



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PRŮMYSLOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO PRO KONDENZÁTOR SPALIN

INDUSTRIAL HEAT PUMP FOR FLUE GAS CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUČÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. Lukáš Rudišín

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Lukáš Rudišín**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Petr Kracík, Ph.D.
Akademický rok: 2023/24

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:

Průmyslové tepelné čerpadlo pro kondenzátor spalín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte průmyslové tepelné čerpadlo pro spalínový kondenzátor, ve kterém dochází ke kondenzaci vodní páry v spalínách, s následným využitím tepla do systému centrálního zásobování teplem.

Cíle diplomové práce:

- (1) Popište technologie průmyslových tepelných čerpadel.
- (2) Pro zadané odpadní teplo navrhněte systém s průmyslovým tepelným čerpadlem a odvodem tepla do SCZT.
- (3) U klíčových částí systému navrhněte jejich základní technické parametry.
- (4) Vyhodnoťte navržený systém oproti dosavadnímu stavu.

Seznam doporučené literatury:

GRASSI, Walter. Heat Pumps: Fundamentals and Applications. Imprint: Springer, 2018. Green Energy and Technology. ISBN 978-3-319-62198-2.

DINCER, Ibrahim. Refrigeration systems and applications. Third edition. Chichester, West Sussex, UK: John Wiley & Sons, 2017. ISBN 978-1-119-23075-5.

MINEA, Vasile. Industrial heat pump-assisted wood drying. Boca Raton, FL: CRC Press/Taylor & Francis Group, 2018. ISBN 9780429463914.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práca sa zaoberá popisom systémov priemyselných tepelných čerpadiel, základných komponentov a popisuje novú generáciu ekologických chladív. Návrhová časť tepelného čerpadla počíta ideálny cyklus a parametre v jednotlivých bodoch podľa termodynamických zákonov. Následne návrh volí komponenty navrhovaného systému a pridáva výpočet výmenníkov tepla a kompresorov tepelného čerpadla. Po stanovení účinnosti kompresorov a tlakových strát výmenníkov tepla je ideálny cyklus transformovaný na reálny. Parametrická štúdia vyjadruje vplyv teploty prehriatia pár chladiva, teploty podchladenia kondenzátu a uhlu rebrovania na výmenníkoch tepla na výsledné hodnoty účinnosti systému tepelného čerpadla. Záverečná časť diplomovej práce je venovaná posúdeniu celého návrhu, popisu možností dodávky energie kompresorom a udáva zjednodušenia, ktoré boli pri návrhu a následnom výpočte uskutočnené.

Kľúčové slová

Priemyselné tepelné čerpadlo, návrh tepelného čerpadla, výpočet cyklu tepelného čerpadla

Abstract

The diploma thesis deals with the description of industrial heat pump systems, basic components and describes a new generation of ecological refrigerants. The design part of the heat pump calculates the ideal cycle and parameters at individual points according to thermodynamic laws. Subsequently, the design selects the components of the designed system and adds the calculation of heat exchangers and heat pump compressors. After determining the efficiency of compressors and pressure losses of heat exchangers, the ideal cycle is transformed into a real one. The parametric study expresses the influence of the refrigerant vapor superheat temperature, the condensate subcooling temperature and the corrugation angle on the heat exchangers on the resulting efficiency values of the heat pump system. The final part of the diploma thesis is devoted to the assessment of the entire design, description of the possibilities of energy supply by the compressor and indicates the simplifications that were made during the design and the subsequent calculation.

Key words

Industrial heat pump, heat pump design, heat pump cycle calculation

Bibliografická citácia

RUDIŠÍN, Lukáš. *Průmyslové tepelné čerpadlo pro kondenzátor spalín* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-04-24]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154452>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

Prehlásenie

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému **Priemyslové tepelné čerpadlo pre kondenzátoru spalín** vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a zdrojov, uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

Dátum

Meno a priezvisko

Pod'akovanie

Týmto sa chcem poďakovať pánu Ing. Petr Kracík, Ph.D. za jeho ochotu vždy a rýchlo pomôcť, ústretovosť a cenné rady ktoré mi poskytol pri vypracovávaní diplomovej práce. Taktiež sa chcem poďakovať mojej rodine a priateľom za podporu, ktorú som dostal počas celého štúdia vysokej školy. Bez Vás by som sa takto ďaleko nedostal.

Obsah

Úvod	10
1. Typy tepelných čerpadiel	11
1.1. Kompresorové tepelné čerpadlo	12
1.2. Sorpčné tepelné čerpadlá	15
1.3. Pokročilé systémy tepelných čerpadiel	18
2. Komponenty tepelných čerpadiel	22
2.1. Kompresor	22
2.2. Expanzný ventil	26
2.3. Výmenníky tepla	27
2.4. Obehové čerpadlá	30
3. Aplikácia tepelných čerpadiel	31
3.1. Chladivá priemyselných tepelných čerpadiel	31
3.2. Odpadové teplo	34
3.3. Dodávka tepla do sústavy centrálnej zásoby tepla	36
3.4. Tepelné čerpadlá pre sústavu centrálnej zásoby tepla	37
4. Návrh systému tepelného čerpadla	39
4.1. Voľba komponentov návrhu tepelného čerpadla	39
4.2. Výstup spalínového kondenzátoru	41
4.3. Energetická bilancia návrhu ideálneho cyklu	41
4.4. Výparník tepelného čerpadla	46
4.5. Kompresory tepelného čerpadla	54
4.6. Kondenzátor tepelného čerpadla	55
4.7. Výsledné hodnoty navrhnutého systému	57
5. Parametrická štúdia prevádzky tepelného čerpadla	60
5.1. Parameter: teplota prehriatia pár chladiva Δt_{pre}	60
5.2. Parameter: teplota podchladenia kondenzátu Δt_{pod}	61
5.3. Parameter: uhol rebrovania β	62
5.4. Rozbor parametrickej štúdie	63
6. Zhodnotenie návrhu tepelného čerpadla	65
6.1. Zdroj energie pre kompresory	66
6.2. Zjednodušenia výpočtu	68
Záver	70
Zoznam použitej literatúry	72

Úvod

Priemysel, energetické prevádzky alebo vykurovanie domácností sú procesmi, ktoré nie sú dokonalé a pracujú pri istej hodnote účinnosti. Skúmaniu využitia odpadného tepla priemyselných procesov na území Európskej únie, sa venuje projekt HEATLEAP. Projekt definuje množstvo odpadového tepla priemyslu na úroveň 300 TWh [1], ktoré každý rok uniká nevyužitú do atmosféry. Definované množstvo odpadového tepla má potenciál pre následné využitie a výrobu až 150 TWh elektrickej energie ročne [1], čo predstavuje takmer 3 násobnú hodnotu ročnej spotreby elektrickej energie na území Českej republiky za rok 2023 [2].

Ako bývalého stážistu v spoločnosti distribútora zemného plynu na území Českej republiky, ma upúťali možnosti využitia odpadového tepla, pre zníženie emisií na ceste k dekarbonizácii Európskej únie. Projekt implementácie tepelného čerpadla do tlakovo redukčných staníc na predohrev zemného plynu ma zaujal natoľko, že som sa rozhodol o zdokonalenie vedomostí v oblasti návrhu tepelných čerpadiel, pretože verím, že technológia tepelných čerpadiel vie pozitívne ovplyvniť náš život a globálne znížiť emisie.

V teoretickej časti diplomová práca uvádza čitateľa do problematiky priemyselných tepelných čerpadiel. Definuje základné a následne komplexné typy, vysvetľuje princíp ich fungovania. Popisuje parametre hodnotiace účinnosť tepelných čerpadiel, vrátane rovníc, na ktorých je následne založený návrh. Po definícii tepelného čerpadla ako celku, sú následne zadané nevyhnutné komponenty, z ktorých sú tepelné čerpadlá zložené. Rešerš sa venuje popisu aplikácie tepelných čerpadiel, ktorá definuje ekologické náhrady chladív s nízkym negatívnym vplyvom na životné prostredie a definuje požiadavky tepelných čerpadiel pre dodávku energie pre sústavu centrálnej zásoby tepla.

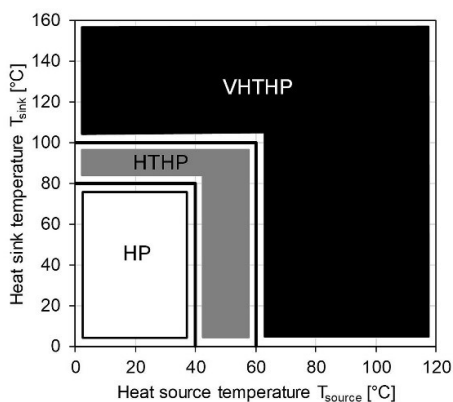
Návrh systému tepelného čerpadla vychádza z informácií uvedených v teoretickej časti diplomovej práce. Zohľadnením zadania sú definované požiadavky prevádzky, ktoré odvodzujú voľbu systému tepelného čerpadla. Návrh zahŕňa bilančný výpočet zvoleného cyklu za ideálnych podmienok, ktorý vychádza z termodynamických zákonov. Výpočtom výparníku, kondenzátoru a kompresorov navrhnutého systému tepelného čerpadla je cyklus pretransformovaný na reálny cyklus, pričom výpočet zanedbáva časť negatívne na cyklus vplyvujúcich veličín. Parametrická štúdia sa následne venuje vplyvu parametrov návrhu na celkovú účinnosť tepelného čerpadla a poskytuje dodatočnú formu optimalizácie účinnosti tepelného čerpadla.

Zhodnotenie diplomovej práce rozoberá prevádzkové hodnoty tepelného čerpadla pochádzajúce z návrhu reálneho cyklu a parametrickej štúdie a dáva do súvislosti závislosti medzi jednotlivými veličinami. Kapitola zdroj energie pre kompresory popisuje možnosti pôvodu zdroja externej energie v súvislosti s účinnosťou celej prevádzky a nákladoch na prevádzku za energie. Posledná časť diplomovej práce sa zaoberá zanedbanými veličinami a nedokonalosťami výpočtu.

1. Typy tepelný čerpadiel

Termodynamické zariadenia slúžiace na prenos tepla z prostredia nižšej teploty, než je teplota ohrievaného média. Získané teplo sa odovzdáva pracovnej, respektíve teplonosnej látke, cirkulujúcej v obehu. Uskutočniteľnosť tohto prenosu tepla, je závislá od dodávania externej energie pracovnej látke. Prenos tepla sa uskutočňuje s platnosťou druhého termodynamického zákona, ktorý stanovuje že teplo nemôže prechádzať z miesta nižšej teploty do miesta vyššej teploty [3]. Prenosom energie dosahujú tepelné čerpadlá vyššie hodnoty účinnosti a nižšie prevádzkové náklady oproti technológií kotlov, ktoré spaľovaním palív teplo uvoľňujú. Rozdielny spôsob využívania a navyšovania hodnôt energie spôsobuje násobne vyššie množstvo energie, na výstupe z tepelného čerpadla. Výsledkom je zvýšenie účinnosti a zníženie prevádzkových nákladov – tepelné čerpadlá radené medzi obnoviteľné zdroje energie. Účinnosť cyklu tepelného čerpadla popisuje koeficient výkonnosti *COP*. Ten je definovaný ako podiel energie získanej na výstupe tepelného čerpadla voči množstvu externe dodanej energie cyklu [4].

U tepelných čerpadiel s výstupnou teplotou média nad 90 °C základné zdroje tepla zem, voda a vzduch neposkytujú dostatok potrebnej energie, pre navodenie požadovanej výstupnej teploty média [4]. Tento typ je označovaný ako priemyselné tepelné čerpadlo a teplo mu je privádzané zo zdroja s vyšším potenciálom energie, ako napríklad z odpadovej vody, dátových centier alebo odpadového tepla priemyselných procesov [5]. Vzhľadom k výstupnej teplote média sú priemyselné tepelné čerpadlá delené do troch kategórií, zobrazené na obr. 1. Konvenčné tepelné čerpadlá HP poskytujú maximálnu teplotu výstupného média 80 °C, maximálna výstupná teplota vysokoteplotných tepelných čerpadiel HTHP je 100 °C a teplotnú úroveň nad 100 °C produkujú ultra-vysokoteplotné tepelné čerpadlá VHTHP [6].



Obr. 1 Kategorizácia priemyselných tepelných čerpadiel vzhľadom k vstupnej a výstupnej teplote [6]

V priemyselnej aplikácii sa tepelné čerpadlá uplatnili na dodatočné využitie odpadového tepla [7], pre stredný až vysoký rozsah výkonov [5]. Ich činnosťou sú získavané požadované tepelné stavy ohrievaného média v podobe vody, pary alebo vzduchu [7], používané na vykurovanie a chladenie priemyselných priestorov, rekuperáciu tepla alebo priemyselnú tepelnú úpravu. Sú schopné spracovania priemyslom nevyužitého odpadového tepla a to aj v teplotnej oblasti 5 °C až 35 °C. Výstupná teplota média tepelného čerpadla 100 °C, je vhodná pre privádzanie teplej vody, teplého vzduchu, ohrev horúcej vody a tvorbu pary. Podiel nízko potenciálového odpadového tepla priemyselnej výroby, je zastúpený približne 25 % celkovej priemyselne používanej energie [5]. S nárastom zmeny teploty Δt , klesá aj hodnota

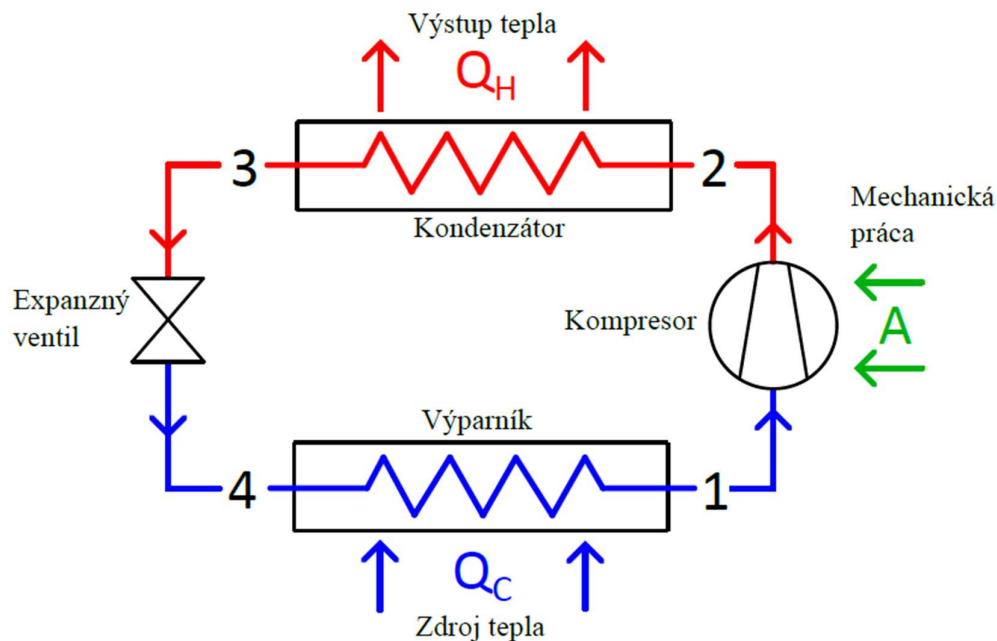
topného faktoru COP. Pokles hodnoty COP je možné zamedziť zakomponovaním medziľahlými výmenníkmi alebo kaskádovými cyklami ktoré značia paralelné zapojenie TČ [7].

Priemyselné tepelné čerpadlá sa od domácich tepelných čerpadiel rozlišujú dizajnom a parametrami. Prvé spomínané pracujú s vyššími výstupnými teplotami pracovného média. Tomu je teplo obvykle privádzané prúdmi odpadovej vody alebo vzduchu. Výmenou väčšieho množstva tepla rastú požiadavky aj na chladivá. Pracovné látky používané priemyselnými tepelnými čerpadlami majú vyššie hodnoty potenciálu globálneho otepľovania GWP. Pracou cyklu priemyselných tepelných čerpadiel na vyšších hodnotách tlaku, vzniká potreba odolnejších materiálov. Riešením je zväčšenie rozmerov hrúbky stien trubiek. Rovnako sa zvyšujú požiadavky na kompresor, pracujúci za vyšších tlakov [7].

1.1. Kompresorové tepelné čerpadlo

Pracovná činnosť kompresorového tepelného čerpadla spočíva v cyklickej zmene skupenstva teplotnej látky. So zmenou skupenstva dochádza ku vyparovaniu a kondenzácii teplotnej látky a využívaniu energie skupenského tepla. Hnacou silou celého cyklu je teplo z externého zdroja ktoré zabezpečuje mechanická práca kompresoru A. Tieto zmeny pracovnej látky sa odohrávajú v uzatvorenom obehú a sú uskutočniteľné vďaka nízkej teplote vyparovania teplotnej látky pre daný tlak [8].

Obeh kompresorového tepelného čerpadla zobrazený na obr. 2, je delený na 2 tlakové časti. Nízko-tlaková oblasť zobrazená modrou farbou začína výstupom expanzného ventilu, pokračuje výparníkom a končí na vstupe do kompresoru. Vysoko-tlaková oblasť zobrazená červenou farbou začína kompresorom, pokračuje kondenzátorom a končí na vstupe do expanzného ventilu [8].



Obr. 2 Schéma kompresorového tepelného čerpadla

Obeh tepelného čerpadla začína získavaním nízko potenciálového tepla Q_C zo zdroja tepla cez výparník. Získané teplo spôsobí ohriatie pracovnej látky na teplotu varu

a vo výparníku dochádza k jej vyparovaniu pri konštantnom tlaku. Izobarický ohrev je zaznamenaný v bodoch $4 \rightarrow 1$ [9]. Teplo získané izobarickým ohrevom \dot{Q}_C je popísané rovnicou (1), kde vystupuje hmotnostný tok \dot{m} a entalpie pred h_4 a za h_1 výparníkom.

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (1)$$

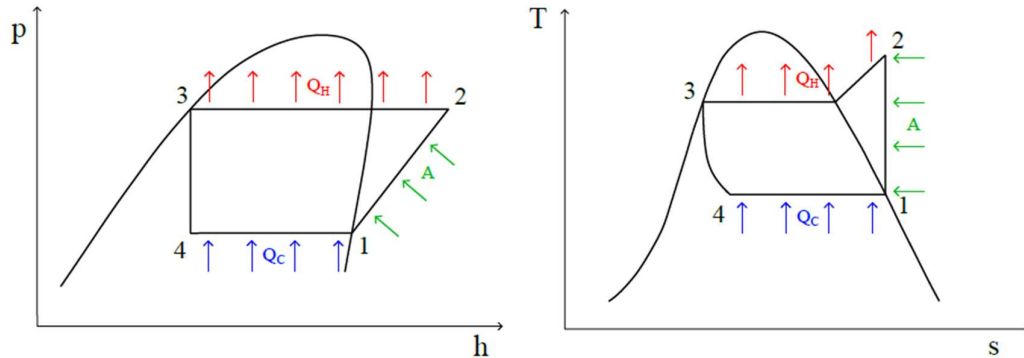
Z výparníku vystupuje para chladiva a po vstupe do kompresora dochádza k jej adiabetickej kompresii, pri ktorej sa súčasne zvyšuje teplota a tlak pracovnej látky. Adiatická kompresia je zaznamenaná bodmi $1 \rightarrow 2$ [9]. Množstvo práce potrebnej pre kompresiu pár chladiva \dot{A} je vyjadrené rovnicou (2), v ktorej vystupuje hmotnostný tok chladiva \dot{m} a entalpia chladiva pred h_1 a za h_2 kompresorom.

$$\dot{A} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Z kompresora vystupuje prehriata pára ktorá v kondenzátore odovzdá energiu Q_H svojho skupenského tepla pri izobarickom odvode tepla. Kvapalina o vysokom tlaku vystupujúca z kondenzátora je zaznamenaná bodmi $2 \rightarrow 3$, popisujúcimi izobarické ochladzovanie [9]. Teplo uvoľnené kondenzátorom Q_H je popísané rovnicou (3) v ktorej vystupuje hmotnostný tok chladiva \dot{m} a entalpia chladiva pred h_2 a za h_3 kondenzátorom.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (3)$$

Tlak je medzi bodmi $3 \rightarrow 4$ znižovaný počas adiabetickej expanzie prechodom cez expanzný ventil pri procese adiabetickej expanzií [9].



Obr. 3 Zľava P-h diagram kompresorového TČ, T-s diagram kompresorového T

V cykle ideálneho tepelného čerpadla slúži rovnica (4) ako kontrola výpočtu správnosti vyššie popísaných termodynamických dejov.

$$\dot{A} + \dot{Q}_C = \dot{Q}_H \quad (4)$$

Parametre výkonu tepelných čerpadiel je možné posúdiť pomocou topného faktoru COP , definujúceho účinnosť tepelného čerpadla ktorý dáva do pomeru získané teplo \dot{Q}_H , ku energií dodanej do systému A [10]. V praxi platí, že topný faktor COP je nepriamo úmerný hnacou energiou. So zvyšujúcou sa hodnotou topného faktoru COP sa znižuje potreba tepelnej energie. Čím je hodnota COP vyššia, tým menší vplyv na nárast úspory energie to má [11].

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{A} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

Pri industriálnom využití kompresorových tepelných čerpadiel sú hodnoty topného faktoru COP závislé od aplikovaného cyklu, teploty média z ktorého je energia odoberaná a navýšenia teploty ohrievaného média. Z tohto dôvodu je definovanie očakávanej hodnoty topného faktoru COP komplikované a pri uvedení hodnoty je potrebné definovať parametre prevádzky.

Parametre prevádzky priemyselných kompresorových tepelných čerpadiel v súčinnosti s ideálnym topným faktorom COP_{Car} vyjadrujúcim účinnosť ideálneho cyklu sú zobrazené tab. 1.

Tab. 1 Hodnoty topného faktoru COP v závislosti od teplotného spádu ohrievaného a ochladzovaného média v priemyselnom uplatnení [12]

Aplikácia	Ochladzované médium		Ohrievané médium		Topný faktor
	$T_{C,i}$ [°C]	$T_{C,o}$ [°C]	$T_{H,i}$ [°C]	$T_{H,o}$ [°C]	COP_{Car} [-]
Ohrev pitnej vody z odpadného tepla	28	4	7	90	4,22
Využitie odpadného tepla spalínového kondenzátoru	40	15	42	46	10,3
Ohrev média pre sústavu centrálnej zásoby tepla odpadnou vodou	18	6	37	67	5,58

Vzhľadom k variabilite princípu na ktorom sú jednotlivé systémy tepelných čerpadiel založené, vzťahy topného faktoru COP sa líšia v energií dodanej do systému. Pri kompresorových tepelných čerpadlách sú ako externé formy dodanej energie uvažované príkony elektrické alebo mechanické. Externá energia v podobe tepla, je dodávaná sorpčným systémom tepelných čerpadiel.

Rozlišované sú 2 hodnoty topného faktoru. Topný faktor tepelného čerpadla a topný faktor celého systému, pričom platí že topný faktor tepelného čerpadla udáva vždy vyššiu hodnotu [13]. Hodnota topného faktoru COP je určená meraním v laboratóriu, za konštantných podmienok. Nevyjadruje reálnu hodnotu účinnosti tepelného čerpadla. Na výparník a kondenzátor pôsobí spektrum teplôt, pričom konštantné tepelné výkony nie sú produkované jednotlivými komponentami. Účinnosť TČ v priebehu kalendárneho roka je vernejšie popísaná pomocou sezónneho topného faktoru $SCOP$ [14]. Vzťah pre výpočet sezónneho topného faktoru $SCOP$ je definovaný normou ČSN EN 14825. Popisuje ho ako pomer referenčnej ročnej potreby tepla Q_h , ku ročnej spotrebe tepla Q_{he} [15]. Sezónny topný faktor je vyjadrený rovnicou (6).

$$SCOP = \frac{Q_h}{Q_{he}} \quad (6)$$

Pomer množstva primárnej energie E_p ku množstvu energie zariadením je nazývaný ako využitie primárnej energie PER . So znižujúcou sa hodnotou využitia primárnej energie PER , rastie efektívnosť a ekologickosť hodnoteného systému [16]. Vzťah využitia primárnej energie je popísaný rovnicou (7).

$$PER = \frac{E_p}{E_U} \quad (7)$$

Hodnota množstva primárnej energie E_p je vzťahnutá ku kondenzačným kotlom na zemný plyn. V prípade, že hodnotený systém tepelného čerpadla dosiahne hodnotu PER pod úroveň jedna, znamená to že zaťaženie na životné prostredie hodnoteného systému je menšie než zaťaženie na životné prostredie pri použití zemného plynu ako paliva.

$$PER_{T\check{c}} = \frac{1}{COP_{T\check{c}} \cdot \eta_t} \quad (8)$$

Kvantitatívne určenie hodnoty využitia primárnej energie PER , je vyjadrené aj vo vzťahu ku topného faktoru COP . Definícia využitia primárnej energie PER je uvádzaná ako prevrátená hodnota násobku topného faktoru kompresorového tepelného čerpadla $COP_{T\check{c}}$ a termickej účinnosti systému η_t [16]. Vzťah definujúci využitie primárnej energie tepelným čerpadlom $PER_{T\check{c}}$ je vyjadrený rovnicou (8).

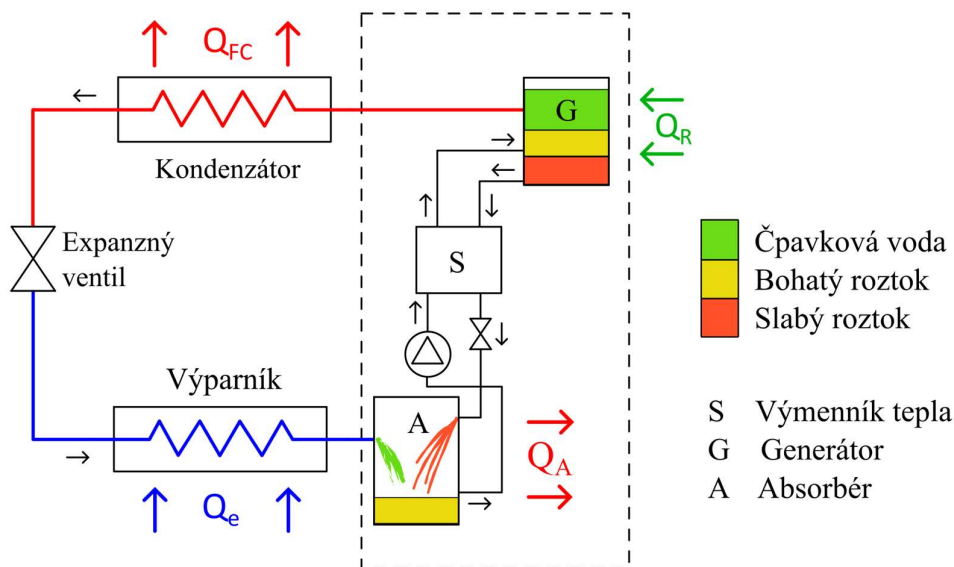
1.2. Sorpčné tepelné čerpadlá

Typ tepelných čerpadiel ktorým je časť práce nahradená dodávaním energie z externého zdroja. Jej funkciou je zabezpečenie kontinuálnej dodávky tepelnej energie. Sorpčné tepelné čerpadlá využívajú medzi molekulárnych väzieb absorbentu alebo adsorbentu, ku pracovnej látke. Sorpčné tepelné čerpadlá pri nízkych teplotách nadväzujú pracovnú látku na absorbent alebo adsorbent, pričom ju spätne vylučujú pri vysokých teplotách. V porovnaní s kompresorovými tepelnými čerpadlami majú výhodu v jednoduchosti konštrukcie a väčšej variabilite zdroja pre dodávku externého tepla. Ich nevýhodou, je menší pomer medzi vyprodukovanou tepelnou energiou a dodanou energiou externým zdrojom [8]. Sorpčné systémy tepelných čerpadiel dosahujú hodnôt topného faktoru COP v rozmedzí od 1,3 – 2,2 [17].

Absorpčné tepelné čerpadlo je založené na absorpcii a vyparovaní pracovnej látky v absorbente, pričom platí že bod varu absorbentu je vyšší než bod varu pracovnej látky. Overené pracovné dvojice pracovnej látky a absorbentu sú [8]:

- LiBr: rozpúšťadlo / absorbent - H₂O: rozpustená látka
- NH₃: rozpustená látka – H₂O: absorbent / rozpúšťadlo

Pre vysvetlenie princípu fungovania tepelného čerpadla je uvažovaná dvojica NH₃ – H₂O. Absorpčné tepelné čerpadlo pozostáva z dvoch oddelených okruhov a to absorpčného okruhu a okruhu pracovnej látky [8].



Obr. 4 Schéma absorpčného tepelného čerpadla [18] – upravený

Okruh pracovnej látky pozostáva z typických komponentov tepelných čerpadiel. Obsahuje kondenzátor, výparník a expanzný ventil, pričom týmto okruhom cirkuluje pracovná látka amoniak NH_3 . Externá energia Q_R dodaná generátoru oddeľuje pracovnú látku amoniak, z adsorpčného média vody H_2O pri vysokom tlaku par. V kondenzátore pracovná látka amoniak odovzdáva skupenské teplo Q_L a kondenzuje do kvapalnej fázy. Kvapalný amoniak prechádzajúci expanzným ventilom znižuje svoj tlak pokračujúc do výparníku, kde prijíma nízko potenciálové teplo Q_F a vyparuje sa [19].

V časti okruhu adsorbentu do absorbéru vstupuje nízko-tlakový amoniak NH_3 . Nastáva absorpcia amoniaku absorbentom voda H_2O . Výsledok je navýšenie nasýtenia slabého roztoku amoniaku NH_3 a vody H_2O na úroveň bohatého roztoku. Počas absorpcie amoniaku absorbentom, dochádza k uvoľňovaniu tepla Q_A . Výsledné navýšenie teploty na úroveň T_A je nechcený jav, pretože znižuje kapacitu absorpcie vody. Pre udržanie optimálnej teploty absorbéru, nadbytočné teplo je odvádzané samostatným okruhom chladiacej vody. Nasýtený roztok je z absorbéru čerpaný cez výmenník tepla do generátoru, kde je dodávaná externá energia. Výmenníkom tepla je dodávané teplo nasýtenému roztoku smerujúcemu do generátoru. Teplo pochádza zo slabého roztoku generátora. Navyšovaním teploty generátora dochádza k varu a uvoľňovaniu amónnych a čiastočne aj vodných par. Pre udržanie čo najvyššej účinnosti cyklu tepelného čerpadla je vodným parám prechod do kondenzátora zabránený usmerňovačom. Zvyšný slabý roztok obsiahnutý v generátore smeruje do absorbéru pričom mu je znižovaná hladina tlaku laminačným ventilom.

Pre vyjadrenie topného faktoru adsorpčného tepelného čerpadla slúži rovnica (9). Dáva do pomeru súčet absolútnych hodnôt tepla odovzdaného kondenzátorom Q_{FC} a absorbérom Q_A , ku teplu dodanému generátorom z externého zdroja Q_R .

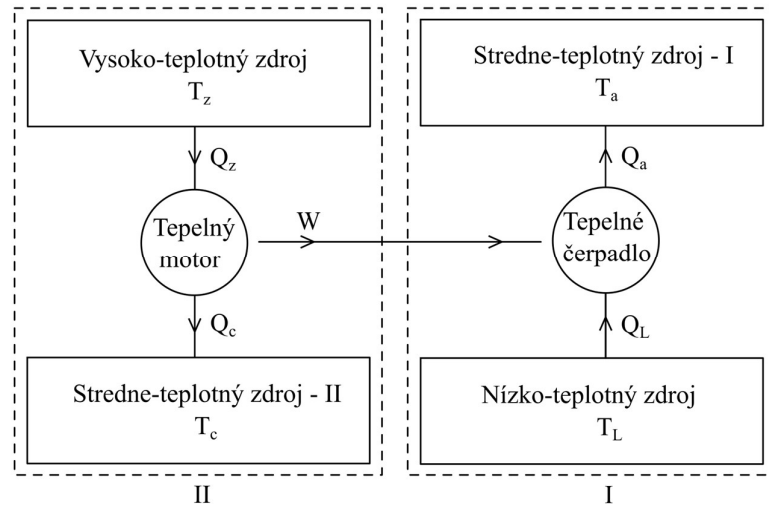
$$COP_{A,W} = \frac{|Q_{FC}| + |Q_A|}{Q_R} \quad (9)$$

Adsorpčne tepelné čerpadlo pracuje obdobným spôsobom ako adsorpčné tepelné čerpadlo. Ich vzájomná diferencia spočíva vo využití rozdielnej fázy, pri ktorom dochádza k sorpcii. Adsorpčne tepelné čerpadlo používajú adsorbent v tuhej fáze a adsorbát v podobe páry. Podmienkou pre zvolenie materiálu za adsorbent je poréznoť popisujúca dostatočnú povrchovú plochu k adsorpcii [20].

