VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ABSORPČNÍ CHLADICÍ ZAŘÍZENÍ

ABSORPTION CHILLER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Ing. Zuzana Najbrtová

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	**Ing. Zuzana Najbrtová**
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Technika prostředí
Vedoucí práce:	**Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok:	2021/22

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

Absorpční chladicí zařízení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Většina současných bioplynových stanic je provozována v kogeneračním provozu, kdy je současně vyráběna elektřina a teplo, přičemž produkce tepla je vyšší jak produkce elektřiny. Ekonomika provozu tohoto řešení tak závisí zejména na vhodném využití tepla, což není problém v zimních měsících, avšak v letních měsících, kdy poptávka po teple klesá, je vyrobené teplo často mařeno do okolního prostředí a ekonomika provozu se tak zhoršuje. Pokud je v letních měsících vyžadována výroba chladu, je tento nejčastěji vyráběn s využitím kompresorového chladicího zařízení a elektrické energie, vyrobené kogenerační jednotkou, což může dále snižovat efektivitu provozu celého systému. Vhodnějším řešením v takovém případě by bylo využití nevyužitého tepla z kogenerační jednotky k výrobě chladu, tedy tzv. trigenerace. To je možné s využitím sorpčních chladicích zařízení, která jsou však na trhu nabízena v poměrně omezeném výkonovém rozsahu a nevelkém rozmezí provozních teplot.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout sorpční chladicí zařízení o výkonu 30 kW, sloužící k výrobě chladu na teplotní úrovni 0 °C, které jako zdroj tepla využívá výstupní teplo z kogenerační jednotky.

Seznam doporučené literatury:

DINÇER, Ibrahim, 2017. Refrigeration systems and applications. 3rd Edition. Chichester: Wiley, 584 s. ISBN 978-1-119-23075-5.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT
Diplomová práce na téma Absorpční chladicí zařízení se věnuje návrhu absorpčního chladicího cyklu. Práce vychází z požadovaných reálných parametrů zařízení jako je chladicí výkon, teplota chlazené látky a teplota topné látky. Navrhovaný pracovní cyklus je jednostupňový se zařazením dvou rekuperačních výměníků tepla, jedním mezi chudým a bohatým roztokem, a druhým mezi kapalným a plynným chladivem. Pracovní dvojicí tohoto oběhu je amoniak a voda.

Diplomová práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. V teoretické části jsou shrnuty základní poznatky o absorpčním chlazení včetně vysvětlení principu trigenerace, jejíž součástí má navrhovaná jednotka být. Praktická část se zabývá samotným návrhem a výpočtem pracovních bodů, parametrů sekundárních pracovních látek a výkonů samotných zařízení. Nakonec je výpočet srovnán s nabízenými absorpčními jednotkami a jednotkou kompresorovou.

Klíčová slova
Absorpční chlazení, návrh absorpčního oběhu, chladiva, pracovní dvojice, trigenerace

ABSTRACT
The master thesis on the Absorption chiller is devoted to the design of the absorption chiller. The thesis is based on the required realistic parameter such as cooling capacity, temperature of the chilled fluid and temperature of the driving hot water. The designed cycle is single stage with two heat recovery exchangers, one between weak and rich solution, and the other between liquid and gas refrigerant. The working fluids of this cycle is ammonia and water.

The thesis is divided into theoretical and practical parts. The theoretical part summarizes the basic knowledge of absorption cooling, including an explanation of the principle of trigeneration in which the proposed unit is to operate. The practical part deals with the actual design and calculation of the operating points, parameters of the secondary working fluids and the performance of the devices themselves. The calculation is compared with the real absorption units and the compressor unit.

Key words
Absorption cooling, absorption cycle design, refrigerants, working fluids, trigeneration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NAJBRTOVÁ, Zuzana. *Absorpční chladicí zařízení.* Brno, 2022. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/142282. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Hejčík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *diplomovou* práci na téma **Absorpční chladicí zařízení** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---------- ----------

Datum *Jméno a příjmení*

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Hejčíkovi Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD 11
1 Sorpční chladící zařízení 12
1.1 Princip absorpčního oběhu 12
1.2 Účinnost oběhu 15
1.3 Další typy sorpčních oběhů 15
1.4 Výhody a nevýhody 16
2 Pracovní média 17
2.1 Chladivo 17
2.1.1 Amoniak 18
2.1.2 Voda 18
2.2 Absorbent 19
2.3 Pracovní oběhy 19
2.3.1 NH_3 – voda 21
2.3.2 Voda – LiBr 21
2.3.3 Srovnání používaných pracovních oběhů 22
3 Trigenerace 23
3.1 Kogenerační jednotky 23
3.2 Trigenerační jednotky 24
4 Návrh pracovního cyklu 25
4.1 Zvolené pracovní parametry 26
4.2 Výpočet pracovních parametrů 27
4.3 Přehled pracovních bodů absorpčního cyklu 28
5 Bilanční výpočet absorpčního oběhu 29
5.1 Výparník 29
5.2 Výměník kapalina – plyn 31
5.3 Kondenzátor 31
5.4 Rektifikátor 33
5.5 Generátor 34
5.6 Tepelný výměník roztoků 35
5.7 Čerpadlo roztoků 36
5.8 Absorbér 37
5.9 Celkový výkon a chladicí faktor 38
6 Návrh kompresorového chladicího cyklu 40
6.1 Pracovní parametry oběhu 41
6.2 Bilanční výpočet kompresorového oběhu 43
7 Zhodnocení návrhu chladicího zařízení 46
7.1 Účel chladicího zařízení 46
7.2 Komerčně dostupné jednotky 46
7.2.1 YHAU – CL30EXEL 46
7.2.2 WFC SC 47

7.3 Posouzení ... 48
7.3.1 Ekonomické posouzení ... 48
7.3.2 Technické posouzení ... 49
ZÁVĚR ... 51
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 53
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK ... 55
SEZNAM PŘÍLOH ... 57

ÚVOD

Zajištění žádaného stavu prostředí je podmínkou pro dosažení ideálních výsledku fyzické nebo duševní práce. Dosažení vhodných parametrů je, mimo jiné, možné pomocí dodávky tepla, elektřiny a chladu. Potřeba chladu zaznamenala s rozvojem průmyslu prudký nárůst a její pokrytí je základním požadavkem každého provozu. Způsobů výroby chladu je několik, mezi nejčastěji využívané je řazeno kompresorové chlazení. To je dnes, s ohledem na velký rozsah výkonů zařízení, využíváno ve více než 50 % instalací. Dalším způsobem chlazení je chlazení sorpční. Jeho rozvoj byl podmíněn snahou o využití odpadního tepla, nejen z průmyslových provozů.

U sorpčního chladicí zařízení je využíváno vzájemných fyzikálně-chemických pochodů dvojice pracovních látek, které vedou ke změně jejich fyzikálních vlastností. V praxi jsou nejvíce uplatňována absorpční chladicí zařízení, jejichž hlavní výhodou oproti kompresorovým je nízká hlučnost. Další výhodou absorpčních jednotek je možnost jejich spolupráce s kogeneračními jednotkami v rámci trigenerace. Jelikož se jedná o společnou výrobu tepla, elektřiny a chladu, které je využíváno zvláště v průmyslu a zemědělství, dochází k nárůstu poptávky po těchto zařízeních. Značný podíl má na této skutečnosti i ekonomický aspekt kogenerace, resp. trigenerace, spočívající v různých formách finanční podpory státem.

Návrh a samotná realizace absorpčních zařízení je poměrně náročným procesem, při kterém by mělo být bráno v úvahu spoustu parametrů. Základem je volba vhodné pracovní dvojice látek v oběhu. Teoreticky mohou být vybrány jakékoli dvě látky, které splňují požadavky na funkčnost absorpčního oběhu, v praxi jsou však využívány pouze dvojice voda – LiBr a NH_3 – voda. Každá z těchto dvojic má své výhody a nevýhody a je vhodnější pro jiné aplikace. S tím souvisí i použité materiály a cena absorpčních chladičů, která je, v porovnání s kompresorovými zařízeními několikanásobná.

Cílem této diplomové práce je navrhnou pracovní oběh absorpčního zařízení s chladicím výkonem 30 kW. Dále je pro tento oběh zadáno topné médium, kterým je topná voda o vstupní teplotě 85 °C z kogenerační jednotky na bioplyn. Vzhledem k tomu, že se kogenerační jednotka nachází v zemědělském provozu s pivovarem, a produkce chladu má sloužit k výrobě piva, je dán i požadavek na výstupní teplotu chlazené vody. Ta má nabývat hodnoty 0 °C na výstupu z výparníku.

1 Sorpční chladící zařízení

Chlazení je společně s topením a větráním jedním ze způsobů dosažení ideálních podmínek pro určitou činnost. Jeho aplikace je významnou nejen v obytných budovách, ale hlavně v průmyslu, zvláště potravinářském, chemickém a strojírenském [1,2].

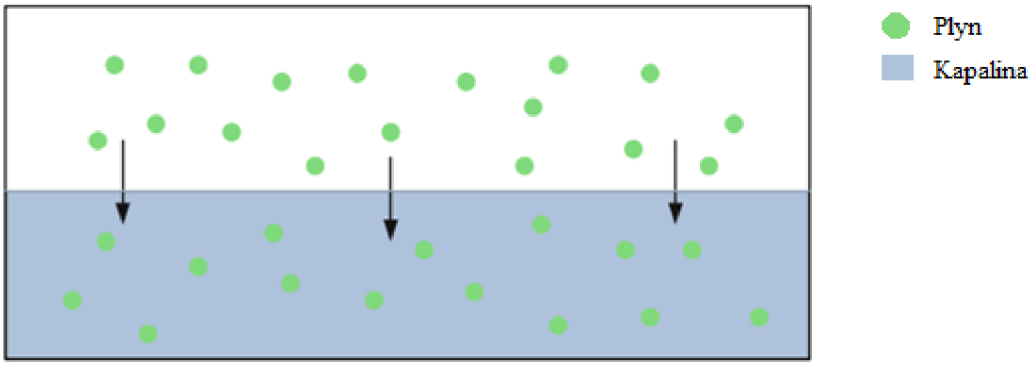
V chladicím zařízením bývá nejčastěji využíváno dvou základních způsobů – kompresorového a sorpčního. Principem obou těchto způsobů je využívání skupenské přeměny pracovní látky, tedy její kondenzace a vypařování. Další mechanismy se různí daným typem zařízení. Pro úspěšné ochlazení okolí musí být zvýšena teplota a tlak par pracovní látky, pomocí kterých je pak jímáno nežádoucí teplo. Právě způsob provedení tohoto kroku je nejpodstatnějším rozdílem mezi danými chladicími systémy.

Zatímco základní kompresorový oběh obsahuje kondenzátor, výparník, expanzní ventil a kompresor poháněný elektrickou energií, sorpční zařízení využívá tepelně-fyzikálních vlastností látek a jejich vzájemné pochody. Mezi tyto tepelné pochody se řadí absorpce, adsorpce, resorpce a difúze [1]. Nejpoužívanějším pochodem je absorpce.

Při výběru chladicích zařízení je důraz kladen na jejich chladicí faktor COP_c, použitá chladiva a jejich vlastnosti, vhodnost aplikace, konstrukci a cenu.

1.1 Princip absorpčního oběhu

Hlavním mechanismem tohoto sorpčního oběhu je absorpce (obr. 1.1), tedy jev, kterým je popisováno pohlcování par chladiva kapalinou (absorbentem). Důležitou podmínkou tohoto procesu jsou rozdílné fyzikální vlastnosti zvolené dvojice látek chladivo – absorbent [3].



Obr. 1.1 Absorpce [3]

Pro absorpční chladící oběh je důležité to, že pracuje ve dvou tlakových úrovních. Tento fakt umožňuje chladivu získávat teplo při nižším tlaku a teplotě a uvolňovat jej při vyšších parametrech [4].

Princip jednostupňového absorpčního oběhu a jeho základní komponenty jsou znázorněny na obr. 1.2. Základní jednostupňový oběh je tvořen šesti hlavními částmi: generátorem[1], výparníkem, kondenzátorem, absorbérem, čerpadlem a škrticím ventilem.

[1] desorbérem

Generátor
Fyzikálním pochodem probíhajícím v generátoru je desorpce. Jedná se o jev vypuzení par chladiva ze směsi za pomoci dodané tepelné energie. To je umožněno rozdílnými fyzikálními vlastnostmi pracovní dvojice látek a konstrukcí tohoto výměníku [1]. Obvykle se jedná o trubkový výměník s dvěma vstupy a třemi výstupy [3].

Na vstup je přiváděna směs absorbentu a chladiva označována jako bohatý roztok. Tento roztok o vysokém tlaku dále odnímá teplo dodané zdrojem a zvyšuje svoji teplotu až na teplotu varu. Vzhledem k rozdílným teplotám varu složek roztoku dochází k evaporaci par chladiva dříve něž absorbentu. Ten je, stále v kapalné fázi, odváděn jako chudý roztok do absorbéru. Páry chladiva s malou příměsí vodní páry o vysoké teplotě a tlaku jsou vedeny oběhem dále [1,3,4].

Kondenzátor
Kondenzátor je výměník, ve kterém dochází ke skupenské přeměně. Chladicí látka odnímá plynnému chladivu teplo, což vede k jeho postupnému zkapalňování. Stává se tak nositelem tepla, které je možné dále využít nebo jej zmařit [1,3].

Podle zvolené chladicí látky lze kondenzátory rozdělit na vzduchem chlazené a vodou chlazené. V případě vzduchem chlazených dochází k ochlazení pomocí ventilátorů, případně další vzduchotechniky. Tento typ využívá pouze citelného tepla vzduchu.

Vodou chlazené kondenzátory mohou být průtočné nebo s chladicí věží. Průtočné, jak již napovídá název, využívají kontinuálního toku kapaliny, jejíž teplota musí být vždy nižší než teplota chladicí látky. Jinou možností je využití chladicích věží. Zde dochází k rozptýlení vody do prostoru věže a jejímu následnému odpaření.

Speciálním případem mohou být odpařovací kondenzátory, které využívá rozdílné vlhkosti vzduchu mezi vstupem a výstupem z kondenzátoru. Tento typ je v praxi využíván u zařízení chlazených amoniakem [5,6].

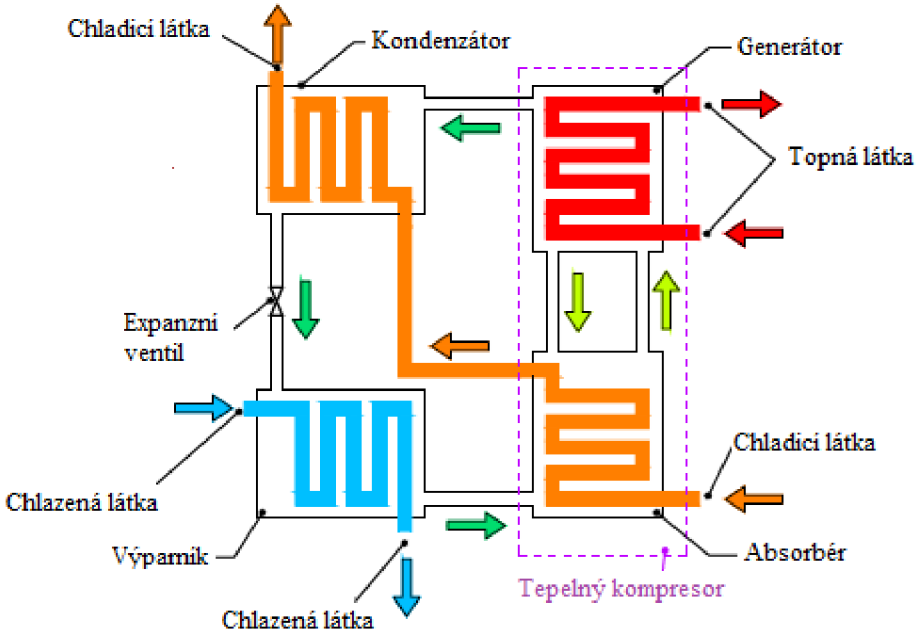
Výparník
Na podobném principu jako kondenzátor pracuje i výparník. Dochází zde ke skupenské přeměně, ovšem za podmínky dodání tepla. Z kondenzátoru je kapalné chladivo odváděno do expanzního ventilu. Zde je této směsi snížen tlak. Do výparníku tedy vstupuje směs chladiva s vysokým obsahem par [3].

Chladivové směsi je prostřednictvím chlazené látky dodáváno teplo, které způsobuje její evaporaci. Chlazená látka je nositelem požadovaného množství chladu pro další aplikace.

Absorbér
Po výstupu z výparníku jsou páry chladiva odváděny do absorbéru. Jedná se o směšovací výměník, ve kterém dochází k absorpci. Společně s plynným chladivem vstupuje do výměníku i chudý roztok. Ten je tvořen absorbentem a malým množstvím chladiva. Podmínkou pro správné smísení je stejný tlak obou medií, z tohoto důvodu prochází chudý roztok expanzním ventilem.

Na základě schopnosti absorpce par chladiva a chudého roztoku vzniká roztok bohatý. K tomuto jevu dochází za uvolňovaní značného tepla [1,2,3]. To je odváděno v takové míře, aby byl roztok neustále udržován ve stavu varu s tendencí k podchlazování [1].

Bohatý roztok je následně přečerpán na vyšší tlakovou úroveň pomocí čerpadla. To je jako jediné zařízení základního absorpčního oběhu závislé na dodávce elektrické energie. Při porovnání s kompresorovým oběhem je však požadované množství elektřiny pro pohon tohoto čerpadla téměř zanedbatelné (do 5 %) [7]. Vysokotlaký roztok následně vstupuje do generátoru [1,3].



