



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ABSORPČNÍ OBĚHY V TEPLÁRENSTVÍ

ABSORPTION CYCLE IN THE HEATING INDUSTRY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Pleva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Pleva**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 oběhy v teplárenství

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh a vyhodnocení možného využití absorpčních oběhů v tepelných centrálách. Předmětem zájmu bude hodnocení zapojení absorpčních jednotek v tepelných schématech. Absorpční jednotka zde bude pracovat jako tepelné čerpadlo odebírající tepelnou energii z nízkoteplotního zdroje. Pro detailní výpočtové hodnocení bude vytvořen vhodný výpočtový postup, který bude užit pro parametrické studie provozních parametrů.

Cíle diplomové práce:

- 1) Popis absorpčních oběhů (princip, hlavní komponenty, provozní parametry).
- 2) Vytvoření výpočtového postupu absorpčního oběhu ve vhodném softwarovém nástroji.
- 3) Realizace výpočtové parametrické studie závislostí provozních parametrů.
- 4) Návrh konkrétního případu s užitím absorpční jednotky.
- 5) Technické a ekonomické posouzení navržené instalace.

Seznam doporučené literatury:

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KANDLIKAR, S., Masahiro, S. a DHIR, V., Handbook of phase change: boiling and condensation. Philadelphia, PA: Taylor, xvii, 738 p., 1999. ISBN 15-603-2634-4.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

REZAIE, B. a ROSEN A., District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. Applied Energy. 93, 2-10. 2012. ISSN 03062619. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191100242X>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem práce je představit technologii absorpčního tepelného čerpadla v různých variantách provedení. Pro vybrané provedení (jednostupňová jednotka voda-LiBr) je proveden návrh dle zadaných parametrů ve výpočtovém programu EES (engineering equation solver) a postup je detailně představen. Následuje parametrická studie zabývající se možnostmi zvyšování účinnosti.

V další části práce je proveden referenční modelový návrh teplárny a na něm jsou demonstrovány možné způsoby zapojení absorpční jednotky a to včetně verze umožňující také dodávání chladu. Tyto způsoby jsou mezi sebou porovnány z technologických a ekonomických hledisek.

Klíčová slova

Absorpční tepelné čerpadlo, absorpce, voda-LiBr, teplárenství, spalovenství, centrální zásobování teplem, energetická účinnost, chlazení, výkon, teplota, tlak, COP.

ABSTRACT

Goal of this thesis is to introduce technology of absorption heat pumps in various modifications. Technical design draft is created for chosen modification (single stage unit water-LiBr) and based on given parameters calculated in computing software EES (engineering equation solver) and process is explained step-by-step.

Following part of thesis contains reference design draft of heat plant and this design is used to demonstrate several different options of applying absorption heat pump including version capable of providing also cooling. Those options are compared with each other from technological and economical stand point.

Key words

Absorption heat pump, absorption, voda-LiBr, heat industry, incineration, central heat supply, energy efficiency, cooling, performance, temperature, pressure, COP.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLEVA, O. *Absorpční oběhy v teplárenství*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Absorpční oběhy v teplotě vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Bc. Radku Begenimu ze společnosti SOKRA s.r.o. za cenou konzultaci a pomoc s výběrem vhodné referenční absorpční jednotky. Dále bych chtěl velice poděkovat mojí mamince paní PhDr. Marii Plevové, Ph.D. za jazykovou korekturu.

Hlavní poděkování náleží především vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. – v první řadě za zadání zajímavého tématu a dále za vedení mojí diplomové práce, ochotné poskytování konzultací a cenné rady, kdykoli byly zapotřebí, a to jak v otázkách rázu technického, tak formálního.

