

Česká zemědělská univerzita v Praze
Technická fakulta



Vliv hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla

Diplomová práce

Vedoucí: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Autor: Bc. Kateřina Podlasová

Praha 2020

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Kateřina Podlasová

Procesní inženýrství
Technologická zařízení staveb

Název práce

Vliv hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla

Název anglicky

Influence of refrigerant weight on heat pump operating parameters

Cíle práce

Specifikace, komparace a analýza provozních parametrů tepelného čerpadla v závislosti na hmotnosti chladiva v oběhu tepelného čerpadla, při provozu vytápění a chlazení prostoru.

Metodika

1. Struktura práce by se co nejvíce měla přiblížit schématu:

- A. Úvod
- B. Současný stav řešené problematiky
- C. Materiál a metody
- D. Výsledky
- E. Diskuse
- G. Závěr

V práci lze slučovat diskusi a závěr.

2. Součástí diplomové práce bude sestavení literární rešerše věnující se analýze poznatků o vlivu hmotnosti chladiva obsaženého v oběhu tepelného čerpadla na provozní parametry tepelného čerpadla prezentovaných v domácích a zahraničních publikacích. Diplomantka stanoví základní parametry tepelného čerpadla (teploty vypařování a kondenzace, elektrický příkon kompresoru, tepelný výkon kondenzátoru, topný faktor tepelného čerpadla) při změnách hmotnosti chladiva v oběhu tepelného čerpadla. Analyzuje vliv změny hmotnosti chladiva na parametry tepelného čerpadla při provozu vytápění a chlazení prostoru.

3. Práci je vhodné doplnit fotografiemi, schématy, technickými výkresy, grafy a tabulkami. Jednotlivé kapitoly a podkapitoly práce, rovnice, tabulky a obrázky je nutno číselně označovat a na toto značení se v textu odkazovat. Nedílnou součástí práce je i obsah, abstrakt, seznam použitých zkratk a symbolů (symboly veličin psát kurzivou), obrázků, tabulek a literatury. Práce může být doplněna přílohami.

4. Při vypracování diplomové práce je nutno dbát na respektování citačních pravidel dle ČSN ISO 690:2011.

5. Vedoucího práce je nutno čtvrtletně seznamovat s postupem zpracování zadaného tématu.



Doporučený rozsah práce

40 až 50 stran včetně grafů, obrázků a tabulek

Klíčová slova

teplota; vypařování; kondenzace; topný faktor; kompresor; tepelný výkon; kondenzátor.

Doporučené zdroje informací

- ČSN EN 14825 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017, 80 s. Třídící znak 143011.
- ČSN EN 16147 Tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory – Zkoušení a požadavky na značení jednotek pro teplou užitkovou vodu. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018, 44 s. Třídící znak 143015.
- Firemní dokumentace a podklady – <http://www.tzb-info.cz>.
- MATUŠKA T., SEDLÁŘ J., STRAKA T. Hodnocení tepelných čerpadel ve světle nové legislativy. Praha: STP-sekce Alternativní zdroje energie, 2016, 120 s. ISBN 978-80-02-02662-4.
- TZB Haustechnik. Vedecko-technický recenzovaný časopis z oblasti TZB a techniky prostředí. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o. ISSN 1210-356X.
- Vytápění, větrání, instalace. Odborný recenzovaný časopis. Praha: Společnost pro techniku prostředí, ISSN 1210-1389.
-

Předběžný termín obhajoby

2019/2020 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 5. 6. 2019

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 19. 2. 2020

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 21. 02. 2020

Prohlášení

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: *Vliv hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla* vypracovala samostatně a použila jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědoma, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědoma, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědoma, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V dne

Podpis:

Poděkování

Ráda bych touto cestou poděkovala panu prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc. a společnosti PZP Heating, která mně poskytla informace a prostředky ke zpracování diplomové práce. V neposlední řadě chci poděkovat své rodině za podporu během studia.

Abstrakt:

Předložená diplomová práce pojednává o vlivu hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla. Nejdříve je charakterizován princip tepelného čerpadla, včetně využití nízkopotenciálních zdrojů. Následuje popis základních součástí a způsob hodnocení efektivity tepelného čerpadla.

Dále se tato práce zabývá charakteristikou chladiv. Popisuje koloběh chladiva v okruhu tepelného čerpadla, vliv na životní prostředí, rozdělení a klasifikaci chladiv a v neposlední řadě vývoj legislativy v oblasti použití.

Hlavním předmětem diplomové práce je uvedení tepelného čerpadla do provozu za ustálených podmínek a následné vyhodnocení provozních parametrů s ohledem na použité množství chladiva v okruhu.

Klíčová slova: Tepelné čerpadlo, teplota, chladivo, vypařování, kondenzace, topný faktor, tepelný výkon, kompresor, výměník, kondenzátor.

Influence of refrigerant weight on heat pump operating parameters

Summary:

This thesis deals with the influence of the weight of the refrigerant on the operating parameters of the heat pump. First, we will introduce the principle of heat pump, including the use of low-potential sources. We follow up with a description of the basic components and how to evaluate the efficiency of the heat pump.

Furthermore, we focus on the characteristics of refrigerants, description of the refrigerant cycle in the heat pump circuit, the environmental impact, the distribution and classification of refrigerants and the development of legislation in the field of use.

The main subject of this thesis is to put the heat pump into operation under steady conditions and evaluation of operating parameters according to the amount of refrigerant used in the circuit.

Keywords: Heat pump, temperature, refrigerant, evaporation, condensation, coefficient of performance, heat output, compressor, exchanger, condenser.

OBSAH

1	ÚVOD	1
2	CÍL PRÁCE	3
3	METODIKA PRÁCE	4
4	CHARAKTERISTIKA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	5
4.1	Základní princip tepelného čerpadla.....	5
4.2	Primární zdroje nízkopotenciální energie	6
4.2.1	Venkovní vzduch	6
4.2.2	Vnitřní vzduch	7
4.2.3	Podzemní voda.....	7
4.2.4	Povrchová voda.....	7
4.2.5	Teplo půdní vrstvy.....	8
4.2.6	Zemské teplo.....	8
4.3	Základní součásti tepelného čerpadla.....	8
4.3.1	Výparník	8
4.3.2	Kompresor.....	9
4.3.3	Kondenzátor.....	10
4.3.4	Expanzní ventil	11
4.3.5	Čtyřcestný ventil	11
4.3.6	Průhledítko.....	12
4.3.7	Sběrač kapalného chladiva.....	12
4.4	Hodnocení efektivity TČ.....	12
4.4.1	Topný faktor.....	12
4.4.2	Sezónní topný faktor	13
4.5	Chladivo.....	16
4.5.1	Cyklus chladiva v tepelném čerpadle	16
4.5.2	Vliv chladiva na životní prostředí	17
4.5.3	Rozdělení chladiv	19
4.5.4	Klasifikace chladiv	20
4.5.5	Bezpečnostní klasifikace a hořlavost chladiv	22
4.5.6	Vývoj legislativy v oblasti použití chladiv	22
5	TECHNICKÉ ZAJIŠTĚNÍ A POPIS ZKUŠEBNÍ METODY	25
5.1	Společnost PZP Heating a.s.	25
5.2	Měřené zařízení	25
5.3	Chladivo R32	28
5.4	Instalace zařízení do měřicího boxu	31
5.5	Technologie pro měření.....	33
5.6	Podmínky zkoušení.....	34
5.6.1	Podmínky v režimu vytápění	35
5.6.2	Podmínky v režimu chlazení.....	36
5.6.3	Přípustné odchylky.....	37
5.7	Zkušební postup	37
5.7.1	Přípravná perioda.....	37
5.7.2	Perioda rovnovážného stavu.....	38
5.7.3	Perioda sběru dat.....	38
5.7.4	Získání dat	38
5.7.5	Záznam dat.....	40
6	ANALÝZA A VYHODNOCENÍ	42
6.1	Určení ideálního množství chladiva v režimu vytápění	42
6.2	Vyhodnocení měření s ideálním množstvím chladiva v režimu vytápění	44

6.3	Vliv hmotnosti chladiva na ostatní parametry tepelného čerpadla při režimu vytápění	48
6.4	Určení ideální množství chladiva v režimu chlazení.....	49
6.5	Ideální množství chladiva z ekonomického hlediska	50
7	ZÁVĚR.....	51
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	53

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Princip funkce tepelného čerpadla	1
Obr. 2 Cyklus tepelného čerpadla	5
Obr. 3 Schéma typického rozdělení tepelných čerpadel dle prostředí, ze kterého je odebrána energie	6
Obr. 4 Lamelový výměník.....	9
Obr. 5 Scroll kompresor	10
Obr. 6 Deskový výměník.....	11
Obr. 7 Průhledítka	12
Obr. 8 Klimatické oblasti Evropy.....	15
Obr. 9 Označování chladiv	21
Obr. 10 Oplechování – kryt tepelného čerpadla.....	27
Obr. 11 Porovnání GWP u chladiva R410A a R32.....	28
Obr. 12 Křivka nasycené páry	29
Obr. 13 Rozpustnost chladiva ve vodě.....	30
Obr. 14 Hydraulické a elektrické připojení	32
Obr. 15 Schéma měřicího boxu	34
Obr. 16 Provozní režim vytápění	38
Obr. 17 Provozní režim chlazení.....	39
Obr. 18 Software pro zobrazení reálného průběhu měření	41
Obr. 19 Pracovní oblast kompresoru.....	46
Obr. 20 Pracovní oblast kompresoru.....	47

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Bezpečnostní třídy chladiv	22
Tab. 2 Technické parametry	26
Tab. 3 Energetické parametry	27
Tab. 4 Porovnání COP a kapacity v režimu vytápění i chlazení.....	30
Tab. 5 Seznam sond.....	33
Tab. 6 Jednotka typu vzduch-voda (solanka) - Režim ohřívání (nízká teplota).....	35
Tab. 7 Jednotka typu vzduch-voda (solanka) - Režim chlazení.....	36
Tab. 8 Přípustné odchylky od nastavených hodnot.....	37
Tab. 9 Stav průhledítka	42

SEZNAM GRAFŮ

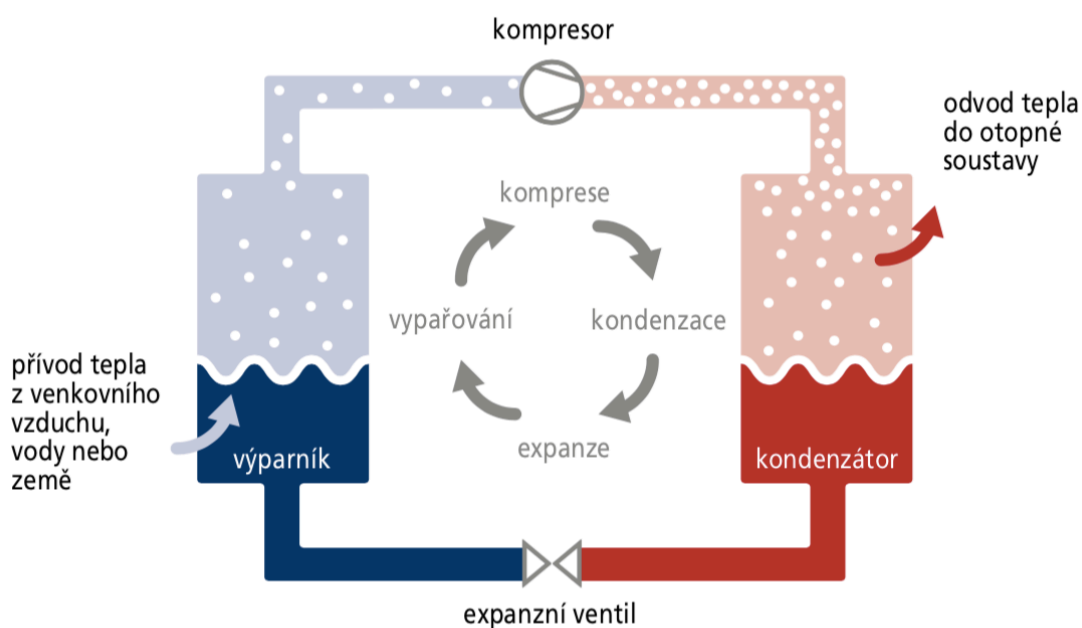
Graf 1 Četnost výskytu teplot v otopném období podle ČSN EN 14825 pro tři definované oblasti.....	16
Graf 2 Ideální Rankinův oběh (vlevo) a reálný oběh (vpravo)	17
Graf 3 Průběh kondenzační teploty v závislosti na množství chladiva.....	43
Graf 4 COP v závislosti na množství chladiva v režimu vytápění.....	43
Graf 5 Rozdíl teplot vody na vstupu a výstupu	44
Graf 6 Průběh teploty vzduchu.....	45
Graf 7 Průběh kondenzační a vypařovací teploty	46
Graf 8 Průběh tlaků na sání a výtlaku	47
Graf 9 Vliv množství chladiva na vypařovací teplotu.....	48
Graf 10 Rozdíl tlaků na sání a výtlaku vzhledem k množství chladiva v okruhu.....	49
Graf 11 COP v závislosti na množství chladiva v režimu chlazení	50

1 ÚVOD

Tepelné čerpadlo je zařízení, které se skládá ze čtyř základních částí. Hlavním prvkem je kompresor nejčastěji poháněn stejnosměrným elektromotorem. Dalšími důležitými částmi jsou dva výměníky, tedy výparník a kondenzátor a v neposlední řadě expanzní ventil. (ŽERAVÍK, 2003)

Chladivo v zařízení cyklicky obíhá a mění své skupenství z plynného na kapalné a opačně. Z hlediska termodynamiky vykonává kruhový oběh, tedy uzavřený cyklus, jak je znázorněno na obr. 1. Ke svému provozu potřebuje dodat určité množství nízkopotenciální energie. Tepelné čerpadlo tedy energii nevyrábí ale pouze ji přečerpává na hladinu vyššího potenciálu. Z tohoto procesu je odvozeno i jeho pojmenování. (ŽERAVÍK, 2003; PETRÁŠ 2001)

Obr. 1 Princip funkce tepelného čerpadla



Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Prvním, kdo ve svém díle „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu“ z roku 1824 doložil vztah mezi teplem a prací byl Francouzský vědec Nicolas Léonard Sadi Carnot. V díle popsal cyklus stroje, kde probíhá ohřívání, expanze, ochlazení a opětné stlačení ideálního plynu, dnes známý jako Carnotův cyklus. (KAPOUN, 2004)

Později Britský profesor fyziky Wiliam Thomson – Lord Kelvin v roce 1852 definoval základní princip tepelného čerpadla pomocí druhé věty termodynamiky. (PETRÁŠ, 2001; ROSSI, RUSSO, 2017)

První kompresorové chladicí zařízení bylo sestaveno v roce 1834 Američanem Jacobem Perkinsem. O sestavení zařízení pracující na absorpčním principu se v roce 1851 zasloužil francouzský inženýr Ferdinand Careé. První patent na tepelné čerpadlo získal anglický vynálezce T.G.N. Haldane v roce 1927. Týkal se zařízení pro vytápění a ohřev vody, které si nainstaloval ve svém vlastním domě ve Skotsku. (BANKS, 2015; ROSSI, RUSSO, 2017)

K většímu rozšíření tepelných čerpadel došlo kolem roku 1980 následkem ropné krize. Při následné snaze o upouštění od fosilních paliv bylo nutné hledat jiné způsoby získávání tepla. Zvýšený zájem o tepelná čerpadla se opakoval až ke konci 20. století, a to především z důvodu zvyšujících se cen energií a zájmu o životní prostředí. (MYSLIL, 2011)

2 CÍL PRÁCE

Cílem této diplomové práce je seznámení se s principem tepelného čerpadla především z pohledu chladiva. Charakterizovat měřené zařízení, popsat jeho instalaci ve zkušebním boxu a uvést ho do provozu.

Za podmínek určených normou získat a zaznamenat provozní parametry tepelného čerpadla pro různé množství chladiva v chladivovém okruhu.

Následně vyhodnotit vliv hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla.

3 METODIKA PRÁCE

Zvolené metody zpracování této diplomové práce, s ohledem na cíl uvedený v předchozí kapitole, jsou následující:

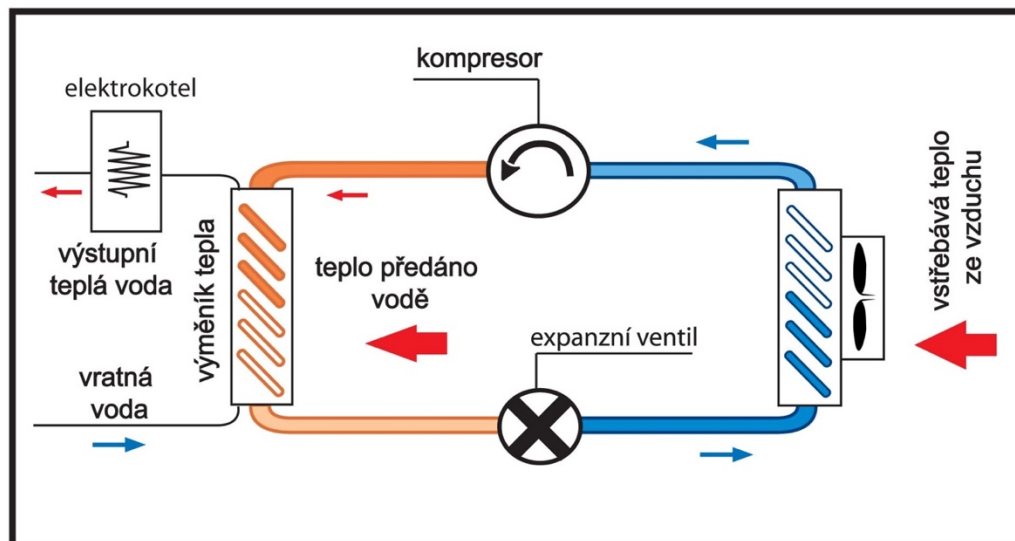
- I. Charakteristika vybraných pojmů v oblasti tepelných čerpadel;
- II. Charakteristika chladiva a popis problematiky s jeho nakládáním;
- III. Seznámení se s měřeným zařízením;
- IV. Popis technologie používané při získávání a zaznamenání provozních parametrů tepelného čerpadla v režimu vytápění i chlazení;
- V. Definování podmínek zkoušení, včetně přípustných odchylek pro účely této diplomové práce;
- VI. Praktické měření a zaznamenání dat v binárním formátu v podobě souboru s příponou XLS;
- VII. Analýza poznatků o vlivu hmotnosti chladiva obsaženého v oběhu tepelného čerpadla na provozní parametry tepelného čerpadla.

4 CHARAKTERISTIKA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

4.1 Základní princip tepelného čerpadla

Princip tepelného čerpadla je založen na změně skupenství chladiva v závislosti na tlaku pracovní látky. Ve výparníku dochází k odnímání tepla ochlazované látky – zdroji nízkopotenciálního tepla chladivem, za nízkého tlaku a teploty. Zahřátím chladiva dochází k odpařování a jeho páry jsou z výparníku odsávány a následně v kompresoru stlačeny na vysoký tlak. Do kondenzátoru je tedy již přiváděno stlačené chladivo, kde při kondenzaci předává teplo do topné vody za vyšší teploty, než bylo ve výparníku odebráno. Pomocí expanzního ventilu se následně sníží tlak chladiva na původní hodnotu, tím se cyklus zobrazený na obr. 2. uzavírá. (SRDEČNÝ, TRUXA, 2005)

Obr. 2 Cyklus tepelného čerpadla

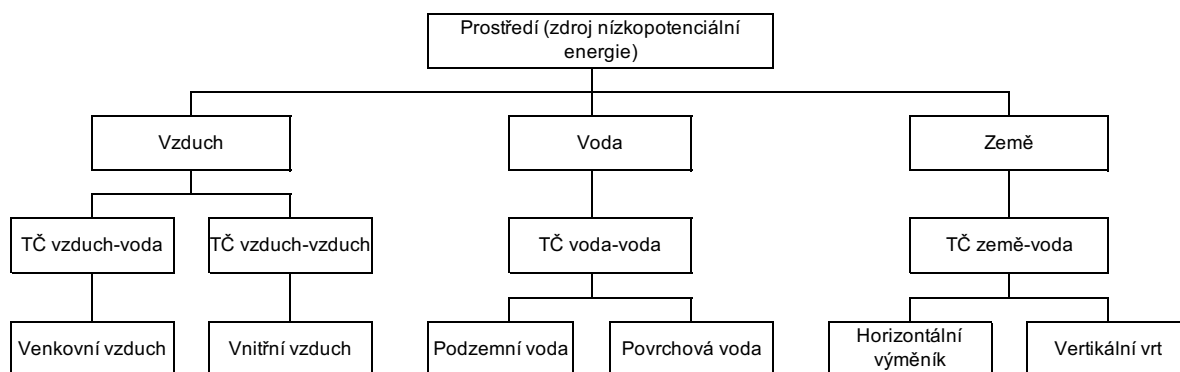


Zdroj: www.revel-pex.com

4.2 Primární zdroje nízkopotenciální energie

Tepelná čerpadla můžeme rozdělit dle nízkopotenciálního tepla které využívají. Takovým zdrojem je nejčastěji vzduch, případně voda nebo půda. Dle využívaného media dochází k označení typu čerpadla např. vzduch – voda. První slovo označuje odkud tepelné čerpadlo energii získává (vzduch, voda země) a druhé slovo určuje, jakému mediu energii dodává (voda, vzduch). Rozdělení tepelných čerpadel dle prostředí, ze kterého je odebírána energie je patrné ze schématu viz obr. 3.