Látky používajúce sa za adsorbent:

- Prírodný pôvod: aktívne uhlie
- Syntetický pôvod: silika gél, syntetické zeolity

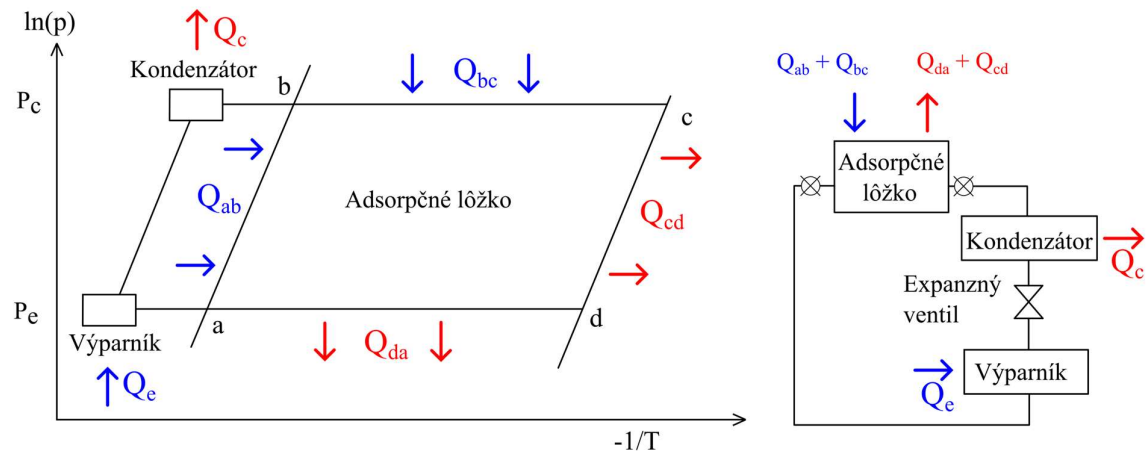
Adsorbent silika gél je často využívaný s vodou. Preferovaný vďaka svojej nízkej cene, nízkej teplote regenerácie $60\text{ }^\circ\text{C}$ až $100\text{ }^\circ\text{C}$, pri dlhej dobe trvanlivosti. Problémom páru silika gél a voda je že najväčšie množstvo adsorpcie vody sa odohráva za zvýšeného relatívneho tlaku. Adsorbér aktívne uhlie, je najčastejšie párované s amoniakom alebo metanolom. Zeolity využívané ako adsorbenty sú kompatibilné so širokou škálou chladív, najčastejšie však tvoria pár s vodou. Takýto pracovný pár poskytuje najväčšiu schopnosť absorpcie, pri vyšších hodnotách adsorpčného tepla [21]. Konkrétne zeolity 13X a 4A poskytujú vysokú kapacitu adsorpcie vody pri nízkych tlakoch, ale s vysokou teplotou regenerácie zeolitu a to $T_{\text{tepelný zdroj}}^{\text{vysoký}} < 200\text{ }^\circ\text{C}$. Toto teplotné obmedzenie vplyva na ich škálu aplikácie [22].



Obr. 5 Cykly ideálneho adsorpčného TČ [23]

Adsorpčné tepelné čerpadlo sa skladá zo 4 hlavných komponentov: adsorbér, kondenzátor, výparník a expanzný ventil. Pracovná činnosť spočíva v cyklickom prúdení adsorbentu medzi adsorbérom, kondenzátorom a výparníkom. Tá je zaistená adsorpčnými javmi zaist'ujúcimi cirkuláciu pracovnej látky aj bez dodania mechanickej energie externým zdrojom.

Adsorpčné tepelné čerpadlo pozostáva z dvoch samostatných cyklov, ktoré sú zobrazené obr. 5. Prvým cyklom je tepelné čerpadlo v ktorého okruhu je výparníkom chladiaca látka odparovaná získaním nízko-potenciálového tepla Q_L z nízko-teplotného zdroja o teplote T_L a uvoľňovaním tepla Q_a , do zdroja-I strednej teploty T_a . Druhým cyklom je tepelný stroj - motor, prenášajúci teplo z vysoko-teplotného zdroja Q_z o teplote T_z kondenzačnému teplu Q_c zdroja-II strednej teploty T_c . Práca získaná motorom W následne poháňa tepelné čerpadlo [23].



Obr. 6 Termodynamický cyklus adsorpčného cyklu [23] – upravený

Isosterický ohrev ($a \rightarrow b$) je charakterizovaný uzatvorením ventilov výparníku a kondenzátoru medzi adsorpčným lôžkom. Dodávaním tepla vonkajšieho prostredia Q_{ab} adsorpčnému lôžku sa zvyšuje jeho teplotná úroveň z teploty T_a , na teplotu T_b [23]. Nárast z tlaku vyparovania p_e na tlak kondenzácie p_c , je spôsobený desorpciou časti adsorbentu [22]. Privádzané teplo Q_{ab} je vyjadrené rovnicou (10).

$$Q_{ab} = \int_{T_a}^{T_b} [m \cdot (C_{p,z} + x_2 \cdot C_{p,w}) + m_{bed} \cdot C_{p,bed}] dT \quad (10)$$

Veličina m predstavuje hmotnosť suchého adsorbentu [kg], $C_{p,z}$ mernú tepelnú kapacitu adsorbentu [kJ/kg], x pomer adsorbentu ku suchému adsorbentu [-], $C_{p,w}$ mernú tepelnú kapacitu adsorbátu [kJ/(kg·K)], m_{bed} hmotnosť adsorpčného lôžka [kg] a $C_{p,bed}$ mernú tepelnú kapacitu adsorpčného lôžka [kJ/kg].

Pri izobarickej desorpcii ($b \rightarrow c$) je ventil medzi kondenzátorom a adsorpčným lôžkom otvorený. Desorpčným procesom dochádza v kondenzátore ku kondenzácii vodnej páry za konštantného tlaku. Uvoľňované teplo Q_{bc} zvyšuje teplotu adsorpčného lôžka do maximálnej hodnoty cyklu T_c a realizuje proces desorpcie. Uvoľňované teplo Q_{bc} je definované pomocou rovnice (11).

$$Q_{bc} = \int_{T_b}^{T_c} [m \cdot (C_{p,z} + xC_{p,w}) + m_{bed} \cdot C_{p,bed}] dT + \int_d^c m \Delta H_a dx \quad (11)$$

Isosterické ochladzovanie ($c \rightarrow d$) odvádza teplo výparníkom za znižovania teploty a tlaku kondenzácie p_c na tlak vyparovania p_e adsorpčného lôžka. Pokles hodnôt teploty a tlaku je spôsobené uzatvorením ventilu spájajúceho kondenzátor a adsorpčné lôžko. Teplo odovzdané výparníkom Q_{cd} je definované rovnicou (12).

$$Q_{cd} = \int_{T_c}^{T_d} [m \cdot (C_{p,z} + x_1 C_{p,w}) + m_{bed} \cdot C_{p,bed}] dT \quad (12)$$

Izobarická adsorpcia ($d \rightarrow a$) je započatá otvorením ventilu spájajúceho adsorpčného lôžka a výparníku, kde dochádza k vyparovaniu adsorbátu. Teplo izobarickej adsorpcie Q_{da} je uvoľňované z adsorpčného lôžka adsorpciou adsorbátu v adsorbente, znižuje teplotu adsorpčného lôžka T_a a je definované rovnicou (13).

$$Q_{da} = \int_{T_d}^{T_a} [m \cdot (C_{p,z} + xC_{p,w}) + m_{bed} \cdot C_{p,bed}] dT + \int_d^a m \Delta H_a dx \quad (13)$$

Vzťah popisujúci teplo kondenzácie Q_c je vyjadrený rovnicou (14).

$$Q_c = m \cdot \Delta x \cdot \Delta H_v \quad (14)$$

Topný faktor adsorpčného tepelného čerpadla je definovaný rovnicou (15).

$$COP_h = \frac{Q_c + Q_{cd} + Q_{da}}{Q_{ab} + Q_{bc}} \quad (15)$$

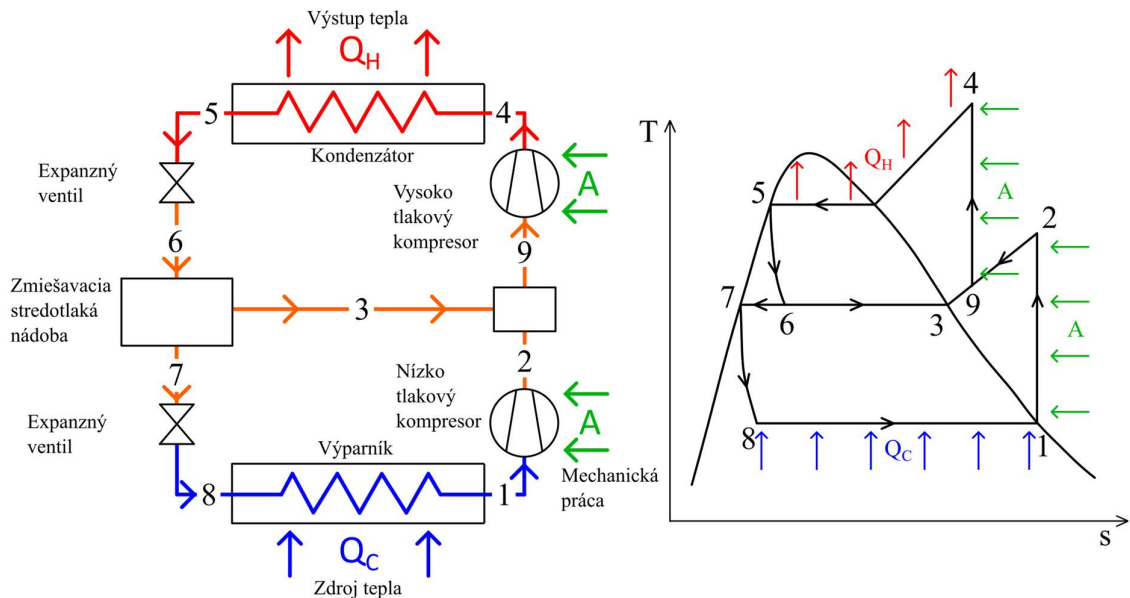
Privádzané teplo do systému predstavuje teplo isosterického ohrevu Q_{ab} a teplo izobarickej desorpcii Q_{bc} . Naopak teplo systémom produkované pozostáva z tepla kondenzácie Q_c , tepla isosterického ochladzovania Q_{cd} a tepla izobarickej adsorpcie Q_{da} [23].

1.3. Pokročilé systémy tepelných čerpadiel

Aplikácia systémov tepelných čerpadiel popísaných v predchádzajúcich kapitolách, naráža na výkonnostné obmedzenia použiteľnosti. Zvyšovaním výkonu tepelných čerpadiel, rastú investičné náklady jednotlivých komponentov. Riešením je rozloženie kompresie chladiva s výsledkom zníženia kompresného pomeru. To zabezpečí zníženie teploty par chladiva po kompresii, zníženie spotreby energie na jednotku vyprodukovaného tepla a tým pádom aj zvýšenie celkovej účinnosti cyklu tepelného čerpadla [24]. Pokročilé systémy sú uplatňované napríklad v podobe kaskádových a viac stupňových systémov tepelných čerpadiel.

Systémy viac stupňových tepelných čerpadiel využívajú dva a viac kompresných stupňov. Sú inštalované pri veľkých teplotných diferenciách, kde by aplikácia jedno stupňového kompresora nedokázala poskytnúť dostatočne vysokú teplotu výstupného pracovného média. Aplikovanie viac stupňového tepelného čerpadla poskytuje možnosť dodávky tepla vo viacerých teplotných úrovniach. To je však podmienené použitím viacerých výparníkov [25].

Základnou definíciou viac stupňových tepelných čerpadiel, je podmienka využívania dvoch a viacerých kompresných stupňov. Variabilita obsahu kompresných stupňov je daná na základe požiadaviek prevádzky. Pri inštalácii viacerých kompresorov, sú zapájané sériovo alebo paralelne. Možnosťou je aj použitie jedného viac stupňového kompresora, ktorý umožňuje vstrekovanie stlačovanej látky do jednotlivých kompresných stupňov. Rozdelením kompresie na viac stupňov, či už viacerými kompresormi alebo viac stupňovým kompresorom, dosahuje cyklus tepelného čerpadla vyššie hodnoty účinnosti [25].



Obr. 7 Schéma a diagram viac stupňového tepelného čerpadla [24] – upravený

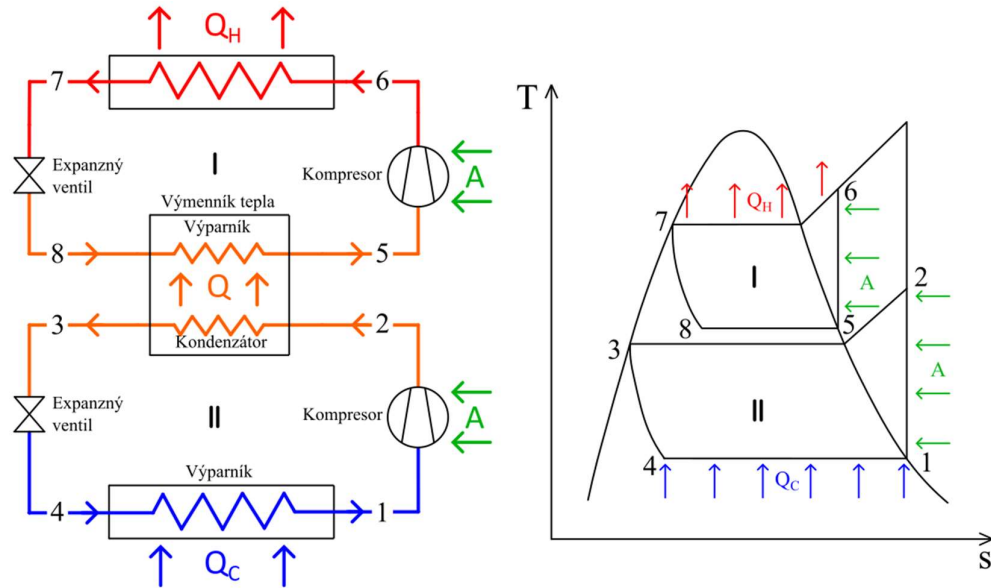
Obr. 7 zobrazuje konkrétnu konfiguráciu dvoj stupňového tepelného čerpadla. Pozostáva z jedného zdroja tepla výparníku a jedného výstupu tepla kondenzátoru, za použitia dvoch kompresorov a dvoch expanzných ventilov.

Tab. 2 Výhody a nevýhody viac stupňových tepelných čerpadiel [25]

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> ◦ osvedčená technológia ◦ vysoká teplotná diferenciacia ◦ znížené investičné náklady oproti viacerým jednostupňovým tepelným čerpadlám ◦ nezávislá kontrola kapacity zdrojov a výstupov tepla 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ veľké množstvo chladiva ◦ vývojom obmedzená účinnosť ◦ nutnosť olejového hospodárstva pri sériovom usporiadaní kompresorov ◦ kontrola regulácie kapacity

Prevádzkové hodnoty topného faktoru COP a tepelného výkonu Q_H sú pri konfigurácii dvojstupňových tepelných čerpadiel, využívajúce dva kompresory a dva zdroje tepla navýšené až o 35 % [25].

Systém kaskádového zapojenia tepelných čerpadiel sa podieľa na výmene tepla medzi jednotlivými tepelnými čerpadlami. Výmena tepla je obstarávaná vo výmenníku strednej hladiny tepla. Výhodou samostatne pracujúcich cyklov, je možnosť návrhu rozličných chladív jednotlivých tepelných čerpadiel. To zabezpečuje použitie najvhodnejšieho pracovného média, pre danú teplotnú a tlakovú zmenu. Príkladom chladiva aplikovaného v nízko-teplotných tepelných čerpadlách je oxid uhličitý CO_2 a pre vysoko-teplotné cykly tepelných čerpadiel je používaný amoniak NH_3 . Rozkladanie teplotných diferencií do viacerých cyklov tepelných čerpadiel má svoje uplatnenie, keďže nárast teploty vplýva negatívne na výkon a účinnosť cyklu [25].



Obr. 8 Schéma a diagram kaskádového zapojenia tepelných čerpadiel [24] – upravený

Väčšie množstvo uzavretých cyklov kaskádového zapojenia tepelných čerpadiel ponúka možnosť pre nadimenzovanie chladiva vzhľadom ku konkrétnym teplotným a tlakovým podmienkam. V tomto prípade použitia viacerých druhov chladív musí byť zachovaná energetická bilancia, vyjadrená rovnicou (16) ako diferencia hodnôt entalpií, medzi jednotlivými cyklami kaskády [26].

$$\dot{m}_H \cdot (h_5 - h_8) = \dot{m}_C \cdot (h_1 - h_4) \quad (16)$$

Výhody a nevýhody kaskádového zapojenia tepelných čerpadiel sú zobrazené pomocou tab. 3.

Tab. 3 Výhody a nevýhody kaskádových tepelných čerpadiel [25]

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> ◦ osvedčená technológia v priemysle ◦ široké teplotné použitie vďaka variabilite chladív ◦ vysoká teplotná diferencia 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ nižšia účinnosť vďaka teplotným rozdielom kaskádových výmenníkov tepla ◦ nevhodné pre prevádzku pri čiastočnom zaťažení

Topný faktor COP platiaci pre kaskádové zapojenie tepelných čerpadiel je vyjadrený pomerom tepla uvoľneného kondenzátorom cyklu I $Q_{C,I}$, ku práci kompresorov A . Popisuje ho rovnica (17) [27].

$$COP = \frac{Q_c}{A} = \frac{(h_6 - h_7)}{\left(\frac{h_5 - h_8}{h_2 - h_3}\right) \cdot (h_1 - h_2) + (h_6 - h_6)} \quad (17)$$

2. Komponenty tepelných čerpadiel

2.1. Kompresor

Základný komponent tepelného čerpadla, prenášajúci externe dodanú energiu pracovnej látky, chladivu. Pri tomto procese je objem chladiva zmenšovaný za súčasného navýšenia tlaku a teploty [28]. Využitie chladiva prináša zvýšené požiadavky na: [13]

- **Tesnosť:** Ochrana pred únikom chladiva – zabezpečenie funkcie.
Ochrana životného prostredia pred chladivom.
- **Pevnosť:** Odolnosť voči teplotným a tlakovým zmenám nastávajúcich v chladive.

Pre systémy tepelných čerpadiel sa rozlišujú sa dve základné funkcie kompresora. Prvá funkcia zabezpečuje vo výparníku optimálne hodnoty tlaku. Tento proces je zabezpečený odvodom chladiva z výparníku. Druhá funkcia kompresiou súbežne navyšuje tlak a teplotu par pracovnej látky, cirkulujúcej systémom tepelného čerpadla [24].

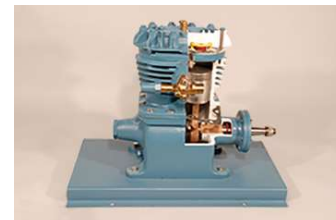
Účinnosť kompresora je hodnotená pomocou termodynamickej účinnosti η_{TDi} . Tá je vyjadrená rovnicou (18) a je definovaná pomerom izoentropickej práce A_{izo} , ku práci skutočne vykonanej A_{skut} . Negatívne na termodynamickú účinnosť kompresora η_{TDi} vplyva prehriatie pár chladiva vo výparníku tepelného čerpadla. Zvýšením teploty par chladiva klesá skutočná práca A_{skut} vykonaná kompresorom, kvôli zníženiu hustoty par chladiva [29].

$$\eta_{TDi} = \frac{A_{izo}}{A_{skut}} \quad (18)$$

Kompresory sú rozdeľované na základe charakteristických znakov. Oddelenosť jednotlivých komponentov podpisuje kategória hermetickosť a ďalej sa rozdeľujú na základe funkčnosti. Tu je však treba poznamenať, že jeden kompresor môže patriť do viacerých kategórií na základe jeho charakteristických znakov.

Hermetické kompresory sú využívané pre nízky teplotný rozsah aplikácií, pri poskytnutí spoľahlivej prevádzky. Bez údržbovú prevádzka je daná ich jednoduchosťou. Kompresor od motora nie je oddelený rotačnými tesneniami a umiestnenie vnútorných komponentov v zvarenom obale zamedzuje prístup pre prípadný servis. To všetko má za následok nízke náklady na počiatočnú investíciu. Typicky sú vyrábané vo výkonovom rozsahu od 100 W do 40 kW a pracujú v rýchlostných možnostiach 1450 ot/min alebo 2800 ot/min [24]. Ich činnosťou dochádza k minimálnym tepelným stratám, vďaka čiastočnému prenosu stratového tepla do pár chladiva, s následným zúročením systémom tepelného čerpadla [30].

Polo-hermetické kompresory sa charakterizujú ako servisovateľný typ kompresorov, potrebujúci dodatočný chladiaci okruh motora. Ten zvyšuje účinnosť chladiaceho okruhu. So zvyšujúcim sa výkonom ktorý dosahuje až 300 kW, narastá aj účinnosť kompresora. Maximálna hodnota účinnosti polo-hermetického kompresora je 70 %. Výkon viac valcových jednotiek, je modulovateľný vypnutím jedného z valcov, ponechaním otvoreného sacieho ventilu valca [24].

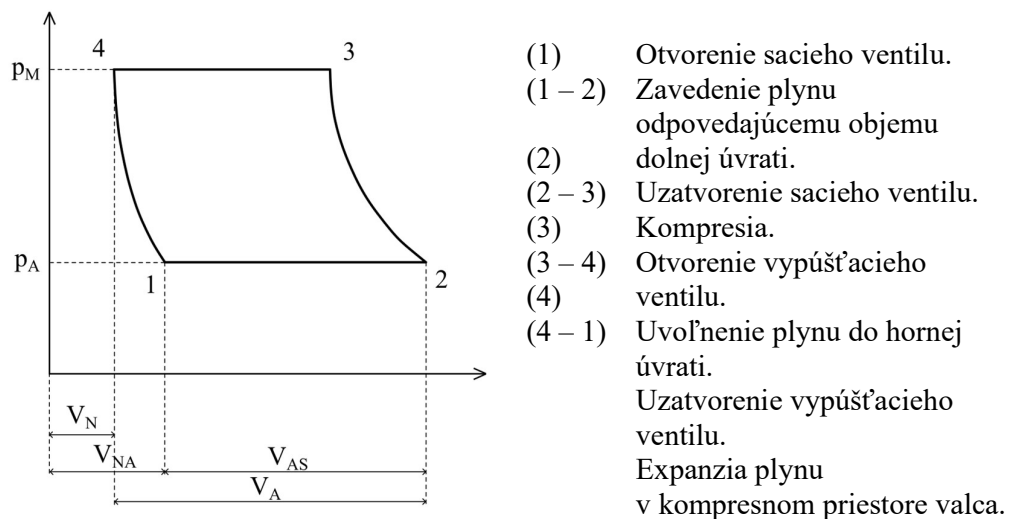


Obr. 9 Zľava hermetický, polo-hermetický [31] a otvorený kompresor [32]

Priestor motoru pri technológii otvorených kompresorov je oddelený od kompresoru, pričom sú spojené s mechanickou spojkou. Účinné chladenie je zabezpečené tokom vzduchu [27]. Konštrukcia otvorených kompresorov kladie dôraz na osadenie tesneniami, odolnými voči vysokým prevádzkovým parametrom [24]. Ako jediný typ kompresorov, dokážu pracovať s chladivom amoniak [28]

Objemové kompresory pracujú s obmedzením možnosti úniku pracovnej látky pri procese kompresie, kedy dochádza ku zmene jej parametrov. Poskytovanú variabilitu výstupného tlaku neovplyvňujú vlastnosti stlačovaného média, ale absentuje možnosť zmeny objemového toku [28]. Účinnosť objemových kompresorov dosahuje až 75 % [28].

Pohyb piesta piestového kompresoru nepokrýva celý objem jeho valca. Ten pri svojej najvyššej pozícii hornej úvrati, má sací a vypúšťací ventil uzatvorený. V tejto polohe piesta pracovné médium dosahuje najvyššieho tlaku p_m a najmenšieho objemu V_N . Pri piestových kompresoroch platí, že čím menší objem V_N tak tým vyššiu účinnosť kompresie zariadenie dosahuje. Objem popisujúci celkový objem valca V_3 je daný koncovým bodom kompresie. Množstvo uvoľnenej tekutiny po otvorení sacieho ventilu V_M , je daný rozdielom objemov $V_C - V_N$. Uzatvorením ventilu pracovné médium expanduje a znižuje svoj tlak na úroveň p_A a nemu odpovedajúci objem V_{NA} . Dosiahnutím tlaku p_A dochádza k otvoreniu nasávacieho ventilu, pričom valec je v pozícii dolnej úvrati a pára vstupuje do kompresora. Teoretické množstvo páry vstupujúcej do kompresora je dané rozdielom $V_A = V_2 - V_N$.



Obr. 10 Vratný cyklus piestového kompresoru [27]

Skutočné množstvo páry v vstupujúcej do kompresora uvažuje aj škodlivý priestor a je dané rozdielom $V_{AS} = V_2 - V_{AN} = V_A - (V_{AN} - V_N)$. Pomer skutočného V_{AS} a teoretického V_A množstva páry vstupujúceho do kompresora určuje objemovú účinnosť kompresora η_V . Parameter popisujúci násobok stlačenia pracovného média tepelného čerpadla je kompresný pomer $\beta = p_m/p_A$. Platí že so zvyšujúcim sa kompresným pomerom β na jednom stupni sa znižuje účinnosť kompresora η_V [27].

Stlačovaná pracovná látka v prostredí šrubovicového kompresoru je na nasávaná medzi dvoma opačne rotujúcimi skrutkami. Tie sa medzi sebou prepletajú a hrnú stlačovanú látku pomedzi laloky a drážky rotorov. Priestor ktorým stlačovaná látka prechádza sa zmenšuje a dochádza k jej kompresii. Chladenie skrutkových kompresorov je zabezpečené umiestnením

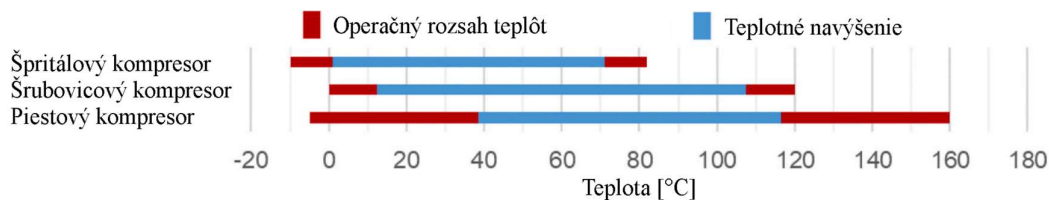
do olejovej nádrži vysoko-kvalitnou vodou alebo vzduchom pri súčasnom tlmení hluku. Využitie šrúbových kompresorov začína byť výhodné od 50 kW. Nad touto hodnotou sa zvyšuje účinnosť v porovnaní s vratnými piestovými kompresormi [27] [33].

Špirálový kompresor ktorý na kompresiu chladiva využíva stacionárnu a pohyblivú špirálu. Dôležitým poznatkom je fakt že pohyblivá nerotuje, ale obieha okolo stacionárnej špirály. Elektrickým motorom poháňaná pohyblivá špirála obieha okolo stacionárnej špirály. Obehom špirály dochádza ku zhrňaniu chladiva v plynnej fáze po obvode špirály a následnej kompresii. Stlačované chladivo je orbitálnym pohybom posúvané do miesta maximálnej kompresie. Po dosiahnutí maximálnej hodnoty tlaku v strede stacionárnej špirály, sú pary chladiva odvádzané výpustným otvorom. Kompresia par chladiva prebieha nepretržite a súbežne sú do kompresora pary pracovnej látky nasávané a odvádzané. Toto opatrenie zaisťuje nízky výskyt vibrácií. Špirálové kompresory sú využívané pri vysokoteplotných aplikáciách. Vyžadujú chladienie vzduchom [24].

Tab. 4 Klady a zápory objemových kompresorov

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> o vysoké účinnosti pri nízkych rýchlostiach 	<ul style="list-style-type: none"> o vysoká hmotnosť na jednotku výkonu o obmedzená kapacita

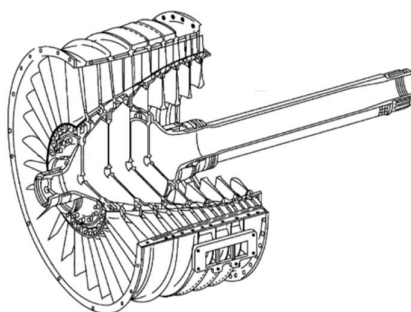
Obr. 11 znázorňuje teplotný rozsah jednotlivých typov kompresorov, ktorý popisuje v štúdiu na 32 priemyselných tepelných čerpadlách, s rozsahom výkonov od 50 kW až po výkony presahujúce 1 MW. Z grafu je zrejmé, že najväčšiu variabilitu pri najvyššom teplotnom navýšení poskytujú piestové kompresory. Štúdia taktiež uvádza, že šrúbovité a piestové kompresory sú schopné výkonov presahujúcich 1 MW.



Obr. 11 Teplotný rozsah použitia jednotlivých typov objemových kompresorov [34] – upravený

Ďalší typ kompresorov predstavujú lopatkové kompresory. Princíp funkcie spočíva v konštantne stláčaní prúdiacej pracovnej látky pomocou kinetickej energie rotujúceho rotora.

V prostredí axiálneho kompresoru vstupujúca pracovná je urýchľovaná vstupnou tryskou, ktorá zabezpečuje správne navedenie stlačovanej látky na predvírové lopatky. Tie slúžia ako zarovnávače toku pracovnej látky s rotorovými lopatkami, ktoré predávajú dodatočnú energiu pracovnej látke. Statorové lopatky usmerňujú tok pracovnej látky na ďalšie rotorové lopatkové rady. Pred výstupom z vypúšťacej trysky je vírenie toku pracovnej látky odstránené rozvirujúcimi lopatkami. Charakteristika funkcie axiálnych kompresorov je definovaná geometriou lopatiek kompresoru. Jednostupňové axiálne kompresory ponúkajú malý nárast tlaku a vysoké rýchlosti výstupného toku stlačovaného média sú priamo závislé, od teploty stlačovaného média na vstupe do kompresoru [28]. Výhodnosť axiálnych kompresorov spočíva pri ich viac stupňovej aplikácii. Malý tlakový nárast každého stupňa 1,05 – 1,2 nahrádza vysoká hodnota účinnosti jednotlivých stupňov 88 % – 92 %. Podmienkou, pri ktorých sú hodnoty tlakového nárastu a účinnosti podmienené, je industriálne využitie pri podzvukovej rýchlosti vstupujúceho prúdiaceho média [35].



Obr. 12 Axiálny kompresor [28]

Odstredivé kompresory sú charakterizované poskytnutím hodnoty výkonu od 300 kW do 20 MW, najčastejšie v polo-hermetickom prevedení. Kapacitne odstredivý kompresor umožňuje kompresiu prietokov do 42 000 m³/h, pri poskytnutí malých kompresných pomerov. Pre spracovanie veľkých teplotných spádov je inštalovaný v prevedení s väčším počtom kompresných stupňov – pozostáva z viac stupňového obežného kolesa s medzi vstrekaním plynného chladiva. Pracovná látka je stlačovaná pomocou obežného kolesa, ktoré je poháňané externou energiou. Vzhľadom k vysokým výkonom, sú pre pohon obežného kolesa používané parné turbíny, elektromotory alebo plynové motory. Na kompresii chladiva sa mimo rýchlosti otáčania obežného kolesa podieľa aj rýchlosť hrotov jednotlivých lopatiek. Pred vstupom plynného chladiva do kompresora je možnosť jeho pred-točenia pomocou vstupných vodiacich lopatiek. Pred-točením chladiva zvýšime účinnosť cyklu tepelného čerpadla. Odstredivé kompresory nie sú kompatibilné s chladivom amoniak, vďaka jeho koróznym vlastnostiam voči medi [24]. Účinnosť odstredivého kompresora dosahuje až 85 % [28].

