://mathonline.fme.vutbr.cz/Optimalizace/sc-91-sr-1-a-92/default.aspx>].

Výhodou této metody je, že pro nalezení minima zvolené účelové funkce není zapotřebí znát její derivaci, neboť metoda hledá minimum porovnáváním jednotlivých funkčních hodnot účelové funkce ve vybraných bodech prostoru, které tvoří vrcholy tzv. Simplexu (v případě 2D optimalizace je simplexem trojúhelník).

Prvním krokem k nalezení optimálních výkonů jednotlivých výměníků, je sestavení účelové funkce, která musí zohlednit následující požadavky na klimatizační systém. Těmi jsou zejména:

- Nízká hmotnost
- Dosažení požadované výstupní teploty
- Dosažení požadované relativní vlhkosti na výstupu z klimatizace
- Dosažení relativní vlhkosti před turbínou nižší jak 100 % (zvoleno 95 %)

S ohledem na tyto skutečnosti byla sestavena účelová funkce v následujícím tvaru:

$$f = \left[(kS)_{\text{přehřívák}} + (kS)_{\text{kondenzátor}} \right] \cdot A + |t_7 - t_{\text{pož}}| \cdot B + |\varphi_7 - \varphi_{\text{pož}}| \cdot C + |\varphi_5 - 95\%| \cdot D \quad (2.39)$$

kde A, B, C a D jsou váhové faktory pro zvýraznění či potlačení některého z požadavků. Hodnoty použitých váhových faktorů jsou uvedeny v tabulce 2.5.

Tab. 2.5 Hodnoty váhových faktorů

A	B	C	D
1	100	100	100

Vlastní optimalizace pak byla realizována tak, že hodnoty parametrů kS pro daný bod simplexu byly vloženy do modelu klimatizačního systému, nalezen jeho provozní stav a spočtena hodnota účelové funkce. Postup se opakoval pro všechny body simplexu. Na základě pravidel použité optimalizační metody byla následně provedena transformace simplexu (nalezení nových vrcholů trojúhelníku). Tento postup se iteračně opakoval tak dlouho, dokud se simplex nezmenšil natolik, že maximální odchylka hodnoty kS daného výměníku od průměru všech hodnot kS daného výměníku byla menší jak 0,001. Body výchozího simplexu (hodnoty parametrů kS) jsou uvedeny v tabulce 2.6.

$$\text{MAX} \left(\frac{kS_{\text{přehřívák } i}}{kS_{\text{přehřívák}}}, \frac{kS_{\text{kondenzátor } r, i}}{kS_{\text{kondenzátor } r}} \right) < 0,001 \quad (2.40)$$

Tab. 2.6 Výchozí body simplexu

Bod	$kS_{\text{přehřívák}}$	$kS_{\text{kondenzátor}}$
1	10	500
2	500	10
3	200	200

2.4.1 Výsledky optimalizace

Pro prvotní návrhové hodnoty tlakových ztrát, Tab. 2.4. a 90% účinnost odlučovače, byly jako optimální nalezeny hodnoty $kS_{\text{přehřívák}} = 58,7 \text{ W/K}$ a $kS_{\text{kondenzátor}} = 189,1 \text{ W/K}$, čemuž odpovídá výkon 0,95 kW u přehříváku a 6,68 kW u kondenzátoru. Jednotlivé body oběhy klimatizačního systému s těmito výměníky jsou uvedeny v tabulce 2.7.

Tab. 2.7 Chování klimatizačního systému

Bod	3	4	5	6	7	8iz	8	9
Teplota [°C]	52,0	49,8	33,1	33,1	36,2	-15,9	-5,6	17,6
Celkový tlak [Pa]	361325	351325	341325	341325	331325	121325	121325	111325
hm. Tok vzduchu [kg/h]	500,0	500,0	500,0	493,1	493,1	493,1	493,1	493,1
RH [%]	102,6	111,3	261,3	116,5	95,0	1373,7	546,5	95,1
x [g/kg]	25,0	25,0	25,0	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9
x_pary [g/kg]	24,3	22,4	9,3	9,3	10,9	0,8	2,0	10,9
x_kond [g/kg]	0,7	2,6	15,7	1,6	0,0	10,1	8,9	0,0
suchy vzduch [kg/h]	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8
i [kJ/kg]	115,8	108,8	59,5	57,5	64,5	-17,9	-3,8	45,4

Pro tyto výkony byl, podle postupu uvedeném v kap. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, proveden návrh velikosti teplosměnné plochy a tlakových ztrát. Výsledné tlakové ztráty však neodpovídaly ztrátám navrženého výměníku a tak byl proces optimalizace opakován pro hodnoty tlakových ztrát, uvedených v tabulce 2.8, přičemž navíc byla uvažována tlaková ztráta odlučovače 2 kPa.

Pro takto upravené parametry klimatizačního systému byly nalezeny optimální hodnoty parametrů $kS_{\text{přehřívák}} = 62,6 \text{ W/K}$ a $kS_{\text{kondenzátor}} = 186,9 \text{ W/K}$, čemuž odpovídají výkony 1,09 kW pro přehřívák a 7,14 kW u kondenzátoru. Parametry vzduchu v jednotlivých bodech klimatizačního systému při použití těchto výměníků jsou uvedeny v tabulce 2.9.

Tab. 2.8 Upravené parametry klimatizačního systému

Přihřívák (teplá)	P_{z3-4}	0,5 kPa
Kondenzátor (teplá)	P_{z4-5}	1,8 kPa
Odlučovač vlhkosti	P_{z5-6}	2,0 kPa
Přihřívák (studená)	P_{z6-7}	3,6 kPa
Kondenzátor (studená)	P_{z8-9}	8,2 kPa
Účinnost turbíny	η_{tur}	83 %

Tab. 2.9 Parametry klimatizačního systému

Bod	3	4	5	6	7	8iz	8	9
Teplota [°C]	52,0	49,9	31,6	31,6	35,6	-23,6	-11,4	16,1
Celkový tlak [Pa]	361325	360825	359025	357025	353425	119525	119525	111325
hm. Tok vzduchu [kg/h]	500,0	500,0	500,0	492,6	492,6	492,6	492,6	492,6
RH [%]	102,6	113,6	298,1	119,6	95,1	2547,8	807,6	95,0
x [g/kg]	25,0	25,0	25,0	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
x_pary [g/kg]	24,3	21,9	8,2	8,2	9,9	0,4	1,2	9,9
x_kond [g/kg]	0,7	3,1	16,8	1,6	0,0	9,5	8,6	0,0
suchy vzduch [kg/h]	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8	487,8
i [kJ/kg]	115,8	107,8	55,1	53,2	61,2	-26,5	-11,6	41,2
s [kJ/kg/K]	0,0	0,0	-0,2	-0,2	-147,9	-147,9	-0,1	0,1

Vidíme z tabulky 2.9, že jsme splnili požadované kritéria pro celkový tlak a relativní vlhkost vzduchu. Avšak požadovaná hodnota teploty je překročena několikanásobně. Tuto skutečnost jsme se snažili odstranit různým rozdělením výkonů přihřívák-kondenzátor, přičemž systém reagoval dvěma způsoby:

- při snížení výkonů výměníků dostáváme nižší hodnoty teploty na konci systému, ale jako nepřijatelný jev se v tomto vzduchu objeví zkondenzovaná voda
- zvyšování výkonů má za následek nižší hodnoty relativní vlhkosti vzduchu v konečném stavu, avšak teploty už jsou nad hranicí použitelnosti pro klimatizování

Z výše uvedených důvodů jsme proto vybrali návrhové výkony výměníků, které nám zaručují požadovanou relativní vlhkost a zároveň teplotu vzduchu použitelnou pro klimatizování.

2.4.2 Chování klimatizačního systému

Pro potřeby návrhu jednotlivých výměníků a za účelem posouzení chování klimatizačního systému při jiných měrných vlhkostech vzduchu byly provedeny

výpočty charakteristických bodů oběhu klimatizace pro měrnou vlhkost vzduch $x_3 = 0,001$; 5; 10; 15; 20 a 25 g/kg_{s.v.} .

Při těchto výpočtech byly použity následující předpoklady, vycházející ze zachování hmotnostního toku vlhkého vzduchu klimatizačním systémem a tím i přibližně stejných rychlostí proudění uvnitř celého systému:

- Tlakové ztráty jednotlivých komponent klimatizačního systému jsou stejné pro všechny uvažované měrné vlhkosti.
- Účinnost odlučovače je pro všechny případy stejná a to 90 %.
- Hodnota kS výměníků je konstantní a pro všechny vlhkosti vzduchu stejná.

Dosažené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.10. Hodnoty středního logaritického teplotního spádu a výkonů výměníků při daných hodnotách kS pro jednotlivé vlhkosti vzduchu jsou uvedeny v tabulce 2.11.

Jak z tabulky 2.11 vyplývá, je teplota vzduchu na výstupu z klimatizačního systému závislá na hodnotě vstupní vlhkosti. Zatímco pro „suchý vzduch“ ($x = 0,001$ g/kg) je očekávaná výstupní teplota $-8,3$ °C, pro zadané parametry je to $16,1$ °C a pro vlhkost vzduchu, odpovídající letním podmínkám obvyklých v ČR ($x \approx 10$ g/kg), je výstupní teplota klimatizovaného vzduchu $5,7$ °C.

S ohledem na to, že není možné dosáhnout požadovaných výstupních parametrů pro zadanou hodnotu měrné vlhkosti $x = 25$ g/kg a „optimalizovaný“ systém dosahuje přijatelnou výstupní teplotu pro měrnou vlhkost $x = 10$ g/kg, je pokračováno v návrhu výměníků „optimalizovaného systému“.

