



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

TEPELNÉ ČERPADLO ZEMĚ - VODA S CHLADIVEM R744

GROUND SOURCE HEAT PUMP WITH R744 REFRIGERANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Nevoral

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Michal Nevorál**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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

Tepelné čerpadlo země – voda s chladivem R744

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Snižování produkce skleníkových plynů silně dopadá na oblast chladicí a klimatizační techniky, kdy dochází k omezení využití chladiv s velkým potenciálem globálního oteplování (GWP). Řešením situace je využití přírodních chladiv, jejichž potenciál globálního oteplování je výrazně nižší, než je tomu u současně využívaných HFC a HFO chladiv. Příkladem takového chladiva je např. oxid uhličitý (R744), jehož parametr GWP je roven 1.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout tepelné čerpadlo země – voda, vhodné pro nízkoteplotní vytápění, které využívá chladivo R744 – oxid uhličitý.

Seznam doporučené literatury:

DINCER, Ibrahim a Tahir Abdul Hussain RATLAMWALA, 2016. Integrated Absorption Refrigeration Systems: Comparative Energy and Exergy Analyses. Springer International Publishing AG Switzerland. ISBN 978-3-319-33658-9.

KOLEKTIV AUTORŮ., 2012. Chladicí a klimatizační technika. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 181 s.

ŽERAVÍK, Antonín, 2003. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 311 s. ISBN 80-239-0275-X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je navrhnout tepelné čerpadlo země-voda s chladivem R744 pro nízkoteplotní vytápění. Práce je rozdělena do dvou hlavních částí, kdy v první je vysvětlen princip a rozdělení tepelného čerpadla, popis jednotlivých komponentů a rozdíly chladiv. V praktické části je navrhnout a vypočítán chladivový cyklus tepelného čerpadla. Po optimalizaci výpočtu jsou navrženy jednotlivé komponenty, elektrická část a konstrukce tepelného čerpadla.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, kompresor, chladivo, nízkoteplotní vytápění, oxid uhličitý

ABSTRACT

The aim of the thesis is to design a ground-water heat pump with refrigerant R744 for low temperature heating systems. The work is divided into two main parts. In the first part is explaining the principle and distribution of the heat pump with the description of the individual components and the differences in refrigerants. In the practical part, the refrigerant cycle of the heat pump is designed and calculated. After optimizing of the calculation, individual components, the electrical parts and the construction of the heat pump are designed.

Key words

Heat pumps, compressor, refrigerant, low temperature heating, carbon dioxide

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEVORAL, Michal. *Tepelné čerpadlo země - voda s chladičem R744* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145780>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Hejčík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Tepelné čerpadlo země - voda s chladičem R744 vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Poděkování patří i mé rodině za podporu při studiu a psaní diplomové práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelná čerpadla.....	12
1.1 Historický vývoj ve světě.....	12
1.2 Historický vývoj na našem území.....	13
1.3 Technická řešení tepelných čerpadel	14
1.3.1 Kompresorová tepelná čerpadla	14
1.3.2 Sorpční tepelná čerpadla	15
1.4 Efektivita tepelných čerpadel.....	17
1.4.1 Topný faktor - COP.....	17
1.4.2 Sezónní topný faktor – SCOP	19
1.5 Komponenty tepelných čerpadel.....	19
1.5.1 Kompresor.....	19
1.5.2 Kondenzátor	23
1.5.3 Výparník.....	23
1.5.4 Expanzní ventil.....	24
1.5.5 Sběrač kapalného chladiče	25
1.5.6 Odlučovač kapalného chladiče.....	25
1.5.7 Filtrdehydrátor.....	25
1.5.8 Průhledítko	25
1.6 Nízkopotenciální zdroje tepla	25
1.6.1 Vzduch-voda	26
1.6.2 Voda-voda	27
1.6.3 Země-voda.....	29
1.7 Chladiče	32
1.7.1 Přírodní chladiče	34
1.7.2 Syntetická chladiče	34
1.8 Provoz tepelného čerpadla	36
1.8.1 Monovalentní provoz	36
1.8.2 Bivalentní provoz	36
2 Návrh tepelného čerpadla země-voda.....	38
2.1 Chladič R744-oxid uhličitý	38
2.1.1 Vlastnosti chladiče R744	38
2.2 Požadavky na konstrukci tepelného čerpadla	41
2.3 Návrh chladičového oběhu	41
2.3.1 Výběr kompresoru.....	42
2.3.2 Optimalizace výpočtu.....	43
2.3.3 Výběr chladiče plynu	48
2.3.4 Výběr výparníku.....	49
2.3.5 Výběr výměníku IHX.....	50
2.3.6 Výběr expanzního ventilu	50
2.3.7 Návrh potrubí	51

2.3.8	Výběr filtrdehydrátoru	51
2.3.9	Výběr sběrače chladiva	52
2.3.10	Výběr tlakových a teplotních snímačů	52
2.3.11	Výběr pojistného ventilu	53
2.3.12	Výběr presostatu	53
2.4	Elektrické zapojení a řízení tepelného čerpadla	54
2.5	Konstrukce a 3D vizualizace tepelného čerpadla	58
2.5.1	Tepelná izolace	63
2.5.2	Protihlukové opatření	63
ZÁVĚR		64
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		65
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		69
SEZNAM OBRÁZKŮ		71
SEZNAM TABULEK		72
SEZNAM GRAFŮ		73

ÚVOD

V dnešní době jsou tepelná čerpadla v České republice stále více využívaným zdrojem tepla v rodinných domech, především kvůli komfortu, bezstarostného provozu a také vlivu na životní prostředí. Právě dopad na životní prostředí je hlavní problematikou 21. století, kdy se omezují různé alternativy ve zdrojích. Omezování lokálních zdrojů, jako jsou kotle na tuhá paliva 1. a 2. emisní třídy, dostal do popředí právě poptávku po tepelných čerpadlech. Na trhu se začínají vyskytovat tepelná čerpadla s přírodními chladivy. Nejvíce je rozšířené přírodní chladivo propan, který si za posledních pár let firmy velmi oblíbily. Další možné přírodní chladivo je oxid uhličitý R744, který má určitá omezení, jak v provozu, tak v konstrukci.

Diplomová práce byla zvolena vzhledem k problematice chladiva oxidu uhličitého využitého v tepelných čerpadlech. Kvůli zvyšujícím se požadavkům vlivu chladiv na ozónovou vrstvu a globální oteplování jsou syntetická chladiva postupně omezována. Je zapotřebí tato chladiva nahradit jinými, která mají menší vliv na životní prostředí a zároveň dosahují podobných termodynamických vlastností. Díky tomu se oxid uhličitý dostává zpět do povědomí a zkoumají se různá odvětví, kde by se dal vhodně využít. Hlavní odlišností oxidu uhličitého jsou vysoké pracovní tlaky, které jsou několikanásobně větší než u ostatních chladiv. Pracovní tlaky zde dosahují hodnot, i přes 100 bar, a proto je zapotřebí vhodně zvolit jednotlivé komponenty, které budou schopny odolat těmto vysokým tlakům. Tepelná čerpadla jsou schopna dosahovat vysokých výtlačných teplot a tím ohřívat topnou či užitkovou vodu na vyšší teplotu, než jiná chladiva.

V diplomové práci bude nejprve rozebrána řešeršní část, kde bude seznámení s teplenými čerpadly. Vysvětlení principu tepelného čerpadla, porovnání přírodních a syntetických chladiv, rozbor nízkopotenciálního zdroje tepla a složení jednotlivých komponentů a rozdíly mezi nimi. Hlavním cílem je navrhnout tepelného čerpadla země - voda s ekologickým chladivem, oxidem uhličitým (R744). Tepelné čerpadlo bude sloužit pro nízkoteplotní vytápění rodinného domu. K dosažení tohoto cíle bude zapotřebí pomoci potřebného topného výkonu vypočítat chladivový okruh, vybrat vhodný kompresor a navrhnout jednotlivé komponenty. Následně je v práci uvedeno elektrické zapojení, regulace a rozbor ochranných prvků. Poslední část diplomové práce je konstrukce a 3D vizualizace tepelného čerpadla.

1 Tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla jsou velice žádaná zařízení, především pro jejich nenáročný chod, minimální údržbu, úsporný provoz a vysokou účinnost oproti jiným lokálním zdrojům. Využívají se, jak u velkých budov, tak především u rodinných domů. Slouží především pro ohřev topné vody, která následně vytápí rodinný dům pomocí podlahového vytápění nebo radiátorů [1]. Dále je tepelné čerpadlo využíváno, jak pro ohřev teplé vody¹, tak pro chlazení domu. Díky globálnímu oteplování se začíná více využívat reverzního chodu, kdy do objektu není dodáváno teplo, nýbrž chlad [1, 6].

Tepelné čerpadlo funguje na stejném principu jako chladnička. Chladnička odebírá teplo potravinám, které jsou uvnitř. Získané teplo následně předává zadní stranou do místnosti. Tepelné čerpadlo využívá nízko potencionální energii z okolního prostředí, jako je voda, země a vzduch, a přečerpává ji na vyšší teplotní hodnotu [1, 5]. Získané teplo je dále předáno médiu, ve většině případů vodě, se kterou je následně vytápěn obytný prostor [1].

1.1 Historický vývoj ve světě

Historie tepelného čerpadla sahá až k roku 1824, kdy L. Carnot definoval svůj známý Carnotův cyklus [2]. Sice se nejednalo přímo o definici tepelného čerpadla, ale byla definována funkce a chod, na kterém právě tepelné čerpadlo pracuje. K první zmínce tepelného čerpadla došlo o 28 let později, kdy roku 1852 Wiliam Thomson (lord Kelvin) definoval princip tepelného čerpadla [1, 2]. Myšlenka spočívala v tom, že obráceně fungující tepelný motor je možno použít na chlazení i ohřívání [1].

První zmínkou fungujícího tepelného čerpadla je z roku 1924 ve Švýcarsku. Jednalo se o velmi složitou a náročnou instalaci, ve které se použilo chladivo s dřívějším názvem kysličník uhličitý [1]. V dnešní době toto chladivo nazýváme oxid uhličitý s označením R744. Toto nevídané zařízení pracovalo s velmi vysokými tlaky až k 9 Mpa [1, 2]. Druhé tepelné čerpadlo bylo zprovozněno o 3 roky později v Los Angeles, kde jeho strůjce T. Haldane použil pro vytápění úřední budovy s výkonem 1,4 MW [2]. Následoval menší útlum, jelikož tepelná čerpadla byla velmi nevýhodná, jak z hlediska výroby, tak především provozními náklady. V tehdejší době byla ostatní zařízení na paliva velmi levná [2].

Velký rozmach nastal ve Švýcarsku během druhé světové války. Země měla velký problém s nedostatkem fosilních paliv [2, 4]. Díky tomu bylo instalováno během pár let několik zařízení, které braly hlavně energii z řek. Byla zhotovena tepelná čerpadla pro vytápění radnice v Curychu, vytápění plaveckého bazénu za současného ochlazování ledové plochy kluziště [4]. Na obrázku č. 1 je vidět vytápění závodu ve Walche na břehu řeky Limmat. Jednalo se o tepelné čerpadlo voda/voda o instalovaném výkonu 5,86 MW [4].

Druhý rozmach nastal při světové energetické krizi v 70. letech minulého století. Podmínky pro výrobu a provoz tepelných čerpadel se zlepšily [2]. V roce 1981 bylo v Evropě zprovozněno přes 100 000 jednotek a v USA dokonce kolem 3 milionů tepelných čerpadel. V této době byl tak největší rozvoj ve výrobě a inovaci konstrukcí tepelných čerpadel [2].

¹ Teplá voda - také označována, jako teplá užitková voda (TUV), která se využívá pro denní potřebu lidí (koupání, umývání rukou či nádobí)



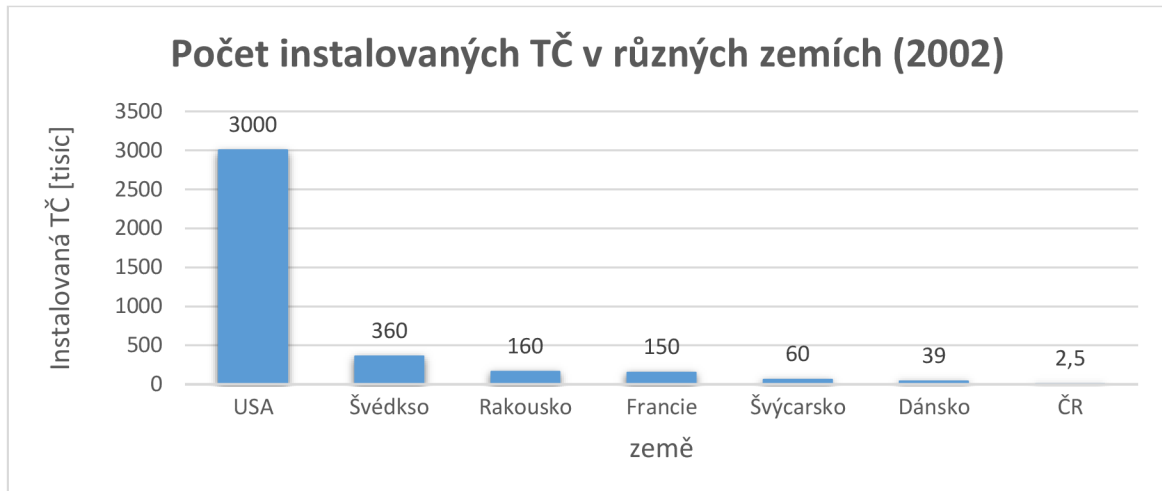
Obr. 1.1 TČ voda/voda o výkonu 5,8MW, Walche 1942 [4]

1.2 Historický vývoj na našem území

Jedny z prvních tepelných čerpadel byly navrženy i na našem území, kdy roku 1855 P. Rittinger zkonstruoval zařízení pro odpařování solí nasycené důlní vody [3]. Podle pana Rittingera je dnes pojmenována cena, která se uděluje každé 3 roky pro nejlepší výrobek tepelných čerpadel a klimatizací [3]. Tepelná čerpadla jako taková, byla umístěna na vodní elektrárně Trenčín v roce 1956, která využívala odpadní vody z chlazení generátorů [3]. Další instalace byly v Hradci Králové, kde se využívaly při lití filmové emulze. Dále pro vytápění prostorů hydroelektráren na přehradách Vážské kaskády. Také vytápění prostorů přehrady Lipno, nebo vytápění lázeňských budov v Teplicích [3].

V 70. letech, kdy se tepelná čerpadla rozvíjela po celém světě, se předpokládal rozvoj i na našem území. Předpokládalo se zhruba s půl milionem nainstalovaných tepelných čerpadel do roku 2000 [3]. Realita byla ovšem jinak, povedlo se do roku 1990 vyrobit a nainstalovat pouze 100 kusů. Jedna z firem byla Frigera Kolín, která vyvinula několik typů tepelných čerpadel o výkonech 10 kW a 20 kW [3]. Velký vliv na téměř žádný rozvoj mělo naše hospodářství, nízké ceny fosilních paliv a složitá dostupnost dílu ze západních zemí [2].

Díky snižování energetické náročnosti a vzrůstu ohledu na ekologický provoz, se po roce 1990 vývoj tepelných čerpadel velmi rozrostl [3]. Začaly vznikat soukromé firmy na výrobu a montáž a od té doby počet nainstalovaných čerpadel neustále roste až do dnešní doby. Na grafu č. 1 je vidět počet instalací tepelných čerpadel k roku 2002 v České republice vůči ostatním zemím [1].



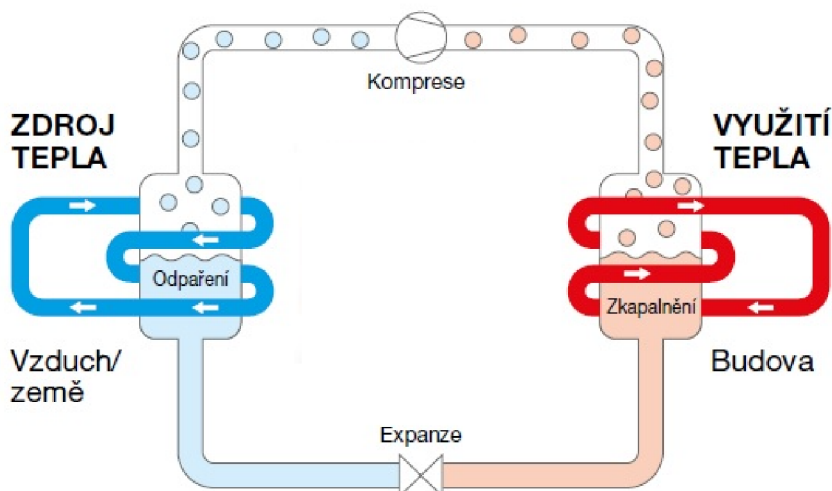
Graf 1.1 Srovnání instalovaných TČ v různých zemích, úprava z [1]

Z grafu lze usoudit, že rozvoj tepelných čerpadel oproti ostatním zemím byl velmi malý a dosti opožděný. Predikce ze 70. let se také nenaplnila, kdy se očekávalo na začátku tisíciletí nainstalovaných k půl milionu zařízení [2, 3]. V dnešní době jsou už tepelná čerpadla velmi oblíbená a především dostupná zařízení. Díky veškerým podporám státu, jako je například zelená úspora na výměnu zdroje tepla a kotlíková dotace, si mohou tepelné čerpadlo dovést více občanů [3].

1.3 Technická řešení tepelných čerpadel

Aby došlo k přenosu tepelné energie v chladivovém okruhu z prostředí o nižší teplotě do prostředí s vyšší teplotou, je zapotřebí dodat potřebnou energii. Tato energie pohání v nejčastějším případě kompresor nebo je využita na procesy probíhající v sorpčním oběhu. Lze tedy tepelná čerpadla rozdělit na dva hlavní typy a to kompresorová a sorpční [5, 7].

1.3.1 Kompresorová tepelná čerpadla

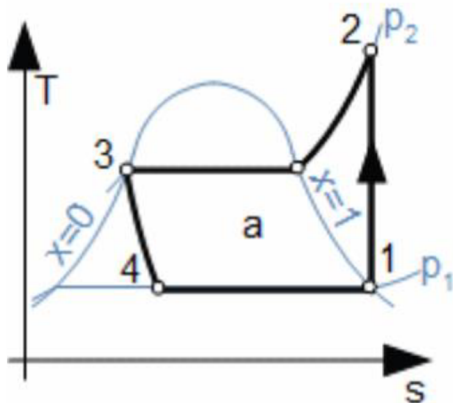


Obr. 1.2 Princip kompresorového tepelného čerpadla [6]

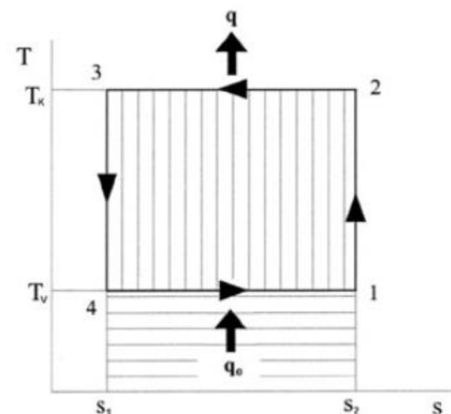
Kompresorová tepelná čerpadla se skládají ze čtyř hlavních komponentů a to z kompresoru, výparníku, kondenzátoru a expanzního ventilu [1]. Tyto a další komponenty budou více rozebrány v kapitole 1.5. Základní schéma kompresorového čerpadla je zobrazeno na obr. 1.2. Vše začíná v prvním výměnku tepla, neboli výparníku, který se nachází na primární straně tepelného

čerpádkla. Primární strana je brána jako venkovní část, ze které je pomocí teplotnosného média odebíráno teplo [1]. Chladivo je z expanzního ventilu vstřikováno za nízkého tlaku do výparníku. Kapalné chladivo přijme teplo z okolí a díky nízkému bodu varu se začne vypařovat a změni své skupenství na plynné [1]. Následuje kompresor, do kterého vstupuje plynné chladivo. Zde se plyn stlačí na vysoký tlak a zároveň zahřívá, díky teplu vzniklého třením částí pohybových stran kompresoru. Stlačený a zahřátý plyn vstupuje do druhého výměníku tepla a to kondenzátoru. Kondenzátor se nachází na sekundární straně tepelného čerpadla. Zde plyn předá své teplo, v nejčastějších případech chladnější topné vodě nebo vzduchu [1, 5]. Zároveň chladivo v kondenzátoru kondenzuje a jako kapalné chladivo proudí do expanzního neboli vstřikovacího ventilu. Zde kapalné chladivo sníží svůj tlak a opět je vstřikováno do výparníku. Cyklus se neustále opakuje [1].

Tento oběh, jak bylo zmíněno v historii, funguje na principu levotočivého Carnotova cyklu. Jedná se však o teoretický cyklus, který nezohledňuje důležité vlastnosti, jako jsou tepelné ztráty oběhu, teplosměnné plochy a pracovní látka. Carnotův cyklus je zobrazen na obr. 1.4 [9].



Obr. 1.3 T-s diagram chladicího okruhu [9]



Obr. 1.4 Carnotův levotočivý cyklus [8]

Skutečný pracovní cyklus tepelného čerpadla je zobrazený v T-s² diagramu vedle Carnotova na obr. 1.3. Cyklus se skládá ze čtyř fází, ve kterých probíhají jednotlivé termodynamické změny. Jako první probíhá izoentropická komprese syté páry z bodu 1 do přehřáté páry bodu 2 [1, 9]. Následuje izotermická kondenzace, kdy je přehřátá pára ochlazovaná v kondenzátoru až na bod syté kapaliny (3) [1]. Dále ve vstřikovacím ventilu dochází k izoentalpickému škrcení pracovní tekutiny, kde sníží svůj tlak a dostává se do bodu 4. Ve výparníku se díky dodávanému teplu, pracovní látka vypaří na stav sytosti a dostává se do bodu 1 [1].

1.3.2 Sorpční tepelná čerpadla

Na trhu jsou nejvíce rozsáhlá tepelná čerpadla s kompresory, avšak jsou i výjimky, kdy oběh chladiva nezajišťuje právě zmíněný kompresor, ale jiná látka, která chladivo do sebe vstřebává [5]. Tato čerpadla se nazývají sorpčními a rozdělují se na absorpční a adsorpční. Nejvíce rozšířený a využívaný druh sorpčních čerpadel je absorpční [5, 12]

² T-s diagram- pracovní cyklus chladicího zařízení znázorněný v diagramu, kde svislá osa označuje teplotu (T) v Kelvinech [K] a vodorovná osa označuje entropii (S) v jednotkách [J.K⁻¹.kg⁻¹]

- **Adsorpční zařízení**

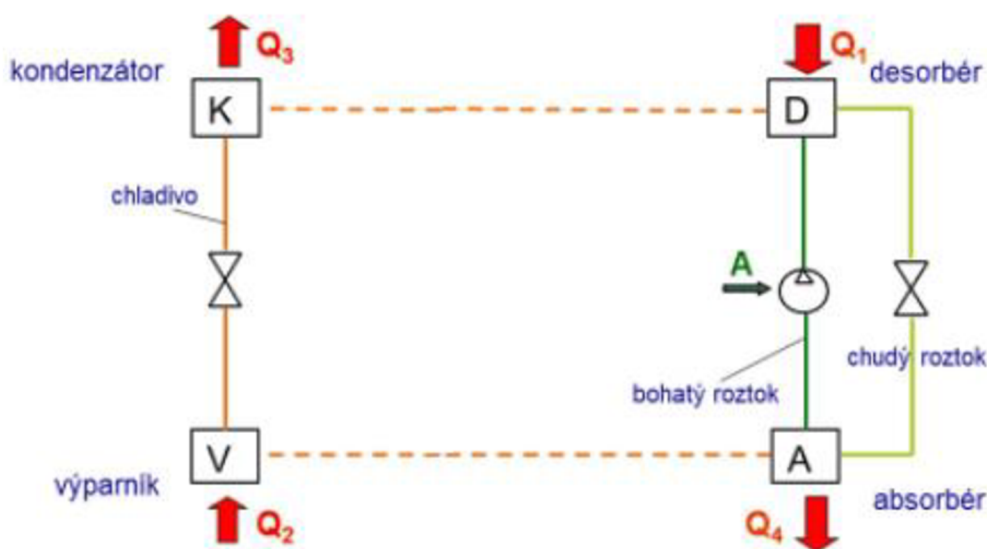
Adsorpční zařízení využívají tuhé látky, které jsou schopny za nízkého tlaku adsorbovat páry chladiva na svůj povrch [5, 11]. Tuhá látka se zde nazývá adsorbentem a páry chladiva adsorbátem. Molekuly páry se z adsorbentu uvolňují díky vyšší teplotě a tlaku. Jako adsorbent je nejčastěji využívané aktivní uhlí, které je přírodní. Dále se také využívají průmyslově vyráběné adsorbenty a to silikagel a syntetické zeolity [5]. Druhá složka tohoto oběhu adsorbát, je nejčastěji používána vodní pára [11].

Princip adsorpčního zařízení spočívá ve snížení tlaku, kdy voda (absorbent) se začne vypařovat. Vzniklá vodní pára má tendenci vyplnit prostor nad hladinou, aby se její tlak vyrovnal s parciálním tlakem. Zde ovšem dochází k vázání vodní páry do adsorbentu [11]. Proces probíhá neustále do doby, než se adsorbent plně nenasytí. Následuje desorpce, kdy je nutné dodat energii ve formě tepla a vypudit vodní páry z adsorbentu [11, 13].

Tepelná čerpadla s adsorpčním oběhem jsou velmi málo používána, častěji se využívají v chladicím zařízení, jakou jsou adsorpční chladiče [11]. Ovšem oproti absorpčním zařízením, které budou zmíněny následně, jsou využívána minimálně. Zařízení má nízký chladicí faktor a poměrně velké ztráty. V posledních letech se pracuje na vývoji těchto zařízení pro nižší energetickou náročnost [11, 13].

- **Absorpční zařízení**

Zde se oproti adsorpčním zařízením využívají kapalné látky, ve které se rozpouští plynná fáze [10]. Pro tuto činnost je zapotřebí, aby byla dodávána termodynamická energie ve formě tepla. Tepelná energie pro chod tepelného čerpadla, se nejčastěji využívá odpadní teplo z jiného zdroje, nebo se přímo vyrábí pomocí integrovaného hořáku [10]. Zařízení se využívá tam, kde je především vhodný a levný zdroj tepla o vysokém potenciálu. Může to být horká voda, pára, nebo se také často využívá solárních zařízení [10, 12].



