



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PRŮMYSLOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO PRO CHLADICÍ OKRUH

INDUSTRIAL HEAT PUMP FOR THE COOLING CIRCUIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Odehnal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

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

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Průmyslové tepelné čerpadlo pro chladicí okruh

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte průmyslové tepelné čerpadlo pro chladicí okruh parního kondenzátoru odvádějícího zbytkové teplo kondenzující páry za parní turbínou s následným využitím tepla do systému centrálního zásobování teplem.

Cíle diplomové práce:

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

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem průmyslového tepelného čerpadla pro chladicí okruh tepelné elektrárny. Cílem práce je analyzovat a optimalizovat různé technologie tepelných čerpadel, zejména kompresorových a absorpčních, a jejich aplikací na konkrétní případ. V práci jsou diskutovány výhody a nevýhody různých pracovních látek a jejich vliv na účinnost a ekologický dopad. Zvolená pracovní látka u kompresorového TČ je chladivo R152a a u absorpčního roztok voda–bromid lithný. Návrh kompresorového TČ se skládá ze dvou částí, a to návrhu ideálního cyklu s výsledným topným faktorem 3,81 a následného zrealnění s výsledným topným faktorem 3,18. Zrealnění probíhá za návrhu klíčových komponent, kde výsledný přivedený výkon na výparník činí 21,18 MW a odvedený výkon kondenzátorem do soustavy SCZT 29,5 MW s elektrickým příkonem kompresoru 9,27 MW. Druhé navrhované absorpční TČ odvádí 23,2 MW tepelného výkonu do soustavy SCZT s topným faktorem 1,48 při přivedeném hnacím výkonu oběhu 43,37 MW a totožným přivedeným výkonem na výparník jako u kompresorového. Součástí návrhu absorpčního TČ je také využití rekuperačního výměníku tepla, který zvyšuje celkový topný faktor na 1,6 a snižuje přivedený hnací výkon do oběhu na 34,7 MW. Následuje porovnání navržených TČ, přičemž vhodnost úzce závisí na konkrétních možnostech provozu. Výsledné cashflow u obou variant vykazuje kladné hodnoty, a to 347,1 mil. Kč u kompresorového a 209,1 mil. Kč u absorpčního.

Klíčová slova

Návrh tepelného čerpadla, výparník, kondenzátor, absorbér, desorbér

ABSTRACT

This thesis deals with the design of an industrial heat pump for the cooling circuit of a thermal power plant. The aim of the thesis is to analyze and optimize different heat pump technologies, especially compressor and absorption heat pumps, and their application to a specific case. The advantages and disadvantages of different working substances and their influence on efficiency and environmental impact are discussed. The chosen working substance for the compressor HP is the refrigerant R152a and for the absorption HP it is the water-lithium bromide solution. The design of the compressor HP consists of two parts, namely the design of an ideal cycle with a resulting heating factor of 3.81 and the subsequent revalidation with a resulting heating factor of 3.18. The revalidation is carried out under the design of the key components, where the resulting power input at the evaporator is 21.18 MW and the power output through the condenser to the CHSS system is 29.5 MW with an electrical input of the compressor of 9.27 MW. The second proposed absorption HP unit discharges 23.2 MW of thermal power to the CHSS system with a heating factor of 1.48 with an input circulating power of 43.37 MW and input power to the evaporator identical to that of the compressor. The absorption HP design also includes the use of a heat recovery heat exchanger, which increases the overall heating factor to 1.6 and reduces the delivered driving power to the cycle to 34.7 MW. The following is a comparison of the proposed HP units with their suitability depending closely on the specific operational options. The resulting cash flow for both options shows positive values, namely 347.1 million CZK for the compressor option and 209.1 million CZK for the absorption variant.

Key words

Heat pump design, evaporator, condenser, absorber, desorber.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ODEHNAL, Lukáš. *Průmyslové tepelné čerpadlo pro chladicí okruh*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157346>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Průmyslové tepelné čerpadlo pro chladicí okruh** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a ochotný přístup během konzultací diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu a možnost studovat a v neposlední řadě své přítelkyni za trpělivost a cenné rady při zpracování této práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 TECHNOLOGIE PRŮMYSLOVÝCH TEPELNÝCH ČERPADEL.....	12
1.1 KOMPRESOROVÁ TEPELNÁ ČERPADLA.....	13
1.2 ABSORPČNÍ TEPELNÉ ČERPADLO.....	19
1.3 ADSORPČNÍ TEPELNÉ ČERPADLO.....	21
1.4 DALŠÍ TYPY TECHNOLOGIÍ.....	23
1.5 PRACOVNÍ LÁTKY.....	25
2 KOMPONENTY TEPELNÝCH ČERPADEL.....	27
2.1 KOMPRESORY.....	27
2.2 VÝMĚNÍKY TEPLA.....	31
2.3 REDUKČNÍ VENTILY.....	34
3 POPIS KONKRÉTNÍHO MÍSTA NÁVRHU.....	36
3.1 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK.....	38
4 NÁVRH KOMPRESOROVÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA.....	47
4.1 VÝBĚR PRACOVNÍ LÁTKY.....	48
4.2 IDEÁLNÍ BILANCE CYKLU TEPELNÉHO ČERPADLA.....	49
4.3 BILANCE REÁLNÉHO CYKLU.....	52
4.4 VÝPARNÍK.....	52
4.5 KONDENZÁTOR.....	57
4.6 KOMPRESOR.....	59
4.7 VÝSLEDNÁ BILANCE REÁLNÉHO CYKLU.....	60
5 NÁVRH ABSORPČNÍHO TEPELNÉHO ČERPADLA.....	62
5.1 PRACOVNÍ LÁTKA.....	63
5.2 BILANCE ZÁKLADNÍHO PRACOVNÍHO CYKLU.....	63
5.3 BILANCE S REKUPERAČNÍM VÝMĚNÍKEM.....	69
5.4 ABSORBÉR.....	73
5.5 DESORBÉR.....	78
5.6 KONDENZÁTOR.....	81
5.7 VÝPARNÍK.....	84
5.8 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK.....	88
6 VYHODNOCENÍ NÁVRHŮ VŮČI PŮVODNÍMU STAVU.....	91
ZÁVĚR.....	94
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	95
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	100

ÚVOD

V novodobém průmyslovém prostředí jsou tepelná čerpadla klíčovou součástí při optimalizaci energetických procesů, využití odpadního tepla a zvyšování účinnosti celého technologického systému. Průmyslová tepelná čerpadla jsou využívána nejen pro ohřev, ale i chlazení energetických proudů. Tato diplomová práce se zaměřuje na návrh průmyslového tepelného čerpadla pro chladicí okruh tepelné elektrárny, kde se rozebírají různé technologie a jejich implementace do systému.

Tepelná čerpadla pracují na principu povýšení nízkopotenciálního tepla do vyšší teplotní hladiny za pomoci pracovního cyklu, který může být buď kompresorový, absorpční nebo adsorpční. Kompresorová tepelná čerpadla využívají mechanickou energii ke stlačení pracovní látky, která následně kondenzuje a tím uvolňuje teplo, popřípadě se odpařuje a teplo odebírá. Na druhou stranu absorpční tepelná čerpadla využívají tepelnou energii k pohonu cyklu. Třetím typem jsou adsorpční tepelná čerpadla, která využívají fyzikální adsorpce k přenosu tepla, což je proces, kde se molekuly plynu nebo kapaliny vážou na povrch pevné látky.

Diplomová práce se podrobně zabývá návrhem a implementací kompresorových a absorpčních tepelných čerpadel, přičemž je věnována zvláštní pozornost výběru vhodné pracovní látky, zrealnění a optimalizací termodynamických cyklů. Výběr pracovní látky je zásadní pro výslednou účinnost a ekologický dopad celého systému. Proto se práce zaměřuje na analyzování různých chladiv a jejich vlastností, jako je teplotní rozsah, tlakové hladiny a vliv na životní prostředí.

Dále je v práci diskutováno využití rekuperačního výměníku u absorpčního čerpadla, který zvyšuje celkovou efektivitu tím, že využívá teplo z odpadního proudu k přehřevu, respektive ochlazení pracovního média před vstupem do příslušných výměníků.

Cílem této práce je poskytnout komplexní přehled o návrhu průmyslového tepelného čerpadla a jeho klíčových komponent. Při srovnání různých technologií pro lepší pochopení a případné implementaci konečných řešení do průmyslového prostředí, která nejen snižují provozní náklady, ale také minimalizují negativní dopady na životní prostředí.

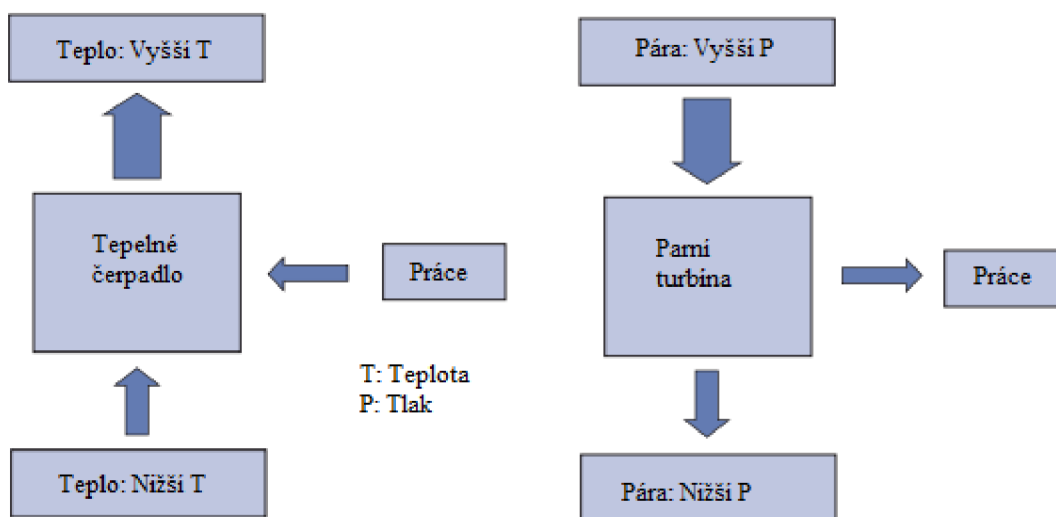
1 TECHNOLOGIE PRŮMYSLOVÝCH TEPELNÝCH ČERPADEL

Tepelná čerpadla představují moderní revoluci v oblasti získávání tepelné energie, odlišující se od tradičních zdrojů, jako jsou uhelné či plynové teplárny a spalovny biomasy. Princip, na němž tepelná čerpadla fungují, spočívá v přečerpávání tepla z prostředí s nižší teplotou (vzduch, země, voda, odpadní průmyslová média, odpadní vody z čistíren), do médií s teplotou vhodnou pro vytápění nebo chlazení. Rozdíl principů transformace energie tepelného čerpadla a parní turbíny jde vidět na obr. 1.

V praxi mohou být tepelná čerpadla využívána nejen pro vytápění a chlazení domácností, ale také jako efektivní prostředek v průmyslu. Výrobní procesy mohou využívat tepelná čerpadla k předehřevu surovin nebo k výrobě energetických médií s využitím odpadního tepla, které by jinak zůstalo nevyužito.

V současné době tvoří více než 90 % všech instalovaných tepelných čerpadel ta, která jsou poháněna mechanicky [1]. Tepelně poháněná čerpadla jsou známá jako sorpční tepelná čerpadla.

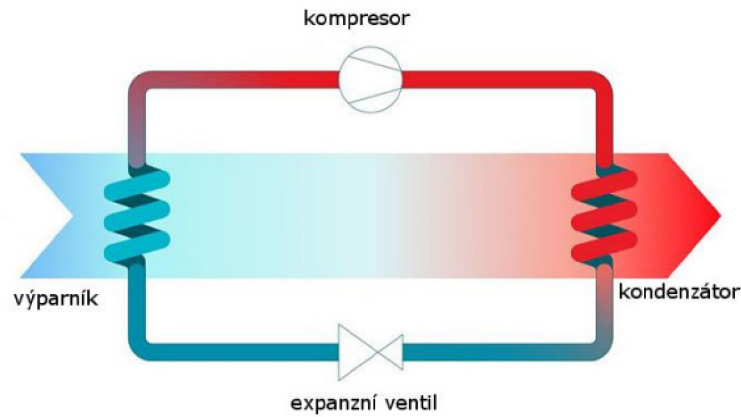
V kontextu současného důrazu na úsporu energie a environmentální ohleduplnost nabízejí tepelná čerpadla inovativní řešení. Jejich schopnost využívat okolní či odpadní nízkopotenciální energii ze země, vody, vzduchu, odpadních tekutin a přeměňovat ji na užitečnou tepelnou energii odpovídá moderním standardům pro udržitelnost a energetickou efektivitu.



Obr. 1 Porovnání operačních technologií tepelného čerpadla a parní turbíny [45] (upraveno).

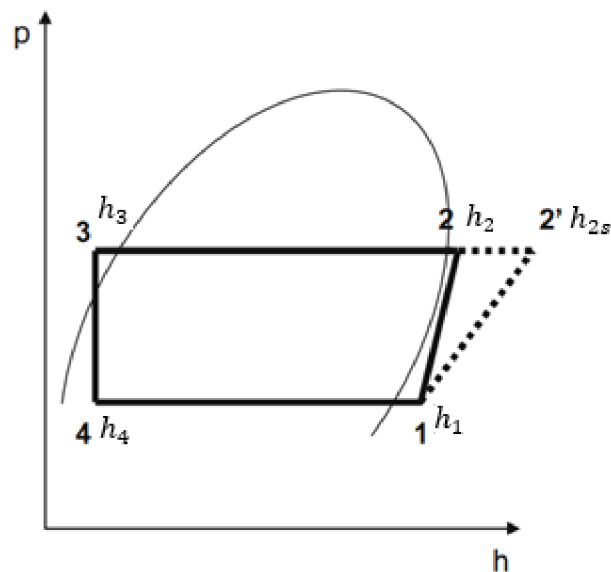
1.1 KOMPRESOROVÁ TEPELNÁ ČERPADLA

Hlavní součásti kompresorových tepelných čerpadel jsou: potrubní systémy s pracovní látkou, kompresor, redukční/expanzní ventil, výparník a kondenzátor (výměníky tepla) viz. obr. 1. Pro vysvětlení principu základního kompresorového tepelného čerpadla je využito p-h diagramu ideálního pracovního cyklu. Diagram závislosti tlaku na entalpii pracovní látky neboli také reverzní Carnotův cyklus viz .



Obr. 2 Základní komponenty kompresorového tepelného čerpadla [46] (upraveno).

Průběh ideálního pracovního cyklu naznačeného na jednostupňovém kompresorovém tepelném čerpadle lze podrobně popsat následovně. Pracovní látka je přivedena v bodě 4 do výparníku, kde dochází vlivem nízkého tlaku a teploty k varu pracovní látky a přenosu tepla z chladicího okruhu neboli zdroje odpadního tepla do pracovní látky. Nastává zde vypařování až do fáze sytého plynu – bod 1. Sytý plyn je v bodě 1 nasáván kompresorem, kde probíhá izoentropické stlačení, nárustu entalpie, tlaku a teploty až do bodu 2. Poté je přehřátý plyn v bodě 2 přiveden do kondenzátoru, kde přenechá své teplo teplotněmu médiu. Tento přehřátý plyn postupně kondenzuje až na stav v bodě 3. V bodě 3 podchlazená kapalina vstupuje do redukčního ventilu (pokles tlaku) až do bodu 4. Celý cyklus se opakuje.



Obr. 3 Ideální a reálný pracovní cyklus jednostupňového tepelného čerpadla [46](upraveno).

V obr. 3 je také vidět rozdíl ideálního a reálného pracovního cyklu. Kde mezi body 1–2 dochází při kompresi k vnitřnímu tření (ztráty), a proto tento průběh není izoentropický. Tedy pro dosažení požadovaného tlaku na výstupu z kompresoru musíme dodávat více energie, která se projeví větším rozdílem entalpií látky mezi vstupem a výstupem z kompresoru.

Tuto skutečnost nám dává do souvislosti tzv. izoentropická účinnost (1). Je to poměr skutečně potřebné energie pro stlačení látky a teoretické energie izoentropické kompresy [2]. Moderní kompresory dosahují účinnosti až 70 % [3]. Dále zde také hraje velkou roli poměr tlaků na vstupu a výstupu z kompresoru, kde při vyšším tlakovém poměru dochází ke snižování účinnosti a vyšší teplotě na výstupu z kompresoru. Podle potřeby zde zavádíme dvoustupňovou kompresi, kdy je látka mezi kompresory ochlazována [4].

$$\eta_{ie} = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_2)} \quad (1)$$

Celkově je kompresorové tepelné čerpadlo závislé na mnoha faktorech vstupující do každé z jejích součástí a souhrnně i na fyzikálních vlastnostech pracovní látky. Jedny z hlavních faktorů jsou tlakové ztráty ve výměnících tepla, účinnost reálného kompresoru, účinnost škrtkového ventilu, závislost teploty varu na tlaku pracovní látky, výparné teplo a hustota pracovní látky. Zabezpečení přívodu dokonale plynné pracovní látky do vstupu kompresoru, aby nedocházelo k degradaci, ale také zajištění nevznikání kapalně fáze uvnitř kompresoru je pro celkovou účinnost celého systému zásadní [3].

Jedním z nejdůležitějších parametrů tepelných čerpadel je tzv. topný faktor (COP) a chladicí faktor (EER). COP udává poměr mezi energií získanou v teple a celkovou dodanou elektřinou a EER poměr mezi energií získanou v chladu a celkovou dodanou elektřinou. Zjednodušeně se topný faktor COP určuje pro tepelná čerpadla sloužící jako zdroj tepla a EER pro tepelná čerpadla jako zdroj chladu. Topný a chladicí faktor je stanoven rovnicemi (2) a (3). Běžně se topný faktor pohybuje v rozmezí 2,5–4,5 a chladicí 2–4 avšak tato čísla nejsou pevná [5]. Hodnota se mění v závislosti na podmínkách, v kterých tepelné čerpadlo pracuje např. teploty vstupního a výstupního média, ze které teplo odebíráme tedy předáváme. Dále platí, že čím vyšší topný/chladicí faktor je, tím vyšší je účinnost transformace elektrické energie na tepelnou/chladicí energii. Z uvedených rovnic (2) a (3) vyplývá, že čím nižší je rozdíl entalpií na vstupu a výstupu médií do tepelného čerpadla, tím vyšší je topný/chladicí faktor.

$$COP = \frac{T_H}{(T_H - T_C)} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2)$$

kde T_H je teplota pracovní látky na výstupu a T_C je na vstupu.

$$EER = \frac{T_C}{(T_H - T_C)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

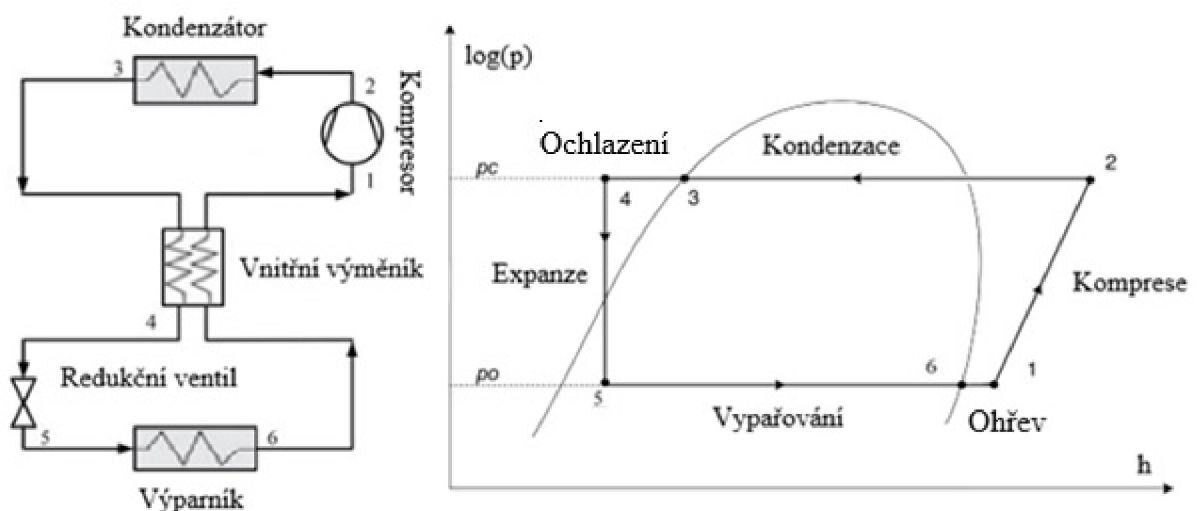
Druhů kompresorových tepelných čerpadel je v průmyslu mnoho, přičemž každé se liší konkrétním požadavkem zákazníka, ať už jde o typ kompresorů, řazení tepelných výměníků, použití různých pracovních látek nebo typ pracovního cyklu.

Jednostupňová tepelná čerpadla patří mezi nejrozšířenější typy tepelných čerpadel, především díky své jednoduchosti. Avšak s touto jednoduchostí přichází i několik úskalí, zejména pokud jde o dosažení vysokého rozdílu teplot mezi odpadním médiem a technicky využitelným médiem za podmínek s vysokým COP. Pro vyšší požadavky, jako jsou teplota nebo tlak, se často využívá dvoustupňová komprese. Jednotlivé typy jednostupňových tepelných čerpadel jsou popsány níže, přičemž oběhy jsou uvažovány ideální (beze ztrát).

Tepelné čerpadlo s vnitřním výměníkem je nejzákladnějším poddruhem jednostupňových tepelných čerpadel. Realizaci připomíná výchozí provedení tepelného čerpadla představeného výše. S tím rozdílem, že je do oběhu přidán vnitřní výměník pro zvýšení celkové účinnosti. Vnitřní součásti jsou schematicky zobrazeny na obr. 4.

Během první fáze (1–2) tepelného cyklu dochází k izoentropické kompresi pracovní látky ze stavu přehřátého plynu. To znamená, že pracovní látka je stlačována při zachování konstantní entropie, což zvyšuje tlak a teplotu plynu. Druhá fáze (2–3) je charakterizována izobarickou kondenzací pracovní látky. Zde dochází k předání tepla ohřívání látky při konstantním tlaku, což způsobuje kondenzaci plynu na kapalinu a uvolňování tepla do okolí. Ve třetí fázi cyklu (3–4) je pracovní látka ochlazována při stejném tlaku ve vnitřním výměníku. Následuje čtvrtá fáze (4–5), během níž dochází k izoentalpické expanzi podchlazené kapaliny, což znamená, že kapalina expanduje při zachování konstantní entalpie, čímž se část kapaliny znovu mění na plyn. Pátá fáze (5–6) zahrnuje izobarické vypařování směsi pracovní látky až do stavu sytého plynu. To znamená, že směs plynu a kapaliny je vypařována při stále stejném tlaku, dokud celá kapalina není přeměněna na plyn. Za pomoci přenosu energie z nízkopotenciálního zdroje energie. V poslední šesté fázi (6–1) je pracovní látka přehřívána ve vnitřním výměníku tepla při konstantním tlaku. Tento proces připravuje pracovní látku na další cyklus komprese a expanze v tepelném čerpadle.

Výhodou použití vnitřního výměníku je zamezení vstupu kapalné fáze do kompresoru tím, že se pracovní látka dostane do stavu přehřátého plynu. Ve vnitřním výměníku pracovní látka odváděná z kondenzátoru předává své teplo „nové“ látce, přehřeje ji, a pokračuje dále do výparníku. Celková koncepce je na počet komponent jednoduchá a tím finančně příznivá.

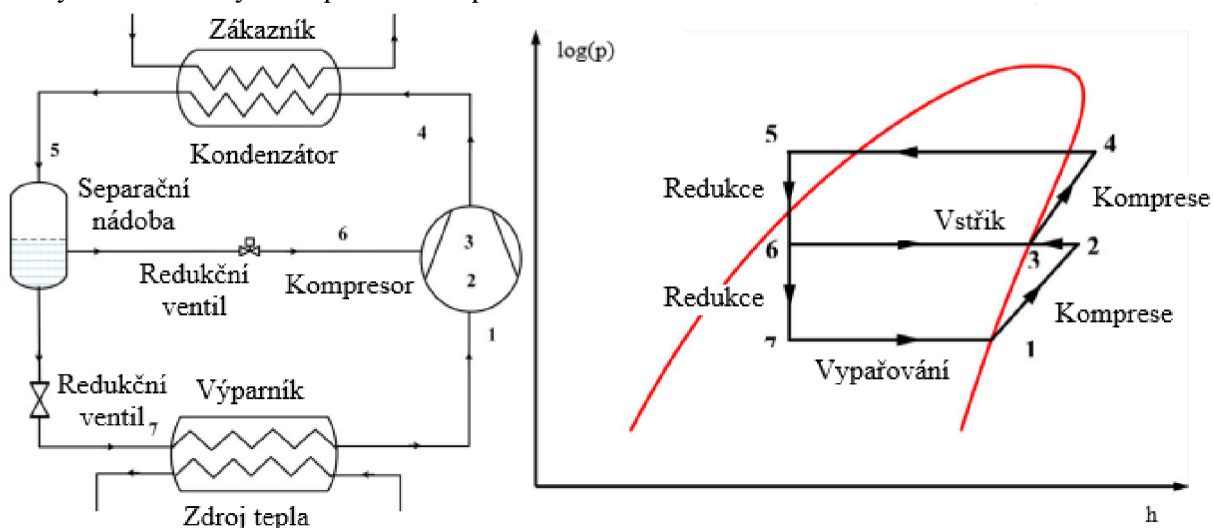


Obr. 4 Jednostupňové tepelné čerpadlo s vnitřním výměníkem a jeho p-h diagram [7], [46](upraveno).

Dalším představovaným tepelným čerpadlem je čerpadlo s vnitřním vstřikem a separační nádobou. Z p-h diagramu se může na první pohled zdát, že jde o dvoustupňový systém s dvěma kompresory, ale opak je pravdou. Přímou do kompresoru je vstřikována pracovní látka v plynné fázi oddělená v separační nádobě. Separační nádoba slouží k oddělení kapalně a plynné fáze.

Další funkcí separační nádrže je účinný přívod kapalně pracovní látky pro efektivní celkový chladicí účinek výparníku – rozdíl entalpií pracovní látky a zdroje tepla je vyšší. Pomocný vstřik pracovní látky má za následek zvýšení celkové entalpie za použití jednoho kompresoru tzn. dokážeme zvýšit entalpii většímu množství pracovní látky při použití jednoho kompresoru, viz obr. 5.

Pracovní cyklus jednostupňového tepelného čerpadla s vnitřním vstřikem a separační nádobou se skládá z několika fází, které probíhají postupně. Během první fáze (1–2), nazývané izoentropická komprese pracovní látky, ze stavu sytého plynu, dochází k postupnému stlačování plynné látky. Tím se zvyšuje tlak a teplota plynu. Druhá fáze (2–3), izobarické ochlazení přehřátého plynu vlivem vnitřního vstřiku, je klíčová pro regulaci teploty pracovní látky. Během této fáze dochází k ochlazení plynu vlivem vnitřního vstřiku, což umožňuje efektivnější chlazení a kontrolu teploty. Následuje izoentropická komprese ze stavu sytého plynu do fáze přehřátého plynu, která je třetí fází cyklu (3–4). Tento proces opět zvyšuje tlak a teplotu plynu, připravující ho na další fáze cyklu. Čtvrtá fáze (4–5), nazývaná izobarická kondenzace, je klíčová pro předávání tepla a přechod pracovní látky z plynného stavu do kapalněho. Tato fáze zahrnuje předání tepla až do stavu podchlazené kapaliny. Následuje pátá fáze (5–6), izoentalpická expanze a separace plynu a kapaliny pro účely vstřiku do kompresoru. Během této fáze dochází k expanzi směsi plynu a kapaliny a jejich následně separaci. Šestá fáze (6–7) je opět izoentalpická expanze směsi plynu a kapaliny, která dále snižuje tlak a teplotu směsi. Poslední fází cyklu (7–1) je izobarické vypařování ve výparníku až do stavu sytého plynu, což je klíčový krok pro opětovné vytvoření plynného stavu pracovní látky a uzavření cyklu tepelného čerpadla.



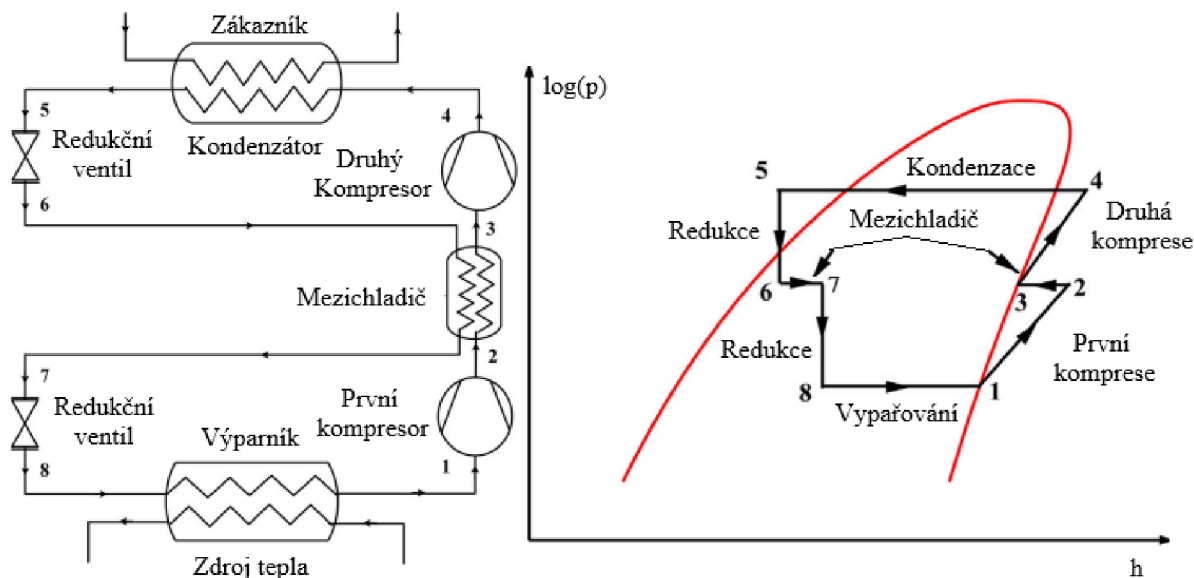
Obr. 5 Tepelné čerpadlo s vnitřním vstřikem, separační nádobou a p-h diagram [7] (upraveno).

Výhodou využití přímého vstřiku sytého plynu vycházejícího ze separační nádoby přes redukční ventil do kompresoru je ochlazení přehřátého plynu bez potřeby přívodu vnějšího chladicího média. Dále pak k efektivnějšímu přívodu kapalně fáze do výparníku a plynně fáze pro vstřik do kompresoru.

Druhý druh kompresorových tepelných čerpadel jsou dvoustupňová tepelná čerpadla, která v sobě ukrývají dva kompresory, a to nízkotlaký a vysokotlaký. Dva kompresory jsou tu z důvodu zvýšení celkového teplotního nárůstu pomocí většího kompresního poměru. U dvoustupňových tepelných čerpadel 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. Variací dvoustupňových tepelných čerpadel je mnoho, níže jsou blíže popsány dvě: s mezi chladičem a vnitřním vstříkem.

Tepelné čerpadlo s mezichladičem obsahuje dva kompresory pro dvoustupňovou kompresi a mezichladič pro snížení práce druhého kompresoru a většího kompresního poměru. V mezichladiči probíhá izobarické ochlazení přehřátého plynu za pomoci pracovní látky vycházející z kondenzátoru. Tento typ dvoustupňového čerpadla je jeden ze základních druhů a je téměř totožný s jednostupňovými tepelnými čerpadly, až na možnost dosažení vyššího teplotního zdvihu a tím i vyššího rozdílu entalpií. Výhodou tohoto zapojení je využití vracející se pracovní látky z kondenzátoru jako chladicího média pro přehřátý plyn mezi kompresory.

Pracovní cyklus dvoustupňového tepelného čerpadla s mezichladičem lze detailně rozložit na následující fáze. Během první fáze cyklu (1–2) dochází k první izoentropické kompresi sytého plynu až do stavu přehřátého plynu. Pracovní látka je stlačována, což vede k nárůstu tlaku a teploty. Následuje fáze (2–3) izobarického ochlazení ve vnitřním mezichladiči až na stav sytého plynu. Během této fáze se plynná látka ochlazuje při konstantním tlaku a přechází do stavu sytého plynu, což je důležitý krok pro další část cyklu. Třetí fáze cyklu (3–4) představuje izoentropickou druhou kompresi sytého plynu až do stavu přehřátého plynu. Pracovní látka je znovu stlačována, což dále zvyšuje její tlak a teplotu. Následuje čtvrtá fáze (4–5), která je izobarickou kondenzací až na stav podchlazené kapaliny. Během této fáze dochází k předání tepla pracovní látky do ohřívané látky a přechodu z plynného stavu do kapalného za stálého tlaku. Pátá fáze (5–6) zahrnuje izoentropickou první expanzi podchlazené kapaliny až na plyno-kapalnou směs. Pracovní látka expanduje za stálé entalpie, což připravuje směs na další fázi cyklu. Poté následuje izobarický přívod tepla ve vnitřním mezichladiči. Tato fáze (6–7) je klíčová pro předání tepla ze zdroje odpadního tepla do pracovní látky, čímž se zvyšuje její teplota. Šestá fáze (7–8) je izoentropická druhá expanze směsi. Pracovní látka expanduje dále za stálé entalpie, což dále snižuje tlak a teplotu směsi. Poslední fází cyklu (8–1) je izobarické vypařování směsi až na stav sytého plynu. Pracovní látka absorbuje teplo ze svého okolí a přechází zpět do plynného stavu za stálého tlaku, čímž se cyklus uzavírá a může začít znovu.

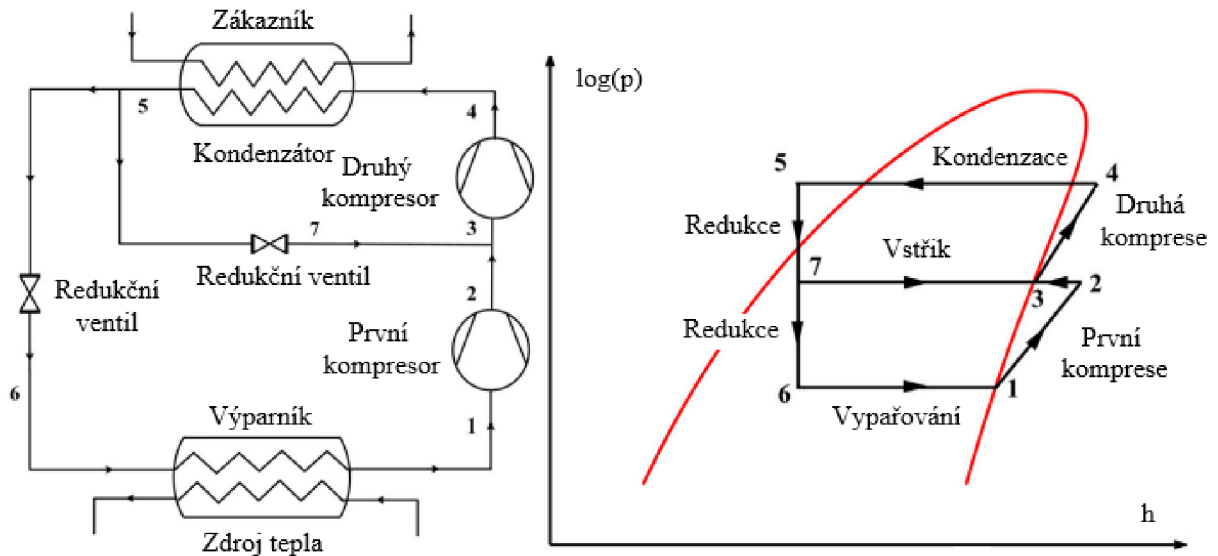


Obr. 6 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s mezichladičem a p - h diagram [7] (upraveno).