Obr. 3 Schéma typického rozdělení tepelných čerpadel dle prostředí, ze kterého je odebírána energie



Zdroj: Upraveno dle ŽERVÍK, 2003

4.2.1 Venkovní vzduch

Tepelná čerpadla využívající venkovní vzduch, jako nízkopotenciální zdroj energie, jsou oblíbená především kvůli neomezené dispozici vzduchu z okolí a nižších pořizovacích nákladů v závislosti na potřebě minimálního zásahu do okolního prostředí. Naopak nevýhodou je výrazná závislost výkonu tepelného čerpadla na venkovní teplotě a nesmíme opomenout ani hluk venkovní jednotky s ventilátorem. (ŽERAVÍK, 2003)

Obsah energie ve vzduchu je závislý na vlhkosti. Platí, že se snižující se teplotou vzduchu klesá i obsah vody ve vzduchu, jedná se však o nepřímou úměru, obsah energie klesá rychleji. Z toho vyplývá, že nejméně energie pro odebrání je ve vzduchu v zimním období. Dále je nutné

zohlednit odtávání námrazy na výparníku do skutečného topného faktoru tepelného čerpadla. Následkem je nízký topný faktor a snížený výkon tepelného čerpadla. Naopak pro ohřev teplé vody je energeticky výhodné využívání venkovního vzduch při vyšších teplotách. V letním období tedy dosahuje tepelné čerpadlo vysokého tepelného faktoru. (PETRÁK, PETRÁK, 2004)

Vzhledem k poloze České republiky, se v našich zeměpisných šířkách jedná o ideální klimatické podmínky pro tato tepelná čerpadla. Průměrná teplota v průběhu topné sezony se na našem území pohybuje okolo 4 °C. (ŽERAVÍK, 2003; SRDEČNÝ, TRUXA 2005)

4.2.2 Vnitřní vzduch

Hlavní výhodou využívání vnitřního vzduchu jako nízkopotenciálního zdroje je vysoká teplota, která se pohybuje v rozmezí 18–24 °C, což zaručuje výborný topný faktor a efektivnost celé jednotky. Nevýhodou je velikost zdroje z důvodu omezeného množství vnitřního vzduchu, dochází tedy k nepokrytí tepelných potřeb objektu. Možností je tepelné čerpadlo vybavit dalším nízkopotenciálním zdrojem, který by pokryl zbývající potřeby objektu, případně zapojení do bivalentního okruhu a k pokrytí zbývajících ztrát využít jiného zařízení jako je například elektrokotel. (ŽERAVÍK 2003)

4.2.3 Podzemní voda

V hloubce 15 m dochází u podzemní vody k minimální změně teploty. Pro Českou republiku tato stabilní teplota odpovídá přibližně 10±1 °C. Vzhledem k riziku zamrznutí zdroje, z důvodu ochlazování na primární straně tepelného čerpadla, je nezbytná dostatečná vydatnost pramene. Minimální vzdálenost vrtu, kde je voda odebírána a vrtu vsakovacího se udává 10 m. (ŽERAVÍK 2003, DVOŘÁK, KLAZAR, PETERÁK 1987)

4.2.4 Povrchová voda

Využití povrchové vody jako zdroje nízkopotenciální energie se v praxi využívá výjimečně. Hlavním problémem je pokles průtoku v zimních měsících, a především nízké teploty vody klesající až k bodu mrazu. Teoreticky lze uvažovat o využití vody z vodotečí a vodních nádrží. Na dno těchto ploch by mohla být například položena smyčka PE potrubí. Je zde velký důraz na ekologičnost teplonosné látky. Druhou variantou je možnost čerpání vody přímo a následné

její zpětné vypouštění, zde jsou ale jistá legislativní omezení a dalším neopomenutelným faktorem je zohlednění nečistoty vod. (PETRÁK, PETRÁK, 2004)

4.2.5 Teplo půdní vrstvy

K odběru tepla, které je naakumulováno v půdní vrstvě se využívá zemních kolektorů. Tyto kolektory jsou uloženy v dostatečné hloubce, s ohledem na nezámraznou hloubku půdy v závislosti na druhu zeminy. Dále je nutná dostatečná vzdálenost od základů staveb, aby nedocházelo k jejich promrzání. Kromě zákazu stavby budov a zpevněných ploch nad kolektory mezi další podmínky patří zákaz vysazování stromů a všeobecně rostlin s rozsáhlejším kořenovým systémem. Hlavní nevýhodou je potřebná plocha pozemku a nutnost odkrytí půdní vrstvy na celé ploše instalace, mezi nesporné výhody patří cena. (SRDEČNÝ, TRUXA, 2005)

4.2.6 Zemské teplo

Již v hloubce kolem 15 m pod úrovní terénu je teplota konstantní po celý rok. Od této pomyslné hranice je teplota lineárně stoupající o 1 °C na každých 30 m. Tato naakumulovaná energie se čerpá za pomoci hlubokých vrtů dosahujících do hloubky až 150 m. V každém z nich je umístěna smyčka ve tvaru U trubice. Pro větší výkon je možné využít větší počet vrtů, je ale nutné při návrhu dbát na dostatečný rozestup, tak aby nedocházelo k vzájemnému ovlivňování. Do vrtu je možné teplo i ukládat, nejčastěji k tomu dochází v letním období za pomoci tepla z chlazené budovy. Největší výhodou tohoto systému jsou nízké provozní náklady a konstantní topný faktor. Tyto výhody, ale většinou nedokáží konkurovat vysokým investičním nákladům.

4.3 Základní součásti tepelného čerpadla

S ohledem na typ tepelného čerpadla, které bylo využito při měření a získávání dat pro tuto diplomovou práci se následující odstavce budou z větší míry zabírat součástmi kompresorového tepelného čerpadla.

4.3.1 Výparník

Jedná se o jeden ze dvou tepelných výměníků v oběhu. Ve výparníku dochází k odebrání tepla nízkoteplotnímu zdroji energie pracovní látkou. Chladivo se zde z důvodu zahřátí při nízkém tlaku vypařuje. V oběhu tak tedy dochází k první změně skupenství. Aby byl zajištěn potřebný tepelný tok musí mít ochlazovaná látka vždy vyšší teplotu než pracovní látka

vypařující se. Tímto způsobem je chladivo schopné získávat teplo z média i při velmi nízkých teplotách. (NEUBERGER, ADAMOVSÝ, 2007; SHAH, SECULIC 2003; KAYS, 1984)

Pro systémy vzduch/voda je nejčastěji využíváno lamelových výměníků viz. obr. 4. Výměníky se skládají z několika řad, nejčastěji měděných trubek opatřených hliníkovými žebry. Zvýšení přenosu tepla je zajištěno pomocí žebrování, které zvětšuje teplosměnnou plochu. Na vstupu do výparníku se nachází distributor vstříkovaného chladiva, který zajišťuje rovnoměrný nástřik chladiva do jednotlivých částí výměníku. Součástí je i ventilátor zajišťující kontinuální a dostatečný průtok vzduchu výměníkem. (NEUBERGER, ADAMOVSÝ, 2007; SHAH, SECULIC 2003; KAYS, 1984)

Obr. 4 Lamelový výměník



Zdroj: PODLASOVÁ, 2020 (archiv autorky)

4.3.2 Kompresor

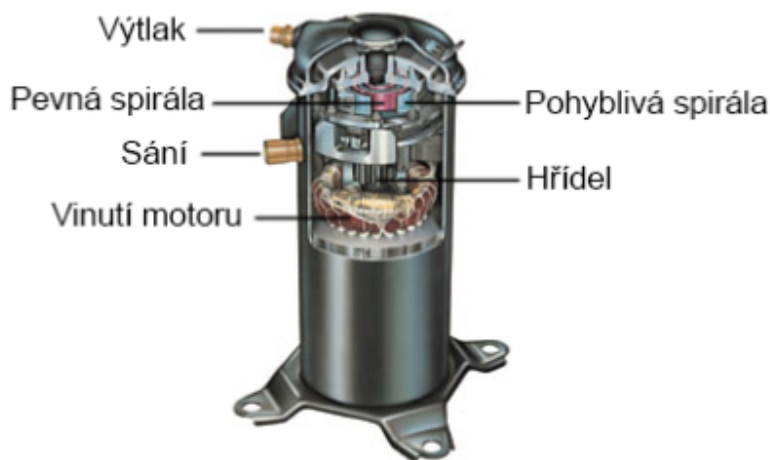
V chladírenské terminologii je kompresor přezdíván srdcem tepelného čerpadla. Dříve se využívalo především kompresorů pístových. Následně se začaly používat rotační a spirálové kompresory.

Scroll kompresor viz. obr. 5 je v současnosti nejpoužívanějším kompresorem pro tepelná čerpadla. Skládá se ze dvou spirál. Nepohyblivá spirála je upevněna k tělu kompresoru, naopak

pohyblivá spirála je spojena s klikovou hřídelí a obíhá po dráze. Kompresi způsobuje stlačování chladiva v prostoru mezi spirálami. (PETRÁK, PETRÁK, KOLOVRATNÍK, SEDLÁŘ, 2016)

Pohonem kompresoru je nejčastěji bezkartáčový stejnosměrný motor *BLDC* (Brushless *DC*) nebo též *ECM* (Electronically Commutated Motors), jedná se o moderní řešení synchronních motorů.

Obr. 5 Scroll kompresor



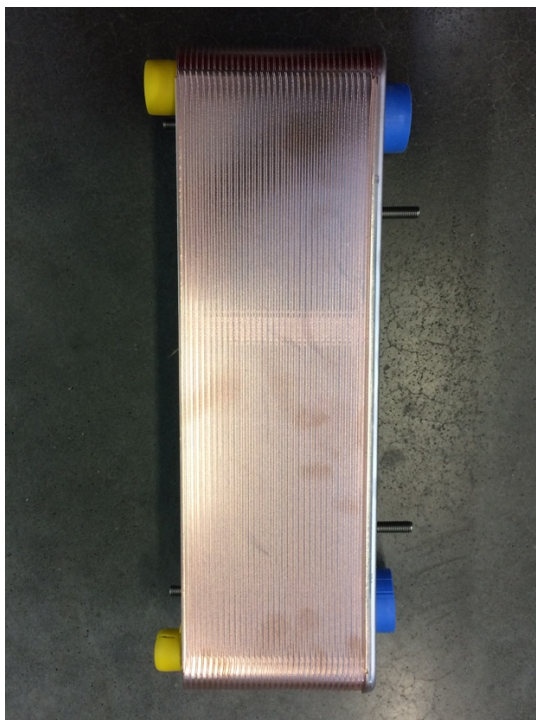
Zdroj: Upraveno dle www.achrnews.com

4.3.3 Kondenzátor

V kondenzátoru probíhá změna skupenství pracovní látky z páry na kapalinu. Dochází ke kondenzaci chladiva při vysokém tlaku a teplotě. Jde tedy o druhý výměník tepla v okruhu tepelného čerpadla. Změnou skupenství dochází k uvolnění tepla, které je předáno do topné soustavy. Aby se přechod tepla uskutečnil musí opět platit podmínka rozdílu teplot, kondenzující pracovní látka musí mít vyšší teplotu než látka ohřívaná.

V případě kompresorových tepelných čerpadel (vzduch-voda) se využívá především deskových výměníků viz. obr. 6 a to nejčastěji v protiproudém směru chladiva a vody. Jeho hlavní výhodou jsou malé rozměry, vysoká účinnost a odolnost proti vysokým tlakům. (NEUBERGER, ADAMOVSKEÝ, 2007; PETRÁŠ, 2001)

Obr. 6 Deskový výměník



Zdroj: PODLASOVÁ, 2020 (archiv autorky)

4.3.4 Expanzní ventil

Úkolem expanzního ventilu je vstřikování vyhovujícího množství chladiva do výparníku a zajistit tak optimální provozní režim. Nejčastěji využívaným expanzním ventilem pro tepelná čerpadla jsou elektronické expanzní ventily. Jedná se o ventily ovládané servomotorem, který pomocí kroků otevírá, nebo přizavírá jehlu, která reguluje nástřik do výparníku. Výhodou je softwarové ovládání, které umožňuje pevné nastavení otevření pomocí kroků. (ŽERAVÍK, 2003)

4.3.5 Čtyřcestný ventil

Jedná se o speciální elektromagnetický ventil, který slouží k přepnutí tepelného čerpadla do reverzního chodu. U tepelného čerpadla vzduch-voda je možné využít tento ventil pro přepnutí režimu vytápění a odtávání námrazy, případně ohřevu. Funguje na principu záměny výtlačku kompresoru se sáním. (ŽERAVÍK, 2003)

4.3.6 Průhledítka

Průhledítka slouží k pozorování toku kapalného chladiva v potrubí. Po jeho obvodě je umístěn indikátor vlhkosti viz. obr. 7. Přítomnost vlhkosti v okruhu se projeví změnou barvy mezikruží průhledítka. Jedná se o vratný proces. Průhledítka se umísťuje za sběrače chladiva. (ŽERAVÍK, 2003)

Obr. 7 Průhledítka



Zdroj: PODLASOVÁ, 2020 (archiv autorky)

4.3.7 Sběrač kapalného chladiva

Jedná se o tlakovou nádobu, která slouží jako zásobník chladiva. Objem sběrače je v řádech litrů. Musí být dimenzován dle nejvyššího možného pracovního tlaku v systému. (ŽERAVÍK, 2003)

4.4 Hodnocení efektivity TČ

4.4.1 Topný faktor

Jedná se o základní parametr efektivity tepelných čerpadel označovaný zkratkou COP (Coefficient of Performance). COP je bezrozměrné číslo, které udává poměr mezi topným výkonem k celkovému elektrickému příkonu za ustálených provozních podmínek. (SRDEČNÝ, TRUXA, 2005; MATUŠKA, 2015)

$$COP = \frac{\Phi}{P_c + P_{aux}} \quad [-] \quad (1)$$

kde je

Φ tepelný výkon tepelného čerpadla [kW];

P_c elektrický příkon kompresoru [kW];

P_{aux} elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla [kW].

Pro srovnání tepelných čerpadel je nutné zahrnout i podmínky při kterých byl topný faktor stanoven. Ty jsou definovány teplotou na vstupu do výparníku a teplotou na výstupu z kondenzátoru a pro laboratorní měření jsou určeny normou ČSN EN 14511. Pro tepelné čerpadlo vzduch – voda se jedná o parametr A7/W35 kde A7 označuje teplotu vzduchu vstupující do výparníku o teplotě 7 °C a označení W35 teplotu otopné vody na výstupu z kondenzátoru. (ČSN EN 14511)

4.4.2 Sezónní topný faktor

Sezónní topný faktor tepelného čerpadla označován zkratkou SCOP z anglického spojení Seasonal Coefficient of Performance. Jedná se o hlavní kritérium při srovnávání různých typů tepelných čerpadel a pro tvorbu energetického štítku. Zjednodušeně se jedná o poměr mezi teplem dodaným a spotřebou elektrické energie na provoz za období celého roku. Uvedený vzorec níže nám v podstatě udává poměr mezi roční spotřebou tepla a roční spotřebou elektrické energie a zároveň zohledňuje i spotřebu energie v časech, kdy tepelné čerpadlo není v aktivním provozu. (SEDLÁŘ, 2015)

$$SCOP = \frac{Q_h}{\frac{Q_h}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}} \quad [-] \quad (2)$$

kde je

Q_h potřeba tepla na vytápění za otopnou sezónu [kWh/rok];

$SCOP_{on}$ topný faktor tepelného čerpadla v době jeho chodu [-];

H_{TO} počet hodin ve vypnutém stavu na termostatu [h/rok];

P_{TO} příkon jednotky ve vypnutém stavu termostatu [kW];

H_{SB} počet hodin v pohotovostním režimu [h/rok];

P_{SB} příkon jednotky v pohotovostním režimu [kW];

H_{CK} počet hodin v režimu zahřívání skříně kompresoru [h/rok];

P_{CK} příkon v režimu zahřívání skříně kompresoru [kW];

H_{OFF} počet hodin ve vypnutém stavu [h/rok];

P_{OFF} příkon ve vypnutém stavu [kW].

Výpočet SCOP je definován normou ČSN EN 14825 pro standardizované provozní podmínky, pro nízkoteplotní otopnou soustavu 35 °C a pro vysokoteplotní otopnou soustavu 55°C. Dále jsou pro výpočet SCOP faktoru pro Evropu definovány tři klimatické oblasti patrné z viz. obr. 8. (ČSN EN 14825)

Obr. 8 Klimatické oblasti Evropy



Zdroj: www.toshiba-klima.at

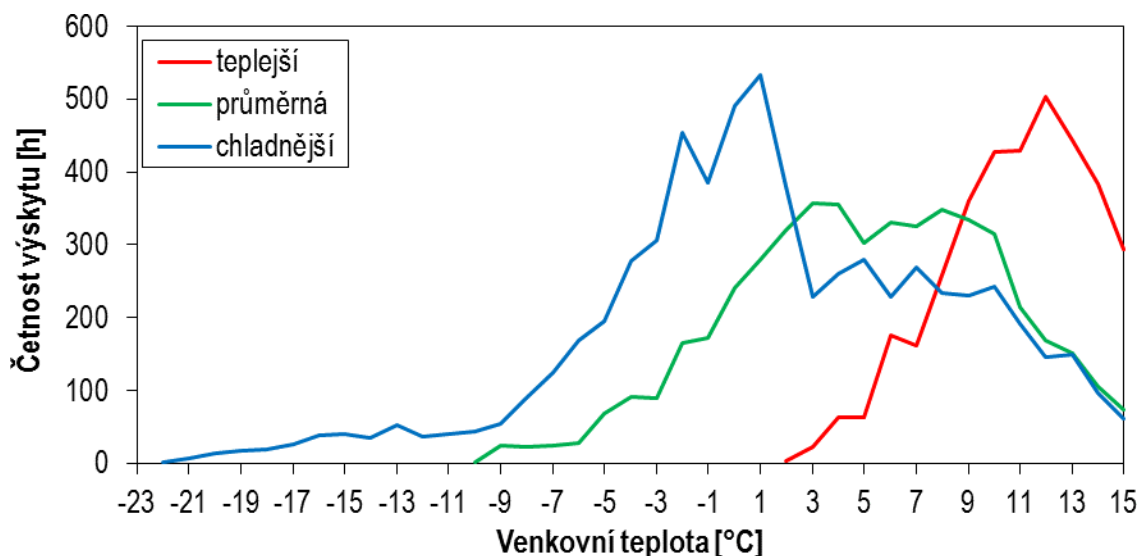
Teplejší klimatické pásmo odpovídá klimatickým podmínkám města Atény (na obr. 8 znázorněno oranžovou barvou) s návrhovou venkovní teplotou $+2\text{ °C}$ a trváním otopné sezóny 3590 hodin.

Průměrné klimatické pásmo odpovídá klimatickým podmínkám města Štrasburk (na obr. 8 znázorněno zelenou barvou) s návrhovou venkovní teplotou -10 °C a trváním otopné sezóny 4910 hodin.

A chladnější klimatické pásmo odpovídá klimatickým podmínkám města Helsinky (na obr. 8 znázorněno modrou barvou) s návrhovou venkovní teplotou -22 °C a trváním otopné sezóny 6446 hodin. (ČSN EN 14825)

V normě je dále uveden histogram četnosti výskytu teplot venkovního vzduchu v otopném období pro jednotlivé oblasti. Četnost teplot je graficky znázorněna viz graf 1 pro všechny klimatické oblasti (ČSN EN 14825)

Graf 1 Četnost výskytu teplot v otopném období podle ČSN EN 14825 pro tři definované oblasti



Zdroj: SEDLÁŘ, 2015

4.5 Chladivo

Nositelem energie v TČ je chladivo neboli chladicí medium. Jedná se o látku používanou v tepelném cyklu, ve kterém podléhá fázové přeměně z plynu na kapalinu a zpět. Na trhu existuje velké množství druhů, ale jen některá z nich jsou vhodná a využitelná pro použití v TČ. Lze je rozdělit dle různých charakteristických vlastností (chemické složení, fyzikální vlastnosti). (ŽERAVÍK, 2003)

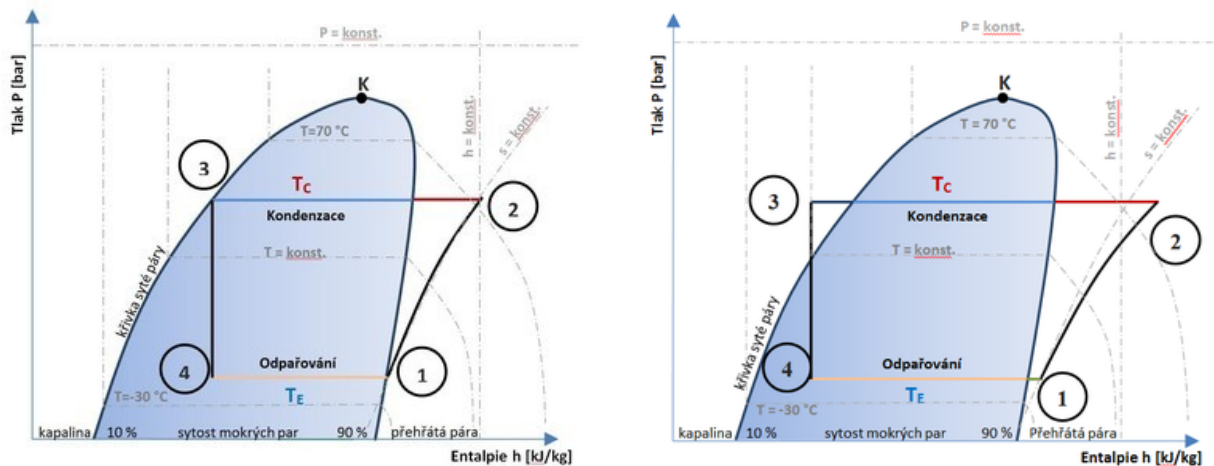
4.5.1 Cyklus chladiva v tepelném čerpadle

Cyklus je zahájen v bodě (1) nasátím par chladiva. Kompresor stlačí a kompresním teplem zahřeje páry do bodu (2). V průběhu stlačování chladiva v kompresoru dochází k tepelným ztrátám i ziskům. Tento jev je patrný ze skutečného oběhu viz. graf 2, právě tyto ztráty a zisky určuje odchylka křivky 1-2 od konstantní entropie. Přehřáté páry dále vstupují do kondenzátoru, kde se ochlazují a kondenzují při kondenzační teplotě na kapalinu. Ve skutečném oběhu v závěru kondenzace vzniká podchlazení kapalného chladiva (3). Jedná se o jev je žádoucí a je zajištěn expanzním ventilem. Pomocí expanzního ventilu je tlak kapalného chladiva prudce snížen (4). Následně dochází k varu a tím k prudkému vypařování. Při dosažení vypařovací teploty je výparné teplo vedeno přes plochu výparníku. Z důvodu ochrany kompresoru je

nezbytné přehřátí par chladiva v bodě (1), to zajišťuje expanzní ventil, a zabraňuje tak kompresoru nasát páry s podílem kapaliny.