Tab. 2.10 Výkon výměníku pro různé vlhkosti vzduchu

x [g/kg]	Q [kW]		LMTD [K]	
	Přihř.	Kond.	Přihř.	Kond.
0,001	3,15	7,08	50,39	37,87
5	2,49	7,20	39,77	38,52
10	2,00	7,21	31,98	38,60
15	1,59	7,20	25,32	38,55
20	1,29	7,19	20,68	38,46
25	1,09	7,15	17,36	38,23

Tab. 2.11 Chování klimatizačního systému

	Bod	3	4	5	6	7	8iz	8	9
		Celkový tlak [Pa]	361325	360825	359025	357025	353425	119525	119525
x = 0,001 g/kg	Teplota [°C]	52,0	29,5	-20,9	-20,9	1,6	-71,1	-58,8	-8,3
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0
	RH [%]	0,0	0,0	0,6	0,6	0,1	86,6	15,0	0,1
	x [g/kg]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	x_pary [g/kg]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	x_kond [g/kg]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
x = 5 g/kg	Teplota [°C]	52,0	34,3	-4,9	-4,9	11,7	-61,1	-48,2	0,2
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	498,1	498,1	498,1	498,1	498,1
	RH [%]	21,2	53,2	706,4	160,1	46,8	23087,7	4410,4	32,7
	x [g/kg]	5,0	5,0	5,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
	x_pary [g/kg]	5,0	5,0	0,7	0,7	1,1	0,0	0,0	1,1
	x_kond [g/kg]	0,0	0,0	4,3	0,4	0,0	1,1	1,1	0,0
x = 10 g/kg	Teplota [°C]	52,0	37,8	6,8	6,8	19,1	-52,3	-39,1	5,7
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	496,3	496,3	496,3	496,3	496,3
	RH [%]	42,0	87,0	576,6	147,4	65,0	16373,9	3415,9	49,5
	x [g/kg]	10,0	10,0	10,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	x_pary [g/kg]	10,0	10,0	1,7	1,7	2,5	0,0	0,1	2,5
	x_kond [g/kg]	0,0	0,0	8,3	0,8	0,0	2,5	2,5	0,0
x = 15 g/kg	Teplota [°C]	52,0	42,0	17,4	17,4	26,0	-42,4	-29,0	10,4
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	494,9	494,9	494,9	494,9	494,9
	RH [%]	62,5	103,5	426,0	132,4	77,3	8938,0	2090,1	64,9
	x [g/kg]	15,0	15,0	15,0	4,6	4,6	4,6	4,6	4,6
	x_pary [g/kg]	15,0	14,5	3,5	3,5	4,6	0,1	0,2	4,6
	x_kond [g/kg]	0,0	0,5	11,5	1,1	0,0	4,6	4,4	0,0
x = 20 g/kg	Teplota [°C]	52,0	46,5	25,6	25,6	31,6	-32,4	-19,4	13,9
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	493,7	493,7	493,7	493,7	493,7
	RH [%]	82,7	108,4	340,4	123,8	86,7	4581,3	1237,2	79,7
	x [g/kg]	20,0	20,0	20,0	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2
	x_pary [g/kg]	20,0	18,4	5,7	5,8	7,2	0,2	0,6	7,2
	x_kond [g/kg]	0,0	1,6	14,3	1,4	0,0	7,0	6,6	0,0
x = 25 g/kg	Teplota [°C]	52,0	49,9	31,6	31,6	35,5	-23,6	-11,4	16,1
	\dot{m} [kg/h]	500,0	500,0	500,0	492,6	492,6	492,6	492,6	492,6
	RH [%]	102,6	113,6	298,3	119,6	95,1	2550,9	808,2	95,0
	x [g/kg]	25,0	25,0	25,0	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8
	x_pary [g/kg]	24,3	21,9	8,2	8,2	9,8	0,4	1,2	9,8
	x_kond [g/kg]	0,7	3,1	16,8	1,6	0,0	9,5	8,6	0,0

3 TEPELNÝ A HYDRAULICKÝ NÁVRH KOMBINOVANÉHO VÝMĚNÍKU

V rámci této etapy provedeme tepelně-hydraulický návrh kombinovaného výměníku na základě zvoleného rozdělení výkonů přehřívák-kondenzátor.

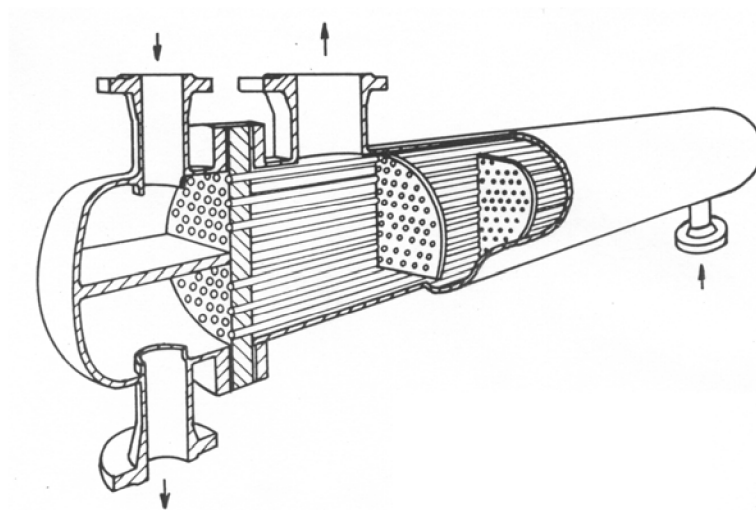
3.1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma nebo více látkami. V provedení výměníků tepla je patrná mnohotvárnost související s použitými konstrukčními principy, s velmi různorodými oblastmi použití a s velkým množstvím pracovních látek. Hlavním úkolem výměníků je zabezpečit realizaci technologických procesů a operací vyžadující ohřev nebo ochlazení pracovních látek. [7]

3.1.1 Rozdělení výměníků

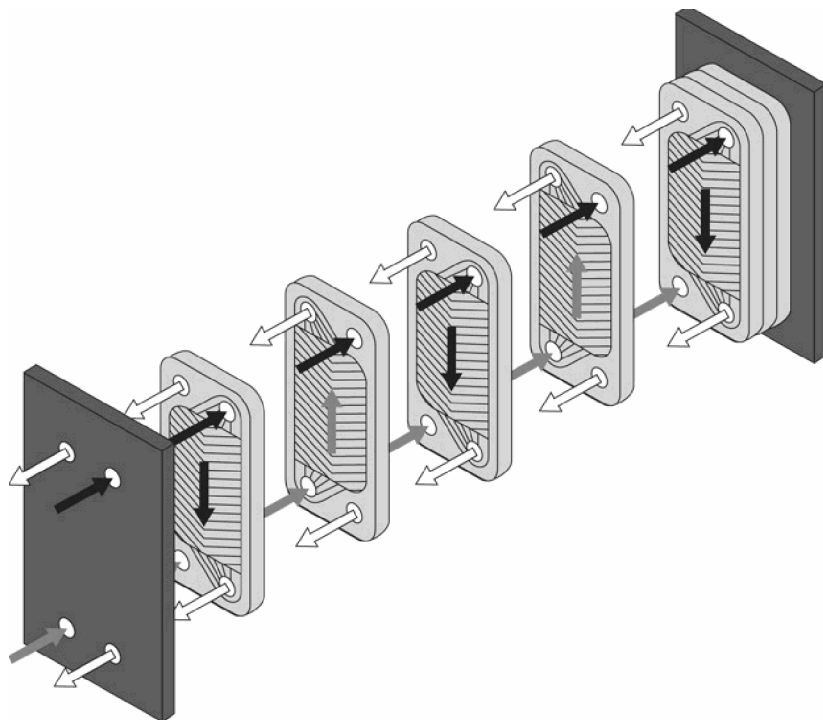
Výměníky můžeme dělit podle různých kritérií:[8]

- podle konstrukčního uspořádání teplosměnných ploch:
 1. Trubkové výměníky – teplosměnné části jsou hladké nebo žebrované trubky



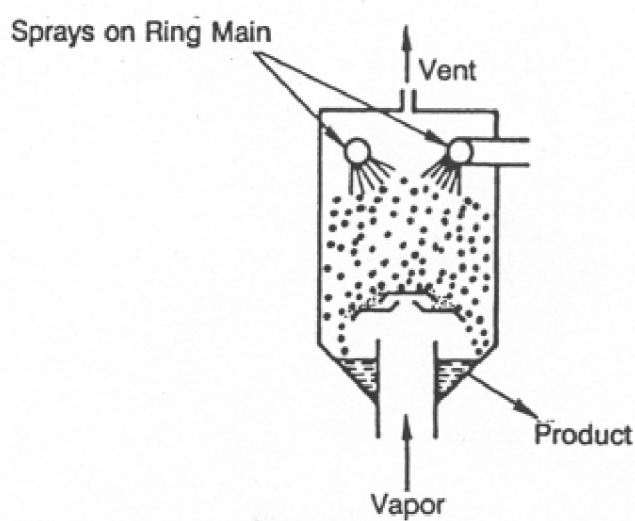
Obr. 3.1 Trubkový výměník[9]

2. Deskové výměníky – teplosměnnou plochou je deska, která může být rovinná, profilovaná, spirálová nebo žebrovaná.



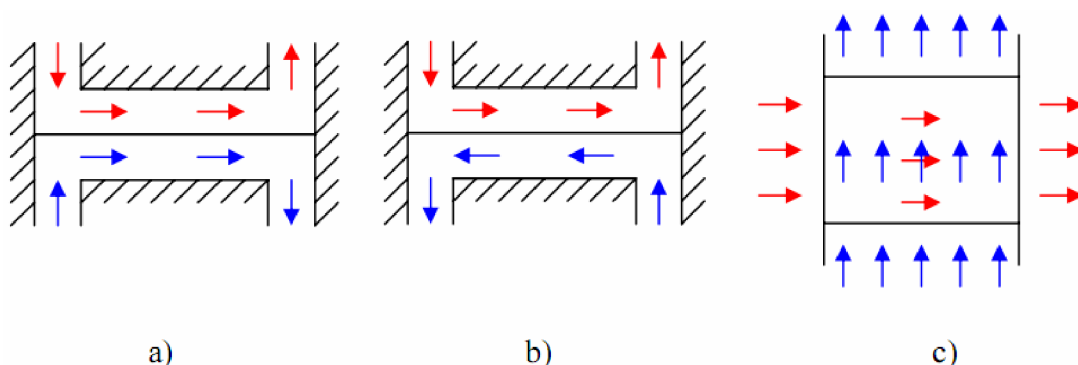
Obr. 3.2 Deskový výměník[9]

3. Výměníky bez teplosměnných ploch – k výměně tepla dochází bezprostředním stykem a směřováním horké a studené pracovní látky.