Obr. 1.5 Schéma absorpčního zařízení, upraveno z [10]

Absorpční tepelné čerpadlo se skládá z více komponentů. Z kompresorového typu zde zůstává výparník, kondenzátor a expanzní ventil. Tyto komponenty jsou určeny pouze pro chladivo. Místo kompresoru se zde nachází absorbér, oběhové čerpadlo, škrtkový ventil a desorbér, kterému se také jinak říká generátor či varník [10, 11]. Jednotlivé komponenty a schéma je zobrazeno na obr. 1.5.

Začátek procesu probíhá stejně jako u kompresorových tepelných čerpadel, kdy je ve výparníku odebírána energie nízkopotenciálnímu zdroji tepla. Vzniklé páry chladiva vstupují do absorberu, kde jsou jímány pomocí kapalného absorbentu [11]. Při tomto ději navíc vzniká teplo, které je pomocí výměníku odváděno na další využití. Vzniklý bohatý roztok je pomocí oběhového čerpadla přečerpán do desorbéru. Zde se díky vyššímu tlaku a teplotě oddělí chladivo od absorbentu. Samotné chladivo následně vstupuje do kondenzátoru, kde se opět navazuje na kompresorový oběh [11]. Chladivo předá teplo otopné soustavě a kondenzuje, následně prochází přes expanzní ventil do výparníku. Vzniklý chudý roztok neboli absorbent, opouští desorbér přes škrtící ventil [11]. Zde se sníží tlak a postupuje zpět do absorberu.

Jak bylo zmíněno, v oběhu se nachází dvě látky, kapalina se nazývá absorbent a plyn absorbát. Nejčastěji se využívají tyto pracovní dvojice (chladivo - absorbent):

- Amoniak (NH_3) – voda (H_2O)
- voda (H_2O) – vodný roztok bromidu litného (LiBr^3)
- voda (H_2O) – NaOH

Velkou výhodou těchto zařízení je velmi nízká spotřeba elektrické energie, která se pohybuje okolo 5% [13]. Tato spotřeba energie je spotřebována pouze oběhovým čerpadlem, které přečerpává bohatý roztok. Vzhledem ke kompresorovým oběhům, které mají elektrickou spotřebu kompresoru v rozmezí 30 až 50 %, je velká úspora [11]. Absorpční zařízení dosahuje vyšší životnosti, mají spolehlivější a tichý chod. Na druhou stranu nejsou tak kompaktní, jak kompresorové zařízení. Mají daleko větší hmotnost a jsou dražší. Dále je zde nutno dodávat tepelný zdroj pro desorbér [10, 11]. Využívají se především v chladicí technice, klimatizacích a trigeneracích⁴.

1.4 Efektivita tepelných čerpadel

Veškeré zdroje tepla, která jsou na trhu, jsou posuzovány a porovnávány mezi sebou vůči jejich účinnosti. Právě účinnost je jedním z nejdůležitějších parametrů zdroje. Udává poměr mezi přivedenou a získanou energií [5]. U tepelných čerpadel se účinnost vyjadřuje pomocí topného faktoru, neboli COP⁵. Tento faktor udává spotřebu vstupní elektrické energie vůči množství získaného tepla [5]. Nejvíce vstupní energii, elektřiny, spotřebovává kompresor. Dále podle druhu tepelného čerpadla to může být vstřikovací ventil, ventilátor, či ohřev kompresoru. Dalším parametrem tepelných čerpadel je sezonní, neboli průměrný topný faktor SCOP⁶ [5, 14]. Tento faktor udává celkovou spotřebu elektrické energie vůči získanému tepla, za celou topnou sezónu.

1.4.1 Topný faktor - COP

Jak bylo zmíněno, topný faktor je jeden z nejdůležitějších parametrů tepelného čerpadla. Jedná se o bezrozměrné číslo, které dosahuje vyšších hodnot než 1 [5]. Lze ho vyjádřit pomocí následujícího vzorce 1.1:

³ LiBr - sůl, která je získávána z mořské vody

⁴ Trigenerace - zařízení označující výroby elektřiny, chladu a tepla

⁵ COP - z anglického Coefficient of Performance

⁶ SCOP - z anglického seasonal Coefficient of Performance

$$COP = \frac{Q_o}{P} [-] \quad (1.1)$$

kde

COP - topný faktor, COP [-]

Q_o - celkový tepelný výkon [kW]

P – příkon kompresoru [kW]

Topný faktor se nejčastěji pohybuje v rozmezí 2 až 5. Je ovšem závislý na mnoha faktorech. Jedním z hlavních faktorů jsou okolní podmínky, které se neustále mění. Především teplota nízkopotenciálního zdroje během roku velmi kolísá, nejčastěji u vzduchových tepelných čerpadel [5, 14]. Proto je důležité znát podmínky, za kterých je topný faktor uveden. První hodnota je vstupní teplota nízkopotenciálního zdroje tepla. Po lomítku je teplota výstupního média (otopná soustava) z kondenzátoru. Zápis je dán normou EN 14 511, která zaručuje měření COP v daných podmínkách [14]. Pro každý typ tepelného čerpadla máme různé označení.

- země/voda B0/W35
- vzduch/voda A7/W35 (A2/W35)
- voda/voda W10/W35

U typu země/voda je vstupní teplota média (nemrznoucí směs) do výparníku 0 °C a výstupní teplota otopné vody 35 °C [14]. U typu vzduch se nejčastěji uvádí vstupní teplota vzduchu ve výparníku 7 °C nebo 2 °C. Na výstupu z kondenzátoru má teplota 35 °C [14]. U typu voda/voda je vstupní teplota vody 10 °C a teplota výstupní vody 35 °C [14]. Některé firmy uvádí i hodnoty na vyšší výstupní teplotu otopné soustavy např. 50 °C, kde podstatně klesá COP tepelného čerpadla vůči nižší výstupní teplotě. Z toho vyplývá, že čím větší bude rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou, tím bude COP nižší [5]. Proto je vhodné kombinovat tepelné čerpadlo s podlahovým vytápěním, kde je potřeba nižší teplota než například v radiátorech.

Tab. 1.1 Minimální požadavky na SCOP dle EN14 825 [15]

vzduch/vzduch	3,40
vzduch/voda	3,50
solanka ⁷ /voda	4,10
voda/voda	4,10
přímý výpar/voda	4,10

Měření probíhá ve specializované laboratoři, podle daných norem. Evropská asociace pro tepelná čerpadla – EHPA⁸ udává soubor požadavků na zjištění kvality výrobků a služeb pro tepelná čerpadla [15]. Hlavním certifikátem je značka kvality Q (Q label). Zde jsou uvedeny požadavky SCOP jednotlivých typů tepelných čerpadel, tyto hodnoty jsou zobrazeny v tabulce 1.1. Dále jsou kladeny požadavky na hladinu akustického výkonu, servisu, záruky a prohlášení o shodě výroby [15, 16].

⁷ Solanka - obecný název nemrznoucí směsi bez ohledu na její složení [1]

⁸ EHPA - z angličtiny European Heat Pump Association

1.4.2 Sezónní topný faktor – SCOP

Topný faktor (COP) udává hodnoty pouze v úzce vymezených podmínkách. Pro lepší představu o energetické náročnosti tepelného čerpadla v celoročním provozu je využíván sezónní topný faktor. Ten, jak už bylo zmíněno, udává celkovou spotřebu elektrické energie vůči získanému teplu za celou topnou sezónu. Hodnota faktoru se stanovuje na základě normy ČSN EN 14825 [16]. Výpočet se provádí opět v laboratorním prostředí, kde se zvolí tepelná ztráta domu, následně teplota otopné soustavy. Ta se volí pro nízkoteplotní vytápění 35 °C pro podlahové vytápění, nebo 55 °C pro radiátory [16, 17]. Dále se zvolí klimatické podmínky. V Evropě se nachází tři klimatické oblasti a to:

- Průměrná – podmínky se vztahují k městu Štrasburk
- Teplejší - podmínky se vztahují k městu Athény
- Chladnější - podmínky se vztahují k městu Helsinky

K teplejší oblasti je stanovena venkovní teplota 2 °C. U chladnější oblasti, která je vztahována na město Helsinky, je výpočtová teplota stanovena na -22 °C [17]. Česká republika se nejvíce přibližuje oblasti průměrné, kde je návrhová venkovní teplota stanovena na -10 °C [17].

V poslední řadě se určí provoz tepelného čerpadla, jestli bude provozován monovalentně nebo bivalentně. Pro vyšší SCOP se uvažuje monovalentní provoz, kdy tepelné zařízení kryje veškeré ztráty domu i při nejnižší návrhové teplotě [16]. Je to dáno především tím, že se jako bivalentní zdroj nejčastěji využívá elektrický kotel nebo elektrická patrona. Jelikož elektrický kotel nepracuje s takovou účinností jako tepelné čerpadlo, navyšuje elektrickou spotřebu a tím klesá SCOP. Monovalentní a bivalentní provoz tepelných čerpadel bude podrobněji rozebrán v kapitole 1.8.

1.5 Komponenty tepelných čerpadel

Jak bylo zmíněno, už při vysvětlování principu tepelného čerpadla, skládá se ze čtyř hlavních komponentů. Ovšem tyto komponenty, jako je kompresor, výparník, kondenzátor a expanzní ventil, nejsou jedinými v chladivovém okruhu. Nachází se zde méně známé, ale podstatné komponenty [1].

Tyto komponenty jsou filtrdehydrátor, průhledítka, sběrač kapalného chladiva a odlučovač kapaliny [1]. U typu země-voda lze využít při aktivním⁹ chlazení i čtyřcestný ventil, který změni chod chladiva v okruhu. U typu vzduch-voda se navíc nachází, čtyřcestný ventil a ventilátor. V následující části jsou rozebrány komponenty pouze pro kompresorová tepelná čerpadla typu země-voda.

1.5.1 Kompresor

Kompresor je hlavním komponentem chladivového okruhu. Zajišťuje stlačování par chladiva, které vznikají ve výparníku. Stlačené páry se silně zahřejí a dále proudí do kondenzátoru [1]. K tomu, aby pracoval kompresor, je nutné dodat potřebnou energii. Nejčastěji se jedná o energii elektrickou. Kompresor pracuje s odlišnými tlaky, které jsou závislé na typu chladiva a na daných pracovních podmínkách. Dnes mají všechny kompresory vestavěné ochranné prvky, především proti maximálnímu přehřátí a tlaku [1, 18].

⁹ Aktivní chlazení - Na rozdíl od pasivního chlazení se zde využívá chladivového okruhu. Díky čtyřcestnému ventilu a zpětné klapce lze přehodit funkce výparníku a kondenzátoru. To zapříčiní odebrání tepla otopné soustavě a dodání energii nízkopotenciálnímu zdroji tepla.

Kompresory lze rozdělit podle druhu provedení na hermetické, polohermetické a otevřené. U hermetického provedení je nádoba, ve které je umístěn elektromotor, kompresor i olejová náplň. Nádoba je nerozebíratelná a jsou z ní vedeny pouze sací a výtlačné potrubí [1]. Výhoda spočívá v naprosté těsnosti, kde nemůže docházet k úniku chladiva. Dnes jsou tyto kompresory nejvíce používané v tepelných čerpadlech. U polohermetického provedení je motor i kompresor uložen v celistvém obalu, přičemž je mechanicky rozebíratelný. Tyto kompresory bývají obvykle pístové a využívají se spíše v chladicím zařízení [1, 19]. Otevřené (ucpávkové) provedení obsahuje pouze samostatný kompresor. Hřídel vedena z kompresoru je těsněna pomocí ucpávky, která brání úniku chladiva. Ucpávkové provedení se v tepelných čerpadlech nevyužívá [1, 19]. Další rozdělení je podle principu. A to na pístové, spirálové, rotační a šroubové.

- **Pístový kompresor**

Pístový kompresor (obr. 1.6) je nejstarším a nejvíce rozšířeným. Uplatnění je především ve chladicí technice, jako jsou mrazáky či ledničky. Pro malé výkony se využívá plně hermetického provedení, pro vyšší výkony se používá polohermetický či otevřený [20, 21]. Princip je takový, že píst nasává páry chladiva přes sací ventil, chladivo stlačí a přes výtlačný ventil proudí chladivo do kondenzátoru. Píst je poháněn klikovým mechanismem nebo nakloněnou rotační deskou. Výhodou je vysoká životnost, velký rozsah výkonu. Nevýhodou je vyšší hluk než např. u spirálového kompresoru [22].



Obr. 1.6 Hermetický pístový kompresor od firmy Embraco[23]

- **Šroubový kompresor**

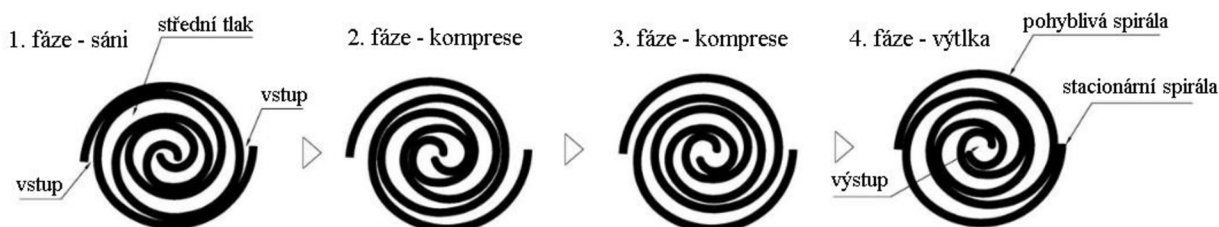
Šroubové kompresory (obr. 1.7) se vyrábějí především pro vyšší výkony, řádově v desítkách kW až MW. Opět se využívají hlavně v chladicí technice. Jsou vyráběny ve dvou základních provedeních a to dvourotorové nebo jednorotorové [1]. Dvourotorové se skládají ze dvou šroubovitých rotorů, přičemž počet zubů není stejný. Páry chladiva jsou nasávány do prostoru mezi zuby. Na sacím otvoru se nejprve zuby jednotlivých rotorů od sebe rozevírají a chladivo tak proudí do mezizubového prostoru. Zde začne vnikat zub z druhého rotoru, prostor se zmenšuje a stlačuje chladivo, které proudí do výtlačné komory [22]. Výhodou jsou malé rozměry pro tak vysoké výkony a nízký počet pohyblivých částí kompresoru. Nevýhodou je hmotnost, mazací systém a axiální zatížení ložisek [22].



Obr. 1.7 Dvourotorový šroubový kompresor [24]

- **Spirálový kompresor**

Spirálový, jinak řečeno scroll kompresor, je dnes nejpoužívanějším typem v tepelných čerpadlech. První zmínky o tomto kompresoru jsou z počátku 20. století [1]. Ovšem jejich implementace do sériové výroby a zařízení byla v nedávné době. Skládá se ze dvou kovových spirál. Přičemž první spirála je pevná (stacionární) a je propojena s výtlačným potrubím [1]. Druhá spirála je pohyblivá. Princip funkce je popsán na obr. 1.8, kde jsou vidět jednotlivé fáze kompresoru. Pohyblivý rotor se odvaluje po stacionárním rotoru směrem od obvodu do středu spirály, kde se postupně stlačují páry chladiva a vystupují výtlačným potrubím [22].



Obr. 1.8 Princip scroll kompresoru, upraveno z [26]

Utěsnění spirál vůči sobě je v radiálním směru. Spirály musí být dokonale vyrobeny, aby při chodu nedocházelo ke smýkání ploch o sebe. To by mohlo vést k zadření kompresoru. Pevný stator je v horní části kompresoru osazen plovoucí hlavou, která je při chodu dotlačena k těsnící ploše. Když je kompresor v klidovém stavu, tlak ve vysokotlaké části stlačí plovoucí hlavu do dolní polohy a tlaky se v kompresoru vyrovnají [22].

Novější generace těchto scroll kompresorů se nazývají EVI¹⁰. Tato generace využívá expanzního ventilu a výměníku (ekonomizéru), který slouží na podchlazení kapalného chladiva z výstupu kondenzátoru. Výsledkem podchlazení je navýšení chladicího výkonu na výparníku a celkového COP [18]. Chladné chladivo je z ekonomizéru přivedeno na sání druhého stupně kompresoru, kde se smísí s horkými parami prvního stupně kompresoru. Tím si kompresor sníží výtlačnou teplotu, ale zároveň rozšíří provozní oblast. Kompresor pracuje s větším množstvím

¹⁰ Evi - z nagličtiny Enhanced Vapor Injection

chladiwa a tím se zvyšuje i celkový příkon. I přes toto zvýšení příkonu je celkové COP vyšší [18, 22]. Na trhu se ve větší míře vyskytují kompresory s provozem zapnuto, vypnuto (on/off). Jsou dimenzovány a provozovány na 100 % výkon. Tím dosahují při provozu optimálních podmínek, ale jsou limitovány počtem startů. Proto se v dnešní době využívá tzv. invertorového provedení, kde je elektromotor řízen frekvenčním měničem a může plynule regulovat otáčky od 30 do 100 % [18].

Výhodou těchto scroll kompresorů oproti pístovým je tišší chod, nižší vibrace, vyšší životnost a objemová práce [1]. Nemají žádné vratné pohyby a tím neztrácí energetickou účinnost. Díky konstrukci jsou schopny snášet nasátí kapalné fáze chladiva, kdy chladivo projde bez poškození kompresoru. Na druhou stranu jsou scroll kompresory dražší [1].



Obr. 1.9 Scroll kompresor [25]



Obr. 1.10 Rotační kompresor [27]

- **Rotační kompresor**

Rotační kompresory jsou ve více konstrukcích. Snaží se o zjednodušení konstrukce celého kompresoru, jako je odstranění vratného pohybu pístu. Lze sem zařadit kompresory s rotujícím pístem, lamelové kompresory, Rootsovy a další [22].

Kompresory s rotujícím pístem mají píst ve tvaru kruhu, který je umístěn v kruhové komoře. Zde se nachází i těsnicí destička, která se díky poloze pístu zasouvá a vysouvá a tím odděluje sání a výtlač [1]. Může být ve dvou provedeních, kdy v jednom se píst pohybuje excentricky v kruhové komoře. Nebo rotuje kruhový excentr uložený v pístu, který se po stěně komory odvaluje. Nejčastěji je konstruován v hermetickém provedení se dvěma nebo jednou komorou, který je na obr. 1.10. Tyto kompresory jsou označovány jako dvojité rotační kompresory [1].

Nevýhodou je náchylnost k hydraulickým rázům. Rázy jsou způsobeny vnikáním kapalného chladiva do kompresoru [18]. I proto je možné se setkat s konstrukcí, kde je přímo ke kompresoru přidán sběrač chladiva. Výhodou jsou kompaktní rozměry, menší vibrace, tichý chod a vyšší účinnost než u pístových kompresorů [18].

1.5.2 Kondenzátor

Kondenzátor je výměník, do kterého proudí chladivo ve formě páry. Zde páry za vysoké teploty a tlaku odvádí teplo z chladivového okruhu. Teplo je předáno topné soustavě, nejčastěji vodě. Chladivo se předáním tepla podchladí a kondenzuje [22]. V tepelných čerpadlech se nejvíce využívá typ kondenzátoru deskový, v ojedinělých případech trubkový [1, 22].

Trubkové výměníky, které se řadí mezi kotlové, mohou být ve více provedení. Jedním z nich jsou spirálové, kde jsou trubičky spirály vloženy do válcové nádoby. Dalším typem je trubka v trubce. Princip je ale stejný, kdy v mezerách mezi trubkami proudí voda či solanka a ve vnitřních trubkách chladivo, které kondenzuje [1]. Využívají se především v průmyslu a větších výkonech. Díky konstrukci jsou vhodné pro znečištěné kapaliny, protože je lze dobře rozebrat a vyčistit. Oproti deskovým mají větší hmotnost a na potřebný výkon jsou mnohem větší [1].

Deskové kondenzátory jsou na obr. 1.11. Skládají se obvykle z nerezových desek. Desky mají speciálně tvarované prolisy tak, aby při spojení dvou desek vytvořily dvě skupiny kanálku [1]. Tím je dosaženo oddělení chladiva od protékající vody. Jednotlivé desky mezi sebou mohou být různě utěsněny. Prvním typem jsou těsněné výměníky, které jsou plně rozebíratelné a dobře čistitelné. Desky jsou k sobě staženy svorkami nebo šrouby. Následují modulové, u nichž jsou dvě desky k sobě svařeny. Ve vzniklém modulu proudí první médium, u kterého není vhodné použít těsnění, díky jeho tlakům a teplotám. V přilehlém modulu proudí druhé médium, u kterého se může použít těsnění. Celý výměník je opět sevřen šrouby a je tak částečně rozebíratelný [1, 22]. Jako poslední jsou pájené, či svařované. Pájené výměníky jsou pájeny mědí nebo niklem. Mezi jednotlivé desky se vkládá měděná fólie a celý výměník se vloží do vakuové pece. Tímto procesem je zajištěna hermetičnost. Pro vysoké tlaky se desky k sobě svařují a vytváří tak vyšší odolnost, než desky pájené [22]. Výhodou deskových výměníků je jejich velká účinnost a přenesený výkon. Dále jejich kompaktnost, hmotnost, chemická odolnost a schopnost snášet vysoké tlaky. Nevýhodou jsou vyšší tlakové ztráty a snazší zanášení [1].



Obr. 1.11 Deskové výměníky, rozebíratelný (vlevo) [29], pájený (vpravo) [28]

1.5.3 Výparník

Výparník je jeden z výměníků v tepelném čerpadle, který nízkoteplotnímu zdroji odebírá teplo. Získané teplo přechází do kapalného chladiva, ve kterém dochází k první změně skupenství. Chladivo, díky své nízké teplotě varu, se zde vypařuje a přehřívá [22]. Výparník podle typu tepelného čerpadla chladí vzduch nebo vodu (případně solanku).

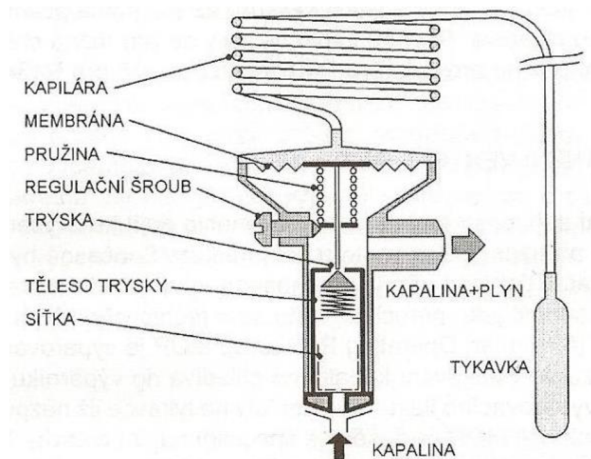
Pro typ vzduch-voda se využívá lamelový (trubkový) výparník, která se skládá z jedné nebo více řad nejčastěji měděných trubek. Tyto trubky mají na vnější straně hliníkové lamely,

aby zvětšili teplosměnný povrch pro přenos tepla. Na vstupu je instalován rozvaděč, který slouží pro rovnoměrné rozdělení vstřiku chladiva do výparníku. Nejčastěji se využívají rozdělovače tlakové, u nichž je chladivo rovnoměrně zajištěno tlakovou ztrátou [22]. Na druhé straně se výstupy z výparníku spojí do jedné větší trubky. Proudění potřebného objemu vzduchu přes lamely zajišťuje ventilátor, obvykle axiální. Podle konstrukce a výkonu mohou být dva i více [1].

Pro typy země-voda a voda-voda se využívají deskové výparníky. Konstrukcí a principem jsou stejné jako deskové kondenzátory, které byly rozebrány v kapitole 1.5.2. Jestliže je výměník složen z více jak 30 desek, musí obsahovat rozdělovač (distributor) chladiva [1]. Ten slouží pro rovnoměrné rozložení chladiva mezi všemi deskami. Rozdělovač je přímo tvořen velikostí vstupních otvorů a tvoru jednotlivých desek [1].

1.5.4 Expanzní ventil

Expanzní neboli vstřikovací či škrťací ventil, slouží k udržování tlakového rozdílu mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí chladivového okruhu. Dále reguluje průtok vstřikování chladiva do výparníku a udržuje přehřátí chladiva za výparníkem, aby nedocházelo k nasávání kapalného chladiva do kompresoru [30]. Dle konstrukce lze expanzní ventily rozdělit na elektronické a mechanické.



Obr. 1.12 Schématický náčrt TEV [1]

V mechanickém termostatickém expanzním ventilu (TEV) je hlavní částí tryska, která je otevírána určitou silou [1]. Ta se odvíjí od teplotního čidla-tykavka, která se nachází na výstupním potrubí z výparníku. Tykavka obsahuje médium, u kterého se při zvyšování teploty zvyšuje tlak. Tento tlak se přenáší přes kapiláru¹¹ a působí na horní stranu membrány [1]. Na membránu působí ze spodní části tlak, který je ovlivňován vypařovací teplotou. Výsledná síla těchto dvou tlaků působí proti síle pružiny. Ta následně otevírá a zavírá ventil, podle přehřátí chladiva ve výparníku [1, 30]. Schématický náčrt expanzního ventilu je na obr.1.12.

Elektronický ventil se skládá pouze z trysky, která je ovládána pomocí elektromagnetu. Ovládací jednotka reguluje otevření a zavření ventilu pomocí snímaných teplot za ventilem

¹¹ Kapilára- dlouhé, úzké měděné potrubí

a výparníkem [1]. I když cena je několikanásobně dražší jak TEV, přináší mnoho výhod. Umožňuje přesně řídit teplotu přehřátí par chladiva, využívat celou plochu výparníku pro odpaření chladiva a tím zvyšuje jak topný výkon, tak COP [31].

1.5.5 Sběrač kapalného chladiva

Sběrač kapalného chladiva se instaluje za kondenzátor a slouží jako zásobník kapalného chladiva v tepelném čerpadle. Hlavní důvod využití spočívá v zajišťování přívodu kapalného chladiva do expanzního ventilu [1]. Podle konstrukce je lze rozdělit na stojaté nebo ležaté. Stojaté mají výhodu v tom, že potřebná minimální náplň chladiva je daleko menší než u ležatých. Sběrače vyšších objemů mohou obsahovat průhledítko. Často je sběrač konstruován s trojcestným ventilem na výstupním potrubí a se servisním vývodem [1].