Lopatkový kompresor je zložený z excentrického rotoru uloženého vo valcovom obale so sacími a výtláčnymi otvormi umiestnenými bez ventilov. Nastaviteľné rotačné lopatky sú tlačené voči cylindrickému obalu odstredivými silami, ktoré vznikajú rotačným pohybom. Rotorové lopatky od nasávania po vypúšťanie vytvárajú postupne sa zmenšujúce komory, za konštantného navyšovania tlaku pracovného média. Uplatnenie v najnižších výkonoch tepelných čerpadiel [27] [33].

Tab. 5 Klady a zápory odstredivých kompresorov [24]

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> ◦ vysoká účinnosť ◦ vyšší merný tok vzhľadom ku veľkosti ◦ vysoko-rýchlostné 	<ul style="list-style-type: none"> ◦ nízky kompresný pomer na stupeň ◦ malá variabilita zmeny toku ◦ krehké a cenovo nákladné čepele

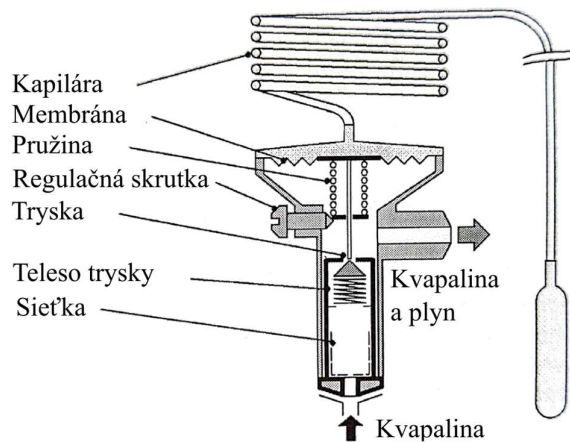
Tab. 6 poskytuje celkové zhrnutie parametrov prevádzky u objemových a lopatkových kompresorov.

Tab. 6 Porovnanie možností technológie kompresorov

Maximálne hodnoty	Objemové			Lopatkové		
	Piestový	Šrubovicový	Špirálový	Lopatkový	Axiálne	Odstredivé
Výkon [kW]	< 1 000 [34]	80 – 8 000 [27]	< 90 [27]	< 3 [27]	< 50 000 [36]	0,3 – 20 [24]
Účinnosť [%]		< 75 [28]		< 75 [28]	< 92 [35]	< 85 [28]

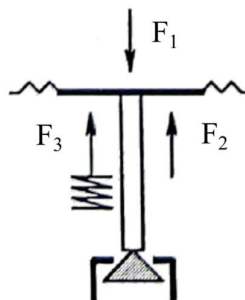
2.2. Expanzný ventil

Expanzné ventily, označované aj ako škrtiace, dodávajú správne množstvo nízko-tlakovej a nízko-tepelnej pracovnej látky do výparníku. Je požadované, aby objem pracovnej látky čiže chladiva mal maximálny objem, ktorý je výparník schopný vypariť. Prechod cez expanzný ventil znižuje tlak vysokotlakového chladiva, ktorého prietok je meraný. So znížením tlaku sa chladivo vyparuje, znižuje svoju teplotu a vytvára priestor pre teplotnú rovnováhu zariadenia. Najjednoduchšie riešenie expanzného ventilu je realizované vrtanou kapilárkou v podobe dlhej tenkej trubice. Dĺžka kapiláry závisí na veľkosti tlakového spádu a je dimenzovaná pre jeho kompletne pokrytie. Konštrukčne, sa rozdeľujú expanzné ventily na mechanické, elektronické a ostatné [27].



Obr. 13 Schéma expanzného ventilu [30]

Komponent, riadiaci činnosť mechanického expanzného ventilu je teplotné čidlo, inak nazývané aj ako tykavka. Jedná sa o nádobu s médiom, ktorého tlak prenášaný kapilárkou závisí od teploty tykavky a teploty vyparovania. Pri raste teploty tykavky je zvyšovaná úroveň tlaku nad membránou a naopak, hodnota tlaku pod membránou je zvyšovaná pri náraste teploty vyparovania [30].



Obr. 14 Síly pôsobiace na expanzný ventil [30]

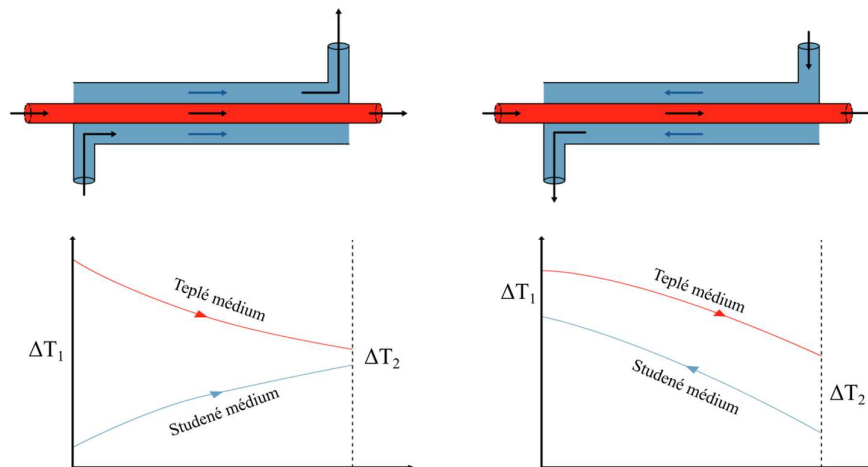
Na trysku expandujúcu chladivo pôsobia tri sily, určujúce priebeh expanzie [30]:

- Sila F_1 vyvolaná tlakom na membránu od tykavky, meniac sa v závislosti od teploty pričom otvára trysku a pôsobí zhora.
- Sila F_2 vyvolaná vyrovnávacím tlakom potrubia. Pôsobí zospodu trysky a zapríčiňuje priškrtenie trysky.
- Sila F_3 vyvolávaná pružinou uzatvárajúca ventil. Pôsobí konštantnou veľkosťou a jej veľkosť je nastavená regulačnou skrutkou. Po nastavení veľkosti sily pružiny, jej veľkosť zostáva konštantná a jej zmena nie je možná.

2.3. Výmenníky tepla

Zariadenia slúžiace k prenosu tepelnej energie medzi jednotlivými prúdmi tekutín, pri zabezpečení nezmiešania jednotlivých tokov. Pri návrhu jednotlivého typu výmenníku tepla je potreba zhodnotiť použiteľnosť daného typu pre konkrétnu aplikáciu. Hodnotí sa maximálny tlak a teplota médií, teplomenná plocha, koncový teplotný rozdiel, očakávaný súčiniteľ prestupu tepla a kompatibilita teplosmenných médií s materiálom výmenníku tepla.

Orientácia smeru prúdenia tokov médií, delí výmenníky tepla na súbežné a protiprúdové. Grafické znázornenie orientácie prúdenia médií je znázornené obr. 15. Na vstupe súbežne prúdiaceho výmenníku tepla prúdia dve médiá rovnakým smerom. U protiprúdového výmenníku tepla vstupujú médiá na opačných koncoch a prúdia opačným smerom. Výhodou protiprúdového výmenníku tepla je zvýšenie množstva prenesenej energie až o 30 %, medzi jednotlivými médiami. So zvýšením preneseného množstva energie klesá potrebná veľkosť teplotnosnej plochy výmenníku tepla [37].



Obr. 15 Zľava znázornený súbežný a protiprúdový výmenník tepla – upravené [38]

Stredná hodnota teplotného rozdielu medzi vstupom a výstupom výmenníku tepla je určená stredným logaritmickým teplotným spádom ΔT_{ln} . S rastom hodnoty stredného logaritmického teplotného spádu ΔT_{ln} , rastie aj množstvo preneseného tepla výmenníkom tepla. Je definovaný pomocou rovnice (19) a jeho výpočet závisí od smeru prúdenia médií, vo výmenníku tepla [39].

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (19)$$

Jednou z možných riešení prenosu tepla vo výmenníku tepla, je pomocou rovnice (20). Výsledná hodnota rovnice (20) definuje množstvo preneseného tepla medzi jednotlivými médiami, pričom U znázorňuje súčiniteľ prestupu tepla a A znázorňuje celkovú teplotnosnú plochu výmenníku tepla.

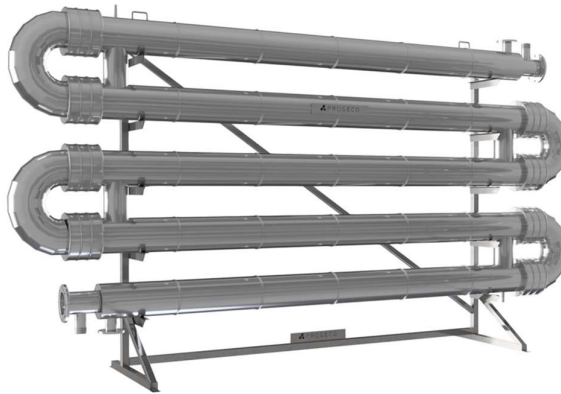
$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad (20)$$

Výparník je charakterizovaný ako zariadenie slúžiace pre prenos tepla zo zdroja externej energie, do chladiva cyklu tepelného čerpadla. Ohriatím chladiva dochádza ku jeho vyparovaniu. Použitie výparníku umožňuje prehriatie pár chladiva a tým odovzdanie väčšieho množstva tepla. Pre prenos väčšieho množstva tepelnej energie je nutné zvýšenie teplotnosnej plochy výparníku. Ako popisuje kapitola 0, zvyšovaním teploty prehriatia

pár klesá veľkosť izoentropickej práce A_{izo} s dôsledkom zníženia termodynamickej účinnosti η_{TDi} . Z tohto dôvodu sú pary chladiva vo výparníku prehrievané maximálne o 15 °C [40].

Kondenzátor je charakterizovaný ako zariadenie slúžiace k prenosu tepelnej energie obsiahnutej v chladive tepelného čerpadla. Zníženie energetickej úrovne vedie k ochladeniu pár chladiva a následne ku kondenzácii. Zvýšením teplonosnej plochy je umožnený prenos väčšieho množstva tepelnej energie. Tento proces je označovaný za podchladenie kondenzátu a výrobcami odporúčané maximálne podchladenie kondenzátu chladiva je 15 °C [40]. Typy výmenníkov tepla popísané v nasledujúcej časti, sú aplikované ako výparníky a kondenzátory v systémoch tepelných čerpadiel.

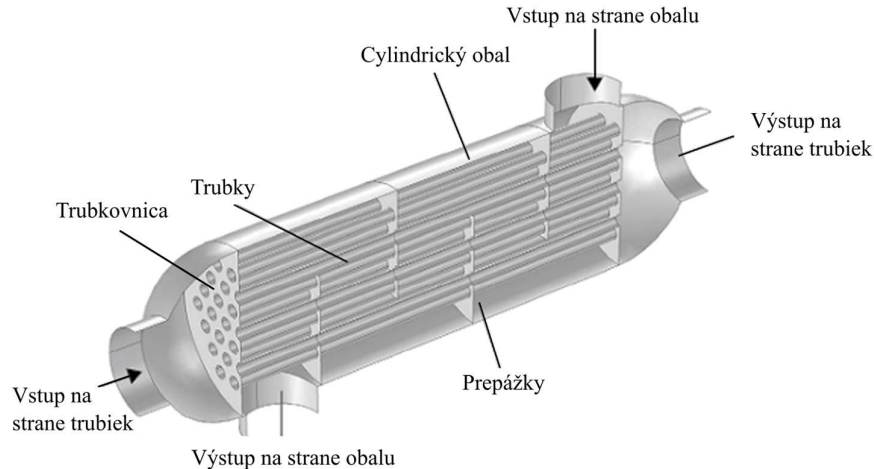
Konštrukciu výmenníku tepla rúrka v rúrke tvoria dve koncentrické trubky rozdielnych priemerov. V jednotlivých trubkách prúdia média v súbežnom alebo proti prúdom usporiadaní. V prípade potreby väčšej plochy výmeny tepla, je používaná vlásenková štruktúra. Tá vytvára celok spojením viacerých výmenníkov tepla typu rúrka v rúrke. Konštrukcia výmenníku tepla rúrka v rúrke umožňuje aplikáciu suspenzných teplonosných médií [41].



Obr. 16 Výmenník tepla rúrka v rúrke prepojené vlásenkovou štruktúrou [42]

Možnosť integrácie tuhých častíc v kvapalnom médiu je umožnená vďaka absentujúcim elementom, ktoré by spôsobovali zanášanie teplosmennej plochy. Ďalšou metódou pre zvýšenie celkového energetického toku je pridanie rebier na vnútornú rúrku [41]. Zefektívnením procesu prenosu tepla dochádza k zvýšeniu tlakovej straty a teda aj zvýšeniu prevádzkových nákladov na obehových čerpadlách. Preto je vhodné vziať do úvahy aj celkovú veľkosť plochy výmeny tepla [43]. Z ekonomického hľadiska sú výhodné pri veľkosti plochy výmenníku tepla do 50 m² [41].

Zväzkové výmenníky tepla sa skladajú z cylindrického obalu a zväzku trubiek, kedy jednej tekutine cirkulujúcej v trubkách je teplo odoberané/odovzdávané druhou tekutinou prúdiacou v cylindrickom obale. Trubky majú buď rovný alebo rebrovany charakter, ktorým je v prípade potreby zvýšený prestup tepla, medzi jednotlivými médiami. Sú používané pre vysokotlakové aplikácie [44].



Obr. 17 Schéma zväzkového výmenníku tepla [44]

Trubky sú v obale umiestnené buď striedavo alebo za sebou. Určenie typu usporiadania trubiek ovplyvňuje celkovú veľkosť výmenníku tepla, celkovú hodnotu prestupu tepla alebo možnosti použitia. Pre zabránenie zmiešania médií prúdiacich v trubkovom a medzitrubkovom priestore slúži trubkovnica [45].

Prepážky umiestnené v medzitrubkovom priestore usmerňujú tok média v ňom prúdiacom, znižujú vibrácie vznikajúce na trubkách a podopierajú trubkový zväzok. Zloženie jednotlivých častí výmenníku tepla je definované podľa štandardizácie TEMA [45].

Základná technológia doskových výmenníkov tepla je s použitím tesnenia. Predstavuje kompaktné riešenie s vysokým súčiniteľom prestupu tepla. Rozoberateľná konštrukcia umožňuje zvolením presného počtu dosiek, pre presnú dimenzáciu podľa potreby výmeny tepla. Voľbou charakteristického tvaru a usporiadaniu dosiek, je definovaná tlaková strata a veľkosť turbulentného prúdenia [45].



Obr. 18 Zľava doskový výmenník tepla s tesnením, spájkovaný a zváraný [46] [47]

Rastúca tlaková strata zvyšuje prevádzkové náklady a turbulentné prúdenie ovplyvňuje prenos tepla. Vďaka rozoberateľnej konštrukcii nie sú doskové výmenníky tepla s tesnením vhodné pre prácu s plynými médiami [45]. Preto pre aplikáciu do systémov tepelných čerpadiel, sú využívané doskové výmenníky tepla v spájkovanom alebo zvarenom prevedení. Tie sa od doskových výmenníkov tepla s tesnením odlišujú v maximálnych prevádzkových hodnotách tlaku a teploty.

Tab. 7 poskytuje všeobecný prehľad prevádzkových a konštrukčných parametrov jednotlivých typov výmenníkov tepla. Uvedené hodnoty kľúčových veličín sú orientačné, pre pochopenie možností a limitácií konkrétnych typov výmenníkov tepla.

Tab. 7 Porovnanie prevádzkových a konštrukčných parametrov výmenníkov tepla

		Rúrka v rúrke [48]	Zväzkové [49]	Doskové [45]	Doskové spájkované [48]	Doskové zvárané [48]
Max. tlak	[bar]	300	300	40	30	60
Max. teplota	[°C]	600	600	200	225	650
Max. plocha výmenníku	[m ²]	200 /rúrku	1000 /zvázok	2500	10	1000
Koncový teplotný rozdiel	[°C]	4 ≤ [50]	5 ≤	1 ≤	1 ≤	1 ≤
Súčiniteľ prestupu tepla [49]	[W/(m ² ·K)]	150 – 1200			1000 – 4000	
Limitácie teplonosných látok	n/a	Použitý materiál	Použitý materiál	Nevhodné pre plyny	Materiál spájkovania	Použitý materiál Zanášanie

2.4. Obehové čerpadlá

Komponent slúžiaci pre umožnenie cirkulácie média medzi jednotlivými časťami zariadenia. Sú využívané od domácností až po priemyselné aplikácie. Slúžia na transformáciu elektrickej energie na kinetickú, pomocou rotujúceho pohybu lopatiek [51]. V súvislosti s tepelnými čerpadlami je ich aplikácia vyžadovaná z dôvodu umožnenia uvažovania o nútenom prúdení, ktoré zvyšuje celkový súčiniteľ prestupu tepla U vo výmenníkoch tepla. Obehové čerpadlá sa v projektovej dokumentácii znázorňujú schematickou značkou zobrazenou pomocou obr. 19.



Obr. 19 Schematické znázornenie obehového čerpadla

3. Aplikácia tepelných čerpadiel

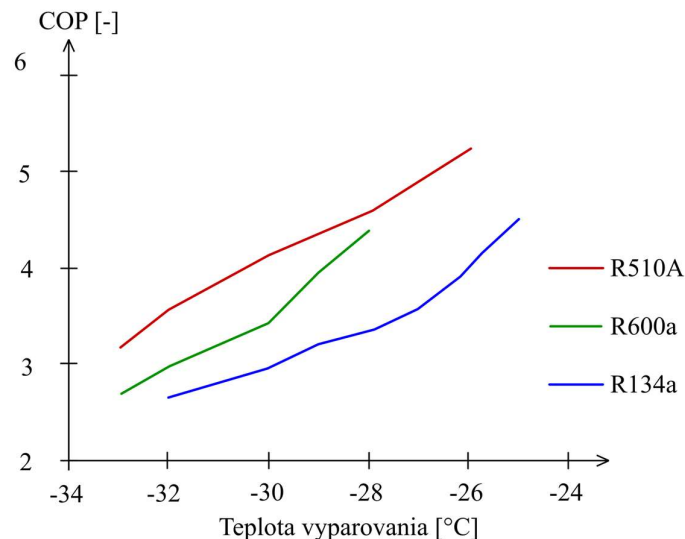
3.1. Chladivá priemyselných tepelných čerpadiel

Médium prenášajúce teplo cyklickými zmenami fyzikálnych vlastností a skupenstiev. Mimo transportu tepla, chladivo tepelných čerpadiel slúži aj ako mazivo, pre pohyblivé časti kompresora [26]. Nutné nájsť chladivo o vlastnostiach vhodných pre konkrétne uplatnenie. Medzi požadované vlastnosti patrí ľahká výroba, dostupnosť, bezpečná manipulácia, rozsah pracovných teplôt a tlakov, vysoká tepelná vodivosť, chemická stabilita nízko energeticky náročné a malý vplyv na životné prostredie. Medzi nežiadúce vlastnosti chladív sa radí ich horľavosť, výbušnosť, chemická nestálosť, jedovatosť alebo negatívny vplyv na životné prostredie [13].

Základným členením chladív je rozdelenie vzhľadom k ich pôvodu. Táto kategória ich člení na syntetické a prírodného pôvodu. Medzi prírodné sa radia voda, čpavok, oxid uhličitý, oxid dusný a ďalšie [13].

Pre navýšenie termodynamického účinnosti η_{TDi} cyklu tepelného čerpadla, je na vhodné vlastnosti aplikovaného chladiva kladený dôraz. Dôležitými parametrami sú vysoká teplota kritického bodu, dostatočne vysoký tlak pár chladiva a zároveň nízka teplota trojného bodu chladiva. Pri dosiahnutí požadovaných teplôt a tlakov, dochádza k adekvátnej fázovej zmene skupenstva chladiva, prebiehajúcej vo výparníku a kondenzátore tepelného čerpadla [26].

Obr. 20 znázorňuje variabilitu topného faktora COP , v závislosti od typu zvoleného chladiva a nadimenzovania teploty vyparovania. Pri zvyšovaní teploty vyparovania cirkulujúceho chladiva, dochádza ku posunutiu krivky vyparovania $1 \rightarrow 4$, znázornenej obr. 3 smerom hore, klesá množstvo vykonanej práce kompresorom A a znižuje sa pomer medzi odvedeným teplom kondenzátora Q_H , ku práci vykonanej kompresorom A. Súčasne dochádza ku nárastu topného faktora COP [52].



Obr. 20 Porovnanie topného faktora COP jednotlivých chladív pre kompresný cyklus tepelného čerpadla [52]

Chladivá tepelných čerpadiel negatívne vplyvajú na životné prostredie priamo alebo nepriamo. Priamy vplyv je podmienený únikom chladiva cyklu tepelného čerpadla do atmosféry. Nepriamy vplyv popisuje možnosť zníženia emisií uhlík pri použití

ekologickejšieho chladiva [26]. Zátťaž chladív voči životnému prostrediu je popisovaná nasledujúcimi ukazovateľmi [13]:

- GWP: Potenciál globálneho otepľovania
- ODP: Potenciál napadnutia ozónovej vrstvy
- TEWI: Celkový vplyv na ohrev atmosféry

Potenciál globálneho otepľovania GWP popisuje priamy vplyv úniku chladiva do atmosféry a spotrebe energie systému definovanú použitím konkrétneho chladiva. Potenciál napadnutia ozónovej vrstvy ODP zobrazuje hodnotu závislú iba od priameho úniku chladiva do atmosféry [26].

Systém značenia jedno a viac zložkových chladív má jasné pravidlá. Všeobecný tvar názvu chladiva je RXXXY [13]. Písmeno R, na začiatku znamená refrigerant, čiže chladivo. Tu nastáva rozdiel, medzi jedno a viac zložkovými chladivami. V kategórii jednozložkových chladív prvé X, značí počet atómov uhlíka C, od ktorého sa odčíta číslo 1. Druhé X predstavuje počet vodíkov H, ku ktorému sa pripočíta číslo 1. Posledné X značí počet atómov fluóru F. Písmeno Y predstavuje konkrétnu formu izoméru tzn. rôzne usporiadanie atómov dvoch zlúčenín s rovnakým chemickým vzorcom chladiva. Touto logikou chladivo R134a pozostáva z dvoch atómov uhlíka, dvoch atómov vodíka a štyroch atómov fluóru. Písmeno a na konci vyjadruje konkrétne usporiadanie atómov chemickej zlúčeniny [27]. Viaczložkové chladivá majú názvoslovie priamo stanovené americkou asociáciou ASHRAE [13].

Tetrafluoretán $C_2H_2F_4$ označovaný aj ako R134a, je nejedovaté, nehorľavé a nevýbušné chladivo. Je bezfarebné a nechová sa agresívne pri kontakte s kovmi [30]. Patrí do skupiny fluorovodíkov HFC a aplikuje sa pre tepelné čerpadla odovzdávajúce teplo vode aj nad teplotnou úrovňou 70 °C. Nad teplotou vody 70 °C, má účinnosť systému tendenciu klesať. Zníženie účinnosti je vyjadrené topným faktorom COP a predstavuje pokles o 3% pri zvýšení teploty o 1 K. Pri zmene skupenstva chladiva R134a nedochádza ku zmene jeho teploty. Túto vlastnosť chladív popisuje veličina klzávosť. R134a nemá negatívny vplyv na potenciál napadnutia ozónovej vrstvy ODP, ale hodnota potenciálu globálneho otepľovania GWP dosahuje hodnotu 1 430 [27].

R410a je chladivo patriace do skupiny fluorovodíkov HFC. Je chemicky stále a nehorľavé. Vzniklo ako zmes dvoch chladív, R32 a R125. V porovnaní s R134a poskytuje lepšie vlastnosti prenosu tepla ale za nižších výstupných hodnôt topného faktoru COP a menších tlakových spádov. Vďaka minimálnej hodnote klzávosťi 0,11 °C, je využívané pre reverzibilné a kompaktné systémy.

Na systémy tepelných čerpadiel s výkonom nad 12 kW, ktoré pre svoj chod používajú chladivá s vysokou hodnotou vplyvu na životné prostredie GWP, je vyvíjaný tlak a ich možnosť inštalácie skončí začiatkom roka 2030. Obmedzenie sa vzťahuje na chladivá, s potenciálom globálneho otepľovania GWP od hodnoty 750 a vyššie [53]. Toto obmedzenie zakáže radu používaných chladív ako napríklad R134a, R410a, R22 a ďalšie. Alternatívy ponúkajúce zníženie negatívneho vplyvu voči životnému prostrediu poskytujú chladivá prírodných zdrojov ako oxid uhličitý R744, propán R290, difluoretán R152a alebo amoniak R717.

Oxid uhličitý CO_2 R744 je historicky jedno z prvých chladív, využívaných kompresnými tepelnými čerpadlami. Pre vlastnosť nízkej teploty kritického bodu, jeho implementácia s technológiou tepelných čerpadiel v priebehu 20-teho storočia nenapredovala. To sa s pokrokom technológie tepelných čerpadiel zmenilo a dnes je brané za ekologické chladivo anorganického pôvodu [26]. Je nehorľavé, netoxické a nevýbušné. Má nulový ODP

faktor a GWP faktor na hodnote 1. Ponúka tepelnú stabilitu, nízku cenu. Nevýhodou oxidu uhličitého ako chladiva je nízka teplota trojného bodu a nízka teplota kritického bodu [27].

Propán R290 ako chladivo pre cyklus tepelného čerpadla ponúka výborné termodynamické vlastnosti a absencia toxicity. Riziko použitia predstavuje jeho výbušnosť a horľavosť [27], uskutočňujúca sa pri zápalnej teplote 510 °C [30]. Bezpečnostné riziko použitia propánu R290, je potláčané umiestnením tepelných čerpadiel s dostatočnou vzdialenosťou od chránených zón.

Tab. 8 Vlastnosti jednotlivých popisovaných chladív

	Pôvod	Horľavosť ^[54]	Kritická teplota [°C]	Kritický tlak [bar]	GWP	Prognóza do budúcnosti
R134a ^[55]	HCF	-	101,1	40,6	1430	✗
R744 ^[56]	Prírodný	-	31,2	73,4	1	✓
R290 ^[57]	Prírodný	Vysoká	96,5	42,5	3	✓
R410 ^[58]	HCF	-	72,1	49,3	2340	✗
R152a ^[59]	HCF	-	113,9	45,2	120	✓
R717 ^[60]	Prírodný	Nízka	-132,4	114,8	0	✓
R1336mzz(E) ^[61]	HFO	-	130,38	27,8	16	✓
R1234ze(E) ^[55]	HFO	Nízka	109,4	36,4	4	✓

Chladivo R152a patrí do skupiny fluorovodíkov a je brané ako ekologická náhrada za tetrafluoretán R134a. Poskytuje obdobné termodynamické vlastnosti ako R134a. Nevýhodou je jeho horľavosť [62].

Chladivo amoniak R717 má uplatnenie hlavne v priemyselných aplikáciách. Ponúka dobré termodynamické vlastnosti pri nízkej úrovni horľavosti. Riziko použitia predstavuje vysoká úroveň jedovatosti, ktorá kladie požiadavky na zabránenie úniku chladiva [54].

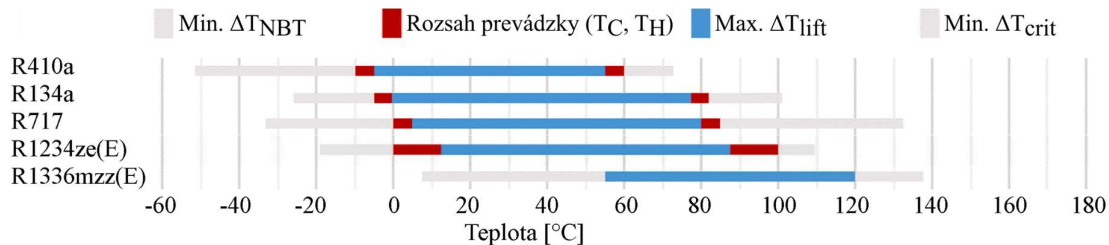
R1336mzz(E) je chladivo radené do kategórie hydrofluoroolefinov HFO. Je označované za chladivo ďalšej generácie, vďaka porovnateľným vlastnostiam s chladivom R134a, pri nízkej hodnote GPW faktoru 16. Vhodné pre budúce využitie odpadového tepla industriálnych procesov, vďaka nehorľavému charakteru chladiva, pre zvýšenie bezpečnosti prevádzky [63].

R1234ze(E) je chladivo radené do kategórie hydrofluoroolefinov HFO. Charakterizuje ho nízka hodnota GWP faktoru, nízka horľavosť, netoxickosť a podobnosť s chladivami HFC pôvodu vo vlastnostiach a materiálovej kompatibilitate [64].

Z údajov zobrazených tab. 8 je zjavné že chladivá prírodného pôvodu, ktoré sú využívané ako ekologické varianty pre chladivá HFC alebo HCFC pôvodu, vyžadujú zvýšené požiadavky na bezpečnosť. Zvýšené požiadavky sú dané potrebným nárastom tlakov, toxicity alebo výbušnosti jednotlivých chladív [54]. Oproti tomu poskytujú chladivá HFO pôvodu bezpečnú prevádzku a nízku toxicitu. Ich nevýhodou je poskytnutie nižších termofyzikálnych vlastností [64]. Pre ochranu životného prostredia sú však zámery za ekologické varianty chladív jedinou cestou, ktorú bude európska legislatíva umožňovať.

Obr. 21 graficky znázorňuje vlastnosti chladív použitých v priemyselných tepelných čerpadlách, popísaných v štúdií [34]. Veličina ΔT_{NBP} predstavuje teplotu bodu varu

za normálnych fyzikálnych podmienok, rozsah prevádzky znázorňuje červenou farbou získané teploty média na vstupe do výparníka T_C a výstupe z kondenzátoru T_H . Teplotné rozsahy chladív nezobrazujú ich limitné hodnoty aplikácie. Znázorňujú rozsah teplôt tepelných čerpadiel skúmaných v štúdií [34]. Maximálnu veľkosť navýšenia teplotnej úrovne medzi teplonosnou látkou výparníku a kondenzátoru znázorňuje veličina ΔT_{lift} a minimálnu kritickú teplotu pre zobrazované chladivo ΔT_{crit} .



Obr. 21 Porovnanie chladív v závislosti od ich parametrov [34] – upravený

3.2. Odpadové teplo

Všetky tepelné deje poháňané energiou fosílnych palív, produkujú odpadové teplo, ktorého energia nie je využitá. Až 60 % tohoto tepla sa vyskytuje v tepelnej hladine pod 100 °C [65]. Vzniká možnosť využitia potenciálu odpadového tepla vzniknutého priemyselnou činnosťou pre hnaciu energiu tepelných čerpadiel. Priemyselné odpadové teplo je charakterizované ako nevyužitý, vysoko potenciálny zdroj tepla, vypúšťaný do okolia. Je umiestnený v priemyselných oblastiach, ktoré sa nachádzajú v blízkosti zásobujúcich zákazníkov. Jeho nevýhodou je nestálosť a nebezpečnosť [66]. Podľa HRE výskumu [10] je na území Európy odpadové teplo premrhávané a nenapĺňa sa jeho potenciál využitia. Pre zisk energie odpadového tepla pre systémy priemyselných tepelných čerpadiel je potrebné splniť podmienku vhodného intervalu teplôt odpadového tepla [10].

