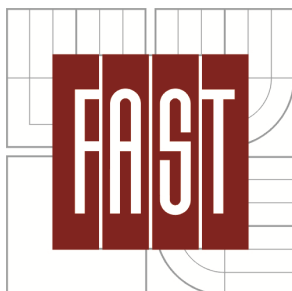


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ALTERNATIVNÍ ZDROJE ENERGIE PRO ZÁSOBOVÁNÍ BUDOV TEPEM

ALTERNATIVE ENERGY SOURCES TO SUPPLY THE BUILDINGS WITH HEAT

HABILITAČNÍ PRÁCE

OBOR

POZEMNÍ STAVBY

AUTOR PRÁCE

Ing. Petr Horák, Ph.D.

BRNO

SRPEN 2016

ABSTRAKT

Předložená habilitační práce se zabývá alternativními zdroji energie pro zásobování budov teplem. Práce je rozdělena na tři na sobě nezávislá témata, které však patří do oblasti alternativních zdrojů energie. V úvodu práce je provedeno shrnutí současného stavu problematiky pro všechny tři témata. Prvním tématem práce jsou stokové výměníky a jejich využití pro získávání odpadního tepla ze stok. Druhým tématem práce jsou způsoby získávání odpadního tepla z chladicích okruhů a popis vlivu na účinnost chladicího okruhu při odběru odpadního tepla. Třetím tématem práce je výzkum v oblasti získávání odpadního tepla a přenosu tepla pomocí vlásečnicových polypropylenových výměníků tepla.

ABSTRACT

Presented habilitation work deals with alternative energy sources that are used to supply buildings with heat. The work is divided into three independent themes, which belongs to the field of alternative energy sources. In the introduction is a summary of the current state of the problems for all three themes. The first issue is the sewer exchangers and their use for waste heat recovery from sewers. The second issue are ways of obtaining waste heat from cooling circuits and a description of the impact on the efficiency of the cooling circuit during the obtaining of waste heat. The third issue is research in the field of waste heat recovery and heat transfer using a micro hollow fiber heat exchangers.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplo, energie, úspora, tepelný výměník, stoka, chlazení, vlásečnicový výměník.

KEYWORDS

Heat, energy, saving, heat exchanger, sewer, cooling, micro hollow fiber heat exchanger.

PODĚKOVÁNÍ

Habilitační práci věnuji své přítelkyni Evě a synu Hugovi, bez jejich podpory a zázemí, které vytvářejí, by tato práce nikdy nevznikla.

Dík patří vedoucímu ústavu doc. Ing. Jiřímu Hiršovi, CSc., za množství odborných rad, které věcně pomohly k sepsání habilitační práce.

Děkuji také svým kolegům z ústavu TZB za odbornou pomoc a přátelský přístup zejména Ing. Marianu Formánkovi, Ph.D., Ing. Josefu Pláškoví, Ph.D.

Na závěr bych rovněž chtěl poděkovat všem kolegům z fakulty, kteří mi pomáhali svými názory postřehy, komentáři, či jinak zlepšit kvalitu habilitační práce, zejména pak prof. Ing. Zbyňku Keršnerovi, CSc. a doc. Ing. Milanu Ostrému, Ph.D. Speciální dík za formování některých mých myšlenek a přístupů v průběhu tvorby práce patří prof. RNDr. Josefu Diblíkovi, DrSc.

V Brně dne 8.8. 2016

Ing. Petr Horák, Ph.D.

OBSAH

Seznam Ilustrací.....	7
Seznam tabulek.....	11
Seznam symbolů, zkratk a značek.....	12
1 Úvod.....	14
2 Současný stav problematiky.....	16
2.1 Enviromentální souvislosti.....	16
2.2 Právní souvislosti.....	19
2.3 Druhy zdrojů tepla pro vytápění a přípravu TV.....	24
2.4 Teplo z odpadních vod.....	26
2.4.1 Úvod.....	26
2.4.2 Stoka jako zdroj tepla.....	26
2.5 Teplo z chladicích zařízení.....	30
2.5.1 Úvod.....	30
2.5.2 Desuperheater v chladicím okruhu.....	31
2.6 Vlasečnicové výměníky tepla.....	34
3 Cíle a metody habilitační práce.....	39
3.1 Cíle práce obecně.....	39
3.2 Metody práce obecně.....	39
4 Stokové výměníky – využití odpadního tepla stok.....	41
4.1 Cíle.....	41
4.2 Metodika.....	41
4.2.1 Konstrukce stokového výměníku.....	41
4.2.2 Výpočtový model stokového výměníku.....	43
4.2.3 Experimentální ověření výkonu výměníků.....	45
4.3 Výsledky.....	48
4.3.1 Výsledky numerického modelování.....	48
4.3.2 Výsledky experimentálního ověření výkonu výměníků.....	51
4.4 Diskuse a závěr.....	53
5 Využití odpadního tepla z chladicích zařízení.....	54
5.1 Cíle.....	54
5.2 Metodika.....	54
5.2.1 Popis experimentu.....	54

5.2.2	Výpočtové vztahy pro určení účinnosti chladicího okruhu	56
5.3	Výsledky	59
5.4	Diskuse a závěr	66
5.5	Praktická aplikace získávání odpadního tepla z chladicího zařízení	68
5.5.1	Úvod.....	68
5.5.2	Popis chladicí jednotky	68
5.5.3	Výroba a instalace chladicí jednotky	71
5.5.4	Využití odpadního tepla.....	74
5.5.5	Diskuse a závěr	78
6	Vlásečnicové výměníky	80
6.1	Prototyp 1 - Cíle	80
6.2	Metodika	80
6.2.1	Technické provedení vlásečnicových výměníků	80
6.2.2	Experimentální ověření výkonu vlásečnicových výměníků	83
6.2.3	Výpočtový model výměníku.....	87
6.2.4	Experimentální ověřování – prototyp 1	89
6.3	Výsledky	91
6.4	Diskuse a Závěr	92
6.5	Prototyp 2 - Cíle	93
6.6	Metodika	94
6.6.1	Experimentální ověřování – prototyp 2	94
6.7	Výsledky	94
6.8	Diskuse a Závěr	95
6.9	Prototyp 3 - Cíle	96
6.10	Metodika	96
6.10.1	Experimentální ověřování – prototyp 3	96
6.11	Výsledky	99
6.12	Diskuse a závěr	102
6.13	Prototyp 4 - Cíle	103
6.14	Metodika	103
6.14.1	Experimentální ověřování – prototyp 4	103
6.14.2	Výpočtové vztahy pro stanovení teoretického množství kondenzace	106
6.15	Výsledky	108

6.16	Diskuze a závěr	110
7	Závěry pro vědní obor a praxi	112
8	Možnosti navazujícího výzkumu a vývoje do budoucna.....	114
9	Použitá literatura.....	116

Seznam Ilustrací

- Obr. 2.1 Podíl spotřeby energie v EU-28 v letech 1990-2013 [4]
- Obr. 2.2 Spotřeba energie dle oblastí v EU-28 v roce 2013 [5]
- Obr. 2.3 Spotřeba paliv a energie v domácnostech 1991, 2001-2014 [8]
- Obr. 2.4 Základní přehled zdrojů tepla pro kotelny do 500 kW výkonu, dle paliva
- Obr. 2.5 Rozdělení alternativních zdrojů energie pro kotelny do 500 kW výkonu
- Obr. 2.6 Výměník tepla umístěn na kanalizačním potrubí v budově
- Obr. 2.7 Stokový výměník tepla
- Obr. 2.8 Stokový výměník tepla umístěný na výstupu z ČOV
- Obr. 2.9 Detailní schéma zapojení TČ se stokovým výměníkem [31]
- Obr. 2.10 Funkční schéma typického chladicího okruhu s desuperheaterem [39]
- Obr. 2.11 Log p-h diagram znázorňující oběh chladicího kompresorového cyklu s desuperheaterem [39]
- Obr. 2.12 Křížový vlásečnicový výměník, a) modul s 79 vlákný, b) modul s 400 vlákný, c) modul s 200 vlákný, d) modul se 79 vlákný, e) modul s 6 asymetrickými vlákný UltraPES [48]
- Obr. 2.13 Křížový vlásečnicový výměník, i) modul s 950 vlákný, j) modul s 2750 vlákný [48]
- Obr. 2.14 Geometrický model VV s pravidelnou geometrií [46]
- Obr. 2.15 Numerická simulace rychlosti proudění ve vlásečnicovém výměníku [46]
- Obr. 4.1 Geometrie stokového výměníku do kruhového potrubí
- Obr. 4.2 Geometrie stokového výměníku do šachty [31]
- Obr. 4.3 Detail provedení výpočtové sítě na šachtovém výměníku
- Obr. 4.4 Schéma měřicí sestavy TČ + stokový výměník
- Obr. 4.5 Prototyp výměníku do šachty při měření [31]
- Obr. 4.6 Prototyp výměníku do stoky při měření [31]
- Obr. 4.7 Měřicí sestava, součást experimentálního okruhu
- Obr. 4.8 Rozložení teplot ve výměníku do stoky
- Obr. 4.9 Rozložení vektorů rychlosti ve výměníku do stoky
- Obr. 4.10 Rozložení teplot ve výměníku do šachty
- Obr. 4.11 Rozložení vektorů rychlosti ve výměníku do šachty
- Obr. 4.12 Naměřená charakteristika šachtového výměníku
- Obr. 4.13 Naměřená charakteristika stokového výměníku

- Obr. 5.1 Experimentální chladicí zařízení použito při experimentu [39]
- Obr. 5.2 Schéma testovacího okruhu použitého pro experiment [39]
- Obr. 5.3 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 70 W
- Obr. 5.4 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 100 W
- Obr. 5.5 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 120 W
- Obr. 5.6 Závislost mezi chladicím (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 140 W
- Obr. 5.7 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 190 W
- Obr. 5.8 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}C$) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže
- Obr. 5.9 Závislost mezi celkovou energetickou účinností (COP_{tot}) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}C$) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže
- Obr. 5.10 Závislost mezi měrným energetickým příspěvkem chladicího cyklu (η) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}C$) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže
- Obr. 5.11 Závislost mezi reálným měrným energetickým příspěvkem chladicího cyklu (η_v) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}C$) pro zapojení pouze s kondenzátorem
- Obr. 5.12 Funkční schéma chladicí jednotky GHP
- Obr. 5.13 Výroba prototypu jednotky GHP
- Obr. 5.14 Výroba prototypu jednotky GHP, detail motorového ústrojí
- Obr. 5.15 Testování prototypu jednotky GHP, připojení na externí výměník

- Obr. 5.16 Testování prototypu jednotky GHP, otevřená jednotka, detail řídicího panelu
- Obr. 5.17 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., detail jednotky ve strojovně
- Obr. 5.18 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., napojení na stávající rozvody
- Obr. 5.19 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., úprava stávajících rozvodů chladu
- Obr. 5.20 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., příprava řídicí jednotky
- Obr. 5.21 Funkční schéma využití odpadního tepla z jednotky GHP
- Obr. 5.22 Měření průtoku vody na potrubí pro využití odpadního tepla z motoru a spalin
- Obr. 5.23 Závislost Δt a tepelného výkonu odpadního tepla z motoru a spalin
- Obr. 5.24 Průběh teplot přívodu, vratu a průtoku v čase pro odpadní teplo z motoru a spalin
- Obr. 5.25 Průběh teplot přívodu, vratu a průtoku v čase pro odpadní teplo z desuperheateru
- Obr. 6.1 Svazek vlásečnicového výměníku
- Obr. 6.2 Detail koncovky vlásečnicového výměníku
- Obr. 6.3 Prototyp 1, vlásečnicový výměník
- Obr. 6.4 Měřicí okruh pro vlásečnicové výměníky
- Obr. 6.5 Schéma měřicího okruhu pro vlásečnicové výměníky
- Obr. 6.6 Řídicí software Desigo Insight – zdroj tepla a chladu
- Obr. 6.7 Řídicí software Desigo Insight – VZT jednotka
- Obr. 6.8 Softwarová aplikace pro testování výměníků
- Obr. 6.9 Výpočtové schéma výměníku [52]
- Obr. 6.10 Prototyp 1, vlásečnicový výměník, detail napojení
- Obr. 6.11 Prototyp 1, detail
- Obr. 6.12 Geometrie prototypu 1
- Obr. 6.13 Porovnání výkonu vlásečnicové výměníku (prototyp1) a kovového výměníku
- Obr. 6.14 Účinnost ε VV prototyp1 v závislosti na průtoku vzduchu
- Obr. 6.15 Porovnání načebraných vláken (prototyp 2) a uhlazených vláken (prototyp 1)
- Obr. 6.16 Prototyp 2, vlásečnicový výměník s načebranými vlákny

- Obr. 6.17 Porovnání výkonu vlásečnicové výměníku (prototyp1 a 2) a kovového výměníku
- Obr. 6.18 Účinnost ε VV prototyp 2 v závislosti na průtoku vzduchu
- Obr. 6.19 Prototyp 3, vlásečnicový výměník v kruhovém potrubí
- Obr. 6.20 Detail umístění vláken v potrubí, prototyp 3
- Obr. 6.21 Prototyp 3 s přechodovými kusy před instalací do měřicího okruhu
- Obr. 6.22 Geometrie prototypu 3
- Obr. 6.23 Porovnání výkonu vlásečnicové výměníku (prototyp 3) a kovového výměníku
- Obr. 6.24 Účinnost ε VV prototyp 3 v závislosti na průtoku vzduchu
- Obr. 6.25 Porovnání tlakových ztrát prototypů na straně vzduchu
- Obr. 6.26 Porovnání tlakových ztrát prototypů na straně vody
- Obr. 6.27 Zapouzdřený VV prototyp 4
- Obr. 6.28 Detail na uchycení vláken, VV prototyp 4
- Obr. 6.29 Geometrie prototypu 4
- Obr. 6.30 Osazování prototypu 4 do měřicí tratě
- Obr. 6.31 Kondenzace na vláknech výměníku
- Obr. 6.32 Kondenzace vody na vláknech, teoretická hodnota a změřená hodnota

Seznam tabulek

Tab. 2.1	Sezónní účinnost výroby tepla zdrojem tepla $\eta_{H,gen}$ pro plynové kotle a kotle na kapalná paliva do 35 kW určené pouze pro vytápění [17]
Tab. 2.2	Parametry a hodnoty referenční budovy [20]
Tab. 2.3	Hodnoty faktoru primární energie pro hodnocenou budovu [20]
Tab. 2.4	Hodnoty faktoru primární energie pro referenční budovu [20]
Tab. 4.1	Okrajové podmínky a nastavení modelu
Tab. 4.2	Přístroje použité při experimentu
Tab. 4.3	Výsledky simulace a měření
Tab. 5.1	Měřicí přístroje použité při experimentu
Tab. 5.2	Porovnání celkové spotřeby elektřiny ($\text{kW}\cdot\text{h}\cdot\text{den}^{-1}$) při různé tepelné zátěži chlazeného prostoru za 24 hodin při použití a) pouze kondenzátoru, b) sériově zapojeného kondenzátoru s desuperheaterem [39]
Tab. 6.1	Měřicí přístroje použité při experimentu
Tab. 6.2	Výsledky měření VV – prototyp 1
Tab. 6.3	Výsledky měření VV – prototyp 2
Tab. 6.4	Výsledky měření VV – prototyp 3
Tab. 6.5	Výsledky kondenzace VV - prototyp 4

Seznam symbolů, zkratek a značek

značka, název jednotka

Veličiny

A	plocha	m^2
C	tepelná kapacita	$J.K^{-1}$
Q	tepelný tok	W
P	příkon	W
U	součinitel prostupu tepla	$W.m^{-2}.K^{-1}$
\dot{V}	objemový průtok	$m^3.s^{-1}$
c	měrná tepelná kapacita	$J.kg^{-1}K^{-1}$
h	entalpie	$J.kg^{-1}$
\dot{m}	hmotnostní průtok	$kg.s^{-1}$
p	tlak	Pa
t	teplota	$^{\circ}C$
x	měrná vlhkost vzduchu	$kg.kg^{-1}$
ε	účinnost tepelného výměníku	-
Δ	rozdíl	-
λ	tepelná vodivost	$W.m^{-1}K^{-1}$
η	účinnost obecně	-
ρ	hustota	$kg.m^{-3}$
φ	relativní vlhkost	%

Indexy

c	cold (studený)
cel	celkový
cit	citelný
D	pára

d	desuperheater (chladič přehřáté páry)
dis	distribuce
em	emisivita
g	general (obecný)
h	hot (teplý)
H	heating (vytápění)
ch	chlazení
i	input (vstup)
k	kondenzátor
min	minimální
max	maximální
o	output (výstup)
p	tlak
R	referenční
st	storage (zásobník)
t	topný
tot	totální (celkový)
v	výparník

Exponenty

“ sytost

Zkratky

CFD	Computational fluid dynamics
DH	desuperheater
PENB	průkaz energetické náročnosti budov
TČ	tepelné čerpadlo
TV	teplá voda
TZB	technická zařízení budov
VV	vlásečnicový výměník
VZT	vzduchotechnika

1 Úvod

V současném stavebnictví je energetická náročnost budov kritériem, které je vlivem právních předpisů velmi důležité a je mu proto věnována patřičná pozornost. Kromě toho, že společnost dnes vyžaduje stavby funkční, spolehlivé a zároveň i estetické, tak zároveň klade právní řád, ale i uživatelé přísné požadavky na energetickou náročnost budov nových a rekonstruovaných.

Budovy jsou hodnoceny z hlediska účinnosti výroby a spotřeby energie, ale také z pohledu spotřeby primární energie. Do popředí při evaluaci budov se tak dostává hledisko vlivu na životní prostředí, hodnotícím kritériem je spotřeba energie nutná pro provoz budovy. Vliv energetiky budovy na dopad na životní prostředí je jeden z několika pohledů při výstavbě budov. Dalším aspektem, který ovlivňuje vývoj ve stavebnictví, ale i v průmyslu a jiných odvětvích lidské činnosti, je skutečnost, že na Zemi postupně dochází fosilní paliva. Státy EU ale i jiné země v souvislosti s touto skutečností postupně ve své legislativě kladou větší důraz na využívání obnovitelných nebo alternativních zdrojů energie. Shrnutím výše uvedených argumentů je logicky závěr, že ve stavebnictví se budeme v průběhu času stále častěji setkávat s vyššími požadavky na energetickou náročnost budov a na využívání obnovitelných či alternativních zdrojů energie.

Obsahem této habilitační práce je přehled současného stavu, dále samostatný vědecký výzkum zahrnující analýzu a vyhodnocení některých alternativních zdrojů energie pro účely zásobování budov teplem prostřednictvím soustav technických zařízení budov. Obsah práce je tvořen třemi samostatnými kapitolami, společným jmenovatelem těchto kapitol je získávání energie pro systémy technických zařízení budov netradičním způsobem a netradiční formou. Těžištěm výzkumné práce byla experimentální činnost obnášející měření jak v laboratořích tak In situ. Prostor je však věnován i teoretickým úvahám a postupům, nezbytným pro zdárné vyřešení výzkumných úloh.

V první části práce je věnována pozornost získávání tepla ze stok pomocí stokového výměníku. V druhé části práce je výzkum zaměřený na efektivní získávání tepla z chladicích okruhů, se zahrnutím vlivu na účinnost chladicího zařízení. Třetí část práce je vyhrazena speciálnímu typu výměníku tepla, který je ve světovém měřítku vcelku unikátním, jde o tzv. vlásečnicový výměník z polypropylénových vláken.

Předložená habilitační práce je shrnutím výstupů tří výzkumných projektů, které byly realizovány v uplynulých několika letech. Každá kapitola je navázána na konkrétní

výzkumný projekt. Díky tomuto výzkumu se mi podařilo sestavit výzkumný tým sestávající z kolegů zde na fakultě, ale i na jiných fakultách VUT v Brně a doktorandů mých tak i externích. Tento výzkumný tým je připraven na nové výzkumné úlohy a v současnosti pracuje na nových projektových výzvách.

V rámci výzkumných projektů byla navázána úspěšná spolupráce s průmyslem a komerčními společnostmi z oboru. Tato spolupráce stále funguje a zlepšuje se, prohlubuje.

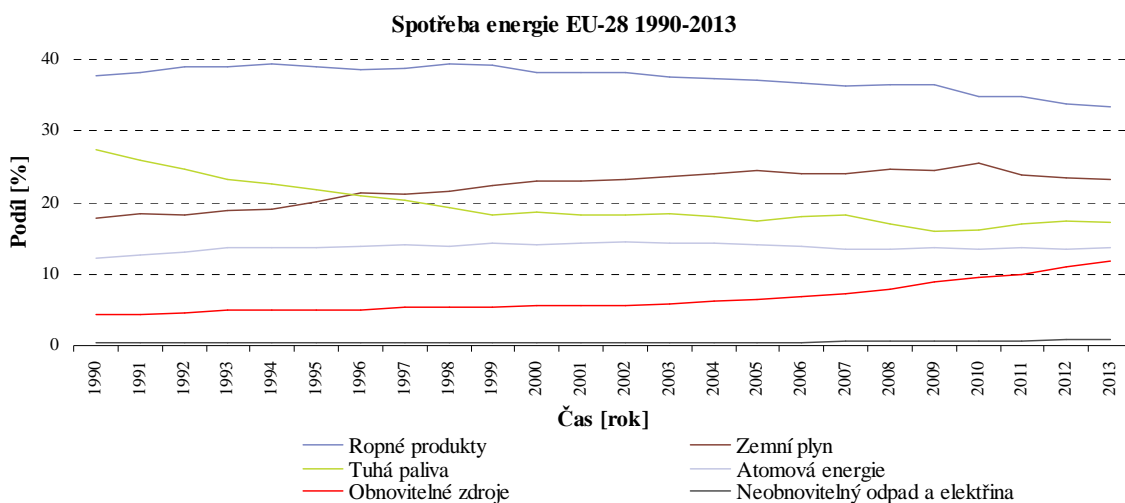
Pevně věřím, že poznatky uvedené v předložené habilitační práci jsou zajímavým příspěvkem do oblasti alternativních zdrojů energie pro obor pozemního stavitelství. Habilitační práce rovněž otevřela při řešení zadaných výzkumných úkolů prostor pro nové otázky a nové bádání v oblasti zdrojů tepla pro budovy.

2 Současný stav problematiky

2.1 Enviromentální souvislosti

Počet obyvatel Země roste v čase [1], i když některé studie tvrdí, že tento trend bude brzy zvrácen [2]. Doprovodným jevem růstu počtu obyvatel je i zvýšená spotřeba energie [3]. Člověk pro svůj život potřebuje různé formy energie, jednou z nejdůležitějších je tepelná energie, kterou potřebuje, protože je savec a není sám schopen si teplo vyrobit. Tepelnou energií využíváme na velké části planety pro vytápění a přípravu teplé vody. V podstatě všechny evropské země až na jižanské výjimky mají obyvatelstvo závislé na vytápění v zimním období a přípravu TV celoročně.

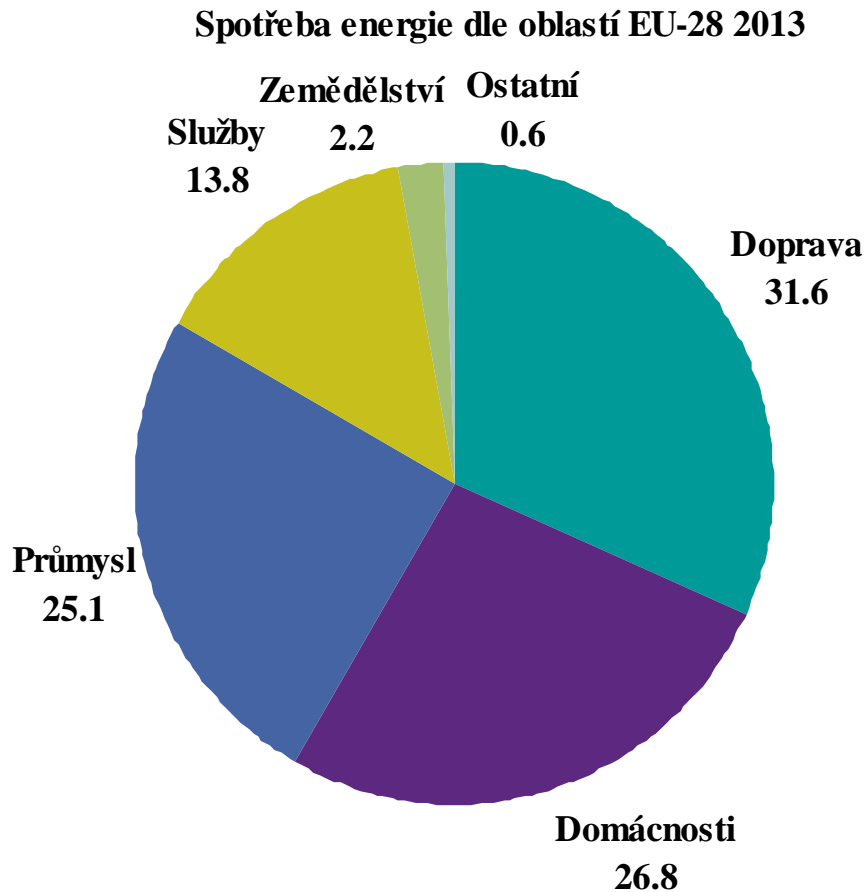
Pokud budeme hovořit o situaci v Evropě, tak státy osmadvacítky využívají coby zdroj energie převážně fosilní druhy paliv, v druhé řadě atomovou energií a až v poslední řadě obnovitelné zdroje energie, viz obrázek 2.1.



Obr. 2.1 Podíl spotřeby energie v EU-28 v letech 1990-2013 [4]

Obrázek uvádí celkovou spotřebu energie, ve kterou jsou zahrnuty všechny složky, čili nejen domácnosti, ale i průmysl, doprava atd. Na obrázku 2.1 je patrný pokles spotřeby ropných produktů, pokles tuhých paliv a stagnace spotřeby plynu. Na druhou stranu je vidět nárůst spotřeby energie z obnovitelných zdrojů, přesto se jedná jen o podíl mírně nad 10% z celkové spotřeby. Tento podíl je stále nízký a Evropská Unie vyvíjí úsilí jak podíl využití obnovitelných zdrojů energie navýšit.

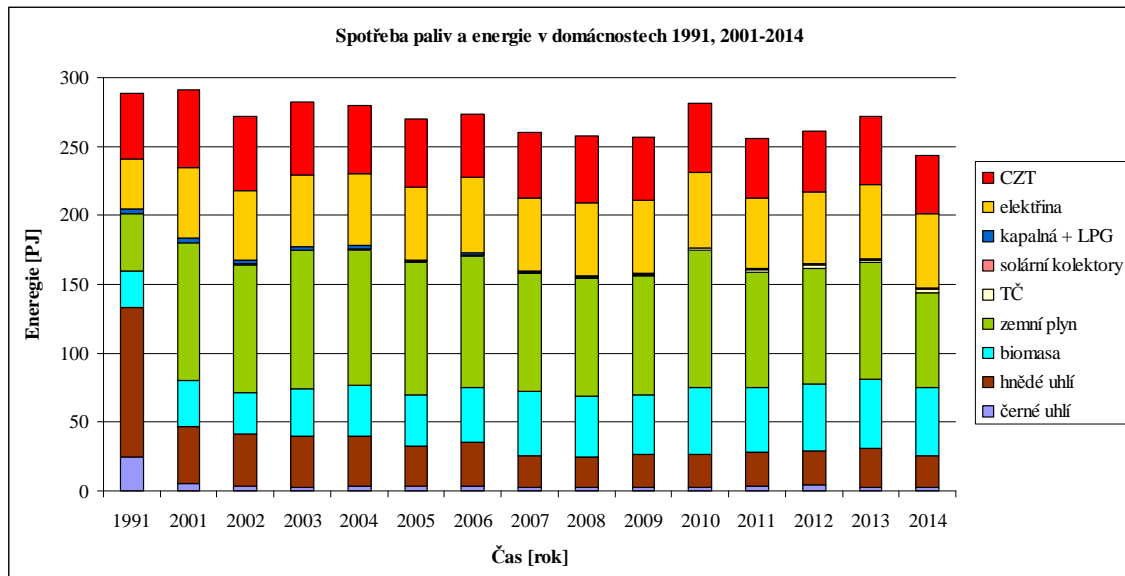
Jaký je podíl domácností na celkové spotřebě energie v EU, ale pouze za rok 2013, je vidět v obrázku 2.2. Podíl spotřeby energie domácnosti je necelých 30% z celkového množství spotřeby.



Obr. 2.2 Spotřeba energie dle oblastí v EU-28 v roce 2013 [5]

Pokud se podíváme na situaci v České republice [5], tak na obrázku 2.3 Vidíme spotřebu paliv a energie v domácnostech v letech 1991 a 2001-2014, tak jak jí uvádí Ministerstvo životního prostředí.

Vývoj naznačuje, že spotřeba fosilních paliv je stále vysoká. Například hnědé uhlí je v českých domácnostech velmi populárním palivem a jeho spotřeba téměř neklesá. Přitom jde o palivo s nejhoršími emisními faktory. Zvláště nevhodné je použití těchto paliv ve starých kotlích s nízkou účinností při nedokonalém spalování. Takovéto nevhodné spalování se významně podílí na špatné smogové situaci v českých vesnicích a městech [6], [7].



Obr. 2.3 Spotřeba paliv a energie v domácnostech 1991, 2001-2014 [8]

Dále se v grafu na obrázku 2.3 ukazuje, že tepelná čerpadla a solární kolektory hrají stále marginální roli. V celkových číslech není spotřeba větší než 3 PJ za rok. Současná situace ukazuje velký prostor pro vyšší využívání těchto technologií, které pracují s obnovitelnými zdroji energie.

Pozitivní je nárůst, byť vcelku mírný, spotřeby biomasy, co v daném případě znamená dřevo, štěpku pelety apod. Jestli zatím stojí cena zvyšování všech energií obecně nebo podpora instalace ekologických kotlů na tuhá paliva, je otázka. Technologie v oblasti spalování biomasy je dnes velmi moderní a sofistikovaná, vývoj přináší stále nová technická vylepšení [9], [10].

V současnosti pokrývají v celosvětovém měřítku fosilní paliva tři čtvrtiny celkové spotřeby energie [11]. Fosilní paliva mají rovněž významnou roli v energetickém hospodářství zemí EU a tím i v ČR. Používání fosilních paliv je z tohoto hlediska markantní i při výrobě tepla pro vytápění a přípravy TV v občanských stavbách. Na druhou stranu fosilní paliva mají omezený potenciál, jednoho dne prostě dojdou. Pokud energetická náročnost lidstva poroste dosavadním tempem, jsou zásoby fosilních zdrojů energie snadno vyčerpatelné v časovém horizontu, který je zanedbatelný nejen ve srovnání s dobou existence člověka jako živočišného druhu, ale dokonce i s trváním civilizace, neboli s obdobím, o němž máme k dispozici písemné záznamy [12].

Životnost zásob fosilních paliv určená jako podíl zásob a roční spotřeby se počítá v desítkách let [13].

Současná energetická situace není příliš optimistická díky závislosti na fosilních palivech. Tento stav klade nové výzvy a žádá progresivní přístupy v hledání nových alternativních zdrojů tepla nejen v oblasti Pozemního stavitelství, oboru Technického zařízení budov.

2.2 Právní souvislosti

ČR je součástí EU což v konečném důsledku vede k implementaci evropských nařízení a směrnic do českého práva. Energetika budov a potažmo i zdroje tepla patří do oblasti, kterou upravuje Směrnice evropského parlamentu a rady 2010/31/EU [14]. Uvedená směrnice se vcelku komplexně zabývá energetickou náročností budov a to ze dvou hledisek. Prvním hlediskem jsou požadavky na stavební část budov, druhým hlediskem jsou systémy TZB a zdroje tepla.

Odborné ale i laické veřejnosti je dnes již notoricky známá klíčová proklamace této směrnice: 20-20-20. V akčním programu, nazvaném Intelligent Energy Europe, se většina evropských zemí zavázala do roku 2020 snížit spotřeby energie v budovách o 20 %, o 20 % snížit emise skleníkových plynů a o 20 % zvýšit podíl obnovitelných zdrojů energie v porovnání s rokem 1990.

Co se týče využívání obnovitelných zdrojů energie, tak v rámci EU spadá tato problematika pod směrnici 2009/28/ES [15].

Směrnice 2010/31/EU se zabývá energetickou náročností nových budov a stávajících budov, klade také závazné požadavky při rekonstrukcích objektů. Pozornost je věnována požadavkům na systémy TZB, konkrétně na vytápění, přípravu TV, chlazení, větrání, úpravu vlhkosti a osvětlení.

Dokument ukládá povinnost členským zemím výstavbu nových budov s téměř nulovou spotřebou energie. Tento standard téměř nulové spotřeby energie je odlišný pro každou zemi s přihlédnutím na ekonomické možnosti, sociální situaci a k celkovému stavu stavebnictví dané země. Podle Směrnice evropského parlamentu a rady 2010/31/EU musí členské státy zajistit, aby do 31. prosince 2020 všechny nové budovy byly budovami s téměř nulovou spotřebou energie a po dni 31. prosince 2018 nové budovy užívané a vlastněné orgány veřejné moci byly budovami s téměř nulovou spotřebou energie.

Směrnice rovněž stanovuje rámce pro hodnocení účinností soustav TZB. Pozornost je zaměřena na zdroje tepla, jsou stanoveny minimální účinnosti těchto zdrojů, které je

možné instalovat do nových a rekonstruovaných budov. Kromě toho směrnice také sleduje minimální účinnosti rozvodů energie a účinnosti při přenosu tepla z otopné soustavy do vytápěného prostoru.

Na směrnici se odkazuje technická norma ČSN EN ISO 13790:2009 [16], která stanovuje způsob výpočtu spotřeby energie pro vytápění a chlazení. Na tuto normu navazuje dokument TNI 730331 [17], což je předpis, který poskytuje typické hodnoty pro výpočet energetické náročnosti budov. V této normě jsou uvedeny mimo jiné například typické hodnoty účinnosti zdrojů tepla, náhled v tabulce 2.1. Při výpočtech energetické náročnosti budov se může vycházet z této normy, a nebo přímo z informací o účinnosti zdroje tepla od výrobce.

Tab. 2.1 Sezónní účinnost výroby tepla zdrojem tepla $\eta_{H,gen}$ pro plynové kotle a kotle na kapalná paliva do 35 kW určené pouze pro vytápění [17]

Plynový kotel pro vytápění o jmenovitém výkonu do 35 kW	$\eta_{H,gen}$
	-
standardní – jednostupňový hořák	0,76
standardní – modulovaný hořák	0,78
nízkoteplotní (s modulovaným hořákem)	0,88
nízkoteplotní (s modulovaným hořákem)	0,93

Vlastní směrnice 2010/31/EU je implementována do českého práva prostřednictvím zákona 406/2000 sb. [18]. Tento zákon tvoří rámec pro hodnocení energetického hospodářství a energetické náročnosti budov. Za zmínku stojí další právní předpisy, které upravují oblast energetiky budov a energetické hospodářství obecně. Vyhláška 480/2012 sb. [19] řeší podrobnosti při zpracování energetického auditu a energetického posudku. Vyhláška 78/2013 sb. [20], se zabývá energetickou náročností budov. Na základě této vyhlášky jsou vypracovávány průkazy energetické náročnosti budov (PENB). V této vyhlášce nalezneme například referenční hodnoty pro systémy TZB a obálku budovy. V tabulce 2.2 jsou uvedeny referenční hodnoty pro systém vytápění a přípravu teplé vody.