Tento postup je zachycen na pomoci P-h digramu, kde za pomoci termodynamického cyklu můžeme porovnat odlišnosti mezi ideálním a skutečným oběhem viz. graf 2.

Graf 2 Ideální Rankinův oběh (vlevo) a reálný oběh (vpravo)



Zdroj: KUCHYNKA, 2012

V diagramu je zachycena závislost tlaku na entalpii chladivového okruhu, kde entalpie vyjadřuje tepelnou energii. Oblast, kde se chladivo z kapaliny mění na přehřátou páru ohraničuje křivka syté páry. Teploty chladiva v procesu vytápění a chlazení je možné určit za pomoci křivek konstantních teplot.

4.5.2 Vliv chladiva na životní prostředí

Na začátku 80. let se začalo více upozorňovat na negativní vliv chladiv na životní prostředí. Z tohoto důvodu byly zavedeny hodnotící parametry GWP a ODP. Tyto dva ukazatele ale nehodnotili celkový negativní dopad na životní prostředí. Z toho důvodu byl zaveden třetí ukazatel TEWI. (SEDLÁŘ, 2015; PETRÁK, PETRÁK, 2004; WANG 2000)

4.5.2.1 GWP

GWP je koeficient, který vyjadřuje potenciál vlivu látky na oteplování klimatického systému Země vztažený k potenciálu oteplování látkou CO₂. Tento koeficient určuje, kolikanásobně dané chladivo přispívá ke skleníkovému oproti plynu CO₂. Platí tedy, že GWP pro CO₂ = 1. (KRAINER, DUDA, 2015)

U chladiva R32, které má hodnotu $GWP = 675$ to znamená, že jeden kilogram chladiva R32 má stejný vliv na globální oteplování Země jako vypuštění 675 kg CO_2 do ovzduší. (KRAINER, DUDA, 2015)

Hodnota GWP je určena jak radiačními vlastnostmi plynu, tak jeho rozkladem v atmosféře. K výpočtu je možné využít vztah:

$$GWP_x = \frac{\int_0^{TH} a_x [x(t)]}{\int_0^{TH} a_r [r(t)]} \quad [-] \quad (3)$$

kde je

TH délka počítaného časového intervalu [s];

a_x radiační účinnost látky x [$W \cdot m^{-2} \cdot kg^{-1}$];

a_r radiační účinnost referenční látky (CO_2) [$W \cdot m^{-2} \cdot kg^{-1}$];

$x(t)$ časově závislý rozklad počítané látky [-];

$r(t)$ časově závislý rozklad referenční látky [-]. (KRAINER, DUDA, 2015)

4.5.2.2 ODP

Jedná se o relativní číslo udávající potenciál k poškození ozonové vrstvy. Koeficient ODP je vztažen k referenčnímu chladivu R11 (CCl_3F), pro které platí, že $ODP = 1$. (SEDLÁŘ, 2015)

4.5.2.3 TEWI

Ukazatel TEWI [kg ekv. CO_2] značí celkový ekvivalentní potenciál globálního oteplování. Posuzuje přímý vliv emisí chladiva a nepřímý vliv oxidu uhličitého. Zahrnuje v sobě dobu provozu, životnost zařízení, reálnou efektivitu zařízení a účinnost zařízení, kterého je součástí. Vyjadřuje tedy ekvivalentní produkci kg CO_2 za celou dobu životnosti zařízení. Pro výpočet ukazatele TEWI je možné využít vztah:

$$TEWI = (GWP \cdot L_{rok} \cdot n) + [GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{rekuperace})] + (n \cdot E_{rok} \cdot \beta) \quad [-] \quad (4)$$

Kde je

GWP potenciál globálního oteplování použitého chladiva [-];

L_{rok} únik netěsnostmi [kg/rok];

n provozní doba zařízení [rok];

m náplň chladiva [kg];

$\alpha_{rekuperace}$ faktor rekuperace (od 0 do 1);

E_{rok} spotřeba energie [kWh/rok];

β emisní faktor CO₂ vztažený na jednotku použité energie [kg/kWh]. (SEDLÁŘ, 2015)

4.5.3 Rozdělení chladiv

Chladiva můžeme dle jejich původu rozdělit do kategorie přírodní a syntetická. Skupina přírodních chladiv se dále dělí na anorganická – voda (R718), čpavek (R717), kysličník uhličitý (R744) a organické uhlovodíky – Propan (R290), Propylen (R1270), Isobutan (R600a) a Isopentan (R601a). Druhou kategorií jsou chladiva syntetická – chlorované uhlovodíky (CFC), fluorované uhlovodíky (HCFC, HFC) a jiná syntetická chladiva (HFO). (LINDE, 2020)

4.5.3.1 CFC (Chlorofluorokarbyny) – plně halogenované uhlovodíky

Tato chladiva (freonové směsi) byla zcela zakázána vzhledem k vysokému ODP (Ozone Depleting Potential – potenciál poškození ozonové vrstvy) a vysokému GWP (Global Warming Potential – potenciál globálního oteplování). (LINDE, 2020)

4.5.3.2 HCFC (Hydrochlorofluorokarby) – částečně halogenované uhlovodíky

Jedná se o druhou generaci fluorovaných plynů. Vzhledem ke střední hodnotě ODP a střední až vysoké hodnotě GWP, jsou v souladu s Kjótským protokolem a Montrealským protokolem již také zakázána. (LINDE, 2020)

4.5.3.3 HFC (hydrofluorokarby) – fluorované uhlovodíky a jejich směsi

Do této kategorie jsou zařazeny chladiva s nulovým ODP a středním až vysokým GWP. Jedná se tedy o příznivější alternativu k chladivům ze skupiny CFC a HCFC. (LINDE, 2020)

4.5.3.4 HFO (hydrofluoro – olefiny)

Jedná se o čtvrtou generaci fluoridovaných plynů. HFO chladiva jsou stejně jako chladiva HFC složena z atomů vodíku, fluoru a uhlíku. Chladiva HFO mají dvojnou vazbu mezi atomy uhlíku oproti jednoduché u chladiv HFC. Chladiva HFO mají nulový ODP a nízký GWP. Jedná se tedy o ekologicky příznivější náhradu za chladiva CFC, HCFC a HFC. (LINDE, 2020)

4.5.3.5 HC a přírodní chladiva

Jedná se o sloučeniny, které se vyskytují v přirozených přírodních biochemických procesech. Vzhledem k vysoké efektivitě mají přírodní chladiva malou nepřímou uhlíkovou stopu. (LINDE, 2020)

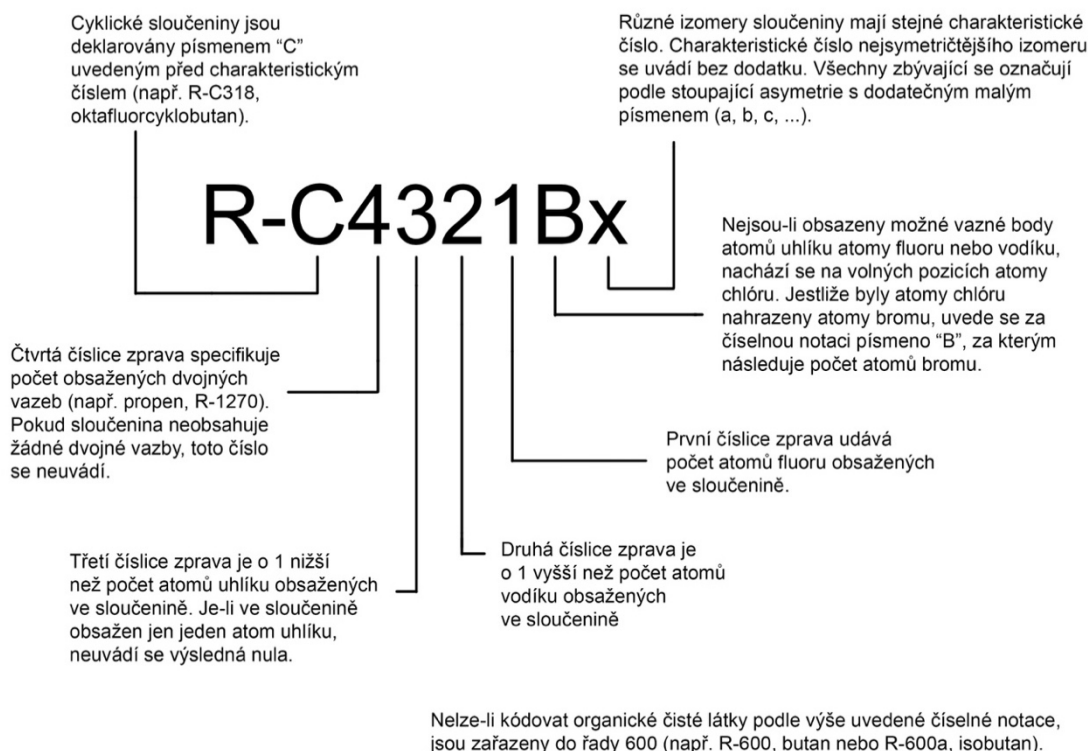
4.5.4 Klasifikace chladiv

Značení chladiv se řídí normou DIN 8960. Označují se ASHRAE číslem, které je normalizačně určeno. Každému číslu předchází označení písmenem „R“ jako „Rafrigerant“, což je anglický výraz pro chladivo. Chladiva můžeme rozdělit do tří kategorií: organické čisté látky, směsi chladiv a anorganická chladiva. (WESTFALEN)

4.5.4.1 Organické čisté látky

U nejčastěji využívaných chladiv je číslo R systematicky určeno podle molekulární struktury. Označení se skládá z číslic, velkých a malých písmen dle klíče viz obr. 9. (WESTFALEN)

Obr. 9 Označování chladiv



Zdroj: Upraveno dle WESTFALEN

4.5.4.2 Směsi chladiv

Směsi chladiv obsahují řady 400 a 500. Charakteristická čísla jsou pevně přidělena. Čísla označují jednotlivé složky směsi a velké písmeno uvádí procentuální složení. (WESTFALEN)

Do řady 500 jsou zařazeny směsi chladiv, které mají při určité teplotě v plynné a kapalně fázi stejné procentuální složení. Jedná se o azeotropní směsi chladiv. (WESTFALEN)

Do řady 400 jsou naopak zařazeny směsi chladiv, které v plynné fázi vykazují vždy jiné procentuální složení než v kapalně fázi, tedy neazeotropní nebo zeotropní směsi chladiv. (WESTFALEN)

4.5.4.3 Anorganická chladiva

Všechna chladiva anorganického původu jsou zařazena v řadě 700. Charakteristické číslo vyplývá ze součtu čísla 700 a relativní molekulové hmotnosti sloučeniny. K rozlišení několika

neústrojných chladiv se stejnou relativní molekulovou hmotností je za charakteristickým číslem doplněno velké písmeno. (WESTFALEN)

4.5.5 Bezpečnostní klasifikace a hořlavost chladiv

Bezpečnostní klasifikace chladiv se dle normy ISO 817:2014(E) skládá ze dvou alfanumerických znaků a třetím znakem L označující nízkou rychlost hoření. (ISO 817:2014(E))

Nižší toxicita se označuje velkým písmenem A, tato třída zahrnuje chladiva, která mají limit expozice na pracovišti 0,04 obj.% nebo větší. Třída s označením B náleží chladivům s vyšší toxicitou, tedy taková, která mají limit expozice na pracovišti menší než 0,04 obj.% (ISO 817:2014(E))

Chladiva se dále rozdělují do čtyř tříd hořlavosti na základě měření v souladu s ASTM E681 – Standardní zkušební metodou pro koncentrační limity hořlavosti chemických látek. Bezpečnostní třídy chladiv dle normy ISO 817:2014(E) jsou patrné z tab. 1. (ISO 817:2014(E))

Tab. 1 Bezpečnostní třídy chladiv

Bezpečnostní skupina		
	Nízká toxicita	Vysoká toxicita
Vysoce hořlavé	A3	B3
Hořlavé	A2	B2
Málo hořlavé	A2L	B2L
Nehořlavé	A1	B1

Zdroj: upraveno dle ISO 817:2014(E)

4.5.6 Vývoj legislativy v oblasti použití chladiv

V roce 1931 se jako chladicí medium začali využívat netoxické, nehořlavé hologenderiváty uhlovodíku – Freony. Chladiva Trichlorfluormethan; CFC-11; R-11 a Dichlordifluormethan; CFC-12; R-12 byla v té době široce využívána. Později se ale zjistilo, že v ozonové vrstvě

uvolňují chlór. Následkem je úbytek ozonové vrstvy a zvýšení pronikání UV záření na povrch země.

4.5.6.1 Vídeňská úmluva na ochranu ozonové vrstvy a Montrealský protokol o látkách, které poškozují ozonovou vrstvu

V roce 1985 byla podepsána Vídeňská úmluva – Úmluva o ochraně ozonové vrstvy (Convention for the Protection of the Ozone Layer / The Vienna Convention), zavazující zúčastněné země k omezení úniku freonů do atmosféry. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

V roce 1987 byl přijat protokol o látkách, které porušují ozonovou vrstvu, takzvaný Montrealský protokol (Montreal Protocol of Substances that Deplete the ozone layer / The Montreal Protocol). Jedná se o prováděcí protokol Vídeňské úmluvy, principem je postupné a regulované omezování plně halogenových uhlovodíků - tzv. tvrdých freonů. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

Později byli k Montrealskému protokolu přijaty změny ve formě zpřisňujících se dodatků. Prvním byl Londýnský dodatek – Změny a dodatek k Montrealskému protokolu (Amendment to the Montreal Protocol – The London Amendment). Byl přijat v roce 1990 a rozšířil skupinu regulovaných látek. V roce 1992 byl přijat Kodaňský dodatek – Dodatek k Montrealskému protokolu o látkách, které porušují ozonovou vrstvu (Amendment to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer / The Copenhagen Amendment). V roce 1997 následoval Montrealský dodatek a v zářetí v roce 1999 Pekingský dodatek – Dodatek k Montrealskému protokolu, který rozšiřuje možnosti kontroly výroby a obchodu s HCFC látkami. V roce 2016 došlo k podepsání Kigalského dodatku, který znovu podepsalo všech 197 států z celého světa. Tímto dodatkem se zavázaly, že růst globální průměrné teploty nepřekročí 2 stupně Celsia. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

4.5.6.2 Rámcová úmluva o změně klimatu

Rámcová úmluva OSN o změně klimatu (UN Framework Convention on Climate Change/UNFCCC) byla vydána v roce 1992 v Rio de Janeiro. Úmluva se skládá ze čtyř hlavních principů. Prvním je princip mezigenerační spravedlnosti, tedy ochrana klimatického systému pro následující generace. Jako druhý se uvádí princip společné, ale diferencované odpovědnosti, který ekonomicky vyspělejší zemím ukládá hlavní odpovědnost za zvýšení

skleníkových plynů v atmosféře a zároveň ukládá povinnost poskytovat podporu rozvojovým zemím. Třetím bodem je prioritní ochrana více náchylných oblastí Země na dopady změn klimatického systému. A v neposlední řadě pojednává o principu prevence, předběžné opatrnosti a nutnosti neodkládání problému pro následující generace. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

4.5.6.3 Kjótský protokol

Kjótský protokol k Rámcové úmluvě OSN o změně klimatu (Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change) byl přijat v prosinci 1997. Země, které tento protokol přijali se zavázaly do konce roku 2012 snížit emise skleníkových plynů nejméně o 5,2 % ve srovnání se stavem v roce 1990. V roce 2012 byl schválen dodatek, ve kterém bylo potvrzeno pokračování protokolu a určení nového kontrolního období. Nové kontrolní období bylo stanoveno na osm let, tedy do roku 2020. Členské státy Evropské unie se zavázaly snížit emise skleníkových plynů o 20 % s porovnáním s rokem 1990. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

4.5.6.4 Pařížská dohoda

Pařížská dohoda byla v roce 2015 přijata smluvními stranami Rámcové úmluvy o změně klimatu. Po roce 2020 by měla nahradit Kjótský protokol. Dohoda ukládá všem státům (i rozvojovým) povinnost stanovení vnitrostátních redukčních příspěvků k dosažení cíle dohody. Dále formuluje dlouhodobý cíl ochrany klimatu. Cílem je udržení zvyšování globální teploty pod hranicí 2 °C v porovnání s obdobím předprůmyslovou revolucí a nadále aspirovat o to, aby nárůst teploty nepřekročil 1,5 °C. (Ministerstvo životního prostředí, 2008)

5 TECHNICKÉ ZAJIŠTĚNÍ A POPIS ZKUŠEBNÍ METODY

5.1 Společnost PZP Heating a.s.

Pro naměření provozních parametrů tepelného čerpadla byla navázána spolupráce se společností PZP Heating a.s. Zkouška tepelného čerpadla byla provedena v měřicím boxu ve výrobním závodu v Dobřem u Dobrušky.

Jedná se o největšího výrobce tepelných čerpadel v České republice. V roce 1992, pár let po sametové revoluci, byla založena společnost pod názvem PZP Komplet s.r.o. se zaměřením na výrobu elektrokotlů a elektrovýrobu. Již v roce 1994 bylo firmou na trh uvedeno jejich první tepelné čerpadlo. Jednalo se o tepelné čerpadlo země-voda s pístovým kompresorem, využívající chladivo R22. V roce 1995 následovalo uvedení ucelené řady tepelných čerpadel vzduch-voda s již spirálovými kompresory a využívající ekologičtějších chladiv. Společnost PZP Heating specializující se pouze na konstrukci a výrobu tepelných čerpadel, byla založena až v roce 2011. Následně v roce 2014 se stala dceřinou společností významného výrobce vytápěcí a sanitární techniky Kermi GmbH patřícího do koncernu Arbonia Group.

5.2 Měřené zařízení

Samotné měření probíhalo na prototypu tepelného čerpadla vzduch-voda, které by mělo v budoucnu nahradit, případně doplnit produktovou řadu Dynamic. Vychází z modelu HP3AWX 08R, kde 08 je označení pro topný výkon 4–13 kW a písmeno R značí provedení s aktivním chlazením. Technické parametry jsou patrné z tab. 2.

S ohledem na utajení komponentů nového prototypu do jeho oficiálního představení, kterému bude předcházet další vývoj a změření parametrů ve strojírenském zkušebním ústavu v Brně, bude v následujících odstavcích popsáno především tepelné čerpadlo, z kterého model vychází.

Jedná se o tepelné čerpadlo s plynulou modulací výkonu. Jeho vysoká efektivnost je docílena nejen řízením výkonu kompresoru, ale i přizpůsobením otáček ventilátoru

a oběhového čerpadla. Dokonale izolovaná kompresorová část spolu s ultratichým EC ventilátorem ve spojení se speciálně navrženými lamelami zajišťují tichý chod.

Tab. 2 Technické parametry

HP3AWX DYNAMIC			08 R
Primární zdroj energie	Rozsah teplot primárního zdroje tepla (vzduchu) – topení	°C	od -20 do +35
	Rozsah teplot primárního zdroje tepla (vzduchu) – chlazení	°C	od +15 do +45
Sekundární okruh	Minimální průtok vody	m ³ /h	1,7
	Tlaková ztráta na TČ	kPa	5,8
	Min./max. pracovní přetlak	bar	0,3 / 6,0
	Přípojovací rozměr	in	G 1 1/4"
	Maximální výstupní teplota otopné vody (při teplotě venk. vzduchu -5 až +20 °C)	°C	63
Chladivový okruh	Typ chladiva	–	R410A
	Množství chladiva	kg	9,10
	Ekvivalentní množství CO ₂	kg	19 001
	Četnost povinných kontrol	–	1 / rok
	Kompresor typ	–	Scroll
	Řízení kompresoru	–	Invertor
	Výrobce kompresoru	–	Mitsubishi
Elektrické parametry (A2/W35)	Jmenovitý příkon	kW	1,40
	Jmenovité napětí / frekvence	V / Hz	3 × 400 / 50
	Ustálený proud / náběhový proud	A	2,85 / 13,3
	Maximální tepelný výkon	kW	10,9
	Elektrické krytí	–	IP14B

Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Na rozdíl od modelu Dynamic HP3AWX 08R, které v chladivovém okruhu využívá chladivo R410A, je v měřeném tepelném čerpadle využito chladivo R32. Záměna chladiva je vzhledem k podobnosti parametrů jednotlivých chladiv poměrně bezproblémová. Nelze ale opomenout, že chladivo R32 je na rozdíl od původně využívaného chladiva R410A mírně hořlavé, a proto je nelze využít ve stávajících zařízeních, pokud obsahují komponenty, které pro R32 nejsou výslovně schváleny.