Obr. 1.2 Absorpční oběh [9]

Pro zlepšení účinnosti oběhu a snížení požadované hodnoty desorpčního tepla je možné zařadit další tepelný výměník do oběhu roztoků. V tomto zařízení dochází k přenosu tepla mezi teplým chudým roztokem opouštějícím generátor a chladnějším bohatým roztokem. Z tohoto důvodu nejsou takové požadavky na vstupní teplotu topného média.

Různé aplikace absorpčního chladicího zařízení mohou obsahovat další komponenty, jako například rekuperační výměníky a ejektory, nebo znásobit počet již uvedených. Obvykle jsou přidávány další generátory, čerpadla a škrticí ventily. Možná je i kombinace se solárním systémem [1,3,4].

Větší počet těchto součástí vede ke zvýšení účinnosti oběhu, ale i nárůstu požadavků na provozní teplotu systému a celkové náklady. V praxi se využívá převážně jednostupňový a dvoustupňový oběh, jejichž parametry jsou uvedeny v tabulce 1 [1,3].

Tabulka 1 Přehled komponent a provozních rozsahů jednotlivých typů oběhu [3]

Typ oběhu	**Generátor [kus]**	**Rekuperační výměník [kus]**	**Chladící rozsah [tuna]**	**Provozní teplota [° C]**
Jednostupňový	1	(1)	1-100	80-150
Dvoustupňový	2	3	1-1000	120-230
Třístupňový	3	4	nad 1000	150-230

1.2 Účinnost oběhu

Jedním ze základních faktorů ovlivňujících volbu chladicího zařízení je chladicí faktor COP_c. Ten vyjadřuje poměr mezi vyrobeným chladem a dodanou energií podle rovnice (1) [3].

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\sum \dot{Q}_{in} + \dot{W}_p} \tag{1}$$

Kde:

$\dot{Q}_e$ Chladicí výkon výparníku [W]
$\dot{Q}_{in}$ Teplotní toky vstupující do oběhu [W]
$\dot{W}_p$ Práce čerpadla [J]

Hodnota chladicího faktoru absorpčních chladicích zařízení se pohybuje v rozmezí 0,7 – 2,5 [3]. Jeho velikost je ovlivněna stupněm oběhu, zvolenou pracovní dvojicí a parametry. Ekonomičnost a efektivita zařízení se s rostoucím COP_c zlepšuje.

Zvýšení chladicího faktoru je možné i zařazením dalších teplosměnných ploch jako je například rekuperační výměník, rektifikátor, dochlazovač kondenzátu nebo ejektor [7].

1.3 Další typy sorpčních oběhů

Nejrozšířenějším sorpčním chladicím okruhem je absorpční. Existují však i další oběhy, které využívají primárně tepelnou energii za účelem zisku chladu. Tyto způsoby nejsou hojně používány a jejich využití je spíše pro konkrétní aplikace.

Adsopční

Velmi podobný princip jako absorpční oběh využívá oběh adsorpční. Zde dochází k jevu zvaném adsorpce, kdy dochází k navázaní molekul par na pevnou látku. Jako adsorbent (pevná látka) se volí vysoce pórovité materiály, nejčastěji uhlí, silikagel či zeolity. Adsorbátem bývá ve většině případů voda, lze využít i metanol nebo čpavek [1,3,6].

Základní oběh je tvořen adsorbérem, výparníkem a kondenzátorem. Vlivem snížení tlaku dochází ve výparníku k postupné evaporaci vody. Molekuly vodní páry jsou následně navázány na povrch adsorbentu a proces vypařování je pozastaven. Poté dochází k periodické dodávce tepla, která umožňuje desorpci [1,6].

Výhodou tohoto cyklu je jednoduché řešení a v případě využití vody i ekologičnost. Nevýhodou je nízký chladicí faktor pohybující se v rozmezí 0,05 – 0,3 [3].

Resorpční

Princip resorpčního oběhu je stejný jako u oběhu absorpčního. Rozdíl spočívá v hodnotách tlaků, za kterých probíhají fyzikální děje absorpce a desorpce. Zatímco u absorpčního oběhu dochází k vypuzování par chladiva z bohatého roztoku za vyššího tlaku než při absorpci, u resorpčního oběhu se jedná o tlak nižší. Dochází tedy k prohození úrovně pracovních tlaků. V porovnání s klasickým absorpčním oběhem je resorpce efektivnější a hospodárnější. Nicméně konstrukce a realizace samotného projektu je poměrně složitá, a proto je téměř nevyužívaný [1].

Difúzní

Často využívaným sorpčním oběhem je oběh difúzní. Důvodem jeho použití je nízká hlučnost a absence čerpadla, proto je využíván v hotelových chladničkách či v domácnostech. Přečerpání

je zde nahrazeno přidáním třetí látky plynné povahy. Dochází tedy k pronikání par chladiva do atmosféry právě tohoto plynu. V praxi se využívá trojice amoniak – voda – vodík [1,6,8].

Plynný vodík vstupuje do výparníku, kde na sebe naváže páry amoniaku. Tato směs je vedena do plynového výměníku, kde je snížen její tlak před vstupem do absorbéru. Z absorbéru je poté odváděn bohatý roztok a plynný vodík [8].

1.4 Výhody a nevýhody

Volba sorpčních chladicích zařízení nebývá primárně upřednostněna na základě jejich chladicího faktoru. Jejich přednosti jsou hlavně tichý chod a možnost využití odpadního tepla. V tabulce 2 jsou uvedeny výhody a nevýhody absorpčního chlazení oproti kompresorovému chlazení.

Tabulka 2 Výhody a nevýhody absorpčního chlazení

Výhody	Nevýhody
Tichý provoz	Velký požadavek na dodávku tepla
Využití odpadního tepla	Vysoké pořizovací náklady
Dobrá životnost	Složitější konstrukce
Nižší spotřeba elektrické energie	Větší rozměry a hmotnost
Spolehlivost	Nižší účinnost
Přírodní chladiva	

2 Pracovní média

Základním prvkem k zajištění správné funkce chladicího zařízení je volba pracovní dvojice látek chladivo – absorbent. Základní požadavky při jejich výběru jsou následující:

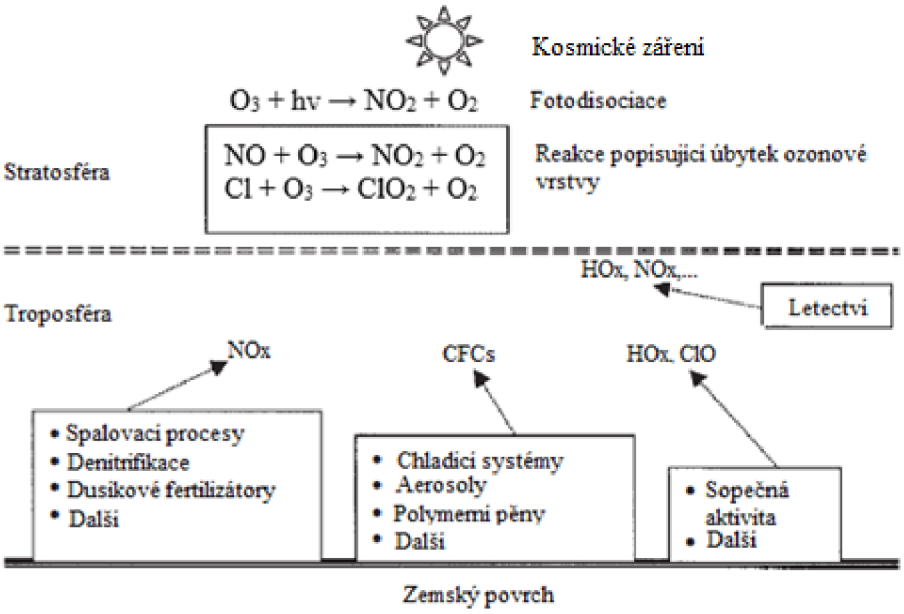
- Významný rozdíl teplot varu obou médií
- Dobrá mísitelnost s malým směšovacím teplem v celém pracovním rozsahu
- Vhodná závislost stavových parametrů
- Zeotropní směs

Vzhledem k méně častému využití sorpčního chlazení v porovnání s kompresorovým, efektivnosti využití pracovních dvojic a složitosti pracovního cyklu jsou v průmyslové praxi využívány dvě pracovní dvojice: NH_3 – voda a voda – LiBr. Jejich použití je víceméně dáno požadovanou teplotou chlazené látky, případně chladicím výkonem.

2.1 Chladivo

Látkou, která prochází celým sorpčním oběhem, je chladivo. První chladiva začala být průmyslově používána již v 19. století, kdy se jednalo o přírodní látky jako je ethan, voda, amoniak a vzduch. Následný vývoj těchto pracovních látek vedl k používání chladiv skupin CFC, HCFC a HFC, jež byla pro chladicí zařízení revoluční.

Velkým problémem chladicích látek je jejich negativní dopad na životní prostředí. Na základě vědeckých výzkumů v druhé polovině 20. století byl prokázán škodlivý vliv některých látek na ozonovou vrstvu (obr. 2.1). Z tohoto důvodu byla zavedena legislativa týkající se používání těchto látek, jejíž základ je ukotven v Montrealském protokolu. Ten omezuje používání chladiv na bázi chlóru a dalších halogenvodíků.



Obr. 2.1 Vliv škodlivin na ozonovou vrstvu [8]

Negativní účinky jednotlivých skupin chladiv na životní prostředí jsou vyjadřovány pomocí *Ozone Depletion Potencial* (*ODP*) a *Global Warming Potencial* (*GWP*). Hodnota *ODP* vyjadřuje míru škodlivosti daného chladiva vzhledem k ozonové vrstvě vztaženou k referenční hodnotě 1, odpovídající chladivu R11. Chladivo může být používáno v případě, že je jeho *ODP* rovno nule [6,8].

Global Warming Potencial určuje, o kolik více se plynné chladivo podílí na skleníkovém efektu, než oxid uhličitý. Jeho hodnota je stanovena v časovém horizontu sta let a je významně ovlivněna radiačními schopnostmi dané látky.

2.1.1 Amoniak

Amoniak je bezbarvá látka volně se vyskytující v přírodě v plynné formě. Běžný je i v kapalném skupenství jako vodný roztok. Pro své fyzikální vlastnosti je charakterizován jako toxický a zdraví škodlivý. V plynné formě poškozuje dýchací cesty, v kapalné formě může způsobit poleptání pokožky nebo omrzliny [10,11].

Z fyzikálního hlediska se jedná o toxickou, mírně hořlavou látku štiplavého zápachu, lehčí něž vzduch. Mezi jeho přednosti se řadí výborné termodynamické vlastnosti a dobrá rozpustnost ve vodě. Těchto poznatků je využíváno v chladicí technice. Vhodné jsou i hodnoty *ODP* a *GWP*. Základní vlastnosti amoniaku jsou uvedeny v tabulce 3.

Při manipulaci s amoniakem je doporučené užívat ochranné pomůcky a dbát bezpečnosti práce. Nutné je zamezit jeho kontaktu se vzduchem, s ohledem na skutečnost, že vzduch a amoniak o koncentraci v rozmezí 16 – 25 % tvoří výbušnou směs [8].

Tabulka 3 Vybrané vlastnosti amoniaku při atmosférickém tlaku [6,10]

Teplota varu	-33 ° C
Teplota tání	-77 ° C
Hustota	0,86 kg· m^{-3}
Molární hmotnost	17,03 g· mol^{-1}
Horní mez výbušnosti	28 %
Dolní mez výbušnosti	16 - 25 %
Rozpustnost ve vodě při 0 °C[2]	1 176 g/100 ml
Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	2,18 kJ· kg^{-1}·K^{-1}
Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	1,69 kJ· kg^{-1}·K^{-1}

V chladicí technice se amonné chladivo vyskytuje pod označením R 717. Další využití této látky je například v zemědělství, kde je součástí hnojiv.

2.1.2 Voda

Voda je základní sloučeninou potřebnou pro život. Její množství, dostupnost a dobré fyzikální vlastnosti vedly k jejímu použití nejen v průmyslu. V chladicí technice je voda využívána jako chladivo i absorbent. Její funkce je stanovena na základě druhé pracovní látky a požadované teploty chlazení. V přírodě se vyskytuje ve třech skupenstvích – pevném, plynném a kapalném. Jedná se o bezbarvou, netoxickou látku s velmi dobrými tepelnými vlastnostmi. Výhodou vody oproti ostatním látkám je její snadná dostupnost, cena, dobré vlastnosti za normálních podmínek [1].

Tabulka 4 Vybrané vlastnosti vody při atmosférickém tlaku [10]

Teplota varu	100 ° C
Teplota tání	0 ° C
Hustota	1 000 kg· m^{-3}
Molární hmotnost	18,02 g· mol^{-1}
Měrná tepelná kapacita	4 180 J· kg^{-1}·K^{-1}

[2] S rostoucí teplotou klesá rozpustnost NH_3 ve vodě

2.2 Absorbent

Látka obíhající v kapalném skupenství mezi absorbérem a generátorem se nazývá absorbent. Základní vlastností tohoto média je schopnost dobře pohlcovat a vypuzovat páry chladiva. Z tohoto důvodu je jako absorbent volena vždy ta látka z pracovní dvojice, která má vyšší teplotu varu.

Absorbent je obsažen ve dvou roztocích vyskytujících se v oběhu – bohatém a chudém. Bohatý roztok vzniká v absorbéru pohlcením par chladiva absorbentem. Dochází k nasycení kapalné látky párami chladiva. Bohatý roztok je následně přečerpán na vyšší tlakovou úroveň pomocí oběhového čerpadla.

Chudý roztok vzniká vlivem dodání tepla do generátoru. To způsobí nárůst teplot pracovních médií a následný var. Z absorbentu jsou vypuzovány páry chladiva, které jsou odváděny do kondenzátoru. Generátor opouští chudý roztok, který obsahuje převážně čistý absorbent a malý podíl kapalného chladiva [1,3].

Bromid lithný

Bromid lithný je sůl vzniklá chemickou reakcí mezi kyselinou bromovodíkovou a uhličitanem lithným. Jedná se o bílou, žíravou sloučeninu dobře rozpustnou ve vodě. S ohledem na velice dobré hygroskopické schopnosti je využíván v chladicích a klimatizačních jednotkách [1,3]. Nevýhodou této soli jsou značné korozivní schopnosti, zvláště ve spojení s kyslíkem. Zvýšení životnosti daného materiálu je možné docílit použitím různých inhibitorů nejčastěji na bázi molybdenu [7]. Dříve byl využíván při léčbě psychických chorob [1,3].

Tabulka 5 Vybrané vlastnosti amoniaku při atmosférickém tlaku [10]

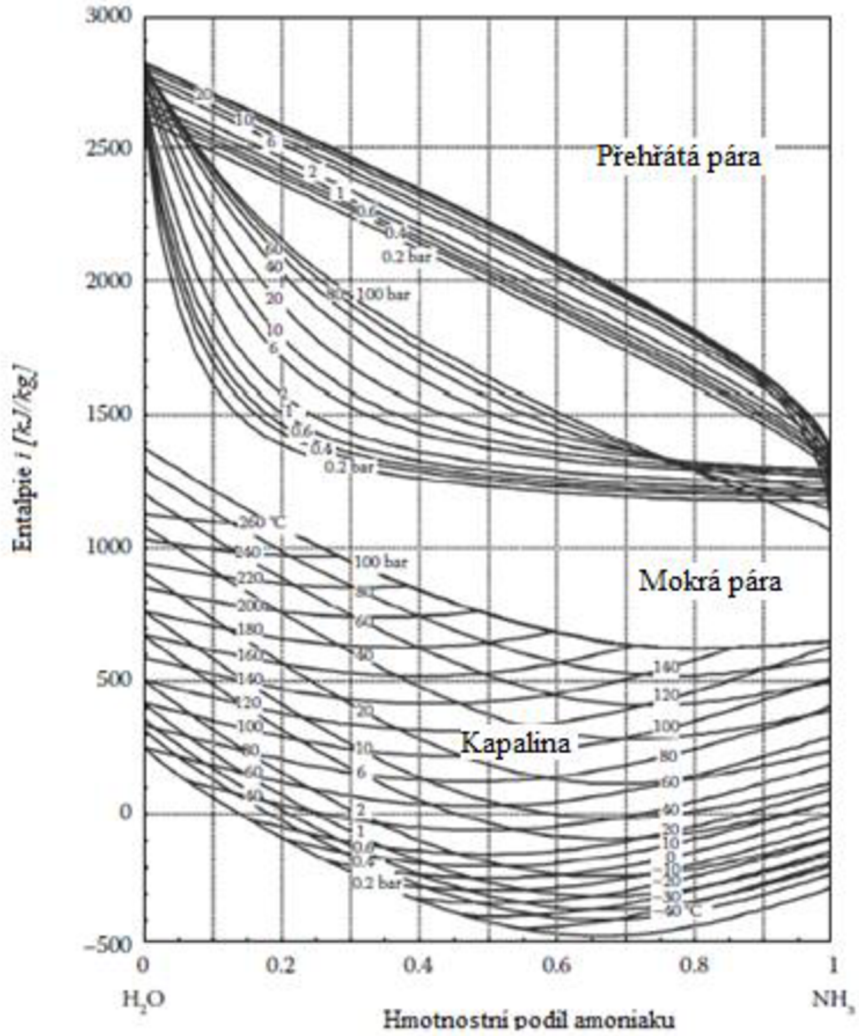
Teplota varu	1265 ° C
Teplota tání	550 ° C
Hustota	3,46 g· cm^{-3}
Molární hmotnost	86,85 g· mol^{-1}
Rozpustnost ve vodě při 4 °C[3]	1 176 g/100 ml

2.3 Pracovní oběhy

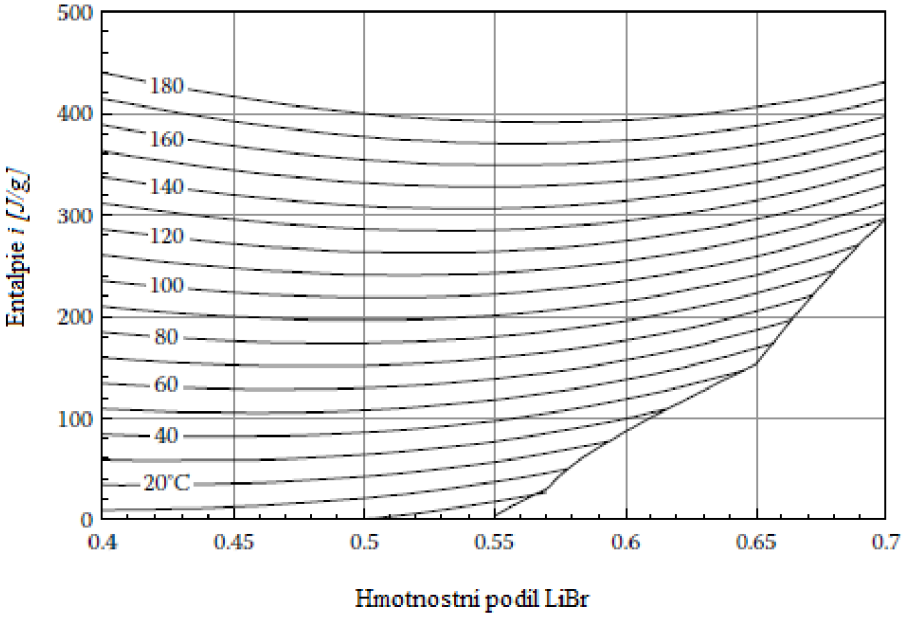
Volba pracovní dvojice absorpčního oběhu je podmíněna mnoha faktory. Ať už se jedná o konkrétní aplikaci, požadavek na teplotu chlazené vody, vstupní parametry topné vody či zdravotní nezávadnost pracovních látek.

