



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA PRO PRŮMYSLOVOU APLIKACI

HEAT PUMP DESIGN FOR INDUSTRIAL APPLICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Lauterbach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vít Freisleben

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Bc. David Lauterbach**
Studijní program: Procesní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Vít Freisleben**
Akademický rok: 2022/23

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

Návrh tepelného čerpadla pro průmyslovou aplikaci

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem práce je provedení tepelně–hydraulického návrhu tepelného čerpadla pro průmyslové využití a dále technické, ekonomické a environmentální vyhodnocení jeho aplikace v porovnání s tradičními zdroji tepelné energie.

Cíle diplomové práce:

Seznámit se s technologií tepelných čerpadel a chladičů využitelných v průmyslovém prostředí spolu s dílčími zařízeními, jako jsou kompresory, výměníky tepla apod.

Analyzovat vybraný subsystém průmyslového provozu a vytvořit jeho bilanční model.

Identifikace vhodné pozice pro aplikaci tepelného čerpadla.

S využitím výpočetního a simulačního softwaru provést tepelně–hydraulický návrh všech základních komponent tepelného čerpadla.

Pomocí dat dostupných v odborné literatuře stanovit investiční náklady na realizaci navrženého zařízení a dále provozní náklady na jeho chod.

Porovnat navržené zařízení s tradičními zdroji energie s ohledem na technologické, ekonomické a environmentální aspekty.

Seznam doporučené literatury:

HUNDY, G. H. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. Oxford: Elsevier Science & Technology, 2016. ISBN 0081006470.

ALVES-FILHO, O. Heat Pump Dryers: Theory, Design and Industrial Applications. CRC Press, 2016. ISBN 978-1498711333

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tepelně-hydraulickým návrhem vysokoteplotního tepelného čerpadla pro průmyslové využití a dále technickým, ekonomickým a environmentálním vyhodnocením jeho aplikace v porovnání s tradičními zdroji tepelné energie. Úvodem je představena aktuální problematika rostoucích cen energií a dále technologie pro využití odpadního tepla v průmyslových provozech jako možné řešení pro zmírnění dopadů rostoucích cen. V další části práce jsou představeny výsledky rešerše technologie vysokoteplotních tepelných čerpadel zahrnující jejich technologické provedení, přehled zde využívaných pracovních látek a popis základních aplikovaných komponent jako výměníky tepla, kompresory a redukční ventily. Praktická část je zaměřena na návrh vysokoteplotního tepelného čerpadla do konkrétního průmyslového provozu. Pomocí simulačních softwarových nástrojů je vybrána vhodná pracovní látka a termodynamický cyklus tepelného čerpadla. Následuje tepelně-hydraulický návrh výparníku, kondenzátoru a výběr kompresorů. Na konec této práce je uvedeno ekonomické zhodnocení navrženého zařízení v daném provozu a jeho porovnání s tradičními zdroji tepelné energie. Z analýzy vyplývá, že investice do tepelného čerpadla je při stávajících cenách energií spojena s uspokojivou dobou návratnosti a úsporou energie v porovnání s tradičními zdroji tepelné energie.

Klíčová slova

Vysokoteplotní tepelné čerpadlo, tepelně-hydraulický návrh, výměník tepla, kompresor, návratnost

ABSTRACT

This thesis deals with the thermal-hydraulic design of a high-temperature heat pump for industrial application and the technical, economic, and environmental evaluation of its use in comparison with traditional sources of heat energy. The current issue of rising energy prices is introduced, as are technologies for waste heat recovery in industrial plants as a possible solution to mitigate the impact of rising prices. In the next part of the thesis, the results of the research on high-temperature heat pump technology are presented, including their technological design, an overview of the working fluid used, and a description of the basic applied components such as heat exchangers, compressors, and pressure-reducing valves. The practical part focuses on the design of a high-temperature heat pump for a specific industrial plant. Using simulation software tools, a suitable working fluid and thermodynamic cycle of the heat pump are selected. This is followed by the thermal-hydraulic design of the evaporator, condenser, and selection of compressors. At the end of this thesis, an economic evaluation of the designed plant in the given operation and its comparison with traditional thermal energy sources are presented. The analysis shows that an investment in a heat pump at current energy prices is associated with a acceptable payback period and energy savings compared to traditional sources of thermal energy.

Key words

High-temperature heat pump, thermal-hydraulic design, heat exchanger, compressor, payback

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LAUTERBACH, David. *Návrh tepelného čerpadla pro průmyslovou aplikaci* [online]. Brno, 2023 [cit. 2022-12-12]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/150356>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Vít Freisleben.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh tepelného čerpadla pro průmyslovou aplikaci** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, které cituji a jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce Ing. Vítu Freislebenovi za věnovaný čas, cenné rady a konzultace při vytváření této závěrečné práce. Děkuji také své rodině za umožnění veškerého studia a za celoživotní podporu, velmi si toho vážím. Závěrečné poděkování bych rád věnoval své přítelkyni Nele, která vždy stojí po mém boku a je mi životní oporou.

OBSAH

ÚVOD	13
1 TEPELNÁ ČERPADLA PRO PRŮMYSLVOU APLIKACI.....	14
1.1 JEDNOSTUPŇOVÁ TEPELNÁ ČERPADLA	18
1.1.1 TEPELNÉ ČERPADLO S VNITŘNÍM VÝMĚNÍKEM TEPLA	18
1.1.2 TEPELNÉ ČERPADLO SE ZAPLAVENÝM VÝPARNÍKEM	19
1.1.3 NADKRITICKÉ TEPELNÉ ČERPADLO.....	20
1.2 DVOUSTUPŇOVÁ TEPELNÁ ČERPADLA	23
1.2.1 TEPELNÉ ČERPADLO S MEZICHLADIČEM	23
1.2.2 TEPELNÉ ČERPADLO SE SEPARAČNÍ NÁDOBOU	24
1.2.3 TEPELNÉ ČERPADLO S OTEVŘENÝM MEZICHLADIČEM	26
1.2.4 KASKÁDOVÉ DVOUSTUPŇOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO.....	27
1.3 PRACOVNÍ LÁTKY	30
1.4 KOMPONENTY TEPELNÝCH ČERPADEL	32
1.4.1 VÝMĚNÍKY TEPLA	32
1.4.2 KOMPRESORY	38
1.4.3 REDUKČNÍ VENTILY	42
2 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA	44
2.1 ANALÝZA VYBRANÉHO MÍSTA PROVOZU	44
2.1.1 POPIS VYBRANÉHO MÍSTA	45
2.2 VÝBĚR PRACOVNÍ LÁTKY	49
2.3 VÝBĚR VHODNÉHO PRACOVNÍHO CYKLU	52
2.4 TEPELNĚ HYDRAULICKÝ NÁVRH KOMPONENT	54
2.4.1 VÝPARNÍK.....	54
2.4.2 KONDENZÁTOR	56
2.4.3 KOMPRESORY	58
2.4.4 KONEČNÝ PRACOVNÍ CYKLUS TEPELNÉHO ČERPADLA	60
2.5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	63
2.6 POROVNÁNÍ S TRADIČNÍMI ZDROJI	66
DISKUSE.....	68
ZÁVĚR	69
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	74

SEZNAM OBRÁZKŮ	78
SEZNAM TABULEK	79
SEZNAM PŘÍLOH	80

ÚVOD

Aktuálním tématem v Evropě je zdražování energií, pohonných hmot, stavebních materiálů, potravin a dalších komodit využívaných firmami a obyvateli na denní bázi. Tím oprávněně rostou obavy o udržitelnosti systému tak, jak je znám v následujících letech. Velmi významným faktorem, který má vliv na rostoucí ceny, je válečný konflikt na Ukrajině a dále závislost Evropy na dodávkách plynu. Kvůli tomu jsou vlády nuceny podnikat velmi drahé kroky, které jsou sice nutné, ale dějí se v dobách, kdy ceny velmi eskalují [1].

Čelit zdražování energií lze obecně dvěma způsoby. Snižováním vlastní energetické náročnosti, tedy hledáním úspor v každodenním provozu, nebo využitím pokročilejších a efektivnějších technologií pro výrobu tepla nebo chladu. V průmyslových provozech se v rámci snížení energetické náročnosti přistupuje k optimalizaci nastavení výroby, k izolaci potrubních tras a zařízení a dalším opatřením pro lepší nakládání s teplem a snížení jeho ztrát. Dále u firem s vysokou energetickou náročností (např. z chemického a potravinářského průmyslu) je vhodné uvažovat nad zlepšením svého provozu pomocí integrace stávajících zařízení (využití tepla v provozu v maximální možné míře). Tento přístup je často omezen nízkými teplotami odpadního tepla, což znemožňuje jeho přímé využití v provozu. Je odhadováno, že okolo $300 \left[\frac{TWh}{ročně} \right]$ tepla je v evropském průmyslu mařeno a nijak nezužitkováno [2].

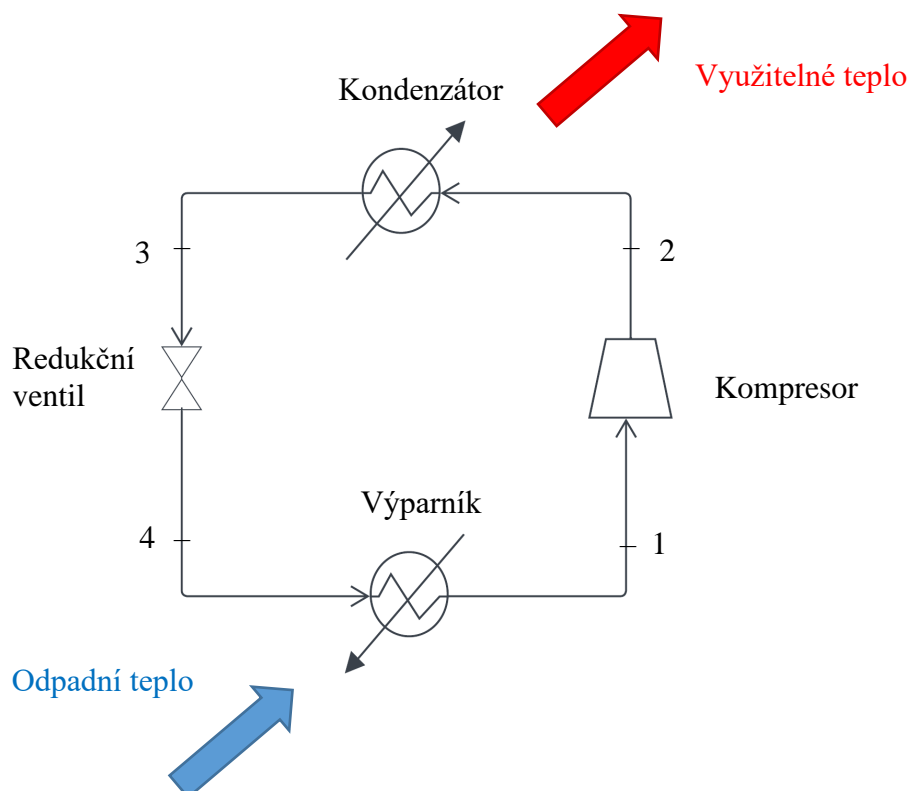
Pro využití nízkopotenciálního tepla lze využít technologie, jako jsou tepelná čerpadla nebo organický Rankinův cyklus (ORC), kdy tepelná čerpadla slouží k přečerpání nízkopotenciálního tepla na vyšší (využitelnou) úroveň a ORC slouží k výrobě elektrické energie. V oblasti tepelných čerpadel se aktuálně limity teplot využívaného tepla pohybují v rozmezí 100–120 [°C] (tzv. vysokoteplotní tepelná čerpadla), což je přibližně $28,37 \left[\frac{TWh}{ročně} \right]$ vypouštěného odpadního tepla v Evropě [3]. I to je ale velký potenciál pro rozšíření této technologie do průmyslových provozů. Navíc v oblasti tepelných čerpadel stále probíhá intenzivní výzkum pro rozšíření provozních parametrů této technologie pomocí optimalizace termodynamických cyklů, aplikace nových a environmentálně šetrných pracovních látek, vývoje kompresorů a jejich maziv odolávajících vysokým teplotám s cílem docílit vyšších výstupních teplot [4].

Tato práce se zabývá aplikací vysokoteplotního tepelného čerpadla do průmyslového provozu. V první části je nejdříve představen princip funkce tepelných čerpadel. Následuje uvedení možných konfigurací a jejich termodynamických cyklů společně s vhodnými aplikacemi. Dále jsou popsány jednotlivé komponenty vyskytující se v zařízení s vymezením jejich provozních parametrů. Druhá část práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla do energeticky náročného provozu. Prvně je určeno vhodné umístění navrhovaného zařízení, dále je vybrána pracovní látka a nejvhodnější provozní cyklus čerpadla. Následuje návrh jednotlivých komponent a určení pořizovacích a provozních nákladů s cílem určit dobu návratnosti investice do tohoto zařízení. Nakonec je tepelné čerpadlo porovnáno s tradičními zdroji energie s ohledem na technologické, ekonomické a environmentální aspekty.

1 TEPELNÁ ČERPADLA PRO PRŮMYSLOVOU APLIKACI

Tepelná čerpadla jsou využívána jako alternativní zdroj tepelné energie k tradičním zdrojům, jako jsou uhelné a plynové teplárny či spalovny biomasy a odpadu, které jsou postaveny na principu přeměny chemické energie obsažené v palivu na energii tepelnou. Od těchto tradičních zařízení se tepelná čerpadla odlišují v několika směrech. Tepelné čerpadlo je postaveno na principu přečerpávání tepla z prostředí o nižších teplotách (vzduch, průmyslové odpadní proudy, čistírný odpadních vod apod.) do médií o teplotách, které jsou využitelné pro účely vytápění (topná voda či pára). Tento princip přečerpávání tepla je využíván jak pro vytápění, tak pro chlazení. V ideálním případě je tepelné čerpadlo využíváno k vytápění i chlazení současně jako například v případě potravinářských provozů či obchodních domů, kde tepelná čerpadla přečerpávají tepelnou energii z prostorů, kde je třeba udržovat chlad pro uchování potravin, toto teplo je následně využito pro vytápění okolních administrativních prostor. Takto lze dosáhnout velmi efektivního provozu s nízkými provozními náklady. V procesním průmyslu nalézají tepelná čerpadla využití v aplikacích jako předehřev surovin nebo výroba energetických médií s využitím odpadního tepla produktů z výroby, které již nelze využít.

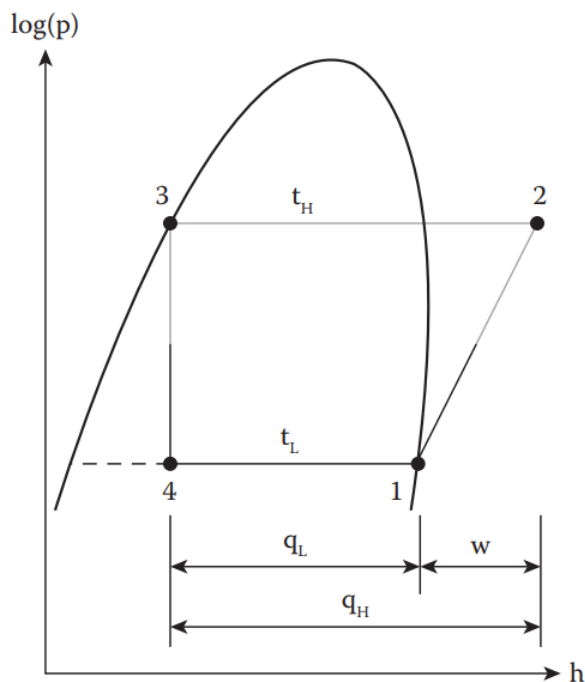
V odstavcích níže je popsán princip funkce kompresorového tepelného čerpadla. Jako příklad zde slouží jednodušší typ tohoto zařízení, konkrétně jednostupňové tepelné čerpadlo bez vnitřního výměníku. Schéma s hlavními komponenty je uvedeno na Obr. 1.



Obr. 1 Základní schéma jednostupňového tepelného čerpadla.

Hlavními komponenty tepelného čerpadla jsou výměníky tepla (výparník a kondenzátor), kompresor, redukční ventil a potrubí s pracovní látkou. K vysvětlení principu funkce zařízení

bude využito ideálního pracovního cyklu. Vhodným diagramem pro ilustraci pracovního cyklu je tzv. p-h diagram neboli diagram závislosti tlaku na měrné entalpii pracovní látky, viz Obr. 2.



Obr. 2 Ideální pracovní cyklus jednostupňového tepelného čerpadla [5].

Jednotlivé děje ideálního pracovního cyklu jednostupňového tepelného čerpadla jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese pracovní látky ve stavu sytého plynu.
- 2–3: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu do stavu syté kapaliny.
- 3–4: Izoentalpická expanze syté kapaliny.
- 4–1: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi pracovní látky.

Základní vztahy pro výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky a chladícího výkonu jsou:

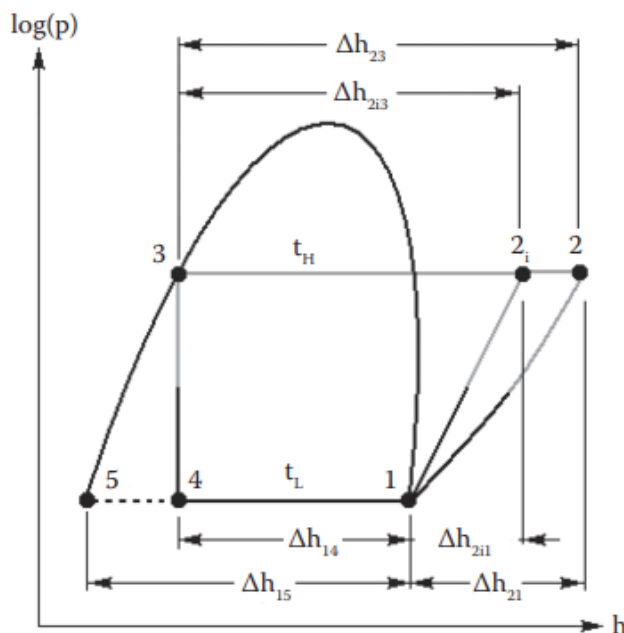
$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_3} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2)$$

V bodě 4 je paro-kapalná směs pracovní látky přivedena do výparníku. V tomto stavu při nízkém tlaku a teploty varu t_L dochází k přenosu tepla z nízkopotenciálního zdroje do pracovní látky – dochází k vypařování kapalné fáze v pracovní látce. Po úplném odpaření se pracovní látka nachází ve stavu sytého plynu, který je nasáván kompresorem, dochází k jeho izoentropickému stlačení, nárůstu entalpie, tlaku a teploty na teplotu t_H . Horký plyn je poté přiveden do kondenzátoru, kde odevzdává své teplo do ohřivaného média a kondenzuje na stav syté kapaliny. Nakonec vstupuje sytá kapalina do redukčního ventilu, kde dochází k náhlému poklesu tlaku, čímž i k částečné fázové přeměně ze syté kapaliny na paro-kapalnou směs [5].

Na Obr. 3 je potom zobrazen rozdíl průběhu ideálního a reálného cyklu. Na první pohled je zřejmý rozdíl v kompresi pracovní látky mezi body 1–2, která v reálném provozu neprobíhá izoentropicky. Dochází zde totiž k vnitřnímu tření v pracovní látce a mezi látkou a stěnami kompresoru. Dosažení požadovaného tlaku pracovní látky na výstupu kompresoru je snazší při izoentropickém ději, k němuž není třeba dodávat tolik energie. V případě reálné komprese, kde se část tlakové energie mění na tepelnou vlivem tření, je proto nutné dodání více energie, což se projeví větším rozdílem entalpií látky mezi vstupem a výstupem z kompresoru.

Další rozdíl reálného cyklu od ideálního je pokles tlaku jak ve výparníku, tak i v kondenzátoru vlivem tlakové ztráty ve výměnících tepla. Nakonec může být rozdíl v izoentropické expanzi, která je ale většinou téměř totožná s ideální.



Obr. 3 Porovnání ideálního a reálného pracovního cyklu [5].

Pro zahrnutí vlivu tření během komprese se využívá veličina tzv. izoentropická účinnost. Jedná se o podíl potřebné energie pro stlačení látky při uvažování izoentropické komprese a reálné komprese [6].

$$\eta_{\text{izoentropická}} = \frac{\text{energie dodaná do izoentropického průběhu}}{\text{energie dodaná do reálného průběhu}} \quad (3)$$

Kvalitní kompresory dosahují izoentropické účinnosti více jak 70 %. Pokles izoentropické účinnosti závisí také na kompresním poměru (poměr tlaků na výstupu a vstupu). Při vyšším kompresním poměru dochází k poklesu účinnosti a nárůstu výstupní teploty stlačeného plynu. Z toho důvodu je vhodné zavedení dvoustupňové komprese, kdy je stlačovaná látka mezi kompresory ochlazená [6].

Parametry tepelného čerpadla jsou silně závislé na fyzikálních vlastnostech pracovní látky, respektive na závislosti mezi tlakem a teplotou varu, výparným teplem, hustotou apod. Dále je důležité zahrnout účinnost reálné komprese a tlakové ztráty ve výměnících tepla. Pro správnou funkci tepelného čerpadla je nutné zajistit, aby do kompresoru nevstupovala žádná kapalná fáze a ani žádná během komprese nevznikala, jinak hrozí degradace kompresoru [5].

Důležitým údajem popisujícím provozní parametry tepelného čerpadla je tzv. topný a chladicí faktor, který je poměrem mezi energií získanou (teplo nebo chlad) a dodanou (elektrina). V případě využití jednostupňového tepelného čerpadla jako zdroje tepla je topný faktor označen jako COP_H a je vypočítán dle rovnice (4). V případě, že tepelné čerpadlo slouží pro chlazení, tak je chladicí faktor označen jako COP_C a je stanoven z rovnice (5) [5].

$$COP_H = \frac{q_H}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

$$COP_C = \frac{q_L}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

V praxi existuje celá řada technologických provedení tepelných čerpadel lišících se volbou pracovní látky, typem a počtem kompresorů, řazením výměníků tepla, sestavením potrubních tras, aplikací separačních nádob apod. V podkapitolách níže budou představeny hlavní typy tepelných čerpadel společně s jejich vlastnostmi.

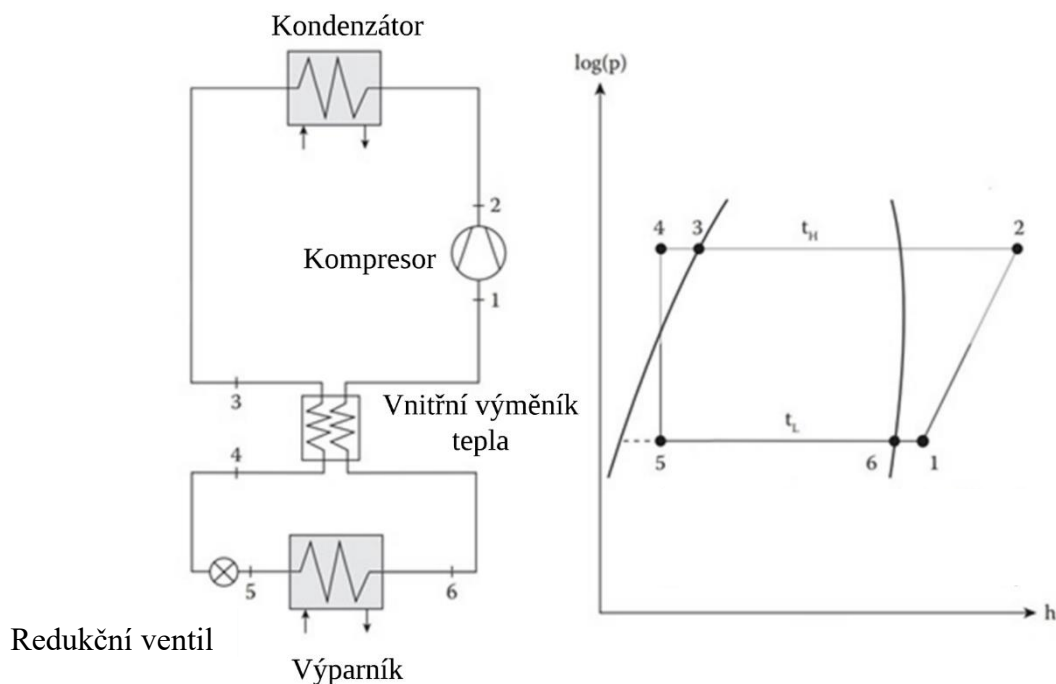
1.1 JEDNOSTUPŇOVÁ TEPELNÁ ČERPADLA

Jednostupňová tepelná čerpadla jsou jednodušším a rovněž nejpoužívanějším typem [7]. Základní typ jednostupňového tepelného čerpadla, který je zobrazen na Obr. 1 a Obr. 2, představuje nejjednodušší uspořádání, které je využíváno i k produkci syté páry do teplot až 120 [°C], která je využívána např. pro sterilizaci potravin [7]. Jednotlivé druhy jednostupňových tepelných čerpadel jsou potom modifikacemi tohoto základního cyklu. Jejich přehled je uveden v odstavcích níže. Pro snazší popis jsou všechny cykly představeny jako ideální (bez zahrnutí tření a tlakových ztrát).