Další popsanou technologií je tepelné čerpadlo s vnitřním vstřikováním. Tato technologie nabízí výhodu dosažení většího množství předaného tepla a COP než konvekční dvoustupňové cykly[6]. Vstřikování zabezpečující mezistupňové chlazení umožňuje provoz kompresoru ve větším rozsahu ve srovnání s běžným kompresorem jednostupňového cyklu. Což zajišťuje vyšší teplotu dodávky tepla při nízkých výparných teplotách. Díky tomu můžeme využít kompresory s nižším kompresním poměrem pro stejné výkony.

Pracovní cyklus dvoustupňového tepelného čerpadla s vnitřním vstřikem může být podrobně rozdělen do několika fází. Během první fáze cyklu (1–2) dochází k izoentropické první kompresi sytého plynu až do stavu přehřátého plynu. Pracovní látka je stlačována, což vede k nárůstu tlaku a teploty plynu. Následuje fáze (2–3) izobarické ochlazení přehřátého plynu vlivem vnitřního vstřiku chladnější látky. V této fázi je přehřátý plyn ochlazován pomocí vnitřního vstřiku chladnější látky za zachování konstantního tlaku. Tento proces umožňuje regulaci teploty plynu před dalším kompresním cyklem. Třetí fáze cyklu

(3–4) zahrnuje izoentropickou druhou kompresi sytého plynu až do stavu přehřátého plynu. Pracovní látka je znovu stlačována, což dále zvyšuje tlak a teplotu plynu až do stavu přehřátého plynu. Následuje čtvrtá fáze (4–5), během které dochází k izobarické kondenzaci až do stavu podchlazené kapaliny. Pracovní látka předává teplo do okolí a přechází z plynného stavu do kapalného za stálého tlaku, což vede k ochlazení kapaliny až do stavu podchlazené kapaliny. Pátá fáze (5–6) zahrnuje izoentalpickou expanzi a odvod části směsi pro vstřik. Během této fáze dochází k expanzi pracovní látky za konstantní entalpie a část směsi je odváděna pro následný vstřik. Dochází k přeměně kapaliny na plyno-kapalnou směs. Následuje izobarické vypařování směsi až do stavu sytého plynu, což je šestá fáze cyklu (6–1). V této fázi se směs vypařuje za stálého tlaku až do stavu sytého plynu, čímž je zajištěn přechod zpět do plynného stavu.



Obr. 7 Dvoustupňové tepelné čerpadlo s vnitřním vstřikem a p-h diagram [7] (upraveno).

Nevýhodou tohoto tepelného čerpadla je zabezpečení funkce redukčního ventilu pro zajištění dodávky sytého plynu před vstupem do druhého kompresoru a zamezení kondenzace uvnitř kompresorů při kterém by degradoval.

1.2 ABSORPČNÍ TEPELNÉ ČERPADLO

Tento typ tepelného čerpadla nevyužívá kompresoru nýbrž tepelného pohonu tedy zvýšení bodu varu a absorpce tepla pracovní látkou k dosažení většího teplotního spádu a dodání tepla při vyšších teplotách. Pracovní princip cyklu je naznačen v p-T diagram na obr. 8. Jedná se o oddělení dvou komponent směsi pracovní látky, a to rozpuštěné látky s vyšší hodnotou parciálního tlaku odpařování a rozpouštědlem s nižším parciálním tlakem vypařování. Rozpouštěná látka bývá nejčastěji voda a rozpouštědlo čpavek nebo lithiumbromid.

Obr. 8 na levé straně schematicky zobrazuje hlavní komponenty absorpčního tepelného čerpadla na jeho pravé straně pak p-T diagram cyklu pracovní látky čpavek-voda absorpčním tepelným čerpadlem. Na levé straně schématu jsou vidět komponenty nahrazující kompresor: desorbér, ekonomizér, čerpadlo směsi, redukční ventil a absorbér. Na jeho pravé straně schématu jsou klasické komponenty konvenčních tepelných čerpadel: kondenzátor, výparník a redukční ventil. Výpočet topného a chladicího faktoru je naznačen v rovnicích (4) a (5).

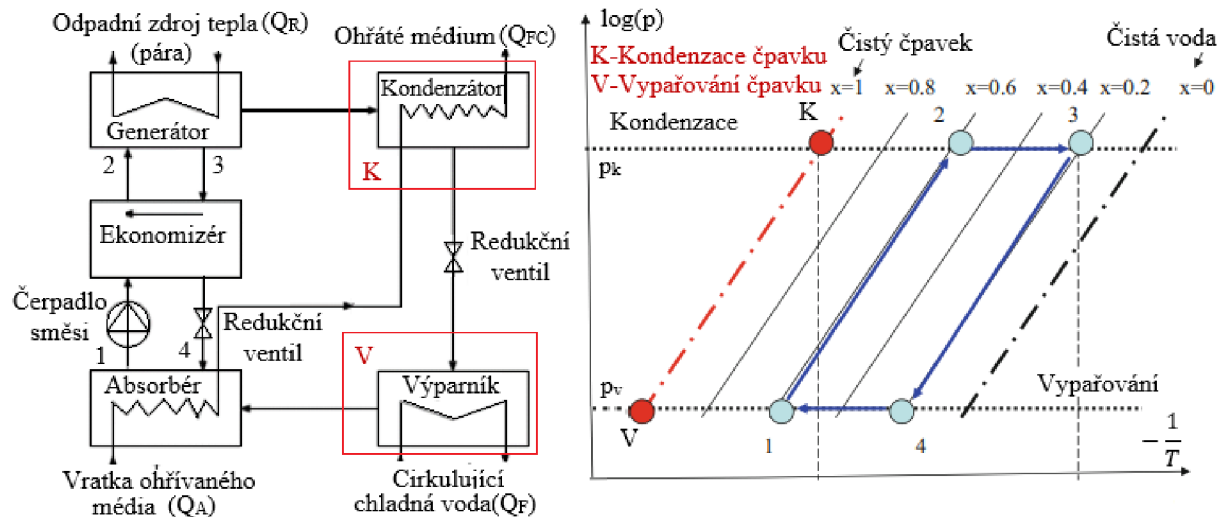
$$COP = \frac{|Q_{FC}| + |Q_A|}{Q_R} = \frac{1 - \frac{T_F}{T_R}}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \quad (4)$$

$$EER = \frac{Q_F}{Q_R} = \frac{1 - \frac{T_C}{T_R}}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \quad (5)$$

Celý pracovní cyklus začíná v generátoru, kde se z bohaté směsi na čpavek díky odpadní tepelné energii oddělí (odpaří) a dále pokračuje do kondenzátoru v plynné fázi, kondenzuje a předá své teplo ohřivanému médiu. Zbytek roztoku, chudý roztok na čpavek, v desorbéru pokračuje zpět přes ekonomizér, předává své zbytkové teplo nové bohaté směsi na čpavek, do redukčního ventilu pro snížení tlaku. Zkondenzovaný bohatý roztok vycházející z kondenzátoru projde přes redukční ventil, pro snížení tlaku, do výparníku.

Ve výparníku čpavek absorbuje teplo z cirkulující chladné vody a odpaří se. Chudý nízkotlaký roztok se smíchá v absorbéru se zkondenzovaným nízkotlakým čpavkem proudícím z výparníku a exotermickou reakcí vytvoří teplo, které předá vratce ohřívaného média. Za nízké spotřeby elektrické energie čerpadla směsi čerpá přes ekonomizér bohatý roztok zpět do desorbéru a celý proces se opakuje.

Bohatý roztok na čpavek, který vychází z desorbéru v plynné formě, není úplně tak čistý díky blízkým parciálním tlakům vypařování obou látek, proto se za generátor často instaluje usměrňovač, který má za funkci nechtěnou vodu zkondenzovat. Bohužel zkondenzuje i část čpavku a celý proces tak ztrácí část svojí maximální účinnosti [4].



Obr. 8 Schéma základních komponent absorpčního tepelného čerpadla a p - T diagram [4] (upraveno).

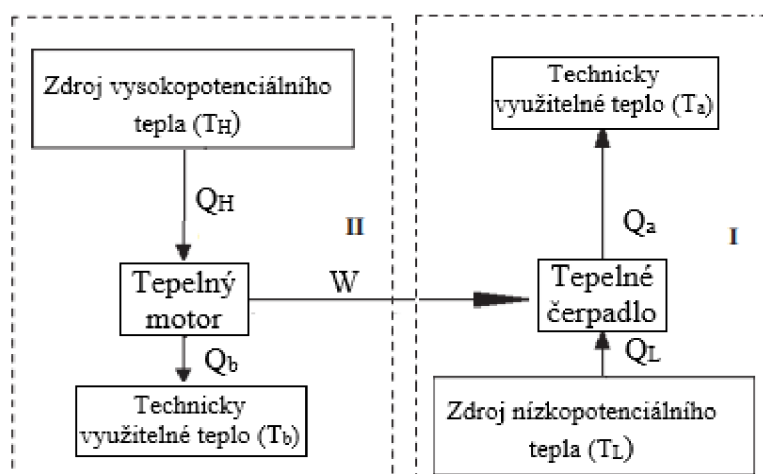
1.3 ADSORPČNÍ TEPELNÉ ČERPADLO

Adsorpční tepelná čerpadla reprezentují další orientaci zaměření transformace odpadní jinak nevyužitelné tepelné energie. Jádrem procesu je využití adsorpčního tepla adsorbátu. Fyzikální adsorpce je proces, při kterém se molekuly plynu nebo kapaliny přilnou k povrchu pevné látky díky van der Walsovým silám působícím mezi částicemi [8]. Fyzikální adsorpce probíhá velmi rychle. Materiál adsorbentu musí být porézní a mít velký měrný objem pro efektivní vázání adsorbátu. V pracovních cyklech je nejvyužívanějším adsorbátem voda a adsorbentem zeolit. Opačný pochod, kdy se molekuly plynu nebo kapaliny vypuzují z povrchu adsorbentu, nazýváme desorpcí. Tyto děje jsou vratné. Dalším druhem adsorpce je chemisorpce, kdy adsorbovaná látka zásadně změní svůj stav před adsorpcí načež tento děj bývá obvykle nevratný.

Díky van der Walsovým silám plynná fáze vody kondenzuje na povrchu adsorbentu i když její parciální tlak je nižší než tlak nasycených par při dané teplotě. Tato skutečnost je doprovázena tvorbou tepla, které se nazývá adsorpční teplo. Po úplném nasycení adsorbentu dojde k rovnovážnému stavu, kdy se parciální tlak adsorbátu rovná parciálnímu tlaku adsorbentu. Desorpci pak zajistíme snížením parciálního tlaku látky v adsorbentu nebo zvýšením parciálního tlaku adsorbátu. Dochází k regeneraci adsorbátu.

Základní adsorpční tepelné čerpadlo se skládá ze čtyř hlavních komponent, a to adsorbční komory která je naplněna adsorpční látkou (nejčastěji zeolit), ale také silikagel nebo aktivní uhlí. Dále kondenzátorem, výparníkem a redukční ventilem. V podstatě adsorpční tepelné čerpadlo funguje na principu cyklování adsorbátu mezi adsorpční komorou, výparníkem a kondenzátorem. Adsorpční jev v adsorpčním tepelném čerpadle zastává stejnou roli jako mechanická práce v kompresních cyklech, takže pracovní látka může proudit v cyklu bez jakékoliv mechanické práce.

Adsorpční tepelné čerpadlo můžeme rozdělit do dvou rozdílných cyklů vyobrazených na obr. 9. V prvním cyklu se pracovní látka tepelného čerpadla odpaří ve výparníku za pomoci nízkopotenciálního zdroje tepla (Q_L) a odevzdá teplo (Q_a) technicky využitelnému médiu. Tento proces se nazývá desorpce. Druhý proces je tepelný motor, který přijímá teplo (Q_H) z vysokopotencionálního zdroje a předává teplo dalšímu technicky využitelnému médiu (Q_b). Toto teplo (Q_b) se vytváří při kondenzaci pracovní látky v kondenzátoru za pomoci tepla vysokopotencionálního zdroje. Tento proces představuje adsorpci. Je předpokládáno, že práce získaná z tepelného motoru je předávána pro běh tepelného čerpadla. Teploty technicky využitelných médií (T_b , T_a) si jsou navzájem blízké.



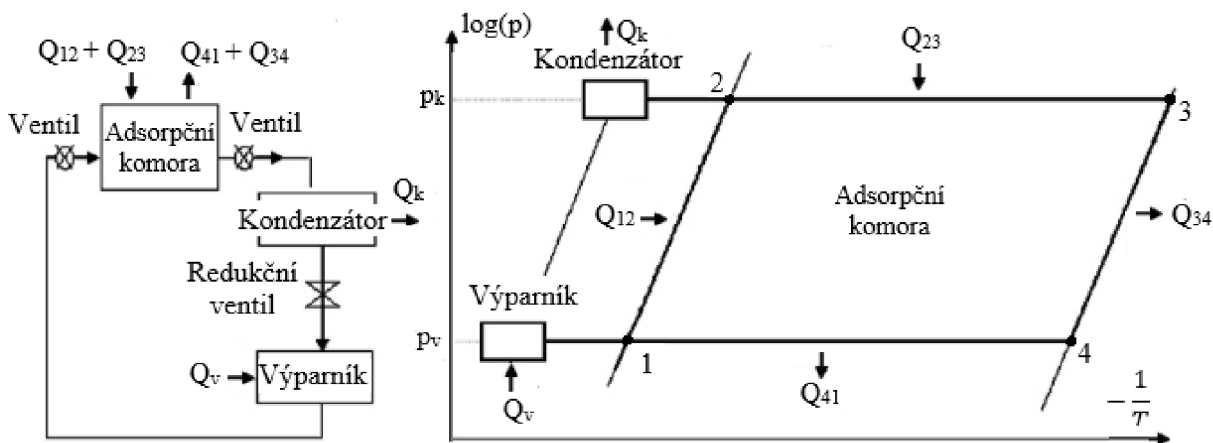
Obr. 9 Konfigurace přenosu tepla ideálního cyklu adsorpčního tepelného čerpadla [47] (upraveno).

Obr. 10 vlevo představuje schematické rozložení základních komponent a na pravé straně pak p-T diagram izoster adsorbentu-adsorbátu. Izostery nám zaznamenávají změnu tlaku konstantního objemu adsorbentu vzhledem k teplotě. Tento diagram je důležitý pro posouzení termodynamického cyklu adsorpčního čerpadla a pro výpočet teoretického COP.

$$COP = \frac{Q_b}{Q_H} = 1 + \frac{1 - \frac{T_b}{T_H}}{\frac{T_b}{T_H} - 1} \quad (6)$$

$$EER = \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{1 - \frac{T_b}{T_H}}{\frac{T_b}{T_H} - 1} \quad (7)$$

Popis jednotlivých fází pracovního cyklu adsorpčního tepelného čerpadla. Během první fáze, nazývané izosterický ohřev (1–2), jsou ventily mezi adsorpční komorou, kondenzátorem a výparníkem uzavřeny. Teplota adsorpční komory je postupně zvyšována pomocí vnějšího ohřevu bez možnosti desorpce, což vede ke zvýšení tlaku v komoře. Následuje druhá fáze, izobarická desorpce (2–3), kde po izosterickém ohřevu pokračuje ohřev adsorpční komory. Ventil mezi adsorpční komorou a kondenzátorem je otevřen, což umožňuje začátek desorpce. Voda kondenzuje v kondenzátoru a část tepla je přenášena do adsorpční komory, zvyšující teplotu adsorbátu-adsorbentu, zatímco druhá část způsobuje adsorpční proces. Třetí fáze, izosterické ochlazení (3–4), přichází poté, co je ventil mezi kondenzátorem a adsorpční komorou uzavřen. Teplota adsorpční komory je odebírána vnějším ohřevaným médiem. Teplota a tlak v adsorpční komoře jsou snižovány až do hodnot vypařování adsorbentu. Poslední fáze, izobarická adsorpce (4–1), zahrnuje otevření ventilu mezi adsorpční komorou a výparníkem, což umožňuje začátek vypařování adsorbentu ve výparníku. Během adsorpce je uvolňováno teplo, které je odebíráno v adsorpční komoře, což snižuje teplotu adsorbátu – adsorbentu a celý proces se opakuje.



Obr. 10 Adsorpční tepelné čerpadlo[8] a p-T diagram [4] (upraveno).

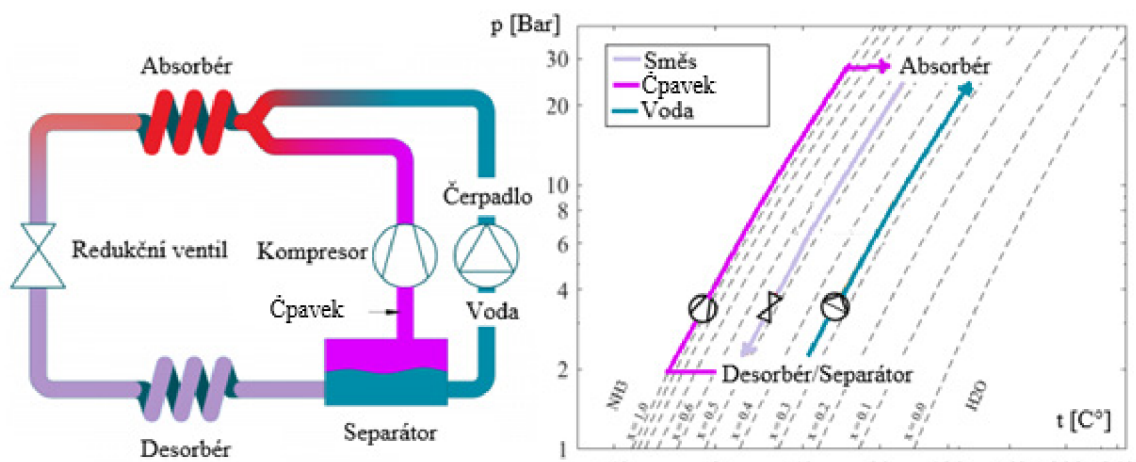
1.4 DALŠÍ TYPY TECHNOLOGIÍ

S pokročilými znalostmi a technologiemi v každé z oblastí konkrétních komponent TČ roste i zájem vytvářet nové nebo znovuobjevovat staré. V odstavcích níže budou představeny dvě nadějně technologie, které postoupili do stadia využití v praxi. Jednou z nich je hybridní tepelné čerpadlo.

Hybridní tepelná čerpadla používají technologie jak z oblastí komprese, tak z oblastí absorpce, kde pracovní látkou je směs vody a čpavku. Tato směs je perfektním příkladem zkoumání nových možností, z důvodu zvyšujících se požadavků na aplikaci nezávadných pracovních látek. Nezávadným se myslí pro ozonovou vrstvu a životní prostředí (globální oteplování), bude vysvětleno v kapitole 1.5.

Hybridní tepelné čerpadlo je postaveno se standardním kompresorem na čpavek s konstrukčním tlakem 25 bar. Obvyklá tepelná čerpadla používající čistý amoniak můžou při tomto tlaku ohřát technicky využitelné médium na 50 °C. Hybridní tepelné čerpadlo však dokáže ohřát až na 120 °C pomocí shodného vybavení [9]. Dokáže tak pokrýt zcela nový rozsah teplot než tradiční tepelná čerpadla. Obr. 11 vlevo popisuje schematické zapojení komponent v tepelném čerpadle a v jeho pravé části pak cyklus oběhu v p-t diagramu.

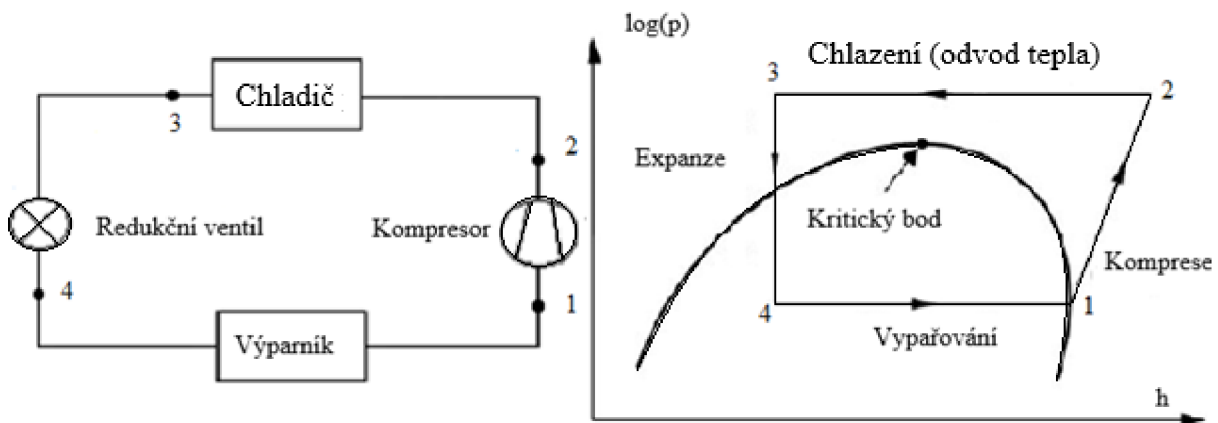
Cyklus hybridního tepelného čerpadla se odehrává v několika fázích, které zahrnují kombinaci absorpčního a kompresního cyklu. Roztok, který opouští absorbér (kondenzátor), obsahuje vysokou koncentraci čpavku a prochází expanzním ventilem, kde dochází ke snížení tlaku. Když tento roztok vstoupí do desorbéru (výparník), čpavek se z roztoku odpaří z důvodu absorpce tepla ze zdroje odpadního tepla. Díky tomu, že směs vody a čpavku je neazeotropní médium, k varu a kondenzaci dochází při proměnlivých teplotách. V separační nádobě se plynný čpavek od vody oddělí a projde kompresorem pro zvýšení tlaku. Oddělená voda pak čerpadlem. Rozdělení obou medií zajistí nižší energetickou náročnost komprese. Před vstupem do absorbéru se opět obě média spojí. V absorbéru se plynný čpavek resorbuje do kapalné fáze a odvádí teplo přes výměník k uživateli. Koncentrace čpavku v kapalné fázi se postupně zvyšuje a celý proces se poté opakuje.



Obr. 11 Hybridní tepelné čerpadlo a p-t diagram [10] (upraveno).

Další termodynamicky odlišná technologie je tepelné čerpadlo s nadkritickým oběhem. Oxid uhličitý spolu s čpavkem a oxidem siřičitým stály jako pracovní látky na počátku vývoje průmyslových tepelných čerpadel. Postupem času se ale přešlo na účinnější pracovní látky jako jsou halogenované uhlovodíky a jejich směsi funkční konkrétním potřebám zákazníka. Avšak po zjištění jejich neblahých vlastností v oblastech klimatu se od nich upustilo, ba dokonce je některé státy začaly zakazovat. Tato realita přispěla k znovu prozkoumání oxidu uhličitého jako vhodné náhrady.

Tepelné čerpadlo s nadkritickým cyklem je termodynamicky odlišné od běžně používaných cyklů kompresních čerpadel, kdy cykly konvekčních tepelných čerpadel odvádí teplo v podkritických oblastech pomocí fázové změny, tak nadkritické v oblastech nadkritických díky ochlazení plynu. K ochlazení neboli odvodu tepla dochází vysoko nad kritickým bodem CO_2 ($31,06\text{ }^\circ\text{C}$, $7,38\text{ MPa}$) [11] v chladiči plynu nikoli v kondenzátoru, jak tomu je u běžných kompresorových cyklů, kde narozdíl od konvenčních cyklů teplota a tlak pracovní látky není vzájemně nijak závislá. U nadkritických cyklů je závislá pouze na výstupní teplotě z chladiče. Proto může oběh pracovat za stejných teplotních podmínek na různých tlakových úrovních. S vysokým tlakem za výtlačným kompresorem roste i izoentropická práce, nicméně roste i hmotnostní chladivost, která naopak u podkritických oběhů klesá [12]. Obr. 12 vlevo schematicky znázorňuje hlavní komponenty v nadkritickém tepelném čerpadle a vpravo p-h diagram cyklu.



Obr. 12 Jednostupňové tepelné čerpadlo s nadkritickým oběhem [48] a p-h diagram [49] (upraveno).

Pracovní cyklus jednostupňového tepelného čerpadla s nadkritickým oběhem lze detailně rozložit na následující fáze. První fáze cyklu (1–2) je izoentropická komprese látky z plynného stavu do nadkritické oblasti. Během této fáze je látka stlačována do oblasti nadkritického stavu, což způsobuje výrazný nárůst tlaku a teploty. Následuje fáze izobarického ochlazení přehřátého plynu (2–3), během které dochází k předávání tepla přehřátému plynu bez změny fáze. To znamená, že plynná látka zůstává v plynném stavu, zatímco se její teplota snižuje při zachování konstantního tlaku. Poté následuje fáze izoentropické expanze sytého plynu až do plyno-kapalné směsi (3–4). Během této fáze dochází k expanzi plynu až do stavu, kde dochází k přechodu z plynného stavu do stavu směsi plynu a kapaliny. Poslední fází je izobarické vypařování směsi až do stavu sytého plynu (4–1). V této fázi se směs plynu a kapaliny vypařuje za konstantního tlaku až do plynného stavu, čímž se uzavírá celý cyklus.

1.5 PRACOVNÍ LÁTKY

Všechny pracovní látky užívané v tepelných čerpadlech mají různé fyzikální vlastnosti dle konkrétních potřeb. Rozdílné teplotní a tlakové rozsahy, toxicitu, bezzávadnost, hodnoty kondenzace a vypařování. Pracovní látka jako taková zastává funkci nosiče tepla a transformace odpadního nízkopotenciálního tepla do vyšších teplotních hladin. Při transformaci přijímá teplo za nízkého tlaku a teploty z odpadního zdroje tepla a za vyššího tlaku a teploty jej zase předává, kdy v průběhu tohoto cyklu mění fáze z plynné na kapalné a naopak. Teplo uvolněné při těchto fázových změnách je klíčové, uvolňuje se velké množství energie.

V tepelných čerpadlech se používají jednosložkové pracovní látky, ale i dvousložkové, které pak dále dělíme na azeotropní a zeotropní. Tedy ty směsi, které mají různou (azeotropní) nebo stejnou (zeotropní) hodnotu vypařování a kondenzace.

Jedny z prvních užívaných pracovních látek byli čpavek a oxid uhličitý, avšak kvůli jejich pracovním nárokům se od nich upustilo. Čpavek je toxický a oxid uhličitý je aplikovatelný s ohledem na účinnost až od vysokých tlaků.

Proto se vyvíjely vhodnější alternativy až se přišlo i na halogenované uhlovodíky tzv. Freony „CFC“, později pak částečně halogenované uhlovodíky „HCFC“. Bohužel ty skýtali nedostatky v oblastech životního prostředí. Chlór obsažený v těchto pracovních látkách sice není toxický pro flóru a faunu jako takovou, ale pro ozonovou vrstvu ano. To mělo za následek zákaz používání těchto látek a zavedení tzv. ODP (Ozone Depletion Potential) indexu. Index udávající dopad látky na úbytek ozonové vrstvy.

Další výzkum už byl zaměřen na pracovní látky neobsahující chlór. Fluorované uhlovodíky „HFC“ se zdály být jako vhodný nástupce, a i když nemají špatný vliv na ozonovou vrstvu mají fatální následky na globální oteplování jako skleníkový plyn. Proto byly opět zakázány a byl zaveden index GWP (Global Warming Potential). Index udávající dopad látky na globální oteplování.

Poslední vývoj dal světu fluorované olefiny jak částečné „HCFO“ tak plné „HFO“. Tyto pracovní látky mají lepší energetické vlastnosti a daleko menší vliv na globální oteplování a ozonovou vrstvu. I když jsou také fluorované, zákaz používání na ně neplatí. Přehled vlastností vybraných pracovních látek udává tab. 1.

Popis sledovaných vlastností pracovních látek:

ODP – Vliv látky na úbytek ozonové vrstvy vztažené k chladivu R11 tedy poměr, kdy R11 má ODP = 1.

GWP – Dopad pracovní látky na globální oteplování s horizontem 100 let vztaženého v poměru na CO₂, kdy CO₂ má GWP = 1.

NTV – Normální teplota varu pro tlak 10 Bar.

Kritická hodnota tlaku a teploty – pro danou pracovní látku.

Třída ochrany – Podle DIN EN 378 kde je rozdělení dáno a hořlavost měřena při teplotě 60 °C a tlaku 10 bar:

A1: Žádné šíření plamene.

A2: Nižší hořlavost.

A2L: Nižší hořlavost s maximální rychlostí do 10 cm/s.

A3: Vyšší hořlavost.

B: Toxicita látky při nižších koncentracích než 400 ppm

Tab. 1 Výběr pracovních látek a jejich vlastností[13].

No.	Název	Typ	Ref. název	ODP	GWP	NTV (°C)	Kritická teplota (°C)	Kritický tlak (bar)	Třída ochrany
1	CO ₂	Natural	R744	0	1	-78	31.8	73.8	A1
2	Amonia (čpavek)		R717	0	0	-33.4	132.4	11	B2L
3	Water		R718	0	0.2	100	374	22	A1
4	Oxygen		R732	0	0	-182.95	-118.6	5	A1
5	Methane	HC	R50	0	25	-161.5	-82.6	46	A3
6	Ethane		R170	0	2.5	-88.6	32.2	48.7	A3
7	Propane		R290	0	3	-42	96.7	42.5	A3
8	Butane		R600	0	3	-0.5	152	38	A3
9	1,1,2 – Trichloro-1,2,2-trifluoroethane	CFC	R113	1	5820	48	214.06	33	A1
10	1,2 – Dichlorotetrafluoroethane		R114	1	8590	3.5	145.68	33	A1
11	Chloropentafluoroethane		R115	0.44	7670	-39.1	79.95	31	A1
12	Dimethyl ether	Ether	E170	0	<1	-24.8	127.2	53.4	A3
13	Dichlorofluoromethane	HCFC	R21	0.04	148	8.92	178.45	51	B1
14	Chlorodifluoromethane		R22	0.055	1760	-40.7	96.14	49	A1
15	2,2 – Dichloro-1,1,1-trifluoroethane		R123	0.02	79	27.6	183.68	36	B1
16	1 – Chloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane		R124	0.022	527	-12	122.28	36	A1
17	2,3,3,3 – Tetrafluoropropene	HFO	R1234yf	0	4	-26	94.7	33	A2L
18	trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene		R1234ze(E)	0	7	-19	109.4	36	A2L
19	1,1,1,4,4,4 – Hexafluoro-2-butene		R1336mzz(Z) ^{e*}	0	2	164.1	33.4	29	A1
20	Cis-1,3,3,3 – Tetrafluoro-1-propene		R1234ze(Z) [*]	0	<1	114	9.8	35.3	A2L
21	1,1,1,3,3,3 – Hexafluoropropane	HFC	R236fa	0	8060	-1.4	124.9	32	A1
22	1,1 – Difluoroethane		R152a	0	138	-24	113.3	45.2	A2
23	(Z)-2,3,3,3,-Tetrafluoro-1 – Chloropropene	HCFO	R411C	0.0478	1730	44	115	49	A2
24	trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropene		R1233zd(E)	0,0003	1	18	166.5	36.2	A1

2 KOMPONENTY TEPELNÝCH ČERPADEL

Technologií tepelných čerpadel je řada typů, avšak jsou složeny obdobnými základními komponenty, které jsou následující – kompresor, výměníky tepla, redukční ventil. Pro celkový návrh tepelného čerpadla je však důležitý přesný dílčí návrh každého komponentu. V podkapitolách níže budou spolu s vlastnostmi popsány nejpoužívanější druhy každé z komponent.

2.1 KOMPRESORY

Kompresor jako takový je nejdůležitějším prvkem kompresorových tepelných čerpadel. Jeho správné navržení je klíčové pro bezpečný a efektivní chod celku tak i spotřebu a velikost topného faktoru. Úkolem kompresoru je zvýšení tlaku pracovní látky a tím i zvýšení teplotní úrovně pracovní látky, vše závisí na konkrétní látce. Pohonem kompresoru je nejčastěji elektrická energie, která je dodávána externím zdrojem, jde o největší část celkové spotřeby tepelného čerpadla. Kompresory dělíme podle forem prvního zákona termodynamiky tab. 2 nebo podle konstrukce tab. 3.

Kompresory dělíme s ohledem na první nebo druhou formu prvního termodynamického zákona – objemové stroje, lopatkové stroje. Objemové stroje využívají zachycení části pracovní látky v prostoru uvnitř kompresoru, který je postupně zmenšován jeho součástmi (píst, šroub, spirála). Snížení objemu pak zvyšuje tlak pracovní látky. Lopatkové stroje ale využívají jiného principu, a to stlačování pracovní látky díky urychlování oběžného kola a transformování této rychlosti v difuzoru na tlak.

Podle konstrukce je rozdělení udáváno pro ukázkou možností údržby a opravy. Těmito kompresory, až na hermetické, se ale v diplomové práci nebudeme zabývat, protože se v tepelných čerpadlech nevyužívají. První z konstrukčních druhů jsou otevřené kompresory, mají motor a skříň namontovanou samostatně tím pádem hrozí únik pracovní látky. Výhodou je, že součástí kompresoru jsou lehce přístupné pro opravu a odpadají náklady na plášť. Druhým druhem jsou polohermetické kompresory mají motor a skříň umístěné v rozebíratelném plášti, kdy je po odšroubování možnost servisu. Nevýhodou je vyšší cena jak u otevřených, tak i sériově vyráběných hermetických. Posledním druhem jsou hermetické kompresory, mají svařené plášť, který ukrývá jak motor, tak skříň a nelze jej rozebrat. Jakákoliv závada vnitřního soustrojí znamená výměnu. Výhodou je dokonalá těsnost. Tyto kompresory se využívají ve všech tepelných čerpadlech.

Tab. 2 Rozdělení kompresorů dle forem 1.TZ [14].

Objemové stroje	Lopatkové stroje
Pístové	Odstředivé
Šroubové	Turbo kompresory
Spirálové	
Rotační	

Tab. 3 Rozdělení kompresorů dle typu konstrukce [14].

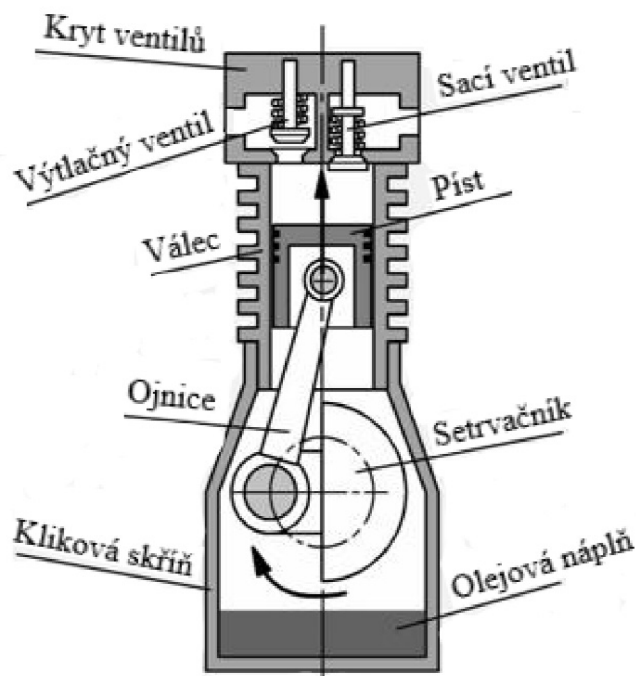
Typ kompresoru	Konstrukce kompresoru	Velikost kompresoru
Otevřený	Bez pláště	Velký
Polohermetický	Rozebíratelný plášť	Střední
Hermetický	Uzavřený plášť	Malý

V podkapitolách níže budou s vlastnostmi popsány nejpoužívanější kompresory v tepelných čerpadlech.

Prvním z nich je pístový kompresor, který je možná nejstarší používaný kompresor v oblastech jak spotřebitelských, tak průmyslových. Pístové kompresory mají mnoho různých konfigurací s tlakovým rozsahem od vakua až do 275 MPa [14]. Oproti odstředivým kompresorům mají menší kapacitu stlačované látky, avšak jejich flexibilita a nižší náročnost na spotřebu energii jim dodává stálý zájem.