1.5.6 Odlučovač kapalného chladiva

Odlučovač kapaliny se instaluje před kompresor. Za určitých podmínek se může stát, že při nasávání chladiva se do kompresoru dostane kapalná složka chladiva, která se nevypařila ve výparníku. Jelikož je kapalina nestlačitelná, proto způsobuje v kompresoru nežádoucí kapalinový (hydraulický) ráz. Může dojít k zničení sacích a výtlačných ventilů, těsnění nebo poškození ložisek [22]. Odlučovač obsahuje vstupní a výstupní potrubí. Chladivo v plynné i v určitých případech kapalně fáze, proudí do vstupního potrubí, které je speciálně seříznuté. Tím dochází ke změně směru chladiva a k oddělení kapalně složky od plynné [22]. Plynná složka chladiva dále pokračuje výstupním potrubím do kompresoru. Kapalná složka chladiva s mazacím olejem kompresoru se shromažďuje na dně odlučovače. Zde se v potrubí nachází malý otvor. Jelikož je mazací olej těžší než kapalná složka chladiva, nachází se úplně na dně a postupně je unášen chladivem zpět do okruhu. Kapalná složka se časem odpaří a je zpět vrácená do chladivového okruhu [22].

1.5.7 Filtrdehydrátor

Filtrdehydrátor plní dvě funkce. Jednak slouží jako filtr pevných částic, které vznikají v potrubí při výrobě chladivového okruhu. Jsou schopné zachytit pevné nečistoty až o velikosti 10 mikronů [22]. Dále je opatřen dehydratační vložkou, která má za úkol pohlcovat vlhkost z chladiva a z výroby. Jsou instalovány ve svislé poloze, aby byl průtok chladiva rovnoměrný. Podle konstrukce mohou být jednosměrně či obousměrné a umísťují se za sběrač chladiva před výparník [1].

1.5.8 Průhledítko

Průhledítko se využívá jak pro vizuální kontrolu chladiva v okruhu při provozu, tak pro určení míry vlhkosti [22]. Jestliže je v okruhu málo chladiva, jsou vidět pod sklem průhledítka bublinky páry. Dále se pod sklo průhledítka umísťují hydroskopické látky, které jsou schopny měnit barvu v závislosti na množství vlhkosti ve chladivu. Nejčastější barvy jsou žlutá a zelená barva, kdy zelená značí suché chladivo a žlutá vlhké. Lze se také setkat s jinými barvami, například červenou pro vlhké prostředí a modrou pro suché [22]. Umísťuje se mezi sběrač chladiva a expanzní ventil. Na rozdíl od filtrdehydrátoru mohou být ve svislé i vodorovné poloze [1].

1.6 Nízkopotenciální zdroje tepla

Tepelné čerpadlo využívá nízkopotenciální teplo z okolního prostředí jako zdroj tepla. Tento primární zdroj lze rozdělit podle zisku tepla do několika skupin. Teplo se nejvíce akumuluje ve vzduchu, zemi nebo vodě díky solární a geotermální energii, která naopak proudí ze zemského jádra k povrchu [32]. Jednotlivé druhy tepelných čerpadel jsou označeny dvouslovně, kdy první

slovo označuje zdroj nízkoteplotního tepla. Druhé slovo označuje médium, do kterého je teplo předáváno [1]. Jako primární zdroj lze využít i odpadní teplo z průmyslu. Může to být odpadní a větrací vzduch, odpadní a bazénové vody či vzduch v podzemních prostorách. Jedná se o tzv. rekuperaci, neboli zpětné získávání tepla [33]. Následně budou vysvětleny a porovnány jednotlivé nízkopotenciální zdroje tepla.

1.6.1 Vzduch-voda

Dnes nejvíce instalována tepelná čerpadla na trhu jsou právě typ vzduch-voda. Tento nízkopotenciální zdroj tepla se nachází všude kolem nás a je takřka nevyčerpatelným. Také je velmi ekologický, jelikož část odebraného tepla se vrací zpět do prostředí, díky tepelnými ztrátami budov [22]. Vzduchovému tepelnému čerpadlu prospívá i oteplování planety, kdy se průměrná venkovní teplota neustále zvyšuje [5]. Využívají pro přenos tepla vzduch, který vstupuje do lamelového trubkového výparníku. Vzduch je poháněn ventilátorem, který zaručuje dostatečné proudění vzduchu právě přes zmiňovaný výparník [35].



Obr. 1.13 Tepelné čerpadlo HPAW 09 (kompakt), Nukleon

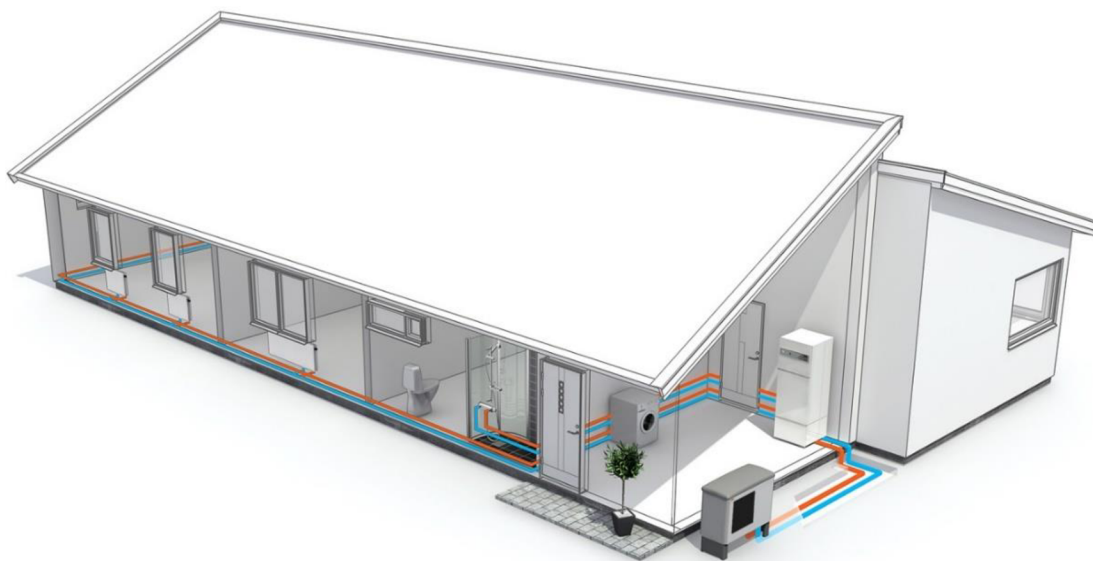
Vnitřní složení komponentů se mírně liší od ostatních typů. Hlavním rozdílem je přidání čtyřcestný elektromagnetický ventil. Ten slouží pro změnu funkce tepelného čerpadla tzv. reverzního chodu. Ventil docílí přepnutí režimu, to způsobí, že výparník začne topit a kondenzátor chladit [1]. Tento reverzní chod se využívá tehdy, kdy venkovní teplota vzduchu klesá k hodnotě 0 °C a níže. Díky kondenzované vlhkosti ze vzduchu dochází k postupnému namrznutí lamel výparníku a zhoršuje tak přestup tepla. Tento typ principu reverzního chodu pro odtávání se využívá nejčastěji. Nevýhoda spočívá v tom, že při odtávání je teplo odebráno topné vodě [5]. Dalším opatřením proti námraze slouží elektrická topná tělesa nebo topné kabely. Ty však nejsou tak častá a potřeba elektrické energie je podstatně vyšší, jak u reverzního chodu [1]. V obou případech je spotřebována energie, která zhoršuje celkový COP tepelného čerpadla.

- **Kompaktní jednotky**

Podle konstrukce lze tepelná čerpadla rozdělit na dvě provedení kompaktní a splitové jednotky. Dnes jsou pro malé výkony rozšířené kompaktní provedení obr. 1.13. Tepelné čerpadlo je vyrobeno vcelku s uzavřeným chladivovým okruhem [1]. Umisťuje se vedle objektu, minimálně 30 cm od zdi, aby bylo zajištěno dostačující proudění vzduchu. S otopnou soustavou v domě je tepelné čerpadlo propojeno potrubím, které musí být dobře zaizolováno. Dále musí být při výpadku elektrického proudu ochrana proti zamrznutí potrubí a kondenzátoru [1]. Jestliže se využívá voda v topném systému, tak se neinstaluje zpětná klapka u sekundárního čerpadla. Voda tak může při výpadku kolovat zpět do kondenzátoru a odebírat teplo otopné soustavě. Nebo se do otopné soustavy použije nemrzoucí směs [1, 5]. Neobvyklé řešení kompaktního provedení je umístění jednotky uvnitř objektu, obvykle přízemí a sklep. Je nutné přivádět a odvádět venkovní vzduch pomocí potrubí skrz stěny objektu. Jednotlivé průchody musí být od sebe vzdáleny tak, aby se navzájem neovlivňovaly. Zde se musí řešit i vhodný odvod kondenzátu [5].

- **Splitové jednotky**

Splitové (oddělené) jednotky se skládají ze dvou částí (obr. 1.14). Venkovní a vnitřní jednotka je propojena mezi sebou měděným izolovaným potrubím, ve kterém proudí chladivo. Konstrukce bývají rozdílné. Ve venkovní jednotce může být pouze výparník, ventilátor, expanzní ventil a ostatní komponenty se nachází ve vnitřní jednotce. Nebo ve vnitřní jednotce může být pouze kondenzátor a kompresor s ostatními komponenty jsou ve venkovní jednotce [1, 5].



Obr. 1.14 Tepelné čerpadlo vzduch-voda, split provedení [34]

Výhody teplených čerpadel vzduch-voda jsou nižší pořizovací náklady oproti typu země-voda. Není potřeba zásah do pozemku, poměrně rychlá instalace. Nevyžaduje povolení od geologů ani vodohospodářů [1, 32].

Nevýhodou je především nižší topný faktor v zimních obdobích, kdy je zapotřebí nejvíce topit. Skládá se obvykle z více komponentů a má složitější konstrukci. Jsou kladeny určité požadavky na hlučnost [1, 32].

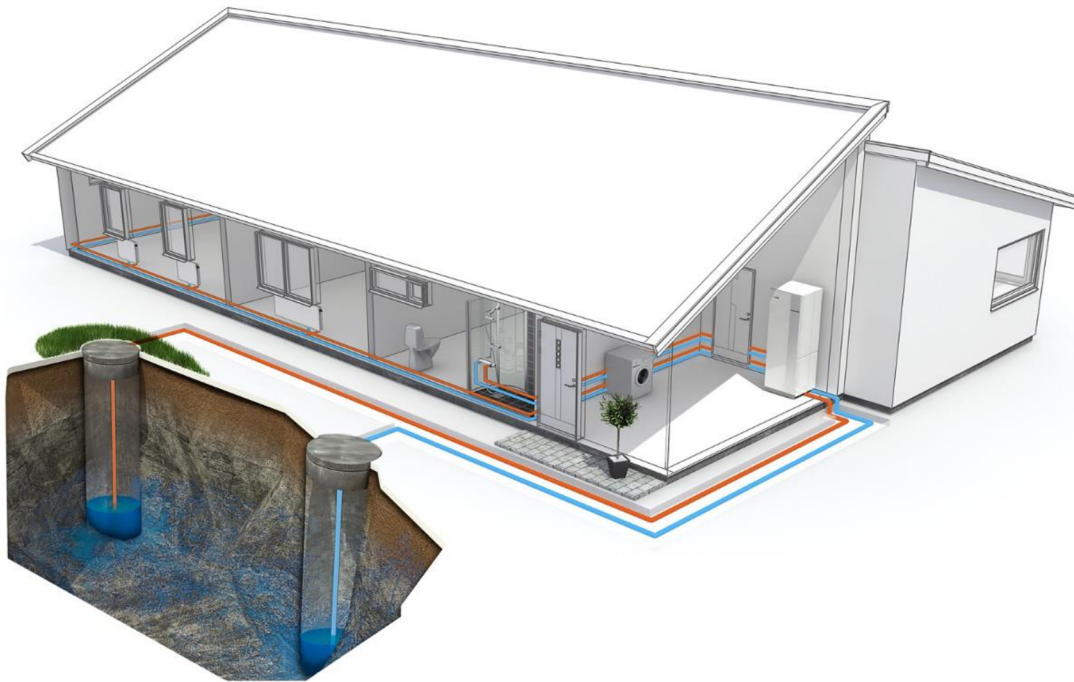
1.6.2 Voda-voda

Tepelné čerpadlo voda-voda využívá přímo nízkopotenciální zdroj tepla povrchovou nebo podzemní (spodní) vodu. Využitím podzemní vody je schopno dosahovat vysokého COP, jelikož teplota sodní vody se pohybuje v rozmezí 8 °C -10 °C během celého roku [1]. Teplota povrchové vody se neustále mění, v zimním období dosahuje nízkých hodnot, které jsou nežádoucí

pro výměník kvůli zamrznání [34]. Pro použití tohoto zdroje jsou potřeba specifické lokace, které by splňovaly veškeré podmínky.

- **Podzemní voda**

Podzemní voda se nejčastěji odebírá ze studny (zdrojové). Voda je čerpána ponorným čerpadlem přes armatury, jako jsou kulové kohouty, filtr a průtokoměr do výparníku tepelného čerpadla. Zde předá své teplo chladivu a dále proudí do tzv. vsakovací studny. Vsaková studna musí být umístěna minimálně 10 m od zdrojové studny a ve směru toku podzemní vody [36]. Tento druh zdroje (obr. 1.15) je závislý hlavně na hydrogeologických podmínkách. Je zapotřebí posoudit vhodnou lokaci, podloží. Dále je před samostatnou instalací tepelného čerpadla nutné provést čerpací zkoušku, kde se posoudí vydatnost studně. Ta udává zisk vody ze studně, aniž by došlo ke snížení hladiny či vyčerpání. Zkouška se provádí nepřetržitě 14 dní, průtok je nastavený na potřebný výkon tepelného čerpadla [34]. Hloubka vrtů se podle výskytu vody vrtá od 10 do 30 metrů. Tento typ se často realizuje tam, kde mají majitelé už jednu studnu vykopanou a používanou několik let. Poté se zrealizuje pouze vsakovací studna [1, 34]. Pro vybudování studny je zapotřebí stavebního povolení a pro uvedení tepelného čerpadla do provozu je zapotřebí souhlas vodohospodářského a báňského úřadu [1].



Obr. 1.15 Tepelné čerpadlo voda-voda, zdrojová a vsakovací studna [34]

Výhodou tohoto systému voda-voda je vysoké COP. Vhodný do prostředí s vysokým výskytem podzemní vody. Díky stálému COP lze konstruovat tepelné čerpadlo bez bivalentního zdroje [1].

Nevýhoda spočívá v nízkém výskytu podmínek pro tento druh. Kladou se požadavky na čistotu vody, v opačném případě může docházet k zanášení výparníku. Dále je potřebné stavební povolení a povolení pro čerpání vody. V nejhorších případech se může stát, že dojde k zanesení přítoku, tím by se tepelné čerpadlo muselo odstavit [1].

- **Povrchová voda**

Využívání povrchové vody jako je rybník, řeka, potok či vodní nádrž pro tepelná čerpadla je nejméně vhodný zdroj. Jelikož se povrchová teplota neustále mění vůči venkovní teplotě, může

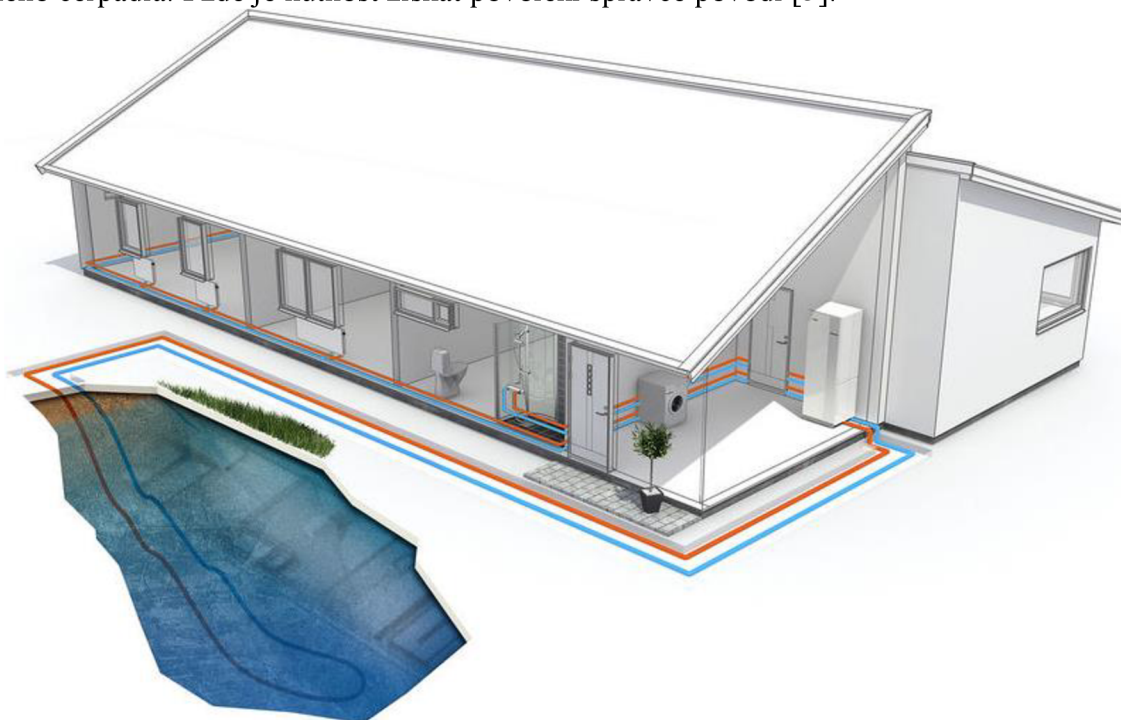
v zimním období docházet k poklesu teploty až k hodnotě nižší jak $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tím se snižuje výkon tepelného čerpadla [1]. Podle odběru tepla lze rozdělit na přímý a nepřímý odběr.

Přímý odběr tepelné energie z vody je stejný jako u typu se dvěma studnami. Nachází se zde opět ponorné čerpadlo, které přečerpává vodu do tepelného čerpadla. Díky nižší teplotě primární vody může docházet k zamrznutí výměníku. V povrchové vodě se nachází i více nečistot, se kterými je nutné počítat [5].

Nepřímý odběr tepla z vody se využívá podstatně více (obr.1.16), jak přímý odběr. Primární strana tepelného čerpadla je uzavřena a nachází se v ní nemrznoucí směs-solanka. Solanka na sebe váže teplo, které předává ve výparníku. Tím odpadají problémy se zamrznutím výparníku a jeho zanášením. Kolektory jsou nejčastěji z plastových hadic PE (polyetylen) o průměru 25 nebo 30 mm [1]. Usazují se na dno vodního díla. Musí se dbát na hloubku vody, jestliže by byla příliš nízká, může dojít k namrznutí ledu na kolektory. Tím by došlo ke snížení přestupu tepla a snížil by se výkon tepelného čerpadla [5].

Výhodou jsou nižší pořizovací náklady oproti systému s podzemní vodou. U nepřímého odběru nedochází k namrznutí a zanášení výparníku [1, 5].

Nevýhodou je malá lokalita s využitím povrchové vody, kolísající teplota a tím i výkon tepelného čerpadla. I zde je nutnost získat povolení správce povodí [5].



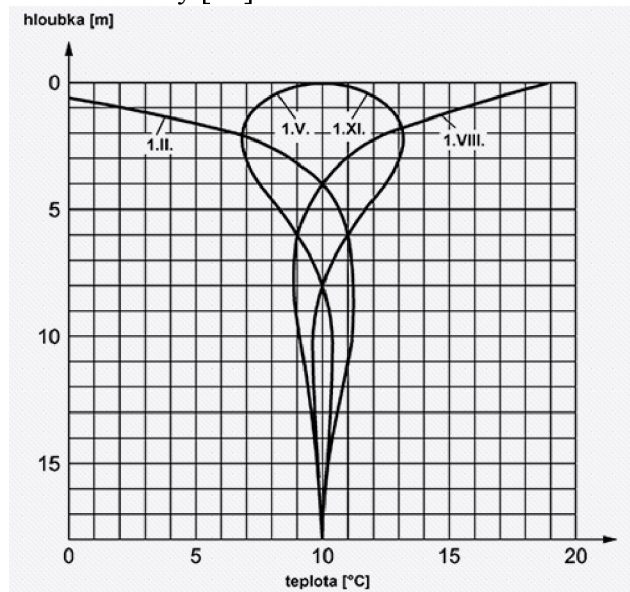
Obr. 1.16 Tepelné čerpadlo voda-voda, nepřímý odběr tepla [34]

1.6.3 Země-voda

Dalším typem využití nízkopotenciálního zdroje tepla pro tepelné čerpadlo je půdní vrstva. Podle typu zapojení lze odebírat teplo geotermálnímu zemskému masivu. Nebo lze odebírat teplo, které je naakumulované v půdě působením solární energie. První zmíněný se označuje hlubinný vrt neboli vertikální zemní kolektor. Druhý typ se označuje plošný kolektor neboli vodorovný zemní kolektor [1].

U obou typů zapojení se využívá nepřímého získávání tepla pomocí uzavřeného výměníku na primární straně tepelného čerpadla [1]. Jedná se o velmi stabilní zdroj tepla, s poměrně vysokým COP i v zimním období. Teplota v půdě celoročně mírně kolísá, přičemž od hloubky 15 metrů se teplota stabilizuje [5]. S nárůstem hloubky dochází k mírnému navýšení teploty,

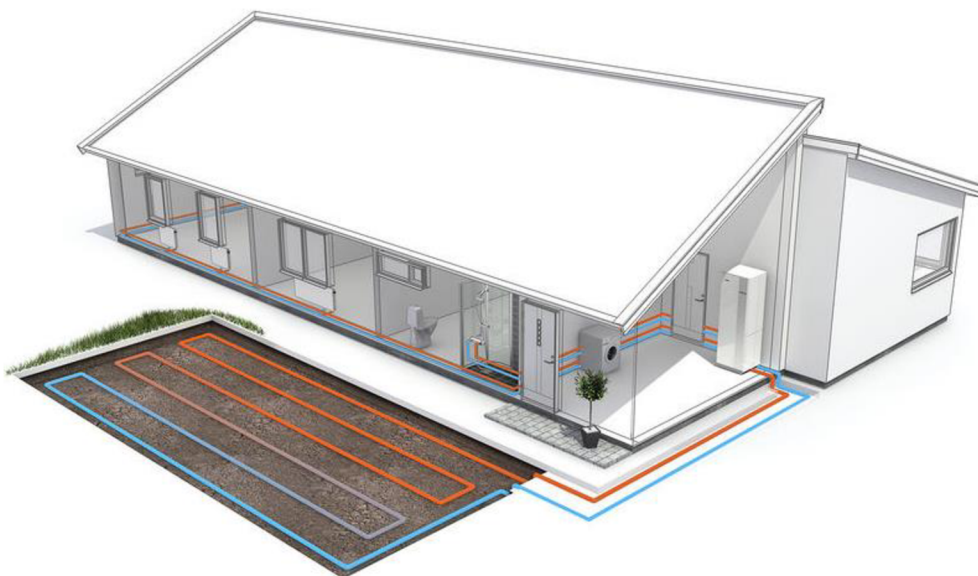
uvažuje se přibližně 3 °C na 100 metrů. Proto v podmínkách ČR lze uvažovat průměrnou teplotu 11 až 12 °C do 100 m zemní sondy [36].



Obr. 1.17 Průběh teploty v zemi v závislosti na ročním období [36]

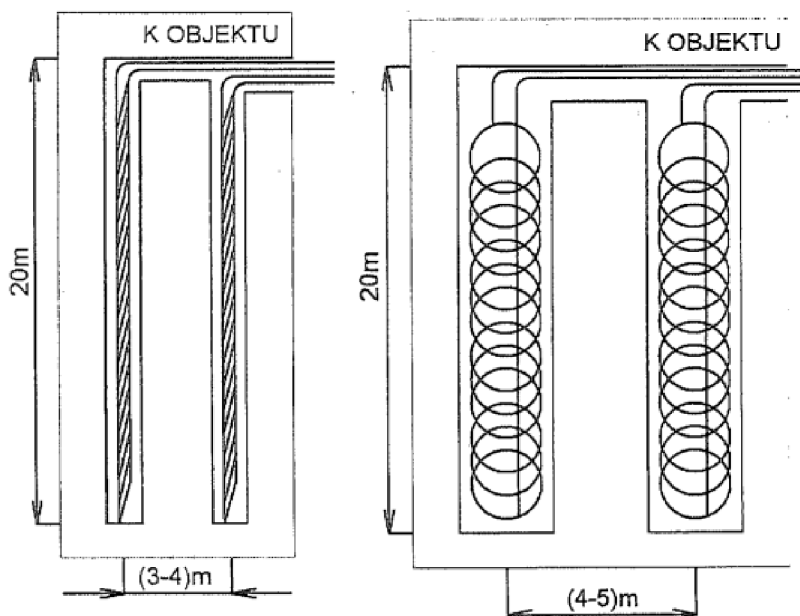
- **Plošný (horizontální) kolektor**

Plošné kolektory se instalují vedle vytápěného objektu, které lze vidět na obrázku 1.18. Stejně jak u využití povrchových vod se zde používá plastového potrubí vyrobené z PE se solankou. Průměry potrubí mohou být ve více provedení, nejvíce se však využívá průměru 32 a 40 mm, přičemž síla stěny je 3mm. Hloubka výkopu, do které se potrubí vkládá, je v rozmezí 1,2-1,8 m [1]. Jelikož maximální délka potrubí nesmí přesahovat 200 m, tak se primární kolektor skládá z více smyček. Jednotlivé smyčky musí být stejně dlouhé a vzdálené od sebe minimálně 0,6 m, aby se navzájem neovlivňovaly. Spojeny jsou v tzv. rozdělovači, který se může nacházet uvnitř objektu. Častěji je však tento rozvaděč instalován v jímce, která je umístěna na vhodném místě vedle objektu. V rozdělovači se všechny smyčky propojí a dvěma potrubími jsou vedeny do tepelného čerpadla [1, 37]. Velikost a počet smyček se určuje podle typu půdy v dané oblasti. V ČR je průměrný výkon zemního kolektoru stanoven v mezích 20-25 W/m² [1].



Obr. 1.18 Tepelné čerpadlo země-voda, plošný kolektor [34]

Potrubí může být v zemi uloženo i jiným způsobem a to pomocí slinek. Slinky označují svinuté kolo PE hadic, které jsou roztaženy na dno výkopu. Po roztažení se vytváří kruhové smyčky, které se navzájem překrývají. Podle typu označení se dělí na vertikální a horizontální. Horizontální uložení je stejné jako klasický plošný kolektor, tedy svinuté potrubí je uloženo na dno výkopu. U vertikálního uložení je výkop hlubší a užší, přičemž svinuté potrubí je zde uloženo svisle [1]. Jednotlivé uložení pomocí slinek je na obrázku 1.19.