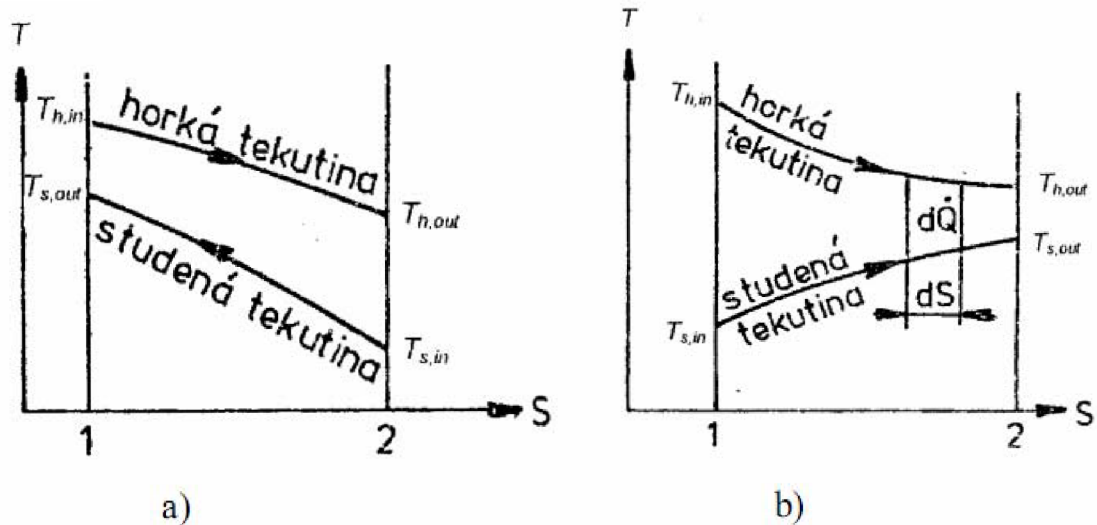


Obr. 3.3 Směšovací výměník[9]

- podle způsobu předávání tepelné energie:
 1. Regenerační – zde proudí kolem jednoho povrchu střídavě horká nebo studená pracovní látka. Při proudění horké pracovní látky teplosměnná plocha akumuluje teplo, toto teplo se v dalším kroku předává studené látce, jež proudí kolem téhož povrchu.
 2. Rekuperační – v tomto výměníku jsou proudy pracovních látek odděleny pevnou stěnou. Nejvýznamnější vlastností je, že obě látky nepříjdou vůbec do styku, tudíž nemůže docházet k případnému znečištění jedné látky druhou.
 3. Kompaktní – charakteristickým rysem těchto výměníků je hustá síť žebrovaných trubek nebo desek, což má za následek velký teplosměnný povrch na jednotku objemu. Proto se používají pro plynné pracovní látky.
 4. Směšovací – jsou to již zmíněné výměníky bez teplosměnných ploch
- podle vzájemného směru a smyslu proudění pracovních látek:
 1. Protiproudé – směry proudů jsou rovnoběžné, ale s opačným směrem. Toto uspořádání nejlépe využívá teplotní spád, a tak je možno dosáhnout nejvyšší teploty ohřívajícího média nebo nejnižší teploty chlazeného média.
 2. Souproudé – směry proudů ohřívajícího a ohřívajícího média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl. Souproudé uspořádání využívá teplotního spádu hůře než protiproudé. Výhodou však je větší rovnoměrnost teplotního pole materiálu stěny, což může v některých případech přispět ke zvolení právě této konfigurace.
 3. Křížové a se šikmým vzájemným proudem – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° (křížové) nebo úhel menší než 90° (se šikmým proudem).



Obr. 3.4 Výměníky dle směru a smyslu proudění: a) souproudý, b) protiproudý, c) křížový [8]



Obr. 3.5 Schematický průběh teplot u výměníků: a) protiproudý, b) souproudý[6]

3.2 Teorie přenosu tepla

Podle mechanismu transportu tepla rozeznáváme tyto druhy:[10]

- Vedení (kondukce)
- Proudění (konvekce)
- Sálání (radiace)
- Přestup

3.2.1 Vedení tepla

Vedení tepla lze charakterizovat jako přenos energie od více energetických k méně energetickým částicím. Vyšší teplota je spojena s vyšší energií částice. Tento děj probíhá v klidové hmotě, a proto výlučně v tuhých látkách.[6]

Intenzitu vedení tepla lze zapsat podle Fourierova zákona:[6]

$$d\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} \quad (3.2)$$

kde: $\dot{q} [W \cdot m^{-2}]$ měrný tepelný tok

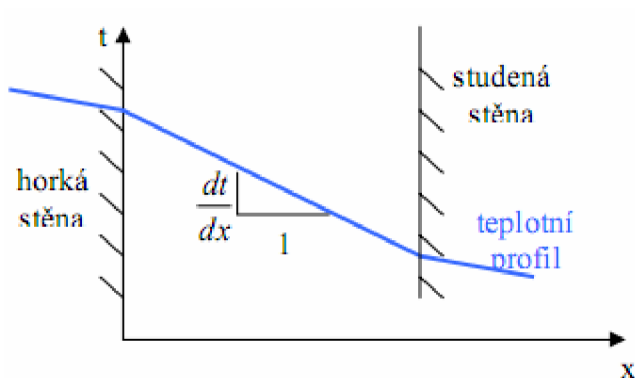
$\lambda [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ tepelná vodivost

$\frac{dT}{dx} [K \cdot m^{-1}]$ teplotní gradient

$\dot{Q} [W]$ tepelný tok

$S [m^2]$ teplosměnná plocha

Měrný tepelný tok \dot{q} přenášený vedením v látce je přímo úměrný velikosti teplotního gradientu $\frac{dT}{dx}$, který má záporné znaménko z důvodu klesající teploty (obr.36). Koeficientem úměrnosti je tepelná vodivost λ , což je fyzikální vlastnost látky.[6]



Obr. 3.6 Vedení tepla stěnou[6]

3.2.2 Přenos energie prouděním

Princip přenosu spočívá v přemísťování objemů tekutin v prostoru (nejčastěji probíhá v plynech a kapalinách). Nejtypičtější je přenos tepla konvekcí mezi proudící tekutinou a nějakým omezujícím povrchem, mají-li oba různou teplotu. [6]

Konvekce může být klasifikována podle povahy proudění jako přirozená (volná) nebo nucená, pokud je teplosměnný povrch obtékán za přispění čerpadla nebo ventilátoru. Bez ohledu na povahu konvekce platí pro přenášený měrný tepelný tok vztah nazývaný někdy Newtonův ochlazovací zákon:[6]

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad (3.3)$$

kde: $\alpha [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel přestupu tepla

$\dot{q} [W \cdot m^{-2}]$ měrný tepelný tok

$T_w [K]$ teplota povrchu obtékaného tělesa

$T_\infty [K]$ teplota tekutiny

Součinitel přestupu tepla α zahrnuje všechny parametry, které ovlivňují konvekci. Dalším charakteristickým rysem konvektivního proudění je rozdělení tohoto proudění na laminární a turbolentní. U laminárního proudění se všechny částice pohybují jen po vzájemně rovnoběžných trajektoriích - proudnicích, které jsou totožné se směrem pohybu celého objemu tekutiny. Tekutina je rozdělena na vrstvy, která proudí po sobě klidně, přičemž proudnice kopírují obtékané povrchy. Proudění, ve kterém se všechny vrstvy tekutiny neustále promíchávají, se nazývá turbolentní. Každá částice proudu, která se pohybuje podél kanálu určitou rychlostí, má složku rychlosti i ve směru kolmém na osu kanálu. Obraz proudění potom poskytuje neuspořádané masy chaoticky se pohybujících částic tekutiny.[10]

Při přenosu tepla konvekcí je nutné respektovat mnohé detaily proudění – typ proudění, směr a rychlost proudění, tvar a drsnost teplosměnných povrchů, charakter obtékání teplosměnných povrchů, termofyzikální vlastnosti teplotního média; a proto je určení součinitele přestupu tepla v mnohých případech odkázáno pouze na experimentální zkoumání.

