

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2023

**PAVEL
ČERNÝ**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky



**Využití mařeného odpadního tepla z chlazení turbogenerátorů
a výrobního bloku pro dodávky pro horkovodní soustavu teplárny**

**Utilizing Waste Heat from Turbogenerator Cooling and
Production Block to Supply Hot Water System of Heating Plant**

Bakalářská práce

Autor práce: Pavel Černý

Vedoucí práce: Ing. Sláma Pavel Ph.D.

Praha, 2023

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Černý** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **501443**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Využití mařeného odpadního tepla z chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku pro dodávky pro horkovodní soustavu teplárny

Název bakalářské práce anglicky:

Utilizing Waste Heat from Turbogenerator Cooling and Production Block to Supply Hot Water System of Heating Plant

Pokyny pro vypracování:

- a/ proveďte rešerši využití odpadního tepla z energetických provozů,
- b/ navrhnete vhodné tepelné čerpadlo pro zadané teplotní a průtokové parametry,
- c/ vyhledejte vhodné pracovní látky tepelného čerpadla a oběh popište ve vhodných diagramech,
- d/ vypracujte konstrukční výkresy a technologická schémata umístění a zapojení vhodného tepelného čerpadla/čerpadel do prostoru chemické úpravy vody v teplárenském závodě,
- e/ vypracujte základní návrh měření a regulace navrženého tepelného systému,
- f/ vypracujte ekonomické vyhodnocení.

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Pavel Sláma, Ph.D. ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **25.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **28.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Pavel Sláma, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Michal Schmirler, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

Pavel Černý

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlovi Slámovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za pravidelné schůzky, které mi byly přínosem pro teoretickou i praktickou část bakalářské práce a za předání cenných zkušeností z praxe.

Děkuji také za možnost ve své praktické části spolupracovat s Teplárnou České Budějovice, a.s.

Děkuji firmě IVT Tepelná čerpadla s.r.o., speciálně děkuji panu Ing. Petrovi Michalovi za konzultace ohledně chladících oběhů tepelných čerpadel. Další poděkování patří panu Ing. Richardu Beberovi za konzultace ohledně návrhů tepelného čerpadla.

Také bych chtěl poděkovat celé své rodině za jejich neustálou podporu po celou dobu mého studia.

Anotace

| | |
|---------------------------|---|
| Autor: | Pavel Černý |
| Název bakalářské práce: | Využití mařeného odpadního tepla z chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku pro dodávky pro horkovodní soustavu teplárny |
| Rozsah práce: | 67 stránek, 17 obrázků, 6 tabulek |
| Akademický rok: | 2022/23 |
| Vysoká škola: | ČVUT v Praze, Fakulta strojní |
| Ústav: | Ú12112–Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky |
| Vedoucí bakalářské práce: | Ing. Pavel Sláma, Ph.D. |
| Zadavatel: | ČVUT FS |
| Klíčová slova: | Odpadní teplo, tepelné čerpadlo, kompresor, chladivo, výparník, kondenzátor, COP |
| Abstrakt: | Tato bakalářská práce se zaměřuje na využití nízkopotenciálního odpadního tepla v teplárenském závodě v Českých Budějovicích. V této práci se navrhuje vhodné tepelné čerpadlo, návrh jeho následného umístění, návrh měření a regulací a následné ekonomické vyhodnocení pro danou aplikaci v teplárenském závodě. |

Annotation

| | |
|---------------------------|---|
| Author: | Pavel Černý |
| Title of bachelor thesis: | Utilizing Waste Heat from Turbogenerator Cooling and Production Block to Supply Hot Water System of Heating Plant |
| Extent: | 67 pages, 17 figures, 6 tables |
| Academic year: | 2022/23 |
| University: | CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering |
| Department: | Ú12112 - Department of Fluid Mechanics and Thermodynamics |
| Supervisor: | Ing. Pavel Sláma, Ph.D. |
| Submitter of the Theme: | CTU – Faculty of Mechanical Engineering |
| Key words: | Waste heat, heat pump, compressor, refrigerant, evaporator, condenser, COP |
| Abstract: | <p>This bachelor thesis deals with the utilization of low-potential waste heat in a heating plant in České Budějovice. This thesis proposes a suitable heat pump, its further location, measurement and control. The last chapter evaluates the economic aspect for the given application in the heating plant.</p> |

Obsah

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod..... | 12 |
| 2 | Odpadní teplo | 13 |
| 2.1 | Zdroje odpadního tepla | 13 |
| 2.2 | Možnosti využití odpadního tepla | 14 |
| 2.3 | Technologické prostředky pro využití odpadního tepla | 16 |
| 2.3.1 | Tepelná čerpadla..... | 17 |
| 2.3.2 | ORC jednotky | 17 |
| 2.3.3 | Jednotky Kalinova cyklu | 18 |
| 2.3.4 | Termoelektrické generátory..... | 18 |
| 3 | Návrh technologického zařízení pro využití odpadního tepla dle zadaných parametrů | 19 |
| 3.1 | Využití mařeného odpadního tepla teplárenského závodu | 19 |
| 3.2 | Výběr vhodného technologického zařízení | 19 |
| 3.3 | Bilance množství a teploty mařeného odpadního tepla | 21 |
| 3.4 | Limitující podmínky a jejich řešení..... | 22 |
| 3.4.1 | Varianty zapojení tepelných čerpadel..... | 23 |
| 3.4.2 | Výběr vhodné varianty zapojení TČ..... | 30 |
| 3.5 | Vhodný kompresor pro TČ k dané aplikaci..... | 31 |
| 3.5.1 | Rotační šroubové kompresory | 32 |
| 3.6 | Vhodné pracovní látky tepelného čerpadla | 33 |
| 3.6.1 | Shrnutí kritérií pro výběr vhodného chladiva..... | 34 |

| | | |
|-------|---|----|
| 3.6.2 | Chladiva vhodná pro požadované parametry | 36 |
| 3.6.3 | Finální výběr chladiv se zobrazením v p-h diagramech | 41 |
| 3.7 | Vhodný výparník pro TČ k dané aplikaci | 49 |
| 3.8 | Kondenzátor..... | 51 |
| 3.9 | Expanzní ventil | 51 |
| 3.9.1 | Termostatické expanzní ventily (TEV) | 52 |
| 3.10 | Návrh TČ od IVT | 53 |
| 4 | Umístění, zapojení a regulace dvou TČ do prostoru chemické úpravy vod v teplárně..... | 55 |
| 5 | Ekonomické vyhodnocení | 58 |
| 6 | Závěr..... | 60 |
| | Seznam použité literatury | 61 |
| | Seznam obrázků..... | 65 |
| | Seznam tabulek | 66 |
| | Seznam použitého softwaru | 66 |
| | Seznam příloh | 67 |

Přehled použitých veličin a jednotek

| Zkratka veličiny | Popis veličiny | Jednotka |
|--------------------------------|---|--------------------------------|
| \dot{Q}_Z | množství možného odebraného tepla | $J \cdot s^{-1}$ |
| \dot{m} | hmotnostní tok | $kg \cdot s^{-1}$ |
| c | měrná tepelná kapacita | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| ΔT | teplotní spád | $^{\circ}C$ |
| T | teplota | $^{\circ}C$ |
| COP | topný faktor | - |
| Q | upravené množství využitelného odebraného tepla | MW |
| $Q_{1T\check{C}}$ | upravené množství využitelného odebraného tepla pro 1 TČ | MW |
| $Q_{2s\acute{e}riov\acute{e}}$ | upravené množství využitelného odebraného tepla pro 2 TČ zapojena sériově | MW |
| GWP_x | ekologický ukazatel - global warming potencial - pro jednosložkové chladivo | - |
| TH | délka počítaného časového intervalu | s |
| a_x | radiační účinnost látky x | $W \cdot m^{-2} \cdot kg^{-1}$ |
| a_r | radiační účinnost referenční látky (CO ₂) | $W \cdot m^{-2} \cdot kg^{-1}$ |
| $x(t)$ | časově závislý rozklad počítané látky | - |
| $r(t)$ | časově závislý rozklad referenční látky | - |
| GWP | ekologický ukazatel - global warming potencial - pro vícesložkové chladivo | - |
| ODP | ekologický ukazatel - ozone depletion potencial | - |
| h_1 | měrná entalpie chladiva na vstupu do výparníku | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| h_3 | měrná entalpie chladiva před kompresí | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| h_{4s} | měrná entalpie chladiva po isoentropické kompresi | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| h_{4sk} | měrná entalpie chladiva po skutečné kompresi | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| η_s | isoentropická účinnost kompresoru | - |
| \dot{m}_{ch} | hmotnostní tok chladiva | $kg \cdot s^{-1}$ |
| \dot{Q}_{ch} | chladící výkon TČ | kW |
| \dot{Q}_T | topný výkon TČ | kW |
| P_{Sk} | požadovaný elektrický příkon kompresoru | kW |

| | | |
|-----------------|--|---------------------------------|
| s_3 | entropie chladiva před kompres | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| T_{krit} | kritická teplota chladiva | $^{\circ}C$ |
| $P_{vypař}$ | tlak vypařování chladiva | Pa |
| p_{atm} | atmosferický tlak | Pa |
| T_e | teplota vypařování chladiva | $^{\circ}C$ |
| T_3 | teplota přehřátých par chladiva před kompresí | $^{\circ}C$ |
| T_{11} | teplota chladící vody teplárny po ochlazení | $^{\circ}C$ |
| T_{10} | teplota chladící vody před ochlazením | $^{\circ}C$ |
| T_9 | teplota vratky horkovodu před ohřátím | $^{\circ}C$ |
| T_8 | teplota vratky horkovodu po dohřátí | $^{\circ}C$ |
| T_7 | teplota chladiva po dochlazení před expanzním ventilem | $^{\circ}C$ |
| T_c | teplota kondenzace chladiva | $^{\circ}C$ |
| T_4 | teplota přehřátých par po reálné kompresi | $^{\circ}C$ |
| ΔT_{ln} | logaritmický teplotní spád | $^{\circ}C$ |
| K | celkový součinitel prostupu tepla | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| S_{ef} | celková efektivní plocha výměny tepla | m^2 |
| N | potřebný počet desek | - |
| s | efektivní velikost jedné desky | m^2 |
| ϕ | faktor zvětšení velikosti | - |
| S_{proj} | projektovaná plocha desek | m^2 |
| Nu | Nusseltovo číslo | - |
| Re | Reynoldsovo číslo | - |
| a | součinitel závislý na zvlnění desek | - |
| b | součinitel závislý na zvlnění desek | - |
| Pr | Prandtlovo číslo | - |
| Pr_w | Prandtlovo číslo pro podmínky na stěně | - |
| k_c | součinitel prostupu tepla na studené straně | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| k_h | součinitel prostupu tepla na teplé straně | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| R_{fc} | Odolnost proti zanášení na studené straně | $m^2 \cdot K^{-1} \cdot W^{-1}$ |
| R_{fh} | Odolnost proti zanášení na teplé straně | $m^2 \cdot K^{-1} \cdot W^{-1}$ |

| | | |
|---------------|--|-------------------------------|
| e | tloušťka desky | m |
| λ | tepelná vodivost | $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| Δp | tlaková ztráta | Pa |
| $\check{C}SH$ | čistá současná hodnota | $K\check{c}$ |
| IN | investiční náklady | $K\check{c}$ |
| Pi | peněžní tok realizovaný od referenčního data za období t | $K\check{c}$ |
| r | diskontní sazba | $\%$ |

Přehled použitých zkratk

| Zkratka | Vysvětlení |
|---------|-------------------------------|
| TUV | teplá užitková voda |
| TČ | tepelné čerpadlo/a |
| ORC | organický Rankinův cyklus |
| TEG | termoelektrický generátor |
| HFC | Fluorované uhlovodíky |
| HFO | Hydrofluoroolefin |
| POE | polyolesterový olej |
| TEV | termostatický expanzní ventil |
| CHÚV | chemická úpravna vody |

1 Úvod

Zvolené téma využití mařeného odpadního tepla jsem si vybral z důvodu rostoucích cen energií a ochraně životního prostředí. Odpadní teplo se vyskytuje prakticky ve všech mechanických a tepelných procesech. V práci se zaměřuji na využití nízkopotenciálního odpadního tepla, které má těžší využití, nižší technologickou účinnost, ale vyskytuje se ho velké množství, které se stále nevyužívá.

V teoretické části se bakalářská práce bude zabývat rozdělením odpadního tepla, jeho možnostmi využití a technologickými prostředky pro jeho následné využití.

Tato bakalářská práce se ve své praktické části bude zabývat návrhem technologického řešení pro využití mařeného odpadního tepla z chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku teplárenského závodu v Českých Budějovicích a následnou dodávku získané energie pro horkovodní soustavu teplárenského závodu. Cílem bude navrhnout nejúčinnější řešení za splnění požadovaných podmínek teplárny. Celkový návrh tohoto řešení bude umístěn do prostoru chemické úpravy vod teplárenského závodu v Českých Budějovicích a bude provedena následná ekonomická analýza řešení.

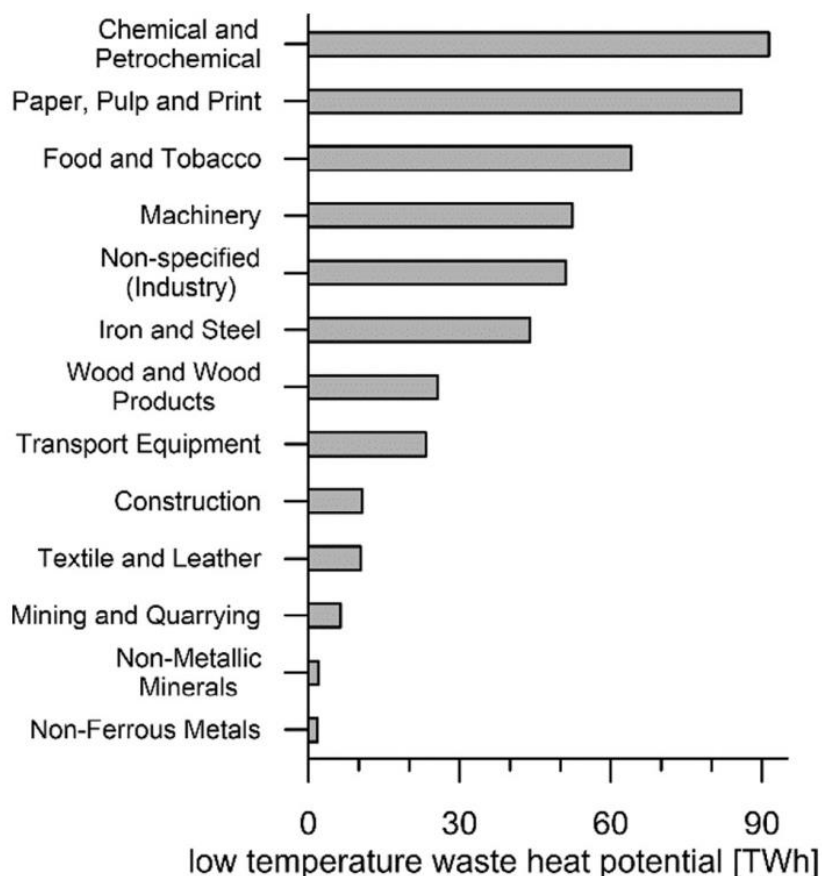
2 Odpadní teplo

Odpadní teplo se vyskytuje prakticky ve všech mechanických a tepelných procesech. Vyskytuje se v podobě horkých spalín vypouštěných do atmosféry, ohřáté vody uvolňované do přírody, přenosu tepla z teplých povrchů strojů, popřípadě z ohřátých produktů získaných z průmyslových procesů. Zdroje odpadního tepla se liší podle jejich skupenského stavu, především tedy kapalný a plynný, teplotního potenciálu a výkonového potenciálu. Největší množství odpadního tepla se ztrácí v průmyslových procesech a při výrobě energie. Celkové množství odpadního tepla se odhaduje až okolo 55 % z použité energie daného procesu. Jedná se ve většině případech tedy o velké množství nevyužité energie, a proto je snaha tyto tepelné ztráty snížit, respektive využít jejich maximální potenciál. [1; 2; 3]

2.1 Zdroje odpadního tepla

Forman a kol. ve svých studiích [4] uvažovali tři teplotní rozsahy pro zhodnocení výkonového potenciálu odpadního tepla: vysokopotenciální (nad 300 °C), středněpotenciální (100 – 300 °C) a nízkopotenciální (pod 100 °C). Navrhli přitom metodiku odhadu potenciálu odpadního tepla založenou na spotřebě primární energie a uvažují pouze výfukové plyny a odpadní vody jako vhodný zdroj pro využití odpadního tepla. Celosvětový potenciál odpadního tepla z průmyslu odhadují 8,9 PWh, z toho nízkopotenciální odpadní teplo má hodnotu 3,7 PWh. Formanova metodika byla aplikována na nejnovější energetické statistiky v EU a výsledkem je obrázek 1 ukazující nízkopotenciální odpadní teplo v EU28 podle průmyslových odvětví. Na obrázku 1 je vidět, že průmyslová odvětví nejvíce zodpovědná za výdej nízkopotenciálního tepla jsou chemický a petrochemický průmysl (19,4 % z celkového množství), dále papírenský, celulózový a tiskařský průmysl (18,3 %) a potravinářský a tabákový průmysl (9,8 %). [4]

Na základě teploty se odpadní teplo podle studie z USA [5] dělí na teplo s vysokým potenciálem (nad 650 °C), teplo se středním potenciálem (650 °C – 230 °C), teplo s nízkým potenciálem (pod 230 °C). Odpadní teplo s vysokým a středním potenciálem se ve většině případech snadno využívá, avšak teplo s nízkým potenciálem, které tvoří dle této studie 50 % celkového množství odpadního tepla, se využívá náročněji. Podle těchto teplotních rozsahů jsou zdroje odpadního tepla zobrazeny v tabulce 1. [5]



Obrázek 1: Nizkopotenciální odpadní teplo v EU podle průmyslových odvětví [6]

2.2 Možnosti využití odpadního tepla

Z organizačního hlediska můžeme využití odpadního tepla rozdělit na dva způsoby: interní a externí.