Pro grafické znázornění pracovního cyklu daných pracovních dvojic jsou využívány diagramy vyjadřující vzájemnou závislost mezi entalpií a hmotnostním podílem chladiva tzv. $h - X$[4] diagramy. Na obr. 2.2 je zobrazen průběh médií pro oběh NH_3 – voda. Osa y vyjadřuje entalpii daného stavu, ose x náleží hodnota hmotnostního podílu amoniaku. Ta se mění s ohledem na to, zda se jedná o bohatý nebo chudý roztok či koncentrované chladivo. Celý diagram je rozdělen na oblast kapaliny, mokré a přehřáté páry s příslušnými izobarami a izotermami. Obr. 2.3 znázorňuje diagram pro pracovní dvojici voda – LiBr.

[3] S rostoucí teplotou roste rozpustnost LiBr ve vodě
[4] V české literatuře je používáno označení ξ [1]



Obr. 2.2 h – X diagram pracovní dvojice amoniak – voda [upraveno z 4]

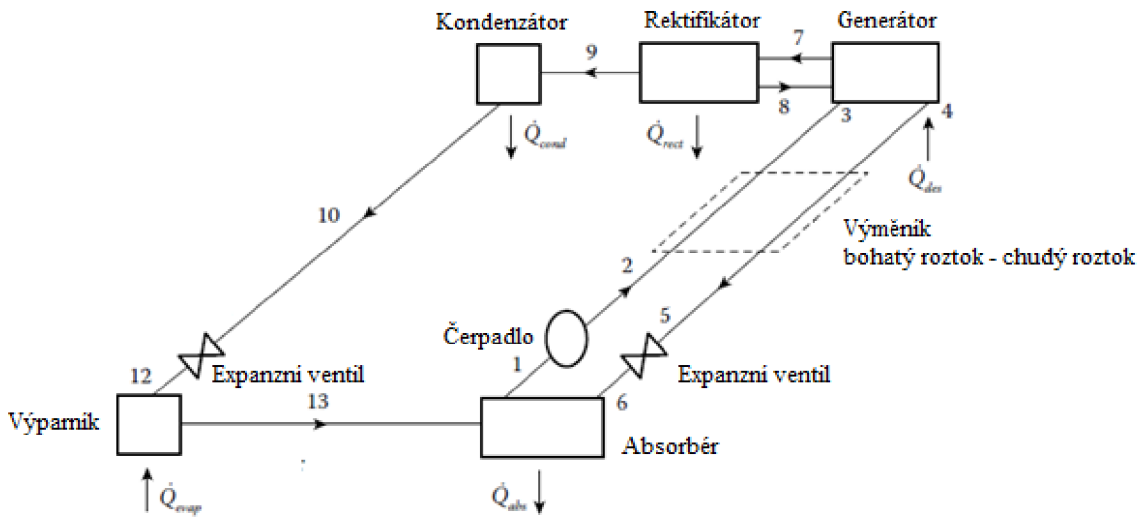


Obr. 2.3 h – X diagram pracovní dvojice voda – LiBr [4]

2.3.1 NH_3 – voda

V případě požadavků na teplotu chlazené látky na nebo pod 0 °C jsou používána absorpční chladicí zařízení s pracovní dvojicí amoniak – voda. Požadované teploty chlazené látky lze dosáhnout na základě fyzikálních vlastností čpavku, kdy je jeho teplota vypařování za normálních podmínek – 33 °C.

Z důvodu relativně blízkých tlaků vypařovaní obou médii dochází v generátoru ke smísení par vody a amoniaku. Výsledná směs odcházející do kondenzátoru obsahuje přibližně 5 % vodní páry, která je nežádoucí. Ta je odstraňována v rektifikátoru umístěným za generátorem (obr. 2.4). Rektifikátor je zařízení, ve kterém dochází k částečné kondenzaci par a odloučení vzniklého kondenzátu. Vodní pára kondenzuje při rozdílné teplotě než amoniak, k jejímu zkapalnění dojde tedy dříve. To umožňuje její odvod ze separátoru. S vodou odchází i malé množství kapalného chladiva [7, 8].



Obr. 2.4 Absorpční oběh amoniak – voda [8]

Z konstrukčního hlediska jsou chladicí zařízení amoniak – voda kompaktnější než voda – LiBr, a to z důvodu použití menších dimenzí trubek s ohledem na tepelně-fyzikální vlastnosti daných látek. Rizikem těchto zařízení je koroze. Z tohoto důvodu je velice nevhodným materiálem měď. Obvyklým materiálem je ocel, případně nerezová ocel [8].

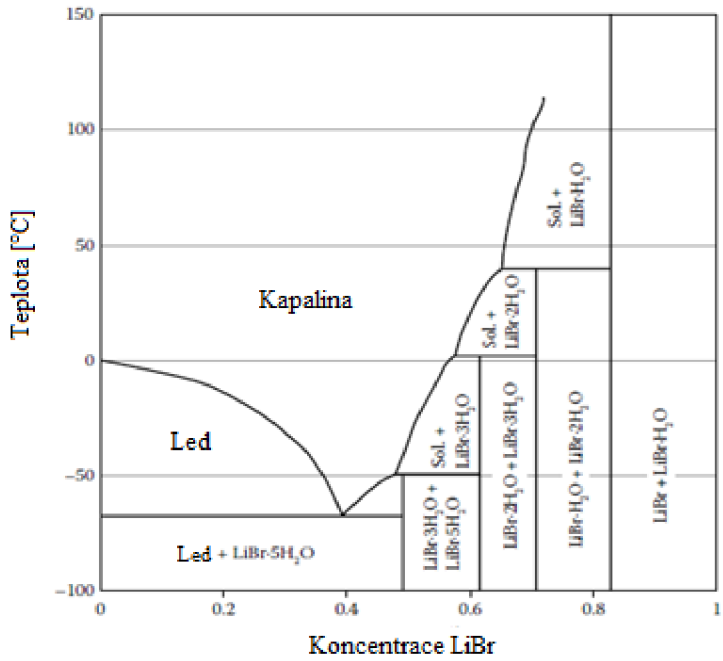
2.3.2 Voda – LiBr

Na základě velmi rozdílných teplot varu a netoxických vlastností látek je v chlazení často využíván absorpční oběh voda – bromid lithný. Voda je z pohledu fyzikálních vlastností velmi dobrým chladivem a její velkou výhodou je její cena a dostupnost. Při normálních podmínkách je její teplota tuhnutí 0 °C a teplota varu 100 °C. S ohledem na možnou nežádoucí skupenskou změnu je nejnižší teplota vypařování v cyklu 4 °C [8].

Roztok soli bromidu lithného s teplotou varu 1265 °C a ideálním hmotnostním podílem $X = 0{,}65$ je v tomto oběhu absorbentem. Velký rozdíl teplot varu obou použitých látek zajišťuje, že plynný produkt vznikající při desorpci bude tvořen vodou. Není tedy nutné zajistit odstranění par absorbentu.

Z konstrukčního hlediska je dbáno na hodnotu pracovního tlaku, která má významný vliv na provedení zařízení. Pracovní tlak oběhu voda – LiBr je dán parametry páry chladiva a požadované teploty chladicí vody, jeho hodnota by však neměla klesnout pod 0,2 MPa.

Jelikož je absorbentem sůl chemické sloučeniny, hrozí nežádoucí krystalizace. Ta nastává v případě překročení meze rozpustnosti, která je dána teplotou a tlakem roztoku. Nejvýznamněji je ovlivňována hmotnostním podílem bromidu lithného v roztoku. Z fázového diagramu na obr. 2.5 lze určit, že po překročení hodnoty X = 0,5 dochází k prudkému nárůstu podílu pevné složky v roztoku. S ohledem na to, že krystalizaci nelze plně zamezit, je nutné provádět údržbu potrubí a armatur absorbentu a s ní spojené náklady a odstávky [8].



Obr.2.5 Fázový diagram roztoku bromidu lithného [4]

2.3.3 Srovnání používaných pracovních oběhů

Používané pracovní dvojice látek absorpčního oběhu se volí vždy podle požadovaných parametrů chlazení a vhodnosti aplikace. S ohledem na tepelně-fyzikální vlastnosti látek, konstrukci zařízení a teplotu chlazené látky je lze porovnat dle tabulky 6.

Tabulka 6 Srovnání pracovních dvojic absorpčních oběhů

	NH_3 – voda	**voda – LiBr**
Rozdíl teplot médií	Malý	Velký
Obsah vody v páře chladiva	Kolem 5 %	Není
Toxicita	Vysoká	Relativně nízká
Rozměry	Malé	Velké
Rizika	Koroze	Koroze, Krystalizace

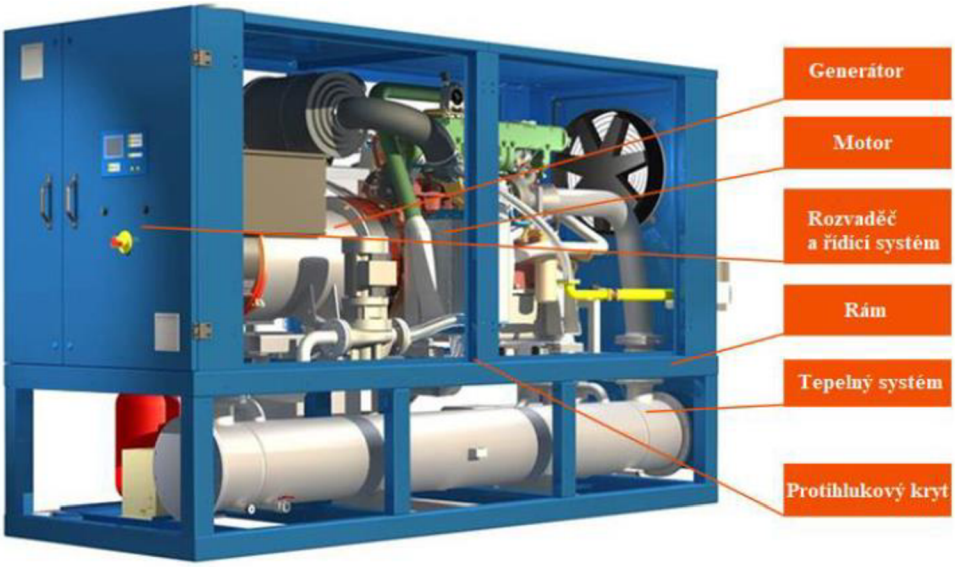
3 Trigenerace

Současný trend dekarbonizace v energetice vede k rozvoji a preferenci jiných technologií. Významnou roli mezi těmito zdroji hrají kogenerační jednotky. Ty jsou podporovány pro svoji vysokou účinnost a efektivitu. Pojem kogenerace označuje současnou výrobu elektřiny a tepla a její využití je hlavně v průmyslu. Průmysl je velkým odběratelem nejen tepla a elektřiny, ale i chladu. Efektivním se ukázalo spojení kogenerační jednotky s absorpční chladicí jednotkou do tzv. trigenerační jednotky.

3.1 Kogenerační jednotky

Kogenerační jednotky jsou součástí celkového systému dodávky energií nazývaného kogenerační systém. Na základě výroby primární energie se dělí na horní a dolní kogenerační systémy. Horní kogenerační systém využívá jako primární energii tepelnou. Dolní kogenerační systém je typický pro energii elektrickou. U této varianty je možné využít odpadní teplo vzniklé při výrobě elektřiny mnohem efektivněji něž u horního kogeneračního systému [12].

Důležitým faktorem kogenerace je volba paliva jednotky. V České republice jsou nejčastěji využívána plynná paliva, převážně zemní plyn, LPG a bioplyn. Vhodné palivo je voleno na základě jeho výhřevnosti, dostupnosti, bezpečnosti a ceny [13].



Obr. 3.1 Kogenerační jednotka [13]

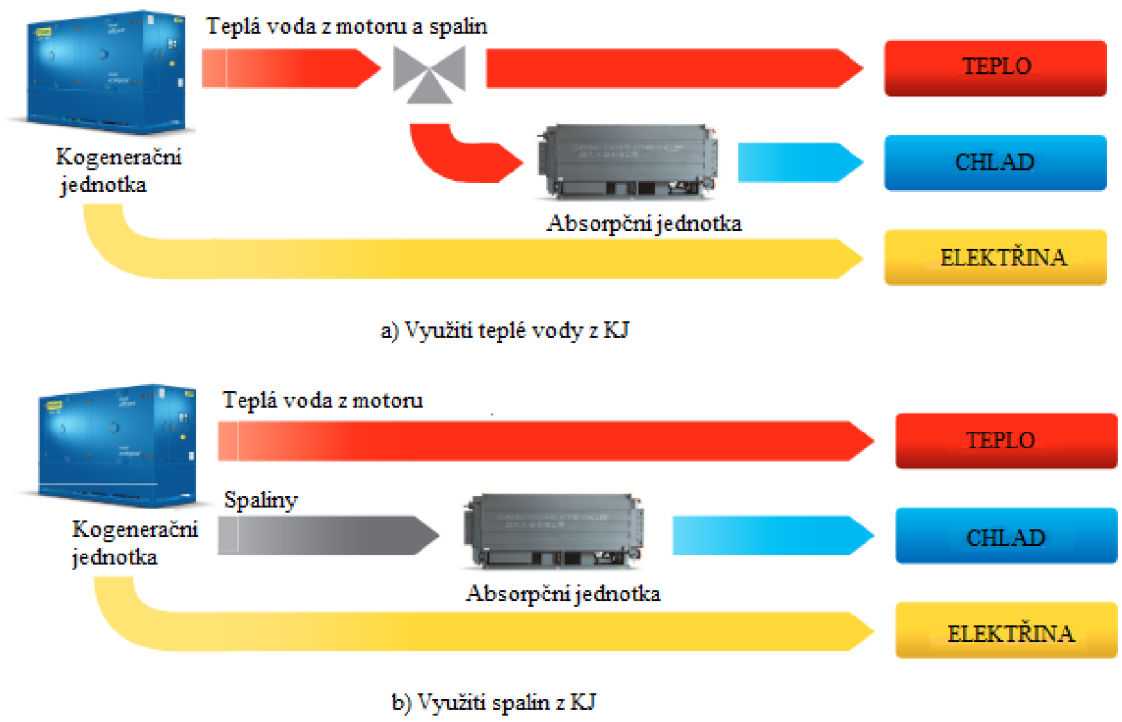
Z konstrukčního hlediska je kogenerační jednotka tvořena čtyřmi základními komponenty v různých provedeních. Jedná se o zařízení pro úpravu primárního zdroje energie, primární jednotku, zařízení pro výrobu a úpravu elektrické energie, a zařízení pro rekuperaci tepla [12].

Proces výroby elektřiny a tepla je zahájen vstupem paliva do zařízení na jeho úpravu. Zde dochází k zušlechtění daného paliva, jeho homogenizaci či upravení podílu jednotlivých prvků látky. Upravené palivo následně vstupuje do primární jednotky, kde jeho spalováním dochází k uvolnění primární, elektrické energie. Ta je upravena dle požadavků spotřebitele a odváděna do sítě. Sekundární energie, ve většině případů tepelná, je v tepelném výměníku předána teplosměnnému médiu k dalšímu využití. Část tohoto tepla je možné využít pro výrobu chladu.

Velmi podstatným zařízením kogenerační jednotky je primární jednotka. Ta může být zastoupena spalovacím motorem, plynovou turbínou, parní turbínou a palivovým článkem, zajímavým řešením se jeví organický Rankinův – Clausiův cyklus. Nejvyužívanějším uspořádáním je spalovací motor s generátorem [12,13,14].