Z hľadiska teplotných hladín je odpadové teplo pochádzajúce z priemyselných procesov delené do troch kategórií. Kategorizácia na nízko, stredne a vysoko potenciálové odpadové teplo závisí od jeho výstupnej teploty:

- Vysoko potenciálové: > 649 °C
- Stredne potenciálové: 232 – 650 °C
- Nízko potenciálové: < 232 °C

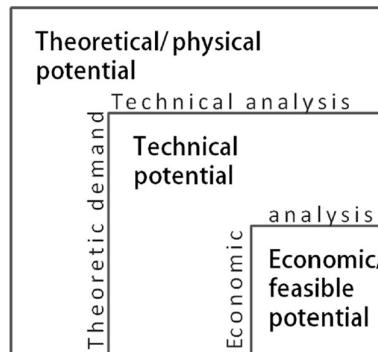
Tab. 9 Zdroje nízko teplotného odpadného tepla [67]

Teplotný rozsah	Zdroje odpadného tepla
70 - 230 °C	Výfukové plyny vystupujúce z regeneračných zariadení, plynom poháňaných kotlov, etylénových pecí
50 - 90 °C	Parný kondenzát z procesov Chladiaca voda pôvodom z:
30 - 50 °C	• chladienia pecí
70 - 230 °C	• žihacích pecí
30 - 50 °C	• vzduchových kompresorov
70 - 120 °C	• spaľovacích motorov
30 - 40 °C	• vzduchovej klimatizácie a chladiacich kondenzátorov

Vzhľadom k maximálnej teplote výstupného média z tepelných čerpadiel, ktoré dosahuje cca 150 °C, sú ďalej uvažované iba nízko potenciálové zdroje tepla, zobrazené pomocou tab. 9.

Pre výber technológie využitia odpadového tepla je spočiatku nutné určiť potenciál odpadového tepla. Ten sa rozlišuje na teoretický alebo fyzikálny potenciál, technický potenciál alebo ekonomicky uskutočniteľný potenciál.

Teoretický potenciál je druh uvažujúci vplyv fyzikálnych obmedzení a to hlavne vyššej teploty odpadového tepla, než je ambientná teplota. Cieľom jeho preverovania nie je teplo uvoľnené radiáciou, extrakcia odpadového tepla z nosnej tekutiny a možnosť jeho následnej aplikácie.



Obr. 22 Grafické znázornenie potenciálu odpadového tepla [66]

Zanedbávané ciele preverovania teoretického potenciálu odpadového tepla určujú technický potenciál, čiže teplo uvoľnené radiáciou a extrakcia odpadového tepla z nosnej tekutiny a jeho následná aplikácia. Taktiež sa odvíja od zvažovaných technológií. Technický potenciál je daný dvoma obmedzeniami: nárok na chladenie a vykurovanie a okrajové podmienky zvažovanej technológie [66].

Hlavnou úlohou ekonomického potenciálu je zistenie o výnosnosti zvolenej technológie v prípade realizácie projektu.

Priemyselné tepelné čerpadla sú využívané na rekuperáciu odpadového tepla industriálnych procesov. Jednou z perspektívnych možností je rekuperácia odpadového tepla s vysokým obsahom vodnej páry je spalinový kondenzátor. Technológia spalinového kondenzátora je charakterizovaná ako systém regenerujúci odpadové teplo spalín, ktoré sú vyjadrené komínovou stratou. Pre obnovu stratového tepla je využívaný trubkový výmenník tepla v proti prúdom usporiadaní, ktorý odoberá teplo spalín pri znížení teploty spalín pod teplotu rosného bodu vodnej páry [68].

Konštrukcia spalinového kondenzátora zložená z puzdra obsahujúceho veľký počet trubiek malého priemeru. Do trubiek sú vháňané spaliny, ktorým je odoberané teplo pomocou vody prúdiacej v puzdre [69]. Ochladením spalín je ohrievaná chladiaca voda pomocou citel'ného tepla Q_{Ci} . Pri poklese teploty spalín pod rosný bod dochádza ku zmene skupenstva spalín a uvoľňovaním latentného tepla Q_L je získavaná dodatočná energia. Vo výsledku regenerácia tepla spalín zvyšuje účinnosť celého cyklu a znižuje podiel komínovej straty [68].

Prenos tepla medzi spalinovým kondenzátorom a výparníkom tepelného čerpadla, je zabezpečený teplonosnou látkou. Pre priemyselné použitie s teplotou do 95 °C, sú najčastejšie používané nasledujúce teplonosné látky.

Voda je organická látka, slúžiaca ako základné prenosové médium tepla, za predpokladu atmosférického tlaku a teploty pod bodom varu. To je zabezpečené vysokou hodnotou mernej

tepelnej kapacity $c_{p,H_2O} = 4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a nízkou dynamickou viskozitou $\eta = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. V skratke to znamená, že voda je schopná akumulácie veľkého množstva tepla, pri nízkych výkonových nárokoch na obehové čerpadla sústavy. Vzhľadom k jej teplote bodu mrazu pri atmosférickom tlaku $0 \text{ }^\circ\text{C}$, je pre zabezpečenie ochrany potrubnej sústavy pred poškodením často miešaná s etylénglykolom alebo propylénglykolom.

Etylénglykol je teplonosné médium pohlcujúce vodu bez farby a zápachu, s nízkou toxicitou a je dokonale miešateľné s vodou [70].

Tab. 10 Vlastnosti teplonosných látok pri tlaku 1 atm

		Voda [70]	Etylénglykol [71]	Propylénglykol [72]
Teplota varu	[$^\circ\text{C}$]	100	197,6	187
Teplota bodu mrazu	[$^\circ\text{C}$]	0	-13	-60
Merná tepelná kapacita (25 $^\circ\text{C}$)	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	4,180	2,433	2,418
Dynamická viskozita (20 $^\circ\text{C}$)	[$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	$1,02 \cdot 10^{-3}$	$18,37 \cdot 10^{-3}$	$56 \cdot 10^{-3}$
Hustota (25 $^\circ\text{C}$)	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	997	1114	1032

Propylénglykol je číre teplonosné médium absorbujúce vodu bez farby s vysokou dynamickou viskozitou $\eta = 56 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ pri $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Dosahuje nízku teplotou bodu mrazu $-60 \text{ }^\circ\text{C}$ [73].

3.3. Dodávka tepla do sústavy centrálnej zásoby tepla

Centrálne zásobovanie teplom predstavuje systém dodávok tepla určeného na vykurovanie a ohrev teplej vody. Produkované teplo je vyrábané centrálné a distribuované pre väčšie množstvo objektov. Konkrétne odberné miesta sú so zdrojom tepla spájané rozvodnou sústavou, dosahujúcou až stovky kilometrov. Pre finálne rozdistribution teplo jednému či viacerým objektom, slúžia výmenníkové stanice. Unifikácia výroby tepla jedným zdrojom, má pozitívny vplyv na kvalitu a účinnosť spaľovacieho procesu. Tá je odzrkadlená znížením produkcie emisií a množstvom vzniknutého smogu. V porovnaní s lokálnymi zdrojmi tepla má sústava centrálnej zásoby tepla výhodu v lepšej disperzii spalín, vypúšťaných do vyšších vrstiev atmosféry. Ďalšou výhodou centrálnej zásoby tepla je možnosť využitia širokého spektra palív v závislosti od zdroju tepla [74].

CZT je delená do štyroch základných kategórií. Do prvej kategórie spadajú nadriadené tranzitné tepelné siete, ktorými sa teplo rozvádza na diaľku. Druhá kategória zahŕňa hlavné, oblastné a zásobovacie napájače. Pokrýva ohrievače od zdrojov tepla až po predávacie stanice. Do tretej kategórie spadajú vedľajšie, uličné, spotrebné a rozvodné tepelné vedenia od predávacích staníc. Štvrtá kategória zahŕňa podružné tepelné siete, predstavujúce domáce prípojky [75].

Ďalší systém delenia rozdeľuje CZT podľa počtu trubiek. Jednotrubkovými sieťami prúdi teplonosná látka vo forme páry alebo vody od zdroja tepla, ku zákazníkovi. Jej tok je jednosmerný, nevracia sa ku zdroju tepla. U zákazníka je v celom objeme spotrebovaná alebo vypúšťaná. Investične najlacnejší typ tepelnej siete CZT. Na rozdiel od jednotrubkového systému, dvojtrubkový systém obsahuje aj vratné potrubie. Jeho priemer je daný skupenstvom teplosmennej látky. V prípade vodného média, majú obe potrubia rovnaký priemer a sú z pravidla izolované. Potrubný systém parného média, nemá rovnaké rozmery prírodného a vratného (kondenzačného) potrubia. Prírodné potrubie je izolované vždy a rozhodujúcim faktorom izolácie kondenzačného potrubia je riziko zamrznutia. Štvortrubková potrubná sústava

rozlišuje potrebu tepla počas obdobia roka. V prevádzke je dvojica zodpovedajúca aktuálnej potrebe. Tri a viac trubkový systém, využívajúci páru, slúži na dodávanie páry pre priemyselné oblasti vo viacerých tlakových úrovniach. Pára sa vracia do ku zdroju kondenzačným potrubím [75].

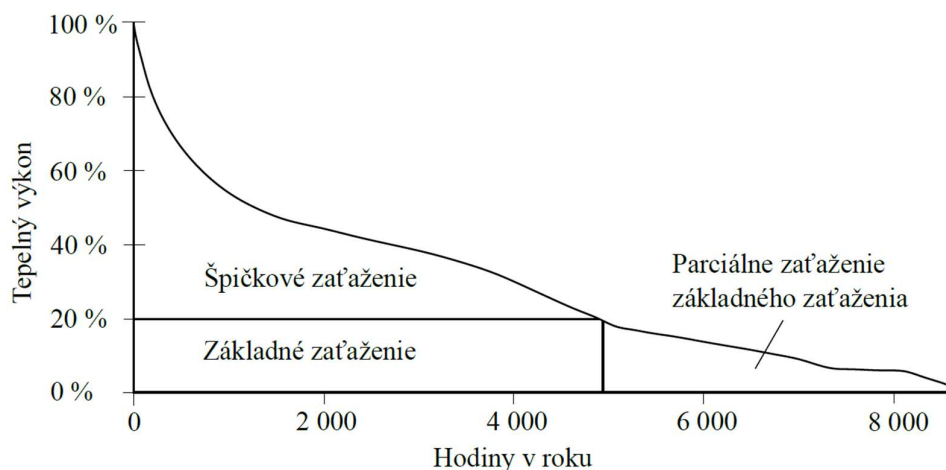
Doporučený rozsah rýchlosti teplotnej látky vo forme páry predstavuje $10 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. U kvapalného média je odporúčaná rýchlosť $1 - 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Má však výhodu vysokej akumulácie [75].

Tab. 11 Teploty teplotnej látky v Sústave centrálnej zásoby tepla [76]

	Teplota	Tlak
Parovody	< 240 °C	< 1,8 MPa
Horkovody	110 °C – 180 °C	< 2,5 MPa
Teplovody	< 110 °C / < 95 °C	< 1,6 MPa / < 0,6 MPa
Predávacie stanice	< 95 °C	-

3.4. Tepelné čerpadlá pre sústavu centrálnej zásoby tepla

Aplikácia systémov tepelných čerpadiel v sústave centrálnej zásoby tepla nie je štandardizovaný proces a preto sa každá inštalácia rieši individuálne. Kľúčovým faktorom návrhu a dimenzovania tepelných čerpadiel pre tepelné siete, je využiteľný zdroj tepla, ktorému náleží určitý potenciál extrahovania energie. Výmenníky tepla sú navrhované na základe očakávaných prevádzkových hodnôt teploty a tlaku. Brané do úvahy sú aj právne reštrikcie a limitácie v mieste inštalácie tepelného čerpadla. Hodnoty teploty a hmotnostného toku teplotnej látky v sústave centrálnej zásoby tepla musia byť vyhovujúce a zohľadnené pri dimenzovaní systému tepelného čerpadla [77].



Obr. 23 Ročný diagram výkonnostného zaťaženia tepelného čerpadla v SCZT [77]

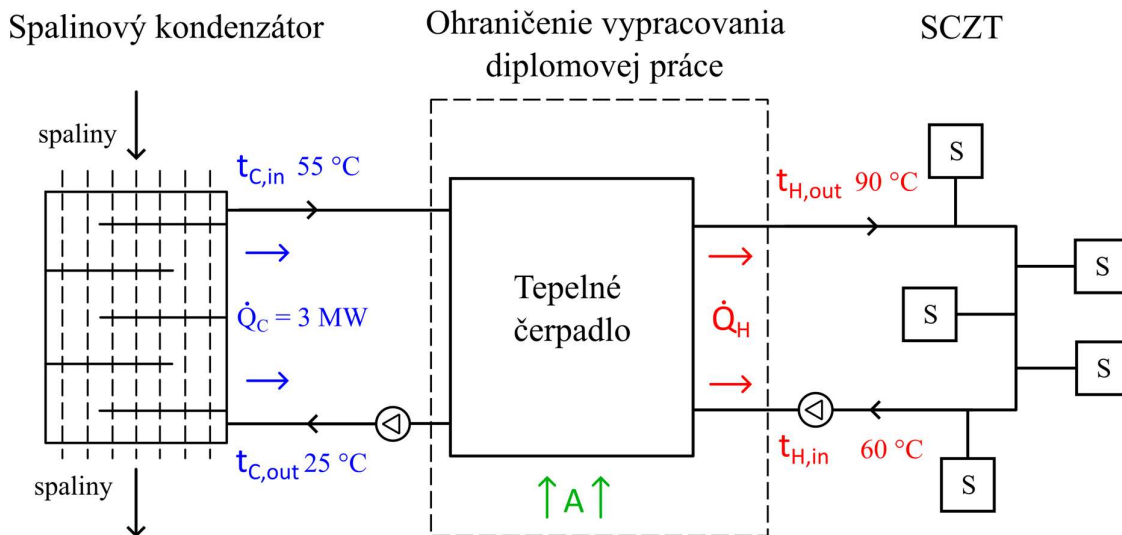
Prevádzka tepelných čerpadiel dosahuje najvyššie účinnosti iba pri určitom intervale teplôt, zo zdroja tepla. Pri navrhovaní systému, aplikujúceho tepelné čerpadlo do sústavy centrálnej zásoby tepla, je pre tepelné čerpadlo vyhovujúce pokrytie základného tepelného zaťaženia. Vysoký počet prevádzkových hodín pri 20 % inštalovanej kapacity tepelného čerpadla, predstavuje značné pokrytie základného tepelného zaťaženia sústavy centrálnej zásoby tepla. Vyjadrenie základného, špičkového a parciálneho zaťaženia je zobrazené obr. 23. Pokrytie

špičkovej potreby tepelnej energie sa dosahuje inštaláciou hybridných systémov kombinujúcich tepelne čerpadlo a technológiu využívajúcu spaľovací proces alebo elektrický ohrev [77].

Systémom centrálného zásobovania tepla sa ponúka riešenie na zvýšenie ich celkovej energetickej účinnosti. Myšlienkou je navýšenie podielu obnoviteľných zdrojov energie, medzi ktoré sú radené aj tepelné čerpadlá. Integrácia priemyselných tepelných čerpadiel v rámci sústavy centrálnej zásoby tepla vo väčšom meradle, nie je v súčasnosti uskutočniteľná a je potreba prekonať nasledujúce obmedzenia. Tie predstavujú predovšetkým nedostatočný počet zdrojov tepla, ktoré sú decentralizovane rozptýlené v malých množstvách. Vysoké teploty média od 95 °C do 210 °C rozvádzaného sieťou, komplikujú využitie nízko teplotných zdrojov tepla znížením účinnosti transformácie energie [77].

4. Návrh systému tepelného čerpadla

Zadanie návrhu systému tepelného čerpadla zobrazené na obr. 24, požaduje využiť odpadového tepla spalínovým kondenzátorom. Návrh je ohraničený na tepelné čerpadlo a neuvažuje o popise a výpočte spalínového kondenzátoru a sústavy centrálnej zásoby tepla. Pre informatívne účely je ale v obr. 24 zobrazený spalínový kondenzátor a napojenie výstupu výparníku na okružnú sieť centrálnej zásoby tepla, pre uvedenie čitateľa do kontextu zadania. Schéma definujúca zadanie je zobrazená na obr. 24. Požadovaný tepelný výkon ohriateho média \dot{Q}_C na výstupe zo spalínového kondenzátoru je definovaný na úroveň 3 MW. Médium je spalínami ohrievané z teploty média $t_{c,v}$ 25 °C, na teplotu ohriateho média $t_{h,o}$ 55 °C. Ohriate pracovné médium následne prenáša tepelnú energiu výparníku navrhovaného systému tepelného čerpadla. Od kondenzátoru tepelného čerpadla je požadované ohriatie vody $t_{H,out}$ na úroveň 90 °C. Ohriata voda $t_{H,out}$ je následne dodávaná do teplovodných rozvodov sústavy centrálnej zásoby tepla.



Obr. 24 Schéma zadania pre návrh tepelného čerpadla

4.1. Voľba komponentov návrhu tepelného čerpadla

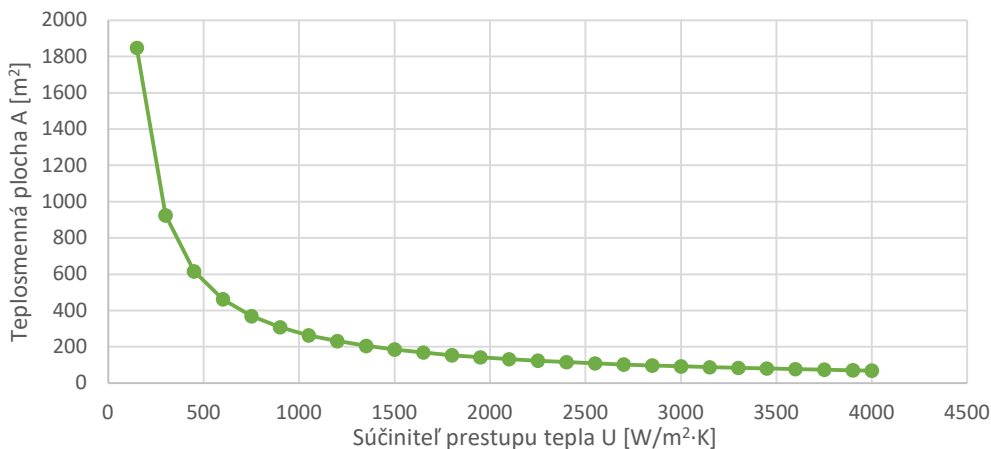
Voľba systému tepelného čerpadla je učená na základe uvedených hodnôt topného faktoru COP , vyjadrené v kapitolách 1.1 a 1.2. Vzhľadom k faktu, že u kompresorových tepelných čerpadiel je účinnosť vyjadrená pomocou topného faktoru ideálneho cyklu COP_{Car} , tak tieto hodnoty nemôžu byť brané ako hodnoty vypovedajúce prevádzku v skutočnosti. Napriek tomuto faktu, topné faktory COP respektíve COP_{Car} u kompresorových tepelných čerpadlách dosahujú 2-5 násobné hodnoty, než je to u topného faktoru COP u sorpčných systémov priemyselných tepelných čerpadiel. Z tohto dôvodu je v pokračovaní návrhu cyklu priemyselného tepelného čerpadla uvažované kompresorové prevedenie tepelného čerpadla.

V dôsledku hodnoty tepla privádzanému výparníku $\dot{Q}_C = 3 MW$ zo spalínového kondenzátoru a vysokej výstupnej teplote $t_{H,out} = 90 °C$ tepelného toku \dot{Q}_H , je nutné pre ďalší návrh počítať s kaskádovým alebo viac-stupňovým kompresorovým tepelným čerpadlom, ktoré sú popísané v kapitole 1.3. Vzhľadom k faktu, že návrh definuje iba nominálnu hodnotu privádzaného tepla výparníku $\dot{Q}_C = 3 MW$, nie je možné posúdiť množstvo hodín v roku, počas

ktorých bude dané množstvo tepla výparníku dodávané. Z tohto vyplýva že počas prevádzky nastanú stavy prevádzky, kedy by tepelné čerpadlo fungovalo na znížený výkon. Na základe nevýhody poskytnutej v kapitole 1.3, o znížení účinnosti kaskádových tepelných čerpadiel pri čiastočnom zaťažení, je zvolené viac stupňové tepelné čerpadlo, v dvoj stupňovom prevedení. Viac stupňové prevedenie systému tepelného čerpadla nebolo uvažované.

Na základe popisu poskytnutého v kapitole 3.1, je pre návrh kompresorového tepelného čerpadla zvolené chladivo R1234ze(E) z nasledujúcich dôvodov. Poskytuje bezpečnú prevádzku tepelného čerpadla v prípade úniku chladiva, je ekologické voči životnému prostrediu a výskum [34] ktorý sa zameriava na priemyselné tepelné čerpadlá veľkých výkonov zobrazil že chladivo R1234ze(E) spĺňa teplotnú diferenciu medzi teplotou média vstupujúceho do výparníku T_C a teplotou vody vystupujúcej z kondenzátoru T_H . Totožné dôvody platia aj pre chladivo R1336mzz(E) ale oproti nemu má chladivo R1234ze(E) výhodu v nižšej potrebnej teplote chladiva v plynnom stave do kompresora. V prípade, že by teplota nebola dosiahnutá, dochádzalo by ku kondenzácii chladiva v priestoroch kompresora, čo by viedlo k poruche [29].

Pri výbere výparníku a kondenzátoru je v prvom rade potreba zvážiť kompatibilitu výmenníkov tepla s chladivami kategórie HFO, konkrétne R1234ze(E). HFO chladivá sú vyvíjané ako náhrady za HFC chladivá a to umožňuje priamu náhradu za R134a. Na základe údajov poskytnutých v tab. 7 je zrejmé, že základné doskové výmenníky tepla nie sú vhodné pre výparník a kondenzátor tepelného čerpadla, keďže ich tesniace prvky nie sú odolné voči plynnému médiu. Výmenník tepla trubka v trubke je nevhodný pre priemyselnú aplikáciu na prenesenie výkonu 3 MW. Toto tvrdenie je založené na základe informácie uvedenej kapitolou 2.3 v časti o výmenníkoch tepla, ktorá popisuje ekonomickú výhodnosť výmenníku trubka v trubke do teplosmennej plochy 50 m^2 . Pre prenesenie 3 MW tepla nebude dosiahnuté ani pre súčiniteli prestupu tepla $U = 4000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, ako je to znázornené na obr. 25.



Obr. 25 Graf závislosti súčiniteľa prestupu tepla od teplosmennej plochy výparníku

Pre zvýšenie účinnosti prenosu tepelnej energie medzi ohrievajúcim médiom a chladivom tepelného čerpadla, je vhodné použiť technológiu, ktorá dokáže uskutočniť tento proces čo najefektívnejšie. Parameter, ktorý popisuje citlivosť prenosu tepla medzi médiami je konečný teplotný rozdiel. Menšiu teplotnú diferenciu medzi médiami dokáže zabezpečiť technológia zvarovaných doskových výmenníkov tepla a to až $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Na základe menšej teplotnej

diferencie pracovných médií, je za výparník a kondenzátor zvolený zváraný doskový výmenník tepla.

4.2. Výstup spalínového kondenzátoru

Zmes etylénglykolu a vody v pomere 30/70 bola zvolená ako médium pre prenos tepla medzi spalínovým kondenzátorom a výparníkom tepelného čerpadla. V porovnaní propylénglykolu ku etylénglykolu dosahuje etylénglykol vyššie hodnoty tepelnej vodivosti a nižšie hodnoty viskozity. Zvolením etylénglykolu bude prenesené väčšie množstvo tepla, pri nižších požiadavkách na obehové čerpadlá. Pridaním etylénglykolu sa zachová stále vysoká hodnota mernej tepelnej kapacity zmesi a to $3,8 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, pre čo najväčšiu schopnosť akumulácie tepelnej energie pri ochrane proti zamrznutiu do teploty $-15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tab. 12 Vplyv zmien vlastnosti zmesi etylénglykol EG a voda

Zmes	Bod mrazu [78]	Bod varu [78]	Merná tepelná kapacita [78]	Koeficient prestupu tepla [70]	Hustota (40 °C) [78]
	[°C]	[°C]	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	[kg·m ⁻³]
100 % EG	-13	197	2,5	n/a	n/a
70 % EG/ 30 % voda	-55	118	3,0	n/a	n/a
50 % EG/ 50 % voda	-34	107	3,4	152	1067
30 % EG/ 70 % voda	-15	104	3,8	189	1037
100 % voda	0	100	4,2	228	1000

Hodnota mernej tepelnej kapacity zmesi 30/70 $cp_{30/70}$ je $3,8 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ popísaná tab. 12 a zmes 30/70 je v spalínovom kondenzátore ohrievaná o $\Delta T_{30/70}$ $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Zadanie definuje, že hodnota tepla \dot{Q}_C privádzaného výparníku navrhovaného systému tepelného čerpadla je 3 MW. Pomocou odvodu z kalorimetrickej rovnice (21), je vyjadrená hodnota potrebného hmotnostného prietoku zmesi média, pre prenos zadaného množstva tepla.

$$\dot{m}_{30/70} = \frac{\dot{Q}_C}{cp_{30/70} \cdot \Delta T_{30/70}} = \frac{3\,000\,000}{3\,800 \cdot 30} = 26,32 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

Pri strednej teplote zmesi etylénglykolu a vody $40 \text{ }^\circ\text{C}$ je hodnota hustoty $1037 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ popísaná tab. 12. Rovnicou (22) prevádza hmotnosť zmesi $\dot{m}_{30/70}$ na potrebný objemový prietok zmesi $\dot{V}_{30/70}$ a udáva kľúčový parameter návrhu výmenníku tepla pre medzi teplotným médium a výparníkom.

$$\dot{V}_{30/70} = \frac{\dot{m}_{30/70}}{\rho} = \frac{26,32}{1\,037} = 2,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 9,108 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (22)$$

4.3. Energetická bilancia návrhu ideálneho cyklu

Pre pokračovanie návrhu výparníku, kompresorov a kondenzátora, je nutné vypracovanie základnej energetickej bilancie ideálneho cyklu navrhovaného kompresorového tepelného čerpadla. Zvolením chladiva a cyklu navrhovaného tepelného čerpadla, je umožnené na základe termodynamických zákonov vyjadrenie parametrov chladiva, v jednotlivých bodoch ideálneho cyklu. obr. 26 graficky znázorňuje zvolený 2° kompresorový cyklus tepelného čerpadla.

$$t_8 = t_1 = 23 \text{ }^\circ\text{C} \quad (23)$$

$$t_4 = 92 \text{ }^\circ\text{C} \quad (24)$$

Na základe teploty pred výparníkom t_8 je stanovená hodnota tlaku, pri ktorej je výparník v prevádzke. Pre výparník je závislosť popísaná rovnicou (25). Z dôvodu nekompatibility programu CoolProp s jednotkou [$^\circ\text{C}$], sú v rovniciach všetky teploty písané vo formáte T , vyjadrujú jednotku [K].

$$p_8 = p_1 = f(T_1; X = 1) = 469\,051 \text{ Pa} \quad (25)$$

Pre nasledujúce pokračovanie je nutná voľba strednej hodnoty tlaku p_{str} , na ktorú kompresor v 1° tepelného čerpadla stlačuje chladivo. Tlak p_{str} je už optimalizovaný a celkovú kompresiu medzi tlakmi p_8 a p_4 rozdeľuje na polovicu. Stredná hodnota tlaku p_{str} je zvolená pre optimalizáciu kompresného pomeru kompresoru 1° a 2° tepelného čerpadla. Optimalizácia kompresného pomeru kompresorov znižuje počet stupňov a zvyšuje účinnosť. Návrh kompresorov je popísaný v kapitole 4.5.

Stredná hodnota tlaku p_{str} je definovaná rovnicou (26), ktorá taktiež vyjadruje rovnosť medzi tlakmi p_7 , p_6 , p_3 , p_9 a p_2 , pretože sa nachádzajú na jednej izobare.

$$p_{str} = p_7 = p_6 = p_3 = p_9 = p_2 = 1\,199\,000 \text{ Pa} \quad (26)$$

Z tlaku p_{str} je následne určená hodnota teploty t_{str} , podľa rovnice (27). Stredná teplota t_{str} sa nachádza na totožnej izoterme s teplotami t_7 , t_6 , a t_3 . Z tohto dôvodu platí $t_{str} = t_7 = t_6 = t_3$.

$$t_{str} = t_7 = t_6 = t_3 = f(p_{str}; X = 0) = 57,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (27)$$

Z hodnôt teploty t_1 tlaku p_1 a kvality pary $X = 1$ za výparníkom sú určené hodnoty entalpie i_1 a entropie s_1 podľa rovníc (28) a (29).

$$s_1 = f(T_1; X = 1) = 1667,03 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad (28)$$

$$i_1 = f(T_1; s_1) = 399\,454 \text{ J/kg} \quad (29)$$

Medzi bodmi $1 \rightarrow 2$ dochádza k izoentalpickému deju, ktorého závislosť vyjadruje rovnica (30).

$$s_1 = s_2 = 1667,03 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad (30)$$

Po obdržaní hodnôt entropie s_2 a tlaku p_2 na konci kompresie 1° sú vyčíslené hodnoty teploty t_2 a entalpie i_2 . Závislosti popisujú rovnice (31) a (32).

$$t_2 = f(p_2; s_2) = 57,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (31)$$

$$i_2 = f(T_2; s_2) = 416\,977 \text{ J/kg} \quad (32)$$

Z hodnôt teploty t_3 a kvality pary $X = 1$ medzi stredotlakými nádobami sú vyjadrené hodnoty entalpie i_3 a entropie s_3 . Závislosti vyjadrujú rovnice (33) a (34).

$$s_3 = f(T_3; X = 1) = 1667,03 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad (33)$$

$$i_3 = f(T_3; X = 1) = 399\,454 \text{ J/kg} \quad (34)$$

Z hodnôt teploty t_7 a kvality pary $X = 0$ pred expanzným ventilom 1° sú vyjadrené hodnoty entalpie i_7 a entropie s_7 . Závislosti vyjadrujú rovnice (35) a (36).

$$i_7 = f(T_7; X = 0) = 280\,799 \text{ J/kg} \quad (35)$$

$$s_7 = f(T_7; X = 0) = 1\,265,06 \text{ J/kg} \cdot K \quad (36)$$

Medzi stavmi 7 \rightarrow 8 dochádza k izoentalpickému deju. Z tohto dôvodu platí závislosť uvedená rovnicou (37).

$$i_7 = i_8 = 280\,799 \text{ J/kg} \quad (37)$$

Po vyjadrení entalpie i_8 je s použitím tlaku p_8 vyjadrená entropia pred vstupom do výparníku s_8 , ktorej závislosť je popísaná rovnicou (38).

$$s_8 = f(i_8; p_8) = 1\,276,37 \text{ J/kg} \cdot K \quad (38)$$

Výpočet následne pokračuje výpočtom teploty za kondenzátorom t_5 , ktorá závisí od kvality pary $X = 0$ a tlaku p_5 . Závislosť je popísaná rovnicou (39).

$$t_5 = f(X = 0; p_5) = 91,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (39)$$

Následne je nutné vypočítaťmernú hmotnosť chladiva 1° tepelného čerpadla \dot{m}_1 , ktorej vzorec je zobrazený rovnicou (40).

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_c}{(i_1 - i_8)} = \frac{3\,000\,000}{399\,454 - 280\,799} = 25,28 \text{ kg/s} \quad (40)$$

Vypočítaná hodnota mernej hmotnosti \dot{m}_1 udáva požadovaný prietok chladiva za sekundu prvým stupňom tepelného čerpadla. Mechanický výkon vykonaný kompresorom 1° tepelného čerpadla \dot{A}_{K1} definuje rovnica (41) a je daná násobkom mernej hmotnosti \dot{m}_1 a rozdielom entalpie v stave za i_2 a pred i_1 kompresorom 1°.

$$\dot{A}_{K1} = \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_1) = 443,04 \text{ kW} \quad (41)$$

Pre pokračovanie výpočtu a určenie entalpie i_9 je nutné vytvoriť rovnicu, ktorá popisuje merný tepelný tok pomocou mernej hmotnosti a entalpie medzi stavmi chladiva 1, 2 a 9 v okolí stredotlakej zmiešavacej nádoby. Výsledný vzťah je znázornený rovnicou (42).