Interní využití odpadního tepla ve smyslu zlepšení tepelných izolací, optimalizací procesů, to znamená tedy ještě dříve, než odpadní teplo vzniká. Po vzniku odpadního tepla by mělo dojít k jeho znovu zapojení do výrobních procesů pomocí rekuperace nebo jeho využitím pro zásobování společnosti teplem. Další možností je také přeměna odpadního tepla na elektrickou energii nebo na tepelné chlazení. [7]

Externí využití znamená, že odpadní teplo, které nelze využít interně, mohou využít třetí strany, tedy například komerční nebo obytné budovy v blízkosti. Avšak v tomto případě je komplikovanější porovnání skutečného potenciálu odpadního tepla a poptávky třetí strany. [7]

Podle teplotních hladin odpadního tepla se odlišují metody jeho využití, které pro typické zdroje nalezneme v tabulce 1. Teplo v podobě výfukových plynů či spalin je využito k předehřevu spalovacího vzduchu, výrobě páry, předehřevu materiálu vstupujícího do pecí, dále k předehřevu TUV a vytápění prostorů. [1]

| Teplotní rozsah | Zdroj: | Teplota (°C) | Výhody | Nevýhody | Metody využití |
|--------------------------------|--|--------------|---|---|---|
| Vysoký potenciál (>650 °C) | Průmyslové pece pro metalurgické procesy | 900-1650 | Vysoce kvalitní energie Vysoce účinná výroba energie | Vysoká teplota způsobuje zvýšené tepelné namáhání materiálů pro výměnu tepla Zvýšená chemická aktivita/koroze | Předehřev spalovacího vzduchu Výroba páry pro procesní ohřev nebo výrobu energie Předehřev materiálu vstupujícího do pece |
| | Průmyslové pece pro chemické procesy | 650-1200 | Vysoká rychlost přenosu tepla na jednotku plochy | | |
| Střední potenciál (230-650 °C) | Spaliny z parního kotle | 230-480 | Větší kompatibilita s materiály výměníků tepla Výroba energie se střední účinností | | Předehřev spalovacího vzduchu ORC pro výrobu energie Předehřev materiálu vstupujícího do pece |
| | Spaliny z plynových turbín | 370-540 | | | |
| | Spaliny pístového motoru | 320-590 | | | |
| | Pec pro tepelné zpracování | 430-650 | | | |
| | Sušicí a pečicí pece | 230-590 | | | |
| Nízký potenciál (<230 °C) | Kondenzát technologické páry | 50-90 | Velké množství nízkopotenciálního tepla obsaženého v mnoha různých procesech | Nízké využití nízkopotenciálního tepla Nízká účinnost výroby energie U spalin je nízkoteplotní rekuperace tepla nepraktická z důvodu kyselých kondenzací a koroze výměníku tepla. | Vytápění prostorů Tepelný předehřev TUV |
| | Chladicí voda | 30-230 | | | |
| | Sušicí, pečicí a vytvrzovací pece | 90-230 | | | |
| | Horké zpracované kapaliny/pevné látky | 30-230 | | | |

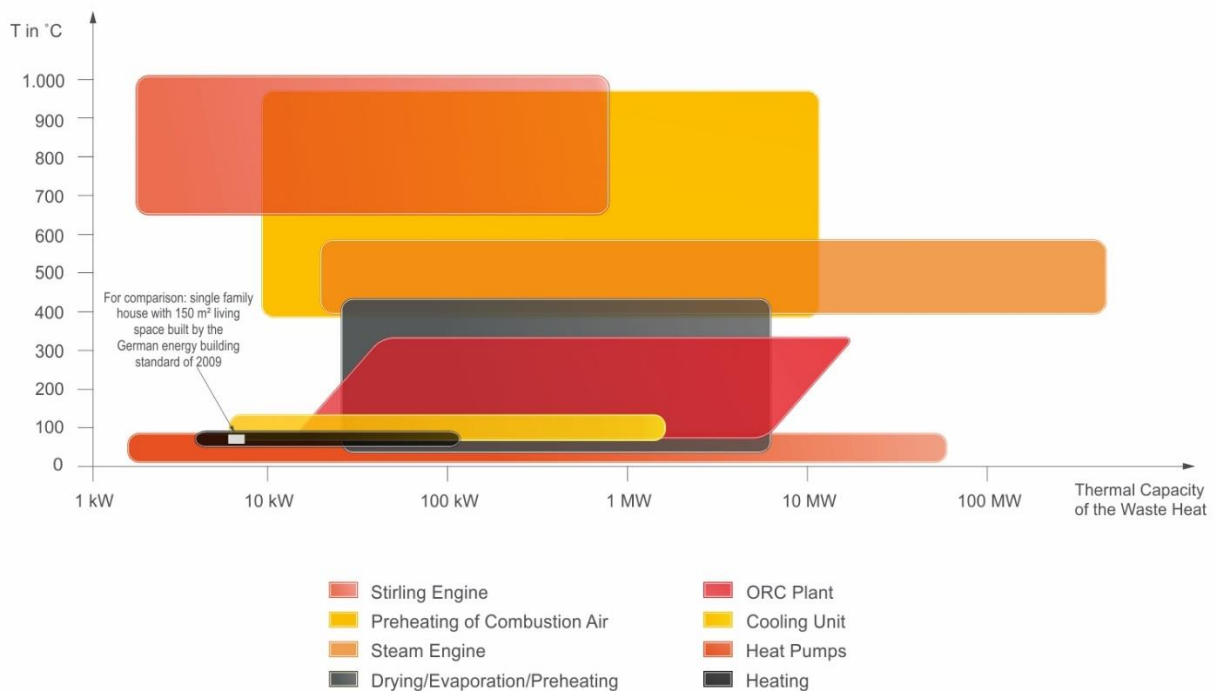
Tabulka 1: Zdroje odpadního tepla podle teplotních hladin [1; 8]

Nejpružnější formou přeměny energie se zdá být elektřina, kterou lze snadno přepravovat nebo exportovat třetí straně. Nicméně nízká technologická účinnost výroby elektřiny z odpadního tepla je stále překážkou, kterou je třeba lépe řešit. [7]

2.3 Technologické prostředky pro využití odpadního tepla

Technologie využití odpadního tepla často snižují provozní náklady zařízení tím, že zvyšují jejich energetickou produktivitu. Na trhu je k dispozici řada různých technologií v závislosti na typu zdroje, teplotním rozsahu a požadavcích na konečné využití. [7]

Obrázek 2 ukazuje hlavní technologie využití odpadního tepla pro různé teplotní rozsahy a jejich tepelný výkon.



Obrázek 2: Technologie využívající odpadní teplo [7]

Další kapitoly budou zaměřeny hlavně na technické prostředky pro využití nízkopotenciálního odpadního tepla (<100 °C) [4], jelikož se v praktické části této práce zabývám právě tímto typem odpadního tepla z chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku teplárny. Z obrázku 2 je zřejmé, že pro využití nízkopotenciálního odpadního tepla v průmyslu se používají hlavně: tepelná čerpadla, chladicí jednotky a ORC elektrárny.

2.3.1 Tepelná čerpadla

Kompresorové tepelné čerpadlo, dále jen „TČ“ využívá většinou elektrickou energii ke svému provozu a tím pádem energii nevyrábí, pouze přečerpává energii na vyšší teplotní úroveň. TČ tedy odebírá teplo z chladnějšího systému a dodává ho do topného systému o vyšší teplotě. [9; 10]

Existují i tepelná čerpadla sorpční, která se svojí konstrukcí odlišují od kompresorových TČ. U sorpčních TČ však není dosahován vysoký topný faktor, z tohoto důvodu se dále budu zabývat pouze kompresorovými TČ. [11]

Funkce kompresorového tepelného čerpadla je založena na principu Carnotova děje. Na vstupní neboli primární straně, se nachází výměník tepla (výparník). Na výparník se přivádí nízkopotenciální teplo a do druhé poloviny výparníku se pomocí expanzního ventilu vstříkuje pod velkým tlakem kapalné chladivo. Tlak je za expanzním ventilem ve výparníku nižší, a proto se chladivo rychle odpařuje. Nyní již plyn nese energii z primární strany a dále je nasáván pomocí kompresoru a po stlačení se již silně zahřeje. Na konci tohoto děje se přidala ztrátová energie kompresoru. Nyní je plyn veden do druhého výměníku (kondenzátoru) a zde předává svým zkapalněním energii topné soustavě, která má nižší teplotu, než je teplota kondenzace chladiva. Kapalina nyní proudí do expanzního ventilu a celý cyklus se spojitě opakuje. [9; 10]

2.3.2 ORC jednotky

Jednotka ORC je systém založený na uzavřeném termodynamickém cyklu pro výrobu elektrické a tepelné energie. Jedná se o stejný cyklus jako v klasických elektrárnách s parní turbínou, avšak namísto vody/páry se přechází, jak už název napovídá, na jiné organické látky jako jsou uhlovodíkové plyny, různá chladiva (látky s nižší teplotou vypařování). Díky nižší teplotě vypařování vystačí jako zdroj nízkopotenciální odpadní teplo. Ovšem kvůli nízké teplotě odpadního tepla se nedosahuje vysokých účinností. [12]

Uspořádání zařízení ORC je podobné uspořádání Rankinova zařízení a má stejné základní součásti. Princip je tedy stejný: Odpadní teplo je přivedeno do výparníku, zde předává své teplo pracovnímu médiu ORC, které se na druhé straně výparníku vypařuje. Dále je pára vedena přes expandér, který roztáčí generátor za pomoci rozdílu tlaků.

Generátor následně vytváří elektrickou energii. Pára proudí do kondenzátoru, kde se ochlazuje a kondenzuje. Pomocí čerpadla se pracovní látka vrací opět do výparníku a celý cyklus se spojitě opakuje. [13]

Abychom správně popsali a vypočetli ORC budeme vycházet z klasických postupů jako u Rankinova cyklu s vodní párou. Musíme však znát termodynamické vlastnosti organické látky uvnitř systému: entalpie, entropie, měrný objem. [12]

2.3.3 Jednotky Kalinova cyklu

Jedná se o cyklus založený na směsi čpavku a vody, který je jakousi modifikovanou formou Rankinova cyklu a má lepší provozní účinnost pro několik typů aplikací. Hmotnostní poměr amoniaku a vody se v průběhu cyklu může i nemusí měnit, avšak změna koncentrace přispívá k termodynamické účinnosti cyklu. Nejvýhodnějšího využití s významným nárůstem účinnosti nalézá Kalinův cyklus s nízkopotenciálním zdrojem tepla, což z něj činí vhodnou volbu pro rekuperaci nízkopotenciálního odpadního tepla, avšak nejvýhodněji od 100-200 °C. [2]

2.3.4 Termoelektrické generátory

Termoelektrický generátor, dále jen „TEG“ je zařízení, kde se elektrická energie vyrábí přímo z tepelné energie. Tento typ generátoru využívá Seebeckův jev, a proto se mu také říká Seebeckův generátor. [14]

Základním principem TEG je vytváření elektromotorické síly napříč materiálem, pokud jsou k dispozici teplotní rozdíly. TEG je polovodičový tepelný motor vyrobený ze dvou polovodičových materiálů s primárními přechody, známými jako n-typ a p-typ. Prvky typu n obsahují vysoce koncentrovaný záporný náboj a prvky typu p mají naopak vysoce koncentrovaný kladný náboj (díry). [14]

3 Návrh technologického zařízení pro využití odpadního tepla dle zadaných parametrů

V této kapitole se zaměřím na návrh vhodného technologického zařízení pro využití mařeného odpadního tepla, v tomto případě odpadního tepla chladicí vody z chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku pro horkovodní systém teplárenského závodu v Českých Budějovicích

3.1 Využití mařeného odpadního tepla teplárenského závodu

V součinnosti s teplárnou jsem obdržel data jejich měsíční a denní bilance vodního hospodářství z chemické úpravy vody za roky 2020-2022, kdy dále budu využívat pouze data z roku 2021, jelikož se dle vedení teplárny budou nejvíce podobat dalším rokům. Pro výpočet možného odebraného tepla \dot{Q}_Z je důležité zapsat podmínky, které se musí na chladicí vodě dodržet, z důvodu dalších technologických procesů – hlavní požadavek od teplárny je zachovat teplotu odpadní vody proudící mimo objekt teplárny do Mlýnské stoky na minimálních 16 °C a maximálních 28 °C. Druhým hlavním požadavkem teplárny je využití odpadního tepla s maximální možnou účinností po co nejdelší možnou dobu v průběhu roku.

Cílem by tedy mělo být chladicí vodu ochladit a dle návrhů teplárny využít teplo k předehřátí vratky horkovodu, která má v průměru teplotu okolo 55 °C. Potrubí chladicí vody i potrubí vratky horkovodu jsou součástí suterénu chemické úpravy vody zmíněné teplárny, zároveň má suterén dostatečný prostor pro případnou aplikaci technologického zařízení, a tak je jediným a vhodným prostorovým řešením pro vhodnou aplikaci.

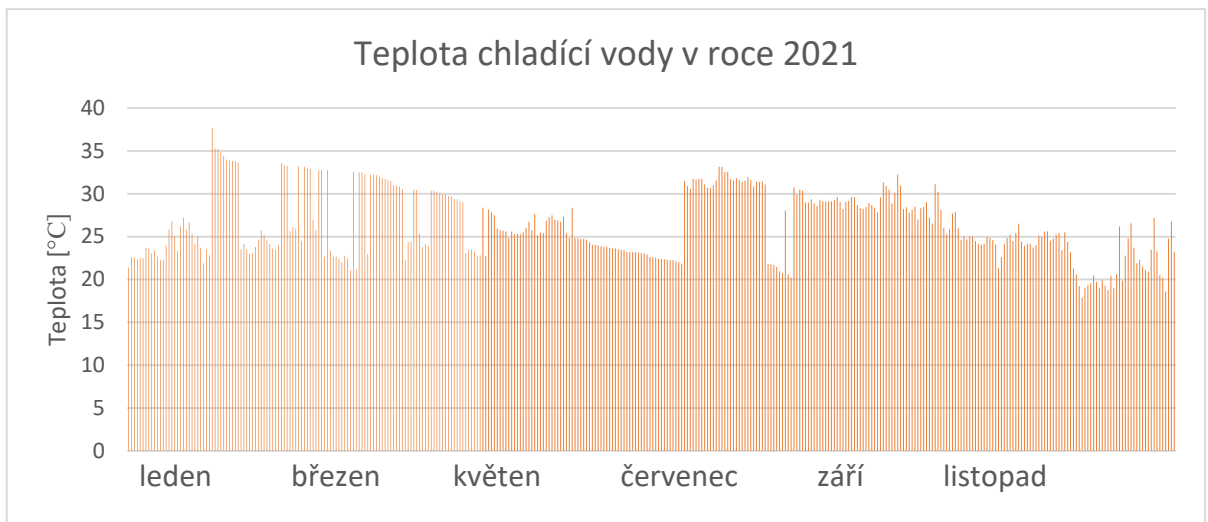
3.2 Výběr vhodného technologického zařízení

Graf 1 poukazuje na důležitý faktor při výběru vhodného technologického zařízení – teplotu odpadního zdroje. Teplota chladicí vody se v průběhu roku výrazně mění a to od 18 °C do 38°C. V průměru je teplota chladicí vody 26 °C.

Odpadní teplo se má využít s co nejvyšší účinností, a proto se Termoelektrické generátory s účinností výroby elektřiny pod 8 % nejeví jako vhodné technologické řešení. Existují sice již anorganické sloučeniny, jako například tellurid bismutý, které pracují

i při takto nízkých teplotách, ale hlavním cílem je využít odpadní teplo s co nejvyšší účinností, a navíc k přehřevu vratky horkovodu.

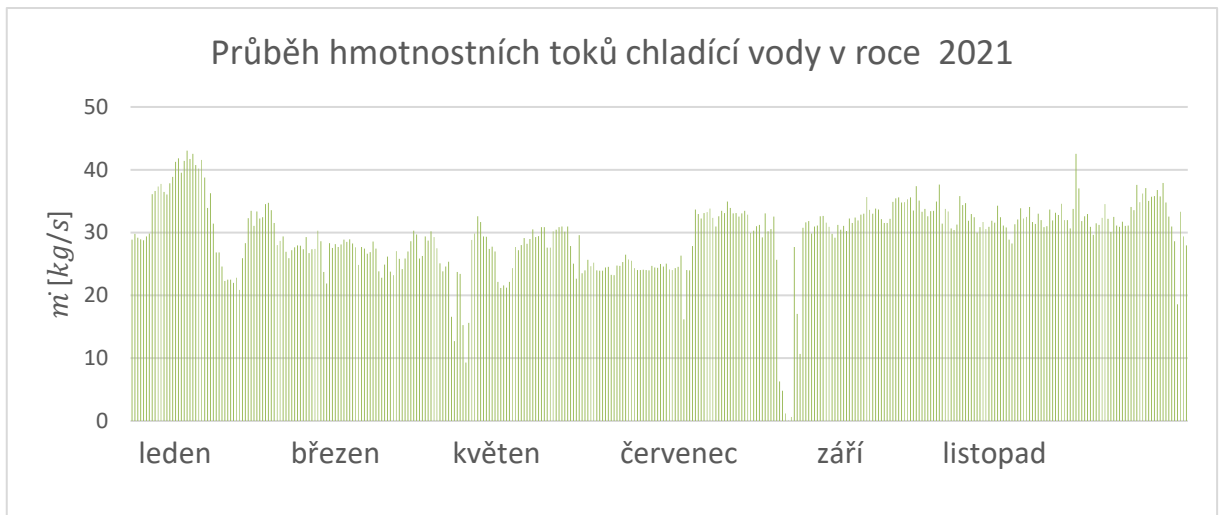
Samotný výměník tepla nemá smysl, jelikož teplota odpadní vody je tak nízká, že není možné samostatně přehřát vratku horkovodu.



Graf 1: Teplota chladicí vody Teplárny České Budějovice v roce 2021

ORC má ve spojení s nízkopotenciálními zdroji tepla nízkou účinnost výroby elektrické energie pohybující se od 10 % do 20 %. Znovu tedy narážíme na nízkou účinnost, sice se oproti termoelektrickým generátorům zvýšila, není stále na takové úrovni, abych navrhl ORC pro řešení této aplikace. Kalinův cyklus také není při takto nízkých teplotách optimálním řešením. Navíc výroba elektřiny není cílem.

Tepelné čerpadlo, přečerpává teplo z nízké potenciální úrovně na úroveň vyšší. V tomto případě bude tedy možné přečerpát odpadní teplo z chladicí vody a ohřát vodu v již zmíněné vratce horkovodu. Jelikož teplota chladicí vody v průběhu roku kolísá a zároveň i její hmotnostní tok není v průběhu roku konstantní, viz graf 2, bude důležité navrhnout správné tepelné čerpadlo, popřípadě tepelná čerpadla, na správných výkonnostních hladinách.



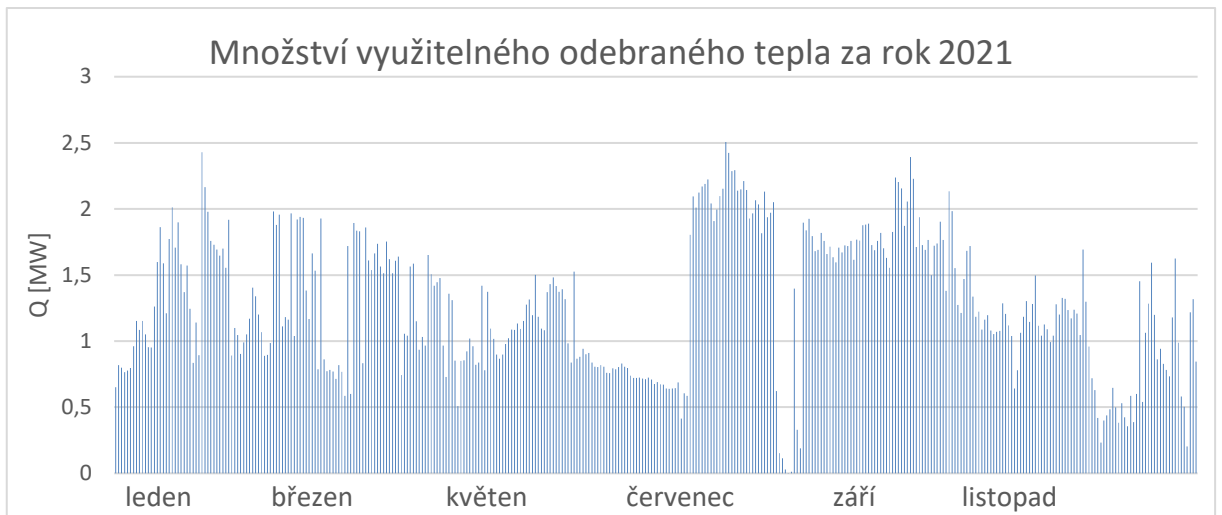
Graf 2: Průběh hmotnostních toků chladicí vody Teplárny České Budějovice v roce 2021

3.3 Bilance množství a teploty mařeného odpadního tepla

Pomocí hlavní podmínky od teplárny – zachovat teplotu odpadní vody proudící mimo objekt teplárny do Mlýnské stoky na minimálních 16 °C a maximálních 28 °C: mohou vypočítat využitelné množství odebraného tepla \dot{Q}_Z z odpadní vody použitím vzorce (1).

$$\dot{Q}_Z = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad [J \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

Kde \dot{m} je hmotnostní tok, c je měrná tepelná kapacita a ΔT je teplotní rozdíl na primární části tepelného čerpadla, tzn. rozdíl teploty chladicí vody a minimální možné teploty pro vypouštění, tedy 16 °C. Za hmotnostní tok \dot{m} budu vždy uvažovat průměrnou hodnotu $\dot{m} = 26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Graf 3 zobrazuje využitelné množství odebraného tepla z chladicí vody.