Jelikož je komprese provedena pouze jedním stupněm, nelze docílit tak vysokého teplotního zdvihu se zároveň vysokým COP_H . Rozdíl teplot je mezi zdrojem odpadního tepla a požadovaným využitím menší než v případě použití dvoustupňové komprese.

1.1.1 TEPELNÉ ČERPADLO S VNITŘNÍM VÝMĚNÍKEM TEPLA

Provedení tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem je velmi podobné představenému základnímu cyklu. Technologické provedení je velmi jednoduché s minimálním počtem aparátů, což je spojeno s nižšími pořizovacími náklady v porovnání s ostatními (složitějšími) typy tepelných čerpadel. Zapojení a pracovní cyklus jsou zobrazeny na Obr. 4.



Obr. 4 Jednostupňové tepelné čerpadlo s vnitřním výměníkem tepla [5].

Jednotlivé děje pracovního cyklu jednostupňového tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem tepla jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese pracovní látky ve stavu přehřátého plynu.
- 2–3: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu do stavu syté kapaliny.
- 3–4: Izobarické ochlazení kapaliny ve vnitřním výměníku tepla.
- 4–5: Izoentalpická expanze kapaliny.

5–6: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi pracovní látky.

6–1: Izobarické přehřátí pracovní látky ve vnitřním výměníku tepla.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky, chladicího výkonu a topného faktoru pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_3} \quad (6)$$

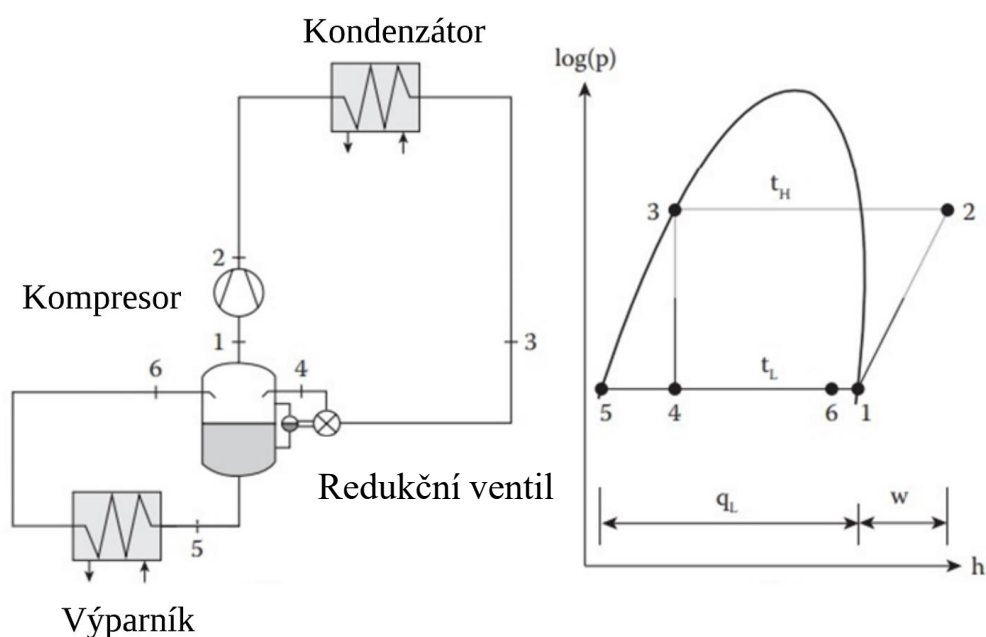
$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) \quad (7)$$

$$COP_H = \frac{q_H}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

Toto zapojení je výhodné díky přehřátí pracovní látky v plynném stavu před vstupem do kompresoru. Tím je eliminován problém kondenzace pracovní látky v kompresoru a zajištěn plynulý chod. Do vnitřního výměníku tepla je vedena pracovní látka z kondenzátoru. Zde předá část své energie, přehřeje pracovní látku před vstupem do kompresoru a pokračuje do výparníku. Tento typ zapojení je vhodný z důvodu jednoduché úpravy cyklu, a to přidáním pouze dalšího výměníku tepla.

1.1.2 TEPELNÉ ČERPADLO SE ZAPLAVENÝM VÝPARNÍKEM

Tento typ představuje další možné provedení jednostupňového cyklu s využitím nádrže k separaci kapalné a plynné fáze pracovní látky před jejím vstupem do výparníku. Princip funkce je uveden na Obr. 5.



Obr. 5 Jednostupňové tepelné čerpadlo se zaplaveným výparníkem [5].

Jednotlivé děje pracovního cyklu jednostupňového tepelného čerpadla se zaplaveným výparníkem jsou:

1–2: Izoentropická komprese pracovní látky ve stavu sytého plynu.

2–3: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu do stavu syté kapaliny.

3–4: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.

4–5: Izobarické ochlazení na sytou kapalinu.

5–6: Izobarické vypařování syté kapaliny na paro-kapalnou směs.

6–1: Izobarické ohřátí směsi v nádrži.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky, chladicího výkonu a topného faktoru pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_3} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \quad (10)$$

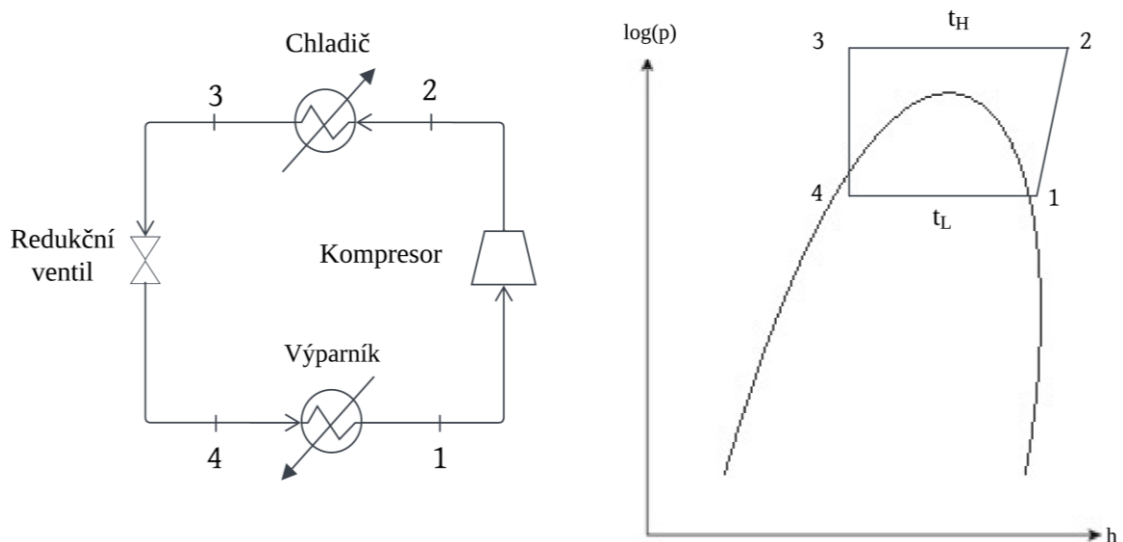
$$COP_H = \frac{q_H}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

V tomto případě je pracovní látka za redukčním ventilem vedená do separační nádrže, kde dochází k oddělení plynné a kapalné fáze pracovní látky. Díky tomu odchází látka do výparníku v kapalném stavu. Pracovní látka na výstupu z výparníku také vstupuje do separační nádrže pro odvedení unášených kapek, které se zde mohou vyskytovat. Tato úprava zvyšuje jednak chladicí efekt (rozdíl entalpií pracovní látky ve výparníku je vyšší) a také chrání čerpadlo před nasáním kapalné fáze, tedy před jeho degradací a proti případnému poškození.

1.1.3 NADKRITICKÉ TEPELNÉ ČERPADLO

Nadkritické tepelné čerpadlo se odlišuje svou pracovní oblastí v p-h diagramu. V tomto případě je pracovní látka stlačená až do nadkritické oblasti (nad kritický bod), kde jsou její vlastnosti odlišné než v oblasti podkritické (předchozí uvedené typy). V nadkritické oblasti již nedochází k rozlišení fáze látky na plynnou a kapalnou. Při chlazení nebo ohřevu látky v takovém stavu nedochází k její kondenzaci či varu.

Nejčastěji využívanou pracovní látkou je CO_2 , která je vhodná z důvodu ekologické nezávadnosti a také běžné dostupnosti. Tento typ tepelného čerpadla je uveden na Obr. 6 [8].



Obr. 6 Nadkritické jednodušňové tepelné čerpadlo.

Jednotlivé děje pracovního cyklu nadkritického jednodušňového tepelného čerpadla jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese látky na stav přehřátého plynu do nadkritické oblasti.
- 2–3: Izobarické ochlazení plynu v chladiči bez změny fáze.
- 3–4: Izoentalpická expanze na paro-kapalnou směs.
- 4–1: Izobarické vypařování pracovní látky v podkritické oblasti.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky, chladicího výkonu a topného faktoru pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_3} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (13)$$

$$COP_H = \frac{q_H}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

Hlavní odlišností tohoto nadkritického cyklu oproti podkritickým je, že pracovní látka odevzdává své teplo bez změny fáze v nadkritické oblasti. Proto se v Obr. 6 vyskytuje nikoliv kondenzátor, ale chladič pracovní látky.

Jelikož se v nadkritické oblasti mění vlastnosti pracovní látky, tak přímo s tím dochází i k odlišnostem v základních parametrech takto koncipovaného tepelného čerpadla. Jedná se zejména o velkou změnu teploty pracovní látky při odvádění tepla, nezávislost teploty na tlaku (což umožňuje přizpůsobit cyklus dané aplikaci a provozním podmínkám), vypařovací teplota pracovní látky má menší vliv na velikost COP_H [8].

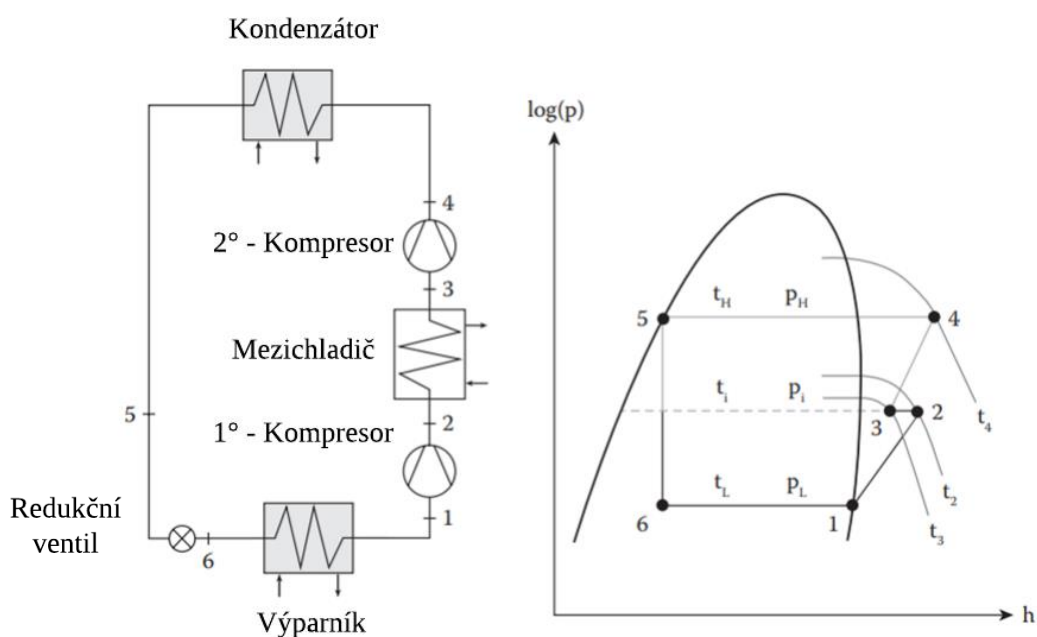
Na druhou stranu je nutné pracovní látku stlačit na velmi vysoké provozní tlaky (desítky MPa), což vede k vyšším pořizovacím nákladům. Nadkritické tepelné čerpadlo může být rovněž upraveno různými modifikacemi (využití vnitřního výměníku tepla, mezichladiče, ejektorů apod.). Může se ale aplikovat i do dvoustupňové komprese nebo kaskádového zapojení (bude představeno níže), jak ukazuje článek [9]. Velké využití tohoto typu se uplatnilo v Japonsku k ohřevu vody pro domácí, ale i průmyslové účely [8].

1.2 DVOUSTUPŇOVÁ TEPELNÁ ČERPADLA

Jak již z názvu vyplývá, u těchto typů čerpadel je pracovní látka stlačována ve dvou stupních pomocí dvou kompresorů – nízkotlakého a vysokotlakého. Díky tomu je možné zvýšit celkový kompresní poměr, tím i teplotní zdvih, který je větší oproti tepelným čerpadlům s jednostupňovou kompresí, která byla představena v kapitole 1.1. U dvoustupňových tepelných čerpadel dále existuje více variant technologických řešení, která se vzájemně liší řadou parametrů, například trasami proudění pracovní látky, způsobem chlazení pracovní látky mezi kompresory pro snížení elektrické spotřeby kompresorů nebo naopak jejím ohřevem pro zamezení vniku kapalně fáze do nízkotlakého kompresoru V odstavcích níže jsou jednotlivé základní druhy představeny.

1.2.1 TEPELNÉ ČERPADLO S MEZICHLADIČEM

Tato varianta je základní aplikací dvoustupňové komprese. Princip funkce společně s pracovním cyklem je představen na Obr. 7.



Obr. 7 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s mezichladičem [5].

Jednotlivé děje pracovního cyklu dvoustupňového tepelného čerpadla s mezichladičem jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese pracovní látky ve stavu sytého plynu v prvním stupni.
- 2–3: Izobarické ochlazení přehřátého plynu v mezichladiči.
- 3–4: Izoentropická komprese přehřátého plynu ve druhém stupni.
- 4–5: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu na stav syté kapaliny.
- 5–6: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.
- 6–1: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi na stav sytého plynu.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky, chladicího výkonu, topného faktoru a dělicího tlaku pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_4 - h_5} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (16)$$

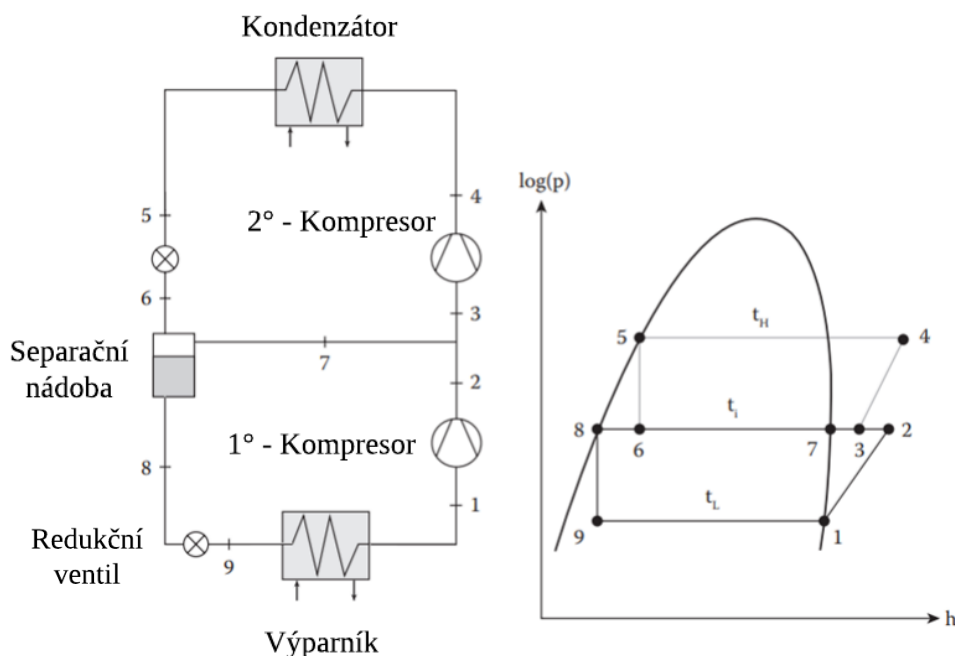
$$COP_H = \frac{q_H}{w_L + w_H} = \frac{h_4 - h_5}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (17)$$

$$p_i = \sqrt{p_H \cdot p_L} \quad (18)$$

Kromě druhého kompresoru se zde navíc nachází mezichladič, který přehřátý plyn izobaricky vychladí na nižší teplotu, díky čemuž se sníží objemový průtok pracovní látky do vysokotlakého kompresoru, čímž se sníží energetická náročnost druhého stupně komprese. Cyklus je jinak prakticky totožný s jednostupňovým tepelným čerpadlem, pouze pracuje s vyšším kompresním poměrem pracovní látky [5]. Nevýhodou tohoto provedení tepelného čerpadla je nutnost dodávky chladicího média do mezichladiče, což se projevuje na zvýšení provozních i pořizovacích nákladů. Další nárůst pořizovacích nákladů je spojen s aplikací druhého kompresoru.

1.2.2 TEPELNÉ ČERPADLO SE SEPARAČNÍ NÁDOBOU

Funkce tohoto typu tepelného čerpadla je uvedena na Obr. 8. V tomto případě je cyklus upraven aplikací separační nádoby, což je jednoduchá nádoba obdobného provedení jako u tepelného čerpadla představeného v kapitole 1.1.2.



Obr. 8 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s mžikovým mezichladičem [5].

Jednotlivé děje pracovního cyklu dvoustupňového tepelného čerpadla se separační nádobou jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese sytého plynu nízkotlakým kompresorem.
- 2–3: Izobarické smíchání sytého plynu ze separační nádoby s přehřátým plynem z nízkotlakého kompresoru.
- 3–4: Izoentropická komprese přehřátého plynu ve vysokotlakém kompresoru.
- 4–5: Izobarické ochlazení a kondenzace na stav syté kapaliny.
- 5–6: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.
- 6–7: Oddělení sytého plynu ze směsi v separační nádobě.
- 6–8: Oddělení syté kapaliny ze směsi v separační nádobě.
- 8–9: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.
- 9–1: Izobarické vypařování směsi na stav sytého plynu.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky (kondenzátorem a výparníkem), chladicího výkonu, topného faktoru a dělicího tlaku pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m}_H = \frac{\dot{Q}_H}{h_4 - h_5} \quad (19)$$

Při známém průtoku pracovní látky kondenzátorem lze poté z energetické bilance separační nádoby vyjádřit průtok pracovní látky výparníkem:

$$\dot{m}_L = \frac{h_7 - h_6}{h_7 - h_8} \cdot \dot{m}_H \quad (20)$$

$$COP_H = \frac{Q_H}{W_L + W_H} = \frac{\dot{m}_H \cdot (h_4 - h_5)}{\dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_H \cdot (h_4 - h_3)} \quad (21)$$

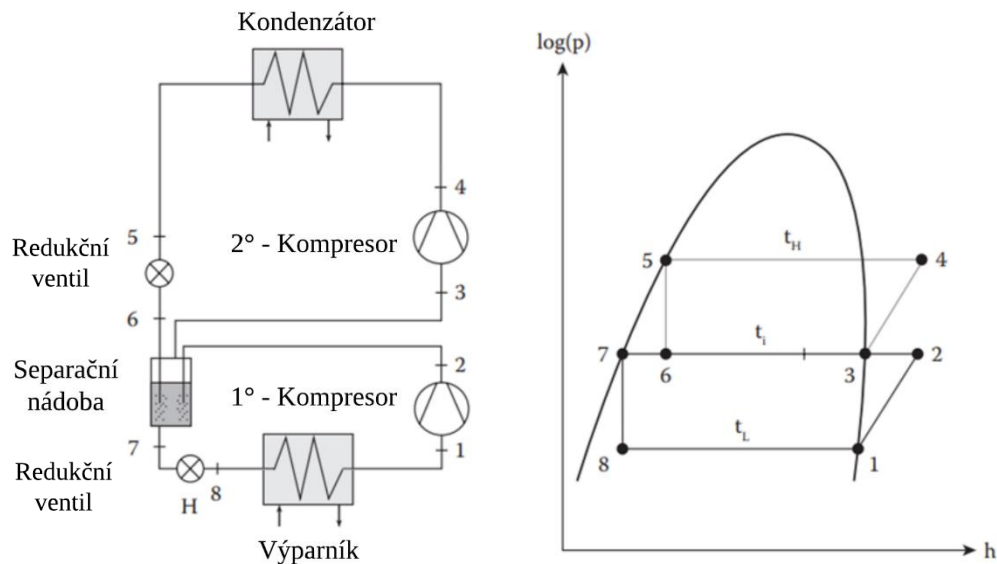
$$p_i = \sqrt{p_H \cdot p_L} \quad (22)$$

Oproti technologické koncepci tepelného čerpadla představené v předchozí podkapitole 1.2.1 je při využití separační nádoby zapotřebí aplikace dvou expanzních ventilů místo jednoho. Výhoda této varianty spočívá ve chlazení pracovního plynu vycházejícího z nízkotlakého kompresoru smícháním s plynou fází vystupující ze separační nádoby, tedy jedná se o chlazení bez nutnosti přívodu externího chladicího média.

Dále aplikace separační nádoby v kombinaci se dvěma stupni expanze umožňuje zvýšení chladicího efektu pracovní látky ve výparníku, což je patrné při porovnání pozice bodu 6 z Obr. 7 a bodu 9 z Obr. 8, kdy bod 9 odpovídá většímu podílu kapalné fáze v paro-kapalné směsi pracovní látky [5].

1.2.3 TEPELNÉ ČERPADLO S OTEVŘENÝM MEZICHLADIČEM

Stejně jako tepelné čerpadlo se separační nádobou, tak je i typ tepelného čerpadla s otevřeným mezichladičem postaven na aplikaci dvou expanzních ventilů, separační nádoby (otevřeného mezichladiče) a na promísení přehřátého plynu vycházejícího z nízkotlakého kompresoru s pracovní látkou po expanzi na výstupu z kondenzátoru. Rozdíl spočívá v místě promísení těchto látek, které je přímo v separační nádobě. Funkce tohoto typu tepelného čerpadla je uvedena na Obr. 9.



Obr. 9 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s otevřeným mezichladičem [5].

Jednotlivé děje pracovního cyklu dvoustupňového tepelného čerpadla s otevřeným mezichladičem jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese sytého plynu v nízkotlakém kompresoru.
- 2–3: Izobarické ochlazení přehřátého plynu v mezichladiči na sytý plyn.
- 3–4: Izoentropická komprese sytého plynu ve vysokotlakém kompresoru.
- 4–5: Izobarické ochlazení a kondenzace na stav syté kapaliny.
- 5–6: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.
- 6–3: Oddělení sytého plynu ze separační nádrže.
- 6–7: Oddělení syté kapaliny ze separační nádrže.
- 7–8: Izoentalpická expanze syté kapaliny na paro-kapalnou směs.
- 8–1: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi na sytý plyn.