OBSAH

Úvod	13
1 Teplárenství	15
1.1 Základní rozdělení	15
1.1.1 Typ transportovaného média	15
1.1.2 Zdroje tepla pro centrální zásobování teplem.....	16
1.1.3 Umístění teplárny	17
1.2 Použité technologie.....	18
1.2.1 Teplárny s parními turbínami	18
1.2.2 Teplárny s plynovými turbínami	19
1.2.3 Teplárny s paroplynovým oběhem	20
1.2.4 Teplárny se spalovacími pístovými motory	20
1.2.5 Alternativní zdroje.....	21
1.3 Cyklus parostrojního zařízení	22
2 Fyzikální popis tepelného čerpadla	24
2.1 Přímý Carnotův cyklus	24
2.2 Obrácený Carnotův cyklus.....	25
2.3 Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu	26
2.4 Absorpční tepelné čerpadlo II. druhu	27
2.5 Absorpční tepelné čerpadlo jako kombinace Rankin-Clausiova cyklu	28
3 Absorpční tepelné čerpadlo	30
3.1 Absorpce jako fyzikální děj	30
3.2 Absorpční chladicí oběh vs. kompresní chladicí oběh	30
3.3 Grafické zobrazení - Dühringův diagram	31
3.4 Použité kapaliny.....	31
3.5 Zapojení voda/LiBr.....	32
3.5.1 Jednostupňové zapojení voda/LiBr I. druhu.....	33
3.5.2 Jednostupňové zapojení voda/LiBr II. druhu	35
3.5.3 Dvoustupňové zapojení voda/LiBr.....	36
3.6 Zapojení amoniak/voda.....	36
3.6.1 Jednostupňové zapojení amoniak/voda	38
3.6.2 Dvoustupňové zapojení amoniak/voda.....	39
4 Užití absorpčního cyklu v praxi.....	41
4.1 Lokální chlazení.....	41
4.2 Centrální zásobování chladem	41
4.3 Chlazení plynové turbíny	41
4.4 Užití v elektrárnách a teplárnách	42
4.5 Využití odpadního tepla z různých technologických provozů.....	42
4.6 Solární absorpční chlazení a vytápění	44
5 Výpočet absorpčního tepelného čerpadla	45
5.1 Předběžné návrhové parametry.....	45

5.2	Výpočet vnitřních parametrů zařízení.....	48
5.3	Výpočet vnějších parametrů zařízení.....	54
6	Výpočet v programu EES	55
7	Možnosti zvyšování účinnosti zařízení.....	58
7.1	Vliv účinnosti SHX na celý cyklus	58
7.2	Vliv navržené teploty T_1 na účinnost systému	59
7.3	Vliv teploty T_4 na COP	59
7.4	Vliv teploty T_8 na COP	61
7.5	Návrh optimalizovaného zařízení	63
8	Návrh v cyklu teplárny	64
8.1	Referenční příklad (teplárna bez absorpčního tepelného čerpadla).....	64
8.1.1	Teplárenský režim	65
8.1.2	Režim elektrické centrály	65
8.2	Projektový návrh vytápění s tepelným čerpadlem	66
8.2.1	Verze zapojení s důrazem na výrobu el. energie	67
8.2.2	Verze zapojení s vyšším důrazem na dodávku tepla	68
8.3	Použití různě výkonných absorpčních jednotek	71
8.4	Projektový návrh trigenerace	72
9	Ekonomicko-technologické posouzení.....	76
10	Závěr.....	78
11	Citovaná literatura	80
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	82
	SEZNAM OBRÁZKŮ	83
	SEZNAM TABULEK.....	85

Úvod

V současnosti je celosvětovým trendem snaha o co největší snížení ekologické zátěže a úsporu energie. Zároveň však zůstává lidská potřeba po teple a elektrické energii, stále platí, že vývoj ekonomiky zpravidla udává požadavky na zvýšení produkce elektrické energie. S rostoucí životní úrovní také přibývá objektů a domácností, které chtějí být v letních měsících zásobovány také chladem.

Na celoevropské úrovni jsou zvýhodňovány zdroje alternativní a obnovitelné. Velká řada z nich však není schopna dodávat elektrickou energii konstantně (větrné a solární zdroje), a proto je nutné výkon těchto zdrojů zálohovat konvenčními centrály. Stále více se tedy požaduje, aby byly elektrické centrály schopny rychle zareagovat na zvýšenou nebo sníženou potřebu elektrické energie. Jsou také kladeny stále vyšší a vyšší požadavky na účinnost všech konvenčních zdrojů elektrické energie.

Úsporné trendy neprobíhají pouze na úrovni velkých elektrárenských zdrojů, ale také na straně spotřebitele. Především teplotě a centrální zásobování teplem se musí od 90. let 20. století přizpůsobovat změnám v požadavcích na odběr tepla. Stále více starších objektů prochází revitalizací a zateplením, které výrazně snižuje náklady na topení. Nové objekty jsou dnes podle norem stavěny jako nízkoenergetické a mají proto velmi malý odběr tepla. Pro teplotu je tedy více než kdy dříve velmi zásadní vyrábět elektřinu a teplo s co nevyšší účinností.