Obr. 1.19 Uložení pomocí slinky V (vlevo), slinky H (vpravo), upraveno z [1]

Pro instalaci horizontálních kolektorů je zapotřebí velká plocha, která je orientačně 3x větší, než vytápěná plocha objektu [1]. Tato plocha se nadále nesmí využívat jak pro stavební účely, tak pro sázení stromů. K závěru topné sezóny dochází k postupnému vymrzání půdy, které snižuje i celkový výkon. V letním období lze dobře pasivně chladit objekt. Před tepelným čerpadlem může být umístěn deskový výměník, kdy z jedné strany je primární okruh a z druhé připojen chladicí systém v objektu. Tímto způsobem lze jednoduše chladit objekt a zároveň teplejší solankou regenerovat plošný kolektor [38].

Výhoda plošných kolektorů spočívá v monovalentním provozu a vyšším COP v topném období¹² oproti vzduchovému čerpadlu. Dále jsou zde nižší náklady na práci vůči vrtům [1, 38].

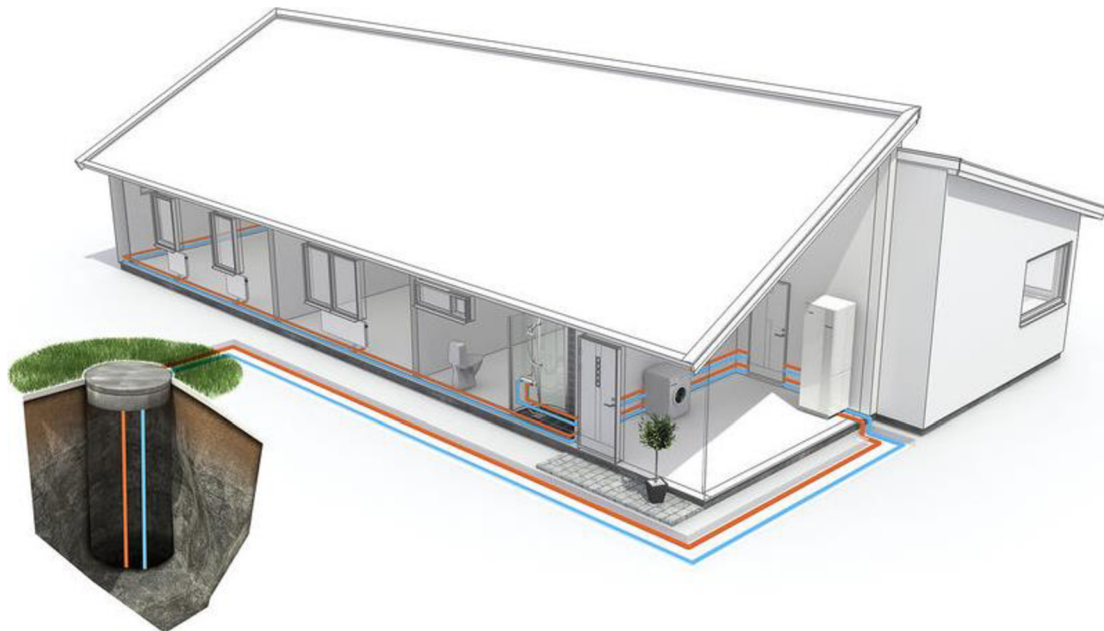
Hlavní nevýhodou je potřeba velkého pozemku pro plošný kolektor, terénní úpravy, nelze nad kolektory stavět. Oproti vrtům mají horší COP [1].

- **Vertikální zemní kolektory**

Tepelné čerpadlo odebírá pomocí vrtů teplo z hloubky pod povrchem země (obr.1.20). Ve vrtu se nachází plastová sonda naplněná nemrznoucí směsí (solankou), která zajišťuje přestup tepla mezi zemí a tepelným čerpadlem [1]. Sonda se obvykle skládá ze dvou nebo čtyř plastových PE hadic, které jsou na konci vrtu navařeny do hlavice. Ta vytvoří jednu nebo dvě smyčky. Průměr hadice je obdobný, jako u plošného kolektoru, tedy 32 a 40 mm. Ovšem, zde mají hadice

¹² Topné období - Začíná 1. září a končí 31. května podle vyhlášky č.194/2007. Dodávka tepelné energie se zahájí v topném období, když v dané lokalitě poklesne průměrná denní teplota pod 13 °C ve dvou dnech po sobě jdoucích [39].

zesílenou tloušťku, kvůli vysokému tlaku v dolní části vrtu [1]. Vrtý mají hloubku od 50 do 120 m. Závisí především na velikosti vytápěného objektu a místních geologických podmínkách. Pro vrtaře je lepší tvrdé podloží, které se nijak nesesouvá. V opačném horším případě to jsou měkká podloží, jako jsou štěrky, písky a vodní toky. Zde se hornina často sesouvá [40]. Po vyvrtání je prostor mezi hadicemi a zemí vyplněn teplonosnou směsí, která jednak aretuje potrubí a také slouží pro lepší přestup tepla [1].



Obr. 1.20 Tepelné čerpadlo země-voda, hlubinný vrt [34]

V případě potřebného vyššího výkonu se zhotoví více vrtů. Jednotlivé vrtý by měly být od sebe vzdáleny minimálně 10 m, aby nedocházelo k ovlivňování a rychlejšímu vymrzání zeminy mezi vrtý [1]. Hlubinné vrtý jsou náročné na potřebné vyřizování stavebního povolení. Vrtařská firma nejprve zařídí stavební povolení, následně vyvrtá hlubinný vrt a provede tlakovou zkoušku. Poté přichází na řadu firma, která zhotovuje tepelné čerpadlo a propojí potrubí mezi vrtý a objektem. Potrubí musí být alespoň v hloubce 1,5 metru pod povrchem. Vrtý se umísťují v okolí vytápěného objektu, tudíž nepotřebují velké pozemky. U nových staveb lze vrtý umístit i pod desku objektu [1, 40].

Výhoda vrtů je ve stabilním výkonu a vysokého COP i při extrémně nízkých venkovních teplotách. Má výrazně nižší spotřebu elektřiny než u typu vzduch-voda. I u vrtů lze využít pasivní chlazení a tím i regeneraci vrtů na další topnou sezónu. Další výhodou je dlouhá životnost jak vrtu, tak celého tepelného čerpadla a bezhlučný provoz [40].

Nevýhodou jsou nejvyšší investiční náklady ze všech typů tepelných čerpadel. Nutné povolení od stavebního úřadu [40].

1.7 Chladiva

Jakékoliv tepelné čerpadlo se při své činnosti neobejde bez provozní látky a to chladiva. Chladivo, jak už bylo zmíněno, slouží pro přenos energie. Díky změně fyzikální vlastnosti chladiva dochází ve výparníku při zisku energie za nízké teploty a tlaku k jeho vypařování. Tato energie je dále předaná v kondenzátoru, kde chladivo opět změnilo své skupenství na kapalné [1]. Chladiva, která lze použít pro chod tepelných čerpadel je dnes celá řada. Nejčastěji se jedná o chemické látky nebo různé chemické sloučeniny, které jsou svým složením a vlastností vhodné pro

daný chod [22]. Hlavní parametry jsou především rozsah pracovních teplot a tlaků, bezpečná manipulace, dostupnost a snadná výroba a především šetrnost k životnímu prostředí.

Jelikož je nespočet chemických látek a sloučenin, které lze využít jako chladivo. Bylo stanoveno mezinárodní označení chladiv, kdy první písmeno v označení je R (refrigerant-chladivo) [22]. U určitých chladiv je dodatečné písmeno C, které má význam cyklický (cyclic). Dále jsou za písmenem R číslice a na posledním místě se nachází doplňující informace označena písmenem. Číslice rozděluje chladiva podle chemického složení do jednotlivých skupin. Jednosložková chladiva používají označení, které vyházi ze složení molekul [1, 22]. Vícesložková chladiva, neboli směsi, jsou rozdělena na azeotropní a zeotropní. Přírodní chladiva využívají k označení číslici 7 na prvním místě a další číslice vyjadřuje molovou hmotnost molekuly přírodní látky [22].

Tab. 1.2 Rozdělení chladiv dle chemického složení, upraveno z [1]

R10 až R50	Skupina na bázi metanu
R110 až R170	Skupina na bázi etanu
R216 až R290	Propanová skupina
RC316 až RC318	Skupina cyklických uhlovodíků
R400	Zeotropní směsi
R500	Azeotropní směsi
R600 až R620	Ostatní organické sloučeniny
R630 až R631	Sloučeniny dusíku
R700	Anorganická chladiva
R1112 až R1270	Nenasycené uhlovodíky

Díky velkému nárůstu využívání chladírenských zařízení a tepelných čerpadel je i vyšší spotřeba chladících látek. Ty mají ovšem dopad na životní prostředí, především vliv na ozónovou vrstvu a oteplování Země [41]. Proto dochází k postupné regulaci plynů a jejich nahrazování jinými ekologickými varianty, které jsou šetrnější k životnímu prostředí [1].

Jeden z koeficientů je vliv plynů a par na poškozování ozónové vrstvy Země. Tento koeficient má zkratku ODP¹³ a základním plynem je freon R11. Tento freon se zařazuje mezi tvrdé freony a v dnešní době je již zakázán. Hodnota koeficientu ODP pro freon R11 je stanovena na 1 a jsou s ním porovnávány ostatní látky [1, 22]. Další z koeficientů je vliv látek na potenciální globální oteplování. Zkratka pro tento koeficient je GWP¹⁴. Je to ukazatel, jak moc může látka zvýšit teplotu klimatu v poměru s oxidem uhličitým za 100 let [41]. Hodnota GWP oxidu uhličitého je rovna 1. Látky, které dosahují vyššího negativního vlivu na globální oteplování, mají vyšší číslo [1]. Jako poslední ekologický ukazatel k hodnocení chladiv je celkový dopad na ohřev atmosféry, tzv. TEWI¹⁵. Tento ukazatel se nevztahuje pouze k samotnému chladivu jako takovému, ale zahrnuje zde i vliv úniku chladiva za celou životnost zařízení a také za likvidaci. Jsou zde i zahrnovány emise oxidu uhličitého, které mají vliv na globální oteplování, vznikajících při výrobě potřebné energie pro celkový provoz zařízení [43].

Chladiva lze rozdělit podle teplotních vlastností a poměru složek na azeotropní a zeotropní. Jsou to směsi chladiva, která se skládá ze dvou a více složek. V současné době jsou preferována více přírodní chladiva, kvůli vlivu na globální oteplování [22]. Zeotropní směs je

¹³ ODP - z anglického jazyka Ozone Depletion Potential

¹⁴ GWP - z anglického jazyka Global Warming Potential

¹⁵ TEWI - z anglického jazyka Total Equivalent Warming Impact

nejčastěji tvořena 2 až 4 druhy chladiva. Tato chladiva mají takovou vlastnost, že se neustále chovají jako směs dvou a více samostatných látek. Ve chladivovém oběhu se nejprve ze směsi vypaří látka, která má nejtěkavější¹⁶ složku a jako poslední látka, která má nevyšší vypařovací teplotu [22]. Tento rozdíl ve vypařování směsi látek zapříčiní tzv. teplotní skluz neboli rozptyl vypařovací teploty. Rozptyl je u jednotlivých chladiv rozdílný, např. u chladiva R407C je rozptyl nejvyšší a je 7 K. Podle tabulky 1.2 jsou zeotropní chladiva od R400 [1]. Tyto chladiva by se do chladivového okruhu měla plnit v kapalném stavu a při případném úniku, by se mělo chladivo celé odčerpat a naplnit zcela nové.

Azeotropní směs je tvořena dvěma složkami, přičemž se chová jako čisté, jednosložkové chladivo. Při fázové změně se složení par a kapalin ve směsi nemění. Tím nedochází k žádnému rozptylu vypařovací teploty [22]. Azeotropní chladiva jsou označena R500. Chladivo lze do okruhu plnit jak v kapalném tak plynném skupenství. Při úniku chladiva se nemusí odčerpat celý obsah, pouze stačí doplnit potřebné množství.

1.7.1 Přírodní chladiva

Chladiva na přírodní bázi mají nejmenší dopad na životní prostředí ze všech druhů chladiv. Nemají žádný vliv na ozónovou vrstvu a minimálně ovlivňují globální oteplování. Skládají se z přírodních uhlovodíků a jejich směsí [1]. Pod tato chladiva se zařazuje čpavek, oxid uhličitý, etan, propan a další [22]. V následující tabulce 1.3 jsou vypsána přírodní chladiva s označením, chemickým vzorcem a vlivem na životní prostředí.

Tab. 1.3 Přírodní chladiva, upraveno z [43]

Látka	Označení	vzorec	ODP	GWP
Ethan	R170	C ₂ H ₆	0	6
Propan	R290	C ₃ H ₈	0	3
Isobutan	R600a	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	0	3
Čpavek	R717	NH ₃	0	0
Oxid uhličitý	R744	CO ₂	0	1
Propylen	R1270	C ₃ H ₆	0	2

1.7.2 Syntetická chladiva

Syntetická chladiva se skládají z různých uměle vyrobených uhlovodíků. Při výrobě se umístí do přírodního uhlovodíku různé atomy ze skupiny halogenidů. Mohou to být atomy chloru, fluoru a bromu [1, 22]. Jako nejstarší syntetické směsi byly na bázi chlorovaných uhlovodíků. Byly vyvinuty v Americe roku 1928 pod označením CFC. Také byly nazývané freony či tvrdé freony [1]. Jedná se dnes už o zakázaná chladiva R11, R12, R13, R113, R114 a směsi R502 a R503, která jsou v tabulce 1.4. Tato chladiva mají velký dopad na životní prostředí. Díky výzkumu se zjistilo, že právě halogenové uhlovodíky odbourávají ozónovou vrstvu. Přičemž nej-agresivnější jsou látky, které obsahují chlor. Úplného zákazu používání chladiv CFC bylo v roce 1994 [22].

¹⁶ Těkavost látky - Označuje se jako vypařování látky. Látka s vyšší tenzí par se za stejných podmínek vypaří rychleji než látka, s nižší tenzí par.

Tab. 1.4 Syntetická chladiva CFC, upraveno z [43]

Označení	vzorec	ODP	GWP
R11	CFCl ₃	1	4000
R12	CF ₂ Cl ₂	1	8500
R113	C ₂ F ₃ Cl ₃	0,8	6000
R114	C ₂ F ₄ Cl ₂	1	9800
R115	C ₂ F ₅ Cl	0,6	8800
R13	CF ₃ Cl	1	14000

Další skupinou jsou chlorofluorované uhlovodíky se zkratkou HCFC. Jedná se o částečné halogeny, či měkké freony. Jsou zde nahrazovány atomy vodíku chlorem nebo fluorem [22]. Do této skupiny spadají chladiva R21, R22, R141b, R142b, R123, R124 a další. Tato chladiva měla za úkol nahradit CFC kvůli velkému dopadu na ozónovou vrstvu, jelikož jejich hodnota je podstatně menší. Jedná se ovšem o skleníkové plyny, které mají velké GWP. Proto jsou tato chladiva od roku 2015 zakázána [22].

Tab. 1.5 Syntetická chladiva HCFC, upraveno z [43]

Označení	vzorec	ODP	GWP
R22	CHF ₂ Cl	0,055	1700
R123	C ₂ HF ₃ Cl ₂	0,020	780
R124	C ₂ HF ₄ Cl	0,022	620
R142b	CH ₃ CF ₂ Cl	0,065	2400
R401A	R22 / R152a / R124	0,037	1130
R402A	R22 / R125 / R290	0,021	2690
R403A	R22 / R218 / R290	0,040	2520
R408A	R22 / R143a / R125	0,026	3020
R409A	R22 / R142b / R124	0,048	1540

Jako poslední jsou chladiva, která neobsahují žádný atomy chloru pouze fluoru. Zkratka pro tento typ chladiva je HFC [1]. Díky absenci chloru nemají tyto chladiva žádný vliv na ODP a jejich hodnota je tak nulová. Koeficient GWP mají ovšem pořád vysoký a v dnešní době začínají být také regulována. Mezi fluorovodíková chladiva patří R134a, R152a, R125, R32, R218, R407C a další (tab. 1.6) [1].

Tab. 1.6 Syntetická chladiva HFC, upraveno z [43]

Označení	vzorec	ODP	GWP
R23	CHF ₃	0	14800
R32	CH ₂ F ₂	0	675
R134a	CH ₂ FCF ₃	0	1430
R152a	C ₂ H ₄ F ₂	0	124
R407C	R32 / R125 / R134a	0	2107
R410A	R32 / R125	0	2088
R507	R125 / R143a	0	3985
R508A	R23 / R116	0	13214

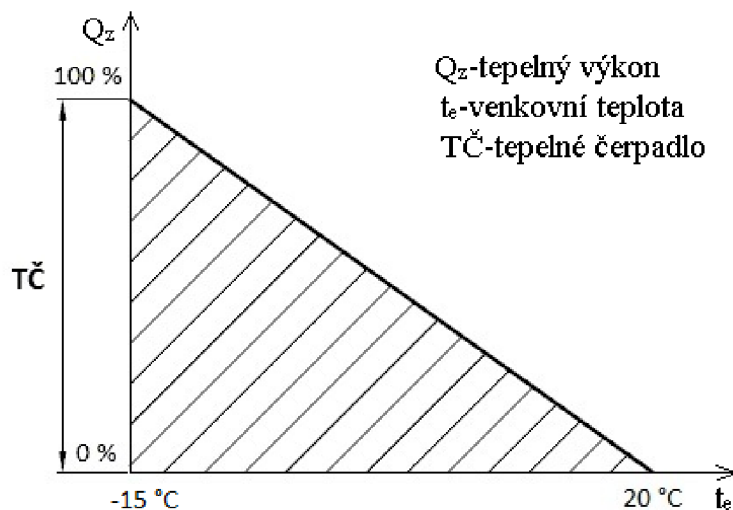
1.8 Provoz tepelného čerpadla

Podle tepelných ztrát objektu se dimenzuje výkon tepelného čerpadla, jako u jiných topných zdrojů. Výkon zdroje musí zajistit požadovanou vnitřní teplotu objektu i tehdy, kdy se venkovní teplota přibližuje k výpočtové. Podle lokality objektu se venkovní teplota pro výpočet tepelných ztrát objektu v České republice pohybuje od -12 °C do -18 °C [5]. Jelikož se takto nízké teploty vyskytují v topném období čím dál méně, jsou tepelná čerpadla dimenzována na nižší výkon, přibližně 80-90 %. Doplnují se bivalentním zdrojem, který slouží k pokrytí zbylého výkonu ve špičce [45]. Tepelná čerpadla zle provozovat i v monovalentním provozu, kdy se dimenzuje na 100 % potřebného výkonu [5].

1.8.1 Monovalentní provoz

Tepelné čerpadlo v monovalentním provedení (obr. 1.21) nemá žádný bivalentní či záložní zdroj, a je tak jediným zdrojem v objektu. Zároveň musí pokrýt plně tepelnou ztrátu objektu při výpočtové teplotě. Jak bylo zmíněno výše, venkovní výpočtová teplota je pouze několik dní v topném období, a proto je tepelné čerpadlo často předimenzováno [46]. Využívají se u nově postavených domů, které jsou dobře zaizolované a mají malou tepelnou ztrátu [5].

U monovalentního provedení lze i dobře využít tepelného čerpadla s invertorovým kompresorem, díky kterému je možné regulovat výkon mezi 30-100 % [46]. Monovalentní provoz není vhodný pro staré objekty s vysokou tepelnou ztrátou s využitím tepelného čerpadla typu vzduch-voda, zde by předimenzování bylo ekonomicky nákladné [5].



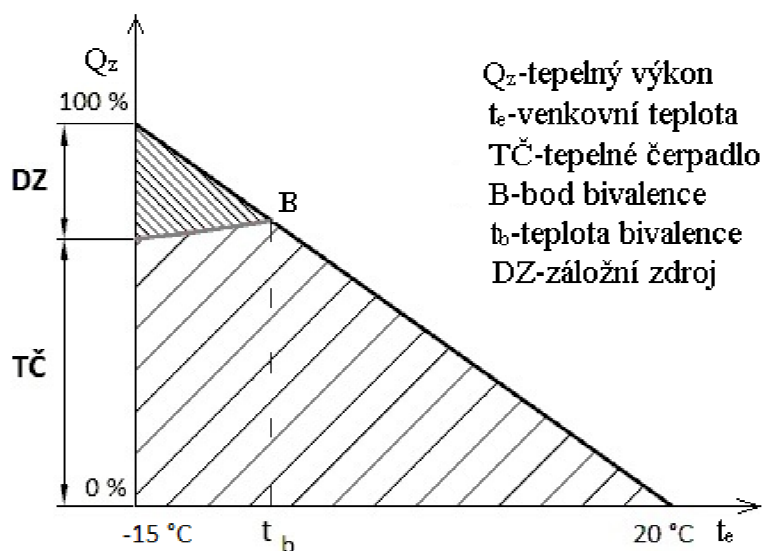
Obr. 1.21 Monovalentní provoz tepelného čerpadla, upraveno z [45]

1.8.2 Bivalentní provoz

Ve většině případů se však volí druhý bivalentní provoz tepelného čerpadla. Bivalentní či záložní zdroj pokrývá nedostačující výkon tepelného čerpadla, který pracuje do určitého bivalentního bodu [44]. Při určité venkovní teplotě dochází ke stavu, kdy se výkon tepelného čerpadla rovná aktuální tepelné ztrátě objektu. Tato teplota se nazývá bod bivalence. Teplota bivalence se pohybuje od -3 °C do -10 °C a závisí na akumulaci tepla v objektu, vnitřních tepelných ztrátách, tepelnou ztrátou objektu a výkonem tepelného čerpadla [44, 46].

Nejčastěji se využívá, jako záložní zdroj, elektrická topná patrona. Patrona se může instalovat přímo do akumulární nádrže nebo napojit do potrubí pomocí vložky před akumulární nádrží. Jako záložní zdroj lze využít i elektrický a plynový kotel či kotel na tuhá paliva [5, 44]. Veškeré zdroje lze zapojit různými způsoby tak, aby byly vhodné pro dané vytápění v objektu.

První způsob zapojení je alternativně-bivalentní provoz. Tepelné čerpadlo je využíváno pouze do doby, než venkovní teplota dosáhne teploty bivalence. Dále při nižších teplotách zapíná bivalentní zdroj, který pokrývá veškerou ztrátu objektu, bez tepelného čerpadla. Tento způsob zapojení je vhodný pro vysokoteplotní soustavy (70-80 °C) [47]. Druhý způsob zapojení je paralelně-bivalentní provoz, který je na obrázku 1.22. Tepelné čerpadlo pracuje neustále po celou dobu topné sezóny. V případě poklesu venkovní teploty pod bivalentní hodnotu se připojí další zdroj, který běží s tepelným čerpadlem současně. Tento druh zapojení je vhodný pro podlahové vytápění a vytápění pomocí radiátorů do teploty topné vody 60 °C. [47, 48]. U posledního částečně paralelně-bivalentního provozu jsou oba zdroje současně v provozu. Při dosažení bivalentního bodu je tepelné čerpadlo odepnuto a záložní zdroj je v provozu po celou dobu topné sezóny [47, 48].



Obr. 1.22 Paralelně-bivalentní provoz tepelného čerpadla, upraveno z [45]

2 Návrh tepelného čerpadla země-voda

Tato kapitola je zaměřena na hlavní cíl diplomové práce, návrhu a konstrukci tepelného čerpadla. Primárním zdrojem tepla je zvolena půdní vrstva, tedy typ země-voda. Tepelné čerpadlo je navrženo na nízkoteplotní vytápění rodinného domu a ohřevu teplé vody. Je zde použito netradiční a málo využívané chladivo R744 (oxid uhličitý).

2.1 Chladivo R744-oxid uhličitý

Při návrhu tepelného čerpadla je jedním z hlavních faktorů správné zvolení vhodného chladiva. Každé chladivo pracuje v odlišných podmínkách, a proto jsou jednotlivá chladiva vhodná pro různé použití. Oxid uhličitý je neobvyklé chladivo se specifickými vlastnostmi.

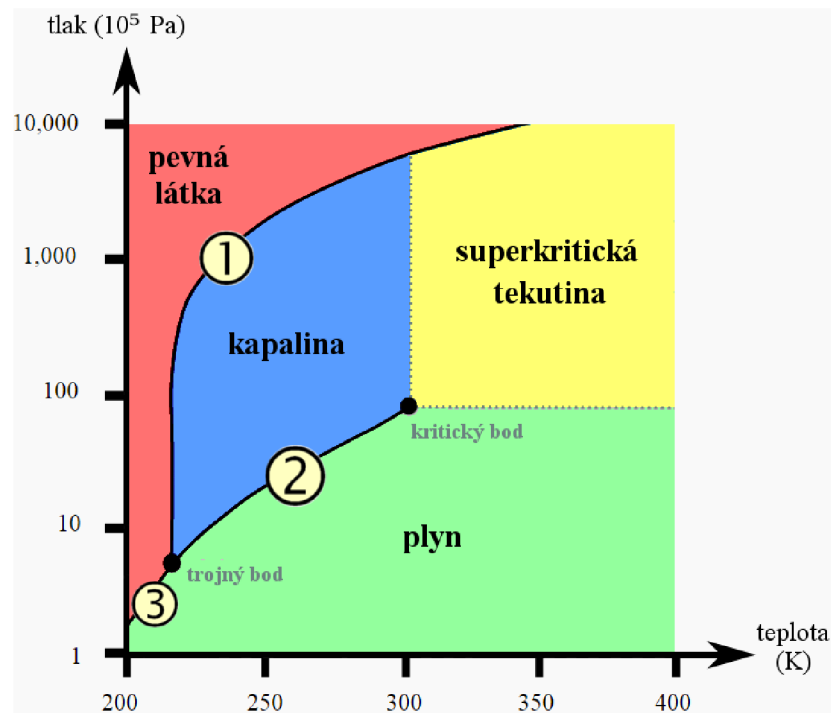
V historii se oxid uhličitý, jako chladivo, objevil roku 1881 a využíval se především v chladicí technice a klimatizacích [4]. Na trhu se po roce 1920 postupně objevovala nově vytvořená syntetická chladiva, která se skládala z uměle vytvořených uhlovodíků na bázi chloru, fluoru a bromu. Díky jejich vhodným vlastnostem pro chladicí techniku byl oxid uhličitý postupně vytěsňen a dále se přestal využívat [2]. Po zjištění negativního vlivu na ozónovou vrstvu a globálního oteplování byla chladiva na bázi chloru roku 1994 zakázána a postupně se začala hledat nová a ekologická chladiva. Tímto krokem se oxid uhličitý opět začal využívat. Jedno z prvních použití byla tepelná čerpadla pracující v nadkritickém oběhu pro vytápění a ohřevu teplé vody [4]. Díky vysokým teplotám na výstupu z kompresoru jsou schopny ohřívat vodu na velmi vysokou hodnotu (70-80 °C) oproti ostatním systémům. Ovšem kvůli různým omezením, jako jsou vysoké tlaky a velké požadavky na kvalitu jednotlivých komponentů, jsou tepelná čerpadla na oxid uhličitý stále málo využívána. V dnešní době se vyvíjí i systémy v klimati-začním zařízení u automobilů, kde se klade důraz na použití chladiv s nízkým GWP [4].