Z tohoto důvodu je zvolen v okruhu jiný typ kompresoru, odhadovaný rozsah topného výkonu při podmínkách A7/W35 je předpokládán na 5–10 kW. Energetické parametry původního modelu viz tab. 3.

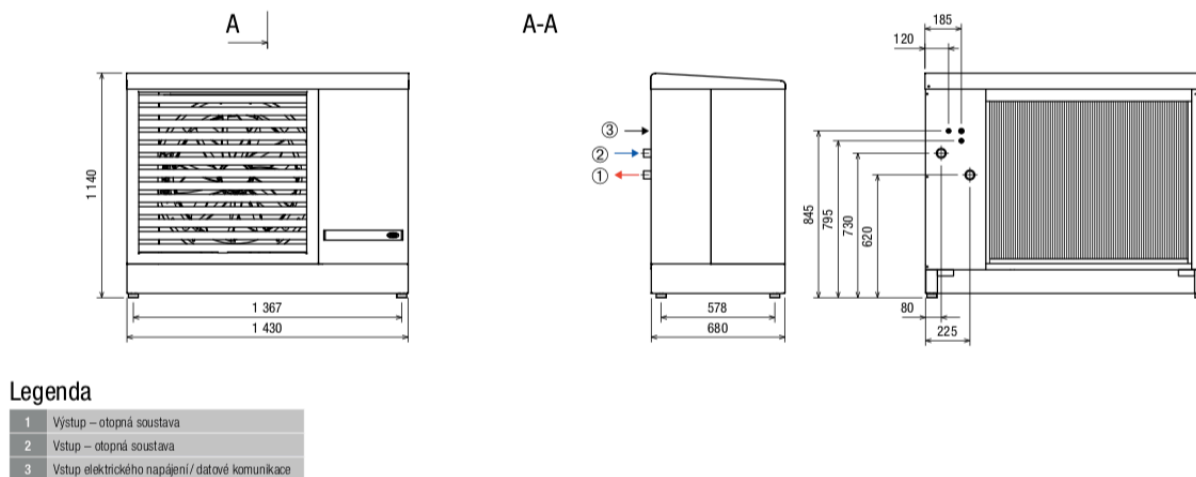
Tab. 3 Energetické parametry

HP3AWX DYNAMIC			08 (R)
TOPENÍ A7/W35	Rozsah topného výkonu	kW	4,9–13,0
	Jmenovitý tepelný výkon	kW	4,9
	Jmenovitý příkon	kW	1,0
	Topný faktor (COP)	–	5,02
CHLAZENÍ A35/W7	Rozsah chladicího výkonu	kW	5,0–9,0
	Jmenovitý chladicí výkon	kW	7,0
	Jmenovitý příkon	kW	2,0
	Chladicí faktor (EER)	–	3,5

Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Pro zakrytování zkoušeného tepelného čerpadla bylo využito stejného oplechování, rozměry jsou patrné na obr. 10. Konstrukce je navržena s ohledem na dlouhodobé odolávání povětrnostním vlivům venkovního prostředí.

Obr. 10 Oplechování – kryt tepelného čerpadla



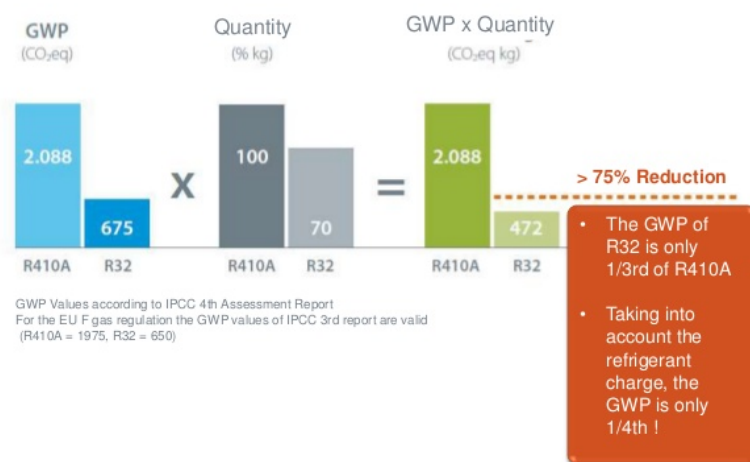
Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Okruh měřeného tepelné čerpadla je tvořen kompresorem Scroll, který je řízen frekvenčním měničem. Dále deskovým kondenzátorem a lamelovým výparníkem, s přívodem chladiva řízeným el. expanzním ventilem. Vysokou energetickou účinnost a spolehlivý provoz zajišťuje sběrač chladiva a odlučovač kapaliny s integrovanou rekuperací tepla. Použité chladivo R32 je ekologicky příznivější než původní R410.

5.3 Chladivo R32

Chladivo R32 (Difluormetan) patří mezi fluorované uhlovodíky, které neobsahují chlór, a jeho teplota varu je - 52 °C při 0 bar. R32 je součástí R410a, směsného chladiva široce používaného ve vyspělých zemích jako hlavní alternativa k HCfC-22, jedná se o chladivo ochuzující ozon. Vysoké GWP (2088) u chladiva R410 je důvodem pro nalezení chladiva s nižším GWP, jejich porovnání je znázorněno na obr. 11. (DAIKIN, 2019; MOTA-BABILONI, 2017)

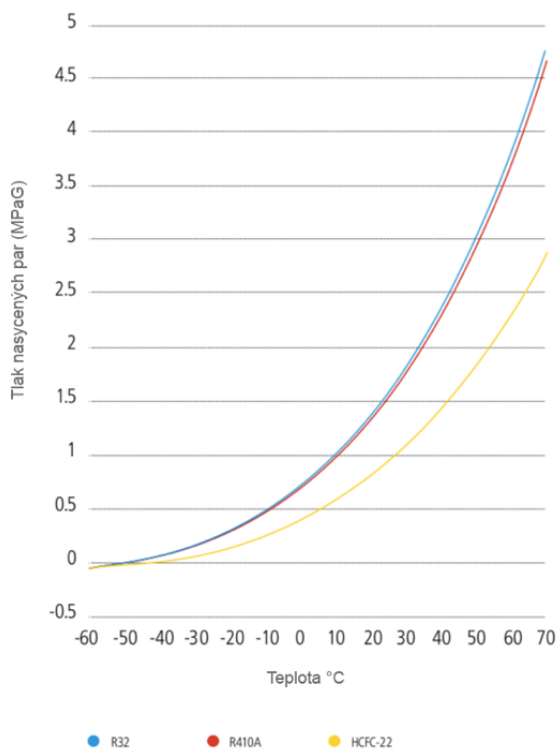
Obr. 11 Porovnání GWP u chladiva R410A a R32



Zdroj: www.seagullaire.com

Chladivo R32 je téměř netoxické, jedná se o chemicky stabilní látku, která je snadno dostupná. Výhodou je využití chladiva pro stávající technologie, z důvodu podobných tlaků. Na obr. 12 je znázorněn vztah mezi teplotou a tlakem nasycených par R32 ve srovnání s R410a a HCFC-22. Z grafu vyplývá, že chladivo R32 má podobný tlak par jako chladivo R410a. (DAIKIN, 2019)

Obr. 12 Křivka nasycené páry



Zdroj: (DAIKIN, 2019)

R32 jako jednosložkové chladivo přitahuje pozornost nejen jako alternativa k R410a ve vyspělých zemích, ale také jako alternativa k HCfC-22 v rozvojových zemích. (DAIKIN, 2019)

Při použití R32 je však třeba dodržovat platné předpisy a normy a je třeba vzít v úvahu výsledky posouzení rizik, protože má mírnou hořlavost (třída 2L podle norem pro chladiva ISO / FDIS 817 a ASHRAE 34). (DAIKIN, 2019)

R32 poskytuje vynikající výkon jak v chladicí / topné kapacitě, tak v energetické účinnosti. Z tab. 4 je patrné, že ve srovnání s chladivem R410a je objemová kapacita chladiva R32 asi o 15% vyšší a její COP je asi o 6% vyšší. (DAIKIN, 2019)

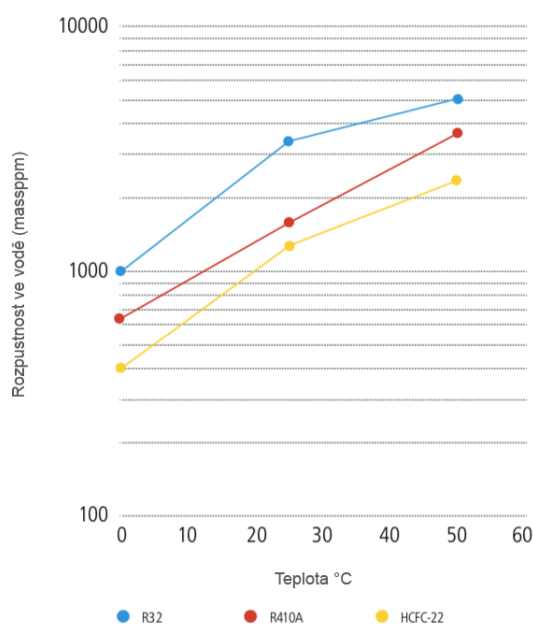
Tab. 4 Porovnání COP a kapacity v režimu vytápění i chlazení

			R32	R410A	HCFC-22
Cooling	COP		2.75	2.57	2.90
	Capacity	kJ / m ³	4812	4150	3010
Heating	COP		3.75	3.57	3.90
	Capacity	kJ / m ³	6562	5764	4049

Zdroj: (DAIKIN, 2019)

Nasyčená rozpustnost vody vůči fluorovaným uhlovodíkům je obecně nízká. Jak je ale znázorněno na obr. 13 chladivo R32 má vyšší rozpustnost ve vodě než stávající chladiva (HCFC, směs HFC chladiv). (DAIKIN, 2019)

Obr. 13 Rozpustnost chladiva ve vodě



Zdroj: (DAIKIN, 2019)

Ve srovnání s R410a je R32 méně mísitelný s oleji, takže použití chladicích olejů pro R410a může vést k nedostatečnému mazání v důsledku nedostatečné návratnosti oleje. Z tohoto důvodu byl po měřicí zkoušce vyjmut kompresor z okruhu a za pomoci váhy byla určena ztráta oleje v kompresoru. (DAIKIN, 2019; PEARSON, 2014)

K zobrazení termodynamických vlastností a celkově fyzikálních dějů v chladícím okruhu slouží p-h diagram, který je přílohou č. 2 této diplomové práce. (DAIKIN, 2019)

5.4 Instalace zařízení do měřícího boxu

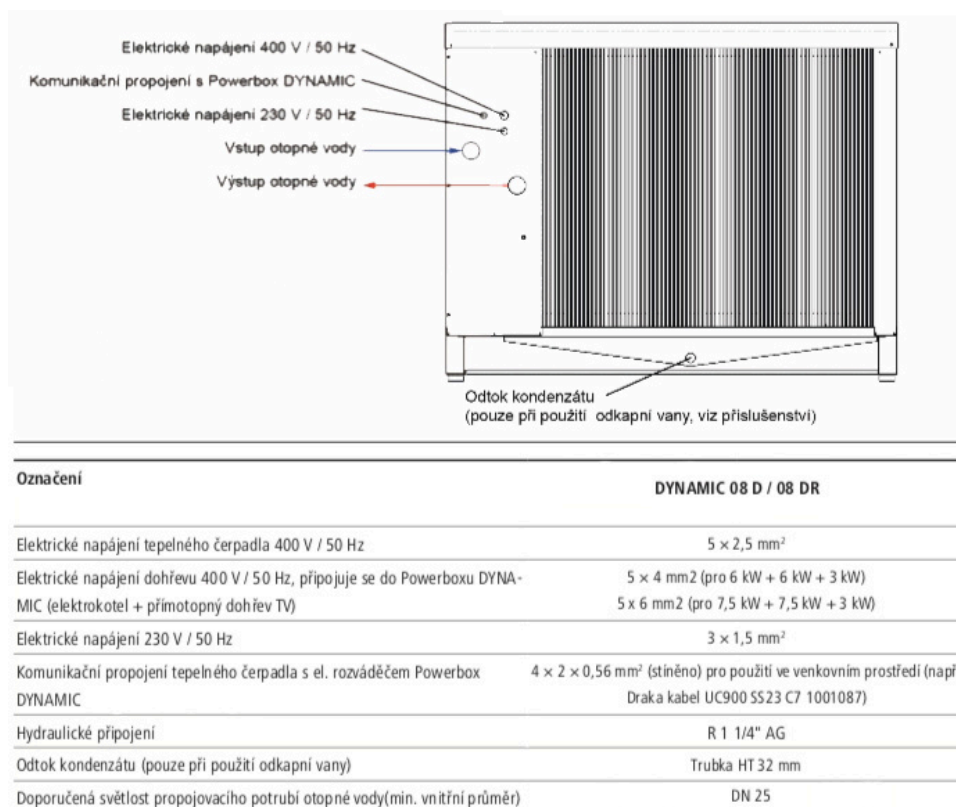
Samotné sestavení prototypu probíhá na dílně, tam jako poslední krok před předáním je provedena těsnicí zkouška přetlakem interního plynu a následné vakuování celého okruhu. Při zkoušce se hodnotí pokles tlaku v okruhu, který je naplněn dusíkem, z původní hodnoty 30 barů, za časový úsek 24 hod. Časový úsek 24 hod je určen pouze pro potřeby prototypů.

Pokud tepelné čerpadlo nevykazuje únik je převzato a převezeno do zkušebního boxu. Zde je umístěno na podstavec do středu boxu tak aby bylo zabezpečeno volné proudění vzduchu na vstupu i výstupu z tepelného čerpadla. Aby nedocházelo ke zpětnému nasávání již ochlazeného vzduchu je napříč prostorem zkušebny umístěn vzduchový rukáv.

Pod tepelné čerpadlo je umístěna nerezová odkapní vana pro zachycení kondenzátu. Odvod kondenzátu probíhá pomocí malého čerpadla dle potřeby, v našem případě až po ukončení celého měření.

Následně bylo tepelné čerpadlo hydraulicky a elektricky připojeno, viz obr. 14. O elektrické připojení byla požádána kvalifikovaná osoba, která současně do tepelného čerpadla nahrála i novou verzi softwaru a propojila ho s Powerboxem.

Obr. 14 Hydraulické a elektrické připojení



Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Hydraulické připojení bylo provedeno za vložení 30 cm dlouhé flexibilní hadice z důvodu zabránění hluku a vibrací do otopné soustavy. Vstupní i výstupní potrubí bylo osazeno odvzdušňovacími ventily. Vzhledem k možnosti nesprávné funkce tepelného čerpadla v případě zavzdušnění hydraulického okruhu bylo odvzdušnění provedeno opakovaně. Manuální odvzdušnění probíhalo vždy po 20minutovém cyklu cirkulace vody v okruhu a následném vypnutí technologie, dále jsou v okruhu technologie umístěny automatické odvzdušňovací ventily.

Následně bylo nutné připevnit teplotní sondy, ty byly umístěny na potrubí výtlačku, sání a kondenzátu. Pro pevné uchycení bylo využito adapteru s objímkou a pro lepší přilnavost bylo využito teplovodivé pasty. Použití jednotlivých sond je patrné z tab.5.

Tab. 5 Seznam sond

Interní označení	Výrobní označení	Výrobce	Měřicí rozsah	Poznámky	
TEPLOTA					
A110	PTS 380P Pt 1000/3850	SENSIT	-30°C až 80°C	Spárované	tw1 (vstup DVT)
A111	PTS 380P Pt 1000/3850	SENSIT	-30°C až 80°C		tw2 (výstup DVT)
A112	PTS 380P Pt 1000/3850	SENSIT	-30°C až 80°C	Spárované	tm1 (před žebrovkou)
A113	PTS 380P Pt 1000/3850	SENSIT	-30°C až 80°C		tm2 (za žebrovkou)
A116	PTS 350B Pt1000/3850/A	SENSIT	-30°C až 150°C		Teplota výtlak
A117	PTS 350B Pt1000/3850/A	SENSIT	-30°C až 150°C		Teplota za kondenzátorem
A118	PTS 350B Pt1000/3850/A	SENSIT	-30°C až 150°C		Teplota sání
TLAK					
A16	PT5-18M	Emerson	1 bara až 19 bara	4-20 mA	Tlak sání
A18	PT5-18M	Emerson	1 bara až 19 bara	4-20 mA	Rezerva
A17	PT5-50M	Emerson	1 bara až 51 bara	4-20 mA	Tlak výtlak
A19	PT5-50M	Emerson	1 bara až 51 bara	4-20 mA	Rezerva
PRŮTOK					
A13-B	FLOW 35 Industry DN20	COMAC CAL	0,23667 - 237 l/min.	4-20 mA	Průtok náhradní
A10A	FLOW 35 Industry DN20	COMAC CAL	2,367 - 100 l/min.	4-20 mA	Průtok sekundár
Kombinace TEPLOTA - VLHKOST					
A11	Hydroflex HF532-WB4XX1XX	Rotronic	0% až 100%;	4-20 mA	
A12			-30°C až 70°C	4-20 mA	
A13-A	Hydroflex HF532-WB4XX1XX	Rotronic	0% až 100%;	4-20 mA	
A14			-30°C až 70°C	4-20 mA	

Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

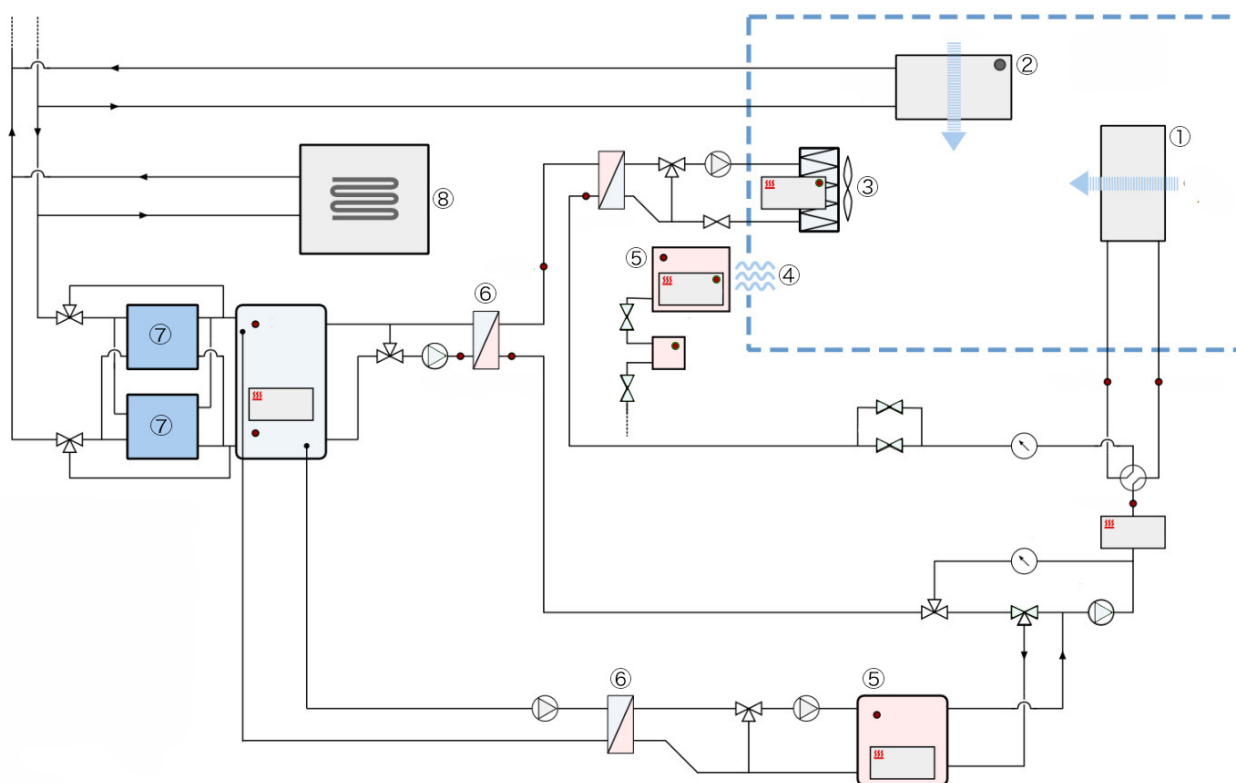
Neméně důležitým krokem bylo zaizolování hydraulického připojení a přeizolování míst, které byly poškozeny z důvodu umístění měřících sond. Druh izolace je zvolen dle předpokládaných teplot a ze zkušeností s jednotlivými materiály.

Tepelného čerpadla bylo potřeba naplnit chladivem. Dle legislativi tuto činnost může provádět pouze certifikovaná osoba. Požádala jsem tedy servisního technika o naplnění 2,0 kg chladiva R32 do chladivového okruhu. Vzhledem k plánovanému způsobu měření a nutnosti častého doplňování chladiva, nebyla nádoba s chladivem včetně měřiče chladicí kapaliny Testo 557 po naplnění odpojena od odtlačovadel.

5.5 Technologie pro měření

Jak již bylo zmíněno výše, měření probíhalo ve zkušební komoře, zapojení měřícího boxu do technologie je patrné ze schématu viz obr. 15.