Pístové kompresory jsou objemové stroje pracující, v základní konfiguraci, s pevným objemem. Jednou z metod zvyšující odváděný objem stlačované látky je rychlost, další pak použití odváděcích kapes bud s plně otevřeným ventilem nebo bez. Odváděcí kapsa slouží pro rychlejší odvod stlačené látky a uvolnění místa pro novou stlačovanou. Avšak nejběžněji používaným způsobem zvyšování objemu stlačené látky je použití více válců na společné hřídeli obvykle 4, 6 a 8. Pístové kompresory v tepelných čerpadlech pracují na principu dvoutaktního cyklu. Cyklus začíná poklesem pístu do spodní úvratě. Vzniká podtlak, sací ventil se otevírá, a pracovní látka je nasávána do prostoru válce. Při zpětném chodu pak píst stlačuje látku v prostoru a po dosažení určitého tlaku, výtlačný ventil se otevírá, látka opouští válec.

Schematické zobrazení je vidět na obr. 13.



Obr. 13 Schematické zobrazení jednoho válce pístového kompresoru [15] (upraveno).

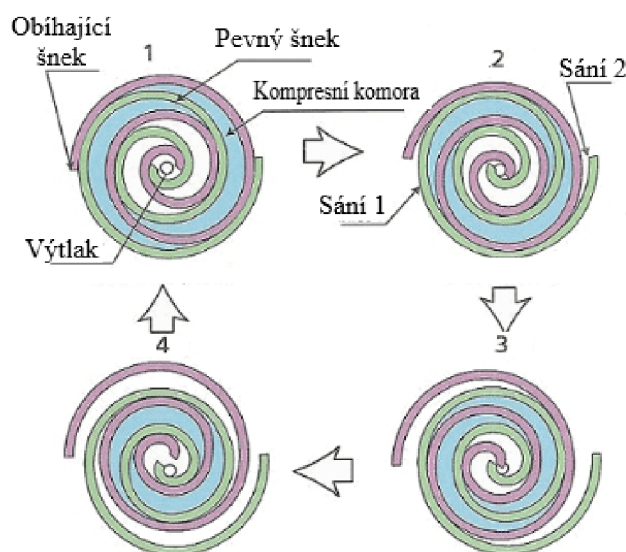
Účinnost kompresoru ovlivňuje několik faktorů, a to škodlivý objem nad pístem, účinnost hnacího stroje hřídele neboli ojnice, tření stlačované látky a přenos tepla do okolí. Škodlivý objem válce je způsoben nedokonalostí výtlaku pístem z vnitřního prostoru. Škodlivý objem nelze odstranit, protože by docházelo k dosedání pístu na ventil, což není žádoucí. Pístové kompresory nemohou stlačovat kapalnou látku, proto je zapotřebí zabezpečit přísun plně nasyceného plynu o teplotě vyšší, než je teplota kondenzace dané látky, aby nedocházelo ke kondenzaci uvnitř válce. Píst je potřeba mazat pro správný chod a hlavu chladit, aby nedocházelo k pnutí materiálu a následnému poškození válce.

Pístové kompresory v tepelných čerpadel jsou vhodné pro vysokoteplotní aplikace až do 150 °C [15].

Dalším druhem kompresoru je spirálový kompresor. Pracuje na principu stlačování pracovní látky mezi dvěma vloženými vinutými spirálami. Jedna ze spirál je nepohyblivá, zatímco druhá vykonává krouživý pohyb okolo osy fixní spirály. Pracovní látka je nasávána vůlí mezi konci obou spirál a vytlačována výstupem v ose.

Cyklus stlačování je naznačen na obr. 14. Při stlačování nedochází k tak výraznému tření mezi částmi jak u ostatních typů kompresorů. Sání a výtlak nejsou přímo spojeny, proto dochází k menším únikům pracovní látky (zpětný chod stlačené látky), menší tepelné ztrátě. Kompresor je celkově spolehlivý, díky malému počtu pohyblivých součástí, tichý a plynulý, vhodný pro menší kapacity objemu stlačované látky. Izoentropická účinnost těchto kompresorů je vyšší než u ostatních typů.

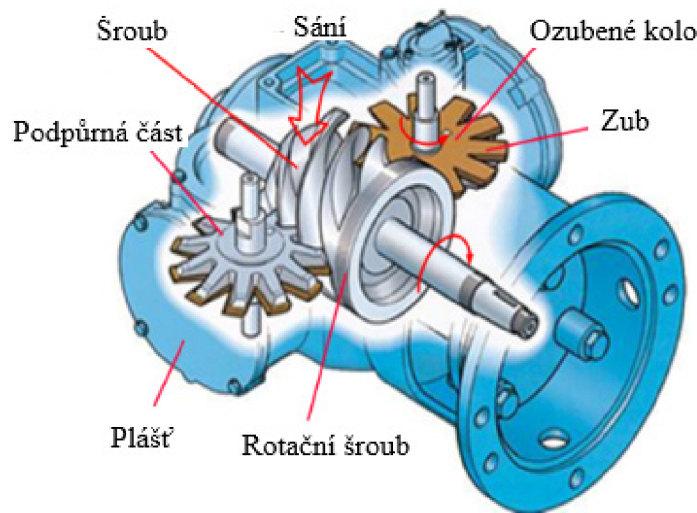
Tyto kompresory jsou vhodné pro vysokoteplotní aplikace do teplot až 140 °C [16].



Obr. 14 Cyklus stlačování spirálového kompresoru [16] (upraveno).

Předposledním popisovaným kompresorem je šroubový kompresor. Jedná se o poslední typ z řad objemových kompresorů, představených v diplomové práci. Jeho pracovní princip spočívá v nasátí látky do rýh rotačního šroubu, kde jsou rýhy uzavřeny pláštěm a přesouvány do prostorů ozubených kol. Ozubená kola zmenšují prostor a tím látku stlačují. Tím pádem každá rýha je stlačovací komorou a přísun stlačovaného plynu je kontinuální. Jednošroubový kompresor využívá dvou ozubených kol každé na opačné straně rotačního šroubu. Zub ozubeného kola přesně zapadá do rýh šroubového rotoru pro zabezpečení ne úniku pracovní látky, proto je zde důležité mazání jak pro chod pohyblivých částí, tak chlazení pracovní látky. Mazivo musí být na konci odděleno, ochlazen a zavedeno zpět do soustrojí. Odpadá zde škodlivý objem z důvodu žádné vůle mezi částmi. Může zde docházet k zpětnému sání pracovní látky vlivem netěsností.

Tyto kompresory jsou vhodné pro vysokoteplotní aplikace s hodnotami teplot až do 130 °C [17].

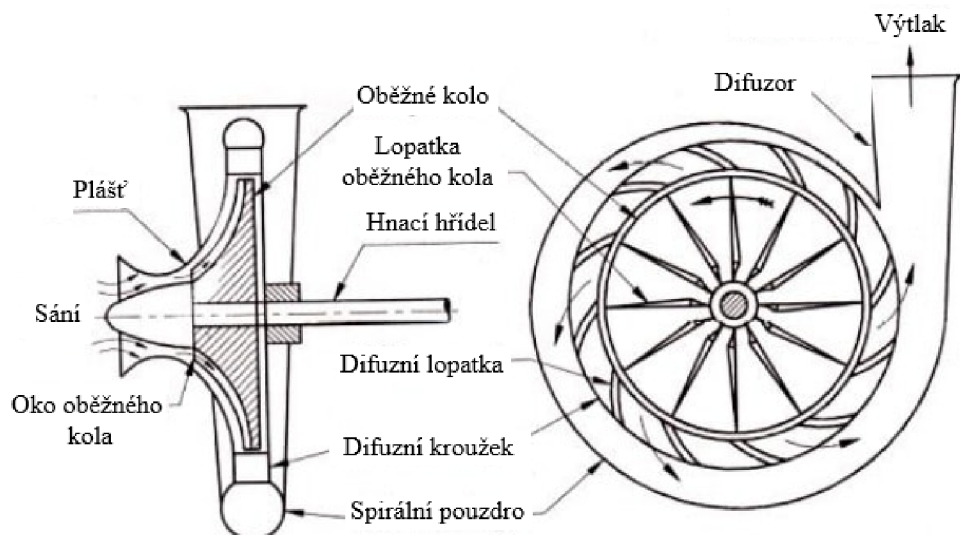


Obr. 15 Schematický popis části šroubového kompresoru [17] (upraveno).

Posledním představeným typem, z řad lopatkových kompresorů, je radiálně axiální kompresor. Radiálně axiální kompresor pracuje podle Bernulliho principu, který říká že v proudu pracovní látky (zanedbatelná viskozita, splňující zákony dynamiky tekutin) zůstává celková energie pracovní látky konstantní podél proudnice. Celková energie je součet tří složek a to: potenciální, kinetické a tlakové energie.

V radiálně axiálním kompresoru se lopatky oběžného kola otáčejí vysokou rychlostí což způsobuje radiální zrychlení. Toto zrychlení vytváří sílu, kterou pracovní látka působí na vnější kruhový plášť. Radiální lopatkové kolo je srdcem kompresoru, které středem nasává nestlačenou pracovní látku a dodává mu kinetickou energii. Po opuštění oběžného kola, pracovní látka vchází do difuzoru, který transformuje její kinetickou energii na tlakovou. Schematické zobrazení kompresoru jde vidět na obr. 16.

Tento typ kompresoru není vhodný pro vysokoteplotní aplikace, protože teplota na výstupu může dosahovat jen 80 °C, avšak jsou vhodné pro vysoké kapacity a průtoky [18].



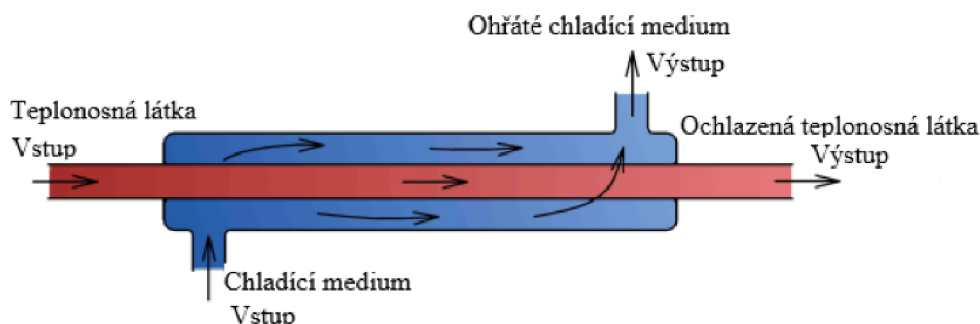
Obr. 16 Schematické zobrazení radiálně axiálního kompresoru [19] (upraveno).

2.2 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou klíčovou součástí tepelných čerpadel, která umožňují přenos tepla z jednoho média na druhé. Existují různé typy výměníků tepla, které se používají v tepelných čerpadlech, v závislosti na konkrétní aplikaci a provozních podmínkách. Výměníky musí splňovat zadaná kritéria jako jsou dokonalost kondenzace nebo naopak odpaření pracovní látky, přenesený tepelný výkon, dovolené tlakové ztráty, těsnost a opravitelnost. Výměníky musí být také navrhovány podle specifických vlastností jak pracovní látky, tak externího média. Ve smyslu odolnosti vůči agresivnímu prostředí či zanášenlivosti. Nejběžněji používané typy výměníků v tepelných čerpadlech jsou: trubka v trubce, svazkový, deskový, spirálový, plášťovo deskový. Tab. 4 udává souhrn vlastností představených výměníků.

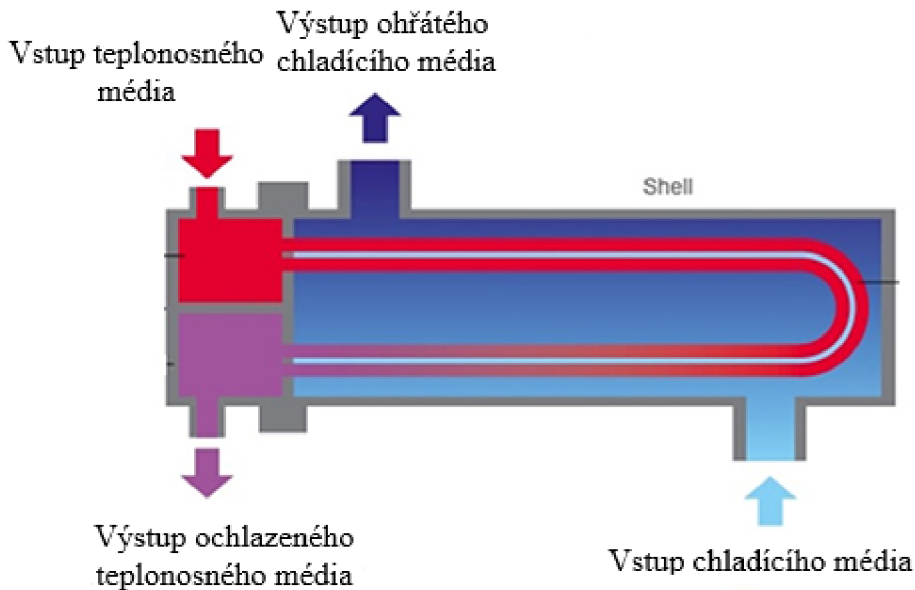
První popisovaný výměník je trubkový výměník. Tyto výměníky jsou často využívaným typem v průmyslových aplikacích, kde jsou potřebné vysoké teploty a tlaky. Principem funkce je, že teplotná látka proudí uvnitř trubek, zatímco chladicí médium protéká kolem trubkového svazku v plášti. Tento typ výměníku může dosahovat teplot až 400 °C a tlaku v trubkách přesahujících 30 MPa v plášti pak až 140 MPa. Konstrukce trubkového svazku zahrnuje mnoho paralelně umístěných trubek vyrobených z odolného materiálu, jako je nerezová ocel nebo titan.

Tento typ výměníku je vhodný pro aplikace, které vyžadují robustní konstrukci a schopnost zacházet s agresivními prostředími. Výhody zahrnují vysokou účinnost přenosu tepla a možnost snadné údržby a čištění.



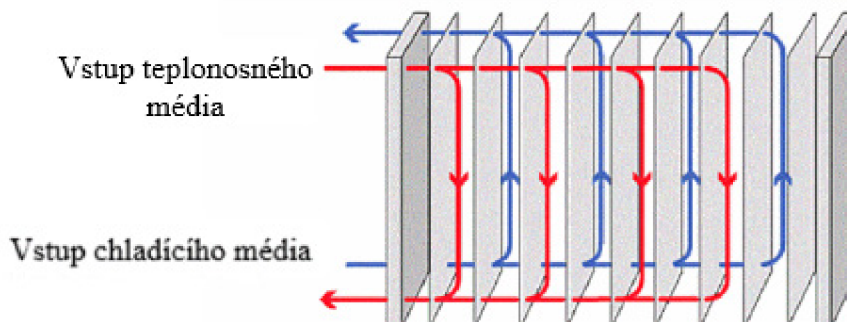
Obr. 17 Schematické zobrazení proudů v trubkovém výměníku [20] (upraveno).

Svazkové výměníky tepla jsou konstrukčně podobné výměníkům trubka v trubce, ale jejich trubkový svazek je často složitějšího designu. Tyto výměníky se běžně používají v různých průmyslových aplikacích, kde je zapotřebí efektivního přenosu tepla. Teploty mohou dosahovat až 600 °C a tlaky přesahující 30 MPa, v závislosti na konkrétní aplikaci. Konstrukce zahrnuje trubkový svazek složený z mnoha trubek, které mohou být uspořádány různými způsoby pro maximalizaci plochy přenosu tepla. Výhody zahrnují vysokou účinnost přenosu tepla a možnost optimalizace designu pro specifické potřeby.



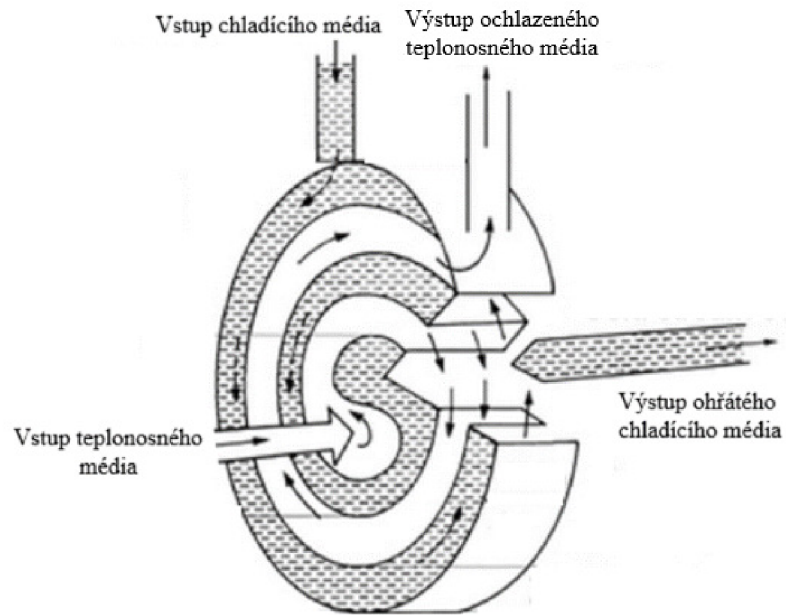
Obr. 18 Schematické zobrazení svazkového výměníku [21] (upraveno).

Deskové výměníky tepla jsou běžně využívány v aplikacích, kde je zapotřebí přesného regulování teploty a jsou požadovány vysoké účinnosti přenosu tepla. Tyto výměníky se často používají v potravinářském průmyslu, chemickém průmyslu a v oblasti vytápění a chlazení. Teploty teplonosné látky mohou dosahovat až 200 °C a tlaky do 2,5 MPa. Konstrukce zahrnuje tenké kovové desky umístěné paralelně a oddělené těsněním. Desky jsou obvykle vyrobeny z materiálů, jako je nerezová ocel nebo titan. Deskové výměníky nabízejí vysokou účinnost přenosu tepla a umožňují kompaktní design s relativně těžkou údržbou.



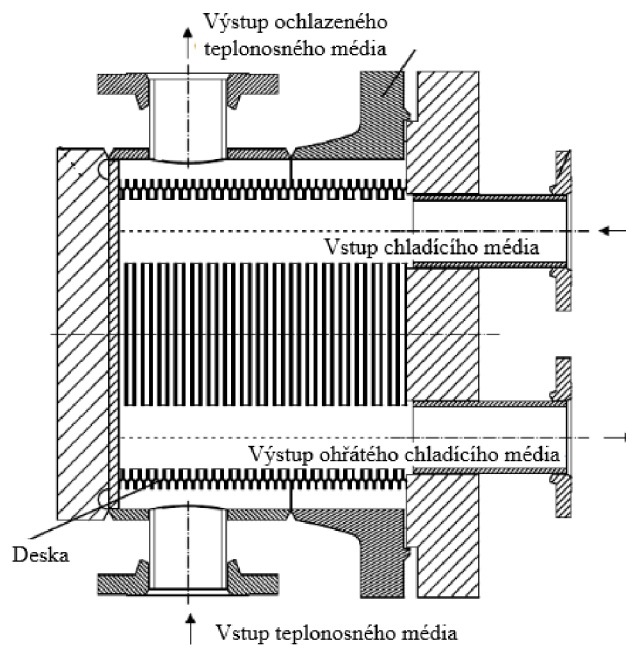
Obr. 19 Schematické zobrazení proudů v deskovém výměníku [22] (upraveno).

Spirálové výměníky tepla jsou vhodné pro aplikace, kde je zapotřebí efektivního přenosu tepla a kde jsou požadovány kompaktní designy. Tyto výměníky se často používají v chemickém průmyslu, potravinářském průmyslu a v oblasti vytápění a chlazení. Teploty mohou dosahovat až 400 °C a tlaky přesahující 1.8 Mpa. Konstrukce zahrnuje spirálovitý kanál navinutý do tvaru spirály, který umožňuje efektivní přenos tepla. Spirálové výměníky nabízejí vysokou účinnost přenosu tepla a kompaktnost, což umožňuje úsporu místa a nákladů na instalaci.



Obr. 20 Schematické zobrazení spirálového výměníku [23] (upraveno).

Plášťovo deskové výměníky tepla kombinují vlastnosti plášťových a deskových výměníků. Tyto výměníky se často používají v průmyslových aplikacích, kde jsou potřebné vysoké teploty a tlaky. Teploty teplonosné látky mohou být v rozmezí od $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ až do $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ s tlaky přesahujícími 30 MPa . Konstrukce zahrnuje deskové výměníky umístěné uvnitř válcovitého pláště. Výhody zahrnují vysokou účinnost přenosu tepla a relativně kompaktní design, což umožňuje úsporu místa a nákladů na instalaci.



Obr. 21 Schematické zobrazení plášťovo deskového výměníku [24] (upraveno).

Tab. 4 Souhrn vlastností výměníků [25].

Typ výměníku	Maximální tlak	Teplotní rozsah	Omezení média	Velikost plochy	Speciální vlastnosti
Trubka v trubce	30,7 MPa	-100 až 600 °C	Podmíněno materiálem konstrukce	0,25 až 200 m ²	Standartní modulární konstrukce
Svazkový	30,7 MPa	-200 až 600 °C		10 až 3000 m ²	Velmi přizpůsobivý použitelný téměř pro všechny aplikace
Deskový	2,5 MPa	-25 až 175 °C	Omezeno materiálem těsnění a konstrukce	Do 3000 m ²	Hospodárny provoz
Spirálový	1,8 MPa	Až do 400 °C	Vhodné pro zanášivé látky	Do 200 m ²	Samočistění, vysoký přenos tepla
Plášťovo deskový	10 MPa	-50 až 400 °C	Podmíněno materiálem konstrukce	10 až 100 m ²	Vysoký přenos tepla

2.3 REDUKČNÍ VENTILY

Redukční (škrťací) ventil je, ač jednoduchý komponent, velmi důležitý prvek v tepelných čerpadlech. Redukční ventil slouží ke dvěma základním účelům, a to kontrole množství látky vstupující do výparníku – množství přiváděné pracovní látky by mělo odpovídat kapacitě rychlosti odpařování výparníku, tak aby nedocházelo k pomalému odpaření a vstupu kapalné fáze do kompresoru. Druhým účelem je pak udržování rozdílného tlaku mezi kondenzátorem a výparníkem. Snížení tlaku je dosaženo tzv. škrcením, kdy za konstantní entalpie dochází k expanzi pracovní látky.

Snížení tlaku je u většiny redukčních ventilů řešeno za pomoci zvýšení tření pracovní látky. Zvýšení tření může být dosaženo za pomoci změny směru proudu, změnou rychlosti nebo jejich kombinací. V průmyslových tepelných čerpadlech se používá sedm typů redukčních ventilů: termostatický redukční ventil, elektronický redukční ventil, ruční ventily, automatické ventily, kapilární ventil, nízko a vysokotlaký plovákový ventil.

V podkapitolách níže budou uvedeny, spolu s vlastnostmi a charakteristikami, nejpoužívanější redukční ventily.

Prvním z nich je termostatický redukční ventil. Úlohou ventilu je snaha udržet stabilní úroveň přehřátí pracovní látky uvnitř výparníku modifikací hmotnostního průtoku pracovní látky. Objem propuštěné látky je upravován pomocí membrány, která porovnává teplotu před a za výparníkem. Pro porovnání tlaků je k redukčnímu ventilu umístěna baňka naplněná stejnou nebo i rozdílnou pracovní látkou, avšak s podobnými vlastnostmi. Tlak v baňce a tlak nasycení ve ventilu působí každá z opačné strany na membránu a tou pohybují. Pohyb membrány zapříčiní pohyb jehly a ten zajistí buď propuštění nebo zpomalení dodávky pracovní látky do výparníku.

Baňka přenášející tlak pracovní látky je v přímém kontaktu se sacím potrubím kompresoru a je složena z kovové nádoby a kapilární trubice spojené s hlavou ventilu.

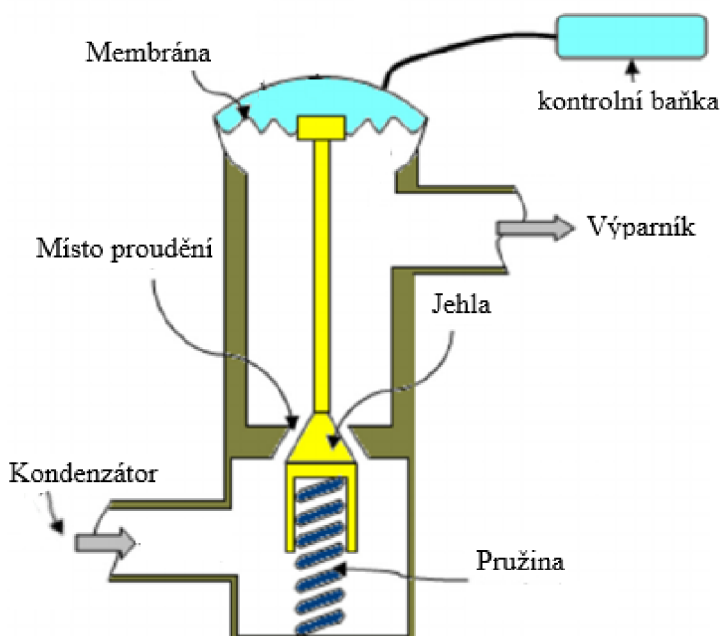
Pakliže se přehřátí v baňce zvýší nad požadovanou hodnotu, stejná teplota i na vstupu do kompresoru, zvýší se i tlak z důvodu odpaření. Tlak se přenáší kapilárou na membránu,

která posune jehlu, otevře se otvor ventilu, a tím se zvýší hmotnostní průtok pracovní látky. Pokud se namísto toho zvýší tlak nasycení, baňka přesto zaznamená zvýšenou teplotu. Vypaří se více látky v baňce, ale zvýšený tlak pod membránou vyváží vyšší tlak nad membránou. Nedojde tedy ke změně polohy jehly.

Zvýšený hmotnostní průtok pracovní látky vyžaduje k odpařování větší tepelnou plochu, a proto vede k menšímu přehřívání. Teplota plynné pracovní látky z výparníku se sníží. Tím se zase ochladí baňka, což vede ke kondenzaci části chladiva v baňce, a tím ke snížení tlaku na membráně. Síla pružiny mírně uzavře ventil a do výparníku se dostane méně pracovní látky, což opět zvýší přehřátí. Celý systém neustále pracuje pro dosažení rovnováhy.

Termostatické redukční ventily se nejčastěji využívají společně s pájenými tepelnými výměníky díky jejich dobré citlivosti a přesnosti regulace výstupní pracovní látky. Výběr velikostí redukčních ventilů a náplní baněk dodává velký teplotní rozsah a kapacitu pro tepelná čerpadla. Nevýhodou je pak odebírání části tepla pro nahřívání kontrolní baňky.

Obr. 22 schematicky popisuje části termostatického redukčního ventilu s baňkou.



Obr. 22 Schematické zobrazení termostatického redukčního ventilu [26] (upraveno).

Posledním představeným ventilem je elektronický redukční ventil. Podstata elektronických redukčních ventilů spočívá v jejich přesné regulaci tlaku, teplot a průtoku pracovní látky dle aktuálních potřeb tepelného čerpadla. Pro tyto potřeby je redukční ventil vybaven senzory a elektronickými regulátory, které monitorují a kontrolují každou z těchto hodnot.

Výhodou těchto ventilů je přesná, dynamická a rychlá regulace která vede ke zlepšení celkové energetické účinnosti a výkonu tepelného čerpadla. Díky tomu že, jsou elektronická, mohou být zapojena do automaticky řízených jednotek, což zjednodušuje provoz a údržbu. Nevýhodou použití těchto redukčních ventilů je pořizovací cena, avšak je kompenzována spolehlivostí a úsporami provozních nákladů.

3 POPIS KONKRÉTNÍHO MÍSTA NÁVRHU

Cílem této diplomové práce je navrhnout tepelné čerpadlo pro chladicí okruh kondenzátoru s odvodem tepla do systému centrálního zásobování teplem. Schematické zobrazení společně s tepelným čerpadlem je ukázáno na obr. 23.

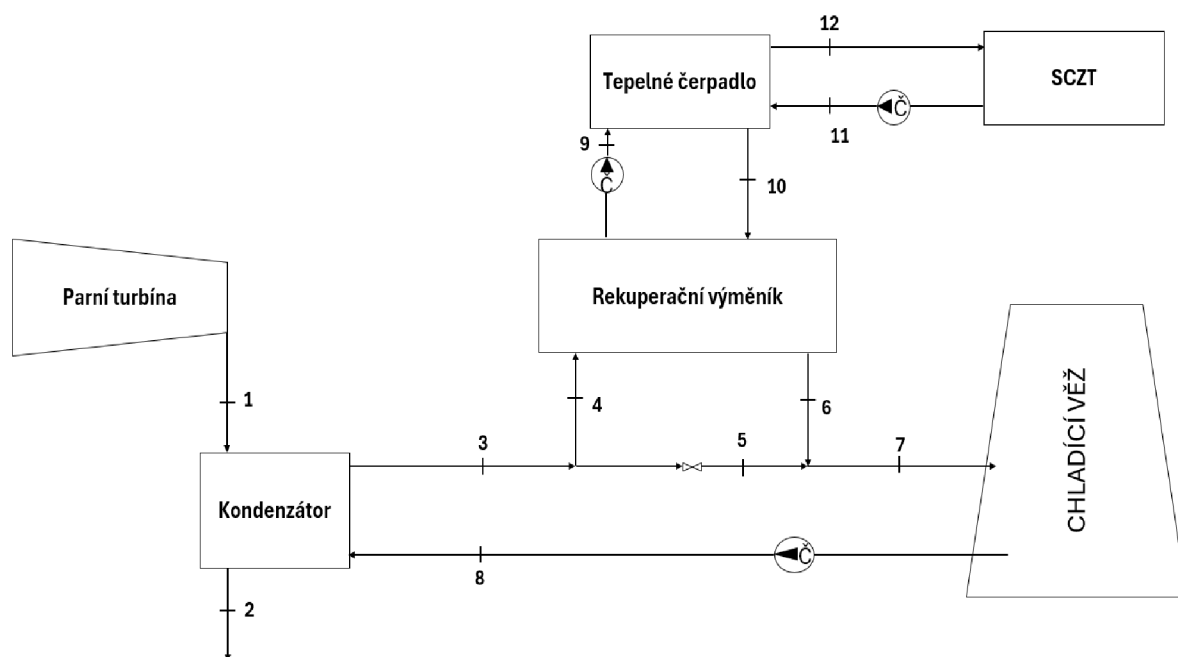
Nízkopotenciální teplo pro potřeby tepelného čerpadla je odebíráno z chladicí vody proudící z kondenzátoru. Kondenzátor slouží pro odvod zbytkového tepla kondenzující páry proudící z parní turbíny o zpřesněných parametrech vedoucím diplomové práce: teplota mokré páry je 40 °C, suchost páry je 0,88 a hmotnostní průtok páry je 10 kg/s. V kondenzátoru mokrá pára zkondenzuje na právě sytou kapalinu, má tedy suchost 0. V rámci odvodu tepla z kondenzátoru není uvažováno s kaskádovaným kondenzátem, doplňováním vody do oběhu ani s odsáváním části páry v rámci brýdových plynů vývěvou. Ve stávajícím provozu je při nominálních podmínkách teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru 27 °C o tlaku 5 bar. Ohřátí chladicí vody je o 10 °C, tj. výstupní teplota chladicí vody je 37 °C o tlaku 3 bar.

Zapojení rekuperačního výměníku je uvažováno paralelně se současnou trasou kondenzátor → chladicí věž, aby bylo možné případně ochlazenou chladicí vodu po opuštění TČ dochládit v chladicí věži, nebo využít pouze část chladicí vody a zbytek může proudit přímo do chladicí věže, případně to umožňuje odstavit celou technologii TČ a odvádět celé teplo v chladicí věži.

Rekuperační výměník tepla je do systému umístěn výhradně k dosažení čistoty média vcházejícího do tepelného čerpadla. Úkolem tepelného čerpadla je ohřev vody proudící ze soustavy centrálního zásobování teplem (SCZT). Potřeby SCZT jsou voda o teplotě 80 °C proudící do systému s tím, že vratka má teplotu 60 °C. Tlak topné vody je uvažovaný ve výši 600 kPa a tlakové ztráty jsou zanedbány.

Pro tento systém je pak proveden návrh kompresorového jednostupňového tepelného čerpadla a absorpční tepelné čerpadlo s rekuperačním výměníkem.

Všechny výpočty jsou provedeny v programu Excel za pomoci doplňků XSteam [27] a Coolprop [28] v rámci kterých byly zjišťovány termodynamické vlastnosti vody a chladiva. Vlastnosti roztoku vody a bromidu lithného, který je využit při návrhu absorpčního tepelného čerpadla, byly zjišťovány v programu EES [29].



Obr. 23 Schematické zobrazení navrhovaného systému.

V tabulce tab. 5 jsou uvedeny všechny zadané veličiny, ze kterých je možné určit teplo, které je v chladicí vodě k dispozici pro tepelné čerpadlo.

Tab. 5 Termodynamické veličiny vystupující v návrhu kondenzátoru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok páry z parní turbíny	\dot{m}_1	10	kg/s
Teplota páry na výstupu z parní turbíny	t_1	40	°C
Suchost páry na výstupu z parní turbíny	x_1	0,88	-
Tlak na výstupu z parní turbíny	p_1	7,38	kPa
Teplota syté kapaliny na výstupu z kondenzátoru	t_2	40	°C
Suchost syté kapaliny na výstupu z kondenzátoru	x_2	0	-
Tlak syté kapaliny na výstupu z kondenzátoru	p_2	7,38	kPa
Teplota chladicí vody na výstupu do kondenzátoru	t_8	27	°C
Tlak chladicí vody na vstupu do kondenzátoru	p_8	500	kPa
Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru	t_3	37	°C
Tlak chladicí vody na výstupu z kondenzátoru	p_3	300	kPa

Pro výpočet potřebného chladicího výkonu pro zkondenzování páry do suchosti 0 je nutné znát entalpie v bodě 1 a 2 ty jsou funkcí zadané teploty a suchosti.

$$h_1 = h(t_1; x_1) = 2284,82 \text{ kJ/kg} \quad (8)$$

$$h_2 = h(t_2; x_2) = 167,54 \text{ kJ/kg} \quad (9)$$

Dále chladicí výkon lze vypočítat:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) = 10 \cdot (2284,82 - 167,54) = 21172 \text{ kW} \quad (10)$$

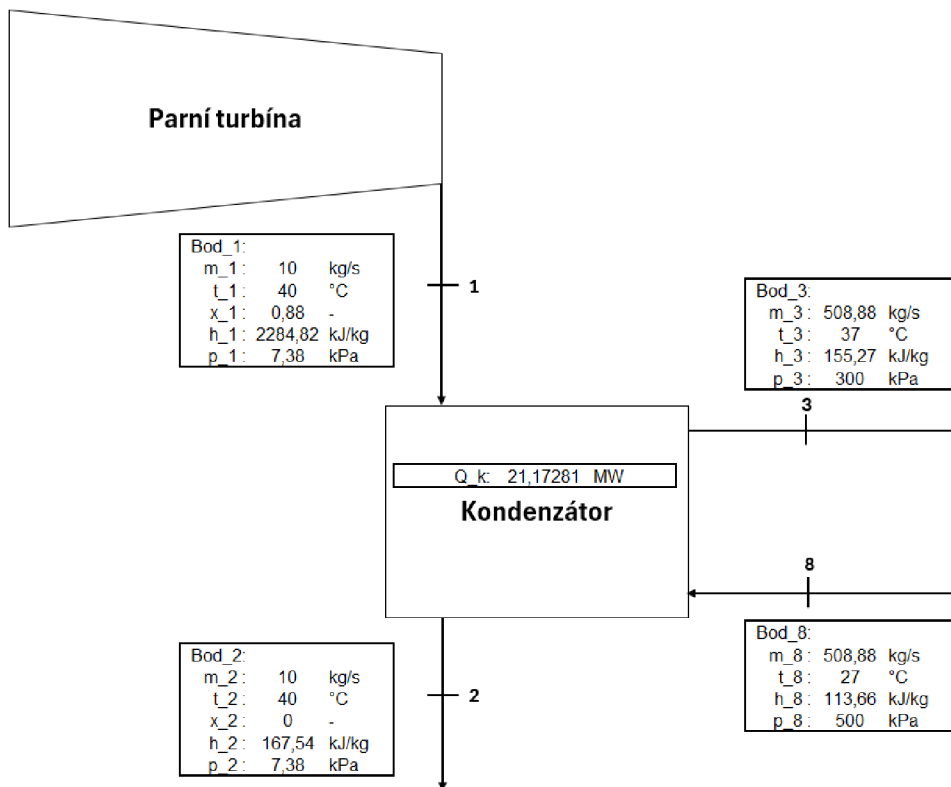
Pro zjištění nezbytného průtoku chladicí vody pro odvod tepla z kondenzátoru je potřeba nejdříve zjistit entalpie vstupující a vystupující chladicí vody, které jsou v tomto případě funkcí zadaného tlaku a teploty.

$$h_3 = h(p_3; t_3) = 155,27 \text{ kJ/kg} \quad (11)$$

$$h_8 = h(p_8; t_8) = 113,66 \text{ kJ/kg} \quad (12)$$

Při rovnosti tepelných toků na straně kondenzující vodní páry a ohřivané chladicí vody platí:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 = \frac{\dot{Q}_k}{(h_3 - h_8)} = \frac{21172}{(155,27 - 113,66)} = 508,88 \text{ kg/s} \quad (13)$$



Obr. 24 Základní bilance odvodu tepla z parní turbíny.