3.2.3 Přenos energie sáláním

Z každého povrchu, který má nějakou konečnou teplotu, je emitována energie – tomuto procesu říkáme tepelné záření (sálání). Každé těleso mění část své tepelné energie na elektromagnetické záření vlnových délkách 0,3 až 40 μm , což je tepelné záření. Vlnění se šíří všemi směry a dopadají na další tělesa, kde se z části pohlcují, z části odrážejí a z části jimi procházejí. Mezi jednotlivými povrchy těles tedy dochází k vzájemné interakci sálání a pohlcování energie. Je-li teplota těles stejná, jsou ve stavu tepelné rovnováhy, v opačném případě dochází k toku energie z tělesa teplejšího na chladnější. Sálání jsou schopna nejen tuhá tělesa, ale i některé tekutiny. [11]

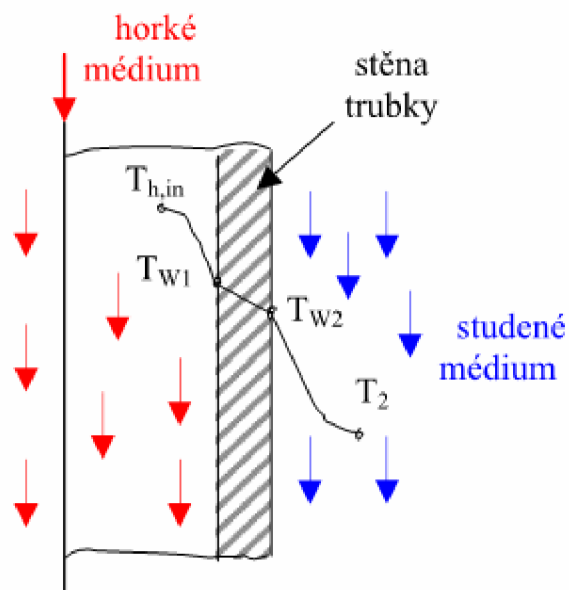
3.2.4 Prostup tepla

Kombinace přenosu tepla vedením (kondukcí) a prouděním (konvekcí) se nazývá prostup tepla. V praxi přestupem tepla zpravidla rozumíme šíření tepla mezi tuhým stěnou a okolní proudící tekutinou.

Intenzita a mechanismus prostupu tepla závisí na režimu proudění v mezní vrstvě (tenká vrstva přiléhající k povrchu obtékaného tělesa). Pokud je proudění v mezní vrstvě laminární, přenos energie při stěně ve směru kolmém na povrch stěny se uskutečňuje tepelnou vodivostí tekutiny. Je-li proudění v mezní vrstvě turbolentní, přenos energie ve směru kolmém na povrch stěny je podmíněn intenzitou turbolentního promíchávání tekutiny. Pro turbolentní proudění platí, že intenzita přenosu tepla je podstatně větší než u laminárního proudění.[6]

Mluvíme-li o přenosu tepla z jednoho plynu do druhého přes přepážku z tuhé látky, pak se jedná o prostup tepla. Obrázek 3.7 schematicky znázorňuje zmíněnou situaci. Horké médium, které protéká uvnitř trubek, je odděleno stěnou od studeného média. Tepelný tok je postupně přenášen konvekcí

z horkého média o vstupní teplotě $T_{h,in}$ do povrchu stěny s teplotou T_{w1} , pak vedením stěnou a opět konvekcí z druhého povrchu stěny o teplotě T_{w2} do studeného média, které má teplotu T_2 .



Obr. 3.7 Prostup tepla

3.3 Matematické vztahy pro návrh výměníků

Pro početní návrh výměníku použijeme zjištěná termodynamická data z kapitoly Termodynamická optimalizace procesu, a protože se musíme držet výrobních možností První brněnské strojírny Velká Bíteš, a.s., tak budeme navrhovat trubkový plášťový tepelný výměník, ve kterém bude horké médium proudit uvnitř trubek a studené médium vně trubek.

3.3.1 Střední logaritmický teplotní spád

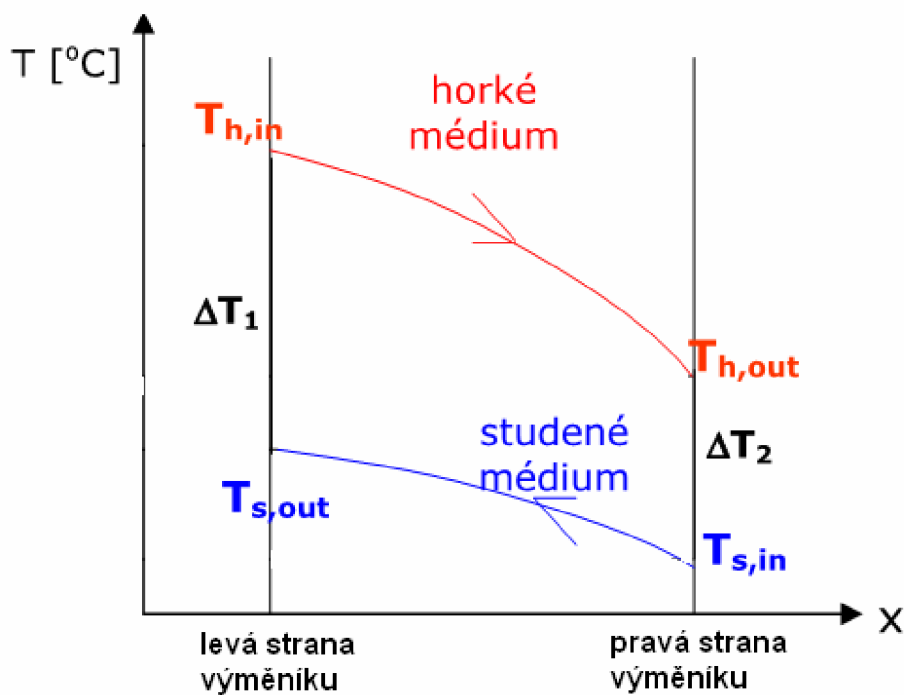
Abychom mohli určit přenášený tepelný tok ve směru horké médium – studené médium, musíme znát střední teplotní diferenci, která by reprezentovala změnu teploty daného média. Zavádíme tedy střední logaritmický teplotní spád $\overline{\Delta T}_{\ln}$, jenž je definovaný rovnicí 3.4 a popsáný na obrázku 3.8 :[6]

$$\overline{\Delta T}_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (3.4)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{s,out} \quad (3.5)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{s,in} \quad (3.6)$$

kde: $T_{h,in} [K]$ teplota horkého média na vstupu
 $T_{h,out} [K]$ teplota horkého média na výstupu
 $T_{s,in} [K]$ teplota studeného média na vstupu
 $T_{s,out} [K]$ teplota studeného média na výstupu



Obr. 3.8 Schéma průběhu teplot

Teplotní diference ΔT_1 je vždy na levé straně výměníku, teplotní diference ΔT_2 je vždy na pravé straně výměníku (bez ohledu na to zda jde o souproudé nebo protiproudé uspořádání).[6]

3.3.2 Rychlost a hmotnostní rychlost proudění

Protože v našem případě máme 2 cesty proudění média, tak si následující veličiny vyjádříme pro horké médium proudící uvnitř trubek a studené médium obtékající tyto trubky.

- horké médium proudící v trubkách

$$w = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho} \quad (3.7)$$

kde: $w [m \cdot s^{-1}]$ rychlost proudu

$\dot{m} [kg \cdot s^{-1}]$ hmotnostní tok látky

$S [m^2]$ plocha průřezu, kterým látka proudí

$\rho [kg \cdot m^{-3}]$ hustota látky

Jak vidíme z rovnice 3.7 rychlost proudění je přímo závislá na hmotnostním toku \dot{m} , který jsme si však už určili v kapitole 2. Proto nám bude tuto rychlost ovlivňovat pouze plocha průřezu S , jež souvisí s počtem zvolených trubek a hustotě vzduchu ρ :

$$S_h = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4} \cdot N \quad (3.8)$$

kde: $d_m [m]$ vnitřní průměr trubky

$N [-]$ počet trubek

$$\rho_h = \frac{p}{r \cdot T} \quad (3.9)$$

kde: $r [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ měrná plynová konstanta

$p [Pa]$ tlak média ve výměníku

$T [K]$ teplota média ve výměníku

- studené médium obtékající vnější povrchy trubek

Nyní si musíme říci, že pro obtékání svazku trubek studeným médiem použijeme Kernovu metodu, která ve svých vztazích obsahuje hmotnostní rychlost proudění namísto rychlosti proudění. [14]

$$G_s = \frac{\dot{m}}{S_s} \quad (3.10)$$

kde: $G_s [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$ hmotnostní rychlost proudu

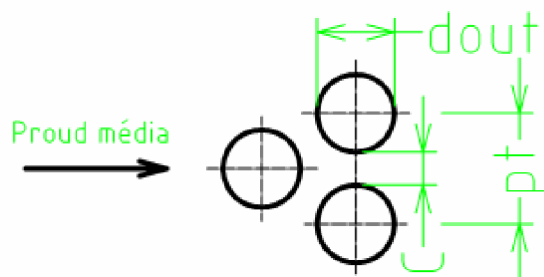
$\dot{m} [kg \cdot s^{-1}]$ hmotnostní tok látky

$S_s [m^2]$ plocha průřezu, kterým látka proudí

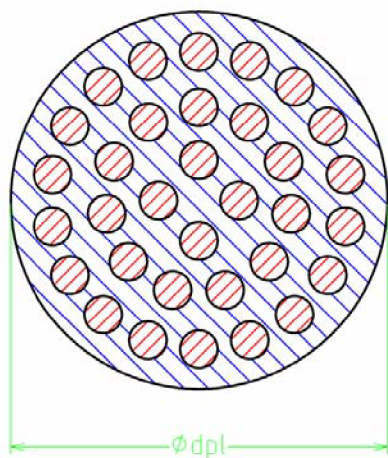
Z rovnice 3.10 je zřejmé, že hmotnostní rychlost proudu G_s závisí na již známém hmotnostním průtoku \dot{m} a na ploše průřezu, kterým médium proudí:

$$S_s = \frac{d_{pl} \cdot C \cdot B}{p_t} \quad (3.11)$$

kde: $S_s [m^2]$ plocha průřezu, kterým látka proudí
 $d_{pl} [m]$ průměr pláště
 $C [m]$ volná vzdálenost mezi trubkami
 $B [m]$ vzdálenost mezi přepážkami
 $p_t [m]$ rozteč trubek