Výpočet hmotnostního průtoku pracovní látky (kondenzátorem a výparníkem), chladícího výkonu, topného faktoru a dělicího tlaku pro tento cyklus vychází z následujících vztahů:

$$\dot{m}_H = \frac{\dot{Q}_H}{h_4 - h_5} \quad (23)$$

Při známém průtoku pracovní látky kondenzátorem lze poté z energetické bilance separační nádoby vyjádřit průtok pracovní látky výparníkem:

$$\dot{m}_L = \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_7} \cdot \dot{m}_H \quad (24)$$

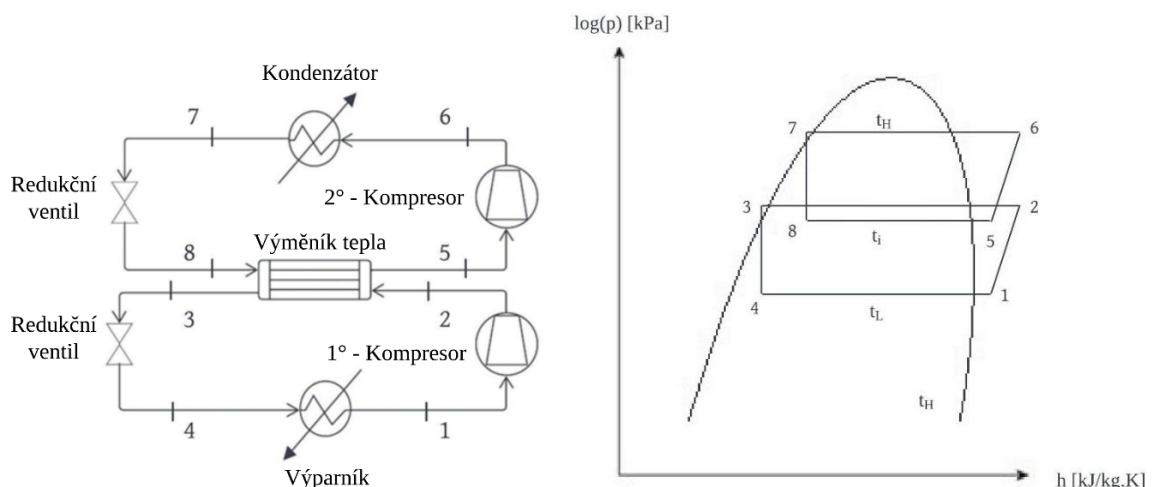
$$COP_H = \frac{Q_H}{W_L + W_H} = \frac{\dot{m}_H \cdot (h_4 - h_5)}{\dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_H \cdot (h_4 - h_3)} \quad (25)$$

$$p_i = \sqrt{p_H \cdot p_L} \quad (26)$$

Přivedením přehřátého plynu z nízkotlakého kompresoru do kapalné fáze v separační nádobě dojde k jejich vzájemnému předání tepla. Přehřátý plyn se tak ochladí na stav sytého plynu a část syté kapaliny se odpaří. Následně je ze separační nádoby (otevřeného mezichladiče) plyn odveden v sytém stavu do vysokotlakého kompresoru. V porovnání s tepelným čerpadlem se separační nádobou je tak objemový průtok na vstupu do vysokotlakého kompresoru nižší, čímž se snižuje i jeho elektrická spotřeba. Na druhou stranu se ale v sytém plynu mohou vyskytovat kapičky kapalné fáze v důsledku ochlazení na trase proudění do vysokotlakého kompresoru [5].

1.2.4 KASKÁDOVÉ DVOUSTUPŇOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

Jako poslední je zde uvedeno kaskádové dvoustupňové tepelné čerpadlo. Prakticky se jedná o propojení dvou nebo i více jednostupňových čerpadel, kdy je mezichladič nahrazen výměníkem tepla. V případě propojení dvou čerpadel je cyklus rozdělen na dva okruhy, a to nízkoteplotní (dolní) a vysokoteplotní (horní). V každém okruhu lze využít odlišných pracovních látek, které jsou svými vlastnostmi vhodné pro danou teplotní oblast. Tento typ tepelného čerpadla je uveden na Obr. 10 [9].



Obr. 10 Kaskádové tepelné čerpadlo s dvěma okruhy

Jednotlivé děje kaskádového tepelného čerpadla se dvěma okruhy jsou:

- 1–2: Izoentropická komprese přehřátého plynu v nízkoteplotním okruhu.
- 2–3: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu ve výměníku tepla.
- 3–4: Izoentalpická expanze kapaliny na para-kapalnou směs.
- 4–1: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi na stav přehřátého plynu.
- 5–6: Izoentropická komprese přehřátého plynu ve vysokoteplotním okruhu.
- 6–7: Izobarické ochlazení a kondenzace přehřátého plynu.
- 7–8: Izoentalpická expanze kapaliny na para-kapalnou směs.
- 8–5: Izobarické vypařování paro-kapalné směsi na stav syté kapaliny.

Základní výpočty kaskádového tepelného čerpadla vychází z následujících vztahů [10]:

$$T_i = \frac{T_H + T_L}{2} \quad (27)$$

$$\dot{m}_H = \frac{\dot{Q}_H}{h_6 - h_7} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_H \cdot (h_5 - h_8) \quad (29)$$

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{Q}_i}{h_2 - h_3} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot (h_1 - h_4) \quad (31)$$

$$COP_H = \frac{Q_H}{W_L + W_H} = \frac{\dot{m}_H \cdot (h_6 - h_7)}{\dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_H \cdot (h_6 - h_5)} \quad (32)$$

Technologicky je tento cyklus podobný jako v předchozích případech. Rozdíl je zde v potřebné teplotní diferenci mezi oběma okruhy pro zajištění teplotního spádu ve výměníku tepla. Obecně je tento cyklus vhodný, tak jako v předešlých dvoustupňových uspořádáních, pro velké teplotní rozdíly. Výhodou je ale využití různých pracovních látek, kdy lze zvolit vhodnou pracovní látku pro dané teploty, čímž dosáhnout i efektivního provozu. Nevýhodou je nutnost použití dalšího výměníku tepla s dostatečnou teplosměnnou plochou [9].

SHRNUTÍ

V předchozích podkapitolách 1.1 a 1.2 byly představeny základní typy jednostupňových a dvoustupňových tepelných čerpadel. Použití dvoustupňové komprese je vhodné v případě, kdy je nutné docílit velkého teplotního zdvihu, tedy vysokého rozdílu teplot mezi zdrojem odpadního tepla a požadovaným využitím. Naopak aplikací tepelného čerpadla s jednostupňovou kompresí lze docílit nižších investičních nákladů, kdy pro běh cyklu stačí pouze jeden kompresor.

Existuje řada dalších variant zapojení tepelných čerpadel uzpůsobených konkrétním aplikacím. V literatuře je k dispozici přehled dalších typů [9].

Při návrhu a volbě vhodné technologické koncepce tepelných čerpadel je důležité dbát na dodržení provozních parametrů důležitých pro zajištění dlouhé životnosti zařízení (např. zamezení vniku či tvorby kapalné fáze v kompresoru). Dále je důležité volit technologická provedení s ohledem na návratnost investice, kdy jsou jednostupňová tepelná čerpadla levnější, ale nedosahují tak vysokého COP_H jako dražší dvoustupňová tepelná čerpadla.

1.3 PRACOVNÍ LÁTKY

Fyzikální vlastnosti vybrané pracovní látky v oběhu tepelného čerpadla mají velký vliv na rozsah jeho použití. Různým teplotním a tlakovým rozsahům odpovídají různé pracovní látky.

Historicky první látky využívané v chladicích zařízeních byly oxid uhličitý a amoniak. Ani jedna z nich nebyla tehdy příliš vhodná. Amoniak byl nežádoucí z důvodu jeho toxicity, naopak oxid uhličitý bylo nutné stlačit na velmi vysoké tlaky. Revoluce přišla ve třicátých letech, kdy byly vyvinuty plně halogenované (chlor-fluorované) uhlovodíky „CFC“ (tzv. freony), později částečně halogenované uhlovodíky „HCFC“. Díky jejich nehořlavosti, nízké toxicitě a vhodným vlastnostem do chladicích zařízení se rychle rozšířily. Časem se ale ukázalo, že chlór obsažený v těchto látkách má nežádoucí dopady na ozonovou vrstvu. Z toho důvodu byl v roce 1987 zaveden „Montrealský protokol“ (ochrana ozonové vrstvy). Následkem toho byly v devadesátých letech vyvinuty látky bez použití chlóru, a to fluorované uhlovodíky „HFC“. Tyto látky jsou ale silné skleníkové plyny a mají vliv na globální oteplování. A tak byl v roce 1997 zaveden „Kjótský protokol“ (snižování emisí skleníkových plynů) [6].

Negativní vliv látek typu CFC a HCFC na životní prostředí vedl v roce 2014 k jejich úplnému zakázání. Aktuálně jsou dále regulovány a vyřazovány i látky typu HFC. Cílem tzv. nařízení o F-plynech (fluorovaných plynech) je snížit do roku 2030 emise F-plynů o dvě třetiny oproti roku 2010, a to zlepšením těsnosti zařízení, podporou používání ekologičtějších alternativ k F-plynům a omezením prodeje HFC chladiv na trhu EU [6, 11].

Aktuálně jsou novou (čtvrtou) generací fluorované olefiny „HFO“ a „HCFO“. Změnou molekulární struktury bylo docíleno daleko příznivějších ekologických, ale i energetických vlastností [12]. Přestože jsou rovněž fluorované, do nařízení o F-plynech z důvodu jejich daleko menší závadnosti nespádají. Další alternativní možností je použití přírodních chladiv jako propan, butan, amoniak, oxid uhličitý apod. Souhrnný přehled pracovních je uveden látek v Tab. 1 včetně těchto základních vlastností [7]:

- dopadu látky na globální oteplování (GWP – Global Warming potential, vztaženo k $CO_2 = 1,0$ s časovým horizontem 100 let), tedy potenciál látky zvýšit teplotu klimatu v poměru k potenciálu oxidu uhličitého (CO_2),
- dopadu látky na úbytek ozonové vrstvy (ODP – Ozone Depletion Potential, vztaženo k $R11 = 1,0$), tedy potenciál látky k ničení ozonu v poměru k potenciálu R11,
- kritických hodnot tlaku a teploty (T_c a p_c),
- bezpečnostní klasifikace (SG – Safety group classification, dle DIN EN 378), třída A1 – žádné šíření plamene, třída A2 – nižší hořlavost, podtřída A2L – nižší hořlavost s maximální rychlostí hoření do $10 \left[\frac{cm}{s} \right]$, A3 – vyšší hořlavost. Při označení písmenem B (místo A) je prokázána toxicita při koncentracích nižších než $400 [ppm]$. Hořlavost je stanovena při teplotě $60 [^{\circ}C]$ a tlaku $101,3 [kPa]$ [13].
- bodu varu pro tlak $101,3 [kPa]$ (NBP – Normal Boiling Point),
- molární hmotnosti (M),
- přibližné relativní ceny látky vztažené na cenu $CO_2 \frac{9 EUR}{kg CO_2}$ (platné k 2017).

Tab. 1 Seznam pracovních látek [7]

TYP	CHLADIVO	NÁZEV	VZOREC	T _c [°C]	p _c [bar]	ODP [-]	GWP [-]	SG	NBP	M [g/mol]	Relativní cena [-]	
CFC	R113	1,1,2-Trichloro-1,2,2-trifluoroethane	CCl ₂ FCFClF ₂	214.0	33.9	0.85	5'820	A1	47.6	187.4	Zakázané na základě Montrealského protokolu	
	R114	1,2-Trichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	145.7	32.6	0.58	8'590	A1	3.8	170.9		
HCFC	R123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	C ₂ HCl ₂ F ₃	183.7	36.6	0.03	79	B1	27.8	152.9		
	R21	Dichlorofluoromethane	CHCl ₂ F	178.5	51.7	0.04	148	B1	8.9	102.9		
	R142b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	CH ₃ CCl ₂ F	137.1	40.6	0.065	782	A2	-10.0	100.5		
	R124	1-Chloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane	C ₂ HClF ₄	126.7	37.2	0.03	527	A1	-12.0	136.5		
HFC	R365mfc ^{a*}	1,1,1,3,3,3-Pentafluorobutane	CF ₃ CH ₂ CF ₂ CH ₃	186.9	32.7	0	804	A2	40.2	148.1		8.9
	SES36 ^b	R365mfc/perfluoro-polyether	R365mfc/PFPE (65/35)	177.6	28.5	0	3'126 ^c	A2	35.6	184.5		10.5
	R245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	CHF ₂ CF ₂ CH ₂ F	174.4	39.3	0	716	n.a	25.1	134.0		n.a.
	R245fa ^{a*}	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	154.0	36.5	0	858	B1	14.9	134.0		6.6
	R236fa	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	CF ₃ CH ₂ CF ₃	124.9	32.0	0	8'060	A1	-1.4	152.0		10.2
	R152a	1,1-Difluoroethane	CH ₃ CHF ₂	113.3	45.2	0	138	A2	-24.0	66.1	n.a.	
	R227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	CF ₃ CHFCF ₃	101.8	29.3	0	3'350	A1	-15.6	170.0	6.9	
	R134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	CH ₂ FCF ₃	101.1	40.6	0	1'300	A1	-26.1	102.0	1.2	
R410A	R32/R125 (50/50 mixture)	CH ₂ F ₂ /CHF ₂ CF ₃	72.6	49.0	0	2'088	A1	-51.5	72.6	2.9		
HFO	R1336mzz(Z) ^{a*}	1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene	CF ₃ CH=CHCF ₃ (Z)	171.3	29.0	0	2	A1	33.4	164.1	n.a.	
	R1234ze(Z) [*]	cis-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF ₃ CH=CHF(Z)	150.1	35.3	0	<1	A2L ¹	9.8	114.0	n.a.	
	R1336mzz(E) ^a	trans-1,1,1,4,4,4,-Hexafluoro-2-butene	CF ₃ CH=CHCF ₃ (E)	137.7	31.5	0	18	A1	7.5	164.1	n.a.	
	R1234ze(E)	trans-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF ₃ CH=CHF(E)	109.4	36.4	0	<1	A2L	-19.0	114.0	5.6	
	R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF ₃ CF=CH ₂	94.7	33.8	0	<1	A2L	-29.5	114.0	13.8	
HCFO	R1233zd(E) ^{a*}	1-chloro-3,3,3-Trifluoro-propene	CF ₃ CH=CHCl(E)	166.5	36.2	0.00034	1	A1	18.0	130.5	6.3	
	R1224yd(Z) ^{a*}	1-chloro-2,3,3,3-Tetrafluoro-propene	CF ₃ CF=CHCl(Z)	155.5	33.3	0.00012	<1	A1	14.0	148.5	n.a.	
HC	R601*	Pentane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₂ CH ₃	196.6	33.7	0	5	A3	36.1	72.2	4.9	
	R600*	Butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	152.0	38.0	0	4	A3	-0.5	58.1	1.8	
	R600a	Isobutane	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	134.7	36.3	0	3	A3	-11.8	58.1	1.0	
	R290	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	96.7	42.5	0	3	A3	-42.1	44.1	1.1	
	R1270	Propene	CH ₃ CH=CH ₂	91.1	45.6	0	2	A3	-47.6	42.1	1.0	
CF6	Novac 649 ^{a*}	Dodecafluoro-2-methyl-3-pentanone	CF ₃ CF ₂ C(O)CF(CF ₃) ₂	168.7	18.8	0	<1	n.a.	49.0	316.0	6.8	
Ether	E170	Dimethyl ether	CH ₃ OCH ₃	127.2	53.4	0	1	A3	-24.8	46.1	39.0	
Natural	R718	Water	H ₂ O	373.9	220.6	0	0	A1	100.0	18.0	5.6 ^k	
	R717	Ammonia	NH ₃	132.3	113.3	0	0	B2L	-33.3	17.0	27	

1.4 KOMPONENTY TEPELNÝCH ČERPADEL

V předchozí kapitole byla představena řada typů tepelných čerpadel. Všechny typy se ale skládají ze stejných základních komponent – kompresorů, výměníků tepla a expanzních ventilů. Protože cílem práce je návrh konkrétního tepelného čerpadla, k čemuž je nutná znalost parametrů dílčích zařízení, tak v této části budou představeny výsledky jejich řešení. Správný návrh dílčích komponent tepelného čerpadla je stejně důležitý pro dosažení dobrých provozních parametrů jako volba vhodného technologického uspořádání.

1.4.1 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou důležité k zajištění přenosu energie mezi médii. Navržené výměníky musí splňovat zadané parametry, jako je například dosažení zadaného tepelného výkonu, odpaření veškeré kapalně fáze pracovní látky ve výparníku či naopak úplná kondenzace v kondenzátoru. Výměníky musí být dále vhodně navrženy pro konkrétní aplikace s ohledem na provozní prostředí. Například při využití odpadního tepla ze silně zanášivého média (například z odpadních kalů apod.) je nutné stanovit geometrii výměníku odolnou k povrchovému zanesení nebo až k ucpání průtočných kanálů. Stejně je tomu v případě chemicky agresivních médií, kdy je třeba volit výměníky z chemicky odolných materiálů.

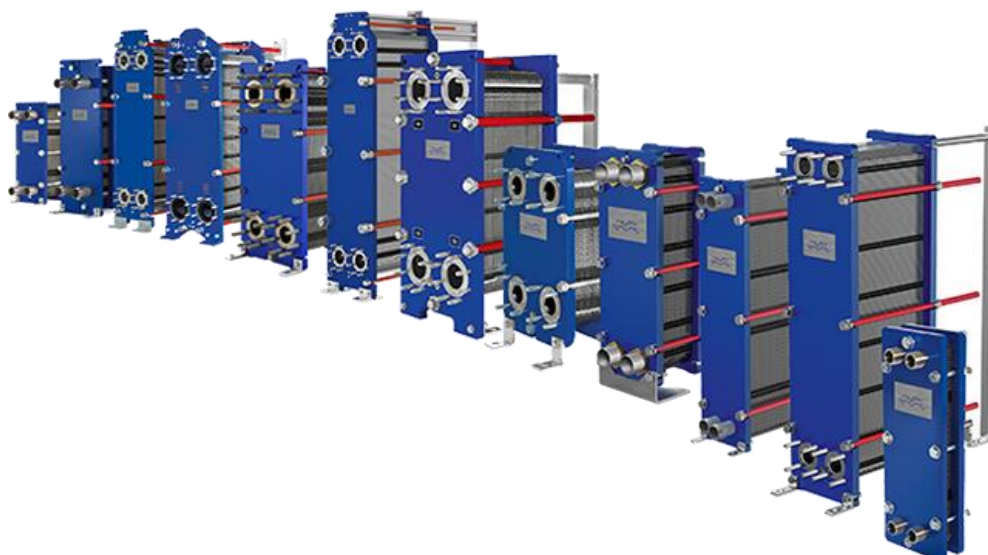
Výměníky vhodné pro aplikaci v tepelných čerpadel jsou zejména: Deskové výměníky tepla s profilovanými deskami (těsněné, svařované nebo pájené), Trubkové výměníky tepla typu trubka v trubce, Trubkové výměníky tepla se segmentovými přepážkami (známé jako Shell and Tube) a Trubkové výměníky chlazené vzduchem [6].

Deskový výměník tepla s profilovanými deskami

Tento typ výměníku je vhodný především pro nezanášivé látky a pro aplikace se změnou fáze. Zapojení může být jak souprůdé, tak protiprůdé. Ve speciálních aplikacích může být zapojení i křížové (tzv. Compabloc). Provedení tohoto typu je více a ovlivňuje zejména rozsah jeho použití a možnost čištění. Jedná se jmenovitě o [14]:

- těsněné provedení,
- pájené provedení a
- svařované provedení.

Příklad deskových výměníku v těsněném provedení je zobrazen na Obr. 11.



Obr. 11 Deskový výměník tepla – těsněné provedení [15].

Ze zmíněných deskových výměníků má těsněný deskový výměník nejvíce omezen rozsah provozních parametrů, kdy vhodná provozní teplota je do $175\text{ }^{\circ}\text{C}$ a provozní tlak nepřesahující $2,5\text{ MPa}$. Mezi hlavní výhody patří vysoký součinitel přestupu tepla, velká plocha výměny tepla v malém zastavěném prostoru, jednoduchá konstrukce a možnost přidání či odebrání desek (snížení a zvýšení teplosměnné plochy v návaznosti na provozní změny procesu). Na druhou stranu nevýhodami jsou relativně nízké provozní teploty a tlaky v porovnání s ostatními představenými deskovými výměníky. Důležité je zmínit i následnou údržbu, kdy je po určité době provozu nutná výměna těsnění, které se může zásadně projevit v provozních nákladech [14].

Možností, jak docílit vyšších provozních teplot a tlaků, je použití svařovaného nebo pájeného deskového výměníku, viz Obr. 12.

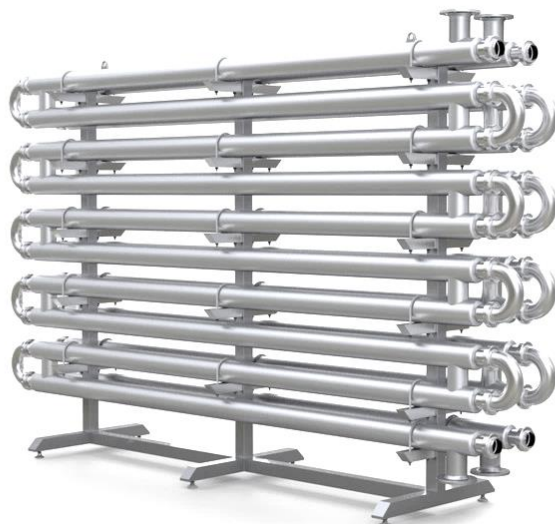


Obr. 12 Pájený (vlevo) a svařovaný deskový výměník tepla (vpravo). [15]

Provozní tlaky pájených výměníků tepla jsou do 3 MPa a svařovaných až do 4 MPa (záleží na konkrétním výrobci, kdy v katalogových podkladech se uvádí až 6 MPa u svařovaných výměníků [16]). Svařované provedení je spojeno s vyššími pořizovacími náklady než pájené provedení. Díky svaření nebo spájení desek k sobě je zaručena těsnost výměníku. Tyto výměníky jsou ale nerozebíratelné, tudíž je nelze nijak dále upravovat a mechanické čištění je nemožné [14].

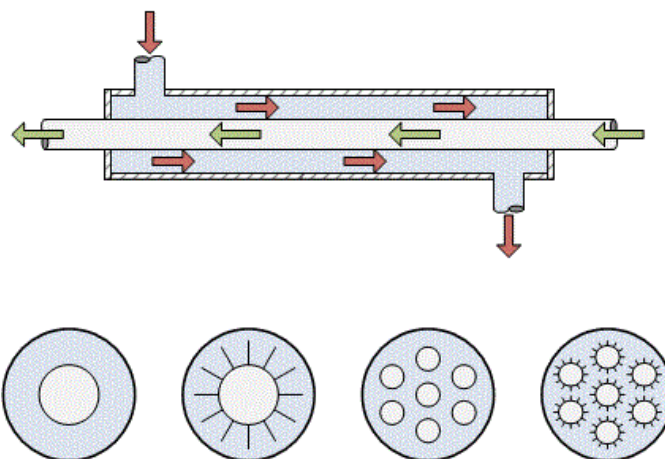
Trubkový výměník tepla typu trubka v trubce

Výměníky typu Trubka v trubce jsou výhodné díky své rozměrové variabilitě. Omezení při návrhu jsou prakticky dána pouze volbou normalizovaných trubek. Ostatní parametry jako délka potrubí, počet trubek nebo uspořádání lze libovolně volit v rámci tepelně-hydraulického návrhu s ohledem na rozměrové limity pro umístění do konkrétního provozu. Navíc díky široké dostupnosti různých materiálů je možné aplikovat tento výměník do různých provozů (energetika, potravinářský a chemický průmysl, farmacie apod.). Zásadní u tohoto typu výměníku je, že je díky své robustnosti aplikovatelný pro velmi široké rozmezí pracovních tlaků a teplot. V porovnání s deskovými výměníky jsou výměníky typu trubka v trubce málo kompaktní (nízký poměr teplosměnné plochy na objem výměníku), proto je jejich aplikace vhodná zejména pro nízké tepelné výkony (desítky až stovky kW). V praxi je využíváno jak souproudé, tak protiproudé zapojení, kdy protiproudé zapojení je výhodné z hlediska maximalizace přenosu tepla na danou teplosměnnou plochu a souproudé zapojení je vhodné pro případy, kdy látka je citlivá na překročení určité teploty. Výměník typu trubka v trubce je zobrazen na Obr. 13 [17].



Obr. 13 Výměník typu trubka v trubce [18].

Jak je z obrázku výše patrné, výměník je možné zapojit paralelně vedle sebe či sériově za sebe. Při návrhu tohoto výměníku je důležité počítat s teplotními dilatacemi a případně je kompenzovat. Další možností, jak zvětšit teplosměnnou plochu, je použít více vnitřních trubek. Nebo v případě, kdy nehrozí riziko zanesení teplosměnné plochy proudící látkou, je možné proces výměny tepla intenzifikovat pomocí žebrování. Díky tomu je pak možné zmenšit celkové rozměry výměníku. Schéma výměníku typu trubka v trubce v různých provedeních v návaznosti na počtu trubek nebo aplikaci žebrování je zobrazeno na Obr. 14.



Obr. 14 Zobrazení proudění a typů provedení vnitřních trubek [19].