Tab. 2.2 Parametry a hodnoty referenční budovy [20]

Vytápění			
Účinnost výroby energie zdrojem tepla ¹⁾	$\eta_{H,gen,R}$	%	80
Účinnost distribuce energie na vytápění	$\eta_{H,dis,R}$	%	85
Účinnost sdílení energie na vytápění	$\eta_{H,em,R}$	%	80
Příprava teplé vody			
Účinnost zdroje tepla pro přípravu teplé vody	$\eta_{W,gen,R}$	%	85
Měrná tepelná ztráta zásobníku teplé vody vztažená k objemu zásobníku v litrech do celkového objemu zásobníku 400 l	$Q_{W,st,R}$	Wh/(l.den)	7
Měrná tepelná ztráta zásobníku teplé vody vztažená k objemu zásobníku v litrech nad celkového objemu zásobníku 400 l	$Q_{W,st,R}$	Wh/(l.den)	5
Měrná tepelná ztráta rozvodů teplé vody vztažená k délce rozvodů teplé vody	$Q_{W,dis,R}$	Wh/(m.den)	150

¹⁾ v případě výroby z paliv vztažena k výhřevnosti paliva

Zajímavé je, že pokud se navrhne do budovy pro vytápění kotel s účinností 80%, tak tento kotel již nevyhoví pro přípravu TV, kde je referenční hodnota minimálně 85%. Minimální požadavek 80% účinnosti na zdroj pro vytápění je vcelku náročný pro kotle na tuhá paliva. Například krbové vložky bez výměníku tepla obecně mají problém dosáhnout této hodnoty.

Při energetickém hodnocení budov je jedním z hodnocených parametrů i spotřeba primární energie. Primární energie se dělí na neobnovitelnou a obnovitelnou složku. Dle definice vyhlášky je primární energie energií, která neprošla žádným procesem přeměny [20]. V tabulce 2.3 jsou uvedeny hodnoty primární energie pro hodnocené budovy. Použitý energonositel pro vytápění, přípravu TV a další procesy TZB významně ovlivňuje výslednou hodnotu spotřeby primární energie. V uvedené tabulce jsou hodnoty primární energie většinou kladné, mohou však nabývat i záporných hodnot. Záporná hodnota primární energie je v případě dodávky energie mimo budovu.

Tab. 2.3 Hodnoty faktoru primární energie pro hodnocenou budovu [20]

Energonositel	Faktor celkové primární energie (-)	Faktor neobnovitelné primární energie (-)
Zemní plyn	1,1	1,1
Černé uhlí	1,1	1,1
Hnědé uhlí	1,1	1,1
Propan-butan/LPG	1,2	1,2
Topný olej	1,2	1,2
Elektrina	3,2	3,0
Dřevěné peletky	1,2	0,2
Kusové dřevo, dřevní štěpka	1,1	0,1
Energie okolního prostředí (elektrina a teplo)	1,0	0,0
Elektrina - dodávka mimo budovu	-3,2	-3,0
Teplo - dodávka mimo budovu	-1,1	-1,0
Soustava zásobování tepelnou energií s vyšším než 80% podílem obnovitelných zdrojů	1,1	0,1
Soustava zásobování tepelnou energií s vyšším než 50% a nejvýše 80% podílem obnovitelných zdrojů	1,1	0,3
Soustava zásobování tepelnou energií s 50% a nižším podílem obnovitelných zdrojů	1,1	1,0
Ostatní neuvedené energonositele	1,2	1,2

Pro úplnost ještě uvádím faktor primární energie pro referenční budovu dle typu spotřeby, aby byla možnost porovnat, které zdroje energie pro vytápění a přípravu TV jsou vhodné a které spíše nežádoucí z pohledu hodnocení primární energie.

Porovnáním obou tabulek je možné konstatovat, že v případě vytápění a přípravy TV je použití jiného energonositele s hodnotou neobnovitelné primární energie větší než 1,1 v

podstatě nevyhovující, protože referenční hodnota pro vytápění a přípravu TV je 1,1. To znamená, že například elektrické vytápění, přímotopné, či akumulární již není možné navrhovat v nových objektech a při významnějších rekonstrukcích. Faktor neobnovitelné primární energie na hodnotě 3,0 téměř trojnásobně převyšuje referenční hodnotu.

Tab. 2.4 Hodnoty faktoru primární energie pro referenční budovu [20]

Typ spotřeby	Faktor neobnovitelné primární energie (-)
Vytápění	1,1
Chlazení	3,0
Příprava teplé vody	1,1
Úprava vlhkosti vzduchu	3,0
Mechanické větrání	3,0
Osvětlení	3,0
Pomocné energie (čerpadla, regulace apod.)	3,0

Možností řešení je kombinace s nějakou formou obnovitelné formy energie, například s fotovoltaickými nebo termickými panely. V praxi se v případě návrhu elektrického vytápění navrhuje současně vytápění s pomocí lokálních topidel na tuhá paliva, krby apod. Pak je ovšem nutné zajistit, aby daný tepelný zdroj měl účinnost minimálně 80%, aby splnil referenční hodnoty. U ostatních typů spotřeb dle tabulky 2.4 je uvedena referenční hodnota faktoru neobnovitelné primární energie 3,0 tzn., že se předpokládá jako zdroj energie elektřina.

Při návrhu zdroje tepla v současných zákonných podmínkách v ČR a potažmo v EU tedy nestačí jen respektovat účinnost konkrétního zdroje tepla, ale je třeba přihlídnout k ekologickým aspektům mimo jiné i k primární energii. Pohledem tohoto prizmatu se návrh zdroje tepla pro vytápění a přípravu TV může stát ne zrovna triviální záležitostí. Politika EU vede k postupnému zpřísnování požadavků na úsporu energie a současně na ekologické aspekty. Do budoucna je možné očekávat další zpřísnování požadavků jak na účinnost zdrojů tepla, tak i požadavků na primární energii. Tlak na používání alternativních (obnovitelných) zdrojů energie v co největší míře bude sílit.

2.3 Druhy zdrojů tepla pro vytápění a přípravu TV

Dnešní systémy TZB využívají celou škálu zdrojů tepla pro vytápění a přípravu TV. Pokud hovoříme o menších zdrojích pro obytné budovy, tzn. kotelny III kategorie s výkonem do 500 kW a technické místnosti se součtovým výkonem do 100 kW [21], pak základní přehled zdrojů tepla dle paliva je na obrázku 2.4.

fosilní paliva	biomasa	obnovitelné zdroje energie	alternativní zdroje energie	ostatní
uhlí	dřevo	tepelná energie slunce	energie z odpadního tepla	elektřina
zemní plyn	štěpka	světelná energie slunce		bioplyn
LPG	peletky	geotermální teplo		
topné oleje				

Obr. 2.4 Základní přehled zdrojů tepla pro kotelny do 500 kW výkonu, dle paliva

Nejčastěji využívané jsou doposud zdroje tepla na fosilní paliva. V ČR převažují zdroje na zemní plyn a tuhá paliva (uhlí). Mnoho domácností je vybaveno plynovým kotlem. Tyto kotle jsou dnes převážně nízkoteplotní a kondenzační.

Výrazné zastoupení mají zdroje tepla na elektřinu. Zde se ustupuje od elektrokotlů směrem k přímotopům. Elektřinu jsem zařadil do kategorie: ostatní zdroje. Zde je zařídění problematické, protože máme různé zdroje primární energie, z které vzniká elektřina. Elektřinu můžeme vyrábět z fosilních paliv, ale také z pomocí obnovitelných energií (větrné elektrárny, fotovoltaika) nebo za pomocí jaderné reakce.

Dalším hojně využívaným zdrojem tepla je biomasa, kde můžeme započítat různé formy dříví, štěpky, ale například i zemědělské rostliny jako je obilí, kukuřice apod. Obnovitelné zdroje energie patří spolu s alternativními zdroji energie k zatím nejméně využívaným zdrojům tepla.

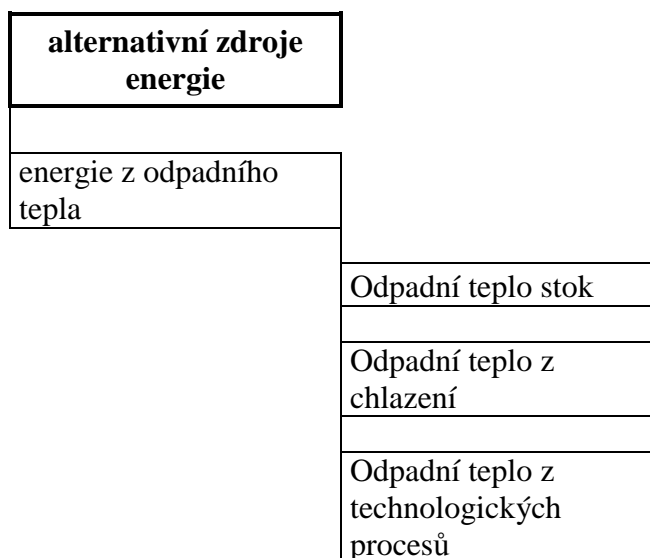
Tepelná čerpadla, která využívají tepelnou energii slunce a zemského masívu pracují s nižšími teplotními spády na rozdíl od kotlů na fosilní paliva a biomasu. Nižší pracovní

spád determinuje tyto zdroje tepla pro objekty s nízkoteplotním vytápěním [22], např. podlahovým vytápěním [23] nebo teplovzdušným vytápěním [24].

Mezi obnovitelné zdroje energie se dá také zařadit geotermální teplo, které je možné využívat pro vytápění, přípravu TV a samozřejmě také pro rekreační účely v bazénech a koupelích. V České republice tato technologie není příliš využívána z hydrogeologických důvodů, naproti tomu ve Slovenské republice je geotermální teplo využíváno poměrně často [25], [26].

Samostatnou záležitostí je bioplyn, který se používá na výrobu tepla pro vytápění a výrobu elektrické energie, často v kombinaci prostřednictvím kogeneračních jednotek. Bioplyn našel své využití také jako palivo pro automobily [27].

Na obrázku 2.5 je detailnější rozdělení kategorie alternativních zdrojů energie. Zařadil jsem do skupiny tepelnou energii, kterou získáváme využitím odpadního tepla.



Obr. 2.5 Rozdělení alternativních zdrojů energie pro kotelny do 500 kW výkonu

První a v ČR doposud nepříliš rozšířenou technologií je využití odpadního tepla ze stok, viz samostatná kapitola v práci. Další technologií je využití odpadního tepla z chladicích zařízení. I této problematice je věnována samostatná kapitola habilitační práce. Odpadní teplo je možné získávat i z různých technologických výrobních procesů, např. pece, hutě, sklárny apod. Tato problematika zapadá spíše do oboru strojírenství a svým rozsahem překračuje rámec této práce, přesto považuji za vhodné se o ní alespoň zmínit.

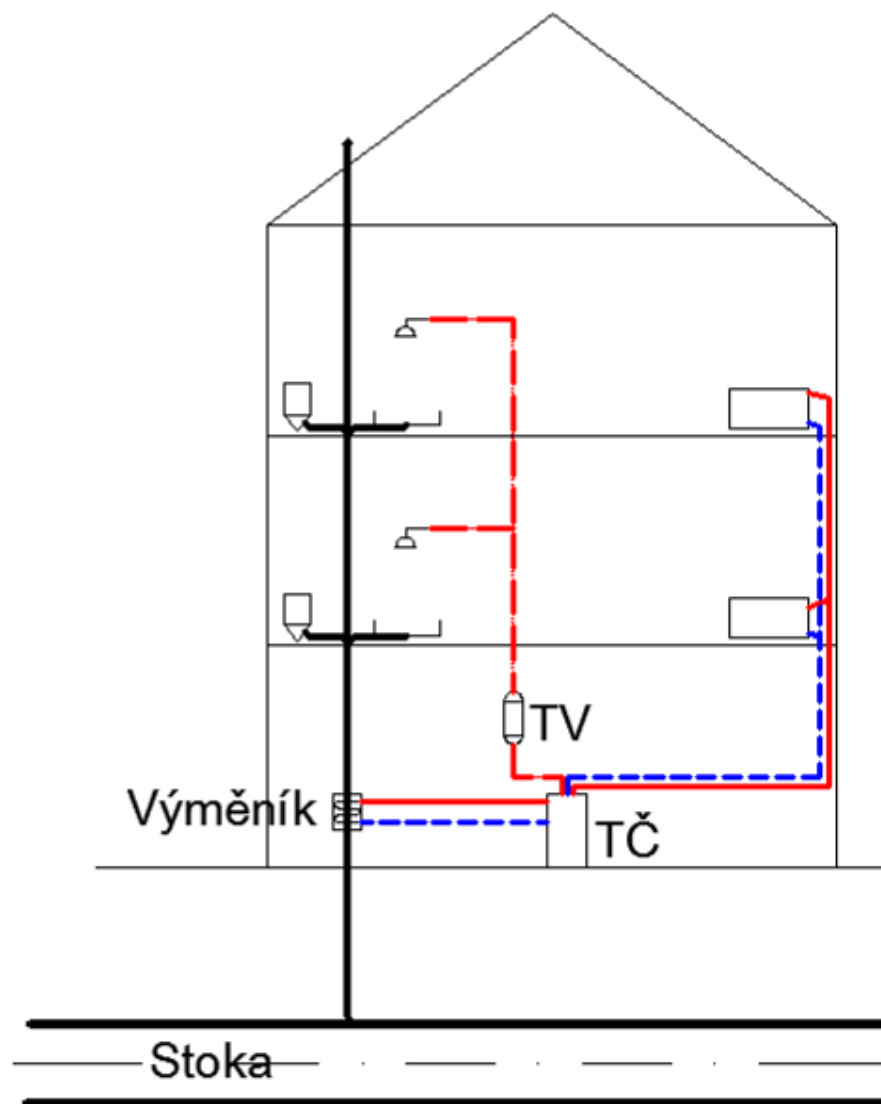
2.4 Teplo z odpadních vod

2.4.1 Úvod

Odpadní voda z kanalizačních systémů je cenným zdrojem tepla, které je možné využít v soustavách TZB [28]. V současnosti však není v evropském měřítku tento způsob masivně využíván, přestože potenciál odpadních vod je výrazný. Literatura ukazuje, že odpadní voda obsahuje přibližně devětkrát více energie, než je nezbytné pro její zpracování [29]. Velké množství energie obsažené v odpadní vodě je determinováno ve formě tepla [30]. Teplota odpadních vod je obvykle v rozmezích 10 až 15 °C což přímo vybízí k aplikaci tepelného čerpadla pro využití této tepelné energie. Obecně platí, že čím větší stokový systém, tím jsou menší výkyvy teploty odpadní vody v průběhu roku. Je to dané množstvím odpadních vod, které se vyskytují ve stoce, respektive protékají stokou.

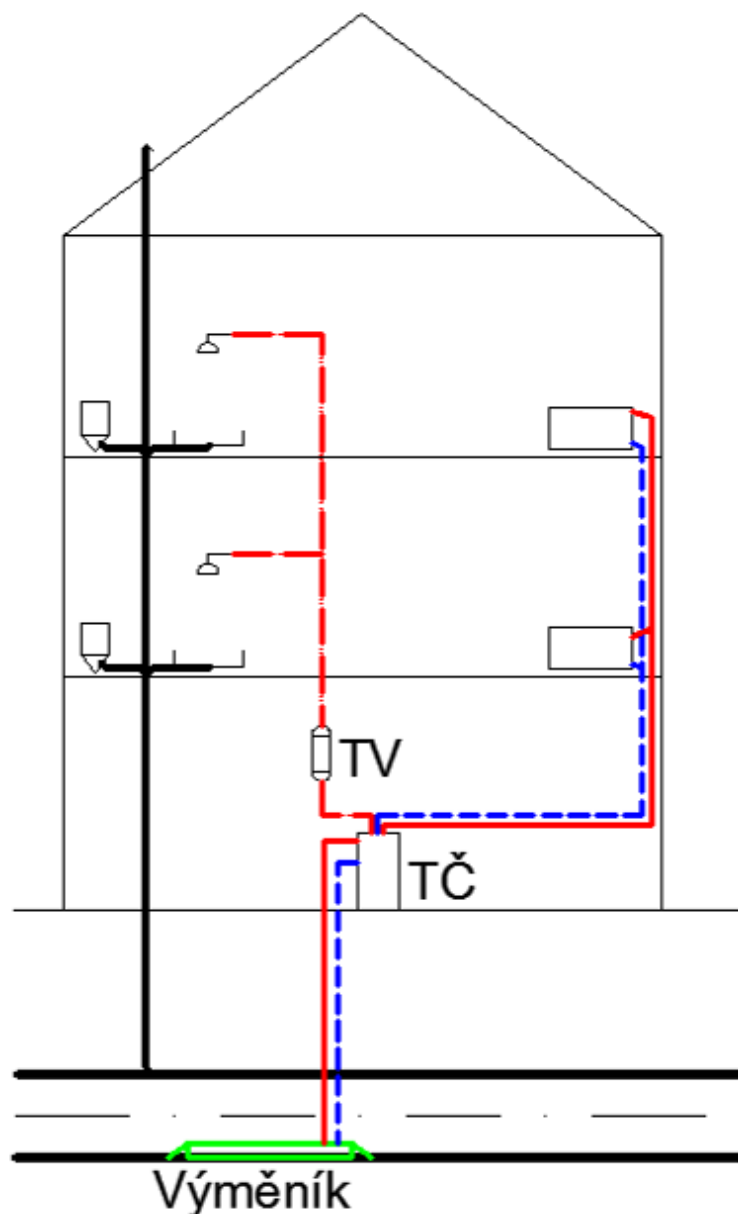
2.4.2 Stoka jako zdroj tepla

Odpadní teplo ze stoky lze odebírat přímo v budově pomocí kanalizačního výměníku umístěném obvykle v suterénu budovy, obrázek 2.6. V tomto případě jde o menší instalace a praktická využitelnost je spíše u průmyslových a větších typů objektů. Toto řešení je vhodné tam, kde je velké množství teplé odpadní vody, například veřejné bazény a lázně, potravinářské provozy apod. Výhodou tohoto řešení jsou minimální ztráty, protože rozvody jsou v těchto případech krátké. Díky snadné přístupnosti není problém s údržbou či výměnou takového výměníku.



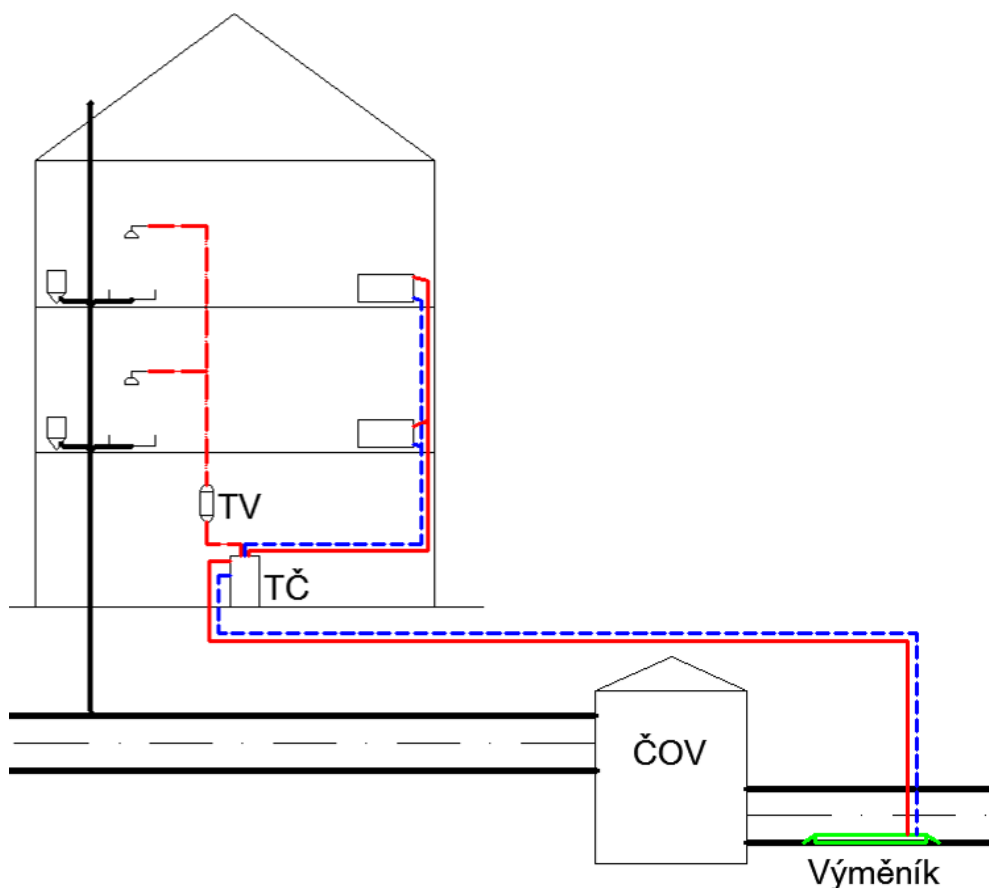
Obr. 2. 6 Výměník tepla umístěn na kanalizačním potrubí v budově

Druhou možností odběru odpadního tepla je pomocí stokového výměníku, obrázek 2.7. V tomto případě je stokový výměník umístěn přímo ve stoce, obvykle co nejbližší k objektu kde se bude využívat stokové teplo. Výhodou je, že stokový výměník není ohříván jen teplem z jednoho objektu, ale může jít například o stoku pro celé sídliště, čtvrť apod., kde bude zaručeno dostatečné množství tepla. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost zasahovat do stoky a nainstalovat potrubí mezi TČ umístěným v objektu a stokou. V případě výstavby nové stoky je možné rovnou implementovat stokový výměník do stoky za nižší náklady než v případě dodatečné montáže.



Obr. 2.7 Stokový výměník tepla

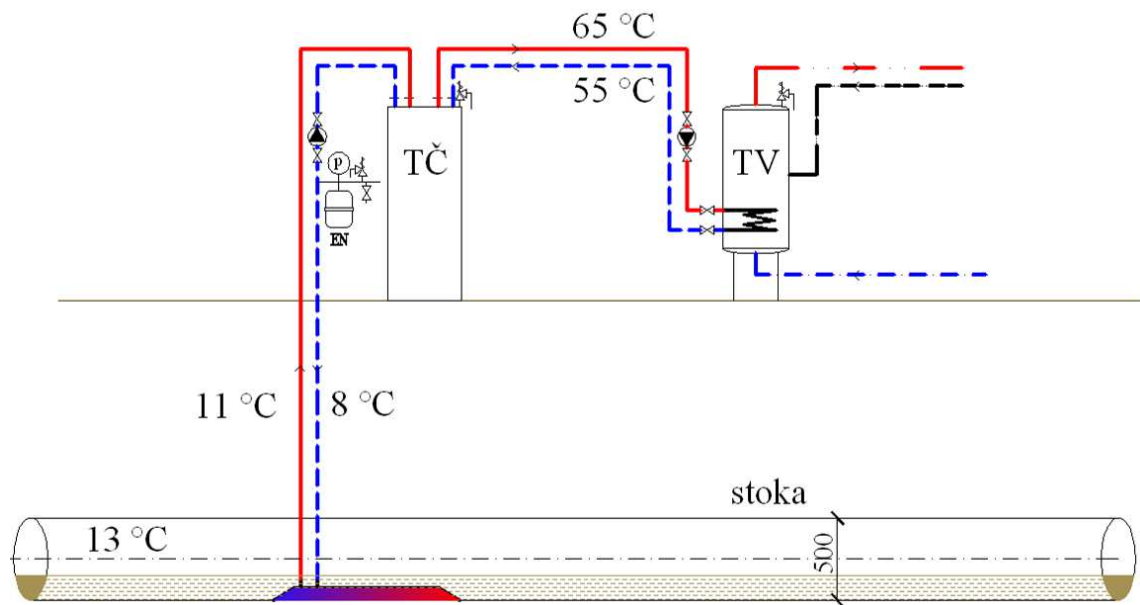
Třetí možností odběru tepla je pomocí stokového výměníku, který je však umístěn až na výstupu z ČOV, obrázek 2.8. Při tomto způsobu je velká výhoda v tom, že voda z ČOV už je čistá, což má pozitivní vliv na stokový výměník z hlediska zanášení. Z biologických důvodů je také žádoucí, aby voda, která se vrací do recipientu, měla nízkou teplotu. Nevýhodou může být velká vzdálenost mezi TČ a stokovým výměníkem. ČOV jsou obvykle vzdálené od obydlených oblastí. Někdy je možné toto odpadní teplo využít pouze přímo v ČOV na čistírenské procesy (sušení kalu apod.) nebo pro vytápění a přípravu TV v objektech ČOV.



Obr. 2.8 Stokový výměník tepla umístěný na výstupu z ČOV

Teplo ze stoky je nízko potenciální (10-15 °C) a to předurčuje jeho využití pomocí TČ. Teplota stoky už je dostatečná abychom vyrobili s pomocí TČ teplo cca 50-60 °C na výstupu z TČ. Při těchto teplotách je možné vytápět nebo připravovat TV, možné je i využít pro různé technologické procesy s využitím přehřevu pomocí tepla stoky. Důležité je samozřejmě množství odpadní vody ve stoce. V ideálním případě by měl být stokový výměník neustále ponořen v protékající odpadní vodě.

Detail zapojení stokového výměníku s TČ se základními armaturami je na obrázku 2.9. V okruhu jsou v podstatě běžné armatury, které se používají při instalaci TČ. V zemině je umístěno pouze potrubí bez armatur.



Obr. 2.9 Detailní schéma zapojení TČ se stokovým výměníkem [31]

2.5 Teplo z chladicích zařízení

2.5.1 Úvod

Moderní budovy s velkými prosklenými plochami mají často problém s přehříváním, jednak kvůli vlastnímu prosklení a také díky vnitřním ziskům od osob a vybavení. Proto je často nutné tyto budovy chladit [31]. Chlazení obytných objektů obecně je v zemích EU na vzestupu, s tím jak roste životní úroveň jednotlivých států, byť předpisy EU vzývají pokud možno k navrhování budov bez využívání chladicí technologie.

Většina moderních chladicích okruhu je založena na principu odpařování kapalného chladiva s přidruženou izotermickou dodávkou a odvodem tepla. Vyznačují se tím, že značná část oběhu se blíží Carnotovu cyklu. Chladicí okruhy fungující na principu kompresorových odpařovacích cyklů a produkují velké množství tepla coby odpadní produkt. Toto odpadní teplo je možné využívat např. pro vytápění nebo přípravy TV, potažmo pro další technologické účely. Využití tohoto odpadního tepla má vedlejší pozitivní efekt, zvýšení účinnosti chladicího okruhu, dále k tomuto tématu vlastní výzkum uvedený v práci. Pro odběr odpadního tepla z chladicího okruhu je možné použít desuperheater (neboli chladič přehřáté páry, pro jednoduchost budu v textu používat nadále slovo desuperheater). Některé studie ukazují, že právě instalací desuperheateru je možné zvýšit účinnost chladicího okruhu [33]. Využití odpadního

tepla z chladicích okruhů je vhodné v kombinaci s tepelným čerpadlem, tak aby byl využit maximální potenciál, není to však podmínkou. Nejčastěji uváděné studie, které se týkají desuperheateru, byly zaměřeny na použití desuperheateru v chladicích okruzích menší velikosti ve spojitosti s přípravou TV [34]. Literatura také uvádí využití desuperheateru v souvislosti s využitím TV a chladicích věží [35], [36]. Někteří autoři se zabývali využitím desuperheateru v solárních systémech pro vytápění a ohřev vody v bazénu s pomocí TČ [37], [38].

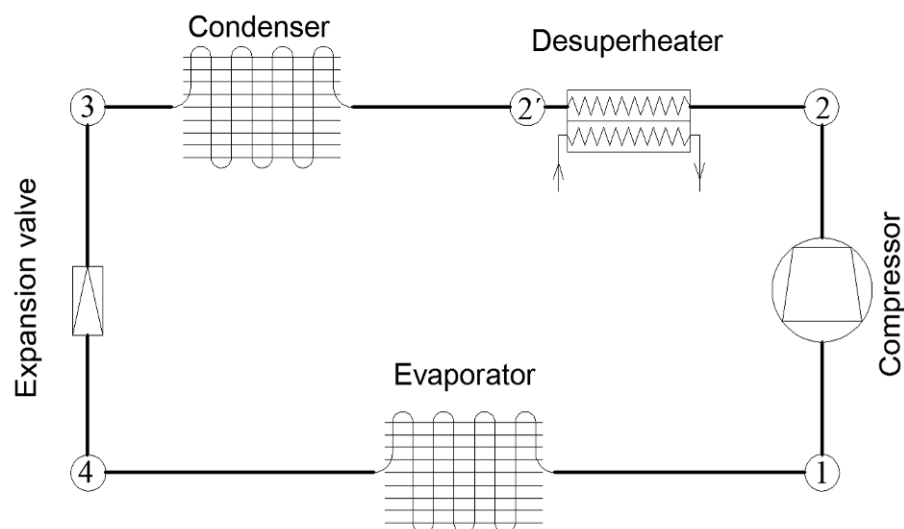
Autoři článku [34] se zabývají využitím desuperheateru pro přípravu TV v domě s téměř nulovou spotřebou energie. Autoři zde porovnávají způsob přípravy TV pomocí desuperheateru a jinými zdroji tepla. Nicméně autoři článku nevyhodnocují detailně vliv desuperheateru na účinnost chladicího zařízení.

Studie [35] a [36] porovnává účinnost chladicího okruhu pracujícím s desuperheaterem a reversně používané vodní chladicí věže (RUWCT). Je uváděno, že v případě použití RUWCT je účinnost desuperheateru dokonce vyšší než v běžných případech. Každopádně použití reversní vodní chladicí věže v chladicích systémech není běžné.

Studie [37], která se zabývá použitím desuperheateru v chladicím okruhu pro ohřev bazénové vody a vytápění využívá numerickou simulaci pro stanovení chování soustavy. Studie provádí také ekonomické vyhodnocení, což je důležitý aspekt při aplikaci desuperheateru. Ani v tomto článku však autoři neposuzují vliv desuperheateru na účinnost chladicího okruhu.

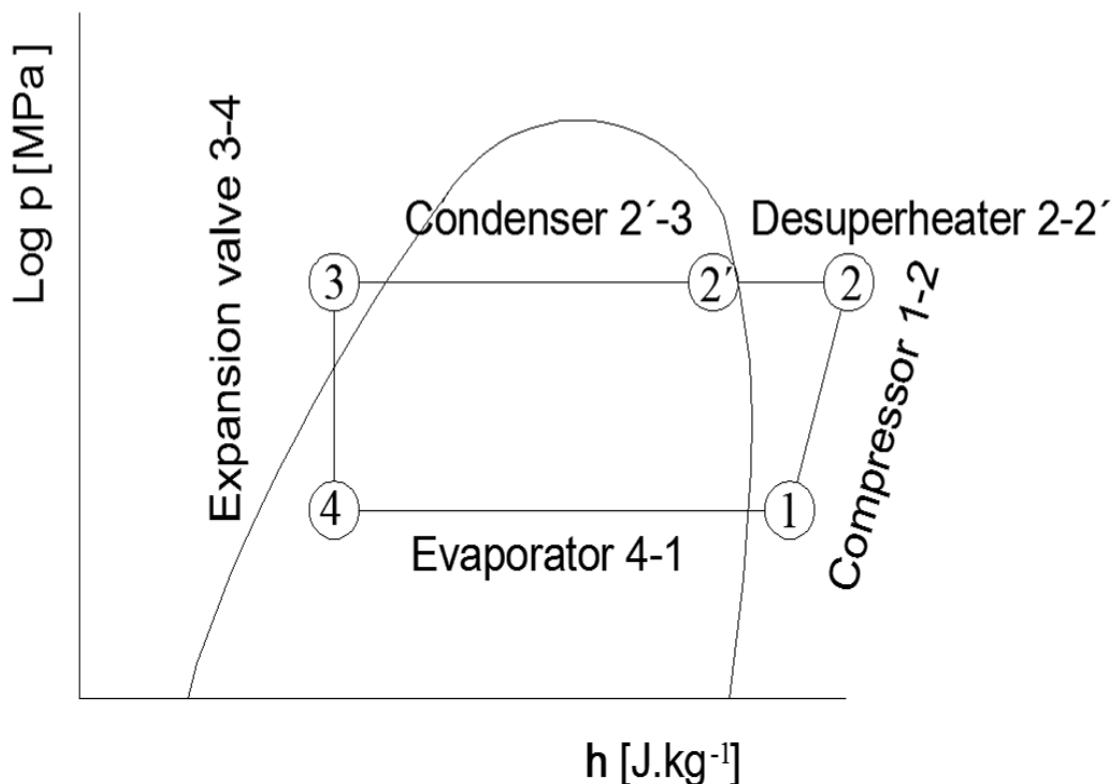
2.5.2 Desuperheater v chladicím okruhu

Základní princip chladicího odpařovacího kompresorového cyklu vybaveném desuperheaterem dle obrázku 2.10 a 2.11 je možné popsat následovně.



Obr. 2.10 Funkční schéma typického chladicího okruhu s desuperheaterem [39]

Nasycené páry chladiva vstupují do kompresoru (bod 1), kde proběhne adiabatická komprese (bod 2). Přehřáté chladivo částečně kondenzuje v desuperheateru (bod 2-2') a pak chladivo dokončí kondenzaci na kapalnou formu (bod 2'-3). Okruh pokračuje izoentaltickým škrcením chladiva prostřednictvím škrtícího ventilu (bod 3-4) na mokrou páru. Chladivo následně přejde do stavu nasycené páry po odpaření ve výparníku (bod 4-1). Tepelný cyklus, který je popsán výše, sestává z několika po sobě procesů, po jejichž realizaci se chladivo vrátí do původního stavu a celý cyklus se znovu opakuje.



Obr. 2.11 Log p-h diagram znázorňující oběh chladicího kompresorového cyklu s desuperheaterem [39]

Mezi kondenzátorem a expanzním ventilem je obvykle umístěn regulátor kondenzačního tlaku. Regulátor se nastaví v závislosti na požadované teplotě výstupní vody z desuperheateru. Kondenzační teplota se mění úměrně s teplotou vody ohřáté desuperheaterem.

Cyklus uvedený na obrázku 2.11 může být přímý, tzn. produkovat pracovní výkon, např. tepelné motory. Pak cyklus probíhá ve směru hodinových ručiček. Popřípadě může být uvedený cyklus nepřímý, kdy se práce spotřebovává, např. tepelné stroje jako jsou chladicí systémy nebo tepelná čerpadla. V tomto případě cyklus probíhá proti směru hodinových ručiček. V této práci se zabývám nepřímým cyklem.

Nejjednodušší cestou, jak využít odpadní teplo z chladicího zařízení s desuperheaterem je odevzdávat teplo přímo desuperheaterem a použít jej jako ohřívač. V praxi toto řešení ovšem naráží na časový nesoulad mezi produkcí tepla a jeho potřebou. Rovněž bývá často nesoulad mezi množstvím požadovaného tepla a tepla, které je možné dodávat.

Vhodným řešením je použít akumulární nádobu, kde bude teplo vyrobené desuperheaterem odvedeno. K této akumulární nádrži je optimální použít ještě jednu

akumulační nádobu, vybavenou sekundárním zdrojem tepla, který zajistí dohřátí vody na požadovanou teplotu, buďto pro vytápění, přípravu TV nebo pro technologické účely. Systém dvou akumulčních nádob je velmi vhodný. Pokud bychom použili jen jednu akumulční nádobu, kde by bylo odváděno teplo z desuperheateru a v této nádobě by byl zároveň sekundární zdroj tepla, který by zvyšoval teplotu vody, došlo by k horšímu přenosu tepla z desuperheateru a tím k degradaci jeho výkonu.

Aplikace chlazení nebo ohřevu s pomocí Carnotova cyklu popsaného výše je vhodné navrhovat a posuzovat s pomocí numerických simulací. Jednou z prvních významných simulací zaměřenou na chlazení/vytápění a ohřev TV byla pro obytné budovy v Hong Kongu a byl přitom použit software HVACSIM+ [40].

Počítačová simulace se ukázala jako vhodný nástroj i v případě hodnocení využití desuperheateru při ověřování chladicího okruhu v nízkoenergetických domech [41], [42]. Rovněž bylo použito počítačové simulace při vyhodnocení celoročního provozu tepelného čerpadla s desuperheaterem [43].

Většina publikovaných vědeckých prací k této tématice se zabývá simulací chladicích okruhů nebo tepelných čerpadel vybavených desuperheaterem. To to řešení může být vhodné s ohledem na celoroční provoz zařízení. I přesto, že simulace jsou provedeny velmi pečlivě a konvergují, nemusí udávat vždy reálné výsledky. Toto je jeden z důvodů, proč v této habilitační práci je kladen důraz na experimentální řešení v části věnované odpadnímu teplu z chladicích zařízení. Z časových důvodů nebylo možné provádět dlouhodobé experimenty, měření byla kratší, přesto mají průkaznou hodnotu a vcelku věrně popisují chování chladicího okruhu s desuperheaterem.