2.1.1 Vlastnosti chladiva R744

Oxid uhličitý se řadí mezi přírodní chladiva. Nemá žádný vliv na ozónovou vrstvu Země, tedy jeho ODP=0. Navíc je považováno za referenční plyn při určování potenciálního globálního oteplování (GWP). Oxid uhličitý má jakožto referenční plyn hodnotu GWP=1 [43]. Je tvořen jedním atomem uhlíku a dvěma atomy kyslíku. Oproti propanu, se kterým je často srovnáván, je oxid uhličitý nehořlavý, nevířivý a nemá tak žádné omezení v množství náplně chladiva v okruhu. Spadá do klasifikace A1, která značí vyšší bezpečnost používání chladiva [49].

Jedná se o nejedovatý, teplotně a chemicky stabilní plyn. Má výborné vlastnosti v přestupu tepla, jak v podkritickém, tak i nadkritickém oběhu. Ve srovnání se syntetickými chladivy je oxid uhličitý levný a lehce dostupný [50]. Lze ho použít pro běžné konstrukční materiály, jako je měděný materiál, kterému nezpůsobuje žádnou degradaci. Dále má velkou objemovou chladivost, která je spojena s vysokými tlaky chladicího okruhu. Hlavní nevýhodou jsou vysoké tlaky, jak na sací, tak výtlačné straně kompresoru v nadkritickém oběhu.

Jak už bylo zmíněno, oběhy s oxidem uhličitým lze provozovat, jak v podkritickém, tak nadkritickém stupni. Na obrázku 2.1 se nachází fázový diagram, který znázorňuje rovnovážné stavy jednotlivých fází skupenství oxidu uhličitého. Je tvořen kritickým a trojným bodem a také třemi křivkami. Křivka č. 1 od sebe odděluje pevné a kapalné skupenství. Druhá křivka spojuje stavy, kdy je kapalina v rovnováze se sytou párou. Poslední křivka č. 3 udává rovnováhu mezi pevnou látkou a sytou párou [51].



Obr. 2.1 Fázový diagram CO₂ [51]

Všechny křivky se setkávají v trojném bodě, kde se látka současně vyskytuje (koexistuje) ve všech třech skupenstvích. Kritický bod je na konci křivky syté páry. Zde je hustota nasyceného plynu a kapaliny stejná. Při překročení tohoto bodu, se látka nachází v tzv. superkritickém stavu, kdy neexistuje hranice mezi plynnou ani kapalnou fází a stává se z ní superkritická tekutina, ve které již není možné nalézt závislost mezi tlakem a teplotou [51]. Hodnoty trojného a kritického bodu jsou v následující tabulce č. 2.1. Tyto dva body jsou omezující hodnoty pro vypařování a kondenzaci oxidu uhličitého.

Tab. 2.1 Hodnoty trojného a kritického bodu CO₂ [50]

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]
Kritický	31,6	7,38
Trojný	-56,56	0,52

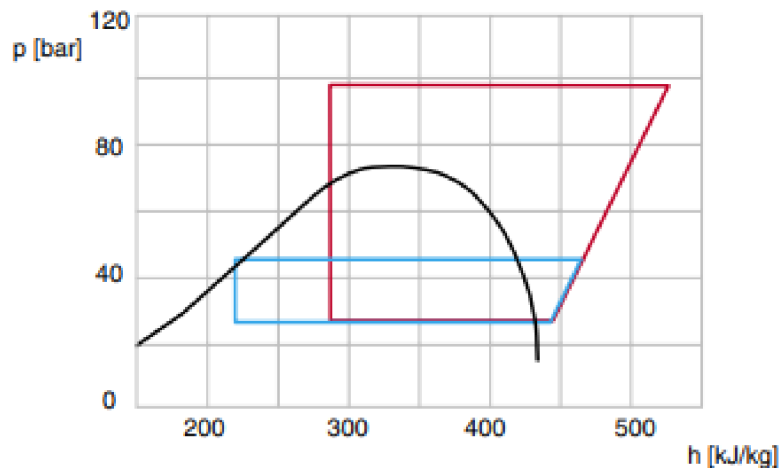
Podkritický oběh s oxidem uhličitým funguje na stejném principu, jako běžné tepelné čerpadlo, které bylo popsáno v teoretické části. Je založeno na vypařování a kondenzaci chladiva. V kondenzátoru nejprve probíhá odebrání tepla pomocí citelného¹⁷ a následně latentního¹⁸ tepla. Díky nízké teplotě kritického bodu se podkritické oběhy využívají v chladicí technice, nejčastěji jako kaskádní okruhy. Kdy okruh s CO₂ slouží, jako primární mrazicí okruh s přímým výparem. Kondenzátor je v tomto zařízení vychlazován okruhem s jiným chladivem. Díky tomu tak dochází ke kondenzaci pod kritickým bodem [52, 53].

Díky nízké teplotě kritického bodu, musí být veškerá tepelná čerpadla s oxidem uhličitým postavena v nadkritickém oběhu, zobrazen na obr. 2.2 červeným cyklem. Hlavní rozdíl nastává

¹⁷ Citelné teplo - ohřátí či ochlazení pracovní látky probíhá beze změny skupenství

¹⁸ Latentní teplo - při ohřátí či ochlazení pracovní látky dochází k fázové přeměně pracovní látky

na vysokotlaké straně, kdy se chladivo dostává nad kritický bod, kde není žádná vzájemná souvislost mezi teplotou a tlakem. Místo kondenzátoru se zde nachází chladič plynu (gass cooler), ve kterém nedochází k žádné fázové přeměně, pouze k citelnému ochlazení chladiva. Podle p - h diagramu, lze usoudit, že předané teplo topné vodě určuje pouze výstupní teplotu z chladiče plynu, nikoliv jeho tlak, jak u podkritického oběhu. Další rozdíl nastává při zvyšování tlaku, kdy roste, jak měrná izoentropická práce kompresoru, tak zároveň roste i hmotnostní chladivost. U podkritického oběhu při zvyšování tlaku hmotnostní chladivost vždy klesá. Tudíž navýšení výtlačného tlaku neznamena vždy omezení topného faktoru [50]. V nadkritickém oběhu jsou provozní tlaky velmi vysoké a tím vedou k širšímu rozsahu provozních teplot a větší tepelné kapacitě [53].



Obr. 2.2 Nadkritický (červená) a podkritický (modrá) oběh v p - h diagramu[54]

Tepelná čerpadla s nadkritickým oběhem lze navrhnout v několika provedení. Tím, že nedochází ke kondenzaci chladiva v chladiči plynu, který by jinak určoval výtlačný tlak, je zapotřebí tento tlak řídit škrticím ventilem. V tomto případě musí škrticí ventil řídit průtok chladiva do výparníku a zároveň řídit i tlak na výstupu z chladiče plynu. Proto je zapotřebí přidat další regulační prvek do chladivového okruhu pro regulaci expanze ve výparníku.

- První návrh je podle Lorentzena, který byl průkopníkem oxidu uhličitého. V okruhu bude použit jeden expanzní ventil a sběrač chladiva, který je umístěn za výparníkem. Sběrač chladiva v tomto případě slouží, jako akumulátor chladiva při změnách v oběhu, a také jako odlučovač kapalného chladiva. Tento návrh je nejvíce využíván v tepelných čerpadlech u automobilů.
- Další návrh může být pomocí dvou expanzních ventilů s využitím středotlaké nádoby. První expanzní ventil sníží tlak pod nadkritickou oblast. Následně je umístěna středotlaká nádoba (sběrač chladiva), ve které se udržuje konstantní tlak. Ze středotlaké nádoby chladivo vstupuje do expanzního ventilu, který řídí vstřík chladiva do výparníku. Tento princip zapojení se využívá v chlazení.
- Poslední návrh využívá expanzní ventil se středotlakou nádobou doplněn ejektorem. Tento typ zapojení je velmi málo využíván. Přesto se s ním lze setkat u dánského výrobce tepelných čerpadel Fenagy, který je využívá pro vysoké výkony.

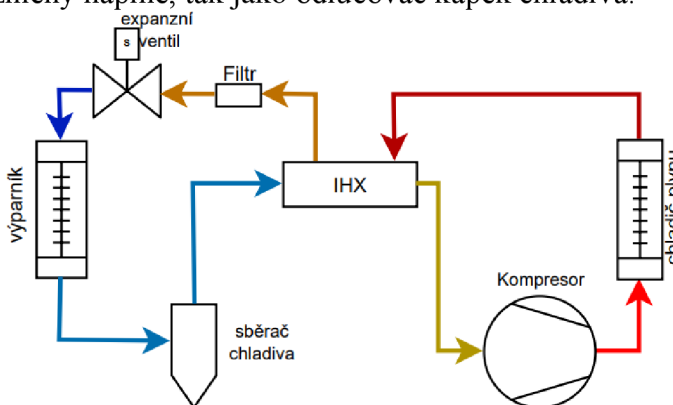
2.2 Požadavky na konstrukci tepelného čerpadla

Hlavním cílem je dosáhnout optimálního návrhu tepelného čerpadla pro nízkoteplotní vytápění. U nízkoteplotních soustav je topná voda ohřívána na teplotu, která je v rozmezí 35 °C až 55 °C. Návrh slouží pro nově postavené či zrekonstruované domy, které mají nízkou tepelnou ztrátu¹⁹. Dále je kladen důraz na nízkou hlučnost a kompaktnost. Veškeré požadavky na návrh tepelného čerpadla jsou uvedeny v následujících bodech.

- Tepelné čerpadlo typu země-voda, nízkoteplotní vytápění rodinného domu
- Ekologické a přírodní chladivo - R744 (oxid uhličitý)
- Topný výkon 8 kW při podmínkách daných B0/W35
- Dosažení co nejvyššího COP
- Kompaktní rozměry pro snadnou přepravu do technických místností
- Vhodná konstrukce s jednoduchým připojením primárního a sekundárního okruhu
- Potlačení akustického výkonu pod 65 dB

2.3 Návrh chladivového oběhu

Hlavním bodem diplomové práce je návrh nadkritického oběhu tepelného čerpadla. Oběh je rozdělen do 7 bodů, které popisují jednotlivé pracovní cykly okruhu. Pracovní oběh se skládá z pěti hlavních komponentů a to kompresoru, chladič plynu, expanzního ventilu, výparníku a vnitřnímu výměníku tepla IHX²⁰. Schéma nadkritického oběhu je na obr. 2.3. Výpočet jednotlivých bodů je proveden v programu Microsoft Excel s využitím doplňku knihovny CoolProp, který slouží pro výpočet hodnot jednotlivých stavů chladiva. V navrženém pracovním okruhu bude použit jeden expanzní ventil, který reguluje tok chladiva do výparníku. Následně bude za výparníkem umístěn sběrač chladiva, který plní dvě funkce. Jednak slouží pro akumulaci chladiva, která vyrovnává změny náplně, tak jako odlučovač kapek chladiva.



Obr. 2.3 Schéma zapojení komponentů nadkritického oběhu

¹⁹ Tepelná ztráta - Udává množství tepla, které unikne za určitý čas z objektu ven skrz celkovou obálku objektu. Množství ztraceného tepla se počítá za hodinu a udává se v kW. Výpočtová venkovní teplota se odvíjí od dané polohy objektu.

²⁰ IHX – z anglického jazyka internal heat exchanger

Prvotní výpočet okruhu slouží pro určení vhodného kompresoru. Výpočet je proveden pro režim vytápění s výstupní teplotou topné vody 35 °C. Nejprve jsou zvoleny vstupní požadované parametry oběhu, které jsou v tabulce 2.2. Výstupní tlak z kompresoru byl očekáván kolem 100 bar, a proto byla tato hodnota zvolena. Dále probíhal výpočet jednotlivých stavů chladiva ve všech 7 bodech.

Tab. 2.2 Vstupní parametry pro výpočet nadkritického oběhu

Požadované parametry			
veličina	označení	jednotka	hodnota
topný výkon	Q_t	kW	8
výstup topné vody z TČ	$T_{T,out}$	°C	35
vstup topné vody do TČ	$T_{T,IN}$	°C	30
vstupní teplota do výparníku	$T_{Vyp,IN}$	°C	0
přehřátí ve výparníku	SH	K	6
přehřátí kompresoru	SH _C	K	10
teplotní spád na výparníku	Δt_{vyp}	k	8
teplotní spád na chladiči plynu	Δt_{GC}	K	2
vypařovací teplota	T_e	°C	-8

2.3.1 Výběr kompresoru

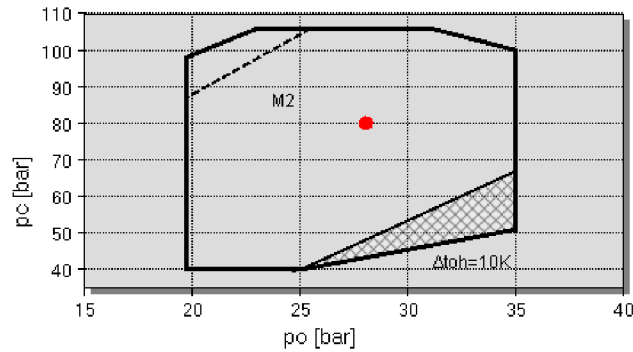
Výběr vhodného kompresoru pro nadkritický oběh s oxidem uhličitým je velmi obtížný. Na trhu je velmi málo kompresorů, které jsou navrženy přímo na oxid uhličitý a zároveň by splňovaly požadované parametry. Hlavním parametrem pro hledání vhodného kompresoru je chladicí výkon Q_e . Pro požadovaný topný výkon $Q_t = 8 \text{ kW}$, uvažovanou izoentropickou účinností kompresoru $\eta_{iz} = 65 \%$ a teplotní spád na výměníku IHX $\Delta t_{IHx} = 5 \text{ K}$ z výstupu chladiče plynu, vychází potřebný chladicí výkon $Q_e = 5,5 \text{ kW}$. Jednotlivé výpočty budou ukázány v optimalizaci výpočtu.

Prvotní pokusy nalézt vhodný kompresor byly provedeny na portfolio firmy Copeland, které se jako první na světě chystá vydat kompresory typu scroll právě pro nadkritické oběhy oxidu uhličitého. Od těchto kompresorů si slibují hladší a efektivnější provoz ve všech klimatických podmínkách. Bohužel vydání kompresorů na trh bylo zdrženo díky delším testům. I přes snahu se nepovedlo získat data k těmto kompresorům, a tak bylo zapotřebí se obrátit na klasické pístové kompresory. Návrh kompresoru byl podle požadovaných parametrů proveden v programu Select 8. Firma Copeland nabízí pístové kompresory pro CO₂ systémy, jak ve variantě on/off tak v invertory. Jelikož jsou tvořeny minimálně čtyřmi válci, jsou na dané požadavky příliš silné a nevyhovují tak požadovaným parametrům.

Při další analýze už byl vybrán, v online softwaru [55], vhodný pístový kompresor od Německé firmy Bitzer. Jedná se o dvouválcový kompresor s označením 2MTE-4K řady eco-line, která kombinuje vysokou účinnost, hladký chod a vysokou spolehlivost. Je určen pro nadkritický oběh CO₂. Kompresor Bitzer je ve variantě on/off, a nemá tedy plynule regulovatelné otáčky. S připojením interního frekvenčního měniče bude kompresor provozován na 35 Hz, při kterých dosahuje požadovaného topného výkonu. Na obrázku 2.4 je zobrazena pracovní obálka kompresoru 2MTE-4K s vyznačeným optimálním pracovním bodem. Následně jsou uvedena technická data:

- Semi-hermetické, dvouválcové provedení (označení 2)
- určen pro nadkritický oběh (označení T)

- pracovní oblast tlaků 20/106 bar
- optimální pracovní tlak 80 bar
- ochrana krytí IP65
- maximální provozní proud 8,2 A; napětí 400V
- sací potrubí 22 mm, výtlačné potrubí 18 mm



Obr. 2.4 Pracovní obálka kompresoru Bitzer 2MTE-4K [55]

2.3.2 Optimalizace výpočtu

V online výpočtovém programu Bitzer byl nejprve vygenerován polynom kompresoru 2MTE-4K pro parametry chladicího výkonu, příkonu, hmotnostního toku a proudu pro zadané hodnoty. Polynom, který je zobrazen v rovnici 2.1, obsahuje deset koeficientů s dvojicí proměnných, kterými jsou vypařovací teplota $t_o = t_e$ a výtlačný tlak $p_{HP} = p_2$. Hodnoty jednotlivých koeficientů jsou uvedeny a vypočteny v tabulce č. 2.3 pro podmínky $t_o = -8\text{ °C}$ a $p_{HP} = 79,8\text{ bar}$ (po optimalizaci).

$$y = C1 + C2t_o + C3p_{HP} + C4t_o^2 + C5t_o p_{HP} + C6p_{HP}^2 + C7t_o^3 + C8t_o^2 p_{HP} + C9t_o p_{HP}^2 + C10p_{HP}^3 \quad (2.1)$$

Tab. 2.3 Koeficienty polynomu, výpočet hodnot polynomu [55]

koeficienty	c1	c2	c3	c4	c5	suma
Qe [W]	-373776,08833	-2005,71569	12127,96119	-2,56997	48,10896	
P [W]	-2426,59334	-126,57368	103,96292	-1,99767	2,07780	
m [kg/h]	218,95428	6,40996	-0,86548	0,08703	0,00148	
I [A]	-1,01863	-0,22000	0,14916	-0,00365	0,00344	
koeficienty	c6	c7	c8	c9	c10	
Qe [W]	-128,1130016	-0,0291246	0,0516615	-0,2553490	0,4488505	
P [W]	-0,6524997	-0,0125817	0,0113111	-0,0064882	0,0016626	
m [kg/h]	0,0016114	0,0007531	0,0000482	-0,0000854	0,0000000	
I [A]	-0,0007948	-0,0000267	0,0000201	-0,0000092	0,0000019	
dosazené koeficienty	c1	c2	c3	c4	c5	
Qe [W]	-373776,0883	16045,72549	959762,4393	-164,4778691	-30457,33769	
P [W]	-2426,593344	1012,589403	8227,244781	-127,8510897	-1315,436582	
m [kg/h]	218,9542836	-51,27966733	-68,4909052	5,569937964	-0,936670776	
I [A]	-1,018634442	1,75998556	11,80413034	-0,23346293	-2,178372328	
koeficienty	c6	c7	c8	c9	c10	
Qe [W]	-802315,364	14,91179323	261,6512969	12793,10523	222448,5203	4613,09
P [W]	-4086,318288	6,441827697	57,287555	325,0628969	823,9566745	2496,38
m [kg/h]	10,09163574	-0,385569243	0,244322834	4,277508662	0,000379849	118,05
I [A]	-4,977299707	0,013670557	0,101787818	0,460037442	0,920741003	6,65

S využitím dat o kompresoru byl sestaven model chladivového okruhu pro výpočet parametrů v charakteristických bodech okruhu s použitím vestaveného optimalizačního řešitele Microsoftu Excel. Zde byly použity omezující podmínky, které jsou uvedeny v tabulce 2.4. Byla omezena maximální výtlačná teplota z kompresoru a vymezení pracovních teplot pro přehřátí ve výparníku, kompresoru a rozdíl teplot ve výměníku IHX. Podle pracovní obálky kompresoru byla nastavena tlaková rozhraní. Účelem optimalizace je maximalizovat COP. Teplota na sání kompresoru je dána výstupní teplotou výměníku IHX. Optimální provozní podmínky v jednotlivých bodech pro zvolený kompresor po optimalizaci jsou rozebrány následně.

Tab. 2.4 Omezující podmínky pro řešitel Excel

podmínky			
veličina	označení	jednotka	podmínka
Přehřátí ve výparníku	SH	K	(0,001-7)
Výtlačný tlak	P_2	bar	(70-106)
Celkové přehřátí kompresoru	SH_c	K	(9-10)
Ochlazení plynu v IHX	ΔT_4	K	(0,001-8)
Teplota na výtlačku	t_2	°C	$t_2 < 130$
Teplota na sání	t_1	°C	$t_1 < 28$

• **Bod 1 – sání kompresoru**

Přehřátí kompresoru díky omezujícím podmínkám je rovno $SH_c = 9,54 K$. Teplota na sání kompresoru je vypočtena sečtením vypařovací teploty t_e a teplotou přehřátí kompresoru SH_c . Bod č. 1 je za křivkou syté páry, kde není žádná kapalná složka chladiva. Lze tedy určit suchost páry $Q = 1 [-]$. K teplotě t_1 je následně přičtena hodnota výstupní teploty z IHX výměníků, která bude uvedena v bodě č. 7. Zbylé hodnoty jsou dopočítány knihovnou softwaru CoolPack pomocí teploty a suchosti páry (tabulka 2.5).

Tab. 2.5 Hodnoty sání kompresoru

1. bod - sání kompresoru			
veličina	označení	jednotka	hodnota
vypařovací teplota	t_e (t_o)	°C	-8,00
teplota	t_1	°C	32,21
tlak	p_1	bar	28,03
hustota	ρ_1	kg/m ³	57,96
entalpie	h_1	J/kg	480 316,27
entropie	S_1	J/kgK	2050,71

• **Bod 2 – výtlač kompresoru**

Po optimalizaci je výtlačný tlak kompresoru roven $p_2 = 79,14 bar$. Tato hodnota výtlačného tlaku se rovná navržené optimální hodnotě výtlačného tlaku softwaru Bitzer, která je 80 bar. Hodnota entropie v bodě 2 je shodná s hodnotou v bodě 1. Dále podle vzorce 2.2 je vypočtena skutečná hodnota entalpie h_2 , pomocí příkonu $P [W]$ a hmotnostního toku $m [kg/s]$. Jako poslední je vypočtena izoentropická účinnost kompresoru $\eta_{iz} [%]$ pomocí rovnice 2.3. Zbylé hodnoty jsou v tabulce 2.6.

$$h_2 = h_1 + \frac{P}{m} = 480\,316,27 + \frac{2\,496,38}{0,0328} = 556\,447,91 \frac{J}{kg} \quad (2.2)$$

$$\eta_{iz} = \frac{h_{2,iz} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{536\,501,11 - 480\,316,27}{556\,447,91 - 480\,316,27} = 0,7380 = 73,80 \% \quad (2.3)$$

Tab. 2.6 Hodnoty výtlaku kompresoru

2. bod - výtlak kompresoru			
veličina	označení	jednotka	hodnota
teplota	t_2	°C	128,331
tlak	p_2	bar	79,14
entalpie izoentropická	h_{2iz}	J/kg	536 501,105
entalpie skutečná	h_2	J/kg	556 447,91
entropie	s_2	J/kgK	2050,71
hustota	ρ_2	kg/m ³	130,78

- Bod 3 – výstup z chladiče plynu**

Tlak na výstupu z chladiče plynu p_3 je shodný s tlakem na výstupu z kompresoru p_2 . Následně je určena teplota t_3 , která je dána rozdílem teplotního spádu na chladiči plynu Δt_{GC} a vstupní teplotou topné vody do chladiče $t_{T,IN}$. Hodnoty v bodě 3 jsou zobrazeny v následující tabulce 2.7.

Tab. 2.7 Hodnoty výstupu z chladiče

3. bod - výstup z chladiče plynu			
veličina	označení	jednotka	hodnota
teplota	t_3	°C	32,00
tlak	p_3	bar	79,14
hustota	ρ_3	kg/m ³	641,70
entalpie	h_3	J/kg	298 430,69
entropie	s_3	J/kgK	1319,61

- Bod 4 – výstup z výměníku IHX**

Hodnota tlaku na výstupu z IHX p_4 je rovna s výstupním tlakem z chladiče p_3 . Z výsledku optimalizace vyháží teplotní spád v IHX $\Delta t_{IHX} = 7,15$ °C a je tedy i dopočítána výstupní teplota t_4 . Z rovnice 2.4 je vypočten potřebný výkon Q_{IHX} pomocí hmotnostního toku m [kg/s] a rozdílů entalpií na vstupu h_3 a výstupu h_4 z IHX.

$$Q_{IHX} = m (h_4 - h_3) = 0,0328 (262\,912,01 - 298\,430,69) = 1,16 \text{ kW} \quad (2.4)$$

Tab. 2.8 Hodnoty výstupu z IHX

4. bod - výstup z IHX			
veličina	označení	jednotka	hodnota
ochlazení plynu v IHX	ΔT_4	K	7,15
teplota	t_4	°C	24,84
tlak	$p_4 = p_3$	bar	79,14
hustota	ρ_4	kg/m ³	776,12
entalpie	h_4	J/kg	262 912,01
entropie	s_4	J/kgK	1202,02

- **Bod 5 – vstup do výparníku**

Tlak na vstupu do výparníku p_5 je roven tlaku vstupujícímu do sání kompresoru p_1 . Hodnota entalpie na vstupu do výparníku h_5 má stejnou hodnotu, jako výstup z IHX h_4 . Zbylé dopočítané hodnoty jsou v následující tabulce 2.9.

Tab. 2.9 Hodnoty na vstupu do výparníku

5. bod - vstup do výparníku			
veličina	označení	jednotka	hodnota
teplota	t_5	°C	-8,00
tlak	p_5	bar	28,03
hustota	ρ_5	kg/m ³	201,85
entalpie	$h_5=h_4$	J/kg	262 912,01
entropie	S_5	J/kgK	1241,00

- **Bod 6 – výstup z výparníku**

V bodě 6 je hodnota vstupního tlaku p_6 rovna hodnotě tlaku na vstupu do výparníku p_5 . Teplota na výstupu z výparníku t_6 lze určit sečtením teploty přehřátí ve výparníku Sh a vypařovací teploty t_e . Zbylé hodnoty jsou v tabulce 2.10.