3.2 Trigenerační jednotky

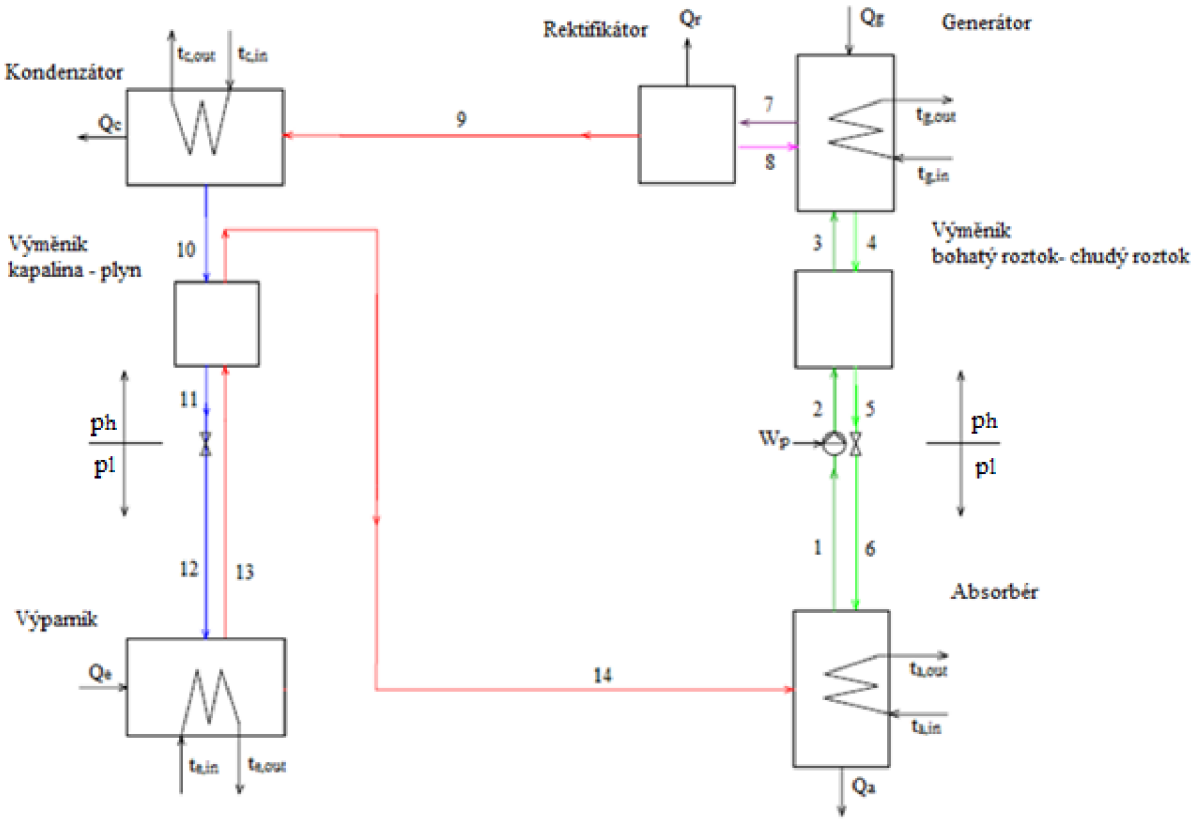
Pojem trigenerace označuje společnou výrobu elektřiny, tepla a chladu. Výroba chladu může využívat dvě vstupní média, a to spaliny nebo teplou vodu z kogenerační jednotky (obr. 3.2). Instalace s topnou vodu je výhodná pro kombinovaný provoz, kdy v zimě je potřeba tepla a v létě potřeba chladu. Pro celoroční potřebu chladu i tepla je vhodnější varianta využívající teplo spalin [15].



Obr. 3. 2 Schéma trigenerace

4 Návrh pracovního cyklu

Cílem diplomové práce je navrhnout chladicí oběh pracovního cyklu s požadavky na výstupní teplotu chlazené vody z výparníku 0 °C, teplotu topné vody vstupující do generátoru, která je 85 ° C, a chladicí výkon 30 kW. Na základě těchto parametrů byl zvolen jednostupňový oběh amoniak – voda (obr. 4.1) včetně tepelného výměníku v oběhu chudého a bohatého roztoku, rektifikátoru a výměníku kapalina – plyn zařazeného za kondenzátorem.



Obr. 4. 1 Schéma absorpčního oběhu

Celý oběh je rozdělen na 14 pracovních bodů lišících se různou hodnotou základních veličin jako jsou teplota, tlak a koncentrace. Všemi těmito větvemi obíhá amoniak o různé koncentraci a různé skupenské fázi. Z generátoru vystupuje plynná směs, které je následně upraven hmotnostní podíl amoniaku v rektifikátoru. Dále je stále plynné chladivo zkapalněno v kondenzátoru, odkud již odchází kondenzát. Teplota tohoto kondenzátu je natolik vysoká, že je možné ji dále využít v rekuperačním výměníku, kde kondenzát předá teplo plynnému chladivu z výparníku. S ohledem na rozdílné fáze a tlak, a tím danou měrnou tepelnou kapacitu, jsou obě média (kapalina a plyn) ochlazena nebo ohřáta o jiné ΔT.

Pracovní body 1-6 popisují oběh bohatého a chudého roztoku. Jedná se o směsi chladiva a absorbentu o rozdílné koncentraci NH_3, teplotě a tlaku. Oběh roztoků prochází zařízeními, která mohou být označena jako tepelný kompresor. Při návrhu pracovních bodů popisující tepelný kompresor jsou předpokládány následující vztahy:

$$T_3 < T_4$$
$$T_1 < T_6$$
$$X_r = X_3 = X_8$$

Jednotlivé proudy primárního chladiva navrhovaného oběhu jsou popsány v tabulce 7.

Tabulka 7 Popis proudů médií

Označení proudu	**Médium**
1, 2, 3	Bohatý roztok
4, 5, 6	Chudý roztok
7	Plynné chladivo o koncentraci NH_3 X_7 = 0,975 s podílem vodní páry
8	Sytá kapalina
9, 13, 14	Plynné chladivo o koncentraci NH_3 X = 0,996
10, 11, 12	Kapalné chladivo o koncentraci NH_3 X= 0,996

Zajištění funkčnosti zařízení je podmíněno i volbou sekundárních pracovních látek. Nejčastěji se jedná o snadno dostupná, levná a nezávadná média, jejichž cílem je přenášet odebrané nebo dodané teplo primárních pracovních látek. V navrhovaném absorpčním cyklu je tedy teplo dodáváno teplou vodou do generátoru a chlazenou směsí vody a 10 % propylenglykolu do výparníku. Odebírané teplo je pomocí chladicí látky, v tomto případě vzduchu, odevzdáváno v kondenzátoru. Absorbér a rektifikátor jsou chlazeny studenou vodou. Jelikož je zdrojem tepla topná látka z kogenerační jednotky, je předpokládána sezónní výroba chladu v letních měsících, a tím tedy určená teplota vzduchu na vstupu do absorpčního zařízení na t_{vzduch} = 35 °C.

Návrh absorpčního chladicího cyklu vychází z bilančního výpočtu hmotnostních toků a entalpií jednotlivých stavů. Pro jejich určení byly na základě zadání, literatury [1,4] a konzultace s vedoucím zvoleny vhodné hodnoty veličin. Následně byl proveden výpočet v MS Excel pomocí zdroje [16] a $h - X$ diagramu. Návrh předpokládá následující zjednodušení výpočtu:

- Oběh je ideální.
- Nedochází k akumulaci látky
- Škrcení je izoentalpický děj.
- Oběh pracuje ve dvou tlakových úrovních – nedochází k tlakovým ztrátám.
- Tepelné zisky z okolí a ztráty do okolí jsou zanedbatelné.
- V oběhu se nachází sytá kapalina a pára.

4.1 Zvolené pracovní parametry

Celý absorpční oběh pracuje ve dvou tlakových úrovních. Ty se stanovují na základě teplot v částech oddělených expanzním ventilem. V tomto případě se jedná o teplotu na výstupu z kondenzátoru t_{10} a teplotu na vstupu do výparníku t_{12}. Výsledné tlaky p_l a p_h by se měly podle literatury [1,2] pohybovat v rozmezí 2 – 20 barů. Pracovní tlaky lze získat pomocí knihovny Coolprop nebo odečtem z tepelného diagramu čpavek – voda.

Pro jejich určení byly zvoleny teploty směsi amoniaku o stejné koncentraci X a rozdílných teplotách v dané tlakové úrovni. Hodnota nižší tlakové úrovně p_l vychází ze zvolené teploty kondenzátu na vstupu do výparníku T_{12} = -10 °C. Horní tlaková úroveň p_h se řídí teplotou kondenzátu na výstupu z kondenzátoru T_{10}. Tyto teploty vycházejí z výpočtů absorpčního cyklu uvedených v [4] a teploty venkovního vzduchu použitého k chlazení kondenzátoru.

$$p_l = f(T_{12}; X; q = 0) \tag{2}$$

$$p_h = f(T_{10}; X; q = 1) \tag{3}$$

Výsledné tlaky, vycházející z rovnic (2) a (3), jsou p_l = 2,9 barů a p_h = 15,6 barů. Pro stanovení dalších pracovních parametrů jsou v tabulkách 8, 9, 10 uvedeny zvolené hodnoty jednotlivých veličin.

Tabulka 8 Volené hodnoty teplot ve °C

Popis	**Hodnota v °C**
Teplota kondenzátu na výstupu z kondenzátoru t_{10}	40,0
Teplota kondenzátu na vstupu do výparníku t_{12}	-10,3
Teplota bohatého roztoku na výstupu z absorbéru t_1	56,7
Teplota chudého roztoku na výstupu z generátoru t_4	84,0
Teplota směsi na výstupu z generátoru t_7	80,0

Tabulka 9 Volené rozdíly teplot jednotlivých komponent v K

Popis	**Hodnota v K**
Ohřev ve výměníku bohatý roztok – chudý roztok $\Delta T_{shx,r}$	15
Ochlazení chladicí vody v rektifikátoru ΔT_{rf}	10
Ohřátí páry ve výměníku kapalina – voda ΔT_v	20

Tabulka 10 Volené hodnoty koncentrace (dle [1, 3])

Popis	**Hodnota**
Koncentrace chladiva *X* v bodech 9,10,11,12,13,14	0,996

4.2 Výpočet pracovních parametrů

Každý pracovní bod je stanoven minimálně dvěma parametry. Nejčastěji se jedná o kombinaci tlaku a teploty nebo koncentrace. Výpočet zbývajících parametrů byl proveden v MS Excel podle [16] a je součástí přílohy práce.

Uvedené vzorce pro vyjádření vlastností daného stavu předpokládají amoniak o koncentraci *X* a X_7. Jejich výpočet je dán pomocí parametrů určených z výpočtových hodnot označených indexem 0. Podmínkou pro jejich použití je hranice horního tlaku p_h, která nesmí přesáhnout hodnotu 30 bar.

Teplota bodu záleží na jeho tlaku a oblasti, ve které se nachází. Výpočet pro kapalnou látku je dán rovnicí (3), teplota plynné fáze je dána rovnicí (4).

$$T(p,x) = T_0 \sum_i a_i (1-x)^{m_i} \left[\ln\left(\frac{p_0}{p}\right)\right]^{n_i} \tag{3}$$

$$T(p,y) = T_0 \sum_i a_i (1-y)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln\left(\frac{p_0}{p}\right)\right]^{n_i} \tag{4}$$

Kde:

x	Molární koncentrace kapalné fáze
y	Molární koncentrace plynné fáze
T_0	Výpočtová teplota, pro kterou jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i; T_0 = 100 K
p_0	Výpočtový tlak, pro který jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i ; p_0 = 2 MPa
a_i, m_i, n_i	Parametry uvedeny v [16]

Znalost teploty a koncentrace jednotlivých pracovních bodů vede k vyjádření entalpie tohoto bodu. Rovnice (5) vyjadřuje její velikost v oblasti kapaliny, rovnice (6) v oblasti páry.

$$h_L(T,x) = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T}{T_0} - 1\right)^{m_i} x^{n_i} \tag{5}$$

Kde:

h_0	Výpočtová entalpie, pro kterou jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i; h_0 = 100 kJ·kg^{-1}
T_0	Výpočtová teplota, pro kterou jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i; T_0 = 273,16 K

$$h_G(T,y) = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)^{m_i} (1-y)^{\frac{n_i}{4}} \tag{6}$$

Kde:

h_0	Výpočtová entalpie, pro kterou jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i; h_0 = 1000 kJ·kg^{-1}
T_0	Výpočtová teplota, pro kterou jsou stanoveny parametry a_i, m_i a n_i; T_0 = 324 K

Na základě uvedených rovnic lze pomocí řešitele zjistit molární koncentraci stavu 8. S ohledem na to, že ostatní výpočty pracují s hmotnostními koncentracemi daných látek, byla tato koncentrace přepočtena dle rovnice (7).

$$X = \frac{x_i \cdot M_{NH_3}}{x_i \cdot M_{NH_3} + (1 - x_i) \cdot M_{\mathrm{H2O}}} \tag{7}$$

Kde:

X	Hmotnostní koncentrace
x	Molární koncentrace
M_{NH3}	Molární hmotnost amoniaku M_{NH3} = 0,017 kg·mol^{-1}
M_{H2O}	Molární hmotnost vody M_{H2O} = 0,018 kg·mol^{-1}

4.3 Přehled pracovních bodů absorpčního cyklu

Tabulka 11 obsahuje teplotu, tlak, koncentraci a entalpii všech pracovních bodů zvoleného cyklu.

Tabulka 11 Pracovní body absorpčního cyklu

Bod	Tlak *p* [Pa]	Teplota *t* [°C]	Koncentrace *X*	Entalpie *h* [kJ·kg^{-1}]
1	290000	56,7	0,5056	3,06
2	1560000	57,0	0,5056	3,06
3	1560000	72,0	0,5056	76,72
4	1560000	84,0	0,3949	133,6
5	1560000	65,0	0,3949	43,3
6	290000	64,7	0,3949	43,3
7	1560000	80,0	0,9789	1440,3
8	1560000	80,0	0,5056	116,2
9	1560000	58,8	0,9960	1364,1
10	1560000	40,0	0,9960	186,96
11	1560000	35,7	0,9960	165,46
12	290000	-10,3	0,9960	165,46
13	290000	24,3	0,9960	1334,1
14	290000	44,3	0,9960	1355,6

5 Bilanční výpočet absorpčního oběhu

Základní absorpční oběh je obecně určen třemi bilančními rovnicemi [1]. V případě zařazení rektifikátoru přibývá jedna látková bilanční rovnice. Rovnice vyjadřují vzájemný vztah mezi hmotnostními průtoky, koncentracemi a energiemi. Energetická rovnice celého absorpčního oběhu je popsána rovnicí (8). Ta vyjadřuje rovnost mezi přivedenou energií, elektrickou $\dot{W}_p$ a tepelnou do generátoru $\dot{Q}_g$ a do výparníku $\dot{Q}_e$, a energií odvedenou z kondenzátoru $\dot{Q}_c$ absorbéru $\dot{Q}_a$ a rektifikátoru $\dot{Q}_r$.

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p = \dot{Q}_a + \dot{Q}_c + \dot{Q}_r \tag{8}$$

Výpočet hmotnostních a teplených toků je vyjádřen pomocí dvou formulací zákona zachování energie uvedeného v rovnicích (9) a (10). Rovnice (9) vyjadřuje tepelný tok jako součin měrné tepelné kapacity, hmotnostního toku a rozdílu teplot.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \tag{9}$$

Rovnice (10) vyjadřuje tepelný tok jako součin hmotnostního toku a rozdílu entalpií stavu před a za výměníkem.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \tag{10}$$

Stanovení všech hmotnostních toků cyklu lze vyjádřit zavedením veličiny *f* a *f-1* vyjadřující obíhající množství bohatého nebo chudého roztoku podle rovnice (11). Tato rovnice je založena na vzájemném vztahu koncentrací jednotlivých látek uvedených v tabulce 11.

$$f = \frac{X - X_p}{X_r - X_p} \tag{11}$$

Výpočet veličin *f* pro absorbér a f_7 pro generátor:

$$f = \frac{X - X_p}{X_r - X_p} = \frac{0{,}996 - 0{,}395}{0{,}506 - 0{,}395} = 5{,}43$$

$$f_7 = \frac{X_7 - X_p}{X_r - X_p} = \frac{0{,}979 - 0{,}395}{0{,}506 - 0{,}395} = 5{,}28$$

Na základě rovnice (11) je vztah mezi hmotnostním průtokem, koncentrací a veličinou *f* vyjádřen podle rovnice (12) případně (13).

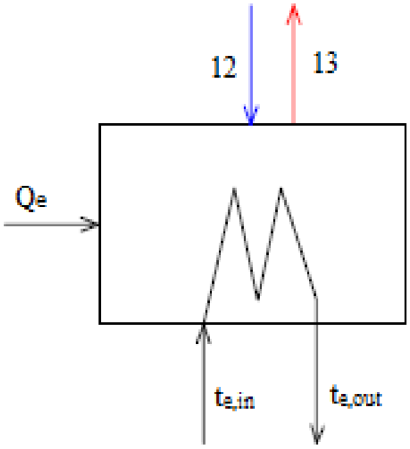
$$f = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}} \tag{12}$$

$$f - 1 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \tag{13}$$

5.1 Výparník

Výparník je tepelný výměník, ve kterém dochází ke skupenské přeměně. Vstupuje sem zkondenzovaný roztok amoniaku o hmotnostním průtoku $\dot{m}_{12}$, který zde změní své skupenství na plynné. Plynné chladivo o hmotnostním průtoku $\dot{m}_{13}$ je z výparníku odváděno směrem k tepelnému výměníku kapalina – plyn, kde vzrostou parametry média. Tato hmotnostní bilance je vyjádřena rovnicemi (14) a (15), a zobrazena na obr. 4.2. Druhým médiem vstupujícím do výparníku je chlazená směs vody a propylenglykolu o výstupu $t_{e,out}$ = 0 °C. Důvodem použití propylenglykolu je požadavek výstupní teploty chlazené látky. Čistá voda nemůže být použita s ohledem na své fyzikální vlastnosti, kdy při 0 °C dochází k její skupenské přeměně, což je při proudění výměníkem nežádoucí. Z tohoto důvodu je do vody přidáván propylenglykol o různé koncentraci dle požadované výstupní teploty chlazené směsi.

.