2.6 Vlasečnicové výměníky tepla

Jak již bylo řečeno výše, v současnosti je v zemích EU patrný rostoucí trend výstavby budov s téměř nulovou spotřebou energie (např. rodinné domy, kancelářské budovy, a jiné) [44]. Evropská unie podporuje tento trend pomocí své legislativy. Budovy s téměř nulovou spotřebou energie se vyznačují tím, že vytápění je často navrženo s pomocí vzduchotechniky. Ohřev vzduch je v těchto jednotkách realizován kovovým výměníkem tepla, který je připojen na externí zdroj tepla. Cena kovového výměníku je poměrně vysoká, výroba je pracná, a co víc, hotové jednotky s těmito výměníky jsou relativně těžké a náročné na montáž [45].

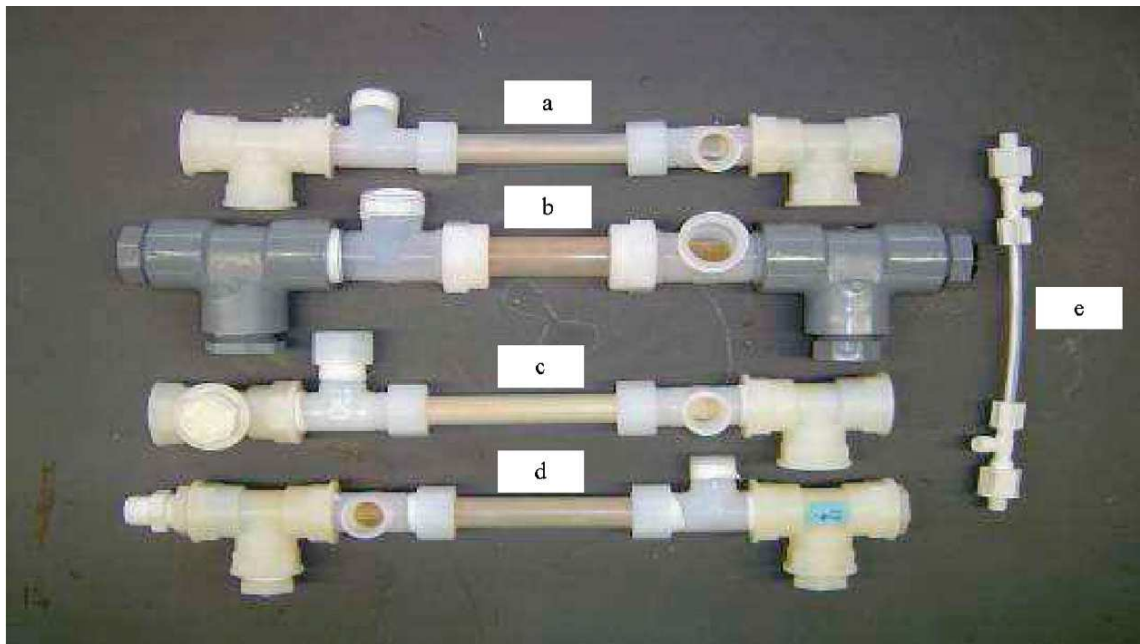
Vlásečnicové výměníky z polypropylenové dutých vláken, která jsou již všeobecně známa v průmyslu, mohou představovat významnou alternativu standardních kovových výměníků. Výhodou těchto výměníků protože jsou obecně nižší výrobní náklady, nižší hmotnost a jsou poměrně snadno vyrobitelné. I když existuje jistá matematická teorie pro vlásečnicové výměníky, numerické simulace jejich výkonu [46], [47] otázky týkající se jejich testování [48], které byly již dříve uvedené v literatuře, údaje o skutečné výkonnosti chybí. Výpočtová teorie vlásečnicových výměníku se týká uspořádaných geometrických tvarů.

Vlásečnicové výměníky (VV) tepla z polypropylénových vláken je možné považovat z pohledu TZB za zdroj tepla, stejně tak jako výše uvedené stokové výměníky. Vlásečnicové výměníky slouží k přenosu tepla ve VZT jednotkách (ohřev, resp. chlazení), ale také k získávání odpadního tepla z odváděného vzduchu ze vzduchotechnických jednotek. Je zde tedy jistá analogie se stokovými výměníky, které odebírají teplo z odpadních vod ze stok.

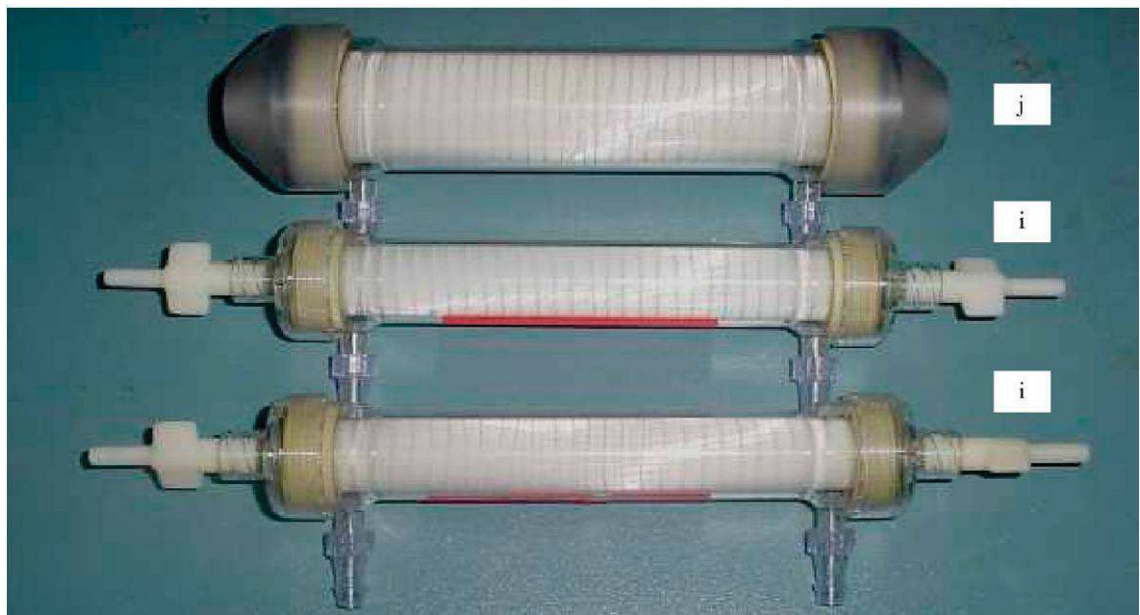
Základem VV je vlákno obvykle z polypropylénu, který se ukázal jako vhodný materiál pro běžné teploty a tlaky používané v soustavách TZB. Toto vlákno má vnější průměr mezi 0,5 – 1,0 mm a tloušťka stěny bývá obvykle 0,1 mm. Geometrie vlákna může být různá v závislosti na provozní parametry výměníku, který se bude sestavovat z vyrobených vláken.

Možnost použití vlásečnicových výměníku z polypropylénových vláken je relativně mladá myšlenka. První seriózní vědecké studie byly vydány před dvanácti lety [48], [49]. I když vědecké úvahy v tomto směru techniky zde byly již dříve [50].

Provedení vlásečnicových výměníků z polypropylenových vláken může být různé, právě díky variabilitě vláken [51]. Obvykle jde však o svazek vláken v nějaké formě potrubí, viz obrázek 2.12 a 2.13.



Obr. 2.12 Křížový vlásečnicový výměník, a) modul s 79 vlákny, b) modul s 400 vlákny, c) modul s 200 vlákny, d) modul se 79 vlákny, e) modul s 6 asymetrickými vlákny UltraPES [48]

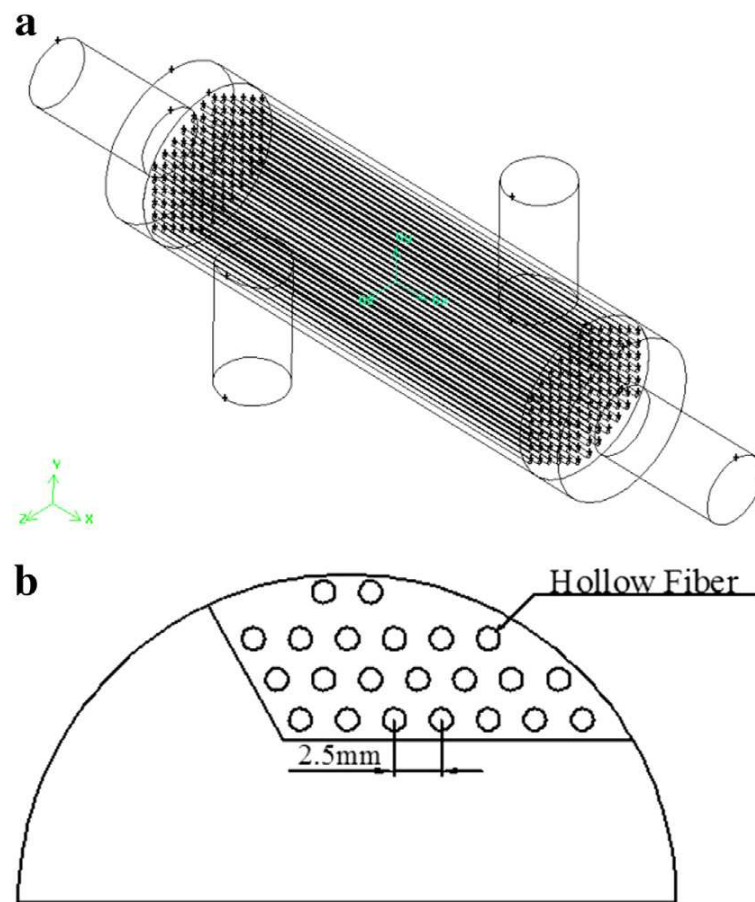


Obr. 2.13 Křížový vlásečnicový výměník, i) modul s 950 vlákny, j) modul s 2750 vlákny [48]

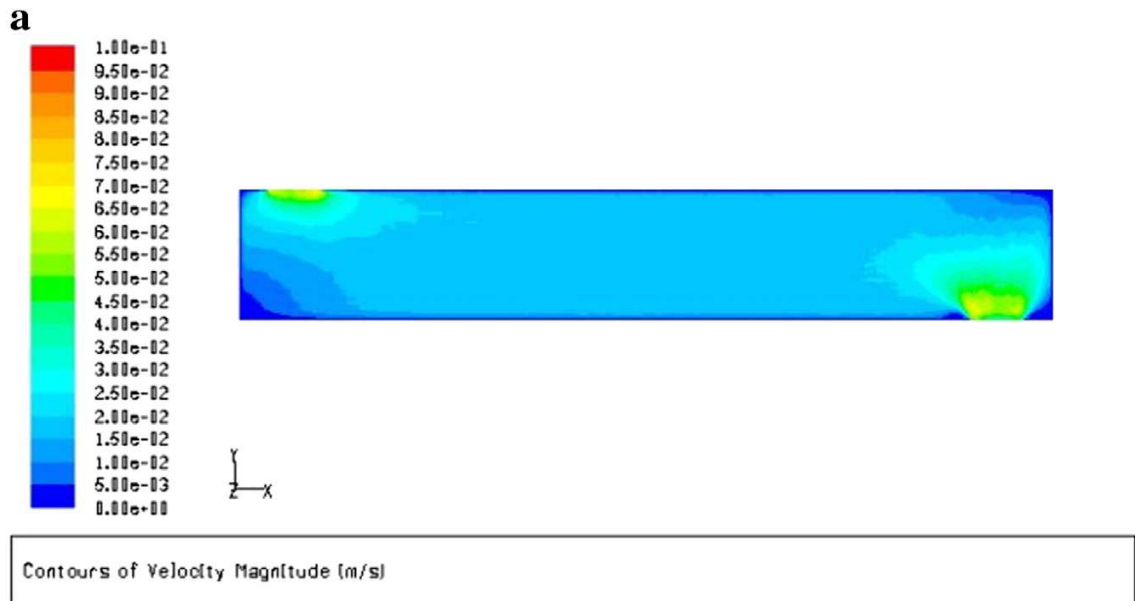
Vlásečnicové výměníky uvedené na obrázcích 2.12 a 2.13 jsou kapalinové, takže na primární a sekundární straně je kapalina, voda. VV však mohou být provozovány i tak,

že na jedné teplotně straně může být plyn, obvykle vzduch. V tomto provedení můžeme například chladit nebo ohřívát vzduch ve VZT jednotce.

Obecně u VV mohou nastat problémy se správným návrhem. Je to dáno specifickostí vlásečnicových výměníků. V případě, že vlákna VV jsou uložena geometricky pravidelně, jako např. na obrázku 2.14 je možné takovýto výměník navrhovat či ověřovat jeho parametry s pomocí relativně jednoduchých numerických CFD simulací například v prostředí FLUENT. Výstupem potom mohou být rychlostní nebo teplotní pole, či přímo výkon pro zadané vstupní parametry, obrázek 2.15.



Obr. 2.14 Geometrický model VV s pravidelnou geometrií [46]



Obr. 2.15 Numerická simulace rychlosti proudění ve vlásečnicovém výměníku [46]

VV ovšem mohou být konstrukčně řešeny tak, že vlákna jsou v pouzdře výměníku uložena naprosto stochasticky a pak běžné numerické modely pro návrh selhávají. V případě takovýchto výměníků je možné jejich výkon ověřit pouze reálným měřením v laboratoři, případně in-situ. Experimentální práce je v tomto případě nezbytná pro zjištění reálných výkonových parametrů konkrétního typu vlásečnicového výměníku.

3 Cíle a metody habilitační práce

Již od dob svého doktorského studia se věnuji problematice energetického hodnocení budov, s kterou jde ruku v ruce i problematika alternativních zdrojů energie. Postupně přes problematiku tepelných čerpadel a solárních kolektorů jsem se propracoval ve své odborné činnosti k tématům zabývajícím se alternativními zdroji tepla, které jsou i mezi odborníky nepříliš frekventovanými, pro svou novost a specifičnost. Tato témata jsou: využívání odpadního tepla ze stok, využívání odpadního tepla z chladicích okruhů, využití vlásečnicových výměníků tepla coby zdrojů tepla. Přesto, že má odborná a pedagogická aktivita přesahuje rámec výše uvedených zájmových oblastí, zvolil jsem jako téma své habilitační práce právě tato tři témata, proto že domnívám, že svým způsobem předznamenávají trend, kterým se oblast zdrojů tepla v pozemním stavitelství bude ubírat. Je to směr, který bude klást důraz na zpětné využití tepla a důraz na celkově vyšší efektivitu procesu výroby a spotřeby tepla.

3.1 Cíle práce obecně

Cíle habilitační práce a mé výzkumné aktivity jsou rozděleny na tři oblasti:

1. Vytvoření numerického modelu stokového výměníku a jeho verifikace experimentálním měřením.
2. Ověření využití desuperheateru pro využití odpadního tepla. Dále pak zhodnocení vlivu desuperheateru na účinnost chladicího okruhu.
3. Vývoj a zhodnocení nových typů vlásečnicových výměníků coby zdroje tepla.
4. Vytvoření pracovního týmu na VUT Brno, který by se dlouhodobě zabýval alternativními zdroji tepla.

3.2 Metody práce obecně

Stanovené cíle práce obnášejí již na první pohled relativně široký pracovní záběr. Jedná se o několik zdánlivě spolu nesouvisejících témat. Tato témata mají jeden společný jmenovatel a tím je energie, přesněji tepelná energie a využití odpadního tepla.

Pro naplnění cílů práce byly použity metody vědecké práce teoretické a praktické (experimentální).

V rámci teoretické práce byla prováděna rešeršní činnost stávajícího stavu problematiky. Zde samozřejmě bylo nutné studovat prameny nejen evropské, ale světové. Většina článků citovaných v habilitační práci je z databáze Web of Science a Scopus. Menší množství citací je děl tuzemských, z knih, konferencí, informačních portálů a podobně.

Do teoretické práce je možné zahrnout i matematickou činnost sestávající ze studia vhodných výpočtových algoritmů, které jsou v práci použity. Nejvýraznější činnost v této oblasti se týkala kapitoly stokových výměníků, kde bylo nutné sestavit matematicko-fyzikální 3D model. Sestavení a odladění tohoto modelu obnášelo velké množství lidského a strojového času. Zajímavá byla však také práce na výběru a tvorbě výpočtového aparátu v kapitolách odpadní teplo z chladicích zařízení a vlásečnicové výměníky.

Těžiště práce osobně vidím v experimentu. Experiment hraje klíčovou roli ve všech třech kapitolách habilitační práce. Experimentem bylo nutné ověřit numerický model stokového výměníku, experimentem se ověřoval vliv desuperheateru na chladicí okruh a nakonec, bez experimentu by vůbec nebylo možné zrealizovat výzkum stokových výměníků.

Při provádění experimentů se kladl maximální důraz na přesnost provádění měření. Velice pečlivě se volili místa instalace měřících čidel, s ohledem na maximální přesnost měření. Svědomitě se plánoval výběr vhodných měřících přístrojů. Některá měření trvala dlouhé hodiny, než se dosáhlo požadovaného ustáleného stavu a mohlo být započato s odečítáním validních dat. Během výzkumu, který je shrnut v této práci bylo jako zadosťučinění, za náročnou experimentální práci, získáno spoustu praktických poznatků z oblasti měření, které najdou uplatnění v další výzkumné činnosti.

4 Stokové výměníky – využití odpadního tepla stok

4.1 Cíle

Cílem práce v této kapitole bylo vytvoření numerického modelu stokového výměníku a jeho verifikace experimentálním měřením. K dosažení tohoto cíle bylo provedeno několik dílčích úkolů. Stanovení a ověření možnosti využití odpadního tepla ze stoky pro soustavy TZB v budovách pomocí stokového výměníku. Smyslem práce bylo také zjistit, za jakých podmínek je reálné využití odpadního tepla ze stoky. K dosažení daných cílů bylo použito vědeckých metod teoretické a praktické práce.

V rámci teoretickým metod vědecké práce bylo využito numerického modelování pro návrh vhodného tvaru stokového výměníku s ohledem na optimální tepelný výkon a vhodnou geometrií, která co nejméně omezí funkci stoky.

Praktickou částí vědecké práce bylo vyrobení stokového výměníku a následně sestavení okruhu, který byl tvořen tepelným čerpadlem a stokovým výměníkem a dalšími nezbytnými součástmi. Tento okruh byl podroben testování v reálných podmínkách, v blízkosti stoky.

4.2 Metodika

4.2.1 Konstrukce stokového výměníku

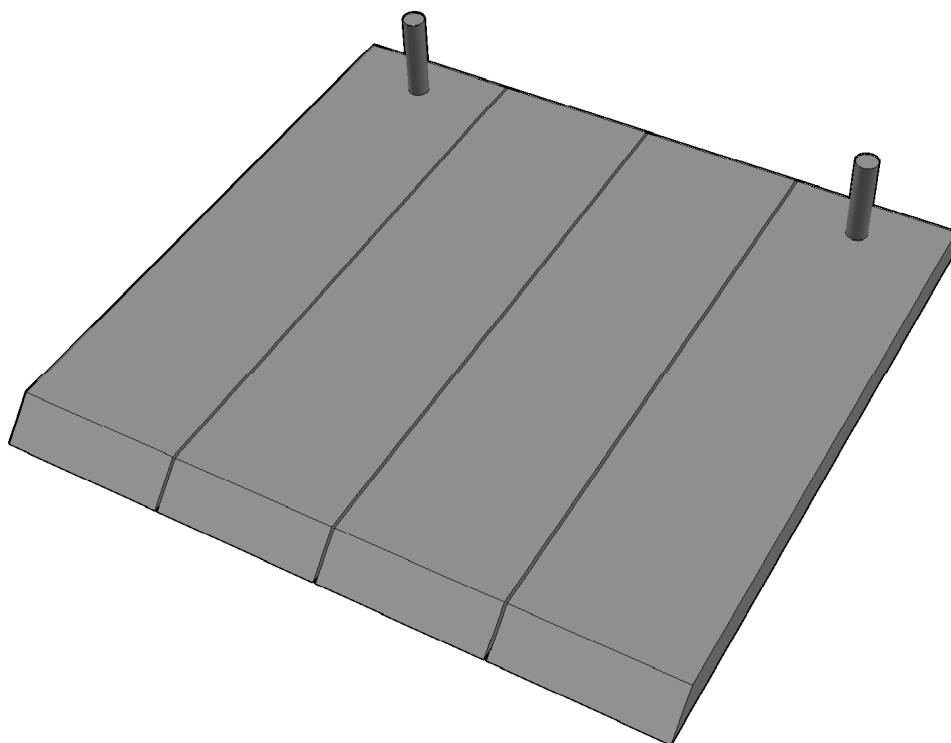
Chceme-li použít stokový výměník pro odběr tepla ze stoky, musíme respektovat specifické provozní a konstrukční vlastnosti stoky. Výměník musí mít vhodnou geometrií, tak aby co nejméně zmenšoval průtočný profil stoky, tzn. co nejmenší výšku. Toto kritérium je zásadní. Příliš velký výměník může způsobit ucpání stoky. V případě výstavby nové stokové sítě existují v zahraničí kanalizační tvarovky s integrovaným výměníkem.

Tvar a konstrukce stokového výměníku by měla být navržena rovněž tak, aby byl zajištěn co nejlepší přestup tepla ze stoky do ohřívané kapaliny. Klasické materiály pro výměníky, jako jsou měď, nejsou příliš vhodné. Při hodnotě $\text{pH} < 7$ dochází ke korozi mědi, splaškové vody mohou této hodnoty pH dosahovat. Kyselé odpadní vody se mohou vyskytovat v průmyslu, kde se provádí moření, cínování, zinkování nebo niklování. Hodnota odpadních vod z těchto typů provozů se pohybuje v rozmezí 1,5 - 4,0. Obvykle se proto pro stokové výměníky používá ocel, nejlépe nerezová.

V rámci výzkumného projektu (MPO - Synergie z odpadních vod, ES120S02000, 2010-11) ve spolupráci se společností ASIO spol. s r.o. byl proveden návrh dvou stokových výměníků s využitím numerické simulace. Na základě výsledků simulací byly následně vyrobeny dva prototypy, které byly podrobeny testování v reálných podmínkách na čistírně odpadních vod. Oba výměníky jsou vyrobeny z nerezové oceli tl. 2 mm. Kvůli riziku nízkých hodnot pH odpadní vody není vhodné použít měď, byť by to bylo vhodnější z pohledu lepšího přenosu tepla. Běžné hodnoty tepelné vodivosti mědi: $\lambda = 393 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, tepelná vodivost oceli: $\lambda = 50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, přičemž tepelná vodivost nerezové oceli je obvykle nižší. Nepříznivá hodnota tepelné vodivosti u nerezové oceli má negativní dopad na tepelný výkon výměníků navržených z tohoto materiálu. Nízká hodnota tepelné vodivosti je limitujícím faktorem při celkovém výkonu výměníku. První navržený výměník je určen do kruhového potrubí (stoky) a má čtyři komory. Celková délka výměníku činí 1 m a jeho vnější poloměr je uzpůsoben parametrům stokové kanalizace o DN 300 mm. Má jeden vstup a jeden výstup s dimenzí DN 25. Druhý výměník je pro umístění do čtvercové šachty, čemuž odpovídá jeho tvar. Skládá se taktéž ze 4 komor. Komory jsou perforovány tak, aby voda protekla vnitřkem výměníku cik-cak. Odpadní voda proteče pouze přes vnější povrch výměníku. Rozměr výměníku je 750 x 750 mm, i zde je jeden vstup a jeden výstup s dimenzí DN 25. Výměníky jsou vykresleny na obrázku 4.1 a 4.2.



Obr. 4.1 Geometrie stokového výměníku do kruhového potrubí



Obr. 4.2 Geometrie stokového výměníku do šachty [31]

4.2.2 Výpočtový model stokového výměníku

Výkon navržených výměníků byl stanoven pomocí CFD simulace v prostředí STAR CCM+. Cílem výpočtu bylo určit teplotu na výstupu z výměníku a tím definovat jeho výkon.

Výpočetní model tvořila mnohostěnná síť (polyhedral mesh) o 567 216 buňkách pro výměník kruhový a 1 117 820 buňkách pro výměník čtvercový. Výpočet byl uvažován jako třídimenzionální ve stacionárním ustáleném stavu (stationary and steady). Řešič byl zvolen oddělený (segregated flow) a proudění uvažováno turbulentní. Okrajové podmínky výpočtu a nastavení modelu jsou uvedeny v tabulce 4.1.

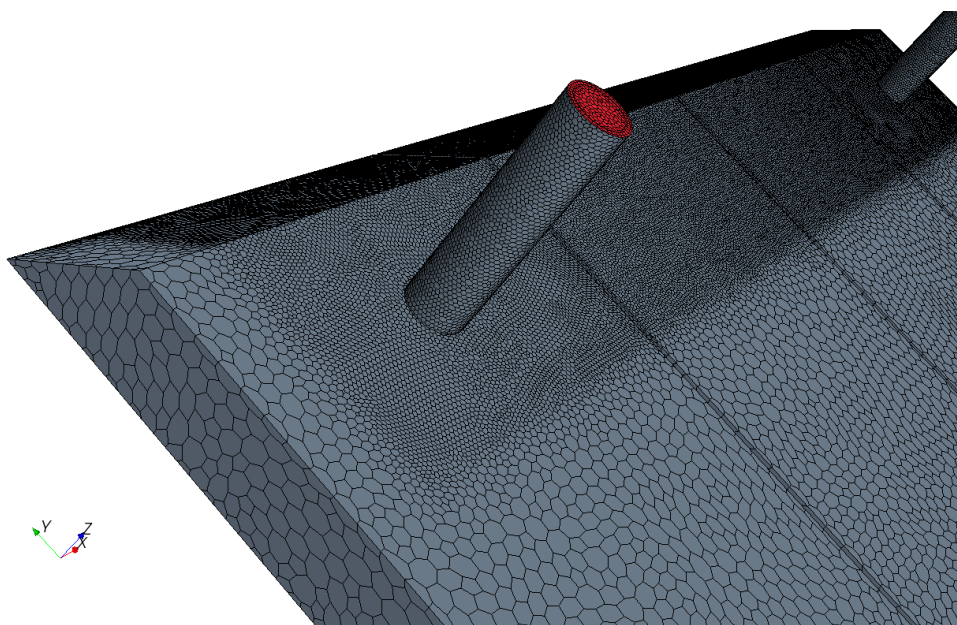
Velikost chyby výpočtu byla menší než $1E-4$. Při simulaci byla definována povrchová teplota výměníku, která se rovnala teplotě splaškových vod, což bylo $15.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (zjištěno měřením). V modelu nebyla zohledněna velikost průtoku splaškových vod. Tento přístup je jistým zjednodušením, ale na druhou stranu je třeba si uvědomit, že i průtok ve stoce není konstantní. Výměník je ponořen celý a průtok splaškových vod obsahuje množství tepelné energie, které mnohonásobně převažuje hodnotu energie, jenž může výměník odebrat. Nedochozí k výraznému ochlazení splaškových vod. Proto byla

zvolena okrajová podmínka povrchové teploty. V případě malých průtoků splaškových vod, by bylo vhodnější naopak ve výpočtu tento průtok zohlednit.

Tab. 4.1 Okrajové podmínky a nastavení modelu

Mesh	Polyhedral Mesher
	Surface remesher
	Prism Layer mesher
Fyzika	Three Dimensional
	Stationary
	Steady
	Segregated Flow
	Turbulent
	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
	K-Epsilon Turbulence
	Realizable K-Epsilon Two-Layer
	Two-Layer All y + Wall Treatment
	Segregated Fluid Temperature
	Constant Density

Na obrázku 4.3 je patrný detail provedení výpočtové sítě na šachtovém výměníku. U přípojovacího potrubí je patrné zjemnění výpočtové sítě. Stejný způsob zasicování byl proveden i na výměníku do potrubí.



Obr. 4.3 Detail provedení výpočtové sítě na šachtovém výměníku

4.2.3 Experimentální ověření výkonu výměníků

Dalším krokem při řešení výzkumného projektu bylo ověření výsledků numerické simulace, s pomocí měření výkonů prototypu výměníků. Pro měření bylo nejprve teoreticky navrženo a pak i zrealizováno měřicí schéma dle obrázku 4.4.

V experimentálním okruhu byla coby teplotonosná látka použita voda, jak před TČ tak i za ním. Nebylo nutné použít nemrznoucí kapalinu, protože teploty byly vždy nad 0°C.

Parametry teplotonosné látky byly měřeny na straně stokového výměníku zařízením Kamstrup Multical 402, toto zařízení je kompaktní měřič tepla a chladu (kalorimetr). Na straně kondenzátoru bylo užito ústředny Ahlborn Almemo 2890-9 a teplotní čidla termodrátů. Průtok kapaliny byl měřen ultrazvukovým průtokoměrem GE Panametrics PT 878. Podrobnější popis použitých měřicích přístrojů je v tabulce 4.2.

Tab. 4.2 Měřicí přístroje použité při experimentu

Přístroj	Vlastnosti
Ústředna Ahlborn Almemo 2890-9 Termodrát	třída přesnosti AA, paměť pro 100 000 naměřených hodnot, celkem 9 vstupů přesnost $\pm 0,3\%$
Průtokoměr GE Panametrics PT 878	Přesnost měření průtoku $DN \leq 150 \pm 2$ až 5%, paměť pro 100 000 naměřených hodnot.
Kalorimetr Kamstrup Multical 402	Přesnost průtokoměr $\pm 1\%$, přesnost kalkulátor $\pm 0,15\%$, přesnost snímačů $\pm 0,4\%$.

Sledované veličiny (teploty a průtok) byly sledovány v reálném čase a zapisovány a matematicky vyhodnoceny pomocí software Microsoft Excel. Měření probíhalo několikrát pro každý výměník za ustáleného průtoku odpadní vody.

Na obrázku 4.5 a 4.6 jsou zachyceny prototypy při měření výkonu. Obrázek 4.5 zachycuje výměník pro šachtu, obrázek 4.6 výměník do stoky. Jako spojovací potrubí bylo použito pružné hadice pro usnadnění instalace a manipulace s výměníkem.

Experimentální měření bylo realizováno na čističce odpadních vod v obci Letonice. Oba výměníky byly plně ponořeny a vystaveny průtoku odpadních vod. Na obrázku 4.7 je měřicí sestava, která je umístěna mezi výměníkem a kondenzátorem tepelného čerpadla.



Obr. 4.5 Prototyp výměníku do šachty při měření [31]



Obr. 4.6 Prototyp výměníku do stoky při měření [31]



Obr. 4.7 Měřicí sestava, součást experimentálního okruhu

4.3 Výsledky

4.3.1 Výsledky numerického modelování

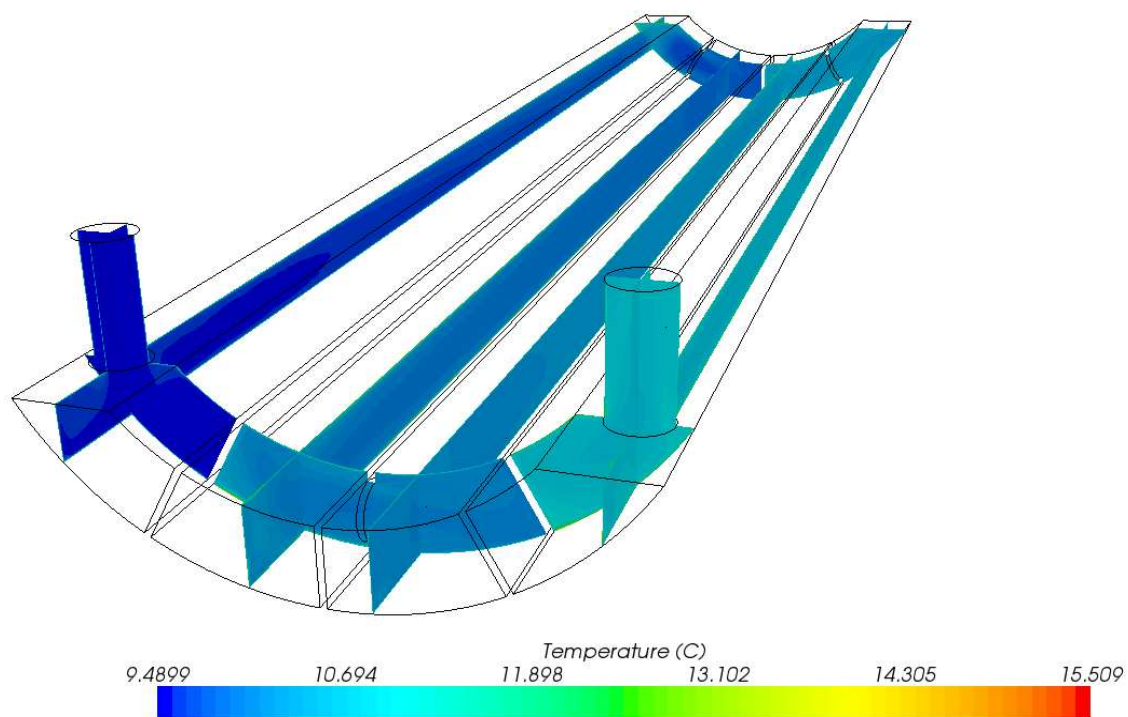
Výsledky numerických simulací jsou znázorněny na obrázcích 4.8 až 4.11. Patrné je pozvolné ohřívání výměníků v jednotlivých komorách. Dále můžeme vidět průběhy vektorů rychlosti. Je patrná zvýšená rychlost v místech přechodu mezi komorami a na vstupu a výstupu z výměníku.

Cílem Simulací bylo stanovení výsledné teploty vody na výstupu z výměníku. Při daném průtoku kapaliny výměníkem pak bylo možné stanovit tepelný výkon výměníku dle vztahu 4.1.