Tab. 2.10 Hodnoty výstupu z výparníku

6. bod - výstup do výparníku			
veličina	označení	jednotka	hodnota
teplota	t_6	°C	-1,00
tlak	$p_6=p_1$	bar	28,23
hustota	ρ_6	kg/m ³	70,85
entalpie	h_6	J/kg	444 797,55
entropie	S_6	J/kgK	1926,48

- **Bod 7 – výstup z IHX (do sání)**

Tlak na výstupu z IHX p_7 je roven hodnotě tlaku na sání kompresoru p_1 . Změna entalpie na teplé straně výměníku IHX $\Delta h_{\text{IHX,t}}$ je vypočtena odečtením entalpie na výstupu z chladiče plynu h_3 a výstupu z IHX h_4 v bodě 4 (rovnice 2.5). Výpočet entalpie na výstupu z IHX h_7 je určena rovnicí 2.6, která je dána sečtením entalpie na výstupu z výparníku h_6 a entalpie $\Delta h_{\text{IHX,t}}$. Ostatní hodnoty jsou v tabulce 2.11.

$$\Delta h_{\text{IHX,t}} = h_3 - h_4 = 298\,430,69 - 262\,912,01 = 35\,518,70 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (2.5)$$

$$h_7 = h_6 + \Delta h_{\text{IHX,t}} = 444\,797,55 + 35\,518,70 = 480\,316,24 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (2.6)$$

Tab. 2.11 Hodnoty na výstupu IHX (do sání)

7. bod - vstup do sání			
veličina	označení	jednotka	hodnota
Změna Entalpi na teplé straně	Δh_{IHx}	J/kg	35 518,70
teplota	t_7	°C	28,00
tlak	p_7	bar	28,03
hustota	ρ_7	kg/m ³	57,96
entalpie	h_7	J/kg	480 316,24
entropie	S_7	J/kgK	2050,71

Po určení hodnot ve všech bodech cyklu následuje výpočet výkonových parametrů. Jako první je vypočítán příkon kompresoru $P_K [kW]$, který je roven rozdílu entalpie na vstupu $h_1 [kJ/kg]$ a výstupu $h_2 [kJ/kg]$ kompresoru vynásobený hmotnostním tokem $m [kg/s]$ (rovnice 2.7).

$$P_K = m (h_2 - h_1) = 0,0328 (55644791 - 480316,24) = 2,50 \text{ kW} \quad (2.7)$$

Pomocí následujících rovnic je vypočítán výkon chladiče plynu $Q_o [kW]$ a výkon výparníku $Q_v [kW]$. Výkon chladiče plynu je dán hmotnostním tokem $m [kg/s]$ a rozdílem entalpie na výstupu z kompresoru $h_2 [kJ/kg]$ a výstupu entalpie z chladiče plynu $h_3 [kJ/kg]$. Výkon výparníku je dán taktéž hmotnostním tokem $m [kg/s]$ a rozdílem entalpie na výstupu $h_6 [kJ/kg]$ a vstupu $h_5 [kJ/kg]$ z výparníku.

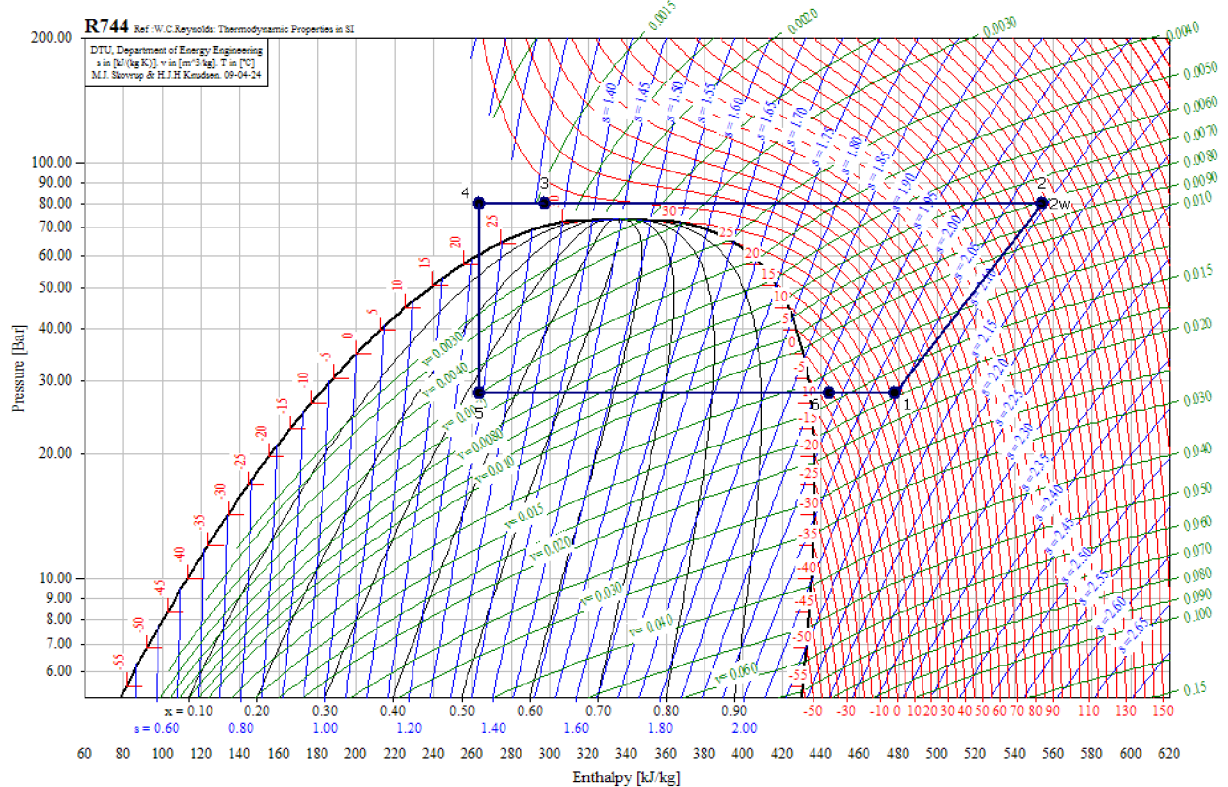
$$Q_o = m (h_2 - h_3) = 0,0328 (556 447,91 - 298 430,70) = 8,46 \text{ kW} \quad (2.8)$$

$$Q_v = m (h_6 - h_5) = 0,0328 (444 797,55 - 262 912,01) = 5,96 \text{ kW} \quad (2.9)$$

Výpočet topného faktoru $COP[-]$ chladivového oběhu je dán vztahem 2.10 a odvíjí se od příkonu kompresoru $P_K [kW]$ a výkonu chladiče plynu $Q_o [kW]$.

$$COP = \frac{Q_o}{P_K} = \frac{8,46}{2,50} = 3,38 [-] \quad (2.10)$$

Pracovní cyklus po optimalizaci je znázorněn v p-h diagramu na obrázku 2.5. Při optimalizaci se zvýšil potřebný chladicí výkon na $Q_e = 5,96 \text{ kW}$. Výtlačný tlak je shodný s optimálním výtlačným tlakem, který byl navržen softwarem Bitzer. Hodnota topného výkonu byla vypočtena $Q_t = 8,46 \text{ kW}$ a splňuje tak požadovaný topný výkon. Srovnání prvotního výpočtu kompresoru a zvoleným hodnotám vůči výsledku po optimalizaci se příliš neliší. Z výsledné optimalizace vyplývá, že využití vnitřního výměníku tepla IHX je větší, než bylo původně navrženo. Teplotní spád byl optimalizací vypočten $\Delta t_{IHx} = 7,15 \text{ °C}$ a byl zvýšen o $2,64 \text{ °C}$ než původní navržený teplotní spád na IHX. Díky zvýšení teploty na sání, vzrostla izoentropická účinnost kompresoru na $\eta_{iz} = 73,80 \%$.



Obr. 2.5 Pracovní cyklus chladivového okruhu v P-h diagramu

2.3.3 Výběr chladiče plynu

Jak už bylo zmíněno, v chladiči plynu je teplo předáváno topné vodě, která následně vytápí daný objekt, či nahřívá boiler teplé vody. Při výběru chladiče se musí dbát na provozní parametry, ve kterých bude umístěn. Tepelné čerpadlo pracuje na výstupu z kompresoru ve vysokých výtlačných teplotách a tlacích. Proto se musí zvolit typ chladiče, který je vhodný pro vysoké hodnoty tlaku. Požadavky na tento chladič jsou:

- vysoká teplotní a tlaková odolnost
- výkon: 8,5 kW
- teplotní spád na CO₂: 128/32 °C
- teplotní spád na topné vodě: 35/30 °C
- kompatibilní s CO₂

Prvně byla oslovena firma Alfa Laval, která nově představila deskové výměníky tepla AXP právě pro nadkritické aplikace oxidu uhličitého. Firmou byl navržen deskový výměník s označením AXP82-18M-F, který se skládá z 18 nerezových desek. Další návrh proběhl u konkurenční firmy SWEP. Pomocí online softwaru byl navržen výměník s požadovanými hodnotami. Typ výměníku byl vybrán B185, který je dimenzován přímo pro nadkritické oběhy. Softwarem byl navržen chladiče plynu s označením B185Hx16. Tento výměník je tvořen 16 deskami. Jedná se o pájený výměník vyrobený z nerezové oceli, který je schopný odolat pracovnímu tlaku 140 bar. Tok jednotlivých medií v chladiči má být v protiproudém zapojení a chladivo z kompresoru má být přivedeno do horní části chladiče. V následující tabulce 2.12 jsou porovnány navržené výměníky od obou firem.

Tab. 2.12 Porovnání parametrů chladiče plynu

Chladič plynu		
výrobce	SWEP	ALFA LAVAL
označení	B185Hx16	AXP82-14M-F
počet desek [n]	16	14
tlaková ztráta - chladiva [kPa]	0,55	0,62
hmotnostní průtok - chladiva [kg/hr]	120,88	121,51
rozměry [mm]	425x203x50	495x165x51
váha [kg]	18,6	12,6

Po prvotní realizaci byl vybrán tepelný výměník od firmy SWEP. Chladič plynu je navržen na vytápění, ovšem bude využit i k ohřevu teplé vody. Teplotní spád na straně CO₂ je zvolen 128/62 °C a na teplé vodě 50/65 °C. Při návrhu chladiče s využitím stejného typu B185H vychází jako vhodný výměník se 7 deskami. Tímto bude chladič pro ohřívání teplé vody nad-dimenzovaný. Díky změně výstupní teploty z chladiče, bude tepelné čerpadlo pracovat s výrazně nižším COP. Při ponechání stejných provozních parametrů klesne COP na hodnotu 1,2. S tímto provedením bude nutno počítat při návrhu expanzního ventilu, který bude muset zvládat vyšší rozsah zatížení. Změna režimu ohřevu topné a teplé užitkové vody, bude zajištěna pomocí trojcestného ventilu.

2.3.4 Výběr výparníku

Výparník u oběhu s oxidem uhličitým pracuje na stejném principu, jako v každém jiném tepelném čerpadle. Teplo je odebíráno nízkoteplotnímu zdroji a chladivo, díky nízké teplotě varu, se zde vypařuje. Stejně, jako u návrhu chladiče plynu, je nutné dbát na vyšší provozní hodnoty tlaku. Na primární straně je nutné použít nemrzoucí směs, aby nedošlo k jejímu zamrznutí. Doporučená kapalina pro primární okruhy tepelného čerpadla je etylenglykol. Jedná se o kapalinu s dobrým přenosem tepla. Standardně se řadí v poměru 1:2,5 nebo 1:3 [56]. Pro návrh výparníku byl zvolen 30% roztok etylenglykolu. Podmínky pro požadovaný výparník jsou:

- Výkon: 6,00 kW
- teplotní spád na CO₂: -8/1 °C
- teplotní spád na etylenglykolu: 0/-3 °C
- Etylenglykol, 30% roztok
- kompatibilní s CO₂

Od firmy Alfa Laval byl navržen deskový výměník s označením CBXP52-10M-F. Jedná se o výměník se zvýšenou odolností proti tlaku (XP) s 10 deskami. Ve výpočtovém online softwaru od firmy SWEP byl navržen totožný typ výměníku, jako u návrhu chladiče plynu, s označením B185Hx14. Tento výměník se skládá ze 14 desek a navržen opět v protiproudém zapojení. Přívod chladiva ze vstřikovacího ventilu má být v dolní části výměníku. Porovnání deskových výměníků je v tabulce 2.13. Byl vybrán deskový výparník od firmy SWEP.

Tab. 2.13 Porovnání parametru výparníku

Výparník		
Výrobce	SWEP	ALFA LAVAL
označení	B185Hx14	CBXP52-10M-F
počet desek [n]	14	10
tlaková ztráta - chladiva [kPa]	5,25	12,5
hmotnostní průtok - chladiva [kg/hr]	115,3	272
rozměry [mm]	425x203x46	526x111x37
váha [kg]	17,44	5,4

2.3.5 Výběr výměníku IHX

První strana vnitřního výměníku IHX bude zapojena mezi chladič plynu a expanzní ventil. Druhá strana bude zapojena mezi sběrač chladiva a sání kompresoru. Výměník slouží k podchlazování chladiva, které vstupuje do expanzního ventilu a zároveň přehřívá páry vstupující do sání kompresoru. Tím dochází ke zvýšení topného faktoru a životnosti tepelného čerpadla. Podmínky pro vnitřní výměník:

- Výkon 1,2 kW
- Teplotní spád na vysokotlaké straně: 32/24,6 °C
- Teplotní spád na nízkotlaké straně: -1,2/28 °C

Návrh vnitřního výměníku byl taktéž proveden v online programu SWEP. Mezi dvěma výměníky byl vybrán B18Hx8. Jedná se o kompaktnější deskový výměník tvořen 8 deskami a tlakovou ztrátou 2,1 kPa (obr. 2.6). Stejně jako ostatní výměníky je určen pro nadkritické oběhy oxidu uhličitého.



Obr. 2.6 Vnitřní výměník IHX od firmy SWEP [66]

2.3.6 Výběr expanzního ventilu

První návrh expanzního ventilu byl proveden v programu Coolselector2 od firmy Danfoss. Bylo zapotřebí zadat požadované hodnoty chladicího výkonu, vypařovací teploty, výtlačné teploty z kompresoru a tlakovou ztrátu na vybraném chladiči plynu. Softwarem byl navržen elektricky ovládaný ventil pro systémy CO₂ s označením CCMT2. Hmotnostní vytíženost ventilu je rovna 20 %. Při daných podmínkách je ventil otevřený na 40 %. Ovládání tohoto ventilu je pomocí řídicí jednotky EKE 1C také od firmy Danfoss. Je napájena 24 V, podporuje pouze čidla NTC1000 a komunikuje po sběrnici CANBUS a Modbus.

Druhý návrh expanzního ventilu byl proveden v návrhovém online programu firmy Carel. Zde bylo nutné uvést chladicí výkon, vypařovací teplotu, tlakovou ztrátu na nízké straně okruhu a vstupní tlak a teplotu do ventilu. Navržen byl ventil s označením E2V18CZC000. Je vyroben z nerezové oceli pro pracovní oblast s vysokými tlaky až do 120 bar (písmeno C). Při optimálním provozu bude ventil otevřený na 60 %. Navržena řídicí jednotka k tomuto ventilu je EVD Evolution [57]. Tato jednotka je také napájena 24 V, podporuje čidla NTC, Pt a Ni, komunikuje po sběrnici Modbus [57].

Do návrhového chladivového okruhu byl vybrán expanzní ventil od společnosti Carel s označením E2V18CZC000 i s řídicí jednotkou EVD Evolution.

2.3.7 Návrh potrubí

Propojení jednotlivých komponentů bude z měděného chladírenského potrubí, vyrobené dle normy DIN 8905 [62]. Potrubí bude v rovných tvrdých tyčích, které jsou odmaštěné a důkladně vyčištěné.

Pro návrh potrubí je nutné vhodně zvolit rychlosti chladiva v jednotlivých částech chladivového okruhu. Pro sací potrubí do kompresoru se rychlost pohybuje kolem $w_1 = 10 \text{ m/s}$. Pro výtlačné potrubí je hodnota rychlosti doporučena $w_2 = 15 \text{ m/s}$. Rychlost z vnitřního výměníku IHX je rovna $w_3 = 2,2 \text{ m/s}$. Výpočet průměru potrubí byl proveden pro sací potrubí [1]. Zbylé potrubí je v tabulce 2.14. Nejprve byl vypočítán objemový průtok $V_1 [\text{m}^3/\text{s}]$, který je dán podílem hmotnostního toku $m [\text{kg}/\text{s}]$ a hustotou $\rho_1 [\text{kg}/\text{m}^3]$ (rovnice 2.9)

$$V_1 = \frac{m}{\rho_1} = \frac{0,0326}{57,96} = 5,657 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.9)$$

Následně je vypočtena plocha potrubí $S_1 [\text{m}^2]$, která je dána podílem objemového průtoku V_1 a rychlosti v potrubí w_1 (rovnice 2.10)

$$S_1 = \frac{V_1}{w_1} = \frac{5,657 \cdot 10^{-4}}{10} = 5,657 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (2.10)$$

Jako poslední lze dopočítat vnitřní průměr potrubí $d_1 [\text{mm}]$, který je vyjádřen z rovnice 2.11 pro obsah kruhu.

$$d_1 = \frac{1}{4} \pi d_1^2 \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,657 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,00848 \text{ m} = 8,48 \text{ mm} \quad (2.11)$$

Tab. 2.14 Návrh průměru potrubí

Návrh průměru potrubí					
veličina	označení	Jednotka	Plyn sání	Plyn výtlač	Plyn před EXV
hustota	ρ	kg/m^3	57,9641	130,7751	776,12
objemový průtok	V	m^3/s	5,657E-04	2,501E-04	4,230E-05
průřez	S	m^2	5,657E-05	1,672E-05	1,920E-05
průměr	d	mm	8,48	4,61	4,94

Výpočet potrubí byl proveden i v návrhovém programu CoolPack, kde se navržené hodnoty průměru shodují s výpočtem. Pro sání kompresoru bylo zvoleno potrubí 10x1 mm, pro výtlačné a kapalinové potrubí bylo zvoleno 6x1 mm [62]. Potrubí pro sání je schopno odolat 126 bar a potrubí pro výtlač 229 bar [62].

2.3.8 Výběr filtrdehydrátoru

Filtrdehydrátor by umístěn před expanzním ventilem na vysokotlaké straně, a proto jej nutno dimenzovat na vysoké tlaky. V programu Coolselector2 od firmy Danfoss byl navržen filtrdehydrátor za podmínek, jako expanzní ventil. Softwarem byl vybrán filtrdehydrátor s označením DMT083s určen pro nadkritické aplikace s CO_2 . Jedná se o hermetické provedení s pracovními tlaky do 140 bar s pájeným připojením o průměru 10 mm.

Jako druhý byl navržen filtrdehydrátor od firmy Carly s provozními tlaky do 140 bar a produktovým označením DCY-P14 052 S/MMS. Nerozebíratelný, hermeticky uzavřený kryt, s filtrací pevných částí 25 μm [58]. Taktéž pájené připojení o průměru 6 mm. Filtrdehydrátor od firmy Carly byl vybrán do sestavy tepelného čerpadla.



Obr. 2.7 Filtrdehydrátor DCY-P14 052 od firmy Carly [58]

2.3.9 Výběr sběrače chladiva

V nadkritickém okruhu bude sběrač chladiva, neboli akumulátor sacího potrubí, umístěn za výparníkem před sání kompresoru. Jak bylo zmíněno, sběrač plní funkci odlučovače kapalného chladiva, který by měl nežádoucí vlivy na kompresor. Slouží také, jako akumulátor chladiva, který je schopen vyrovnávat změny náplně chladiva v oběhu.

Sběrač byl navržen od firmy ESK Schultzer s výrobním označením FA2 (obr. 2.8). CD je označení pro všechny aplikace s oxidem uhličitým do pracovního tlaku 45 bar [59]. Sběrač by měl být dimenzován minimálně na 75-80% objemu chladiva v okruhu. K přesnému určení je nutné tento typ tepelného čerpadla zkonstruovat a v reálném provozu ověřit v jednotlivých stavech.



Obr. 2.8 Sběrač chladiva FAS od firmy ESK Schultzer [59]

2.3.10 Výběr tlakových a teplotních snímačů

Tlakové a teplotní snímače jsou nezbytnou součástí pro řízení chodu tepelného čerpadla. V chladivovém okruhu bude využito dvou tlakových snímačů. První bude umístěn na sací straně kompresoru SP (suction pressure) a druhý na výtlačné straně kompresoru DP (discharge pressure). Tlakové snímače byly vybrány od firmy Danfoss. Na vysokotlaké straně oběhu byl

vybrán tlakový snímač s označením DST P310 (obr. 2.7), který má vysoký tlakový rozsah do 159 bar. Je dimenzován na maximální teplotu 125 °C, typ připojení NTC. Na nízkotlakou stranu byl navržen DST P110, který má tlakový rozsah do 49 bar. Typ připojení je také NTC. K oběma tlakovým snímačům je zapotřebí vzít tři pinový kabel o délce 1m.

Teplotní snímače byly vybrány odporové PT1000 také od firmy Danfoss. Celkem je zapotřebí použít 6 teplotních snímačů. Na sací a výtlačné straně byly vybrány silikonové snímače s označením AKS 21 A (obr. 2.9), které jsou schopny odolávat vysokým provozním teplotám 180 °C. Zbylé 4 teplotní snímače byly vybrány MBT 153. Budou umístěny na vstupní a výstupní straně vody (solanky) chladiče plynu a výparníku. Všechny snímače mají délku kabelu 2 m.



Obr. 2.9 Teplotní snímač PT1000 (vlevo), tlakový snímač DST P310 (vpravo) [61]

2.3.11 Výběr pojistného ventilu

Pojistný ventil bude sloužit jako poslední bezpečnostní prvek tepelného čerpadla. Jedná se o přetlakový ventil, který při daném tlaku se automaticky otevírá a tím dochází k uvolnění tlaku v chladivovém okruhu. Bude umístěn na vysokotlaké části okruhu mezi chladičem plynu a filtrem. Volba maximálního přetlaku ventilu se odvíjí od jednotlivých komponentů a jejich maximálnímu povolenému tlaku. Nejmenší provozní tlak má navržený expanzní ventil a to 120 bar. Proto byl navržen pojistný ventil od firmy ABR s označením E10/LS150, který má hodnotu otevíracího tlaku 120 bar.



Obr. 2.10 Pojistný ventil ABR – 120 bar [60]

2.3.12 Výběr presostatu

Presostaty jsou kontrolní a ochranné prvky ve chladivovém okruhu. Slouží k odepínání napájení kompresoru při překročení nastaveného tlaku. Presostat byl zvolen od firmy Danfoss s pevně určenou hodnotou maximálního tlaku 100 bar. Jedná se o typ CKB se šroubovým připojením, který bude zapojen na výtlačné straně před chladičem plynu [67].

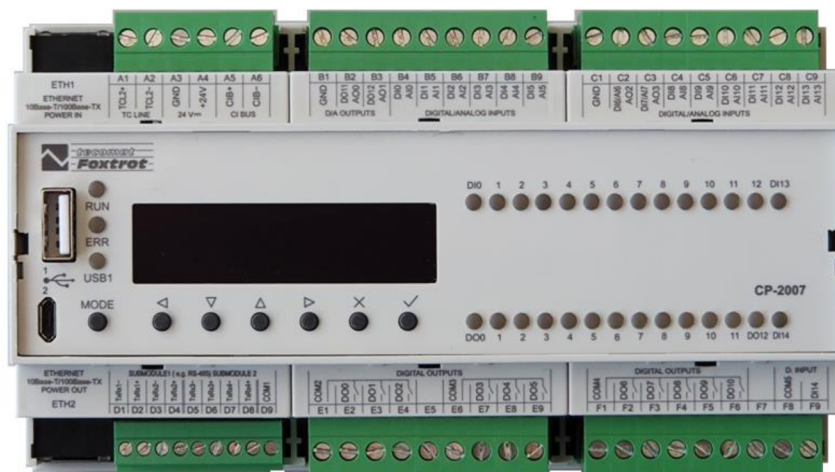
2.4 Elektrické zapojení a řízení tepelného čerpadla

. Tepelné čerpadlo bude napájeno ze soustavy 3/N/PE AC 400/230V 50HZ TN-S. Do rozvaděče budou zapojena veškerá elektrická zařízení, jako je kompresor, expanzní ventil, snímače tlaku a teploty a oběhová čerpadla na primární a sekundární straně. Jednotlivá zařízení budou umístěna na DIN lištu. Kabeláž bude vedena z jednotlivých elektrických zařízení v perforovaných žlabech o rozměru 25x40. Rozvaděč se skládá ze silové části a MaR (měření a regulace). V silové části se nachází jističí a spínané prvky:

- Vypínač (S1) – hlavní vačkový vypínač je umístěn na přívodu tepelného čerpadla. Slouží k rychlému odstavení napájecího napětí. V konstrukci čerpadla bude umístěn na horní straně.
- Jistič (FS1, FS2) – slouží k jištění proti nadproudu nebo přetížení akčních a regulačních členů, jako je automatika, napájecí zdroj. Taktéž jistí veškeré zařízení, která jsou připojena a ovládána automatikou. Byl vybrán jednofázový jistič B6/F1 pro řídicí systém a zdroj. Pro presostat byl vybrán jednofázový jistič B4/F1.
- Motorový spouštěč (MS1) – motorová (proudová) ochrana slouží k ochraně kompresoru tepelnou a elektromagnetickou spouští. Na motorové ochraně se nastavuje maximální hodnota dovoleného proudu v kompresoru, která je od výrobce dán a 8,2 A. Po překročení této nastavené hodnoty ochrana vypne přívod napájení kompresoru. Byl vybrán od firmy Schneider Electric Easypact TVS 6-10A.
- Pojistky (FU1) – skleněné pojistka slouží k jištění proti nadměrného proudu řídicí jednotky Carel Evolution. Byla vybrána 2A pojistka s pouzdrem na din lištu.
- Frekvenční měnič (FR1) – zvolený kompresor je navržen na frekvenci 35 HZ pro daný výkon. Výrobce byl doporučen frekvenční měnič od stejné firmy Bitzer. Podle příkonu a proudu kompresoru byl vybrán FMU+10-4.
- Elektromagnetické relé (KC) – relé slouží ke spínání signálu. V tomto zařízení bude spínat pomocí 230V řídicí jednotku expanzního ventilu Carel.
- Napěťová spoušť (NP) – jestliže je na svorky napěťové spouště přivedeno napětí, způsobí vypnutí jističe. Napěťová spoušť bude přidělena k motorové ochraně.

V MaR části se nachází zařízení:

- Řídicí systém (A1) – jako hlavní regulační člen tepelného čerpadla, byla vybrána centrální jednotka od české firmy TECO s označením CP-2007.11NDNN. Jedná se o programovatelné PLC, která kombinuje celkem 27 digitálních a analogových vstupů a výstupů. Napájena 24V DC (stejnoseměrný proud). V dolní části PLC lze připojit napájení veškeré zařízení pomocí digitálních výstupů-DO (digital outputs). Na horní straně budou připojena všechna teplotní čidla pomocí analogových vstupů-AI (analog input). Pomocí A0 lze ovládat a řídit akční členy signálem 0 - 10V, 0 - 20 mA, nebo signálem PWM (pulzní šířková modulace).