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot i_9 = \dot{m}_2 \cdot i_3 + \dot{m}_1 \cdot i_2 \quad (42)$$

Následne je z rovnice vyjadrená entalpia i_9 , ktorej závislosť zobrazuje rovnica (43). Vo výpočte vstupujú entalpie i_3 , i_2 a merné množstvá chladiva v 1° a 2° tepelného čerpadla. Za množstvo dodatočne pridaného chladiva 2° \dot{m}_2 je najprv dosadená ľubovoľná hodnota, ktorá je po realizovaní kompletného výpočtu ideálneho návrhu optimalizovaná podľa rovnice (55). Hodnota po optimalizácii je však dosadená už do rovnice (43).

$$i_9 = \frac{\dot{m}_2 \cdot i_3 + \dot{m}_1 \cdot i_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{17,29 \cdot 419\,053 + 25,28 \cdot 416\,977}{25,28 + 17,29} = 417\,820 \text{ J/kg} \quad (43)$$

Po obdržaní teploty t_9 a entalpie je vypočítaná hodnota entropie s_9 , podľa vzťahu znázorneného rovnicou (44).

$$s_9 = f(i_9; p_9) = 1\,679,02 \text{ J/kg} \cdot K \quad (44)$$

Pre vyjadrenie teploty t_9 je použitá hodnota entalpie i_9 a tlaku p_9 . Závislosť je zobrazená rovnicou (45).

$$t_9 = f(i_9; p_9) = 57,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (45)$$

Medzi stavmi 4 \rightarrow 9 dochádza ku izoentalpickému deju. Z tohto vyplýva vzťah popísaný rovnicou (46).

$$s_9 = s_4 = 1\,679,02 \text{ J/kg} \cdot K \quad (46)$$

Po obdržaní entropie s_4 je s pomocou teploty po kompresii v 2° stupni tepelného čerpadla vyjadrený tlak p_4 rovnicou (78) a následne entalpia i_4 ktorú popísaná rovnicou (48).

$$p_4 = f(T_4; s_9) = 2\,529\,476 \text{ Pa} \quad (47)$$

$$i_4 = f(T_4; p_9) = 430\,359 \text{ J/kg} \quad (48)$$

Medzi stavmi 4 → 5 dochádza ku izobarickému deju. Z tohto vyplýva vzťah popísaný rovnicou (49).

$$p_4 = p_5 = 2\,529\,476 \text{ Pa} \quad (49)$$

Po obdržaní hodnoty tlaku p_5 je pomocou kvality páry $X = 0$ vyjadrená teplota za kondenzátorom t_5 rovnicou (50).

$$t_5 = f(p_5; X = 0) = 91,1 \text{ °C} \quad (50)$$

Výpočty entalpie i_5 a entropie s_5 za kondenzátorom sú závislé od teploty t_5 a kvality páry $X = 0$ a sú definované rovnicami (51) a (52).

$$i_5 = f(T_5; X = 0) = 337\,130 \text{ J/kg} \quad (51)$$

$$s_5 = f(T_5; X = 0) = 1\,423,05 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad (52)$$

Mechanický výkon vykonaný kompresorom 2° tepelného čerpadla \dot{A}_{K2} definuje rovnica (53) a je daná násobkom súčtu mernej hmotnosti \dot{m}_{1° a \dot{m}_{2° a rozdielom entalpie v stave i_4 a i_9 .

$$\begin{aligned} \dot{A}_{K2} &= (\dot{m}_{1^\circ} + \dot{m}_{2^\circ}) \cdot (i_4 - i_9) = (25,28 + 17,29) \cdot (430,36 - 417,82) \\ &= 541,32 \text{ kW} \end{aligned} \quad (53)$$

Výstupná tepelná energia kondenzátora je popísaná rovnicou (54) a je násobkom súčtu mernej hmotnosti \dot{m}_{1° a \dot{m}_{2° a rozdielom entalpie v stave pred i_4 a za i_5 kondenzátorom.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= (\dot{m}_{1^\circ} + \dot{m}_{2^\circ}) \cdot (i_4 - i_5) = (25,28 + 17,29) \cdot (430,36 - 337,13) \\ &= 3\,984,37 \text{ kW} \end{aligned} \quad (54)$$

Výsledné hodnoty teploty, tlaku, entalpie a entropie chladiva, cirkulujúceho ideálnym cyklom navrhovaného tepelného čerpadla v jednotlivých stavoch, sú znázornené pomocou tab. 13.

Tab. 13 Parametre ideálneho cyklu návrhu 2° kompresorového tepelného čerpadla

Stav	Teplota $t \text{ [°C]}$	Tlak $p \text{ [bar]}$	Entropia $s \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$	Entalpia $i \text{ [kJ/kg]}$
1	23,0	4,69	1,6770	399,45
2	57,4	11,99	1,6770	416,98
3	57,4	11,99	1,6833	419,05
4	92,0	25,29	1,6790	430,36
5	91,1	25,29	1,4230	337,13
6	57,4	11,99	1,4355	337,13
7	57,4	11,99	1,2651	280,80
8	23,0	4,69	1,2764	280,80
9	57,4	11,99	1,6790	417,82

Ako uvádza kapitola 1.3, viac stupňovým tepelným čerpadlám vzniká možnosť pridania chladiva pre 2° tepelného čerpadla. Vzhľadom k absentujúcej hodnote požadovaného výkonu kondenzátora \dot{Q}_H , množstvo pridaného chladiva v 2° \dot{m}_{2° je neznámy parameter. Chladivo 2° tepelného čerpadla vo výpočte slúži pre vyrovnanie bilančnej rovnice (55).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{Q}_C + P_{K1} + P_{K2} \\ 3984,37 \text{ kW} &= 3000 + 443,04 + 541,32 \text{ kW}\end{aligned}\quad (55)$$

Teplota prehriatia pár chladiva vo výparníku základného návrhu kompresorového tepelného čerpadla nie je uvažovaná. Jej pridanie vo výpočte neuvažuje so znížením termodynamickej účinnosti kompresoru η_{TDi} , popísanej pomocou rovnice (18). Vo výsledku by bola nereálne zvyšovaná účinnosť vyjadrená topným faktorom COP. Z dôvodu prehľadnosti taktiež nie je uvažované podchladenie kondenzátu v kondenzátore. Aplikovanie teploty prehriatia pár a podchladenie kondenzátu chladiva je uskutočnené v nasledujúcej časti, kde je uvažovaný už reálny cyklus.

4.4. Výparník tepelného čerpadla

Pre zvýšenie účinnosti výparníku je uvažované protiprúdové usporiadanie tokov. Dosadením $\Delta T_1 = 27^\circ\text{C}$ a $\Delta T_2 = 2^\circ\text{C}$ do rovnice (19) dostaneme hodnotu logaritmickeho teplotného spádu na výparníku vrátane prehriatia pár chladiva $\Delta T_{ln,vyp} = 9,61^\circ\text{C}$.

Pre vypracovanie návrhu výmenníku tepla vzniká potreba voľby hodnôt nemenných parametrov výmenníku tepla, ktoré sú znázornené tab. 14. V prvotnom kroku boli zvolené približné hodnoty a následne prebehla optimalizácia pre dosiahnutie najefektívnejšej prevádzky výmenníku tepla. Hodnoty parametrov sú výsledné a dosadzujú sa do rovníc pre výpočet výparníku.

Tab. 14 Zvolené parametre návrhu výparníku

Faktor zväčšenia plochy dosky ^[45]	φ	1.17 [-]
Počet dosiek	N_p	73 [ks]
Dĺžka dosiek	L_p	2,8 [m]
Šírka dosiek	W_p	1 [m]
Hrúbka dosiek	t	0,002 [m]
Priemer hrdiel na vstupe a výstupe	D_v	0,37 [m]
Vodivosť kovových dosiek – nerez ^[80]	λ_d	14,3 [W/m/K]
Hustota Voda-Glykol (40 °C) ^[81]	$\rho_{H_2O-Glykol}$	1037 [kg/m ³]
Hustota R1234ze(E)	$\rho_{R1234ze(E)}$	44,07 [kg/m ³]
Hmotnostný prietok Voda-Glykol	$\dot{m}_{H_2O-Glykol}$	26,32 [kg/s]
Hmotnostný prietok R1234ze(E) v 1° TČ	$\dot{m}_{R1234ze(E),1^\circ}$	22,65 [kg/s]

Pre zahrnutie vplyvu uhlu rebrovania β na tlakové straty Δp a súčiniteľ prestupu tepla h výpočet výparníku nepozostáva iba z jedného zdroja. Pôvod rovnice je vždy uvedený za číslom rovnice v popisnom texte.

Počet kanálov na strane H₂O-Glykol $N_{ch,H_2O-Glykol}$ a na strane chladiva $N_{ch,R1234ze(E)}$ sú definované rovnicami (56) a (57) obdržané zo zdroja [82].

$$N_{ch,H_2O-Glykol} = \frac{N_p - 1}{2} = \frac{73 - 1}{2} = 36 \text{ ks} \quad (56)$$

$$N_{ch,R1234ze(E)} = \frac{N_p - 1}{2} = \frac{73 - 1}{2} = 36 \text{ ks} \quad (57)$$

Hodnota predĺženej dĺžky dosiek výparníku L_{pr} je výsledok násobku dĺžky dosky L_p a faktoru zväčšenia plochy dosky φ . Závislosť je vyjadrená rovnicou (58) a získaná zo zdroja [83].

$$L_{pr} = L_p \cdot \varphi = 2,8 \cdot 1,17 = 3,276 \text{ m} \quad (58)$$

Teplomenná plocha výmenníku tepla A_p je definovaná ako násobok predĺženej dĺžky dosiek výparníku L_{pr} a šírkou dosky W_p . Závislosť je vyjadrená rovnicou (59) a obdržaná zo zdroja [82].

$$A_p = L_{pr} \cdot W_p = 3,276 \cdot 1 = 3,276 \text{ m}^2 \quad (59)$$

Rozteč dosiek p je definovaná podielom predĺženej dĺžky dosiek výparníku L_{pr} a počtom dosiek N_p . Závislosť je vyjadrená rovnicou (60) a získaná zo zdroja [45].

$$p = \frac{L_{pr}}{N_p} = \frac{3,276}{73} = 0,0449 \text{ m} \quad (60)$$

Vzdialenosť medzi kanálmi b je definovaná rozdielom rozteče p a hrúbky dosiek t . Závislosť je vyjadrená rovnicou (61) a získaná zo zdroja [45].

$$b = p - t = 0,0437 - 0,002 = 0,0429 \text{ m} \quad (61)$$

Výpočet ekvivalentného priemeru D_e definuje rovnica (62), získaná zo zdroja [45]. Vo výpočte vystupuje vzdialenosť medzi kanálmi b a faktor zväčšenia plochy dosky φ .

$$D_e = \frac{(2 \cdot b)}{\varphi} = \frac{(2 \cdot 0,0429)}{1,17} = 0,0733 \text{ m} \quad (62)$$

Kanálová hmotnostná rýchlosť na strane voda-glykol $G_{H_2O-Glykol}$ závisí od hmotnostného prietoku v každom kanále na strane voda-glykol $\dot{m}_{ch,H_2O-Glykol}$, počtu kanálov strany voda-glykol $N_{ch,H_2O-Glykol}$, šírky dosky W_p a vzdialenosti medzi kanálmi b . Závislosť je vyjadrená rovnicou (63), ktorá je obdržaná zo zdroja [45].

$$G_{H_2O-Glykol} = \frac{\dot{m}_{H_2O-Glykol}}{N_{ch,H_2O-Glykol} \cdot W_p \cdot b} = \frac{26,32}{36 \cdot 1 \cdot 0,0429} = 17,05 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (63)$$

Kanálová hmotnostná rýchlosť na strane R1234ze(E) $G_{R1234ze(E)}$ závisí od hmotnostného prietoku v každom kanále na strane R1234ze(E) $\dot{m}_{ch,R1234ze(E)}$, počtu kanálov strany R1234ze(E) $N_{ch,R1234ze(E)}$, šírky dosky W_p a vzdialenosti medzi kanálmi b . Závislosť je vyjadrená rovnicou (64), ktorá je obdržaná zo zdroja [45].

$$G_{R1234ze(E)} = \frac{\dot{m}_{R1234ze(E)}}{N_{ch,R1234ze(E)} \cdot W_p \cdot b} = \frac{22,65}{36 \cdot 1 \cdot 0,0429} = 14,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (64)$$

Hodnoty viskozity pre chladivo R1234ze(E) uvedené v tab. 15 sú získane pomocou metódy lineárnej interpolácie. Získané hodnoty odpovedajú strednej hodnote teploty 25,5 °C medzi stavmi 8 → 1 a tlaku $p_8 = 4,69 \text{ bar}$ [84].

Tab. 15 Hodnoty viskozít jednotlivých médií

Hodnota dynamickej viskozity H ₂ O-Glykol ^[85]	$\mu_{H_2O-Glykol}$	0,001413	Pa·s
Hodnota dynamickej viskozity R1234ze(E) ^[84]	$\mu_{R1234ze(E)}$	0,000195	Pa·s
Hodnota dynamickej viskozity H ₂ O-Glykol na stene	$\mu_{w,H_2O-Glykol}$	0,001336	Pa·s
Hodnota dynamickej viskozity R1234ze(E) na stene	$\mu_{w,R1234ze(E)}$	0,000206	Pa·s

Prepočet hodnôt dynamickej viskozity na stene uvažuje pre zmes H₂O-Glykol so statickou teplotou $T_{statická,H_2O-Glykol} = 313,15 \text{ K}$ a teplotou steny $T_{stény,H_2O-Glykol} = 296,15 \text{ K}$. Pre prepočet hodnôt dynamickej viskozity na strane chladiva výpočet uvažuje so statickou

teplotu $T_{statická,R1234(E)} = 296,15 K$ a teplotou steny $T_{stena,R1234(E)} = 313,15 K$. Prepočet je realizovaný pomocou výpočtového programu dostupného zo zdroja [86].

Reynoldsovo číslo na strane H₂O-Glykol definuje vzťah popísaný rovnicou (65), ktorá je obdržaná zo zdroja [45]. Výpočet využíva ekvivalentný priemer D_e , kanálovú hmotnostnú rýchlosť na strane voda-glykol $G_{H_2O-Glykol}$ a hodnotu dynamickej viskozity $\mu_{H_2O-Glykol}$.

$$Re_{H_2O-Glykol} = \frac{D_e \cdot G_{H_2O-Glykol}}{\mu_{H_2O-Glykol}} = \frac{0,0733 \cdot 17,05}{0,001413} = 884,56 \quad (65)$$

Reynoldsovo číslo na strane R1234ze(E) definuje vzťah popísaný rovnicou (66), ktorá je obdržaná zo zdroja [45]. Výpočet využíva ekvivalentný priemer D_e , kanálovú hmotnostnú rýchlosť na strane R1234ze(E) $G_{R1234(E)}$ a hodnotu dynamickej viskozity $\mu_{R1234ze(E)}$.

$$Re_{R1234ze(E)} = \frac{D_e \cdot G_{R1234ze(E)}}{\mu_{R1234ze(E)}} = \frac{0,0733 \cdot 14,67}{0,000195} = 5519,95 \quad (66)$$

Hodnoty uvedené v tab. 16 sú vzťahnuté k totožným hodnotám teploty a tlaku, aké sú použité pre výpočet dynamickej viskozity μ . Hodnoty tepelnej vodivosti pre zmes H₂O-Glykol $k_{H_2O-Glykol}$ a chladiva R1234ze(E) sú získané pomocou metódy lineárnej interpolácie. Hodnoty pre lineárnu interpoláciu pochádzajú pre zmes H₂O-Glykol zo zdroja [81] a pre chladivo R1234ze(E) zo zdroja [87]. Hodnota mernej tepelnej kapacity pre zmes H₂O-Glykol $c_{p,H_2O-Glykol}$ je odvodená pomocou metódy lineárnej interpolácie. Výpočet je založený na hodnotách pochádzajúcich zo zdroja [81].

$$c_{p,R1234ze(E),1} = f(s_1; p_1) = 967,2 J/kg \cdot K \quad (67)$$

$$c_{p,R1234ze(E),8} = f(s_8; p_8) = 2807,8 J/kg \cdot K \quad (68)$$

$$c_{p,R1234ze(E)} = \frac{c_{p,R1234ze(E),8} - c_{p,R1234ze(E),1}}{2} = \frac{2807,8 - 967,2}{2} = 2807,8 J/kg \cdot K \quad (69)$$

Hodnota mernej tepelnej kapacity pre chladivo R1234ze(E) $c_{p,R1234ze(E)}$ je vypočítaná v prostredí CoolProp ako priemerná hodnota medzi mernou tepelnou kapacitou v bode 1 a 8, ktoré sú definované rovnicami (67),(68) a (69).

Prandtlovo číslo na strane H₂O-Glykol definuje vzťah popísaný rovnicou (70), ktorá je obdržaná zo zdroja [45]. Výpočet využíva mernú tepelnú kapacitu $c_{p,H_2O-Glykol}$, dynamickú viskozitu $\mu_{w,H_2O-Glykol}$ a tepelnú vodivosť $k_{H_2O-Glykol}$.

Tab. 16 Hodnoty mernej tepelnej kapacity a tepelnej vodivosti

Tepelná vodivosť H ₂ O-Glykol ^[81]	$k_{H_2O-Glykol}$	0,4867	W/(m·K)
Tepelná vodivosť R1234ze(E) ^[87]	$k_{R1234ze(E)}$	0,08	W/(m·K)
Merná tepelná kapacita H ₂ O-Glykol ^[81]	$c_{p,H_2O-Glykol}$	3800	J/(kg·K)
Merná tepelná kapacita R1234ze(E)	$c_{p,R1234ze(E)}$	1887,5	J/(kg·K)

Prandtlovo číslo na strane H₂O-Glykol definuje vzťah popísaný rovnicou (71), ktorá je obdržaná zo zdroja [45]. Výpočet využíva mernú tepelnú kapacitu $c_{p,R1234ze(E)}$, dynamickú viskozitu $\mu_{w,R1234ze(E)}$ a tepelnú vodivosť $k_{R1234ze(E)}$.

$$Pr_{H_2O-Glykol} = \frac{\mu_{w,H_2O-Glykol} \cdot c_{p,H_2O-Glykol}}{k_{H_2O-Glykol}} = \frac{0,001336 \cdot 3800}{0,4867} = 11,03 \quad (70)$$

$$Pr_{R1234ze(E)} = \frac{\mu_{w,R1234ze(E)} \cdot c_{p,R1234ze(E)}}{k_{R1234ze(E)}} = \frac{0,000206 \cdot 1887,51}{0,08} = 4,60 \quad (71)$$

Výpočet výparníku tepelného uvažuje s uhlom rebrovania $\beta = 45^\circ$. Voľba uhla rebrovania ovplyvňuje súčiniteľ tepelnej vodivosti h a tlakovú stratu v kanáloch výmenníku tepla Δp_{ch} . Skúmanie zmeny súčiniteľa tepelnej vodivosti a tlakovej straty pri zmene uhlu rebrovania je uskutočnené v kapitole 5. Výpočet Nusseltovho čísla pre stranu H₂O-Glykol je popísaný pomocou rovnice (72), ktorá je obdržaná zo zdroja [88]. Výpočet je realizovaný pomocou uhlu rebrovania β , faktoru zväčšenia plochy dosky φ , Reynoldsovho čísla $Re_{H_2O-Glykol}$ a Prandtlovho čísla $Pr_{H_2O-Glykol}$. Vo výpočte v prostredí Microsoft Excel je nutné pri funkcií sínus uvádzať uhly v radiánoch.

$$\begin{aligned} Nu_{H_2O-Glykol} &= [2,668 - 0,006967 \cdot \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2] \\ &\cdot [20,78 - 50,94 \cdot \varphi + 41,16 \cdot \varphi^2 - 10,51 \cdot \varphi^3] \\ &\cdot Re_{H_2O-Glykol}^{0,728+0,0543 \cdot \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45}\right)+3,7\right]} \cdot Pr_{H_2O-Glykol}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{H_2O-Glykol}}{\mu_{w,H_2O-Glykol}}\right)^{0,14} \quad (72) \\ &= [2,668 - 0,006967 \cdot 45 + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot 45^2] \\ &\cdot [20,78 - 50,94 \cdot 1,17 + 41,16 \cdot 1,17^2 - 10,51 \cdot 1,17^3] \\ &\cdot 884,56^{0,728+0,0543 \cdot \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot 45}{45}\right)+3,7\right]} \cdot 11,03^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0,0014132}{0,001336}\right)^{0,14} \\ &= 658,33 \end{aligned}$$

Výpočet Nusseltovho čísla pre stranu R1234ze(E) je popísaný pomocou rovnice (73), ktorá je obdržaná zo zdroja [88]. Výpočet je realizovaný pomocou uhlu rebrovania β , faktoru zväčšenia plochy dosky φ , Reynoldsovho čísla $Re_{R1234ze(E)}$ a Prandtlovho čísla $Pr_{R1234ze(E)}$.

$$\begin{aligned} Nu_{R1234ze(E)} &= [2,668 - 0,006967 \cdot \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2] \\ &\cdot [20,78 - 50,94 \cdot \varphi + 41,16 \cdot \varphi^2 - 10,51 \cdot \varphi^3] \\ &\cdot Re_{R1234ze(E)}^{0,728+0,0543 \cdot \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45}\right)+3,7\right]} \cdot Pr_{R1234ze(E)}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{R1234ze(E)}}{\mu_{w,R1234ze(E)}}\right)^{0,14} \quad (73) \\ &= [2,668 - 0,006967 \cdot 45 + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot 45^2] \\ &\cdot [20,78 - 50,94 \cdot 1,17 + 41,16 \cdot 1,17^2 - 10,51 \cdot 1,17^3] \\ &\cdot 5519,95^{0,728+0,0543 \cdot \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot 45}{45}\right)+3,7\right]} \cdot 4,60^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0,000195}{0,000206}\right)^{0,14} \\ &= 1934,94 \end{aligned}$$

Výsledná hodnota súčiniteľa tepelnej vodivosti na strane H₂O-Glykol $h_{H_2O-Glykol}$, je definovaná rovnicou (74), ktorá je obdržaná zo zdroja [89]. Pre zakomponovanie vplyvu uhlu rebrovania β je výpočet realizovaný pomocou Nusseltovho čísla prúdenia H₂O-Glykol $Nu_{H_2O-Glykol}$, pre tepelnej vodivosti H₂O-Glykol $k_{H_2O-Glykol}$ a ekvivalentného priemeru D_e .

$$\begin{aligned} h_{H_2O-Glykol} &= \frac{Nu_{H_2O-Glykol} \cdot k_{H_2O-Glykol}}{D_e} \quad (74) \\ &= \frac{658,33 \cdot 0,4867}{0,0733} \\ &= 4338,06 W/m \cdot K \end{aligned}$$

Výsledná hodnota súčiniteľa tepelnej vodivosti na strane R1234ze(E) $h_{R1234ze(E)}$, je definovaná rovnicou (75), ktorá je obdržaná zo zdroja [89]. Výpočet je realizovaný pomocou

Nusseltovho čísla prúdenia $R1234ze(E)$ $Nu_{R1234ze(E)}$, tepelnej vodivosti $R1234ze(E)$ $k_{R1234ze(E)}$ a ekvivalentného priemeru D_e .

$$h_{R1234ze(E)} = \frac{Nu_{R1234ze(E)} \cdot k_{R1234ze(E)}}{D_e} = \frac{1935,94 \cdot 0,08}{0,0733} = 2095,71 \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad (75)$$

Tepelný odpor dosky R_p je definovaný ako pomer hrúbky dosky t ku tepelnej vodivosti dosky λ_d [80]. Závislosť je vyjadrená rovnicou (76) a obdržaná zo zdroja [82].

$$R_p = \frac{t}{\lambda_d} = \frac{0,002}{14,3} = 1,3986 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{W/K} \quad (76)$$

Celkový odpor výmenníku tepla R_{celk} popisuje rovnica (77), ktorá je získaná zo zdroja [82]. Závislosť je vyjadrená ako súčet prevrátených hodnôt súčiniteľa tepelnej vodivosti na strane H_2O -Glykol $h_{H_2O-Glykol}$ a $R1234ze(E)$ $h_{R1234ze(E)}$ s tepelným odporom dosky R_p .

$$R_{celk} = \frac{1}{h_{R1234ze(E)}} + R_p + \frac{1}{h_{H_2O-Glykol}} = \frac{1}{2111,99} + 1,3986 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4371,67} = 8,421 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{W/K} \quad (77)$$

Celkový súčiniteľ prestupu tepla navrhnutého výparníku U_{celk} je definovaný pomocou rovnice (78), ktorá je získaná zo zdroja [82]. Závislosť je vyjadrená ako prevrátená hodnota celkového odporu výmenníku tepla R_{celk} .

$$U_{celk} = \frac{1}{R_{celk}} = \frac{1}{8,691 \cdot 10^{-4}} = 1187,53 \text{ K/m}^2 \cdot \text{W} \quad (78)$$

Výsledná teplomenná plocha výparníku A je definovaná súčinom počtu dosiek N_p a teplomennej plochy jednej dosky A_p . Závislosť je vyjadrená rovnicou (79).

$$A = N_p \cdot A_p = 73 \cdot 3,276 = 239,15 \text{ m} \quad (79)$$

Výsledná hodnota tepelného výkonu výmenníku tepla bez prehriatia pár chladiva Q je stanovená ako súčin celkového súčiniteľa prestupu tepla U_{celk} , výsledná teplomennej plochy výparníku A a logaritmického teplotného spádu bez predohrevu chladiva $\Delta T_{ln,vyp}$. Závislosť je vyjadrená rovnicou (80).

$$Q = U_{celk} \cdot A \cdot \Delta T_{ln,vyp} = 1187,53 \cdot 239,15 \cdot 10,82 = 3072 \text{ kW} \quad (80)$$

Nasledujúca časť je venovaná výpočtu tlakových strát v priestore výmenníku tepla. Počítané sú tlakové straty na hrdlách a v medzi doskovom priestore. Faktor trenia na strane H_2O -Glykol $f_{H_2O-Glykol}$ je definovaný pomocou rovnice (81), ktorá vychádza z Mulleyeho korelácie [90]. Vo výpočte vystupuje uhol rebrovania β a Reynoldsovo číslo $Re_{H_2O-Glykol}$.

$$f_{H_2O-Glykol} = \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{Re_{H_2O-Glykol}}\right)^5 + \left(\frac{6,28}{Re_{H_2O-Glykol}^{0,5}}\right)^5 \right] = \left(\frac{45}{30}\right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{884,56}\right)^5 + \left(\frac{6,28}{884,56^{0,5}}\right)^5 \right] = 0,2955 \quad (81)$$

Faktor trenia na strane $R1234ze(E)$ $f_{R1234ze(E)}$ je definovaný pomocou rovnice (83), ktorá vychádza z Mulleyeho korelácie [90]. Vo výpočte vystupuje uhol rebrovania β a Reynoldsovo číslo $Re_{R1234ze(E)}$.

$$\begin{aligned} f_{R1234(E)} &= \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{Re_{R1234(E)}}\right)^5 + \left(\frac{6,28}{Re_{R1234ze(E)}^{0,5}}\right)^5 \right] \\ &= \left(\frac{45}{30}\right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{5519,95}\right)^5 + \left(\frac{6,28}{5519,95^{0,5}}\right)^5 \right] \\ &= 0,1158 \end{aligned} \quad (82)$$

Rýchlosť prúdenia tekutiny H₂O-Glykol v kanáloch výparníku $v_{H_2O-Glykol}$ je definovaná rovnicou (83), ktorá bola získaná odvodením neznámej veličiny pomocou jednotiek. Potrebná premena z kanálovej hmotnostnej rýchlosti na strane H₂O-Glykol $G_{H_2O-Glykol}$ na rýchlosť prúdenia tekutiny H₂O-Glykol v kanáloch výparníku $v_{H_2O-Glykol}$ je uskutočnená pomocou hustoty H₂O-Glykol $\rho_{H_2O-Glykol}$. Totožné pravidlo obdržania rovnice (83) platí aj pre rovnicu (84). Hodnota hustoty $\rho_{H_2O-Glykol}$ je platná pre strednú teplotu zmesi H₂O-Glykol 40 °C medzi spalínovým kondenzátorom a výparníkom. Hodnota hustoty $\rho_{H_2O-Glykol}$ je získaná lineárnou interpoláciou zo zdroja [81].

$$v_{H_2O-Glykol} = \frac{\rho_{H_2O-Glykol}}{G_{H_2O-Glykol}} = \frac{1037}{17,05} = 0,016 \text{ m/s} \quad (83)$$

Rýchlosť prúdenia chladiva R1234ze(E) v kanáloch výparníku $v_{R1234ze(E)}$ je definovaná rovnicou (84), v ktorej vystupuje hustota R1234ze(E) $\rho_{R1234ze(E)}$ a kanálová hmotnostná rýchlosť R1234ze(E) $G_{R1234ze(E)}$.

$$v_{R1234ze(E)} = \frac{\rho_{R1234ze(E)}}{G_{R1234ze(E)}} = \frac{44,07}{14,67} = 0,373 \text{ m/s} \quad (84)$$

Tlaková strata na doskách výparníku na strane H₂O-Glykol $\Delta p_{ch,H_2O-Glykol}$ je definovaná rovnicou (85), ktorá je získaná zdrojom [90]. Vo výpočte vystupuje počet kanálov na strane H₂O-Glykol $N_{ch,H_2O-Glykol}$, faktor trenia na strane H₂O-Glykol $f_{H_2O-Glykol}$, hustota H₂O-Glykol $\rho_{H_2O-Glykol}$, rýchlosť prúdenia tekutiny H₂O-Glykol v kanáloch výparníku $v_{H_2O-Glykol}$, dĺžka dosiek L_p , ekvivalentný priemer D_e dynamická viskozita H₂O-Glykol $\mu_{H_2O-Glykol}$ a dynamická viskozita na stene H₂O-Glykol $\mu_{w,H_2O-Glykol}$.

$$\begin{aligned} \Delta p_{ch,H_2O-Glykol} &= 4 \cdot f_{H_2O-Glykol} \cdot \frac{\rho_{H_2O-Glykol} \cdot v_{H_2O-Glykol}^2}{2} \cdot \frac{N_{ch,H_2O-Glykol} \cdot L_p}{D_e} \\ &\cdot \left(\frac{\mu_{H_2O-Glykol}}{\mu_{w,H_2O-Glykol}}\right)^{-0,17} \\ &= 4 \cdot 0,2955 \cdot \frac{1037 \cdot 0,016^2}{2} \cdot \frac{36 \cdot 2,8}{0,0733} \cdot \left(\frac{0,001413}{0,001336}\right)^{-0,17} \\ &= 0,225 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (85)$$

Tlaková strata na doskách výparníku na strane R1234ze(E) $\Delta p_{ch,R1234ze(E)}$ je definovaná rovnicou (86), ktorá je získaná zdrojom [90]. Vo výpočte vystupuje počet kanálov na strane R1234ze(E) $N_{ch,R1234ze(E)}$, faktor trenia na strane R1234ze(E) $f_{R1234ze(E)}$, hustota R1234ze(E) $\rho_{R1234ze(E)}$, rýchlosť prúdenia tekutiny R1234ze(E) v kanáloch výparníku $v_{R1234ze(E)}$, dĺžka dosiek L_p a ekvivalentný priemer D_e , dynamická viskozita R1234ze(E) $\mu_{R1234ze(E)}$ a dynamická viskozita na stene R1234ze(E) $\mu_{w,R1234ze(E)}$.

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{ch,R1234ze(E)} &= 4 \cdot f_{R1234ze(E)} \cdot \frac{\rho_{R1234ze(E)} \cdot v_{R1234ze(E)}^2}{2} \cdot \frac{N_{ch,R1234ze(E)} \cdot L_p}{D_e} \quad (86) \\
 &\cdot \left(\frac{\mu_{R1234ze(E)}}{\mu_{w,R1234ze(E)}} \right)^{-0,17} \\
 &= 4 \cdot 0,1183 \cdot \frac{44,07 \cdot 0,373^2}{2} \cdot \frac{36 \cdot 2,8}{0,0733} \cdot \left(\frac{0,000195}{0,000206} \right)^{-0,17} \\
 &= 1,798 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Tlaková strata na hrdlách strany H₂O-Glykol $\Delta p_{p,H_2O-Glykol}$ je definovaná rovnicou (87), ktorá je získaná zdrojom [90]. Vo výpočte vystupuje počet kanálov na strane H₂O-Glykol $N_{ch,H_2O-Glykol}$, hmotnostný tok H₂O-Glykol $\dot{m}_{H_2O-Glykol}$, priemer hrdiel na vstupe a výstupe D_v^2 a hustota H₂O-Glykol $\rho_{H_2O-Glykol}$.