Obr. 3.9 Znáornění obtékání svazku trubek



Obr. 3.10 Ilustrační průřez výměníkem

3.3.3 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo dává do souvislosti setvačné síly a viskozitu tekutiny. Pomocí tohoto bezrozměrného čísla se stanoví přechod laminárního do turbulentního režimu proudění. Tato hranice je stanovena na hodnotu 2300. V praxi se mnohem častěji setkáváme s turbulentním prouděním. Existence turbulence může být výhodná z hlediska zvýšeného přestupu tepla, avšak turbulentní proudění je extrémě složité a je obtížné jej teoreticky popsat. [12]

Reynoldsovo číslo si vyjádříme pro naše 2 druhy proudění:

- horké médium proudící v trubkách

$$\text{Re} = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (3.12)$$

kde: $\text{Re} [-]$ Reynoldsovo číslo
 $w [m \cdot s^{-1}]$ rychlost proudění
 $L [m]$ charakteristický rozměr
 $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ kinematická viskozita

Nyní si určíme vztahy pro veličiny v rovnici 3.12 :

$$L_h = d_{in} \quad (3.13)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.14)$$

kde: $\mu [Pa \cdot s]$ dynamická viskozita
 $\rho [kg \cdot m^{-3}]$ hustota látky

- studené médium obtékající vnější povrchy trubek [14]

$$\text{Re} = \frac{L \cdot G_s}{\mu} \quad (3.15)$$

kde: $\text{Re} [-]$ Reynoldsovo číslo
 $L [m]$ charakteristický rozměr
 $G_s [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$ hmotnostní rychlost proudu
 $\mu [Pa \cdot s]$ dynamická viskozita

Charakteristický rozměr L si určíme jako ekvivalentní průměr d_e pro který platí [14]:

$$L = d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{p_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_{out}^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot d_{out}}{2}} \quad (3.16)$$

kde: $d_e [m]$ ekvivalentní průměr
 $p_t [m]$ rozteč trubek
 $d_{out} [m]$ vnější průměr trubky

3.3.4 Nusseltovo číslo

Nusseltovo číslo udává poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí v mezní vrstvě tekutiny. Toto číslo je nutné určit pro zjištění součinitele přestupu tepla α . Vycházíme z kritériální rovnice tvaru:[6]

$$Nu = K \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (3.17)$$

kde: $Nu [-]$ Nusseltovo číslo
 $Re [-]$ Reynoldsovo číslo
 $Pr [-]$ Prandtlovo číslo
 $K, m, n [-]$ konstanty

Pro určení Prandlova čísla Pr a konstant K, m, n je třeba znát povahu proudění, tvar a délku obtékaných ploch a fyzikální vlastnosti kapaliny.

Na základě určení Nusseltova čísla můžeme nyní stanovit hodnotu součinitele přestupu tepla:[6]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_{vz}} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{vz}}{L} \quad (3.18)$$

kde: $\lambda_{vz} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ měrná tepelná vodivost vzduchu
 $L [m]$ charakteristický rozměr

3.3.5 Stanovení součinitele prostupu tepla

Celkový přenos tepla se nazývá prostup tepla a můžeme jej definovat součinitelem prostupem tepla k , složeným z dílčích součinitelů jednotlivých přenosů tepla. Součinitel prostupu tepla však sám o sobě není závislý na směru tepelného toku a je proto součinitelem charakterizujícím obecně výměnu tepla. U trubkových výměníků tepla je obvykle součinitel prostupu tepla vztažen k jedné z ploch přenosu tepla. Pokud ale vyjadřujeme součin této plochy se součinitelem prostupu tepla, pak je jedno zda ho vztahujeme k vnitřní nebo vnější ploše trubky: [6]

$$\frac{1}{k_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{k_{out} \cdot S_{out}} \quad (3.19)$$

kde: $k_{in} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel prostupu tepla na vnitřní stěně
 $k_{out} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel prostupu tepla na vnější stěně
 $S_{in} [m^2]$ vnitřní plocha trubky
 $S_{out} [m^2]$ vnější plocha trubky

Pokud si zvolíme vnitřní povrch:

$$\frac{1}{k_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot l} \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{in}}{\lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{in}}{r_{out}} \cdot \frac{1}{\alpha_{out}} \right) \quad (3.20)$$

kde: $r_{in} [m]$ vnitřní poloměr trubky
 $r_{out} [m]$ vnější poloměr trubky
 $l [m]$ délka trubky
 $\lambda_{tr} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ měrná tepelná vodivost stěny trubky
 $\alpha_{in} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel přestupu tepla na vnitřní ploše
 $\alpha_{out} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel přestupu tepla na vnější ploše

3.3.6 Velikost příslušné teplosměnné plochy

Při výměně tepla nás zajímá celková teplosměnná plocha, a to zejména kvůli určení přestupu tepla. Na této ploše však závisí i velikost celkového tepelného toku. Vyjádříme si ji vztahem:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot N \quad (3.21)$$

kde: $S [m^2]$ příslušná celková teplosměnná plocha
 $r [m]$ příslušný poloměr trubky
 $l [m]$ délka trubek
 $N [-]$ počet trubek

3.3.7 Výkon výměníku

Výkon výměníku je pro nás hledaná veličina, která je závislá na velikosti výměníku. Pro celkový přenos tepelného výkonu výměníku platí rovnice:

$$P = S \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{\ln} \quad (3.22)$$

kde: $S [m^2]$ celková teplosměnná plocha
 $k [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ součinitel prostupu tepla
 $\overline{\Delta T}_{\ln} [K]$ logaritmický teplotní spád

3.3.8 Výpočet tlakových ztrát

Pro výpočet tlakové ztráty ve výměníku použijeme následující vztah [14]:

- horké médium proudící v trubkách

$$\Delta p = f \cdot \frac{l}{d_{in}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (3.23)$$

kde: $\Delta p [Pa]$ tlaková ztráta
 $f [-]$ třecí faktor
 $l [m]$ délky trubek
 $d_{in} [m]$ průměr trubky
 $\rho [kg \cdot m^{-3}]$ hustota látky
 $w [m \cdot s^{-1}]$ rychlost proudění

- studené médium obtékající vnější povrchy trubek

$$\Delta p = \frac{f \cdot G_s \cdot \left(\frac{l}{B}\right) \cdot d_{pl}}{2 \cdot \rho \cdot d_e} \quad (3.24)$$

kde: $\Delta p [Pa]$ tlaková ztráta
 $f [-]$ třecí faktor
 $G_s [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$ hmotnostní rychlost proudu
 $l [m]$ délky trubek
 $B [m]$ vzdálenost mezi přepážkami
 $d_e [m]$ ekvivalentní průměr
 $\rho [kg \cdot m^{-3}]$ hustota látky

3.4 Výpočet výkonů tepelných výměníků

Podle vyjádřených matematických vztahů v kapitole 3.3 budeme hledat výkony výměníků, které by měly odpovídat navrhovaným výkonům v termodynamické optimalizaci procesu. Budeme využívat závislosti výkonu výměníku na teplosměnné ploše, která je tvořena plochami svazku trubek uvnitř válcového pláště výměníku. Přičemž víme, že První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s. používá k výrobě těchto výměníků trubky uvedené v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Použité trubky ve výměnících

Dílec výměníku	Vnitřní průměr	Vnější průměr	Materiál	Měrná tepelná vodivost
Plášť	$d_{pl} = 0,190 \text{ m}$	$d_{plout} = 0,1916 \text{ m}$	Nerezová ocel	$\lambda_{tr} = 16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Trubky	$d_{in} = 0,0046 \text{ m}$	$d_{out} = 0,005 \text{ m}$	Nerezová ocel	$\lambda_{tr} = 16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Z tabulky 3.1 můžeme říci, že teplosměnná plocha trubek bude záviset pouze na počtu těchto trubek a jejich délce. Pomocí nastavování těchto dvou faktorů budeme poté hledat požadované výkony výměníků. Jinými slovy hledáme vhodnou délku výměníku a velikost svazku trubek, abychom splnili požadovaný výkon výměníku. Uvažujeme, že plášť výměníku je tepelně izolovaný, a proto zde neprobíhá tepelná výměna.

3.4.1 Přihřívák

Nejprve si v tabulce 3.2 shrneme údaje, které jsme převzali z kapitoly Termodynamická optimalizace procesu.

Tab. 3.2 Údaje z optimalizace pro vlhký vzduch

	Horké médium	Studené médium
Teplota na vstupu	$t_3 = t_{h,in} = 52^\circ \text{C}$	$t_6 = t_{s,in} = 31,6^\circ \text{C}$
Teplota na výstupu	$t_4 = t_{h,out} = 49,9^\circ \text{C}$	$t_7 = t_{s,out} = 35,6^\circ \text{C}$
Navrhovaný výkon	$P_{NP} = 1,09 \text{ kW}$	

Nyní si ale musíme uvědomit, že hodnoty brané z optimalizace (teplota a navrhovaný výkon) jsou vztaženy na vlhký vzduch, avšak potřebné údaje ve fyzikálních tabulkách máme pouze pro suchý vzduch. Tento fakt vyřešíme následujícím způsobem. V našem již známém výpočetním programu z kapitoly Termodynamická optimalizace procesu je vzduch nadefinovaný jako suchý ($x_3 = 0,001 \text{ g}_{H_2O} / \text{kg}_{s.v.}$) a v tabulce 2.11 jsou zobrazeny potřebné hodnoty vzduchu v jednotlivých bodech klimatizačního systému.