3.1 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK

Dalším bodem, už jako nová navrhovaná složka, v základní bilanci systému je rekuperační výměník. Návrh je proveden za předpokladu nedohřevu 3 [°C] a 100 % průtoku chladicí vody z kondenzátoru. Výměník je navržený s protiproudým uspořádáním. Součinitele přestupu tepla jsou vypočteny na základě postupů z VDI Heat Atlas [30]. Níže je popsán celkový návrh. Tab. 6 udává známé parametry vystupující při návrhu výměníku.

Tab. 6 Termodynamické veličiny vystupující v návrhu rekuperačního výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Výkon rekuperačního výměníku	\dot{Q}_{RV}	21172	kW
Teplota kondenzátorové vody vstupující do RV	t_4	37	°C
Teplota kondenzátorové vody vystupující z RV	t_6	27	°C
Hmotnostní průtok v RV kondenzátorové vody	\dot{m}_{4-6}	508,88	kg/s
Tlak kondenzátorové vody na vstupu do RV	p_4	300	kPa
Teplota výparníkové vody vstupující do RV	t_{10}	24	°C
Teplota výparníkové vody vystupující z RV	t_9	34	°C
Tlak výparníkové vody na vstupu do RV	p_{10}	300	kPa
Hmotnostní průtok v RV výparníkové vody	\dot{m}_{9-10}	506,54	kg/s
Nedohřev výměníku	Δt	3	°C

Navrhovaný rekuperační výměník je koncipován jako svazkový výměník. Protože voda z kondenzátoru prochází chladicí věží, nemůže zde být zanedbán faktor znečištění. Proto je tato látka umístěna do rovných trubek z důvodu snadnějšího čištění. Z literatury je určen faktor zanášení pro vodu proudící z chladicí věže [30].

Střední termofyzikální vlastnosti látek vystupující v návrhu rekuperačního výměníku jsou sepsány v tabulce tab. 7

Tab. 7 Střední termofyzikální vlastnosti pracovních látek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplota kondenzátorové vody	t_{str_k}	32	°C
Hustota kondenzátorové vody	ρ_{str_k}	994,99	kg/m ³
Dynamická viskozita kondenzátorové vody	η_{str_k}	$7,6 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost kondenzátorové vody	λ_{str_k}	0,618	W/(m·K)
Tepelná kapacita kondenzátorové vody	$C_{p_str_k}$	4,178	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro kondenzátorovou vodu	Pr_{str_k}	5,17	-
Kinematická viskozita kondenzátorové vody	ϑ_{str_k}	$8,44 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Faktor zanášení kondenzátorové vody	r_{fk}	0,034	(m ² ·K)/kW
Střední teplota výparníkové vody	t_{str_v}	29	°C
Hustota výparníkové vody	ρ_{str_v}	995,9	kg/m ³
Dynamická viskozita výparníkové vody	η_{str_v}	$8,1 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost výparníkové vody	λ_{str_v}	0,614	W/(m·K)
Tepelná kapacita výparníkové vody	$C_{p_str_v}$	4,179	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro výparníkovou vodu	Pr_{str_v}	5,54	-
Kinematická viskozita výparníkové vody	ϑ_{str_v}	$8,44 \cdot 10^{-7}$	m ² /s

Nejprve je nutné určit střední teplotní spád výměníku. Tím že byl zadán nedohřev 3 °C na obou stranách médií a jde o protiproud je tedy určen vzorcem:

$$\Delta t = \frac{(t_4 - t_9) + (t_6 - t_{10})}{2} = \frac{(37 - 34) + (27 - 24)}{2} = 3 \text{ °C} \quad (14)$$

Dle doporučení bylo zvoleno vnější průměr trubek, tloušťka stěny a také vystřídání uspořádání s úhlem $\beta = 30^\circ$ pro kompaktnější provedení a větší součinitel přestupu tepla [31].

$$d_2 = 6,35 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (15)$$

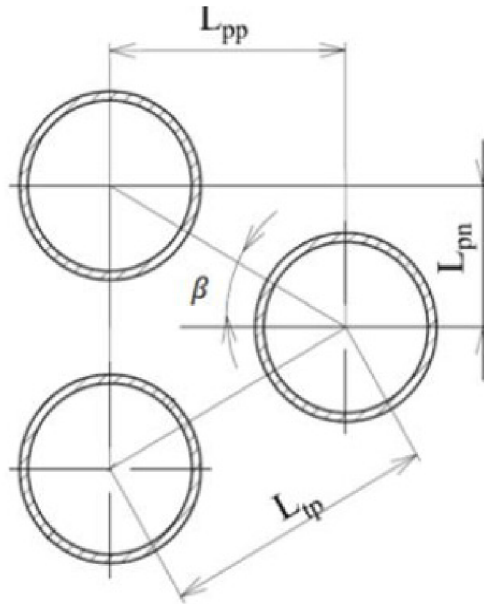
$$t_t = 5,59 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (16)$$

K doporučeným vnějším průměrům patří i doporučená příčná rozteč (pitch ratio) která se obvykle pohybuje v rozmezí 1,25–1,5. Ke zvolenému vnějšímu průměru připadá příčná rozteč PR=1,25. Z příčné rozteče pak dále podle vztahů platným k úhlu 30 ° náleží i horizontální a vertikální rozteč [31]. Zobrazení roztečí je vyznačené na obrázku obr. 25.

$$L_{tp} = PR \cdot d_2 = 1,25 \cdot 6,35 \cdot 10^{-3} = 7,94 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (17)$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot L_{tp} = 0,866 \cdot 0,03175 = 6,87 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (18)$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot L_{tp} = 0,5 \cdot 0,03175 = 3,97 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (19)$$



Obr. 25 Schematické zobrazení uspořádání a roztečí trubek [31].

Dále je nezbytné poznamenat že výpočet je iterační proto je nutné zvolit celkový součinitel prostupu tepla. Z této volby je pak vypočtena odhadovaná teplosměnná plocha výměníku.

$$k_o = 2450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (20)$$

$$S_o = \frac{\dot{Q}_{RV} \cdot 1000}{k_o \cdot \Delta t} = \frac{21172 \cdot 1000}{2450 \cdot 3} = 2881 \text{ m}^2 \quad (21)$$

Délka trubek je další zvolenou hodnotou pro výpočet průměru pláště. Ve vzorci dále vystupuje konstanta CL, které je hodnotou pro uspořádání trubek a CTP zohledňující neúplné vyplnění pláště trubkami pro zvolený jeden tah.

$$L_t = 4,1 \text{ m} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} D_s &= 0,637 \cdot \left(\frac{CL}{CTP}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{(S_o \cdot PR^2 \cdot d_2)}{L_t}\right)^{0,5} \\ &= 0,637 \cdot \left(\frac{0,87}{0,93}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{(2881 \cdot 1,25^2 \cdot 6,35 \cdot 10^{-3})}{4,1}\right)^{0,5} \\ &= 1,627 \text{ m} \end{aligned} \quad (23)$$

Počet trubek ve výměníku je pak dán rovnicí:

$$\begin{aligned} N_t &= 0,785 \cdot \left(\frac{CTP}{CL}\right) \cdot \frac{D_s^2}{PR^2 \cdot d_2^2} = 0,785 \cdot \left(\frac{0,93}{0,87}\right) \cdot \frac{1,627^2}{1,25^2 \cdot 6,35 \cdot 10^{-3}} \\ &= 35242 \end{aligned} \quad (24)$$

Pro další postup v návrhu je nutné definovat další rozměry související s obrázkem obr. 26 zobrazujícím řez výměníku, platí následující vzorce. Kde BC (baffle cut) udává výřez přepážky, doporučená hodnota je zvolena dle literatury 25 % [31]. Přepážky jsou zvoleny segmentové.

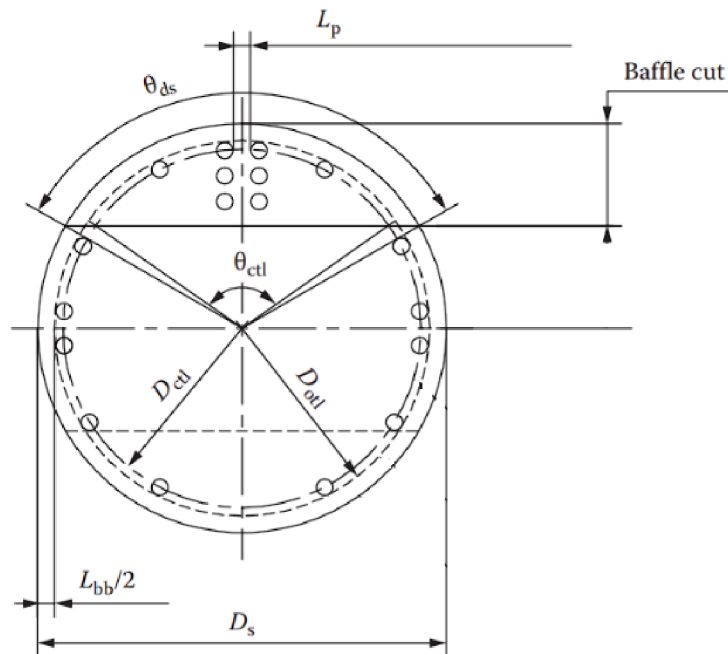
$$L_{bb} = \frac{12}{1000} \cdot 0,005 \cdot D_s = \frac{12}{1000} \cdot 0,005 \cdot 1,627 = 0,02013 \text{ m} \quad (25)$$

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} = 1,627 - 0,02013 = 1,607 \text{ m} \quad (26)$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_2 = 1,627 - 6,35 \cdot 10^{-3} = 1,6 \text{ m} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \theta_{ctl} &= 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot BC}{100} \right) \right] = 2 \cos^{-1} \left[\frac{1,627}{1,6} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100} \right) \right] \\ &= 2,075 \text{ rad} \end{aligned} \quad (28)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot BC}{100} \right) = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100} \right) = 2,094 \text{ rad} \quad (29)$$



Obr. 26 Schematické zobrazení rozměrů v řezu výměníku [32].

Dále je vypočtena geometrie přepážek. Počet přepážek je dán rovnicí níže. Rozteč přepážek (30) je volena poloviční ku rozměru průměru pláště, jak uvádí doporučení [32] a reálná délka svazku (31) je odhadnuta. Bude ověřena v rovnici (70).

$$L_{bc}' = \frac{D_s}{2} = \frac{1,627}{2} = 0,8133 \text{ m} \quad (30)$$

$$L_{ta} = 4,1 \text{ m} \quad (31)$$

$$N_{přep} = \frac{L_{ta}}{L_{bc}'} = \frac{4,1}{0,8133} - 1 = 3,8 \quad (32)$$

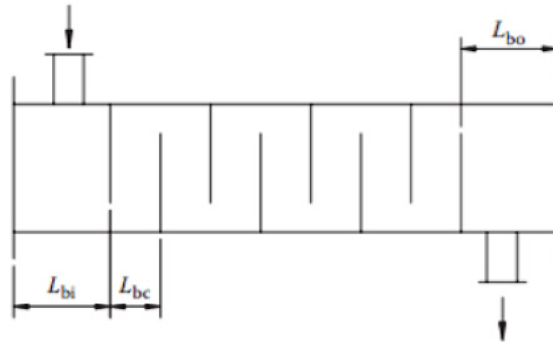
Jak doporučuje literatura, počet přepážek má být zaokrouhlen na nižší celé číslo [32]. Po zaokrouhlení je vypočtena reálná rozteč přepážek pro výměník, kde je zvolena rovnost rozměru neopřepážkovaného prostoru k opřepážkovanému, schematicky naznačeno na obr. 27.

$$N_{přep_real} = 3 \quad (33)$$

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_{přep_real} + 1} = \frac{4,1}{3 + 1} = 1,02 \text{ m} \quad (34)$$

$$L_{bc} = L_{bo} = L_{bi} \quad (35)$$

V tomto momentě už přejdeme k výpočtu přestupu tepla na straně pláště. Nejprve je vypočítán průtočný průřez v ose výměníku. Kde $L_{tp_eff} = L_{tp}$ při navrhovaném uspořádání



Obr. 27 Schematické zobrazení rozteči přepážek [32].

s úhlem 30 °. Z čehož je pak vypočten hmotnostní tok pláštěm.

$$\begin{aligned} S_m &= L_{bc} \cdot \left(L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp_eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right) \\ &= 1,02 \cdot \left(0,02013 + \frac{1,6}{7,9 \cdot 10^{-3}} \cdot (7,9 \cdot 10^{-3} - 0,00635) \right) \\ &= 0,3471 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (36)$$

$$\dot{G}_s = \frac{\dot{m}_{9-10}}{S_m} = \frac{506,54}{0,3471} = 1459 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (37)$$

Rychlost proudění je spolu s Reynoldsovým číslem dalším vypočteným parametrem v návrhu.

$$\dot{u}_s = \frac{\dot{m}_{9-10}}{S_m} = \frac{506,4}{0,3471} = 1459 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (38)$$

$$Re_s = \frac{d_2 \cdot \dot{G}_s}{\eta_{str_v}} = \frac{6,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1459}{8,1 \cdot 10^{-4}} = 11375 \quad (39)$$

Pro výpočet ideálního součinitele přestupu tepla na straně pláště je potřeba určit Colburnový faktor J_i , který souvisí s Reynoldsovým číslem pro proud v plášti. Podmínka pro tuto rovnici $Re_s > 1000$.

$$J_i = 0,236 \cdot Re_s^{(-0,346)} = 0,236 \cdot 11375^{(-0,346)} = 9,323 \cdot 10^{-3} \quad (40)$$

Dále je nutné určit parametr korigující viskozitu, který odpovídá gradientu viskozity u stěny trubky ze strany pláště a dynamické viskozitě proudícího média v plášti. Pro určení této hodnoty je potřeba znát součinitel přestupu tepla ze strany pláště a trubky pro výpočet teploty vnější stěny trubky. Dále také střední teploty vystupujících médií v návrhu výměníku. Tato hodnota se opět zjišťuje iteračně proto jsou zde součinitele zvoleny a její ověření jde vidět v rovnicích (62) a (67).

$$\alpha_t = 4431 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (41)$$

$$\alpha_s = 11063 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (42)$$

$$t_s = t_{str_v} + \frac{(t_{str_k} - t_{str_v})}{1 + \frac{\alpha_t}{\alpha_s}} = 32 + \frac{(29 - 32)}{1 + \frac{4431}{11063}} = 29,86 \text{ }^\circ\text{C} \quad (43)$$

Z této teploty je pak určena dynamická viskozita u vnější stěny trubky funkcí, kde tlak představuje tlak uvnitř pláště.

$$\eta_s = \eta(t_s; p_{10}) = 7,99 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (44)$$

Poté už parametr korigující viskozitu, který je použit ve vzorci pro ideální součinitel přestupu tepla pláštěm.

$$\Phi^n = \left(\frac{\eta_{str_v}}{\eta_s} \right)^{0,14} = \left(\frac{8,1 \cdot 10^{-4}}{7,99 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,14} = 1,003 \quad (45)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{s_ideál} &= \frac{J_i \cdot C p_{str_v} \cdot 1000 \cdot G_s \cdot \Phi^n}{Pr_{str_v}^{\frac{2}{3}}} \\ &= \frac{9,323 \cdot 10^{-3} \cdot 4,179 \cdot 1000 \cdot 1459 \cdot 1,003}{5,54^{\frac{2}{3}}} \\ &= 18175 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (46)$$

Pro zrealnění součinitele přestupu tepla pro plášť svazkového výměníku je třeba vypočítat korekční faktory. První takovou korekcí je korekční faktor zohledňující vliv přepážek na proudící médium J_c . Rovnice níže pro tento faktor platí v rozmezí výřezu přepážky 15–45 %, kde vystupující veličina F_c je podíl trubek mezi přepážkami a je vypočtena pomocí parametru F_w , který udává podíl trubek v prostoru přepážky.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} = \frac{2,075}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(2,075)}{2 \cdot \pi} = 0,191 \quad (87)$$

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w = 1 - 2 \cdot 0,191 = 0,6181 \quad (48)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c = 0,55 + 0,72 \cdot 0,6181 = 0,995 \quad (49)$$

Další korekcí součinitele je faktor zohledňující netěsnosti mezi přepážkou a svazkem trubek nebo pláště J_1 . Pro jeho výpočet je nutné zjistit velikost mezery mezi vnitřním průměrem pláště a vnějším průměrem přepážky.

$$L_{sb} = \frac{3,1}{1000} + 0,004 \cdot D_s = \frac{3,1}{1000} + 0,004 \cdot 1,627 = 9,607 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (50)$$

Dále je nutné vypočítat velikost plochy mezi přepážkou a trubkou spolu s velikostí plochy mezi přepážkou a pláštěm. Veličina L_{tb} vystupující při výpočtu plochy mezi přepážkou a pláštěm je vůlí mezi trubkami a otvorem v přepážce. Pro minimalizování zkratových proudů a vibrací je hodnota volena dle TEMA pro trubky s průměrem menším než 31,8 mm [33].

$$L_{tb} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} S_{tb} &= \frac{\pi}{4} \cdot [(d_2 + L_{tb})^2 - (d_2)^2] \cdot N_t \cdot (1 - F_w) \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot ((6,35 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3})^2 - (6,35 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 35242 \\ &\cdot (1 - 0,191) = 0,1173 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} S_{sb} &= \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{sb}}{2} \cdot \left(\frac{(2 \cdot \pi - \theta_{ds})}{2 \cdot \pi} \right) \\ &= \pi \cdot 1,627 \cdot \frac{9,607 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{(2 \cdot \pi - 2,094)}{2 \cdot \pi} \right) \\ &= 0,01636 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (53)$$

Z těchto velikostí ploch jsou vypočteny korelační parametry pro korekční faktor J_1 .

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = \frac{0,01636}{0,01636 + 0,1173} = 0,1224 \quad (54)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_{sb}} = \frac{0,01636 + 0,1173}{0,01636} = 0,3583 \quad (55)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= 0,44 \cdot (1 - r_s) + (1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)) \cdot e^{-2,2 \cdot r_{lm}} \\ &= 0,44 \cdot (1 - 0,1224) + (1 - 0,44 \cdot (1 - 0,1224)) \\ &\cdot e^{-2,2 \cdot 0,3583} = 0,6492 - \end{aligned} \quad (56)$$

Dalším korekčním faktorem je J_b zohledňující obtokové proudy mezi pláštěm a svazkem trubek. Pro tento faktor je třeba vypočítat parametr F_{sbp} udávající poměr plochy mezi pláštěm a svazkem trubek a průtočným průřezem na straně pláště.

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl}) = 1,02 \cdot (1,627 - 1,607) = 0,02054 \text{ m}^2 \quad (57)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} = \frac{0,02054}{0,3471} = 0,05919 \quad (58)$$

Posledními parametry vyskytujícími se ve výpočtu korekčního faktoru J_b je r_{ss} udávající poměr mezi počtem těsnících pásků, zvoleno $N_{ss} = 1$, a efektivním počtem řad trubek v jedné sekci N_{tcc} tzn. mezi konci přepážek. C_{bh} je konstantou určenou pro turbulentní proudění $Re_s > 100$ $C_{bh}=1,35$.

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot BC}{100} \right) = \frac{1,627}{6,874 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100} \right) = 118,34 \doteq 118 \quad (59)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} = \frac{1}{118} = 8,475 \cdot 10^{-3} \quad (60)$$

$$\begin{aligned} J_b &= \exp\left(-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 - (2 \cdot r_{ss})^{\frac{1}{3}}\right)\right) \\ &= \exp\left(-1,35 \cdot 0,05919 \cdot \left(1 - (2 \cdot 8,475 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{3}}\right)\right) \\ &= 0,9424 \end{aligned} \quad (61)$$

Korekční faktor J_r zohledňující zvýšení gradientu teploty při laminárním proudění pro navrhovaný výměník neplatí, protože $Re_s > 100$ tím pádem $J_r = 1$.

Poslední korekci je zohlednění rozdílné rozteče přepážek pro vstupní a výstupní sekci výměníku J_s . Tím že výše byla zvolena stejná rozteč pro výstupní, vstupní a mezi přepážkový prostor tak $J_s = 1$.

Se všemi korekčními faktory je vypočtena reálná velikost součinitele přestupu tepla na straně pláště.

$$\begin{aligned} \alpha_s &= \alpha_{s_ideál} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r = 18175 \cdot 0,995 \cdot 0,6492 \cdot 0,9424 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 11063 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (62)$$

Pro určení součinitele přestupu tepla na straně trubek jsou rovnice následující. Nejprve je určen průtočný průřez, hmotnostní tok, rychlost proudění a Reynoldsovo číslo v trubkách výměníku.

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_2 - 2 \cdot t_t)^2 \cdot N_t = \frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 5,59 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 35242 \\ &= 0,7577 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (63)$$

$$\dot{G}_t = \frac{\dot{m}_{4-6}}{A_t} = \frac{508,88}{0,7577} = 671,8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (64)$$

$$\dot{u}_t = \frac{\dot{G}_t}{\rho_{str_k}} = \frac{671,8}{994,99} = 0,6751 \text{ m/s} \quad (65)$$

$$Re_t = \frac{(d_2 - 2 \cdot t_t) \cdot \dot{G}_t}{\eta_{str_k}} = \frac{(6,35 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 5,59 \cdot 10^{-3}) \cdot 671,8}{7,6 \cdot 10^{-4}} = 4597 \quad (66)$$

Tím, že Reynoldsovo číslo vyšlo v přechodové oblasti, tzn. 2100–10000, je pro výpočet součinitele přestupu tepla použita Colburnova rovnice [32].

$$\begin{aligned} \alpha_t &= 0,023 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_{str_k}^{0,4} \cdot \Phi^n \cdot \frac{\lambda_{str_k}}{(d_2 - 2 \cdot t_t)} \\ &= 0,023 \cdot 4597^{0,8} \cdot 5,17^{0,4} \cdot \left(\frac{8,1 \cdot 10^{-4}}{7,99 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} \\ &\quad \cdot \frac{0,618}{(6,35 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 5,59 \cdot 10^{-3})} = 4431 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (67)$$

Celkový součinitel prostupu tepla je dán rovnicí (68), kde součinitel tepelné vodivosti trubky je zvolen $\lambda_{Cu_trubky} = 386,6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ a r_i je vnitřní průměr trubky a r_o vnější poloměr trubky.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{t_t}{\lambda_{Cu_trubky}} \cdot \frac{r_o}{r_o + r_i} + \left(\frac{r_{fk}}{1000} + \frac{1}{\alpha_t}\right) \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (68)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{11063} + \frac{5,59 \cdot 10^{-4}}{386,6} \cdot \frac{3,175 \cdot 10^{-3}}{3,175 \cdot 10^{-3} + 2,616 \cdot 10^{-3}} + \left(\frac{0,034}{1000} + \frac{1}{4431}\right) \cdot \frac{3,175 \cdot 10^{-3}}{2,616 \cdot 10^{-3}}}$$

$$= 2450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Výsledný součinitel přestupu tepla je totožný s odhadnutým, takže geometrie výměníku lze považovat za korektní. Stejně tak vypočítaná hodnota leží v rozmezí běžných hodnot pro přestup tepla u svazkových výměníků [30]. Pro ověření jsou zde rovnice pro výpočet reálné teplosměnné plochy výměníku a reálná délka trubek.

$$S_{o_real} = \frac{\dot{Q}_{RV} \cdot 1000}{K \cdot \Delta t} = \frac{21172 \cdot 1000}{2450 \cdot 3} = 2881 \text{ m}^2 \quad (69)$$

$$L_{t_real} = \frac{S_{o_real}}{\pi \cdot d_2 \cdot N_t} = \frac{2881}{\pi \cdot 6,35 \cdot 10^{-3} \cdot 35242} = 4,1 \text{ m}^2 \quad (70)$$

4 NÁVRH KOMPRESOROVÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA

První navrhované tepelné čerpadlo je jednostupňové kompresorové tepelné čerpadlo. Celý návrh je v první fázi vypočten jako ideální oběh. Tedy tlakové ztráty ve výměnících jsou uvažovány jako nulové, kompresor pracuje izoentropicky se 100% účinností, redukční ventil škrtí izoentalpicky a kondenzace a vypařování probíhá izobaricky izotermicky. Dále je na výstupu z výparníku uvažována sytá pára a na výstupu z kondenzátoru sytá kapalina. Tab. 8 udává známé parametry vstupující do oběhu neboli hodnoty, na které je tepelné čerpadlo navrženo. Číselná označení u každé z veličin odkazují na body naznačené na obr. 28.

Tab. 8 Termodynamické hodnoty pro návrh TČ.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota vody vstupující do výparníku	t_9	34	°C
Teplota vody vystupující z výparníku	t_{10}	24	°C
Hmotnostní průtok výparníkem ze strany vody	\dot{m}_{9-10}	506,54	kg/s
Tlak vody na vstupu do výparníku	p_9	300	kPa
Tlak vody na výstupu z výparníku	p_{10}	300	kPa
Teplota SCZT vody vstupující do kondenzátoru	t_{11}	60	°C
Teplota SCZT vody vystupující z kondenzátoru	t_{12}	80	°C
Tlak SCZT na vstupu do kondenzátoru	p_{11}	600	kPa
Tlak SCZT na výstupu z kondenzátoru	p_{12}	600	kPa
Suchost chladiva za výparníkem	x_1	1	-
Suchost chladiva za kondenzátorem	x_3	0	-

Pro výpočet potřebného chladicího výkonu je nutné znát entalpie vstupující a vystupující vody ve výparníku, které jsou funkcí tlaku a teploty.

$$h_9 = h(t_9; p_9) = 142,73 \text{ kJ/kg} \quad (71)$$

$$h_{10} = h(t_{10}; p_{10}) = 100,93 \text{ kJ/kg} \quad (72)$$

Poté potřebný chladicí výkon odvedený chladivem v oběhu, respektive využitelný výkon pro odpaření chladiva, odpovídá:

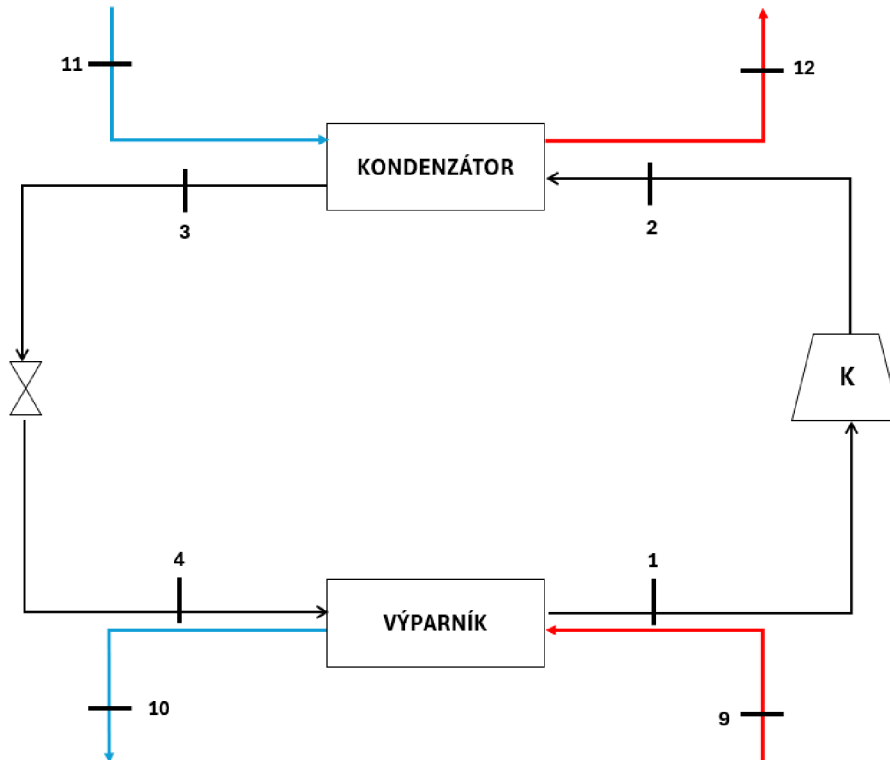
$$\dot{Q}_V = \dot{m}_{9-10} \cdot (h_9 - h_{10}) = 506,54 \cdot (142,73 - 100,93) = 21172 \text{ kW} \quad (73)$$

Dále je důležité pro výběr pracovní látky určit vhodnou vypařovací a kondenzační teplotu chladiva. Tyto teploty nám určuje teplotní spád. Teplotní spád dává do souvislosti velikost teplosměnné plochy. Čím vyšší je nedohřev, tím menší je teplosměnná plocha → nižší pořizovací náklady. Avšak zvyšuje se i teplotní rozdíl, který je nutno dosáhnout za pomoci kompresoru, čímž se snižuje celková účinnost oběhu.

Doporučený nedohřev na výparníku se pohybuje v rozmezí 2–5 °C a stejně tak na kondenzátoru. Je tedy voleno 5 °C ($\Delta t_v, \Delta t_k$) na obou výměnících:

$$t_1 = t_{10} - \Delta t_v = 19 \text{ °C} \quad (74)$$

$$t_3 = t_{12} + \Delta t_k = 85 \text{ °C} \quad (75)$$



Obr. 28 Schematické zobrazení komponent kompresorového TČ.

4.1 VÝBĚR PRACOVNÍ LÁTKY

Pracovní látka je vybírána na základě těchto kritérií v tomto pořadí: ODP=0, GWP <750, hořlavost $\leq 2L$, toxicita=A, kritická teplota nižší než teplota kondenzace v navrhovaném oběhu, kritický tlak vyšší, než je nejvyšší tlak v navrhovaném oběhu. Z kapitoly 1.5 se výběr zúžil na tato chladiva: R1233zd(E), R152a, R1234ze(E), R1234yf. Pro tato chladiva byl sestaven v programu Excel ideální model celkového oběhu tepelného čerpadla a z něj byli odečteny klíčové parametry pro výběr nejvhodnějšího chladiva. Tabulka tab. 9 udává jejich hodnoty.

Tab. 9 Výběr pracovních látek.

Chladivo	COP [-]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Hmotnostní průtok [kg/s]
R1233zd(E)	4,08	21172	28044	191,92
R1234yf	2,7	21172	33624	476,12
R1234ze(E)	3,32	21172	30282	298,48
R152a	3,81	21172	28700	136,82

I přesto, že chladivo R1233zd(E) vykazuje nejvyšší COP z vybraných chladiv, tak hodnota tepelné vodivosti není v dostupných pramenech definována. Tepelná vodivost je zásadní veličinou při návrhu stěžejních prvků tepelného čerpadla (výměníků). Proto byla zvolena o něco horší varianta, a to chladivo R152a

4.2 IDEÁLNÍ BILANCE CYKLU TEPELNÉHO ČERPADLA

Začátek návrhu probíhá určením základních parametrů oběhu, a to tlaku vypařování který je funkcí teploty vypařování a suchosti neboli stavu syté páry chladiva. Poté také tlaku kondenzace, který je pak funkcí teploty kondenzace a suchosti neboli stavu syté kapaliny.

$$p_1 = p(t_1; x_1) = 497,33 \text{ kPa} \quad (76)$$

$$p_3 = p(t_3; x_3) = 2599,59 \text{ kPa} \quad (77)$$

Také zde můžeme určit specifické entalpie které jsou funkcí teploty a suchosti v daném bodě:

$$h_1 = h(t_1; x_1) = 519,48 \text{ kJ/kg} \quad (78)$$

$$h_3 = h(t_3; x_3) = 364,74 \text{ kJ/kg} \quad (79)$$

Dále je zapotřebí určit specifickou entropii v bodě 1, která bude využita pro výpočet specifické entalpie po kompresi v bodě 2. Entropie je funkcí teploty a suchosti v tomto bodě a entalpie po kompresi funkcí této entropie a kondenzačního tlaku chladiva. Teplota v bodě 2 je opět dopočítána pomocí entalpie a kondenzačního tlaku.

$$s_1 = s(t_1; x_1) = 2096 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (80)$$

$$h_2 = h(s_1; p_3) = 574,5 \text{ kJ/kg} \quad (81)$$

$$t_2 = t(h_2; p_3) = 100,67 \text{ }^\circ\text{C} \quad (82)$$

Nakonec zbývá už jen doplnit teplotu, popřípadě suchost v bodě 4 po izoentalpickém škrcení. Entalpie zůstává totožná jako v bodě 3, tlak se sníží na totožnou hodnotu jako v bodě 1. Teplota tedy bude funkcí tlaku a entalpie stejně jako suchost.

$$t_4 = t(p_1; h_3) = 19 \text{ }^\circ\text{C} \quad (83)$$

$$x_4 = x(p_1; h_3) = 0,46 \quad (84)$$

Za pomoci rovnice rovnovážné bilance hmoty je dopočítán průtok chladiva výparníkem, respektive celým oběhem.