Obr. 2.11 Centrální jednotka TECO CP-2007 [63]

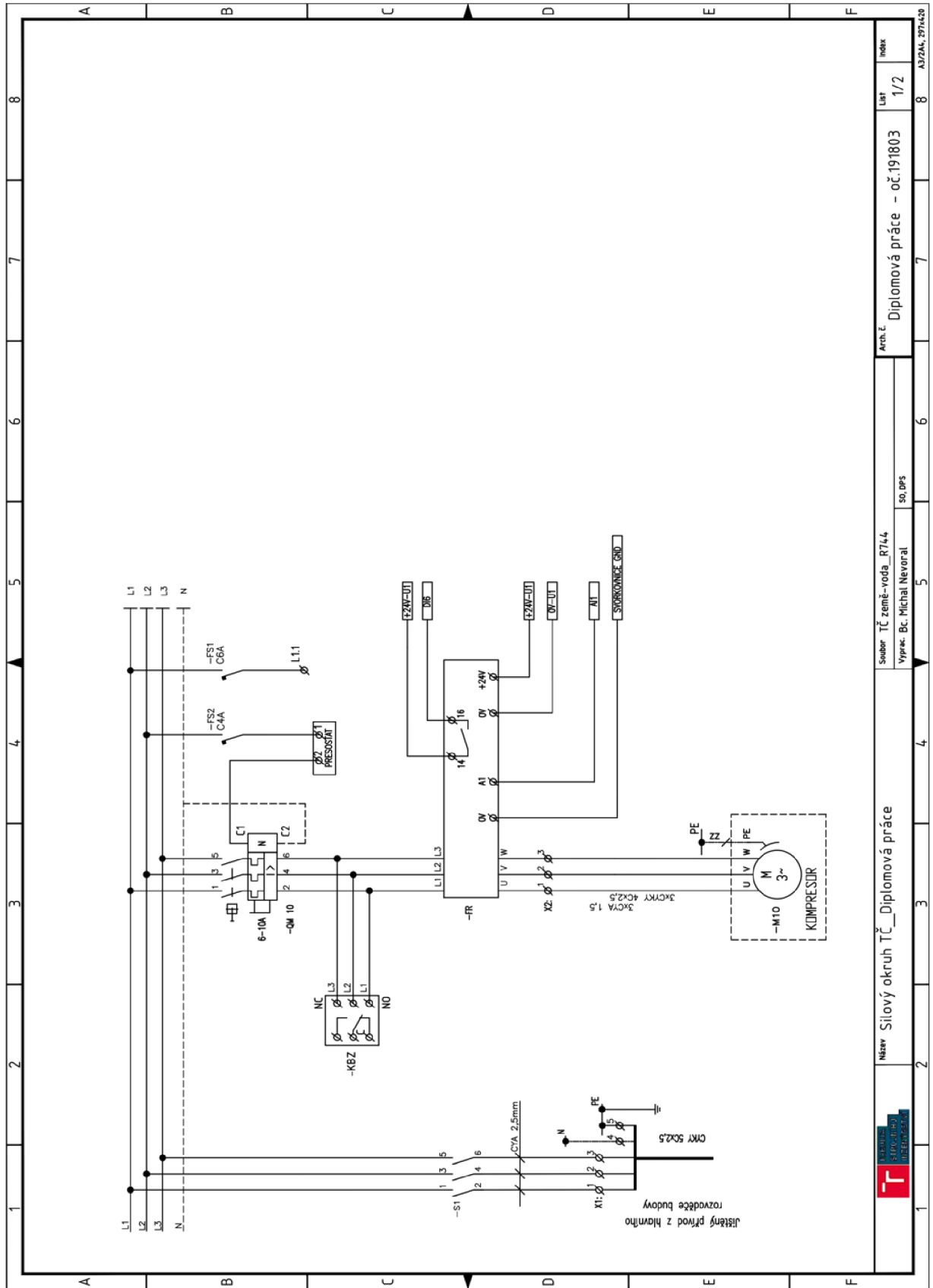
- Carel Evolution (C1) - jak bylo popsáno při výběru expanzního ventilu, slouží k ovládání expanzního ventilu pomocí krokového motoru, který je součástí ventilu. Je napájen 24V ze stejnosměrného zdroje (U1).
- Relé sledu fází (KBZ) – slouží pro ochranu kompresoru proti poklesu napětí, nesprávnému sledu fází, případně při přerušení jednoho napájecího vodiče. Při správném sledu fází se rozsvítí dioda. Bylo vybráno od firmy Schneider RM17.
- Zdroj 24 V (U1) – určen pro napájení řídicího systému TECO a ovládací jednotky Carel Evolution.

Jednotlivé fáze z motorové ochrany budou zapojeny na vstupní svorky frekvenčního měniče L1, L2 a L3. Odvod fází bude přes svorky U, V, W na RSA svorky pro kompresor X2:1,2,3. Frekvenční měnič bude napájen ze zdroje U1 24V. Řízení a nastavení hodnoty frekvence bude pomocí 0 - 10 V ze svorek hlavní řídicí jednotky AO1. Vstříkovací ventil bude ovládaný také 0 - 10 V ze svorek AO0 řídicí jednotky. Přívodní kabel na expanzní ventil bude připojen rovnou na řídicí jednotku Carel Evolution svorky 1,2,3,4.

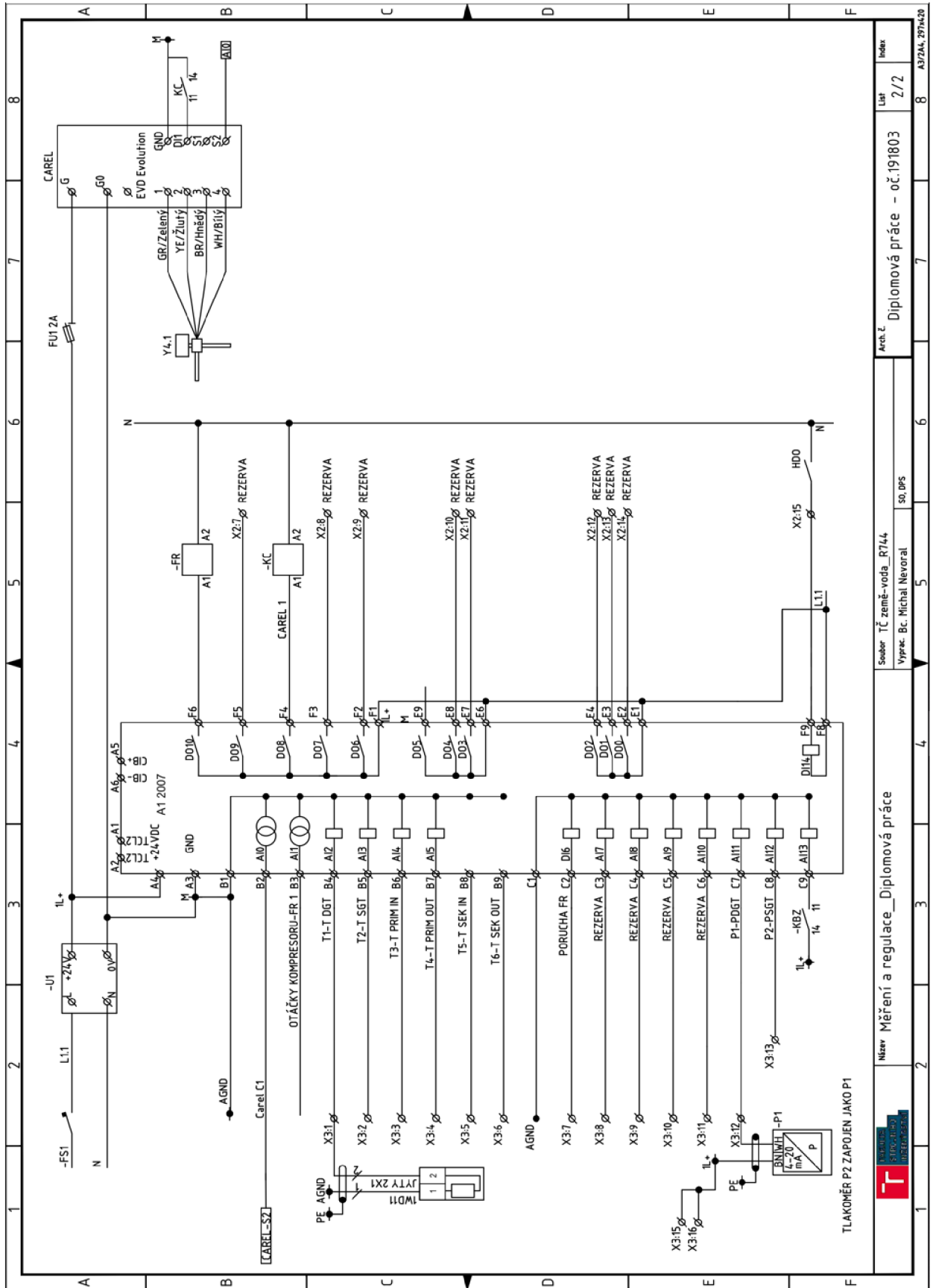
V tepelném čerpadle je tři stupňová ochrana. První stupeň ochrany před vysokými tlaky zajišťují tlakové spínače DST P310, které nastavuje řídicí systém TECO. Tato ochrana je nastavena na 90 bar na výtláčné straně. Při překročení této hodnoty je řídicím systémem kompresor vypnut. Druhá ochrana proti vysokému tlaku je presostatu CKB, který je nastaven na 100 bar. Při výpadku první ochrany a překročení 100 bar sepne kontakt a napěťová spoušť vypíná tepelnou ochranu, tím i kompresor od napětí. Jako poslední ochrana je ve chladičovém okruhu zapojen přetlakový ventil, který má hodnotu otevíracího tlaku 120 bar.

Primární okruh tepelného čerpadla bude řízen pomocí otáček primárního oběhového čerpadla, které se budou odvíjet od požadovaného rozdílu teplot ve výparníku. Tímto způsobem bude regulována i sekundární stran, taktéž pomocí požadovaného rozdílu teplot na chladiči plynu. Oběhová čerpadla budou řízena pomocí signálu 0-10V z AO výstupu řídicího systému.

Veškeré výstupy a vstupy z jednotlivých elektrických zařízení budou vedeny do RSA svorek, které jsou rozděleny na 3 části. Podle maximálního proudu kompresoru je navržen přívod vodiče a to CYKY 5x2,5, který bude v tepelném čerpadle zapojen do přívodních RSA svorek X1. Digitální výstupy (DO) z hlavní regulace budou vedeny na svorky X2. Na svorky X3 budou přivedeny všechny tlaková a teplotní čidla. Navržené elektrické schéma je zobrazeno na následujících obrázcích. Silový okruh je na obr. 2.12 a MaR na následujícím obr. 2.13.



Obr. 2.12 Elektrické schéma tepelného čerpadla – Sílová část

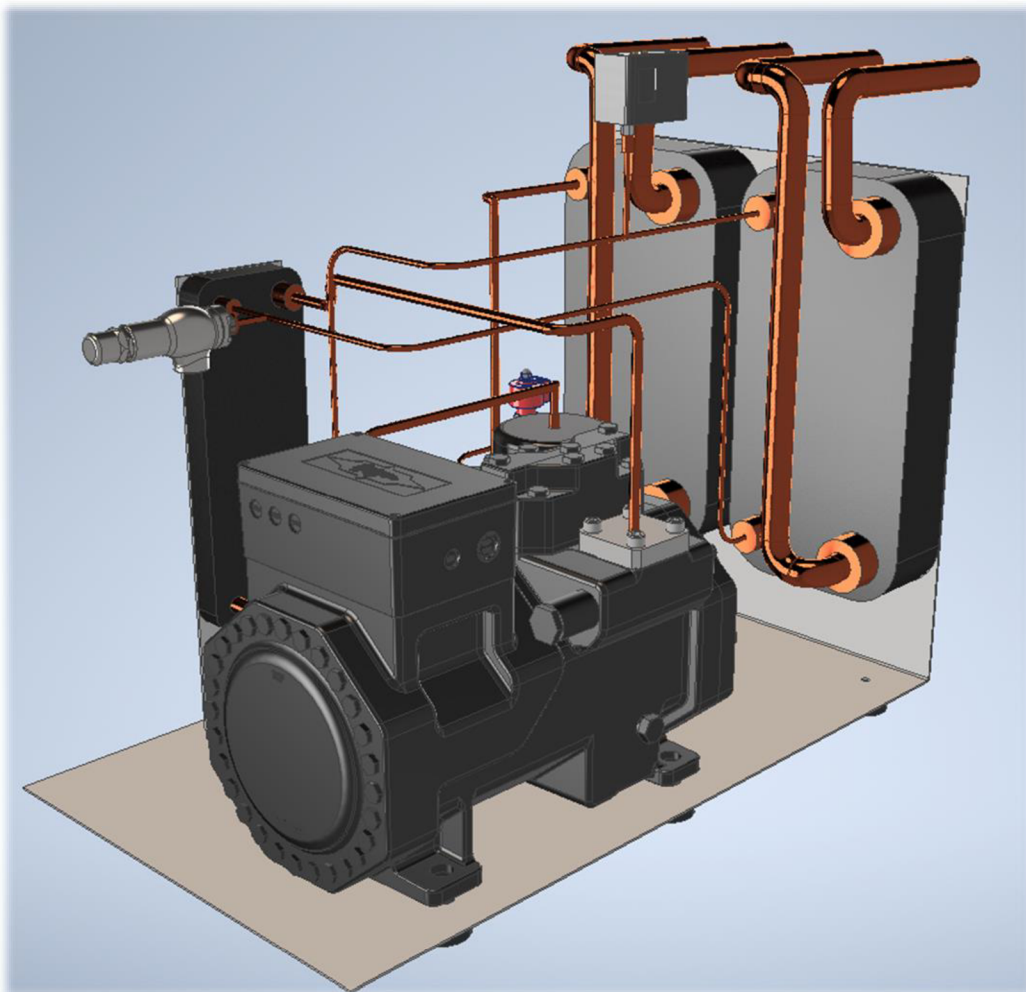


Obr. 2.13 Elektrické schéma tepelného čerpadla - Mar

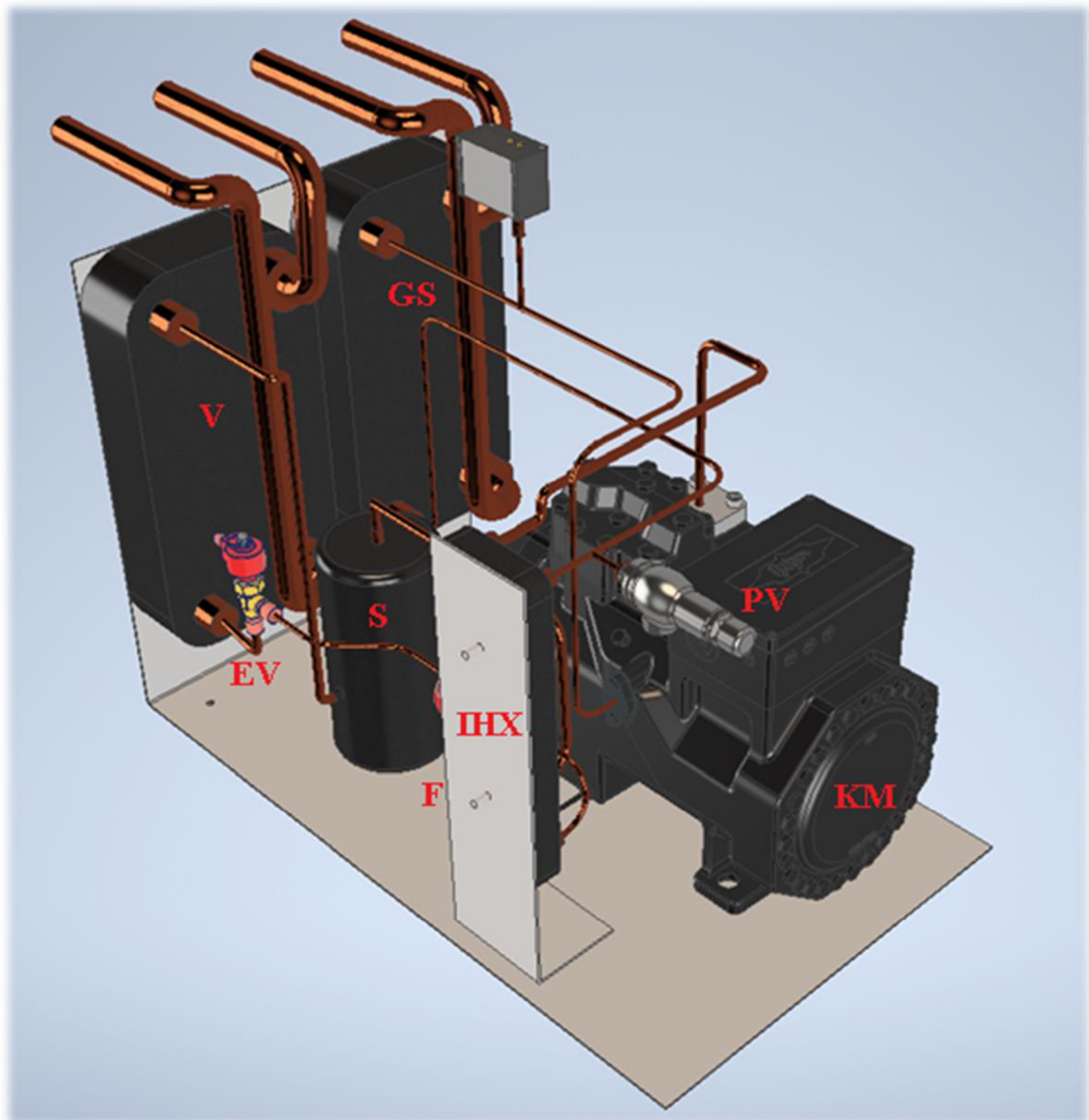
2.5 Konstrukce a 3D vizualizace tepelného čerpadla

Konstrukce tepelného čerpadla je navržena pro instalaci do vnitřních domovních prostorů. Je tedy nutné, aby celková konstrukce měla kompaktní rozměry a tepelné čerpadlo bylo umístěno do technické místnosti bez jakéhokoliv problému. Modelování bylo provedeno pomocí programu Autodesk Inventor. Rozměry tepelného čerpadla byla navržena 105x56x86 cm (výška, šířka, hloubka) vůči jednotlivým komponentům. Největší komponentou v tepelném čerpadle je kompresor Bitzer, který má rozměry 461x343x273 mm.

Nejprve byla navržena podstava pro veškeré komponenty chladivového okruhu. Jedná se o válcovaný plech o rozměrech 1355x480x2 mm ohnutý do tvaru L (obr. 2.14). Kompresor (KM) je upevněn pomocí čtyř silentbloků, které jsou dodávány společně s kompresorem. Z výtláčného otvoru kompresoru je vedeno potrubí o průměru 6 mm do chladiče plynu (GC), který je upevněn na pravé straně vedle výparníku (V). Oba výměníky jsou podle výrobce usazeny ve svislé poloze, kvůli plynulému odvodu oleje zpět do kompresoru. Potrubí je dále vedeno přes vnitřní výměník (IHX), pojistný ventil (PV), filtr (F) a expanzní ventil (EV) do zmiňovaného výparníku. Z výparníku je vedeno sací potrubí o průměru 10 mm do sběrače chladiva (S), zpět do vnitřního výměníku a nakonec do sání kompresoru. Vnitřní výměník IHX je upevněn pomocí plechu, který je svařen k plechu L.



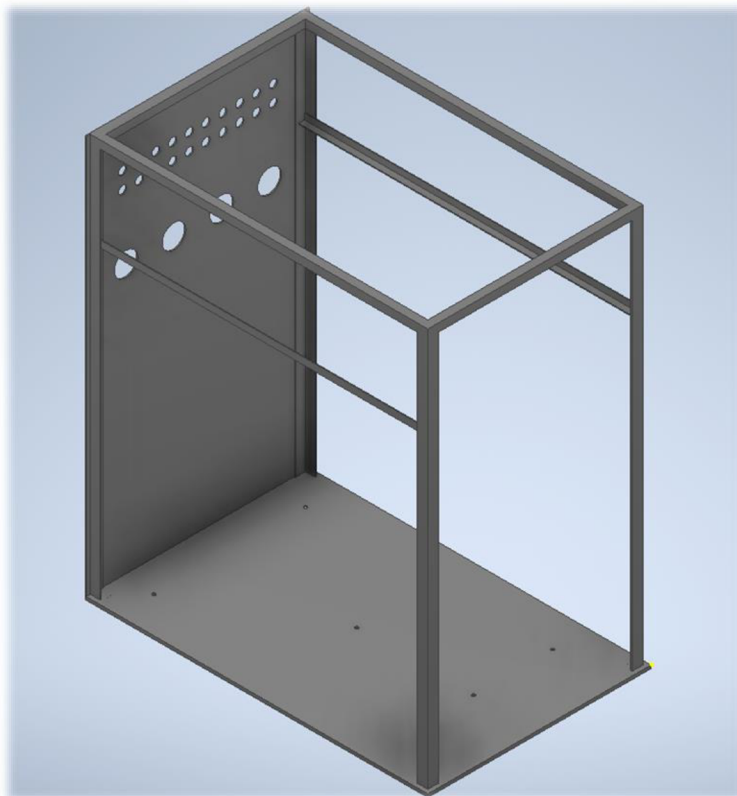
Obr. 2.14 Usazení a propojení komponentů



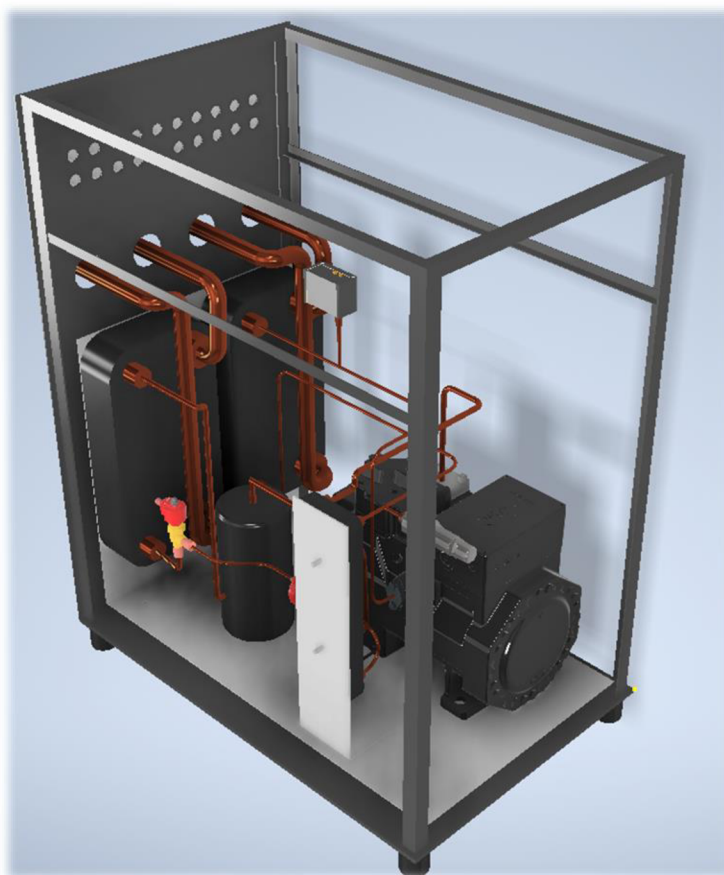
Obr. 2.15 Popis komponentů

Celý plech i s komponenty je následně usazen do rámu tepelného čerpadla. Uchycení k rámu je pomocí osmi pryžových silentbloků o průměru 60 mm a výšce 30mm od firmy KIPP [64], které slouží pro zmírnění přenosu vibrací vzniklé kompresorem.

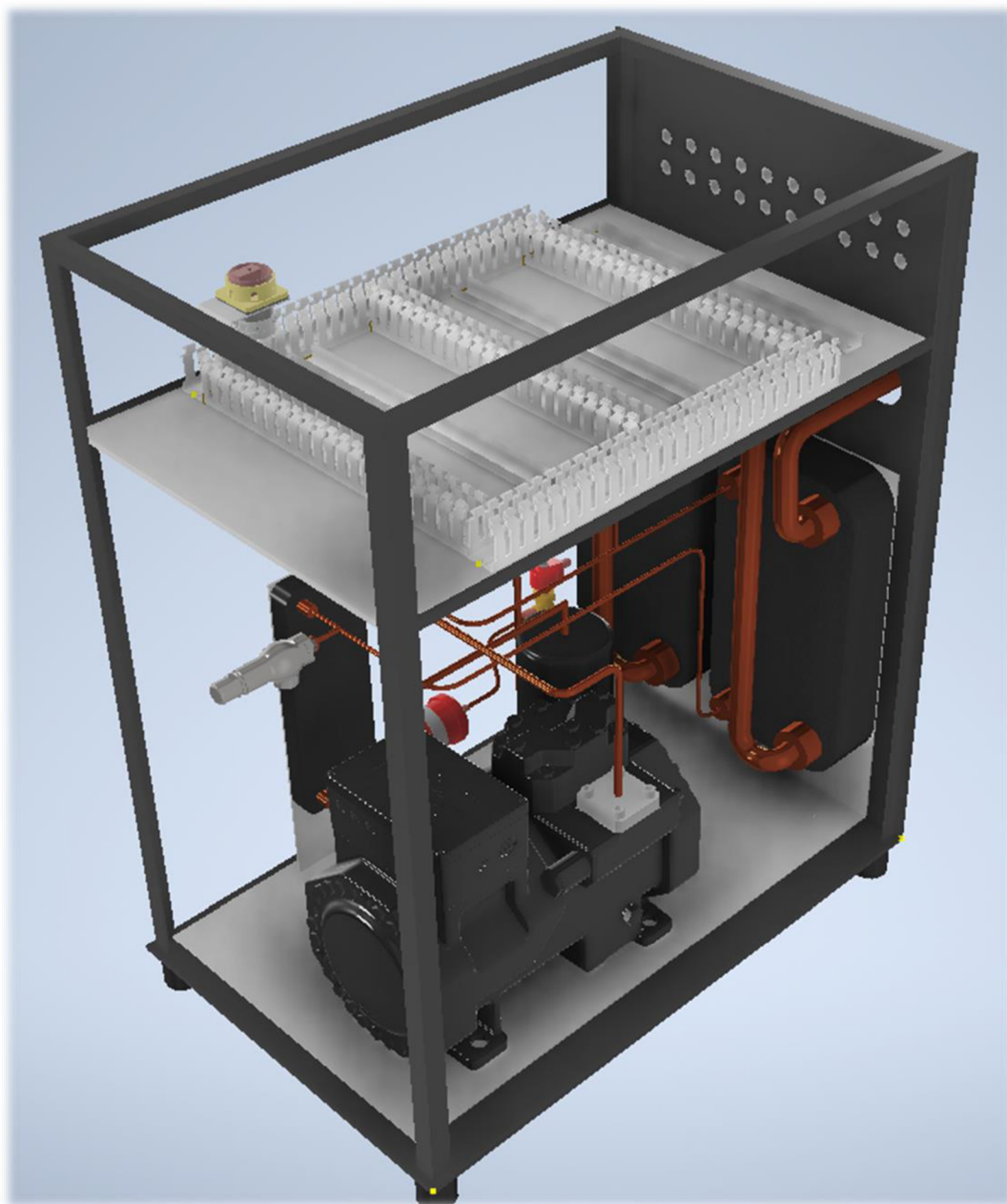
Rám je tvořen ocelovým svařencem z několika dílů. Spodní část je tvořena čtvercovou ocelí o tloušťce 4 mm, která je zesílena pásovinou. Zadní část je tvořena taktéž čtvercovou ocelí a tzv. úhelníky, které tvoří oporu pro jednotlivé kryty tepelného čerpadla. Přívod a odvod potrubí z jednotlivých výměníků, pro primární a sekundární část, jsou vytvořeny prostupy v zadní části rámu. V horní části rámu bude umístěn elektrický rozvaděč (obr. 2.18), který bude umístěn na plechu 820x530x2 mm. Veškeré kabely budou vedeny v horní části rámu přes průchodky PG 13,5. Po svaření rámu bude následovat povrchová úprava a lakování do požadované barvy.