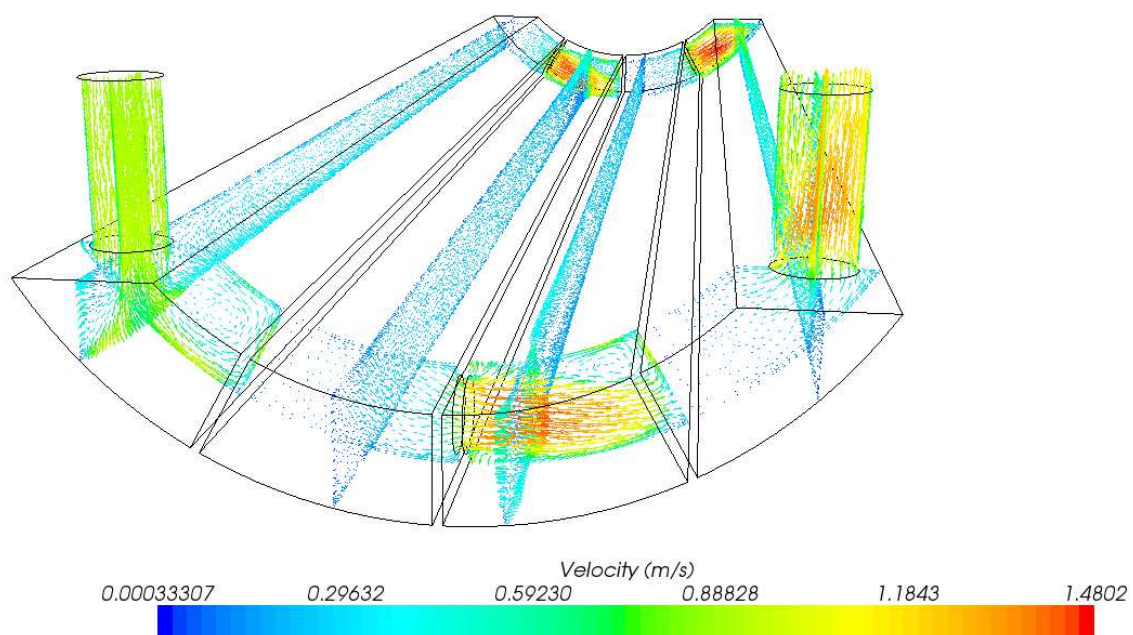
$$Q = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t \quad (4.1)$$

Kde je

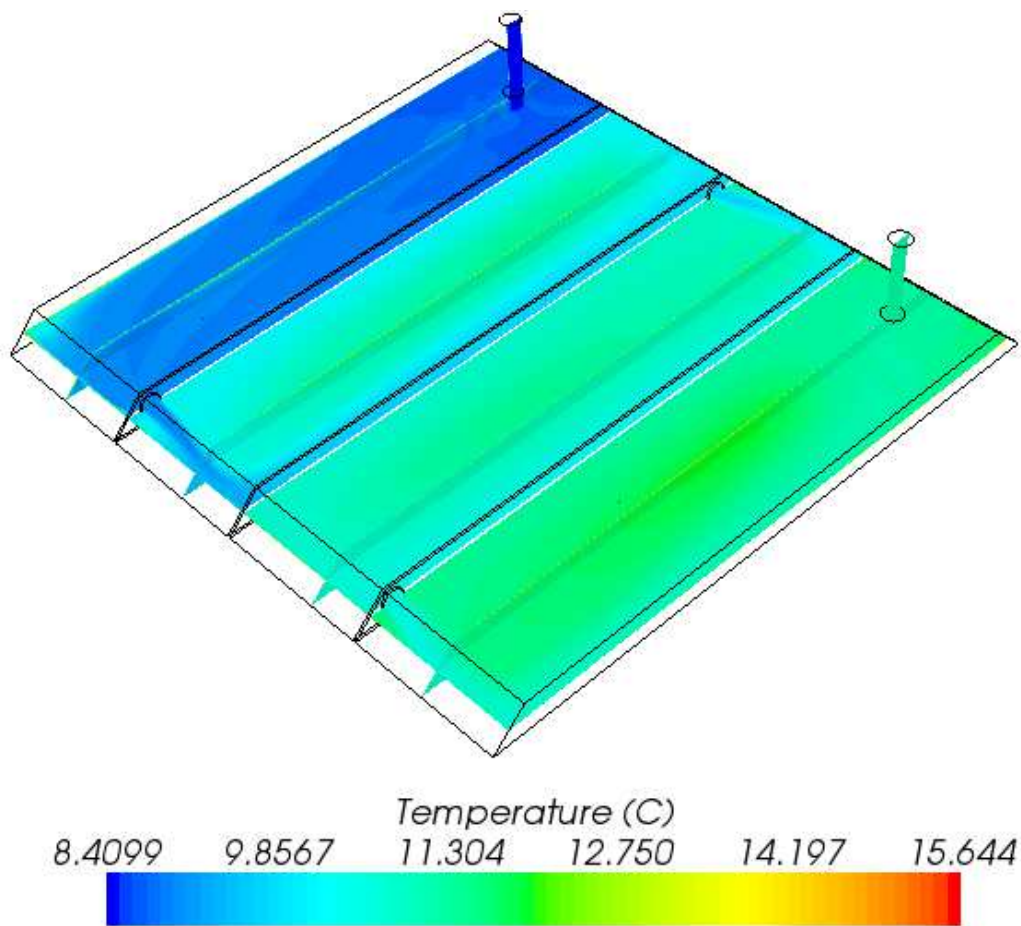
- \dot{V} objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$],
- ρ hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
- c měrná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$],
- t teplota [$^{\circ}\text{C}$].



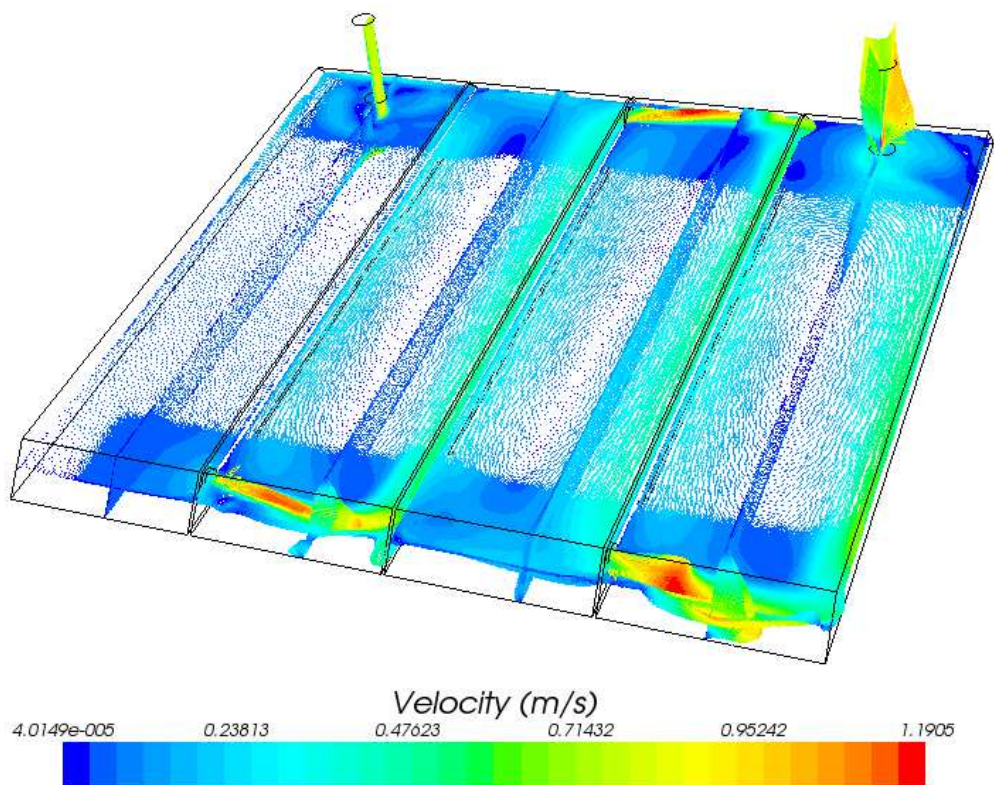
Obr. 4.8 Rozložení teplot ve výměníku do stoky



Obr. 4.9 Rozložení vektorů rychlosti ve výměníku do stoky



Obr. 4.10 Rozložení teplot ve výměníku do šachty



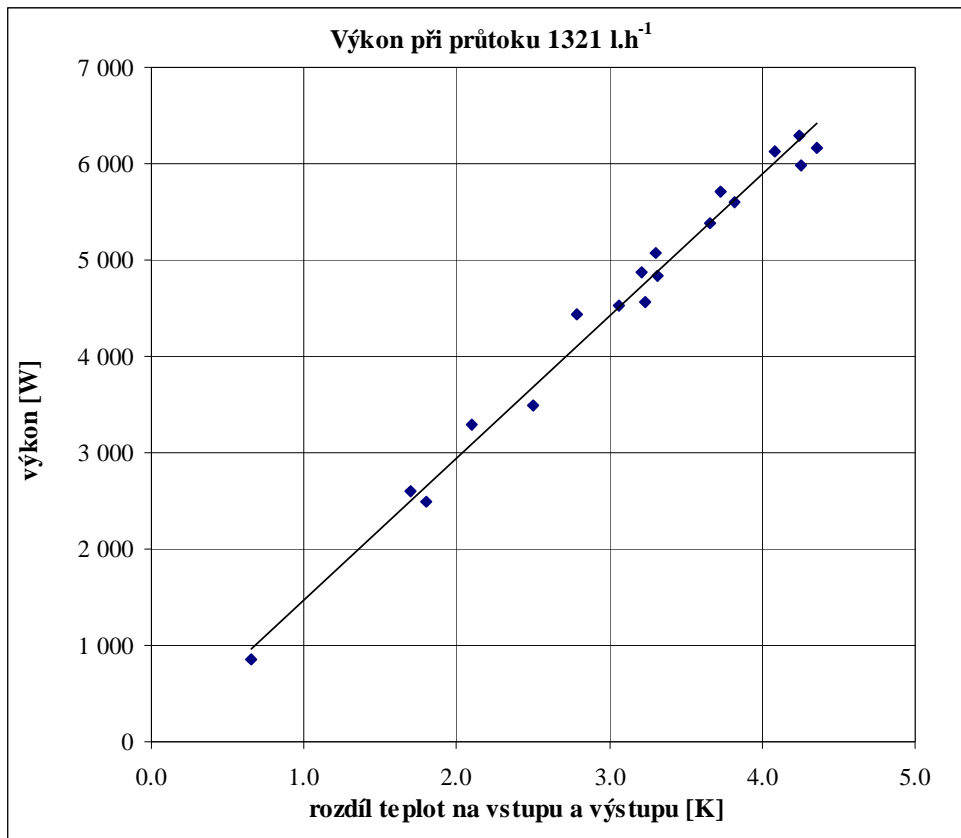
Obr. 4.11 Rozložení vektorů rychlosti ve výměníku do šachty

4.3.2 Výsledky experimentálního ověření výkonu výměníků

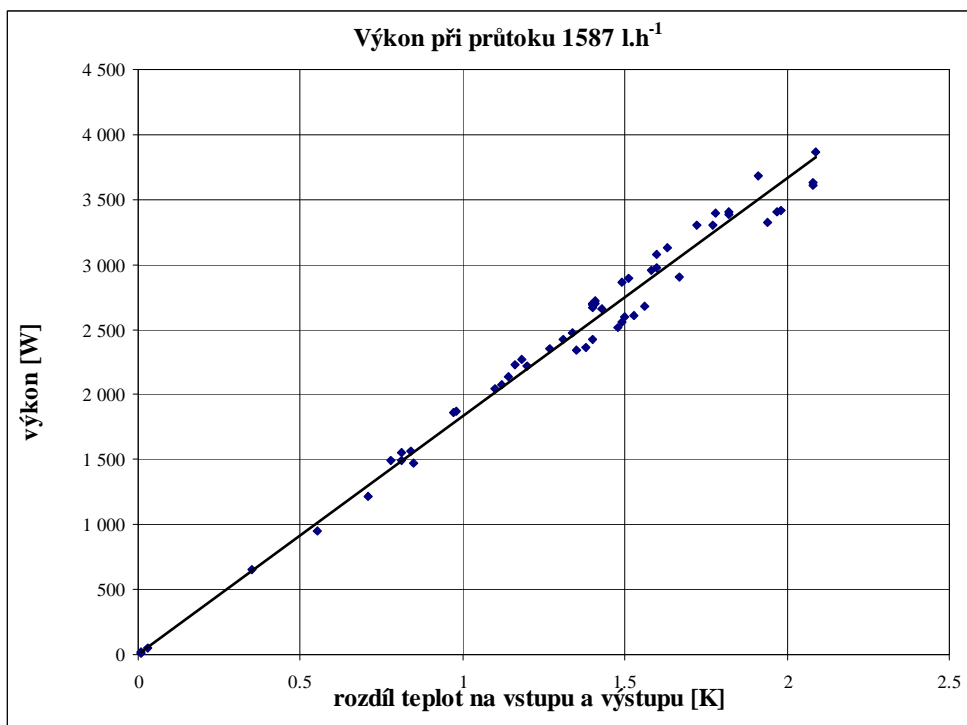
Výsledky měření a numerické simulace jsou uvedeny v tabulce 4.3 pro porovnání. Podrobné charakteristiky naměřených výkonů na výměnících jsou v grafech na obrázcích 4.12 a 4.13. Z důvodu náročnosti numerické simulace byly provedeny výpočty pouze pro jeden průtok ohřívané kapaliny, který odpovídal měření.

Tab. 4.3 Výsledky simulace a měření

Výměník	Objemový průtok	Teplota splaškových vod	Teplota vody na vstupu do výměníku (experiment)	Teplota vody na výstupu z výměníku (simulace)	Teplota vody na výstupu z výměníku (experiment)	Tepelný výkon výměníku (simulace)	Tepelný výkon výměníku (experiment)
	l.h ⁻¹	°C	°C	°C	°C	kW	kW
Stokový DN 300	1587	15,8	9,49	10,83	10,82	2,4	2,4
Šachtový 750x750	1321	15,8	8,41	11,3	11,76	4,4	4,9



Obr. 4.12 Naměřená charakteristika šachtového výměníku



Obr. 4.13 Naměřená charakteristika stokového výměníku

4.4 Diskuse a závěr

Teoretická část práce naznačila jakou cestou jít při využití numerické simulace pro návrh stokového výměníku. Použité výpočtové modely a okrajové podmínky je možné obecně použít pro běžný návrh stokového výměníku. Samozřejmě i zde je stále prostor pro vylepšování numerického modelu výměníku.

Experiment potvrdil, že je možné získat tepelnou energii z odpadních vod jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. Rovněž bylo prokázáno, že je možné využít pro návrh stokového výměníku numerickou simulaci. Experiment prokázal správnost simulace s dobrou přesností v případě výměníku do stoky DN 300. V tomto případě je výsledek simulace shodný s reálným měřením. Co se týče výměníku do stoky, zde je 10% nepřesnost mezi simulací a experimentem. Při zapojení a napuštění výměníku do šachty vodou došlo k vyboulení výměníku vlivem tlaku vody. Domnívám se, že tato deformace zapříčinila zvětšení teplosměnné plochy a následně vyšší výkon výměníku při experimentu oproti simulaci, což ostatně naznačují výsledky. Rozdíl výsledku mezi simulací a měřením je také možné přičíst nedokonalosti numerického modelu a samozřejmě chybě měření.

Měření výměníků bylo několikrát zopakováno s cílem získání přesnějších výsledků. Z hlediska výkonu by bylo zajímavé provést dlouhodobé měření, při kterém by se projevil např. vliv tvorby biologického filmu na povrchu výměníku a vliv kolísání teploty. Biofilm, který zcela jistě na běžných materiálech výměníků vznikne, sníží součinitel prostupu tepla výměníku. V rámci výzkumného projektu, který se zabýval stokovým výměníkem, byly provedeny teoretické úvahy o možné úpravě povrchu. Cílem těchto úprav bylo zamezit tvorbě biofilmu. Jedna z možných cest, která se v rámci těchto úvah objevila, je úprava povrchu za pomoci nanotechnologie. K praktickým aplikacím úpravě povrchu výměníků tímto způsobem již v projektu nedošlo.

Výstupem projektu je mimo jiné: Patent č. 304280 - Tepelný kanalizační výměník, Užitený vzor č. 23566 - Tepelný kanalizační výměník, Užitený vzor č. 24443 - Tepelný okruh kanalizačního výměníku tepla.

5 Využití odpadního tepla z chladicích zařízení

5.1 Cíle

Tato kapitola se zabývá experimentálním chladicím okruhem s nainstalovaným desuperheaterem (DH). Cílem práce bylo vyzkoumat možnosti využití odpadního tepla z chladicího okruhu pomocí desuperheateru. Dalším cílem práce v této kapitole bylo ověřit, zda instalace DH mezi kompresor a kondenzátor zvýší energetickou účinnost tohoto experimentální chladicího okruhu. Výsledky tak měly potvrdit nebo vyvrátit hypotézu, že současné využití odpadního tepla zvýší účinnost chladicího okruhu.

5.2 Metodika

5.2.1 Popis experimentu

Experimentální ověření vlivu DH bylo provedeno s pomocí chladicího zařízení. Toto zařízení obsahuje izolovaný výparník s objemem 0,05 m³, pístový hermetický kompresor Danfoss CLX FR 8,5 s chladicím výkonem 468 wattů, vzduchový kondenzátor, desuperheater, automatický vstřikovací ventil a ovládací rozvaděč vybavený regulací teploty FLICA 110.



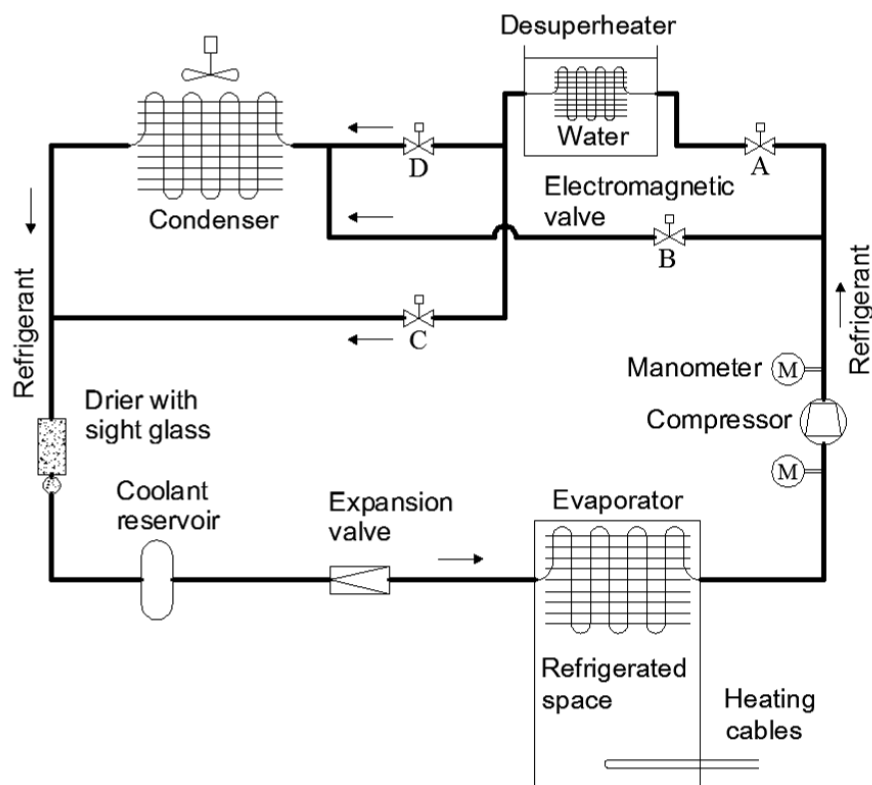
Obr. 5.1 Experimentální chladicí zařízení použito při experimentu [39]

V chladícím zařízení bylo použito ekologické chladivo R507 a okruh byl provozován při teplotě odparu $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a kondenzační teplotě $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Všechna měření byla provedena ustáleném stavu se zátěží chlazeného prostoru (izolovaný výparník) $Q = 70\text{ W}$, $Q = 100\text{ W}$, $Q = 120\text{ W}$, $Q = 140\text{ W}$ a $Q = 190\text{ W}$. Experimentální chladicí zařízení je zobrazeno na obrázku 5.1.

Chlazený prostor tvoří tepelně izolovaný box, ve kterém je umístěný výparník a topné kabely. Topné kabely dodávají tepelnou zátěž ve výši 70 až 190 wattů, viz výše. Chladicí okruh byl vybaven měřicími přístroji dle tabulky 5.1. sledované parametry byly: teploty, tlaky a napětí, proud a celkový příkon.

Tab. 5.1 Měřicí přístroje použité při experimentu

Přístroj	Vlastnosti
měření tlaku a teploty Testo 556	přesnost při nominální teplotě $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $\pm 0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, přesnost tlaku $\pm 0,5\%$ v rozsahu 0 až 5000 kPa,
Multimetr - napětí Instalatest 61557	měřicí rozsah 0 až 440 V přesnost $\pm 2\%$
Multimetr - proud VA 18b	měřicí rozsah 1 až 6 A přesnost $\pm 3\%$



Obr. 5.2 Schéma testovacího okruhu použitého pro experiment [39]

Zkušební okruh byl navržen tak, aby chladivo mohlo protékat buď jen přes kondenzátor, nebo jen přes desuperheater a nebo přes obojí zařízení současně. Detail schématu okruhu je na obrázku 5.2.

Při sériovém zapojení okruhu vede chladivo nejprve do DH kde dojde k odevzdání části tepla a následně vede chladivo do kondenzátoru. Pokud je voda ohřívána desuperheaterem dostatečně studená, dojde ke kondenzaci chladiva již v DH, v ostatních případech nastane kondenzace chladiva až v kondenzátoru. Výměník DH byl ponořen do nádoby s objeme 3 dm³ s drceným ledem. Nádoba je tepelně izolovaná kaučukovou izolací v tl. 5 mm. Měření započalo vždy když se led roztál, teplota byla měřena ponorným teploměrem. Celková tepelná energie přenesená z přehřáté páry chladiva do nádoby se stanovila v závislosti na množství vody, její teplotě, tepelné kapacitě a vody a doby trvání experimentu.

Během sériového zapojení chladicího okruhu byly solenoidové ventily A a D otevřeny a ventily B a C zavřeny (obr. 5.2). V průběhu experimentu se měřila teplota a tlak před a za každým výměníkem a současně byly měřeny elektrické veličiny u chladicího okruhu. Data byla odečítána po sekundách. Měření teplot a tlaků bylo využito pro výpočet entalpie a hmotnostního toku pro každý výměník tepla s pomocí software Solkane 8 [53].

5.2.2 Výpočtové vztahy pro určení účinnosti chladicího okruhu

Chladicí výkon výparníku je možné vypočítat dle vztahu [54]:

$$Q_v = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.1)$$

Kde je

Q_v výkon výparníku [W],

\dot{m} hmotnostní průtok chladiva [kg.s⁻¹],

h_4, h_1 entalpie na vstupu, výstupu z výparníku [J.kg⁻¹].

Tepelný výkon kondenzátoru je možné vypočítat dle vztahu:

$$Q_k = \dot{m} \cdot (h_2' - h_3) \quad (5.2)$$

Kde je

Q_k výkon kondenzátoru [W],

\dot{m} hmotnostní průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],

h_2' , h_3 entalpie na vstupu, výstupu z kondenzátoru [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Pokud chceme definovat energetickou účinnost pro chladicí výkon (chladicí faktor) chladicího okruhu je možné použít vztah:

$$COP_{-ch} = \frac{Q_v}{Q_k - Q_v} \quad (5.3)$$

Kde je

COP_{-ch} chladicí faktor okruhu [-],

Q_k výkon kondenzátoru [W],

Q_v výkon výparníku [W].

Pokud chceme definovat energetickou účinnost pro topný výkon (topný faktor) chladicího okruhu je možné použít vztah:

$$COP_{-t} = \frac{Q_k}{Q_k - Q_v} \quad (5.4)$$

Kde je

COP_{-t} topný faktor okruhu [-],

Q_k výkon kondenzátoru [W],

Q_v výkon výparníku [W].

Vztahy 5.3 a 5.4 jsou teoretické hodnoty, které nezohledňují veškeré energetické vstupy do chladicího okruhu, např. regulaci, ventilátory apod. Pokud využijeme chladicí ale i topný výkon chladicího okruhu, pak můžeme definovat celkovou energetickou účinnost:

$$COP_{tot} = COP_{ch} + COP_t = \frac{(h_1 - h_4) + (h_2' - h_3)}{(h_2' - h_3) - (h_1 - h_4)} \quad (5.5)$$

Kde je

COP_{tot} celková energetická účinnost chladicího okruhu [-],

COP_t topný faktor okruhu [-],

COP_{ch} chladicí faktor okruhu [-],

h_4, h_1 entalpie na vstupu, výstupu z výparníku [$J \cdot kg^{-1}$],

h_2', h_3 entalpie na vstupu, výstupu z kondenzátoru [$J \cdot kg^{-1}$].

Při běžných chladírenských aplikacích je teplo z kondenzátoru Q_k obvykle nevyužíváno a toto teplo je volně vypouštěno do ovzduší. Ne vždy jsou podmínky vhodné k tomu, aby bylo možné využít toto teplo z kondenzátoru.

Pokud do chladicího okruhu připojíme desuperheater, pak můžeme definovat měrný energetický příspěvek chladicího cyklu:

$$\eta = \frac{Q_v + Q_d}{P} \quad (5.6)$$

Kde je

Q_v výkon výparníku [W],

Q_d výkon desuperheateru [W],

P reálný elektrický příkon chladicího okruhu [W],

η měrný energetický příspěvek chladicího cyklu [-].

Tepelný výkon desuperheateru můžeme definovat následovně:

$$Q_d = \dot{m} \cdot (h_2' - h_2) \quad (5.7)$$

Kde je

Q_d výkon desuperheateru [W],

\dot{m} hmotnostní průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],

h_2' , h_2 entalpie na vstupu, výstupu z desuperheateru [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Pokud z rovnice 5.6 vyloučíme desuperheateru získáme rovnici pro reálný měrný energetický příspěvek chladicího cyklu:

$$\eta_v = \frac{Q_v}{P} \quad (5.8)$$

Kde je

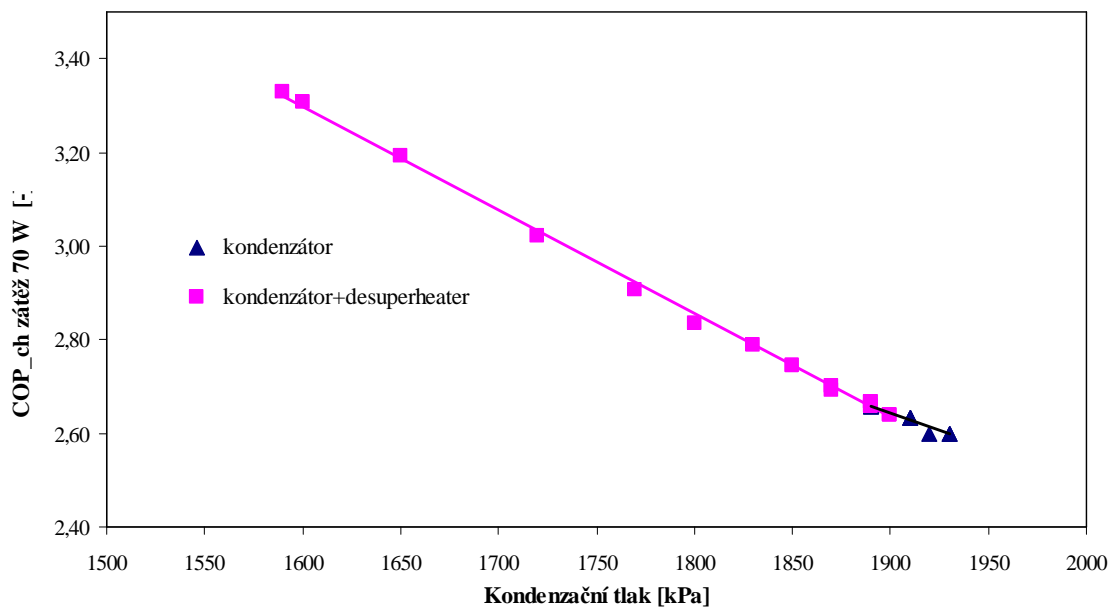
Q_v výkon výparníku [W],

P reálný elektrický příkon chladicího okruhu [W],

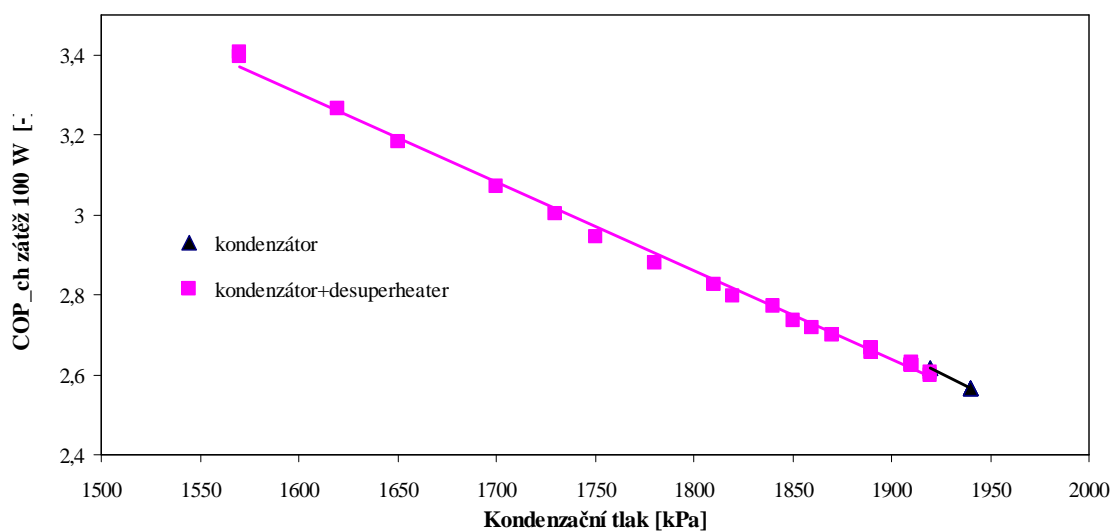
η_v reálný měrný energetický příspěvek chladicího cyklu [-].

5.3 Výsledky

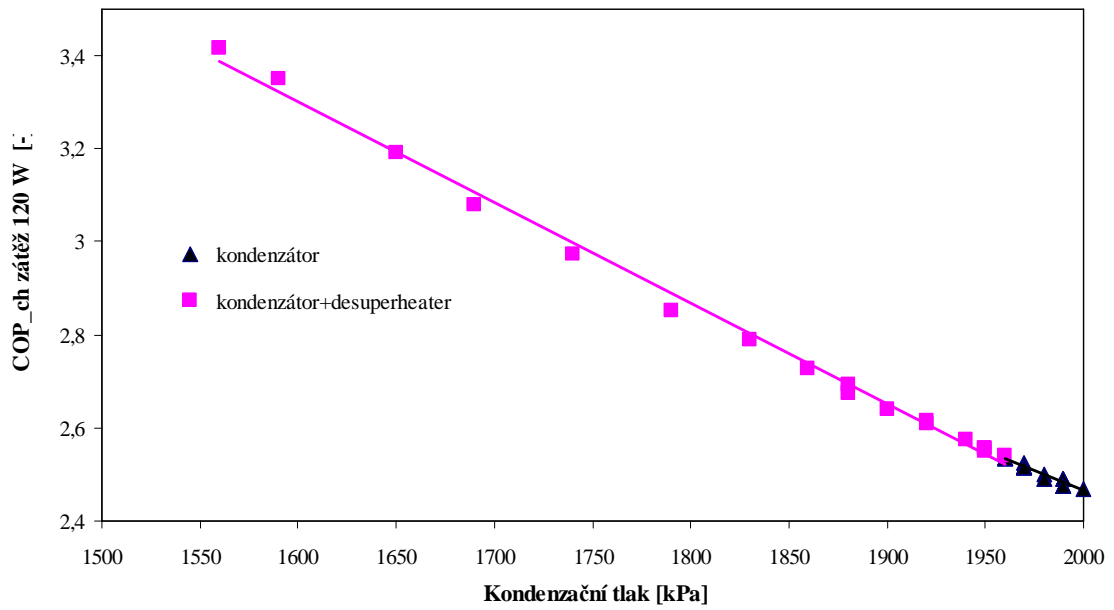
Experiment byl proveden na chladícím zařízení dle obrázku 5.1 a za podmínek dle obrázku 5.2. V případě použití sériového zapojení byly dle schématu na obrázku 5.2 ventily *B* a *C* zavřeny a ventily *A* a *D* otevřeny. Při této konfiguraci okruhu se část tepla z okruhu předalo přes desuperheater do akumulární nádoby. Páry chladiva se v desuperheateru při tomto předání tepla ochladí a dále pak proudí do kondenzátoru, kde dojde k dalšímu dochlazení. Porovnání závislosti kondenzačního tlaku a chladicí faktor experimentálního okruhu s desuperheaterem je vidět na obrázcích 5.3 až 5.7. Na obrázcích je uveden chladicí faktor pro zapojení s DH a kondenzátorem a pro zapojení pouze s kondenzátorem.



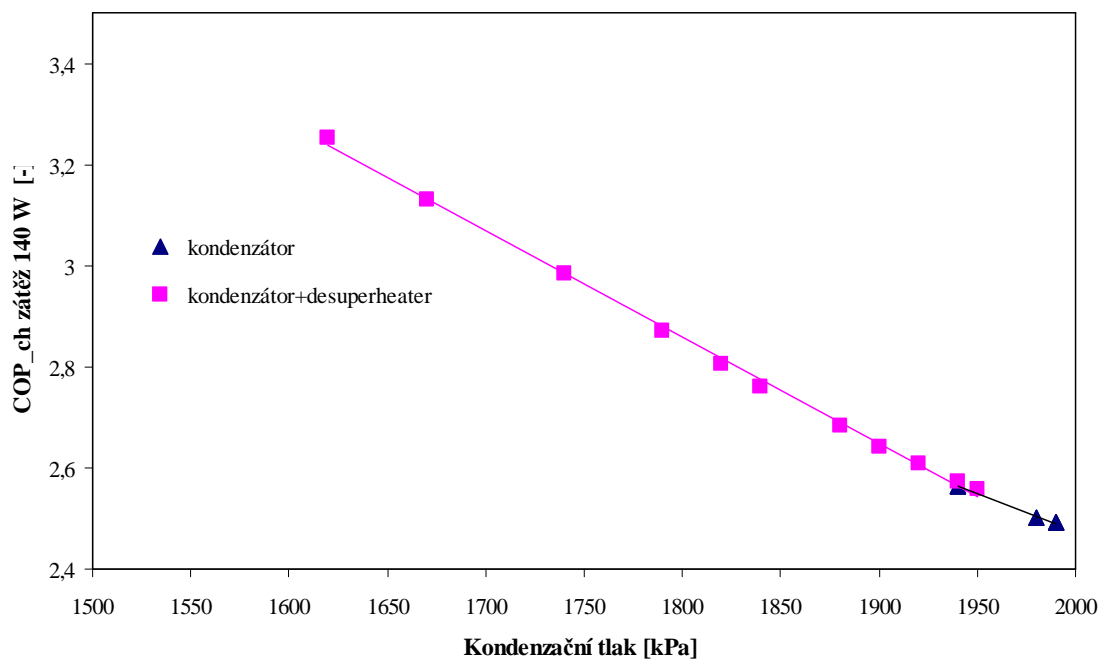
Obr. 5.3 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 70 W



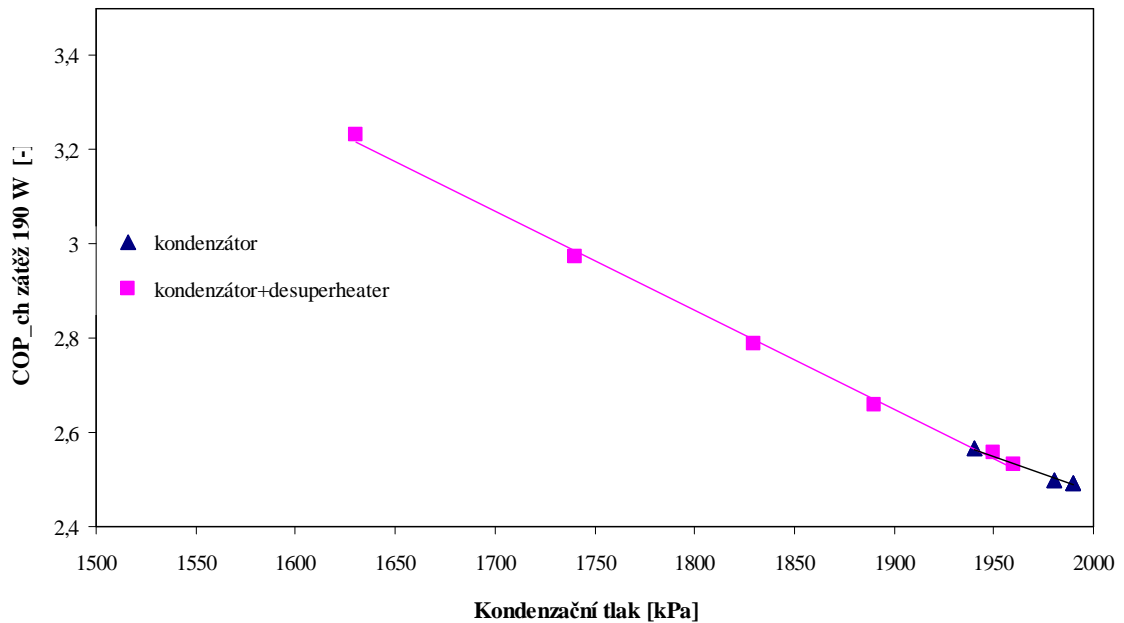
Obr. 5.4 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 100 W



Obr. 5.5 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 120 W



Obr. 5.6 Závislost mezi chladicím (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 140 W

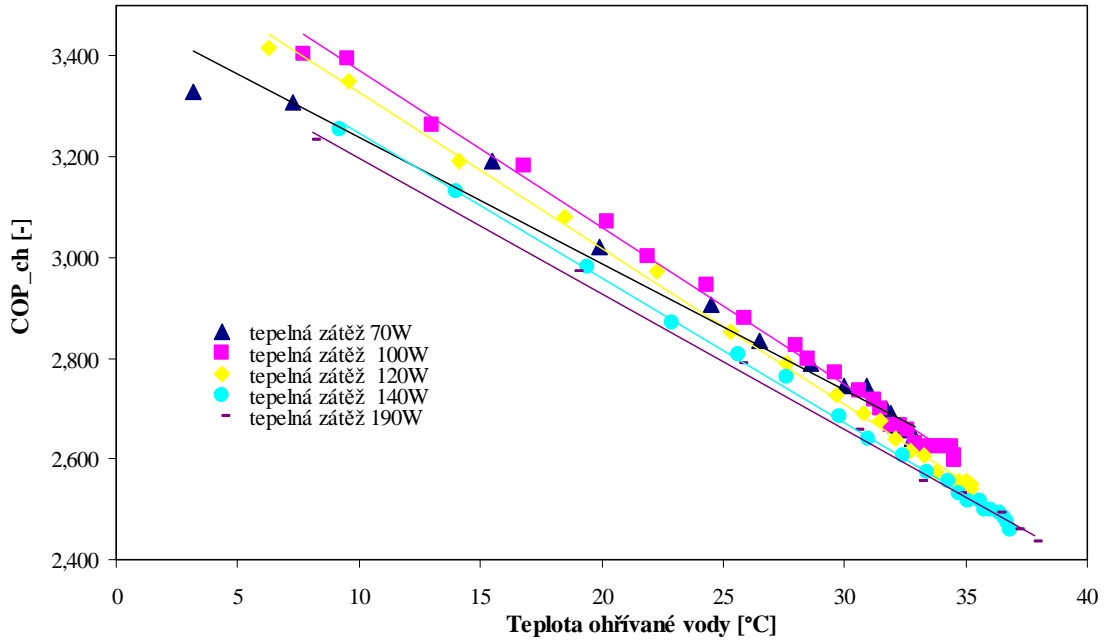


Obr. 5.7 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a kondenzačním tlakem (kPa) pro sériové zapojení desuperheateru a kondenzátoru s tepelnou zátěží výparníku 190 W

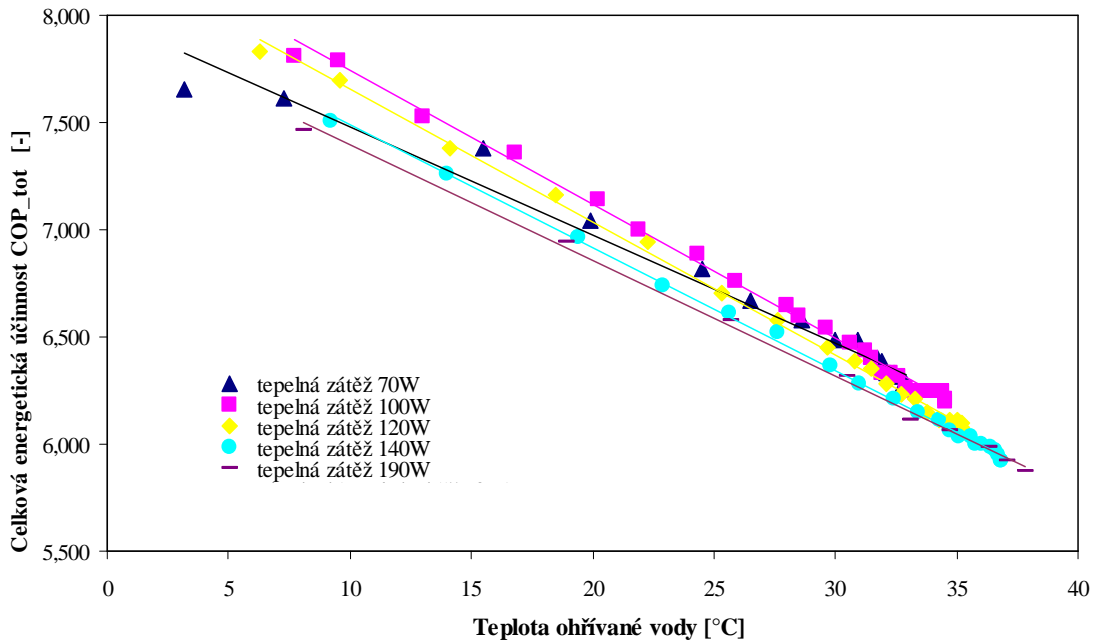
Po spuštění testovacího okruhu je výchozí stav v diagramech na obrázcích 5.3 až 5.7 v levém horním hornu. S tím jak postupně dochází k ohřevu vody pomocí desuperheateru roste kondenzační tlak a klesá COP_{ch} . V případě provozování okruhu z A do D + B by COP_{ch} byl dále snižován vzrůstajícími požadavky na regulaci okruhu a současně by zahrnutí dalších elektrických obvodů snížilo spolehlivost okruhu.