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{Q}_v}{(h_1 - h_4)} = \frac{21172}{(519,48 - 364,74)} = 136,83 \text{ kg/s} \quad (85)$$

Se znalostí průtoku chladiva oběhem je vypočten předaný tepelný výkon na kondenzátoru.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_3) = 136,83 \cdot (574,5 - 364,74) = 28700 \text{ kW} \quad (86)$$

Potřebný průtok SCZT vody kondenzátorem je pak dán rovnicí se znalostí entalpie vstupující a vystupující vody, která je funkcí tlaku a teploty:

$$h_{11} = h(t_{11}; p_{11}) = 251,64 \text{ kJ/kg} \quad (87)$$

$$h_{12} = h(t_{12}; p_{12}) = 335,39 \text{ kJ/kg} \quad (88)$$

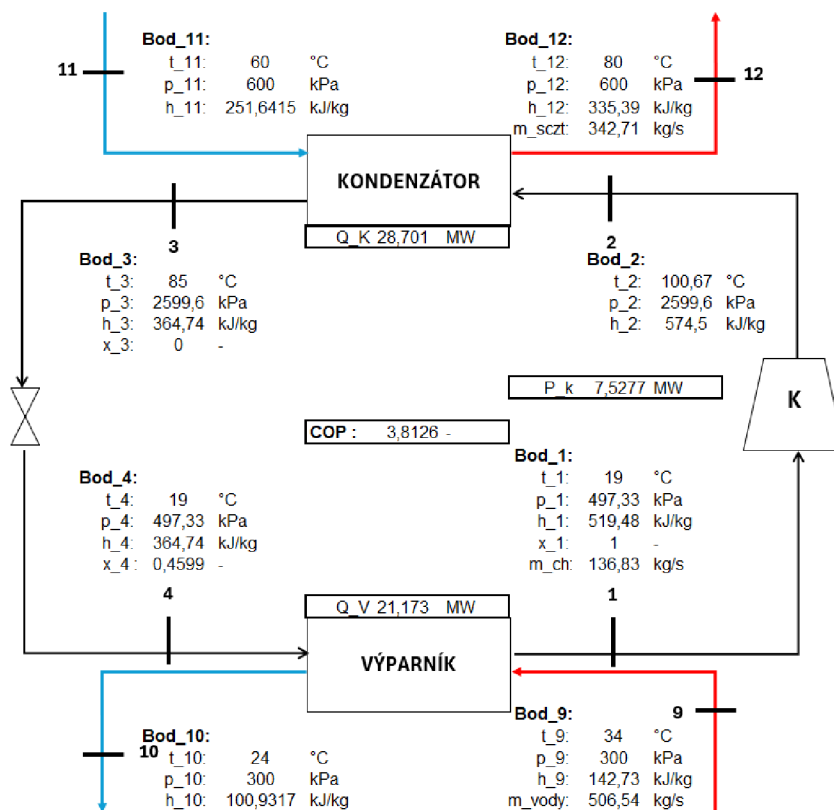
$$\dot{m}_{sczt} = \frac{\dot{Q}_K}{(h_{12} - h_{11})} = \frac{28700}{(335,59 - 251,64)} = 342,71 \text{ kg/s} \quad (89)$$

Pro celkové tepelné COP je zapotřebí vypočítat výkon kompresoru, který vychází z rovnice:

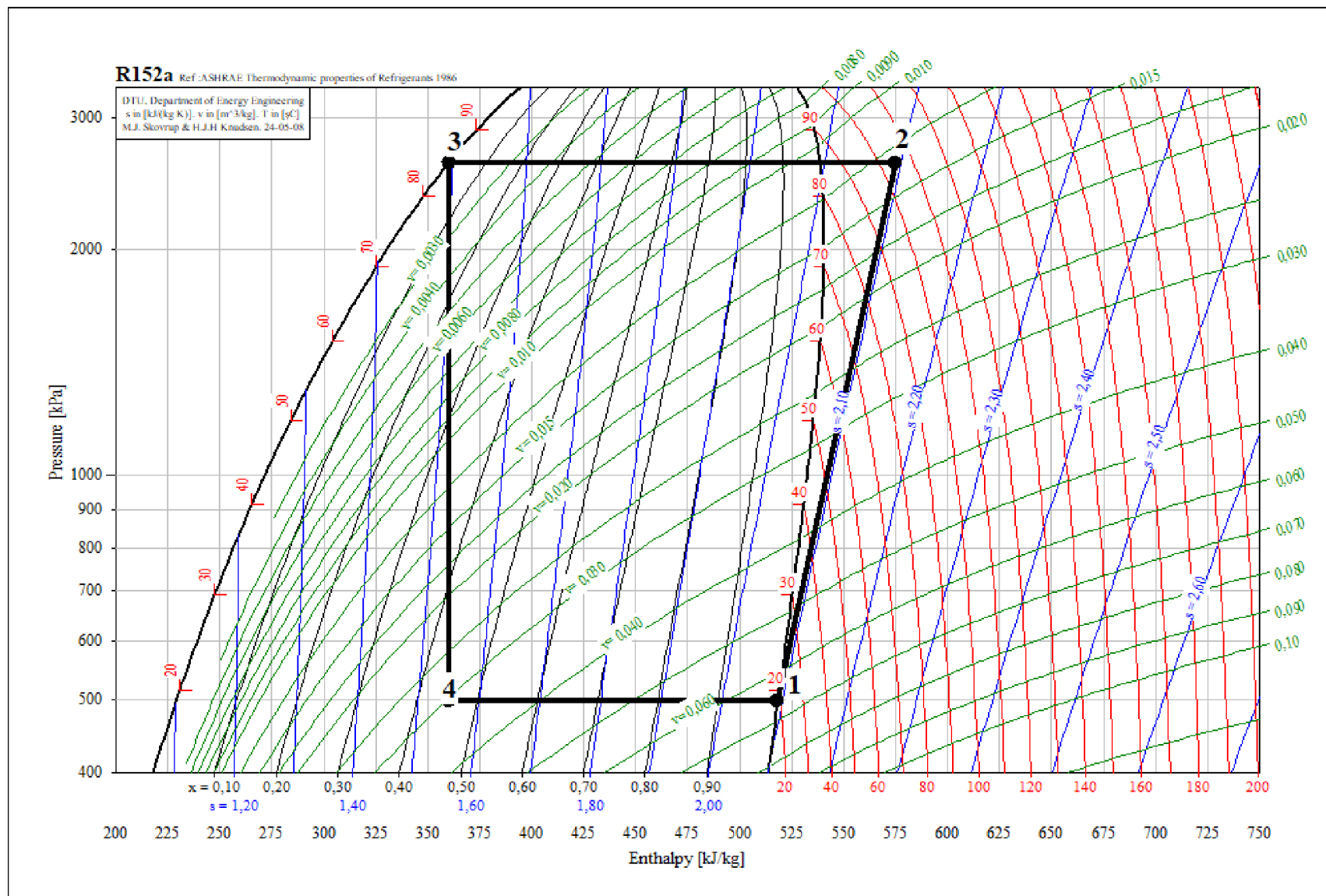
$$P_K = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1) = 136,83 \cdot (574,5 - 519,48) = 7527,7 \text{ kW} \quad (90)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{P_K} = \frac{28700}{7527,7} = 3,81 \quad (91)$$

Zakreslený pracovní cyklus v p-h diagramu je na obr. 30. Souhrnný schematický oběh se stěžejními termodynamickými parametry je zapsán v obr. 29.



Obr. 29 Vybrané termodynamické hodnoty v bodech cyklu.



Obr. 30 P-h diagram pracovního cyklu [29].

4.3 BILANCE REÁLNÉHO CYKLU

Výpočet reálného cyklu dává do souvislosti vypočtené termodynamické hodnoty z ideálního cyklu a reálné údaje z navržených komponent systému. V podkapitolách níže je představen výpočet výparníku, kondenzátoru a kompresoru. Určení jejich tlakových ztrát, navržení základních rozměrů a parametrů. Poté jejich zhodnocení a dosazení komponent do reálného cyklu.

4.4 VÝPARNÍK

Tepelný výměník určený pro vypařování chladiva byl zvolen jako deskový výměník. Geometrické parametry navržené desky jsou převzaty od výrobce Alfa laval, které vhodné desky nabízí, viz tab. 11. [34]. K vyhledávání vhodných desek bylo bráno v potaz schopnost předat výkon přivedený na výparník, hmotnostní průtok obou médií, odolnost vůči chemickým vlastnostem chladiva a také pracovní tlak obou médií. Celý výpočet je iterační, proto je nutné zvolit celkový součinitel prostupu tepla výměníku. Je voleno $916 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Tab. 10 udává hodnoty vypočtené, zadané, známé z ideálního oběhu kompresorového TČ, nebo případně z bilance celkového systému. Vzorce pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla jsou převzaty z knížky Heat exchanger design [32].

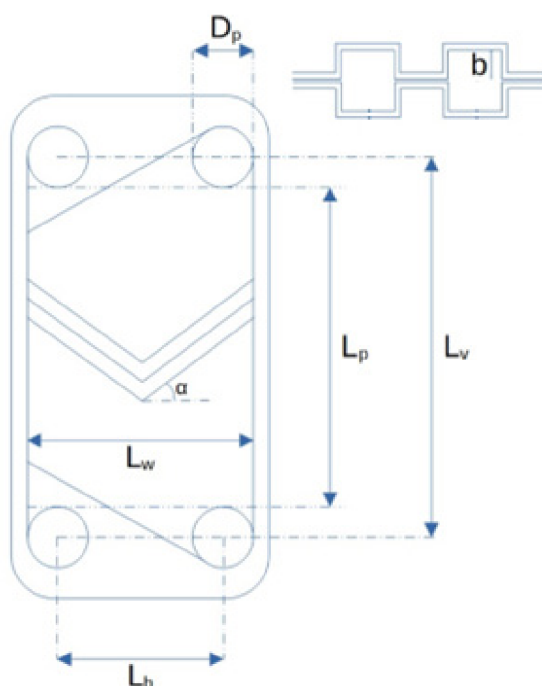
Tab. 10 Vstupující termodynamické veličiny při návrhu výparníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota vody vstupující do výparníku	t_9	34	°C
Teplota vody vystupující z výparníku	t_{10}	24	°C
Hmotnostní průtok vody výparníkem	\dot{m}_w	506,54	kg/s
Tlak ve výparníku ze strany vody	p_w	300	kPa
Teplota chladiva na vstupu do výparníku	t_4	19	°C
Teplota chladiva na výstupu z výparníku	t_1	19	°C
Hmotnostní průtok chladiva výparníkem	\dot{m}_{ch}	136,83	kg/s
Tlak ve výparníku ze strany chladiva	p_{ch}	497,33	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	916	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Výkon výparníku	\dot{Q}_V	21173	kW
Chladivo		R152A	
Deska výměníku		TL35-FS/PED	

Další tab. 11 přejímá geometrické parametry desky udávané výrobcem označení připadá k obr. 31. Korugační úhel desky výrobcem zadán nebyl, proto byl iteračně určen pro nejnižší tlakovou ztrátu mezi deskami a v kanálech proudů. Další podstatnou veličinou, kterou výrobce běžně neudává, je faktor zvětšení povrchu. Tato hodnota zvětšuje vypočítanou plochu přenosu tepla desky z důvodu toku proudu vylisovanými drážkami danými korugačním úhlem desky. Tato hodnota se běžně pohybuje v rozmezí 1,15–1,25. Díky iteraci výsledného modelu byla zvolena hodnota 1,15 pro zajištění nižších tlakových ztrát výměníku.

Tab. 11 Geometrické rozměry desky.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Výška desky	L_V	2,177	m
Šířka desky	L_W	0,989	m
Tloušťka desky	e	1	mm
Tepelná vodivost desky	λ_d	17,5	W/(m·K)
Šířka mezi otvory	L_H	0,589	m
Výška mezi otvory	L_P	1,777	m
Průměr vtoku	D_V	0,4	m
Mezera mezi deskami	b	2,5	mm
Korugační úhel desky	α	50	°
Faktor zvětšení povrchu	Φ	1,15	-



Obr. 31 Schematické zobrazení rozměrů korugované desky [34].

Pro postup v dalším návrhu je nutné vypočítat projektovanou plochu jedné desky, a z té pak vynásobením faktorem zvětšení plochu efektivní. Dále také plochu průtoku kanálem mezi deskami a hydraulický průměr.

$$S_p = L_W \cdot L_P = 0,989 \cdot 1,777 = 1,757 \text{ m}^2 \quad (92)$$

$$S_E = S_p \cdot \Phi = 1,757 \cdot 1,15 = 2,021 \text{ m}^2 \quad (93)$$

$$S_{CH} = L_W \cdot \frac{b}{1000} = 0,989 \cdot \frac{0,0025}{1000} = 0,0024725 \text{ m}^2 \quad (94)$$

$$D_h = 4 \cdot \frac{b}{1000} \cdot \frac{L_w}{\left(2 \cdot \frac{b}{1000} + 2 \cdot L_w \cdot \Phi\right)} \quad (95)$$

$$= 4 \cdot \frac{2,5}{1000} \cdot \frac{0,989}{\left(2 \cdot \frac{2,5}{1000} + 2 \cdot 0,989 \cdot 1,15\right)} = 0,00434 \text{ m}$$

Je určen střední teplotní logaritmický spád výměníku.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_9 - t_1) - (t_{10} - t_4)}{\ln \frac{(t_9 - t_1)}{(t_{10} - t_4)}} = \frac{(34 - 19) - (24 - 19)}{\ln \frac{(34 - 19)}{(24 - 19)}} = 9,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (96)$$

Ze zadaných a iteračně zvolených parametrů je vypočtena plocha potřebná pro přestup tepla.

$$S_{potřebné} = \frac{\dot{Q}_v}{\frac{k}{1000} \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{21173}{\frac{916}{1000} \cdot 9,1} = 2538,58 \text{ m}^2 \quad (97)$$

Dále je z potřebné plochy vypočten počet desek.

$$N_D = \frac{S_{potřebné}}{S_E} = \frac{2538,58}{2,021} = 1256,1 \quad (98)$$

Počet desek je zaokrouhlen na větší liché počet z důvodu reálného technického zkonstruování.

$$N_D = 1257 \quad (99)$$

Počet kanálu na každou z látek je pak dán:

$$N_K = \frac{(N_D - 1)}{2} = \frac{(1257 - 1)}{2} = 628 \quad (100)$$

Dále je důležité specifikovat termodynamické vlastnosti vstupujících proudů. Hodnoty jsou získány funkcemi doplňků programu Excel (XSteam, CoolProp).

Tab. 12 Termodynamické vlastnosti pracovních látek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Hustota vody	ρ_w	996	kg/m ³
Dynamická viskozita vody	η_w	0,000734	Pa·s
Tepelná vodivost vody	λ_w	0,62077	W/(m·K)
Tepelná kapacita vody	C_{p_w}	4,1786	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro vodu	Pr_w	4,94	-
Hustota chladiva	ρ_{ch}	914,436	kg/m ³
Dynamická viskozita vody	η_{ch}	0,000173	Pa·s
Tepelná vodivost chladiva	λ_{ch}	0,10375	W/(m·K)
Tepelná kapacita chladiva	$C_{p_{ch}}$	1,21	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro chladivo	Pr_{ch}	2,02	-

Ze známých termodynamických vlastností je dále vypočtena rychlost vody a chladiva spolu s hmotnostním tokem v kanálech mezi deskami.

$$\dot{u}_w = \frac{m_w}{\rho_w \cdot N_K \cdot L_W \cdot \frac{b}{1000}} = \frac{506,54}{996 \cdot 628 \cdot 0,989 \cdot \frac{2,5}{1000}} = 0,33 \text{ m/s} \quad (101)$$

$$\dot{u}_{ch} = \frac{m_{ch}}{\rho_{ch} \cdot N_K \cdot L_W \cdot \frac{b}{1000}} = \frac{136,83}{914,436 \cdot 628 \cdot 0,989 \cdot \frac{2,5}{1000}} = 0,1 \text{ m/s} \quad (102)$$

$$\dot{G}_w = \frac{\dot{m}_w}{N_K} = \frac{506,54}{628} = 326,22 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (103)$$

$$\dot{G}_{ch} = \frac{\dot{m}_{ch}}{N_K} = \frac{136,83}{628} = 88,12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (104)$$

Je určeno Reynoldsovo číslo pro chladivo a vodu a ze vzorce pro korugační deskový výměník Nusseltovo číslo pro každou z látek [32].

$$Re_w = D_h \cdot \dot{u}_w \cdot \frac{\rho_w}{\eta_w} = 0,00434 \cdot 0,33 \cdot \frac{996}{0,000734} = 1927,71 \quad (105)$$

$$Re_{ch} = D_h \cdot \dot{u}_{ch} \cdot \frac{\rho_{ch}}{\eta_w} = 0,00434 \cdot 0,1 \cdot \frac{914,436}{0,000173} = 2209,29 \quad (106)$$

Vyskytující se parametry „a“ a „b“ jsou korekcí Nusseltova čísla pro daný korugační úhel desky.

$$Nu_w = a \cdot (Re_w)^{b'} \cdot (Pr_w)^{0,33} = 0,13 \cdot 1927,71^{0,732} \cdot 4,94^{0,33} = 55,92 \quad (107)$$

$$Nu_{ch} = a \cdot (Re_{ch})^{b'} \cdot (Pr_{ch})^{0,33} = 0,13 \cdot 2209,29^{0,732} \cdot 2,02^{0,33} = 45,98 \quad (108)$$

Z Nusseltových čísel je dopočítán součinitel prostupu tepla pro každou z látek.

$$k_w = Nu_w \cdot \frac{\lambda_w}{D_h} = 55,92 \cdot \frac{0,62077}{0,00434} = 8003,03 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (109)$$

$$k_{ch} = Nu_{ch} \cdot \frac{\lambda_{ch}}{D_h} = 45,98 \cdot \frac{0,10375}{0,00434} = 1099,77 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (110)$$

A nakonec celkový součinitel přestupu tepla výměníku bez uvažování zanášení ani jedné z látek:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{k_w} + \frac{1}{k_{ch}} + \frac{1000}{\lambda_d}} = \frac{1}{\frac{1}{8003,03} + \frac{1}{1099,77} + \frac{1000}{17,5}} = 916 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (111)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla je totožný se zvoleným, tím pádem lze návrh považovat za korektní. Stejně tak tento součinitel leží v rozmezí běžných hodnot pro přestup tepla u deskových výměníků s korugovanými deskami [32].

Hrubá hloubka výměníku je vypočtena následujícím vzorcem a je podle parametrů výrobce v normě pro dodávaný výměník s totožným typem desky.

$$H_{celkem} = N_D \cdot (b + e) = 1257 \cdot \left(\frac{2,5}{1000} + \frac{1}{1000} \right) = 4,3995 \text{ m} \quad (112)$$

Následuje výpočet tlakových ztrát. Opět jsou zde zadefinovaný dva parametry „Kp“ a „m“. Jde o korekční parametry pro součinitel tření v kanálech vycházející z korugačního úhlu desky. Tím pádem je vzorec pro součinitel tření v kanálech proudu vody a chladiva následující.

$$f_w = \frac{Kp}{(Re_w)^m} = \frac{0,722}{1927,71^{0,161}} = 0,23 \quad (113)$$

$$f_{ch} = \frac{Kp}{(Re_{ch})^m} = \frac{0,722}{2209,29^{0,161}} = 0,22 \quad (114)$$

Celková tlaková ztráta vody a chladiva v kanálech je vypočtena vzorcem:

$$\begin{aligned} \Delta p_{w_kanál} &= 4 \cdot f_w \cdot L_V \cdot \frac{1}{D_h} \cdot \frac{\dot{G}_w^2}{2 \cdot \rho_w} = 4 \cdot 0,23 \cdot 2,177 \cdot \frac{1}{0,00434} \cdot \frac{326,22^2}{2 \cdot 996} \\ &= 24,5 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (115)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{ch_kanál} &= 4 \cdot f_w \cdot L_V \cdot \frac{1}{D_h} \cdot \frac{\dot{G}_{ch}^2}{2 \cdot \rho_{ch}} \\ &= 4 \cdot 0,22 \cdot 2,177 \cdot \frac{1}{0,00434} \cdot \frac{88,12^2}{2 \cdot 914,436} = 1,9 \text{ kPa} \end{aligned} \quad (116)$$

Pro stanovení tlakových ztrát ve vtokích je nejprve zapotřebí vypočítat hmotnostní tok vtokem.

$$\dot{G}_{w_vtok} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\pi \cdot \left(\frac{D_v}{1000} \right)^{0,5}} = \frac{506,54}{\pi \cdot \left(\frac{400}{1000} \right)^{0,5}} = 4030,89 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (117)$$

$$\dot{G}_{ch_vtok} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\pi \cdot \left(\frac{D_v}{1000} \right)^{0,5}} = \frac{136,83}{\pi \cdot \left(\frac{400}{1000} \right)^{0,5}} = 1088,84 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (118)$$

Celkové tlakové ztráty ve vtokích vody a chladiva se určí ze vztahu:

$$\Delta p_{w_vtok} = 1,4 \cdot \frac{\dot{G}_{w_vtok}^2}{2 \cdot \rho_w} = 1,4 \cdot \frac{4030,89^2}{2 \cdot 996} = 11,5 \text{ kPa} \quad (119)$$

$$\Delta p_{ch_vtok} = 1,4 \cdot \frac{\dot{G}_{ch_vtok}^2}{2 \cdot \rho_w} = 1,4 \cdot \frac{1088,84^2}{2 \cdot 914,436} = 0,9 \text{ kPa} \quad (120)$$

Celkové tlakové ztráty vody a chladiva proudící výměníkem jsou:

$$\Delta p_{w_celkem} = \Delta p_{w_vtok} + \Delta p_{w_kanál} = 36 \text{ kPa} \quad (121)$$

$$\Delta p_{ch_celkem} = \Delta p_{ch_vtok} + \Delta p_{ch_kanál} = 2,8 \text{ kPa} \quad (122)$$

Tlaková ztráta na straně vody je v toleranci, protože se proudící voda vrací zpět do rekuperačního výměníku, kde poté prochází čerpadlem pro zajištění průtoku a pokrytí těchto tlakových ztrát. Tlaková ztráta na straně chladiva je řešena předřazeným škrtícím orgánem, který snižuje tlak na tlak vypařování. Po určení tlakové ztráty výparníkem bude nově snižovat tlak na tlakovou úroveň povýšenou o tlakovou ztrátu průchodu chladiva výparníkem. Pro zajištění zadaného výstupního tlaku po vypařování, a především stavu syté páry chladiva za výparníkem.

4.5 KONDENZÁTOR

Návrh kondenzátoru vychází za stejných podmínek, předpokladů a stejně tak vzorců jako u výparníku. Proto jsou zde uvedeny pouze hlavní vypočtené parametry výměníku.

Tab. 13 udává parametry známe vystupující v návrhu deskového výměníku.

Tab. 13 Termodynamické vlastnosti látek vystupující při návrhu kondenzátoru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota SCZT vody vstupující do kondenzátoru	t_{11}	60	°C
Teplota SCZT vody vystupující z kondenzátoru	t_{12}	80	°C
Hmotnostní průtok vody kondenzátorem	$\dot{m}_{w\ sczt}$	342,71	kg/s
Tlak v kondenzátoru ze strany SCZT vody	$p_{w\ sczt}$	600	kPa
Teplota chladiva na vstupu do kondenzátoru	t_2	100,67	°C
Teplota chladiva na výstupu z kondenzátoru	t_3	85	°C
Hmotnostní průtok chladiva kondenzátorem	\dot{m}_{ch}	136,83	kg/s
Tlak v kondenzátoru ze strany chladiva	p_{ch}	2599,6	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	1205	W/(m ² ·K)
Výkon kondenzátoru	\dot{Q}_K	28701	kW
Chladivo	R152A		
Deska výměníku	TL35-FS/PED		

Použitý typ desky pro výparník odpovídá požadavkům kladeným na návrh kondenzátoru, a to především v maximálně možném tlaku v systému. U návrhu kondenzátoru na rozdíl od výparníku byl korugační úhel zvolen 65 °, tím pádem korekční faktory k tomuto úhlu korespondují s tabulkou tab. 14. Korugační úhel byl zvolen s ohledem pro dosažení co možná nejnižších tlakových ztrát výměníkem.

Tab. 14 Korekční faktory dány pro korugační úhel.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Korekční faktor pro Nusseltovo číslo	a	0,087	-
Korekční faktor pro Nusseltovo číslo	b'	0,718	-
Korekční faktor pro tření	Kp	0,639	-
Korekční faktor pro tření	m	0,213	-

Tab. 15 udává výběr hlavních vypočtených parametrů výměníku.

Tab. 15 Vypočtené parametry kondenzátoru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplotní logaritmický spád	Δt_{ln}	22,77	°C
Celková teplosměnná plocha	$S_{celková}$	1044,69	m ²
Počet desek	N_D	517	-
Počet kanálu pro každou z látek	N_K	258	-
Součinitel přestupu tepla na straně SCZT vody	k_{w_sczt}	8520,44	W/(m ² ·K)
Součinitel přestupu tepla na straně chladiva	k_{ch}	1703,81	W/(m ² ·K)
Celkový součinitel prostupu tepla výměníkem	K	1205	W/(m ² ·K)
Celková hrubá hloubka výměníku	H	1,8	m
Tlaková ztráta na straně vody	Δp_{w_sczt}	36,2	kPa
Tlaková ztráta na straně chladiva	Δp_{ch}	6,8	kPa

Vypočtený celkový součinitel prostupu tepla výměníkem je stejný se zadaným, a tím se dá považovat návrh za korektní. Součinitel prostupu tepla výměníku odpovídá rozmezí, ve kterém by se mělo pohybovat [30]. Hrubá vypočtená hloubka výměníku koreluje s rozsahem udávaným výrobcem pro výměníky s totožnými deskami. Tlaková ztráta na straně vody je opět v normě, protože je za výměník vsazeno čerpadlo, které tyto ztráty pokryje. Tlaková ztráta na straně chladiva v kondenzátoru je řešena v kapitole 4.6.

4.6 KOMPRESOR

Při výpočtu reálného výkonu kompresoru je potřeba si určit jeho termodynamickou účinnost, mechanickou účinnost a elektrickou účinnost. Protože žádný kompresor nepracuje zcela izoentropicky, tak jeho termodynamická účinnost dává do souvislosti reálnou entalpií stlačované látky po kompresi ku izoentropické entalpií po kompresi s odečtením počáteční entalpie látky vstupující do kompresoru. Mechanická účinnost popisuje nedokonalost přenášené energie způsobenou pasivním odporem stroje například třením mechanických částí. Poslední zavedená účinnost je elektrická, která udává poměr mezi výkonem činným a příkonem přiváděným na kompresor. Ztráta kinetickou energií kompresoru není do reálného výkonu kompresoru započtena.

Termodynamická účinnost kompresorů dosahuje hodnot 89–91 % [35]. Mechanická je zase v rozmezí 90–98 % [35] a běžná elektrická účinnost kompresorů dosahuje 95 %. Po výpočtu tlakových ztrát v kondenzátoru je třeba povýšit tlakovou úroveň na vyšší, než je tlak kondenzace o hodnotu tlakových ztrát. Pro zajištění stavu syté kapaliny po průchodu chladiwa kondenzátorem bod 3. Proto je třeba určit novou entalpií po izoentropické kompresi z funkce nového tlaku a entropie před kompresí.

$$p_{k,\Delta p} = p_k + \Delta p_{ch} = 2599,6 + 6,8 = 2606,4 \text{ kPa} \quad (123)$$

$$h_{2_{iz,\Delta p}} = h(s_1; p_{k,\Delta p}) = 574,58 \text{ kJ/kg} \quad (124)$$

Pro výpočet reálné entalpie po kompresi použijeme, po úpravě ze vzorce pro termodynamickou účinnost, následující vzorec a z této entalpie pak určíme teplotu chladiwa po kompresi.

$$h_{2,r} = \frac{(h_{2_{iz,\Delta p}} - h_1)}{\eta_{TD}} + h_1 = \frac{(574,58 - 519,48)}{0,9} + 519,48 = 580,7 \text{ kJ/kg} \quad (125)$$

$$t_{2,r} = t(p_{k,\Delta p}; h_{2,r}) = 104,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (126)$$

Nový vnitřní příkon kompresoru bez zanedbání termodynamické účinnosti.

$$P_{TD} = m_{ch} \cdot (h_{2,r} - h_1) = 136,83 \cdot (580,7 - 519,48) = 8376,73 \text{ kW} \quad (127)$$

Mechanický příkon a elektrický příkon poté:

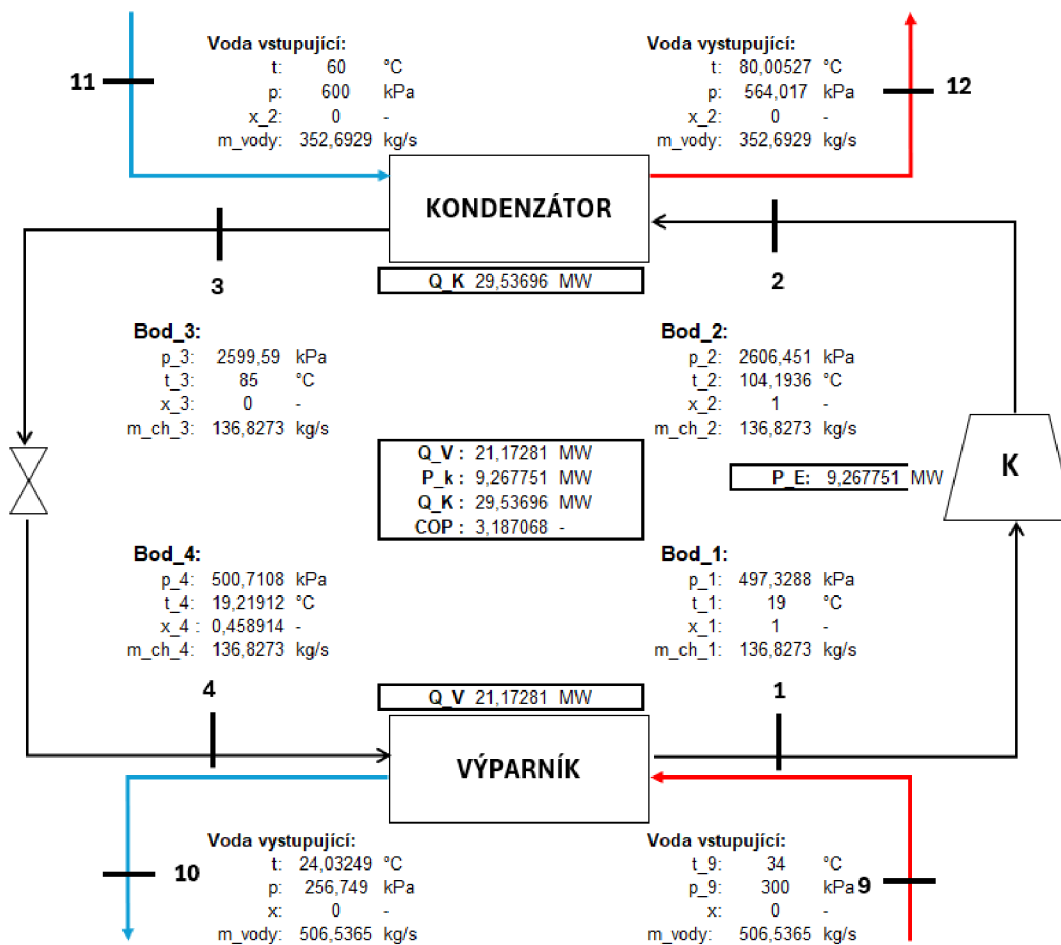
$$P_M = \frac{P_{TD}}{\eta_M} = \frac{8376,73}{0,95} = 8804,36 \text{ kW} \quad (128)$$

$$P_e = \frac{P_M}{\eta_e} = \frac{8804,36}{0,95} = 9267,75 \text{ kW} \quad (129)$$

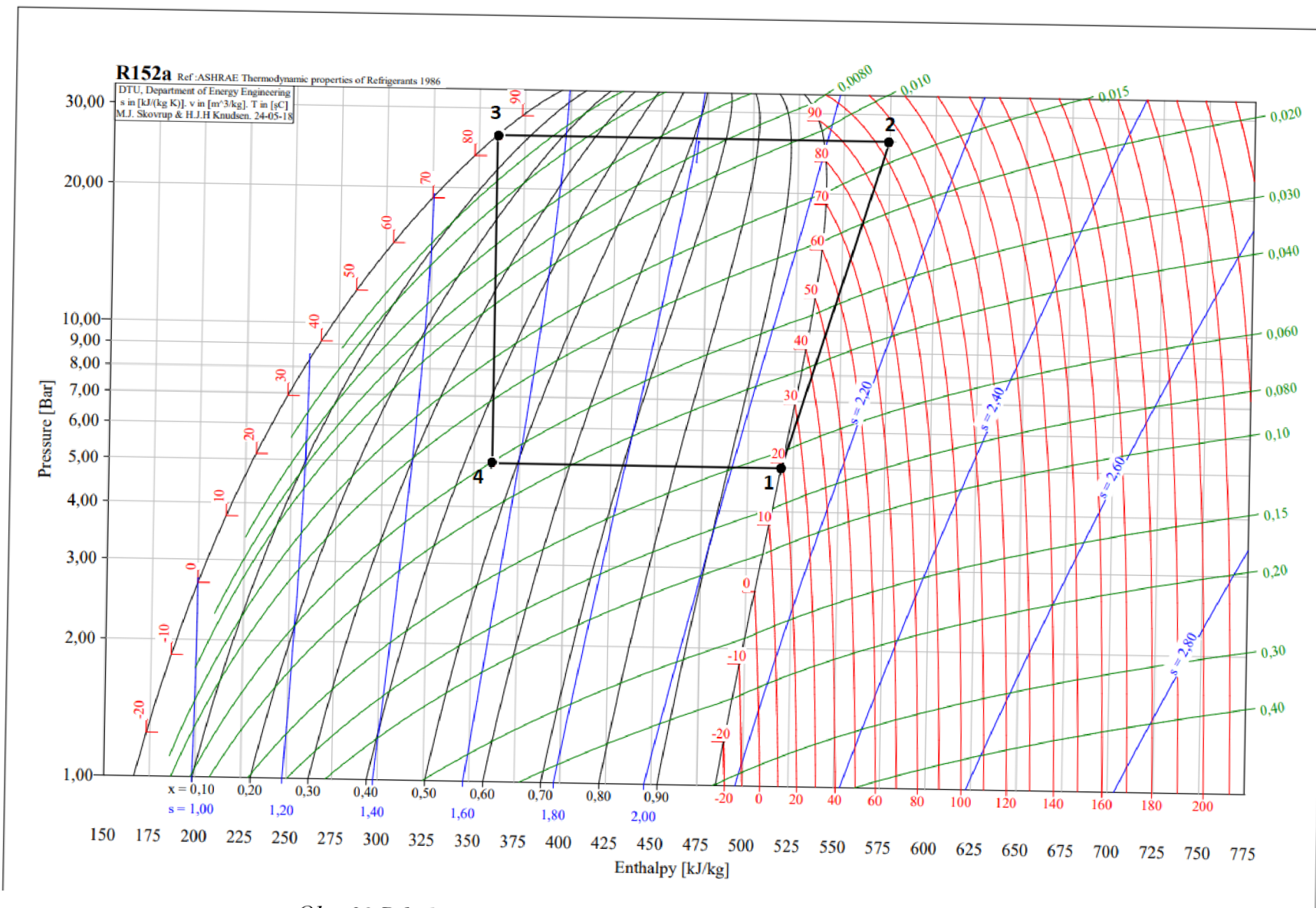
Výsledný elektrický příkon je i příkonem pro výpočet účinnosti reálného cyklu TČ.

4.7 VÝSLEDNÁ BILANCE REÁLNÉHO CYKLU

Protože jsou všechny složky cyklu TČ závislé na ostatních, je nutné zohledňovat výstupní hodnoty prvků jimž jsou předřazeny a naopak. Pro dosažení nejvyšší účinnosti cyklu byly zvoleny pevné výstupní hodnoty za výměníky – totožné při výpočtu ideálního cyklu bod 1 a 3. Tlakové ztráty výměníku jsou řešeny vyšším tlakem po kompresi a nižšímu škrcení redukčním ventilem. Po těchto změnách je opět nutné nově navrhnout každou ze složek systému na nové vstupní hodnoty pro zjištění jiných tlakových ztrát ve výměnících. Tento proces se opakuje až do stavu, při kterém už je další nový výpočet irelevantní z důvodu bezvýznamného rozdílu po navržení nových komponent. Konečný cyklus po změnách vstupních teplot a tlaku v bodech 2 a 4, stavu suchosti v bodě 4 a reálné účinnosti kompresoru je naznačen na obrázku obr. 32. Výsledný cyklus dosahuje topného faktoru $COP=3,18$. Tento cyklus je zakreslen do p–h diagramu zvolené pracovní látky na obrázku obr. 32.



Obr. 32 Vybrané termodynamické hodnoty reálného cyklu.