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{p,H_2O-Glykol} &= 1,4 \cdot N_{ch,H_2O-Glykol} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{H_2O-Glykol}}{\pi \cdot \frac{D_v^2}{4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{H_2O-Glykol}} \quad (87) \\
 &= 1,4 \cdot 36 \cdot \left(\frac{26,32}{\pi \cdot \frac{0,37^2}{4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot 1037} \\
 &= 1,456 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Tlaková strata na hrdlách strany R1234ze(E) $\Delta p_{p,R1234ze(E)}$ je definovaná rovnicou (88), ktorá je získaná zdrojom [90]. Vo výpočte vystupuje počet kanálov na strane R1234ze(E) $N_{ch,R1234ze(E)}$, hmotnostný tok R1234ze(E) $\dot{m}_{R1234ze(E)}$, priemer hrdiel na vstupe a výstupe D_v^2 , hustota R1234ze(E) $\rho_{R1234ze(E)}$, dynamická viskozita R1234ze(E) $\mu_{R1234ze(E)}$ a dynamická viskozita na stene R1234ze(E) $\mu_{w,R1234ze(E)}$.

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{p,R1234ze(E)} &= 1,4 \cdot N_{ch,H_2O-Glykol} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{R1234ze(E)}}{\pi \cdot \frac{D_v^2}{4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{R1234ze(E)}} \quad (88) \\
 &= 1,4 \cdot 36 \cdot \left(\frac{22,65}{\pi \cdot \frac{0,37^2}{4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot 44,07} \\
 &= 28,424 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Celková tlaková strata na výparníku Δp je definovaná ako súčet tlakovej straty na doskách výparníku na strane H₂O-Glykol $\Delta p_{ch,H_2O-Glykol}$, tlakovej straty na doskách výparníku na strane R1234ze(E) $\Delta p_{ch,R1234ze(E)}$, tlakovej straty na hrdlách strany H₂O-Glykol $\Delta p_{p,H_2O-Glykol}$ a tlakovej straty na hrdlách strany R1234ze(E) $\Delta p_{p,R1234ze(E)}$. Závislosť popisuje rovnica (89) získaná zdrojom [90].

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{8-1} &= \Delta p_{ch,H_2O-Glykol} + \Delta p_{ch,R1234ze(E)} + \Delta p_{p,H_2O-Glykol} + \Delta p_{p,R1234ze(E)} \quad (89) \\
 \Delta p_{8-1} &= 0,225 + 1,798 + 1,456 + 28,424 \\
 \Delta p_{8-1} &= 31,686 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

V doterajšom výpočte nebola uvažovaná teplota predohrevu par chladiva. Nasledujúca časť je venovaná zvýšeniu účinnosti tepelného čerpadla pomocou implementácie prehriatia par chladiva.

Tab. 17 Parametre definujúce predohrev

Stav	Teplota [°C]	Entalpia [kJ/kg]
8	23	280,3791
1	23	399,4538
1 _{pre}	28	400,3054

Počiatočná teplota predohrevu pár chladiva R1234ze(E) je stanovená na hodnotu $\Delta t_{pre} = 5$ °C. Závislosti jednotlivých parametrov od teploty predohrevu sú skúmané v kapitole 5.

Pre stanovenie základnej energetickej bilancie pre pracovný stav uvažujúci s predohrevom, je potreba znovu určenie logaritmického teplotného spádu $\Delta T_{ln,vyp,pre}$ pomocou rovnice (19). Podľa už vyjadreného postupu na začiatku kapitoly 4.4, sú hodnoty teploty chladiva v jednotlivých stavoch definované tab. 17 dosadené do rovnice (19). Výsledná hodnota logaritmického teplotného spádu pre výparník pri prehriatí par chladiva o 5 °C je vyjadrená rovnicou (90).

$$\Delta T_{ln,vyp,pre} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(55 - 28) - (25 - 23)}{\ln\left(\frac{55 - 28}{25 - 23}\right)} = 9,61 \text{ °C} \quad (90)$$

Tab. 18 Entalpické spády s a bez predohrevu pár chladiva

Entalpický spád bez prehriatia pár chladiva	h_{81}	127,623	kJ/kg
Entalpický spád s prehriatím pár chladiva	$h_{81,pre}$	132,458	kJ/kg
Rozdiel entalpického spádu	$\Delta h_{81,pre-81}$	4,835	kJ/kg

Vyjadrenie a porovnanie entalpického spádu h prechodom chladiva cez výparník s aplikovaním prehriatia pár chladiva $h_{81,pre}$ a bez aplikovania prehriatia pár chladiva h_{81} je zobrazené pomocou tab. 18.

Dodatočné teplo privedené prehriatím pár R1234ze(E) Q_{dod} je definované ako súčin rozdielu entalpického spádu par R1234ze(E) v stave po a pred prehriatím s množstvom chladiva v prvom stupni tepelného čerpadla $\dot{m}_{R1234ze(E),1^\circ}$. Dodatočné teplo privedené prehriatím pár R1234ze(E) Q_{dod} vyjadruje navýšenie tepelného výkonu výparníku pri uvažovaní teploty prehriatia pár chladiva $\Delta t_{pre} = 5$ °C. Závislosť popisuje rovnica (91).

$$Q_{dod} = \Delta h_{81,pre-81} \cdot \dot{m}_{R1234ze(E),1^\circ} = 4,835 \cdot 22,65 = 109,52 \text{ kW} \quad (91)$$

Celkový tepelný výkon s predohrevom R1234ze(E) Q_{pre} definuje rovnica (92) ako súčet dodatočného tepla privedeného prehriatím pár R1234ze(E) Q_{dod} a výslednou hodnotou tepelného výkonu výmenníku tepla bez prehriatia pár chladiva Q .

$$Q_{pre} = Q_{dod} + Q = 3072,88 + 109,52 = 3182,4 \text{ kW} \quad (92)$$

Pre umožnenie prehriatia pár chladiva je nutné zväčšenie plochy výmenníku tepla na hodnotu A_{pre} . Vzťah je vyjadrený pomocou celkového tepelného výkonu s predohrevom R1234ze(E) Q_{pre} , celkového súčiniteľa prestupu tepla U_{celk} a logaritmického teplotného spádu s predohrevom pár chladiva $\Delta T_{ln,vyp,pre}$. Závislosť vyjadruje rovnica (93).

$$A_{pre} = \frac{Q_{pre}}{U_{celk} \cdot \Delta T_{ln,vyp,pre}} = \frac{3182,4}{1187,52 \cdot 9,61} = 278,99 \text{ m}^2 \quad (93)$$

Výsledná hodnota navyše plochy ΔA , o ktorú je potrebné navýšiť výmenník tepla pre prehriatia pár chladiva o 5 °C, popisuje rovnica (94).

$$\Delta A = A_{pre} - A = 278,99 - 239,15 = 39,84 \text{ m}^2 \quad (94)$$

Výpočet navrhnutého výparníku nezahŕňa účinnosť prenosu tepla medzi stranami H₂O-Glykol a R1234ze(E).

4.5. Kompresory tepelného čerpadla

Z voľby 2° tepelného čerpadla je zrejmé, že návrh musí obsahovať jeden nízko tlakový kompresor a jeden vysoko tlakový kompresor. Ďalšou podmienkou je kompatibilita s chladivom R1234ze(E), patriaceho do skupiny HFO. Nakoľko je vypočítaná celková tlaková strana výparníku, dochádza k úprave hodnôt, z ktorých vychádza návrh kompresorov tepelného čerpadla, pričom je v platnosti rovnica (95).

$$p_{1,pre} = p_1 - \Delta p_{8-1} = 469,05 - 31,68 = 437,37 \text{ kPa} \quad (95)$$

Parametre sledovaných hodnôt, z ktorých vychádza návrh nízko a vysoko tlakového kompresoru sú zobrazené pomocou tab. 13, až na hodnotu tlaku za výparníkom $p_{1,pre}$.

Kompatibilita kompresorov s chladivom R1234ze(E) nie je problémová, nakoľko chladivo je vyvinuté ako náhrada za priemyslovo zavedené chladivá z typu HCF. Na základe hodnôt z tab. 7 dosahujú najvyššie účinnosti kompresory axiálneho typu. Okrem najvyššej hodnoty účinnosti, spĺňajú požiadavku na požadovaný výkon a kompatibilitu s chladivom R1234ze(E). Na základe týchto parametrov, je v návrhu uvažovaný axiálny kompresor.

Skutočné hodnoty tlakového pomeru pracovných bodov návrhu cyklu tepelného čerpadla na nízko θ_{1-2} a vysoko θ_{9-4} tlakovom kompresore zobrazujú rovnice (96) a (97). Vyjadrujú tlakový pomer cyklu už uvažujúceho s teplotou prehriatia pár chladiva, ktorú vyjadruje tlak $p_{1,pre}$.

$$\theta_{1-2} = \frac{p_2}{p_{1,pre}} = \frac{10,35}{4,36} = 2,37 \quad (96)$$

$$\theta_{4-9} = \frac{p_4}{p_9} = \frac{24,35}{10,35} = 2,35 \quad (97)$$

Informácia uvedená v kapitole 2.1 o axiálnych kompresoroch definuje, že typizovaný stupeň axiálneho kompresora pracuje pri kompresnom pomere $\varepsilon_s = 1,2$ a termodynamicknej účinnosti $\eta_s = 92 \%$.

$$n_{s,1^\circ} = \frac{\theta_{1-2}}{\varepsilon} = \frac{2,37}{1,2} = 1,98 \doteq 2 \quad (98)$$

$$n_{s,2^\circ} = \frac{\theta_{4-9}}{\varepsilon} = \frac{2,35}{1,2} = 1,96 \doteq 2 \quad (99)$$

Zaokrúhlené výsledky rovníc (98) a (99) vyjadrujú požadovaný počet stupňov kompresorov na prvom $n_{s,1^\circ}$ a druhom $n_{s,2^\circ}$ stupni tepelného čerpadla.

$$\eta_{k,1^\circ} = \eta_{k,2^\circ} = \eta_s^{n_{s,1^\circ}} = \eta_s^{n_{s,2^\circ}} = 0,92^2 = 0,8464 = 84,64 \% \quad (100)$$

Vzhľadom k totožnému výsledku $n_{s,1^\circ} = n_{s,2^\circ}$, účinnosti kompresorov prvého a druhého stupňa tepelného čerpadla vyjadruje rovnica (100). Výsledné hodnoty entalpie na výstupe reálneho kompresoru prvého $i_{t,2}$ a druhého $i_{t,4}$ stupňa sú vyjadrené rovnicami (101) a (102),

ktoré sú odvodené zo zdroja [91]. Do rovníc sú dosadzované hodnoty entalpie v jednotlivých stavoch získané z tab. 13.

$$i_2 = \frac{(i_{2s} - i_1)}{\eta_{k,1^\circ}} + i_1 = \frac{(419,57 - 404,29)}{0,8464} + 404,29 = 422,34 \text{ kJ/kg} \quad (101)$$

$$i_4 = \frac{(i_{4s} - i_9)}{\eta_{k,2^\circ}} + i_9 = \frac{(433,61 - 418,38)}{0,8464} + 418,38 = 436,38 \text{ kJ/kg} \quad (102)$$

Výsledné hodnoty príkonov kompresorov v ktorých je uvažovaná účinnosť, sú vypočítané v kapitole 4.7. Výpočet kompresorov neuvažuje so stratami kinetickej energie vznikajúcim kvôli rotujúcim prvkom kompresoru. Účinnosť kompresoru sa prejavuje na znížení hodnoty entalpie pre stavy i_2 a i_4 .

4.6. Kondenzátor tepelného čerpadla

Voľba typu výmenníku tepla za kondenzátor navrhovaného tepelného čerpadla je totožná, ako voľba typu výparníku. Táto voľba je odôvodniteľná variabilitou uplatnenia zváraných doskových výmenníkov tepla. Pre totožnosť výpočtu kondenzátoru s výpočtom výparníku, Výsledné hodnoty konštrukčnej časti návrhu zobrazené v tab. 19 vznikli po optimalizácii prevádzkových parametrov kondenzátoru. Výpočet kondenzátoru uvažuje s teplotou podchladenia kondenzátu chladiva $\Delta t_{pod} = 5^\circ\text{C}$. Teplotný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H je navrhnutý tak, aby odpovedal bilančnej rovnici (55). Výsledný teplotný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H je upravený v kapitole 4.7, zmenou množstva chladiva $2^\circ \dot{m}_{2^\circ}$. Pre návrh kondenzátoru je použitá totožná geometria dosiek. Teplotný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H je upravený zmenou počtu dosiek N_p .

Tab. 19 Konštrukčné parametre návrhu kondenzátoru

Faktor zväčšenia plochy dosky ^[45]	φ	1,17 [-]
Počet dosiek	N_p	83 [ks]
Počet kanálov strana R1234ze(E)	$N_{ch,R1234ze(E)}$	41 [ks]
Počet kanálov strana H ₂ O	N_{ch,H_2O}	41 [ks]
Dĺžka dosiek	L_p	2,8 [m]
Predĺžená dĺžka dosiek	L_{pr}	3,276 [m]
Šírka dosiek	W_p	1 [m]
Teplomenná plocha dosky	A_p	3,276 [m ²]
Hrúbka dosiek	t	0,002 [m]
Rozteč dosiek	p	0,0395 [m]
Vzdialenosť medzi kanálmi	b	0,0375 [m]
Priemer hrdiel na vstupe a výstupe	D_v	0,37 [m]
Ekvivalentný priemer	D_e	0,0641 [m]
Vodivosť kovových dosiek – nerež ^[80]	λ_d	14,3 [W/(m·K)]

Výsledné prevádzkové hodnoty návrhu kondenzátoru sú zobrazené pomocou tab. 20. Pri jednotlivých veličinách, ktorých hodnota závisí od teploty t alebo tlaku p , sú uvedené hodnoty pri ktorých boli výsledné veličiny získané.

Tab. 20 Prevádzkové parametre návrhu kondenzátoru

Logaritmickej teplotný spád kondenzátoru	$\Delta T_{ln,kon}$	10,14 [°C]
Logaritmickej teplotný spád kondenzátoru s podchladením	$\Delta T_{ln,kon,pod}$	8,90 [°C]
Hustota H ₂ O (75 °C, 1 MPa) ^[92]	ρ_{H_2O}	975,23 [kg/m ³]
Hustota R1234ze(E)	$\rho_{R1234ze(E)}$	511,19 [kg/m ³]
Hmotnostný prietok strana R1234ze(E)	$\dot{m}_{R1234ze(E),1+2^\circ}$	36,31 [kg/s]
Hmotnostný prietok strana H ₂ O	\dot{m}_{H_2O}	29,83 [kg/s]
Kanálová hmotnostná rýchlosť na strane Voda	G_{H_2O}	19,42 [kg/m ² ·s]
Kanálová hmotnostná rýchlosť na strane R1234ze(E)	$G_{R1234ze(E)}$	23,64 [kg/m ² ·s]
Dynamická viskozita H ₂ O (75 °C, 1 MPa) ^[92]	μ_{H_2O}	3,77·10 ⁻⁴ [Pa/s]
Dynamická viskozita R1234ze(E) (88,1 °C, 2,435 MPa) ^[84]	$\mu_{R1234ze(E)}$	3,52·10 ⁻³ [Pa/s]
Dynamická viskozita H ₂ O na stene (75 °C, T _w = 354,15 K)	μ_{w,H_2O}	3,93·10 ⁻⁴ [Pa/s]
Dynamická viskozita R1234ze(E) na stene (88 °C, 2,435 MPa, T _w = 348,15 K)	$\mu_{w,R1234ze(E)}$	3,35·10 ⁻⁴ [Pa/s]
Reynoldsovo číslo na strane H ₂ O	Re_{H_2O}	3299,33 [-]
Reynoldsovo číslo na strane R1234ze(E)	$Re_{R1234ze(E)}$	4304,83 [-]
Uhol rebrovania	β	45 [°]
Tepelná vodivosť H ₂ O (75 °C, 1 MPa) ^[92]	k_{H_2O}	0,664 [W/(m·K)]
Tepelná vodivosť R1234ze(E) (88 °C, 2,435 MPa) ^[87]	$k_{R1234ze(E)}$	0,05903 [W/(m·K)]
Merná tepelná kapacita H ₂ O (75 °C, 1 MPa) ^[92]	$c_{p,R1234ze(E)}$	4190 [J/(kg·K)]
Merná tepelná kapacita R1234ze(E) (88 °C, 2,435 MPa)	$c_{p,R1234ze(E)}$	2046,68 [J/(kg·K)]
Prandtlovo číslo na strane H ₂ O	Pr_{H_2O}	2,38 [-]
Prandtlovo číslo na strane R1234ze(E)	$Pr_{R1234ze(E)}$	12,19 [-]
Nusseltovo číslo na strane H ₂ O	Nu_{H_2O}	1054,39 [-]
Nusseltovo číslo na strane R1234ze(E)	$Nu_{R1234ze(E)}$	2075,24 [-]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane H ₂ O ^[92]	k_{H_2O}	10930,39 [-]
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane R1234ze(E) ^[87]	$k_{R1234ze(E)}$	2075,24 [-]
Odpor dosky	R_p	1,399·10 ⁻⁴ [m ² ·W/K]
Odpor tepelnej vodivosti	R_{celk}	7,312·10 ⁻⁴ [m ² ·W/K]
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	U_{celk}	1402,1 [-]
Celková teplotenná plocha	A_{celk}	271,9 [m ²]
Tepelný výkon bez podchladenia	Q	3867,17 [kW]
Faktor trenia na strane H ₂ O	f_{H_2O}	0,153 [-]
Faktor trenia na strane R1234ze(E)	$f_{R1234ze(E)}$	0,134 [-]
Rýchlosť H ₂ O v kanáloch	v_{ch,H_2O}	0,0199 [m/s]
Rýchlosť R1234ze(E) v kanáloch	$v_{ch,R1234ze(E)}$	0,0465 [m/s]
Tlaková strata na doskách na strane H ₂ O	$\Delta p_{p,H_2O}$	0,214 [kPa]
Tlaková strata na doskách na strane R1234ze(E)	$\Delta p_{p,R1234ze(E)}$	0,521 [kPa]
Tlaková strata na hrdle na strane H ₂ O	$\Delta p_{ch,H_2O}$	2,267 [kPa]

Tab. 20 Prevádzkové parametre návrhu kondenzátoru

Tlaková strata na hrdle na strane R1234ze(E)	$\Delta p_{ch,R1234ze(E)}$	6,404 [kPa]
Celková tlaková strata	Δp	9,405 [kPa]
Entalpický spád R1234ze(E) bez podchladenia	h_{4-5}	100,002 [kJ/kg]
Entalpický spád R1234ze(E) s podchladením	$h_{4-5,pod}$	109,103 [kJ/kg]
Rozdiel entalpického spádu	$\Delta h_{4-5,pod}$	9,101 [kJ/kg]
Dodatočné teplo odvedené podchladením pár R1234ze(E)	Q_{pod}	313,052 [kW]
Celkový tepelný kondenzátoru s podchladením pár R1234ze(E)	$Q_{celk,pod}$	4180,22 [kW]
Potrebná teplotenná plocha kondenzátoru s podchladením	A_{pod}	334,90 [m ²]
Navyše potrebná teplotenná plocha kondenzátoru s podchladením	ΔA	62,99 [m ²]

Výsledná hodnota tepelného výkonu $Q_{celk,pod}$ kondenzátoru tepelného čerpadla pri teplote podchladenia $\Delta t_{pod} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ je 4,18 MW. Pre prenesenie tepelného výkonu je potrebná plocha teplotennej plochy $A_{pod} = 334,9 \text{ m}^2$.

4.7. Výsledné hodnoty navrhnutého systému

Pre určenie výsledných hodnôt sledovaných parametrov návrhu tepelného čerpadla, je nutná optimalizácia množstva chladiva dodatočne pridaného 2° tepelného čerpadla \dot{m}_{2° . Výsledné množstvo chladiva je určené tak, aby platila základná energetická bilančná rovnica (103). Rovnica (103) popisuje rovnosť vstupného množstva tepelnej energie v podobe tepla privedeného výparníku \dot{Q}_C , mechanického výkonu kompresorov A_{K1} a A_{K2} ku výstupu tepelnej energie vyjadrenej teplom kondenzátora \dot{Q}_H . Výsledné množstvo dodatočne pridaného chladiva 2° \dot{m}_{2° upravuje tepelný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H a je určené pomocou funkcie riešiteľ, dostupnej v prostredí programu Microsoft Excel.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= \dot{Q}_C + A_{K1} + A_{K2} & (103) \\ 3990,9 \text{ kW} &= 3000 \text{ kW} + 408,9 \text{ kW} + 582,0 \text{ kW} \end{aligned}$$

Vzhľadom k využitiu prehriatia par chladiva vo výparníku a podchladenia kondenzátu kondenzátorom, uvedené tepelné výkony \dot{Q}_C a \dot{Q}_H v rovnici (103) zahŕňajú prehriatie a podchladenie chladiva.

Výsledné množstvo chladiva dodatočne pridaného 2° tepelného čerpadla $\dot{m}_{2^\circ} = 13,66 \text{ kg/s}$, pri 0 % diferencií medzi pravou a ľavou stranou rovnice (103).

Po stanovení finálnej hodnoty celkového množstva chladiva 2° tepelného čerpadla, je umožnené stanovenie vnútorných príkonov kompresorov. Výpočet vnútorných príkonov P_{K1} a P_{K2} je stanovený pomocou rovníc (104) a (105). Vo výpočtoch je uvažovaná hodnota mechanickej účinnosti $\eta_{k,m} = 98 \%$, ktorej hodnota bola stanovená odhadom.

$$\begin{aligned} P_{K1} &= \frac{\dot{m}_{1^\circ} \cdot (i_2 - i_1)}{\eta_{k,m}} & (104) \\ &= \frac{22,65 \cdot (422,31 - 404,29)}{0,98} \\ &= 417,20 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{K2} &= \frac{(\dot{m}_{1^\circ} + \dot{m}_{2^\circ}) * (i_4 - i_9)}{\eta_{k,m}} \\
 &= \frac{(22,65 + 13,02) * (436,38 - 420,06)}{0,98} \\
 &= 593,93 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{105}$$

Výpočtom vnútorného príkonu kompresorov 1° P_{K1} a 2° P_{K2} je stanovený topný faktor popísaný rovnicou (106), ktorá je odvodená z rovnice (5).

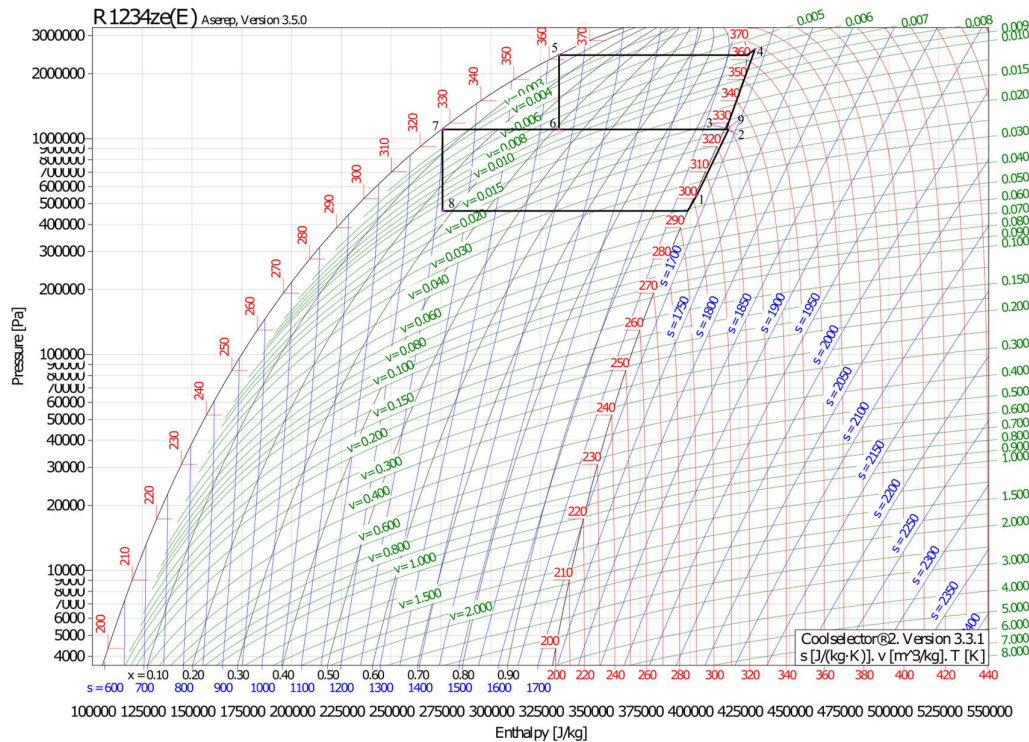
$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{\dot{Q}_H}{P_{K1} + P_{K2}} \\
 &= \frac{3990,9}{417,20 + 593,93} \\
 &= 3,95
 \end{aligned}
 \tag{106}$$

Tab. 21 Výsledné hodnoty návrhu tepelného čerpadla

Vnútorný príkon kompresorov			Tepelný výkon		
P_{K1}	417198,6 W	417,19 kW	\dot{Q}_C	3000000 W	3000,00 kW
P_{K2}	593926,1 W	593,93 kW	\dot{Q}_H	399093 W	3990,9 kW
Mechanický výkon kompresorov			$\dot{Q}_{C,pre}$	109520 W	109,52 kW
A_{K1}	408854,6 W	408,85 kW	$\dot{Q}_{H,pod}$	313052 W	313,05 kW
A_{K2}	582047,6 W	582,05 kW	Merné množstvo chladiva		
Účinnosť tepelného čerpadla			\dot{m}_{1°	22,65 kg/s	R1234ze(E)
COP	3,95		\dot{m}_{2°	13,03 kg/s	R1234ze(E)
			$\dot{m}_{1^\circ+2^\circ}$	35,68 kg/s	R1234ze(E)

Výsledné hodnoty návrhu 2° kompresorového tepelného čerpadla popisuje tab. 21. Tabuľkou sú zobrazené vnútorné príkony kompresorov P_K , mechanické výkony kompresorov A_K , tepelný výkon výparníku \dot{Q}_C , kondenzátoru \dot{Q}_H , množstvo pridaného tepla prehriatím $\dot{Q}_{C,pre}$ a podchladením chladiva $\dot{Q}_{H,pod}$, merné množstvá chladiva 1° \dot{m}_{1° a 2° $\dot{m}_{1^\circ+2^\circ}$ a výslednú hodnotu topného faktoru COP .

Výsledné hodnoty platia pri teplote prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5^\circ\text{C}$, teplote podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 5^\circ\text{C}$ a uhlov rebrovania na výparníku a kondenzátore $\beta = 45^\circ$. Množstvá pridaného tepla prehriatím $\dot{Q}_{C,pre}$ a podchladením chladiva $\dot{Q}_{H,pod}$ sú zahrnuté v tepelnom výkone výparníku \dot{Q}_C a kondenzátora \dot{Q}_H .



Obr. 28 P-h diagram navrhnutého cyklu tepelného čerpadla [93]

Výsledný p-h diagram navrhnutého cyklu tepelného čerpadla je znázornený na obr. 28. V diagrame sú vo výsledných stavoch započítané tlakové straty výmenníkov tepla, účinnosť kompresorov, teplota prehriatia pár chladiva 5 °C a teplota podchladenia kondenzátu chladiva 5 °C.

Tab. 22 Hodnoty sledovaných veličín v reálnom cykle návrhu tepelného čerpadla

Stav	Teplota t [°C]	Tlak p [bar]	Entropia s [kJ/(kg·K)]	Entalpia i [kJ/kg]
1	28,00	4,37	1,6932	404,289
2	54,6	10,35	1,6932	422,341
3	51,5	10,35	1,6826	416,096
4	92	24,35	1,6896	436,376
5	84,2	24,35	1,3891	324,509
6	51,5	21,85	1,4285	333,610
7	51,5	10,35	1,2382	271,831
8	23	4,69	1,2461	271,831
9	55	10,35	1,6896	420,061

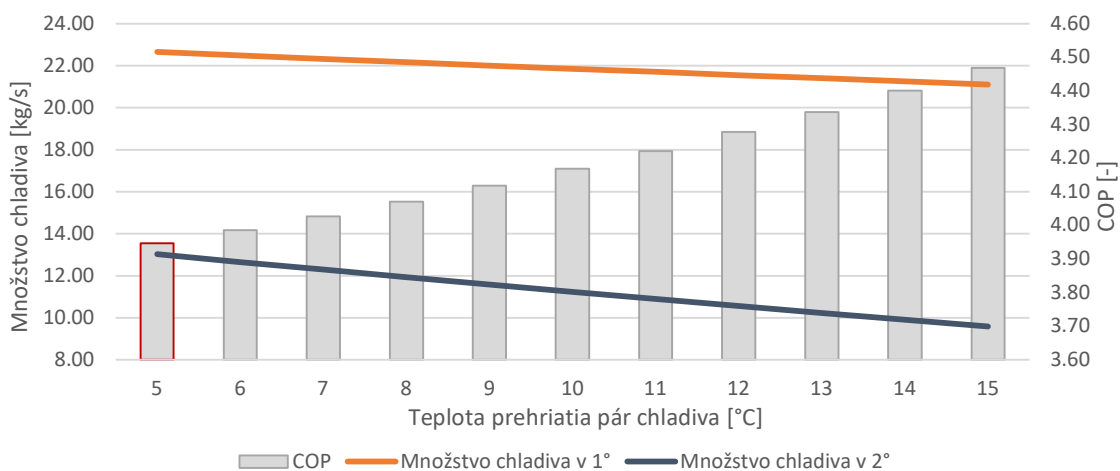
V dôsledku implementácie teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} a podchladenia kondenzátu Δt_{pod} došlo k zmene teplôt t , tlakov p , entropií s a entalpií i v cykle tepelného čerpadla. Z tohto dôvodu je nutné znovu uvedenie hodnôt parametrov v aktuálnej fáze návrhu. Výsledné hodnoty teploty t , tlaku p , entalpie i a entropie s v jednotlivých stavoch tepelného čerpadla sú znázornené tab. 22.

5. Parametrická štúdia prevádzky tepelného čerpadla

Návrh reálneho cyklu tepelného čerpadla znázornený kapitolou 4, prešiel počas výpočtu radou optimalizácií. Tie sa však nezameriavajú na vplyv zmeny teploty prehriatia pár chladiva výparníkom Δt_{pre} a teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} kondenzátorom. Zmeny vyššie spomínaných parametrov nemajú vplyv iba na výslednú hodnotu topného faktoru COP , ale na zmenu všetkých parametrov, ktoré sú vo vzťahu s daným parametrom. Z tohto dôvodu pre pochopenie jednotlivých vzťahov medzi veličinami, je nutné vykonanie parametrickej štúdie. Parametrická štúdia, zameriavajúca sa na teplotu prehriatia pár chladiva Δt_{pre} a teplotu podchladenia kondenzátu Δt_{pod} je vykonávaná pre teplotný interval (5;15), podľa informácií definovanej v kapitole 2.3, zameriavajúcej sa na výparník a kondenzátor. Hodnoty uvedené v grafoch sú v súlade s bilančnou rovnicou (103). Rovnosť medzi pravou a ľavou stranou rovnice (103) je dodržaná zmenou množstva dodatočne pridaného chladiva 2° tepelného čerpadla.

5.1. Parameter: teplota prehriatia pár chladiva Δt_{pre}

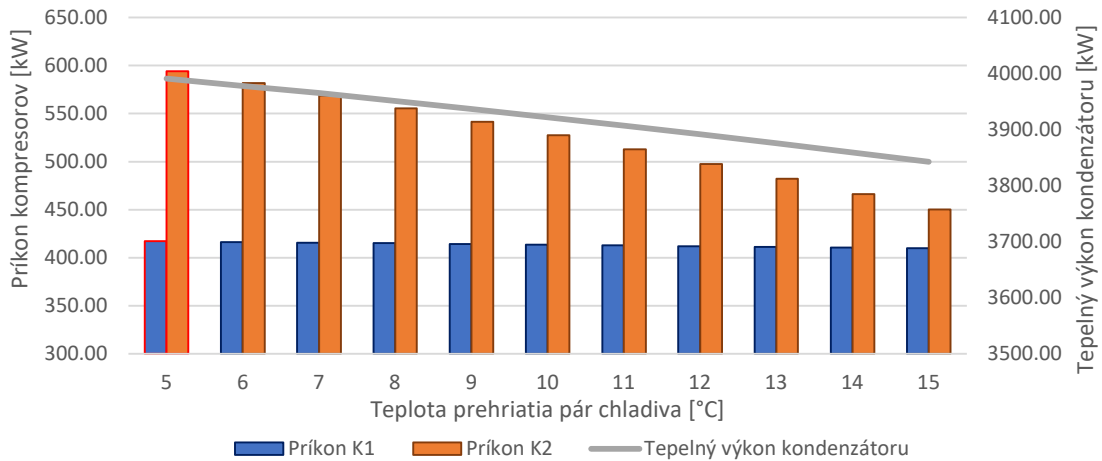
Ako je znázornené obr. 29, so zvyšujúcou teplotou prehriatia pár chladiva výparníkom Δt_{pre} , klesá množstvo chladiva v 1° \dot{m}_{1° a množstvo navyše pridaného chladiva v 2° \dot{m}_{2° . Zároveň pri znižujúcom množstve potrebného chladiva, dochádza ku zvýšeniu hodnoty topného faktoru COP . Znižovanie množstva chladiva v 1° \dot{m}_{1° a množstva navyše pridaného chladiva v 2° \dot{m}_{2° , vysvetľuje nastavenie výpočtu. Hodnota výstupného množstva tepla výparníku \dot{Q}_C v bilancii ideálneho a reálneho cyklu navrhovaného tepelného čerpadla je nastavená na konštantnú hodnotu 3 MW. Zvýraznený stĺpec na červeno vzťahujúci k teplote prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5^\circ\text{C}$ zobrazuje hodnoty, s ktorými počíta reálny návrh popísaný kapitolou 4.7.