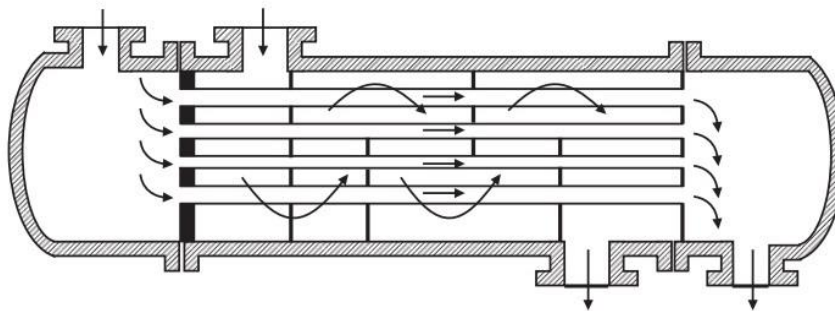
Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami

Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami je jedním z nejpoužívanějších výměníků v procesních aplikacích. Výhodné je, že lze docílit středních až vysokých výkonů (stovky kW až jednotky MW), a to pro široké rozmezí provozních tlaků (až do $30,7 MPa$) a teplot (-200 až $600\text{ }^{\circ}C$). U tohoto typu lze rovněž využít různých materiálů a je tedy vhodný do náročných provozů. Celkově je tento typ výměníku tepla velmi robustní a spolehlivý, což se však projevuje v jeho pořizovací ceně. Trubkový výměník se segmentovými přepážkami je zobrazen na Obr. 15 [17].



Obr. 15 Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami [20].

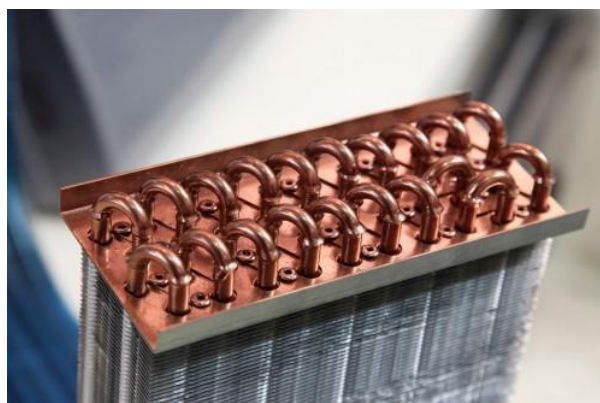
Oproti výměníku typu trubka v trubce se trubkový výměník se segmentovými přepážkami odlišuje zejména charakterem proudění v mezitrubkovém (plášťovém) prostoru. Zatímco ve výměníku typu trubka v trubce je látka vedena v podélném směru s trubkami, tak ve výměníku Shell and Tube je proudící látka pomocí segmentových přepážek vedena v příčném směru k ploše trubek, díky čemuž je dosaženo zvýšení koeficientu přestupu tepla. Zobrazení průběhu proudění je na Obr. 16.



Obr. 16 Charakter proudění výměníku se segmentovými přepážkami [21].

Trubkový výměníky bez přepážek

Tento typ výměníku je často aplikován například ve vzduchových chladičích v domácích tepelných čerpadlech. Pracovní látka proudí v trubkovém prostoru a z vnější strany je ovívána vzduchem nebo jiným plynným proudem. Využívá se buď jako venkovní výparník (odebrané teplo z okolního vzduchu vypařuje přiváděnou pracovní látku), nebo pro vnitřní jednotky k ohřevu vzduchu (kondenzátor). Jedná se o jednoduchou konstrukci s použitím materiálu trubek, jako je nerezová ocel, měď nebo hliník, které jsou dobrými vodiči tepla. Provozní teploty jsou typicky -20 až 50 $^{\circ}\text{C}$ a tlaky v řádu $[\text{MPa}]$ [22]. Tento typ výměníku je uveden na Obr. 17.



Obr. 17 Trubkový výměník tepla chlazený vzduchem [23].

Kvůli limitujícím provozním parametrům nelze tento typ výměníku tepla využít pro vysoko teplotní aplikace.

SHRNUTÍ

Výměníky tepla jsou klíčovou součástí tepelných čerpadel a tvoří také nezanedbatelnou část investičních nákladů na pořízení této technologie. Jejich výběr a návrh se odvíjí od konkrétní aplikace a druhu médií pro výměnu tepla, tedy zda se jedná o získávání tepla z plyných nebo kapalných médií, zda dochází ke změně fáze apod.

V Tab. 2 je shrnut přehled představených výměníků tepla běžně využívaných pro tepelná čerpadla a přehled jejich základních provozních parametrů.

Tab. 2 Shrnutí vlastností uvedených výměníků tepla [16, 17, 24–26]

Typ výměníku	Běžný rozsah tepelného výkonu	Maximální provozní tlak	Teplotní rozsah	Limitace pro pracovní látky	Teplosměnná plocha	Další vlastnosti
Deskové výměníky tepla těsněné	desítky kW až jednotky MW	1,6 MPa (možnost až 2,5 MPa, podle teploty)	-25 až 175 °C (-40 až 200 °C s použitím speciálních těsnění)	Závislé na těsnění	1 až 3000 m ²	Využití jako skládaných modulů, návrhově a provozně flexibilní, rozebíratelný
Deskové výměníky tepla svařované	jednotky až stovky kW	6 MPa	-100 až 300 °C	Závislé jen na volbě materiálů	1 až 840 m ²	Nerozebíratelný
Deskové výměníky tepla pájené	jednotky až stovky kW	3 MPa	-160 až 225 °C	Závislé jen na volbě materiálů	2 až 500 m ²	Nerozebíratelný
Trubkové výměníky „Trubka v trubce“ (včetně žebrování)	desítky až stovky kW	30,7 MPa (v plášti) 140 MPa (v trubkách)	-100 až 600 °C	Závislé jen na volbě materiálů	0,25 až 20 m ²	Využití jako skládaných modulů, návrhově flexibilní
Trubkové výměníky se segmentovými přepážkami „Shell and Tube“	stovky kW až jednotky MW	30,7 MPa	-200 až 600 °C	Závislé jen na volbě materiálů	10 až 1000 m ²	Robustní a návrhově flexibilní
Trubkové výměníky chlazené vzduchem	jednotky až desítky kW	jednotky MPa	-20 až 50 °C	Závislé jen na volbě materiálů	jednotky m ²	Domácí tepelná čerpadla

1.4.2 KOMPRESORY

Kompresory jsou klíčovými komponenty v technologii tepelných čerpadel. Zajišťují chod celého systému, kdy je jejich prostřednictvím stlačována pracovní látka, čímž dochází k „přečerpání“ tepla na vyšší teplotní úroveň, jak bylo blíže popsáno v kapitolách 1.1 a 1.2. Pro pohon kompresorů je nutno dodávat energii (typicky ve formě elektřiny), což tvoří největší část provozních nákladů tepelného čerpadla. Volba vhodného typu kompresoru a jeho správný návrh jsou velmi důležité pro zajištění bezpečného a efektivního provozu s minimální spotřebou elektřiny a vysokým topným faktorem.

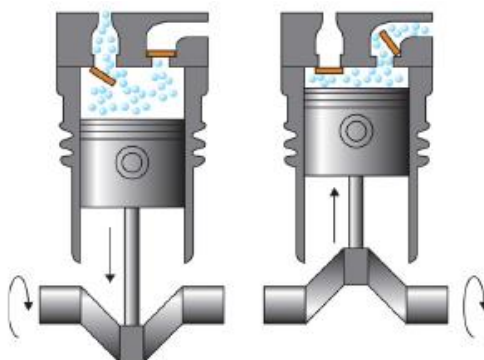
Běžně používané typy kompresorů v tepelných čerpadlech jsou zejména [6]:

- pístové kompresory,
- šroubové kompresory,
- spirálové kompresory a
- odstředivé kompresory.

V odstavcích níže jsou představeny základní vlastnosti a charakteristiky těchto vybraných zařízení.

Pístové kompresory

Pístový kompresor je rozšířeným typem, u kterého lze snadno přizpůsobit objem válců, jejich počet a otáčky hnacího motoru, čímž lze kompresor přizpůsobit pro stlačování potřebného množství pracovní látky. Pístové kompresory pro tepelná čerpadla jsou založeny na dvoutaktním cyklu, viz Obr. 18. Při klesání pístu je podtlakem otevřen sací ventil a pracovní látka je nasáta do prostoru válce. Poté při zpětném pohybu pístu nahoru dochází ke stlačování látky, kdy při dosažení dostatečného tlaku dochází k otevření výtlačného ventilu. Následně je látka vytlačena a celý cyklus se opakuje.

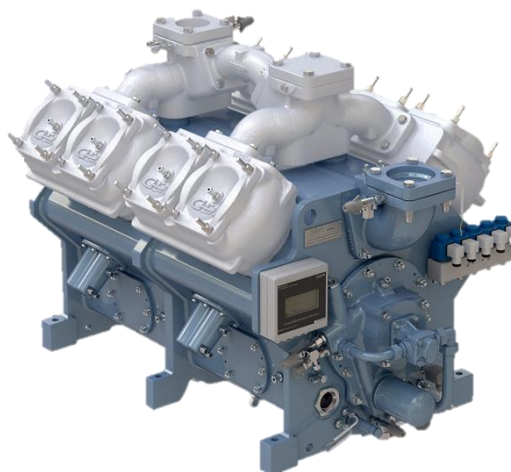


Obr. 18 Pracovní cyklus pístového kompresoru [27].

Celková účinnost kompresoru je ovlivněna několika faktory. Prvním je tzv. škodlivý objem, který vzniká kvůli mezeře mezi horní plochou pístu a válcem v horní úvrati, kdy část zde přítomného stlačeného plynu není možné vytlačit (hrozilo by dosednutí pístu na ventily). Zásadní snížení účinnosti kompresoru je způsobeno limitovanou účinností hnacího elektromotoru, třením stlačovaného plynu a přenosem tepla do okolí [6].

Pro zajištění větší kapacity kompresoru je využíváno více válců. Typické je 4, 6 a 8 válců s písty na společné hřídeli. Tento přístup je oproti použití jednoho válce s masivními rozměry žádoucí z hlediska výroby, snadnější instalace, opravy a výměny dílů [6].

Kompresor s využitím více válců pro docílení větší kapacity provozu je na Obr. 19.

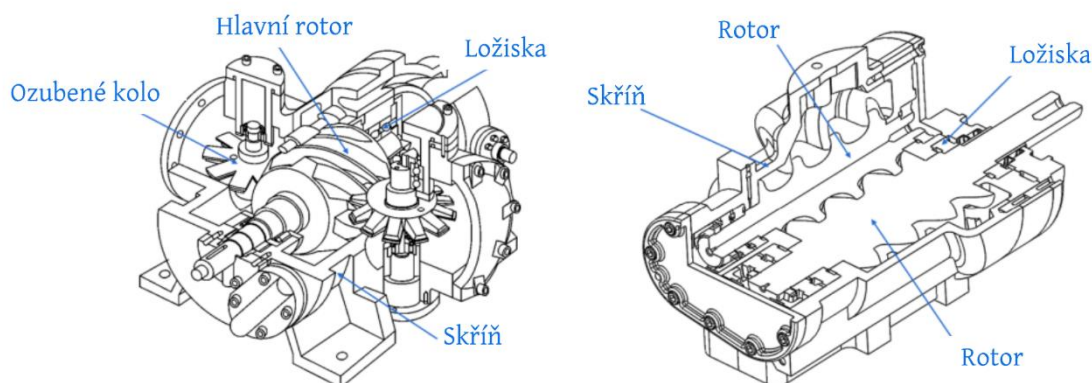


Obr. 19 Pístový kompresor s více válci [6].

Pístový kompresor využívá například výrobce Viking heating Engines v produktu HeatBooster. Pracovní látky, které uvádí vhodné pro použití, jsou: R1234ze, R13336mzz(E/Z). Rozsah použití je limitován teplotami na výstupu pracovní látky 120 [°C] až 160 [°C] a tepelným výkonem 50 až 4000 [kW] [28]. V rámci vysokoteplotních tepelných čerpadel se pístové kompresory řadí mezi vhodné typy.

Šroubový kompresor

Dalším běžně používaným typem kompresoru v technologii tepelných čerpadel je šroubový kompresor. Pro šroubové kompresory jsou využívána dvě konstrukční řešení – jednošroubové kompresory s dvěma ozubenými koly a dvoušroubové kompresory s hřídeli paralelně vedle sebe. Oba typy jsou zobrazeny na Obr. 20.



Obr. 20 Jednošroubový (vlevo) a dvoušroubový kompresor (vpravo) [29].

Tak jako u pístového kompresoru je komprese založena na zmenšování pracovního prostoru. Plyn je nasát do drážek šroubových rotorů, kde je poté prostor mezi rotory a vnitřkem skříně uzavřen a pohybem šroubových rotorů postupně zmenšován. Každá drážka je tedy stlačovací komorou. Výhodou šroubového kompresoru v porovnání s pístovým je jeho

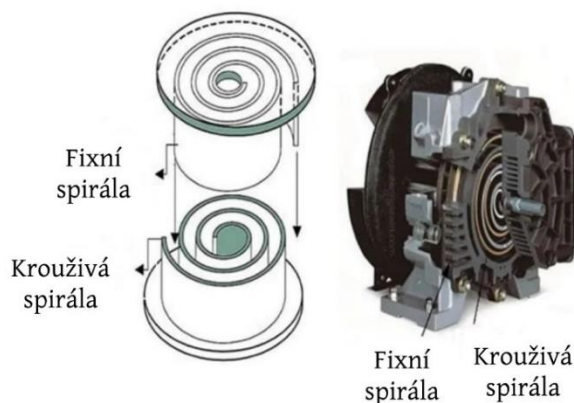
kontinuální provoz (nepřetržitá dodávka stlačeného plynu do technologie). Důležité pro tento typ kompresoru je zajištění dostatečného mazání. Mazivo vytváří třecí film vzájemně mezi rotory a na rozmezí rotory/skříň, dále chladí stlačený plyn během komprese. Mazivo poté musí být od plynu odděleno a před zavedením zpět do kompresoru ochlazeno. Oproti tomu má jednošroubový kompresor jeden šroubově tvarovaný rotor a dvě ozubená kola po stranách rotoru. Plyn je nasán do prostoru mezi drážkami rotoru. Ozubená kola potom uzavírají pracovní prostor. Otáčením šroubového rotoru dochází k přemístění plynu k ozubeným kolům, kde je následně zmenšován prostor, čímž dochází ke kompresi plynu. Tyto kompresory se v současnosti obvykle vyrábějí se šesti drážkami na rotoru a s ozubenými koly s jedenácti zuby. Díky použití dvou ozubených kol s jedním na každé straně šroubového rotoru dochází ke kompresi na obou stranách od osy rotoru, což vede k menšímu zatížení ložisek než u dvoušroubového typu [6].

Šroubové kompresory nemají žádnou vůli mezi statickými a pohyblivými částmi, nedochází tak k žádným ztrátám v podobě škodlivého objemu. Pokles účinnosti je potom způsoben zejména únikem pracovní látky netěsnostmi zpět do sání. Při vyšším kompresním poměru opět dochází k poklesu izoentropické účinnosti [6].

Šroubové kompresory využívá například výrobce Ochsner v produktech IWWS. Pracovní látky, které uvádí vhodné pro použití, jsou: R134a a R407C. Rozsah použití je limitován teplotami na výstupu pracovní látky dosahující až 130 [°C] a tepelným výkonem 110 až 2000 [kW] [30].

Spirálové kompresory

U spirálových kompresorů je stlačování plynu realizováno pomocí dvou do sebe vložených vinutých spirál. Jedna spirála je fixní a druhá vykonává krouživý pohyb (nerotuje) okolo osy statické spirály. Plyn je nasáván mezi spirály z vnější části. Pohybem krouživé spirály dochází k proudění plynu směrem ke středu při zmenšujícím se prostoru, čímž je plyn stlačován. Příklad spirálového kompresoru je zobrazen na Obr. 21.



Obr. 21 Spirálový kompresor [31].

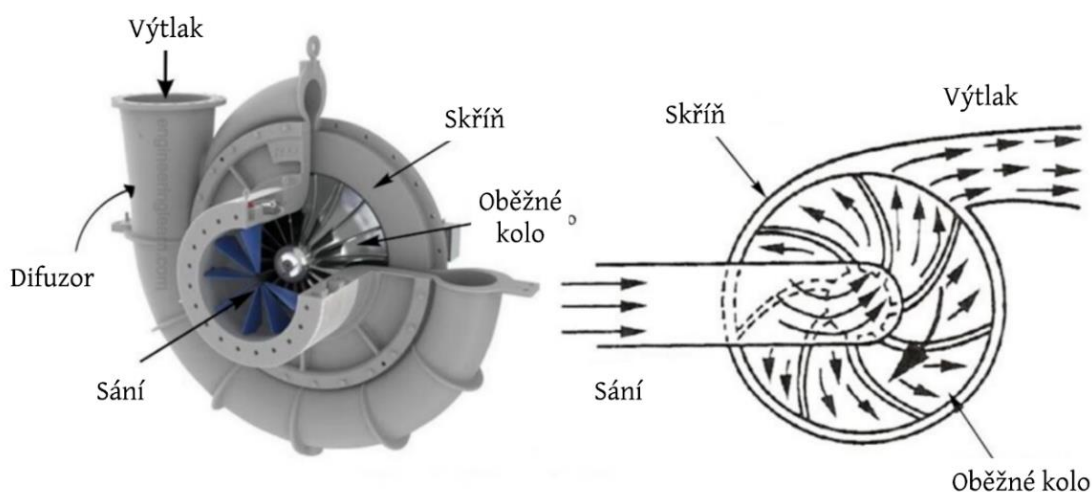
Ve spirálových kompresorech díky otáčivému pohybu rotoru dochází k výrazně nižšímu tření s těsněním, kde je v porovnání s předchozími typy kompresorů nižší rychlost. Navíc zde není přímé spojení mezi sáním a výtlačkem. To má za následek nižší úniky plynu, menší tepelné ztráty a lepší objemovou účinnost (vyjadřuje vliv expanze média ze škodlivého prostoru). Celkově jsou spirálové kompresory vhodnější pro menší kapacity. Díky lepší objemové účinnosti nabízejí spirálové kompresory vyšší topný výkon při extrémních podmínkách (z pohledu teplot a tlaků). Komprese je celkově plynulejší a tišší. Navíc z pohledu konstrukce kompresor obsahuje méně pohyblivých součástí a je spolehlivější. Tento typ kompresoru je také

odolnější vůči zpětnému zaplavení kapalinou (tok pracovní látky v opačném směru než je žádoucí) [6].

Z důvodu vhodného použití pro menší kapacity je tento typ kompresoru spíše využíván pro laboratorní a výzkumné účely v oblasti vysokoteplotních tepelných čerpadel. Například v projektu Alter ECO bylo využito spirálového kompresoru v testovací jednotce s pracovní látkou R245fa. Teplotní oblast použití byla 40 až 140 [°C] s topným výkonem 50 až 200 [kW] [7].

Odstředivé kompresory

Princip komprese u odstředivých kompresorů je odlišný než u předešlých typů. V tomto případě je plyn nasán a rotačním pohybem oběžného kola urychlován. Na výtlaku je potom náhle rychlost snížena pomocí difuzoru s následkem nárustu tlaku. Pro vysoké kompresní poměry, které jsou často v aplikacích tepelných čerpadel potřebné, není tento typ příliš vhodný. Vyššího tlakového zdvihu lze docílit sériovým zapojením více kompresorů. Výhodná je ale jeho aplikace pro vysoké kapacity a velké průtoky. Odstředivý kompresor společně s jeho funkcí je zobrazen na Obr. 22.



Obr. 22 Odstředivé čerpadlo a jeho funkce [32].

Inovativním trendem je například komprese vodní páry pro zvýšení jejich parametrů. Například výrobce Kobesteeel uvádí, že s produktem SGH165 lze produkovat 120 [°C] páru z odpadního tepla o teplotě 35 až 70 [°C] a další kompresí zvýšit její teplotu na 165 [°C] a tlak 6 [bar] [7].

Odstředivé kompresory využívá například výrobce Friotherm v produktech Unitop 22 využívající pracovní látku R134a. Rozsah použití je limitován teplotami na výstupu pracovní látky dosahující až 80 [°C] a tepelným výkonem 2000 až 3600 [kW] [33].

SHRNUTÍ

Výběr kompresoru pro aplikaci v technologii tepelných čerpadel je důležitý zejména pro správný běh cyklu. Základními parametry při výběru a návrhu kompresoru je požadovaný tepelný výkon čerpadla (a s tím spojený průtok pracovní látky), dále tlak na sání a požadovaný výtlak. Možnosti použití uvedených kompresorů jsou uvedeny v Tab. 3, kde je rovněž zahrnutá i typická pracovní látka pro jejich aplikaci.

Tab. 3 Použití kompresorů pro daný typ látek a tlak [6]

Typ pracovní látky	Pístový	Šroubový	Spirálový	Odstředivý
Střední tlaky HFC, směsi HFC (R407)	✓	✓	✓	×
Vysoké tlaky HFC (R410A, R32)	✓	*	✓	×
Nízké tlaky HFC, HFO a jejich směsi (R134a, R1234)	✓	✓	✓	✓
CO ₂ Nadkritický	✓	×	×	×
Amoniak	✓	✓	*	×

✓ Vhodné použití, * Méně vhodné, × Nevhodné

1.4.3 REDUKČNÍ VENTILY

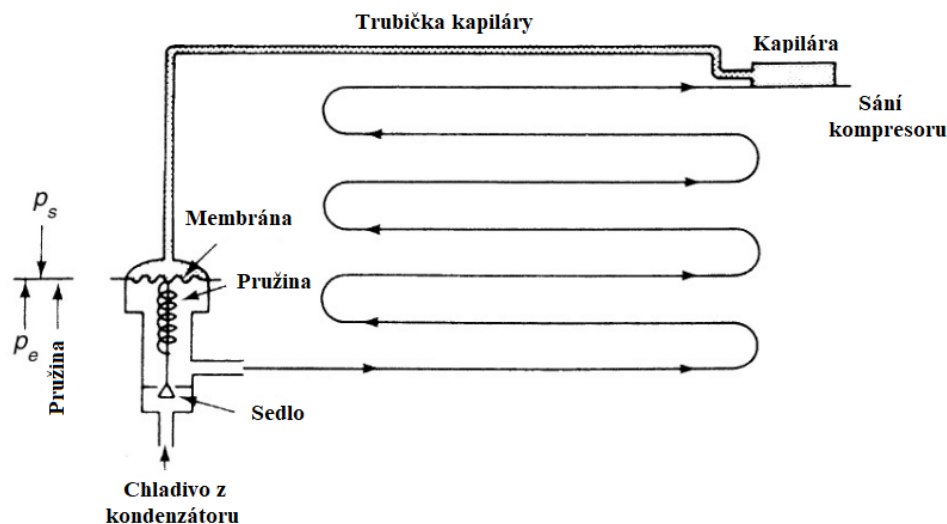
Redukční (škrtící) ventily zajišťují v tepelném čerpadle požadované snížení tlaku pracovní látky mezi kondenzátorem a výparníkem. Jedná se o expanzi plynu za jeho konstantní entalpie nebo tzv. seškrčení plynu. Díky poklesu tlaku dojde zároveň ke snížení teploty vypařování pracovní látky. Tedy pracovní látka, která je ve stavu syté nebo podchlazené kapaliny (vystupující z kondenzátoru), je po seškrčení směsí kapaliny a plynu ve většině aplikací tepelných čerpadel. Z hlediska pracovního cyklu probíhajícího v tepelném čerpadle se jedná o klíčovou součást. Její provedení je ale výrazně jednodušší než v případě ostatních základních zařízení, jako jsou výměníky tepla nebo kompresor.

Ve většině případů se snížení tlaku v redukčním ventilu dosahuje výrazným zvýšením vnitřního tření pracovní látky. Toho může být docíleno změnou směru proudění, změnou rychlosti nebo jejich kombinací. Redukční ventily lze rozdělit na základě způsobu regulace na termostatické, elektronické, restriktory apod. [6].

V odstavcích níže budou představeny nejčastěji využívané redukční ventily, konkrétně termostatický a elektronický redukční ventil.

Termostatický redukční ventil

Termostatický ventil funguje na principu měření teploty pomocí kapiláry. V případě tepelných čerpadel je kapilára přivedena na konec výparníku, kde měří teplotu výstupního plynu. Funkce termostatického redukčního ventilu je popsána na Obr. 23 [6].



Obr. 23 Princip regulace tlaku pomocí termostatického ventilu [6].