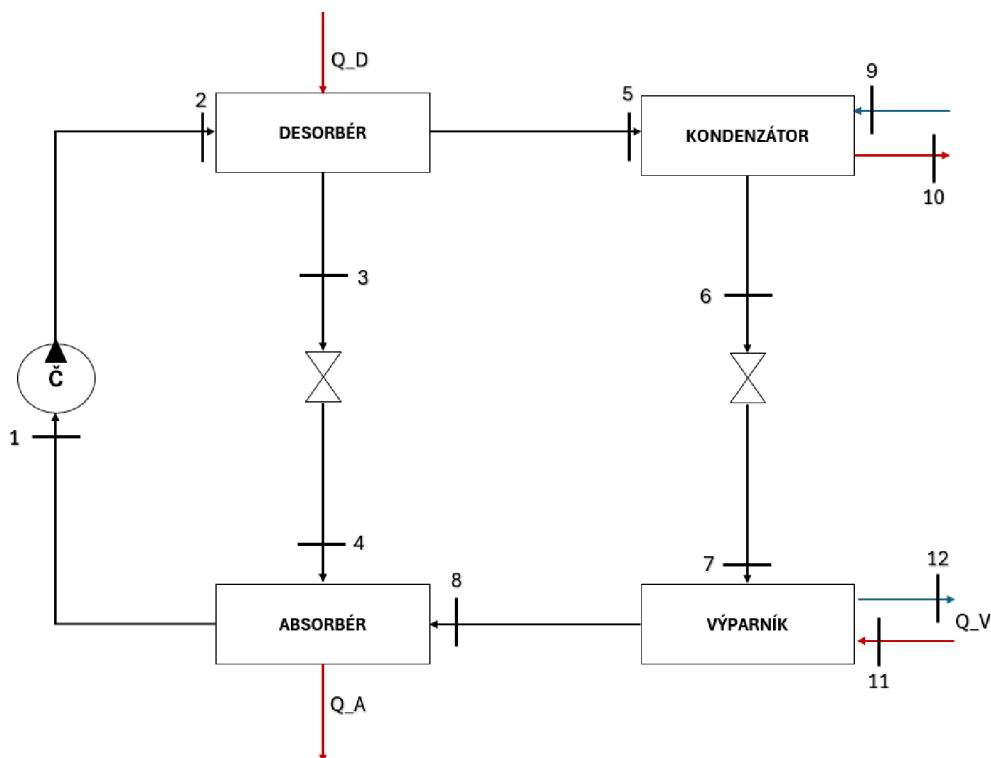
Obr. 33 P-h diagram reálného pracovního cyklu tepelného čerpadla [29].

5 NÁVRH ABSORPČNÍHO TEPELNÉHO ČERPADLA

Tato kapitola se zaměřuje na konceptuální návrh absorpčního tepelného čerpadla s důrazem na hmotové a entalpické bilance a dále pak na konkrétní návrh každého komponentu v TČ. Při optimalizaci byl poté do oběhu zaveden rekuperační výměník, který se z celkových výpočtu cyklu zdá být jako nezbytná součást pro zajištění efektivního COP. Každá z kapitol podrobně popisuje jak a proč jsou konkrétní hodnoty zadány a počítány. Protože je absorpční tepelné čerpadlo citlivé na změny tlaku (tlakové ztráty) a tím, že tlakové ztráty v cyklu probíhají pouze ve vedení potrubí mezi komponenty, jsou v celém výpočtu zanedbány. Celkový výpočet by byl bez zanedbání tlakových ztrát příliš složitý a výsledek by se výrazně nelišil od výsledků představených v této diplomové práci. Stejně tak je tomu u čerpadla, které se v cyklu vyskytuje, tím, že v cyklu zajišťuje pouze čerpání pracovní látky z nižší tlakové hladiny do vyšší a její cirkulaci tím je jeho výkon ku přivedenému výkonu do oběhu tak nízký, že se uvažuje jako izoentropický a zanedbatelný. Tab. 16 udává zadané parametry, na které je tepelné čerpadlo navrženo. Veškerá identifikační čísla nacházející se u označení veličiny souvisí s vyznačeným bodem v obr. 34.

Tab. 16 Termodynamické veličiny vystupující při návrhu absorpčního TČ.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok chlazené vody výparníkem	\dot{m}_{11-12}	506,54	kg/s
Teplota chlazené vody na vstupu do výparníku	t_{11}	34	°C
Teplota chlazené vody na výstupu z výparníku	t_{12}	24	°C
Tlak chlazené vody na vstupu do výparníku	p_{11}	300	kPa
Teplota SCZT vody na vstupu do kondenzátoru	t_9	60	°C
Teplota SCZT vody na výstupu z kondenzátoru	t_{10}	80	°C
Tlak SZCT vody na vstupu do kondenzátoru	p_9	600	kPa
Chladicí výkon výparníku	\dot{Q}_V	21172	kW



Obr. 34 Schematické zobrazení komponent absorpčního TČ.

Tab. 17 Termodynamické veličiny vstupujících pracovních látek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok chlazené vody výparníkem	\dot{m}_{11-12}	506,54	kg/s
Teplota chlazené vody na vstupu do výparníku	t_{11}	34	°C
Teplota chlazené vody na výstupu z výparníku	t_{12}	24	°C
Tlak chlazené vody na vstupu do výparníku	p_{11}	300	kPa
Teplota SCZT vody na vstupu do kondenzátoru	t_9	60	°C
Teplota SCZT vody na výstupu z kondenzátoru	t_{10}	80	°C
Tlak SZCT vody na vstupu do kondenzátoru	p_9	600	kPa
Chladicí výkon výparníku	\dot{Q}_V	21172	kW

5.1 PRACOVNÍ LÁTKA

Pracovní látkou vybranou pro navrhované absorpční TČ je dvojice voda–bromid lithný. Tato pracovní látka na rozdíl od dvojice čpavek–voda, druhou možností při volbě, disponuje vyšší účinností při vyšších pracovních teplotách. Avšak je omezena teplotou vypařování, protože hrozí zamrznutí vody ve výparníku. Bromid lithný je netoxický a nehořlavý, čímž jej činí bezpečný pro manipulaci a provoz. Je také hojně dostupný a relativně levný [36].

5.2 BILANCE ZÁKLADNÍHO PRACOVNÍHO CYKLU

Absorpční tepelné čerpadlo pracuje ve dvou tlakových hladinách rozdělující celý pracovní cyklus na dvě části, jde o nižší a vyšší tlakovou hladinu. Schematicky jde o body 2,3,5 a 6 s vyšší hladinou a body 1,4,7,8 s nižší tlakovou hladinou. Dále jde pracovní cyklus rozdělit na další dvě části, a to pravou a levou stranu. V levé části probíhá absorpce a desorpce vody z roztoku vody a bromidu lithného jde o body 1,2,3 a 4. V pravé pak kondenzace čisté vody a její vypaření, neboli odevzdání a přijímání tepla z externího zdroje schematicky jde o body 5,6,7 a 8.

Bilanční výpočet tepelného čerpadla začíná na pravé straně, kde se nachází pouze absorbát, a tím je voda. Stejně jako u kompresorového čerpadla je nutné zavést teplotu vypařování a teplotu kondenzace. Tyto hodnoty se určují obdobně jako u kompresorového TČ, a to se zavedením teplotního spádu na výparníku a kondenzátoru. Teplotní spád byl zvolen totožný, a to 5 °C ($\Delta t_v, \Delta t_k$). Se zavedením předpokladu, že absorbát neboli voda vycházející z výparníku je sytou párou a absorbát vycházející z kondenzátoru je sytou kapalinou, jsou tyto teploty teplotami v bodech 8 a 6.

$$t_8 = t_{12} - \Delta t_v = 19 \text{ °C} \quad (130)$$

$$t_6 = t_{10} + \Delta t_k = 85 \text{ °C} \quad (131)$$

Z těchto suchostí a teplot ve zmíněných bodech se určí vyšší a nižší tlaková hladina pracovního cyklu, respektive tlak vypařování kondenzace.

$$p_v = p(t_8; x_8) = 2,2 \text{ kPa} \quad (132)$$

$$p_k = p(t_6; x_6) = 57,87 \text{ kPa} \quad (133)$$

Tím pádem tlak pro nižší tlakovou hladinu odpovídá:

$$p_v = p_1 = p_4 = p_7 = p_8 \quad (134)$$

Tlak pro vyšší hladinu:

$$p_k = p_2 = p_3 = p_5 = p_6 \quad (135)$$

S předpokladem suchostí a určenými teplotami, funkcemi jsou dopočteny specifické entalpie v bodech 6 a 8.

$$h_6 = h(t_6; x_6) = 355,95 \text{ kJ/kg} \quad (136)$$

$$h_8 = h(t_8; x_8) = 2535,65 \text{ kJ/kg} \quad (137)$$

Protože škrtící ventil pracuje izoentalpicky, entalpie v bodě 6 je totožná jako v bodě 7. S tímto faktem dokážeme vypočítat průtok výparníkem pro dochlazení vody z kondenzátoru parní turbíny.

$$\dot{m}_{7-8} = \frac{\dot{Q}_v}{(h_8 - h_6)} = 9,71 \text{ kg/s} \quad (138)$$

Tento hmotnostní průtok je v pravé větvi totožný pro všechny její body (5,6,7,8).

$$\dot{m}_{7-8} = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (139)$$

Dále je nutné definovat cirkulační číslo. Cirkulační číslo udává, kolik kilogramu roztoku s určitou hmotnostní koncentrací (voda-bromid lithný) je třeba k desorpci jednoho kilogramu páry z vcházejícího roztoku do desorbéru. Podle poznatků z literatury je doporučena hmotnostní koncentrace 0,56 [-] chudého roztoku a 0,62 [-] bohatého roztoku [37]. Bohatý roztok je vymezen jako koncentrace bromidu lithného ve vodě po desorpci a chudý roztok stejně tak ale po absorpci. Bohatý roztok proudí v bodech 3 a 4, chudý zase v bodech 1 a 2. Z těchto hmotnostních koncentrací je vypočteno cirkulační číslo dle vzorce z knížky [37].

$$F = \frac{X_4}{(X_4 - X_1)} = \frac{0,62}{(0,62 - 0,56)} = 10,33 \quad (140)$$

Z cirkulačního čísla je dopočítán hmotnostní průtok chudého roztoku.

$$\dot{m}_{\text{chudý roztok}} = F \cdot \dot{m}_5 = 10,33 \cdot 9,71 = 100,34 \text{ kg/s} \quad (141)$$

V pracovním cyklu nedochází k chemickým reakcím či úniku pracovní látky, čímž hmotnostní bilance vnitřních látek musí být v rovnováze a platí:

$$\dot{m}_{\text{bohatý roztok}} = \dot{m}_{\text{chudý roztok}} - \dot{m}_5 = 100,34 - 9,71 = 90,63 \text{ kg/s} \quad (142)$$

Ještě předtím, než přijde na výpočet bilance absorbéru a desorbéru je nutné zjistit entalpie, respektive teploty v bodech 1 a 3. Dalším předpokladem pro výpočet pracovního cyklu je suchost na výstupu z těchto výměníků. Předpokladem je, že z absorbéru a desorbéru vychází plně nasycená voda v roztoku tedy se suchostí 0. Tento předpoklad ale není v reálném zařízení možné dosáhnout, protože při plném nasycení je rozdíl koncentrací nulový, a tím pádem by byla nulová hnací síla přenosu hmoty. Z toho vyplývá, že par absorbátu je v reálném zařízení absorbováno méně což znamená, že by musel být navýšen průtok roztoků absorbentu (bohatého roztoku), čímž se zvýší nároky na chlazení v absorbéru a také přívod tepla do desorbéru. Tento fakt by zapříčinil poklesnutí celkové účinnosti pracovního cyklu. Výpočet reálného stupně nasycení by vedl k velice komplikovaným rovnicím s experimentálním ověřením. Proto o něm není v diplomové práci uvažováno.

S tímto předpokladem jsou určeny zmíněné teploty, a tím i entalpie. Teplota je funkcí tlaku nasycení (vyšší tlaková hladina, nižší tlaková hladina) a příslušné hmotnostní koncentrace. Entalpie pak této teploty a opět hmotnostní koncentrace.

$$t_1 = t(p_k; X_1) = 51,72 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (143)$$

$$t_3 = t(p_v; X_3) = 141,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (144)$$

$$h_1 = h(t_1; X_1) = 124,2 \text{ kJ/kg} \quad (145)$$

$$h_3 = h(t_3; X_3) = 322,80 \text{ kJ/kg} \quad (146)$$

Z předchozího tvrzení, že výkon čerpadla je zanedbatelný a škrcení probíhá izoentalpicky vyplývá entalpie a teplota v bodě 2 a entalpie v bodě 4.

$$t_1 = t_2 = 51,72 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (147)$$

$$h_1 = h_2 = 124,2 \text{ kJ/kg} \quad (148)$$

$$h_3 = h_4 = 322,80 \text{ kJ/kg} \quad (149)$$

Hodnota kvality par a teplota po škrcení je přímo jednou z funkcí v programu EES, odkud jsou převzaty všechny specifické termodynamické hodnoty roztoku. Při izoentalpickém škrcení se roztok ochlazuje, ale entalpie zůstává totožná. Tím pádem se uvolněná energie při ochlazování spotřebuje na odpaření části vody z roztoku. Teplota a kvalita par po škrcení je funkcí entalpie a hmotnostní koncentrace před škrcením a tlaku po škrcení.

$$t_4 = t(h_3; X_3; p_v) = 71,67 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (150)$$

$$x_4 = x(h_3; X_3; p_v) = 0,047 \quad (151)$$

Posledním bodem, kde je doposud neznámá entalpie a teplota je bod 5 nebo jinak řečeno teplota a entalpie přehřáté páry po desorpci. Tato teplota je funkcí tlaku kondenzace a hmotnostní koncentrace přiváděného roztoku do desorbéru a entalpie funkcí této teploty a opět hmotnostní koncentrace.

$$t_5 = t(p_K; X_2) = 127,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (152)$$

$$h_5 = h(t_5; X_2) = 2736 \text{ kJ/kg} \quad (193)$$

Konečně se dostáváme k bilanci výkonu absorbéru ze známých údajů. Potřebný odvedený výkon absorbéru tedy určíme z hmotové bilance.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_1 \cdot h_1 = \\ &= 90,63 \cdot 322,8 + 9,71 \cdot 2535,65 - 100,34 \cdot 124,2 = \\ &= 41426,3 \text{ kW} \end{aligned} \quad (154)$$

Dále pro výpočet potřebného přivedeného výkonu do desorbéru připadá rovnice:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_D &= \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 = \\ &= 9,71 \cdot 2736 + 90,63 \cdot 322,8 - 100,34 \cdot 124,2 = \\ &= 43368 \text{ kW} \end{aligned} \quad (155)$$

Pak odvedený výkon na kondenzátor:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) = 9,71 \cdot (2736 - 355,95) = 23118 \text{ kW} \quad (156)$$

Dále také pro zjištění potřebného průtoku SCZT vody přes kondenzátor pro požadované ohřátí je nutné zjistit specifické entalpie médií na vstupu a výstupu dle už známých funkcí.

$$h_9 = h(t_9; p_9) = 251,64 \text{ kJ/kg} \quad (157)$$

$$h_{10} = h(t_9; p_9) = 335,38 \text{ kJ/kg} \quad (158)$$

Poté tedy průtok SCZT vody kondenzátorem:

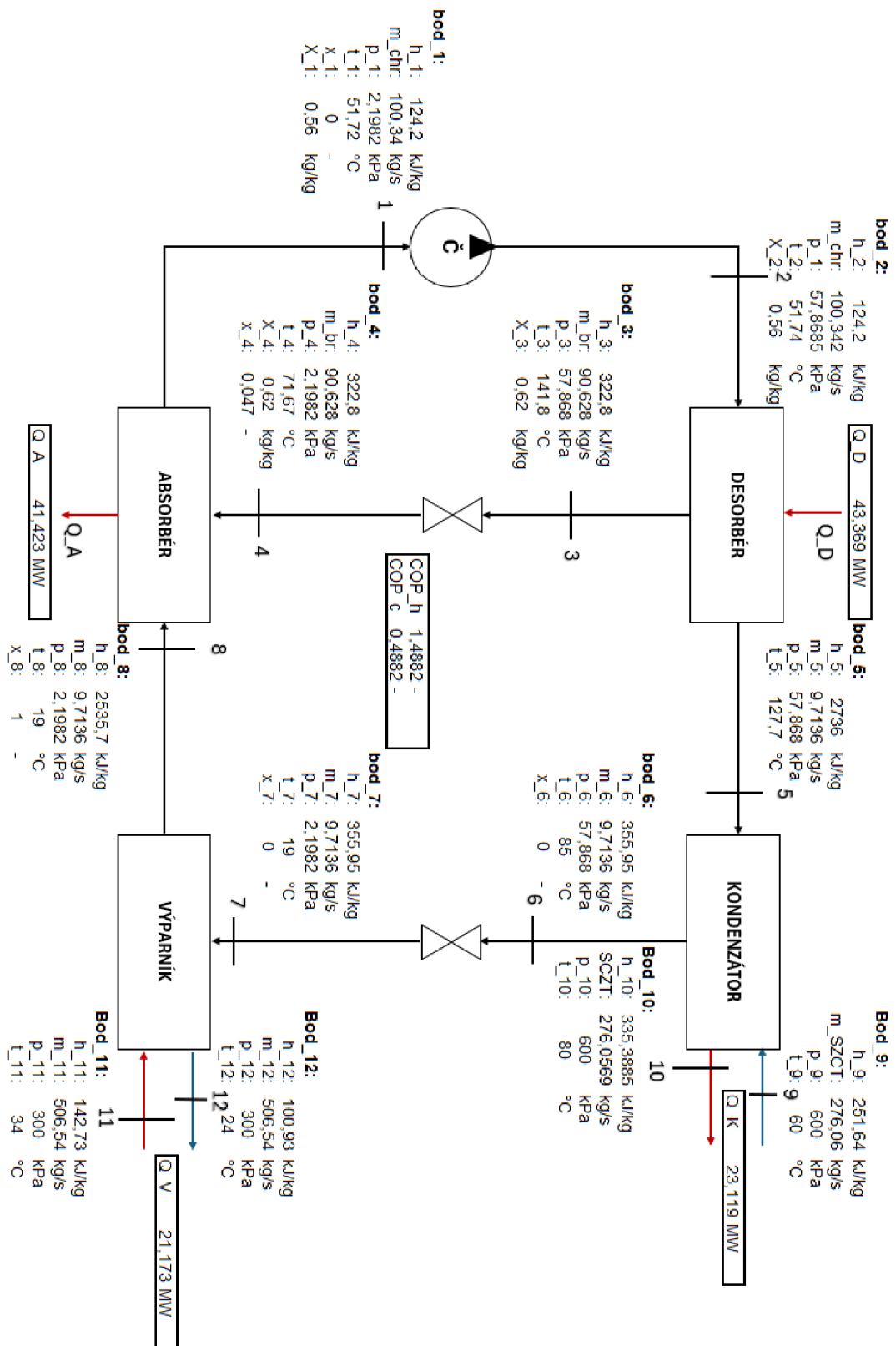
$$\dot{m}_{9-10} = \frac{\dot{Q}_K}{(h_{10} - h_9)} = \frac{23118}{(335,38 - 251,64)} = 276,64 \text{ kg/s} \quad (159)$$

Celková chladicí a tepelná účinnost se zanedbáním výkonu čerpadla vychází z následujících rovnic:

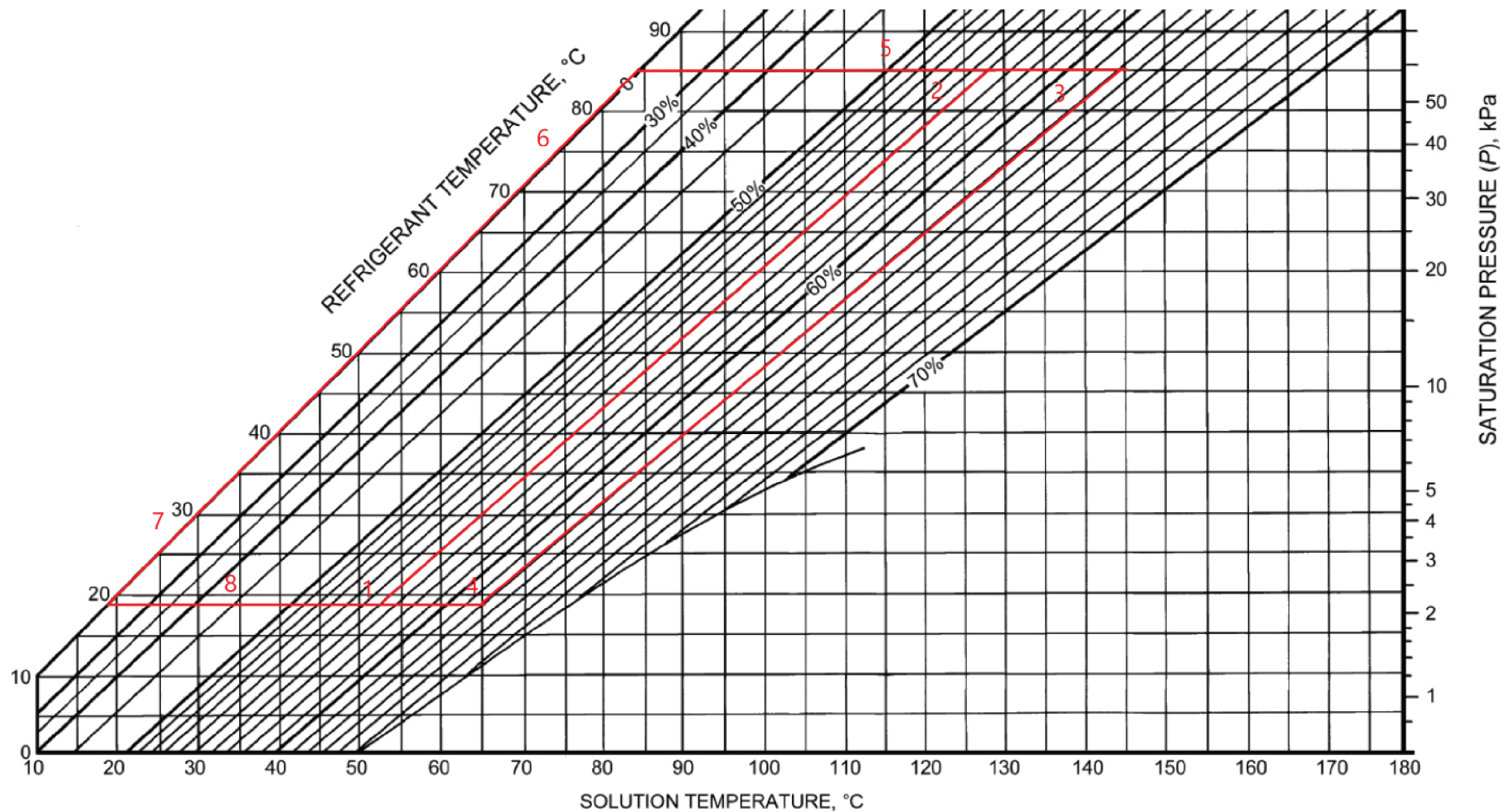
$$COP_C = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_D} = \frac{21172}{43368} = 0,488 \quad (160)$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_D} = \frac{23118 + 41426,3}{43368} = 1,488 \quad (161)$$

Schematické zobrazení s doplněnými vybranými termodynamickými vlastnostmi u každého z bodů je zobrazeno na obr. 35. Dále je cyklus vymodelován do Dühringova diagramu obr. 36.



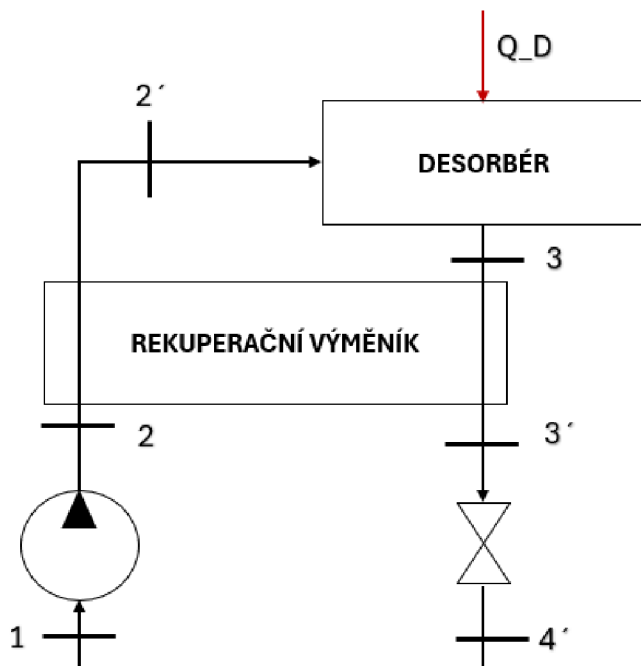
Obr. 35 Vybrané termodynamické hodnoty v bodech absorpčního TČ.



Obr. 36 Pracovní cyklus absorpčního TČ v Dühringově diagramu.

5.3 BILANCE S REKUPERAČNÍM VÝMĚNÍKEM

Z vypočtených údajů je jasně vidět, že celková účinnost nedosahuje hodnot běžně uváděných u absorpčních zařízení. Běžná hodnota $COP_h \approx 1,6$, $COP_c \approx 0,6$ [37]. Je to způsobeno potřebou velkého množství odváděného tepla na absorbéru pro absorpci z důvodu vysoké teploty vystupujícího roztoku z desorbéru. Stejně je tomu tak u desorbéru, kde je zapotřebí přivádět velké množství tepla pro zabezpečení desorpce vody z roztoku z důvodu nízké teploty roztoku vstupujícího do desorbéru. Z těchto důvodů je do systému vsazen rekuperační tepelný výměník do míst za čerpadlem potažmo za desorbérem. Bohatý roztok s vysokou teplotou předá teplo chudému roztoku jdoucímu do desorbéru a tím zvýší celkovou účinnost systému. Avšak zde už nemůžeme popřít fakt tlakových ztrát v rekuperačním výměníku. Proto je chudý roztok umístěn do trubek, kde je vyšší tlaková ztráta. Za předpokladu návrhu rekuperačního výměníku jako svazkového. Tuto tlakovou ztrátu pak pokryje čerpadlo umístěné mezi absorbérem a rekuperačním výměníkem. Tlaková ztráta na straně pláště je jednak menší a de facto nám nevadí, protože za výměníkem je tlak snižován do nižší tlakové hladiny. Schematické naznačení umístění výměníku s novými body v oběhu na obr. 37. Body nevyskytující se na obr. 37 se nijak nezmění, proto jsou převzaty z výpočtů výše, nové body jsou označeny apostrofem a staré body nesou označení stejné jako ve výpočtu výše.

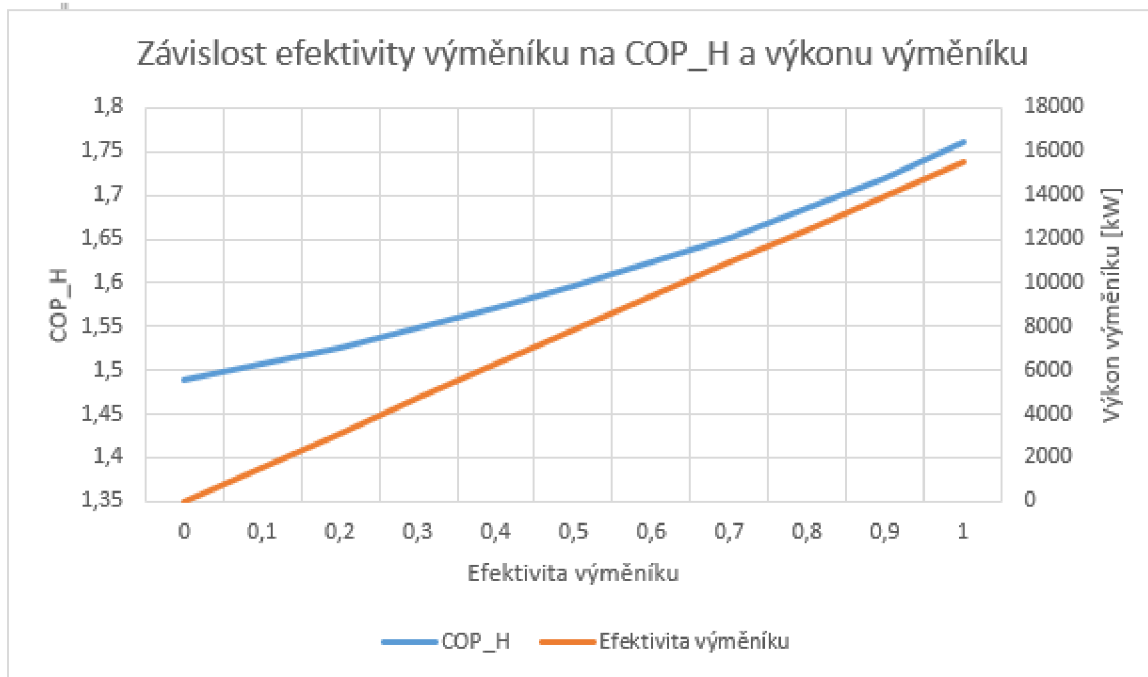


Obr. 37 Schematické zobrazení vsazení rekuperačního výměníku.

Návrh výměníku probíhá v souvislosti s jeho efektivitou. Zde je dobré si zavést pojem efektivita výměníku. Efektivita výměníku je poměr mezi reálným a maximálně možným přeneseným výkonem. Maximálně možný přenesený výkon je pak určen z menší kapacity proudu vynásobeným rozdílem teplot na vstupech do výměníku. Kapacita proudů je pak vymezena jako hmotnostní průtok vynásobený podílem rozdílu entalpií a teplot na vstupu a výstupu, respektive výstupu a vstupu.

Efektivita výměníku může být vnímána také jako veličina nepřímo udávající celkovou velikost výměníku tepla. Čím větší efektivita, tím větší výměník a zároveň čím vyšší efektivita, tím vyšší COP. Proto je tuto hodnotu vhodné volit s ohledem na tyto skutečnosti. Obr. 38 graficky naznačuje růst COP_h spolu s velikostí přenášeného tepelného výkonu v závislosti

na efektivitě výměníku. Data v grafu jsou převzata z modelového příkladu vytvořeného v programu EES, s totožnými daty vypočtenými výše.



Obr. 38 Závislost efektivity výměníku na topném faktoru a výkonu výměníku.

Z grafu je odečtena efektivita, která odpovídá běžným hodnotám COP pro zajištění co nejmenší přibližné velikosti výměníku při zachování běžně udávaného COP.

Je zvoleno $\varepsilon_{RV} = 0,55$. Pro zjištění výstupních teplot z výměníku je výpočet iterační. Je volena teplota výstupní z obou stran výměníku a určena jejich entalpie.

$$t_{2'} = 93,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (162)$$

$$t_{3'} = 92,27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (163)$$

$$h_{2'} = h(t_{2'}; X_2) = 209,79 \text{ kJ/kg} \quad (164)$$

$$h_{3'} = h(t_{3'}; X_3) = 228,07 \text{ kJ/kg} \quad (165)$$

Teoretická kapacita obou proudů je vypočtena dle vzorce:

$$\dot{C}_{2'-2} = \dot{m}_2 \cdot \frac{(h_{2'} - h_2)}{(t_{2'} - t_2)} = 100,34 \cdot \frac{(209,79 - 124,19)}{(93,45 - 51,72)} = 205,9 \text{ kW/K} \quad (166)$$

$$\dot{C}_{3-3'} = \dot{m}_3 \cdot \frac{(h_3 - h_{3'})}{(t_3 - t_{3'})} = 90,62 \cdot \frac{(322,85 - 228,07)}{(141,8 - 92,27)} = 173,4 \text{ kW/K} \quad (167)$$

Z vypočtených kapacit vyplývá, že hodnota proudu bohatého roztoku je kapacitou menší. Tím pádem se maximálně možný přenášený výkon rovná:

$$\dot{C}_{3-3'} = \dot{C}_{min} \quad (168)$$

$$\dot{Q}_{RV_{max}} = \dot{C}_{min} \cdot (t_3 - t_{2'}) = 173,4 \cdot (141,8 - 51,72) = 15617 \text{ kW} \quad (169)$$

Poté reálně přenášený výkon vychází z rovnice:

$$\dot{Q}_{RV_{real}} = \dot{m}_2 \cdot (h_{2'} - h_2) = 100,34 \cdot (209,79 - 124,19) = 8589,1 \text{ kW} \quad (170)$$

kde se efektivita výměníku rovná podílu těchto výkonů.

$$\varepsilon_{RV} = \frac{\dot{Q}_{RV_{real}}}{\dot{Q}_{RV_{max}}} = \frac{8589,1}{15617} = 0,55 \quad (171)$$

Efektivita výměníku je rovna volbě teplot, proto lze předpoklad teplot považovat za správný. Pro kontrolu je zde uvedena rovnice pro výpočet efektivit rekuperačního výměníku pro případ menší kapacity u proudu bohatého roztoku [37].

$$\varepsilon_{RV} = \frac{t_3 - t_{3'}}{t_3 - t_2} = \frac{141,8 - 92,27}{141,8 - 51,74} = 0,55 \quad (172)$$

Z nových teplot a entalpií vstupujících do absorbéru a desorbéru s využitím hmotové bilance systémů vypočten nový potřebný odvedený a přivedený výkon s rekuperačním výměníkem.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{A_{RV}} &= \dot{m}_3 \cdot h_{3'} + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_1 \cdot h_1 = \\ &= 90,63 \cdot 228,07 + 9,71 \cdot 2535,65 - 100,34 \cdot 124,2 \\ &= 32828 \text{ kW} \end{aligned} \quad (173)$$

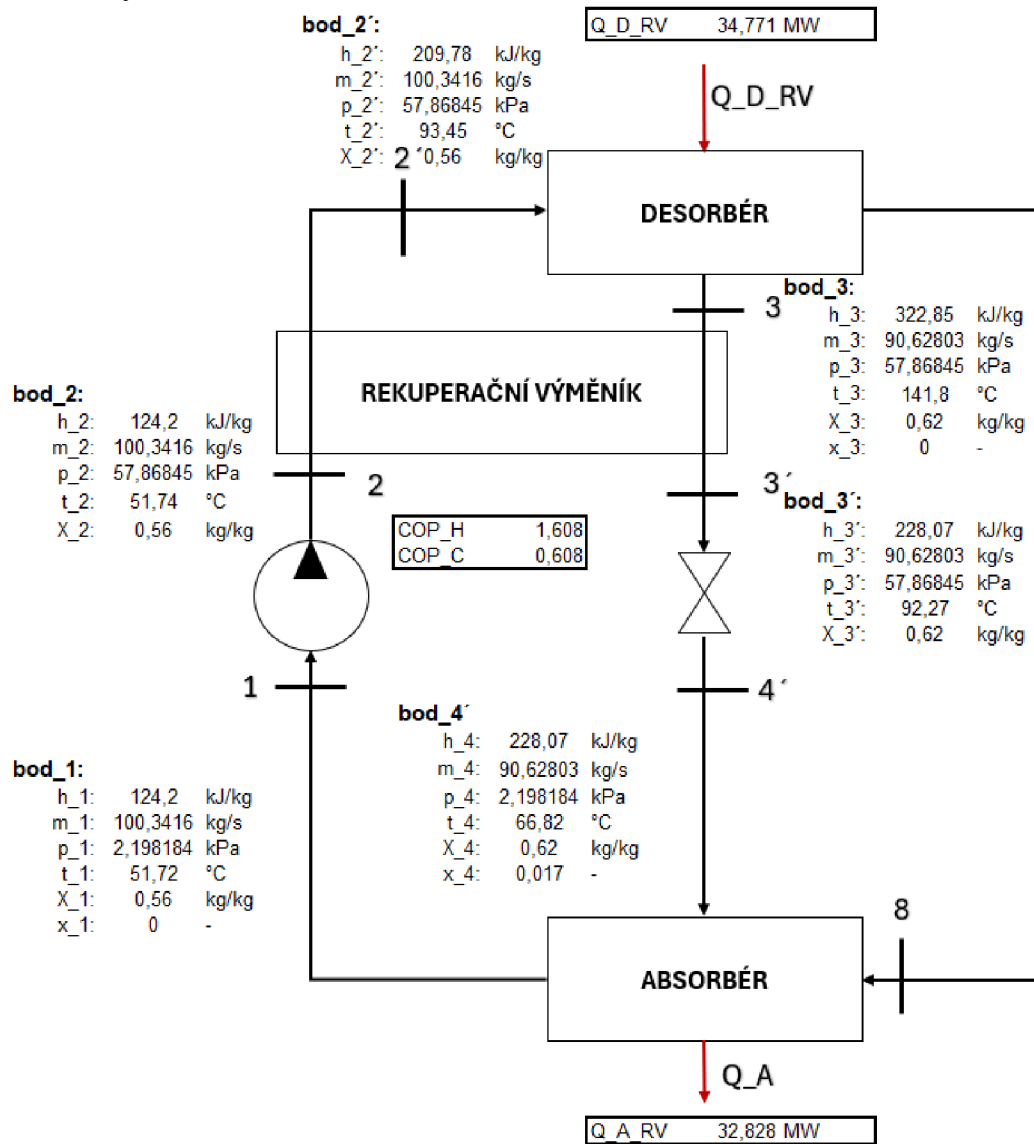
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{D_{RV}} &= \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_{2'} \cdot h_{2'} = \\ &= 9,71 \cdot 2736 + 90,63 \cdot 322,8 - 100,34 \cdot 209,79 = \\ &= 34771 \text{ kW} \end{aligned} \quad (174)$$

Výsledné chladicí a tepelné COP pak se zanedbáním výkonu čerpadla:

$$COP_{C_{RV}} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{D_{RV}}} = \frac{21172}{34771} = 0,608 \quad (175)$$

$$COP_{H_{RV}} = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{A_{RV}}}{\dot{Q}_{D_{RV}}} = \frac{23118 + 32828}{34771} = 1,608 \quad (176)$$

Obr. 39 zobrazuje nově vypočtené termodynamické veličiny v bodech po vsazení rekuperačního výměníku.