Graf 3: Množství využitelného odebraného tepla z chladicí vody teplárny v roce 2021

Před návrhem správného TČ je důležité rozmyslet vhodnou variantu zapojení, aby při různých provozních stavech bylo využito mařené teplo s maximální možnou účinností po celou dobu roku. Graf 3 sice ukazuje veškeré množství využitelného tepla, avšak teplo, které z tohoto množství využijeme, se bude dle variant zapojení tepelných čerpadel lišit. Právě tohoto tématu se bude zabývat další kapitoly.

3.4 Limitující podmínky a jejich řešení

Při studiu vhodných řešení jsem narazil na některé limitující podmínky, které omezují možné návrhy. Mezi takové limitující podmínky patří:

- a) vysoká a proměnlivá teplota chladicí vody
- b) vysoký a nekonstantní hmotnostní tok, viz graf 2

Takto výraznou proměnlivost teploty odpadní vody viz graf 1 je nutno regulovat. Jelikož při vyšších teplotách odpadní vody bude snahou snížit teplotu vody na alespoň limitních 28 °C, bude muset být ΔT na primární straně TČ vyšší než při nižších teplotách odpadní vody (např. 22 °C). Kompresory by z celkové proměnlivosti výkonnostní hladiny měly mít zabudované frekvenční měniče, které dokáží regulovat otáčky a tím regulovat elektrický příkon a udržovat kvalitní hodnotu COP.

Cílem je dosáhnout nejvyšší účinnosti, a proto při nízkých teplotách již více nechceme snižovat vypařovací teplotu - ΔT by v takových případech měla být tedy co

nejmenší (např. $\Delta T = 2 \text{ }^\circ\text{C}$). Bude však potřeba veškerého hmotnostního toku odpadní vody pro dosažení limitní výkonnostní hladiny TČ.

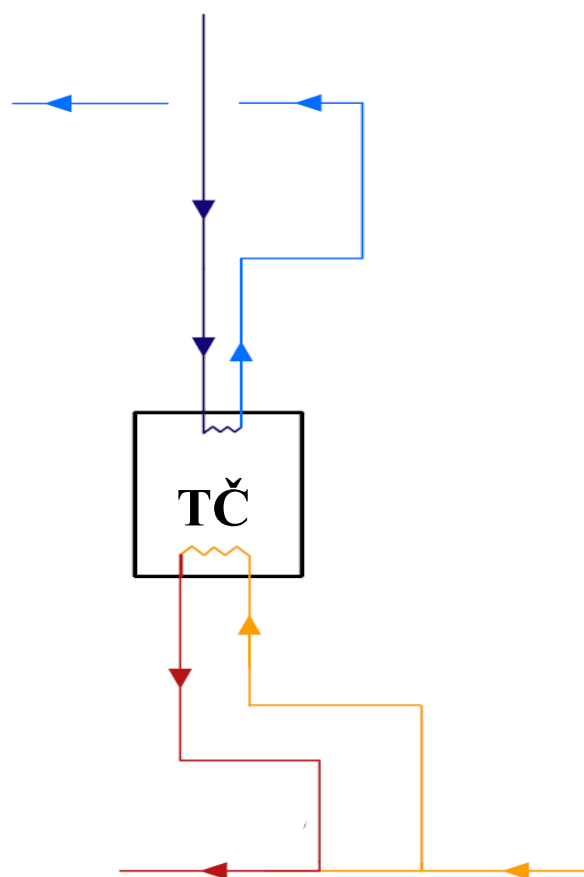
Při vyšších teplotách odpadní vody je požadovaný interval konečné teploty chladící vody ($16 \text{ }^\circ\text{C} - 28 \text{ }^\circ\text{C}$) problémový. Pokud bychom totiž požadovali $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (max. teplota odpadní vody = $38 \text{ }^\circ\text{C}$) musel by být hmotnostní tok na primární straně výrazně nízký. Při vysokém průtoku by navržené TČ dostávalo příliš mnoho energie, které by nedokázalo spotřebovat, a tudíž by se teplotní spád $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ snížil a požadovaný limit by nebyl dodržen. Jelikož se ale jedná o jednotky dní, kdy může taková situace nastat, je zbytečné předimenzovat TČ. Teplárna si tyto jednotky dní dokáže odpadní vodu dochladiť v jímce připouštěním studenější vody.

3.4.1 Varianty zapojení tepelných čerpadel

Zapojení tepelných čerpadel může tyto limitující podmínky vyřešit. Varianty zapojení jsou v této kapitole popsány. Pro řešenou aplikaci jsem navrhl 4 varianty zapojení TČ, která se odlišují svými výhodami a nevýhodami. Mezi tyto varianty patří jedno tepelné čerpadlo s vysokým výkonem, dvě tepelná čerpadla zapojena sériově, dvě tepelná čerpadla zapojena sériovo-paralelně a dvě tepelná čerpadla zapojená paralelně.

Jedno tepelné čerpadlo s vysokým výkonem

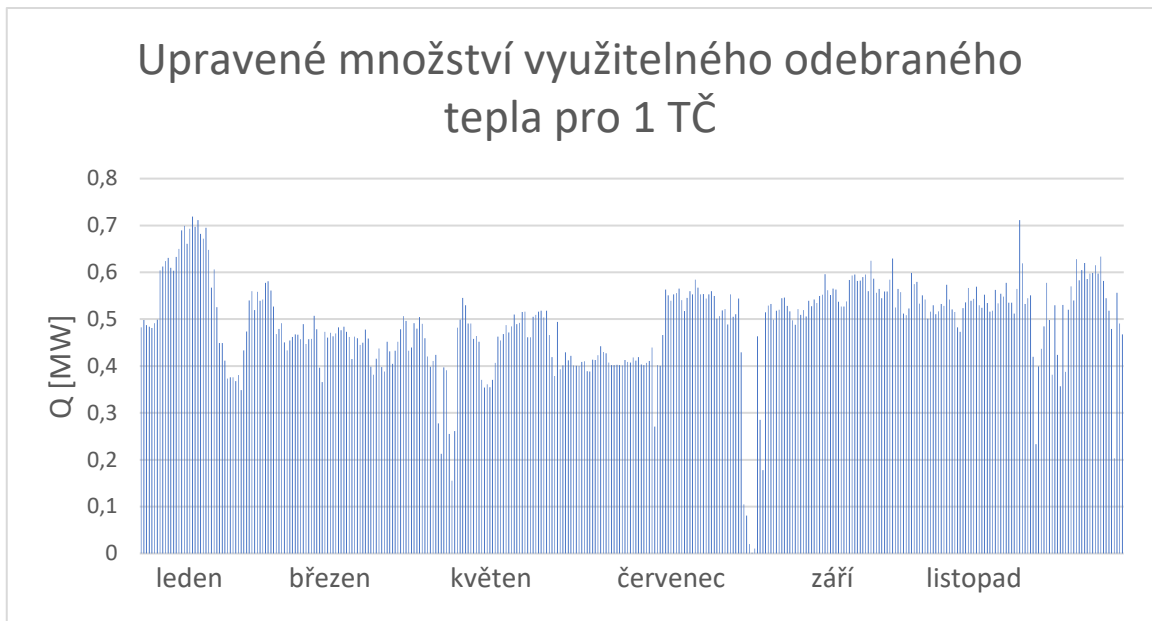
Jednoduché schéma zapojení jednoho TČ s vyšší výkonnostní hladinou lze vidět na obrázku 3. Tmavě modrá čára značí potrubí s chladící vodou, která přitéká do TČ a odevzdává určité množství energie a tím se ochlazuje. Světle modrá čára zastává tedy již ochlazenou vodu vytékající z TČ a proudící již mimo objekt. Vratka horkovodu má ve schématu oranžovou barvu a po přijetí energie z kondenzátoru TČ je ohřáta na vyšší teplotu a označena červenou barvou.



Obrázek 3: Schéma zapojení jednoho tepelného čerpadla

Úprava množství využitelného odebraného tepla pro zapojení 1 TČ

Pokud chci využít tepelné čerpadlo s co nejvyšší účinností, tedy s nejvyšším topným faktorem COP, budu se snažit mít teplotní rozdíl na primární části co nejmenší. Budu uvažovat teplotní rozdíl na primární části TČ max $\Delta T = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nastávají i dny s teplotou chladicí vody okolo $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, v tomto případě by teplotní rozdíl $\Delta T = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ byl dostačující, avšak při teplotách nižších než $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ by se musela zavést případná regulace. Z grafu 1 je vidět, že teplota chladicí vody má ale i maxima výrazně vyšší než požadovaný interval konečné teploty chladicí vody ($16\text{ }^{\circ}\text{C} - 28\text{ }^{\circ}\text{C}$). V případě vysoké teploty chladicí vody $T = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ se s $\Delta T = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ nepodaří dostat do konečného požadovaného teplotního intervalu ($16\text{ }^{\circ}\text{C} - 28\text{ }^{\circ}\text{C}$), avšak jak bylo v předchozí kapitole napsáno, jedná se o jednotky dní s takto vysokými teplotami, tudíž by si tyto jednotlivé dny teplárna chladicí vodu dokázala dochladiť v jímce přípouštěním studenější vody. Upravené množství odebraného tepla z chladicí vody teplárny za rok 2021 s $\Delta T = (2 - 4)\text{ }^{\circ}\text{C}$ je zobrazeno v grafu 4.

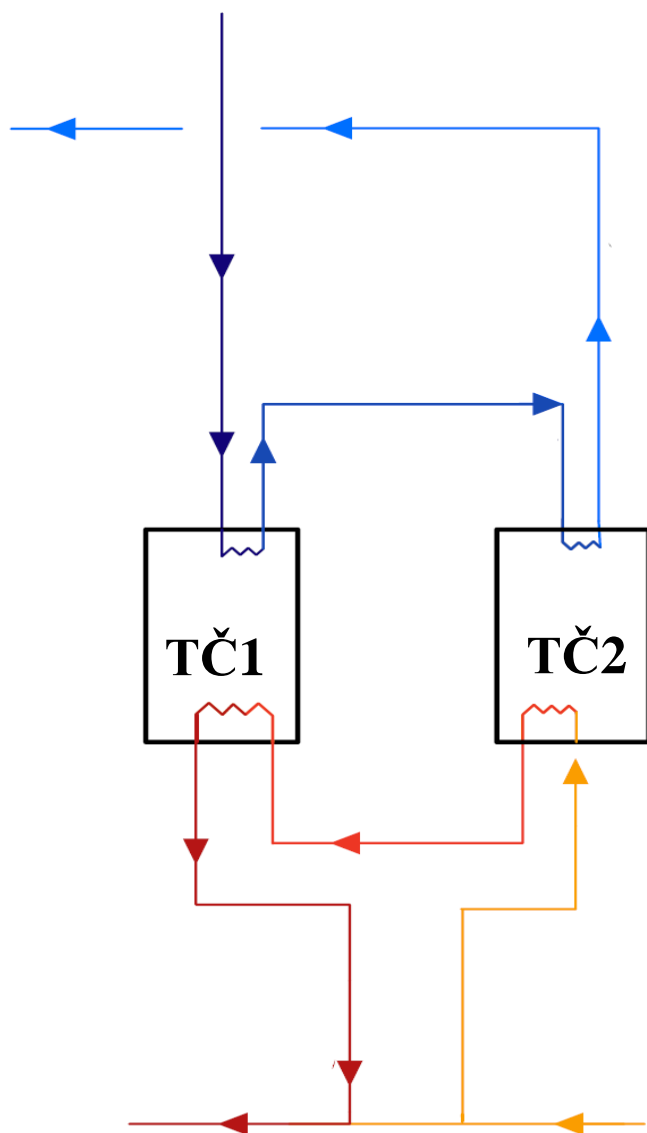


Graf 4: Upravené množství odebraného tepla pro 1 TČ z chladicí vody teplárny za rok 2021

Při porovnání grafu 3 a 4 je vidět výrazný pokles množství energie, z důvodu zachování vysokého COP faktoru. Zároveň se odchylky od průměrné výkonnostní hladiny snížili. Před úpravou byla průměrná hodnota s výchytkou $Q = (1,27 \pm 0,52) \text{ MW}$, zatímco po úpravě se $Q_{1T\check{c}} = (0,49 \pm 0,10) \text{ MW}$.

Dvě tepelná čerpadla zapojena sériově

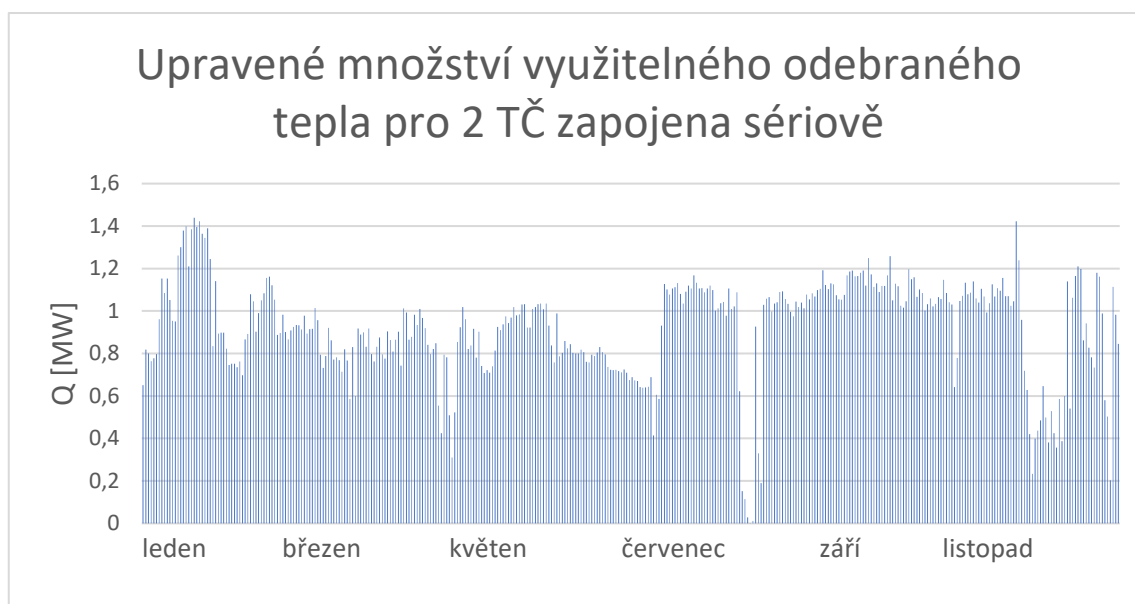
Jednoduché schéma sériového zapojení dvou TČ lze vidět na obrázku 4. Tmavě modrá čára značí potrubí s chladicí vodou, která přitéká do TČ1 (první tepelné čerpadlo) a odevzdává určité množství energie a tím se ochlazuje. Potrubí již ochlazené vody z TČ1 napojené na TČ2 (druhé tepelné čerpadlo) je značeno modrou barvou. Světle modrá čára zastává již 2x ochlazenou vodu vytékající z TČ2 a proudící již mimo objekt. Vratka horkovodu má ve schématu oranžovou barvu a po přijmutí energie v kondenzátoru TČ2 je voda v potrubí ohřáta na vyšší teplotu. Toto potrubí je označeno světle červenou barvou a napojuje se dále na TČ1, kde voda získává energii v kondenzátoru TČ1 a po druhé se ohřívá. Potrubí se opět napojuje na vratku horkovodu a je označeno tmavě červenou barvou.



Obrázek 4: Schéma sériového zapojení dvou tepelných čerpadel

Úprava množství využitelného odebraného tepla pro zapojení 2 TČ sériově

U tohoto typu zapojení získáváme větší množství energie. Odebíráme energii dvakrát stejnému médiu, v našem případě chladicí vodě, tím pádem tuto vodu dvakrát ochlazujeme, tím pádem, ale snižujeme vypařovací teplotu a kvůli tomu se také snižuje hodnota topného faktoru COP. Graf 5 zobrazuje upravené množství potenciální energie k odebrání z chladicí vody, přičemž jsem uvažoval dvakrát ochlazení o $\Delta T = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$. Pokud se však voda ochladila na hraničních $16 \text{ } ^\circ\text{C}$, dále se již neochlazovala.

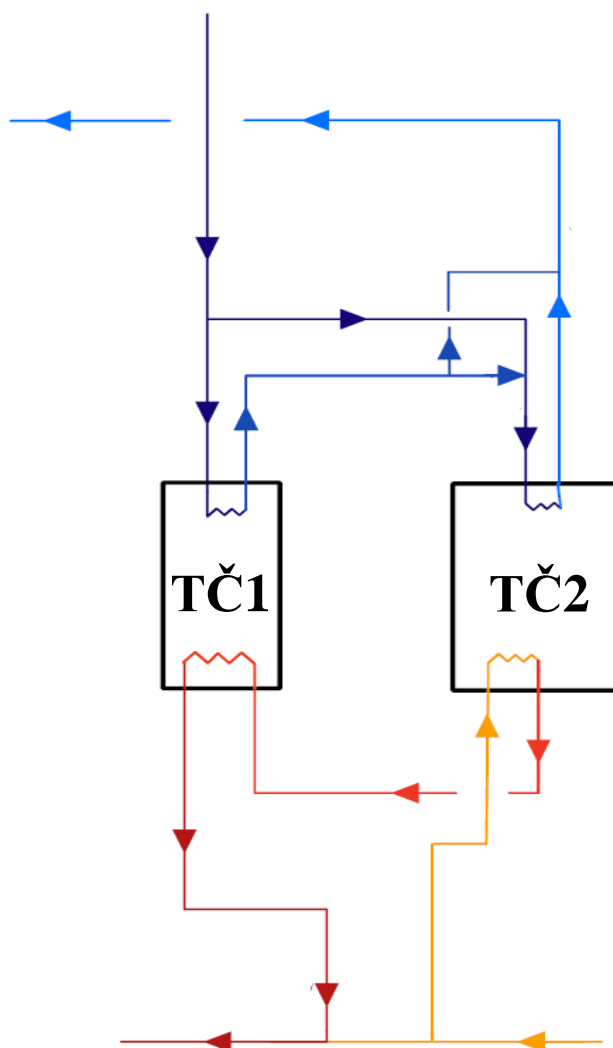


Graf 5: Upravené množství odebraného tepla pro 2 TČ zapojena sériově z chladicí vody teplárny za rok 2021

Pokud bychom srovnávali graf 4 a graf 5 je vidět dvojnásobný nárůst množství energie. Vypovídá o tom také průměrná hodnota $Q_{2sériově} = (0,92 \pm 0,24) MW$, která je skoro dvojnásobně větší než pro případ s 1 TČ $Q_{1TČ} = (0,49 \pm 0,10) MW$, dvojnásobně se zvýšila samozřejmě i odchylka. Z těchto poznatků tedy vyvozují, že zapojení 2 TČ sériově by bylo pro danou aplikaci výhodné, pokud by bylo snahou získat maximální množství energie, nikoliv však nejvyšší hodnotu topného faktoru COP.