Při ohřívání kapaliny uvnitř kapiláry dochází k nárstu tlaku p_s , který je přiveden do samotného ventilu na horní stranu membrány. Na dolní straně působí tlak od směsi pracovní látky p_e a pružiny, který lze měnit. Na základě rozdílu tlaku a nastaveném stlačení pružiny je potom dána pozice sedla, které mění tlakovou ztrátu. Při aplikaci tohoto typu je nutné použít navíc i solenoidový ventil na potrubí před redukčním ventilem, který při odstávce uzavře okruh [6].

Elektronické redukční ventily

Elektronický redukční ventil nabízí jemnější regulaci a navíc ochranu zařízení v poruchových stavech. Výhodami jsou rychlé reakce na změny, elektronické propojení nabízející větší flexibilitu a uzavření okruhu v případě odstávky. V tomto případě je pak pozice sedla dána výstupem z regulátoru (akční člen), který reguluje vypařovací tlak (regulovaná veličina) na základě daného požadavku [6].

Provedení redukčních ventilů může být pomocí clon, sedlových ventilů, restriktorů, kuliček a dalších regulujících elementů. Jejich volba záleží na požadavcích na zařízení (např. požadavek na dálkové ovládání), na provozních tlacích, teplotách a druhu proudící pracovní látky.

2 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA

V této kapitole bude popsán návrh a výpočet tepelného čerpadla pro využití v průmyslovém provozu. Průmyslový provoz je z potravinářského sektoru a jeho každodenní výroba je spojena s vysokou spotřebou energie, a to zejména pro ohřev a chlazení jednotlivých procesních médií. V aktuální době provoz funguje velmi dobře, proto není žádoucí provádět rozsáhlé zásahy do fungující technologie. Jednotlivé technologické celky v provozu jsou dále vzájemně energeticky i látkově provázány, což pouze utvrzuje v opatrnosti při zásazích formou aplikace nových technologií. Z toho důvodu byla pečlivě vybrána potenciální místa pro aplikaci tepelného čerpadla po konzultaci s provozovatelem, který má o průmyslovém provozu největší přehled, tedy mohl i zhodnotit, která místa lze použít bez nebezpečí negativních dopadů na jinou část provozu. V rámci zachování anonymity nebude v této práci blíže uveden název či lokalita provozu.

2.1 ANALÝZA VYBRANÉHO MÍSTA PROVOZU

Jak bylo řečeno, výběr umístění tepelného čerpadla je v tomto případě omezený a po konzultaci s provozovatelem lze uvažovat o třech možných variantách. Vybrat tu vhodnou bylo možné i pouze na základě prostorových omezení a množství dostupného odpadního tepla. Na výběr bylo z následujících možností:

1. VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA VE SPALINÁCH

Hlavním zdrojem tepelné energie ve formě topné páry jsou plynové kotle. Spaliny jsou po předání tepla v kotli odváděny do komína. První variantou bylo využití zbytkového nízkopotenciálního tepla ze spalin. V aktuální době je teplota na vstupu do komína natolik nízká, že tepelnou energii ze spalin již nelze získat vložením výměníku tepla. Aplikací tepelného čerpadla by ale bylo možné tepelný potenciál zvýšit a vyrábět nízkotlakou topnou páru nebo horkou vodu. Prostorová omezení ale vylučují vložení výparníku do spalinovodu, jelikož mezi kotlem a komínem je všechen prostor využit.

2. VYUŽITÍ CENTRÁLNÍ NÁDRŽE

Druhou variantou je využití teplé vody o teplotě 80 [°C] z centrální nádrže o velikosti 120 [m³]. Tato možnost byla shledána jako nevhodná z důvodu využívání vody v ostatních technologiích, a to v nepravidelných cyklech, kdy nelze s jistotou predikovat, kolik tepla v teplé vodě bude možné zrovna využít pro tepelné čerpadlo.

3. VYUŽITÍ OPERACE OHŘEVU A ODPARU PROCESNÍHO PROUDU

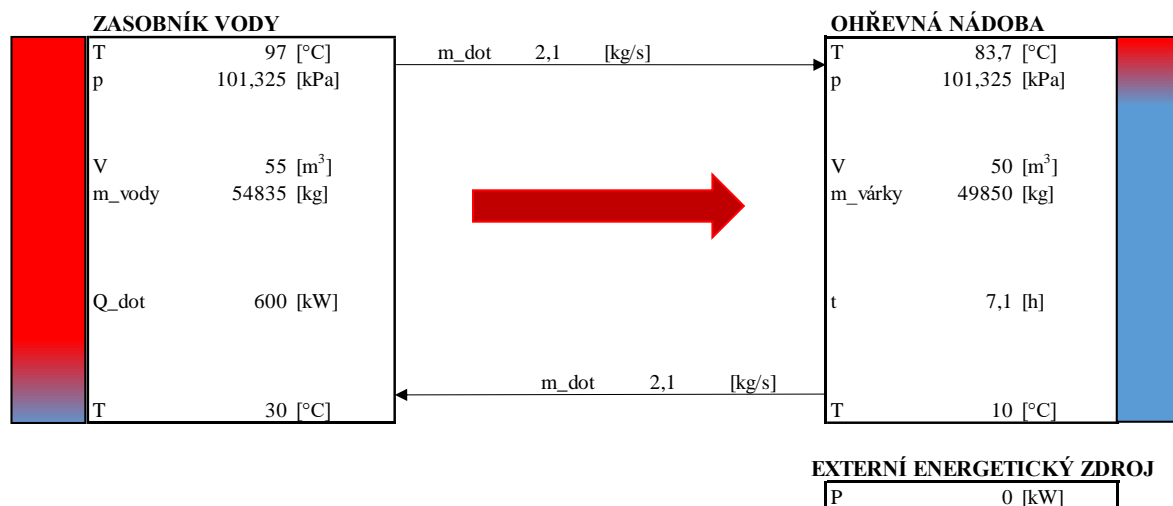
Třetí variantou je využití operace ohřevu a odparu (zahušťování) procesního proudu (vářky), která se skládá z více kroků. Nejprve dochází k napuštění chladné procesní látky do velkokapacitní ohřevné nádoby a následně k ohřátí pomocí horké vody. Dohřev na bod varu a zahuštění jsou prováděny pomocí topné páry generované v plynovém kotli. Odpařením vznikají brýdové páry, které jsou částečně zužitkovány pro ohřev horké vody, která je v následujícím cyklu využita pro ohřev procesní látky, jak je popsáno výše.

Zužitkování tepla v brýdových párách, avšak není příliš účinné, protože po určité době je veškerá horká voda ohřata na teplotu blízkou bodu varu. Zásobník horké vody je „nabitý“ a v kondenzátoru poklesne teplotní diference mezi ohřívanou vodou a párou. Brýdové páry jsou v tuto chvíli bez dalšího zužitkování odváděny ven do komínu.

V daném provozu byla po diskusi třetí varianta shledána jako vhodným potenciálním místem pro aplikaci vysokoteplotního tepelného čerpadla. V podkapitole 2.1.1 je uveden detailní popis této varianty společně s její energetickou bilancí.

2.1.1 POPIS VYBRANÉHO MÍSTA

Operace začíná ohřevem studené várky o teplotě 10 [°C] o objemu 50 [m³], která byla načerpána do ohřevné nádoby. Ohřev je uskutečňován pomocí horké (energetické) vody o teplotě 97 [°C], která je čerpána ze zásobníku o objemu 55 [m³]. Energetická voda je přiváděna do pláště ohřevné nádoby. Externí energetický zdroj je v tuto dobu vypnutý. Popis situace je na Obr. 24.

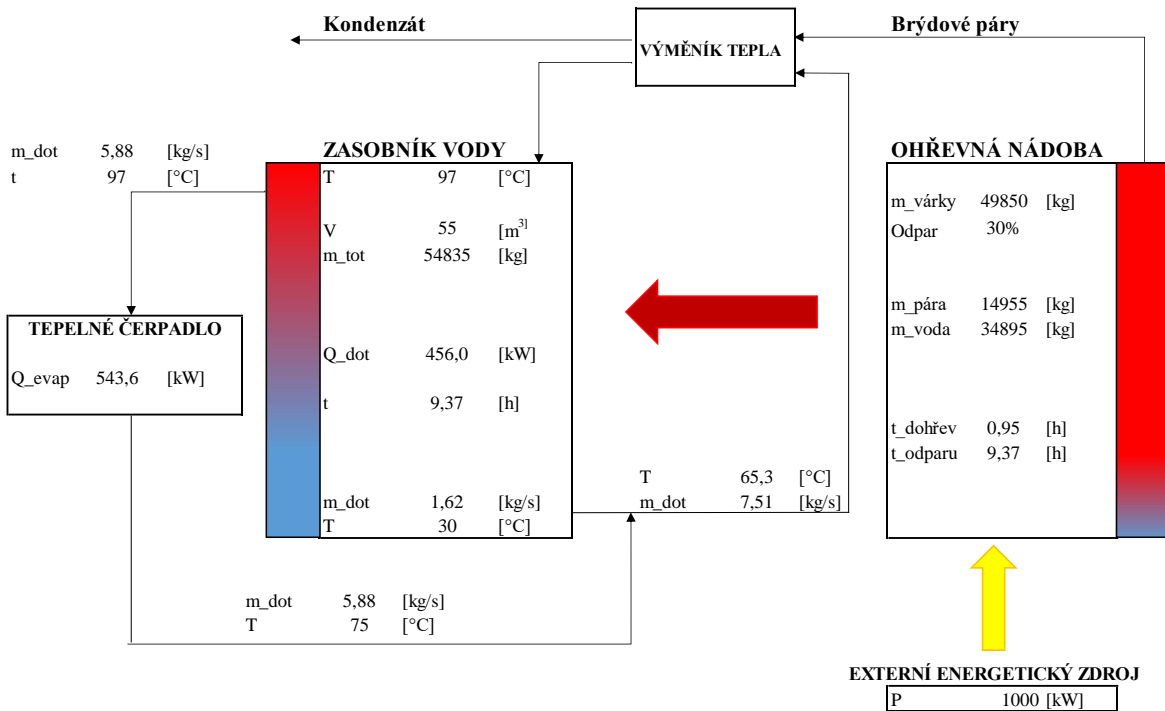


Obr. 24 Jednoduché schéma nahřívání várky.

Ohřev probíhá přiváděním energetické vody do horní části pláště ohřevné nádoby. Teplo je postupně předáváno z horké vody do várky. Horká voda je napouštěna do horní části ohřevné nádoby, následně sestupuje směrem dolů v meziplášťovém prostoru a předává tepelnou energii do várky. Na výstupu z ohřevné nádoby má energetická voda teplotu přibližně 30 [°C] a je vracena zpět do zásobníku. Tato doba nahřívání várky pomocí energetické vody trvá přibližně 7,1 [h].

Po „vybití“ zásobníku s energetickou vodou je teplota várky přibližně 84 [°C]. V tu chvíli je spuštěn ohřev várky externím energetickým zdrojem, kterým je topná pára. Várka je takto dohřáta na teplotu varu (přibližně 100 [°C]) a následně dochází k zahuštění várky odparem vody, která je v ní obsažena. Odpar činí 30 % z původní hmotnosti várky.

Vypařováním vzniklé brýdové páry jsou vedeny do výměníku tepla, kde je znovu nabíjen zásobník energetické vody ze 30 [°C] na 97 [°C]. Zásobník je ale nabitý dříve, než je dokončen proces zahušťování. V tu chvíli přestává brýdová pára kondenzovat a je bez využití vypouštěna do okolí. Proto se nabízí aplikovat tepelné čerpadlo a toto mařené teplo využít. Proces zahušťování společně s možným zapojením tepelného čerpadla je na Obr. 25.



Obr. 25 Jednoduché schéma zahušťování várky.

Do nově přidaného tepelného čerpadla bude proudit energetická voda z horní části zásobníku. Tepelné čerpadlo bude navrženo tak, aby tuto vodu ochladilo na výstupní teplotu 75 [°C]. Teplota je zvolena s ohledem na přiměřenou velikost průtoku vody přiváděné do výparníku tepelného čerpadla a na teplotu vypařování pracovní látky ve výparníku. Pokud by byla zvolena nižší teplota vody na výstupu, tak je sice snižen její průtok (žádoucí z hlediska dimenzování potrubí a návrhu výparníku), zároveň by ale bylo nutné snížit i teplotu vypařování (detailnější popis její volby bude popsán níže). Nižší teplota vypařování by zase způsobila vyšší potřebný teplotní zdvih, který by bylo nutné zajistit v tepelném čerpadle, což by bylo nežádoucí z hlediska efektivního provozu.

Následně bude voda smíchána se studenou energetickou vodou (o teplotě 30 [°C]) z dolní části zásobníku a znovu vedena do výměníku tepla. Toto provedení povede ke zvýšení teploty energetické vody na vstupu do výměníku tepla, kde kondenzují brýdové páry, což bude mít za následek snížení teplotní diference mezi kondenzující párou a ohřívanou vodou. V rámci této práce je však předpokládáno, že kondenzátor brýdových par je dostatečně předdimenzován, díky čemuž brýdové páry kompletně zkondenzují i za zvýšené vstupní teploty energetické vody. Představená bilance byla nastavena tak, aby průtok energetické vody na vstupu do tepelného čerpadla byl takový, aby došlo jednak k za včasnému nabití zásobníku před ukončením procesu zahušťování várky, zároveň bylo využito veškeré odpadní teplo z brýdových par.

Jelikož nejsou známy fyzikální vlastnosti brýdové páry, proto je předpokládáno, že se skládá čistě z vody. Stejný předpoklad je aplikován na várku pro energetické a látkové bilance.

V rovnicích (33) až (38) jsou uvedeny základní výsledky provedené bilance. Jako první je stanovena doba ohřevu na teplotu várky 84 [°C], doba dohřevu na teplotu varu a doba na zahušťování várky za vzniku brýdové páry.

$$t_{ohřev} = \frac{m_{várky} \cdot (h_{84^\circ} - h_{10^\circ C})}{\dot{Q}_{horká\ voda}} = \frac{49850 \cdot (350,5 - 42,1)}{600} = \frac{25623}{3600} = 7,13 [h] \quad (33)$$

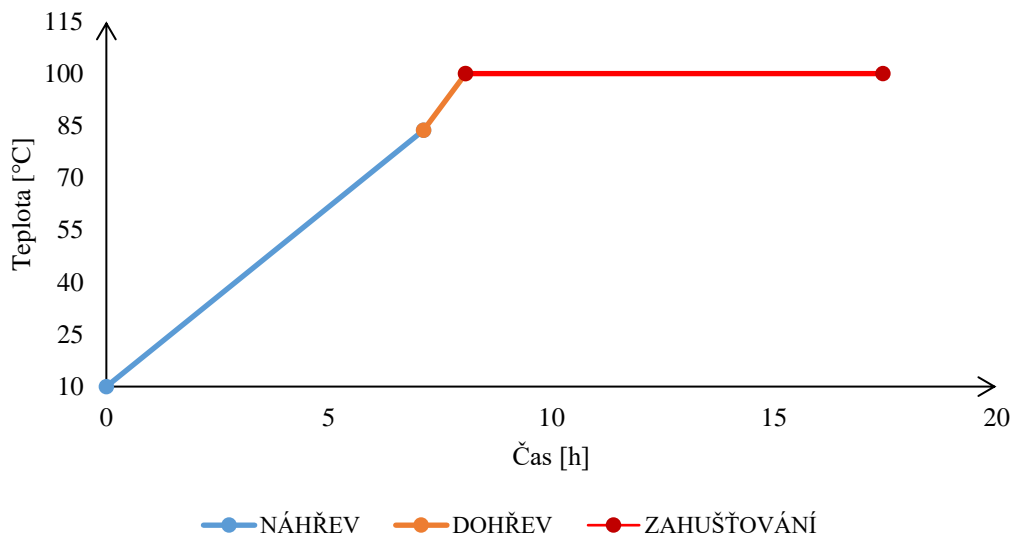
$$t_{dohřev} = \frac{m_{várky} \cdot (h' - h_{83,7^\circ C})}{\dot{Q}_{ext.\ zdroj}} = \frac{49850 \cdot (419,0 - 350,5)}{1000} = \frac{3414}{3600} = 0,95 [h] \quad (34)$$

$$t_{odpar} = \frac{0,3 \cdot m_{várky} \cdot (h'' - h')}{\dot{Q}_{ext.\ zdroj}} = \frac{0,3 \cdot 49850 \cdot (2675,5 - 419,0)}{1000} = \frac{33738}{3600} = 9,37 [h] \quad (35)$$

$$t_{celková} = t_{ohřev} + t_{dohřev} + t_{odpar} = 7,13 + 0,95 + 9,37 = 17,45 [h] \quad (36)$$

Celý průběh procesu od načerpání várky o teplotě 10 [°C] až po dokončení zahuštění z hlediska průměrné teploty v ohřevné nádobě je zobrazen na Obr. 26.

Průběh zpracování várky



Obr. 26 Průběh zpracování várky.

Veškeré latentní teplo brýdových par je přenášeno do zásobníku s energetickou vodou až do stavu jeho nabití (dosažení teploty energetické vody 97 °C). Doba zahušťování várky je 9,37 [h], během které je třeba zásobník nabít. Aktuální doba nabíjení je výrazně kratší, ve zbytku času potom dochází k maření tepla nezkonzenzované brýdové páry. Část tepelného výkonu kondenzátoru brýdové páry je možné zužitkovat v tepelném čerpadle pro výrobu tepla, které lze jinde v provozu zužitkovat. Nelze však odebrat příliš velké množství tepla pro zajištění kompletního nabití zásobníku s energetickou vodou. Potřebný tepelný výkon pro nabíjení zásobníku a zbylý tepelný výkon, který je k dispozici pro tepelné čerpadlo, je stanoven v rovnicích (37) a (38).

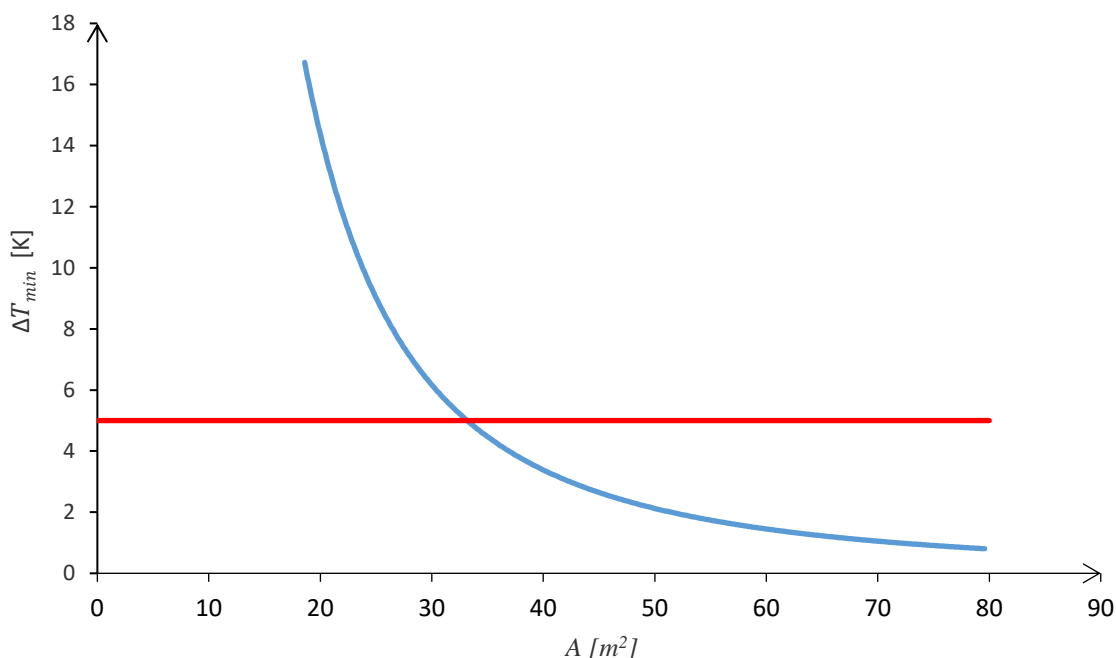
$$\dot{Q}_{\text{Nabití zásobníku}} = \frac{m_{\text{vody}} \cdot (h_{97^\circ} - h_{30^\circ\text{C}})}{t_{\text{odpar}}} = \frac{54835 \cdot (406,5 - 125,8)}{33738} = 456,4 \text{ [kW]} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{\text{TČ výparník}} = \dot{Q}_{\text{ext. zdroj}} - \dot{Q}_{\text{Nabití zásobníku}} = 543,6 \text{ [kW]} \quad (38)$$

Z uvedené bilance je pro návrh tepelného čerpadla klíčová zejména doba jeho provozu 9,37 [h] a tepelný výkon 543,6 [kW], který lze ze systému odebírat, aby zároveň po skončení procesu zahušťování byl zásobník plně nabitý na další cyklus. Celý výpočet je k dispozici v Příloze 1.

2.2 VÝBĚR PRACOVNÍ LÁTKY

Jak bylo uvedeno v teoretické části, volba pracovní látky je pro správný a efektivní chod zařízení klíčová a je závislá na řadě parametrů, zejména na teplotě vypařování a kondenzace. Na základě bilance byla určena vstupní a výstupní teplota zdroje tepla (energetické vody) 97 [°C] a 75 [°C]. Aby byl zajištěn dostatečný teplotní spád ve výparníku, je teplota vypařování zvolena 65 [°C]. S uvážením přehřevu o 5 [°C] je potom výstupní teplota pracovní látky 70 [°C], minimální rozdíl teplot ΔT_{min} je na výstupu z výparníku tedy 5 [°C]. S touto hodnotou souvisí hlavně velikost teplosměnné plochy, tedy i pořizovací náklady. S větším teplotním rozdílem mezi energetickou vodou a odpařovanou pracovní látkou (tedy vyšší hodnotou ΔT_{min}) se zmenšuje velikost teplosměnné plochy výměníku, tím i jeho pořizovací náklady. Zvyšuje se ale i potřebný teplotní zdvih formou vyššího kompresního poměru v kompresoru tepelného čerpadla, s čímž je spojeno snížení topného faktoru COP_H . Hodnota ΔT_{min} je standardně volena 5 [°C] pro udržení rozumných rozměrů výměníku tepla při zároveň vysokém COP_H . Pro tento konkrétní případ si lze vykreslit závislost velikosti teplosměnné plochy A na teplotní diferenci ΔT_{min} s odhadnutím koeficientu prostupu tepla U ($1200 \frac{W}{m^2 \cdot K}$):



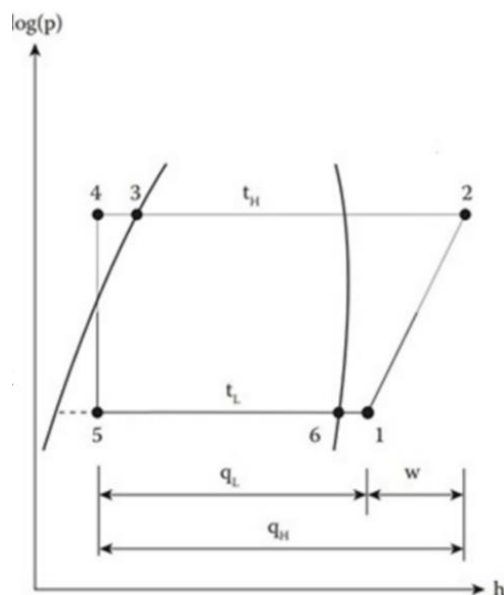
Obr. 27 Závislost teplosměnné plochy A na teplotní diference ΔT_{min} .

Z průběhu závislosti na Obr. 27 lze konstatovat, že zvolená teplota vypařování 65 [°C] a minimální dovolené teplotní přiblížení $\Delta T_{min} = 5$ °C je adekvátní pro zajištění dostatečného teplotního spádu s rozumnou velikostí teplosměnné plochy.

U kondenzátoru je řešení obdobné. Teplo z energetické vody, které je přečerpáváno navrhovaným tepelným čerpadlem, je určeno pro generování nízkotlaké topné páry z kondenzátu o tlaku 2,7 [bar]. Parametry generované syté páry jsou 130 [°C] a 2,7 [bar]. Pára bude následně pokrývat část energetické spotřeby v průmyslovém provozu, díky čemuž bude možné snížit množství topné páry generované v plynových kotlích, které jsou v současnosti jediným zdrojem tepla. Minimální dovolené teplotní přiblížení ΔT_{min} je v tomto případě zvoleno 5 [°C] stejně jako v případě výparníku. Kondenzační teplota pracovní látky je 135 [°C].

Výběr pracovní látky jde zúžit prvně pouze základní selekcí z Tab. 1 podle nejnižšího GWP a ODP. Dále, jelikož navrhované tepelné čerpadlo má sloužit ke generování páry, což je izotermický děj, je rovněž důležité zvolit pracovní látku pro podkritickou oblast, tedy s kritickou teplotou T_c vyšší než 140 [°C]. Tomu odpovídají látky ze skupin HFO, HCFO a HC. Konkrétně se jedná o R1336mzz(Z), R1234ze(Z), R1233zd(E), R1224yd(Z), R601 a R600.