Vypařovací tlak ve výparníku byl konstantní na hodnotě 420 kPa po dobu trvání experimentů, pro všechny zátěže výparníku (od 70 do 190 W). Tato hodnota byla udržována pomocí automatického expanzní ventilu s nastavitelným tlakem vypařování.

Vztah mezi teplotou ohřívání vody a COP_{ch} má závislost, obrázek 5.8. Čím je ohřívání voda teplejší, tím nižší COP_{ch} zkušební okruh vykazuje. V praxi by ohřívání voda nebyla ohřívána tak rychle jako při experimentu. Pokud by byl odběr ohřívání vody a doplňování studené vody rovnoměrné, mělo by to pozitivní vliv na chladicí faktor. Pokud není odpadní teplo odstraněno v desuperheateru, tak při zvyšování zátěže výparníku roste kondenzační teplota a spotřeba elektřiny. Čím je ohřívání voda studenější, tím vyšší bude hodnota chladicího faktoru COP_{ch} . Tento jev můžeme pozorovat také na obrázku 5.9, který ukazuje závislost mezi celkovou energetickou účinností (COP_{tot}) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}C$) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže.



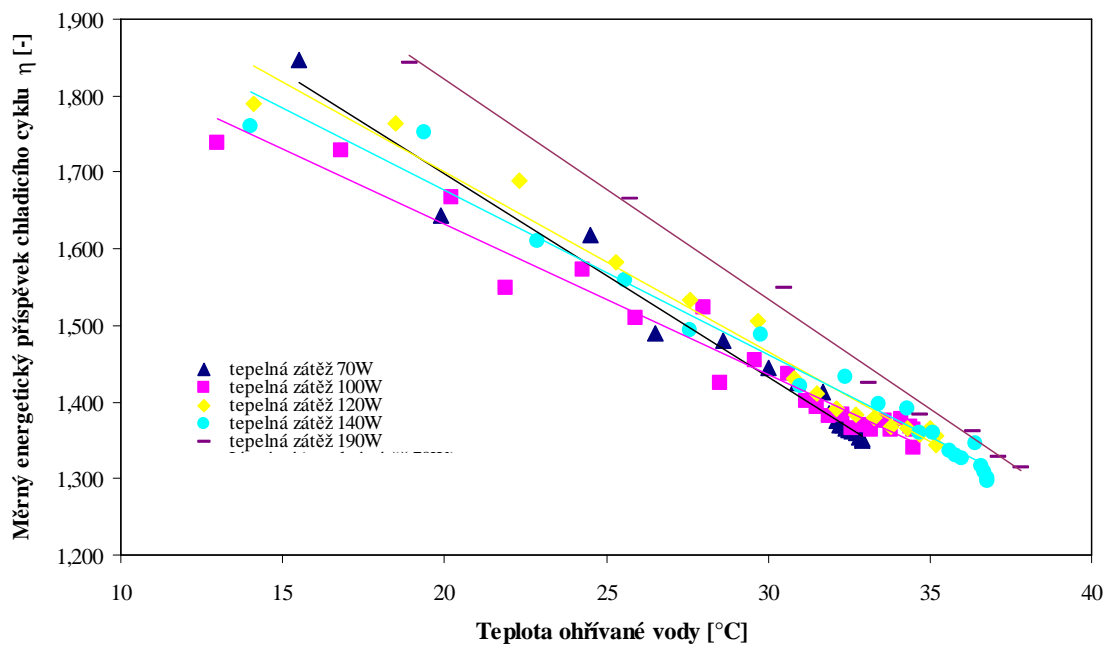
Obr. 5.8 Závislost mezi chladicím faktorem (COP_{ch}) a teplotou ohřivané vody (°C) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže



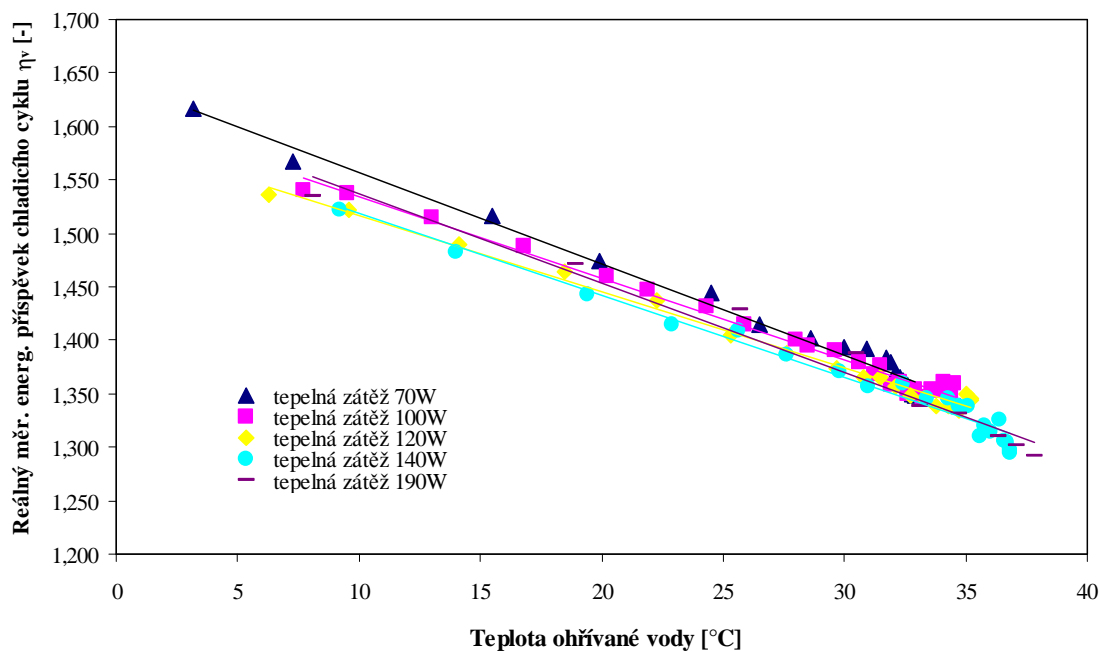
Obr. 5.9 Závislost mezi celkovou energetickou účinností (COP_{tot}) a teplotou ohřivané vody (°C) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže

Diagramy na obrázcích 5.8 a 5.9 vykazují podobný trend, liší se pouze ve velikosti hodnot. Je nutné poznamenat, že výpočty COP_{tot} a COP_{ch} jsou založeny pouze na teoretickém příkonu kompresu a vychází ze vztahů (5.5) a (5.3). Při výpočtu těchto veličin není uvažováno s celkovým elektrickým příkonem okruhu.

Ve srovnání s hodnotami COP_{tot} a COP_{ch} jsou hodnoty η a η_v (uvedené na obrázcích 5.10 a 5.11) relativně nízké. Je to proto, že při výpočtu veličin η a η_v je uvažováno s reálným elektrickým příkonem chladicího okruhu, který zahrnuje příkon kompresoru, ventilátorů, elektromagnetických ventilů a dalších regulačních prvků. Celkově je reálný měrný energetický příspěvek chladicího cyklu η téměř poloviční ve srovnání s hodnotami COP_{ch} . Celkový elektrický příkon do chladicího okruhu je relativně vysoký s ohledem na nízký chladicí výkon. Je to dáno vysokým počtem zapojených regulačních prvků.



Obr. 5.10 Závislost mezi měrným energetickým příspěvkem chladicího cyklu (η) a teplotou ohřívání vody ($^{\circ}\text{C}$) pro sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru pro jednotlivé tepelné zátěže



Obr. 5.11 Závislost mezi reálným měrným energetickým příspěvkem chladicího cyklu (η_v) a teplotou ohřivané vody ($^{\circ}\text{C}$) pro zapojení pouze s kondenzátorem

Pokud porovnáme výsledky na obrázcích 5.10 a 5.11, tak je možné konstatovat, že použitím desuperheateru dojde ke zvýšení celkové účinnosti chladicího okruhu. Desuperheater nejen že zvyšuje účinnost chladicího okruhu, ale také nabízí odpadní teplo z chladicího okruhu, které je možné dále využít jako alternativní zdroj energie pro zásobování budov teplem. Typickým využitím tohoto odpadního tepla může být při předehřevu TV. Tato teze je prokázána výsledky v tabulce 5.2 Porovnání celkové spotřeby elektřiny ($\text{kW}\cdot\text{h}\cdot\text{den}^{-1}$) při různé tepelné zátěži chlazeného prostoru za 24 hodin při použití a) pouze kondenzátoru, b) sériově zapojeného kondenzátoru s desuperheaterem. Celkový elektrický příkon byl snížen u všech velikostí tepelné zátěže. K tomu jsme ještě získali pomocí desuperheateru tepelnou energii, kterou je možné dále využít.

Tab. 5.2 Porovnání celkové spotřeby elektřiny (kW.h.den^{-1}) při různé tepelné zátěži chlazeného prostoru za 24 hodin při použití a) pouze kondenzátoru, b) sériově zapojeného kondenzátoru s desuperheaterem [39]

Zátěž chlazeného prostoru [W]	Kondenzátor pouze	Sériové zapojení kondenzátoru a desuperheateru	
	Celkový elektrický příkon [kW.h.den^{-1}]	Celkový elektrický příkon [kW.h.den^{-1}]	Teplo vyrobené desuperheaterem [kW.h.den^{-1}]
70	7,218	5,703	6,8
100	8,269	5,965	13
120	8,892	8,013	13,3
140	11,647	8,671	13,5
190	15,757	13,198	13,8

5.4 Diskuse a závěr

Experiment prokázal snížení spotřeby elektřiny při provozu experimentálního chladicího okruhu s desuperheaterem, který byl zapojen sériově s kondenzátorem. Tato úspora elektřiny byla v rozmezí 10 až 28% v závislosti na chladícím výkonu a na teplotě ohřívání vody. Platí, že účinnost chladicího okruhu klesá s rostoucí teplotou vycházející z desuperheateru. Maximální účinnosti chladicího zařízení bylo dosaženo při nejnižších teplotách ohřívání vody, tedy při startu experimentu.

Díky tomuto jevu je pro praktické aplikace desuperheateru, který bude sloužit pro přípravu TV vhodné použít pro ohřev TV dvě nádrže. Jedna bude sloužit pro předehřev a bude v ní nižší teplota než v druhé nádrži, která bude pro dohřev TV se sekundárním zdrojem tepla. Pokud bychom použili jen jednu nádrž, vyšší teplota v ní ($50\text{--}55\text{ }^{\circ}\text{C}$) by způsobila degradaci účinnosti chladicího cyklu, přesně tak jak bylo prokázáno experimenty.

Při experimentu nebyla detailně posuzována ekonomická stránka aplikace desuperheateru na chladicí okruh, protože šlo o laboratorní experiment, který měl za cíl prokázat pouze vliv desuperheateru na účinnost chladicího okruhu. Použitý chladicí okruh měl výkonové chladicí parametry nízké a spotřeby elektřiny pro obslužné systémy vysokou, a proto vyhodnocení ekonomiky by nebylo realistické. Vyhodnocení ekonomických parametrů by bylo vhodné provést u aplikací desuperheateru na reálných

chladicích instalacích. Každá instalace by vykazovala specifické ekonomické parametry.

Při vyhodnocení ekonomiky chladicího okruhu u s desuperheaterem je zapotřebí vycházet z úspor jednak na straně elektřiny pro samotný chladicí okruh z důvodu zvýšení účinnosti okruhu, dále pak je nutné uvažovat s úsporou energie při přípravě TV v případě užití desuperheateru coby přehřevu. Dalším aspektem, který bychom měli zohlednit je skutečnost, že desuperheater sníží kondenzační tlak chladicího okruhu a dobu provozu, což snižuje opotřebení chladicího zařízení.

5.5 Praktická aplikace získávání odpadního tepla z chladicího zařízení

5.5.1 Úvod

V rámci výzkumného projektu TAČR Alfa TA 04020173, byla vyvinuta chladicí jednotka s plynovým spalovacím motorem ve spolupráci se společností Tedom a.s. Jednotka byla koncipována tak, aby bylo možné využití odpadního tepla.

Práce uvedená v této kapitole je součástí výstupu z uvedeného výzkumného projektu. Uvedené chladicí zařízení je jednotka GHP Polo 100 s přímým odparem s pohonem na plynový spalovací motor. Jednotka je vybavena desuperheaterem a dále rekuperací tepla z motorového a spalinového systému. Je možné hovořit o třístupňovém získávání odpadního tepla. Prototyp vyvinutého chladicího zařízení byl nainstalován do potravinářského provozu ve společnosti Steinex a.s. v Brně Králově Poli. Chladicí zařízení mělo primárně pokrýt potřebu chladu pro výrobní a skladovací prostory, sekundární úlohou jednotky bylo najít využití pro odpadní teplo, které jednotka produkuje. Tato kapitola se z důvodu rozsáhlosti problematiky a koncepce habilitační práce zabývá pouze sekundární úlohou, tedy využitím odpadního tepla chladicího zařízení.

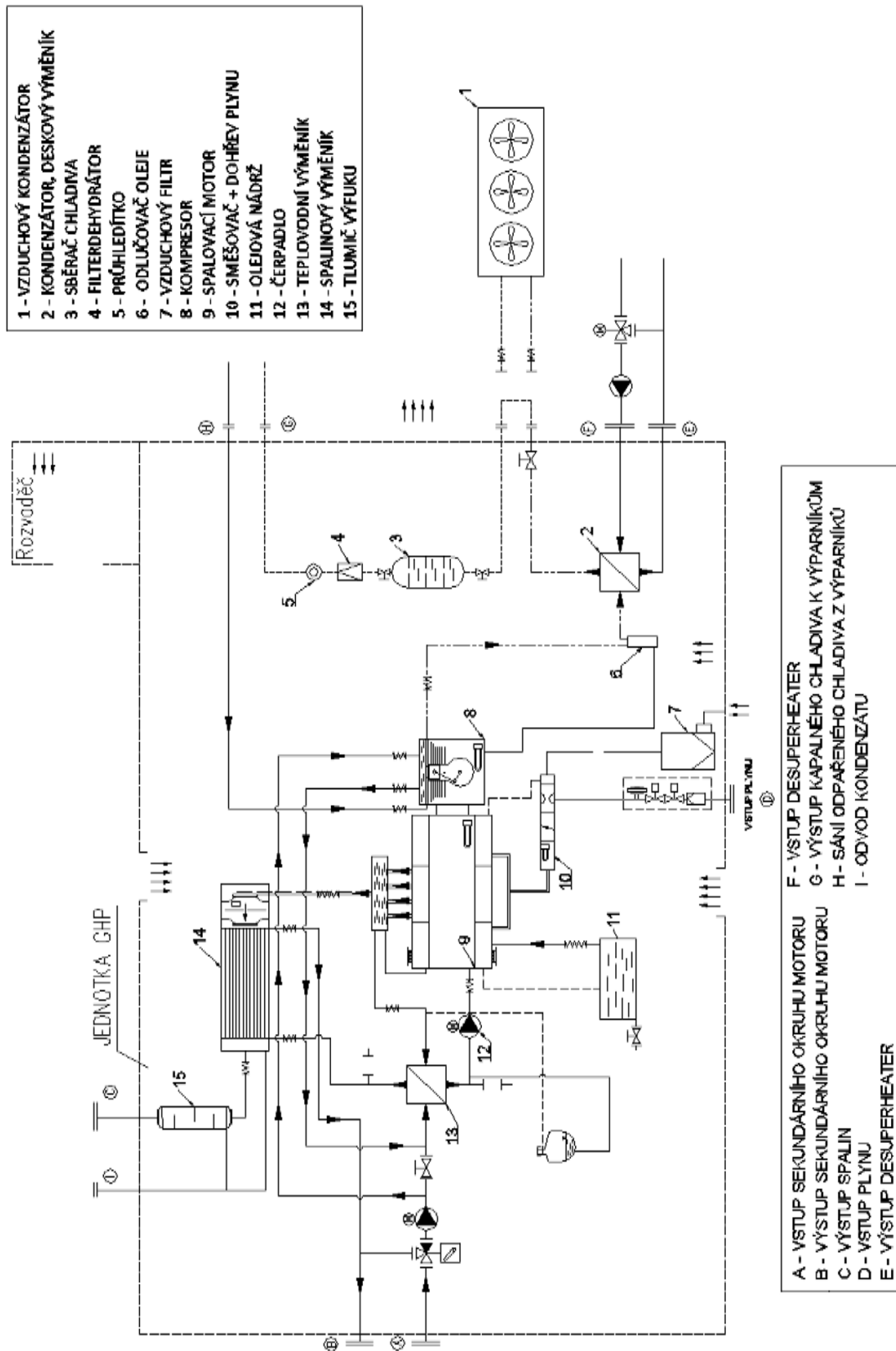
5.5.2 Popis chladicí jednotky

Chladicí jednotka navržená v rámci řešení projektu TAČR pracuje s přímým odparem s pohonem na plynový spalovací motor. Chladicí výkon jednotky je až 166 kW, v závislosti na výparné a kondenzační teplotě. Jednotka pracuje s chladivem R407F. Koncepce jednotky vychází z existujícího sériového provedení GHP jednotky, která se přizpůsobila systému přímého odparu chladiva. Chladicí jednotka je v provedení tepelné čerpadlo. Pohon za pomoci plynového motoru umožňuje využívání odpadního tepla motoru, spalinového tepla a rozšiřuje možnost využívání tepelné energie pro ohřev vody. Další využití odpadního tepla z jednotky je s pomocí desuperheateru. Nová koncepce zařízení umožňuje instalace v průmyslových objektech, vybavených stávajícím standardní kondenzační jednotkou poháněnou elektromotorem. Možné je provést instalaci i v nových budovách, kde se bude chladicí zařízení teprve navrhovat. Koncepce pohonu s plynovým motorem výrazně zlevní náklady na provoz a umožní lepší využívání energií v rámci objektu. Jednotka je plynule regulovatelná cca od 20% svého výkonu do 100 %, což umožňuje efektivní distribuci chladu do chlazených

prostor. Koncepce zařízení je taková, aby byla možnost instalace na stávající rozvody chladu, s minimálními úpravami na chladicím okruhu. Regulace otáček a charakteristika spalovacího plynového motoru umožňuje využívat toto zařízení ve velkém rozsahu vypařovacích teplot bez zvýšení spotřeby paliva pomocí regulace výkonu za pomoci odpínání hlav. Základní schéma chladicí jednotky GHP je uvedeno na obrázku 5.12.

Na obrázku 5.12 je deskový výměník (zařízení číslo 13) s jehož pomocí je odebíráno teplo z motoru a dále také teplo ze spalin pomocí spalinového výměníku (zařízení číslo 14). Na výstupu *A-B* je k dispozici odpadní teplo z motoru a spalin. Toto řešení by nebylo možné v případě použití elektrického pohonu kompresoru. Zde je odběr odpadního tepla komplikovaný a pro praxi nevyužívaný.

Dalším zdrojem odpadního tepla je deskový výměník (zařízení číslo 2). Tento výměník funguje jako desuperheater a na výstupu *E-F* tak máme další zdroj odpadního tepla. Chladivo, které se částečně ochladí v desuperheateru se následně dochladí ve vzduchem chlazeném kondenzátoru (zařízení číslo 1). V případě menších výkonů je možné okruh uchládit jen s pomocí desuperheateru.



Obr. 5.12 Funkční schéma chladicí jednotky GHP

5.5.3 Výroba a instalace chladicí jednotky

Na obrázcích 5.13 a 5.14 je zobrazena výroba prototypu jednotky v dílnách společnosti Tedom a.s. v rámci projektu TAČR. Na obrázcích je inspekce jednotky při kontrolním dni v prostorách společnosti Tedom a.s., jaro 2015.



Obr. 5.13 Výroba prototypu jednotky GHP

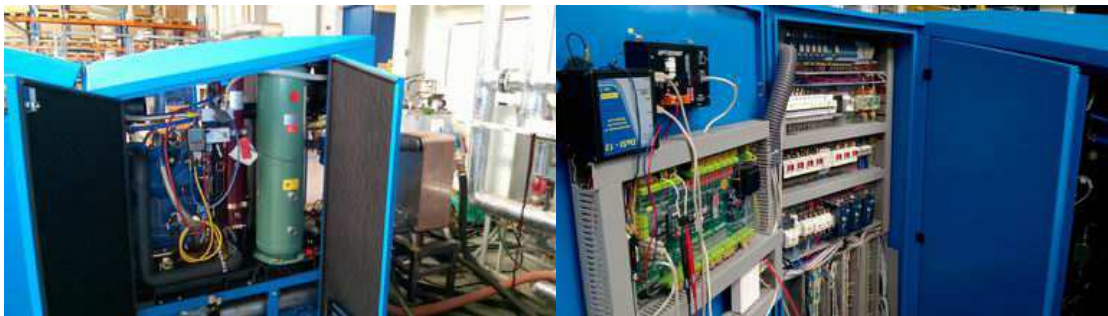


Obr. 5.14 Výroba prototypu jednotky GHP, detail motorového ústrojí

V červnu 2015 proběhlo testování funkčního vzorku v laboratoři společnosti Tedom a.s. Napojením na zkušební okruh bylo možné simulovat provozní podmínky jednotky. Jednotka byla napojena na odběr chladu a odpadního tepla. V rámci této etapy se testovaly parametry jednotky. Ověřovala se spolehlivost a funkčnost celého zařízení a jednotlivých komponent. Na následujících obrázcích 5.15 a 5.16 jsou fotografie z laboratoře Tedom a.s., kde bylo provedeno oživení, odladění a testování jednotky.



Obr. 5.15 Testování prototypu jednotky GHP, připojení na externí výměník



Obr. 5.16 Testování prototypu jednotky GHP, otevřená jednotka, detail řídicího panelu

V září 2015 byla zahájena montáž funkčního vzorku do strojovny chlazení v podniku Steinex a.s. Cílem bylo testovat jednotku v reálných podmínkách, v tomto případě v provozu masokombinátu. Jednotka dodává chlad pro výrobní technologii tak i odpadní teplo. Odpadní teplo je využíváno pro výrobní technologii a pro přípravu TV. Před montáží proběhly úpravy ve strojovně, např. musel být nově zřízen komín. Bylo nutné vyřešit napojení na stávající rozvody chladu a tepla. Spolu s jednotkou byla nově namontována do strojovny i řídicí jednotka pro chladicí zařízení GHP. Obrázky 5.17 až 5.20 dokumentují průběh montáže jednotky GHP do provozovny Steinex a.s. v Brně.



Obr. 5.17 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., detail jednotky ve strojovně



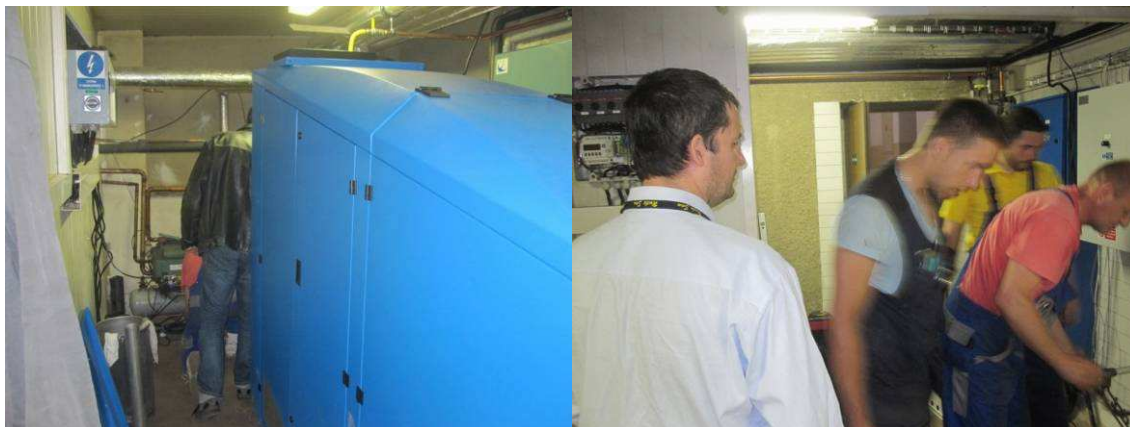
Obr. 5.18 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., napojení na stávající rozvody



Obr. 5.19 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., úprava stávajících rozvodů chladu

Od října do konce roku 2015 probíhalo seřízení jednotky pro stávající technologii firmy Steinex a.s. Bylo provedeno několik drobných úprav chladicího okruhu, vyměněny některé nevhodné prvky soustavy (čerpadla, armatury apod.). Došlo k přenastavení parametrů regulace a řízení jednotky s cílem maximální možné efektivity chladicího

zařízení. Vzhledem k tomu, že jde o poměrně výkonnou jednotku, kterou bylo nutné zakomponovat do stávající technologie, trvalo finální odladění výkonu jednotky cca tři měsíce.



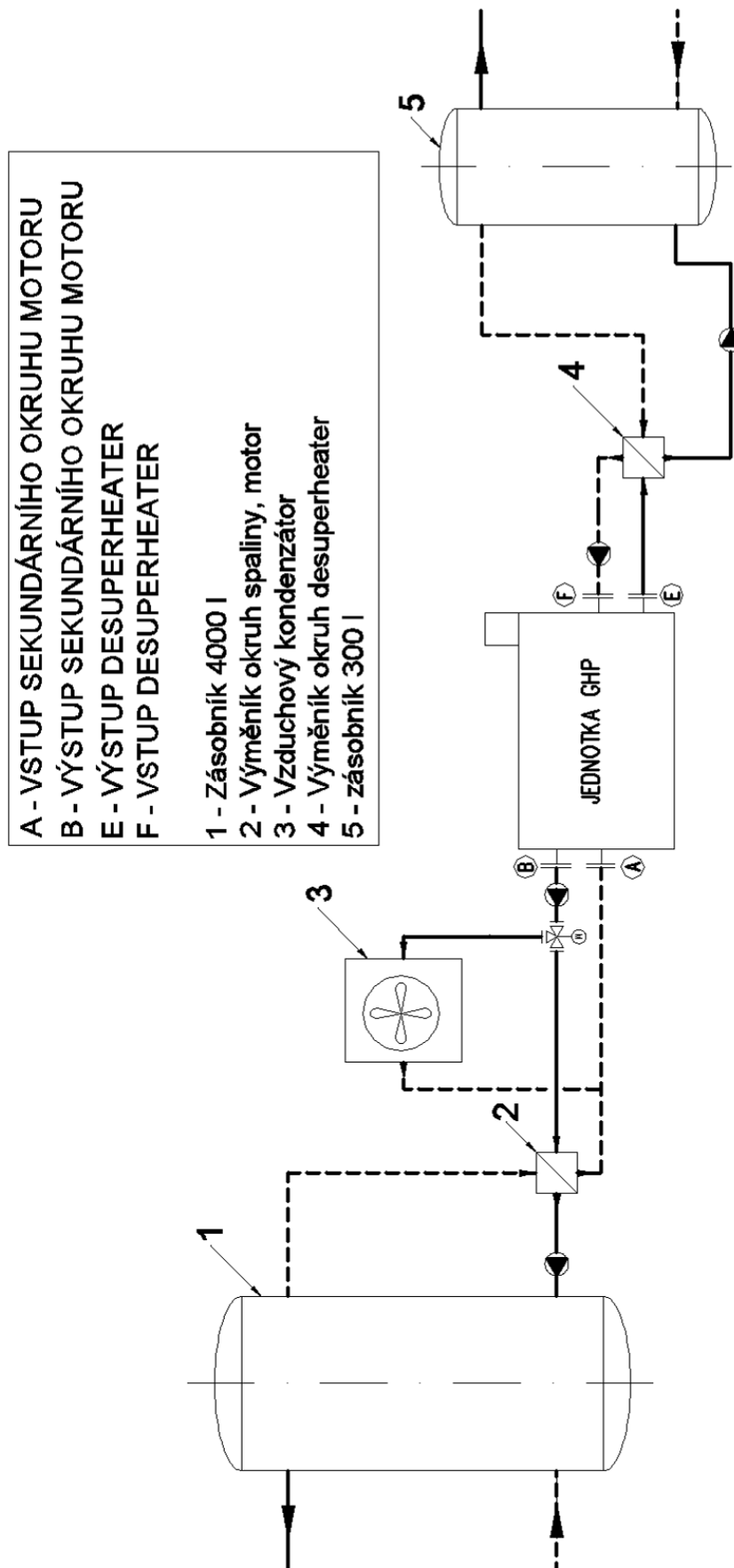
Obr. 5.20 Montáž jednotky ve firmě Steinex a.s., příprava řídicí jednotky

5.5.4 Využití odpadního tepla

Na obrázku 5.21 je funkční schéma využití odpadního tepla z jednotky GHP. Odpadní teplo je odebíráno z jednotky na výstupu *E-F* (desuperheater) a na výstupu *A-B* (teplo z motoru a spalin).

Na výstupu *E-F* je odběr tepla z desuperheateru, který je uvnitř jednotky, realizován prostřednictvím výměníku 4 a teplo je předáváno do zásobníku 5 o objemu 300l. Teplo ze zásobníku je použito pro predehřev vody pro vyvíječ páry, který dodává páru pro technologické účely výroby masných výrobků. Objem tepla dodaného z této části chlazení je menší než teplo dodané z motoru a spalin.

Z výstupu *A-B* je odváděno odpadní teplo z chlazení motoru a spalin. Toto teplo je prostřednictvím výměníku 2 ukládáno do zásobníku 1 o objemu 4 000l. Teplo ze zásobníku je využíváno k přípravě TV pro zaměstnance a pro umývání ve výrobním procesu. Dle obrázku 5.21 je okruh výroby TV vybaven dochlazovací smyčkou. Tato smyčka je v provozu v případě, kdy nastane situace, že zásobník 1 už je ohřátý a přesto je zapotřebí odvádět odpadní teplo ze spalin a motoru. Chlazení je v provozu v podstatě 24 hodin denně, částečně z důvodu výroby, ale hlavně z důvodu chlazení skladovacích prostor. Může nastat situace, že zásobník o objemu 4000 l už nadále není schopen odebírat teplo. Toto může nastat v nočních hodinách, v případě provozní pauzy. Teplo z motoru a spalin je přesto nutné odvádět.



Obr. 5.21 Funkční schéma využití odpadního tepla z jednotky GHP

V tomto případě je teplo odváděno do ovzduší za pomoci vzduchem chlazeného kondenzátoru 3 a třicestného ventilu. Ventil se otevře v případě vysoké vratné teploty za zásobníku 1 a odvede přebytečné teplo do ovzduší.

Oba okruhy pro odvádění odpadního tepla jsou naplněny glykolovou směsí z důvodu omezení rizika zamrznutí, potrubí je vedeno venkovním prostorem.