Obr. 2.16 Konstrukce rámu



Obr. 2.17 Uložení komponent do rámu



Obr. 2.18 Usazení elektrického rozvaděče

Po umístění a zapojení všech komponentů, bude rám tepelného čerpadla zakrytován třemi bočními kryty a jedním horním krytem pro uzavření elektrické části. Každý kryt bude k rámu přišroubován čtyřmi šrouby M8x30 s válcovou hlavou. Vizualizace kompletního tepelného čerpadla je na obrázku 2.20 a 2.21.



Obr. 2.19 Kompletní návrh tepelného čerpadla, pohled zepředu



Obr. 2.20 Kompletní návrh tepelného čerpadla, pohled zezadu

2.5.1 Tepelná izolace

Tepelné čerpadlo bude pracovat s vysokými teploty, které by bez izolace unikaly do okolí a zhoršovalo by tím chod a výkon chladičového okruhu. Izolace musí být také na části, kde je provoz chladnější než okolní vzduch. Tato část se týká potrubí primárního okruhu včetně výparníku, kde se bude teplota solanky pohybovat pod rosným bodem a tím by mohla vzniknout kondenzace vlhkosti. Instalace tepelné izolace bude provedena až po ověření těsností ve všech spojích. Jednotlivé výměníky budou zaizolovány ze všech stran kaučukovou izolací o síle 25 mm. Veškeré potrubí v tepelném čerpadle bude zaizolováno pomocí pryžového návleku, který je vyroben ze speciální pryže EPDM od firmy K-FLEX. Tato izolace odolává vysokým teplotám do 170 °C. Pro obě potrubí byla zvolena stejná tloušťka 15 mm [65].

2.5.2 Protihlukové opatření

Výrobce pístového kompresoru udává hlučnost 70 dB, která je vyšší než limitní hodnota tepelného čerpadla pro domovní použití. Podle nařízení EU 813/2013 je maximální hladina akustického výkonu stanovena na 65 dB, pro topné výkony v rozmezí 6 až 12 kW [15]. Je tedy zapotřebí snížit hladinu akustického hluku pod tuto danou hodnotu. První opatření je pomocí silentbloků, na kterých je položeno tepelné čerpadlo. Následně jsou použity pružinové silentbloky uloženy mezi rámem a L konstrukcí komponentů. Poslední silentbloky jsou umístěny přímo pod kompresorem. Rám a veškeré kryty tepelného čerpadla budou z vnitřní strany opatřeny protihlukovou deskou o síle 30 mm. Jednotlivé kryty budou polepeny gumovou páskou tak, aby při kontaktu s rámem tepelného čerpadla nevznikala vibrace, či hluk. Vibrace jsou přenášeny i do otopné soustavy. Eliminace bude pomocí závitových gumových kompenzátorů, které budou nainstalovány na všech vývodech z tepelného čerpadla.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo seznámení se s tepelnými čerpadly a navrhnout tepelné čerpadlo země- voda s využitím ekologického chladiva, oxidem uhličitým. Diplomová práce byla rozdělena na dvě hlavní kapitoly a to na rešeršní a praktickou.

První rešeršní kapitola se zabývala nejprve historickým vývojem tepelných čerpadel, jak ve světě, tak na našem území. Následně byly rozebrány a mezi s sebou porovnány absorpční, adsorpční a nejčastěji využívané kompresorové typy. U kompresorového typu byl pomocí T-s diagramu vysvětlen ve čtyřech bodech princip chladivového okruhu. Další část rešerše se zabývala rozborem jednoho z nejdůležitějších parametrů tepelného čerpadla a to topným faktorem (COP), který udává poměr mezi vyrobeným teplem a spotřebovanou elektrickou energií. Následně byly uvedeny minimální požadavky sezónního topného faktoru (SCOP) při daných provozních podmínkách. Podrobněji byly popsány a rozděleny jednotlivé komponenty kompresorového tepelného čerpadla, jako je kompresor, výparník, kondenzátor, expanzní ventil a další komponenty. Následující část rešerše obsahuje rozdělení nízopotenciálních zdrojů tepla, které jsou mezi s sebou navzájem porovnány. V poslední části byla popsána chladiva, která se využívají v tepelných čerpadlech. U chladiv byl rozebrán vliv na životní prostředí a ozonovou vrstvu.

Hlavní částí diplomové práce byl návrh tepelného čerpadla typu země-voda. Nejprve bylo důkladně rozebráno přírodní chladivo, oxid uhličitý, který má velmi nízký vliv na životní prostředí. Poté byl popsán nadkritický oběh, ve kterém bude tepelné čerpadlo pracovat. Následuje prvotní výpočet podle požadovaných parametrů. Výpočet byl navržen a proveden v programu Microsoftu Excel s knihovnou CoolPack. Kompresor byl zvolen podle vypočteného chladicího výkonu od Německé firmy Bitzer s označením 2MTE-4K. Následovala optimalizace výpočtu s danými podmínkami. Cílem optimalizace bylo maximalizovat COP, které vyšlo 3,38. Po kompresoru byly navrženy zbylé komponenty a to výparník, chladič plynu, vnitřní výměník IHX a expanzní ventil. Do chladivového okruhu byly následně navrženy tlakové a teplotní snímače, přetlakový ventil, filtrdehydrátor, sběrač chladiva a presostat. Další praktickou částí byl návrh elektrického zapojení tepelného čerpadla s hlavní regulací. Jednotlivé jistící a regulační prvky rozvaděče byly rozebrány a následně znázorněny v elektrickém schématu. Za hlavní regulační člen byla zvolena automatika od české firmy TECO. Jako poslední část práce byla navržena celková konstrukce a 3D vizualizace tepelného čerpadla v programu Autodesk Inventor. Zde bylo provedeno navržení a umístění chladivového okruhu včetně komponentů do rámu tepelného čerpadla. V konstrukci je uvažováno s tlumícími prvky, které jsou v práci popsány.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: návratnost za jeden rok. Přerov: Ing. Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-x.
- [2] DVOŘÁK, Zdeněk, Luděk KLAZAR a Jiří PETRÁK. Tepelná čerpadla. Praha: SNTL-nakladatelství technické literatury, 1987. ISBN 04-232-87.
- [3] BUFKA, Aleš, Miloslav MODLÍK a Jana VEVERKOVÁ. Tepelná čerpadla v letech 1981 až 2021; druhy, vývoj, prodeje, výkony, tepelné faktory. Tzbinfo [online]. 2021 [cit. 2023-04-19]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/19284-tepelna-cerpadla-v-letech-1981-2019-druhy-vyvoj-prodeje-vykony-tepelne-faktory>
- [4] ZOGG, Martin. History of Heat Pumps: Swiss Contributions and International Milestones [online]. Oberburg, 2008 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.zogg-engineering.ch/publi/HistoryHP.pdf>
- [5] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. Tepelná čerpadla. Brno: ERA group spol., 2005. ISBN 80-7366-031-8.
- [6] Princip tepelného čerpadla. Remko [online]. 2023 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.remko.cz/princip-tepelneho-cerpadla>
- [7] HODBOŮ, Josef. Tepelná čerpadla – základní informace. Tzbinfo [online]. 2021 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23093-tepelna-cerpadla-zakladni-informace>
- [8] MASTNÝ, Petr. Specifikace tepelných čerpadel pro využití v TZB. Časopis stavebnictví [online]. 2007 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.casopisstavebnictvi.cz/clanky-specifikace-tepelnych-cerpadel-pro-vyuziti-v-tzb.html>
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, Transformační technologie, 2006-11, [last updated 2020-11-05]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/06.html>
- [10] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. Tzbinfo [online]. 2011 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [11] KÁZMÉROVÁ, Kristína. Sorpční chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Tzbinfo [online]. 2011 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpcni-chladici-zarizení>
- [12] ČÍHAL, Bohumír. Tepelná čerpadla: Část 5 - Sorpční čerpadla. Stavební klub [online]. 2023 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.stavebniklub.cz/33/tepelna-cerpadla-cast-5-sorpcni-cerpadla-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4EvlcoRun-mztNiE31Jd1RiIaw9PBWuC7BmQ/>
- [13] DANIEL, Marek. Absorpční tepelná čerpadla a jejich využití v průmyslu [online]. Praha, 2015 [cit. 2023-04-21]. Dostupné z https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63456/F2-BP-2015-Daniel-Marek-BP_daniel.pdf?sequence=1&isAll-owed=y. Bakalářská práce. ČVUT Praha.
- [14] Topný faktor COP - účinnost tepelného čerpadla. Abeceda čerpadel [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.abeceda-cerpadel.cz/cz/topny-faktor-cop-ucinnost-tepelneho-cerpadla>
- [15] CERTIFIKACE ZNAČKOU KVALITY EHPA Q. Strojírenský zkušební ústav [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.szutest.cz/ehpa-q>
- [16] Topný faktor SCOP. Abeceda čerpadel [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.abeceda-cerpadel.cz/cz/topny-faktor-scop>
- [17] SEDLÁŘ, Jan. Hodnocení SCOP tepelných čerpadel pro vytápění. Tzbinfo [online]. 2015 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13507-hodnoceni-scop-tepelnych-cerpadel-pro-vytapani>

- [18] DAVID, Petr. Kompresory pro tepelná čerpadla. *Tzbinfo* [online]. 2015 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>
- [19] Základní dělení kompresorů. *Všechny služby* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <http://www.vasesluzby.cz/klimatizace-brno/kompresory-pro-chladivove-kompresni-chlazenizakladni-deleni-kompresoru/>
- [20] Jak kompresory fungují. *Dům dílna* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.dum-dilna.cz/jak-kompresory-funguji/>
- [21] KOLARČÍK, Kamil, Jaroslav KAMINSKÝ a Mojmír VRTEK. *Kompresory* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf. Skripta. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [22] BROŽ, Jiří a kol. *Chladicí a klimatizační technika*. Praha: Svaz CHKT, 2012.
- [23] Kompresory EMBRACO R134a. In: *Sinop* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://sinop.cz/vyrobky-a-sluzby/kompresory-embraco-r134a>
- [24] ŠROUBOVÉ KOMPRESORY. In: *PEDIP kompresorová technika* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.pedip.cz/index.php/produkty/category/sroubove-kompresory>
- [25] Scroll compressor. In: *Lan Hoe* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: http://m.lanhoe.com.my/index.php?ws=showproducts&products_id=394397
- [26] The principle of operation of the scroll compressor. *ResearchGate* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/The-principle-of-operation-of-the-scroll-compressor_fig5_313134829
- [27] Kompresor s dvojitým rotačním pístem. In: *ForFuture* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <http://www.tepelna-cerpadla-aquarea.cz/tepelna-cerpadla/zaruka-panasonic>
- [28] Deskový výměník. In: *ESL* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.esl.cz/deskovy-vymenik-cb-30-kanal-h-2x-5-4-2x-1>
- [29] Deskový rozebíratelný výměník. In: *ESL* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.esl.cz/skladane-vymeniky-alfa-laval>
- [30] Jak to funguje - Teorie chladících oběhů. *Kostečka* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <http://tech.kostecka.eu/jak-to-funguje/>
- [31] Elektronický expanzní ventil. *Mastertherm* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://mastertherm.cz/tepelne-cerpadlo/technologie/#eev>
- [32] Tepelná čerpadla a jejich řazení. *Jak na čerpadla* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.jaknacerpadla.cz/blog/tepelna-cerpadla-a-jejich-razeni>
- [33] REKUPERACE TEPLA TEPELNÝMI ČERPADLY. *Gt Energy* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.gt-energy.cz/cz/rekuperace-tepla-tepelnymi-cerpadly>
- [34] Tepelné čerpadla NIBE. *Nibe* [online]. Kostelec nad Černými lesy, 2008 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://nibe.esel.cz/w/6604/tepelne-cerpadla-nibe#voda%20%20voda%20s%20plo%C5%A1n%C3%BDm%20kolekto-rem%20v%20jeze%C5%99e>
- [35] HEJHÁLEK, Jiří. Základní rozdělení tepelných čerpadel. *Stavebnictví 3000* [online]. 2022 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/zakladni-rozdeleni-tepelnych-cerpadel>
- [36] MATUŠKA, Tomáš. Výpočet délky zemních sond pro tepelná čerpadla. *Topin* [online]. 2015 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.topin.cz/clanky/vypocet-delky-zemnich-sond-pro-tepelna-cerpadla-detail-3681>

- [37] Návod na pokládku PE potrubí. Ge-tra [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.ge-tra.cz/problematiky/navod-na-pokladku-pe-potrubu>
- [38] Pasivní chlazení tepelným čerpadlem. *Projektuj tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.projektuj-tepelna-cerpadla.cz/cz/pasivni-chlazení-tepelnym-cerpadlem>
- [39] Kdy začíná a končí topná sezóna. *Teplo spol* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.teplo spol.cz/cs/otazky-a-odpovedi/otazky-a-odpovedi/kdy-zacina-a-konci-topna-sezona.html>
- [40] Tepelná čerpadla země/voda - vrt. *IVT* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/cz/tepelná-cerpadla-zeme-voda-vrt>
- [41] Chladiiva a jejich rozdělení. *E-chladiiva* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.e-chladiiva.cz/chladiiva-rozdeleni-p112.htm>
- [42] SEDLÁŘ, Jan. Chladiiva a historie ochrany ovzduší. *Tzbinfo* [online]. Praha, 2022 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiiva-uvod-definice-historie>
- [43] Tabulka vybraných chladiiv. *KaS* [online]. Pardubice [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: https://www.kas.cz/assets/files/tabulka_chladiiv.pdf
- [44] Bivalentní zapojení tepelného čerpadla s dotopovým kotlem. *Projektuj tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.projektuj-tepelna-cerpadla.cz/cz/bivalentni-zapojeni-tepelneho-cerpadla-s-dotopovym-kotlem>
- [45] KRAINER, Robert. Postup při návrhu tepelných čerpadel. *Tzbinfo* [online]. 2015 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelná-cerpadla/12401-postup-pri-navrhu-tepelnych-cerpadel>
- [46] HONZÍK, Jiří. Dimenzování tepelného čerpadla vzduch-voda, bivalentní/záložní zdroj. *Tzbinfo* [online]. 2011 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelná-cerpadla/7995-dimenzovani-tepelneho-cerpadla-vzduch-voda-bivalentni-zalozni-zdroj>
- [47] JELÍNEK, Vladimír a Vladimíra LINHARTOVÁ. Využívání a provozování tepelných čerpadel v nízkoenergetických domech. *Tzbinfo* [online]. 2015 [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelná-cerpadla/12211-vyuzivani-a-provozovani-tepelnych-cerpadel-v-nizkoenergetickych-domech>
- [48] Tepelná čerpadla: Specializace na značky Nibe a Stiebel Eltron. *Ateg* [online]. [cit. 2023-04-22]. Dostupné z: <https://www.ateg.cz/produkty/tepelná-cerpadla/>
- [49] E-chladiiva: Chladiivo R744. *E-chladiiva* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.e-chladiiva.cz/chladiivo-r744-20kg-e649.htm>
- [50] PETRÁK, Miroslav. *Nadkritické oběhy s CO₂ v chladičí technice a tepelných čerpadlech* [online]. Praha [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2014-18-Petrak.pdf>. Disertace. ČVUT Praha.
- [51] Kritický stav oxidu uhličitého. *Fyzikalnipokusy.cz* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://fyzikalnipokusy.cz/1689/kriticky-stav-oxidu-uhliciteho>
- [52] Přehled „Vše, co potřebujete pro maloobchodní aplikace CP2“. *Carel.cz* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.carel.cz/everything-for-co2-retail-applications>
- [53] WING, JI. *A comprehensive review and analysis on CO₂ heat pump water heaters* [online]. Australia, 2006 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2590174522001003>. Mawson Lakes Campus.
- [54] Semi-hermetic reciprocating compressors. *Bitzer* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kp-130-11-en.pdf
- [55] BITZER. *Bitzer software* [software]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.bitzer.de/websoftware/>

- [56] PROVOZNÍ KAPALINY. *Ge-tra* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.ge-tra.cz/problematiky/provozni-kapaliny>
- [57] Ovladače expanzních ventilů. *Carel.cz* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.carel.cz/expansion-valve-driver>
- [58] Our Co2 product families. *Carly-sa* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.carly-sa.com/co2-products/>
- [59] Product catalogue. *Esk-schultze* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.esk-schultze.de/produktliste.php?la=en&p=3>
- [60] Ventil pojistný. *Schiessl* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/eshop-ventil-pojistny-e10-ls150-1-2nptxg1-1-4-120bar-b12s3n6gp112000-ngi-98-7135>
- [61] DANFOSS. Coolselector2. *Danfoss* [software]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>
- [62] Komponenty pro chlazení: Trubky měděné-chladirenské. *Schiessl* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-trubky-medene-chladirenske-513-.pdf>
- [63] Foxtrot 2 - Základní moduly: CP-2007.11NDNN. *Tecomat* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://catalog.tecomat.cz/produkt/cp-200711ndnn#params>
- [64] Pryžové silentbloky ocel nebo nerezová ocel, typ D. *Klipp* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: https://www.kipp.cz/xs_db/DOKUMENT_DB/www/KIPP_DE_CH_PL/BEDIENENTEILE/DataSheet/cz/K05/K0571_Datasheet_11753_Pry_ov_silentbloky_ocel_nebo_nerezov_ocel_typ_D--cs.pdf
- [65] K-Flex SOLAR HT. *Kflex-izolace* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.kflex-izolace.cz/produkty/k-flex-solar-ht/>
- [66] B18. *SWEP* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.swep.net/products/B18/>
- [67] Presostat pro CO2. *Danfoss* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazen%C3%AD/Sp%C3%ADna%C4%8De/CO2-presostaty/Presostat%2C-CKB/p/061Z1001>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
COP	topný faktor	-
d_x	průměr potrubí	mm
h_x	entalpie	J/kg
I	proud	A
m	hmotnostní tok	kg/h
P	příkon	kW
P_k	vypočtený příkon kompresoru	kW
p_x	tlak v bodě x	bar
Q	suchost	-
Q_e	chladicí výkon	kW
Q_o	celkový tepelný výkon	kW
Q_t	topný výkon	kW
SH	přehřátí ve výparníku	K
SH _C	přehřátí kompresoru	K
s_x	entropie	J/kgK
S _X	plocha potrubí	m ²
T_e	vyparovací teplota	°C
$T_{T,IN}$	vstup topné vody do TČ	°C
$T_{T,OUT}$	výstup topné vody z TČ	°C
$T_{VÝp,IN}$	vstupní teplota do výparníku	°C
t_x	Teplota v bodě x	°C
V _X	Objemový průtok	m ³ /hod
$\Delta h_{IHX,t}$	Změna entalpie na teplé straně výměníku IHX	J/kg
ΔT_4	ochlazení plynu v IHX - výtlak	K
Δt_{GC}	teplotní spád na chladiči plynu	K
$\Delta t_{výp}$	teplotní spád na výparníku	K
η_{iz}	izentropická účinnost kompresoru	%
ρ_x	hustota	kg/m ³

Index

Index	Význam
1	Hodnoty na sání kompresoru
2	Hodnoty na výtlaku z kompresoru
3	Hodnoty výstupu z chladiče plynu
4	Hodnoty výstupu z vnitřního výměníku IHX - výtlak
5	Hodnoty vstupu do výparníku
6	Hodnoty výstupu z výparníku
7	Hodnoty výstup z vnitřního výměníku IHX - sání

Symbol	Význam
A1	řídící jednotka
C1	řídící jednotka pro expanzní ventil Carel
CO ₂	oxid uhličitý
ČR	Česká republika
EHPA	Evropská asociace pro tepelná čerpadla
EVI	vylepšené vstřikování páry
FS1, FS2	jistič
FU1	skleněná pojistka
GWP	potenciál globálního oteplování
IHX	vnitřní výměník tepla
KBZ	sled fází
KC	elektromagnetické relé
MS1	motorový spouštěč
např.	například
NP	napěťová spoušť
obr.	obrázek
ODP	potenciální napadení ozónové vrstvy
PLC	programovatelný logický automat
S1	hlavní vypínač
SCOP	sezonní topný faktor
TČ	tepelné čerpadlo
TEWI	celkový vliv chladiva na životní prostředí
TUV	Teplá užitková voda
tzv.	takzvaně
U1	zdroj 24V
USA	Spojené státy americké

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 TČ voda/voda o výkonu 5,8MW, Walche 1942 [4]	13
Obr. 1.2 Princip kompresorového tepelného čerpadla [6]	14
Obr. 1.3 T-s diagram chladicího okruhu [9]	15
Obr. 1.4 Carnotův levotočivý cyklus [8].....	15
Obr. 1.5 Schéma absorpčního zařízení, upraveno z [10]	16
Obr. 1.6 Hermetický pístový kompresor od firmy Embraco[23].....	20
Obr. 1.7 Dvourotorový šroubový kompresor [24]	21
Obr. 1.8 Princip scroll kompresoru, upraveno z [26].....	21
Obr. 1.9 Scroll kompresor [25]	22
Obr. 1.10 Rotační kompresor [27]	22
Obr. 1.11 Deskové výměníky, rozebíratelný (vlevo) [29], pájený (vpravo) [28]	23
Obr. 1.12 Schématický nákres TEV [1]	24
Obr. 1.13 Tepelné čerpadlo HPAW 09 (kompakt), Nukleon.....	26
Obr. 1.14 Tepelné čerpadlo vzduch-voda, split provedení [34].....	27
Obr. 1.15 Tepelné čerpadlo voda-voda, zdrojová a vsakovací studna [34]	28
Obr. 1.16 Tepelné čerpadlo voda-voda, nepřímý odběr tepla [34]	29
Obr. 1.17 Průběh teploty v zemi v závislosti na ročním období [36]	30
Obr. 1.18 Tepelné čerpadlo země-voda, plošný kolektor [34].....	30
Obr. 1.19 Uložení pomocí slinky V (vlevo), slinky H (vpravo), upraveno z [1].....	31
Obr. 1.20 Tepelné čerpadlo země-voda, hlubinný vrt [34].....	32
Obr. 1.21 Monovalentní provoz tepelného čerpadla, upraveno z [45].....	36
Obr. 1.22 Paralelně-bivalentní provoz tepelného čerpadla, upraveno z [45].....	37
Obr. 2.1 Fázový diagram CO ₂ [51]	39
Obr. 2.2 Nadkritický (červená) a podkritický (modrá) oběh v p-h diagramu[54]	40
Obr. 2.3 Schéma zapojení komponentů nadkritického oběhu.....	41
Obr. 2.4 Pracovní obálka kompresoru Bitzer 2MTE-4K [55]	43
Obr. 2.5 Pracovní cyklus chladičového okruhu v P-h diagramu	48
Obr. 2.6 Vnitřní výměník IHX od firmy SWEP [66].....	50
Obr. 2.7 Filtrdehydrátor DCY-P14 052 od firmy Carly [58].....	52
Obr. 2.8 Sběrač chladiča FAS od firmy ESK Schultzer [59].....	52
Obr. 2.9 Teplotní snímač PT1000 (vlevo), tlakový snímač DST P310 (vpravo) [61]....	53
Obr. 2.10 Pojistný ventil ABR – 120 bar [60]	53
Obr. 2.11 Centrální jednotka TECO CP-2007 [63].....	55
Obr. 2.12 Elektrické schéma tepelného čerpadla – Silová část.....	56
Obr. 2.13 Elektrické schéma tepelného čerpadla - Mar	57
Obr. 2.14 Usazení a propojení komponentů.....	58
Obr. 2.15 Popis komponentů.....	59
Obr. 2.16 Konstrukce rámu	60
Obr. 2.17 Uložení komponent do rámu.....	60
Obr. 2.18 Usazení elektrického rozvaděče.....	61
Obr. 2.19 Kompletní návrh tepelného čerpadla, pohled zepředu.....	62
Obr. 2.20 Kompletní návrh tepelného čerpadla, pohled zezadu	62

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Minimální požadavky na SCOP dle EN14 825 [15]	18
Tab. 1.2 Rozdělení chladiv dle chemického složení, upraveno z [1]	33
Tab. 1.3 Přírodní chladiva, upraveno z [43]	34
Tab. 1.4 Syntetická chladiva CFC, upraveno z [43]	35
Tab. 1.5 Syntetická chladiva HCFC, upraveno z [43]	35
Tab. 1.6 Syntetická chladiva HFC, upraveno z [43]	35
Tab. 2.1 Hodnoty trojného a kritického bodu CO ₂ [50]	39
Tab. 2.2 Vstupní parametry pro výpočet nadkritického oběhu	42
Tab. 2.3 Koeficienty polynomu, výpočet hodnot polynomu [55]	43
Tab. 2.4 Omezující podmínky pro řešitel Excel	44
Tab. 2.5 Hodnoty sání kompresoru	44
Tab. 2.6 Hodnoty výtlačku kompresoru	45
Tab. 2.7 Hodnoty výstupu z chladiče	45
Tab. 2.8 Hodnoty výstupu z IHX	45
Tab. 2.9 Hodnoty na vstupu do výparníku	46
Tab. 2.10 Hodnoty výstupu z výparníku	46
Tab. 2.11 Hodnoty na výstupu IHX (do sání)	47
Tab. 2.12 Porovnání parametrů chladiče plynu	49
Tab. 2.13 Porovnání parametru výparníku	49
Tab. 2.14 Návrh průměru potrubí	51

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1.1 Srovnání instalovaných TČ v různých zemích, úprava z [1].....	14
--	----