Díky zvoleným teplotám vypařování 65 [°C] a kondenzace 135 [°C] je definována teplotní oblast provozu tepelného čerpadla. Pracovní látky výše byly dále vzájemně porovnány s využitím základního jednostupňového cyklu s integrovaným rekuperátorem (Obr. 28) v rámci definované teplotní oblasti. Aplikace rekuperátoru pro přehřev pracovní látky na vstupu do kompresoru zajišťuje, že nedojde ke kondenzaci pracovní látky v kompresoru.



Obr. 28 Porovnávací cyklus pro výběr pracovní látky

Pomocí softwaru Coolselector od firmy Danfoss [34] a Genetron Properties od firmy Honeywell [35] byly zjištěny základní parametry vybraných pracovních látek a topného faktoru, kterého lze dosáhnout pomocí jednostupňového tepelného čerpadla s integrovaným rekuperátorem, viz 1.1.1.

Parametry výpočtu pro uvedené pracovní látky byly nastaveny takto:

- teplota vypařování $t_L = 65$ [°C],
- teplota kondenzace $t_H = 135$ [°C],
- přehřev pracovní látky $\Delta t_{6 \rightarrow 1} = 5$ [°C],
- podchlazení pracovní látky $\Delta t_{3 \rightarrow 4} = 5$ [°C],
- chladicí výkon $\dot{Q}_L = 543,6$ [kW] (viz rovnice (38)) a
- izoentropická účinnost komprese $\eta_{izoentropická} = 70$ [%].

Tab. 4 Porovnání pracovních látek.

SKUPINA LÁTEK	TYP LÁTKY	Kritická teplota T_c [°C]	Kritický Tlak p_c [MPa]	Hmotností průtok \dot{m} [kg/s]	Topný výkon \dot{Q}_L [kW]	Chladicí výkon \dot{Q}_H [kW]	Topný faktor COP_H [-]
HFO	R1336mzz(Z)	171,3	2,90	8,72	977,9	543,8	2,25
	R1234ze(Z)	150,1	3,53				
HCFO	R1233zd(E)	166,5	3,62	6,67	812,5	543,8	3,02
	R1224yd(Z)	155,5	3,33	6,80	825	543,8	2,93
HC	R601 - Pentane	196,6	3,37	3,30	914,6	543,8	2,47
	R600 - Butane	152,0	3,80	4,30	890,2	543,8	2,57

Výpočet hmotnostního průtoku, topného výkonu a topného faktoru vychází z rovnic (6 až 8).

Z uvedeného porovnání vyplývá, že pro tyto konkrétní podmínky navrhovaného provozu je nejlepší volbou pracovní látka **R1233zd(E)** a to z důvodu nejvyššího COP_H . Jedná se o ekologičtější alternativu k látce R245fa, která je doposud běžně využívána pro podobné vysokoteplotní aplikace [36].

2.3 VÝBĚR VHODNÉHO PRACOVNÍHO CYKLU

V minulé kapitole 2.2 bylo provedeno porovnání potenciálně vhodných pracovních látek, na základě čehož byla vybrána jako nejvhodnější pro aplikaci v řešeném provozu látka R1233zd(E). V této části jsou dále porovnány vybrané druhy pracovních cyklů, které byly představeny v kapitole 1. Cílem bylo vybrat vhodný pracovní cyklus tepelného čerpadla, u kterého bude dosažena vysoká účinnost, tedy vysoký topný faktor COP_H .

Na základě poznatků z představené rešerše lze pro tento případ uvažovat o těchto typech:

- jednostupňový cyklus s vnitřním výměníkem tepla (integrováním rekuperátorem),
- kaskádový dvoustupňový cyklus a
- dvoustupňový cyklus se separační nádobou.

Ostatní typy tepelných čerpadel nejsou pro danou aplikaci příliš vhodné. Jelikož se jedná už o poměrně vysoký teplotní zdvih (mezi zdrojem tepla a jeho využitím), kterého je nutné dosáhnout, lze předpokládat, že vyššího topného faktoru bude docíleno u dvoustupňové konfigurace. Z toho důvodu byl s jednostupňovou konfigurací vybrán jen ten nejpoužívanější – jednostupňový cyklus s vnitřním výměníkem tepla. Dále není žádoucí chlazení pomocí další látky, jako je tomu např. v případě tepelného čerpadla s mezichladičem (podkapitola 1.2.1). U pracovní látky je před jejím vstupem do kompresoru nutné zajistit stav přehřátého plynu, aby do kompresoru nevstupovala žádná kapalná fáze a ani se kompresí nevytvářela (degradace kompresoru). Z toho důvodu není vhodné tepelné čerpadlo s otevřeným mezichladičem (podkapitola 1.2.3).

Pro porovnání vybraných pracovních cyklů bude využit software Genetron Properties, který umožňuje základní bilanci těchto vybraných cyklů. Podmínky pro jejich výpočet jsou:

- teplota vypařování $t_L = 65 [^{\circ}C]$,
- teplota kondenzace $t_H = 135 [^{\circ}C]$,
- dodatečné přehřátí $\Delta t = 5 [^{\circ}C]$,
- dodatečné podchlazení $\Delta t = 5 [^{\circ}C]$,
- minimální teplotní rozdíl ve vnitřním výměníku tepla v kaskádovém cyklu $\Delta t_{min} = 10 [^{\circ}C]$,
- tlak ve výparníku $p_L = 448 [kPa]$
- tlak v kondenzátoru $p_H = 2094 [kPa]$
- chladicí výkon $\dot{Q}_L = 543,6 [kW]$
- izoentropická účinnost komprese $\eta_{izoentropická} = 70 [\%]$,
- objemová účinnost komprese $\eta_{objemová} = 0,95 [\%]$ a
- zanedbané tlakové ztráty.

Výsledky výpočtu vybraných pracovních cyklů jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5 Porovnání vybraných cyklů.

DRUH TEPELNÉHO ČERPADLA	Hmotnostní průtok v prvním stupni \dot{m} [kg/s]	Hmotnostní průtok ve druhém stupni \dot{m} [kg/s]	Topný výkon \dot{Q}_H [kW]	Chladicí výkon \dot{Q}_L [kW]	Topný faktor COP_H [-]	Chladicí faktor COP_L [-]
1° Cyklus s vnitřním výměníkem	6,67	-	812,5	543,8	3,02	2,02
2° Kaskádový cyklus	4,88	6,59	801,7	543,8	3,11	2,11
2° Cyklus se separační nádobou	4,17	6,29	755,9	543,8	3,56	2,56

Z uvedených výsledků vyplývá, že pro danou aplikaci je nejvhodnější dvoustupňové tepelné čerpadlo se separační nádobou. Pro dané podmínky je jeho topný faktor $COP_H = 3,56 [-]$, který je nejvyšší ze všech vybraných typů. Dosažený topný faktor ale nepočítá s vlivem tlakových ztrát, proto v další části této práce budou navrženy jeho základní komponenty (výparník, kondenzátor a kompresory), což je spojeno se zpřesňováním provozních parametrů navrhovaného tepelného čerpadla.

2.4 TEPELNĚ HYDRAULICKÝ NÁVRH KOMPONENT

V této kapitole je představen návrh jednotlivých komponent dvoustupňového tepelného čerpadla se separační nádobou (výparník, kondenzátor a kompresory). U zmíněných výměníků tepla budou vypočteny jejich základní tepelně-hydraulické a geometrické parametry, viz podkapitoly 2.4.1 a 2.4.2. V případě kompresorů jsou s pomocí softwaru Genetron Properties již známy základní parametry jako objemové průtoky pracovní látky, pracovní tlaky a teploty. Díky tomu bylo možné rovnou přistoupit k výběru konkrétních dostupných typů kompresorů, viz podkapitola 2.4.3.

2.4.1 VÝPARNÍK

Do výparníku vstupuje energetická voda o teplotě 97 [°C], která je ochlazována na 75 [°C]. Průtok vody je $5,88 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$. Teplo odebírané z energetické vody slouží k vypařování pracovní látky R1233zd(E). Jelikož energetická voda ani pracovní látka nejsou zanášivá média, tak je pro výměnu tepla mezi nimi zvolen deskový výměník tepla s profilovanými deskami (viz kapitola 1.4.1), který je pro dané provozní podmínky nejvhodnější. Základní parametry pro výpočet výparníku jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Základní parametry výparníku.

		STUDENÁ STRANA R1233zd(E)		HORKÁ STRANA Voda	
		Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
Teplota	[°C]	65	70	97	75
Tlak	[kPa]	448		101,325	
Suchost	[-]	0,252	1	0	0
Saturační teplota	[°C]	65		100	
Hmotnostní průtok	[kg/s]	4,17		5,88	
Potřebný výkon	[kW]	543,6		543,6	

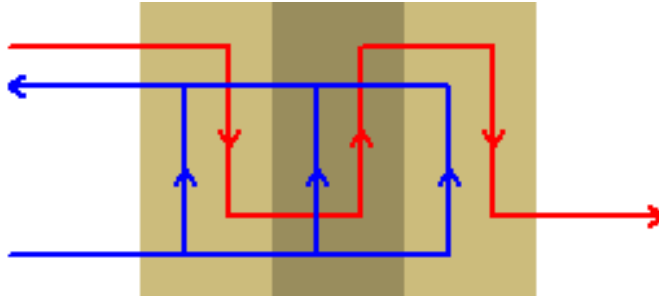
Pro výpočet výparníku, který bude splňovat výše uvedené podmínky, bylo využito softwaru HTRI Xchanger suite 9.0 [37]. Jelikož do výpočtu bilance nebyly dosud uvažované tlakové ztráty, bylo nutné výpočet bilance cyklu v Genetron Properties iterovat a postupně zpřesňovat výsledky obou softwarů. Díky zahrnutí tlakových ztrát dojde ke změně vstupních parametrů, jako je suchost paro-kapalné směsi, hmotnostní průtok pracovní látky či její tlak na vstupu do kompresoru.

Výpočet v softwaru HTRI byl proveden pomocí módu „Rating“, kdy na počátku výpočtu je odhadnuta geometrie výměníku a jeho tepelné charakteristiky, konkrétně výstupní teploty proudů. Jedná se o nejjednodušší výpočetní mód, který je ale výrazně stabilnější oproti komplexnějším výpočetním módům, jako například „Simulation“. Mezi volené geometrické parametry výměníku patří například typ, rozměry a počet desek, velikost mezery mezi nimi, provedení připojovacích hrdel apod.

Výše zmíněné geometrické parametry byly iterativně upravovány s ohledem na tlakové ztráty na obou stranách výměníku, overdesign (poddimenzování / předdimenzování teplosměnné plochy), výstupní parametry látek (teploty, suchost a průtoky) a rychlosti v jednotlivých kanálech. Při výpočtu se dále ukázalo problematické zahrnutí vlivu zanášení, kdy nebylo možné

pro hodnoty vyšší než $0,00001 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ výsledek konvergovat. Jelikož se ale jedná o čisté látky, není tím výsledek nijak znatelně ovlivněn.

Z tepelně-hydraulického návrhu výměníku potom vyplynulo i vhodné uspořádání chodů látek tak, jak je zobrazeno na Obr. 29.



Obr. 29 Uspořádání chodů látek ve výparníku.

Jelikož se studená pracovní látka vypařuje, je nutné, aby paro-kapalná směs byla přiváděna ze spodu výměníku a k jejímu odpaření došlo v jednom chodu. Vzniklá pára přirozeně proudí nahoru, kdy je z horní části výměníku potom odváděna. Zvolený typ vstupu a výstupu studené látky do profilu „U“ (látka vstupuje a vystupuje na stejné straně) je vhodný pro promíchání látky z pravé části výměníku.

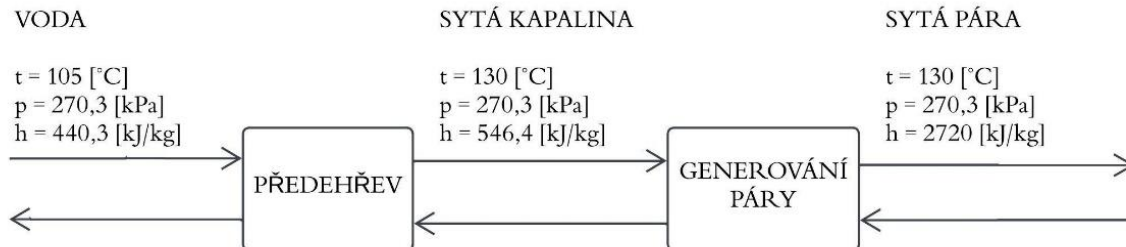
Postupným iterováním bylo dosaženo výsledků uvedených v Příloze 2. Hlavní výsledné parametry, kterých bylo dosaženo, jsou:

- vysoký součinitel prostupu tepla $U = 1562 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$,
- tlaková ztráta $\Delta p_{voda} = 22,72 [kPa]$, $\Delta p_{R1233zd(E)} = 13,60 [kPa]$,
- teplosměnná plocha $A = 20,57 [m^2]$,
- výkon výměníku $\dot{Q}_{výparníku} = 552 [kW]$ a
- předimenzování teplosměnné plochy (overdesign) = 8,06 [%].

Dosažené parametry jsou pro danou aplikaci uspokojivé. Důležité je, že je zajištěna především funkčnost, tedy splnění nutných základních parametrů, jako dostatečný výkon a přijatelné tlakové ztráty. Pro konstrukci výměníku byly zvoleny desky TL 10-B od výrobce Alfa laval, které jsou vhodné i pro vyšší tlaky a teploty.

2.4.2 KONDENZÁTOR

V kondenzátoru je cílem generovat sytou páru o teplotě 130 [°C] z kondenzátu o teplotě 105 [°C]. Voda je nejprve ohřata do stavu syté kapaliny a následně odpařena, jak je naznačeno na Obr. 30. Množství tepla pro ohřev kondenzátu na teplotu sytosti je výrazně nižší než pro jeho odpaření, jak je možné pozorovat z měrných entalpií naznačených na Obr. 30. Z toho důvodu bude na straně generované páry na většině teplosměnné plochy probíhat var a pouze na minoritní části ohřev na teplotu sytosti.



Obr. 30 Rozdělení výkonu pro generování páry.

Rozdělení výkonu ve výměníku lze potom stanovit pomocí rovnic (39) až (41).

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{PŘ} + \dot{Q}_{PAR} \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{PAR} = \dot{m}_{vody K} \cdot (h'' - h') \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{PŘ} = \dot{m}_{vody K} \cdot (h' - h_{105^{\circ}C}) \quad (41)$$

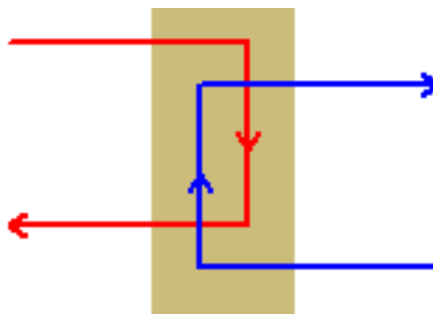
Výkon pro ohřev a generování páry bude dodáván pracovní látkou, která vstupuje do kondenzátoru po jejím stlačení v kompresoru (ve druhém stupni). Vstupní teplota látky je 140 [°C] s průtokem 6,24 [kg/s]. V kondenzátoru dochází nejprve k její úplné kondenzaci při teplotě 135 [°C] a tlaku 2108 [kPa], poté k ochlazení na výstupní teplotu 130 [°C] (vhodné, kvůli nutnému ohřevu kondenzátu do stavu sytosti). Stejně jako v případě výparníku je zvolen deskový výměník tepla s profilovanými deskami, který je vhodný pro dané provozní podmínky. Základní parametry pro výpočet kondenzátoru jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab. 7 Základní parametry kondenzátoru.

KONDENZÁTOR					
		STUDENÁ STRANA Voda		HORKÁ STRANA R1233zd(e)	
		Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
Teplota	[°C]	105	130	140	130
Tlak	[kPa]	270,3		2093,5	
Suchost	[-]	0	1	0	1
Saturační teplota	[°C]	130		135	
Hmotnostní průtok	[kg/s]			6,24	
Potřebný výkon	[kW]	755,9		755,9	

Postup návrhu kondenzátoru byl stejný jako v případě výparníku. Iterace byly prováděny s pomocí softwarů HTRI a Genetron Properties, kdy výsledek ze softwaru HTRI (tlakové ztráty pracovní látky) ovlivnil bilanční charakteristiky zjišťované pomocí softwaru Genetron Properties. Jelikož se jedná o proces, ve kterém zároveň dochází k vypařování vody na jedné straně a ke kondenzaci pracovní látky na straně druhé, je výpočet pro software ještě více náročný. Rovněž je zde využito módu „Rating“, u kterého jako jediného byla dosažena konvergence.

Fixní a měněné parametry jsou stejné jako v předešlém případě. Rozdíl oproti výparníku je zde ve volbě uspořádání chodů látek, které je v tomto případě zvoleno jako protiproudé a jednochodé na obou stranách, jak je naznačeno na Obr. 31.



Obr. 31 Uspořádání chodů látek v kondenzátoru.

Při takto zvoleném uspořádání dochází ke kondenzaci pracovní látky a k jejímu následnému stékání směrem dolů. V případě vypařování vody je tomu naopak, generovaná pára proudí směrem nahoru. Toto uspořádání je pro oba děje přirozené.

Postupným iterováním bylo dosaženo výsledků uvedených v Příloze 3. Hlavní výsledné parametry jsou:

- součinitel prostupu tepla $U = 1034 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$,
- tlaková ztráta $\Delta p_{voda} = 24,6 [kPa]$, $\Delta p_{R1233zd(E)} = 5,0 [kPa]$,
- teplosměnná plocha $A = 137,9 [m^2]$,
- výkon výměníku $\dot{Q}_{kondenzátoru} = 782 [kW]$ a
- předimenzování teplosměnné plochy (overdesign) 7,58 [%].

Oproti výparníku je zde menší součinitel prostupu tepla. Důvodem je, že průtok vody je velmi malý, tím pádem není dosaženo takové rychlosti v kanálech a turbulizace (žádoucí z hlediska přenosu tepla). Tím je ovlivněn i vyšší počet desek a velikost teplosměnné plochy. Velikost průtočného kanálu je pouze 2 [mm] a další zmenšování již není žádoucí. Navýšit průtok vody není ale možné, jelikož by nebylo dosaženo požadovaných parametrů páry na výstupu. I tak navržený výměník tepla splňuje nutné parametry pro chod zařízení.

Při jeho návrhu byly aplikované desky od výrobce Alfa laval T 20-B, které jsou vhodné i pro vyšší tlaky a teploty.

2.4.3 KOMPRESORY

Díky již známým tlakovým ztrátám ve výměnících tepla bylo možno stanovit výstupní objemové průtoky obou kompresorů. Z bilance jsou dále známy teploty, tlaky a potřebné výkony kompresorů. K těmto parametrům jsou vybrány konkrétní typy kompresorů dostupné na trhu. Důležité je, aby zvolené typy disponovaly možností vyššího výstupního tlaku při požadovaném objemovém průtoku (tím jsou zajištěny požadované parametry látky a nutné výkony). Parametry pro výběr obou kompresorů jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 Parametry pro výběr kompresorů.

KOMPRESORY					
		NÍZKOTLAKÝ 1. STUPEŇ		VYSOKOTLAKÝ 2. STUPEŇ	
		Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
Teplota	[°C]	70	102,73	100,57	139,98
Tlak	[kPa]	442,3	962,6	962,6	2094,8
Hustota	[kg/m ³]	22,82	49,78	50,39	121,19
Objemový průtok	[m ³ /h]		689,6	5,88	472,4
Výkon	[kW]	88,3		125,8	

Dělicí tlak 962,6 [kPa] byl vypočten dle rovnice (22). Výběr výrobců společně s danou výrobní řadou a limitujícími parametry je uveden v Tab. 9.

Tab. 9 Výběr výrobců kompresorů pro tepelná čerpadla [38–40].

VÝROBCE	Řada	Typ kompresoru	Maximální teplota [°C]	Maximální tlak [bar]	Maximální objemový průtok [m ³ /h]
	Ecoline H	Pístový	110	32	183
BITZER	CSH	Šroubový	100	28	1351
	Orbit	Spirálový	65	45	93,2
	L XHP	Šroubový	140	70	2748
GEA	M	Šroubový	120	52	870
	LT	Šroubový	120	52	11467
DANFOSS	HHP	Šroubový	65	27,4	17,2

Vzhledem k dostupným informacím, a především limitujícím parametrům není výběr kompresorů příliš rozsáhlý. I přesto lze pro danou aplikaci vybrat kompresory od výrobce GEA, který je řadou M vhodný pro první stupeň komprese a řadou L XHP vhodný do druhého stupně komprese.

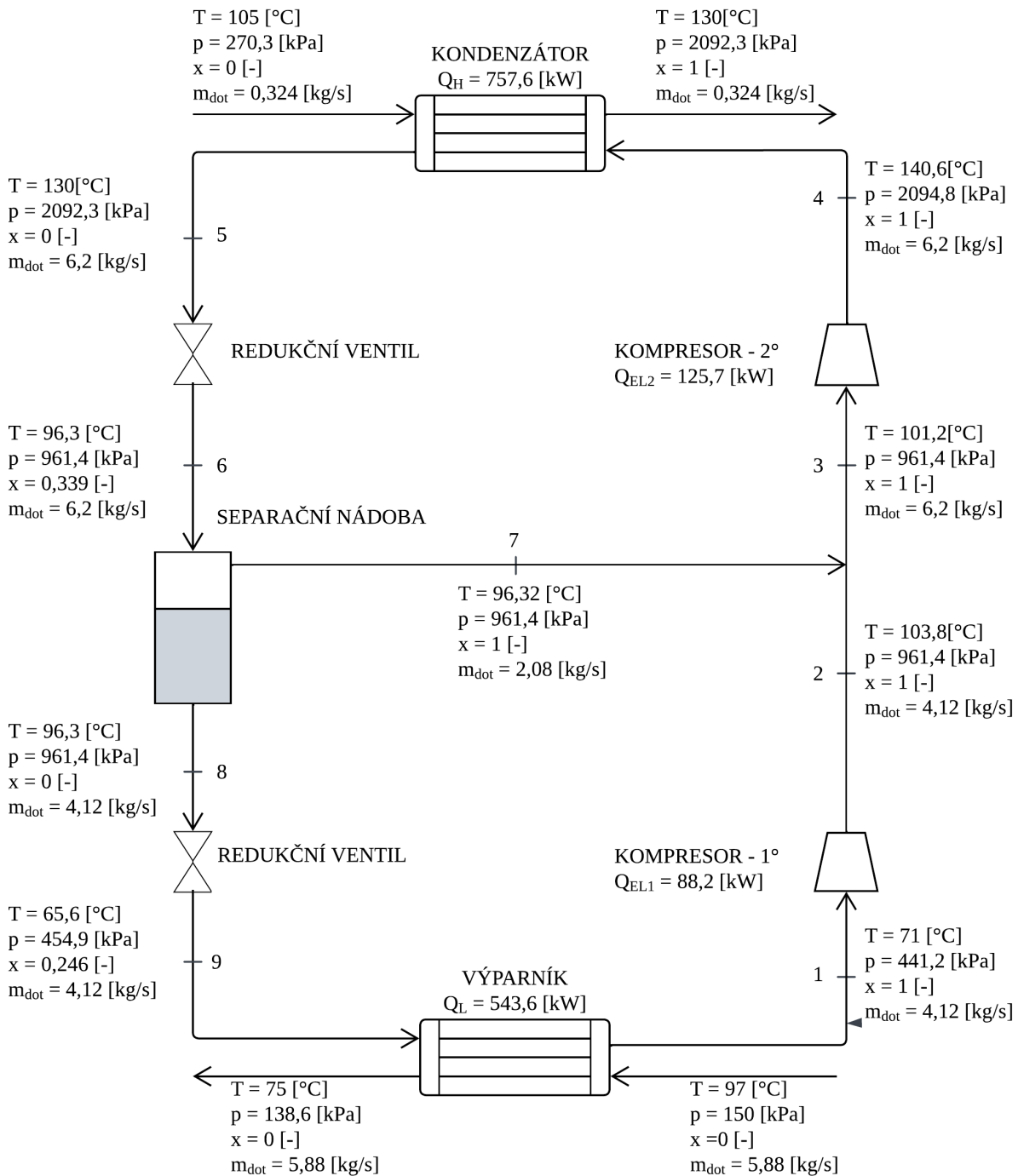
Pro první stupeň komprese model řady M při otáčkách 2940 [min^{-1}] dosahuje objemového průtoku 708 [$\frac{m^3}{h}$]. Pro druhý stupeň komprese z řady L XHP je nejvíce vhodný model H2000, který při otáčkách 2940 [min^{-1}] dosahuje objemového průtoku 1990 [$\frac{m^3}{h}$]. Pro

docílení vhodného průtoku u obou kompresorů lze použít frekvenční měnič, díky kterému lze regulovat otáčky kompresoru [38].