Tab. 3.3 Údaje z optimalizace a z tabulek pro suchý vzduch

	Horké médium	Studené médium
Teplota na vstupu	$t_{3s} = t_{hs,in} = 52^\circ C$	$t_{6s} = t_{ss,in} = -20,9^\circ C$
Teplota na výstupu	$t_{4s} = t_{hs,out} = 34,0^\circ C$	$t_{7s} = t_{ss,out} = 1,6^\circ C$
Tlak vzduchu	$p_3 = 361325 \text{ Pa}$	$p_6 = 357025 \text{ Pa}$
Hmotnostní tok	$\dot{m}_3 = 0,139 \text{ kg} / \text{s}$	$\dot{m}_6 = 0,137 \text{ kg} / \text{s}$
Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	$r = 287,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$r = 287,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita suchého vzduchu	$\mu_h = 1,965 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	$\mu_s = 1,734 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Měrná tepelná vodivost suchého vzduchu	$\lambda_{tr} = 0,0272 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\lambda_{tr} = 0,0234 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Navrhovaný výkon	$P_{NPS} = 3,15 \text{ kW}$	

Tento nový navrhovaný výkon P_{NPS} výměníku, ve kterém proudí suchý vzduch, je ekvivalentní k navrhovanému výkonu P_{NP} pro vlhký vzduch podle vztahů:

$$P_{NP} = S \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{\ln} \Rightarrow S \cdot k = \frac{P_{NP}}{\overline{\Delta T}_{\ln}} \quad (4.1)$$

$$P_{NPS} = S \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{\ln s} \Rightarrow S \cdot k = \frac{P_{NPS}}{\overline{\Delta T}_{\ln s}} \quad (4.2)$$

Ze vztahů (4.1) a (4.2) můžeme vidět, že součin $S \cdot k$ bude mít stejnou hodnotu jak pro vlhký vzduch, tak i pro vzduch suchý. A protože navíc ještě uvažujeme stejný součinitel prostupu tepla k pro oba případy, můžeme říci, že

následně vypočítaná teplosměnná plocha S bude stejně velká pro oba výměníky. Z této úvahy vyplývá, že budeme počítat výměník se suchým vzduchem, pro který máme k dispozici potřebné tabulkové hodnoty a výsledná teplosměnná plocha se bude zároveň rovnat teplosměnné ploše skutečného výměníku používající vlhký vzduch.

Pro určení délky výměníku a počtu trubek ve svazku jsme si vytvořili výpočetní program, ve kterém jsme použili vztahy uvedené v kapitole 3.3 Matematické vztahy pro návrh výměníku. V tomto programu jsem potom iteračně dosazovali hodnoty pro délku trubek l a počet trubek N ve svazku než jsme dosáhli požadovaného výkonu P_{NPS} . Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3.4.

Tab. 3.4 Rozměry přehříváku

Délka trubek ve svazku	$l = 138,2\text{ mm}$
Počet trubek ve svazku	$N = 608$
Vzdálenost mezi přepážkami	$B = 69\text{ mm}$
Volná vzdálenost mezi trubkami	$C = 2\text{ mm}$
Rozteč trubek	$p_t = 7\text{ mm}$

Mezivýpočty jednotlivých veličin si uvedeme v následujících bodech:

- Střední logaritmický teplotní spád:

$$t_{hs,in} = 52^\circ\text{C} \Rightarrow T_{hs,in} = 52 + 273,15 = 325,15\text{ K}$$

$$t_{hs,out} = 34^\circ\text{C} \Rightarrow T_{hs,out} = 34 + 273,15 = 307,15\text{ K}$$

$$t_{ss,in} = -20,9^\circ\text{C} \Rightarrow T_{ss,in} = -20,9 + 273,15 = 252,25\text{ K}$$

$$t_{ss,out} = 1,6^\circ\text{C} \Rightarrow T_{ss,out} = 1,6 + 273,15 = 274,75\text{ K}$$

$$\Delta T_1 = T_{hs,in} - T_{ss,out} = 50,4\text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs,out} - T_{ss,in} = 54,9\text{ K}$$

$$\overline{\Delta T}_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = 50,39\text{ K}$$

- Rychlost a hmotnostní rychlost proudění
 - a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

$$S_h = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot N = 0,0101 \text{ m}^2$$

$$\rho_h = \frac{p_3}{r \cdot T_{hs,in}} = 4,01 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$w_h = \frac{\dot{m}_3}{S_h \cdot \rho_h} = 3,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

$$S_s = \frac{d_{pl} \cdot C \cdot B}{p_t} = 0,0037 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_6}{S_s} = 36,51 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$$

- Reynoldsovo číslo

a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

$$L_h = d_{in} = 0,0046 \text{ m}$$

$$v_h = \frac{\mu}{\rho_h} = 5,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re}_h = \frac{w_h \cdot L_h}{v_h} = 3217$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{p_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_{out}^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot d_{out}}{2}} = 0,0058 \text{ m}$$

$$\text{Re}_s = \frac{d_e \cdot G_s}{\mu} = 10880$$

- Nusseltovo číslo a součinitel přestupu tepla

a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

Dle Reynoldsova čísla jsme určili charakter proudění vzduchu – přechodová oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním. Pomocí této skutečnosti jsme mohli zvolit: [14]

$$\text{Pr}_h = 0,725$$

$$L_h = d_{in} = 0,0046 \text{ m}$$

$$\text{Nu}_h = (3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re}_h \cdot \text{Pr}_h \cdot \frac{L_h}{l})^{\frac{1}{3}} = 10,94$$

$$\alpha_h = \frac{\text{Nu}_h \cdot \lambda_{vz}}{L_h} = 64,86 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

Hodnota Reynoldsova čísla je vyšší než 2300, a proto je proudění turbulentní. Pomocí této skutečnosti jsme mohli zvolit: [14]

$$\text{Pr}_s = 0,746$$

$$L_s = d_e = 0,0058 \text{ m}$$

$$\text{Nu}_s = 0,36 \cdot \text{Re}_s^{0,55} \cdot \text{Pr}_s^{\frac{1}{3}} = 57,93$$

$$\alpha_s = \frac{\text{Nu}_s \cdot \lambda_{vz}}{L_s} = 233,06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- Součinitel prostupu tepla

$$r_{in} = \frac{d_{in}}{2} = 0,0023 \text{ m}$$

$$r_{out} = \frac{(d_{tr} + 2 \cdot t_{tr})}{2} = 0,0025 \text{ m}$$

$$\alpha_{in} = \alpha_h$$

$$\alpha_{out} = \alpha_s$$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{in}}{\lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{in}}{r_{out}} \cdot \frac{1}{\alpha_{out}} \right)^{-1} = 47,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- Teplosměnná plocha

Součinitel prostupu tepla máme vztažený k vnitřnímu povrchu trubek, proto uvažujeme jako teplosměnnou plochu vnitřní povrchy trubek

$$S_{in} = 2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot l \cdot N = 1,212 \text{ m}^2$$

- Vypočítaný výkon přehříváku

$$P_p = S_{in} \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{ln} = 2926 \text{ W}$$

- Tlaková ztráta

a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

$$f = \frac{64}{\text{Re}_h}$$

$$\Delta p = f \cdot \frac{l}{d_m} \cdot \frac{\rho_h \cdot w^2}{2} = 361,5 \text{ Pa}$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln \text{Re})$$

$$\Delta p = \frac{f \cdot G_s \cdot \left(\frac{l}{B}\right) \cdot d_{pl}}{2 \cdot \rho \cdot d_e} = 2883,7 \text{ Pa}$$

3.4.2 Kondenzátor

Nejprve si v tabulce 3.5 shrneme údaje, které jsme převzali z kapitoly Termodynamická optimalizace procesu.

Tab. 3.5 Údaje potřebné pro výpočet

	Horké médium	Studené médium
Teplota na vstupu	$t_4 = t_{h,in} = 49,9^\circ C$	$t_8 = t_{s,in} = -11,4^\circ C$
Teplota na výstupu	$t_5 = t_{h,out} = 31,6^\circ C$	$t_9 = t_{s,out} = 16,1^\circ C$
Navrhovaný výkon	$P_{NK} = 7,14kW$	

Stejně jako pro přehřívák si musíme zjistit výkon a výsledné teploty v jednotlivých bodech pro suchý vzduch ($x_3 = 0,001 g_{H_2O} / kg_{s.v.}$). Potřebné výsledky z tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce 3.6.

Tab. 3.6 Údaje z optimalizace pro suchý vzduch

	Horké médium	Studené médium
Teplota na vstupu	$t_4 = t_{hs,in} = 29,5^\circ C$	$t_8 = t_{ss,in} = -58,3^\circ C$
Teplota na výstupu	$t_5 = t_{hs,out} = -20,4^\circ C$	$t_9 = t_{ss,out} = -8,3^\circ C$
Tlak vzduchu	$p_4 = 360825 Pa$	$p_8 = 119525 Pa$
Hmotnostní tok	$\dot{m}_4 = 0,139 kg / s$	$\dot{m}_8 = 0,137 kg / s$
Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	$r = 287,1 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$r = 287,1 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Dynamická viskozita suchého vzduchu	$\mu_h = 1,800 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$	$\mu_s = 1,612 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$
Měrná tepelná vodivost suchého vzduchu	$\lambda_{tr} = 0,0245 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$\lambda_{tr} = 0,0214 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Navrhovaný výkon	$P_{NKS} = 7,08kW$	

Tento nový navrhovaný výkon P_{NKS} výměníku, ve kterém proudí suchý vzduch, je opět ekvivalentní k navrhovanému výkonu výměníku P_{NK} pro vlhký vzduch.

Pro určení délky výměníku a počtu trubek ve svazku jsme použili stejný výpočetní program jako v případě přehříváku. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3.7.