Jedním z kroků, které teplotě společnosti podnikají v souvislosti s těmito trendy, je snižování teploty v rozvodech a přechod od páry k horké vodě. Dochází tak k nižším ztrátám a levnější distribuci. Zároveň s nízkoenergeticky náročnými domy klesá požadavek na vysoké teploty ze strany spotřebitele.

Mezi zařízení, která lze využívat z těchto důvodů, patří tepelná čerpadla. Jsou schopna přenášet tepelnou energii z místa o nižším tepelném potenciálu do míst s vyšším tepelným potenciálem. Pro tuto činnost je zapotřebí dodávat termodynamickou energii ve formě práce nebo tepla. Tato práce se zaměřuje na tepelná čerpadla poháněná tepelnou energií. K jejich pohonu může být použito teplo, které bylo vyrobeno přímo za tímto účelem (pomocí integrovaného hořáku), nebo může být využito teplo z jiného zdroje. Zvláště druhou možnost je velmi vhodné v energetice použít. Důraz je kladen především na zařízení poháněná parou, která může být odebrána turbíně.

Celá řada energetických objektů nebo technologických celků má velké množství tepelné energie, která se nevyužívá (horké spaliny, nízkopotenciální pára za turbínou atd.) a je považována pouze za ztrátu nebo odpadní produkt. Toto teplo ale může být s použitím tepelného čerpadla dále využito, a to buď ke zvýšení účinnosti zařízení, nebo ve formě tepla dodávaného zákazníkům.

Základní premisou použití absorpčního teplotě čerpadla je využít tepelný potenciál páry za posledními stupni turbíny. Tato energie by byla jinak pouze mařena v chladičích věži nebo ve

vzduchovém kondenzátoru. Jedná se tedy o čistý zisk v energii. Ten s sebou ale nese potřebu odebrat páru na pohon absorpční jednotky.

1 Teplárenství

Dálkové zásobování teplem neboli teplárenství je odvětví energetiky, jehož cílem je ekonomicky a ekologicky produkovat teplo a zajišťovat jeho následný rozvod a dodávky do stanovených lokalit a objektů. Produkce tepla může probíhat (a zpravidla také probíhá) zároveň s výrobou elektrické energie, tuto součinnost pak nazýváme kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET) nebo také kogenerace. Některé teplárenské zdroje mohou být schopné produkovat kromě tepla a elektrické energie také chlad, tento proces nazýváme trigenerace.

S tímto rozdělením také souvisí použití slova teplárenství ve dvojnásobném významu:

1. teplárenství jako průmyslový obor, jehož účelem je zásobování teplem, podobně, jako elektrárenství (elektřinou) nebo plynárenství (plynem);
2. teplárenství jako kombinovaná (společná) výroba elektřiny a tepla. [1]

Soustava zásobování tepelnou energií (SZTE), nazývaná také centrální zásobování teplem (CZT), je tvořena tepelnými sítěmi, které vzájemně propojují zdroje tepelné energie. Tepelná energie je vyráběna centrálně v jednom či několika zdrojích tepla a následně je přivedena tepelnými rozvody do objektu zákazníka [2].

1.1 Základní rozdělení

Existuje několik základních kritérií, podle kterých lze klasifikovat zdroje tepla a teplárenské sítě. První možné rozdělení je dělení dle použitého transportního média na parovodní, horkovodní a teplovodní (viz. Kap. 1.1.1). Dalším je rozdělení dle využití energie na vytápění, chlazení nebo kombinované chlazení a vytápění. Třetím kritériem může být zdroj vytápění: dělíme je na vytápění vlastním zdrojem, nebo použitím odpadního tepla/energie. [3]

1.1.1 Typ transportovaného média

Jako první kritérium uvedeme rozdělení dle typu tekutiny transportující teplo: parovodní, horkovodní a teplovodní. Parametry tepla – transportujícího média – stanovují normy ČSN 07 7401 a ČSN 38 3350. Norma požaduje pro páru v parovodním potrubí tlak v rozmezí od 0,4 do 0,9 MPa_(a). Teplota pak odpovídá teplotě páry na mezi sytosti při daném tlaku. Teplota vratného kondenzátu nesmí být vyšší než 50 °C. Pro vodu v horkovodním potrubí požadujeme v zimních měsících teplotu 130 °C na přívodu (respektive 80 °C v letních měsících) a pro teplovodní potrubí teplotu 110 °C (respektive 80 °C v letních měsících), výjimečně pak až 180 °C při velmi chladných měsících, aby se zvýšil rozdíl teplot na přívodní a vratné větvi. [1] [4]

Parovodní potrubí se stavělo především v minulosti, kdy byla výrazně vyšší spotřeba domácností, páru ve velké míře odebíral průmysl. S transformací průmyslu ubylo objektů, vyžadujících páru. S novými technologiemi zateplování a požadavky na snižování energetické náročnosti obytných objektů klesá spotřeba tepla. Tyto faktory mají za následek, že stará parovodní potrubí jsou dnes výrazně předimenzována, proto je dnes vytápění parou na ústupu.