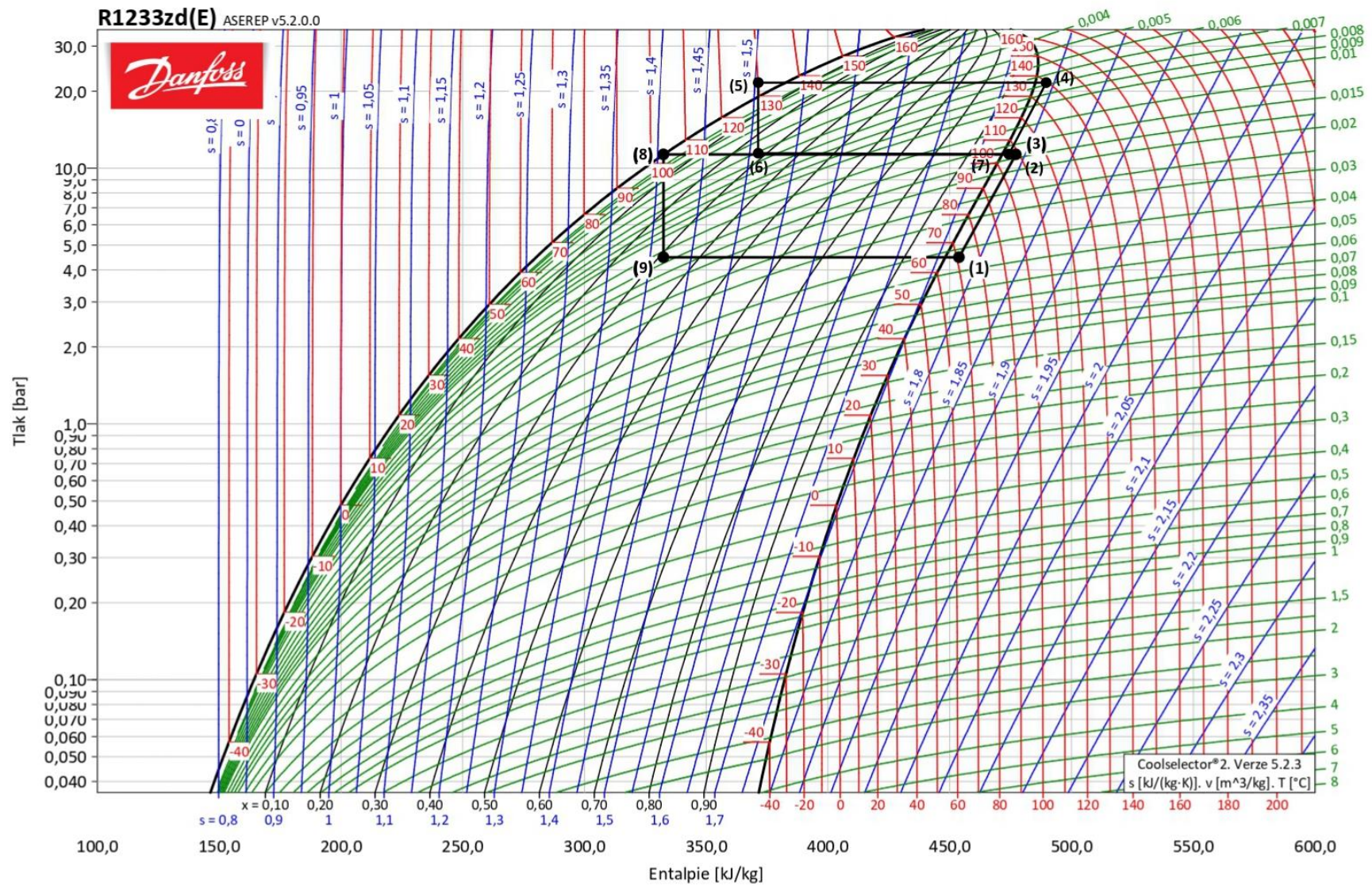
Zvolené typy šroubových kompresorů jsou vhodné vzhledem k nepřetržité dodávce stlačené pracovní látky s požadovanými parametry.

2.4.4 KONEČNÝ PRACOVNÍ CYKLUS TEPELNÉHO ČERPADLA

Konečný cyklus po zohlednění tlakových ztrát, menších změn v průtocích a výstupních teplotách je uveden na Obr. 32. Navržený cyklus dosahuje topného faktoru $COP = 3,54 [-]$. Zakreslený cyklus do p–h diagramu pracovní látky R1233zd(E) je dále na Obr. 33.



Obr. 32 Konečný navrhovaný cyklus s vybranými parametry.



Obr. 33 Zakreslení pracovního cyklu do p-h diagramu s využitím podkladů ze [34].

Pro určení finálního topného faktoru je potřeba stanovit skutečný odběr elektřiny kompresory. Pro určení odběru elektřiny kompresory je nutné ještě výkon kompresorů se zahrnutou izoentropickou účinností $\dot{Q}_{el,1} a 2$ (viz Obr. 32) podělit účinností motoru η_{motor} , která zahrnuje ztráty energie při přeměně elektrické energie na mechanickou energii motoru a ztrátu v ložiskách. Tím je potom dán jejich skutečný odběr elektřiny. Účinnost motoru je uvažována jako 95 % [41].

$$P_{kompresory} = \frac{\dot{Q}_{el,1} + \dot{Q}_{el,2}}{\eta_{motor}} \quad (42)$$

Skutečný topný faktor finálního cyklu je $COP_H = 3,36$. V Tab. 10 je potom souhrnně uvedeno postupné zohledňování reálných podmínek a jejich vliv na topný faktor.

Tab. 10 Postupné zohledňování reálných podmínek.

→ Postupné zohledňování reálných podmínek →				
	Ideální cyklus	Izoentropická účinnost 70 [%]	Tlakové ztráty $\Delta p_{kond} = 25 [kPa]$ $\Delta p_{výp} = 13 [kPa]$	El. účinnost 95 [%]
Výkon kondenzátoru [kW]	691,9	755,4	757,8	757,8
Výkon výparníku [kW]	543,6	543,6	543,6	543,6
Příkon kompresorů [kW]	148,3	211,8	214,1	225,4
$COP_H [-]$	4,67	3,57	3,54	3,36

2.5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V této kapitole jsou stanoveny investiční a provozní náklady navrhovaného tepelného čerpadla. Pro zjištění investičních nákladů bylo využito vědecké publikace [4] z roku 2020, ve které jsou uvedeny empirické vztahy pro výpočet ceny základních aparátů tepelného čerpadla. Dále je stanovena prostá i diskontovaná doba návratnosti investice do tepelného čerpadla, která je často rozhodujícím faktorem pro investory.

Nejdříve bylo nutné stanovit pořizovací náklady základních komponent a následně celého zařízení. Základní komponenty jsou především kompresory a výměníky tepla. Zbylé položky jako separační nádoba, ventily, potrubí apod. budou rovněž zahrnuty, jak je předvedeno níže. Jelikož se ale jedná o minoritní investice, tak nejsou z pohledu ceny celého zařízení zásadní.

Pořizovací náklady na deskové výměníky jsou závislé na velikosti teplosměnné plochy. Vztah pro výpočet jejich ceny v eurech je:

$$C_{\text{výměník}} = 15526 \cdot \left(\frac{A}{42}\right)^{0,80} \quad (43)$$

Pořizovací náklady na šroubové kompresory jsou závislé na velikosti sacího objemového průtoku pracovní látky. Vztah pro jejich výpočet (opět v eurech) je:

$$C_{\text{kompresor}} = 19850 \cdot \left(\frac{\dot{V}_{in}}{279,8}\right)^{0,73} \quad (44)$$

Pořizovací náklady na separační nádobu jsou závislé na jejím objemu. Vztah pro její výpočet je:

$$C_{\text{nádoba}} = 1444 \cdot \left(\frac{V}{0,089}\right)^{0,63} \quad (45)$$

Pořizovací náklady potrubí (včetně všech ventilů, šroubení apod.) a potřebných menších nádrží (např. odlučovač a chladič maziva apod.) činí přibližně 10 % ze součtu výše zmíněných komponent, tedy konkrétně:

$$C_{\text{potrubí}} = 0,10 \cdot \left(\sum C_{\text{výměník}} + \sum C_{\text{kompresor}} + C_{\text{nádoba}}\right) \quad (46)$$

Náklady na elektronické vybavení (řídící panel, spínače, měřicí přístroje, regulace, expanzní ventily apod.) jsou dány stejným vztahem, a to:

$$C_{\text{elektro}} = 0,10 \cdot \left(\sum C_{\text{výměník}} + \sum C_{\text{kompresor}} + C_{\text{nádoba}}\right) \quad (47)$$

Celková pořizovací cena všech komponent je potom součtem všech výše uvedených nákladů:

$$C_{zařizeni} = \sum C_{Vyměnik} + \sum C_{kompresor} + C_{nádob} + C_{potrubí} + C_{elektro} \quad (48)$$

Další vynaložené náklady jsou na inženýrské práce jako návrh tepelného čerpadla inženýrskou firmou, konstrukční činnost, zhotovení projektu, výkresové dokumentace (potrubní trasy, dispoziční umístění do stávajícího provozu atd.), instalaci a nájezd zařízení. Finální pořizovací cena nového tepelného čerpadla je potom přibližně:

$$C_{komplet} = 4,16 \cdot C_{zařizeni} \quad (49)$$

Cena konečného produktu bez zhotovení projektu a uvedení zařízení do provozu je stanovena jako dvojnásobek ceny zařízení $C_{zařizeni}$.

Roční úspora je potom dána velikostí topného výkonu tepelného čerpadla, díky kterému dochází ke zmenšení odběru plynu v žárotrubném kotli při uvážení účinnosti kotle 90 %. Úspora se projevuje snížením spotřeby zemního plynu. Provozní úspory dosažené investicí do tepelného čerpadla jsou potom rozdílem ušetřených nákladů (náklady na plyn), nákladů na elektřinu pro provoz a servis tepelného čerpadla (náklady na servis jsou uvažovány jako 2 % z $C_{komplet}$):

$$CF = C_{plyn} - C_{elektřina} - C_{servis} \quad (50)$$

Výpočet prosté návratnosti (doba, kdy se zařízení zaplatí) je dán vztahem:

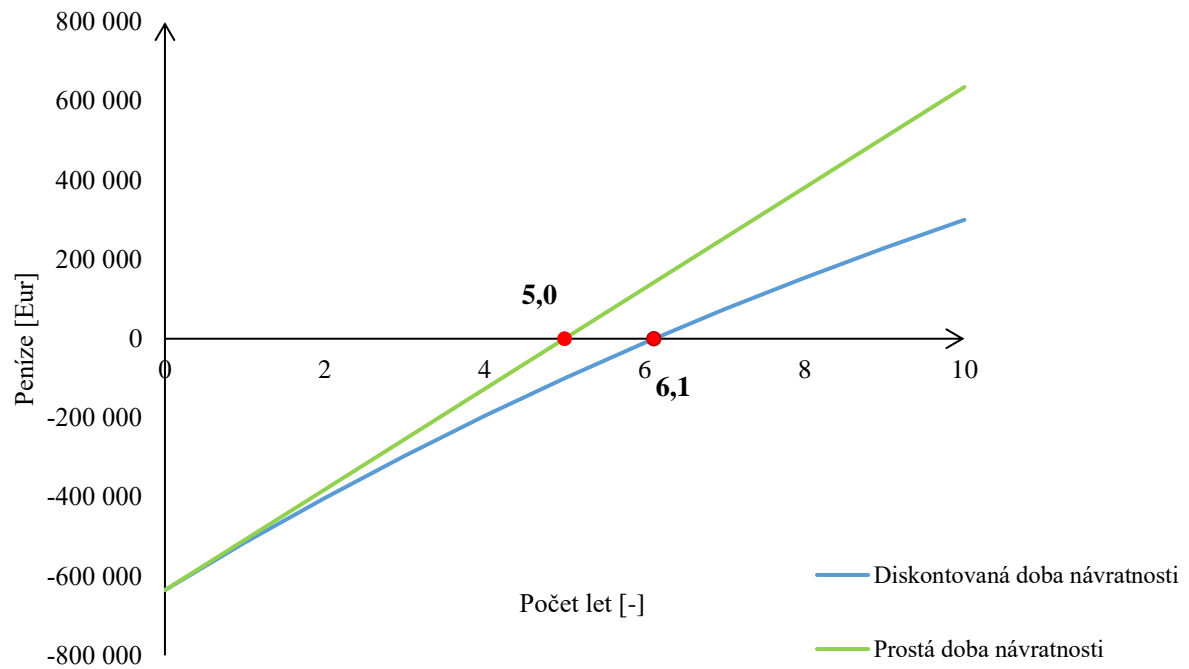
$$PB = \frac{C_{komplet}}{CF} \quad (51)$$

Do výpočtu doby návratnosti je dále vhodné zohlednit diskontní sazbu. Tím je zahrnuta snižující se kupní síla peněz v čase. Aktuální diskontní sazba „i“ dána Českou národní bankou je 6 % [42]. Diskontovaná návratnost investice je potom stanovena dle vzorce (52) [43].

$$PB_D = \frac{-\ln\left(1 - \frac{C_{komplet} \cdot i}{CF}\right)}{\ln(1 + i)} \quad (52)$$

Pro určení doby návratnosti bylo dále nutné stanovit ceny plynu a elektřiny. Pro tento případ byly uvažovány: cena plynu = 2,5 $\left[\frac{kč}{kwh}\right]$ [44] a cena elektřiny = 5 $\left[\frac{kč}{kwh}\right]$ [45] (včetně distribučních a dalších poplatků). S uvážení provozního fondu zařízení = 3431 [h] (dáno dobou odpařování várky 9,4 [h] za den po celý rok). Vychází prostá doba návratnosti je 5,0 [let] a diskontovaná doba návratnosti 6,1 [let]. Průběh obou návratností po dobu 10 let je uveden na Obr. 34.

Doba návratnost investice



Obr. 34 Průběh doby návratnosti.

V potaz nebyly uvažovány možné změny v cenách energií v příštích letech. Jelikož se jedná o těžko předvídatelné parametry, byly ponechány konstantní.

Pořizovací cena celého zařízení včetně všech inženýrských prací, projektových dokumentací, instalace zařízení a jeho nájezdu byla vypočtena na 635 133 [Eur]. Roční úspora (při odečtení provozních nákladů samotného tepelného čerpadla) je 127 107 [Eur/r].

2.6 POROVNÁNÍ S TRADIČNÍMI ZDROJI

V průmyslových provozech ještě nejsou tepelná čerpadla jako alternativní zdroje energie příliš rozšířená. Pro produkci tepla slouží kotle spalující tradiční paliva jako lehký topný olej (LTO) či zemní plyn. Pro zhodnocení potenciálních výhod plynoucích z aplikace tepelného čerpadla je v této podkapitole porovnáno navrhované tepelné čerpadlo s tradičními zdroji tepla pro generování topné páry. V řešeném průmyslovém provozu slouží k produkci páry žárotrubný kotel na zemní plyn. Tento kotel byl doplněn kombinovanými hořáky umožňujícími spalování LTO.

Ve zde provedené analýze je porovnána energie vyprodukovaná pomocí navrhovaného tepelného čerpadla či kotle spalujícího zemní plyn nebo LTO, a to z hlediska vlivu na životní prostředí v podobě emisí CO₂. Tepelné čerpadlo o daném výkonu (757,5 [kW]) je také vhodné porovnat s žárotrubným kotlem o stejném výkonu z pohledu pořizovacích a provozních nákladů.

Souhrnně jsou tyto parametry uvedeny v následující Tab. 11.

Tab. 11 Porovnávací parametry jednotlivých zdrojů [44–47]

Zařízení	Energetický zdroj	Cena zdroje [kč/kwh]	Roční provozní náklady [kč]	Pořizovací náklady zařízení [kč]	Produkce emisí [kg CO ₂ /kwh]	Vyprodukované emise za rok [t CO ₂ /r]
Tepelné čerpadlo	Elektrina	5,00	3 864 432	7 328 457	0,408	315,3
Žárotrubný kotel	Plyn	2,50	8 022 072	3 525 494	0,200	577,6
Žárotrubný kotel	LTO	1,45	4 652 802	3 525 494	0,268	774,0

Pro porovnání pořizovacích nákladů zařízení byla cena tepelného čerpadla uvažována bez zhotovení projektu. V případě žárotrubného kotle byla cena poptána přímo u výrobce kotlů pro požadované parametry páry a danou provozní kapacitu. To samé platí i v případě stanovení nákladů na vytápění LTO, kdy byla poptána od dodavatele topných olejů a stanovena včetně dopravy a stočení na místě provozu. Z důvodu smluvních podmínek není možné cenové nabídky přiložit.

Z hlediska ceny energetického zdroje je elektrina nejdražší. Její odběr pro provoz tepelného čerpadla není ale tak velký a ve skutečnosti jsou provozní náklady tepelného čerpadla nejnižší. Z pohledu pořizovacích nákladů je tepelné čerpadlo dražší než žárotrubný kotel o daném výkonu. To může investory odradit, přestože z dlouhodobého hlediska je provoz čerpadla ekonomicky výhodnější. Environmentální aspekty jsou ovlivněny energetickým mixem České republiky, který je z velké části tvořen spalováním uhlí (38,3 [%] hnědého a 3,5 [%] černého za rok 2022) [48]. To vede k tomu, že i tepelné čerpadlo stále značně produkuje emise, i když je v dané lokalitě neuvolňuje. V porovnání s žárotrubným kotlem jsou ale znatelně menší. Hodnota 0,408 [kg CO₂/kwh] je vztažena na výrobu elektřiny z fosilních zdrojů [47].

Posledním parametrem, který je vhodné zmínit, je povinnost nákupu emisních povolenek. Dle Zákona č. 383/2012 Sb. o podmínkách obchodování s povolenkami na emise skleníkových

plynů jsou provozu povinny platit pouze v případě spalování paliv v zařízeních s celkovým jmenovitým příkonem vyšším než 20 [MW] [49], což rozhodně není případ řešeného průmyslového provozu. Z hlediska nákupu emisních povolenek nejsou porovnávané technologie pro výrobu energie nijak vzájemně znevýhodněny a náklady distributorů za emisní povolenky na výrobu elektřiny, výrobu a importu plynu nebo LTO jsou již zohledněny v jejich nákupních cenách.

DISKUSE

Tepelné čerpadlo bylo navrženo jako dodatkový zdroj tepla pro produkci nízkotlaké topné páry pro snížení spotřeby zemního plynu v průmyslovém provozu. Jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo byla vybrána brýdová pára produkovaná během zahušťování procesního média, jejíž teplo je v současné době částečně mařeno. Teplo z brýdové páry je získáváno prostřednictvím energetické vody, která je brýdovou parou ohřívána. Energetická voda je následně ochlazována v navrženém tepelném čerpadle a její teplo je přečerpáno na využitelnou úroveň pro účely vytápění v průmyslovém provozu. Navržené čerpadlo lze provozovat s poměrně malým provozním fondem. Oproti ideálnímu kontinuálnímu provozu s minimální dobou na odstávky (cca 8000 [h/r]) je možné dané čerpadlo provozovat pouze 3431 [h/r] v provozních cyklech 9,4 [h/den].

I přes omezený provozní fond lze díky velmi efektivnímu provozu tepelného čerpadla s topným faktorem 3,36 dosáhnout velkých provozních úspor zajišťujících uspokojivou dobu návratnosti.

Při výpočtech byla aplikována řada zjednodušení. Při výpočtu tepelného čerpadla nebyly například zohledněny tepelné ztráty zařízení, popřípadě v potrubí s generovanou topnou parou. Vzhledem k tomu, že pracovní látka dosahuje poměrně vysokých teplot, bude nutné potrubí zaizolovat z energetických i bezpečnostních důvodů. V případě izolace této dopravní trasy a krátké vzdálenosti mezi místem produkce (tepelné čerpadlo) a spotřeby energie nemá toto zjednodušení výrazný vliv na přesnost dosažených výsledků.

V kapitole 2.5 bylo zjištěno, že investice do tepelného čerpadla je spojena s uspokojivou dobou návratnosti. To je ale silně závislé na cenách elektřiny (jako zdroje energie pro tepelné čerpadlo) a zemního plynu (jako zdroje energie pro současně provozovaný parní kotel). Jelikož jsou tyto ceny zejména v poslední době silně turbulentní, tak je třeba k ekonomickému zhodnocení přistupovat s ohledem na budoucí možný vývoj, což je spojeno se značnou nejistotou.

Z výsledků v kapitole 2.6 vyplývá, že tepelné čerpadlo je v porovnání se stávajícím kotlem ekologičtější variantou z hlediska vypouštěných emisí CO₂. A to navzdory faktu, že elektřina pro tepelné čerpadlo pochází z energetického mixu ČR, kde její značná část pochází z uhelných elektráren. Dalšího vylepšení ekologických parametrů tepelného čerpadla by bylo možné dosáhnout kombinací s obnovitelným zdrojem energie (elektřiny) aplikovaným v řešeném průmyslovém provozu. To by ale vyžadovalo další důkladnou analýzu, která již není součástí této práce.

ZÁVĚR

Úkolem práce bylo provedení tepelně-hydraulického návrhu tepelného čerpadla pro průmyslové využití. Dále provést technické, ekonomické a environmentální vyhodnocení jeho aplikace v porovnání s tradičními zdroji tepelné energie.

V první části práce byla představena technologie tepelných čerpadel využitelných v průmyslovém prostředí spolu s dílčími zařízeními, jako jsou kompresory, výměníky tepla a redukční ventily. Nejprve byla představena funkce zařízení a jeho základní principy. Následovalo popsání hlavních konfigurací tepelných čerpadel (jednostupňová a dvoustupňová tepelná čerpadla a jejich různá provedení) společně se základními výpočetními vztahy a charakteristikami jednotlivých cyklů. Dále byly popsány pracovní látky používané v tepelných čerpadlech a chladících zařízeních, jejich vývoj v posledních desetiletích a uvedení nových látek 4. generace (HFO). Následoval popis základních komponent, které se v tepelných čerpadlech používají. Pro čisté pracovní látky jsou vhodné především profilované deskové výměníky tepla, které byly vybrány i do praktické části. Výběr kompresoru je závislý na provozních podmínkách. Jejich omezení je především ve výstupních teplotách, tlacích a objemových průtocích. Do praktické části byly vybrány šroubové kompresory, které jsou schopny provozu při vysokých teplotách a tlacích, a zároveň zajišťují kontinuální provoz bez vibrací a s možností široké oblasti regulace, tím i topného výkonu tepelného čerpadla.

Ve druhé části bylo vybráno vhodné umístění tepelného čerpadla do průmyslového provozu a vytvořen jeho bilanční model. Na základě rešerše a výpočetních softwarů Genetron Properties a Coolselector byla vybrána vhodná pracovní látka R1233zd(E) a typ tepelného čerpadla (dvoustupňové tepelné čerpadlo se separační nádobou) s termodynamickým cyklem nejúčinnějším pro danou aplikaci s topným výkonem $757,6 [kW]$ a topným faktorem 3,36. Dále byl proveden tepelně-hydraulický návrh výparníku a kondenzátoru pomocí softwaru HTRI a výběr kompresorů s využitím výsledků bilance ze softwaru Genetron Properties pro vybraný pracovní cyklus. Na závěr této práce bylo provedeno ekonomické zhodnocení a porovnání s tradičními zdroji. Hlavním výstupem byla diskontovaná doba návratnosti investice, která pro zvolené ceny plynu a elektřiny vyšla 6,1 let s ročními úsporami ve výši $127\,107 [Eur/r]$.

Technologie tepelných čerpadel nabízí zajímavou cestu k využití odpadního a jinak již nevyužitelného tepla v průmyslových provozech. Díky tomu lze ušetřit na provozních nákladech a snížit dopady v případě silných turbulencí cen energií na trhu. Elektřina pro tepelné čerpadlo může být získávána i jinými způsoby než dodávkou ze sítě, což pouze prohlubuje potenciál této technologie pro dosažení energeticky nezávislého provozu.