Obr. 15 Schéma měřicího boxu



Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

V boxu se nachází kromě měřeného tepelné čerpadla (1) i čerpadlo dochlazovací (2), které nám dopomáhá k udržení stálých podmínek, při měření ve velmi nízkých teplotách. Dalším zařízením nacházející se v boxu je rozvod vzduchu (3) a zvlhčovač (4). Ve schématu jsou kromě akumulčních nádrží (5) a výměníků (6) znázorněny i chladiče (7) a podlahové topení (8).

5.6 Podmínky zkoušení

Pro nastavení standartních podmínek vycházíme z normy ČSN EN 14511 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin, tepelná čerpadla pro ohřívání a chlazení prostoru a procesní chladiče, s elektricky poháněnými kompresory, a to přesněji z části 2: Zkušební podmínky.

5.6.1 Podmínky v režimu vytápění

Z tab. 5 je patrné, že pro jednotku typu vzduch-voda v režimu ohřívání na straně venkovního výměníku se jedná o vstupní teplotu suchého teploměru a vstupní teplotu mokrého teploměru, naopak na straně vnitřního výměníku tepla se nastaví teplota vstupní a teplota výstupní je regulovaná průtokem tak, aby bylo dosaženo teplotního rozdílu 5 K. Teprve po dosažení a ustálení těchto podmínek může být zahájeno měření.

Tab. 6 Jednotka typu vzduch-voda (solanka) - Režim ohřívání (nízká teplota)

		Venkovní výměník tepla		Vnitřní výměník tepla pro aplikaci s nízkou teplotou	
		Vstupní teplota suchého teploměru °C	Vstupní teplota mokrého teploměru °C	Vstupní teplota °C	Výstupní teplota °C
Standardní podmínky pro hodnocení	Venkovní vzduch	7	6	30	35
	Odváděný vzduch	20	12	30	35
Uživatelské podmínky pro hodnocení	Venkovní vzduch	2	1	^a	35
	Venkovní vzduch	-7	-8	^a	35
	Venkovní vzduch	-15	-	^a	35
	Venkovní vzduch	12	11	^a	35

^a Zkouška je prováděna při průtoku stejném nebo, pro jednotky s proměnným průtokem při ΔT získaném během zkoušky při odpovídajících standardních podmínkách pro hodnocení. Jestliže je výsledný průtok pod minimálním průtokem, pak se použije toto minimum s výstupní teplotou.

Zdroj: ČSN EN 14511

5.6.2 Podmínky v režimu chlazení

Podmínky pro jednotku typu vzduch-voda v režimu chlazení nalezneme v tab. 6.

Tab. 7 Jednotka typu vzduch-voda (solanka) - Režim chlazení

		Venkovní výměník tepla		Vnitřní výměník tepla	
		Vstupní teplota suchého teploměru °C	Vstupní teplota mokrého teploměru °C	Vstupní teplota °C	Výstupní teplota °C
Standardní podmínky pro hodnocení	Voda (solanka) (aplikace ohřívání pro středně nízkou teplotu) a komfortní chladiče	35	–	12	7
	Voda (aplikace ohřívání pro nízkou teplotu)	35	–	23	18
Uživatelské podmínky pro hodnocení	Voda (solanka) (aplikace ohřívání pro středně nízkou teplotu)	27	–	^a	7
	Voda (solanka) (aplikace ohřívání pro nízkou teplotu)	27	–	^a	18
	Voda (solanka) (aplikace ohřívání pro středně nízkou teplotu)	46	–	^a	7

^a Zkouška je prováděna při průtoku stejném nebo, pro jednotky s proměnným průtokem při ΔT získaném během zkoušky při odpovídajících standardních podmínkách pro hodnocení. Jestliže je výsledný průtok pod minimálním průtokem, pak se použije toto minimum s výstupní teplotou.

Zdroj: ČSN EN 14511

Měření dle normy tedy bude probíhat za standardních podmínek pro vytápění při A7/W35 a pro chlazení A35/W18.

5.6.3 Přípustné odchylky

Přípustné odchylky od nastavených hodnot dle části 3: Zkušební metody, viz tab. 7.

Tab. 8 Přípustné odchylky od nastavených hodnot

Měřená veličina	Přípustné odchylky aritmetických středních hodnot od nastavených hodnot	Přípustné odchylky jednotlivě naměřených hodnot od nastavených hodnot
Kapalina		
– vstupní teplota	±0,2 K	±0,5 K
– výstupní teplota	±0,3 K	±0,6 K
– objemový průtok	±1 %	±2,5 %
– rozdíl statických tlaků	–	±10 %
Vzduch		
– vstupní teplota (suchý teploměr) ^a	±0,3 K	±1 K
– vstupní teplota (mokrý teploměr) ^a	±0,4 K	±1 K
– (suchý teploměr – mokrý teploměr)	±0,3 K	–
– teplotní diference ^b		
– objemový průtok	±5 %	±10 %
– rozdíl statických tlaků	–	±10 %
Chladivo		
– teplota kapaliny	±1 K	±2 K
– teplota syté kapaliny/teplota bodu sytosti kapaliny	±0,5 K	±1 K
Napětí	±4 %	±4 %
^a Pro jednotky s venkovním tepelným výměníkem s plochou větší než 5 m ² , přípustná odchylka se zdvojnásobí. Při testování jednodukálních jednotek aritmetická střední hodnota diference mezi suchou teplotou teploměru vnitřní komory a nasávaným vzduchem z venkovní komory má mít přípustnou odchylku 0,3 K. Tento požadavek platí i pro diferenci teplot mokrého teploměru.		
^b Tato změna platí pro nastavení rozdílu teplot. Jestliže je roven 1 K, rozdíl teplot se pak může měnit mezi 0,7 K a 1,3 K.		

Zdroj: ČSN EN 14511

5.7 Zkušební postup

Zjednodušeně se dá zkušební postup rozdělit do tří etap: přípravná perioda, perioda rovnovážného stavu a perioda sběru dat. Délka etapy sběru dat se odvíjí od provozu, zda se jedná o ustálený nebo neustálený stav.

5.7.1 Přípravná perioda

Při této etapě jsme zkoušené tepelné čerpadlo nechali pracovat tak dlouho, dokud nesplňovalo přípustné odchylky od nastavených hodnot dle tab. 7, po dobu nejméně 10 minut.

5.7.2 Perioda rovnovážného stavu

V této fázi je tepelné čerpadlo v chodu, při dosahování tolerancí z tab. 7, v trvání jedné hodiny. V našem případě nedochází k odtávacímu cyklu.

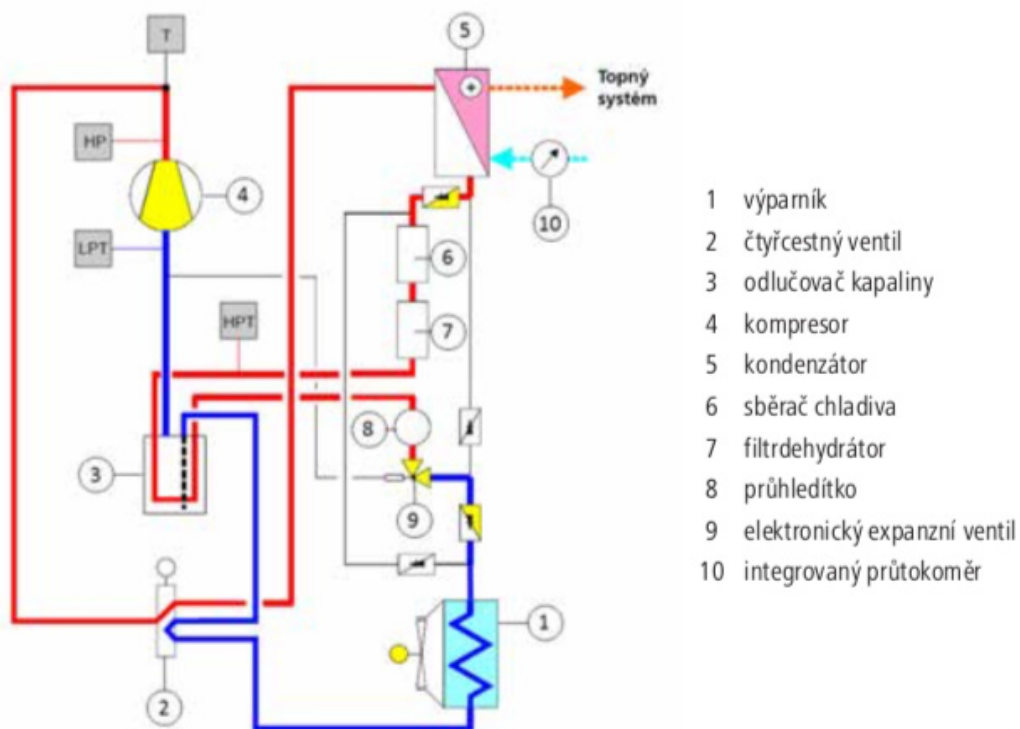
5.7.3 Perioda sběru dat

Dle normy je nutné zaznamenávat data po dobu 70 minut ve stejných intervalech nepřesahujících 30 s. S ohledem na cíle diplomové práce a zohlednění množství zpracovaných dat, byla perioda sběru dat pro naše potřeby upravena na 30 minut v intervalu po 5 s při provozu v ustáleném stavu.

5.7.4 Získání dat

První část měření byla zaměřena na získání parametrů tepelného čerpadla při funkci vytápění, viz obr. 16.

Obr. 16 Provozní režim vytápění



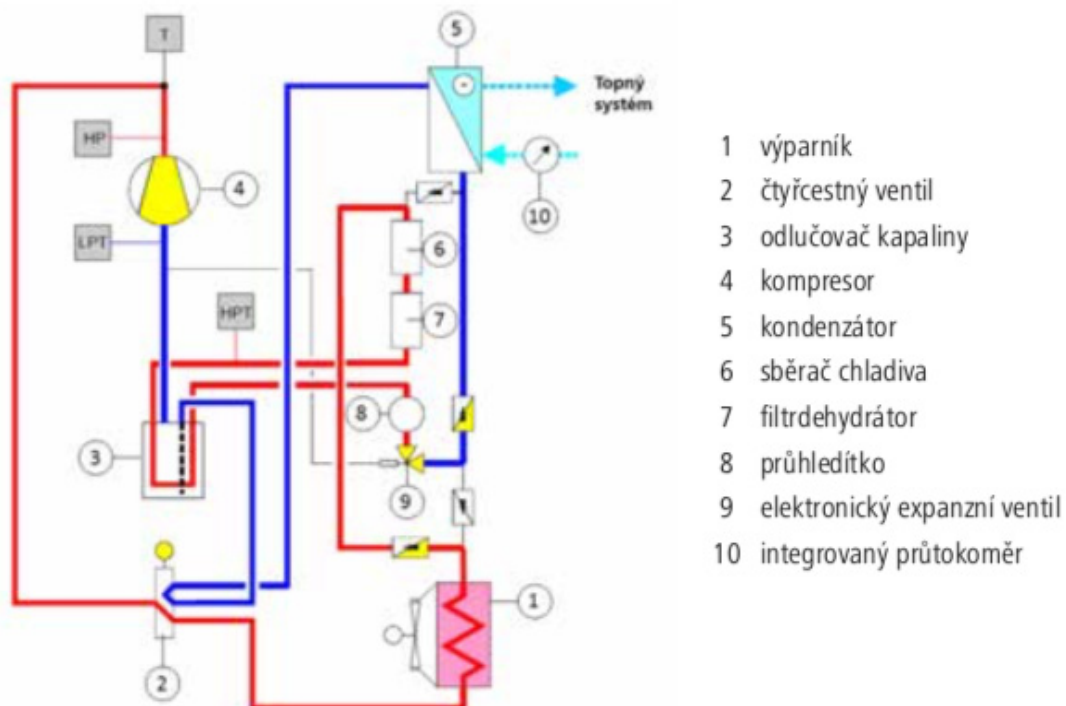
Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Principem tepelného čerpadla ve funkci vytápění je odebrání tepla z okolního vzduchu pomocí vypařování chladiva ve výparníku. Tyto vypařené páry chladiva jsou nasáté kompresorem, který je stlačí a vytlačí do kondenzátoru. V kondenzátoru dochází ke kondenzaci stlačených par chladiva a tepelná energie se předává do otopné vody. Prostřednictvím elektronického expanzního ventilu se kapalné chladivo, které zkondenzovalo v kondenzátoru převádí do výparníku, aby se zde opět vypařilo a celý cyklus se opakoval.

Měření bylo provedeno dle postupu popsaného v kapitole 5.7 a při stanovených podmínkách dle kapitoly 5.6 samostatně pro každé množství chladiva. Počáteční stav množství chladiva R32 byl stanoven na 2 kg. Postupně bylo před každým novým měřením do chladivového okruhu přidáno 100 g chladiva. Vzhledem k minimálním změnám výstupních parametrů se od 3 kg zvýšila dávka přidávaného chladiva na 200 g. Po naměření parametrů tepelného čerpadla ve funkci aktivního chlazení, bylo chladivo odsáto a dodatečně doměřeny parametry již od 1,5 kg chladiva v chladivovém okruhu.

Jak již bylo naznačeno druhá část měření byla zaměřena na získání parametrů tepelného čerpadla při funkci aktivního chlazení, viz obr. 17.

Obr. 17 Provozní režim chlazení



Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

Princip funkce tepelného čerpadla ve funkci aktivního chlazení je v podstatě podobný, jako provozní režim odtávání rezervací. Pomocí čtyřcestného elektromagnetického ventilu je přeřazen vstup a výstup kompresoru tak, že kondenzátor je ve funkci výparníku a výparník ve funkci kondenzátoru. Teplo je tedy v kondenzátoru odebíráno chladicí vodě a předáváno do venkovního prostředí prostřednictvím výparníku.

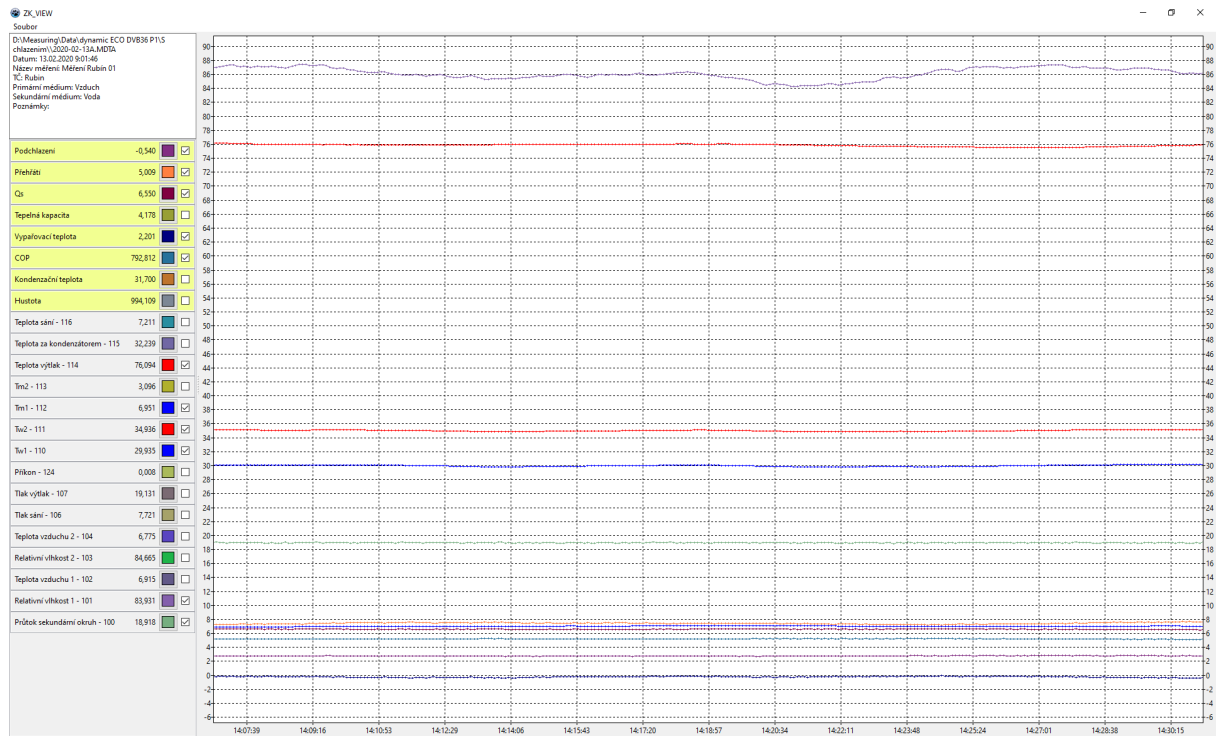
Měření bylo opět provedeno dle postupu popsaného v kapitole 5.7 a při stanovených podmínkách z kapitoly 5.6 samostatně pro každé množství chladiva. Počáteční stav množství chladiva R32 byl 3,6 kg. Tedy maximální množství chladiva, pro které byly měřeny parametry pro režim vytápění. Postupně bylo před každým novým měřením do chladivového okruhu přidáno 200 g chladiva až do hmotnosti 5,3 kg.

5.7.5 Záznam dat

Zaznamenání provozních parametrů tepelného čerpadla probíhalo po celou dobu měření. Pro sledování průběhu měření v reálném čase bylo využito vlastního softwaru firmy PZP. Jedná se o beta verzi programu vytvořeného ve vývojovém prostředí Lazarus, dostupné na platformě Windows.

Na obr. 18 je zobrazeno grafické znázornění průběhu měření za vybraný časový úsek. Software automaticky v námi zadaném intervalu načítá nová data. Legenda parametrů, které je možné zobrazit včetně těch dopočítaných se nachází v levém sloupci. Toto zobrazení se využívá pouze pro sledování aktuálního stavu a reakce na námi provedené změny v okruhu (např. změna průtoku) v reálném čase. Především pro okamžité zhodnocení, zda se jedná o ustálený stav. Pro vyhodnocování měření jsou data vyexportována v binárním formátu do souboru s příponou XLS (Excel).

Obr. 18 Software pro zobrazení reálného průběhu měření



Zdroj: Interní podklady firmy PZP Heating a.s.

6 ANALÝZA A VYHODNOCENÍ

6.1 Určení ideálního množství chladiva v režimu vytápění

Vzhledem k tomu, že neexistuje možnost, jak přesně vypočítat ideální množství chladiva v chladivovém okruhu a veškeré výpočty jsou pouze orientační dle použitých komponentů v okruhu, případně je vycházeno z praxe jako v našem případě, bylo v první řadě nutné stanovit ideální množství chladiva pro měřený prototyp tepelného čerpadla.

Prvním ukazatelem správného množství chladiva v okruhu je průhledítka. V průběhu celého měření byl stav průhledítka sledován a zaznamenáván pomocí kamer. Vyhodnocení probíhá opticky a hodnotí se propěňování.

Původně bylo minimální množství chladiva určeno na 2 kg. V tomto případě bylo průhledítko čisté, bez propěňování. Pro účely této diplomové práce byl dodatečně sledován průběh od množství chladiva 1,6 kg. Zjištění jsou zaznamenána v tab. 8.

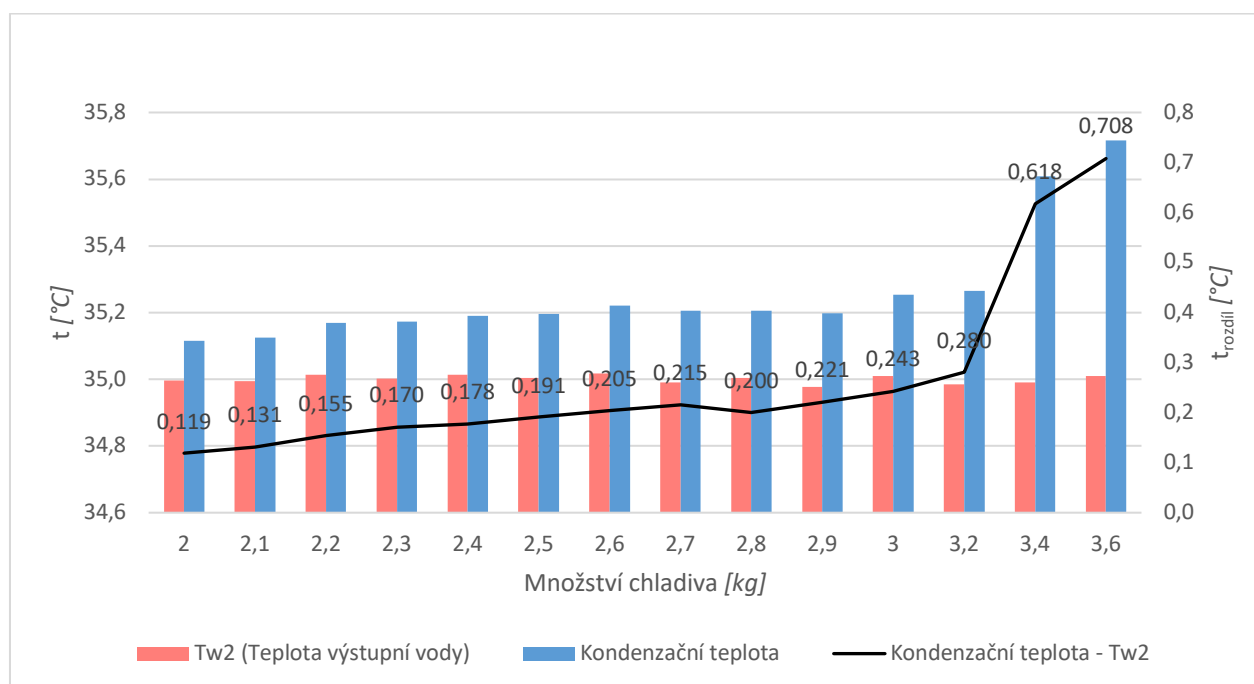
Tab. 9 Stav průhledítka

Množství chladiva [Kg]	Popis stavu průhledítka
1,5	Průhledítko silně propěňuje, hladina pouze v dolní třetině průřezu
1,7	Průhledítko propěňuje, hladina ve 3/4 průřezu
1,9	Průhledítko propěňuje, náznak hladiny
2,0	Průhledítko nepropěňuje

Vzhledem k nedostatečnému množství chladiva, které je patrné z tab. 8. Budou naměřené parametry tepelného čerpadla, pro hmotnost chladiva v rozsahu 1,5-1,9 kg, pro další vyhodnocování dat vyřazena.