Obr. 4.2 Schéma výparníku

Hmotnostní bilance výparníku:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \tag{14}$$

$$\dot{m}_{12}X = \dot{m}_{13}X \tag{15}$$

Výpočet výparníku vycházející z rovnic (9) a (10):

Hmotnostní tok chlazené vody výparníkem

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot c_w \cdot \Delta T_e => \dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{c \cdot \Delta T} = \frac{30}{4{,}13 \cdot 6} = 1{,}21\ kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní tok amoniaku

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot \Delta h => \dot{m} = \frac{\dot{Q}_e}{(h_{13} - h_{12})} = \frac{30}{(1334{,}1 - 165{,}46)} = 0{,}0257\ kg \cdot s^{-1}$$

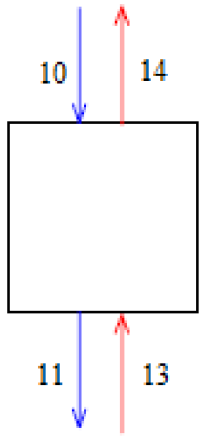
Konstrukční návrh výparníku je závislý na parametrech v tabulce 12. Jedná se nejčastěji o trubkový výměník se dvěma vstupy a výstupy. V případě použití chladiva na bázi amoniaku se jako materiál výměníků volí nerezová ocel. Průměry trubek jsou v porovnání s pracovní dvojicí voda – LiBr menší, a to vzhledem k vyšším rychlostem proudění. V průmyslových aplikacích může být umístěn v jedné nádobě s absorbérem.

Tabulka 12 Pracovní parametry výparníku

	Označení	**Hodnota**	**Jednotka**
Chlazená směs			
Teplota na vstupu	$t_{e,in}$	6	°C
Teplota na výstupu	$t_{e,out}$	0	°C
Teplotní rozdíl	ΔT_e	6	K
Chladicí výkon	$\dot{Q}_e$	30	kW
Tepelná kapacita směsi	c_w	4,13	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hmotnostní tok chlazené směsi	$\dot{m}_e$	1,2	$kg \cdot s^{-1}$
Chladivo			
Teplota na vstupu do výparníku	t_{12}	-10,3	°C
Teplota na výstupu z výparníku	t_{13}	24,3	°C
Entalpie na vstupu do výparníku	h_{12}	165,46	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z výparníku	h_{13}	1334,1	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní průtok o koncentraci *X*	$\dot{m}$	0,0257	$kg \cdot s^{-1}$

5.2 Výměník kapalina – plyn

V případě nízké vstupní teploty par chladiva do absorbentu je do absorpčního oběhu zařazen tepelný výměník kapalina – plyn. Účelem tohoto zařízení je předat teplo mezi kapalinou opouštějící kondenzátor o teplotě t_{10} a parou odcházející z výparníku s teplotou t_{13}. Ve výměníku dochází k ochlazení kondenzátu na teplotu t_{11} a ohřevu par na teplotu t_{14} za konstantního hmotnostního průtoku a koncentrace chladiva.



Obr. 4.3 Schéma tepelného výměníku kapalina – plyn

Bilanční rovnice rekuperačního výměníku je popsaná rovnicí (16).

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{14} \tag{16}$$

Výkony médií obou proudů výměníku kapalina – plyn mají být podle předpokladu rovny. Ověření rovnosti mezi parametry kapaliny a plynu je:

$$\dot{m} \cdot (h_{10} - h_{11}) = \dot{m} \cdot (h_{14} - h_{13})$$

$$0{,}257 \cdot (186{,}96 - 165{,}46) = 0{,}257 \cdot (1355{,}6 - 1334{,}1) => 0{,}55\ kW = 0{,}55\ kW$$

Hlavní úlohou výměníku kapalina – plyn je rekuperace tepla. Z tohoto důvodu se jedná o jednoduché provedení trubkového nebo deskového výměníku. V případě návrhu je možné uvažovat i s jeho účinností.

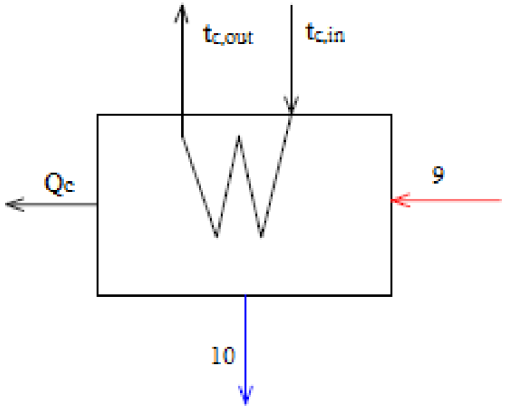
Tabulka 13 Pracovní parametry tepelného výměníku kapalina – plyn

	Označení	Hodnota	Jednotka
Kapalné chladivo			
Ochlazení kondenzátu	ΔT_l	4,3	K
Teplota na vstupu do výměníku	t_{10}	40	°C
Teplota na výstupu z výměníku	t_{11}	35,7	°C
Entalpie na vstupu do výměníku	h_{10}	186,96	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z výměníku	h_{11}	165,46	$kJ \cdot kg^{-1}$
Plynné chladivo			
Ohřátí par chladiva	ΔT_v	20	K
Teplota na vstupu do výměníku	t_{13}	24,3	°C
Teplota na výstupu z výměníku	t_{14}	44,3	°C
Entalpie na vstupu do výměníku	h_{13}	1334,1	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z výměníku	h_{14}	1355,6	$kJ \cdot kg^{-1}$

5.3 Kondenzátor

Obr. 4.4 zobrazuje schéma dalšího výměníku cyklu sloužícího ke skupenské přeměně, tzv. kondenzátoru. Na jedné straně vstupují plynné páry amoniaku o koncentraci X a hmotnostním

průtoku $\dot{m}$ o teplotě t_9. Tyto páry jsou zde pak pomocí vnějšího média ochlazovány a kondenzovány až na teplotu t_{10}. Výsledná kapalná látka je odváděna do tepelného výměníku kapalina – plyn. Jako chladicí látka kondenzátoru je uvažován venkovní vzduch. Pro výpočet jsou uvažovány letní měsíce a teplota venkovního vzduchu $t_{c,in}$ = 35 °C. Rovnice (17) a (18) vyjadřují bilanci jednotlivých toků kondenzátorem.



Obr. 4.4 Schéma kondenzátoru

Hmotnostní bilance kondenzátoru:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \tag{17}$$

$$\dot{m}_9 X = \dot{m}_{10} X \tag{18}$$

Výpočet kondenzátoru vycházející z rovnic (9) a (10):

Výkon kondenzátoru

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_9 - h_{10}) = 0{,}0257 \cdot (1364{,}1 - 186{,}96) = 30{,}2\ kW$$

Hmotnostní tok chladicího vzduchu kondenzátorem

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,a} \cdot \Delta T_c => \dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_c}{c_{p,a} \cdot \Delta T} = \frac{30{,}2}{1{,}01 \cdot 10} = 2{,}99\ kg \cdot s^{-1}$$

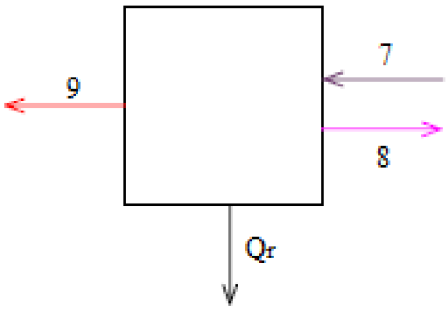
Konstrukčně je kondenzátor ve většině případů výměník shell and tube s dvěma vstupy a výstupy, ve kterém dochází ke skupenské přeměně. Dalším typem používaných kondenzátorů je plate – fin výměník, který je uvažován pro tuto instalaci. Dimenze výměníku se volí na základě použitého chladicího média.

Tabulka 14 Pracovní parametry kondenzátoru

	Označení	**Hodnota**	**Jednotka**
Chladicí vzduch			
Teplota chladicího vzduchu na vstupu	$t_{e,in}$	35,0	°C
Teplota chladicího vzduchu na výstupu	$t_{e,out}$	45,0	°C
Ohřátí vzduchu	ΔT_c	10,0	K
Tepelná kapacita vzduchu za p = konst.	$c_{p,a}$	1,01	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hmotnostní průtok chladicího vzduchu	$\dot{m}_c$	2,99	$kg \cdot s^{-1}$
Chladivo			
Teplota na vstupu do kondenzátoru	t_9	58,8	°C
Teplota na výstupu z kondenzátoru	t_{10}	40,0	°C
Entalpie na vstupu do kondenzátoru	h_9	1364,1	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z kondenzátoru	h_{10}	186,96	$kJ \cdot kg^{-1}$

5.4 Rektifikátor

Hlavním úkolem rektifikátoru je vypudit vodní páru ze směsi par amoniaku. Přítomnost vodní páry v oběhu je nežádoucí z důvodu koroze, také ředí koncentraci chladiva. Do rektifikátoru vstupuje směs plynného čpavku a vodní páry o parametrech bodu 7. Tuto směs je potřeba ochladit minimálně na teplotu kondenzace vodní páry a zajistit tak změnu skupenství vody. Zkapalněná voda o parametrech stavu 8 se vrací zpět do generátoru. Plynný amoniak o vyšší koncentraci X je potrubím veden do kondenzátoru, zároveň dochází ke snížení jeho teploty o $\Delta T_{rf} = 10$ K. Bilance jednotlivých toků jsou uvedeny pomocí rovnic (19) a (20).



Obr. 4.5 Schéma rektifikátoru

Hmotnostní bilance rektifikátoru:

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \tag{19}$$

$$\dot{m}_9 X + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_7 X_7 \tag{20}$$

V případě rektifikátoru přibývá jedna bilanční rovnice vyjadřující vztah mezi stavy 7 a 9. Na základě této rovnice lze následně z rovnic (12), (13), (19) a bilance absorbéru uvedené v kapitole 5.8 vyjádřit hmotnostní toky rektifikátoru a generátoru.

Výpočet hmotnostních toků $\dot{m}_7$ a $\dot{m}_8$:

$$f_7 = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_7} => \dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_r}{f_7}$$

$$f_7 - 1 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_7} => \dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_p}{(f_7 - 1)}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 - \dot{m}_9$$

Hmotnostní tok stavu 7

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_r}{f_7} = \frac{0{,}139}{5{,}28} = 0{,}0264\ kg \cdot s^{-1}$$

Koncentrace směsi o stavu 7

$$\dot{X}_7 = \frac{\dot{m}_9 \cdot X + \dot{m}_8 \cdot X_r}{\dot{m}_7} = \frac{0{,}0257 \cdot 0{,}996 + 0{,}0008 \cdot 0{,}506}{0{,}0264} = 0{,}979$$

Hmotnostní tok stavu 8

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 - \dot{m}_9 = 0{,}0264 - 0{,}0257 = 0{,}0008\ kg \cdot s^{-1}$$

Výkon rektifikátoru

$$\dot{Q}_{rf} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7$$

$$\dot{Q}_{rf} = 0{,}0257 \cdot 1364{,}1 + 0{,}0008 \cdot 116{,}2 - 0{,}0264 \cdot 1440{,}3 = 2{,}95\ kW$$

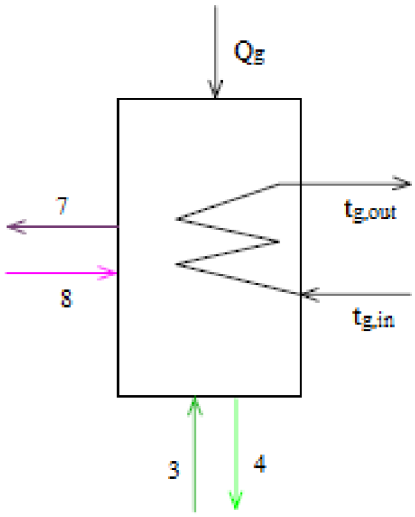
Hmotnostní tok chladicí vody rektifikátorem

$$\dot{Q}_{rf} = \dot{m}_{rf} \cdot c_w \cdot \Delta T_{rf} => \dot{m}_{rf} = \frac{\dot{Q}_{rf}}{c_w \cdot \Delta T_{rf}} = \frac{2{,}95}{4{,}18 \cdot 10} = 0{,}07\ kg \cdot s^{-1}$$

Z konstrukčního hlediska existuje několik možných provedení rektifikátoru. Jedním ze způsobů, uvažovaným ve výpočtu, je zpětný chladič (reflux cooler), kde dohází ke zvýšení koncentrace amoniaku. V případě požadavků na čistotu par amoniaku je možné zařadit rektifikační stupeň.

5.5 Generátor

V generátoru dochází k oddělení chladiva a absorbentu za pomoci dodaného tepla. To je zajištěno pomocí topné vody o vstupní teplotě $t_{g,in}$ = 85 °C. Zdrojem topné vody je kogenerační jednotka. Z té je teplo získáváno pomocí tepelného výměníku, který je umístěn přímo v jednotce. Takovéto uspořádaní dodává topné médium o teplotě do 100 °C a bývá využíváno v realizacích se sezónní dodávkou chladu. Bilanční rovnice generátoru je složitější než v případě předchozích zařízení a její grafické znázornění je na obrázku 4.6. Vstupují sem totiž dvě média – bohatý roztok popsaný pracovním bodem 3 a odváděná směs vody a malého množství amoniaku z rektifikátoru daná stavem 8. Dodáním tepla dojde k zahřívání bohatého roztoku a následnému vypařování chladiva, které odchází při parametrech stavu 7. Zbylý chudý roztok o teplotě t_4 je odváděn zpět do absorbéru.



Obr. 4.6 Schéma generátoru

Hmotnostní bilance generátoru:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_p = \dot{m}_r + \dot{m}_8 \tag{21}$$

$$\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_p X_p = \dot{m}_r X_r + \dot{m}_8 X_8 \tag{22}$$

Výpočet generátoru vycházející z rovnic (9) a (10):

Výkon generátoru

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_p \cdot h_4 - \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_r \cdot h_3 =$$

$$\dot{Q}_g = 0{,}0264 \cdot 1440{,}3 + 0{,}121 \cdot 133{,}6 - 0{,}0008 \cdot 116{,}2 - 0{,}149 \cdot 76{,}7 = 42{,}5\ kW$$

Hmotnostní tok topné vody generátorem

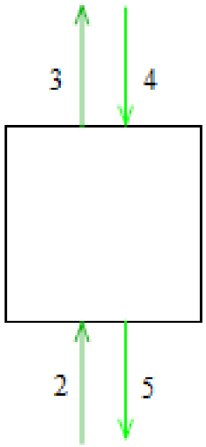
$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot c_w \cdot \Delta T_g => \dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_g}{c_w \cdot \Delta T_g} = \frac{42{,}5}{4{,}18 \cdot 10} = 1{,}02\ kg \cdot s^{-1}$$

Tabulka 15 Pracovní parametry generátoru

	Označení	Hodnota	Jednotka
Topná voda			
Teplota topné vody na vstupu	$t_{g,in}$	85,0	°C
Teplota topné vody na výstupu	$t_{g,out}$	75,0	°C
Ochlazení vody	ΔT_g	10	K
Tepelná kapacita vody	c_w	4,18	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hmotnostní tok topné vody	$\dot{m}_g$	1,02	$kg \cdot s^{-1}$
Chladivo			
Teplota na výstupu z generátoru	t_7	80,0	°C
Teplota stavu 8	t_8	80,0	°C
Entalpie na výstupu z generátoru	h_7	1440,3	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie stavu 8	h_8	116,2	$kJ \cdot kg^{-1}$
Koncentrace ve stavu 7	X_7	0,979	-
Hmotnostní tok stavu 7	$\dot{m}_7$	0,0264	$kg \cdot s^{-1}$
Hmotnostní tok stavu 8	$\dot{m}_8$	0,0008	$kg \cdot s^{-1}$
Roztoky			
Teplota bohatého roztoku na vstupu	t_3	72,0	°C
Teplota chudého roztoku na výstupu	t_4	84,0	°C
Entalpie bohatého roztoku na vstupu	h_3	76,72	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie chudého roztoku na výstupu	h_4	133,6	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní tok bohatého roztoku	$\dot{m}_r$	0,139	$kg \cdot s^{-1}$
Hmotnostní tok chudého roztoku	$\dot{m}_p$	0,114	$kg \cdot s^{-1}$

5.6 Tepelný výměník roztoků

Chudý roztok opouští generátor o poměrně vysoké teplotě t_4, která může být dále využita. Pro tento účel, který vede ke zvýšení COP_c celého oběhu je zařazen tepelný výměník chudý roztok – bohatý roztok, zobrazený na obrázku 4.7. Cílem tohoto výměníku je zvýšit teplotu t_2 před vstupem do generátoru a snížit teplotu t_4 před vstupem do absorbéru. Přenos tepla probíhá za konstantního tlaku a koncentrací.



Obr. 4.7 Schéma výměníku chudý roztok – bohatý roztok

Bilanční rovnice rekuperačního výměníku roztoků je posaná rovnicí (23).

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_5 \tag{23}$$

Výkony výměníku chudý roztok – bohatý roztok jsou si rovny, platí tedy:

$$\dot{m}_p \cdot (h_4 - h_5) = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2)$$

$$0{,}114 \cdot (133{,}6 - 43{,}3) = 0{,}139 \cdot (76{,}72 - 3{,}06)$$

$$10{,}27\ kW = 10{,}27\ kW$$

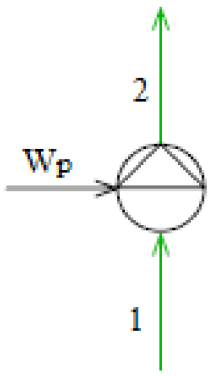
Tepelný výměník sloužící k rekuperaci tepla mezi chudým a bohatým roztokem je navrhován s ohledem na použitá média a pracovní parametry z tabulky 16.