Obr. 39 Vybrané termodynamické veličiny absorpčního TČ s rekuperačním výměníkem.

Následují kapitoly, které popisují základní návrh hlavních komponent absorpčního zařízení jako je výparník, kondenzátor, absorbér, desorbér a v neposlední řadě rekuperační výměník. Provedený návrh je uvažován na vypočtený nový model TČ s rekuperačním výměníkem.

5.4 ABSORBÉR

Absorbér u TČ je standardně navrhován jako protiproudý výměník. Trubky, ve kterých proudí chladicí voda jsou z vrchu sprchovány bohatým roztokem spolu se sytou párou vycházejícím z výparníku. Nádoba absorbéru se běžně navrhuje jako válcová nebo hranatá nádoba. Trubky jsou uloženy horizontálně ke dnu nádoby. Díky sprchování roztoku a par dojde k vytváření tenkého filmu kondenzátu, který postupně stéká na dno. Předpoklad sprchování je, že je rovnoměrné podél všech trubek. Vzorce pro výpočet součinitele prostupu tepla jsou převzaty z VDI Heat Atlas [30]. Výpočet je iterační, proto je nutné zvolit celkový součinitel prostupu tepla pro výpočet potřebné teplosměnné plochy výměníku. Vstupní hodnoty proudů vcházející do absorbéru a hodnoty zvolené uvádí tabulka tab. 18.

Tab. 18 Termodynamické vlastnosti látek vystupující při návrhu absorbéru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota chladicí vody na vstupu do absorbéru	t_{13}	15	°C
Teplota chladicí vody na výstupu z absorbéru	t_{14}	40	°C
Tlak v absorbéru ze strany chladicí vody	p_{13-14}	300	kPa
Přenášený výkon absorbéru	\dot{Q}_A	32828	kW
Teplota páry vstupující do absorbéru	t_8	19	°C
Hmotnostní průtok páry do absorbéru	\dot{m}_8	9,71	kg/s
Teplota bohatého roztoku vstupující do absorbéru	t_4	66,82	°C
Hmotnostní koncentrace bohatého roztoku	X_4	0,62	kg/kg
Hmotnostní průtok bohatého roztoku	\dot{m}_4	90,62	kg/s
Teplota chudého roztoku vystupující z absorbéru	t_1	51,72	°C
Hmotnostní koncentrace chudého roztoku	X_1	0,56	kg/kg
Hmotnostní průtok chudého roztoku	\dot{m}_1	100,34	kg/s
Tlak uvnitř absorbéru	p_4	2,198	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	1203	W/(m ² ·K)
Rychlost proudění v trubkách zvolená	v_{13-14}	1,2	m/s

Geometrie a rozměry trubek jsou převzaty z dostupných norem a vybrány pro nejvhodnější aplikaci [38].

Tab. 19 Geometrické a fyzikální vlastnosti využitých trubek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Vodivost měděné trubky	λ_t	386	W/m·K
Vnější průměr trubky	d_{out}	0,0269	m
Tloušťka stěny trubky	e	0,0023	m
Vnitřní průměr	d_{in}	0,0223	m
Rozteč trubek	t	0,04035	m
Délka trubky	L	7,6	m

Střední termofyzikální vlastnosti chladicí vody a stékajícího filmu udává tab. 20.

Tab. 20 Střední termofyzikální vlastnosti pracovních látek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplota chladicí vody v absorběru	t_{str_w}	27,5	°C
Hustota chladicí vody v absorběru	ρ_{str_w}	996,34	kg/m ³
Dynamická viskozita chladicí vody v absorběru	η_{str_w}	$8,4 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost chladicí vody v absorběru	λ_{str_w}	0,61142	W/(m·K)
Tepelná kapacita chladicí vody v absorběru	$C_{p_str_w}$	4,18	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro chladicí vodu v absorběru	Pr_{str_w}	5,75	-
Střední teplota filmu na trubkách	t_{str_f}	59,27	°C
Hmotnostní koncentrace filmu na trubkách	X_{str_f}	0,58945	kg/kg
Hustota filmu na trubkách	ρ_{str_f}	1673,64	kg/m ³
Dynamická viskozita filmu na trubkách	η_{str_f}	$3,4 \cdot 10^{-3}$	Pa·s
Tepelná vodivost filmu na trubkách	λ_{str_f}	0,445	W/(m·K)
Kinematická viskozita filmu na trubkách	ϑ_{str_f}	$8,44 \cdot 10^{-7}$	m ² /s

Je určena střední logaritmická teplotní diference a hmotnostního průtoku chladicí vody absorběrem.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_4 - t_{14}) - (t_1 - t_{13})}{\ln \frac{(t_4 - t_{14})}{(t_1 - t_{13})}} = \frac{(66,82 - 40) - (51,72 - 15)}{\ln \frac{(66,82 - 40)}{(51,72 - 15)}} = 31,51 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (177)$$

$$\dot{m}_{13-14} = \frac{\dot{Q}_A}{C_{p_{str_w}} \cdot (t_{14} - t_{13})} = \frac{32828}{4,18 \cdot (40 - 15)} = 314,14 \text{ kg/s} \quad (178)$$

Objemový průtok vody v trubkách spolu s průtočným průřezem ze zvolené rychlosti proudění:

$$\bar{V}_{13-14} = \frac{\dot{m}_{13-14}}{\rho_{str_w}} = \frac{314,14}{996,34} = 0,26 \text{ m}^3/\text{s} \quad (179)$$

$$S_{a-\text{průtok}} = \frac{\bar{V}_{13-14}}{v_{13-14}} = \frac{0,26}{1,2} = 0,22 \text{ m}^2 \quad (180)$$

Poté průtočný průřez v jedné trubce, z které je vypočten teoretický počet trubek dle rychlosti proudění:

$$S_{a-\text{trubka}} = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0223^2}{4} = 3,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (181)$$

$$N_{tr_teor} = \frac{S_{a-\text{průtok}}}{S_{a-\text{trubka}}} = \frac{0,22}{3,9 \cdot 10^{-4}} = 672,87 \quad (182)$$

Počet trubek pro jeden tah je tedy zvolen:

$$N_{tr_teor_volba} = 675 \quad (183)$$

Z počtu trubek je vypočtena reálná rychlost proudění v trubkách:

$$\dot{v}_{13-14_real} = \frac{\bar{V}_{13-14}}{S_{a-trubka} \cdot N_{tr_teor_volba}} = \frac{0,26}{3,9 \cdot 10^{-4} \cdot 675} = 1,19 \text{ m/s} \quad (184)$$

Teplosměnná plocha společně s počtem trubek a počtem tahů potřebných je vypočtena z následující rovnice:

$$S_{a_teor_potřebná} = \frac{\dot{Q}_A}{K \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{32828}{1203 \cdot 31,51} = 866,02 \text{ m}^2 \quad (185)$$

$$N_{tr_teor_potřebné} = \frac{S_{a_teor_potřebná}}{S_{tr_povrch}} = \frac{S_{a_teor_potřebná}}{\pi \cdot L \cdot d_{out}} = \frac{866,02}{\pi \cdot 7,6 \cdot 0,0269} = 1348,38 \quad (186)$$

$$N_{tr_zvoleno_potřebné} = 1350 \quad (187)$$

$$N_{tah} = \frac{N_{tr_zvoleno_potřebné}}{N_{tr_teor_volba}} = \frac{1350}{675} = 2 \quad (188)$$

$$S_{a_real_potřebná} = N_{tr_zvoleno_potřebné} \cdot N_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_{out} = 1350 \cdot \pi \cdot 7,6 \cdot 0,0269 = 866,02 \text{ m}^2 \quad (189)$$

Nyní je zvoleno uspořádání a počet trubek v jedné řadě. Uspořádání je voleno do čtverce a tvar absorberu je obdélníkový.

$$N_{řad} = 25 \quad (190)$$

Celkový počet sloupců pak:

$$N_{sloupců} = \frac{1350}{25} = 54 \quad (191)$$

Šířka a výška svazku trubek z vypočtených hodnot:

$$W = N_{řad} \cdot t = 25 \cdot 0,04035 = 1,01 \text{ m} \quad (192)$$

$$H = N_{sloupců} \cdot t = 54 \cdot 0,04035 = 2,18 \text{ m} \quad (193)$$

Nyní je třeba ověřit zvolenou hodnotu pro celkový součinitel prostupu tepla absorberu. Vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla v trubkách jsou převzaty ze zdroje [32]. V první fázi je nutné určit Reynoldsovo číslo pro vodu v trubkách.

$$Re_{13-14} = \frac{v_{13-14} \cdot d_{in}}{\vartheta_{str_w}} = \frac{1,2 \cdot 0,0223}{8,44 \cdot 10^{-7}} = 31706 \quad (194)$$

Protože se jedná o turbulentní proudění $Re_{13-14} > 10^4$, výpočet Nusseltova čísla probíhá následovně.

$$\varepsilon = (1,8 \cdot \log(Re_{13-14}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(31706) - 1,5)^{-2} = 0,023 \quad (195)$$

$$Nu_t = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{13-14} \cdot Pr_{str_w}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{8}\right)^{0,5} \cdot ([Pr_{str_w}]^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (196)$$

$$= \frac{\frac{0,023}{8} \cdot 31706 \cdot 5,75}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,023}{8}\right)^{0,5} \cdot ([5,75]^{\frac{2}{3}} - 1)} = 208,27$$

Součinitel přestupu tepla pro vodu v trubkách pak:

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_t \cdot \lambda_{str_w}}{d_{in}} = \frac{208,27 \cdot 0,61142}{0,0223} = 5710,34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (197)$$

Pro určení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek je potřeba znát hmotnostní průtok na jeden metr trubky.

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_4}{N_{rad} \cdot L} = \frac{90,62}{25 \cdot 7,6} = 0,48 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}) \quad (198)$$

Protože film roztoku s kondenzující párou stéká po obou stranách trubky je nutné tento hmotnostní průtok podělit dvěma.

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}}{2} = \frac{0,48}{2} = 0,24 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}) \quad (199)$$

Předpoklady nutné pro další postup výpočtu jsou: stékání filmu je laminární a trubky jsou plně omočeny. Proto součinitel omočení:

$$WR = 1 \quad (200)$$

Tím pádem tloušťka stékajícího filmu bude určena z následující rovnice [30]. Kde úhel β odpovídá polovině úhlu omočení trubky. Měřeno z místa nátoky do místa odtoku ($\beta \in \langle 0^\circ | 180^\circ \rangle$).

$$\delta_f = \left(\frac{3 \cdot \eta_{str_f} \cdot \dot{m}_t}{WR \cdot \rho_{str_f} \cdot g \cdot \sin(\beta)} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{3 \cdot 0,003405 \cdot 0,24}{1 \cdot 1673,64 \cdot 9,81 \cdot \sin(90)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (201)$$

$$= 4,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Z vypočtených parametrů je poté určen součinitel přestupu tepla na straně stékajícího filmu dle:

$$\alpha_{out} = \frac{8}{5} \cdot WR \cdot \frac{\lambda_{str_f}}{\delta_f} = \frac{8}{5} \cdot 1 \cdot \frac{0,445}{4,46 \cdot 10^{-3}} = 1596,76 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (202)$$

Poté celkový součinitel prostupu tepla absorbéru se zanedbáním zanášení obou látek je vypočten následovně:

$$\begin{aligned} K_{real} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{in}}{d_{out}}\right)}{2 \cdot \lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{d_{out}}{d_{in}}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{1596,76} + \frac{0,0269 \cdot \ln\left(\frac{0,0223}{0,0269}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{5710,34} \cdot \frac{0,0269}{0,0223}} \\ &= 1203 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \tag{203}$$

Vypočtený součinitel prostupu tepla absorbérem je stejný jako zvolený proto lze geometrii výměníku považovat za správnou. Hodnoty součinitele prostupu tepla pro absorbér se stékajícím filmem po trubkách chlazeným vodou se pohybují v rozmezí 150–2000 W/(m²·K) vypočtená hodnota leží v tomto rozsahu a lze považovat za korektní [30].

5.5 DESORBÉR

V desorbéru dochází vlivem hnací páry k desorpci vodní páry z chudého roztoku. Technologicky nejběžněji používané uspořádání desorbéru je uložení horizontálních trubek do lázně chudého roztoku. V trubkách proudí hnací pára předávající teplo chudému roztoku. Desorbér je navrhován jako protiproudý výměník. Vzorce pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla jsou převzaty z VDI Heat Atlas [30]. Výpočet je iterační proto je nutné zvolit celkový součinitel prostupu tepla pro výpočet potřebné teplosměnné plochy výměníku.

Tab. 21 Termodynamické hodnoty vystupující při návrhu desorbéru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota páry vstupující do desorbéru	t_{15}	150	°C
Teplota syté kapaliny na výstupu z desorbéru	t_{16}	150	°C
Tlak v desorbéru ze strany hnací páry	p_{15-16}	480	kPa
Přenášený výkon desorbéru	\dot{Q}_D	34781	kW
Teplota páry vystupující z desorbéru	t_5	127,44	°C
Hmotnostní průtok páry z desorbéru	\dot{m}_5	9,71	kg/s
Teplota chudého roztoku vstupující do absorbérů	t_2	93,45	°C
Hmotnostní koncentrace chudého roztoku	X_2	0,56	kg/kg
Hmotnostní průtok chudého roztoku	\dot{m}_2	100,34	kg/s
Teplota bohatého roztoku vystupující z desorbéru	t_3	141,8	°C
Hmotnostní koncentrace bohatého roztoku	X_3	0,62	kg/kg
Hmotnostní průtok bohatého roztoku	\dot{m}_3	90,62	kg/s
Tlak uvnitř desorbéru	p_2	57,87	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	708	W/(m ² ·K)
Rychlost proudění v trubkách zvolená	v_{15-16}	18,75	m/s

Trubky jsou voleny stejně jako u absorbérů podle normy [38].

Tab. 22 Geometrické a fyzikální vlastnosti trubek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Vodivost měděné trubky	λ_t	386	W/(m·K)
Vnější průměr trubky	d_{out}	0,0269	m
Tloušťka stěny trubky	e	0,0023	m
Vnitřní průměr	d_{in}	0,0223	m
Rozteč trubek	t	0,04035	m
Délka trubky	L	8,8	m

Střední termofyzikální vlastnosti páry vstupující do absorberu udává tabulka tab. 23.

Tab. 23 Střední termofyzikální vlastnosti páry.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota páry v absorberu	t_{str_p}	150	°C
Hustota páry v absorberu	ρ_{str_p}	5,12	kg/m ³
Dynamická viskozita páry v absorberu	η_{str_p}	$1,83 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost páry v absorberu	λ_{str_p}	0,684	W/(m·K)
Tepelná kapacita páry v absorberu	$C_{p_str_p}$	4,31	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro páru v absorberu	Pr_{str_p}	1,15	-
Kinematická viskozita páry v absorberu	ϑ_{str_p}	$3,56 \cdot 10^{-5}$	m ² /s

Rovnice (176-196) pro výpočet absorberu odpovídají výpočtu desorbéru neboli součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubek, proto je zde uvedena pouze tabulka vypočtených hodnot.

Tab. 24 Vypočtené parametry při návrhu absorberu.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{ln}	25	°C
Průtok páry v desorbéru	\dot{m}_{15-16}	16,5	kg/s
Počet trubek zvoleno	N_{tr_volba}	440	-
Reálná rychlost páry v trubkách	$\dot{v}_{15\ 16\ r}$	18,7	m/s
Teplosměnná plocha reálná	S_D	1963,3	m ²
Počet řad	$N_{\check{R}AD}$	44	-
Počet sloupců	N_{SLoup}	60	-
Počet tahů	N_{TAH}	6	-
Výška trubkového svazku	H_D	2,4	m
Šířka trubkového svazku	W_D	1,78	m
Reynoldsovo číslo pro páru v desorbéru	$Re_{15\ 16}$	11708	-
Nusseltovo číslo pro páru v desorbéru	$Nu_{15\ 16}$	46,15	-
Součinitel přestupu tepla na straně páry	α_{in}	1415,46	W/(m ² ·K)

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně je potřeba vybrat hodnoty experimentálně naměřené pro desorpci vody z roztoku. Hodnoty jsou převzaty z VDI Heat atlas kapitola H2 [30].

$$\alpha_{experimental} = 5600 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (204)$$

$$p_c = 22064 \text{ kPa} \quad (205)$$

$$q_o = 20000 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (206)$$

Poté tepelný tok a redukovaný tlak:

$$q_D = \frac{Q_D \cdot 1000}{S_D} = \frac{34781 \cdot 1000}{1963,3} = 17715 \text{ W}/(m \cdot K) \quad (207)$$

$$p_{red} = \frac{p_2}{p_c} = \frac{57,87}{22064} = 0,0026 \quad (208)$$

Výpočet parametrů n , F_{p_red} a F_D pro celkový součinitel přestupu tepla:

$$n = 0,9 - 0,3 \cdot (p_{red})^{0,15} = 0,9 - 0,3 \cdot (0,0026)^{0,15} = 0,777 \quad (209)$$

$$F_{p_red} = 1,73 \cdot (p_{red})^{0,27} + \frac{0,68 \cdot (p_{red})^2}{1 - (p_{red})^2} \quad (210)$$

$$= 1,73 \cdot (0,0026)^{0,27} + \frac{0,68 \cdot (0,0026)^2}{1 - (0,0026)^2} = 0,35$$

$$F_D = \left(\frac{q_D}{q_o}\right)^n = \left(\frac{17715}{20000}\right)^{0,777} = 0,91 \quad (211)$$

Poté už součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

$$\alpha_{out} = F_D \cdot F_{p_red} \cdot \alpha_{experimental} = 0,91 \cdot 0,35 \cdot 5600 \quad (212)$$

$$= 1764,78 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Celkový součinitel prostupu tepla desorbérem se zanedbáním zanášení obou látek poté:

$$K_{real} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{in}}{d_{out}}\right)}{2 \cdot \lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{d_{out}}{d_{in}}} \quad (213)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1764,78} + \frac{0,0269 \cdot \ln\left(\frac{0,0223}{0,0269}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{1415,46} \cdot \frac{0,0269}{0,0223}}$$

$$= 708 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Vypočtený součinitel prostupu tepla absorbérem je stejný jako zvolený, proto lze geometrii výměníku považovat za správnou. Hodnoty součinitele prostupu tepla pro desorbér se pohybují v rozmezí 500–1200 W/(m²·K), vypočtená hodnota leží v tomto rozsahu a lze považovat za korektní [30].

5.6 KONDENZÁTOR

Kondenzátor slouží pro ochlazení přehřáté páry do stavu syté kapaliny neboli odvodu tepla pro ohřátí SCZT vody. Běžný návrh kondenzátoru u absorpčních čerpadel je následovný: Trubkami, které jsou horizontálně uloženy v horní části obdélníkové nebo válcové nádoby proudí ohřívaná látka. Okolo trubek proudí přehřátá pára, která postupně kondenzuje a vytváří tenký kapalný film stékající po trubkách do lázně syté kapaliny ve spodní části výměníku. Omočení trubek přehřátou párou je předpokládáno rovnoměrné po celé délce trubek. Výměník je navrhován jako protiproudý. Tabulka tab. 25 udává klíčové parametry vystupující při návrhu kondenzátoru. Výpočet je iterační, proto je nutné zvolit celkový součinitel prostupu tepla pro výpočet potřebné teplosměnné plochy výměníku.

Tab. 25 Termodynamické vlastnosti látek vystupující při návrhu kondenzátoru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota SCZT vody vstupující do kondenzátoru	t_9	60	°C
Teplota SCZT vody na výstupu z kondenzátoru	t_{10}	80	°C
Tlak v kondenzátoru ze strany SCZT vody	p_{9-10}	600	kPa
Přenášený výkon kondenzátoru	\dot{Q}_K	23118	kW
Teplota páry vstupující do kondenzátoru	t_5	127,44	°C
Hmotnostní průtok páry kondenzátorem	\dot{m}_5	9,71	kg/s
Teplota syté kapaliny vystupující z kondenzátoru	t_6	85	°C
Tlak uvnitř kondenzátoru	p_5	57,87	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	2008	W/(m ² ·K)
Rychlost proudění v trubkách zvolená	v_{9-10}	0,8	m/s

Trubky kondenzátoru jsou opět vybrány z norem pro zajištění vyrobitelnosti a funkčnosti [38]. Tabulka tab. 26 udává její parametry.

Tab. 26 Geometrické a fyzikální vlastnosti trubek využitých při návrhu.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Vodivost měděné trubky	λ_t	386	W/m·K
Vnější průměr trubky	d_{out}	0,0269	m
Tloušťka stěny trubky	e	0,0023	m
Vnitřní průměr	d_{in}	0,0223	m
Rozteč trubek	t	0,04035	m
Délka trubky	L	4,2	m

Tabulka tab. 27 udává termofyzikální vlastnosti páry a syté kapaliny v kondenzátoru.

Tab. 27 Termodynamické vlastnosti páry a syté kapaliny.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Hustota syté kapaliny v kondenzátoru	ρ_6	968,6	kg/m ³
Dynamická viskozita syté kapaliny v kondenzátoru	η_5	$3,3 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost páry v kondenzátoru	λ_6	0,67	W/(m·K)
Hustota přehřáté páry vstupující do kondenzátoru	ρ_5	0,314	kg/m ³

Protože vstupující pára do kondenzátoru je ve stavu přehřáté páry, je třeba stanovit kolik je třeba odebrat tepla pro ochlazení do stavu syté páry. V první řadě je nutné určit entalpii syté páry.

$$h_{5_sat} = h(x_{sat}; p_5) = 2651,32 \text{ kJ/kg} \quad (214)$$

Poté potřebné teplo pro ochlazení přehřáté páry:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{K_ochlazení} &= \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_{5_sat}) = 9,71 \cdot (2736 - 2651,32) \\ &= 822,48 \text{ kW} \end{aligned} \quad (215)$$

A potřebné teplo k ochlazení syté páry do stavu syté kapaliny:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{K_kondenzace} &= \dot{m}_5 \cdot (h_{5_sat} - h_6) = 9,71 \cdot (2651,32 - 355,94) \\ &= 22296,4 \text{ kW} \end{aligned} \quad (216)$$

Hmotnostní průtok SCZT vody kondenzátorem je vypočten:

$$\dot{m}_{9-10} = \frac{\dot{Q}_K}{C_{p_str_sczt} \cdot (t_{10} - t_9)} = \frac{23118}{4,18 \cdot (80 - 60)} = 276,08 \text{ kg/s} \quad (217)$$

Teplota vody po ochlazení přehřáté páry na páru sytou a střední logaritmický spád z už známých hodnot.

$$t_{K_ochlazení} = t_{10} - \frac{\dot{Q}_{K_ochlazení}}{\dot{m}_{9-10} \cdot C_{p_str_sczt}} = 80 - \frac{822,48}{276,08 \cdot 4,18} = 79,29 \text{ °C} \quad (218)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{ln} &= \frac{(t_6 - t_{K_ochlazení}) - (t_6 - t_9)}{\ln \frac{(t_6 - t_{K_ochlazení})}{(t_6 - t_9)}} = \frac{(85 - 79,29) - (85 - 60)}{\ln \frac{(85 - 79,29)}{(85 - 60)}} \\ &= 13,06 \text{ °C} \end{aligned} \quad (219)$$

Rovnice (177-197) při výpočtu absorbéru a desorbéru odpovídají postupu výpočtu u kondenzátoru, neboli součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubek, proto je zde uvedena pouze tabulka tab. 28 vypočtených hodnot. V souvislosti s určením potřebné plochy z odhadu součinitele prostupu tepla pro celý výměník dochází k nepřesnosti výpočtu díky ochlazování z počátku přehřáté páry a až poté syté páry. Proto byla potřebná teplosměnná plocha zvětšena o 10 %.

Tab. 28 Vypočtené parametry při návrhu kondenzátoru.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Počet trubek zvoleno	$N_{tr \text{ volba}}$	910	-
Reálná rychlost SCZT vody v trubkách	$\dot{v}_{9_10_r}$	0,79	m/s
Teplosměnná plocha reálná (zvětšená)	S_K	969,4	m ²
Počet řad	$N_{\check{R}AD}$	70	-
Počet sloupců	N_{SLOUP}	39	-
Počet tahů	N_{TAH}	3	-
Výška trubkového svazku	H_D	1,57	m
Šířka trubkového svazku	W_D	2,82	m
Reynoldsovo číslo pro SCZT vodu	Re_{9_10}	42873	-
Nusseltovo číslo pro SCZT vodu	Nu_{9_10}	186,76	-
Součinitel přestupu tepla na straně SCZT vody	α_{in}	5526,27	W/(m ² ·K)

Výpočet přestupu tepla na vnější straně je vypočten následovně, zprvu je přepočítán hmotnostní průtok na jednotku délky a z toho Reynoldsovo číslo pro vnitřní proud.

$$\dot{I} = \frac{\dot{m}_5}{N_{rad} \cdot L} = \frac{9,71}{70 \cdot 4,2} = 0,033 \text{ kg}/(m \cdot s) \quad (220)$$

$$Re_p = \frac{\dot{I}}{\eta_6} = \frac{0,033}{3,3 \cdot 10^{-4}} = 100,08 \quad (221)$$

Z údajů výše je určeno Nusseltovo číslo pro jednu trubku.

$$Nu_{tr} = 0,959 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{\rho_5}{\rho_6}}{Re_p}} = 0,959 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{0,314}{968,6}}{100,08}} = 0,206 \quad (222)$$

Korekce při výpočtu trubkového svazku je následující:

$$Nu_{svazek} = Nu_{tr} \cdot (N_{stoupců})^{-\frac{1}{6}} = 0,206 \cdot (39)^{-\frac{1}{6}} = 0,11 \quad (223)$$

Charakteristická délka je dána rovnicí:

$$L_{char} = \sqrt[3]{\frac{(\eta_6)^2}{\rho_6 g}} = \sqrt[3]{\frac{(3,3 \cdot 10^{-4})^2}{9,81}} = 2,29 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (224)$$

A konečný součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

$$\alpha_{out} = \frac{Nu_{svazek} \cdot \lambda_6}{L_{char}} = \frac{0,11 \cdot 0,67}{2,29 \cdot 10^{-5}} = 3494,58 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (225)$$

Celkový součinitel prostupu tepla desorbérem se zanedbáním zanášení obou látek poté:

$$\begin{aligned} K_{real} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{in}}{d_{out}}\right)}{2 \cdot \lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{d_{out}}{d_{in}}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{3494,58} + \frac{0,0269 \cdot \ln\left(\frac{0,0223}{0,0269}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{5526} \cdot \frac{0,0269}{0,0223}} \\ &= 2008 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (226)$$

Vypočtený součinitel prostupu tepla kondenzátorem je totožný se zvoleným a proto lze geometrii výměníku považovat za správnou. Hodnoty součinitele prostupu tepla se pro kondenzátor pohybují v rozmezí 1500–4000 W/(m² · K) vypočtená hodnota leží v tomto rozsahu a lze považovat za korektní [30].

5.7 VÝPARNÍK

Výparník slouží k odebrání tepla chladicí vody vystupujícího z kondenzátoru parní turbíny. Nejčastěji navrhované uspořádání je horizontální uložení trubek v horní části válcové nebo obdélníkové nádoby, kde v trubkách proudí ochlazovaná látka a na povrchu se pak odpařuje vytvořený tenký film syté kapaliny, který vystupuje z kondenzátoru absorpčního zařízení. Výměník je navrhován jako protiproudý. Tab. 29 udává klíčové parametry při návrhu výparníku. Vzorce pro výpočet přestupu tepla jsou převzaty z VDI Heat Atlas [30]. Protože je výpočet iterační je nutné si zvolit pro výpočet potřebné teplosměnné plochy celkový součinitel prostupu tepla výměníkem.

Tab. 29 Termodynamické vlastnosti vystupující při návrhu výparníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota chladicí vody na vstupu do výparníku	t_{11}	34	°C
Teplota chladicí vody na výstupu z výparníku	t_{12}	24	°C
Hmotnostní průtok chladicí vody výparníkem	\dot{m}_{11-12}	506,54	kg/s
Tlak ve výparníku ze strany chladicí vody	p_{11-12}	300	kPa
Přenášený výkon výparníku	\dot{Q}_V	21173	kW
Teplota paro-kapalné směsi vstupující do výparníku	t_7	19	°C
Teplota syté páry na výstupu z výparníku	t_8	19	kg/s
Hmotnostní průtok syté páry z výparníku	\dot{m}_8	9,71	°C
Suchost paro-kapalné směsi na vstupu do výparníku	x_7	0,112	kg/kg
Tlak uvnitř výparníku	p_7	2,198	kPa
Celkový součinitel prostupu tepla zvolený	K	1779	W/(m ² ·K)
Rychlost proudění v trubkách zvolená	v_{11-12}	1,3	m/s

Trubky jsou voleny s ohledem na normy [38].

Tab. 30 Geometrické a fyzikální vlastnosti trubek využitých při návrhu výparníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Vodivost měděné trubky	λ_t	386	W/m·K
Vnější průměr trubky	d_{out}	0,0269	m
Tloušťka stěny trubky	e	0,0023	m
Vnitřní průměr	d_{in}	0,0223	m
Rozteč trubek	t	0,04035	m
Délka trubky	L	5,15	m

Tabulka tab. 31 udává střední termofyzikální vlastnosti chladicí vody vstupující trubkami do výparníku a syté kapaliny vystupující z kondenzátoru absorpčního zařízení.

Tab. 31 Střední termodynamické vlastnosti pracovních látek.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Teplota chladicí vody ve výparníku	t_{str_ch}	29	°C
Hustota chladicí vody ve výparníku	ρ_{str_ch}	995,9	kg/m ³
Dynamická viskozita chladicí vody ve výparníku	η_{str_ch}	$8,1 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Tepelná vodivost chladicí vody ve výparníku	λ_{str_ch}	0,614	W/(m·K)
Tepelná kapacita chladicí vody ve výparníku	$C_{p_str_ch}$	4,18	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo chladicí vody ve výparníku	Pr_{str_ch}	5,55	-
Kinematická viskozita chladicí vody ve výparníku	ϑ_{str_ch}	$8,18 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Hustota syté kapaliny ve výparníku	ρ_{sk}	998,36	kg/m ³
Dynamická viskozita syté kapaliny ve výparníku	η_{sk}	$1,03 \cdot 10^{-3}$	Pa·s
Tepelná vodivost syté kapaliny ve výparníku	λ_{sk}	0,598	W/(m·K)
Tepelná kapacita syté kapaliny ve výparníku	C_{p_sk}	4,185	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro sytou kapalinu	Pr_{sk}	7,19	-

Rovnice (177-197) pro výpočet absorbéru odpovídají výpočtu desorbéru neboli součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubek, proto je zde uvedena pouze tabulka vypočtených hodnot.

Tab. 32 Vypočtené parametry výparníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplotní logaritmičkový spád	Δt_{ln}	9,1	°C
Počet trubek zvoleno	N_{tr_volba}	1002	-
Teplosměnná plocha reálná	S_D	3925	m ²
Počet řad	$N_{řAD}$	60	-
Počet sloupců	N_{SLOUP}	51	-
Počet tahů	N_{TAH}	3	-
Výška trubkového svazku	H_D	2,06	m
Šířka trubkového svazku	W_D	2,42	m
Reynoldsovo číslo pro chladicí vody ve výparníku	Re_{11_12}	35435	-
Nusseltovo číslo pro páru v desorbéru	Nu_{11_12}	225,8	-
Součinitel přestupu tepla na straně páry	α_{in}	6213,5	W/(m ² ·K)

Postup výpočtu součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek je následující. Nejdříve je nutné určit hmotnostní průtok na plochu mezi trubkami.

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}_7}{N_{řad} \cdot L \cdot (t - d_{out})} = \frac{9,71}{60 \cdot 5,15 \cdot (0,04035 \cdot 0,0269)} = 2,34 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (227)$$

Předpoklady pro výpočet součinitele jsou: laminární stékání filmu a trubky jsou plně omočeny. Poté je určeno Froudeho číslo a měrný tepelný tok výměníku.

$$Fr = \frac{\dot{G}^2}{\rho_{sk}^2 \cdot g \cdot d_{out}} = \frac{2,34^2}{998,36 \cdot 9,81 \cdot 0,0269} = 2,07 \cdot 10^{-5} \quad (228)$$

$$q_v = \frac{\dot{Q}_v}{N_{tr_volba} \cdot N_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_{out}} = \frac{21173 \cdot 1000}{1002 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 5,15 \cdot 0,0269} = 16,18 \text{ kW/m}^2 \quad (229)$$

Dále je nutné určit číslo varu a intenzitu varu.

$$Bo = \frac{q_v}{G \cdot h_8} = \frac{16,18}{2,34 \cdot 2535,65} = 2,73 \cdot 10^{-3} \quad (230)$$

$$Y = Bo \cdot Fr^{0,3} = 2,73 \cdot 10^{-3} \cdot (2,07 \cdot 10^{-5})^{0,3} = 1,08 \cdot 10^{-4} \quad (231)$$

Z intenzity varu je odvozen režim vypařování $\Rightarrow Y < 2,1 \cdot 10^{-4} \Rightarrow$ konvektivní[30]. Pro parametr Z nutný pro další postup výpočtu je nejdříve určena kvalita par po škrčení.

$$h_{6_sat_liquid} = h(x_{sat_liquid}; p_6) = 79,73 \text{ kJ/kg} \quad (232)$$

Hmotnostní tok odpařené vody po škrčení:

$$\dot{m}_{6_odpar} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_5 - h_{6_sat_liquid})}{(h_7 - h_{6_sat_liquid})} = \frac{9,71 \cdot (355,95 - 79,73)}{(2535,65 - 79,73)} = 1,09 \text{ kg/s} \quad (233)$$

Poté kvalita par po škrčení je určena:

$$Kv_{6_odpar} = \frac{\dot{m}_{6_odpar}}{\dot{m}_6} \cdot 100 = \frac{1,09}{9,71} \cdot 100 = 11,24 \% \quad (234)$$

Z kvality par po škrčení je dopočítán parametr Z a φ dále také Reynoldsovo číslo pro odpařovanou látku ve výparníku.

$$Z = \left(\frac{1 - \frac{Kv_{6_odpar}}{100}}{\frac{Kv_{6_odpar}}{100}} \right)^{0,8} = \left(\frac{1 - \frac{11,24}{100}}{\frac{11,24}{100}} \right)^{0,8} = 11,49 \quad (235)$$

$$\varphi = \frac{2,3}{Z^{0,08} \cdot Fr^{0,08}} = \frac{2,3}{11,49^{0,08} \cdot 2,07 \cdot 10^{-5,08}} = 20,28 \quad (236)$$

$$Re_o = \frac{G \cdot d_{out}}{\eta_{sk}} = \frac{2,34 \cdot 0,0269}{1,03 \cdot 10^{-3}} = 61,24 \quad (237)$$

Poté součinitel přestupu tepla pro proudění:

$$k_p = \frac{0,21 \cdot Re_o^{0,62} \cdot Pr_{sk}^{0,4} \cdot \lambda_{sk}}{d_{out}} = \frac{0,21 \cdot 61,24^{0,62} \cdot 7,19^{0,4} \cdot 0,598}{0,0269} = 131,72 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (238)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla z vnější strany trubky je pak dán vzorcem:

$$\alpha_{out} = \varphi \cdot k_p = 20,28 \cdot 131,72 = 2671,32 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (239)$$

Celkový součinitel prostupu tepla desorbérem se zanedbáním zanášení obou látek poté:

$$\begin{aligned}
 K_{real} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{in}}{d_{out}}\right)}{2 \cdot \lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{d_{out}}{d_{in}}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{2671,32} + \frac{0,0269 \cdot \ln\left(\frac{0,0223}{0,0269}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{6213,54} \cdot \frac{0,0269}{0,0223}} \\
 &= 1779 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
 \end{aligned} \tag{240}$$

Vypočtený součinitel prostupu tepla výparníkem je totožný jako zvolený proto, lze geometrii výměníku považovat za správnou. Hodnoty součinitele prostupu tepla se pro výparník pohybují v rozmezí 150–1800 W/(m² · K), vypočtená hodnota leží v tomto rozsahu a lze považovat za korektní [30].