Dvě tepelná čerpadla zapojená sériovo-parallelně

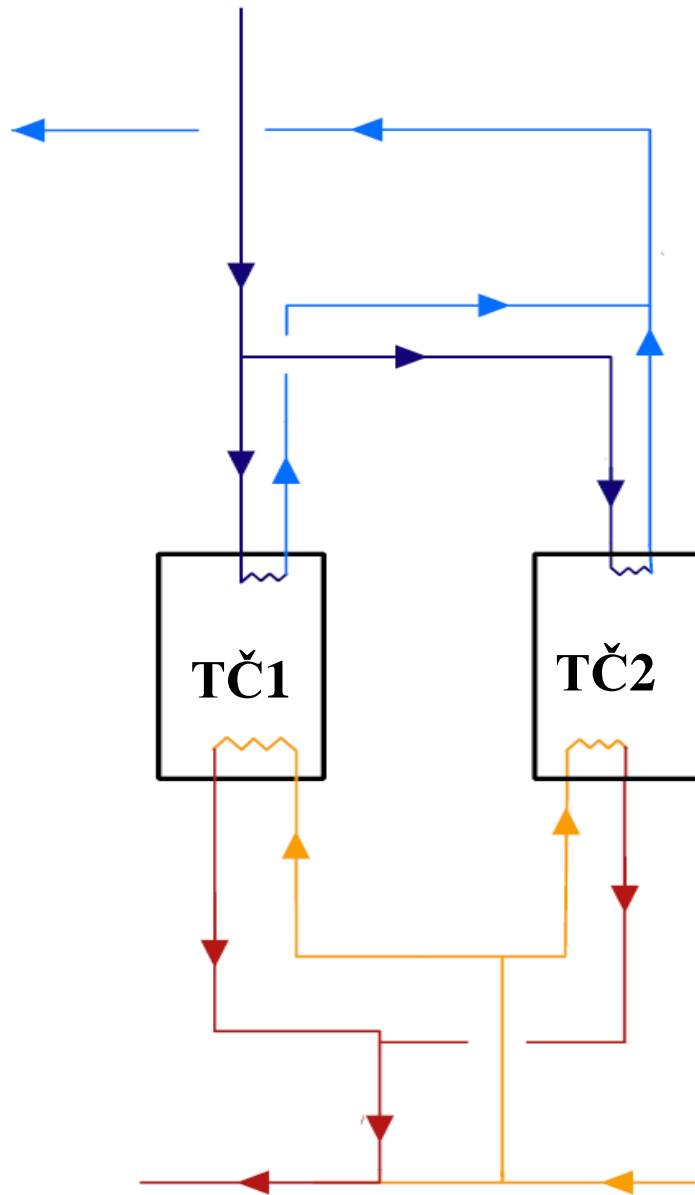
Jednoduché schéma sériovo-parallelního zapojení dvou TČ lze vidět na obrázku 5. Tmavě modrá čára značí potrubí s odpadní vodou, které vede do TČ1 a zároveň i do TČ2, dochází tedy k rozdělení toků, které by muselo být regulováno v závislosti na průtocích a teplotách vody. Potrubí již ochlazené vody z TČ1 (modrá barva) se buď připojuje na rozdělený tok do TČ2, nebo se napojuje na potrubí (světle modrá čára) napojené z TČ2, které zastává již konečnou ochlazenou vodu vytékající z TČ2 a proudící již mimo objekt. Potrubí vyvedené z vratky horkovodu má ve schématu oranžovou barvu a po přijetí energie v kondenzátoru TČ2 je voda v potrubí ohřáta na vyšší teplotu (světle červená) a dohřívá se v kondenzátoru TČ1. Toto potrubí s dohřátou vodou je označeno tmavě červenou barvou a napojuje se zpět na vratku horkovodu.



Obrázek 5: Schéma sériovo-parallelního zapojení dvou tepelných čerpadel

Dvě tepelná čerpadla paralelně

Jednoduché schéma paralelního zapojení dvou TČ lze vidět na obrázku 6. Tmavě modrá čára značí potrubí s chladicí vodou, které vede do TČ1 a zároveň i do TČ2, dochází k polovičnímu rozdělení toků. Světle modrá čára z TČ 1 a TČ2 zastává již konečnou ochlazenou vodu proudící již mimo objekt. Potrubí vyvedené z vratky horkovodu má ve schématu oranžovou barvu a po přijmutí energie v kondenzátoru TČ 1 a TČ2 je voda v potrubí ohřáta na vyšší teplotu, dochází tedy také k polovičnímu rozdělení toků. Ohřátá voda v potrubí, značené tmavě červenou barvou, se napojuje zpět na vratku horkovodu.



Obrázek 6: Schéma paralelního zapojení dvou tepelných čerpadel

Úprava množství využitelného odebraného tepla pro sériovo-paralelní zapojení 2 TČ

Množství získané energie závisí na propracované regulaci, která by byla kvůli proměnlivosti dané aplikaci příliš složitá. Zároveň by se dosahovalo pouze zvýšeného množství energie, nikoliv zvýšené účinnosti systému, tudíž se úpravou odebraného tepla pro toto zapojení dále nevěnuji.

Úprava množství využitelného odebraného tepla pro paralelní zapojení 2 TČ

Při tomto zapojení, jak již bylo zmíněno, se tok chladicí vody rozděluje na půl. Zároveň mohu stejně jako v případě s jedním TČ uvažovat pro maximální možnou účinnost $\Delta T = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ a v nouzových případech i $\Delta T = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Množství odebraného tepla pro 1 TČ v tomto zapojení bude teoreticky poloviční jako pro 1 větší TČ zapojené samostatně. Tudíž celkové množství využitelného odebraného tepla pro zapojení 2 TČ paralelně je zobrazeno v grafu 4.

3.4.2 Výběr vhodné varianty zapojení TČ

Vhodná varianta zapojení TČ musí nejlépe vyhovovat požadavkům zadání, v konkrétním případě zadání teplárny. Zapojení by mělo být nejúčinnější, mělo by dodržet požadovaný konečný teplotní interval chladicí vody ($16 \text{ }^\circ\text{C} - 28 \text{ }^\circ\text{C}$) po celou dobu jeho využití a umět reagovat na teplotní proměnlivost chladicí vody a zároveň i na hmotnostní tok chladicí vody. Mělo by se nahlížet na ekonomickou stránku zapojení, neboť i to je důležitým kritériem při rozhodování.

Zapojení samostatně 1 TČ o vyšším výkonu je z hlediska náročnosti na regulaci nejjednodušším zapojením. Takové TČ by muselo mít frekvenční měnič kompresoru, kvůli vysoké proměnlivosti teploty a hmotnostního toku chladicí vody, aby se se snižujícím chladícím výkonem snižoval i příkon kompresoru, a tudíž zůstával vysoký topný faktor. Takové TČ by muselo být naddimenzováno na alespoň průměrnou výkonnostní hladinu možného odebraného tepla, viz graf 4. Nevýhodou by však bylo provozovat většinu času velké TČ s nízkými otáčkami, a to jak kvůli životnosti výměníků, tak celkově kvůli nastavení TČ.

Sériovým zapojením dvou TČ získáme sice teoreticky dvojnásobné množství chladícího výkonu, avšak tím, že se chladicí voda dvakrát ochladí, sníží se tím pádem i následná vypařovací teplota u TČ2 a kvůli tomu se sníží i topný faktor, což není požadované.

Sériovo-paralelní zapojení by mělo kvůli svému uspořádání získávat z chladicí vody více energie, avšak při takto výrazném kolísání průtoků a teplot chladicí vody by byla regulace příliš náročná a pravděpodobně by se nakonec dosáhlo i nízkých účinností,

znovu kvůli snižování vypařovací teploty. Jelikož není žádané využití veškerého množství energie, ale udržení co nejvyšší účinnosti, není tato varianta výhodná.

Paralelní zapojení dvou TČ je lepší variantou zapojení jednoho velkého TČ v případě takto kolísavých průtoků a teplot na primární straně TČ. V případě nízkého chladicího výkonu by takto mohlo být v provozu pouze jedno TČ, které by stále pracovalo při přijatelných otáčkách kompresoru. Zároveň se oproti sériovému a sériovo-paralelnímu zapojení udrží vysoký topný faktor a tím pádem požadavek teplárny bude splněn.

Po rozboru docházím k závěru, že nejvhodnějším řešením se pro danou aplikaci stává paralelní zapojení dvou tepelných čerpadel, ideálně s různými výkonnostními hladinami a s nastavitelnými otáčkami. Pro získání maximálního výkonu s nejlepším topným faktorem je důležitá regulace, která je popsána v kapitole 4.

3.5 Vhodný kompresor pro TČ k dané aplikaci

Při výběru vhodného kompresoru je nutné zohlednit, se kterým chladivem bude kompresor pracovat. Kolísání teplot a průtoku vody na primární straně, a tudíž pravidelná změna vypařovací teploty, bude měnit podmínky a kompresor musí být na toto připraven. Na sekundární straně se teplota vody ve vratce také dost často mění a s tím i kondenzační teplota, respektive tlak kondenzace, kterého musí být kompresor také schopen dosáhnout. Kompresor by měl být tedy vybaven frekvenčním měničem, aby mohl regulovat své otáčky a přizpůsobovat se různým výkonnostním hladinám.

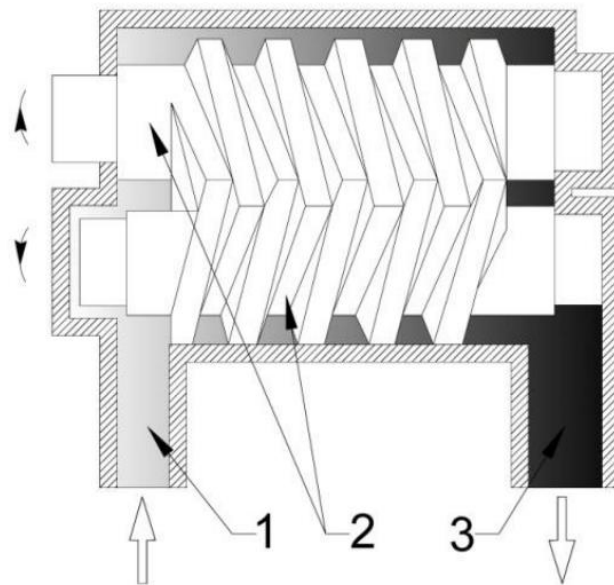
V kapitole 2.4.1 bylo vybráno zapojení 2 TČ paralelně, a tudíž množství využitelného tepla na primární straně se bude pohybovat polovičnými hodnotám, které jsou v grafu 4. Chladicí výkon pro návrh kompresoru přirovnávám tedy k tomuto polovičným množství energie z grafu 4. Pokračuje dále návrh kompresor, který bude muset zvládnout přibližně 250kW chladicího výkonu. Dle studií o kompresorech pro tepelná čerpadla se jako vhodná varianta typu kompresoru pro tuto výkonnostní hladinu jeví buď pístový kompresor nebo rotační šroubový kompresor.

Rotační šroubové kompresory se ve srovnání s pístovými kompresory vyznačují následujícími výhodami: díky přítomnosti pouhého otáčení nevytváří vibrace, nemají pracovní ventily, nejsou náchylné na vodní rázy, poskytují možnost plynulé regulace topného výkonu v rozmezí 20-100 % maximálního výkonu. Poslední výhoda je hlavním

důvodem zvolení šroubového kompresoru pro využití v dané aplikaci s proměnlivými výkonnostními hladinami. [15]

3.5.1 Rotační šroubové kompresory

Tyto kompresory patří mezi objemové kompresory. Hlavními konstrukčními prvky jsou dva šroubovitě rotory, které se liší počtem zubů a zářezů. Rotory jsou uspořádány rovnoběžně vedle sebe v uzavřeném tělese se dvěma víky. Vůle mezi rotory a trupem, v němž jsou rotory uloženy, je během provozu utěsněna mazacím filmem. Pracovní látka je nasávána přes sací komoru a vytlačována směrem do tlakové prostoru, který je umístěn v protějším víku. Schéma rotačního šroubového kompresoru je vidět na obrázku 7. Číslicí 1 je značen sací prostor kompresoru, číslice 2 značí šroubové rotory kompresoru a číslice 3 ukazuje na tlakovou oblast.



Obrázek 7: Schéma rotačního šroubového kompresoru [15]

Přesný typ kompresoru bude navrhnout při zvolení vhodného chladiva v další kapitole.

3.6 Vhodné pracovní látky tepelného čerpadla

Tepelná čerpadla, fungující pomocí pracovního okruhu s kompresorem, potřebují teplotonosnou pracovní látku, která přenáší energii z primární strany TČ do sekundární části TČ. Vhodné pracovní látky tepelného čerpadla musí být schopny projít kompresí, kondenzací, expanzí a vypařováním za požadovaných teplot a tlaků. Zároveň musí být schopny tento cyklus opakovat. Tato teplotonosná látka – energonosič se nazývá chladivo. [16]

Důležitým parametrem chladiva je jeho vztah teploty varu nebo kondenzace a jeho odpovídajícího tlaku. Díky tomuto vztahu určujeme vhodnost chladiva pro teploty energonosičů na primární a sekundární straně. Chladiva jsou vhodná pro svoji nízkou, podnulovou teplotu varu za atmosférického tlaku, z tohoto důvodu vystačí pouze kompresor, kdy se bude pracovat s vyššími tlaky, než je tlak atmosférický. [9]

Dalším důležitým parametrem chladiva je jeho tepelná kapacita a skupenské teplo. Díky těmto parametrům určíme, jaké hmotnostní toky musí kompresorem procházet, aby se z primární na sekundární část TČ dostalo požadované množství energie. Tyto parametry určují minimální velikost kompresoru, což se zobrazuje na účinnosti TČ. [17]

Zcela podstatný ekologický ukazatel vlivu dané látky na globální oteplování se nazývá **GWP (global warming potencial)**. Hodnota tohoto ukazatele říká kolikrát více přispívá daný plyn ke skleníkovému jevu oproti plynu CO₂. Ke stanovení GWP pro danou látku se používá vztah (2) [18]:

$$GWP_x = \frac{\int_0^{TH} a_x \cdot x(t)}{\int_0^{TH} a_r \cdot r(t)}, \quad (2)$$

kde TH je délka počítaného časového intervalu [s];

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

a_r je radiační účinnost referenční látky (CO₂) [$W \cdot m^{-2} \cdot kg^{-1}$];

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

$r(t)$ je časově závislý rozklad referenční látky [-].

Veliké množství chladiv je vícesložkových a jejich hodnota GWP bývá vyšší než u jednosložkových chladiv. GWP se u těchto vícesložkových chladiv přepočítává podle hmotnostních podílů jednotlivých látek v dané směsi.

$$GWP = \sum(\text{látka } X[\%] \cdot GWP_X + \text{látka } Y[\%] \cdot GWP_Y + \dots + \text{látka } N[\%] \cdot GWP_N)$$

kde X, Y a N jsou hmotnostní podíly dané látky ve směsi vyjádřené v procentech. [18]

ODP (ozone depletion potencial) je měřítkem toho, jak velké poškození ozonové vrstvy může chemická látka způsobit ve srovnání s podobnou hmotností trichlorfluormethanu (CFC-11). Jako základní údaj pro měření potenciálu poškozování ozonové vrstvy se používá CFC-11 s potenciálem poškozování ozonové vrstvy 1,0. Čím vyšší číslo, tím větší škody může chemická látka způsobit na ozonové vrstvě. [18]

3.6.1 Shrnutí kritérií pro výběr vhodného chladiva

Každá aplikace má jiné vlastnosti, takže neexistuje univerzální řešení. Je třeba se zaměřit na výběr vhodných chladiv pro danou aplikaci na základě celkového posouzení. Při tomto celkovém posouzení je nutné komplexně posoudit čtyři základní faktory: bezpečnost, dopad na životní prostředí, energetickou účinnost a nákladovou efektivitu.

Bezpečnost

Chladivo musí být bezpečné po celou dobu životnosti zařízení. To zahrnuje přepravu, skladování, instalaci, používání, servis, regeneraci a recyklaci.

To znamená, že pro každý typ použití je třeba vyhodnotit možná nebezpečí, jako je toxicita nebo hořlavost, a také riziko lidské chyby. Nehořlavá a málo toxická chladiva sice mohou mít bezpečnostní výhody, ale z hlediska životního prostředí nemusí být ideální.

Dopad na životní prostředí

Tento dopad zahrnuje již zmíněný potenciál chladiva poškozovat ozonovou vrstvu ODP a také potenciál přispívání ke globálnímu oteplování GWP.

Důležitými vlastnostmi chladiv jsou také kapacita přenosu tepla a účinnost tepelné výměny, které vedou ke snížení množství chladiva a umožňují kompaktnější konstrukci

zařízení. K environmentálním hlediskům patří také dopad výrobního procesu chladiva a potenciál chladiva k recyklaci a opětovnému použití.

Energetická účinnost

Pro různé provozní stavy se topný faktor mění, proto je důležité nalézt chladivo pro vhodný teplotní interval ve kterém se daná aplikace pohybuje.

Nákladová efektivita

Důležité faktory, které se musí v případě volby chladiva uvažovat, jsou například:

- cena a složitost instalace a údržby chladiva
- rozvaha, zda chladivo snižuje nebo naopak zvyšuje náklady na konstrukce
- recyklovatelnost chladiva
- využití chladiva po dobu životnosti TČ

Ideální chladivo by mělo být netoxické, nehořlavé a mělo by mít:

- a) nulový potenciál poškozování ozonové vrstvy (ODP),
- b) nulový potenciál globálního oteplování (GWP),
- c) krátkou životnost v atmosféře.

Tyto faktory se staly jednou z hlavních hnacích sil při výběru chladicí kapaliny, která by měla mít také:

- d) velký chladicí účinek vyžadující malý hmotnostní průtok,
- e) malé množství práce, kterou je třeba vykonat při kompresi,
- f) malý měrný objem par.

Tyto vlastnosti by měly za následek menší kompresor a nižší potřebu energie. Navíc pro spolehlivý provoz zařízení, teplota výstupních přehřátých par z kompresoru by měla být nízká (obecně maximálně 130 °C), aby se zabránilo rozpadu oleje. Vypařovací tlak by měl být vyšší než atmosférický a kondenzační tlak by měl být nižší než kritický tlak chladiva. [19]

3.6.2 Chladiva vhodná pro požadované parametry

V tabulce 2 jsou zobrazena chladiva běžně používaná v průmyslu.

| Skupina | Chladivo | Toxicita | Hořlavost | GWP | Vypařovací teplota | Tlak vypařování při 25 °C | Kritická teplota | Kritický tlak |
|----------------------|----------------------------|----------|-----------|--------------------------|-----------------------|---------------------------------|---------------------|------------------|
| | | | | | [°C] | [Mpa] | [°C] | [Mpa] |
| HFC | R-404A | A | 1 | 3922 | (BP) -46,2 | 1,24-1,25 | 72 | 3,74 |
| | | | | | (DP) -45,5 | | | |
| | R-410A | A | 1 | 2088 | (BP) -51,4 | 1,65-1,66 | 71 | 4,9 |
| | | | | | (DP) -51,4 | | | |
| | R-407C | A | 1 | 1774 | (BP) -43,6 | 1,02-1,19 | 86 | 4,62 |
| | | | | | (DP) -36,6 | | | |
| | R-407H | A | 1 | 1495 | (BP) -44,6 | 1,06-1,24 | 87 | 4,86 |
| (DP) -37,6 | | | | | | | | |
| R-134a | A | 1 | 1430 | -26,1 | 0,67 | 101 | 4,07 | |
| R-32 | A | 2L | 675 | -51,7 | 1,69 | 78 | 5,78 | |
| R-450A | A | 1 | 604 | (BP) -23,4 (DP) -22,8 | 0,58 | 104 | 3,82 | |
| HFO | R-513A | A | 1 | 631 | -29,6 | 0,71 | 95 | 3,65 |
| | R-515B | A | 1 | 299 | -18,9 | 0,495 | 108,7 | 3,58 |
| | R-1234ze(E) | A | 2L | <1 | -19 | 0,5 | 109 | 3,64 |
| Přírodní chladiva | Propan/ R-290 | A | 3 | 3 | -42,1 | 0,95 | 97 | 4,25 |
| | Isobutan/ R-600a | A | 3 | 3 | -11,7 | 0,35 | 135 | 3,63 |
| | CO ₂ / R-744 | A | 1 | 1 | -78,5 | 6,43 | 31 | 7,38 |
| | Čpavek/ R-717 | B | 2L | <1 | -33,3 | 1 | 132 | 11,3 |

Tabulka 2: Chladiva používaná v průmyslu [20]

Zkratka DP = dew-point, neboli teplota při které začíná kondenzovat nasycená pára
a zkratka BP = bubble point, neboli teplota při které začíná kapalina vřít.