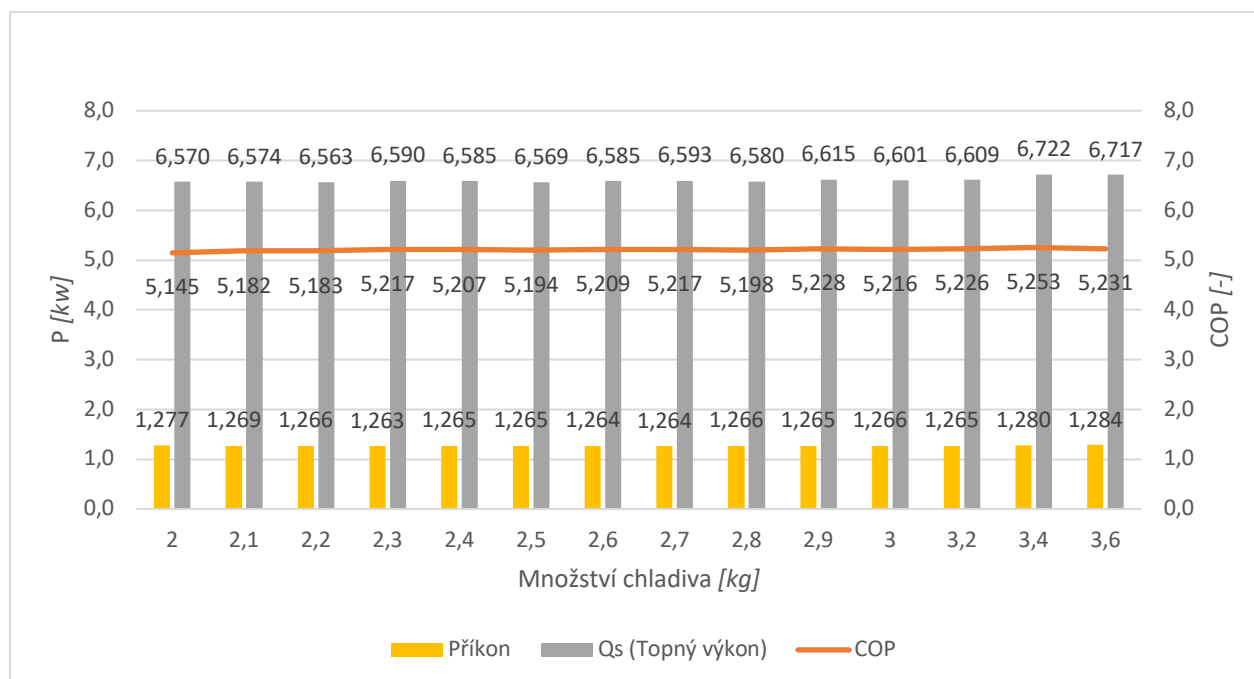
Za indikátor přeplnění by se dalo považovat neúměrné zvýšení rozdílu mezi kondenzační teplotou a výstupní teplotou vody. Z grafu 3 je patrné, že k tomuto stavu dochází od množství chladiva 3,2 kg v chladivovém okruhu.

Graf 3 Průběh kondenzační teploty v závislosti na množství chladiva



Dalším důležitým parametrem efektivity tepelných čerpadel je COP. Jeho průběh v závislosti na množství chladiva je patrný z grafu 4.

Graf 4 COP v závislosti na množství chladiva v režimu vytápění

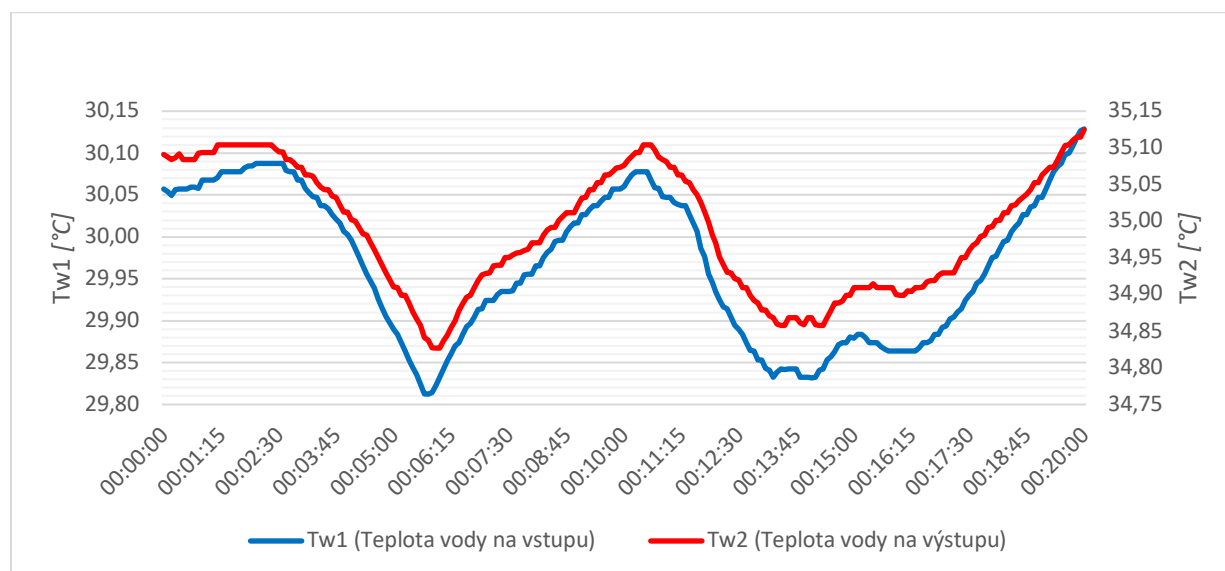


Z výše uvedených poznatků se jako nejvhodnější varianta jeví okruh s množstvím 2,7 kg chladiva.

6.2 Vyhodnocení měření s ideálním množstvím chladiva v režimu vytápění

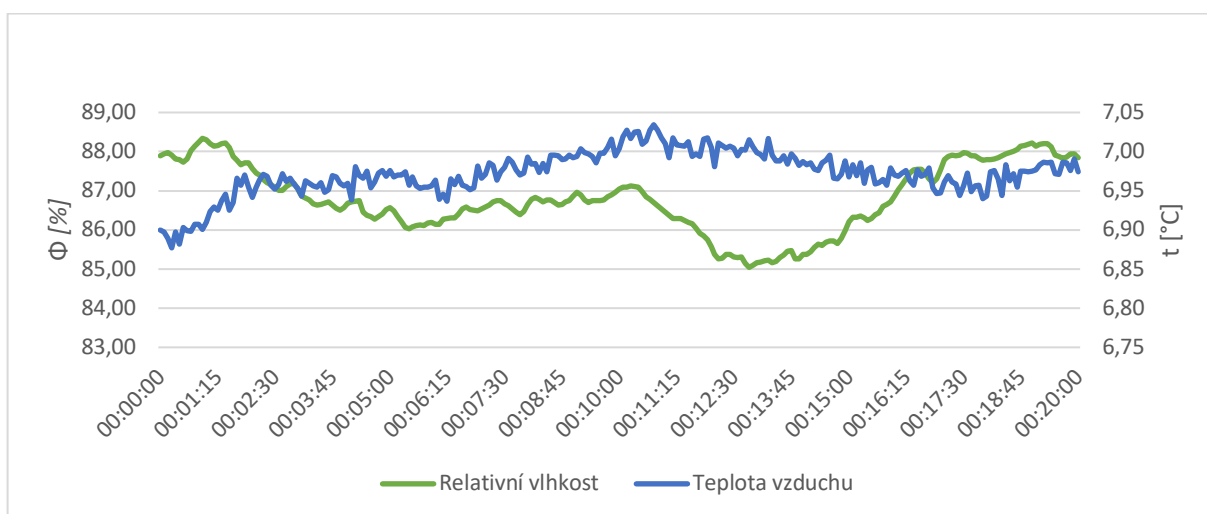
Jak již bylo řečeno výše měření probíhalo dle postupu popsaného v kapitole 5.7 a při stanovených podmínkách v kapitole 5.6. Průběh stanovených podmínek je možné ověřit pomocí grafu 5, který znázorňuje průběh rozdílu teplot na vstupní a výstupní teplotě vody a v grafu 6, který znázorňuje průběh vlhkosti a teploty vzduchu.

Graf 5 Rozdíl teplot vody na vstupu a výstupu



Pro přesnější určení odchylek nám slouží tabulka v příloze č. 3. Z této tabulky je patrné, že absolutní odchylka na vstupní teplotě kapaliny dosahuje hodnoty 0,188 K a na výstupní teplotě kapaliny dosahuje hodnoty 0,173 K. Obě hodnoty tedy splňují normou dané odchylky pro kapalinu.

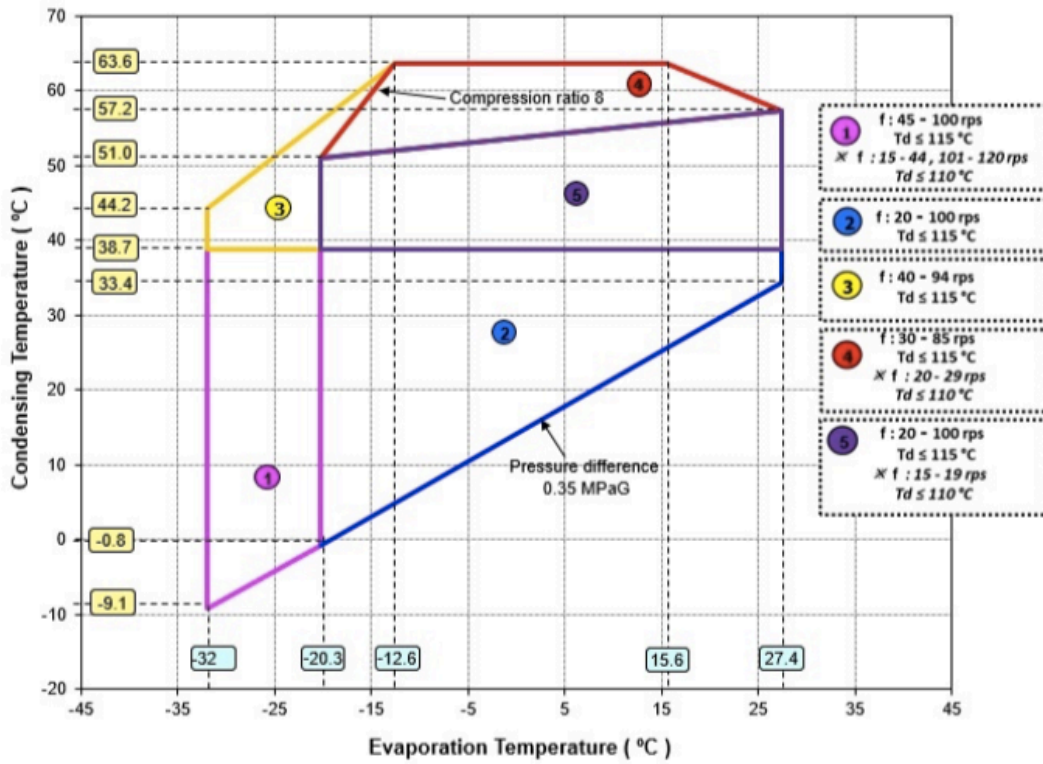
Graf 6 Průběh teploty vzduchu



Přesnější průběh teploty vzduchu je patrný z přílohy č.4. Z této tabulky lze vyčíst, že absolutní odchylka na teplotě vstupujícího vzduchu činí 0,086 K, tedy opět splňuje hodnotu maximální odchylky určenou normou.

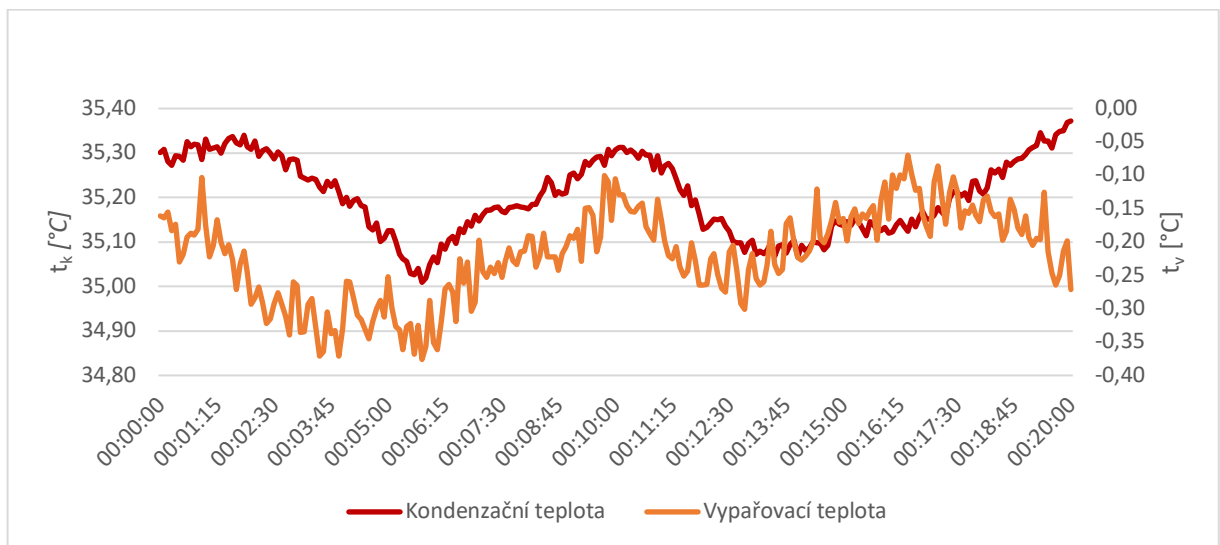
Dále je nutné porovnat naměřené parametry s pracovní oblastí kompresoru. Pracovní oblast kompresoru pro kondenzační a vypařovací teploty je znázorněna na obr. 19, tento diagram byl dodán výrobcem kompresoru. Průběh kondenzační a vypařovací teploty, při ideálním množství chladiva ($R32 = 2,7\text{kg}$) v chladivovém okruhu je graficky znázorněn, viz graf 7.

Obr. 19 Pracovní oblast kompresoru



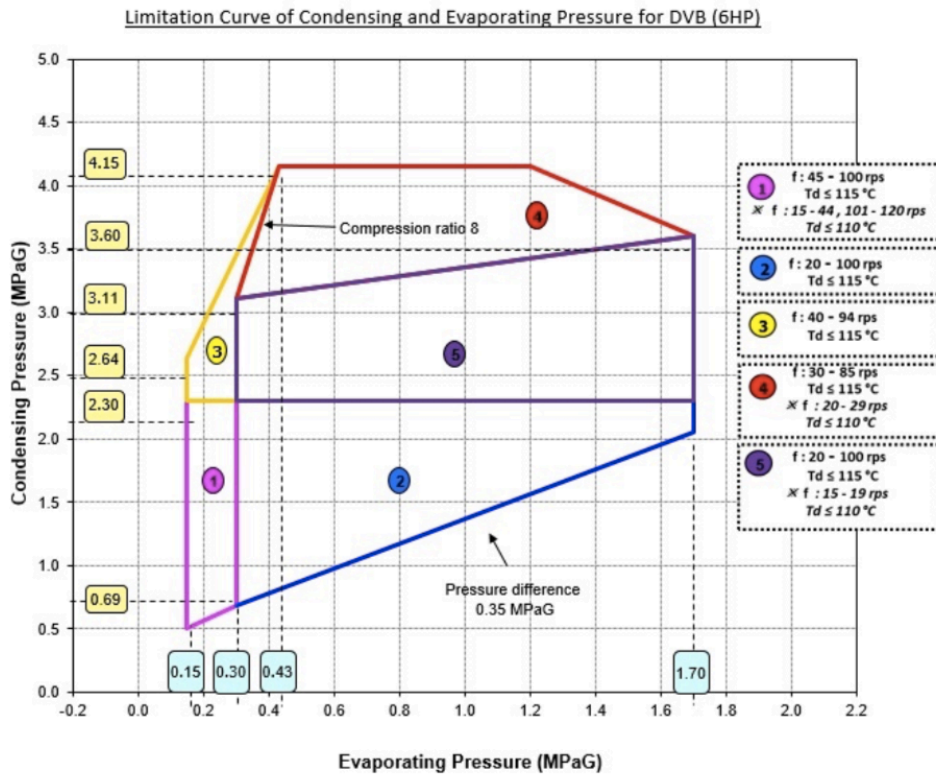
Zdroj: SIAMCOMPRESSOR

Graf 7 Průběh kondenzační a vypařovací teploty

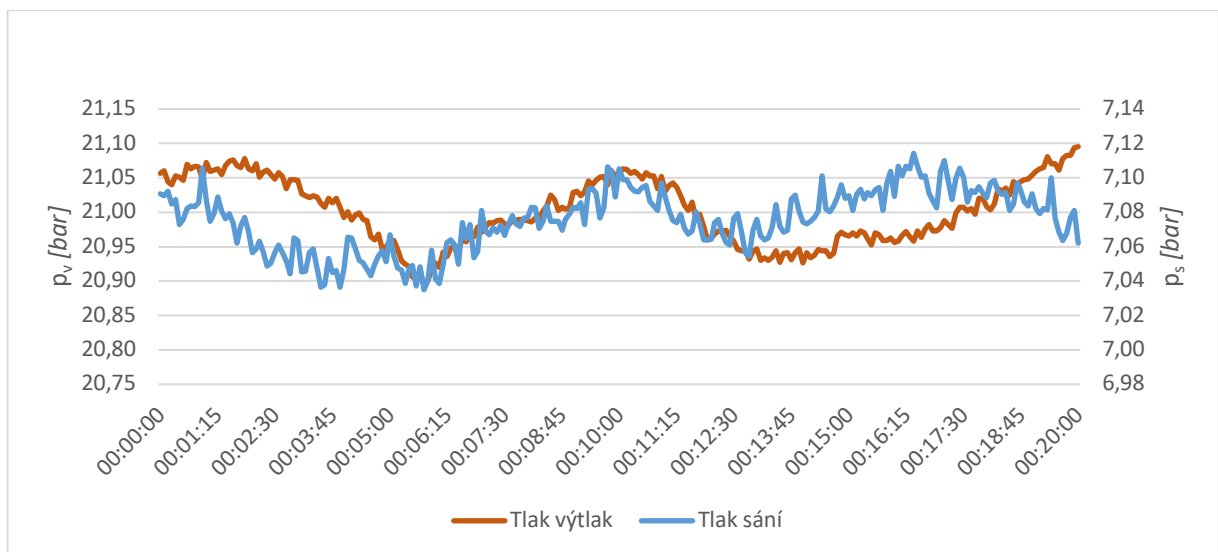


Důležité je dodržet pracovní oblast kompresoru i pro tlak sání a tlak výtlačku, viz obr. 20. Průběh tlaků na výtlačku i sání je graficky znázorněn, viz graf 8.

Obr. 20 Pracovní oblast kompresoru



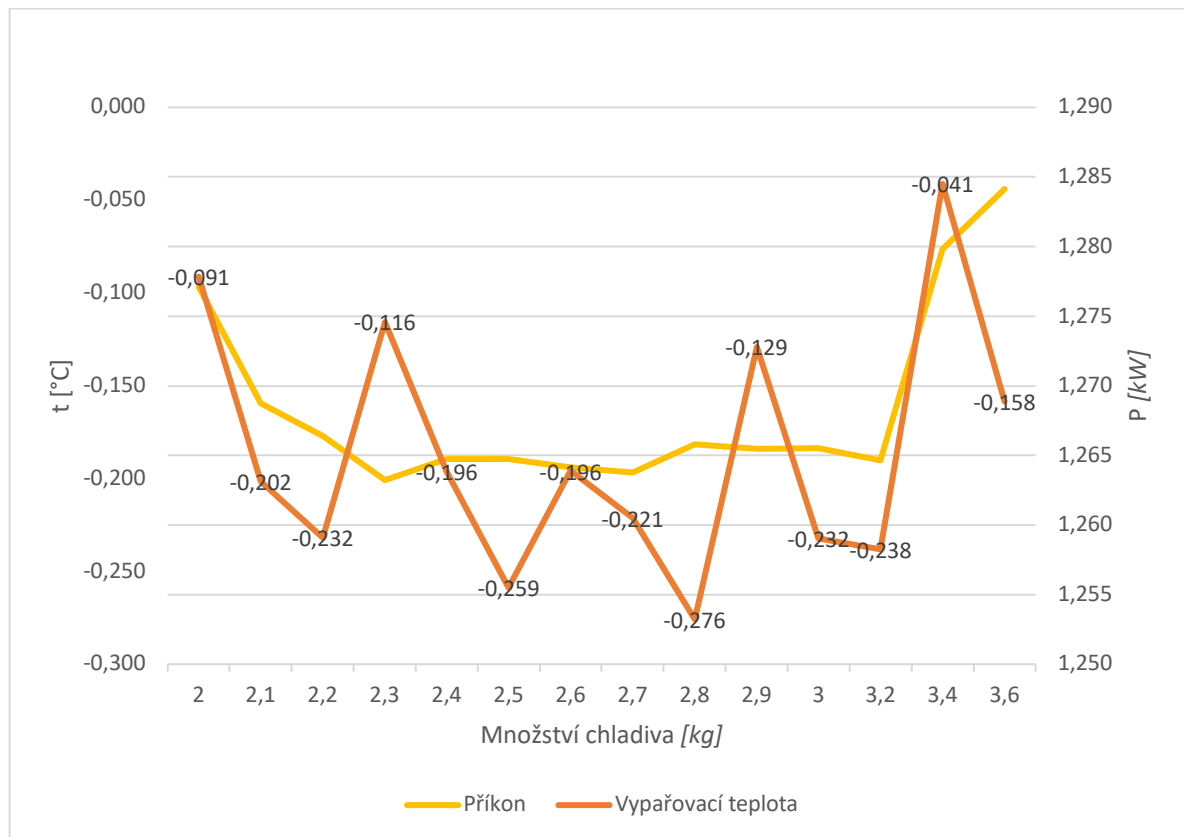
Graf 8 Průběh tlaků na sání a výtlačku



6.3 Vliv hmotnosti chladiva na ostatní parametry tepelného čerpadla při režimu vytápění

Dalším parametrem, u kterého se vliv množství chladiva viditelně projeví je vypařovací teplota. Její průběh v závislosti na množství chladiva je patrný z grafu 9.