Další práci v oblasti vysokoteplotních tepelných čerpadel by bylo vhodné cílit na další průmyslové provozy a sektory, kde má tato technologie velký potenciál. Spolu s dalším vývojem komponent tepelných čerpadel (zejména kompresorů) a moderních pracovních látek pro dosažení ještě vyšších provozních teplot tato snaha povede k modernizaci průmyslových provozů, které tak obstojí z hlediska vysokých energetických, ekonomických a ekologických nároků.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Energy crisis: Three EU-coordinated measures to cut down bills* [online]. 2023 [vid. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.consilium.europa.eu/en/infographics/eu-measures-to-cut-down-energy-bills/>
- [2] PAPAPETROU, Michael, George KOSMADAKIS, Andrea CIPOLLINA, Umberto LA COMMARE a Giorgio MICALE. Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2018, **138**, 207–216 [vid. 2023-03-21]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043
- [3] KOSMADAKIS, George. Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2019, **156**, 287–298 [vid. 2023-03-21]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.04.082
- [4] KOSMADAKIS, George, Cordin ARPAGAUS, Panagiotis NEOFYTOU a Stefan BERTSCH. Techno-economic analysis of high-temperature heat pumps with low-global warming potential refrigerants for upgrading waste heat up to 150 °C. *Energy Conversion and Management* [online]. 2020, **226**, 113488. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2020.113488
- [5] ALVES-FILHO, Odilio. *Heat Pump Dryers: Theory, Design and Industrial Applications* [online]. 0 vyd. B.m.: CRC Press, 2015 [vid. 2022-09-19]. ISBN 978-0-429-17332-5. Dostupné z: doi:10.1201/b18783
- [6] HUNDY, G.F., A.R. TROTT a T.C. WELCH. *REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEAT PUMPS*. 5. vyd. B.m.: Butterworth-Heinemann, nedatováno. ISBN 978-0-08-100647-4.
- [7] ARPAGAUS, Cordin, Frédéric BLESS, Michael UHLMANN, Jürg SCHIFFMANN a Stefan S. BERTSCH. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy* [online]. 2018, **152**, 985–1010 [vid. 2022-10-23]. ISSN 0360-5442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2018.03.166
- [8] XIN-RONG, Zhang a Yamuguchi HIROSHI. *Transcritical CO2 Heat pump - Fundamentals and applications* [online]. Singapore Pte. Ltd: John Wiley & Sons, 2021. Dostupné z: <https://download.e-bookshelf.de/download/0016/1740/02/L-G-0016174002-0052376109.pdf>
- [9] ADAMSON, Keri-Marie, Timothy Gordon WALMSLEY, James K. CARSON, Qun CHEN, Florian SCHLOSSER, Lana KONG a Donald John CLELAND. High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2022, **167**, 112798 [vid. 2022-10-28]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2022.112798
- [10] RUDONJA, Nedžad, Milan GOJAK, Ivan ZLATANOVIĆ a Ružica TODOROVIĆ. Thermodynamic Analysis of a Cascade Heat Pump Incorporated in High-Temperature Heating System. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* [online]. 2020,

- 66(11), 677–683 [vid. 2023-03-13]. ISSN 00392480. Dostupné z: doi:10.5545/sv-jme.2020.6836
- [11] *Hydrofluorocarbon phase-down in Europe* [online]. [vid. 2022-12-05]. Dostupné z: <https://www.eea.europa.eu/ims/hydrofluorocarbon-phase-down-in-europe>
- [12] SCHIESSL, S.R.O. *Nová generace chladiv – nízké hodnoty GWP, energeticky výhodné* [online]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-solstice-prirucka-6271-.pdf>
- [13] BACHARACH. Porozumění bezpečnostní klasifikaci chladiva s. *Bacharach* [online]. 12. listopad 2019 [vid. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://www.mybacharach.com/cs/porozum%C4%9Bn%C3%AD-klasifikac%C3%ADm-bezpe%C4%8Dnosti-chladiv/>
- [14] JEGLA, Zdeněk. Přednáška: Navrhování procesních a energetických systémů – Deskové výměníky tepla. In: . Brno. 2022.
- [15] *Plate heat exchangers* [online]. [vid. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/plate-heat-exchangers/>
- [16] *Alfa Laval Compabloc welded heat exchangers* [online]. [vid. 2022-11-14]. Dostupné z: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/alfa-laval-compabloc-welded-heat-exchangers_product-brochure_en.pdf
- [17] JEGLA, Zdeněk. Přednáška: Navrhování procesních a energetických systémů – Navrhování trubkových výměníků tepla. In: . Brno. 2022.
- [18] *S. S. Engineering / Products* [online]. [vid. 2022-11-12]. Dostupné z: <http://www.ssendia.com/double-pipe-heat.html>
- [19] SAYS, Feihong. Heat Exchanger Design and Types of Heat Exchanger. *Alternative Energy Tutorials* [online]. [vid. 2022-11-12]. Dostupné z: <https://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/heat-exchanger-design.html>
- [20] Multi-pass Industrial Heat Exchanger | Shell and Tube Heat Exchanger. *SACOME* [online]. [vid. 2022-11-13]. Dostupné z: <https://www.sacome.com/en/industrial-multiple-pass-heat-exchanger/>
- [21] RAJIBRAY. Shell and Tube Heat Exchanger. *Pharmacy Gyan* [online]. 26. listopad 2021 [vid. 2022-11-13]. Dostupné z: <https://pharmacygyan.com/shell-and-tube-heat-exchanger/>
- [22] HODBOŇ, Josef. Výběr tepelného čerpadla podle vstupní a výstupní teploty. *TZB-info* [online]. 11. duben 2022 [vid. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23695-vyber-tepelneho-cerpadla-podle-vstupni-a-vystupni-teploty>
- [23] CONDITIONING, Ace Plumbing Heating and Air. What Is a Heat Exchanger? *Ace Plumbing Heating and Air Conditioning* [online]. 23. únor 2017 [vid. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://aceplumbing.com/plumbing-faq/what-is-a-heat-exchanger/>

- [24] *Brazed plate heat exchangers* [online]. [vid. 2022-11-14]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/industries/refrigeration/brazed-plate-heat-exchangers.pdf>
- [25] *The theory behind heat transfer – Plate heat exchanger* [online]. [vid. 2022-11-14]. Dostupné z: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa_laval_heating_and_cooling_hub_the_theory_behind_heat_transfer.pdf
- [26] LAW, hard, Adam HARVEY a Whitley BAY. *A Knowledge-Based System for the Selection/Design of Low-Grade Waste-Heat Recovery Technology*. 2013.
- [27] KOMPRESORY-VZDUCHOTECHNIKA.CZ. Jak správně vybrat kompresor? *kompresory-vzduchotechnika.cz* [online]. 15. leden 2019 [vid. 2022-12-18]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/jak-vybrat-kompresor/>
- [28] *Andreas-Muck_Viking-Heat-Engines.pdf* [online]. [vid. 2023-03-24]. Dostupné z: https://heatroadmap.eu/wp-content/uploads/2019/04/Andreas-Muck_Viking-Heat-Engines.pdf
- [29] WANG, Chuang, Bingqi WANG, Mingkun LIU a Ziwon XING. A Review of Recent Research and Application Progress in Screw Machines. *Machines* [online]. 2022, **10**(1), 62 [vid. 2022-11-19]. ISSN 2075-1702. Dostupné z: doi:10.3390/machines10010062
- [30] *OCHSNER – Heat pumps* [online]. [vid. 2023-03-24]. Dostupné z: <https://avk-energy.lv/wp-content/uploads/2018/04/WebPage.pdf>
- [31] WAQAR, Engineer. What is a Scroll Compressor? | Working Principle of Scroll Compressor. *Mechanical Boost* [online]. 25. leden 2022 [vid. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://mechanicalboost.com/scroll-compressor/>
- [32] Centrifugal Compressor: Definition, Types, Working Principle, Components, Applications, Advantages & Disadvantages. *Engineering Learn* [online]. 16. září 2021 [vid. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://engineeringlearn.com/centrifugal-compressor-definition-types-working-principle-components-applications-advantages-disadvantages/>
- [33] *Unitop 22 | Welcome to Friotherm* [online]. [vid. 2023-03-26]. Dostupné z: <https://www.friotherm.com/products/unitop/unitop-22/>
- [34] *Coolselector®2* [online]. [vid. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/>
- [35] *Genetron Properties Suite | European Refrigerants* [online]. [vid. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/genetron-properties-suite/>
- [36] LU, Zhenneng, Yuan YAO, Guangping LIU, Weibin MA a Yulie GONG. Thermodynamic and Economic Analysis of a High Temperature Cascade Heat Pump System for Steam Generation. *Processes* [online]. 2022, **10**(9), 1862 [vid. 2023-02-21]. ISSN 2227-9717. Dostupné z: doi:10.3390/pr10091862
- [37] *HTRI* [online]. [vid. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.htri.net/>

- [38] GEA – engineering for a better world. *GEA engineering for a better world* [online]. [vid. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.gea.com/en/index.jsp>
- [39] *Heating scrolls – HHP* [online]. [vid. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en/products/dcs/compressors/compressors-for-air-conditioning-and-heating/heating-scrolls-hhp/>
- [40] *Welcome to BITZER* [online]. [vid. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.bitzer.de/by/en/>
- [41] How to Estimate Compressor Efficiency? *Campbell Tip of the Month* [online]. [vid. 2023-05-14]. Dostupné z: <http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2015/07/how-to-estimate-compressor-efficiency/>
- [42] *Jak se vyvíjela diskontní sazba ČNB? - Česká národní banka* [online]. [vid. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.cnb.cz/cs/casto-kladene-dotazy/Jak-se-vyvijela-diskontni-sazba-CNB/>
- [43] *Payback Period Calculator* [online]. [vid. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.calculator.net/payback-period-calculator.html>
- [44] Ceníky plynu pro podnikatele v distribuční oblasti GasNet s.r.o. a QUANTUM, a.s. *LAMA energy* [online]. [vid. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.lamaenergy.cz/podnikatele/podpora/ke-stazeni/ceniky/ceniky-plynu-pro-podnikatele/ceniky-plynu-pro-podnikatele-v-distribucni-oblasti-gasnet-s-r-o-a-quantum-a-s/>
- [45] TZB-INFO, Kalkulátor cen energií. Nezávislé porovnání cen elektřiny a plynu | Ceny 2023. *Kalkulátor cen energií TZB-info* [online]. [vid. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://kalkulator.tzb-info.cz/>
- [46] ČR, MŽP. Výpočtové faktory pro výkazy emisí za rok 2022. *http://* [online]. 7. prosinec 2022 [vid. 2023-03-19]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/vypoctove_faktory_emise
- [47] *Emisní faktor CO₂ z výroby elektřiny za léta 2010–2022 | MPO* [online]. [vid. 2023-03-19]. Dostupné z: https://www.mpo.cz/cz/energetika/statistika/elektrina-a-teplo/emisni-faktor-co2-z-vyroby-elektriny-za-leta-2010_2022--273197/
- [48] *Energostat – aktuální data z energetiky* [online]. [vid. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/energostat/power/generation-share/czech/2022-01-01/2022-12-31>
- [49] 383/2012 Sb. Zákon o podmínkách obchodování s povolenkami na emise skleníkových plynů. *Zákony pro lidi* [online]. [vid. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-383>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
A	Teplosměnná plocha	$[m^2]$
C	Cena	$[Euro]$
$C_{komplet}$	Celková cena pro implementaci zařízení	$[Euro]$
$C_{kompresor}$	Pořizovací náklady na šroubový kompresor	$[Euro]$
$C_{nádoaba}$	Pořizovací náklady na separační nádobu	$[Euro]$
$C_{potrubí}$	Pořizovací náklady na potrubí	$[Euro]$
$C_{výměník}$	Pořizovací náklady na deskový výměník	$[Euro]$
$C_{zařízení}$	Pořizovací náklady všech komponent	$[Euro]$
CF	Roční úspora	$[Euro]$
COP_C	Chladicí faktor	$[-]$
COP_H	Topný faktor	$[-]$
h	Entalpie	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
LTO	Lehký topný olej	$[-]$
M	Molární hmotnost	$\left[\frac{kg}{mol}\right]$
\dot{m}	Hmotnostní průtok	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
\dot{m}_H	Hmotnostní průtok ve vysokotlaké části	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
\dot{m}_L	Hmotnostní průtok ve nízkotlaké části	$\left[\frac{kg}{s}\right]$

\dot{m}_{vody}	Hmotnostní průtok vody výparníkem	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{vody K}$	Hmotnostní průtok vody kondenzátorem	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\eta_{izoentropická}$	Izoentropická účinnost komprese	$[-]$
Δp	Tlaková ztráta	$[kPa]$
p_c	Kritický tlak	$[kPa]$
p_H	Kondenzační tlak	$[kPa]$
p_i	Dělicí tlak	$[kPa]$
p_L	Vypařovací tlak	$[kPa]$
$P_{kompresory}$	Příkon kompresorů	$[kW]$
PB	Prostá doba návratnosti	$[let]$
PBD	Diskontovaná doba návratnosti	$[let]$
$Q_{ext.zdroj}$	Výkon externího energetického zdroje	$[kW]$
\dot{Q}_H	Topný výkon	$[kW]$
q_H	Měrná energie využitelná v kondenzátoru	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
\dot{Q}_L	Chladicí výkon	$[kW]$
$\dot{Q}_{Nabití zásobníku}$	Výkon potřebný k nabití energetické vody	$[kW]$
\dot{Q}_{PAR}	Výkon potřebný ke generování páry	$[kW]$
$\dot{Q}_{PŘ}$	Výkon potřebný pro předehřev vody	$[kW]$
$\dot{Q}_{TČ výparník}$	Využitelný výkon ve výparníku	$[kW]$

$\dot{Q}_{\text{výparníku}}$	Výkon výparníku	$[kW]$
R_f	Faktor zanášení	$\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
$t_{\text{celková}}$	Celková doba zpracování várky	$[s]$
$t_{\text{dohřev}}$	Doba dohřevu várky	$[s]$
t_{odparu}	Doba odparu várky	$[s]$
$t_{\text{ohřev}}$	Doba ohřevu várky	$[s]$
T	Teplotní diference	$[^{\circ}C]$
T_C	Kritická teplota	$[^{\circ}C]$
T_H	Kondenzační teplota	$[^{\circ}C]$
T_i	Dělicí teplota	$[^{\circ}C]$
T_L	Vypařovací teplota	$[^{\circ}C]$
ΔT_{min}	Minimální rozdíl teplot	$[K]$
TZL	Tuhé znečišťující látky	$[-]$
U	Součinitel prostupu tepla	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
\dot{V}	Objemový průtok	$\left[\frac{m^3}{s} \right]$
w	Měrná energie kompresoru	$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$
w_H	Měrná energie kompresoru - 2°	$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$
W_H	Výkon kompresoru - 2°	$[kW]$
w_L	Měrná energie kompresoru - 1°	$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

W_L	Výkon kompresoru - 1°	[kW]
$\eta_{izoentropická}$	Izoentropická účinnost komprese	[-]
η_{motor}	Účinnost motoru	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Základní schéma jednostupňového tepelného čerpadla.	14
Obr. 2 Ideální pracovní cyklus jednostupňového tepelného čerpadla [5].	15
Obr. 3 Porovnání ideálního a reálného pracovního cyklu [5].	16
Obr. 4 Jednostupňové tepelné čerpadlo s vnitřním výměníkem tepla [5].	18
Obr. 5 Jednostupňové tepelné čerpadlo se zaplaveným výparníkem [5].	19
Obr. 6 Nadkritické jednostupňové tepelné čerpadlo.	21
Obr. 7 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s mezichladičem [5].	23
Obr. 8 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s mžikovým mezichladičem [5].	24
Obr. 9 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s otevřeným mezichladičem [5].	26
Obr. 10 Kaskádové tepelné čerpadlo s dvěma okruhy.	27
Obr. 11 Deskový výměník tepla – těsněné provedení [15].	33
Obr. 12 Pájený (vlevo) a svařovaný deskový výměník tepla (vpravo). [15]	33
Obr. 13 Výměník typu trubka v trubce [18].	34
Obr. 14 Zobrazení proudění a typů provedení vnitřních trubek [19].	35
Obr. 15 Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami [20].	35
Obr. 16 Charakter proudění výměníku se segmentovými přepážkami [21].	36
Obr. 17 Trubkový výměník tepla chlazený vzduchem [23].	36
Obr. 18 Pracovní cyklus pístového kompresoru [27].	38
Obr. 19 Pístový kompresor s více válci [6].	39
Obr. 20 Jednošroubový (vlevo) a dvoušroubový kompresor (vpravo) [29].	39
Obr. 21 Spirálový kompresor [31].	40
Obr. 22 Odstředivé čerpadlo a jeho funkce [32].	41
Obr. 23 Princip regulace tlaku pomocí termostatického ventilu [6].	43
Obr. 24 Jednoduché schéma nahřívání várky.	45
Obr. 25 Jednoduché schéma zahušťování várky.	46
Obr. 26 Průběh zpracování várky.	47
Obr. 27 Závislost teplosměnné plochy A na teplotní diference ΔT_{min}	49
Obr. 28 Porovnávací cyklus pro výběr pracovní látky.	50
Obr. 29 Uspořádání chodů látek ve výparníku.	55
Obr. 30 Rozdělení výkonu pro generování páry.	56
Obr. 31 Uspořádání chodů látek v kondenzátoru.	57
Obr. 32 Konečný navrhovaný cyklus s vybranými parametry.	60
Obr. 33 Zakreslení pracovního cyklu do p-h diagramu s využitím podkladů ze [34].	61
Obr. 34 Průběh doby návratnosti.	65


SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Seznam pracovních látek [7]	31
Tab. 2 Shrnutí vlastností uvedených výměníků tepla [16, 17, 24–26]	37
Tab. 3 Použití kompresorů pro daný typ látek a tlak [6]	42
Tab. 4 Porovnání pracovních látek.	51
Tab. 5 Porovnání vybraných cyklů.	53
Tab. 6 Základní parametry výparníku.	54
Tab. 7 Základní parametry kondenzátoru.	56
Tab. 8 Parametry pro výběr kompresorů.	58
Tab. 9 Výběr výrobců kompresorů pro tepelná čerpadla [38–40].....	58
Tab. 10 Postupné zohledňování reálných podmínek.	62
Tab. 11 Porovnávací parametry jednotlivých zdrojů [44–47].....	66


SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Samostatná příloha práce s názvem souboru:
Základní bilanční výpočty a ekonomické zhodnocení
- 2 Výpis výsledků ze softwaru HTRI – Výparník
- 3 Výpis výsledků ze softwaru HTRI – Kondenzátor
- 4 Samostatná příloha práce s názvem souboru:
Výpočet výparníku
- 5 Samostatná příloha práce s názvem souboru:
Výpočet kondenzátoru
- 6 Samostatná příloha práce s názvem souboru:
Genetron Properties výpočty cyklů

Příloha 2

		Output Summary		Page 1			
Released to the following organization:							
Xphe E 9 (64 bit) 20.03.2023 13:01 SN: 01016-1007468327				SI Units			
Vyparnik R1233zd(E) Rating - Asymmetric Pass							
See Data Check Messages Report for Warning Messages. See Runtime Message Report for Warning Messages.							
Process Conditions		Hotside		Coldside			
Fluid name		WATER		R1233zd(E)			
Total flow rate	(kg/s)		5,880		4,120		
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	97,00	75,00	64,25	71,15 *		
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	0,0000	0,0000	0,2460	1,0000		
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	86,00	82,25	67,70	80,35		
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	150,00	138,64	454,90	448,10		
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	22,721	60,000	13,605	60,000		
Nominal channel velocity	(m/s)		0,28		1,12		
Fouling resistance	(m ² -K/W)		1,00e-5		1,00e-5		
Equivalent shear stress	(Pa)		18,60		33,31		
Maldistribution parameter	(--)		0,01				
Exchanger Performance							
Hot film coefficient	(W/m ² -K)	10537	Actual U	(W/m ² -K)	1562,326		
Cold film coefficient	(W/m ² -K)	2048,9	Required U	(W/m ² -K)	1445,801		
Hot regime	Sens. Liquid		Total duty	(MegaWatts)	0,552		
Cold regime	Boil. Liquid		Area	(m ²)	20,569		
EMTD	(Deg C)	18,6	Overdesign	(%)	8,06		
Unit Geometry			Pack Configuration				
Units in series/parallel	(--)	1 / 1	Group #	1 2 3			
No. of passes, hot/cold	(--)	3 / 1	Plate Type 1	1 1 1			
Total plates/channels	(--)	43 / 42	Plate Type 2	1 1 1			
Flow configuration	(--)	Countercurrent	Channels	7 7 7			
Inlet port locations	(--)	Same Side	Hot pass #	1 2 3			
Flow path	(--)	Diagonal	Cold pass #	1 1 1			
Hot inlet flow direction	(--)	Downflow	Channel (Total)	21			
Plate Geometry			Plate Type 1				
Channel width	(mm)	391,30	Manufacturer	(--)	Alfa Laval		
Channel spacing	(mm)	8,000	Plate ID	(--)	TL10-B		
Equivalent diameter	(mm)	13,333	Chevron angle	(deg)	60,00		
Average plate pitch	(mm)	8,600					
Port diameter	(mm)	150,00	Plate Type 2				
Tightened pack length	(mm)	361,80	Manufacturer	(--)			
Horizontal port c-c	(mm)	228,60	Plate ID	(--)			
Vertical port c-c	(mm)	1346,20	Chevron angle	(deg)			
Port Velocities; m/s		Pressure Drop, % of Total			Thermal Resistance; %		
	Hot	Cold		Hot	Cold		
Inlet	0,35	2,57	Channel	99,1	86,9	Hot side	14,83
Outlet	0,34	10,24	Other	0,9	13,1	Cold side	76,25
						Fouling	3,12
						Metal	5,80

Příloha 3

		Output Summary		Page 1	
		Released to the following organization:			
Xphe E 9 (64 bit) 28.03.2023 11:55 SN: 01016-1007468327					SI Units
Kondenzátor R1233zd(E) Rating - Single Pass Countercurrent Flow					
<p style="color: green; margin: 0;">See Data Check Messages Report for Warning Messages.</p> <p style="color: green; margin: 0;">See Runtime Message Report for Warning Messages.</p>					
Process Conditions		Hotside		Coldside	
Fluid name		R1233zd(E)		WATER	
Total flow rate	(kg/s)	6,200		0,337	
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	140,60	126,98	105,00	129,76 *
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(-)	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	133,79	132,06	117,38	131,71
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	2107,9	2095,6	270,30	267,78
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	24,607	1054,0	5,043	135,15
Nominal channel velocity	(m/s)	0,26		5,68e-2	
Fouling resistance	(m2-K/W)	1,00e-5		1,00e-5	
Equivalent shear stress	(Pa)	6,48		2,56	
Maldistribution parameter	(-)				
Exchanger Performance					
Hot film coefficient	(W/m2-K)	1806,4	Actual U	(W/m2-K)	1034,443
Cold film coefficient	(W/m2-K)	2816,0	Required U	(W/m2-K)	961,538
Hot regime	Cond. Vapor		Total duty	(MegaWatts)	0,782
Cold regime	Boil. Liquid		Area	(m2)	137,88
EMTD	(Deg C)	5,9	Overdesign	(%)	7,58
Unit Geometry			Pack Configuration		
Units in series/parallel	(-) 1 / 1	Group # 1			
No. of passes, hot/cold	(-) 1 / 1	Plate Type 1 1			
Total plates/channels	(-) 155 / 154	Plate Type 2 1			
Flow configuration	(-) Countercurrent	Channels 77			
Inlet port locations	(-) Opposite Sides	Hot pass # 1			
Flow path	(-) Diagonal	Cold pass # 1			
Hot inlet flow direction	(-) Downflow	Channel (Total) 77			
Plate Geometry			Plate Type 1		
Channel width	(mm) 577,70	Manufacturer		(-) Alfa Laval	
Channel spacing	(mm) 2,000	Plate ID		(-) T20-B	
Equivalent diameter	(mm) 3,333	Chevron angle		(deg) 60,00	
Average plate pitch	(mm) 2,600	Plate Type 2			
Port diameter	(mm) 210,00	Manufacturer		(-)	
Tightened pack length	(mm) 401,00	Plate ID		(-)	
Horizontal port c-c	(mm) 355,00	Chevron angle		(deg)	
Vertical port c-c	(mm) 1473,20				
Port Velocities; m/s		Pressure Drop, % of Total		Thermal Resistance; %	
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	1,47	1,02e-2	Channel	99,6	98,9
Outlet	0,19	6,70	Other	0,4	1,1
				Hot side	57,41
				Cold side	36,83
				Fouling	2,07
				Metal	3,69