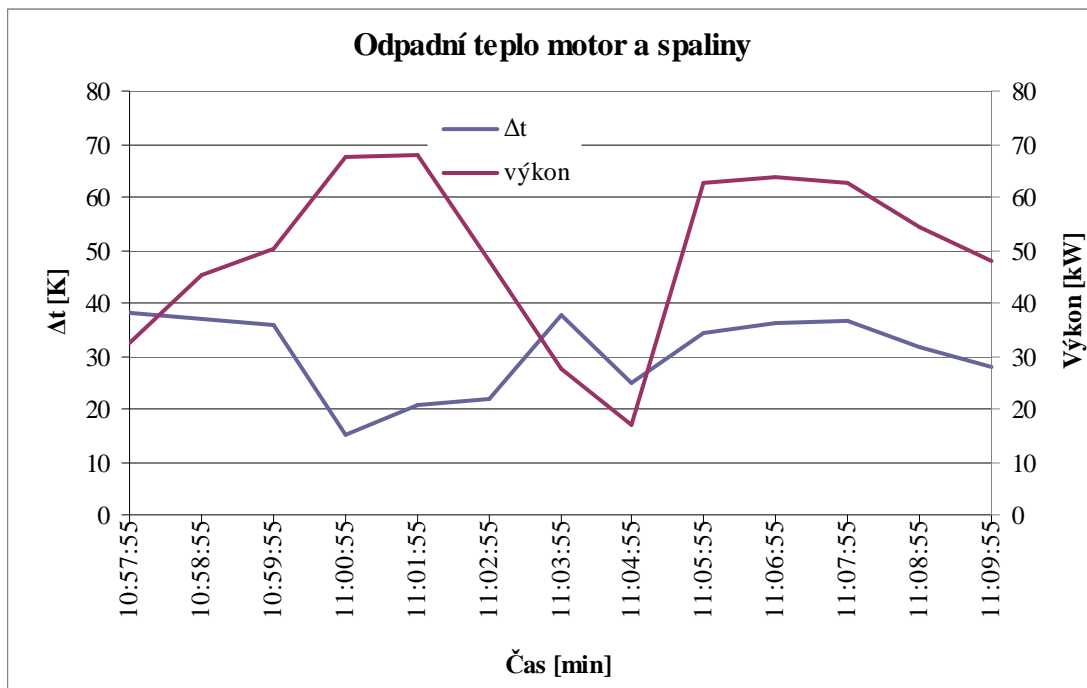
V rámci vyhodnocení jednotky bylo provedeno měření výroby odpadního tepla. Na obrázku 5.22 je znázorněna instalace ultrazvukového průtokoměru na okruh odpadního tepla z motoru a spalín.



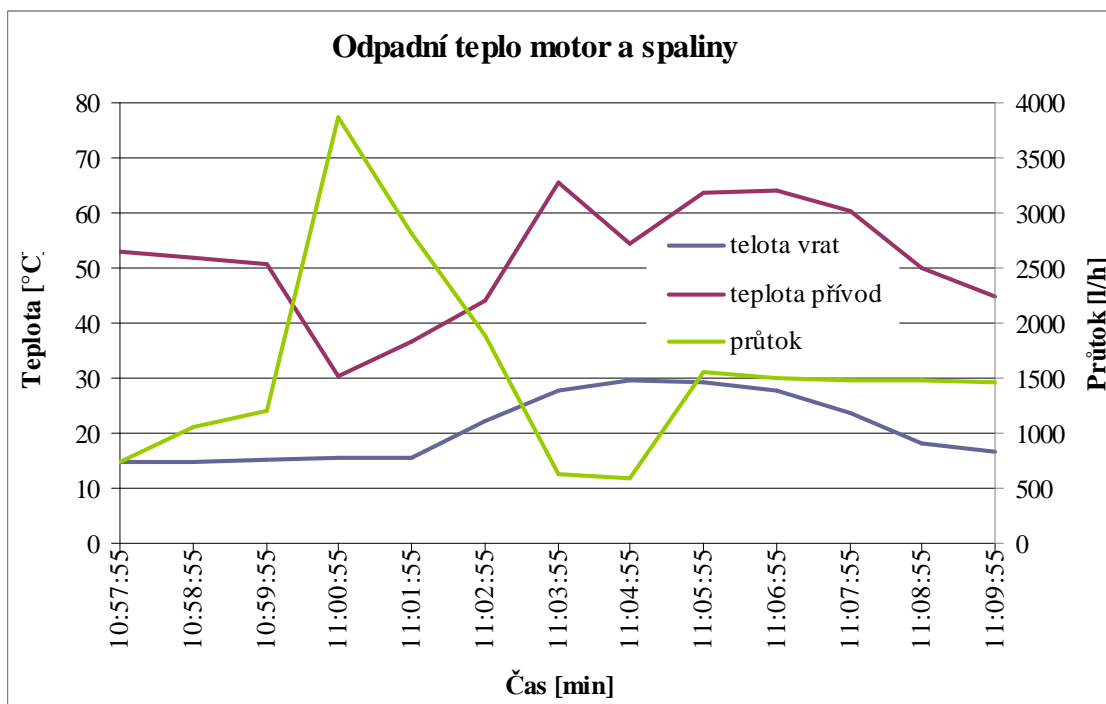
Obr. 5.22 Měření průtoku vody na potrubí pro využití odpadního tepla z motoru a spalín

Na obrázku 5.23 je zobrazen diagram závislosti mezi Δt na straně přívodní a vratné vody z výstupu *A-B* (obrázek 5.21) a tepelným výkonem odpadního tepla z motoru a spalín. Obrázek 5.24 ukazuje průběh teplot přívodu, vratu a průtoku v čase, rovněž pro výstup *A-B* (obrázek 5.21).

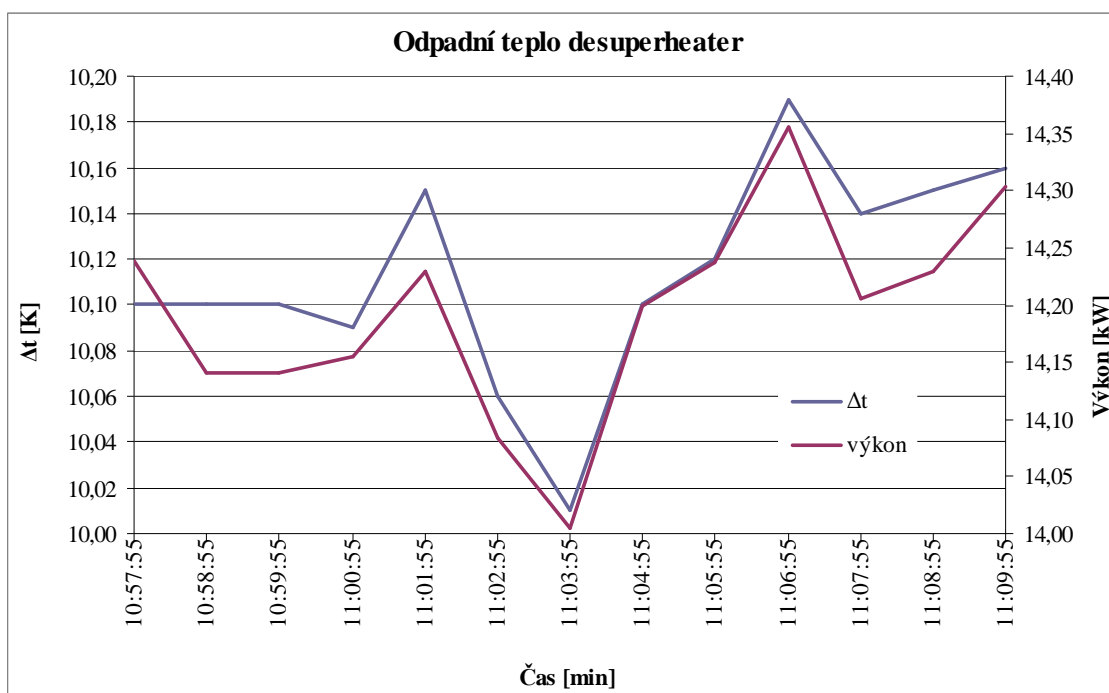
Obrázek 5.25 popisuje tepelný výkon na odpadním teple z desuperheateru, konkrétně je zde vidět závislost závislosti mezi Δt na straně přívodní a vratné vody z výstupu *E-F* (obrázek 5.21) a tepelným výkonem dodávaným desuperheaterem.



Obr. 5.23 Závislost Δt a tepelného výkonu odpadního tepla z motoru a spaliny



Obr. 5.24 Průběh teplot přívodu, vratu a průtoku v čase pro odpadní teplo z motoru a spaliny



Obr. 5.25 Průběh teplot přívodu, vratu a průtoku v čase pro odpadní teplo z desuperheateru

5.5.5 Diskuse a závěr

Instalovaná chladicí jednotka má primárně za účel pokrýt potřebu chladu pro výrobní a skladovací prostory výrobní masných výrobků. Druhým účelem jednotky je využití odpadního tepla, které vzniká při výrobě chladu.

Měření prokázala tepelný výkon na straně odběru odpadního tepla z motoru a spalin až 68 kW. Toto teplo je využíváno přípravě TV pro zaměstnance a pro mytí ve výrobním procesu. Přebytky tepla z tohoto okruhu pro odpadní teplo jsou mařeny pomocí vzduchem chlazeného kondenzátoru. Při měření byl patrný pokles výkonu, když přitom rostl rozdíl teplot mezi přívodem a vratem. Tento jev byl způsoben poklesem průtoku vody. V okruhu je oběhové čerpadlo s plynule říditelnými otáčkami a řídicí jednotka může zpomalit nebo zastavit průtok vody v okruhu odpadního tepla dle potřeby chladicího okruhu.

Tepelný výkon produkovaný na straně odpadního tepla z desuperheateru dosahoval v průběhu měření až 14 kW, předpokládá se, že maximální možná hodnota bude vyšší. Tento výkon je mnohem nižší než u okruhu odpadního tepla ze spalin a motoru. Je nutné si však uvědomit, že většina tepla z chladicího okruhu odchází do kondenzátoru, kde je toto teplo předáno do ovzduší bez dalšího využití. Technicky by samozřejmě

bylo možné a realizovatelné odebírat i teplo z kondenzátoru. Pokud bychom nainstalovali vodou chlazený kondenzátor, mohli bychom využívat i toto kondenzační teplo. Z technologických důvodů na daném provozu není uplatnění pro tak velké množství odpadního tepla, a proto je kondenzační teplo mařeno do ovzduší. Pro menší výkon chladicího zařízení není nutné použít vzduchový kondenzátor a chladivo je dostatečně vychlazené jen s použitím desuperheateru.

Pokud by bylo využíváno pouze kondenzační teplo a nedocházelo by k odběru odpadního tepla ze spalin, motoru a desuperheateru, mělo by to negativní vliv na chod chladicího zařízení. Odběr odpadního tepla z motoru a spalin funguje současně jako účinné chlazení spalovacího motoru, bez kterého bych dosáhli nižší chladicího faktoru COP_{ch} . V kapitolách 5.1 až 5.4 bylo prokázáno, že desuperheateru zvyšuje účinnost chladicího zařízení a proto je žádoucí jeho přítomnost v chladicím okruhu. V ideálním případě by bylo využívat odpadní teplo z motoru, spalin, desuperheateru v kombinaci s kondenzačním teplem. Pak by byla účinnost chladicího zařízení maximální. Tato možnost, však v praxi nemusí vždy nastat, jak bylo zdokumentováno na tomto konkrétním případě instalace chladicího zařízení se spalovacím motorem. I přesto, že nevyužijeme veškeré odpadní teplo, které chladicí zařízení poskytuje, je chladicí jednotka provozována tak jak je to nejlépe možné. Dle vyjádření provozovatele je celková finanční bilance zařízení mnohem přínosnější než výchozí stav před instalací jednotky, když bylo používáno chladicí zařízení na elektřinu.

6 Vlasečnicové výměníky

6.1 Prototyp 1 - Cíle

Cílem práce v této kapitole je vývoj a zhodnocení nových typů vlasečnicových výměníků coby zdroje tepla pro VZT systémy.

V rámci projektu OP Výzkum a vývoj pro inovace: VUT Energetické zdroje, CZ.1.05/3.1.00/13.0274 byly ve spolupráci se Strojní fakultou Vysokého učení technického v Brně na ústavu TZB Stavební fakulty provedeny série experimentů s cílem ověření výkonů několika prototypů vlasečnicových výměníků. Motivací byla snaha ověřit výkonnostní parametry a tím predikovat možnosti komerčního využití tohoto výměníků v soustavách TZB.

6.2 Metodika

6.2.1 Technické provedení vlasečnicových výměníků

Základ vlasečnicového výměníku je vidět na obrázku 6.1. V podstatě jde o svazek vláken, která mohou být uspořádány chaoticky nebo naopak pravidelně. Takovýto svazek vláken je na každém konci opatřen koncovkou, ve které jsou vlákna zalita těsnící hmotou, obrázek 6.2. Koncovka slouží k připojení do potrubí s teplonosnou látkou, obvykle vodou. Výměník může být tvořen několika svazky s různým počtem vláken o různé délce. Na obrázku 6.1 je svazek, který obsahuje 400 vláken. Každé vlákno má vnější průměr 0,8 mm a tloušťka stěny je 0,1 mm. Součinitel přestupu tepla U se pohybuje mezi 1750 až 2100 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, dle kvality vláken a stavu výměníku [51].

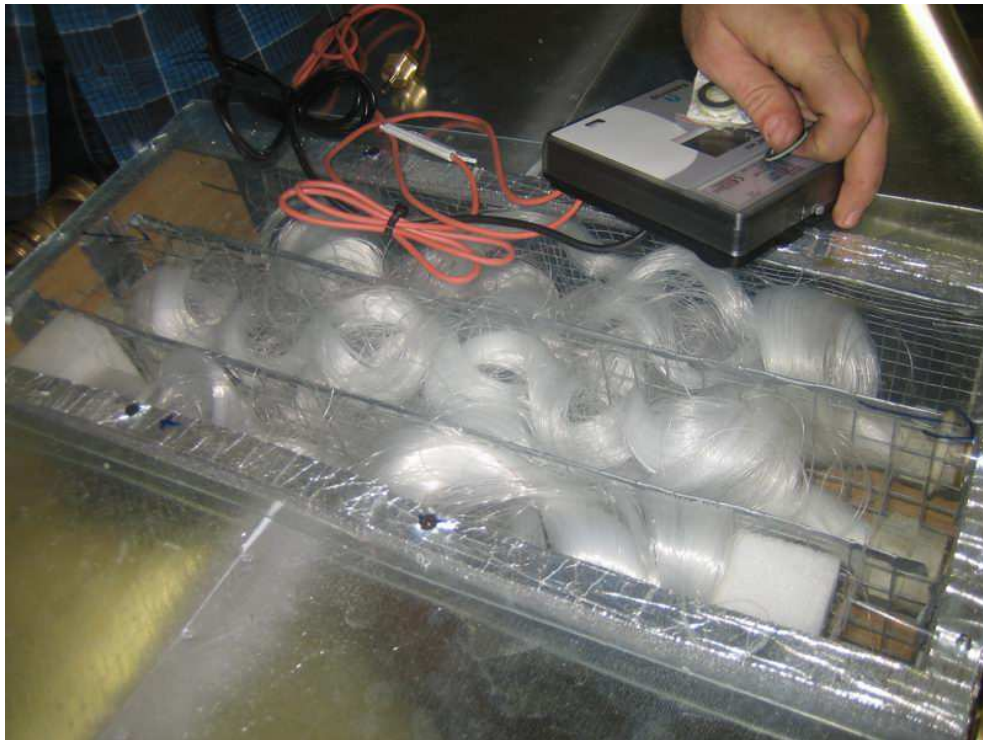
Součinitel prostupu tepla rovněž výrazně ovlivňuje skutečnost, jestli je výměník suchý nebo mokrý vlivem kondenzace vzduchu proudícího skrze výměník.



Obr. 6.1 Svazek vlásečnicového výměníku



Obr. 6.2 Detail koncovky vlásečnicového výměníku



Obr. 6.3 Prototyp 1, vlásečnicový výměník



Obr. 6.4 Měřicí okruh pro vlásečnicové výměníky

Na obrázku 6.3 je zapouzdřený vlásečnicový výměník, jeden z několika, který byl v rámci výzkumného projektu podroben testování. Obrázek 6.4 znázorňuje měřicí okruh se zabudovaným výměníkem v laboratoři TZB Stavební fakulty.

6.2.2 Experimentální ověření výkonu vlásečnicových výměníků

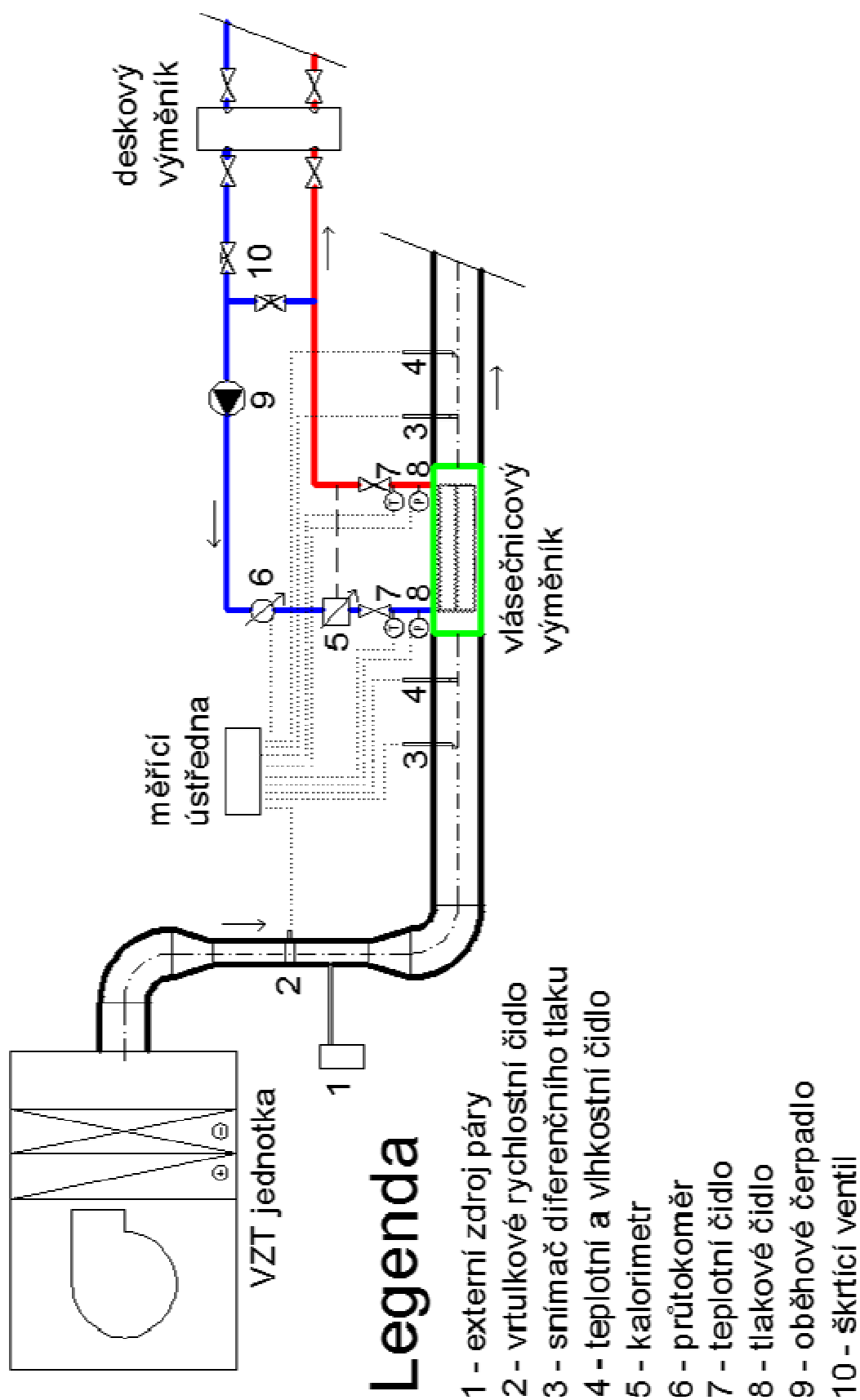
Vlásečnicové výměníky byly testovány na testovacím okruhu, schéma je na obrázku 6.5, tento okruh byl postaven v laboratoři TZB na Stavební fakultě v rámci projektu VUT Energetické zdroje, CZ.1.05/3.1.00/13.0274. Vzduchotechnická jednotka a zdroje tepla chladu byly použity z původní laboratoře. Nově byl dostaven vzduchotechnicky a vodní okruh obsahující nezbytná čidla sledovaných veličin. Seznam použitých čidel a přístrojů je v tabulce 6.1.

Tab. 6.1 Měřicí přístroje použité při experimentu

Přístroj	Vlastnosti
ústředna Ahlborn Almemo 5690-2M	třída přesnosti AA, paměť pro 400 000 naměřených hodnot, celkem 50 vstupů
čidlo 2* Ahlborn vrtulka FVAD 15SMA1	0,2 až 20 m.s ⁻¹ , přesnost: +-1% z rozsahu +-1,5% z měřené hodnoty
čidlo 3 Ahlborn snímač diferenčního tlaku	měřicí rozsah: +-6800 Pa přesnost: +-0,5% (typ.0,1%)
čidlo 4 Ahlborn teplotně vlhkostní FH A646-E1	měřicí rozsahy: teplota -20 až +80°C relativní vlhkost 5 až 98% rH
čidlo 5 Kamstrup Multical 402	přesnost průtokoměr ± 1% přesnost kalkulátor ± 0,15% přesnost snímačů ± 0,4%
Čidlo 6 Ahlborn Průtokoměr VA645GV40	měřicí rozsah: 2 až 40 litrů/min, rozlišení 0,2 l/min přesnost: +-1,5% z rozsahu
čidlo 7 Ahlborn teplotní ZA 9040-FS	do tlaku do 2,5 bar relativní přesnost +-0,5% rozsahu
čidlo 8 Ahlborn tlakové FD A602L4R	měřicí rozsah: -40 až +200°C přesnost ± 0,3%

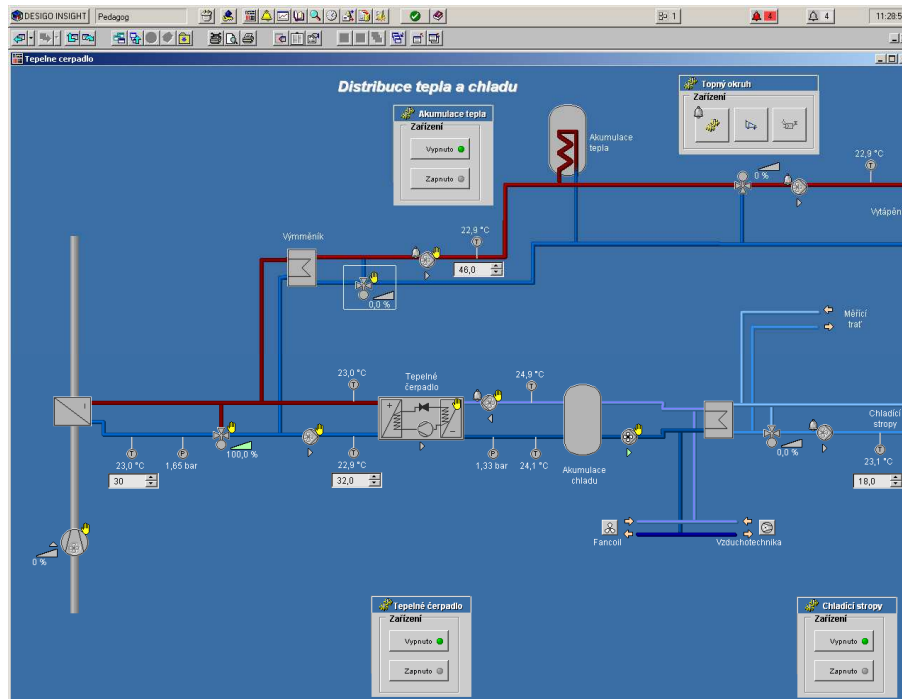
Pozn.: * číslování čidel odpovídá obrázku 6.5

Zkušební okruh je vybaven vzduchotechnickou jednotkou, která je schopná vzduch plně klimatizovat. Celkový vzduchový výkon jednotky je 4000 m³.h⁻¹. V rámci experimentu se pracovalo s průtoky vzduch v řádech stovek m³.h⁻¹.

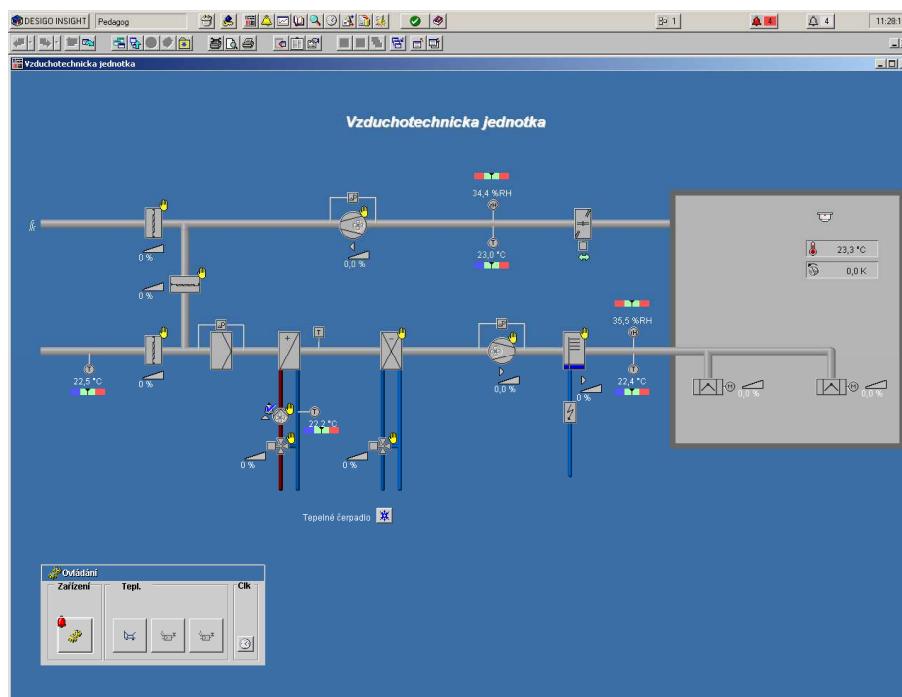


Obr. 6.5 Schéma měřicího okruhu pro vlásečnicové výměníky

Ukázalo se, že zvlhčování vzduchu pro původní jednotku je příliš výkonné a proto byly pořízeny tři malé externí zdroje páry. Vzduchotechnická jednotka a externí zdroje tepla a chladu jsou v laboratoři řízeny centrálně pomocí nadřazeného systému Siemens Desigo Insight prostřednictvím PC, obrázek 6.6 a 6.7.



Obr. 6.6 Řídicí software Desigo Insight – zdroj tepla a chladu

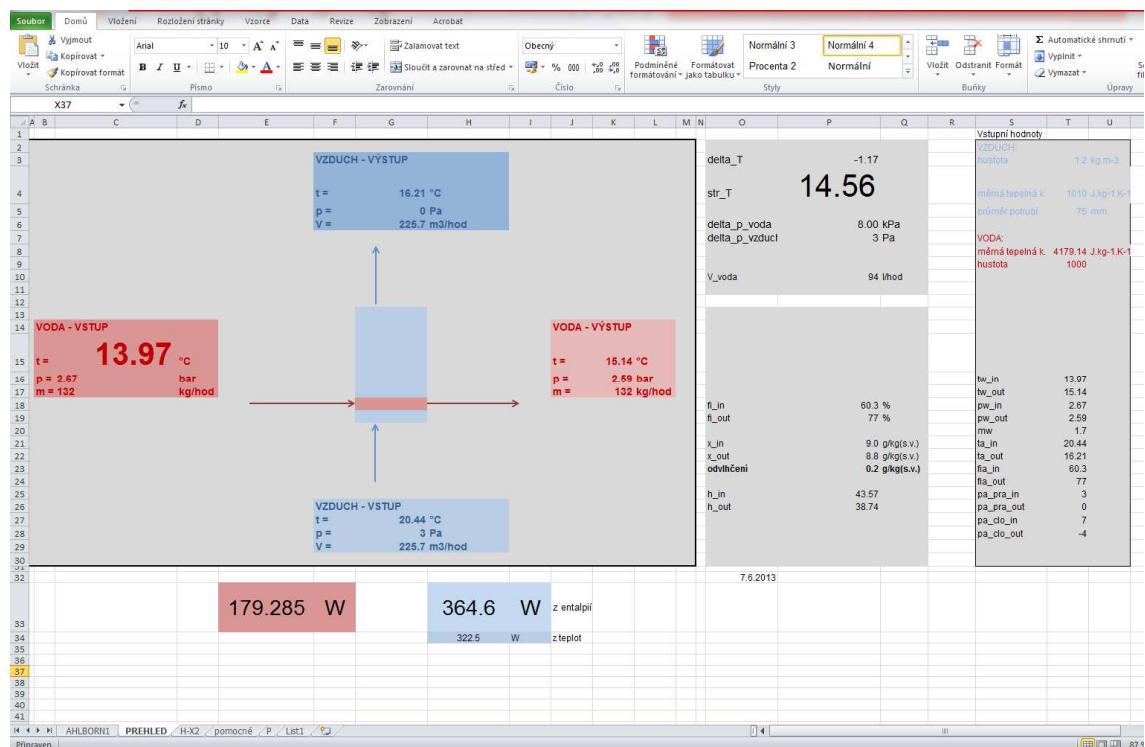


Obr. 6.7 Řídicí software Desigo Insight – VZT jednotka

Zkušební okruh je napojen na několik zdrojů tepla prostřednictvím výměníku tepla dle obrázku 6.5 a dále je napojen i na zdroj chladné vody, kterou vyrábí tepelné čerpadlo umístěné v laboratoři. Chladná voda je do měřicí sestavy dodávána přes akumulární nádrž o objemu 300l, tak aby bylo zajištěno co nejnižší kolísání teploty vody. Patříčné nastavení teplot je možné pomocí škrtkových ventilů na vodním okruhu. Udržení konstantních nebo spíše kvazi-konstantních hodnot teploty nosných látek je klíčové pro přesnost měření výměníků.

Celý zkušební okruh je koncipován tak aby bylo možné měnit parametry na straně vzduchu a vody. VZT jednotka je schopna dodávat vzduch o teplotě t od -5 do $+50$ °C a relativní vlhkosti ϕ od 10% do 100%. Vodní okruh má pracovní parametry o teplotě t od 5 °C do 60 °C.

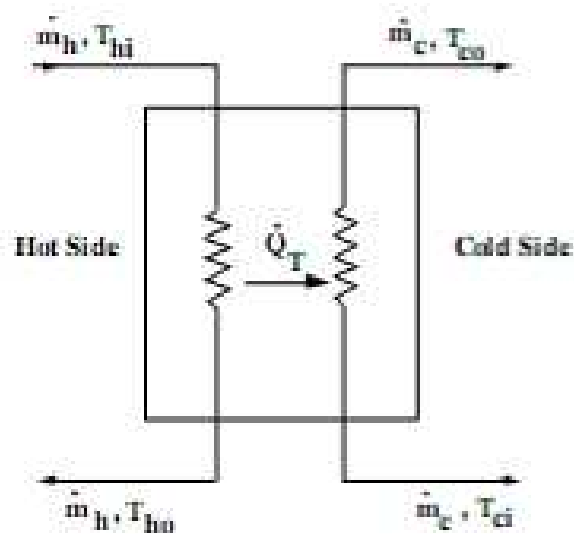
Pro měření výkonu výměníků byla sestavena speciální aplikace v prostředí Microsoft Excel, obrázek 6.8. Tato aplikace byla softwarově propojena s programem AMR Wincontrol, který prostřednictvím ústředny ovládal jednotlivá čidla okruhu. Aplikace Excel umožňovala snímání měřených dat online a současně jejich vyhodnocení pomocí výpočtových vztahů dle kapitoly 6.4, tak aby bylo možné stanovit výkon výměníku. Měření a odečítání dat probíhalo po sekundách.



Obr. 6.8 Softwarová aplikace pro testování výměníků

6.2.3 Výpočtový model výměníku

Pro výpočet účinnosti VV bylo nutné použít adekvátní výpočtový algoritmus, který by umožnil aplikaci na tento typ výměníku. Pokud přijmeme premisu, že výměník tepla je modelován jako zařízení, které je nezávislé na systémovém uspořádání, pak výpočet maximálního možného tepelného výkonu je založen na minimální kapacitě proudící tekutiny a teploty tekutiny na vstupu do výměníku [55], [56]. Výpočtové schéma výměníku je na obrázku 6.9.



Obr. 6.9 Výpočtové schéma výměníku [52]

Výpočet výměníku je založen na efektivitě minimální celkové tepelné kapacity, na účinnosti výměníku ε , a dalších vstupních podmínkách. Vychází se přitom z celkového výkonu výměníku \dot{Q}_T a maximálního výkonu výměníku \dot{Q}_{\max} . Model rozhoduje, zda chladnější nebo teplejší strana výměníku je stranou s minimální tepelnou kapacitou a vypočítá tepelný tok založený na rovnici (6.1).

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} \quad (6.1)$$

Model umožňuje vypočítat teploty kapaliny na výstupu na teplé straně $T_{h,o}$ a na studené straně $T_{c,o}$ z výměníku pomocí vztahů (6.2) a (6.3).

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_h} \right) \quad (6.2)$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} - \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_c} \right) \quad (6.3)$$

V uvedených vztazích je $T_{h,i}$ teplota kapaliny na vstupu na teplé straně a $T_{c,i}$ teplota kapaliny na vstupu na studené straně. C_h a C_c jsou tepelné kapacity na teplé a studené straně. Celkové tepelné kapacity jsou vyjádřeny vztahy (6.4), (6.5), (6.6), (6.7).

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad (6.4)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad (6.5)$$

$$C_{\max} = \text{maximální hodnota z } C_h \text{ a } C_c \quad (6.6)$$

$$C_{\min} = \text{minimální hodnota z } C_h \text{ a } C_c \quad (6.7)$$

Ve vztazích (6.4) a (6.5) a je $c_{p,c}$ a $c_{p,h}$ měrná tepelná kapacita kapaliny na studené a teplé straně výměníku. Pro stanovení maximálního možného tepelného výkonu \dot{Q}_{\max} v daný časový okamžik se použije rovnice (6.8) nebo (6.9).

$$\text{Jestliže } C_{\min} = C_h, \text{ pak } \dot{Q}_{\max} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6.8)$$

$$\text{Jestliže } C_{\min} = C_c, \text{ pak } \dot{Q}_{\max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6.9)$$

Hodnota celkového výkonu celkového výkonu výměníku \dot{Q}_T byla stanovena měřením na straně vody a vzduchu. Maximálního výkonu výměníku \dot{Q}_{\max} byl stanoven výpočtem dle výše uvedených vztahů. Výsledkem výpočtu je stanovení účinnosti výměníku ε . Pokud máme stanovenou účinnost výměníku ε , pak můžeme při různých vstupních teplotách do výměníku na teplé a studené straně dopočítat celkový výkon výměníku.

6.2.4 Experimentální ověření – prototyp 1

První prototyp vlásečnicového výměníku byl podroben testování pro prostý ohřev vzduchu. Na obrázcích 6.10 a 6.11 je znázorněn první prototyp VV. Geometrie výměníku je vidět na obrázku 6.12. Jak bylo uvedeno již výše, prototyp 1 sestává ze tří uhlazených svazků polypropylénových vláken, svazek obsahuje celkem 400 vláken. Každý svazek má délku 750 mm. Vlákně má vnější průměr 0,8 mm a tloušťka stěny je 0,1 mm. Svazky s vlákny byly instalovány do kovového pouzdra tak aby vznikl křížový výměník. Jednotlivé svazky byly od sebe odděleny ne příliš hustou kovovou mřížkou, z důvodu ochrany v případě vyšších rychlostí vzduchu. Pouzdro výměníku bylo opatřeno shora plexisklem, aby bylo možné pozorovat chování vláken a identifikovat tak případně prasklé vlákno, unik vody, či jiné anomálie.