Obr. 29 Graf závislosti teploty prehriatia pár chladiva od množstva chladiva a topného faktoru COP

Graf znázornený obr. 30 vyjadruje závislosť medzi teplotou prehriatia pár chladiva Δt_{pre} , vnútorným príkonom kompresoru 1° P_{K1} , vnútorným príkonom kompresoru 2° P_{K2} a tepelným výkonom kondenzátoru \dot{Q}_H . So zvyšujúcou teplotou prehriatia pár chladiva Δt_{pre} dochádza ku zníženiu tepelného výkonu kondenzátoru \dot{Q}_H . Túto závislosť spôsobuje zníženie množstva

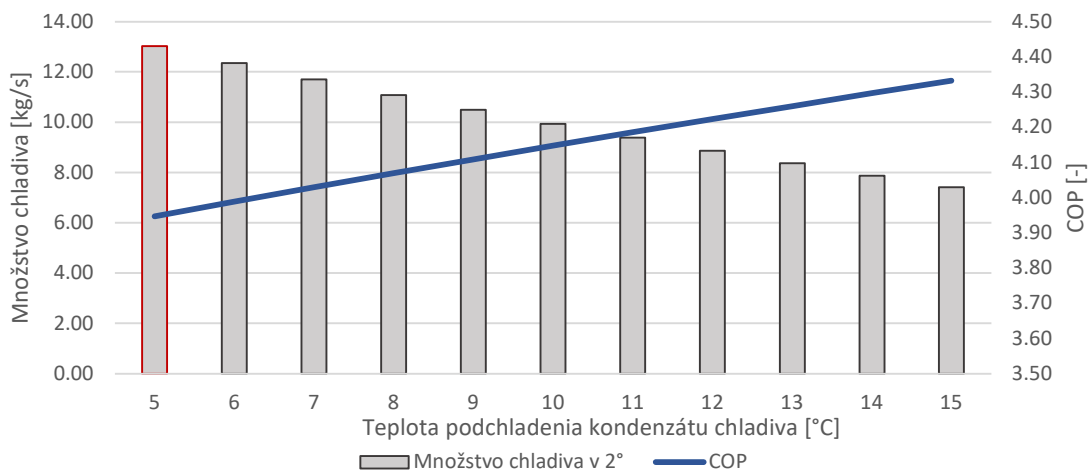
odatočne pridaného chladiva $2^\circ \dot{m}_2$. Zvýšenie teploty prehriatia pár chladiva najviac ovplyvňuje požadovaný vnútorný príkon kompresoru $1^\circ P_{K1}$. Zmena medzi vnútorným príkonom kompresoru $1^\circ P_{K1}$ a teplotami prehriatia pár chladiva Δt_{pre} 5 až 15°C predstavuje $\Delta P_{K1,5-15^\circ \text{C}} = 7,25 \text{ kW}$. Úsporou na množstve potrebného príkonu P_{K1} je znížený tepelný výkon kondenzátoru $\dot{Q}_H = 3843 \text{ kW}$ pri znížení výkonu kondenzátoru $\Delta Q_H = 148 \text{ kW}$, oproti hodnote tepelného výkonu $Q_H = 3991 \text{ kW}$, pri teplote predohrevu pár chladiva $\Delta t_{pre} = 5^\circ \text{C}$. Zvýraznené stĺpce na červeno vzťahujú k teplote prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5^\circ \text{C}$ zobrazujú hodnoty, s ktorým počíta reálny návrh popísaný kapitolou 4.7.



Obr. 30 Graf závislosti medzi príkonmi kompresorov a tepelným výkonom kondenzátoru s ohľadom na zmenu teploty prehriatia pár Δt_{pre}

5.2. Parameter: teplota podchladienia kondenzátu Δt_{pod}

Zmena teploty podchladienia kondenzátu Δt_{pod} ovplyvňuje celkové parametre návrhu tepelného čerpadla. Grafické vyjadrenie vplyvu zmeny teploty podchladienia kondenzátu Δt_{pod} pre množstvo dodatočne pridaného chladiva v 2° a topný faktor COP je zobrazené na obr. 31.

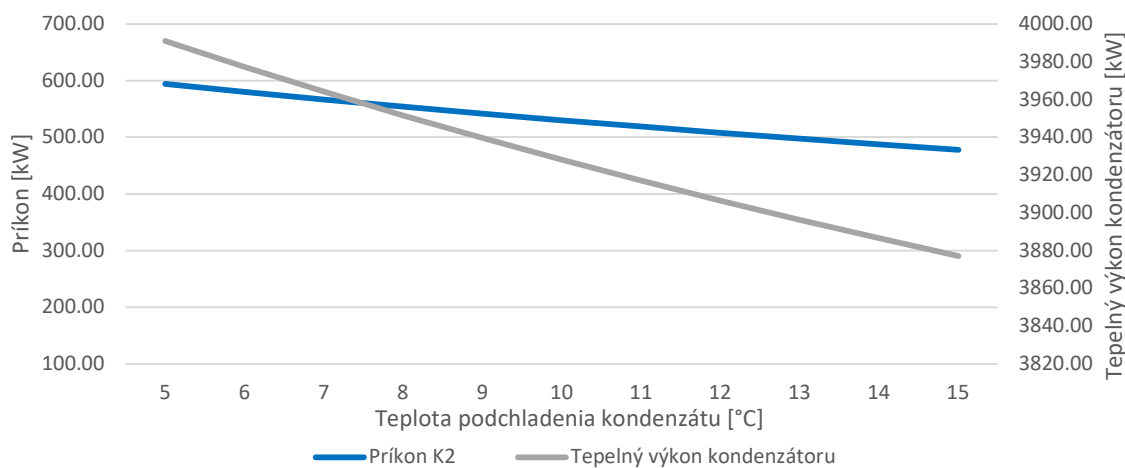


Obr. 31 Graf závislosti množstva navyše dodaného chladiva 2° a topným faktorom COP vzhľadom k meniacej sa teplote podchladienia kondenzátu Δt_{pod}

Zvyšovaním teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} narastá topný faktor COP a zároveň klesá množstvo dodatočne pridaného chladiva 2° navrhovaného tepelného čerpadla. Zvýraznený stĺpec na červeno vzťahnutý k teplote prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5\text{ °C}$ zobrazuje hodnoty, s ktorými počíta reálny návrh popísaný kapitolou 4.7.

Zvýšenie teploty podchladenia kondenzátu z 5 °C na hodnotu 15 °C, je vyjadrené nárastom topného faktoru ΔCOP o hodnotu 0,29. Súčasne je znížené množstvo dodatočne pridaného chladiva 2° $\Delta \dot{m}_{2^\circ}$ o hodnotu 5,61 kg/s.

Grafické znázornenie vplyvu zmeny teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} na vnútorný príkon kompresoru 2° P_{K2} a výsledný tepelný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H zobrazuje obr. 32. S nárastom hodnoty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} súčasne dochádza k poklesu príkonu kompresoru 2° P_{K2} ale aj tepelného výkonu kondenzátoru \dot{Q}_H .



Obr. 32 Graf závislosti medzi príkonom kompresoru 2° a tepelným výkonom kondenzátoru vzhľadom k zmene teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod}

Obr. 32 neznázorňuje závislosť medzi zmenou teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} a vnútorným príkonom kompresoru P_{K1} . Vnútorný príkon kompresoru P_{K1} , zmena teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} neovplyvňuje.

5.3. Parameter: uhol rebrovania β

Voľba uhla rebrovania β dosiek výmenníku tepla, ovplyvňuje súčiniteľ tepelnej vodivosti na stranách oboch médií, celkový súčiniteľ prestupu tepla a tlakovú stratu výmenníku tepla. Praxou sú zaužívané 3 varianty uhlu rebrovania: 30°, 45° a 60°.

Tab. 23 Zmena parametrov v závislosti od uhlu rebrovania β na doskách výparníku a kondenzátoru

Výparník				
Uhol rebrovania	[°]	30 °	45 °	60 °
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane H2O-Glykol	[W/m·K]	3056,01	4371,77	5219,97
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane R1234ze(E)	[W/m·K]	1337,07	2111,99	2642,64
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	[W/m ² ·K]	823,05	1187,53	1408,76
Tlaková strata v kanáloch na strane H2O-Glykol	[kPa]	0,161	0,226	0,287
Tlaková strata v kanáloch na strane R1234ze(E)	[kPa]	1,285	1,798	2,283

Tab. 23 Zmena parametrov v závislosti od uhlu rebrovania β na doskách výparníku a kondenzátoru

Kondenzátor				
Uhol rebrovania	[°]	30 °	45 °	60 °
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane H ₂ O	[W/m·K]	7881,85	12203,70	15126,49
Súčiniteľ tepelnej vodivosti na strane R1234ze(E)	[W/m·K]	1183,89	1828,41	2263,59
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	[W/m ² ·K]	899,76	1300,85	1543,82
Tlaková strata v kanáloch na strane H ₂ O	[kPa]	0,190	0,266	0,338
Tlaková strata v kanáloch na strane R1234ze(E)	[kPa]	0,290	0,405	0,514

Tab. 23 vyjadruje hodnoty veličín, ktoré sú prvotne ovplyvnené zmenou uhlu rebrovania β . Pri navyšovaní hodnoty uhlu rebrovania β , dochádza ku zvyšovaniu súčiniteľa tepelnej vodivosti, celkového súčiniteľa prestupu tepla ale aj tlakovej straty v kanáloch. Táto charakteristika je platná pre médiá H₂O-Glykol, R1234ze(E) a H₂O.

Zmena uhlu rebrovania β neovplyvňuje tlakovú stratu na vstupných a výstupných hrdlách výmenníkov tepla.

5.4. Rozbor parametrickej štúdie

Pre dosiahnutie čo najlepšej optimalizácie návrhu tepelného čerpadla, je potrebná implementácia výsledkov parametrickej štúdie, do návrhu tepelného čerpadla. Percentuálne zvýšenie topného faktoru COP , pri jednotlivých teplotách prehriatia par Δt_{pre} a podchladenia kondenzátu Δt_{pod} , je zobrazené tab. 24. Z hodnôt vyplýva, že s nárastom teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} , je zvyšované aj percento nárastu, medzi jednotlivými teplotami prehriatia par chladiva Δt_{pre} .

Tab. 24 Percentuálny vplyv teploty prehriatia/podchladenia na topný faktor COP

Teplota prehriatia	COP	Nárast COP	Teplota podchladenia	COP	Nárast COP
[°C]	[-]	[%]	[°C]	[-]	[%]
5	3,95	-	5	3,95	
6	3,99	0,98	6	3,99	1,05
7	4,03	1,04	7	4,03	1,02
8	4,07	1,10	8	4,07	1,00
9	4,12	1,16	9	4,11	0,97
10	4,17	1,22	10	4,15	0,94
11	4,22	1,28	11	4,19	0,92
12	4,28	1,34	12	4,22	0,89
13	4,34	1,40	13	4,26	0,87
14	4,40	1,46	14	4,30	0,85
15	4,47	1,53	15	4,33	0,83

Podľa informácie uvedenej v kapitole 2.3, vplyvom zvyšovania teploty predohrevu Δt_{pre} dochádza ku znižovaniu účinnosti topného faktoru COP , vplyvom znižujúcej sa hustoty média a zvýšeniu potrebného príkonu kompresoru. Popísané znižovanie topného faktoru COP nastáva pri prekročení maximálnej odporúčanej hodnoty predohrevu pár chladiva. Podľa informácie uvedenej v kapitole 2.1, je maximálna teplota predohrevu pár chladiva $\Delta t_{pre} = 15$ °C. Na základe výhodnosti maximálnej teploty predohrevu pár chladiva, by mal mať percentuálny nárast topného faktoru klesajúcu charakteristiku, ako to zobrazuje nárast topného faktoru COP ,

pri zvyšovaní teploty podchladenia Δt_{pod} . Percentuálne rastúci nárast zobrazený pomocou tab. 24 je vysvetliteľný tým, že výpočet návrhu reálneho cyklu nezahŕňa negatívny vplyv poklesu hustoty prehriateho média na termodynamickú účinnosť.

Percentuálny nárast topného faktoru COP pri zvyšovaní teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} dosahuje hodnôt až o 45 % nižších, než hodnôt nárastu topného faktoru COP , ktoré sú dosiahnuté zvyšovaním teploty prehriatia pár chladiva Δt_{pre} .

Pri zanedbaní znižovania termodynamickej účinnosti kompresoru η_{TDi} s nárastom teploty prehriatia pár chladiva Δt_{pre} , sú najvýhodnejšie hodnoty teploty prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teploty podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pre aplikáciu do návrhu systému tepelného čerpadla je najvhodnejšie použitie uhlu rebrovania $\beta = 60^{\circ}$. Dosahuje najvyššie hodnoty celkového súčiniteľa prestupu tepla, pri zachovaní nízkej tlakovej straty. Zvýšenie celkového súčiniteľa prestupu tepla má za následok zníženie teplosmennej plochy pre vyparenie, kondenzáciu, prehriatie a podchladenie chladiva.

Výsledný návrh tepelného čerpadla po uskutočnení parametrickej štúdie, zobrazuje tab. 25. Z výsledných hodnôt je zrejmé, že teplota prehriatia pár chladiva Δt_{pre} percentuálne zvyšuje účinnosť viac, než teplota podchladenia kondenzátu Δt_{pod} , ale kondenzátoru je dodané väčšie množstvo tepla podchladením kondenzátu, než výparníku prehriatím pár chladiva.

Tab. 25 Parametre výsledného návrhu cyklu tepelného čerpadla

Vnútorný príkon kompresorov			Tepelný výkon		
P_{K1}	409,95	kW	\dot{Q}_C	3000,00	kW
P_{K2}	333,33	kW	\dot{Q}_H	3728,42	kW
Mechanický výkon kompresorov			$\dot{Q}_{C,pre}$	306,39	kW
A_{K1}	401,75	kW	$\dot{Q}_{H,pod}$	833,22	kW
A_{K2}	326,67	kW	Množstvo chladiva		
Topný faktor			$\dot{m}_{1^{\circ}}$	21,11	kg/s R1234ze(E)
COP	5,02		$\dot{m}_{2^{\circ}}$	5,18	kg/s R1234ze(E)
			$\dot{m}_{1^{\circ}+2^{\circ}}$	26,29	kg/s R1234ze(E)

6. Zhodnotenie návrhu tepelného čerpadla

Návrh diplomovej práce počíta s 2° kompresorovým tepelným čerpadlom a komponentami, ktorých voľba vyplýva z kapitoly 4.1.

V priebehu riešenia diplomovej práce sú vypracované tri návrhy systému tepelného čerpadla. Ideálny návrh ktorý nezahŕňa teplotu prehriatia par chladiva Δt_{pre} a teplotu podchladenia kondenzátu Δt_{pod} , reálny návrh uvažujúci s teplotou prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teplotou podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a reálny návrh po vykonaní parametrickej štúdie uvažujúci s teplotou prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teplotou podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Po obdržaní výsledkov jednotlivých návrhov je následné nutné ich správne interpretovať. Uvažované výsledky sú zobrazené pomocou tab. 26. Tabuľka nezobrazuje ideálny návrh, ktorý je zobrazený v kapitole 4.3 z dôvodu absencie implementácie teploty prehriatia pár chladiva Δt_{pre} a teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} .

Tab. 26 Porovnanie návrhov

		Reálny návrh	Návrh parametrickej štúdie
Q_H	[kW]	3990,9	3728,42
P_{K1}	[kW]	417,19	409,95
P_{K2}	[kW]	593,93	333,33
A_{K1}	[kW]	408,85	401,75
A_{K2}	[kW]	582,05	326,67
$\dot{m}_{1^{\circ}}$	[kg/s]	22,65	21,11
$\dot{m}_{2^{\circ}}$	[kg/s]	13,03	5,18
$\dot{m}_{1^{\circ}+2^{\circ}}$	[kg/s]	35,68	26,29
COP	[-]	3,95	5,02

Tab. 26 nezobrazuje tepelný výkon výparníku \dot{Q}_C , ktorého hodnota je výpočtom nastavená na úroveň 3 MW, Hodnota tepelného výkonu výparníku \dot{Q}_C taktiež reprezentuje množstvo tepla dodávané spalínovým kondenzátorom. Zmena teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} neovplyvňuje tepelný výkon výparníku, ale upravuje merné množstvo chladiva v 1° tepelného čerpadla $\dot{m}_{1^{\circ}}$.

Ako vyplýva z grafov zobrazených na obr. 29 a obr. 31, so zvyšujúcimi sa teplotami prehriatia par chladiva a podchladenia kondenzátu dochádza ku zníženiu množstva celkového chladiva v 2° tepelného čerpadla $\dot{m}_{1^{\circ}+2^{\circ}}$. Súčasne s poklesom celkového množstva chladiva $\dot{m}_{1^{\circ}+2^{\circ}}$ klesá aj tepelný výkon kondenzátoru \dot{Q}_H a to kvôli zníženiu dostupnej kapacity chladiva pre prenos tepla. Súčasne sú aj znižované požadované príkony kompresorov P_{K1} a P_{K2} , pretože množstvo chladiva v návrhu parametrickej štúdie potrebuje menšie množstvo energie na dosiahnutie požadovanej teplotnej hladiny. Zároveň pri zvýšení teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} vo výparníku platí, že pri vyššej teplotnej hladine na výstupe z výparníka musí kompresor 1° tepelného čerpadla vykonať menšiu prácu, na dosiahnutie zvolenej strednej tlakovej úrovne p_{str} . Tento fakt odôvodňuje rozdiel medzi príkonmi kompresorov 1° P_{K1} v reálnom návrhu a návrhu parametrickej štúdie. Rozdiel medzi príkonmi kompresorov 2° P_{K2} v reálnom návrhu a návrhu parametrickej štúdie je opodstatnený znížením merného množstva dodatočne pridaného chladiva 2° tepelného čerpadla $\Delta \dot{m}_{2^{\circ}} = 7,85\text{ kg/s}$. Vo výsledku nastáva

rast topného faktoru COP , ktorého nepriamo úmernú závislosť s dodatočne pridaným merným množstvom chladiva 2° zobrazuje obr. 31.

6.1. Zdroj energie pre kompresory

Ako je popísané kapitolou 1.1, rozlišujú sa 2 hodnoty topného faktoru COP . Doterajšie uvažovanie o topnom faktore COP je myslené na tepelné čerpadlo ako jednotku a nie ako celkový systém. Návrh tepelného čerpadla nezohľadňuje pôvod dodanej energie kompresorom tepelného čerpadla. V závislosti od typu priemyselného procesu z ktorého je získavané teplo pomocou spalínového kondenzátora, je možné využiť rozličné spôsoby dodávky energie pre kompresory. Ak priemyselný objekt nezahŕňa doteraz nevyužívaný zdroj odpadového tepla, je potreba energiu kompresorom dodávať pomocou plynovej turbíny a elektrického alebo dieselového motora. Zahnutím uvažovania pôvodu externej energie kompresorov, vzniká možnosť vyjadrenia topného faktoru celého systému COP_{celk} .

Na prenos energie medzi zariadeniami je používaná prevodovka. Kompresorom využívajúcim kinetickú energiu je energia dodávaná cez prevodovku, ktorá upravuje otáčky motoru alebo turbíny na požadované otáčky kompresoru. Tab. 27 zobrazuje hodnoty účinností elektrického a dieselového motoru a plynovej turbíny.

Tab. 27 Parametre zariadení dodávajúcich energiu kompresorom

Účinnosť elektrického motoru ^[94]	$\eta_{z,e}$	90 %
Účinnosť dieselového motoru ^[95]	$\eta_{z,d}$	43 %
Účinnosť plynovej turbíny ^[96]	$\eta_{z,p}$	40 %

Stanovenie topného faktoru celého systému je odvodené z rovnice (5), ktorá je upravená pridaním účinnosti pre daný zdroj kinetickej energie η_z . Do výpočtu je zahrnutá účinnosť prevodovky η_p , ktorá je stanovená na 99 %, podľa zdroja [97]. Topný faktor celého systému COP_{celk} je definovaný rovnicou (107). Do rovnice sú dopĺňované hodnoty z návrhu tepelného čerpadla po prevedení parametrickej štúdie zobrazené tab. 25.

$$COP_{celk} = \frac{\dot{Q}_H}{\frac{P_{K1}}{\eta_z \cdot \eta_p} + \frac{P_{K2}}{\eta_z \cdot \eta_p}} \quad (107)$$

Výsledné hodnoty topného faktoru celého systému COP_{celk} sú zobrazené pomocou tab. 28.

Tab. 28 Celkové topné faktory jednotlivých prevádzok

Celkový topný faktor pri využití elektrického motoru	$COP_{e,celk}$	3,00
Celkový topný faktor pri využití dieselového motoru	$COP_{d,celk}$	2,14
Celkový topný faktor pri využití plynovej turbíny	$COP_{p,celk}$	1,99

Ukazovatele ovplyvňujúce voľbu systému predstavujú prevádzkové náklady celého systému. Dodávaním odpadového tepla zo spalínového kondenzátora Q_C je časť celkovej energie získaná bez navýšenia prevádzkových nákladov fosilne palivá. Táto skutočnosť neplatí pre dodávku externej energie pre kompresory tepelného čerpadla. Voľbou plynovej turbíny, elektrického alebo dieselového motora, je potreba rátať s prevádzkovými nákladmi pre energiu.

Množstvo celkového príkonu pre variantu využitia plynovej turbíny $P_{K1,p}$ a $P_{K2,p}$ s prevodovkou je zobrazené rovnicami (108) a (109).

$$P_{K1,p} = \frac{P_{K1}}{\eta_{z,p} \cdot \eta_p} = \frac{409,95}{0,4 \cdot 0,99} = 1035,23 \text{ kW} \quad (108)$$

$$P_{K2,p} = \frac{P_{K2}}{\eta_{z,p} \cdot \eta_p} = \frac{333,33}{0,4 \cdot 0,99} = 841,74 \text{ kW} \quad (109)$$

$$P_{K,p,celk} = P_{K1,p} + P_{K2,p} = 1876,97 \text{ kW} \quad (110)$$

Súčet celkových príkonov $P_{K1,p}$ a $P_{K2,p}$ stanovuje celkovú potrebu celkového príkonu $P_{K,e,celk}$ na kompresory je popísaná rovnicou (110). Pri nepretržitej prevádzke a maximálnom výkone je celková ročná potreba energie $E_{K,p}$ stanovená rovnicou (111).

$$E_{K,p} = 1876,97 \cdot 24 \cdot 365 = 16\,442\,254,5 \text{ kWh} \quad (111)$$

Pri cene zemného plynu c_p 2,293 CZK/kWh [98] sú ročné náklady za zemný plyn stanovené rovnicou (112).

$$C_{p,celk} = E_{K,p} \cdot c_p = 16\,442\,254,5 \cdot 2,293 = 37\,714\,915 \text{ CZK/rok} \quad (112)$$

Množstvo celkového príkonu pre variantu využitia elektrického motora $P_{K1,el}$ a $P_{K2,el}$ s prevodovkou je zobrazené rovnicami (113) a (115).

$$P_{K1,el} = \frac{P_{K1}}{\eta_{z,e} \cdot \eta_p} = \frac{409,95}{0,9 \cdot 0,99} = 460,10 \text{ kW} \quad (113)$$

$$P_{K2,el} = \frac{P_{K2}}{\eta_{z,e} \cdot \eta_p} = \frac{333,33}{0,9 \cdot 0,99} = 374,11 \text{ kW} \quad (114)$$

$$P_{K,el,celk} = P_{K1,el} + P_{K2,el} = 834,21 \text{ kW} \quad (115)$$

Súčet celkových príkonov $P_{K1,el}$ a $P_{K2,el}$ stanovuje celkovú potrebu celkového príkonu $P_{K,e,celk}$ na kompresory je popísaná rovnicou (115). Pri nepretržitej prevádzke a maximálnom výkone je celková ročná potreba energie $E_{K,el}$ stanovená rovnicou (116).

$$E_{K,el} = 807,51 \cdot 24 \cdot 365 = 7\,307\,668,69 \text{ kWh} \quad (116)$$

Pri cene elektrickej energie c_{el} 5,78 CZK/kWh [99] sú ročné náklady za elektrickú energiu stanovené rovnicou (117).

$$C_{el,celk} = E_{K,el} \cdot c_{el} = 7\,307\,668,69 \cdot 5,78 = 42\,238\,325 \text{ CZK/rok} \quad (117)$$

Množstvo celkového príkonu pre variantu využitia dieselového motora $P_{K1,d}$ a $P_{K2,d}$ napojeného pomocou prevodoviek na kompresory je stanovené rovnicami (118) a (119).

$$P_{K1,d} = \frac{P_{K1}}{\eta_{z,d} \cdot \eta_p} = \frac{409,95}{0,43 \cdot 0,99} = 963,00 \text{ kW} \quad (118)$$

$$P_{K2,d} = \frac{P_{K2}}{\eta_{z,d} \cdot \eta_p} = \frac{333,33}{0,43 \cdot 0,99} = 783,02 \text{ kW} \quad (119)$$

$$P_{K,d,celk} = P_{K1,d} + P_{K2,d} = 1746,02 \text{ kW} \quad (120)$$

Súčet celkových príkonov $P_{K1,d}$ a $P_{K2,d}$ stanovuje celkovú potrebu systému na kompresory $P_{K,d,celk}$ popísanú rovnicou (120). Pri nepretržitej prevádzke a maximálnom výkone je celkové ročné množstvo energie $E_{K,d}$ stanovené rovnicou (121).

$$E_{K,d} = P_{K,d,celk} \cdot 24 \cdot 365 \cdot 3,6 = 55\,062\,433,83 \text{ MJ} \quad (121)$$

Jeden liter paliva diesel odpovedá množstvu energie $Q_d = 38 \text{ MJ/l}$. Rovnicou (122) je stanovený požadovaný objem paliva.

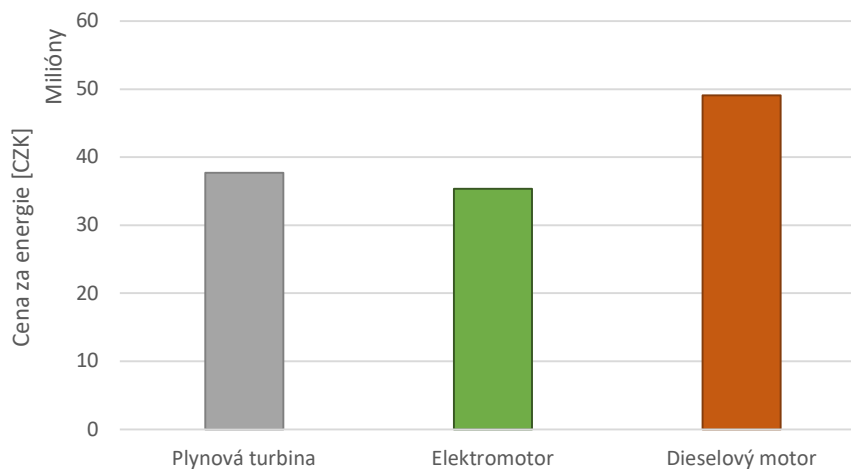
$$V_d = \frac{E_{K,d}}{Q_d} = \frac{55\,062\,433,83}{38} = 1\,449\,011,42 \text{ l} \quad (122)$$

Pri cene dieselu $c_d 37,9 \text{ CZK/l}$ [100] sú ročné náklady za palivo stanovené rovnicou .

$$C_{d,celk} = V_d \cdot c_d = 1449011,42 \cdot 37,9 = 54\,917\,533 \text{ CZK/rok} \quad (123)$$

Napriek tomu že investičné náklady technológie sú jedným z najdôležitejších faktorov voľby technológie, v zhodnotení systému nie sú uvažované.

Obr. 33 porovnáva prevádzkové náklady vynaložené iba za palivá jednotlivých technológiách dodávky energie pre kompresory navrhovaného tepelného čerpadla. Graf nezobrazuje náklady na údržbu a servis.



Obr. 33 Cena za energiu

6.2. Zjednodušenia výpočtu

Pre komplexnosť témy došlo v priebehu vypracovávaní diplomovej práce ku zanedbaniu negatívneho vplyvu časti veličín, ktoré majú vplyv na celkové výsledky. Túto skutočnosť je potreba pri zhodnotení zohľadniť a popísať.

Vzhľadom k obšírnosti výpočtu ideálneho návrhu tepelného čerpadla, nie je vykonané priame porovnanie s reprezentatívnymi hodnotami prevádzky medzi jednotlivými systémami tepelných čerpadiel. Z tohto dôvodu je výsledný výber pre dvoj-stupňové kompresorové tepelné čerpadlo založený na predpokladoch, ktoré vyplývajú z teoretickej časti diplomovej práce.

Zmenami teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} a teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} dochádza ku zmene hodnôt teplôt a tlakov v stavoch chladiva za výparníkom a kondenzátorom. Zmeny teploty a tlaku spôsobujú zmenu dynamickej viskozity η a dynamickej viskozity na stene η_w chladiva R1234ze(E). Vzhľadom k metóde zisku hodnôt dynamickej viskozity η pomocou lineárnej interpolácie, proces nie je automatizovaný a zakomponovaný do výpočtu parametrickej štúdie. Z toho dôvodu Prandtlovo číslo Pr , Reynoldsovo číslo Re a veličiny s nimi spojené, sú vzťahované k dynamickej viskozite η a dynamickej viskozite na stene η_w pri teplote prehriatia pár $\Delta t_{pre} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Výpočet výparníku tepelného čerpadla nezahŕňa vzťah medzi znižujúcou sa hustotou chladiva pri zvyšovaní teploty prehriatia par chladiva a znižovaním termodynamickej účinnosti kompresorov η_{TDi} . Pre dosiahnutie reprezentatívnych výsledkov, je teplota prehriatia pár chladiva obmedzená na 15 °C.

Rovnice definujúce prenos tepla vo výparníku a výmenníku tepla sú uvažované pre nútené prúdenie médií. Z tohto vychádza že súčasťou vratnej vetvy spalínového kondenzátoru a vratnej vetvy sústavy centrálnej zásoby tepla sú obehové čerpadlá. Vzhľadom že zadanie diplomovej práce ohŕňa výpočet na tepelné čerpadlo, príkon obehových čerpadiel nie je vo výpočte topného faktoru *COP* zohľadnený.

Diplomová práca nezahŕňa prevádzku navrhnutého tepelného čerpadla pri čiastočnom zaťažení. To môže byť spôsobené nekonzistentnou dodávkou tepla zo spalínového kondenzátora alebo prevádzkou na rozhraní vykurovacej sezóny.

Záver

Diplomová práca v teoretickej časti zadefinovala systémy priemyselných tepelných čerpadiel, spočiatku pomocou jednoduchých cyklov a následne aj komplexných systémov pre vysoko výkonné využitie. Ďalej boli popísané nevyhnutné komponenty, z ktorých sú tepelné čerpadlá zložené. Venovala sa popisu nastupujúcej generácie chladív s nízkym faktorom na životné prostredie GWP. S ohľadom na tému diplomovej práce zadefinovala požiadavky prevádzky pri dodávke tepla pre sústavu centrálnej zásoby tepla.