Mezinárodní norma ISO 817 a americká norma ASHRAE34 klasifikují toxicitu chladiva do 2 kategorií: třída A (nižší toxicita) a třída B (vyšší toxicita) a hořlavost chladiva do 4 kategorií: Třída 1 (bez šíření plamene), třída 2L (nižší hořlavost), třída 2 (hořlavost) a třída 3 (vyšší hořlavost). Všechny látky v tabulce mají faktor ODP = 0. [21]

Zvolená kritéria a následný výběr vhodného chladiva viz obrázek 8:

Chladiva musí mít hodnotu GWP nižší než 750, aby se v bližší budoucnosti nemuselo chladivo měnit, jelikož snahou EU je postupně minimalizovat chladiva s vysokou hodnotou GWP.

Důležitým faktorem je bezpečnost, kdy hořlavost vyžadují maximálně na úroveň 2L a hodnotu toxicity = A.

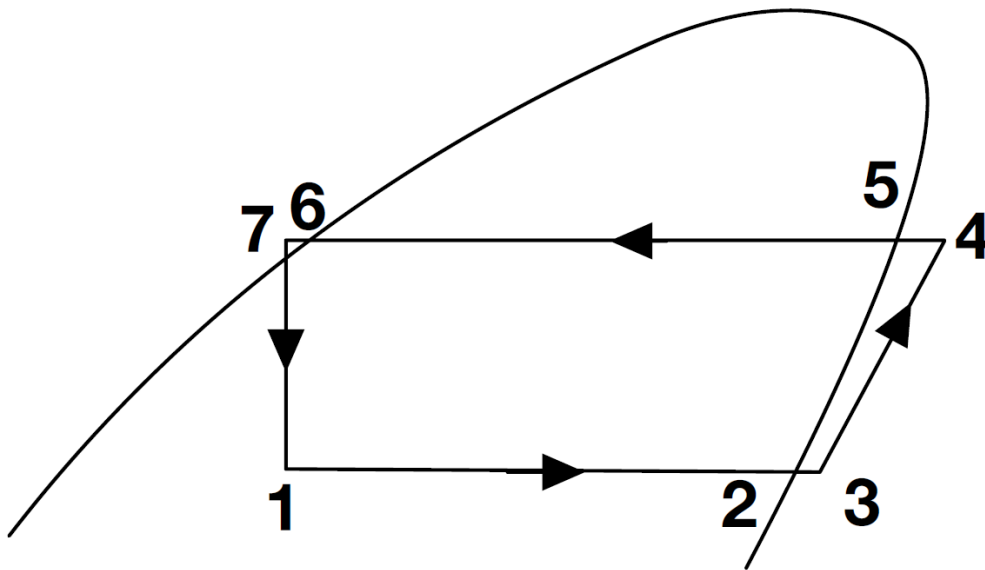
Kritická teplota chladiva by měla být alespoň 80 °C. Teplota kondenzace je sice uvažována 60 °C, ale po kompresy může mít přehřáté, stlačené chladivo i o 20 °C více. Tlak vypařování by měl při minimální možné teplotě vypařování pro danou aplikaci ($T=16\text{ °C}$) být vyšší než atmosférický.

Z tabulky jsem eliminoval chladiva R-404A, R-410A, R-407C, R-407H a R-134a kvůli vysokému faktoru GWP, který se u těchto chladiv pohybuje nad hodnotou 1400. Kvůli příliš nízké kritické teplotě jsem vyřadil R-32 a R-744. R-717 jsem eliminoval kvůli své toxicitě a R-290 s R-600a kvůli 3. třídě hořlavosti.

Výběr se zúžil na 4 kandidáty: R-450A, R-513A, R-515B a R-1234ze(E). Pro čtyři zvolená chladiva jsem vytvořil p-h diagramy pro jeden provozní stav a porovnal jsem jejich účinnosti. Použil jsem obvyklý provozní stav pro danou aplikaci, tzn. voda na primární straně TČ se z 26 °C ochladí na 22 °C a na sekundární straně se voda vratky horkovodu ohřeje z 55 °C na 59 °C. Hmotnostní tok vody na primární straně jsem vzal jako průměrný celoroční tok vody, tedy $\dot{m} = 29,5\text{ kg/s}$, jelikož však uvažuji paralelní zapojení dvou TČ tento hmotnostní tok bude pro jedno TČ poloviční.

Abych mohl přesně určit COP pro dané chladivo a vykreslit chladicí oběh do p-h diagramu, použiji kalkulátor chladiv v softwaru Coolselector2 od společnosti Danfoss, s.r.o. K danému chladivu navrhnu vhodný kompresor pomocí softwaru BITZER software. Postup pro určení COP je následující:

- 1) určení vypařovacího tlaku, pomocí vypařovací teploty
- 2) určení kondenzačního tlaku, pomocí kondenzační teploty
- 3) určení měrné entalpie v bodě 1, viz obrázek 8, díky znalosti teploty podchlazení
- 4) určení měrné entalpie v bodě 3, viz obrázek 8, díky znalosti teploty chladiva po přehřátí
- 5) určení měrné entalpie po izoentropické kompresi, díky znalosti kondenzačního tlaku a měrné entropie z bodu 3, viz obrázek 8
- 6) výpočet měrné entalpie po reálné kompresi do bodu 4, viz obrázek 8, pomocí vzorce (3)
- 7) výpočet chladicího výkonu, dosazením do vzorce (1)
- 8) výpočet hmotnostního toku chladiva, pomocí vzorce (4)
- 9) výpočet požadovaného elektrického příkonu do kompresoru, díky vzorci (5)
- 10) výpočet topného výkonu vzorcem (6)
- 11) stanovení topného faktoru COP dosazením do vzorce (7)



Obrázek 8: *p-h diagram chladicího oběhu TČ*

Důležité vzorce pro určení výsledného COP chladicího oběhu:

$$h_{4sk} = h_3 - \frac{h_3 - h_{4s}}{\eta_s} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3)$$

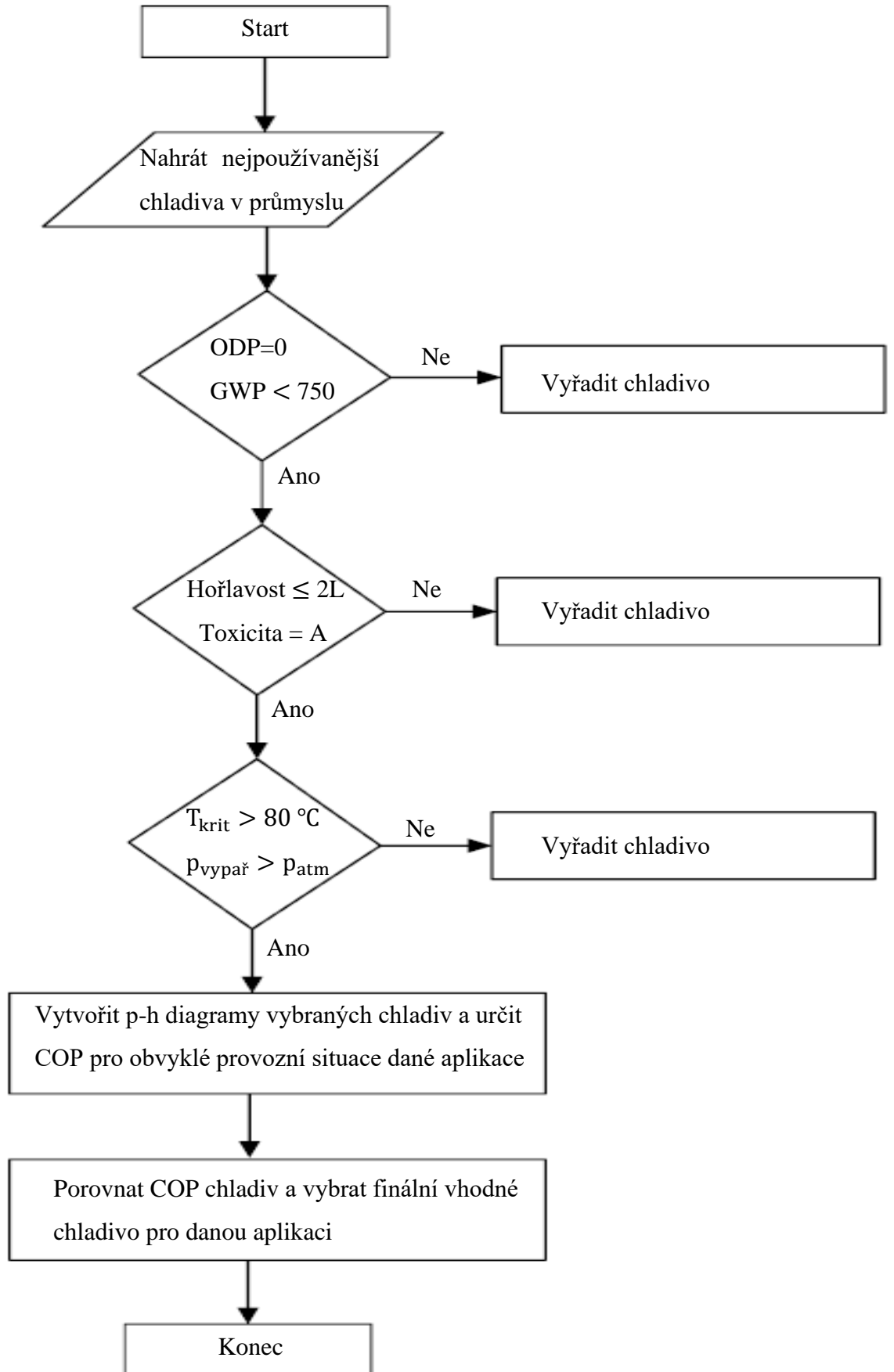
$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{Q}_{Ch}}{(h_3 - h_1)} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4)$$

$$P_{Sk} = \dot{m} \cdot (h_{4Sk} - h_3) [kW] \quad (5)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{Ch} + P_{Sk} [kW] \quad (6)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_T}{P_{Sk}} [-] \quad (7)$$

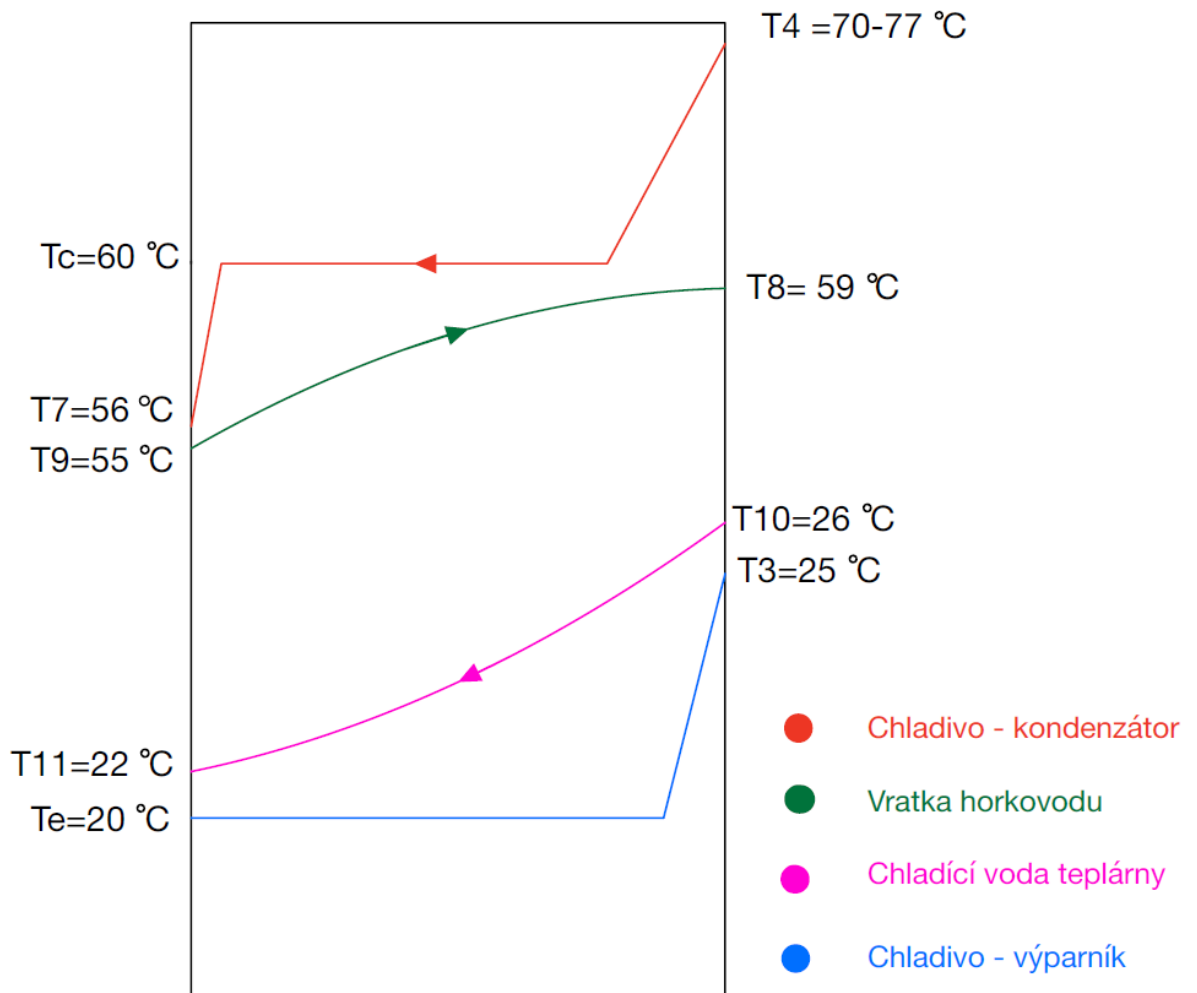
kde h_{4Sk} je měrná entalpie chladiva po reálné kompresi, h_3 je měrná entalpie chladiva před kompresí, h_{4s} je měrná entalpie chladiva po isoentropické kompresi, η_s je isoentropická účinnost kompresoru, \dot{m}_{ch} je hmotnostní tok chladiva, \dot{Q}_{Ch} je chladicí výkon (energie z chladící vody), h_1 je měrná entalpie chladiva na vstupu do výparníku, P_{Sk} je požadovaný elektrický příkon kompresoru, \dot{Q}_T je topný výkon a COP je topný faktor tepelného čerpadla.



Obrázek 9: Vývojový diagram o rozhodování vhodného chladiva pro danou aplikaci

3.6.3 Finální výběr chladiv se zobrazením v p-h diagramech

Zbylá čtyři chladiva porovnám na průměrné provozní situaci jejíž průběh teplot na výparníku a kondenzátoru je jednoduše zobrazen na obrázku 10.



Obrázek 10: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro průměrný provozní stav

Vysvětlivky značení teplot: T_e - teplota vypařování chladiva, T_3 - teplota přehřátých par chladiva před kompresí, T_{11} - teplota chladící vody teplárny po ochlazení, T_{10} - teplota chladící vody před ochlazením, T_9 - teplota vratky horkovodu před ohřátím, T_8 - teplota vratky horkovodu po dohřátí, T_7 - teplota chladiva po dochlazení před expanzním ventilem, T_c - teplota kondenzace chladiva, T_4 teplota přehřátých par po reálné kompresi.

K všem chladivům byl pro danou provozní situaci pomocí softwaru BITZER navrhnut vhodný šroubový kompresor. Software BITZER navrhuje kompresory podle dovolených průtoků a dále podle výkonnostní hladiny. V příloze 1 jsou k náhledu technické vlastnosti každého z těchto kompresorů. Pomocí kalkulátoru chladiv a zmíněných výpočtů v předchozí kapitole jsem zjistil potřebné provozní tlaky, entalpie, výkony a COP. Všechny tyto hodnoty jsou shrnuty pro všechna chladiva v tabulce 3.

| Chladivo | | R1234ze(E) | R450A | R515b | R513a |
|-----------------------------|----------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|
| Kompresor | | CSH7563-80Y-40P | CSH7583-100Y-40P | CSH8563-90Y-40P | CSH7573-90Y-40P |
| η_s | - | 0,692 | 0,665 | 0,65 | 0,665 |
| tlak při vypařování (20 °C) | bar | 4,273 | 4,97 | 4,26 | 6,17 |
| tlak při kondenzaci (60 °C) | bar | 12,77 | 14,71 | 12,74 | 17,43 |
| h_1 | kJ/kg | 278,7 | 278,2 | 276,1 | 278,7 |
| h_3 | kJ/kg | 402,3 | 408,9 | 399,5 | 395,7 |
| s_3 | kJ/(kgK) | 1,693 | 1,715 | 1,683 | 1,67 |
| h_{4s} | kJ/kg | 423,3 | 430,8 | 420,2 | 416,2 |
| h_{4sk} | kJ/kg | 432,65 | 441,83 | 431,35 | 426,52 |
| \dot{Q}_{ch} | kW | 246,62 | 246,62 | 246,62 | 246,62 |
| \dot{m}_{ch} | kg/s | 1,99 | 1,89 | 1,99 | 2,11 |
| P_{sk} | kW | 60,55 | 62,14 | 63,65 | 64,98 |
| \dot{Q}_T | kW | 307,17 | 308,76 | 310,27 | 311,59 |
| COP | - | 5,07 | 4,97 | 4,87 | 4,79 |
| T4 | °C | 70,5 | 76,9 | 73,3 | 75,8 |

Tabulka 3: Vypočtené hodnoty pro čtyři různá chladiva za průměrné provozní situace pro 1 TČ

Všechna chladiva mají obdobný topný faktor, a proto se jako nejvhodnější chladivo je **R1234ze(E)**, neboť jeho hodnota GWP < 1.