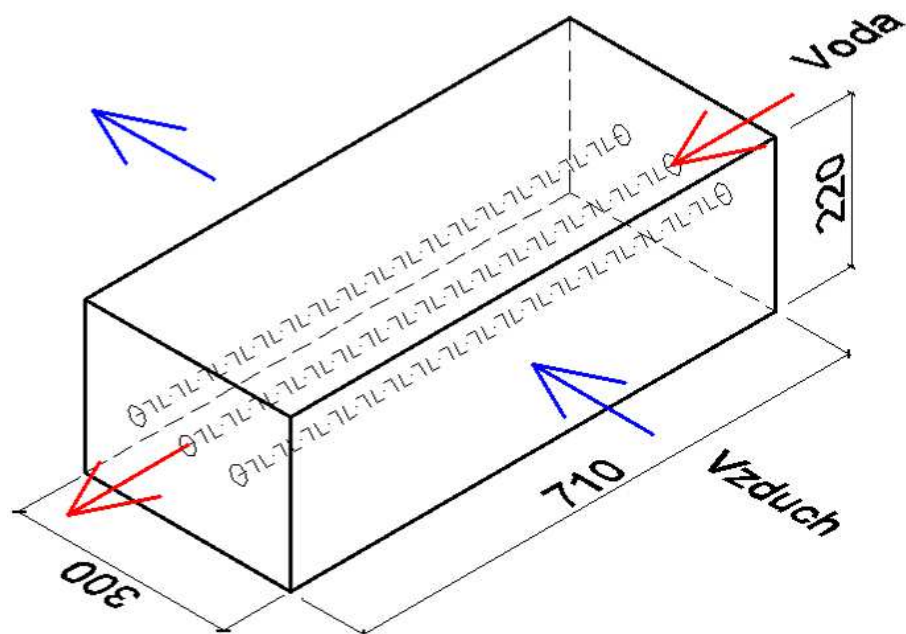
Obr. 6.10 Prototyp 1, vlásečnicový výměník, detail napojení

Byla zrealizována série několika testů. Výsledky byly zaznamenávány až po ustáleném stavu okruhu, to znamená, pokud teploty, vlhkosti a objemové průtoky měli neměnnou hodnotu. Obvykle bylo možné tento stav dosáhnout v řádech desítek minut až hodiny. V rámci zhodnocení výkonu výměníku bylo provedeno porovnání s běžným kovovým výměníkem určeným do VZT jednotky. Od výrobce tohoto výměníku byly převzaty

hodnoty průtoky vody a vzduchu a také teplota vzduchu na vstupu do výměníku. Tyto parametry byly aplikovány na vlásenčnicový výměník.



Obr. 6.11 Prototyp 1, detail



Obr. 6.12 Geometrie prototypu 1

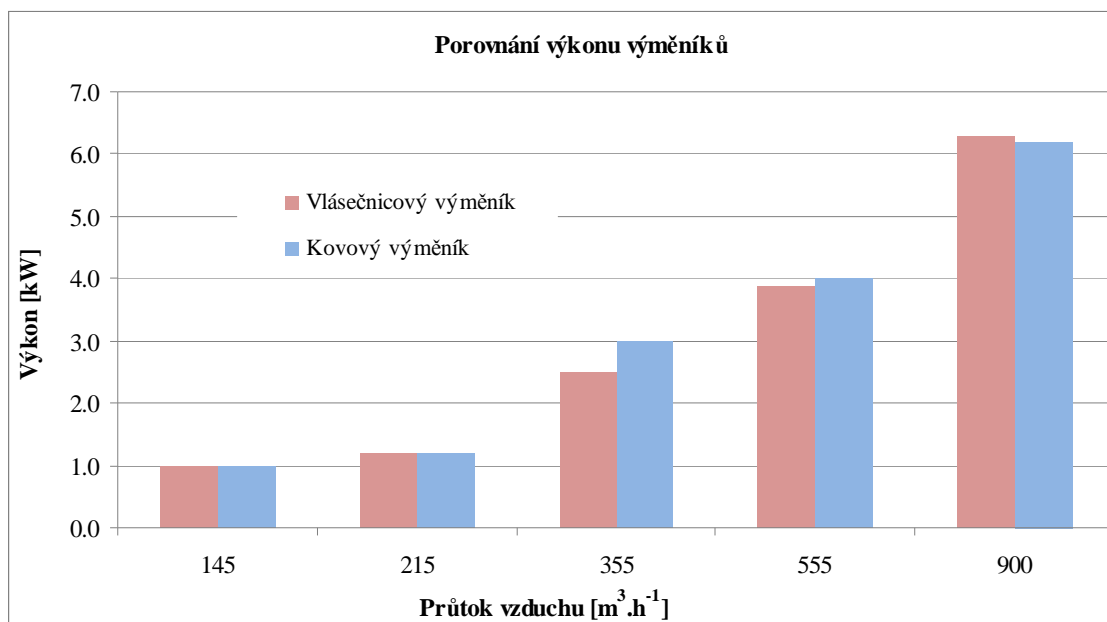
Teplota vody na vstupu do výměníku byla udržována na hodnotě 60 °C. Na straně vzduchu byla teplota na vstupu do výměníku udržována na hodnotě 0 °C.

6.3 Výsledky

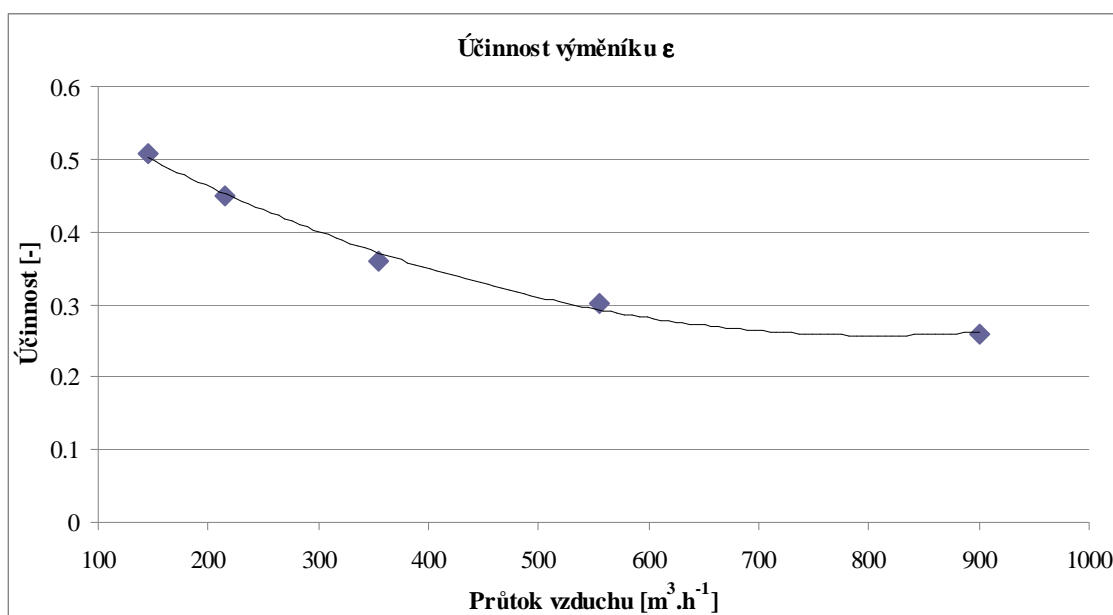
Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce 6.2 a na obrázku 6.13. Průměrná účinnost VV byla stanovena za pomoci měření a výpočtů dle kapitoly 6.4, výsledky jsou v grafu na obrázku 6.14. Výkony kovového výměníku byly převzaty od výrobce.

Tab. 6.2 Výsledky měření VV – prototyp 1

teplota vstup [°C]	voda		teplota vstup [°C]	vzduch		výkon [kW]
	tlak. ztráta [kPa]	Průtok [l.h ⁻¹]		tlak. ztráta [Pa]	průtok [m ³ .h ⁻¹]	
60	4.6	40	0	0.0	145	1.0
60	5.2	50	0	2.4	215	1.2
60	10.8	130	0	15.0	355	2.5
60	13.8	170	0	39.8	555	3.9
60	21.5	270	0	101.4	900	6.3



Obr. 6.13 Porovnání výkonu vlášecnicové výměníku (prototyp1) a kovového výměníku



Obr. 6.14 Účinnost ε VV prototyp1 v závislosti na průtoku vzduchu

6.4 Diskuse a Závěr

Výsledky měření ukazují, že výkon vlásečnicového výměníku při stejných vstupních podmínkách je porovnatelný s běžným typem kovového výměníku. To znamená, že výkonově je možné kovové výměníky nahrazovat VV.

Teplota, kdy je polypropylénové vlákno spolehlivé, je dle praktických zkušeností 80 °C. Tato teplota je postačující a vcelku běžná pro vzduchotechnické aplikace. V experimentu se pracovalo s teplotou 60 °C a nebyly pozorovatelné viditelné deformace nebo poškození vlásečnicových vláken. Velkou předností je nízká hmotnost VV. V experimentu bylo použito kovové pouzdro, ale to by se dalo v praxi nahradit plastovým výrobkem. Celková hmotnost VV je velmi nízká, ve srovnání s kovovým výměníkem. Porovnávaný kovový výměník má hmotnost 20 kg. V případě, že VV umístíme do plastového pouzdra, bude hmotnost zhruba 3 kg. Takový to rozdíl hmotnosti je již markantní a příznivě se promítne do logistiky a ulehčí práci při montáži a údržbě.

Experiment se zabýval tepelným výkonem výměníku, který probíhal v časově omezeném intervalu, kdy nebylo možné vysledovat degradaci VV vlivem času. Nicméně, velice zajímavé by byly výsledky dlouhodobého testování VV v řádech měsíců. Při testování byl tlak ve VV na straně vody na hodnotě 38,8 kPa. V průběhu měření jsme se dostali na hodnotu tlaku až 50 kPa bez úhony výměníku. V pozdějších fázích testování došlo k několika poškození vláken a úniku vody. Toto poškození,

vzniklo vlivem mechanického narušení vlákna při neopatrné manipulaci. Poškozené vlákno je možné velmi jednoduše opravit zatavením pomocí působením tepla plamínku.

6.5 Prototyp 2 - Cíle

V rámci tohoto experimentu proběhlo ověřování výkonu VV, který vycházel z prototypu 1. Byl použit stejný VV jako u prototypu 1, pouze s tím rozdílem, že vlákna výměníku byla načechráná na pracovišti na Strojní fakultě. Na obrázku 6.15 je vidět ve spodní části načechraná vlákna svazku, v horní části obrázku jsou uhlazená vlákna z prototypu 1. Zapouzdřený výměník je na obrázku 6.16.



Obr. 6.15 Porovnání načechraných vláken (prototyp 2) a uhlazených vláken (prototyp 1)

Smyslem experimentu bylo potvrdit nebo vyvrátit hypotézu zlepšení transferu tepla mezi vzduchem a vodou prostřednictvím načechráním vláken. Toto načechránání by mělo teoreticky umožnit lepší přístup vody k vláknu a tím i lepší přenos tepla. U prototypu 1 kde vlákna byla ve svazku uhlazena, se předpokládalo možné snížení přenosu tepla díky tomu, že vlákna byla spolu v těsném kontaktu a bránila tak dokonalému kontaktu se vzduchem, který kolem nich proudí.



Obr. 6.16 Prototyp 2, vlásečnicový výměník s načebranými vlákny

6.6 Metodika

6.6.1 Experimentální ověřování – prototyp 2

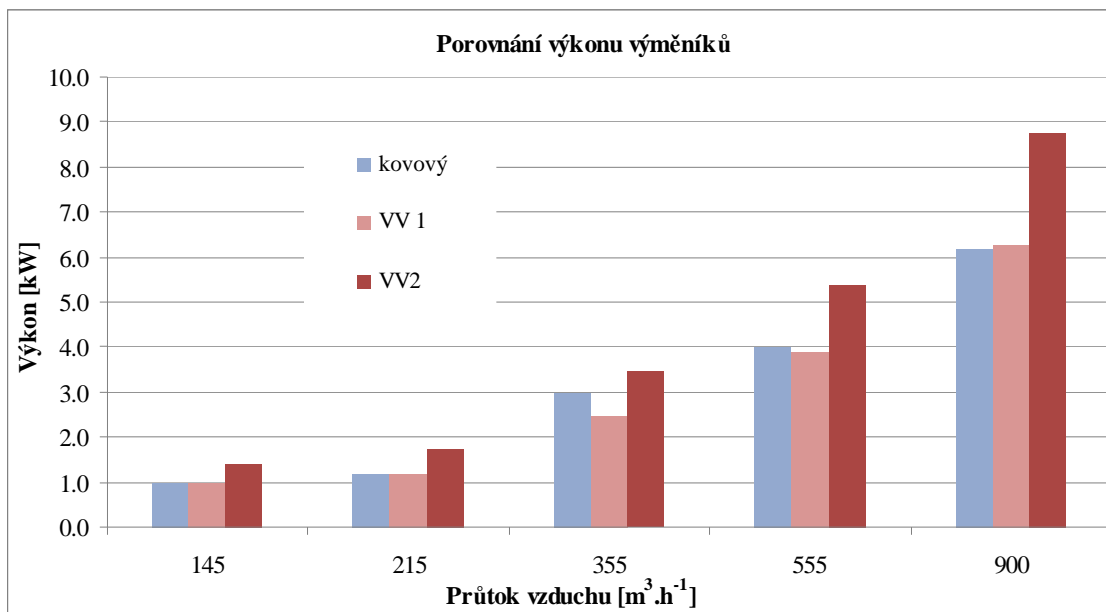
Metodika práce při tomto experimentu byla stejná jako u prototypu 1, popis je v kapitole 6.2. Záměrem při testování bylo dosáhnout stejných testovacích podmínek.

6.7 Výsledky

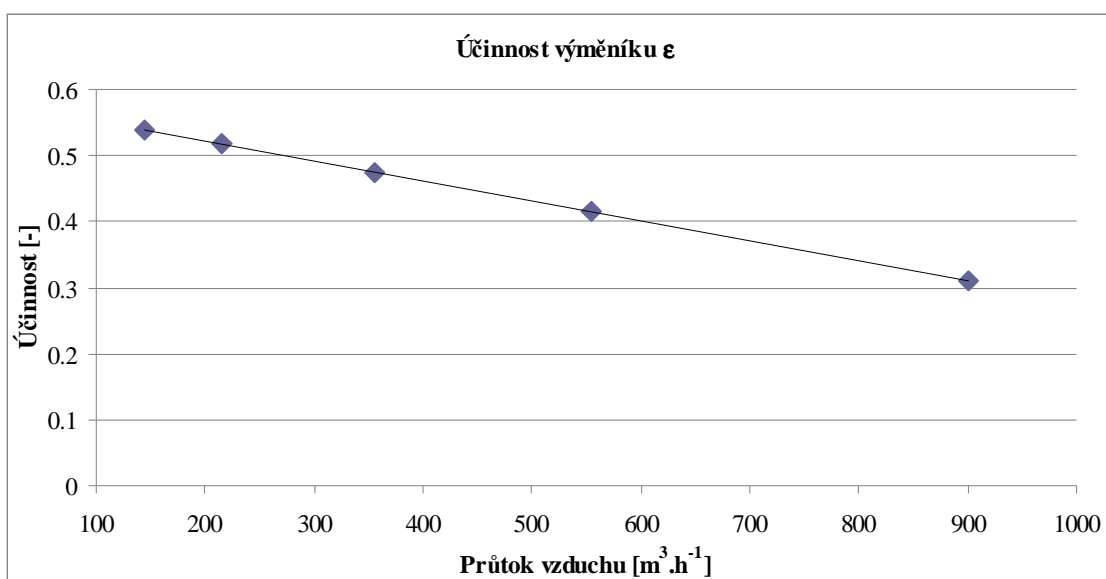
Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce 6.3 a na obrázku 6.17 a 6.18.

Tab. 6.3 Výsledky měření VV – prototyp 2

teplota vstup [°C]	voda		teplota vstup [°C]	vzduch		výkon [kW]
	tlak. ztráta [kPa]	průtok [l.h ⁻¹]		tlak. ztráta [Pa]	průtok [m ³ .h ⁻¹]	
60	2,2	40	0	0,6	145	1,4
60	2,8	50	0	5,6	215	1,7
60	7,9	130	0	17,7	355	3,5
60	10,4	170	0	39,7	555	5,4
60	16,8	270	0	90,7	900	8,8



Obr. 6.17 Porovnání výkonu vlásečnicové výměníku (prototyp 1 a 2) a kovového výměníku



Obr. 6.18 Účinnost ϵ VV prototyp 2 v závislosti na průtoku vzduchu

6.8 Diskuse a Závěr

Na obrázku je vidět porovnání výkonu prototypu 1 s prototypem 2 a stejným kovovým výměníkem použitým pro srovnání i v případě prvního měření. Toto porovnání ukázalo, že načechrání výměníků mělo pozitivní vliv na účinnost výměníků a účinnost vzrostla oproti prototypu 1. To také potvrzují výsledky uvedené v tabulce a grafu. Průměrná účinnost VV byla stanovena za pomoci měření a výpočtů dle kapitoly 6.4, výsledky jsou

v grafu na obrázku 6.18. Průtoky vody a vzduchu byly při experimentu stejné jako u prototypu 1. Rozdílné byly výsledné tlakové ztráty na straně vody i vzduchu, což je v souladu s logickým předpokladem, že vlákna již nejsou uhlazena a proto kladou větší odpor jak vodě, tak i vzduchu. Závěrem je možno říci, že prototyp 2 vykazoval lepší parametry v přenosu tepla než prototyp 1 a klasický kovový výměník.

Tlaková ztráta na straně vzduchu byla u prototypu 2 nižší než u prototypu 1, což je přínosné. Čím nižší tlakové ztráty výměník má, tím má výměník lepší ekonomickou bilanci provozu. Návrh ventilátoru VZT jednotky se odvíjí od velikosti tlakových ztrát a průtoku vzduchu. Právě komponenty VZT jednotky se podílí markantně na tlakových ztrátách vzduchotechnického systému.

6.9 Prototyp 3 - Cíle

Prototyp 3 se vyznačoval inovací, která spočívala v tom, že svazek vláken se umístil do kruhového potrubí. Potrubní výměníky tepla jsou velmi praktické pro montáž do vzduchotechnických jednotek, protože malé jednotky jsou s oblibou instalovány do kruhových potrubí. Cílem experimentu bylo ověřit výkon výměníku, prototypu 3.

6.10 Metodika

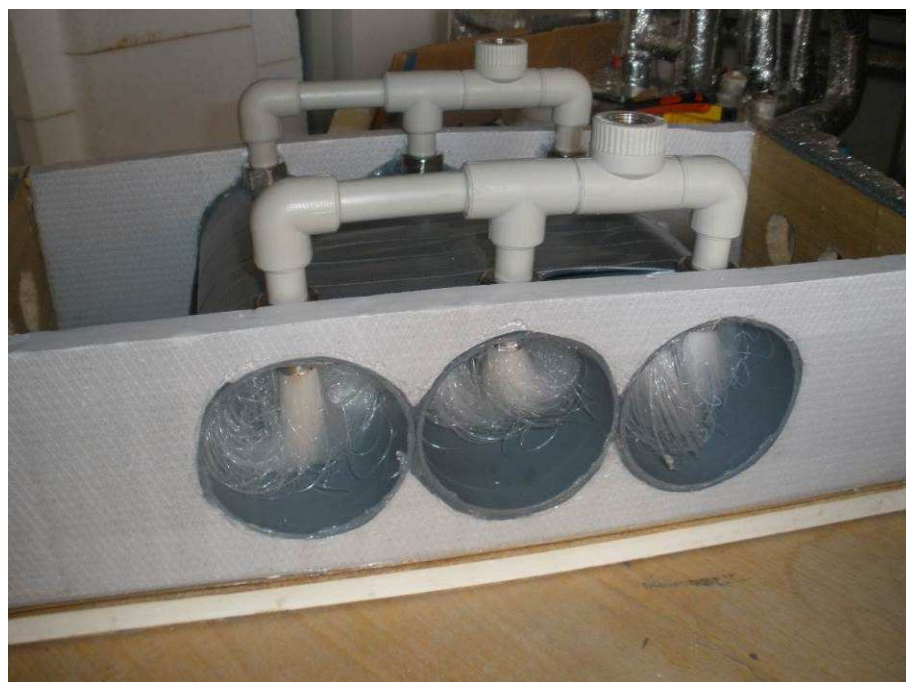
6.10.1 Experimentální ověřování – prototyp 3

Metodika práce při tomto experimentu byla stejná jako u prototypu 1, popis je v kapitole 6.2. Záměrem při testování, bylo dosáhnout stejných testovacích podmínek. Proud vzduchu ve výměníku proudil souběžně s vlákny, výměník je možné charakterizovat jako souprůdý. Byly použity tři svazky načebraných vláken jako u prototypu 2. Tyto tři svazky se umístily do tří plastových trubek DN 100, v každé trubce byl jeden svazek, obrázek 6.19.

Detail umístění vláken v kruhovém potrubí je na obrázku 6.20. Vlákna vstupují do kruhového potrubí shora, projdou celou délkou potrubí a opět vystupují horní částí potrubí. Délka plastové potrubí je 300 mm. Prostupy svazků skrze potrubí bylo utěsněno, stejně tak celé pouzdro výměníku, aby nedocházelo k únikům vzduchu. Před započítáním experimentů byly prováděny kouřové zkoušky, které měly potvrdit těsnost výměníku na straně vzduchu.



Obr. 6.19 Prototyp 3, vlásečnicový výměník v kruhovém potrubí



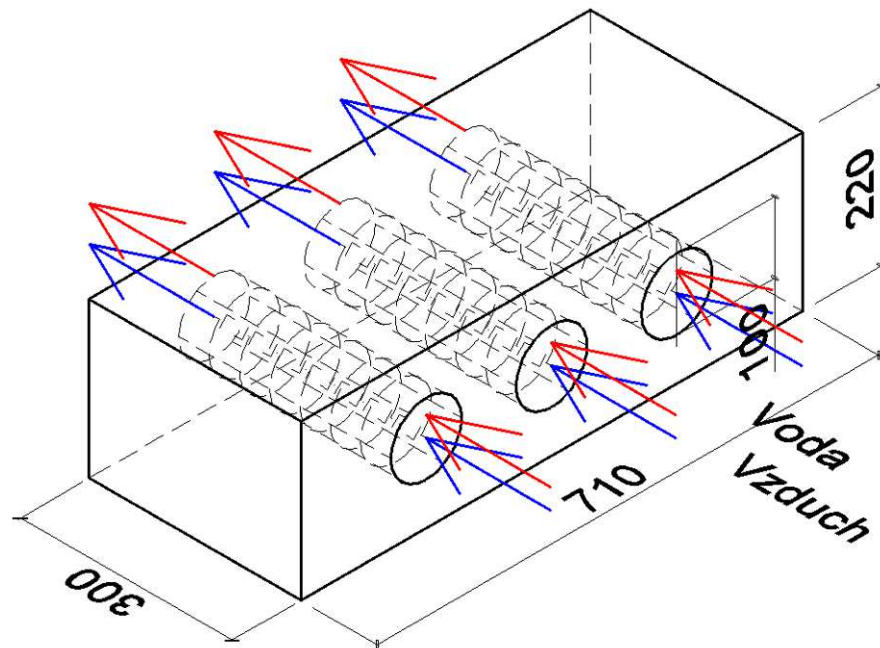
Obr. 6.20 Detail umístění vláken v potrubí, prototyp 3



Obr. 6.21 Prototyp 3 s přechodovými kusy před instalací do měřicího okruhu

Pouzdro prototypu 3 je tvořeno krabicí ve tvaru kvádru, a proto bylo nutné nainstalovat přechodové kusy, tak aby bylo možné výměník nainstalovat do měřicího okruhu, který má kruhové potrubí, obrázek 6.21.

U prototypu 3 se předpokládá nárůst tlakových ztrát na straně vzduchu oproti dvěma předchozím prototypům. Je to dáno tím, že čistý průřez potrubí, ve kterém jsou umístěny vlasečnice, je menší, než v předchozích prototypích. Tento předpoklad se později potvrdil. Na obrázku 6.22 je znázorněn geometrický model prototypu 3.



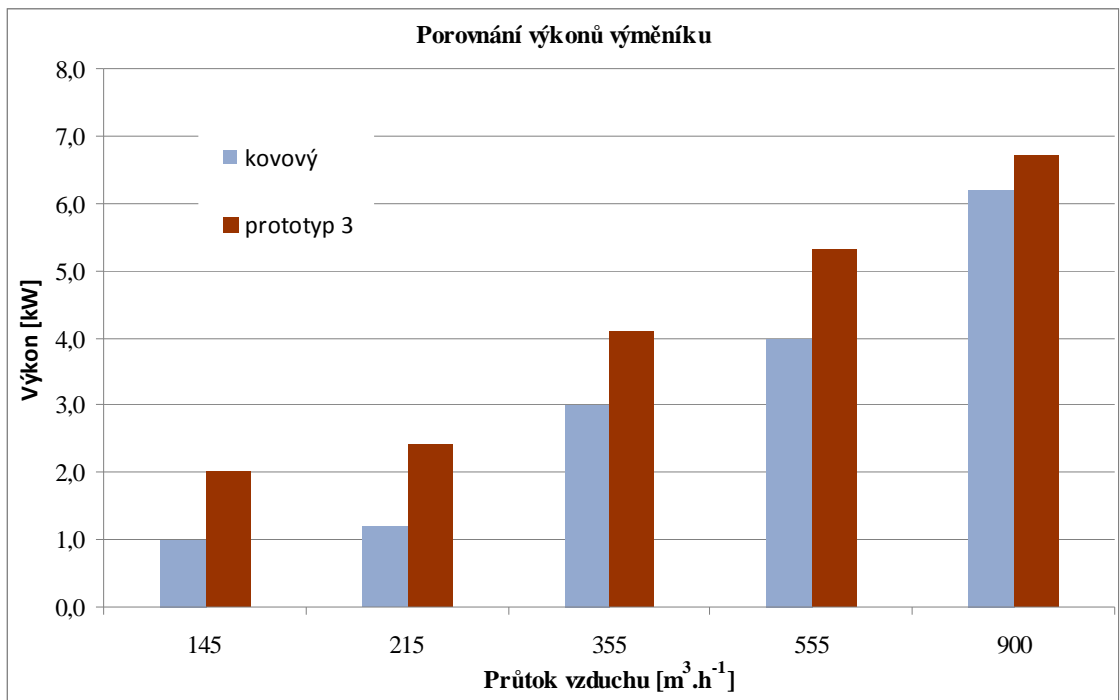
Obr. 6.22 Geometrie prototypu 3

6.11 Výsledky

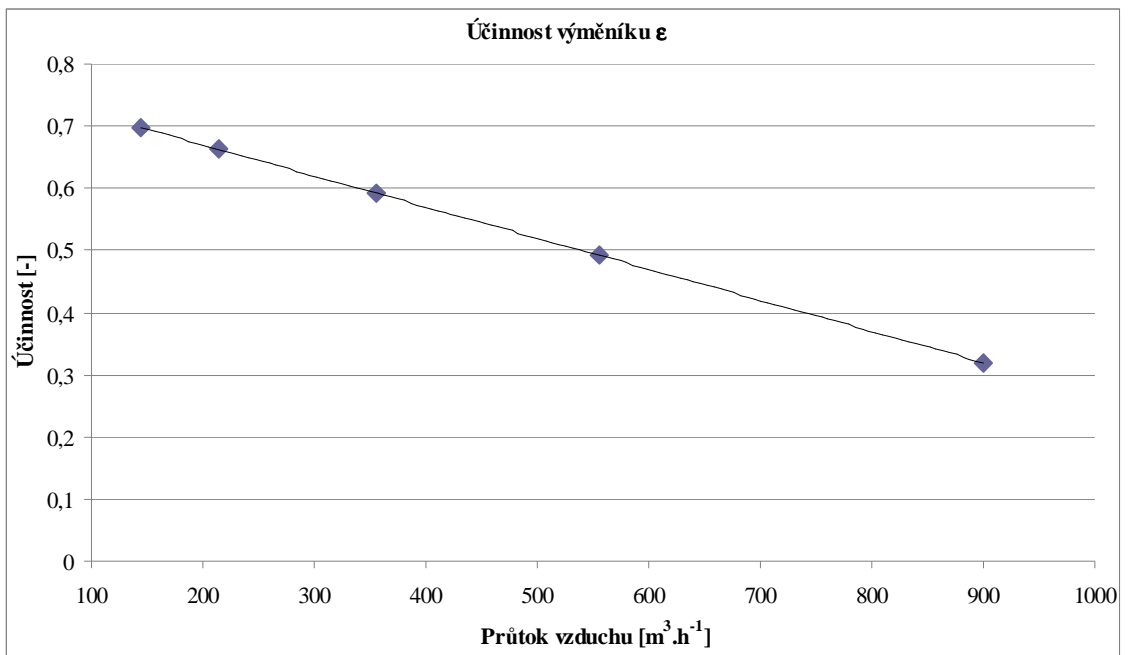
Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce 6.4 a na obrázku 6.23 a 6.24. Porovnání tlakových ztrát jednotlivých výměníků jsou na obrázku 6.25 a 6.26.

Tab. 6.4 Výsledky měření VV – prototyp 3

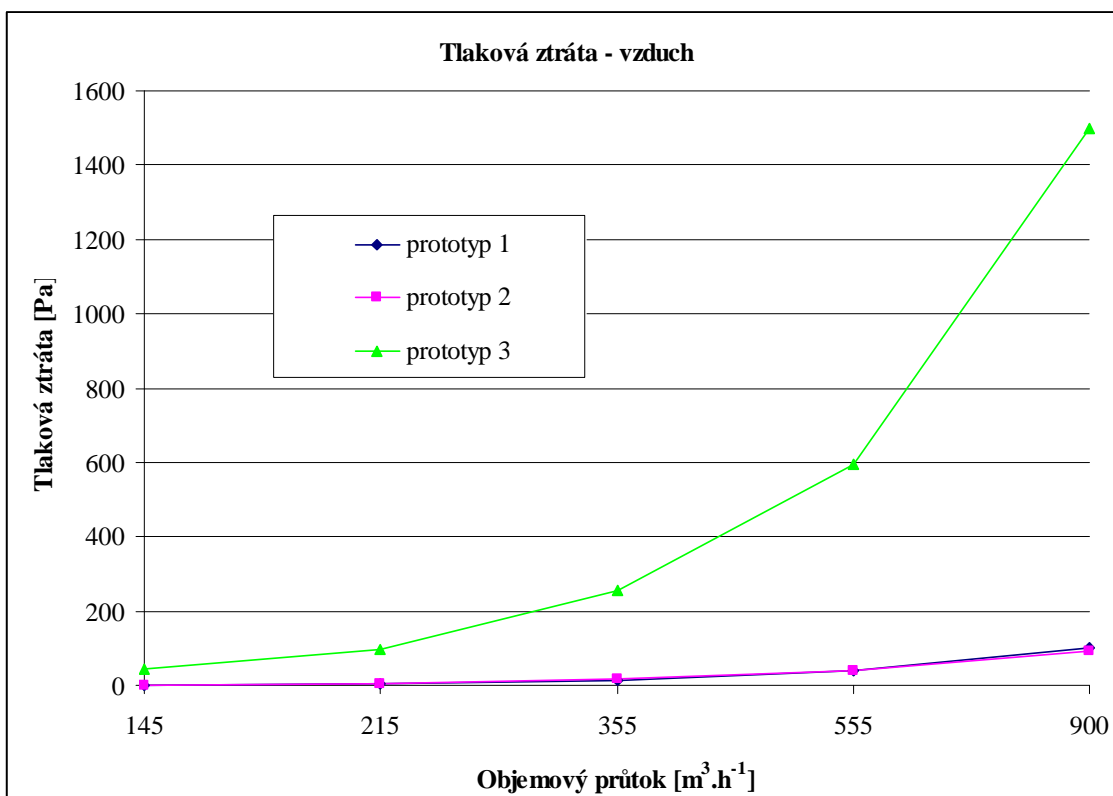
teplota vstup [°C]	voda tlak. ztráta [kPa]	průtok [l.h ⁻¹]	teplota vstup [°C]	vzduch tlak. ztráta [Pa]	průtok [m ³ .h ⁻¹]	výkon [kW]
60	2,5	40	0	45,3	145	2,0
60	2,9	50	0	98,5	215	2,4
60	8,2	130	0	254,7	355	4,1
60	15,2	170	0	593,5	555	5,3
60	32,7	270	0	1497,6	900	6,7



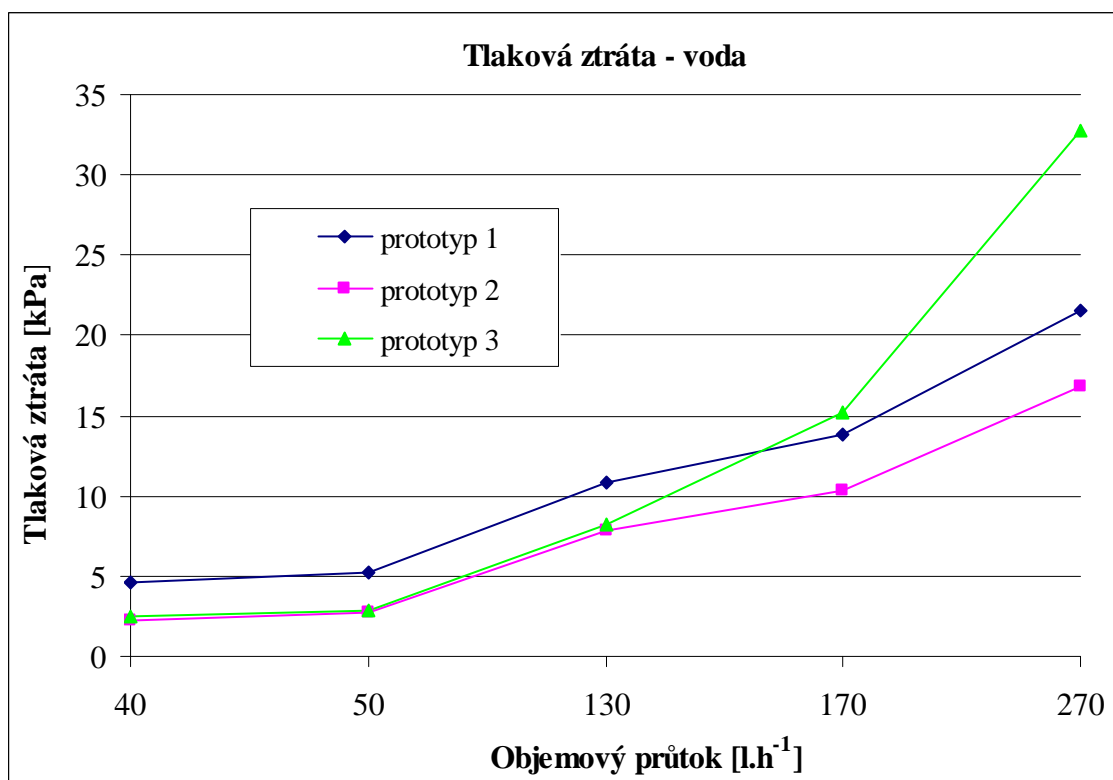
Obr. 6.23 Porovnání výkonu vlasečnicové výměníku (prototyp 3) a kovového výměníku



Obr. 6.24 Účinnost ϵ VV prototyp 3 v závislosti na průtoku vzduchu



Obr. 6.25 Porovnání tlakových ztrát prototypů na straně vzduchu



Obr. 6.26 Porovnání tlakových ztrát prototypů na straně vody

6.12 Diskuse a závěr

Obrázek 6.24 ukazuje porovnání prototypu 3 s kovovým výměníkem použitým pro srovnání i v případě prvního měření prototypu 1. Průměrná účinnost VV byla stanovena za pomoci měření a výpočtů dle kapitoly 6.4, výsledky jsou v grafu na obrázku 6.24. Lze konstatovat, že účinnost výměníků klesá s rostoucími průtoky teplotnosných látek. Tato skutečnost je zdokumentovaná na diagramech účinností výměníků u všech měřených prototypů vlásečnicových výměníků. Prototyp 3 vykazuje vyšší tepelný výkon ve srovnání s posuzovaným kovovým výměníkem.

Umístění svazku vlásečnic do potrubí způsobilo vyšší tlakové ztráty než u předchozích prototypů. V případě prototypu 3 jsou naměřené tlakové ztráty na straně vzduchu na velmi vysokých hodnotách. Tyto vysoké hodnoty jsou zvláště u vyšších průtoků vzduchu limitující pro případné praktické využití. Negativní efekt vysokých ztrát by se dal omezit na straně konstrukce výměníku tím, že by se vlásečnice uložily do potrubí s vyšší dimenzí, než tomu bylo u prototypu. Další možností by bylo umístění svazku do delšího potrubí o stejné dimenzi, tak aby vlákna nebyl příliš natěsnaná a nezužovala tak profil potrubí. Nadměrné tlakové ztráty prodražují provoz VZT jednotky vyšší spotřebou elektřiny pro ventilátory. Porovnání tlakových ztrát jednotlivých prototypů na straně vzduchu je uvedeno na obrázku 6.25.