Tabulka 16 Pracovní parametry tepelného výměníku chudý roztok – bohatý roztok

	Označení	**Hodnota**	**Jednotka**
Chudý roztok			
Chlazení roztoku	$\Delta T_{SHX,p}$	19	K
Teplota na vstupu do výměníku	t_4	84,0	°C
Teplota na výstupu z výměníku	t_5	65,0	°C
Entalpie na vstupu do výměníku	h_4	133,6	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z výměníku	h_5	43,3	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní tok chudého roztoku	$\dot{m}_p$	0,114	$kg \cdot s^{-1}$
Bohatý roztok			
Ohřátí roztoku	$\Delta T_{SHX,r}$	15	K
Teplota na vstupu do výměníku	t_2	57,0	°C
Teplota na výstupu z výměníku	t_3	72,0	°C
Entalpie na vstupu do výměníku	h_2	3,06	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie na výstupu z výměníku	h_3	76,72	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní tok bohatého roztoku	$\dot{m}_r$	0,139	$kg \cdot s^{-1}$

5.7 Čerpadlo roztoků

Jelikož se pracovní oběh pohybuje ve dvou tlakových úrovních, je potřebné zajistit plynulý přechod mezi nimi. V případě pohybu látky z vyšší tlakové úrovně na nižší jsou k tomuto účelu použity expanzní ventily. V těch dochází k adiabatickému škrcení dané látky až na požadovaný tlak p_l. Přechod z nižší tlakové úrovně na vyšší v případě bohatého roztoku je zajištěn pomocí oběhového čerpadla (obr.4.8). Na sání čerpadla je přiveden bohatý roztok o tlaku p_l, který je následně převeden na tlak p_h. Jedná se o jediné zařízení celého cyklu, které spotřebovává elektrickou energii. Potřebné množství elektřiny přibližně odpovídá 5 % z výkonu generátoru, z tohoto důvodu je možné práci vykonanou čerpadlem zanedbat. Pro přesnější výpočet lze vyjádřit podle rovnice (24).



Obr. 4.8 Schéma oběhového čerpadla

Práce čerpadla:

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_r}{\rho} \cdot \frac{p_h - p_l}{\eta_p} \tag{24}$$

Kde:

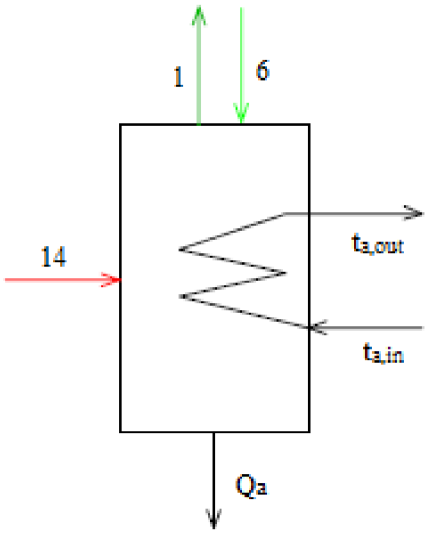
$\dot{W}_p$	Práce čerpadla [W]
ρ	Hustota roztoku [kg·m^{-3}]; ρ=111,98 kg· m^{-3}
η_p	Účinnost čerpadla; η_p = 0,9

Výpočet práce čerpadla:

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_r}{\rho} \cdot \frac{p_h - p_l}{\eta_p} = \frac{0{,}139}{111{,}98} \cdot \frac{1560000 - 290000}{0{,}9} = 1756\ W = 1{,}76\ kW$$

5.8 Absorbér

Absorbér je zařízení, ve kterém dochází k pohlcování par amoniaku chudým roztokem za vzniku roztoku bohatého (obr.4.9). Dochází tedy ke změnám koncentrace a teplot daných médií. Na vstupu do absorbéru je pára chladiva o stavu 14 a chudý roztok o stavu 6. Teploty na vstupu musí být takové, aby nedošlo k varu roztoku a bylo možné uchladit absorbér. K tomu napomáhá i chladicí látka, v tomto případě voda o vstupní teplotě $t_{a,in}$ = 10 °C. Výsledkem absorpce je bohatý roztok o koncentraci X_r a teplotě t_1. Celková rovnováha absorbéru je vyjádřena bilančními rovnicemi (25) a (26). Pracovní parametry látek jsou uvedeny v tabulce 17.



Obr. 4.9 Schéma absorbéru

Hmotnostní bilance generátoru:

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_p = \dot{m}_r \tag{25}$$

$$\dot{m}_{14} X + \dot{m}_p X_p = \dot{m}_r X_r \tag{26}$$

Výpočet hmotnostních toků je proveden na základě rovnic (12), (13) a (25). Výkon absorbéru vychází z rovnic (9) a (10):

Hmotnostní tok bohatého roztoku:

$$f = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}} => \dot{m}_r = f \cdot \dot{m} = 5{,}43 \cdot 0{,}0257 = 0{,}139\ kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní tok chudého roztoku:

$$f - 1 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} => \dot{m}_p = \frac{\dot{m}}{(f-1)} = \frac{0{,}0257}{5{,}43} = 0{,}114\, kg \cdot s^{-1}$$

Výkon absorbéru

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p - \dot{Q}_c - \dot{Q}_r = 42{,}5 + 30 + 1{,}76 - 30{,}2 - 2{,}95 = 41{,}1\, kW$$

Hmotnostní tok chladicí vody absorbérem

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot c_w \cdot \Delta T_a => \dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_a}{c_w \cdot \Delta T_a} = \frac{41{,}1}{4{,}18 \cdot 10} = 0{,}98\, kg \cdot s^{-1}$$

Absorbér je nádoba, ve které dochází k pohlcení plynu kapalinou za generace tepla. Má tři vstupy a výstupy. V průmyslových aplikacích bývá umístěn společně s výparníkem.

Tabulka 17 Pracovní parametry absorbéru

	Označení	Hodnota	Jednotka
Chladicí voda			
Vstupní teplota chladicí vody	$t_{g,in}$	10,0	°C
Výstupní teploty chladicí vody	$t_{g,out}$	20,0	°C
Ohřátí chladicí vody	ΔT_g	10	K
Měrná tepelná kapacita vody	c_w	4,18	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hmotnostní tok chladicí vody	$\dot{m}_a$	0,98	$kg \cdot s^{-1}$
Chladivo			
Teplota na vstupu do absorbéru	t_{14}	44,3	°C
Entalpie na vstupu do absorbéru	h_{14}	1355,6	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní tok chladiva	$\dot{m}$	0,0257	$kg \cdot s^{-1}$
Roztoky			
Teplota bohatého roztoku na výstupu	t_1	56,7	°C
Teplota chudého roztoku na vstupu	t_6	64,7	°C
Entalpie bohatého roztoku na výstupu	h_1	3,06	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie chudého roztoku na vstupu	h_6	43,3	$kJ \cdot kg^{-1}$

5.9 Celkový výkon a chladicí faktor

Pro zajištění požadovaného výkonu 30 kW a teploty chlazené vody 0 °C byl navržen jednostupňový absorpční oběh. Pro dosažení daných hodnot byly do oběhu přidány dva rekuperační výměníky tepla a rektifikátor. Pro takto navržený oběh byl následně proveden výpočet pracovních parametrů, výkonů a chladicího faktoru.

Celkový výkon jednotlivých zařízení je dán energetickou bilancí dle rovnice (8). Ta vyjadřuje rovnost mezi výkony dodanými a odevzdanými. Pro výpočet výsledných výkonů byla použita rovnice (10) vycházející ze závislosti výkonu na hmotnostním toku a entalpii. Výsledné výkony jednotlivých komponentů jsou uvedeny v tabulce 18.

Tabulka 18 Výkony zařízení

Zařízení	Výkon [kW]	Stav tepla/práce
Výparník	30,0	dodané
Kondenzátor	30,2	odevzdané
Rektifikátor	2,95	odevzdané
Generátor	42,5	dodané
Oběhové čerpadlo	1,76	dodaná
Absorbér	41,1	odevzdané

Pomocí jednotlivých výkonů lze podle rovnice (1) stanovit COP_c. Jeho hodnota by se pro absorpční jednostupňový cyklus měla pohybovat nad 0,4. Chladicí faktor navrženého oběhu nabývá hodnoty 0,68.
Výpočet chladicího faktoru:

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\sum \dot{Q}_{in} + \dot{W}_p} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_r + \dot{W}_p} = \frac{30}{42{,}5 + 2{,}95 + 1{,}76} = 0{,}68$$

Na základě zadaných parametrů byl v kapitolách 4 a 5 proveden návrhový výpočet absorpčního jednostupňového chladicího cyklu. Každý pracovní bod má vyjádřenou teplotu, tlak, koncentraci a entalpii, na jejichž základě byly stanoveny výkony jednotlivých zařízení oběhu. V návrhu jsou i parametry a druhy sekundárních pracovních látek, vybraných s ohledem na jejich funkci, fyzikální vlastnosti, dostupnost a nezávadnost.

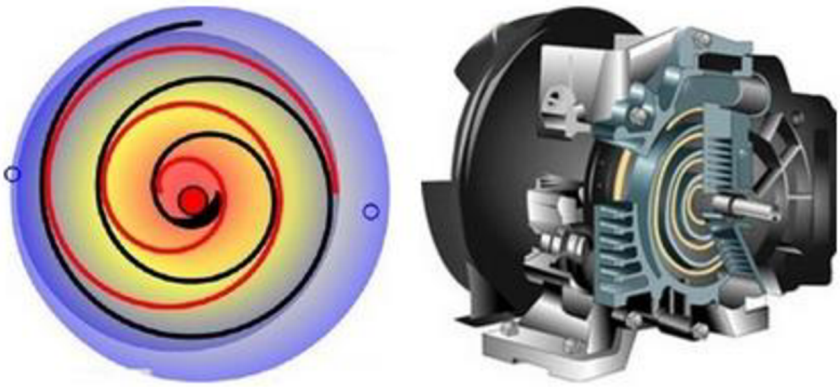
6 Návrh kompresorového chladicího cyklu

Nejvíce využívaným typem chladicích zařízení jsou kompresorové jednotky. V případě těchto zařízení je větší spotřeba elektrické energie a hlučnost, nicméně je možné je dimenzovat na vyšší výkony a jejich návrh je ve srovnání s absorpčním cyklem méně náročný.

Základní jednostupňový chladicí okruh je tvořen čtyřmi základními komponenty: kompresorem, kondenzátorem, výparníkem a expanzním ventilem. Součástí oběhů bývají i další zařízení zlepšující funkčnost a účinnost oběhu, jako například sběrač chladiva. Pro výpočet kompresorového cyklu existuje řada jak výpočetních, tak grafických nástrojů. Následující výpočet byl proveden pomocí MS Excel a knihovny Coolprop.

Základní rozdíl mezi absorpčním a kompresorovým chlazením je zařazení kompresoru. Kompresor je zařízení, ve kterém dochází k postupnému stlačování par chladiva ze stavu o nízkém tlaku a teplotě na jejich vyšší úroveň. Provoz kompresoru je zajištěn dodávkou elektrické energie, jeho spotřeba je určující pro chladicí faktor celého oběhu.

V oběhu je zařazen mezi výparník a kondenzátor, kde zajišťuje zvýšení parametrů par chladiva. Z konstrukčního hlediska se vyrábí kompresory rotační a pístové, dále je možné je dělit na uzavřené, otevřené a částečně uzavřené. V praxi je využíváno několik typů kompresorových zařízení – často například scroll kompresor (obr.6.1). Činnost scroll kompresoru je zajištěna pomocí dvou spirál. První spirála je nehybná, zatímco druhá vykonává rotační pohyb, a tím dochází k postupnému stlačování plynu [1,6,8].



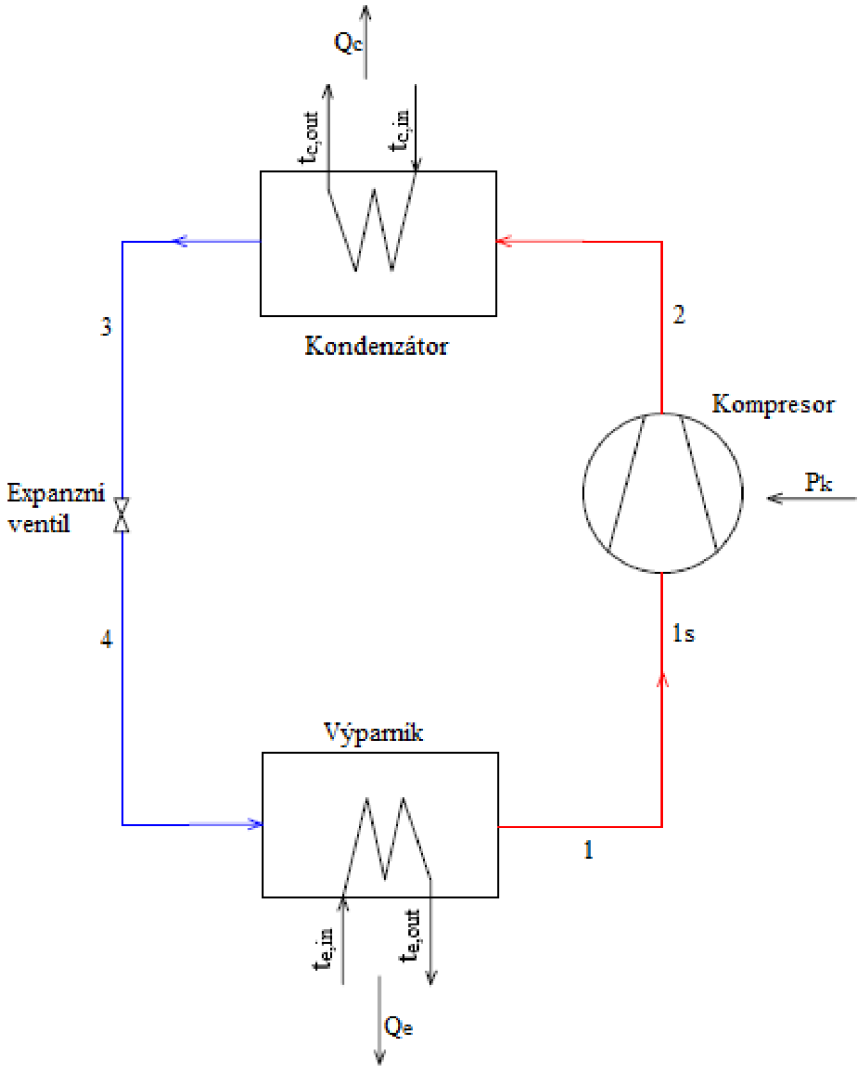
Obr. 6.1 Scroll kompresor [6]

Kompresor je základem chladicího oběhu, proto je při jeho volbě vhodné dbát následujících doporučení:

- Vysoká účinnost
- Dlouhá životnost
- Kompaktnost
- Dobrá kapacita
- Snadná údržba a obsluha
- Tichý chod
- Nízká cena

6.1 Pracovní parametry oběhu

Návrh kompresorového oběhu vychází ze zadaní pro oběh absorpční. Jsou použity stejné teploty na výstupu z kondenzátoru a vstupu do výparníku, zadané hodnoty chladicího výkonu a chlazené směsi. Jako chladivo byl zvolen amoniak s označením R717. Zvolený kompresorový cyklus (obr. 6.2) je jednostupňový a dochází v něm k přehřátí par chladiva před kompresí. Pro zajištění úplné kondenzace je chladivo podchlazeno o 2 °C, výstupem z kondenzátoru je tedy teplota 38 °C. Vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce 19.



Obr. 6.2 Schéma kompresorového chladicího oběhu

Tabulka 19 Vstupní parametry pro návrh kompresorového chladicího cyklu

Parametr	**Hodnota**
Chladicí výkon $\dot{Q}_e$	30 kW
Teplota na výstupu z kondenzátoru t_3	40 °C
Teplota na výstupu z kondenzátoru t_{3s}	38 °C
Teplota na vstupu do výparníku t_4	-10 °C
Přehřátí ΔT_p	10 K
Chladivo	R717

Kompresorový oběh pracuje ve dvou tlakových úrovních se dvěma fázemi chladiva – kapalinou a plynem. Na sání kompresoru vstupuje přehřáté plynné chladivo o parametrech stavu 1s. Tento stav popisuje páru chladiva odešlou z výparníku a přehřátou o ΔT_p. Chladivo je následně pomocí dodané elektrické energie stlačeno v kompresoru na vyšší tlakovou úroveň. Stále plynný amoniak o rozdílných parametrech vstupuje do kondenzátoru, kde dochází k postupnému zkapalňování plynu. V reálném oběhu je docíleno úplné kondenzace, z kondenzátoru tedy odchází kapalina o zvolené teplotě t_{3s}. Pro dosažení požadovaných hodnot a úplné kondenzace je využíváno podchlazení chladiva. Aby došlo k evaporaci chladiva, musí být nejprve snížen jeho tlak, k tomu je zapotřebí expanzního ventilu. Do výparníku tedy přichází směs o parametrech stavu 4. Popis proudů kompresorového oběhu je v tabulce 20.

Tabulka 20 Popis pracovních bodů kompresorového oběhu

Bod	**Popis**
1	Výstup z výparníku – sytá pára
1s	Vstup na sání kompresoru
2	Vstup do kondenzátoru
3	Výstup z kondenzátoru – sytá kapalina
3s	Výstup z kondenzátoru
4	Stav po expanzi

Ve výpočtu byly předpokládány následující zjednodušení:

- Škrcení je izoentalpický děj.
- Jsou zanedbány tepelné zisky a ztráty do okolí.
- Výpočet neuvažuje tlakové ztráty.