Chladivo R1234ze(E)

Toto chladivo se řadí do skupiny HFO (hydrofluoroolefin). Díky své nízké hodnotě GWP a nulové hodnotě ODP nepoškozuje ozónovou vrstvu a minimálně přispívá ke skleníkovému jevu. Má skvělou tepelnou a chemickou stabilitu, nízkou toxicitu a je vysoce kompatibilní s většinou materiálů. Chladivo R1234ze(E) je nehořlavé, avšak může se vznítit, pokud je smícháno s natlakovaným vzduchem u silného zdroje hoření. Jeho bezpečnostní klasifikace, jak již bylo zmíněno v tabulce 2 je A2L. Chladivo by mělo být používáno s polyolesterovými oleji (POE) díky dobré vzájemné mísitelnosti. [22; 23]

Chladicí oběh je pro zvolené chladivo R1234ze(E) pro **provozní situaci s průměrnou teplotou chladicí vody** zobrazen v p-h diagramu (obrázek 11) s průběhem teplot viz obrázek 10. Teplota přehřáté páry na výstupu z kompresoru po reálné kompresi má při kondenzačním tlaku 12,77 bar hodnotu $T_4=70,2$ °C. Hmotnostní tok je pro všechny provozní situace uvažován jako průměrný celoroční tok $\dot{m} = 29,5$ kg/s.

Pro **provozní situaci se zvýšenou teplotou chladicí vody** je pro zvolené chladivo zobrazen chladicí oběh v p-h diagramu na obrázku 13 s průběhem teplot viz obrázek 12.

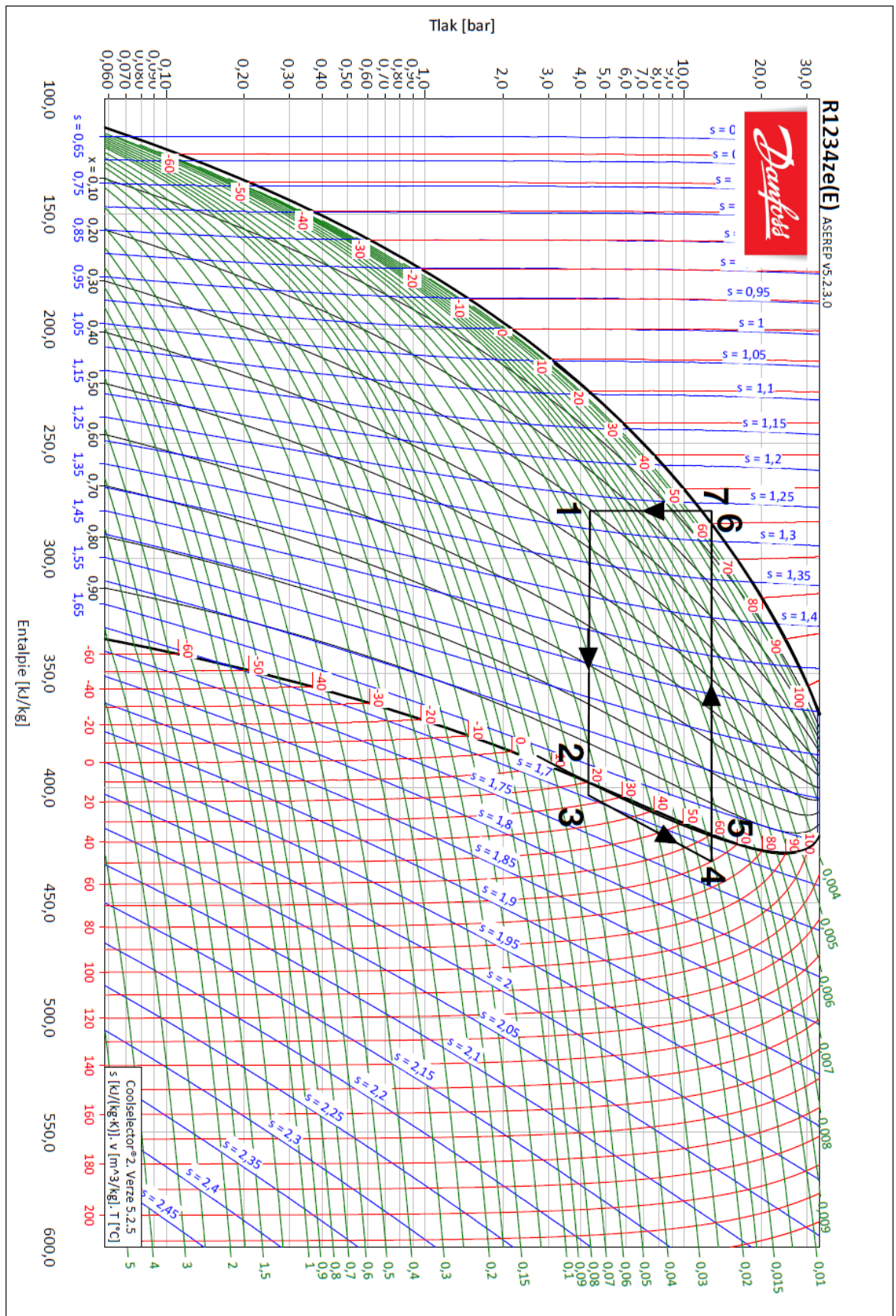
Pro **provozní situaci se sníženou teplotou chladicí vody** je pro zvolené chladivo zobrazen chladicí oběh v p-h diagramu na obrázku 15 s průběhem teplot viz obrázek 14.

Vypočtené hodnoty pro všechny provozní stavy jsou v tabulce 4.

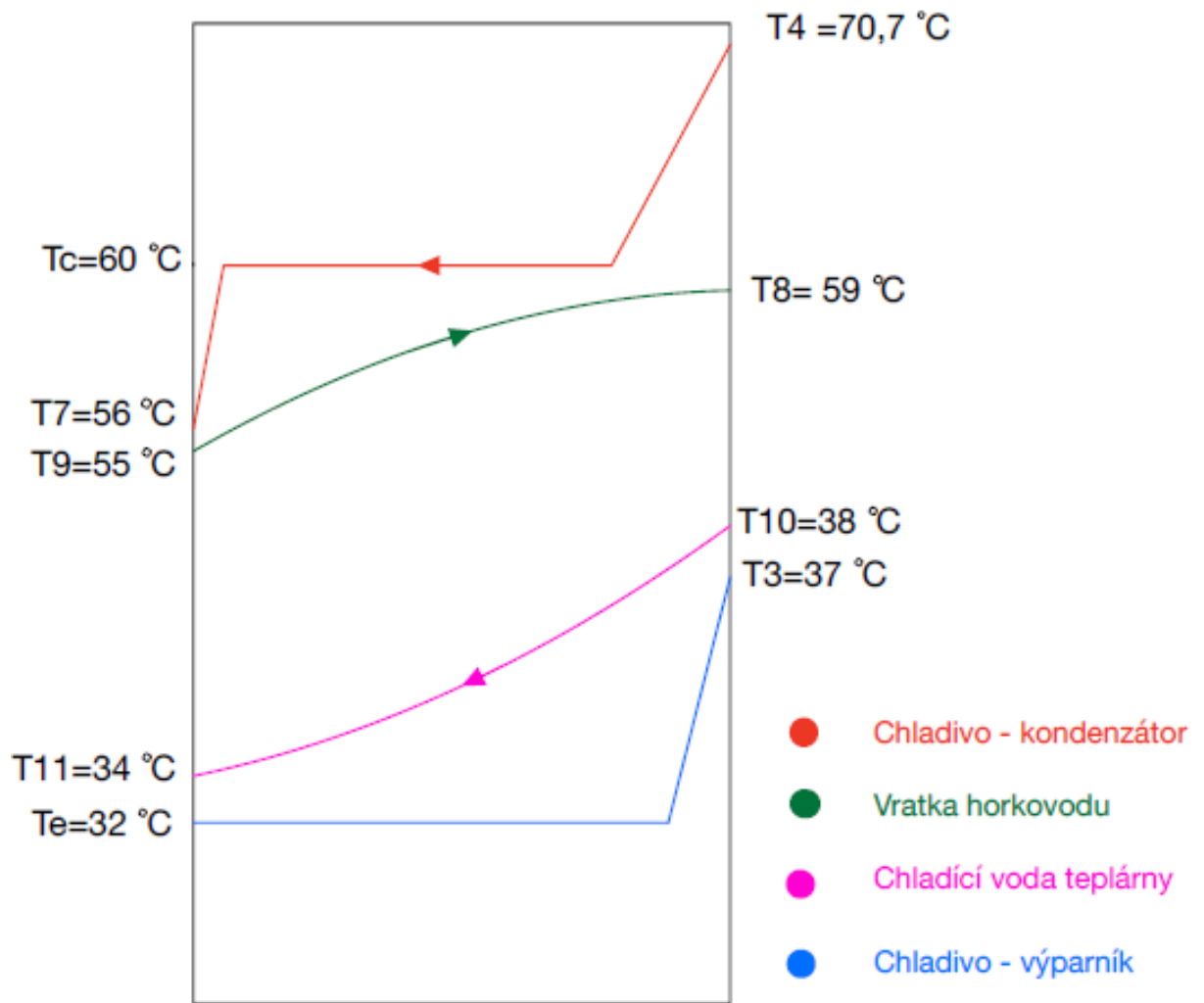
| Provozní situace | "průměrná teplota" | "zvýšená teplota" | "snížená teplota" |
|---|--------------------|-------------------|-------------------|
| teplotní spád na primární straně [°C] | 26/22 | 38/34 | 20/16 |
| teplotní spád na sekundární straně [°C] | 55/59 | 55/59 | 55/59 |
| vypařovací teplota [°C] | 20 | 32 | 14 |
| kondenzační teplota [°C] | 60 | 60 | 60 |
| \dot{Q}_{ch} [kW] | 246,62 | 246,62 | 246,62 |
| \dot{m}_{ch} [kg/s] | 2,00 | 1,88 | 2,06 |
| P_{sk} [kW] | 59,86 | 37,81 | 72,76 |
| \dot{Q}_T [kW] | 306,48 | 284,43 | 319,38 |
| COP [-] | 5,12 | 7,52 | 4,39 |

Tabulka 4: Energetické hodnoty chladících oběhů pro provozní stavy s chladivem R1234ze(E) pro

1 TČ

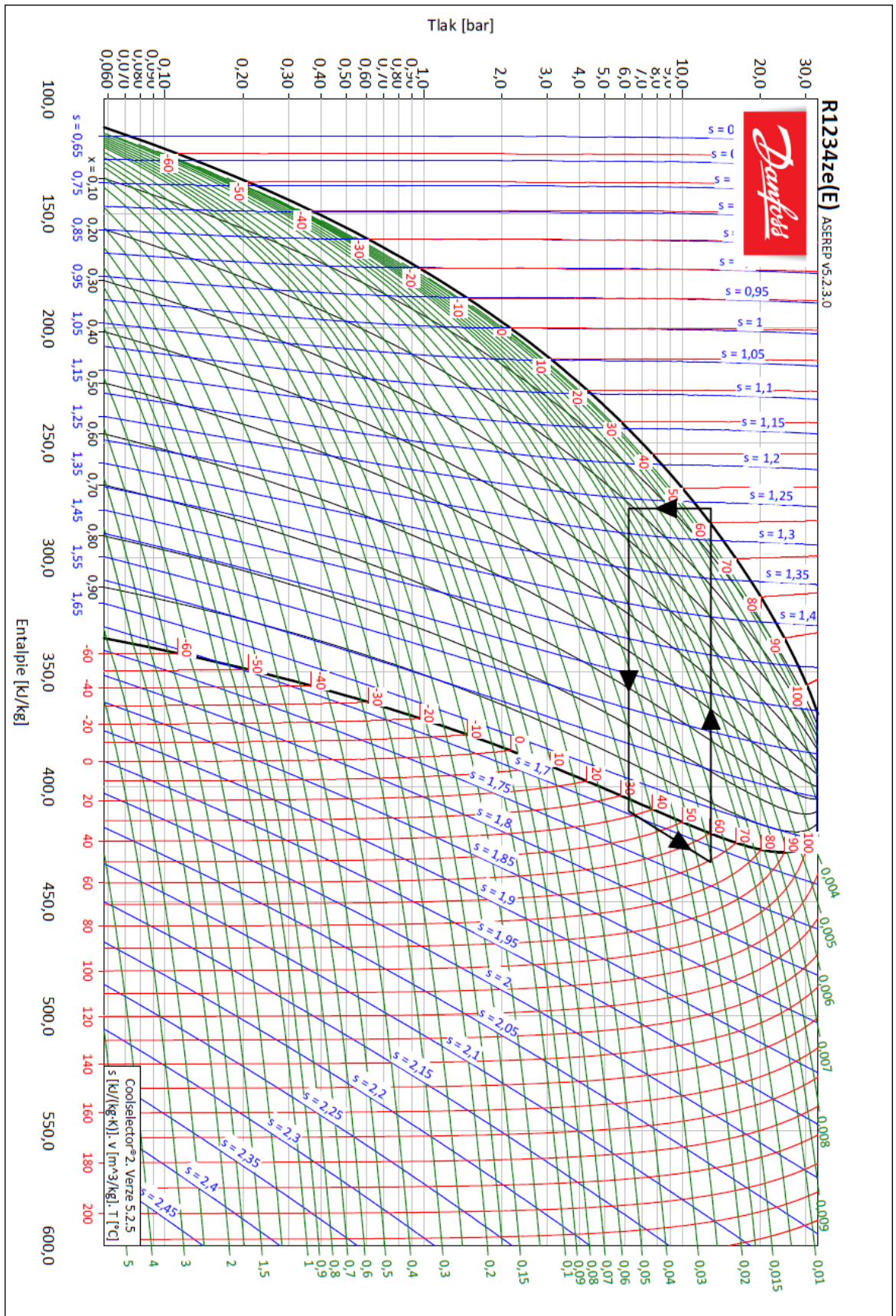


Obrázek 11: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) za průměrné provozní situace

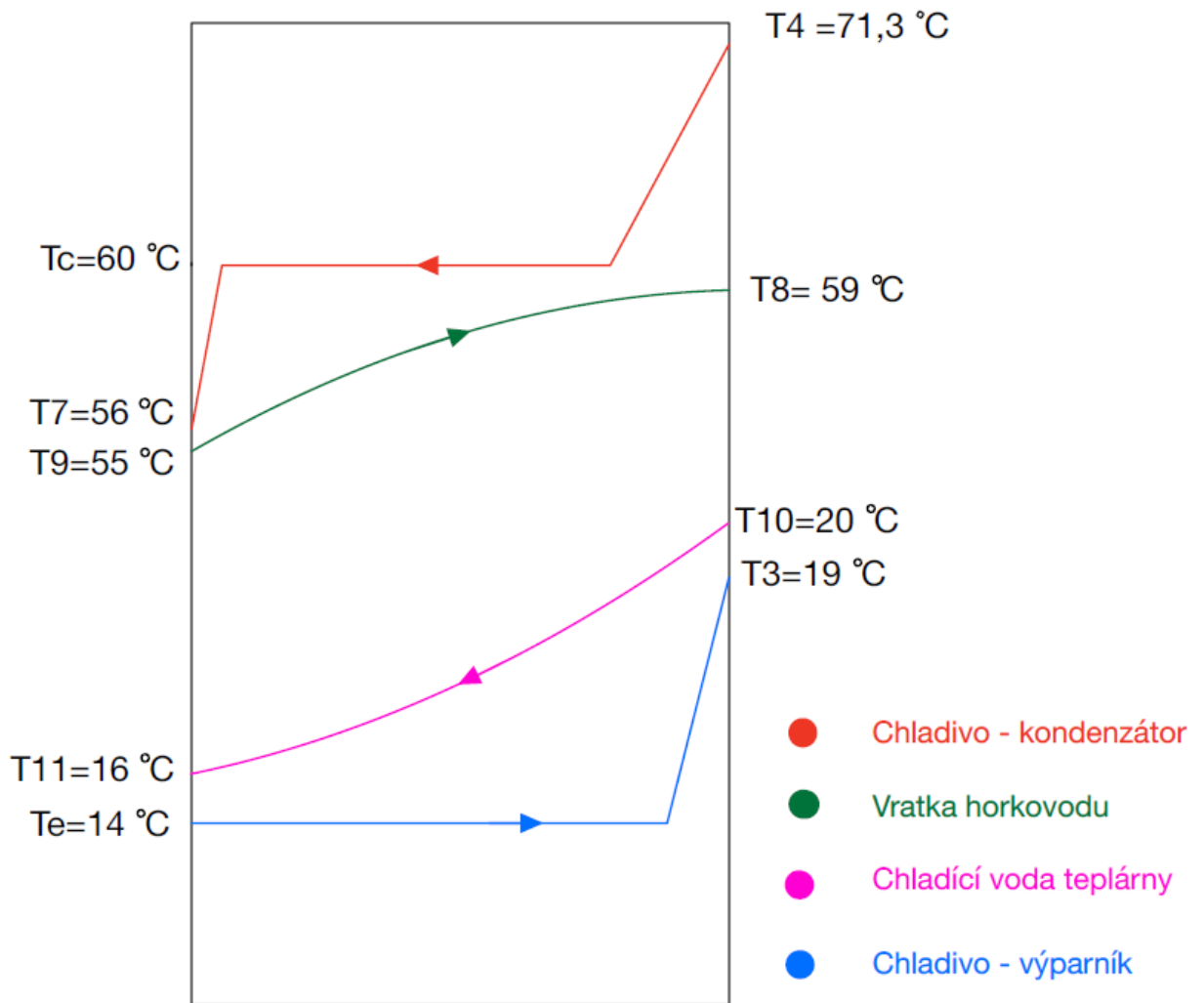


Obrázek 12: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro provozní stav se zvýšenou teplotou chladící vody teplárny

Vysvětlivky značení teplot: T_e - teplota vypařování chladiva, T_3 - teplota přehřátých par chladiva před kompresí, T_{11} - teplota chladící vody teplárny po ochlazení, T_{10} - teplota chladící vody před ochlazením, T_9 - teplota vratky horkovodu před ohřátím, T_8 - teplota vratky horkovodu po dohřátí, T_7 - teplota chladiva po dochlazení před expanzním ventilem, T_c - teplota kondenzace chladiva, T_4 teplota přehřátých par po reálné kompresi.