Jednoznačně lze říci, že prototyp 3 vykazoval pro dané průtoky vzduchu největší tlakovou ztrátu. Je to dáno i tím, že průtočná plocha prvních dvou prototypů je $710 \times 220 \text{ mm}$, $A = 0,156 \text{ m}^2$. Průtočná plocha třetího prototypu je $3 \times \text{DN}100$, $A = 0,024 \text{ m}^2$. Čili průtočná plocha prototypu 3 je zhruba 6x menší než u prototypu 1 a 2. hovořím pouze o teoretické průtočné ploše. Reálná průtočná plocha je u všech prototypů ještě nižší, protože je třeba uvažovat ještě zmenšení plochy o plochu vlásečnic, které jsou uloženy ve výměníku. Tuto plochu vlásečnic v podstatě nelze teoreticky vyčíslit. Vlásečnic je ve výměníku příliš mnoho (1200 vláken) a tyto vlákna jsou víceméně stochasticky rozložená. Zvláště ve výměníku 3, ve kterém byla vlákna několikrát přeložena.

Na obrázku 6.26 je graf závislosti tlakové ztráty na průtoku vody vlákny u jednotlivých prototypů. Na základě výsledků je možné říci, že prototypy 1 a 2 mají podobnou charakteristiku tlakových ztrát na straně vody. Zajímavé je, že načechraná vlákna prototypu 2 vykazují nižší ztrátu než vlákna rovná. Prototyp 3 se s průběhem tlakové ztráty vymyká prototypu 1 a 2. Při vyšších průtocích vykazuje větší tlakové ztráty než

ostatní prototypy. Tento jev přisuzuji uložení vláken v potrubí, toto uložení je velmi těsné a nepravidelné.

6.13 Prototyp 4 - Cíle

Prototyp 4 byl atypickým výměníkem oproti předchozím zkoumaným prototypům. Cílem experimentální práce bylo zjištění možnosti kondenzace na vláknech. Kondenzace je důležitým průvodním jevem při odvlhčování vzduchu. Jedním z možných způsobů využití kondenzace by bylo získávání vody v pouštních přímořských oblastech, kde je k dispozici vlhký vzduch a současně málo pitné vody. Při nočním provozu by bylo teoreticky možné získávat pitnou vodu ochlazením a kondenzací vlhkého vzduchu. Na základě této motivace bylo prováděno měření, které sledovalo způsob a množství kondenzace na VV. Byl předpoklad, že právě využití vlásečnic umožňuje rychlý odtok vody do sběrné nádoby po jednotlivých vláknech. Takovýto způsob získávání vody by mohl být efektivnější, než při užití běžného kovového výměníku, kde je zároveň riziko koroze. V případě užití nerezových výměníků je omezujícím faktorem nízký součinitel přestupu tepla u nerezové oceli.

6.14 Metodika

6.14.1 Experimentální ověřování – prototyp 4

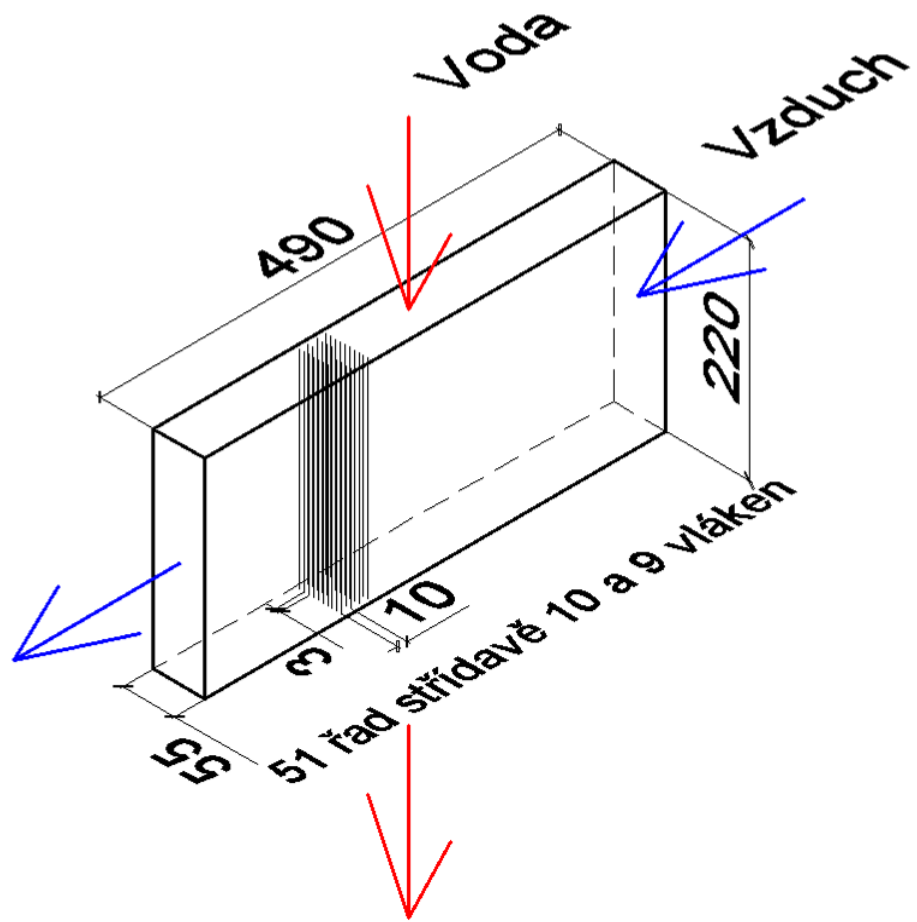
Na obrázku 6.27 je zapouzdřený prototyp 4 VV pro testování kondenzace. Boční stěna je vybavena zasklením, aby bylo možné pozorovat kondenzaci na vláknech. Na obrázku 6.28 je detail prototypu 4, zapuštění mikrovláken do rozvodné desky výměníku. Vlákna jsou uspořádána pravidelně, celkem v 51 řadách, střídavě jsou uspořádány ve výměníku řady s 9 a 10 vlákny. Rozestup mezi řadami je 10 mm, vzdálenost mezi vlákny v řadě je cca 3 mm. Vlastní výměník je původně chladič z automobilu, který byl upraven pro účely experimentu.



Obr. 6.27 Zapouzdřený VV prototyp 4



Obr. 6.28 Detail na uchycení vláken, VV prototyp 4



Obr. 6.29 Geometrie prototypu 4



Obr. 6.30 Osazování prototypu 4 do měřicí tratě

Vlákna byla připevněna do těla výměníku pomocí speciální pryskyřice. V tomto případě šlo o technologicky velmi náročnou proceduru, která se realizovala na Strojní fakultě. Geometrie výměníků a směr proudění teplotnosných látek je na obrázku 6.29. V případě prototypu 4 šlo o křížový výměník, vzduch proudil ve vodorovném směru po délce výměníku a voda proudila výměníkem shora dolů. Na obrázku 6.30 je vidět osazován prototypu do měřicí tratě. Na obrázku 6.31 je zachycen detail kondenzace na vláknech. Vlákna nebyla v případě toho experimentu nijak upravována za účelem zvýšení hydrofobizace.



Obr. 6.31 Kondenzace na vláknech výměníku

Výměník byl osazen v měřicí trati v mírném sklonu ve směru k místu, kde se zachytával kondenzát. Kondenzát následně odkapával do odměrného válce.

6.14.2 Výpočtové vztahy pro stanovení teoretického množství kondenzace

Při experimentálním hodnocení kondenzace vody na VV byly porovnány dva způsoby určení množství kondenzátu. Prvním způsobem bylo měření odkapávající množství kondenzátu. Druhým způsobem, dalo by se říci kontrolním, bylo stanovení množství kondenzátu výpočtem dle psychrometrických vztahů.

Měrnou vlhkost proudu vzduchu je možné stanovit dle vztahu:

$$x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_D''}{p - \rho \cdot p_D''} \quad (6.10)$$

Kde je

- φ relativní vlhkost [%],
- p_D'' tlak syté vodní páry [Pa],
- p tlak atmosférického vzduchu [Pa],
- ρ hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

Tlak syté páry je možné určit ze vztahu 6.11.

$$p_D'' = \exp\left(\frac{23,58 - 4044,6}{235,6 + t}\right) \quad (6.11)$$

Kde je

- t teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$].

Pokud stanovíme měrnou vlhkost na vstupu do výměníku a na výstupu z výměníku na straně vzduchu, můžeme stanovit teoretické množství kondenzátu. Toto množství je teoretické, protože část zkondenzovaného vzduchu je uneseno proudem vzduchu pryč do odvodního potrubí.

Pro stanovení tepelného výkonu přeneseného vzduchem je nejprve nutné určit entalpií :

$$h = 1,01 \cdot t + (2500 + 1,872 \cdot t) \cdot x \quad (6.12)$$

Kde je

- t teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],
- x měrná vlhkost vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$].

Celkový přenesený tepelný výkon výměníkem sestává z výkonu citelného a latentního, protože dochází ke kondenzaci. Přenesený citelný tepelný výkon je potom možné vyjádřit vztahem:

$$Q_{cit} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (6.13)$$

Kde je

ρ hustota vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],

\dot{V} objemový průtok [m^3s^{-1}],

c měrná tepelná kapacita [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$],

$t_{2,1}$ teplota vzduchu na výstupu z výměníku a vstupu do výměníku [$^{\circ}\text{C}$].

Přenesený celkový tepelný výkon je potom možné vyjádřit vztahem:

$$Q_{cel} = \rho \cdot \dot{V} \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.14)$$

Kde je

ρ hustota vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],

\dot{V} objemový průtok [m^3s^{-1}],

$h_{2,1}$ entalpie vzduchu na výstupu z výměníku a vstupu do výměníku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$].

6.15 Výsledky

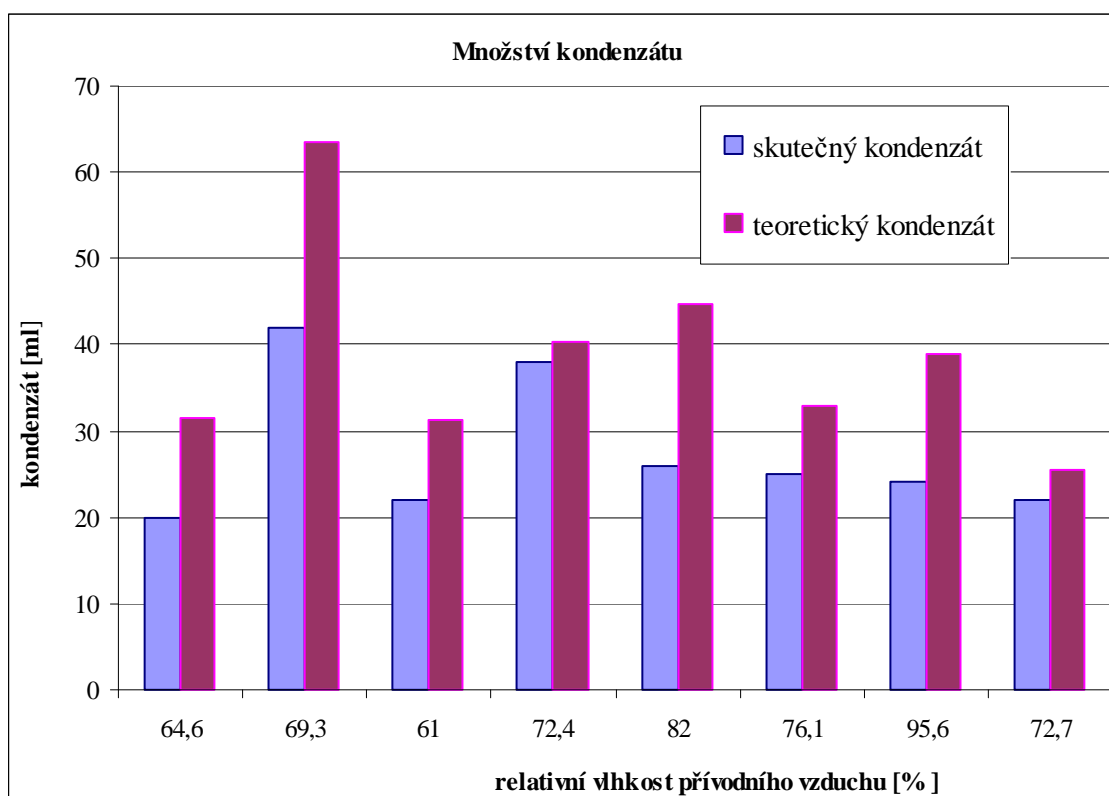
V tabulce 6.5 a na obrázku 6.31 jsou uvedeny výsledky celkem 8 sérií měření vlhkosti. V první části tabulky jsou znázorněny měřené hodnoty, v druhé části tabulky pak hodnoty dopočítané. V tabulce jsou uvedeny průměrné hodnoty každé testovací série z dat odečítaných každou sekundu po dobu 30 minut.

Měření kondenzace započalo v ustáleném stavu, kdy zkondenzovaná voda začala pravidelně a rovnoměrně vytékat z výměníku.

Tab. 6.5 Výsledky kondenzace VV - prototyp 4

Měřené hodnoty											
měření	Voda				vzduch						
	teploty		tl. Ztráta	průtok	teploty		rel. Vlhkost		tl. Ztráta	rychlost	kondenzát
	přívod	vrat			Sání	vrat	sání	Výfuk			
	[°C]		[kPa]	[l.h ⁻¹]	[°C]		[%]		[Pa]	[m.s ⁻¹]	[ml]
1	6,4	6,7	24	352	21,2	12,8	64,6	74,3	0,1	0,5	20
2	6,9	7,2	28	389	23	12,1	69,3	80,4	5,9	0,6	42
3	6,5	6,7	28	377	21,4	12,1	61	76,6		0,5	22
4	7,7	7,9	28	388	21,4	12,6	72,4	86,7		0,6	38
5	5,8	6,0	26	350	20,5	12,0	82,0	77,6		0,4	26
6	7,6	7,7	26	365	20,1	12,6	76,1	83,7		0,5	25
7	5,5	5,7	28	370	18,4	11,9	95,6	99,6		0,5	24
8	7,2	7,4	28	376	19,7	12,4	72,7	79		0,4	22
Vypočtené hodnoty											
	voda		vzduch								
	Výkon	průtok	Měr. Vlh.		Odvlhčení		Entalpie		Výkon		kondenzát
			sání	Výfuk			Sání	Výfuk	Cíelný	Celkový	
	[W]	[m ³ h ⁻¹]	[g.kg ⁻¹]		[g.kg ⁻¹]	[g.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]		[W]		[ml]
1	100	16,7	10,1	6,8	3,3	0,018	47	30,1	47,1	92,7	31,5
2	139	20,5	12,2	7	5,2	0,035	54,2	30	74,8	165,7	63,4
3	91	15,9	9,7	6,7	3,1	0,017	46,3	29	49,9	94,8	31,2
4	90	18,3	11,5	7,8	3,7	0,022	50,9	32,5	54,1	112	40,3
5	78	14,0	12,3	6,7	5,6	0,025	52,0	29,1	40,0	103,8	44,7
6	71	15,4	10,9	7,4	3,5	0,018	47,3	31	38,7	86	33
7	104	16	12,7	8,6	4	0,022	50,7	33,8	35,2	90,9	39
8	54	12,5	8,1	5,5	2,6	0,014	36,1	23,5	31,3	67,8	25,6

Pro přehlednost je na obrázku 6.32 uvedeno porovnání zkondenzované množství vody pro jednotlivé relativní vlhkosti jak pro teoreticky možnou hodnotu, tak i pro změřenou hodnotu.



Obr. 6.32 Kondenzace vody na vláknech, teoretická hodnota a změřená hodnota

6.16 Diskuze a závěr

Měření prokázala schopnost kondenzace vody na vlásečnicovém výměníku. Ve většině případů měření byla skutečná hodnota kondenzace blízká teoretické hodnotě kondenzace. Teoretická hodnota kondenzace vždy převyšuje skutečnou hodnotu. Je to dáno tím, že ne veškerá voda, která zkondenzuje, opravdu oteče do sběrné nádoby, ale část kondenzátu je uneseno proudem vzduchu do vratného potrubí. Rovněž je možné, že část kondenzátu díky možnému hydrofilnímu povrchu části výměníku ulpívala na povrchu nebo v místech kde došlo zachycení a nestekl do sběrné nádoby. V praxi je téměř nemožné u zvlhčování dosáhnout 100% kondenzace dle teoretických hodnot.

Průtoky vzduchu, se kterými se pracovalo, byly velmi malé, rychlost vzduchu nebyla vyšší než $0,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a to právě proto, aby se omezilo unášení kondenzátu do odvodního potrubí. Vyšší rychlosti by přinesly sice masivnější nárůst kondenzace, ale domnívám se, že by to bylo na úkor přesnosti měření. Odchylka mezi reálnou a teoretickou hodnotou kondenzace by byla mnohem větší.

Měření kondenzace bylo technicky náročné, protože relativně dlouhý čas trvalo stabilizování okruhu od spuštění do počátku pravidelného odkapu kondenzátu. Tento

čas byl od 30 minut až po 2 hodiny. Objemový průtok v čase byl nízký z důvodu požadavku nízké rychlosti proudění, takže množství kondenzátu nepřesáhly desítky jednotek ml.

Zajímavý byl optický projev kondenzace. Na horní části vlákna vznikla malá kapička, která se postupně zvětšovala. Pakliže hmotnost kapky přesáhla velikost hydrofilních sil, došlo k její utržení a stečení na dno výměníku. V průběhu trvání projektu došlo k úvahám úpravě povrchu vláken, tak aby byl tento povrch co nejvíce hydrofobní a to by způsobilo rychlejší odvod kondenzátu. Začala jednání ve spolupráci s Chemickou fakultou VUT prostřednictvím profesora Raudenského o možných úpravách vláken. Před koncem projektu jsme nestihli provést reálné úpravy vláken. Takže tyto úpravy zůstaly zatím jen v teoretické rovině.

7 Závěry pro vědní obor a praxi

Zvolené téma habilitační práce koresponduje aktuálními potřebami, které jsou kladeny soudobou společností na využívání obnovitelných a alternativních forem energie. Společnost si uvědomuje vyčerpateľnost fosilních paliv a legislativní procesy jednotlivých zemí jak EU tak, i zbytku světa se proto se stále více přiklání k podpoře a co největšímu používání obnovitelných zdrojů energie. Samozřejmě důležitým ohledem je energetická bezpečnost jednotlivých zemí, která si stále vynucuje využívání jistého množství tradičních zdrojů energie. Je na technické veřejnosti jak uchopí tyto nové výzvy v otázce využívání obnovitelné energie. Náročné požadavky na energetickou náročnost budov, které klade legislativa EU, je dá se říci nemožné splnit, pokud nebudou využívány obnovitelné (alternativní) zdroje energie.

Vlastní habilitační práce, která se zabývá alternativními zdroji energie pro zásobování budov teplem, je souhrnem několikaleté výzkumné a odborné činnosti. Text práce je rozdělen na tři samostatná témata, práce na každém tématu byla prováděna v návaznosti na řešení výzkumného projektu (grantu).

Domnívám se, že cíle habilitační práce byly bezesporu splněny, jak dokládají jednotlivé kapitoly. V první části habilitační práce je zdokumentována tvorba výpočtového modelu stokového výměníku a následně jeho verifikace v reálném provozu.

V druhé části habilitační práce je popsán teoretický způsob získávání odpadního tepla z chladicích okruhů a vliv využití odpadního tepla na účinnost chladicího okruhu. Teoretická část je podložena experimentem, který podporuje dané hypotézy. Rovněž je v druhé části habilitační práce popsána praktická aplikace chladicího zařízení, na kterém se využívá odpadní teplo.

Třetí část habilitační práce se věnuje převážně experimentální práci s vlásečnicovými výměníky, jde o vcelku revoluční průlomovou technologii, jejichž výzkum je vcelku mladý i ve světovém měřítku. Byl zde prokázán potenciál uplatnění těchto výměníků pro praxi. Testovali se konstrukčně originální výměníky, coby zdroj tepla pro vzduchotechnické systémy. Okrajově se práce dotkla také problematiky kondenzace na tomto typu výměníku.

První dvě témata: Stokové výměníky a využití odpadního tepla z chladicích zařízení byla řešena ve spolupráci s komerčními subjekty (Asio spol. s r.o., Tedom a.s.), se společnostmi, které mají své pole působnosti v dotčeném oboru. Kromě vyřešení výzkumných projektů se podařilo navázat s těmito subjekty úspěšnou spoluprací, která

trvá doposud. Jde o spolupráci na výzkumné, odborné a pedagogické platformě. Třetí téma habilitační práce prezentuje výsledky spolupráce Stavební a Strojní fakulty Vysokého učení technického v Brně.

Přínos habilitační práce spatřuji jednak v odborné a vědecké rovině, ale také v oblasti spolupráce a mezilidských vztahů mezi Vysokým učením technickým v Brně a společnostmi, které se podíleli na spoluřešení výzkumných úkolů, které jsou popisovány v této habilitační práci. Jako velmi pozitivní spatřuji i to, že v rámci realizace zmíněných výzkumných úloh bylo zapojeno i velké množství studentů doktorského studia jak z Fakulty stavební, tak i Fakulty strojní Vysokého učení technického v Brně.

8 Možnosti navazujícího výzkumu a vývoje do budoucna

Výzkum prezentovaný v této habilitační práci odkryl další otázky a souvislosti, kterými je možné se do budoucna dále zabývat. Nehledě na to, jsou tři zkoumaná témata v současnosti vysoce aktuální a přínosné, takže zcela jistě budou přitahovat pozornost výzkumných týmů a pracovišť.

V oblasti stokových výměníků brání v ČR masivnějšímu rozšíření převážně právní otázky. Nejsou zatím vyřešeny majetnické vztahy a práva mezi majiteli kanalizace a majitelem stokového výměníku instalovaném do kanalizace. Nutno říci, že v některých zemích západní Evropy je situace v tomto ohledu lepší a proto je možné se setkat s instalacemi spíše v těchto zemích. Z pohledu technického jsou zajímavější otázky zarůstání povrchu výměníku tzv. biofilmem a následným vlivem na přenos tepla ze stoky do výměníku. Zjistili jsme, že při zanechání výměníku ve stoce se biofilm začne tvořit. Vidím zde do budoucna pole působnosti v oblasti ochrany povrchu výměníku proti tvorbě biofilmu. Zde bude patrně výhodná spolupráce se subjekty zabývající se nanotechnologiemi, které budou moci nabídnout vhodnou alternativu úpravy povrchu.

V tématu využití odpadního tepla z chladicích okruhů jsou možnosti dalšího výzkumu v oblasti vhodných způsobů akumulace tepla, tak aby byl zachován pozitivní vliv na výkon chladicího okruhu a přitom byla zachována vhodná ekonomika provozu zpětného získávání tepla. Klíčovou roli zde sehrává velikost akumulace. Ukazuje se v praxi, že na využívání odpadního tepla není kladen takový důraz, jaký by si zasloužil. Pro mnohé uživatele je odpadní teplo stále jen odpadem, který je vypouštěn bez využití do ovzduší. Prostor pro další výzkum spadá také do oblasti strojírenství, do průmyslových aplikací, kde je velký potenciál odpadního tepla z chlazení. Velký vliv na využití odpadního tepla má i použité chladivo a jeho provozní parametry. V otázce chladiv probíhá v rámci EU bouřlivý vývoj v honbě za co nejvíce ekologickými chladivy. I tato skutečnost má zásadní vliv na vývoj chladicí techniky a možnost potenciálního využití odpadního tepla.

Největší prostor pro další výzkum a vývoj vidím v třetím tématu habilitační práce, ve vlásečnicových výměnících. Zde je zatím spousta nevyřešených otázek ohledně dlouhodobého chování těchto výměníků. Je třeba výzkumnou aktivitu upřít na dlouhodobé testování z pohledu výdrže a životnosti. Vlásečnicové výměníky mohou být velmi křehké a citlivé na poškození, podle typu provedení. Kladou speciální požadavky na instalaci, zde je prostor pro inovace technických řešení vlastního výměníku ale

technologie montáže. Je zde prostor pro tvůrčí činnost inženýrů v otázce provedení vlásečnicových výměníků. Samostatnou kapitolou je uplatnění vlásečnicového výměníku pro potřeby kondenzace, této problematice se okrajově dotkla tato habilitační práce.

Z pohledu budoucího vývoje pozemního stavitelství je výhodné a žádoucí najít uplatnění alternativních zdrojů tepla uvedených v habilitační práci pro soustavy TZB. V této činnosti vidím největší výzvu do budoucna v rámci předložené habilitační práce.

9 Použitá literatura

- [1] Leridon, H. Human population and climate: Lessons from the past and future scenarios. *Comptes Rendus Geosciences* 34(9-10), 663-669. 2008. DOI: 10.1016/j.crte.2008.06.005
- [2] Lutz, W., Sanderson, W., Scherbov, S. The end of World population growth. *Nature* 412(6846), 543-545. 2001. DOI: 10.1038/35087589
- [3] Toth, G., Szigeti, C. The historical ecological footprint: From over-population to over-consumption. *Ecological Indicators* 60, 283-291. 2016. DOI: 10.1016/j.ecolind.2015.06.040
- [4] Eurostat Statistic Explained. Energy consumption EU-28 1990-2013 (% of total consumption). URL: [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/File:Gross_inland_consumption,_EU-28,_1990%E2%80%932013_\(%25_of_total_consumption\)_YB15.png](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/File:Gross_inland_consumption,_EU-28,_1990%E2%80%932013_(%25_of_total_consumption)_YB15.png)
- [5] Eurostat Statistic Explained. Final energy consumption, EU-28, 2013 (% of total, based on tonnes of oil equivalent) YB15.png. URL: [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/File:Final_energy_consumption,_EU-28,_2013_\(%C2%B9\)_\(%25_of_total,_based_on_tonnes_of_oil_equivalent\)_YB15.png](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/File:Final_energy_consumption,_EU-28,_2013_(%C2%B9)_(%25_of_total,_based_on_tonnes_of_oil_equivalent)_YB15.png)
- [6] Braniš, M., Domasová, M., Řezáčová, P. Particulate air pollution in a small settlement: The effect of local heating. *Applied Geochemistry* 22, 1255–1264, 2007.
- [7] Kotlík, B., Kazmarová, H., Kvasničková, S., Keder J. Kvalita ovzduší na českých vesnicích, stav v roce 2003 (Malá sídla). *Ochrana ovzduší* 1, 26–28, 2005.
- [8] Ročenka Ministerstva životního prostředí 2014, str. 34. Spotřeba paliv a energie v domácnostech, 1991, 2001-2014. URL: http://www1.cenia.cz/www/sites/default/files/rocenka/Rocenka_ZP_CR_2014.pdf
- [9] Krpec, K., Horák, J., Martiník, L., Kubesa, P., Hopan, F., Kysučan, Z., Kremer, J., Jankovská, Z. Potenciál využití katalyzátorů při spalování dřeva v domácnostech. *TZB-info*. ISSN 1801-4399. 2013. URL: <http://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-tuhymi-palivy/10022-potencial-vyuziti-katalyzatoru-pri-spalovani-dreva-v-domacnostech>
- [10] Krpec, K., Horák, J., Kubesa, P., Hopan, F., Kysučan, Z. Co nejvíce ovlivní tvůj kour? *TZB-info*. ISSN 1801-4399. 2013. URL: <http://vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/9475-co-nejvice-ovlivni-tvuj-kour>
- [11] Renewables 2011. Global Status Report. Paris: REN21, 2011. URL: <http://www.ren21.net/REN21Activities/Publications/GlobalStatusReport/GSR2011/tab>

<d/56142/Default.aspx>

- [12] Bechnik, B. Budoucnost energetiky - Tři velké sázky. TZB-info. ISSN 1801-4399. 2012. URL: <http://energetika.tzb-info.cz/energeticka-politika/8384-budoucnost-energetiky>
- [13] BP Statistical Review of World Energy 2011. London: BP p. l. c., 2011. URL: <http://www.bp.com/sectionbodycopy.do?categoryId=7500&contentId=7068481>
- [14] Směrnice evropského parlamentu a rady 2010/31/EU o energetické náročnosti budov. Štrasburk 2010.
- [15] Směrnice evropského parlamentu a rady 2009/28/ES o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů a o změně a následném zrušení směrnic 2001/77/ES a 2003/30/ES. Štrasburk 2009.
- [16] ČSN EN ISO 13790:2009 Energetická náročnost budov – výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha 2009.
- [17] TNI 73 0331 Energetická náročnost budov – Typické hodnoty pro výpočet. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha 2013.
- [18] Zákon č. 406/2000 Sb. O hospodaření energií ve znění pozdějších předpisů.
- [19] Vyhláška č. 480/2012 Sb. O energetickém auditu a energetickém posudku.
- [20] Vyhláška č. 78/2013 Sb. O energetické náročnosti budov ve znění pozdějších předpisů.
- [21] ČSN 07 0703 Kotelny se zařízeními na plynná paliva. Český normalizační institut, Praha 2005.
- [22] Petráš, D. Nízkooteplotné vykurovanie a obnoviteľné zdroje energie. ISBN 80-88905-12-5. 2001.
- [23] Petráš, D., Koudelková, D., Kabele, K. Teplovodné a elektrické podlahové vykurovanie. ISBN 80-88905-966. 2004.
- [24] Rubina, A., Rubinová, O. Klimatizace a větrání. ISBN 80-86517-306. 2008.
- [25] Takács, J. Possibilities for aplikation gethermal energy heating of a Building in Slovakia. Slovak journal of civil engineering 1997/3, 28-32. ISSN 1210-3896/1997. 1998.
- [26] Takács, J. Možnosti využívania energie geotermálných vôd na Slovensku. TZB Haustechnik roč. 1, čís. 3, 29-32. ISSN 1210-356X. 1993.

- [27] Novotný, P. Historie a perspektivy OZE - bioplyn. TZB-info. ISSN 1801-4399. 2009. URL: <http://oze.tzb-info.cz/biomasa/5610-historie-a-perspektivy-oze-bioplyn>
- [28] Bartoník, A., Holba, M. Plotěný, K., Škorvan, O., Horák, P., Energy Derived From The Wastewater, Seventh International Cold Climate HVAC Conference by Ashrae, ISBN 1936504405, ASHRAE, Calgary, Canada, 2012.
- [29] Shizas. I., Bagley. D.M. Experimental Determination of Energy Content of Unknown Organics in Municipal Wastewater Streams, J. Energy Eng., 130, 2, 45-53. 2004.
- [30] Merkblatt DWA-M 114 – Energiegewinnung aus Abwasseranlagen. Germany, 2009, ISBN 978-3-941089-65-5.
- [31] Horák, P., Koňářík, M., Počinková, M., Plotěný, K. Modelování stokového výměníku tepla - zdroje pro tepelné čerpadlo, Topenářství, ISSN 1211-0906, Praha, 2012.
- [32] Szabó, L. Effect of architectural glazing parametrs, shading, thermal mass and night ventilation on public building energy consumption under Hungarian climate. Periodica Polytechnica civil engineering 59(2), 209-223. 2015. DOI: 10.3311/PPci.7091.
- [33] Seara, J.F., Pereiro, A., Bastos, S., Dopazo, J.A. Experimental evaluation of a geothermal heat pump for space heating and domestic hot water simultaneous production. Renewable energy 48, 482-488. 2012. DOI: 10.1016/j.renene.2012.05.019.
- [34] Biauou, A.L., Bernier, M.A. Achieving total domestic hot water production with renewable energy. Building and environment 43, 651-660. 2008. DOI: 10.1016/j.buildenv.2006.06.032.
- [35] Tan, K., Deng, S. A simulation study on a water chiller complete with a desuperheater and reversible used water cooling tower (RUWCT) for service hot water generation. Building and environment 37, 741-751. 2002.
- [36] Tan, K., Deng, S. A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for heat recovery. International Journal of Refrigeration 25, 552-561. 2002. DOI: 10.1016/S0360-1323(01)00069-5
- [37] Chow, T.T, Bai, Y., Fong, K.F., Lin, Z. Analysis of a solar assisted heat pump for indoor swimming pool water and space heating. Applied Thermal Engineering 100, 309-317. 2012. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.05.058.

- [38] Kuang, Y.H., Wang, R.Z. Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system. *Solar Energy* 80, 795-803. 2006. DOI: 10.1016/j.solener.2005.06.003.
- [39] Formánek, M., Horák, P., Diblík, J., Hirš, J. Experimental Increase in the Efficiency of a Cooling Circuit Using a Desuperheater, *Periodica Polytechnica Civil Engineering* 60(3), 355-360. 2016.
- [40] Cui, P., Yang, H., Spitler, J.D., Fang, Z. Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+. *Energy and building* 40, 1731-1736. 2007. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.03.001.
- [41] Blanco, L.D., Nagano, K., Morimoto, M. Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *International Journal of Refrigeration* 35, 1833-1847. 2012. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.07.005.
- [42] Blanco, L.D., Nagano, K., Morimoto, M. Experimental study on a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *Applied Thermal Engineering* 50, 826-836. 2013. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.07.008.
- [43] Blanco, L.D., Nagano, K., Morimoto, M. Impact of control schemes of monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater in continental and subtropical climates through simulation. *Applied Thermal Engineering* 109, 374-386. 2013. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.12.047.
- [44] A. Robert, M. Kummert, Designing net-zero energy buildings for the future climate, not for the past, *Building and Environment* 52, 99-106. 2012.
- [45] Horák, P.; Adam, P.; Ambrožová, I. A new type of heat exchanger for ventilation in buildings with nearly-zero energy consumption. *Advanced Materials Research*, ISSN 1022-6680, Trans Tech Publications, Switzerland, 2014.
- [46] J. Zhao, B. Li, X. Li, Y. Qin, Ch. Li, S. Wang, Numerical simulation of novel polypropylene hollow fiber heat exchanger and analysis of its characteristics, *Applied Thermal Engineering* 59, 134-141. 2013.
- [47] Zarkadas, D. M., and Sirkar, K. K., Polymeric hollow fiber heat exchangers: An alternative for lower temperature applications, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 43, pp. 8093–8106, 2004.

- [48] Song, L., Li, B., Zarkadas, D.S, Christian, S., and Sirkar, K. K., Polymeric Hollow-Fiber Heat Exchangers for Thermal Desalination Processes, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 49 (23), pp. 11961–11977. 2010.
- [49] Zaheed, L., Jachuck, R.J.J. Review of polymer compact heat exchangers with special emphasis on polymer film unit, *Applied Thermal Engineering*. 24, 2323-2358. 2004.
- [50] Davidson, J., Oberreit, D., Wei Liu, X., Mantell, S. Are Plastic Heat Exchangers Feasible for Solar Water Heaters? Part 1: A Review of the Technology, Codes and Standards, and Commercial Products, *Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century*, ASME, USA, 1999.
- [51] Astrouski, I., Raudenský, M., Dohnal, M. Particulate Fouling of Polymeric Hollow Fiber Heat Exchanger. 233-239. 2013 URL: http://www.heatexchanger-fouling.com/papers/papers2013/33_Astrouski_F.pdf
- [52] TRNSYS 16 - Mathematical Reference. [Technická dokumentace]. Svazek 5. c2006, the Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- [53] Solkane 8 software. URL: <http://www.solvaychemicals.com/EN/products/Fluor/Software.aspx>
- [54] Hettiarachchi, H.D., Golubovic, M., Worek, W. M., Ikegami, Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32, 1698-1706. 2007. DOI: 10.1016/j.energy.2007.01.005.
- [55] Kakac, S., Pramuanjaroenkij, A., Liu, H. Heat Exchangers, selection, rating and thermal design. New York: CRC Press, ISBN 0-8494-0902-6. 2002.
- [56] Kays, W. M., London, A. L. Compact Heat Exchangers. Florida: Krieger Publishing Company, ISBN 1-57524-060-2. 1998.