Výpočet byl proveden pomocí knihovny Coolprop s funkcemi *PropsSI* a *PhaseSI* a pomocí nástroje Coolpack. Požadovaná hodnota je zjištěna z předpisu funkce dle (27). Podmínkou výpočtu je použití základních jednotek SI [17].

$$= \underset{1}{\boxed{\text{PropsSI}}}(\underset{2}{\boxed{\text{"H"}}},\underset{3}{\boxed{\text{"P"}}},\underset{4}{\boxed{101325}},\underset{3}{\boxed{\text{"T"}}},\underset{4}{\boxed{293.15}},\underset{5}{\boxed{\text{"R717"}}}) \tag{27}$$

Kde člen číslo *x* označuje:

1	Název funkce
2	Hledaná veličina
3	Vstupní veličiny
4	Hodnoty vstupních veličin
5	Použité chladivo

Prvním krokem je určení tlakových úrovní chladiva v oběhu. Ty vycházejí z daných teplot stavu 1 a 4 a jejich fáze podle dané závislosti:

$$p_k = f(T_3 = 315{,}15; q = 1) = 1554533\ Pa \tag{28}$$

$$p_0 = f(T_1 = 263{,}15; q = 0) = 290639\ Pa \tag{29}$$

K určení ostatních výpočtových veličin pracovních bodů jsou potřeba minimálně dvě známé hodnoty, které vyjadřují závislost dle daných funkcí (30), (31) a (32). V případě použité knihovny je možné některé veličiny dopočítávat zpětně.

Teplota

$$T = f(p; q; R717) \tag{30}$$

Entalpie

$$h = f(p; T; R717) \tag{31}$$

Entropie

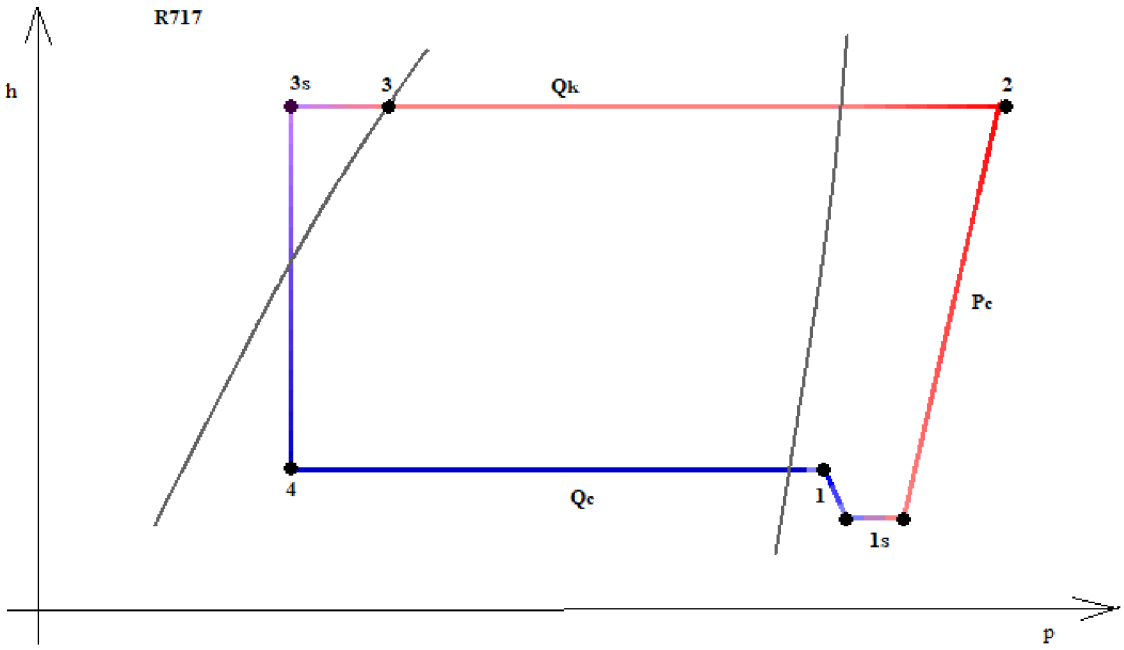
$$s = f(p; h; R717) \tag{32}$$

Pro ověření správných hodnot je použita funkce *PhaseSI*. Ta udává, v jakém skupenském stavu se látka za daných parametrů nachází. Jelikož je uvažován reálný cyklus, vyskytuje se zde dvoufázová směs na výstupu z kondenzátoru a výparníku. Fáze daného bodu vychází z teploty *T* a entropie *s*. Vypočtené hodnoty teploty, entalpie, entropie a skupenského stavu jsou v tabulce 21.

Tabulka 21 Hodnoty veličin jednotlivých pracovních bodů

Body	**Teplota *t* [°C]**	**Entalpie *h* [kJ·kg^{-1}]**	**Entropie *s* [kJ·kg^{-1}· K^{-1}]**	**Fáze**
1	-10,0	1595,95	6,239	plyn
1s	0,0	1620,97	6,332	plyn
2	126,5	1879,80	6.332	plyn
3	40,0	536,12	6,487	sytá kapalina
3s	38,0	526,26	2,096	kapalina
4	-10,0	526,26	2,173	dvě fáze

Průběh oběhu chladiva je zaznamenáván pomocí *p – h* digramů daného chladicího média. Pro zvolený kompresorový oběh je průběh zjednodušeně zobrazen na obr. 6.3 pomocí programu Coolpack.



Obr. 6.3 Schématické znázornění oběhu chladiva

6.2 Bilanční výpočet kompresorového oběhu

Bilanční výpočet kompresorového oběhu vychází, stejně jako absorpční, ze stejných rovnic (9) a (10). Pro jednotlivé zařízení oběhu je stanoven výkon na základě hmotnostních toků a rozdílu entalpií. Kompresorový oběh je pojmenován podle kompresoru, tedy zařízení sloužící ke stlačování par chladiva, čímž dochází ke zvýšení jejich teploty a tlaku. Výpočet potřebného příkonu

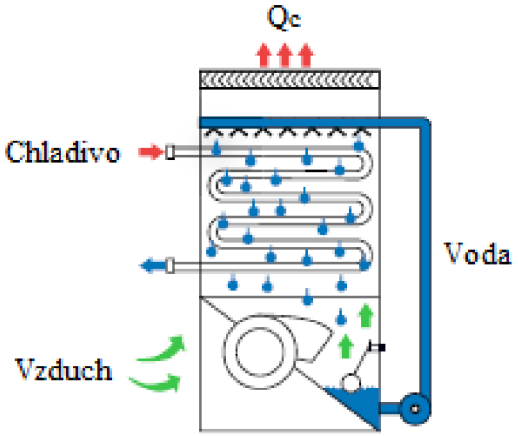
kompresoru je zapsán rovnicí (33). Chlazeným médiem je i v tomto případě směs vody a propylenglykolu o stejných vstupních a výstupních parametrech jako u absorpčního cyklu.

$$P_c = \dot{m}_k \cdot \Delta h \tag{33}$$

Kde:

P_c	Příkon kompresoru [kW]
$\dot{m}_k$	Hmotnostní tok chladiva kompresorovým oběhem [kg·s^{-1}]
Δh	Rozdíl entalpií na sání a výstupu z kompresoru [kJ·kg^{-1}]

Vzhledem k tomu, že při kompresi dosáhne chladivo R717 teploty přes 100 °C a jeho požadovaná teplota po kondenzaci je 40 °C, je v oběhu zařazen odpařovací kondenzátor. Ten je schopen dosáhnout požadované teploty bez postupně se zvyšujícího příkonu kompresoru. Jedná se o trubkový výměník, ve kterém je chladivo vedeno trubkami. Chlazeno je pomocí vody, která je na trubky sprchována. Zároveň je do kondenzátoru přiváděn chladící vzduch, který proudí proti směru pohybu vody. Voda, ohřátá chladivem, se postupně z části vypařuje v proudu vzduchu, a tím dochází ke kondenzaci plynného amoniaku (obr. 6.4). Toto uspořádání umožňuje adiabatické ochlazení chladiva na nižší teploty, něž je venkovní vzduch [8].



Obr. 6.4 Schéma odpařovacího kondenzátoru [8]

Hmotnostní průtok chladiva oběhem

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_k \cdot (h_{1s} - h_4) => \dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_e}{(h_{1s} - h_4)} = \frac{30}{(1620{,}9 - 526{,}6)} = 0{,}027\ kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní průtok chlazené látky je při zachování parametrů stejný jako v případě absorpčního oběhu $\dot{m}_e$= 1,21 kg·s^{-1}.

Výkon kondenzátoru

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_k \cdot \Delta h = \dot{m}_k \cdot (h_2 - h_{3s}) = 0{,}027 \cdot (1879{,}8 - 526{,}3) = 37{,}09\ kW$$

Příkon kompresoru

$$P_c = \dot{m}_k \cdot (h_2 - h_{1s}) = 0{,}027 \cdot (1879{,}8 - 1620{,}97) = 7{,}09\ kW$$

Celkový příkon potřebný ke kompresi par chladiva je 7,09 kW. Na základ rovnice (1) je určen chladicí faktor kompresorového oběhu 4,23.

Výpočet chladicího faktoru

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\sum \dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{P}_c} = \frac{30}{7{,}09} = 4{,}23$$

Navrhovaný jednostupňový kompresorový chladicí okruh je uvažován s přehřátím plynné látky na sání kompresoru a zvoleným chladivem R717. Na základě vstupních a vypočtených parametrů uvedených v tabulce 21 byly v tabulce 22 vyjádřeny následující provozní hodnoty.

Tabulka 22 Výkony kompresorového oběhu

Popis	**Hodnota**
Výkon výparníku $\dot{Q}_e$	30 kW
Výkon kondenzátoru $\dot{Q}_c$	37,09 kW
Příkon kompresoru P_c	7,09 kW
COP_c cyklu	4,23

7 Zhodnocení návrhu chladicího zařízení

7.1 Účel chladicího zařízení

Navrhovaná absorpční jednotka má společně s kogenerační jednotkou sloužit k trigeneraci. Inspirací pro zadání diplomové práce je zemědělský provoz nedaleko města Tábor. Celková výměra pozemků tohoto provozu je 470 hektarů, na kterých jsou pěstovány zemědělské plodiny, nejen za účelem použití v potravinářském průmyslu, ale také jako zdroj pro bioplynovou stanici [18]. Bioplyn vyprodukovaný touto stanicí je využíván jako palivo pro kogenerační jednotku s instalovaným tepelným výkonem 464 kW a elektrickým výkonem 500 kW_e [19].

Obr. 7.1 Bioplynová stanice [18]

Jelikož se jedná o zemědělský provoz není potřeba tepla celoroční, zvláště v letních měsících, kdy musí být teplo mařeno. Z tohoto důvodu je uvažována možnost trigenerace, za účelem dodávky chladu do pivovaru, který je součástí zemědělské usedlosti. Pivovar je během roku chlazen kompresorovou jednotkou, nicméně je na základě přebytku teplé vody v létě uvažována právě jednotka absorpční. Základním požadavkem je dostatečně ledová voda na výstupu z absorpční jednotky, která dokáže zajistit dostatek chladu pro výrobu piva. Další podmínkou je vstupní teplota topné vody získané při kogeneraci, která se pohybuje okolo 85 °C.

7.2 Komerčně dostupné jednotky

Při průzkumu trhu byly dle zadaných chladicího výkonu nalezeny dvě jednotky, které jsou dodávány v dané výkonové řadě. Jedná se o jednotky YHAU – CL30EXEL a WFC SC.

7.2.1 YHAU – CL30EXEL

Jednotka YHAU – CL30EXEL Single effect Hot Water Type (obr. 7.2) je dodávaná firmou YORK. Výhodou této jednotky je využití topné vody již při teplotě 70 °C [20]. Parametry sekundárních chladiv a výkony jednotlivých zařízení pro konkrétní realizaci jsou uvedeny v tabulce 22.

Obr. 7.2 Absorpční jednotka YHAU – CL30EXEL [20]

Absorpční jednotky třídy CL jsou vyráběny v širokém rozsahu výkonů 300 – 2 000 TR. Jejich předností je dvoustupňový výparník a absorbér, pracující za rozdílných tlakových úrovní. Využití tohoto uspořádání zvyšuje účinnost zařízení, snižuje náklady na energii přibližně o 10 % a zvyšuje koncentraci roztoku. Zvýšení účinnosti je zajištěno také použitím deskového rekuperačního výměníků namísto klasického shell and tube.

Tabulka 22 Parametry absorpční jednotky YHAU – CL30EXEL [21]

Popis	**Veličina**	**Hodnota**
Chlazená směs (voda + 10% propylenglykol)	Tlak	20 kPa
	Vstupní teplota	5 °C
	Výstupní teplota	0 °C
	Průtok	6,9 $m^3 \cdot h^{-1}$
	Chladicí výkon	40 kW
Chladicí voda	Tlak	30 kPa
	Vstupní teplota	28 °C
	Výstupní teplota	32 °C
	Průtok	21,3 $m^3 \cdot h^{-1}$
	Výkon	99 kW
Topná voda	Tlak	10 kPa
	Vstupní teplota	85 °C
	Výstupní teplota	81 °C
	Průtok	13 $m^3 \cdot h^{-1}$
	Výkon generátoru	59 kW
Elektrická energie	Práce oběhového čerpadla	1,1 +1,1 kW
Efektivita	COP	0,68

7.2.2 WFC SC

Druhým nalezeným absorpčním zařízením je WFC SC od firmy Yazaki (obr. 7.3). Jedná se o jednotku, do které je teplo dodáváno pomocí topné vody v rozmezí 70 – 95 °C. Jako zdroje tepla mohou být použity bioplynové kogenerační jednotky, solární systémy nebo průmyslové odpadní teplo. Parametry tohoto zařízení jsou v tabulce 23.

Obr. 7.3 Absorpční jednotka WFC SC [22]

Jednotka WFC SC je vyráběna v několika výkonových třídách o rozsahu 17,6 – 178,5 kW. Pracovní dvojicí tohoto zařízení je voda – LiBr, což je nevhodné pro dosažení požadované teploty ledové vody. Její výhodou je nízká emisivita a využití netoxických pracovních látek.

Tabulka 23 Parametry absorpční jednotky WFC SC [22]

Popis	**Veličina**	**Hodnota**
Chlazená voda	Vstupní teplota	12,5 °C
	Výstupní teplota	7 °C
	Chladicí výkon	35 kW
Chladicí voda	Vstupní teplota	31 °C
	Výstupní teplota	35 °C
	Výkon	85,5 kW
Topná voda	Vstupní teplota	88 °C
	Výstupní teplota	83 °C
	Topný výkon	50,2 kW
Hlučnost	Hladina hluku	46 dB(A)

7.3 Posouzení

Na základě požadovaných hodnot vstupních a výstupních teplot byl navržen pracovní cyklus absorpčního chladicího zařízení pro použití v trigenerační jednotce umístěné v zemědělském podniku. Pro zhodnocení samotného návrhu a realizace jsou v práci uvedeny i absorpční jednotky vyskytující se na trhu a kompresorová chladicí jednotka. Vyhodnocení výhodnosti trigenerace může být v tomto případě provedeno na základě technického i ekonomického aspektu.

7.3.1 Ekonomické posouzení

Ekonomická náročnost realizace je součástí zhodnocení úspešnosti projektu. Na základě informací ohledně instalace chladicího zařízení je vycházeno z následujících poznatků:

- Lokace umístění chladicí jednotky je zemědělský objekt, ve kterém se nachází bioplynová stanice.

- Bioplyn je použit jako palivo do kogenerační jednotky.
- V letních měsících vyrábí kogenerační jednotka velké množství tepla, které není dále využíváno.
- Absorpční jednotkou má být v letních měsících produkována ledová voda s 0 °C za účelem chlazení pivovaru.
- V současnosti je v pivovaru chlazení zajištěno kogenerační jednotkou.

Z ekonomického hlediska jsou limitující samotné investiční náklady na pořízení absorpčních jednotek. V minulém roce přesáhly pořizovací náklady na absorpční jednotku dvojnásobek pořizovacích nákladů kompresorové jednotky. Rozdíl ceny je dán náročnosti oběhu a složitějších procesů. Finální cena může dále narůstat použitým materiálem a množstvím zařízení v oběhu. V případě návrhu je uvažováno i s rekuperačními výměníky, takže lze předpokládat její rostoucí tendenci.

Náklady na provoz chladicích jednotek nabývají větších hodnot v případě kompresorového chlazení. To je dáno větší spotřebou elektřiny, než je tomu u jednotek absorpčních. Dle literatury [7] je pro absorpční chlazení spotřebováno přibližně 5 % elektřiny dodávané kompresoru, v případě, že uvažujeme příkon kompresoru na základě výpočtu dle rovnice (33) P_c = 7,09 kW a práci dodanou oběhovému čerpadlu dle (24) $\dot{W}_p$= 1,76 kW. V případě čtvrtletního provozu a osmihodinové pracovní doby lze dle rovnice (34) stanovit spotřebu elektřiny v letních měsících.

$$S_{e,l} = P_c \cdot hodina \cdot den \tag{34}$$

Letní spotřeba elektřiny pro kompresorovou jednotku je za uvedených podmínek třikrát větší než v případě absorpčního chlazení. Zhodnocení na základě provozních nákladů může být ovlivněno i spotřebou vlastní elektrické energie vyrobené kogenerační jednotkou. V tomto případě se celkové provozní náklady snižují.

Investiční náklady bývají v porovnání s provozními výrazně rozdílné. V případě provozních nákladů hraje roli cena energie, zdroj, dotace a životnost zařízení. Posouzení dle současných cen elektřiny a ceny produktů by, s ohledem na současnou světovou politickou a ekonomickou situaci, nemělo dlouhodobě vypovídající charakter, a proto není toto zhodnocení vyjádřeno konkrétními částkami.

7.3.2 Technické posouzení

Technické posouzení má za úkol zhodnotit funkčnost a proveditelnost daného zařízení. Z technického hlediska je cílem dosáhnout požadovaného chladicího výkonu 30 kW a teploty chlazené látky 0 °C. V případě absorpční a kompresorové chladicí jednotky není možné posuzovat jednotlivé provozní parametry. Ve výpočtech jsou oba oběhy vypočteny pro zadaný chladicí výkon. Určení provozně vhodnější jednotky je poměrně složité. K zajištění provozu kompresorové jednotky je vyžadováno dané množství elektřiny a chladicího média pro kompresor.