Tab. 3.7 Rozměry přehříváku

Délka trubek ve svazku	$l = 444,6 \text{ mm}$
Počet trubek ve svazku	$N = 608$
Vzdálenost mezi přepážkami	$B = 111,15 \text{ mm}$
Volná vzdálenost mezi trubkami	$C = 2 \text{ mm}$
Rozteč trubek	$p_t = 7 \text{ mm}$

Mezivýpočty jednotlivých veličin si uvedeme v následujících bodech:

- Střední logaritmický teplotní spád:

$$t_{hs,in} = 29,5^\circ \text{C} \Rightarrow T_{hs,in} = 29,5 + 273,15 = 302,65 \text{ K}$$

$$t_{hs,out} = -20,4^\circ \text{C} \Rightarrow T_{hs,out} = -20,4 + 273,15 = 252,75 \text{ K}$$

$$t_{ss,in} = -58,3^\circ \text{C} \Rightarrow T_{ss,in} = -58,3 + 273,15 = 214,85 \text{ K}$$

$$t_{ss,out} = -8,3^\circ \text{C} \Rightarrow T_{ss,out} = -8,3 + 273,15 = 264,85 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = T_{hs,in} - T_{ss,out} = 37,8 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs,out} - T_{ss,in} = 37,9 \text{ K}$$

$$\overline{\Delta T}_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = 37,87 \text{ K}$$

- Rychlost a hmotnostní rychlost proudění
 - a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

$$S_h = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4} \cdot N = 0,0101 \text{ m}^2$$

$$\rho_h = \frac{P_4}{r \cdot T_{hs,in}} = 4,528 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$

$$w_h = \frac{\dot{m}_4}{S_h \cdot \rho_h} = 3,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

b) Studené médium(proudění vně trubek)

$$S_s = \frac{d_{pl} \cdot C \cdot B}{p_t} = 0,006 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_6}{S_s} = 22,66 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$$

- Reynoldsovo číslo

a) Horké médium(proudění uvnitř trubek)

$$L_h = d_{in} = 0,0046 \text{ m}$$

$$\nu_h = \frac{\mu}{\rho_h} = 5,038 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re}_h = \frac{w_h \cdot L_h}{\nu_h} = 3511$$

b) Studené médium(proudění vně trubek)

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{p_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_{out}^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot d_{out}}{2}} = 0,0058 \text{ m}$$

$$\text{Re}_s = \frac{d_e \cdot G_s}{\mu} = 8334$$

- Nusseltovo číslo a součinitel přestupu tepla

a) Horké médium(proudění uvnitř trubek)

Dle Reynoldsova čísla jsme určili charakter proudění vzduchu – přechodová oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním. Pomocí této skutečnosti jsme mohli zvolit:

$$\text{Pr}_h = 0,740$$

$$L_h = d_{in} = 0,0046 \text{ m}$$

$$Nu_h = (3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re_h \cdot Pr_h \cdot \frac{L_h}{l})^{\frac{1}{3}} = 12,01$$

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \cdot \lambda_{vz}}{L_h} = 64,32 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

Hodnota Reynoldsova čísla je vyšší než 2300, a proto je proudění turbolentní. Pomocí této skutečnosti jsme mohli zvolit:

$$Pr_s = 0,756$$

$$L_s = d_e = 0,0058 m$$

$$Nu_s = 0,36 \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr_s^{\frac{1}{3}} = 46,63$$

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_{vz}}{L_s} = 172,23 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

- Součinitel prostupu tepla

$$r_{in} = \frac{d_{in}}{2} = 0,0023 m$$

$$r_{out} = \frac{(d_{tr} + 2 \cdot t_{tr})}{2} = 0,0025 m$$

$$\alpha_{in} = \alpha_h$$

$$\alpha_{out} = \alpha_s$$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{in}}{\lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{in}}{r_{out}} \cdot \frac{1}{\alpha_{out}} \right)^{-1} = 44,01 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

- Teplosměnná plocha

Součinitel prostupu tepla máme vztažený k vnitřnímu povrchu trubek, proto uvažujeme jako teplosměnnou plochu vnitřní povrchy trubek

$$S_{in} = 2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot l \cdot N = 3,904 m^2$$

- Vypočítaný výkon přehříváku

$$P_p = S_{in} \cdot k \cdot \overline{\Delta T}_{ln} = 6565,94 W$$

- Tlaková ztráta

a) Horké médium (proudění uvnitř trubek)

$$f = \frac{64}{\text{Re}_h}$$

$$\Delta p = f \cdot \frac{l}{d_{in}} \cdot \frac{\rho_h \cdot w^2}{2} = 1426,1 \text{ Pa}$$

b) Studené médium (proudění vně trubek)

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln \text{Re})$$

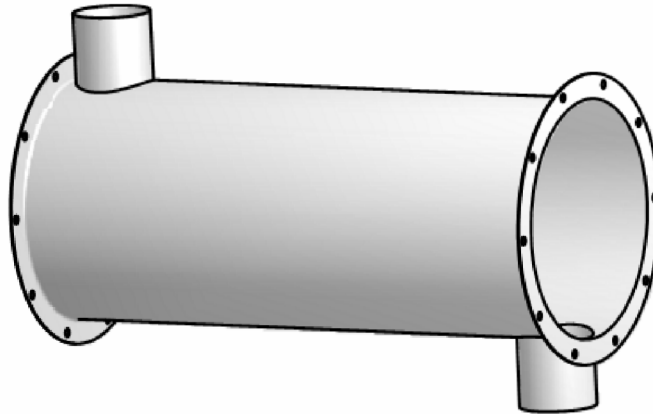
$$\Delta p = \frac{f \cdot G_s \cdot \left(\frac{l}{B}\right) \cdot d_{pl}}{2 \cdot \rho \cdot d_e} = 6497,2 \text{ Pa}$$

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KOMBINOVANÉHO VÝMĚNÍKU

Trubkové plášťové výměníky jsou jedny z nejpoužívanějších výměníků tepla napříč všemi zařízeními, ve kterých probíhá tepelná výměna. Poskytují široký rozsah poměrů mezi teplosměnnou plochou a celkového objemu. Požadovanou teplosměnnou plochu, kterou tvoří svazek trubek, je možno lehce zkonstruovat a její velikost je značně flexibilní.

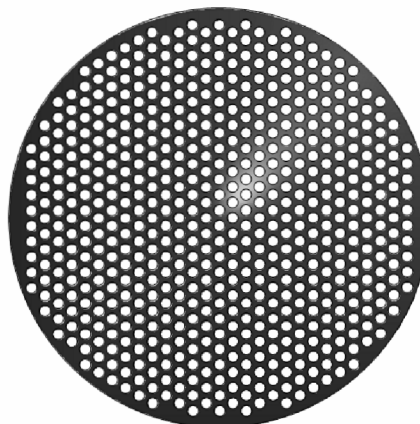
Jednotlivé části výměníku si popíšeme a ukážeme na následujících obrázcích:

- Plášť výměníku je tzv. obal svazku trubek, ve kterém v mém případě proudí chladící médium (studený vzduch)



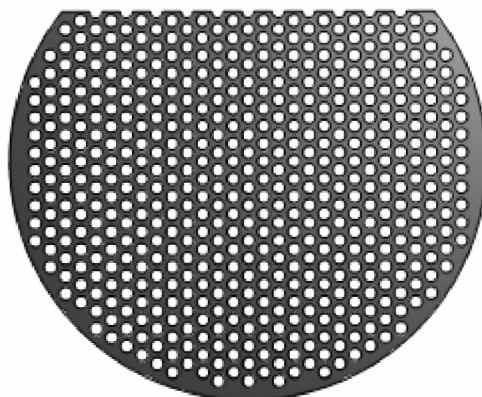
Obr. 5.1 Plášť výměníku

- Trubkovnici tvoří kovová deska s otvory pro svazek trubek. Má funkci jak podpůrnou pro trubky, tak těsnící ,aby nedocházelo k míšení teplého a studeného média.



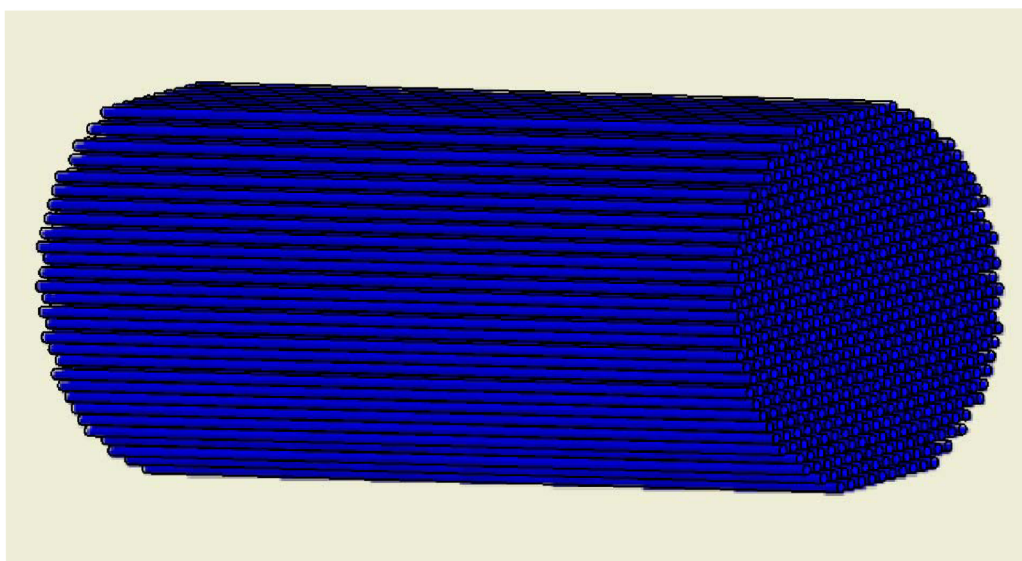
Obr. 5.2 Trubkovnice

- Přepážky ve výměnících ještě více zpevní svazek trubek. Avšak významnější funkci mají v odklonění proudu média (proudění napříč svazkem trubek), což má za následek vyšší součinitel přestupu tepla k .