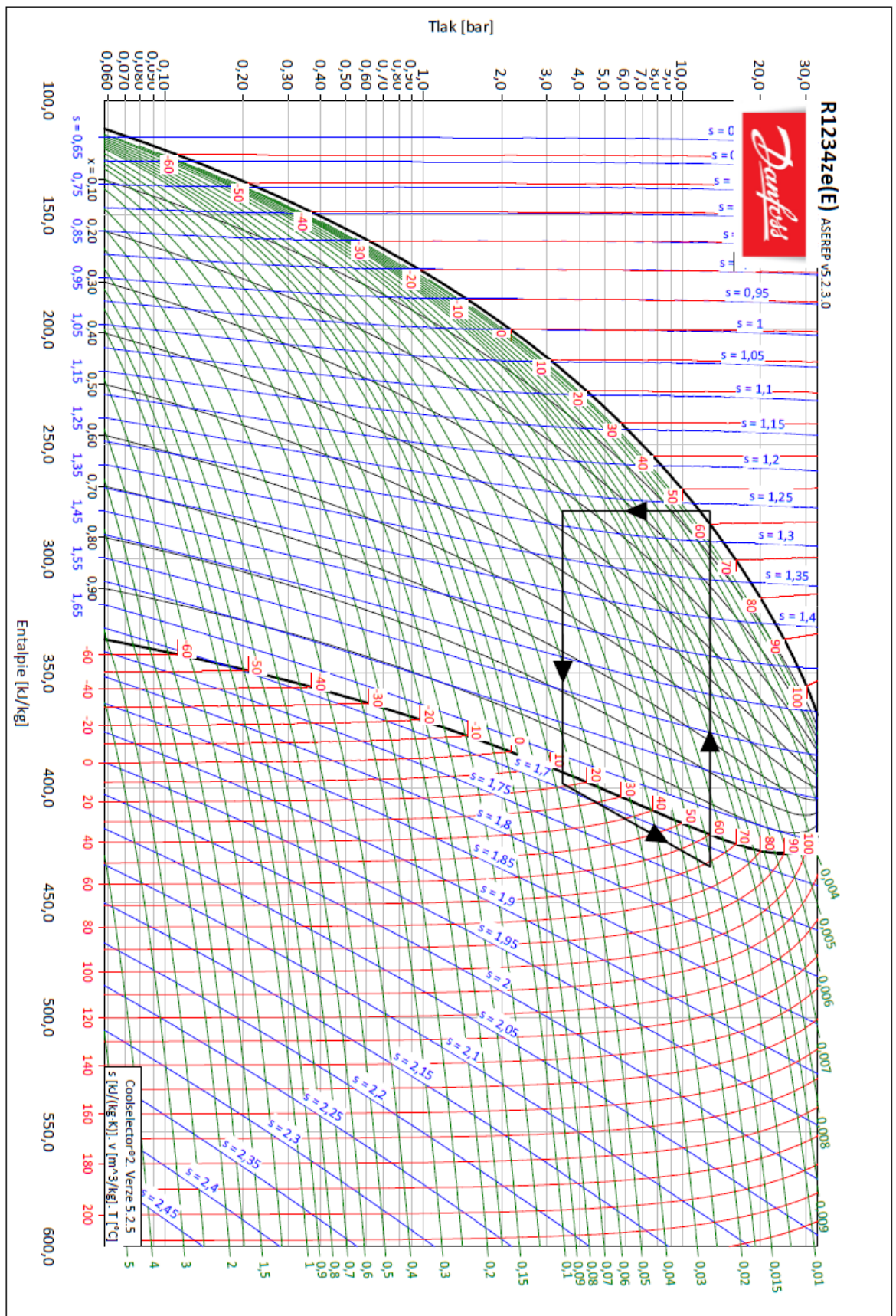


Obrázek 13: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) při provozní situaci se zvýšenou teplotou chladicí vody teplárny



Obrázek 14: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro provozní stav se sníženou teplotou chladící vody teplárny

Vysvětlivky značení teplot: T_e - teplota vypařování chladiva, T_3 - teplota přehřátých par chladiva před kompresí, T_{11} - teplota chladící vody teplárny po ochlazení, T_{10} - teplota chladící vody před ochlazením, T_9 - teplota vratky horkovodu před ohřátím, T_8 - teplota vratky horkovodu po dohřátí, T_7 - teplota chladiva po dochlazení před expanzním ventilem, T_c - teplota kondenzace chladiva, T_4 teplota přehřátých par po reálné kompresi.



Obrázek 15: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) při provozní situaci se sníženou teplotou chladicí vody teplárny

3.7 Vhodný výparník pro TČ k dané aplikaci

Výparník je výměník tepla, který na své primární straně ochlazuje (odebírání tepla) z tekutiny, na sekundární straně (na straně chladiva) dochází k vypařování, tedy ke změně skupenství z kapalného na plynné. Teplo z jedné kapaliny přechází přes kov (který je tepelně vodivý) do druhé kapaliny, aniž by se kapaliny dotýkaly. K účinnějšímu přenosu tepla přispívá vysoká rychlost proudění kapaliny, vysoká turbulence, velký povrch a velký teplotní rozdíl. [24]

Existují několik typů výměníků, avšak běžně užívané jsou trubkové výměníky tepla (Shell and tube) a deskové výměníky tepla. Konstrukce trubkových výměníků se skládá z trubek a většího pláště, který trubky obklopuje. Jedna tekutina prochází trubkami a druhá prochází větším pláštěm, který trubky obklopuje. Deskové výměníky tepla jsou konstruovány z řady desek spojených ve velkém rámu. Jsou zde dva vstupy a dva výstupy a v prostorech mezi deskami se střídají dvě tekutiny. Tato konstrukce umožňuje velmi vysokou účinnost přenosu tepla díky velké ploše povrchu - mnohem vyšší než u trubkového výměníku tepla zabírajícího podobný prostor. Deskové výměníky tepla se také mnohem snadněji čistí a udržují, protože jsou navrženy tak, aby se daly poměrně snadno rozebrat a zkontrolovat. To ovšem platí pouze v případě, kdy jsou desky těsněné, existují ale i varianty pájené, popřípadě svařované. Těsnění je ale náchylnější k selhání pod vyšším tlakem, z tohoto důvodu se využívají pro aplikaci v TČ výměníky pájené, popřípadě svařované. [24; 25]

Jako vhodný výparník pro návrh tepelného čerpadla jsem zvolil deskový svařovaný výměník. Pro takový návrh je potřebné určit maximální dovolený průtok na primární straně výměníku, vybrat vhodný materiál desek, určit rozměr výměníku, zvolit vhodné proudění médií. Při výpočtech jsem uvažoval rozdělení výparníku na dva výměníky: výparník a přehříváč par. [24]

Maximální výkon výparníku jsem určil z tabulky 4, kde takový chladicí výkon pro 1 TČ při průměrném hmotnostním toku $\dot{m} = 29,5 \text{ kg/s}$ ($\dot{m}_{1TČ} = \frac{29,5}{2} \text{ kg/s}$) a pro teplotní spád $\Delta T = 4^\circ\text{C}$ je roven $\dot{Q}_{ch} \sim 250 \text{ kW}$. Materiál desek se pro takovou aplikaci volí nerezová ocel. Rozměr výměníku určím pomocí vzorce pro tepelný tok (8).

$$\dot{Q} = K \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \text{ [kW]} \quad (8)$$

Kde ΔT_{ln} (logaritmický teplotní spád) vyjadřuje střední teplotu mezi dvěma médii v kondenzátoru, K vyjadřuje celkový součinitel prostupu tepla, který lze přibližně určit pro danou aplikaci mezi $0,5 - 1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a S značí celkovou efektivní plochu výměny tepla. Nyní je potřeba zjistit potřebný počet desek pomocí vzorce (9).

$$N = S_{ef}/s \text{ [-]} \quad (9)$$

Kde N vyjadřuje požadovaný počet desek a s značí efektivní velikost jedné desky. V této fázi je třeba mít k dispozici některé reference od dodavatelů, zejména velikost desek, které mohou dodat, maximální velikost výměníku tepla při použití dané desky, konstrukci desky a také maximální průtok, který může výměník tepla zvládnout. Od společnosti Alfa Laval jsem zvolil vhodný výměník Alfa Laval Semi-welded MK15, frame type FG, PED. Geometrie a vlastnosti výměníku jsou zobrazeny v příloze 2.

Jelikož výrobce udává pouze projektovanou plochu desek, a nikoliv plochu efektivní, musí být využit faktor zvětšení velikosti, který je definován vzorcem (10).

$$\phi = S_{ef}/S_{proj} \text{ [-]} \quad (10)$$

Do této fáze byl proveden hrubý návrh deskového výměníku tepla, nyní je potřeba použít korelace, které umožní přepočítat součinitel přestupu tepla a následně požadovanou výměnnou plochu. Výpočet pak bude probíhat iteračně, dokud se vypočtená výměnná plocha nebude rovnat předpokládané ploše. Ke korelaci využiji Nusseltovo číslo (11).

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,13} \quad (11)$$

Kde Nu = Nusseltovo číslo [-], Re = Reynoldsovo číslo [-], a = součinitel závislý na zvlnění desek [-], b = součinitel závislý na zvlnění desek [-], Pr = Prandtlovo číslo [-], Pr_w = Prandtlovo číslo pro podmínky na stěně.

Pak je možné z podobnostních čísel vypočítat součinitel přestupu tepla k na teplé i studené straně a následně vypočítat celkový součinitel prostupu tepla K (12).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_c} + R_{fc} + \frac{1}{k_h} + R_{fh} + \frac{e}{\lambda}, \quad (12)$$

kde k_c označuje součinitel prostupu tepla na studené straně, k_h součinitel prostupu tepla na teplé straně, R_{fc} zastává odolnost proti zanášení na studené straně, R_{fh} odolnost proti zanášení na teplé straně, e je tloušťka desky a λ označuje tepelnou vodivost.

Nyní je potřeba porovnat vypočtenou hodnotu K a předpokládanou. Pokud se budou hodnoty rovnat, je výpočet platný a celková teplosměnná plocha S je správná. Pokud se hodnoty nerovnájí, výpočet je potřeba provést znovu. Tentokrát za odhadované K dosadím vypočtené a iteruji. Pokud by se však hodnoty K lišili výrazně, budu muset změnit konstrukci výměníku (změnit velikost desek). Následně probíhá výpočet tlakových ztát na obou stranách. [26]

Iterační výpočty byly provedeny v softwaru excel (příloha 3, list výparník). Díky těmto výpočtům byl určen výparník Alfa Laval Semi-welded MK15, frame type FG,PED jako vhodný. Mými výpočty byl zjištěn potřebný počet desek do výparníku $N = 425$ s celkovým součinitelem přestupu tepla $K = 638 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Stejným postupem výpočtů, pouze s jinými vstupními hodnotami byl vypočten přehříváč par pomocí iterací v softwaru excel (příloha 3, list Přehříváč par). Výměník Alfa Laval Semi-welded MK15, frame type FG,PED by bylo potřeba rozšířit o 51 desek, aby bylo zajištěno potřebné přehřátí par před vstupem do kompresoru. Celkový součinitel přestupu tepla v tomto přehříváči par by byl $K = 1952 \text{ W/m}^2\text{K}$

3.8 Kondenzátor

Návrh kondenzátoru jsem prováděl stejným početním postupem jako pro návrh výparníku, pouze se změněnými parametry. Výpočty byly znovu provedeny v softwaru excel (příloha 3, list Kondenzátor). Navržený kondenzátor Alfa Laval Semi-welded T20, frame type FG, PED byl výpočty určen jako vhodný s počtem desek: 579. Celkový součinitel přestupu tepla $K = 396,5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Geometrie výměníku Alfa Laval Semi-welded T20, frame type FG, PED je v příloze 4.

3.9 Expanzní ventil

Expanzní ventil je umístěn v kapalinovém potrubí mezi kondenzátorem a vstupem do výparníku. Pracuje na opačné straně systému, než je kompresor. Zatímco kompresor pracuje tak, že zvyšuje tlak a čerpá chladivo v systému, expanzní ventil uvolňuje tlak mezi vysokotlakou stranou kondenzace a nízkotlakou stranou vypařování. Řídí množství

chladiwa vstupujícího do výparníku, tak aby co největší část efektivní plochy výparníku byla pokryta chladičem, aniž by se chladiwo v kapalném stavu dále dostalo do kompresoru. Musí být schopen při navýšení kapacity výparníku umožnit větší průtok chladiwa a při snížení kapacity výparníku naopak. Expanzní ventil tedy neřídí teplotu odpařování, pouze reguluje přehřátí nastavením hmotnostního toku chladiwa do výparníku [17; 27]

Existuje sedm hlavních typů expanzních ventilů: termostatické expanzní ventily (TEV), ruční ventily, kapilární trubice, automatické ventily, elektronické expanzní ventily, nízkotlaké plovákové ventily, vysokotlaké plovákové ventily. Pro průmyslové aplikace se používají hlavně termostatické expanzní ventily, a právě pro mojí aplikaci bych zvolil právě tento typ. [27]

3.9.1 Termostatické expanzní ventily (TEV)

Jsou oblíbené díky své jednoduchosti, dostupnosti, relativně dobré citlivosti a přesnosti regulace. Díky velkému výběru velikostí expanzního zařízení a náplní baňky mají TEV velmi dobrou kapacitu a teplotní rozsahy. Nevýhodou TEV je nutnost poměrně vysokého přehřátí, které odebírá z teplosměnné plochy procesu vypařování. TEV se snaží udržovat stabilní úroveň přehřátí uvnitř výparníku za všech podmínek tím, že upravuje hmotnostní průtok chladiwa v závislosti na zatížení výparníku. Toho je dosaženo pomocí membrány uvnitř tělesa ventilu, která porovnává teplotu před a za výparníkem. Aby bylo možné porovnávat tlaky před a za výparníkem, musí být TEV kombinován s dalším zařízením, baňkou. Rozdíl tlaků mezi tlakem nasycení při odpařování a tlakem baňky se vyrovnává přes membránu uvnitř hlavy ventilu. Pohyb membrány řídí polohu jehly, a tím i hmotnostní průtok chladiwa vstupujícího do výparníku. [27; 28]

Vhodný expanzní ventil se volí podle použitého chladiwa v chladícím okruhu, dále podle hmotnostního toku chladiwa a s tím spojeným chladícím výkonem. Jmenovitý výkon expanzního ventilu nesmí být nižší než maximální možný dosažitelný chladící výkon systému, jinak by došlo k nedostatečnému vypařování a s tím spojená porucha kompresoru.

3.10 Návrh TČ od IVT

Ve spolupráci s IVT bylo navrženo tepelné čerpadlo Oilon P220, v příloze 5 přikládám data sheet o tomto typu TČ. Dvě taková tepelná čerpadla by byla v paralelním zapojení, aby pokryla veškerý energetický potenciál a splnila podmínku ochlazení chladicí vody na výsledných 16 – 28 °C. Tepelná čerpadla by byla vybavena frekvenčním měničem kvůli regulacím. Pro zvolené chladivo R1234ze(E) mi společnost IVT pomocí softwaru Oilon vytvořila tabulku (tabulka 5), ve které jsou zobrazeny různé provozní situace pro 1 TČ Oilon P220.

Stav při průměrné teplotě na primární straně je s navrhnutým průtokem 11,9 kg/s optimální. Využije se téměř celý hmotnostní tok vody, a tudíž i většina energetického potenciálu s příznivým topným faktorem COP = 4,11.

Při zvýšené teplotě by jedno tepelné čerpadlo pracovalo na 100 % a druhé by svůj výkon snížilo, aby průtok do druhého TČ vyhověl chladicímu oběhu a správně fungoval.

Třetí stav zobrazuje zvýšenou teplotu chladicí vody a k tomu zvýšený teplotní spád na výparníku $\Delta T = 10$ °C, aby se splnila podmínka konečné teploty chladicí vody (16 – 28 °C). Tento stav není již plně optimální, avšak pro jednotky dní v roce by se dalo takto chladicí vodu ochladit a využít energetický potenciál.

Stav při snížené teplotě zobrazený v tabulce není vyhovující podmínkám teplárny, avšak je dobré demonstrovat jak slabého topného faktoru COP = 3,56 se při takto nízkých teplotách dosahuje. Je tedy poté vhodné regulací tento stav omezit, nebo úplně vyřadit, jelikož se znovu jedná o jednotky dní s takto nízkou teplotou vody.

| Stav | Primární strana (°C) | Průtok (kg/s) | Sekundární strana (°C) | Průtok (kg/s) | Chladicí výkon (kW) | Topný výkon (kW) | COP (-) |
|------------------------------------|----------------------|---------------|------------------------|---------------|---------------------|------------------|---------|
| Průměrná teplota | 26/21 | 11,9 | 55/60 | 15,7 | 248 | 327 | 4,11 |
| Zvýšená teplota | 38/33 | 18,2 | 55/60 | 22,5 | 380 | 470 | 5,2 |
| Zvýšená teplota; vysoká ΔT | 38/28 | 7,4 | 55/60 | 18,9 | 311 | 396 | 4,62 |
| Snížená teplota | 19/14 | 8,7 | 55/60 | 12,1 | 183 | 253 | 3,56 |

Tabulka 5: Energetické hodnoty pro provozní stavy jednoho TČ Oilon P220

V tabulce 5 je vidět, že se v softwaru museli pro různé případy pro stejný typ TČ upravovat průtoky na primární i sekundární straně, z důvodu dodržení povolených tlakových ztrát a výkonnostních hladin. Pokud budu porovnávat můj návrh chladícího oběhu (tabulka 4) se softwarovým návrhem (tabulka 5) lze vidět, že můj návrh je více optimistický. Je důležité říct, že neuvažuji ve výpočtu dovolené tlakové ztráty a moje nízké teplotní spády jsou dosažitelné pouze s velmi kvalitními výměníky. Avšak topné faktory v tabulce 5 vypočtené softwarem jsou dobré, a tudíž se domnívám, že bude do tepelných čerpadel vhodné investovat.

4 Umístění, zapojení a regulace dvou TČ do prostoru chemické úpravy vod v teplárně

Na obrázku 16 je zobrazeno jednoduché situační schéma zapojení tepelných čerpadel v prostoru chemické úpravy vody (CHÚV) na vratku horkovodu a potrubí chladicí vody. Ze surové jímky se využívá chladicí voda na chlazení turbogenerátorů a výrobního bloku, zpět by se potrubí s chladicí vodou napojilo na tepelná čerpadla, která by tuto vodu ochlazovala před vstupem do surové jímky. Podle potřeby se voda připouští z Mlýnské stoky, nebo se naopak vypouští zpět.



Obrázek 16: Jednoduché situační schéma zapojení tepelných čerpadel do prostoru CHÚV

Výkres BP_01 (příloha 6) zobrazuje půdorys umístění dvou TČ Oilon P220 s paralelním zapojením v prostoru chemické úpravy vody v teplárenském závodu. Rozměry jsou ve výkresu pouze orientační. Kolena by v realitě nebyla ostrá – pouze zjednodušené zobrazení. Vyšrafovaná oblast okolo TČ znázorňuje doporučený servisní prostor. Proud chladicí vody a vody z vratky horkovodu je zajištěn dostatečným tlakovým diferencíálem. Proud vratky horkovodu je zajištěn čerpadlem mimo objekt.

Zjednodušené schéma zapojení (příloha 7) zobrazuje zapojení TČ do stávajících potrubí horkovodu a chladicí vody.

Na potrubí chladicí vody, jenž má rozměr jmenovitý DN200 bych připojil 2x potrubí DN150 pomocí regulačního třicestného ventilu a T-kusu, jedno pro odvod, druhé pro přívod. Na potrubí DN150, které je napojeno na T-kus, bude navíc připojena mezipřírubová zpětná klapka a kulový kohout. Zmíněná potrubí DN150 by byla dále rozdvojena a redukována na DN100. Před výparníkem musí být u obou čerpadel umístěn další kulový kohout. Zpět z výparníků by ochlazená chladicí voda proudila nejdříve potrubím DN100, na které bude napojen regulační kulový kohout a dále by se tyto dvě potrubí spojily na zmíněné potrubí DN150 - toto potrubí se připojuje na místo vratu pro chladicí vodu.

Průmyslové teploměry jsou napojeny na výstupech z výparníků tepelných čerpadel z důvodu manuální regulace průtoků. Snahou bude nastavit stejné teploty na výstupu z obou tepelných čerpadel pomocí zmíněných regulačních kulových kohoutů, které jsou na potrubí DN100 za výparníkem. Průmyslové teploměry jsou zároveň napojeny na výstupech z kondenzátorů tepelných čerpadel a plní stejnou funkci jako teploměry u výparníků.