Absorpční jednotka využívá topnou vodu z kogenerační jednotky. Chlazení kompresoru je zajištěno venkovním vzduchem. Použití venkovního vzduchu k chlazení by bylo ideálním řešením pro snížení teploty absorbéru. Na základě vypočtených teplot je však tato možnost nevhodná a k chlazení je použita studená voda. Z absorbéru je tedy získána ohřátá voda, která nemá další využití.

Jelikož jsou požadované parametry chladicí jednotky velice specifické, poptané jednotky nesplňují všechny požadavky. V tabulce 24 jsou uvedeny parametry absorpčních chladicích jednotek WFC SC, YHAU – CL30EXEL a navrhovaného oběhu.

Tabulka 24 Parametry dodaných absorpčních zařízení a vypočteného absorpčního oběhu

Popis	**Parametry**	**Návrh**	**YHAU – CL30EXEL**	**WFC SC**
Chlazená látka	Chladicí výkon	30 kW	40 kW	35 kW
	Vstupní teplota	6 °C	5 °C	12,5 °C
	Výstupní teplota	0 °C	0 °C	7 °C
Chladicí voda	Výkon	41,1 kW	99 kW	85,5 kW
	Vstupní teplota	10 °C	28 °C	31 °C
	Výstupní teplota	20 °C	35 °C	35 °C
Chladicí vzduch	Chladicí výkon	30,2 kW	-	-
	Vstupní teplota	35 °C	-	-
	Výstupní teplota	45 °C	-	-
Topná voda	Chladicí výkon	42,5 kW	59 kW	50,2 kW
	Vstupní teplota	85 °C	85 °C	88 °C
	Výstupní teplota	75 °C	81 °C	82 °C
Pracovní dvojice	Chladivo	NH_3	-	Voda
	absorbent	voda	-	LiBr
	COP_c	0,68	0,68	-

Z tabulky 24 je možné vyvodit zhodnocení poptaných absorpčních jednotek vztažených na vypočtené hodnoty navrhovaného cyklu. Základním požadavkem je potřebný chladicí výkon, který má dosahovat hodnoty 30 kW. Tuto podmínku splňují obě uvedené jednotky, které tento výkon mírně přesahují. Výkon generátoru se pohybuje v rozpětí 20 kW od vypočtené hodnoty. V případě chladicí vody je ve firemních podkladech uveden jednotný výkon. Lze tedy předpokládat, že dochází k chlazení vodou u kondenzátoru i absorbéru. S ohledem na neúplné zadání nemohou být hodnoceny. Velikost výkonů je mimo jiné dána i rozdílnými teplotními diferencemi. Jednotka YHAU – CL30EXEL má teplotní rozdíl v rozpětí 5 – 7 K, jednotka WFC SC využívá rozdílu 4 – 6 K.

Druhým požadavkem byla teplota chlazené látky na výstupu z výparníku. Ta má splňovat podmínky ledové vody, tedy teplotu do 4 °C. Na základě tohoto kritéria se jednotka WFC SC jeví jako nevhodná. Vzhledem k tomu, že chladivem v jejím oběhu je voda, není možné dosáhnout požadované teploty. Více vhodnou jednotkou je tedy YHAU – CL30EXEL, jejíž parametry splňují zadání.

ZÁVĚR

Využití trigenerace má v posledních letech vzestupnou tendenci, zvláště v zemědělských provozech. V nich je možné využívat organický odpad pro tvorbu bioplynu, který je poté využíván jako palivo kogeneračních jednotek. Výhodou tohoto uspořádání jsou nízké náklady na provoz bioplynových stanic a s tím spojená cena takto vyrobené elektřiny a tepla. V případech sezónní spotřeby tepla je možné jej využívat mimo vytápění i k tvorbě chladu pomocí absorpčních chladicích zařízení.

Cílem diplomové práce je navrhnout absorpční chladicí zařízení s požadovaným chladicím výkonem $\dot{Q}_e$= 30 kW zajišťující dodávku chladu do pivovaru. Využití chlazené vody v tomto provozu sebou nese požadavek na teplotu výstupní chlazené vody, která je pro proces výroby piva podstatnou. Teplota, které mělo být dosaženo, je stanovena na $t_{e,out}$ = 0 °C. V praxi se jedná o požadavek na ledovou vodu, tudíž by bylo teoreticky možné volit tuto teplotu do 4 °C. Jelikož se jedná o provoz spojený s kogenerační jednotkou, je zadána i teplota topné vody na vstupu do generátoru $t_{g,in}$ = 85 °C.

Počítaný chladicí oběh je popsán pomocí čtrnácti pracovních bodů. Ty jsou dány koncentrací, tlakem, teplotou, entalpií a hmotnostním průtokem. Pro dosažení požadovaných parametrů a vhodného chladicího faktoru jsou v oběhu zařazeny i dva rekuperační výměníky a rektifikátor. První výměník je zařazen v okruhu chudého a bohatého roztoku, kde je jeho účelem zvýšení teploty na vstupu bohatého roztoku do generátoru, a zároveň ke snížení teploty chudého roztoku na vstupu do absorbéru. Pro zvýšení teploty par chladiva na vstupu do absorbéru je mezi kondenzátor a výparník vložen další rekuperační výměník. V oběhu jsou tedy definovány dvě tlakové úrovně, čtyři koncentrace, pět různých hmotnostních toků primárních pracovních látek, čtrnáct teplot a entalpií.

Na základě vstupních parametrů je zvolen stupeň a pracovní dvojice látek navrhovaného oběhu. S ohledem na v praxi používané aplikace a uvedenou tepotu chlazené vody je vybrán jednostupňový oběh pracující s dvojicí látek amoniak – voda, jejichž fyzikální vlastnosti jsou určující pro pracovní teploty cyklu. Vzhledem k omezeným vstupním informacím pro provoz daného cyklu jsou na základě použité literatury [1,4] a konzultace s vedoucím práce určeny některé hodnoty teplot a koncentrace. Zvolené hodnoty jsou podkladem pro stanovení tlakových úrovní oběhu p_h = 15,6 barů a p_l = 2,9 barů. Ověření těchto hodnot proběhlo v $h - X$ diagramu dané pracovní dvojice.

Součástí návrhu je i bilanční výpočet jednotlivých zařízení použitých v cyklu. Zadaný chladicí výkon je použit k určení hmotnostního toku chladiva o koncentraci X = 0,996 a jeho velikost je $\dot{m}$ = 0,0257 kg·s^{-1}. Ta je výchozí hodnotou pro určení výkonů jednotlivých zařízení, jejichž velikost vychází z hmotnostních toků a příslušných entalpií. Další hmotností toky jsou stanoveny dle vyjádření vzájemného vztahu toku $\dot{m}$ a koncentrací čpavku. Hmotnostní tok bohatého roztoku je $\dot{m}_r$ =0,139 kg·s^{-1}, chudého $\dot{m}_p$ = 0,114 kg·s^{-1}, tok směsi par amoniaku a vodní páry ve stavu 7 $\dot{m}_7$ =0,0264 kg·s^{-1} a vypuzené vody s příměsí chladiva o stavu 8 $\dot{m}_8$ =0,0008 kg·s^{-1}.

Hmotnostní průtok s odpovídající koncentrací X je určující pro výpočet výkonu kondenzátoru. Ten je volen jako vzduchem chlazený s uvažovanou vstupní teplotou chladicího venkovního vzduchu $t_{c,in}$ = 35 °C. Jeho výkon je $\dot{Q}_c$= 30,2 kW. Chlazení venkovním vzduchem mělo být uvažováno i v případě absorbéru, na základě teplot médií vstupujících do tohoto zařízení je nakonec zvolena chladicí voda o vstupní teplotě $t_{a,in}$ =10 °C. Výkon absorbéru je stanoven na $\dot{Q}_a$= 41,1 kW. Generátoru o výkonu $\dot{Q}_g$= 42,5 kW je teplo dodáváno topnou vodou o zadaných

vstupních parametrech. Ta je určující pro stav na výstupu ze zařízení, kdy je generátor opouštěn plynnou směsí o teplotě t_7 = 80 °C. Po výstupu z generátoru je následně ze směsi vypuzena přebytečná voda v rektifikátoru s výkonem $\dot{Q}_{rf}$= 2,95 kW. Posledním zařízením, pro které byla vypočtena jeho spotřeba, je čerpadlo bohatého roztoku. Práci čerpadla je, vzhledem k její velikosti, možné zanedbat. V tomto návrhu je práce uvažována a její hodnota je $\dot{W}_p$= 1,76 kW. Z výkonů dodaných systému je stanoven chladicí faktor COP_c = 0,68.

Navržený absorpční oběh je následně srovnán z technického a ekonomického hlediska. K porovnání je využit navržený kompresorový chladicí oběh s chladivem R717 a dvě absorpční jednotky poptané přímo pro instalaci v pivovaru. Z hlediska možné realizace se volba absorpčního chlazení zdá nevýhodná. Navržený cyklus je poměrně složitý a při použití amoniaku je nutné vybrat všechna zařízení v nerezové oceli. Další nevýhodou je nevyužití teplé vody. Pro výrobu chladu je sice využita topná voda z kogenerační jednotky, nicméně při chlazení absorbéru je nutné použít další vodu jako chladicí médium. To pak nemá další využití.

Základním problémem je využití absorpčního chlazení pouze v letních měsících. Pivovar vyžaduje celoroční dodávku chladu, která je v současnosti zajištěna klasickým kompresorovým chlazením. V případě instalace absorpční jednotky by tak docházelo k chlazení pomocí dvou jednotek. Pokud by se tato instalace stala i s ohledem na investiční a provozní náklady výhodnější než použití čistě kompresorového chlazení, je možné tento oběh realizovat. V opačném případě je nutné hledat využití topné vody v letních měsících jinde.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladící techniky*. Praha: SNTL, 1986.

[2] BUDÍN, Jan. Využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny, tepla a chladu. *OENERGETICE.cz* [online]. Třebíč: OM Solutions, 2015. Dostupné z: https://oenergetice.cz/elektroenergetika/vyuziti-odpadniho-tepla-pro-vyrobu-elektriny-tepla-a-chladu

[3] DINCER, Ibrahim a Tahir Abdul Hussain RATLAMWALA. *Integrated absorption refrigeration systems: Green energy and technology*. Switzerland: Springer, 2016. ISBN 978-3-319-33656-5.

[4] HEROLD, Keith E., Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. *Absorption chillers and heat pumps*. 2nd edition. New York: CRC Press, 2016. ISBN 9781498714341.

[5] *Chladicí a klimatizační technika*. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012

[6] *TZB - info: Stavebnictví. Úspora energií. Technické zařízení budov.* [online]. Praha: Topinfo, 2001. Dostupné také z: https://www.tzb-info.cz/

[7] POSPÍŠIL, Jiří. *Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení, tepelná čerpadla: Studijní materiál*. VUT FSI Brno, 2018. Dostupné také z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-3_Cooling_cycles__trigeneration__district_cooling.pdf

[8] DINCER, Ibrahim. *Refrigerationsystems and applications*. 3nd edition. Canada: John Wiley, 2017. ISBN 9781119230762.

[9] SZABÓ, Gábor L. *Exergetic optimization of absorption chillers – A case study: Case Studies in Thermal Engineering,* [online]. 2021, Volume 28. ISSN ISSN 2214-157X. Dostupné z: doi:101634

[10] *ChemSpider: Search and schare chemistry* [online]. Royal Society of Chemistry, 2022. Dostupné z: http://www.chemspider.com

[11] *Amoniak* [online]. Portál krizového řízení JmK, 2020. Dostupné z: https://www.krizport.cz/ohrozeni/nebezpecne-latky-v-jmk/amoniak

[12] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-7300-118-7.

[13] BUDÍN, Jan. Kogenerace - princip, technologie a výhody. *OENERGETICE.cz* [online]. Třebíč: OM Solutions, 2015. Dostupné z: https://oenergetice.cz/technologie/kogenerace-princip-technologie-a-vyhody

[14] Model kogenerace. *ČEZ Energo* [online]. Praha: FG Forrest, a.s. Dostupné z: https://www.cezenergo.cz/cs/o-kogeneraci/model-kogenerace

[15] TEDOM. *Trigenerace: Společná výroba elektřiny, tepla a chladu*. Třebíč. Dostupné také z: https://www.tedom.com/wp-content/uploads/2017/12/TEDOM-Trigenerace.pdf

[16] M. CONDE ENGINEERING. *Thermophysical properties of [NH_3 + H_2O] mixtures for the industrial design of sbsorption refrigeration equipment: Formulation for industrial users*. Zurich, 2014.

[17] TUHOVČÁK, Ján. *Učební podklady předmětu LOS*

[18] Farma roku vzkvétá i nadále. *Asociace soukromého zemědělství ČR: Rodinná farma - tradice a budoucnost* [online]. Praha: Asociace soukromého zemědělství ČR, 2014. Dostupné z: https://www.asz.cz/clanek/2422/farma-roku-vzkveta-i-nadale/

[19] Bioplynová stanice Obora. *Česká plynová asociace* [online]. České Budějovice: GBA. Dostupné z: https://www.czba.cz/mapa-bioplynovych-stanic/23-bioplynova-stanice-obora.html

[20] YHAU-CL/CH Single Effect Hot Water Absorption Chiller. *YORK* [online]. Milwaukee: Johnson Controls, 2021 Dostupné z: https://www.york.com/commercial-equipment/chilled-water-systems/absorption-chillers/yhau_cl_ch_ch/yhau-cl-ch-single-effect-hot-water-absorption-chiller#resources

[21] *Firemní literatura YORK: Interní tiskový zdroj*. Johnson Controls. Milwaukee, 2022.

[22] *Firemní literatura Yazaki: Interní tiskový zdroj.* YORK Air. 2022.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
c	Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg^{-1}·K^{-1}]
COP_c	Chladicí faktor	[-]
ΔT	Teplotní diference	[K]
f	Obíhající množství bohatého roztoku	[-]
$f\text{-}1$	Obíhající množství chudého roztoku	[-]
GWP	Global Warming Potencial	[-]
h_0	Výpočtová entalpie	[kJ·kg^{-1}]
$h_{1\text{-}14}$	Entalpie stavů 1-14	[kJ·kg^{-1}]
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_r$	Hmotnostní průtok bohatého roztoku	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_p$	Hmotnostní průtok chudého roztoku	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_7$	Hmotnostní průtok směsi ve stavu 7	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_8$	Hmotnostní průtok směsi ve stavu 8	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_a$	Hmotnostní průtok chladicí látky absorbérem	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_e$	Hmotnostní průtok chlazené látky výparníkem	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_c$	Hmotnostní průtok chladicí látky kondenzátorem	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_g$	Hmotnostní průtok topné látky generátorem	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_{rf}$	Hmotnostní průtok chladicí látky rektifikátorem	[kg·s^{-1}]
$\dot{m}_k$	Hmotnostní průtok chladicí látky kompresorem	[kg·s^{-1}]
M_{NH3}	Molární hmotnost amoniaku	[kg·mol^{-1}]
M_{H2O}	Molární hmotnost vody	[kg·mol^{-1}]
ODP	Ozone Depletion Potencial	[-]
p_l, p_0	Spodní tlaková úroveň	[Pa]
p_h , p_k	Horní tlaková úroveň	[Pa]
P_c	Příkon kompresoru	[W]
$\dot{Q}$	Výkon	[W]
$\dot{Q}_{in}$	Dodané výkony	[W]
$\dot{Q}_a$	Výkon absorbéru	[W]
$\dot{Q}_c$	Výkon kondenzátoru	[W]
$\dot{Q}_e$	Výkon výparníku	[W]
$\dot{Q}_g$	Výkon generátoru	[W]
$\dot{Q}_{rf}$	Výkon rektifikátoru	[W]
$\dot{Q}_{SHX}$	Výkon výměníku bohatý roztok – chudý roztok	[W]
$\dot{Q}_{PC}$	Výkon výměníku kapalina – plyn	[W]
ρ	Hustota roztoku	[kg· m^{-3}]
$S_{e,l}$	Spotřeba elektřiny v letních měsících	[Wh]

Symbol	**Veličina**	**Jednotka**
T_0	Výpočtová teplota	[K]
$t_{1,2,3}$	Teplota bohatého roztoku	[°C]
$t_{4,5,6}$	Teplota chudého roztoku	[°C]
t_7	Teplota směsi ve stavu 7	[°C]
t_8	Teplota směsi ve stavu 8	[°C]
$t_{9,10,11,12,13,14}$	Teplota směsi o koncentraci X	[°C]
$t_{a,in}$	Teplota chladicí látky na vstupu do absorbéru	[°C]
$t_{a,out}$	Teplota chladicí látky na výstupu z absorbéru	[°C]
$t_{e,in}$	Teplota chlazené látky na vstupu do výparníku	[°C]
$t_{e,out}$	Teplota chlazené látky na výstupu z výparníku	[°C]
$t_{c,in}$	Teplota chladicí látky na vstupu do kondenzátoru	[°C]
$t_{c,out}$	Teplota chladicí látky na výstupu z kondenzátoru	[°C]
$t_{g,in}$	Teplota topné látky na vstupu do generátoru	[°C]
$t_{g,out}$	Teplota topné látky na výstupu z generátoru	[°C]
x	Molární koncentrace kapalné fáze	[-]
X	Hmotnotní koncetrace	[-]
X_7	Hmotnotní koncetrace stavu 7	[-]
Xr	Hmotnotní koncetrace bohatého roztoku	[-]
Xp	Hmotnotní koncetrace chudého roztoku	[-]
y	Molární koncentrace plynné fáze	[-]
$\dot{W}_p$	Práce čerpadla	[J]

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočet absorpčního cyklu NH_3 – H_2O