V návrhovej časti boli popísané podrobnosti zadania, ktoré definujú množstvo odpadového tepla Q_C privádzaného zo spalínového kondenzátoru na úroveň 3 MW, pri výstupnej teplote vody $t_{C,in} = 55\text{ }^\circ\text{C}$ a vratnej teplote vody $t_{C,out} = 25\text{ }^\circ\text{C}$. Požiadavka na výstupnú teplotu vody bola stanovená na úroveň $t_{H,in} = 90\text{ }^\circ\text{C}$, s vratkou o hodnote $t_{H,out} = 60\text{ }^\circ\text{C}$. Rozsah návrhu zahŕňal zariadenie tepelné čerpadlo. Ostatné komponenty sústavy neboli v návrhovej časti zhodnocované. Návrh pokračoval výberom typu tepelného čerpadla. Na základe rešerše bolo pre aplikáciu na dodávku tepla pre sústavu centrálnej zásoby tepla zvolené 2° kompresorové tepelné čerpadlo. Toto rozhodnutie bolo učené kvôli nekonzistentnej potrebe tepla pre sústavu centrálnej zásoby tepla, kedy viac stupňové tepelné čerpadlá dosahujú vyšších topných faktorov COP pri čiastočnom zaťažení. Návrh pokračoval výberom chladiva. Vzhľadom na ekologickosť, teplotný rozsah prevádzky a obmedzenia uvedené v teoretickej časti diplomovej práce, bolo ako chladivo pre navrhovaný cyklus zvolené R1234ze(E). Ako najvhodnejšie výmenníky tepla pre navrhovaný cyklus tepelného čerpadla boli zvolené doskové výmenníky tepla v zváranom prevedení. Tento typ zabezpečuje dostatočne veľkú teplosmennú plochu, kompaktnosť, vysokú hodnotu súčiniteľa prestupu tepla a hlavne umožňuje prácu s médiom v plynnom stave. Na základe najvyššie dosahovanej účinnosti a to až 92 % na 1 stupeň, boli pre návrh zvolené axiálny typ kompresorov. Návrh pokračoval voľbou média, pre výstup zo spalínového kondenzátora. Kvôli jednoduchosti a bezpečnosti proti zamrznutiu bola zvolená zmes etylénglykolu a vody v pomere 1/3. V časti zaoberajúcej sa energetickej bilancii návrhu ideálneho cyklu boli vypočítané stavy chladiva v jednotlivých bodoch cyklu. Výpočet bol založený na termodynamických zákonoch. Voľbou 2° kompresorového tepelného čerpadla vznikla možnosť dodatočného pridania chladiva druhému stupňu. Dodatočné množstvo chladiva bolo stanovené na základe energetickej bilancie a v jednotlivých fázach výpočtu sa odlišovalo. Na základe výsledných hodnôt bol založený výpočet výparníku, kompresoru a kondenzátoru tepelného čerpadla. Výpočet výparníku zahŕňal kompletný návrh geometrie dosiek a výpočet ktorý zahŕňal vplyv uhlu rebrovania na doskách na výslednú hodnotu celkového súčiniteľa prestupu tepla U_{celk} a veľkosti tlakovej straty Δp . V časti výpočtu výparníku a kondenzátoru do výpočtu prvý krát vstúpili veličiny teploty prehriatia par chladiva Δt_{pre} a teploty podchladenia kondenzátu Δt_{pod} . Ich hodnota bola v tejto fáze výpočtu konštantná na úrovni $5\text{ }^\circ\text{C}$. Požadovaný výkon kondenzátoru bol stanovený podľa vypočítaného výkonu kondenzátoru v návrhu ideálneho cyklu. Po optimalizácii geometrie dosiek výmenníkov tepla bol výkon upravovaný iba pomocou celkového počtu dosiek N_d . V diplomovej práci použitá stredná tlaková úroveň bola pri výpočte kompresorov optimalizovaná tak, aby každý axiálny kompresor mal maximálne 2 stupne. Touto optimalizáciou došlo k zabezpečeniu čo najvyššej hodnoty topného faktoru COP kvôli zníženiu príkonu kompresorov P_K . Výsledné hodnoty reálneho cyklu pri uvažovaní teploty prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ a podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ dosiahli tepelný výkon kondenzátoru $Q_H = 3\,990,9\text{ kW}$, pri topnom faktore $COP = 3,95$.

Parametrická štúdia rozoberala vplyv zvyšovania teplôt prehriatia par chladiva Δt_{pre} a podchladenia kondenzátu Δt_{pod} a uhlu rebrovania dosiek β v závislosti na topnom faktore COP a tlakovej strate výmenníkov tepla Δp . Na základe výsledkov parametrickej štúdie bol ako výsledný návrh stanovený cyklus tepelného čerpadla s uhlom rebrovania dosiek výmenníkov tepla $\beta = 45^\circ$, teplotou prehriatia par chladiva $\Delta t_{pre} = 15^\circ C$ a teplotou podchladenia kondenzátu $\Delta t_{pod} = 15^\circ C$. Výsledná hodnota tepelného výkonu kondenzátoru Q_H dosiahla úroveň 3 728,42 kW pri hodnote topného faktoru $COP = 5,02$.

Kapitola zhodnotenia diplomovej práce bola venovaná uvedeniu výsledných hodnôt návrhu a parametrickej štúdie. Taktiež otvorila možnosti pre prípadné pokračovanie diplomovej práce v predbežnom stanovení topného faktoru prevádzky COP_{celk} a prevádzkových nákladov za dodané energie pri variante s plynovou turbínou, elektromotorom a dieselovým motorom. Posledná kapitola diplomovej práce sa venovala zjednodušeniam, ktoré boli v priebehu výpočtu uskutočnené.

Zoznam použitej literatúry

- [1] Waste Heat Recovery: Potentials, applications and recommendations for better policies. online. In: *HEATLEAP project*. 2023. Dostupné z: https://heatleap-project.eu/wp-content/uploads/2023/06/HEATLEAP_Policy_Paper_7-June-2023.pdf. [cit. 2024-05-12].
- [2] ERÚ: Spotřeba v ČR se za rok 2023 snížila o 4,1 %. online. In: Technická zařízení. 2024. Dostupné z: <https://www.technicka-zarizeni.cz/eru-spotreba-v-cr-se-za-rok-2023-snizila-o-41/#:~:text=Tak%C3%A9%20lo%C5%88sk%C3%BD%20rok%20byl%20v,klesla%20o%20tak%C5%99ka%20deset%20procent>. [cit. 2024-05-12].
- [3] JOUHARA, Hussam; KHORDEHGAH, Navid; ALMAHMOUD, Sulaiman; DELPECH, Bertrand; CHAUHAN, Amisha et al. Waste heat recovery technologies and applications. online. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018, č. 6, s. 268-289. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>. [cit. 2023-01-29].
- [4] *Annex 45 Hybrid Heat Pumps*. HTP-AN45-1. Borås: © Heat Pump Centre, 2019. ISBN 978-97-89167-03-2.
- [5] Application of Industrial Heat Pumps. online. In: *Iea industry*. Paris: IETS TCP, 2013. Dostupné z: <https://iea-industry.org/app/uploads/annex-xiii-part-a.pdf>. [cit. 2023-02-21].
- [6] ARPAGAUS, Cordin; BLESS, Frédéric; UHLMANN, Michael; SCHIFFMANN, Jürg a S. BERTSCH, Stefan. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. online. *Energy*. 2018, roč. 42, č. 152, s. 985-1010. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.166>. [cit. 2023-01-29].
- [7] The Future of Heat Pumps. online. In: *International Energy Agency*. Paris: IEA, 2022. Dostupné z: https://iea.blob.core.windows.net/assets/2cf6c5c5-54d5-4a17-bfbc-8924123eebcd/TheFutureofHeatPumps.pdf?fbclid=IwAR1UODyH_uPq-zhiwORaTN_dUujKVDMPWxbnYP0Oc2oafVE4qA9TRslH8g4. [cit. 2023-02-28].
- [8] *Tepelná čerpadla – základní informace*. online. Praha: © Copyright Topinfo s.r.o., 2021. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23093-tepelna-cerpadla-zakladni-informace>. [cit. 2023-01-30].
- [9] SUONG, Chan a ASANAKHAM, Attakorn. Evaluation of a single stage heat pump performance by figure of merit (FOM). online. *Energy Reports*. 2020, roč. 6, č. 6, s. 2735-2742. ISSN 2352-4847. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.09.038>. [cit. 2023-01-30].
- [10] DAVID, Andrei; MATHIESEN, Brian; AVERFALK, Helge; WERNER, Sven a LUND, Henrik. Heat Roadmap Europe: Large-Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems. online. *Energies*. 2017, roč. 10, č. 4, s. 1-18. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en10040578>. [cit. 2023-01-31].
- [11] Topný faktor tepelného čerpadla (I). online. In: *Tzb-info*. Praha, 2005. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/2432-jak-je-to-vlastne-s-topnym-faktorem-i>. [cit. 2023-02-21].
- [12] KRISTÓFERSSON, Lars; KRISTOFERSSON, J. a ZÜHLSDORF, B. Heat pump COP, part 1: generalized method for screening of system integration potentials. online.

- In: *Institut International du Froid*. 2018. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1380>. [cit. 2024-04-23].
- [13] *Chladicí a klimatizační technika*. 1. vyd. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012. ISBN 978-1-119-23075-5.
- [14] Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. online. In: *Tzb-info*. Praha: Topinfo, 2015. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelných-čerpadel-cop-a-scop>. [cit. 2023-02-19].
- [15] *ČSN EN 14825 (143011)*. 3. Brusel: CEN-CENELEC, 2022.
- [16] FŮRI, Belo. *Tepelné čerpadlá v budovách a ich energetická efektivnosť*. Stavebná fakulta STU v Bratislave, Katedra TZB, 2008.
- [17] ZHENYUAN, Xu a WANG, Ruzhu. Absorption heat pump for waste heat reuse: current states and future development. online. *Frontiers in Energy*. 2017, roč. 4, č. 11, s. 414-436. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11708-017-0507-1>. [cit. 2024-04-23].
- [18] Absorption Heat Pumps. online. In: *Isaac's science blog*. San Francisco: WordPress.com., 2017. Dostupné z: <https://isaacscienceblog.com/2017/12/24/absorption-heat-pumps/>. [cit. 2023-01-30].
- [19] *Absorption heat pump: Operating principle*. online. In: *Industrialheatpumps*. Deursen-Dennenburg: Industrialheatpumps.nl, 2023. Dostupné z: https://industrialheatpumps.nl/english/operating_principle/absorption_heat_pump. [cit. 2023-01-31].
- [20] *Sorpční chladicí zařízení a tepelná čerpadla*. online. In: *Tzb-info*. Praha: Topinfo s.r.o., 2011. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpčni-chladicí-zarizení>. [cit. 2023-01-31].
- [21] RIAZ, Nadia; SULTAN, Muhammad a RIAZ, Fahid. Recent developments in adsorption heat pumps for heating applications. online. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022, roč. 14, č. 4. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/16878132221089444>. [cit. 2023-07-21].
- [22] PINHEIRO, Joana; SALÚSTIO, Sérgio; ROCHA, João; VALENTE, Anabela a SILVA, Carlos. Adsorption heat pumps for heating applications. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020, roč. 23, č. 119, s. 1-21. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109528>. [cit. 2023-10-17].
- [23] DEMIR, Hasan; MOBEDI, Moghtada a ÜLKÜ, Semra. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008, roč. 12, č. 9, s. 2381-2403. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.06.005>. [cit. 2023-07-03].
- [24] DINCER, Ibrahim. *Refrigeration Systems and Applications*. 2017. ISBN 9781119230762.
- [25] ARPAGAUS, Cordin; BLESS, Frédéric; SCHIFFMANN, Jürg a BERTSCH, Stefan. Multi-temperature heat pumps: A literature review. online. *International Journal of Refrigeration*. 2016, roč. 38, č. 69, s. 438-465. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.05.014>. [cit. 2023-11-04].
- [26] CARSON, James K. *Refrigeration: Theory & Applications*. online. 1st. Bookboon, 2013. ISBN 978-87-403-0363-6. Dostupné z: <https://www.arma.org.au/wp-content/uploads/2017/03/refrigeration-theory-and-applications.pdf>. [cit. 2023-11-12].

- [27] *Heat Pumps: Fundamentals and Applications*. 1. Pisa: Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-319-62198-2.
- [28] GRESH, Theodore. *Compressor Performance*. 3rd ed. Elsevier, 2018. ISBN 978-0-12-814219-6.
- [29] DROFENIK, Jan; URBANCL, Danijela a GORIČANEC, Darko. Comparison of the New Refrigerant R1336mzz(E) with R1234ze(E) as an Alternative to R134a for Use in Heat Pumps. online. *Processes*. 2022, roč. 10, č. 218, s. 1-19. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/pr10020218>. [cit. 2024-01-27].
- [30] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo*. vydáno vlastním nákladem, 2003. ISBN 80-239-0275-X.
- [31] Compressors - Hermetic. online. In: *E-Industrial Sourcing*. 2019. Dostupné z: <https://www.e-iocorp.com/Compressor%20Hermetic>. [cit. 2023-11-08].
- [32] Open Drive Refrigeration Compressor Cutaway. online. In: *DAC Worldwide*. 2023. Dostupné z: <https://dacworldwide.com/product/open-drive-refrigeration-compressor-cutaway/>. [cit. 2023-11-08].
- [33] *The Difference Between Rotary Vane & Rotary Screw Compressors*. online. In: Titusco. New Jersey: Titus, 2023. Dostupné z: <https://www.titusco.com/the-difference-between-rotary-vane-and-rotary-screw-compressors/>. [cit. 2023-02-13].
- [34] JESPER, Mateo; SCHLOSSER, Florian; PAG, Felix; GORDON WALMSLEY, Timothy; SCHMITT, Bastian et al. Large-scale heat pumps: Uptake and performance modelling of market-available devices. online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021, roč. 24, č. 137, s. 1-21. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110646>. [cit. 2024-01-22].
- [35] BOYCE, Meherwan. 2.0 Axial-Flow Compressors. online. In: *National Energy Technology Laboratory*. Dostupné z: <https://www.netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/2-0.pdf>. [cit. 2024-04-06].
- [36] SIEVERDING, Frank; RIBI, Beat; CASEY, Michael a MEYER, Michael. Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance. online. *Turbo Expo 2003*. 2009, roč. 1, č. 6, s. 369-378. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/GT2003-38036>. [cit. 2024-04-25].
- [37] BODA, MANOJ; DESHETTI, S. a GAVADE, M. Design and Development of Parallel -Counter Flow Heat Exchanger. online. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*. 2017, roč. 4, č. 2, s. 29-35. Dostupné z: https://www.academia.edu/31709067/Design_and_Development_of_Parallel_Counter_Flow_Heat_Exchanger. [cit. 2024-02-19].
- [38] DHARI, Rahul. *LMTD Calculator – Log Mean Temperature Difference*. online. 2024. Dostupné z: <https://www.omnicalculator.com/physics/lmtd>. [cit. 2024-02-19].
- [39] Flow Patterns, Log Mean Temperature Difference, Approach Temperatures, and Temperature Crosses in Sensible Heating and Cooling Applications. online. In: *Academia*. 2016. Dostupné z: https://www.academia.edu/23651607/Flow_Patterns_Log_Mean_Temperature_Difference_Approach_Temperatures_and_Temperature_Crosses_in_Sensible_Heating_and_Cooling_Applications. [cit. 2024-02-19].
- [40] RICHARDSON, David. *UPDATE on Fundamentals of HVAC Superheat & Subcooling*. online. In: *Contracting Business*. 2022. Dostupné z:

- <https://www.contractingbusiness.com/service/article/21246682/superheat-subcooling-welcome-fundamentals>. [cit. 2024-03-02].
- [41] PECCINI, Alice; LEMOS, Julia a BAGAJEWICZ, Miguel. Optimal Design of Double Pipe Heat Exchanger Structures. online. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2019, roč. 110, č. 58, s. 12080-12096. Dostupné z: <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b01536>. [cit. 2024-01-17].
- [42] SCP “tube-in-tube” heat exchanger. online. In: Progeco. 2024. Dostupné z: <https://www.progecosrl.com/en/scp-tube-in-tube-heat-exchanger.html>. [cit. 2024-01-17].
- [43] LOUIS, Stephan; USHAK, Svetlana; MILIAN, Yanio; NEMs, Magdalena a NEMs, Artur. Application of Nanofluids in Improving the Performance of Double-Pipe Heat Exchangers. online. *Materials*. 2022, roč. 19, č. 15, s. 1-22. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/ma15196879>. [cit. 2024-01-17].
- [44] MARZOUK, Seif; ABOU AL-SOOD, M.; S. EL-SAID, Emad; YOUNES, M. a EL-FAKHARANY, Magda. A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers. online. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2023, roč. 54, č. 148, s. 7539–7578. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3>. [cit. 2024-01-14].
- [45] BALÁŠ, Marek. *Výměníky tepla*. přednáška. 2022.
- [46] Nexson Group. online. In: Nexson Group. 2018. Dostupné z: <https://www.nexson-group.com/>. [cit. 2024-01-16].
- [47] SHIELDS, Paul. Best practices for brazed aluminum heat exchangers. online. In: *Bicmagazine*. 2017. Dostupné z: <https://www.bicmagazine.com/departments/maintenance-reliability/november-2017-best-practices-for-brazed-aluminum-heat-exchangers/>. [cit. 2024-01-16].
- [48] *Heat exchangers comparison*. online. In: WeBBusterZ. 2023. Dostupné z: <https://www.webbusterz.org/heat-exchangers-comparison/>. [cit. 2024-01-23].
- [49] PRIMO, Jurandir. Shell and Tube Heat Exchangers - Basic Calculations. online. In: *PDH Online*. 2020. Dostupné z: <https://pdhonline.com/courses/m371/m371content.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [50] WIJAYA SUNU, Putu; ANAKOTTAPARY, Daud a SANTIKA, Wayan. TEMPERATURE APPROACH OPTIMIZATION IN THE DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER WITH GROOVE. online. *BISSTECH*. 2015, roč. 3, č. 58, s. 1-5. Dostupné z: <https://doi.org/10.1051/mateconf/20165804006>. [cit. 2024-04-25].
- [51] WU, Chengshuo; YANG, Jun; YANG, Shuai; WU, Peng; HUANG, Bin et al. A Review of Fluid-Induced Excitations in Centrifugal Pumps. online. *Mathematics*. 2023, roč. 11, č. 4, s. 1-20. ISSN 2227-7390. Dostupné z: <https://doi.org/doi.org/10.3390/math11041026>. [cit. 2024-05-12].
- [52] BOROKINNI, F.; BOLAJI, B. a ISMAIL, A. Experimental Analysis of the Performance of the Eco-Friendly R510A and R600a Refrigerants in a Retrofitted Vapour Compression Refrigerating System. online. *International Journal of Maritime Science and Technology*. 2018, roč. 29, s. 14-16. Dostupné z: <https://doi.org/10.17818/NM/2018/1.2>. [cit. 2023-11-12].
- [53] Revize předpisů EU. online. *Chlazení*. 2023, roč. 8, č. 1, s. 9. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz/docu/casopisy/0010/001056_chlazení-cislo-1-2023.pdf. [cit. 2023-11-25].

- [54] RADERMACHER, Pascal; BOTH, Julia; PAPST, Irene; GSCHREY, Barbara a ZEIGER, Bastian. *Recommendations to safety guidelines and standards for the use of natural refrigerants*. online. 1. German Environment Agency, 2016. Dostupné z: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1968/publikationen/2017-01-16_leitfaden_recommendations_on_the_use_of_natural_refrigerants_en-1.pdf. [cit. 2023-12-27].
- [55] MAKHNATCH, Pavel. In short about R1234ze. online. In: *KTH Royal Institute of Technology*. 2015. Dostupné z: <https://www.energy.kth.se/applied-thermodynamics/key-research-areas/heating-systems/low-gwp-news/kort-om-r1234ze-1.561807>. [cit. 2024-04-25].
- [56] YAO, Xiaoyu; SHEN, Jun; KANG, HuiFang; TANG, Bo; LI, Zhenxing et al. Measurement of critical properties for the binary mixture of R744 (carbon dioxide) + R1234ze(E) (trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene) Mesurage des propriétés critiques du mélange binaire R-744 (dioxyde de carbone) + R-1234ze(E) (trans-1,3,3,3-tétrafluoropropène). online. *International Journal of Refrigeration*. 2023, roč. 115, č. 152, s. 369-375. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.04.013>. [cit. 2024-04-25].
- [57] R-290 Pressure Temperature Chart. online. In: *Hudson Technologies*. 2022. Dostupné z: <https://www.hudsonotech.com/pdfs/pt-charts/R-290-Pressure-Temperature-Chart.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [58] Freon™ 410A Refrigerant (R-410A). online. In: *Freon*. 2024. Dostupné z: <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-410a-si-thermodynamic-properties.pdf?rev=6b72bfaa299142d697540982b88a56eb>. [cit. 2024-04-25].
- [59] NIE, Jinzhe; LI, Zan; KONG, Xiangrui a LI, Deying. Analysis and Comparison Study on Different HFC Refrigerants for Space Heating Air Source Heat Pump in Rural Residential Buildings of North China. online. *Procedia Engineering*. 2017, roč. 8, č. 205, s. 1201-1206. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.354>. [cit. 2024-04-25].
- [60] COOOL® R-717 Ammonia. online. In: SIAD. 2020. Dostupné z: <https://www.siad.com/r717-ammonia>. [cit. 2024-04-25].
- [61] MONDAL, Dipayan; KARIYA, Keishi; TUHIN, Atiqur; MIYOSHI, Katsuya a MIYARA, Akio. Thermal conductivity measurement and correlation at saturation condition of HFO refrigerant trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene (R1336mzz(E)) Mesurage de la conductivité thermique et corrélation du frigorigène HFO trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butène (R1336mzz(E)) en condition de saturation. online. *International Journal of Refrigeration*. 2021, roč. 113, č. 129, s. 109-117. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.05.005>. [cit. 2024-04-25].
- [62] SANDIP, P; CHAVHAN, P a MAHAJAN, D. Experimental Performance Evaluation of R152a to replace R134a in Vapour Compression Refrigeration System. online. *International Journal Of Modern Engineering Research*. 2015, roč. 14, č. 5, s. 37-46. Dostupné z: https://www.academia.edu/16073037/Experimental_Performance_Evaluation_of_R152a_to_replace_R134a_in_Vapour_Compression_Refrigeration_System?email_work_card=view-paper. [cit. 2023-12-17].
- [63] AKASAKA, Ryo; HUBER, Marcia; SIMONI, Luke a LEMMON, Eric. A Helmholtz Energy Equation of State for trans-1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene [R-1336mzz(E)]

- and an Auxiliary Extended Corresponding States Model for the Transport Properties. online. In: *The National Institute of Standards and Technology*. 2023, s. 1-31. Dostupné z: https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=935812. [cit. 2024-01-25].
- [64] MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín; MOLÉS, Francisco; CERVERA, Ángel; PERIS, Bernardo et al. A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations. online. *Applied Thermal Engineering*. 2016, roč. 35, č. 95, s. 211-222. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.055>. [cit. 2024-01-27].
- [65] A novel advanced absorption heat pump (Type III) for cooling and heating using low-grade waste heat. online. *Energy*. 2023, roč. 47, č. 278, s. 1-10. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127938>. [cit. 2023-07-13].
- [66] Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. online. *Applied Energy*. 2015, roč. 40, č. 151, s. 157-167. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915004584?via%3Dihub>. [cit. 2023-02-28].
- [67] Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry. online. In: *Office of Energy Efficiency & Renewable Energy*. 2008. Dostupné z: https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf. [cit. 2023-12-28].
- [68] TERHAN, Meryem a COMAKLI, Kemal. Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas. online. *Applied Thermal Engineering*. 2016, roč. 20, č. 100, s. 1-8. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122>. [cit. 2023-12-14].
- [69] POŠKAS, Robertas; SIRVYDAS, Arūnas; KULKOVAS, Vladislavas; POŠKAS, Povilas; JOUHARA, Hussam et al. Flue Gas Condensation in a Model of the Heat Exchanger: The Effect of the Cooling Water Flow Rate and Its Temperature on Local Heat Transfer. online. *Applied Sciences*. 2022, roč. 24, č. 12, s. 1-17. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app122412650>. [cit. 2024-01-02].
- [70] HAIRONG, Yue; ZHAO, Yujun; MAA, Xinbin a GONG, Jinlong. Ethylene glycol: properties, synthesis, and applications. online. *Chemical Society Reviews*. 2012, roč. 41, č. 11, s. 4218–4244. Dostupné z: <https://doi.org/10.1039/C2CS15359A>. [cit. 2024-01-13].
- [71] Ethylene glycol, C₂H₆O₂. online. In: *MatWeb: Online Materials Information Resource*. c1996-2024. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=5e94ad885e9f4c82a50146ae8cb34801. [cit. 2024-01-14].
- [72] Propylene Glycol (PG). online. In: *Monument Chemical*. 2018. Dostupné z: <https://monumentchemical.com/uploads/files/TDS/PG%20-%20TDS.pdf>. [cit. 2024-01-14].
- [73] *Propylene Glycol*. online. In: National Library of Medicine. 2024. Dostupné z: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/Propylene-Glycol#section=Toxicity>. [cit. 2024-01-14].
- [74] *Centrální zásobování teplem šetří přírodu*. online. České Budějovice: Český internet s.r.o., 2011. Dostupné z: <https://www.ceskestavby.cz/clanky/instalace-centralniho-zasobovani-teplem-19237.html>. [cit. 2023-01-28].

- [75] *Teplárenství a potrubní sítě*. 2. Brno: Ediční středisko VUT, 1989. ISBN 80-214-0057-9.
- [76] *Teplárenství - Dodávka energie*. online. In: MojeEnergie. Praha: Topinfo CMS, c2009-2023. Dostupné z: <http://www.mojeenergie.cz/cz/teplarenstvi-dodavka-energie>. [cit. 2023-07-31].
- [77] *Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems*. HPT-AN47-1. Borås: Heat Pump Centre, 2019. ISBN 978-91-89167-04-9.
- [78] *Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid Properties*. online. In: Engineering ToolBox. 2003. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html#gsc.tab=0. [cit. 2024-01-20].
- [79] BELL, Ian; WRONSKI, Jorrit; QUOILIN, Sylvain a LEMORT, Vincent. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. online. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. roč. 53, č. 6, s. 2498–2508. ISSN 0888-5885. Dostupné z: <https://doi.org/10.1021/ie4033999>. [cit. 2024-05-06].
- [80] *Metals, Metallic Elements and Alloys - Thermal Conductivities*. online. In: The Engineering ToolBox. 2001. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html. [cit. 2024-05-04].
- [81] *Table 8-3-1 - Properties of mixture Water/Glycol*. online. In: EN/CV Detector Cooling Section search here. 1997. Dostupné z: <https://detector-cooling.web.cern.ch/data/Table%208-3-1.htm>. [cit. 2024-05-05].
- [82] ROHMAH, Nur; PIKRA, Ghalya; PURWANTO, ándri a PRAMANA, Rakhmad. The Effect of Plate Spacing in Plate Heat Exchanger Design as a Condenser in Organic Rankine cycle for Low Temperature Heat Source. online. *Energy Procedia*. 2015, roč. 6, č. 68, s. 87-96. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.236>. [cit. 2024-05-02].
- [83] KOLI, Sumit a SHAH, Abhijeet. Design of Plate Heat Exchanger (PHE). online. *International Journal of Advance Research in Science and Engineering*. 2022, roč. 10, č. 11, s. 7-18. Dostupné z: http://www.ijarse.com/images/fullpdf/1665982744_1524.pdf. [cit. 2024-04-18].
- [84] MENG, Xianyang; QIU, Guosheng; WU, Jiangtao a ABDULAGATOV, Ilmutdin. Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)). online. *The Journal of Chemical Thermodynamics*. 2013, roč. 44, č. 63, s. 24-30. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jct.2013.03.013>. [cit. 2024-04-18].
- [85] *Fluid Properties Calculator*. online. In: University of Waterloo. 1997. Dostupné z: <http://www.mhlt.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>. [cit. 2024-04-18].
- [86] *Viscosity of Wall using Wall Temperature and Static Temperature Calculator*. online. In: Calculatoratoz. c2016-2024. Dostupné z: <https://www.calculatoratoz.com/en/viscosity-of-wall-using-wall-temperature-and-static-temperature-calculator/Calc-12327>. [cit. 2024-05-05].
- [87] SCATTOLINI, Mauro; FERRARINI, Giovanni; FEDELE, Laura; ROSSI, Stefano a BOBBO, Sergio. Thermal Conductivity Measurements for Trans-1,3,3,3-T ans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R1234z opene (R1234ze(E))) in Liquid Phase. online. In: *PURDUE University*. 2022. Dostupné z:

- [https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3411&context=iracc#:~:text=Thermal%20conductivity%20of%20R1234ze\(E,1%20MPa%20to%208%20MPa.](https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3411&context=iracc#:~:text=Thermal%20conductivity%20of%20R1234ze(E,1%20MPa%20to%208%20MPa.) [cit. 2024-04-18].
- [88] YANG, Jie; JACOBI, Anthony a LIU, Wei. Heat transfer correlations for single-phase flow in plate heat exchangers based on experimental data. online. *Applied Thermal Engineering*. 2017, roč. 36, č. 113, s. 1547-1557. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.147>. [cit. 2024-04-21].
- [89] LIENHARD V, John a LIENHARD IV, John. *A Heat Transfer Textbook*. online. 5. Phlogiston Press, 2019. ISBN 978-0486837352. Dostupné z: <https://ahtt.mit.edu/wp-content/uploads/2020/08/AHTTv510.pdf>. [cit. 2024-05-02].
- [90] ANIŞOARA-ARLEZIANA, Neagu; KONCSAG, Claudia; BARBULESCU, Alina a BOTEZ, Elisabeta. Estimation of pressure drop in gasket plate heat exchangers. online. *Ovidius University Annals of Chemistry*. 2016, roč. 27, č. 1, s. 62-72. Dostupné z: <https://doi.org/10.1515/auoc-2016-0011>. [cit. 2024-04-21].
- [91] HALL, D.; GREITZER, E. a TAN, C. Performance Limits of Axial Compressor Stages. online. *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012, č. 8, s. 479-489. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/GT2012-69709>. [cit. 2024-05-04].
- [92] *Water Property Calculator*. online. In: *The Engineering Handbook*. 2024. Dostupné z: <https://enghandbook.com/thermodynamic-calculators/water/?temperature=75&pressure=10>. [cit. 2024-05-05].
- [93] REFRIGERANTS P-H DIAGRAM. online. In: *HVAC/R & SOLAR*. c2009-2024. Dostupné z: <https://i1.wp.com/hvac-eng.com/wp-content/uploads/2020/04/Logp-h-diagram-R1234zeE.png?fit=3168%2C2448&ssl=1>. [cit. 2024-05-18].
- [94] SOUZA, Danilo; SILVA, Pedro; SAUER, Ildo; ALMEIDA, Aníbal a TATIZAWA, Hédio. Life cycle assessment of electric motors - A systematic literature review. online. *Journal of Cleaner Production*. 2024, roč. 31, č. 456, s. 1-22. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2024.142366>. [cit. 2024-05-11].
- [95] XIN, Q. a PINZON, C.F. Improving the environmental performance of heavy-duty vehicles and engines: key issues and system design approaches. online. In: *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. 1. Woodhead Publishing, 2014, s. 225-278. ISBN 978-0-85709-522-0. Dostupné z: <https://doi.org/10.1533/9780857097422.2.225>. [cit. 2024-05-11].
- [96] *Advanced Renewable Energy Systems*. online. 1. Woodhead Publishing, 2014. ISBN 978-1-78242-269-3. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-269-3.50019-X>. [cit. 2024-05-11].
- [97] *Gear Efficiency*. online. In: ROYMECH. 2020. Dostupné z: https://roymech.org/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html. [cit. 2024-05-08].
- [98] Cena plynu 2024 - srovnání innogy, E.ON, Pražská plynárenská. online. In: *Tzb-info*. c2001-2024. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/13-prehled-cen-zemniho-plynu>. [cit. 2024-05-23].
- [99] Cena elektřiny 2024 - srovnání E.ON, PRE, ČEZ. online. In: *Tzb-info*. 2024. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/14-ceny-elektřiny#D02d>. [cit. 2024-05-18].
- [100] *CENY BENZÍNU A NAFTY*. online. In: Mbenzin. 2024. Dostupné z: <https://www.mbenzin.cz/Ceny-benzinu-a-nafty/Retezce/Orlen>. [cit. 2024-05-18].