Na vratku horkovodu jsou napojena 2 potrubí DN150 (izolována vatou). Spojení bylo zajištěno regulačním trojcestným kulovým kohoutem a T-kusem pro potrubí vedoucí z TČ se zpětnou klapkou, aby bylo v případě vypnutí TČ zajištěn průtok přímý dále vratkou horkovodu, nikoliv přes TČ. Na těchto potrubích budou nainstalovány dva kulové kohouty. Dále by bylo potrubí v místnosti, kde jsou umístěna tepelná čerpadla rozdělena na dvě potrubí DN100 (izolována vatou). Na potrubích směřujících do kondenzátorů tepelných čerpadel musí být umístěny další kulové kohouty a na potrubích vedoucích z kondenzátorů tepelných čerpadel regulační kulové kohouty, pro regulaci průtoků, podle již zmíněných průmyslových teploměrů. Zpět z tepelných čerpadel vedou dvě potrubí DN100 (izolována vatou), které se napojují na potrubí DN150 vedoucí do T-kusu na vratce horkovodu. Z potrubí DN100, které vede do kondenzátoru tepelného čerpadla se musí napojit potrubí DN50, pro potřebné dochlazení chladiva v chladícím oběhu tepelného čerpadla. Zpět se pomocí dalšího potrubí DN50 napojuje na potrubí DN100 vedoucí z kondenzátoru TČ, na toto potrubí DN50 musí být nainstalován další regulační kulový kohout.

Výkres BP_02 (příloha 8) zobrazuje spojení tepelného čerpadla Oilon P220 s potrubím pomocí přechodných spojek Victaulic. Tento návrh spojení je doporučený

firmou s TČ. Navíc se zde ukazuje rozmístění připojovacích potrubí do výparníku, kondenzátoru a dochlazovače. Spojení přechodovou spojkou Victaulic funguje pomocí drážek na koncích spojovaných potrubí, do kterých pasuje přechodová spojka, jejíž součástí je těsnění. Následně se pomocí dvou šroubů se šestihrannou hlavou M12x90 a dvou šestihranných matic M12 utáhne spojka a tím se pojistí spoj.

Všechny navrhované kulové ventily mají konce vhodné k přivařování, jejich spojení bude tedy provedeno pomocí V svaru.

Zpětné klapky na konci potrubích DN150 napojující se na vratku horkovodu/potrubí chladící vody jsou navrženy jako mezipřírubové. Spojení bude tedy navrženo dle EN 1092-1.

Základní automatizace tepelného čerpadla Oilon P220 je znázorněno v příloze 5 na straně 15. Tepelné čerpadlo bude podle průtoků a teploty vody zvyšovat, popřípadě snižovat svoje vypařovací a kondenzační teploty, ale také otáčky kompresoru, kterými bude měnit výkonnostní hladinu TČ. Zároveň musí kontrolovat povolený tlakový spád a tlak celkový. Pomocí třicestných ventilů bude ovlivňován průtok jak chladící vody, tak vratky horkovodu do tepelných čerpadel. Nesmí nastat příliš nízký nebo naopak vysoký průtok vody do tepelných čerpadel. Všechny tyto signály budou posílány do boxu MaR, který tyto signály vyhodnotí a vytvoří reakční výstupy.

5 Ekonomické vyhodnocení

Navržený projekt na využití odpadního tepla pomocí dvou paralelně zapojených tepelných čerpadle jsem zhodnotil pomocí výpočtu čisté současné hodnoty. Jako peněžní tok uvažuji peníze za ušetřenou energii předeřevem horkovodu, k tomu přičtu odpisy investice a odečtu cenu za spotřebu elektřiny na pohon TČ. Teplárna si vyrábí elektřinu sama, a tudíž by tuto elektřinu použila na pohon TČ. Cenu za elektřinu uvažuji po konzultaci s teplárnou 2000 Kč/MWh (již započítány povolenky za emise). Jelikož v teplárně ohřívají vodu pomocí kotle na uhlí, uvažuji tedy ušetřené peníze za nákup uhlí a za nákup CO₂ emisních povolenek, které se díky investici do TČ nemusí za ušetřenou energii platit. Z topného výkonu při průměrném stavu vypočtu, jaké množství energie ušetřím za rok. Díky ušetřené energii, výhřevnosti uhlí a účinnosti kotle (zjištěná hodnota přímo od teplárny) zjistím množství ušetřeného uhlí za rok. Dále uvažuji rozložení odpisů investice po dobu 10 let. Za diskontní sazbu uvažuji 12 %, abych zahrnul vysokou inflaci. Do celkových nákladů investice zahrnuji 2x cenu TČ Oilon P220, montáž, potrubí, armatury, MaR a případné stavební úpravy. Výpočet čisté současné hodnoty (ČSH) provedu pomocí vzorce (13).

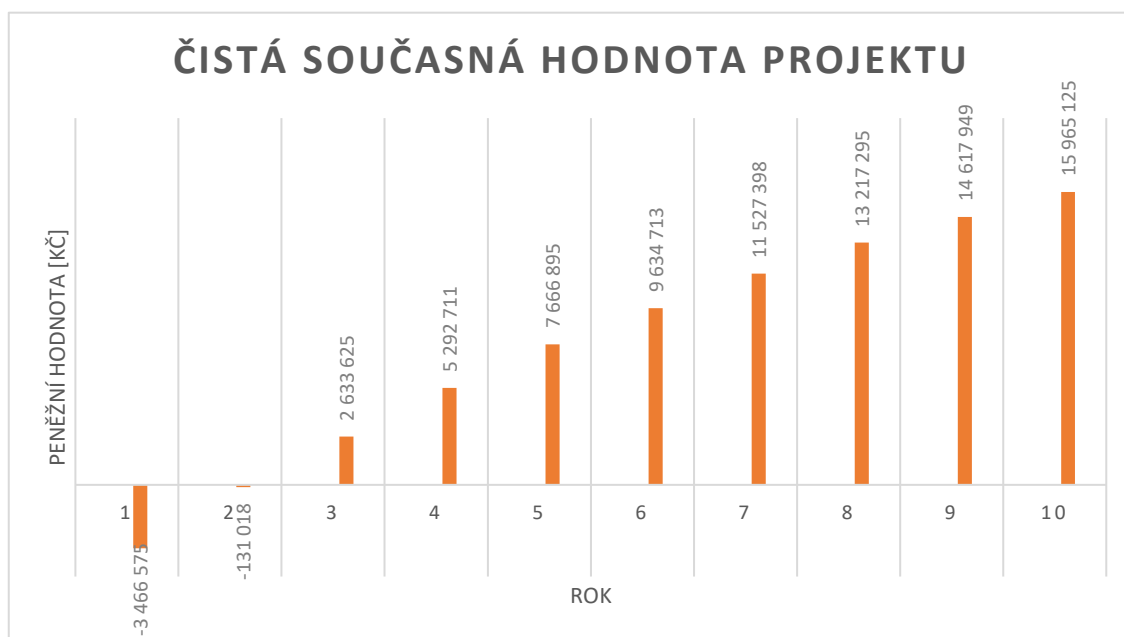
$$\text{ČSH} = \sum_{t=1}^T \frac{P_t}{(1+r)^t} - IN \quad (13)$$

P_t značí peněžní tok realizovaný od referenčního data za období t , r je diskontní sazba, T označuje dobu životnosti investice a IN značí investiční náklady. Při správné údržbě uvažuji minimální dobu životnosti 10 let.

Celkové náklady investice jsem vyčíslil po konzultaci s firmou IVT na 7 202 400 Kč. Peněžní tok jsem vypočítal z obvyklých cen pro uhlí, z výrobní ceny elektřiny a aktuálních emisních povolenek. Peněžní tok má hodnotu 4 184 123 Kč. Uvažuji zmíněných 12 % jako diskontní sazbu a životnost společně s odpisy po dobu 10 let. Jednou za 3 roky je uvažována údržba a servis, přibližně tedy 300 000 Kč. Výpočty jsou provedeny v programu excel (příloha 9).

| Rok | ČSH [Kč] |
|-----|------------|
| 1 | -3 466 575 |
| 2 | -131 018 |
| 3 | 2 633 625 |
| 4 | 5 292 711 |
| 5 | 7 666 895 |
| 6 | 9 634 713 |
| 7 | 11 527 398 |
| 8 | 13 217 295 |
| 9 | 14 617 949 |
| 10 | 15 965 125 |

Tabulka 6: ČSH navrženého projektu po dobu 10 let od doby chodu TČ



Obrázek 17: Čistá současná hodnota projektu po dobu 10 let od doby chodu TČ

Čistá současná hodnota projektu bude po 10 letech od spuštění TČ rovna hodnotě 15 965 125 Kč. Doba návratnosti projektu bude zhruba v první části 3. roku od spuštění TČ.

6 Závěr

V první části bakalářské práce byla provedena rešerše problematiky odpadního tepla, jeho zdroje, rozdělení, možnosti využití a technologické prostředky k samotnému využití.

V praktické části bylo popsáno, jaké odpadní teplo bude z teplárenského závodu v Českých Budějovicích využíváno. Díky bilanci vodního hospodářství byla získána data pro určení množství odpadního tepla. Podle podmínek samotného využití odpadního tepla bylo navrženo vhodné technologické zařízení. Takto specifické zadání má hlavně díky nízkopotenciálnímu odpadnímu teplu jediné řešení a tím je návrh tepelného čerpadla.

V další části se práce zaměřuje na určení nejlepší varianty zapojení tepelných čerpadel. Vhodnou variantou se pro tuto aplikaci jeví paralelní zapojení dvou tepelných čerpadel. Postupně se navrhuje vhodný kompresor, chladivo, chladicí oběh, výparník, přehřívač par, kondenzátor a expanzní ventil. Následně ve spolupráci s firmou IVT bylo navrženo tepelné čerpadlo Oilon P220, které je vhodné pro tuto aplikaci a jeho topné faktory jsou následně porovnány s mými vlastními návrhy. Z tohoto porovnání bylo vidět, že mnou navržené chladicí oběhy jsou optimističtější, než jaké uvažuje software Oilon. I přesto se jeví návrh tepelného čerpadla Oilon P220 jako vhodná varianta.

Na navržené řešení paralelního zapojení dvou tepelných čerpadel Oilon P220 je navrženo umístění do prostoru chemické úpravy vody v samotném teplárenském závodu. Je také popsán základní návrh měření a regulací pro tuto aplikaci.

V poslední kapitole byla provedena ekonomická analýza pomocí metody ČSH k představenému návrhu. Touto metodou byla zjištěna doba návratnosti navrženého projektu přibližně okolo prvního čtvrtletí 3. roku od spuštění tepelných čerpadel.

Seznam použité literatury

- [1] KISHORE, Ravi a Shashank PRIYA. A Review on Low-Grade Thermal Energy Harvesting: Materials, Methods and Devices. *Materials* [online]. 2018, **11**(8) [cit. 2023-02-26]. ISSN 1996-1944. Dostupné z: doi:10.3390/ma11081433
- [2] SINGH, Dig Vijay a Eilif PEDERSEN. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016, **111**, 315-328 [cit. 2023-02-27]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2015.12.073
- [3] LAW, Richard, Adam HARVEY a David REAY. A knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2016, **94**, 590-599 [cit. 2023-02-27]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.10.103
- [4] FORMAN, Clemens, Ibrahim Kolawole MURITALA, Robert PARDEMANN a Bernd MEYER. Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2016, **57**, 1568-1579 [cit. 2023-02-25]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.12.192
- [5] *Johnson I., Choate W.T., Davidson A. Waste Heat Recovery. Technology and Opportunities in Us Industry. BCS, Inc.; Laurel, MD, USA: 2008.*
- [6] BIANCHI, Giuseppe, Rebecca MCGINTY, David OLIVER, Derek BRIGHTMAN, Obadah ZAHER, Savvas A. TASSOU, Jeremy MILLER a Hussam JOUHARA. Development and analysis of a packaged Trilateral Flash Cycle system for low grade heat to power conversion applications. *Thermal Science and Engineering Progress* [online]. 2017, **4**, 113-121 [cit. 2023-02-25]. ISSN 24519049. Dostupné z: doi:10.1016/j.tsep.2017.09.009

- [7] *Waste heat technologies* [online]. Sächsische Energieagentur GmbH [cit. 2023-02-26]. Dostupné z: <https://www.waste-heat.eu/about-waste-heat>
- [8] *ENERGETICKÝ AUDIT V PRŮMYSLU* [online]. Praha, 2014 [cit. 2023-02-25]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/25055/F3-DP-2014-Maly-Vladimir-prace.pdf?sequence=3&isAllowed=y>. Diplomová práce. ČVUT v Praze. Vedoucí práce Ing. Lubomír Musálek.
- [9] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. První. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X.
- [10] DVOŘÁK, Zdeněk, Luděk KLAZAR a Jiří PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. První. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1987.
- [11] HODBOŮ, Josef. Tepelná čerpadla – základní informace. In: *Tzbinfo* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23093-tepelna-cerpadla-zakladni-informace>
- [12] Využití odpadního tepla. In: *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/decentralizovana-energetika/decentralizovane-energeticke-zdroje-podrobne/vyuziti-odpadniho-tepla/vyklad>
- [13] Systém ORC a jejich uplatnění v praxi. In: *Energie kolem nás* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <https://ekn.cz/systemy-orc-a-jejich-uplatneni-v-praxi/>
- [14] VON LUKOWICZ, Marian, Elisabeth ABBE, Tino SCHMIEL a Martin TAJMAR. Thermoelectric Generators on Satellites—An Approach for Waste Heat Recovery in Space. *Energies* [online]. 2016, 9(7) [cit. 2023-02-28]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en9070541

- [15] *Compressors in Heat Pumps* [online]. 2015, [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/313134829_Compressors_in_Heat_Pumps
- [16] *Heat pump fundamentals*. První. The Hague/ Boston/ London: Martinus Nijhoff Publishers, 1983. ISBN 90-247-2803-7.
- [17] *Tepelná čerpadla*. První. Nový Jičín: České vysoké učení technické v Praze, 1991. ISBN 80-01-00643-3.
- [18] Chladiva a historie ochrany ovzduší. In: *Tzbinfo* [online]. ČVUT v Praze Univerzitní centrum energeticky efektivních budov, 2015 [cit. 2023-03-26]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [19] JAMES, Ronald W. a Terry C. WELCH. Refrigeration and Heat-Pump Systems. In: *Air Conditioning System Design* [online]. Elsevier, 2017, s. 167-189 [cit. 2023-03-27]. ISBN 9780081011232. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-08-101123-2.00009-1
- [20] *Complete refrigerant data* [online]. 2020 [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: https://www.bitzer.de/shared_media/html/a-540/en-GB/369747979369749515.html
- [21] Key Considerations for Refrigerant Choice. In: *DAIKIN GLOBAL* [online]. [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: <https://www.daikin.com/csr/information/influence/policy>
- [22] FUKUDA, Sho, Chieko KONDOU, Nobuo TAKATA a Shigeru KOYAMA. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2014, **40**, 161-173 [cit. 2023-06-20]. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014
- [23] MAKHNATCH, Pavel. In short about R1234ze. In: *Energy Technology: KTH* [online]. [cit. 2023-06-20]. Dostupné z: <https://www.energy.kth.se/applied->

thermodynamics/key-research-areas/heating-systems/low-gwp-news/kort-om-r1234ze-1.561807

- [24] MUELLER, Paul. Which Heat Exchanger Is Best? The Three Main Types Explained... In: *Paul Mueller Company Academy* [online]. [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://academy.paulmueller.com/different-heat-exchanger-types>
- [25] EVANS, Paul. How Plate Heat Exchangers Work. In: *The Engineering mindset* [online]. [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://theengineeringmindset.com/how-plate-heat-exchangers-work/>
- [26] Plate Heat Exchangers design : calculation method. In: *My Engineering Tools* [online]. 2017 [cit. 2023-06-14].
- [27] Heat transfer handbok: Expansion valves. In: *SWEP* [online]. [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/>
- [28] *How thermostatic expansion valves work* [online]. In: . [cit. 2023-06-22]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en-us/service-and-support/case-stories/dcs/how-thermostatic-expansion-valves-work/>
- [29] *2cestné a 3cestné ventily přírubové, PN 16* [online]. In: . 2018, s. 1-16 [cit. 2023-06-27]. Dostupné z: https://www.bola.cz/admin/files/e_product_files/10/10446/src_VVF43.xxxx.pdf

Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obrázek 1: Nízkopotenciální odpadní teplo v EU podle průmyslových odvětví [6] | 14 |
| Obrázek 2: Technologie využívající odpadní teplo [7] | 16 |
| Obrázek 3: Schéma zapojení jednoho tepelného čerpadla | 24 |
| Obrázek 4: Schéma sériového zapojení dvou tepelných čerpadel | 26 |
| Obrázek 5: Schéma sériovo-paraletního zapojení dvou tepelných čerpadel | 28 |
| Obrázek 6: Schéma paraletního zapojení dvou tepelných čerpadel | 29 |
| Obrázek 7: Schéma rotačního šroubového kompresoru [15] | 32 |
| Obrázek 8: p-h diagram chladicího oběhu TČ | 38 |
| Obrázek 9: Vývojový diagram o rozhodování vhodného chladiva pro danou aplikaci | 40 |
| Obrázek 10: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro průměrný provozní stav | 41 |
| Obrázek 11: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) za průměrné provozní situace | 44 |
| Obrázek 12: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro provozní stav se zvýšenou teplotou chladicí vody teplárny | 45 |
| Obrázek 13: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) při provozní situaci se zvýšenou teplotou chladicí vody teplárny | 46 |
| Obrázek 14: Průběh teplot na výparníku a kondenzátoru pro provozní stav se sníženou teplotou chladicí vody teplárny | 47 |
| Obrázek 15: p-h diagram chladicího oběhu chladiva R1234ze(E) při provozní situaci se sníženou teplotou chladicí vody teplárny | 48 |

| | |
|---|----|
| Obrázek 16: Jednoduché situační schéma zapojení tepelných čerpadel do prostoru CHÚV | 55 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Obrázek 17: Čistá současná hodnota projektu po dobu 10 let od doby chodu TČ | 59 |
|---|----|

Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tabulka 1: Zdroje odpadního tepla podle teplotních hladin [1; 8]..... | 15 |
| Tabulka 2: Chladiva používaná v průmyslu [20] | 36 |
| Tabulka 3: Vypočtené hodnoty pro čtyři různá chladiva za průměrné provozní situace pro 1 TČ | 42 |
| Tabulka 4: Energetické hodnoty chladících oběhů pro provozní stavy s chladivem R1234ze(E) pro 1 TČ..... | 43 |
| Tabulka 5: Energetické hodnoty pro provozní stavy jednoho TČ Oilon P220 | 53 |
| Tabulka 6: ČSH navrženého projektu po dobu 10 let od doby chodu TČ | 59 |

Seznam použitého softwaru

- Excel
- Autodesk Inventor Professional 2021
- BITZER Software v6.18.0 rev2812
- Coolselector2 version 5.2.7

Seznam příloh

- Příloha 1: datasheet šroubových kompresorů BITZER (název souboru: *kompresory_bitzer.pdf*)
- Příloha 2: datasheet navrženého výparníku Alfa Laval Semi-welded MK15 (název souboru *alfa_laval_semi_welded_mk15.pdf*)
- Příloha 3: iterační výpočet návrhu výměníků (název souboru: *navrh_vymeniku.xlsx*)
- Příloha 4: datasheet navrženého kondenzátoru Alfa Laval Semi-welded T20 (název souboru: *alfa_laval_t20-semi-welded-gasketed.pdf*)
- Příloha 5: datasheet tepelného čerpadla Oilon P220 (název souboru: *heat_pump_P220.pdf*)
- Příloha 6: výkres BP_01: půdorysu umístění dvou TČ Oilon P220 s paralelním zapojením v prostoru chemické úpravy vody v teplárenském závodu
- Příloha 7: Technologické schéma zapojení tepelného čerpadla BP_03: (název souboru: *zjednodusene_schema_zapojeni.pdf*)
- Příloha 8: výkres BP_02: spojení tepelného čerpadla Oilon P220 s potrubím pomocí přechodných spojek Victaulic
- Příloha 9: čistá současná hodnota projektu (název souboru: *ekonomicke_vyhodnoceni.xls*)