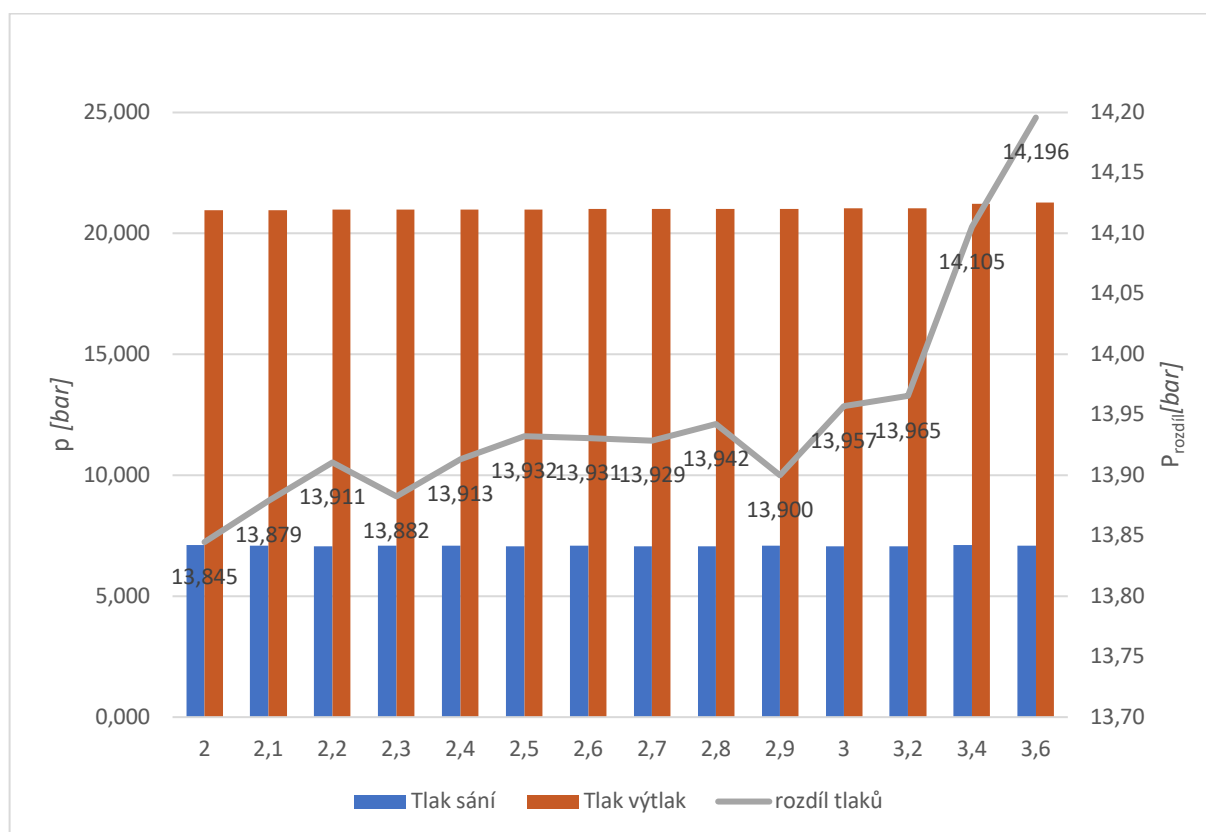
Graf 9 Vliv množství chladiva na vypařovací teplotu



Z grafu 9 je možné vyčíst zvýšení vypařovací teploty při špatně zvoleném množství chladiva. V případě malého množství chladiva, vypařovací teplota reaguje na maximální otevření expanzního ventilu z důvodu dodržení konstantního přehřátí.

Naopak při přeplnění okruhu chladivem dochází k celkovému tlakovému posunu, který je způsoben rostoucím výtlačným tlakem. Rozdíl mezi tlakem na sání a výtlačku kompresoru je graficky znázorněn, viz graf 10. Z grafu je patrný i vliv množství chladiva na tlak výtlačku kompresoru. Se zvyšujícím se množstvím chladiva tento tlak roste.

Graf 10 Rozdíl tlaků na sání a výtaku vzhledem k množství chladiva v okruhu



Z grafu 9 lze vyčíst i vztah mezi vypařovací teplotou a příkonem. Při porovnání s grafem 10 je patrné, že čím vyšší je vypařovací teplota chladiva, tím vyšší je i tlak chladiva, a tedy také rozdíl tlaků který musí kompresoru dosáhnout. A to se projevuje na příkonu. Čím více musí kompresor chladivo stlačit, tím více elektrické energie spotřebuje.

6.4 Určení ideální množství chladiva v režimu chlazení

S ohledem na to, že chlazení je pro tento model tepelného čerpadla pouze doplňkovým režimem, snažíme se hledat minimální množství chladiva při kterém bude tepelné čerpadlo pracovat správně. Ideální množství chladiva 5,3 kg bylo tedy určeno pouze vyhodnocením průhledítka.

Poměr mezi topným výkonem deskového výměníku a příkonem v režimu chlazení je patrný z grafu 11.

Graf 11 COP v závislosti na množství chladiva v režimu chlazení



6.5 Ideální množství chladiva z ekonomického hlediska

Hledání minimálního množství chladiva je odůvodněno především s ohledem na ekonomické a uživatelské požadavky výrobku. Aktuální cena chladiva R32 za 1 kg k datu 1.1.2020 činí 12,08 eur bez DPH. Tento údaj vychází z oficiálního ceníku společnosti VOR spol. s r.o. zpracovaný pro firmu PZP Heating a.s.

Se zvyšujícím množstvím chladiva v okruhu narůstá nejen cena za samotné chladivo ale i za sběrač. Cena sběrače je úměrná jeho velikosti, která vychází z celkové hmotnosti chladiva v okruhu.

Další snahou je nepřesáhnout 5 t ekvivalentu CO₂. Množství chladiva R32 odpovídající tomuto ekvivalentu je stanoven na 7,41 kg. Frekvence zkoušek je závislá na množství chladiva v okruhu. S hmotností chladiva roste jejich četnost od jedné za rok až po pravidelné servisní zkoušky v intervalu 3 měsíců. (Enacon, 2020)

Tento parametr je nutné zahrnout především z důvodu, že tyto kontroly jsou i v záruční době výrobku zpoplatněny. Cena těchto servisních prohlídek je odvozena z hodinové mzdy servisních pracovníků a nákladů na dopravu. Minimální cena servisní prohlídky společností PZP je stanovena na 1 500 Kč bez DPH.

7 ZÁVĚR

Diplomová práce pojednává o vlivu hmotnosti chladiva na provozní parametry tepelného čerpadla. Toto téma bylo zvoleno na základě studijního oboru autorky práce a možnosti spolupráce se společností PZP Heating a.s.

První kapitoly se zabývají popisem základního principu tepelného čerpadla včetně rozdělení, dle nízkopotenciálního tepla, které využívá. Je zde uvedena terminologie a charakteristika základních součástí tepelného čerpadla a faktorů hodnotících jeho efektivitu. Důležitou součástí je kapitola věnující se chladivům, včetně vývoje legislativy v oblasti použití i vlivu na životní prostředí. Následuje rozdělení, značení a klasifikace chladiv do bezpečnostních tříd dle platných norem.

Druhá část této práce pojednává o měřeném zařízení a zvoleném druhu chladiva. Je zde popsána samotná instalace zařízení do měřicího boxu, včetně schématu technologie pro měření. Jsou zde vysvětleny jednotlivé kroky, které je nutné učinit před samotným uvedením tepelného čerpadla do provozu. Následuje charakteristika podmínek zkoušení včetně přípustných odchylek. Je zde popsán zkušební postup, který je rozdělen do několika částí. To vše v souladu s příslušnou normou. Dále je v této části práce popsán i způsob získávání a zaznamenání provozních parametrů tepelného čerpadla.

Poslední část diplomové práce se zabývá analýzou a vyhodnocením samotného měření. Nejdříve jsou dle předem stanovených podmínek vybrána data. S ohledem na výsledky propěňovacího testu, bylo nutné opakovat selekci dat a naměřené hodnoty pro rizikově nízké množství chladiva v okruhu odebrat z dalších kroků vyhodnocení. Následně je určeno ideální množství chladiva v režimu vytápění a celkově vyhodnoceno měření s ideálním množstvím chladiva. Celý proces se opakuje pro režim chlazení. V poslední části práce je krátké přihlídnutí k volbě množství chladiva i z ekonomického hlediska.

Pro vyhodnocení naměřených provozních parametrů autorka zvolila především grafické znázornění, které umožnilo přehlednou orientaci a větší názornost. Množství použitého chladiva v okruhu má podle výsledků diplomové práce vliv na mnoho parametrů. Za jeden významnější z nich by autorka označila vypařovací teplotu. Z grafického znázornění (zvýšení vypařovací teploty, při nevhodně zvoleném množství chladiva v okruhu) je patrné, že v případě malého množství chladiva, vypařovací teplota reaguje na maximální otevření expanzního

ventilu z důvodu dodržení konstantního přehřátí, a naopak při přeplnění okruhu chladivem dochází k celkovému tlakovému posunu, který je způsoben rostoucím výtlačným tlakem.

Celkové vyhodnocení provozních parametrů s ohledem na použité množství chladiva v okruhu mělo největší význam pro samotnou autorku této práce především s ohledem na pochopení vztahů mezi jednotlivými parametry. Autorka již samostatně dokáže určit ideální množství chladiva včetně návrhu všech komponentů v okruhu tepelného čerpadla s ohledem na dosahované teploty, tlaky a použité chladivo.

Vzhledem k tomu, že se jednalo o první prototyp tepelného čerpadla sestavený ve firmě PZP s využitím novějšího typu chladiva R32, jsou naměřené hodnoty důležitou počáteční informací pro další vývoj nových zařízení. Již v době tvorby této diplomové práce, autorka pracuje na inovaci měřeného tepelného čerpadla.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

BANKS, David. Dr T. G. N. ‘Graeme’ Haldane — Scottish Heat Pump Pioneer. *The International Journal for the History of Engineering & Technology*. 2015, DOI: 10.1179/1758120615Z.00000000061. ISSN 1758-1206;

DVOŘÁK, Zdeněk, Luděk KLAZAR a Jiří PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: SNTL, 1987;

Kays, W.M., London, L., *Compact heat exchangers*. 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 1984;

MOTA-BABILONI, Adrián et al. Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 80, s. 1031-1042. ISSN 1364-0321;

MYSLIL, Vlastimil. *Geotermální energie: zdroje, využití, technologie*. Liberec: Geoterm CZ, 2011. ISBN isbn978-80-260-2349-4;

NEUBERGER, Pavel, Daniel ADAMOVSKEÝ a Radomír ADAMOVSKEÝ. *Termomechanika*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN isbn978-80-213-1634-8;

PEARSON, Andy B. *CO₂ as a refrigerant*. Paris: International Institute of Refrigeration, 2014. ISBN 2362150054;9782362150050;

PETRÁK, Jiří, Miroslav PETRÁK, Michal KOLOVRATNÍK a Jan SEDLÁŘ. Spirálový EVI kompresor a modelování jeho parametrů = EVI scroll compressor and modeling of its parameters. *Vytápění větrání instalace*. 2016. ISSN 1210-1389;

PETRÁK, Jiří a Miroslav PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze - fakulta strojní, 2004. ISBN 80-01-03126-8;

PETRÁŠ, Dušan. *Nízkoteplotné vykurovanie a obnoviteľné zdroje energie*. Bratislava: Jaga group, 2001. ISBN isbn80-88905-12-5;

ROSSI, Cesare a Flavio RUSSO. *Ancient Engineers' Inventions: Precursors of the Present* [online]. 2nd ed. 2017. Cham: Springer International Publishing, 2017 [cit. 2020-02-14]. History of Mechanism and Machine Science. ISBN 978-3-319-44476-5;

Shah, R. K., Seculic, D. P. *Fundamentals of heat exchanger design*. J. Wiley and sons, New Jersey: 2003, p. 941;

SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. Brno: ERA, 2005. 21. století. ISBN 80-7366-031-8;

TINTĚRA, Ladislav. *Tepelná čerpadla*. Praha: ARCH, 2003. ISBN isbn80-86165-61-2;

WANG, Shan K. *Handbook of air conditioning and refrigeration*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, c2000. ISBN isbn978-0-07-068167-5;

ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN isbn9788023902754;

ČSN CEN/TS 14825 *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení = Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions*;

ČSN EN 14511-1 *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: část 1: Termíny a definice = Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 1: Terms and definitions*;

ČSN EN 14511-2 *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: část 2: Zkušební podmínky = Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 2: Test conditions*;

ČSN EN 14511-3 *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: část 3: Zkušební metody = Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 3: Test methods*;

ČSN EN 14511-4 *Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: část 4: Požadavky = Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 4: Requirements*;

ISO 817:2014(E). *Refrigerants — Designation and safety classification*. ISO, 2014;

Enacon - Výpočet ekvivalentu CO₂ pro chladiva. ENACON - ekologické konzultační služby [online]. Copyright © 2020 [cit. 12.03.2020]. Dostupné z: <https://www.enacon.cz/vypocet-ekvivalentu-co2-pro-chladiva>;

KAPOUN, Jan. Sadi Carnot: Úvahy o hnačí síle ohně (1824), 2004. [online]. [cit.13.1.2020]. Dostupné z: <https://www.scienceworld.cz/neziva-priroda/sadi-carnot-uvahy-o-hnaci-sile-ohne-1824-2063>;

Kjótský protokol k Rámcové úmluvě OSN o změně klimatu - Ministerstvo životního prostředí. Ministerstvo životního prostředí[online]. Copyright © 2008 [cit. 10.03.2020]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/kjotsky_protokol;

KRAINER, Robert, DUDA, Jiří. Chladiva používaná v tepelných čerpadlech, 2015. [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-cerpadlech>;

KUCHYNKA, Lubomír. AC Heating: Faktory ovlivňující účinnost tepelných čerpadel, 2012. [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-faktory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel>;

Linde Gas a.s., Chladiva. *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © Linde 2020 [cit. 06.04.2020]. Dostupné z: https://www.linde-gas.cz/cs/produkty_and_zasobovani/refrigerants/index.html;

MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP, 2015.[online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>;

Pařížská dohoda - Ministerstvo životního prostředí. Ministerstvo životního prostředí [online]. Copyright © 2008 [cit. 10.03.2020]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/parizska_dohoda;

R 32, Informace o produktu [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: https://www.daikinchem.de/sites/default/files/pdf/Refrigerants/Daikin_R32_Product_Information_CZ.pdf;

R 32, Instructions for Use and Handling [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: https://www.daikinchem.de/sites/default/files/pdf/Refrigerants/Daikin_R32_Handling_Brochure_EN.pdf;

Rámcová úmluva OSN o změně klimatu - Ministerstvo životního prostředí. Ministerstvo životního prostředí [online]. Copyright © 2008 [cit. 10.03.2020]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/ramcova_umluva_osn_zmena_klimatu;

Scroll Technology Starts to Take Off, 2000. [online]. [cit.13.1.2020]. Dostupné z: <https://www.achrnews.com/articles/84669-scroll-technology-starts-to-take-off>;

Seagullaire, What is R-32 The Next Generation Refrigerant! [online]. [cit.13.1.2020]. Dostupné z: <https://www.seagullaire.com/r-32-next-generation-refrigerant/>;

SEDLÁŘ, Jan. Hodnocení SCOP tepelných čerpadel pro vytápění, 2015 [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: tzb-info.cz. <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13507-hodnoceni-scop-tepelnych-cerpadel-pro-vytapenicerpadel-cop-a-scop>;

SEDLÁŘ, Jan. Chladiva – úvod, definice, historie (Refrigerants - introduction, definition, history), 2015. [online]. [cit.12.1.2020]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>;

Vídeňská úmluva na ochranu ozonové vrstvy a Montrealský protokol o látkách, které poškozují ozonovou vrstvu - Ministerstvo životního prostředí. Ministerstvo životního prostředí [online]. Copyright © 2008 [cit. 10.03.2020]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/videnska_umluva_montrealsky_protokol_dokument;

Westfalen prospekte – Význam zkratk chladiv. [cit. 14.1.2020]. Dostupné z: http://www.westfalen.cz/fileadmin/user_uploads/Westfalen_Tschechien/Prospekte/Info_Praktiker_6_CZ10006_oB.pdf;

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Získaná a zaznamenaná data *