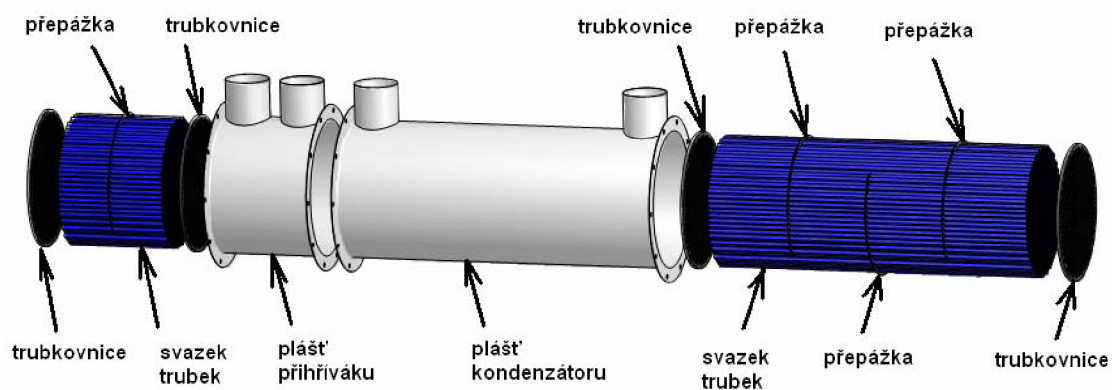
Obr. 5.3 Přepážka

- Svazek trubek tvoří teplosměnnou plochu plášťového výměníku. V našem případě jsme si zvolili uspořádání trubek do trojúhelníku.

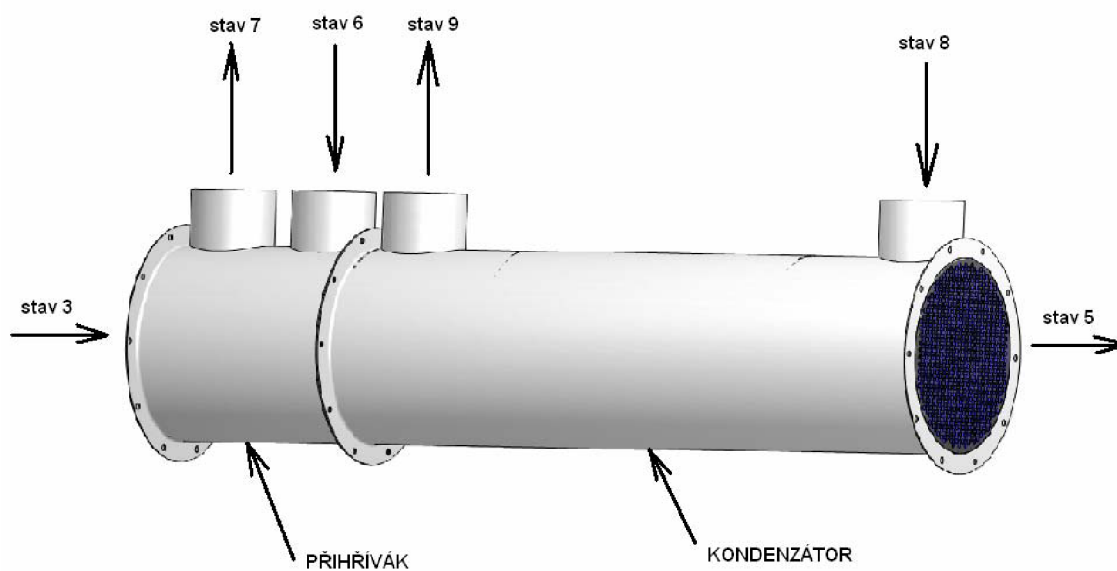


Obr. 5.4 Svazek trubek

Navrhovaný kombinovaný tepelný výměník je složený právě z komponent uvedených výše. Jde o dva plášťové výměníky umístěné za sebou. Všechny potřebné rozměry těchto dvou výměníků jsme vzali z předešlé kapitoly a tím dostáváme celkovou délku kombinovaného výměníku 606 mm. Na obrázku 5.5 je vidět umístění a orientace jednotlivých komponent kombinovaného tepelného výměníku. Poslední obrázek 5.6 znázorňuje stavy vzduchu, ve kterých jsme určovali stavové veličiny.



Obr. 5.5 Rozklad kombinovaného tepelného výměníku



Obr. 5.6 Kombinovaný tepelný výměník

ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce byl proveden návrh kombinovaného tepelného výměníku pro klimatizační systém letadel a vrtulníků, pro společnost První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s., která se ve své letecké divizi dlouhodobě zabývá vývojem a výrobou přístrojů a zařízení letecké techniky.

Na začátku práce jsme si popsali řešený klimatizační systém, ve kterém jsme si označili jednotlivá místa charakteristickými body pro snadnější orientaci. Poté byl vytvořen matematický model systému, díky němuž jsme našli optimální rozložení výkonů mezi přehřívákem a kondenzátorem. Protože jsme nedokázali splnit požadovanou výstupní teplotu, bylo navíc zpracováno chování tohoto klimatizačního systému v závislosti na různých měrných vlhkostech, abychom mohli poukázat na úzkou souvislost mezi těmito dvěma veličinami.

V další části jsme si uvedli základní dělení tepelných výměníků a teorii přenosu tepla, což nám pomohlo k hlubšímu pochopení principů návrhu tepelných výměníků. Pro náš případ jsme zvolili plášťový trubkový tepelný výměník s přepážkami, který dokáže přenášet značné tepelné toky při minimálních rozměrech. Vlastní výpočet výměníků probíhal metodou LMTD, pro kterou jsme použili parametry vzduchu v charakteristických bodech a návrhový výkon výměníků z kapitoly optimalizace. Z tohoto výpočtu jsme si vyjádřili potřebnou teplosměnnou plochu, která byla nejdůležitějším kritériem při rozměrovém návrhu přehříváku a kondenzátoru.

Poslední část obsahuje popis komponent zvoleného typu výměníku a model celkového kombinovaného tepelného výměníku. Grafický návrh nám znázorňuje umístění jednotlivých komponent, vstupy a výstupy vzduchu jednotlivých charakteristických bodů.

Hlavní vytyčené cíle této diplomové práce byly splněny návrhem kombinovaného tepelného výměníku o průměru 190 mm a délce 606 mm, který bude užitečný v dalším vývoji klimatizačních systémů v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *The Boeing Company.*, [online]. 2011. [citováno 2011-01-14]. Dostupné z: <<http://www.boeing.com/commercial/cabinair/ecs.pdf>>
- [2] Chlumský V., Liška A., *Kompresory, pneumatické a chladicí stroje*, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [3] *Environmental Control Systems.*, [online]. 2011. [citováno 2011-01-28]. Dostupné z: <<http://www.thisisecs.com/SimpleCycle.htm>>
- [4] *Klimatizace-chládek za parného dne.*, [online]. 2011. [citováno 2011-02-06]. Dostupné z: <<http://www.100a.eu/tema/klimatizace.htm>>
- [5] *PBS Velká Bíteš, a.s.*, [online]. 2011. [citováno 2011-02-20]. Dostupné z: <http://www.pbsvb.cz/dlt_klimatizace.php>
- [6] Pavelek M. a kolektiv, *Termomechanika*, Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- [7] Polesný B., *Výměníky tepla v energetice: učební texty*, Brno, 2003.
- [8] Libich V., Ochraňa L., *Spalovací zařízení a výměníky tepla*, Brno: SNTL Praha, 1986.
- [9] *Energeticky úsporná čerpadla pro komerční budovy*, [online]. 2011. [citováno 2011-03-14]. Dostupné z: <http://cbs.grundfos.com/GCZ_Czech_Republic/lexica/AC_Shell_and_tube_exchanger.html>
- [10] Ochraňa L., *Spalovací zařízení a výměníky tepla*, Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993.
- [11] Dvořák Z., *Sdílení tepla a výměníky*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1992.
- [12] Hloušek J., *Termomechanika*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2000.
- [13] Stehlík P., Kohoutek J., Němčanský J., *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1991.
- [14] KAKAÇ, Sadik, HONGTAN, Liu. *Heat Exchangers selection, rating and thermal design*. 2nd edition. [s.l.] : CRC press, 2002.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Název	Jednotka
a	Měrná práce	J/kg
f	Třecí faktor	-
i	Měrná entalpie	J/kg
l	Entalpický tok	J/s
k	Součinitel prostupu tepla	W/ m ² /K
l	Délka	m
L	Charakteristický rozměr	m
m	Hmotnostní průtok	kg/s
N	Počet trubek	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
p	Tlak	Pa
P	Výkon výměníků	W
p _p [*]	Parciální tlak syté vodní páry	Pa
Pr	Prandtlovo číslo	-
Q	Tepelný tok	J/s
q	Měrný tepelný tok	W/m ²
Re	Reynoldsovo číslo	-
s	Měrná entropie	J/kg/K
S	Plocha	m ²
t	Teplota	°C
T	Termodynamická teplota	K
w	Rychlost proudění	m/s
x	Měrná vlhkost	kgH ₂ O/kg _{s.v.}
α	Součinitel přestupu tepla	W/ m ² /K

η	Účinnost	%
λ	Tepelná vodivost	W/m/K
μ	Dynamická viskozita	Pa·s
ν	Kinematická viskozita	m ² /s
ρ	Hustota látky	kg/m ³
φ	Relativní vlhkost	%