5.8 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK

Rekupační výměník je navrhován stejným způsobem se stejnými parametry při ověření kritérií pro konkrétní rovnice, jako navrhovaný výměník v kapitole 3.1. Proto zde budou tabulkově uvedeny pouze zásadní parametry při návrhu a vypočtené hodnoty. Bohatý roztok, jak už bylo zmíněno, proudí trubkami a chudý pláštěm výměníku v protiproudém uspořádání se segmentovými přepážkami. Materiál trubek je volen z mědi tím pádem $\lambda_{\text{Cu_trubky}} = 386,6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. Tab. 33 udává parametry proudů vystupujících při návrhu.

Tab. 33 Termodynamické vlastnosti látek vystupujících při návrhu rekuperačního výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Výkon rekuperačního výměníku	\dot{Q}_{RV}	8859	kW
Teplota bohatého roztoku vstupující do RV	t_3	141,8	°C
Teplota bohatého roztoku vystupující z RV	$t_{3'}$	92,27	°C
Hmotnostní průtok v RV bohatého roztoku	$\dot{m}_{3-3'}$	90,63	kg/s
Tlak v rekuperačním výměníku	p_{RV}	57,86	kPa
Hmotnostní koncentrace bohatého roztoku	X_3	0,62	-
Teplota chudého roztoku vstupující do RV	t_2	51,74	°C
Teplota chudého roztoku vystupující z RV	$t_{2'}$	93,45	°C
Hmotnostní průtok v RV chudého roztoku	$\dot{m}_{2-2'}$	100,34	kg/s
Hmotnostní koncentrace chudého roztoku	X_2	0,56	-

Tab. 34 udává střední termofyzikální parametry pro látky vystupující v návrhu výměníku.

Tab. 34 Střední termodynamické vlastnosti roztoku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplota bohatého roztoku	$t_{\text{str_b}}$	117,035	°C
Hustota bohatého roztoku	$\rho_{\text{str_b}}$	1699,81	kg/m ³
Dynamická viskozita bohatého roztoku	$\eta_{\text{str_b}}$	$1,9 \cdot 10^{-3}$	Pa·s
Tepelná vodivost bohatého roztoku	$\lambda_{\text{str_b}}$	0,466	W/(m·K)
Tepelná kapacita bohatého roztoku	$C_{p_{\text{str_b}}}$	1,913	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro bohatý roztok	$Pr_{\text{str_b}}$	7,8	-
Kinematická viskozita bohatého roztoku	$\vartheta_{\text{str_b}}$	$1,11 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Střední teplota chudého roztoku	$t_{\text{str_ch}}$	72,6	°C
Hustota chudého roztoku	$\rho_{\text{str_ch}}$	1609,79	kg/m ³
Dynamická viskozita chudého roztoku	$\eta_{\text{str_ch}}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	Pa·s
Tepelná vodivost chudého roztoku	$\lambda_{\text{str_ch}}$	0,4654	W/(m·K)
Tepelná kapacita chudého roztoku	$C_{p_{\text{str_ch}}}$	2,05	kJ/(kg·K)
Prandtlovo číslo pro chudý roztok	$Pr_{\text{str_ch}}$	3,33	-
Kinematická viskozita chudého roztoku	$\vartheta_{\text{str_ch}}$	$1,42 \cdot 10^{-6}$	m ² /s

Tab. 35 udává vypočtenou nebo zvolenou geometrii rekuperačního výměníku.

Tab. 35 Vypočtené parametry při návrhu rekuperačního výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{ln}	44,33	m
Vnější průměr trubek	d_2	$6,35 \cdot 10^{-3}$	m
Tloušťka stěny trubky	t_t	$5,59 \cdot 10^{-4}$	m
Úhel uspořádání trubek	β	30	°
Pitch ratio	PR	1,25	–
Příčná rozteč	L_{tp}	0,0004	m
Horizontální rozteč	L_{pp}	0,006874	m
Vertikální rozteč	L_{pn}	0,003969	m
Odhadovaný součinitel prostupu tepla	k_o	1450	W/(m ² ·K)
Odhadovaná teplosměnná plocha	S_o	137,8	m ²
Zvolená délka trubek	L_t	2,15	m
Průměr pláště	D_s	0,4914	m
Počet trubek v trubkovnici	N_t	3216	–
Výřez přepážky	BF	25	%
Velikost mezery mezi pláštěm a svazkem trubek	L_{bb}	0,01446	m
Průměr svazku trubek	D_{otl}	0,4769	m
Průměr kružnice středů trubek na okraji svazku	D_{ctl}	0,4706	m
Počet přepážek	$N_{přep}$	7	–
Rozteč přepážek	L_{bc}	0,2685	m

Tab. 36 udává vybrané parametry při návrhu součinitele přestupu tepla na straně pláště.

Tab. 36 Vypočtené hodnoty při návrhu rekuperačního výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Průtočný průřez v ose výměníku	S_m	0,02915	m ²
Hmotnostní tok pláštěm	\dot{G}_s	3109	kg/(m ² ·s)
Rychlost proudění pláštěm	\dot{u}_s	1,829	m/s
Reynoldsovo číslo pro proud v plášti	Re_s	10463	–
Colburnův faktor	J_i	0,009596	–
Parametr korigující viskozitu	Φ^n	0,99	–
Ideální součinitel přestupu tepla pláště	$\alpha_s \text{ ideál}$	14511	W/(m ² ·K)
Korekční faktor	J_c	1,006	–
Korekční faktor	J_l	0,589	–
Korekční faktor	J_b	0,8948	–
Korekční faktor	J_r	1	–
Korekční faktor	J_s	1	–
Reálný součinitel přestupu tepla pláště	α_s	7694	W/(m ² ·K)

Tab. 37 udává vybrané parametry při návrhu součinitele přestupu tepla na straně trubek.

Tab. 37 Vybrané parametry při návrhu rekuperačního výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Průtočný průřez trubky	A_t	0,06914	m^2
Hmotnostní tok trubkou	\dot{G}_t	1451	$kg/(m^2 \cdot s)$
Rychlost proudění trubkou	\dot{u}_t	0,9015	m/s
Reynoldsovo číslo pro proud v trubkách	Re_t	3322	–
Součinitel přestupu tepla na straně trubek	α_t	2172	$W/(m^2 \cdot K)$

Tab. 38 udává vypočtené výsledné parametry rekuperačního výměníku.

Tab. 38 Výsledné vypočtené parametry výměníku.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový součinitel prostupu tepla	K	1450	$W/(m^2 \cdot K)$
Celková teplosměnná plocha výměníku	S_{p_real}	137,8	m^2
Reálná délka trubek	L_{t_real}	2,15	m

Celková teplosměnná plocha a součinitel prostupu tepla se shodují se zvolenými hodnotami pro výpočet, tím pádem se dá považovat návrh a geometrie za korektní. Součinitel přestupu tepla leží v obvyklém rozmezí udávaný pro svazkové výměníky [30]. Pro názornost je zde vypočtena efektivita výměníku, která by se měla shodovat se zadanou efektivitou do výpočtu oběhu absorpčního čerpadla.

Nejprve je nutné vypočítat parametr NTU podle vzorce [39]:

$$NTU = \frac{K \cdot S_{p_real}}{\dot{C}_{min} \cdot 1000} = \frac{1450 \cdot 137,8}{173,4 \cdot 1000} = 1,1523 \quad (241)$$

Následuje výpočet poměru kapacit proudů a podle kritériální rovnice je určena efektivita výměníku:

$$C_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{\dot{C}_{3-3'}}{\dot{C}_{2'-2}} = \frac{173,4}{205,9} = 0,8422 \quad (242)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{RV} &= \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - C_r)]} \\ &= \frac{1 - \exp[-1,1523 \cdot (1 - 0,8422)]}{1 - 0,8422 \cdot \exp[-1,1523 \cdot (1 - 0,8422)]} = 0,55 \end{aligned} \quad (243)$$

6 VYHODNOCENÍ NÁVRHŮ VŮČI PŮVODNÍMU STAVU

V původním stavu byl odvod tepla z kondenzátoru pro dochlazení páry vystupující z parní turbíny řešen pomocí chladicí věže. Tento systém využívá chladicí věž ke snižování teploty chladicí vody, která cirkuluje mezi kondenzátorem a chladicí věží, čímž zajišťuje zkondenzování páry vystupující z turbíny na sytou kapalinu. Při zadaných podmínkách byla teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru 27 °C a na výstupu 37 °C.

V novém navrženém systému je paralelně předřazen svazkový rekuperační výměník pro zajištění čistoty vstupního média, k tepelnému čerpadlu. Stejně tak je i paralelní k větvi chladicího okruhu stávajícího systému pro zajištění případného odstavení k potřebné údržbě. Navrhována byla dvě tepelná čerpadla pracující na odlišném principu, kde prvním z nich je kompresorové využívající pro pohon cyklu elektrickou energií a druhé absorpční s tepelným pohonem.

Nový systém s tepelným čerpadlem využívá odpadní teplo starého systému, které je jinak mařeno v chladicí věži, pro ohřev SCZT vody. Při zadaných hodnotách na vstupu 60 °C a na výstupu 80 °C. Navržené kompresorové tepelné čerpadlo spotřebovává 9,6 MW elektrické energie s odvedeným tepelným výkonem 29,5 MW. Načez absorpční tepelné čerpadlo s rekuperačním výměníkem vyžaduje pro desorpci 34,7 MW tepelného výkonu, s tím že 23,1 MW tepelných odvádí na kondenzátoru pro ohřev SCZT vody. Dále také ohřívá vodu proudící do absorberu z 15 °C na 40 °C s tepelným výkonem 32,8 MW. Tato voda by mohla být dále zužitkována pro další dílčí procesy v průmyslovém provozu nebo pro případnou optimalizaci tepelného čerpadla.

Z hlediska toku peněz je proveden výpočet s potenciálními výdaji a příjmy při zavedení tepelného čerpadla do systému. Aktuální prodejní cena tepla za 1 GJ činí 930 Kč bez DPH [40]. Průměrná cena elektřiny za 1 MWh pro rok 2025 činí 2119 Kč bez DPH [41] a odhadovaná výrobní cena páry za tunu 500 Kč bez DPH [42], [43]. Odhadovaná cena je pouze orientační, specifická cena. Liší se podle konkrétního místa provozu a záleží na mnoha dalších faktorech, jako jsou náklady na palivo, účinnost zařízení, údržba, místní ceny energií a pracovní náklady. Rozmezí nákladů na výrobu se pohybuje od 300 do 600 Kč. Roční provozní fond pro TČ je zvolen 4380 hodin vycházející z průměrného ročního využití tepelných elektráren, na jež je systém navržen. Přičemž se roční využití tepelných elektráren pohybuje v rozmezí 40-60 % za rok [44].

Následuje výpočet výsledného cash flow u obou navržených TČ. Je vypočtené celkové vyrobené teplo a spotřeba hnacího prvku v závislosti na ročním časovém fondu.

$$\dot{Q}_{KOM_t} = t_{\zeta} \cdot \frac{\dot{Q}_{KOM}}{1000} \cdot 3,6 = 4380 \cdot \frac{29,5}{1000} \cdot 3,6 = 465,73 \text{ TJ} \quad (244)$$

$$\dot{Q}_{ABS_t} = t_{\zeta} \cdot \frac{\dot{Q}_{ABS}}{1000} \cdot 3,6 = 4380 \cdot \frac{23,1}{1000} \cdot 3,6 = 364,4 \text{ TJ} \quad (245)$$

$$\dot{P}_{KOM_s} = t_{\zeta} \cdot \frac{\dot{P}_E}{1000} = 4380 \cdot \frac{9,2}{1000} = 40,6 \text{ GWh} \quad (246)$$

$$m_{ABS_s} = t_{\zeta} \cdot \frac{\dot{m}_{15-16}}{1000} \cdot 3600 = 4380 \cdot \frac{16,5}{1000} \cdot 3600 = 259584 \text{ t} \quad (247)$$

Dále jsou vypočteny výdaje na provoz:

$$\begin{aligned} \text{Výdaj}_{KOM} &= \text{Cena}_{el} \cdot 1000 \cdot \dot{P}_{KOM,S} = 2119 \cdot 1000 \cdot 40,6 \\ &= 86 \text{ mil. Kč} \end{aligned} \quad (248)$$

$$\text{Výdaj}_{ABS} = \text{Cena}_p \cdot m_{ABS,S} = 500 \cdot 259584 = 129,79 \text{ mil. Kč} \quad (249)$$

Příjmy jsou poté dány následovně:

$$\text{Příjem}_{KOM} = \text{Prodej}_t \cdot \dot{Q}_{KOM,t} = 930 \cdot 465,73 = 433,1 \text{ mil. Kč} \quad (250)$$

$$\text{Příjem}_{ABS} = \text{Prodej}_t \cdot \dot{Q}_{ABS,t} = 930 \cdot 364,4 = 338,9 \text{ mil. Kč} \quad (251)$$

A výsledné cash flow:

$$\text{CF}_{KOM} = \text{Příjem}_{KOM} - \text{Výdaj}_{KOM} = 433,1 - 86 = 347,1 \text{ mil. Kč} \quad (252)$$

$$\text{CF}_{ABS} = \text{Příjem}_{ABS} - \text{Výdaj}_{ABS} = 338,9 - 129,79 = 209,1 \text{ mil. Kč} \quad (253)$$

Roční cash flow vychází vyšší u návrhu kompresorového TČ, čímž z něj dělá vhodnější variantu, avšak při aktuálních fluktuacích cen elektřiny a trendu zajišťování bezemisní výroby energetických médií je na uvážení, zda v budoucnosti absorpční TČ nebude lepší variantou při zajištění bezemisní výroby páry, například malým modulárním reaktorem.

Kompresorové a absorpční TČ se liší v konstrukci a funkci výměníku tepla. Kompresorové TČ využívá mechanický kompresor a výměník tepla, který přenáší teplo mezi chladivem a okolním prostředím. Tyto výměníky jsou navrhovány deskové. Absorpční TČ využívá absorpční cyklus, kde výměník tepla zajišťuje přenos tepla mezi chladivem a absorpčním médiem. Tento proces vyžaduje více komponent, více výměníků, což jeho konstrukci činí složitější. Výměníky v absorpčních TČ musí být odolné vůči korozivním vlastnostem použitých médií, což může zvýšit náklady na jejich výrobu a údržbu.

Kompresorové TČ spotřebovává elektřinu, která může být získávána z různých zdrojů. Výhodou je možnost využití obnovitelných zdrojů, jako jsou solární, větrné nebo vodní elektrárny, což by snižovalo provozní náklady a ekologický dopad. Protože návrh probíhá pro potřeby dodávky tepla do soustavy SCZT, může komunitní energetika výrazně přispět ke snížení nákladů na dodávky elektrické energie pro kompresor. Absorpční TČ vyžaduje páru, která je generována převážně spalováním fosilních paliv (např. zemního plynu, uhlí, biomasy) nebo využitím odpadního tepla z průmyslových procesů (nevhodné pro návrh v DP). Pára může být dodávána z existujících parovodů nebo generována přímo na místě, což ovlivňuje provozní náklady a dostupnost zdroje. Generování páry na místě může vyžadovat investice do kotlů a příslušných armatur.

Emise skleníkových plynů jsou klíčovým faktorem při výběru mezi elektrickým a parním pohonem. Kompresorová TČ napájené elektřinou z fosilních paliv produkují emise CO₂, přičemž množství emisí závisí na zdroji elektřiny. Pokud elektřina pochází z obnovitelných zdrojů, jsou emise minimální, avšak zajištění stálého přínosu čisté energie pro navrhovaný výkon je takřka nereálné. Proto vyvstává otázka, zda by potenciální nový návrh neměl vzít v potaz jinou možnost pohonu kompresoru, jako je například plynová turbína, která by měla menší skleníkové emise než elektřina odebíraná z energetického mixu sítě. Absorpční TČ, které využívá páru generovanou spalováním fosilních paliv, produkuje značné množství CO₂. Při použití zemního plynu jsou emise nižší než při spalování uhlí, ale stále vyšší než při využití elektřiny z obnovitelných zdrojů. Emise lze snížit využitím odpadního tepla z průmyslových procesů, avšak tato možnost není dostupná při návrhových požadavcích na teplotu a tlak hnací páry.

Ohřívání užitková voda je vedlejším produktem navrhovaného absorpčního TČ. Tato voda by mohla být využita pro vytápění místních budov nebo jako vstupní médium

pro další návrh TČ s menším výkonem. Dále by tato voda mohla být využita pro předehřev procesních vstupů nebo celkově jako součást technologického systému což, by zajišťovalo vyšší souhrnnou účinnost a snížení energetických nákladů.

COP je klíčový ukazatel účinnosti tepelného čerpadla. Kompresorové TČ v návrhu této DP dosahuje přibližně 3,18, což znamená, že na každou jednotku vložené elektrické energie vyrobí 3,18 jednotek tepelné energie. Absorpční TČ dosahuje COP kolem 1,6 což indikuje nižší účinnost. Vyšší COP kompresorového TČ znamená lepší energetickou efektivitu, nižší provozní náklady a menší ekologický dopad. Absorpční TČ s nižším COP vyžaduje větší množství energie na výrobu stejného množství tepla, což zvyšuje provozní náklady a emise skleníkových plynů. Výběr vhodného tepelného čerpadla by však neměl zohledňovat jenom COP, ale také dostupnost a cenu energií, ekologický dopad a specifické požadavky daného projektu.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo nastínění technologií tepelných čerpadel pro průmyslové využití, dále návrh takového TČ spolu se základními technickými parametry užitých komponent.

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 typů a konfigurací tepelných čerpadel společně se základními výpočetními vztahy a charakteristikami jednotlivých cyklů. Dále byly popsány pracovní látky používané v tepelných čerpadlech a chladicích zařízeních, jejich vývoj v posledních desetiletích.

Ve druhé části bylo vybráno vhodné umístění tepelného čerpadla do navrhovaného systému a vytvořen jeho bilanční model. Na základě rešerše a výpočetního modelu v programu Excel byla vybrána vhodná pracovní látka R152a s termodynamickým cyklem nejúčinnějším pro ideální cyklus kompresorového čerpadla s topným výkonem 28,7 MW a topným faktorem 3,81. Dále byl proveden tepelně-hydraulický návrh výparníku, kondenzátoru a výpočet parametrů reálného kompresoru.

- Přivedený výkon na výparníku: 21,18 MW
- Odvedený výkon kondenzátorem do soustavy SCZT: 29,5 MW
- Elektrický příkon kompresoru: 9,27 MW
- Topný faktor 3,18

Při ročním provozním fondu, úzce souvisejícím s tepelnou elektrárnou, kompresorové TČ vykazuje celkovou výrobu tepla 465,73 TJ při spotřebě elektřiny 40,6 GWh. Provozní výdaje byly vyčísleny na 86 mil. Kč, zatímco příjmy dosáhly 433,1 mil. Kč, což vedlo k ročnímu cash flow 347,1 milionů Kč.

Také byla navržena možná alternativa, a to absorpční TČ s pracovní látkou voda – bromid lithný. Základní absorpční TČ bylo navrženo s topným faktorem 1,48 a optimalizace rekuperačním výměníkem tepla zvýšila topný faktor na 1,6. Klíčové parametry absorpčního TČ byly následující:

- Přivedený výkon na výparníku: 21,18 MW
- Přivedený hnací výkon oběhu: 34,7 MW
- Odvedený výkon do soustavy SCZT: 23,2 MW
- Topný faktor 1,6

Roční provozní výsledky ukazují výrobu tepla 364,4 TJ a spotřebu páry 259584 tun. Provozní výdaje byly vyčísleny na 129,79 mil. Kč, zatímco příjmy dosáhly 338,9 mil. Kč, což vedlo k ročnímu cash flow 209,1 mil. Kč.

Technologie tepelných čerpadel představuje další možnost pro využití odpadního tepla, které by jinak zůstalo nevyužité, v průmyslových provozech. Tento přístup umožňuje snížení provozních nákladů a zmírnění dopadů cenových výkyvů na trhu s energiemi. Navíc lze elektřinu pro provoz tepelného čerpadla získávat i z alternativních zdrojů, což zvyšuje potenciál této technologie pro dosažení energetické nezávislosti provozů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VLČEK, Tomáš. *Tepelná čerpadla vzduch - voda*. Online. Nenalezený vydavatel. 2019. Dostupné z: <https://www.enconsult.cz/blog/tepelna-cerpadla-vzduch-voda/>. [cit. 2024-04-07].
- [2] *TZB-info*. Online. 2015. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12678-model-tepelneho-cerpadla-s-odvodem-tepla-na-trech-urovnich>. [cit. 2024-04-07].
- [3] ALVES-FILHO, Odilio. *Heat Pump Dryers*. Online. CRC Press, 2015. ISBN 9780429173325. Dostupné z: <https://doi.org/10.1201/b18783>. [cit. 2024-04-07].
- [4] GRASSI, Walter. *Heat Pumps*. Online. Druhé vydání. Green Energy and Technology. Cham: Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-319-62198-2. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-62199-9>. [cit. 2024-04-07].
- [5] *CMC-heating*. Online. 2020. Dostupné z: <https://www.cmc-heating.cz/poradna/cop-a-err/>. [cit. 2024-04-07].
- [6] , EMERSON. *ENHANCED VAPOUR INJECTION (EVI) FOR ZH COPELAND™ SCROLL COMPRESSORS*. Online. Nenalezený vydavatel. 2020. Dostupné z: <https://www.copeland.com/documents/enhanced-vapour-injection-for-zh-copeland-scroll-compressors-technical-information-en-gb-4215484.pdf>. [cit. 2024-04-08].
- [7] LIU, Shengchun; LU, Fenping; DAI, Baomin; NIAN, Victor; LI, Hailong et al. Performance analysis of two-stage compression transcritical CO₂ refrigeration system with R290 mechanical subcooling unit. Online. *Energy*. 2019, roč. 189, č. 1, s. 12. ISSN 03605442. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116143>. [cit. 2024-04-07].
- [8] DEMIR, Hasan; MOBEDI, Moghtada a ÜLKÜ, Semra. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. Online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008, roč. 12, č. 9, s. 2381-2403. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.06.005>. [cit. 2024-04-08].
- [9] AUTOR, Hybrid energy. *Technology overview*. Online. Hybrid Energy - High temperature heat pumps. 2021. Dostupné z: <https://www.hybridenergy.no/tech-overview/>. [cit. 2024-04-08].
- [10] *Hybrid Energy - High temperature heat pumps*. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.hybridenergy.no/tech-overview/>. [cit. 2024-04-08].
- [11] PETRÁK, Miroslav. *Nadkritické oběhy s CO₂ v chladicí technice a tepelných čerpadlech*. Online. PETRÁK, Miroslav. Nadkritické oběhy s CO₂ v chladicí technice a tepelných čerpadlech. 2011. Dostupné z: <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2014-18-Petrak.pdf>. [cit. 2024-04-07].

- [12] CAO, Feng; WANG, Yikai a YE, Zuliang. Theoretical analysis of internal heat exchanger in transcritical CO₂ heat pump systems and its experimental verification. Online. *International Journal of Refrigeration*. 2019, roč. 106, č. 1, s. 506-516. ISSN 01407007. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.022>. [cit. 2024-04-07].
- [13] ZÜHLSDORF, Benjamin; JENSEN, Jonas Kjær a ELMEGAARD, Brian. Heat pump working fluid selection—economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions. Online. *International Journal of Refrigeration*. 2019, roč. 98, č. 1, s. 500-513. ISSN 01407007. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.034>. [cit. 2024-04-08].
- [14] *Refrigeration handbook*. Online. SWEP. 2020. Dostupné z: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/3.-compressors/3.2-compressor-types/>. [cit. 2024-04-08].
- [15] KAMINSKÝ, Jaroslav; KOLARČÍK, Kamil a PUMPRLA, Oto. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN isbn80-248-0704-1.
- [16] *EnggCyclopedia*. Online. 2022. Dostupné z: <https://enggcyclopedia.com/2012/03/scroll-compressors/>. [cit. 2024-04-08].
- [17] WU, Weifeng; SUN, Shuo a FENG, Quanke. A Numerical Contour Method for Simulating Spiral Groove Bottom Profiles. Online. *Journal of Mechanical Design*. 2012, roč. 134, č. 2, s. 1-150. ISSN 1050-0472. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4005598>. [cit. 2024-04-08].
- [18] ARANER. *What is a centrifugal compressor and how does it work?* Online. Nenalezený vydavatel. 2023. Dostupné z: <https://www.araner.com/blog/what-is-a-centrifugal-compressor-and-how-does-it-work>. [cit. 2024-04-08].
- [19] THORAT, Sachin. *Centrifugal Compressor – Diagram, Parts, Working, Efficiency, Advantages*. Online. Learn Mechanical Engineering. 2021. Dostupné z: <https://learnmech.com/centrifugal-compressor-diagram-parts-working-advantages/>. [cit. 2024-04-08].
- [20] *Nejčastější problémy při úpravě chladicí vody*. Online. TZB-info. 2022. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/23315-nejcastejsi-problemy-pri-uprave-chladici-vody>. [cit. 2024-04-08].
- [21] HEAT EXCHANGER WORLD PUBLISHER, Haresh Sippy. *A manufacturer's view of the tubular heat exchanger*. Online. Heat Exchanger World. 2023. Dostupné z: <https://heat-exchanger-world.com/a-manufacturers-view-of-the-tubular-heat-exchanger/>. [cit. 2024-04-08].
- [22] NEUŽIL, Martin. *Ostrojení parních výměňkových stanic*. Online. Nenalezený vydavatel. 2018. Dostupné z: <https://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/2018/06/Prezentace-ZT-cviceni-9-2015.pdf>. [cit. 2024-04-08].

- [23] SADAGHIANI, Ali. *Spiral Heat Exchanger Optimization Using Genetic Algorithm*. Online. ResearchGate. 2013. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/271104595_Spiral_Heat_Exchanger_Optimization_Using_Genetic_Algorithm. [cit. 2024-04-08].
- [24] LI, Bin; GUO, Song; CAI, Biao-Hua a WANG, Bo. Design and Fatigue Analysis of High Pressure Shell and Plate Heat Exchanger. Online. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019, roč. 233, č. 1, s. 1-158. ISSN 1755-1315. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/233/5/052025>. [cit. 2024-04-08].
- [25] BALÁŠ, Marek. *Tepelné výměníky - přehled*. 2022.
- [26] EAMES, Ian W.; MILAZZO, Adriano a MAIDMENT, Graeme G. Modelling thermostatic expansion valves. Online. *International Journal of Refrigeration*. 2014, roč. 38, č. 1, s. 189-197. ISSN 01407007. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.010>. [cit. 2024-04-08].
- [27] AUTOR, X steam. *X steam*. Online. Nenalezený vydavatel. 2024. Dostupné z: <https://xsteam.sourceforge.net/>. [cit. 2024-05-20].
- [28] *Welcome to CoolProp*. Online. Nenalezený vydavatel. 2024. Dostupné z: <http://www.coolprop.org/>. [cit. 2024-05-20].
- [29] RESOURCES, E-media. *F-Chart Software: Engineering Software*. Online. F-Chart Software: Engineering Software. 2024. Dostupné z: <https://fchartsoftware.com/ees/>. [cit. 2024-05-20].
- [30] *VDI Heat Atlas*. Second Edition. Berlin: Springer, [2010]. ISBN isbn978-3-540-77876-9.
- [31] BALÁŠ, Marek. *Svazkové výměníky-návrh*. 2023. Dostupné také z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/789822/mod_resource/content/0/LVT_04_Svazkov%C3%A9%20v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADky%20-%20n%C3%A1vrh.pdf.
- [32] SHAH, Ramesh K. a SEKULIĆ, Dušan P. *Fundamentals of heat exchanger design*. 2003. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. ISBN isbn0-471-32171-0.
- [33] *The 10th Edition introduces numerous changes to the TEMA® Standards*. Online. TEMA. 2024. Dostupné z: <https://tema.org/standards/>. [cit. 2024-05-19].
- [34] LAVAL, ALFA. *TL-35*. Online. Nenalezený vydavatel. 2024. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/files/pdf/AlfaLaval/TL35.pdf>. [cit. 2024-05-19].

- [35] *How to Estimate Compressor Efficiency?* Online. Campbell Tip of the Month. 2020. Dostupné z: <https://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2015/07/how-to-estimate-compressor-efficiency/>. [cit. 2024-05-19].
- [36] *Bromid lithný*. Online. MAMUTphoto. Dostupné z: <http://www.mamut-photo.com/eshop/cs/chemikalie-pro-alternativni-fotograficke-techniky/157-bromid-lithny.html>. [cit. 2024-05-19].
- [37] HEROLD, K. E.; RADERMACHER, Reinhard a KLEIN, Sanford A. *Absorption chillers and heat pumps*. 2016. Boca Raton: CRC Press, 1996. ISBN 0-8493-9427-9.
- [38] AUTOR, Nenalezený. *Rozměry a hmotnosti bezešvých trubek dle normy EN 10220 (rozměry jsou platné i pro normy DIN, BS, UNI, NFA, ČSN, ČSN, PN-H)*. Online. Ocelové trubky. Dostupné z: <https://www.bezesve-trubky.cz/rozmerove-tabulky/rozmary-a-hmotnosti-bezesvych-trubek-podle-norem-en-din-bs-uni-nfa-stn-csn-pn-h/>. [cit. 2024-05-19].
- [39] ZHANG, Li-Zhi. *Number of Transfer Unit*. Online. ScienceDirect Topics. 2023. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/number-of-transfer-unit>. [cit. 2024-05-19].
- [40] X PRODUCTION S.R.O. *Teplárny*. Online. Teplárny. 2024. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cs/cena-tepla>. [cit. 2024-05-23].
- [41] AUTOR, Oenergetice. *Cena elektřiny*. Online. OEnergetice.cz. 2024. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/energostat/ceny-aktualne/elektrina>. [cit. 2024-05-24].
- [42] *Power plant and calculations*. Online. Nenalezený vydavatel. 2022. Dostupné z: <https://www.powerplantandcalculations.com/2021/07/how-to-calculate-the-cost-of-steam.html>. [cit. 2024-05-24].
- [43] AUTOR, Nenalezený. *Industrial Steam Turbine Generators*. Online. Modern Thermal Design. 2024. Dostupné z: <https://www.modernthermaldesign.com/energy-products/steam-turbine-generators/>. [cit. 2024-05-24].
- [44] AUTOR, ERU. *Čtvrtletní zpráva o provozu elektrizační soustavy ČR za IV. čtvrtletí 2023*. Online. Eru.cz. 2023. Dostupné z: <https://eru.gov.cz/ctvrtletni-zprava-o-provozu-elektrizacni-soustavy-cr-za-iv-ctvrtleti-2023>. [cit. 2024-05-24].
- [45] *Energy.gov*. Online. 2003. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/amo/articles/industrial-heat-pumps-steam-and-fuel-savings>. [cit. 2024-04-07].
- [46] *Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings*. Online. Energy.gov. 2003. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/amo/articles/industrial-heat-pumps-steam-and-fuel-savings>. [cit. 2024-04-07].

- [47] ASB Portal. Online. 2013. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/technicka-zarizeni-budov/vytapeni/tepelna-cerpadla-na-bazi-zeolitu>. [cit. 2024-04-08].
- [48] STEGOU-SAGIA, Adam. *Exergy analysis and comparison of CO 2 heat pumps*. Online. ResearchGate. 2015. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/268440449_Exergy_analysis_and_comparison_of_CO_2_heat_pumps. [cit. 2024-04-08].
- [49] RONY, Rajib; YANG, Huojun; KRISHNAN, Sumathy a SONG, Jongchul. Recent Advances in Transcritical CO₂ (R744) Heat Pump System: A Review. Online. *Energies*. 2019, roč. 12, č. 3, s. 15-28. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en12030457>. [cit. 2024-04-07].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
TČ	Tepelné čerpadlo	
SCZT	Soustava centrálního zásobování teplem	
COP	Topný faktor	
EER	Chladicí faktor	
CFC	Chlor-fluorované uhlovodíky	
HFC	Fluorované uhlovodíky	
ODP	Ozone Depletion Potential	
GWP	Global Warming Potential	
NTU	Number of transfer units	
HCFC	Hydrochlorofluoruhlovodíky	
PR	Pitch rate	
BC	Baffle cut	
RV	Regenerační výměník	
EES	Engineering equation solver	
TZ	Termodynamický zákon	
NTV	Normální teplota varu	
Q	Tepelný výkon	kW
T	Teplota	K
t	Teplota	°C
p	Tlak	Pa
x	Suchost	
X	Hmotnostní koncentrace	%
β	Úhel uspořádání trubek	°
η	Účinnost	%
J	Korekční faktor	
A	Plocha	m ²
l	Délka	m
K	Součinitel prostupu tepla	
e	Tloušťka	m
L	Délka	m
h	Specifická entalpie	kJ/kg
s	Specifická entropie	J/(kg · K)
m	Hmotnost	kg
d	Průměr	m
ε	Efektivita výměníku	
\dot{G}_t	Hmotnostní tok	kg/(m ² ·s)
WR	Součinitel omočení	
S	Plocha	m ²

F	Cirkulační číslo	
C	Kapacita média	
Re	Reynoldsovo číslo	
N	Počet prvku	
ρ	Hustota	kg/m ³
η	Dynamická viskozita	Pa·s
λ	Tepelná vodivost	W/(m·K)
C _p	Tepelná kapacita	kJ/(kg·K)
Pr	Prandtlovo číslo	
ϑ	Kinematická viskozita	m ² /s
Φ^N	Parametr korigující viskozitu	
\dot{u}_t	Rychlost proudění	m/s
α	Součinitel přestupu tepla	W/(m ² ·K)
t_{ζ}	Roční časový fond TČ	s
$Cena_{el}$	Nákupní cena elektřiny za MWh	Kč/MWh
$Cena_p$	Odhadovaná výrobní cena tuny páry	Kč/t
$Prodej_t$	Prodejní cena tepla za GJ	Kč/GJ
\dot{P}_{KOM_s}	Spotřeba elektřiny kompresorového TČ	MWh
\dot{Q}_{KOM_t}	Výroba tepla kompresorového TČ	TJ
m_{ABS_s}	Spotřeba páry absorpčního TČ	t
\dot{Q}_{ABS_t}	Výroba tepla absorpčního TČ	TJ
$Výdaj_{KOM}$	Výdaje kompresorového TČ	Kč/MWh
$Výdaj_{ABS}$	Výdaje absorpčního TČ	Kč/t
$Příjem_{KOM}$	Příjmy kompresorového TČ	Kč
$Příjem_{ABS}$	Příjmy absorpčního TČ	Kč
CF_{KOM}	Cash flow kompresorového TČ pro časový fond	Kč
CF_{ABS}	Cash flow absorpčního TČ pro časový fond	Kč