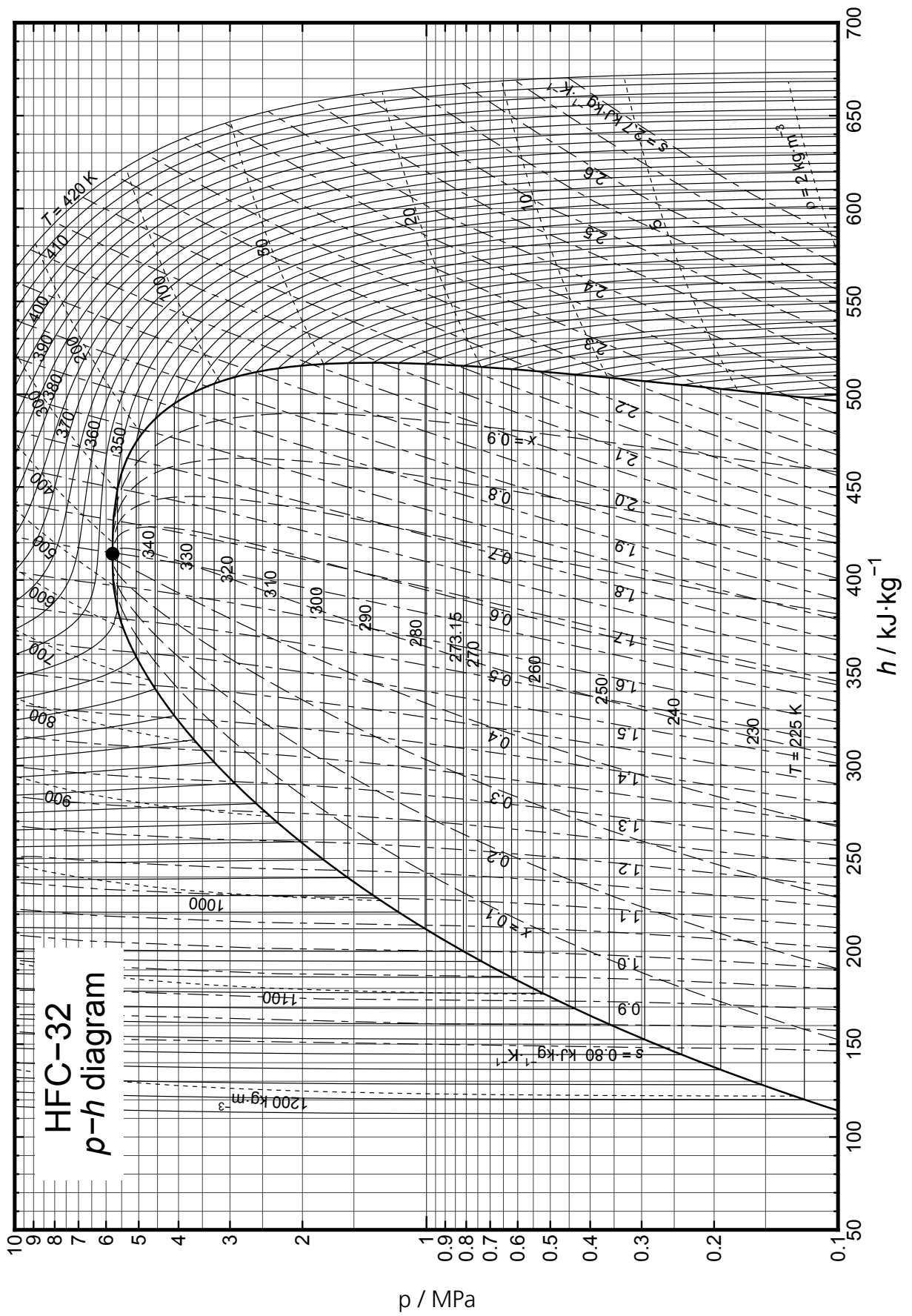
Příloha 2 p-h diagram chladiva R32

Příloha 3 Zaznamenaný průběh rozdílu teplot na vstupní a výstupní teplotě vody

Příloha 4 Zaznamenaný průběh teploty vzduchu

* Vzhledem k rozsahu této přílohy bude k DP přiložena ve formě CD

Příloha 2
p-h diagram chladiva R32



Příloha 3

Zaznamenaný průběh rozdílu teplot na vstupní a výstupní teplotě vody

t	Tw1	Tw2	dTw1	dTw2
00:00:00	30,057	35,091	0,057	0,091
00:00:05	30,054	35,088	0,054	0,088
00:00:10	30,049	35,084	0,049	0,084
00:00:15	30,056	35,086	0,056	0,086
00:00:20	30,057	35,091	0,057	0,091
00:00:25	30,057	35,084	0,057	0,084
00:00:30	30,057	35,084	0,057	0,084
00:00:35	30,059	35,084	0,059	0,084
00:00:40	30,059	35,084	0,059	0,084
00:00:45	30,058	35,093	0,058	0,093
00:00:50	30,067	35,094	0,067	0,094
00:00:55	30,067	35,094	0,067	0,094
00:01:00	30,067	35,094	0,067	0,094
00:01:05	30,067	35,094	0,067	0,094
00:01:10	30,071	35,104	0,071	0,104
00:01:15	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:20	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:25	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:30	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:35	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:40	30,078	35,104	0,078	0,104
00:01:45	30,082	35,104	0,082	0,104
00:01:50	30,084	35,104	0,084	0,104
00:01:55	30,085	35,104	0,085	0,104
00:02:00	30,088	35,104	0,088	0,104
00:02:05	30,088	35,104	0,088	0,104
00:02:10	30,088	35,104	0,088	0,104
00:02:15	30,088	35,104	0,088	0,104
00:02:20	30,088	35,104	0,088	0,104
00:02:25	30,088	35,099	0,088	0,099
00:02:30	30,088	35,094	0,088	0,094
00:02:35	30,088	35,094	0,088	0,094
00:02:40	30,079	35,084	0,079	0,084
00:02:45	30,078	35,084	0,078	0,084
00:02:50	30,078	35,079	0,078	0,079
00:02:55	30,068	35,074	0,068	0,074
00:03:00	30,068	35,074	0,068	0,074
00:03:05	30,058	35,063	0,058	0,063
00:03:10	30,052	35,063	0,052	0,063
00:03:15	30,048	35,062	0,048	0,062
00:03:20	30,047	35,053	0,047	0,053
00:03:25	30,037	35,047	0,037	0,047
00:03:30	30,037	35,043	0,037	0,043
00:03:35	30,033	35,043	0,033	0,043
00:03:40	30,027	35,034	0,027	0,034
00:03:45	30,021	35,032	0,021	0,032
00:03:50	30,017	35,022	0,017	0,022
00:03:55	30,006	35,012	0,006	0,012
00:04:00	30,003	35,012	0,003	0,012
00:04:05	29,996	35,002	0,004	0,002
00:04:10	29,986	35,000	0,014	0,000
00:04:15	29,976	34,991	0,024	0,009
00:04:20	29,966	34,983	0,034	0,017
00:04:25	29,956	34,981	0,044	0,019
00:04:30	29,947	34,971	0,053	0,029
00:04:35	29,939	34,961	0,061	0,039
00:04:40	29,926	34,950	0,074	0,050
00:04:45	29,915	34,940	0,085	0,060
00:04:50	29,905	34,930	0,095	0,070
00:04:55	29,898	34,920	0,102	0,080
00:05:00	29,890	34,910	0,110	0,090

t	Tw1	Tw2	dTw1	dTw2
00:05:05	29,884	34,909	0,116	0,091
00:05:10	29,874	34,899	0,126	0,101
00:05:15	29,863	34,899	0,137	0,101
00:05:20	29,853	34,889	0,147	0,111
00:05:25	29,844	34,876	0,156	0,124
00:05:30	29,835	34,866	0,165	0,134
00:05:35	29,824	34,858	0,176	0,142
00:05:40	29,813	34,842	0,187	0,158
00:05:45	29,812	34,837	0,188	0,163
00:05:50	29,814	34,827	0,186	0,173
00:05:55	29,822	34,827	0,178	0,173
00:06:00	29,833	34,827	0,167	0,173
00:06:05	29,843	34,837	0,157	0,163
00:06:10	29,852	34,845	0,148	0,155
00:06:15	29,860	34,855	0,140	0,145
00:06:20	29,870	34,864	0,130	0,136
00:06:25	29,873	34,878	0,127	0,122
00:06:30	29,884	34,888	0,116	0,112
00:06:35	29,893	34,896	0,107	0,104
00:06:40	29,896	34,899	0,104	0,101
00:06:45	29,904	34,909	0,096	0,091
00:06:50	29,913	34,919	0,087	0,081
00:06:55	29,914	34,927	0,086	0,073
00:07:00	29,924	34,928	0,076	0,072
00:07:05	29,924	34,930	0,076	0,070
00:07:10	29,924	34,939	0,076	0,061
00:07:15	29,931	34,940	0,069	0,060
00:07:20	29,935	34,940	0,065	0,060
00:07:25	29,935	34,950	0,065	0,050
00:07:30	29,935	34,950	0,065	0,050
00:07:35	29,936	34,954	0,064	0,046
00:07:40	29,945	34,957	0,055	0,043
00:07:45	29,945	34,957	0,055	0,043
00:07:50	29,955	34,960	0,045	0,040
00:07:55	29,955	34,962	0,045	0,038
00:08:00	29,955	34,971	0,045	0,029
00:08:05	29,965	34,971	0,035	0,029
00:08:10	29,965	34,971	0,035	0,029
00:08:15	29,975	34,981	0,025	0,019
00:08:20	29,982	34,988	0,018	0,012
00:08:25	29,986	34,991	0,014	0,009
00:08:30	29,994	34,991	0,006	0,009
00:08:35	29,996	35,001	0,004	0,001
00:08:40	29,996	35,006	0,004	0,006
00:08:45	30,006	35,012	0,006	0,012
00:08:50	30,012	35,012	0,012	0,012
00:08:55	30,016	35,012	0,016	0,012
00:09:00	30,016	35,022	0,016	0,022
00:09:05	30,027	35,032	0,027	0,032
00:09:10	30,027	35,032	0,027	0,032
00:09:15	30,033	35,043	0,033	0,043
00:09:20	30,037	35,043	0,037	0,043
00:09:25	30,037	35,053	0,037	0,053
00:09:30	30,043	35,053	0,043	0,053
00:09:35	30,047	35,063	0,047	0,063
00:09:40	30,047	35,063	0,047	0,063
00:09:45	30,057	35,067	0,057	0,067
00:09:50	30,057	35,073	0,057	0,073
00:09:55	30,057	35,073	0,057	0,073
00:10:00	30,060	35,076	0,060	0,076
00:10:05	30,067	35,084	0,067	0,084

t	Tw1	Tw2	dTw1	dTw2
00:10:10	30,074	35,089	0,074	0,089
00:10:15	30,078	35,094	0,078	0,094
00:10:20	30,078	35,094	0,078	0,094
00:10:25	30,078	35,104	0,078	0,104
00:10:30	30,078	35,104	0,078	0,104
00:10:35	30,068	35,104	0,068	0,104
00:10:40	30,059	35,097	0,059	0,097
00:10:45	30,058	35,088	0,058	0,088
00:10:50	30,048	35,084	0,048	0,084
00:10:55	30,047	35,081	0,047	0,081
00:11:00	30,047	35,074	0,047	0,074
00:11:05	30,041	35,074	0,041	0,074
00:11:10	30,039	35,063	0,039	0,063
00:11:15	30,037	35,063	0,037	0,063
00:11:20	30,037	35,055	0,037	0,055
00:11:25	30,027	35,053	0,027	0,053
00:11:30	30,017	35,043	0,017	0,043
00:11:35	30,006	35,036	0,006	0,036
00:11:40	29,986	35,026	0,014	0,026
00:11:45	29,976	35,012	0,024	0,012
00:11:50	29,955	34,998	0,045	0,002
00:11:55	29,945	34,981	0,055	0,019
00:12:00	29,935	34,971	0,065	0,029
00:12:05	29,925	34,951	0,075	0,049
00:12:10	29,916	34,941	0,084	0,059
00:12:15	29,915	34,930	0,085	0,070
00:12:20	29,904	34,930	0,096	0,070
00:12:25	29,894	34,922	0,106	0,078
00:12:30	29,890	34,920	0,110	0,080
00:12:35	29,884	34,909	0,116	0,091
00:12:40	29,874	34,909	0,126	0,091
00:12:45	29,864	34,899	0,136	0,101
00:12:50	29,863	34,892	0,137	0,108
00:12:55	29,853	34,889	0,147	0,111
00:13:00	29,853	34,878	0,147	0,122
00:13:05	29,843	34,878	0,157	0,122
00:13:10	29,841	34,871	0,159	0,129
00:13:15	29,833	34,868	0,167	0,132
00:13:20	29,839	34,860	0,161	0,140
00:13:25	29,843	34,858	0,157	0,142
00:13:30	29,842	34,858	0,158	0,142
00:13:35	29,843	34,868	0,157	0,132
00:13:40	29,843	34,868	0,157	0,132
00:13:45	29,843	34,868	0,157	0,132
00:13:50	29,833	34,861	0,167	0,139
00:13:55	29,833	34,859	0,167	0,141
00:14:00	29,833	34,868	0,167	0,132
00:14:05	29,832	34,868	0,168	0,132
00:14:10	29,833	34,859	0,167	0,141
00:14:15	29,841	34,858	0,159	0,142
00:14:20	29,843	34,858	0,157	0,142
00:14:25	29,853	34,868	0,147	0,132
00:14:30	29,857	34,878	0,143	0,122
00:14:35	29,863	34,888	0,137	0,112
00:14:40	29,872	34,888	0,128	0,112
00:14:45	29,873	34,891	0,127	0,109
00:14:50	29,873	34,899	0,127	0,101
00:14:55	29,881	34,899	0,119	0,101
00:15:00	29,879	34,909	0,121	0,091
00:15:05	29,883	34,909	0,117	0,091

t	Tw1	Tw2	dTw1	dTw2
00:15:10	29,884	34,909	0,116	0,091
00:15:15	29,880	34,909	0,120	0,091
00:15:20	29,874	34,909	0,126	0,091
00:15:25	29,874	34,915	0,126	0,085
00:15:30	29,874	34,909	0,126	0,091
00:15:35	29,869	34,909	0,131	0,091
00:15:40	29,866	34,909	0,134	0,091
00:15:45	29,863	34,909	0,137	0,091
00:15:50	29,863	34,909	0,137	0,091
00:15:55	29,863	34,899	0,137	0,101
00:16:00	29,863	34,899	0,137	0,101
00:16:05	29,863	34,899	0,137	0,101
00:16:10	29,863	34,905	0,137	0,095
00:16:15	29,863	34,905	0,137	0,095
00:16:20	29,863	34,909	0,137	0,091
00:16:25	29,868	34,909	0,132	0,091
00:16:30	29,873	34,910	0,127	0,090
00:16:35	29,873	34,917	0,127	0,083
00:16:40	29,876	34,919	0,124	0,081
00:16:45	29,884	34,919	0,116	0,081
00:16:50	29,884	34,926	0,116	0,074
00:16:55	29,892	34,930	0,108	0,070
00:17:00	29,894	34,930	0,106	0,070
00:17:05	29,902	34,930	0,098	0,070
00:17:10	29,904	34,930	0,096	0,070
00:17:15	29,910	34,940	0,090	0,060
00:17:20	29,914	34,950	0,086	0,050
00:17:25	29,924	34,950	0,076	0,050
00:17:30	29,931	34,960	0,069	0,040
00:17:35	29,935	34,967	0,065	0,033
00:17:40	29,945	34,971	0,055	0,029
00:17:45	29,948	34,979	0,052	0,021
00:17:50	29,955	34,981	0,045	0,019
00:17:55	29,965	34,991	0,035	0,009
00:18:00	29,975	34,993	0,025	0,007
00:18:05	29,977	35,001	0,023	0,001
00:18:10	29,986	35,001	0,014	0,001
00:18:15	29,994	35,012	0,006	0,012
00:18:20	29,996	35,012	0,004	0,012
00:18:25	30,006	35,021	0,006	0,021
00:18:30	30,012	35,022	0,012	0,022
00:18:35	30,016	35,028	0,016	0,028
00:18:40	30,026	35,032	0,026	0,032
00:18:45	30,027	35,037	0,027	0,037
00:18:50	30,036	35,043	0,036	0,043
00:18:55	30,037	35,053	0,037	0,053
00:19:00	30,047	35,053	0,047	0,053
00:19:05	30,047	35,063	0,047	0,063
00:19:10	30,057	35,069	0,057	0,069
00:19:15	30,067	35,073	0,067	0,073
00:19:20	30,078	35,073	0,078	0,073
00:19:25	30,084	35,084	0,084	0,084
00:19:30	30,088	35,093	0,088	0,093
00:19:35	30,098	35,103	0,098	0,103
00:19:40	30,100	35,104	0,100	0,104
00:19:45	30,108	35,110	0,108	0,110
00:19:50	30,119	35,114	0,119	0,114
00:19:55	30,126	35,114	0,126	0,114
00:20:00	30,129	35,125	0,129	0,125

Příloha 4

Zaznamenaný průběh teploty vzduchu

t	Tm1	dTm1
00:00:00	6,936	0,064
00:00:05	6,936	0,064
00:00:10	6,936	0,064
00:00:15	6,937	0,063
00:00:20	6,937	0,063
00:00:25	6,937	0,063
00:00:30	6,937	0,063
00:00:35	6,937	0,063
00:00:40	6,946	0,054
00:00:45	6,961	0,039
00:00:50	6,968	0,032
00:00:55	6,976	0,024
00:01:00	6,986	0,014
00:01:05	6,986	0,014
00:01:10	6,995	0,005
00:01:15	7,001	0,001
00:01:20	7,006	0,006
00:01:25	7,016	0,016
00:01:30	7,016	0,016
00:01:35	7,016	0,016
00:01:40	7,016	0,016
00:01:45	7,016	0,016
00:01:50	7,017	0,017
00:01:55	7,024	0,024
00:02:00	7,017	0,017
00:02:05	7,016	0,016
00:02:10	7,016	0,016
00:02:15	7,016	0,016
00:02:20	7,016	0,016
00:02:25	7,006	0,006
00:02:30	7,006	0,006
00:02:35	7,006	0,006
00:02:40	7,006	0,006
00:02:45	7,016	0,016
00:02:50	7,016	0,016
00:02:55	7,026	0,026
00:03:00	7,017	0,017
00:03:05	7,016	0,016
00:03:10	7,016	0,016
00:03:15	7,016	0,016
00:03:20	7,016	0,016
00:03:25	7,013	0,013
00:03:30	7,016	0,016
00:03:35	7,016	0,016
00:03:40	7,019	0,019
00:03:45	7,017	0,017
00:03:50	7,016	0,016
00:03:55	7,016	0,016
00:04:00	7,016	0,016
00:04:05	7,026	0,026
00:04:10	7,026	0,026
00:04:15	7,036	0,036
00:04:20	7,036	0,036
00:04:25	7,027	0,027
00:04:30	7,026	0,026
00:04:35	7,026	0,026
00:04:40	7,019	0,019
00:04:45	7,017	0,017
00:04:50	7,026	0,026
00:04:55	7,026	0,026
00:05:00	7,036	0,036

t	Tm1	dTm1
00:05:05	7,032	0,032
00:05:10	7,026	0,026
00:05:15	7,016	0,016
00:05:20	7,007	0,007
00:05:25	7,006	0,006
00:05:30	7,004	0,004
00:05:35	7,004	0,004
00:05:40	6,997	0,003
00:05:45	6,996	0,004
00:05:50	6,996	0,004
00:05:55	6,996	0,004
00:06:00	6,996	0,004
00:06:05	6,996	0,004
00:06:10	7,003	0,003
00:06:15	7,001	0,001
00:06:20	7,005	0,005
00:06:25	7,006	0,006
00:06:30	7,006	0,006
00:06:35	7,016	0,016
00:06:40	7,016	0,016
00:06:45	7,018	0,018
00:06:50	7,017	0,017
00:06:55	7,024	0,024
00:07:00	7,026	0,026
00:07:05	7,026	0,026
00:07:10	7,034	0,034
00:07:15	7,036	0,036
00:07:20	7,046	0,046
00:07:25	7,046	0,046
00:07:30	7,046	0,046
00:07:35	7,036	0,036
00:07:40	7,036	0,036
00:07:45	7,026	0,026
00:07:50	7,020	0,020
00:07:55	7,026	0,026
00:08:00	7,026	0,026
00:08:05	7,036	0,036
00:08:10	7,036	0,036
00:08:15	7,036	0,036
00:08:20	7,036	0,036
00:08:25	7,036	0,036
00:08:30	7,036	0,036
00:08:35	7,036	0,036
00:08:40	7,036	0,036
00:08:45	7,036	0,036
00:08:50	7,036	0,036
00:08:55	7,046	0,046
00:09:00	7,048	0,048
00:09:05	7,055	0,055
00:09:10	7,051	0,051
00:09:15	7,046	0,046
00:09:20	7,046	0,046
00:09:25	7,046	0,046
00:09:30	7,046	0,046
00:09:35	7,054	0,054
00:09:40	7,056	0,056
00:09:45	7,056	0,056
00:09:50	7,061	0,061
00:09:55	7,066	0,066
00:10:00	7,074	0,074
00:10:05	7,076	0,076

t	Tm1	dTm1
00:10:10	7,080	0,080
00:10:15	7,086	0,086
00:10:20	7,086	0,086
00:10:25	7,086	0,086
00:10:30	7,086	0,086
00:10:35	7,079	0,079
00:10:40	7,076	0,076
00:10:45	7,067	0,067
00:10:50	7,066	0,066
00:10:55	7,066	0,066
00:11:00	7,058	0,058
00:11:05	7,056	0,056
00:11:10	7,056	0,056
00:11:15	7,056	0,056
00:11:20	7,056	0,056
00:11:25	7,056	0,056
00:11:30	7,066	0,066
00:11:35	7,066	0,066
00:11:40	7,066	0,066
00:11:45	7,066	0,066
00:11:50	7,066	0,066
00:11:55	7,066	0,066
00:12:00	7,066	0,066
00:12:05	7,057	0,057
00:12:10	7,056	0,056
00:12:15	7,056	0,056
00:12:20	7,063	0,063
00:12:25	7,060	0,060
00:12:30	7,062	0,062
00:12:35	7,059	0,059
00:12:40	7,066	0,066
00:12:45	7,056	0,056
00:12:50	7,048	0,048
00:12:55	7,049	0,049
00:13:00	7,056	0,056
00:13:05	7,056	0,056
00:13:10	7,056	0,056
00:13:15	7,051	0,051
00:13:20	7,046	0,046
00:13:25	7,046	0,046
00:13:30	7,055	0,055
00:13:35	7,046	0,046
00:13:40	7,056	0,056
00:13:45	7,049	0,049
00:13:50	7,046	0,046
00:13:55	7,045	0,045
00:14:00	7,039	0,039
00:14:05	7,036	0,036
00:14:10	7,036	0,036
00:14:15	7,036	0,036
00:14:20	7,036	0,036
00:14:25	7,027	0,027
00:14:30	7,026	0,026
00:14:35	7,026	0,026
00:14:40	7,026	0,026
00:14:45	7,018	0,018
00:14:50	7,017	0,017
00:14:55	7,017	0,017
00:15:00	7,030	0,030
00:15:05	7,032	0,032

t	Tm1	dTm1
00:15:10	7,031	0,031
00:15:15	7,031	0,031
00:15:20	7,026	0,026
00:15:25	7,016	0,016
00:15:30	7,016	0,016
00:15:35	7,008	0,008
00:15:40	7,006	0,006
00:15:45	7,006	0,006
00:15:50	7,003	0,003
00:15:55	7,006	0,006
00:16:00	7,005	0,005
00:16:05	7,006	0,006
00:16:10	7,006	0,006
00:16:15	7,016	0,016
00:16:20	7,016	0,016
00:16:25	7,016	0,016
00:16:30	7,016	0,016
00:16:35	7,016	0,016
00:16:40	7,006	0,006
00:16:45	6,996	0,004
00:16:50	6,986	0,014
00:16:55	6,986	0,014
00:17:00	6,996	0,004
00:17:05	6,997	0,003
00:17:10	7,006	0,006
00:17:15	7,006	0,006
00:17:20	7,006	0,006
00:17:25	7,006	0,006
00:17:30	7,006	0,006
00:17:35	7,006	0,006
00:17:40	7,006	0,006
00:17:45	7,006	0,006
00:17:50	7,006	0,006
00:17:55	7,001	0,001
00:18:00	7,006	0,006
00:18:05	6,997	0,003
00:18:10	6,997	0,003
00:18:15	6,996	0,004
00:18:20	7,004	0,004
00:18:25	7,006	0,006
00:18:30	7,006	0,006
00:18:35	7,006	0,006
00:18:40	7,006	0,006
00:18:45	7,016	0,016
00:18:50	7,016	0,016
00:18:55	7,016	0,016
00:19:00	7,026	0,026
00:19:05	7,026	0,026
00:19:10	7,026	0,026
00:19:15	7,028	0,028
00:19:20	7,036	0,036
00:19:25	7,030	0,030
00:19:30	7,026	0,026
00:19:35	7,024	0,024
00:19:40	7,016	0,016
00:19:45	7,016	0,016
00:19:50	7,026	0,026
00:19:55	7,026	0,026
00:20:00	7,017	0,017