V případě páry jsou vždy dvě potrubí, potrubí přívodní (parovodní) a potrubí zpětné, které odvádí vratný kondenzát.[1]

Nahrazení parovodů horkovody vede ke snížení ztrát v distribuční soustavě a výměňkových stanicích, snižují se požadavky na výstupní teplotu a zátěž na samotnou distribuční síť je menší. Například Teplárny Brno by měly do roku 2020 kompletně přejít na horkovodní tepelnou síť. [5]

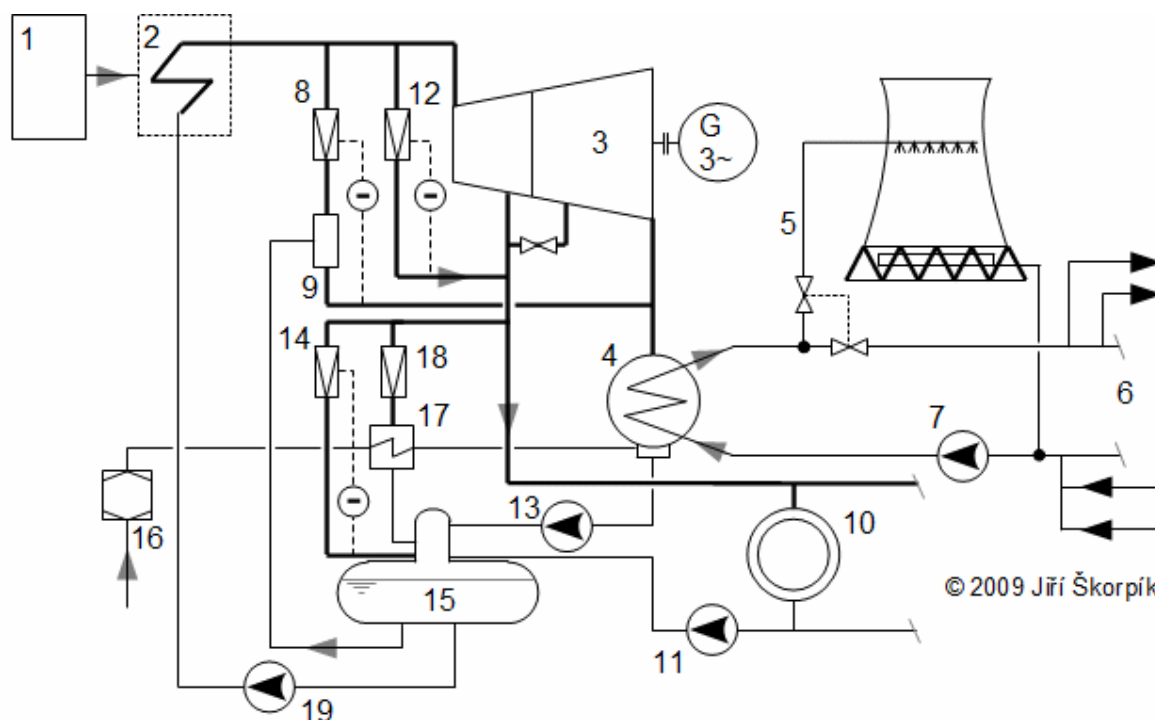
1.1.2 Zdroje tepla pro centrální zásobování teplem

Prvním typem zařízení je výtopna. Jedná se o zařízení, které dodává pouze teplo. Teplárnou pak obecně nazýváme objekt, jehož hlavním cílem je výroba tepla, ale dodává také elektrickou energii.

Pokud je hlavním důvodem výroby tepla jeho následná transformace na elektrickou energii za pomoci turbíny a generátoru, nazýváme objekt elektrárnou. Většina elektráren pracujících na principu přeměny tepla v elektřinu (tedy tepelné, jaderné, bioplynové atd.) zároveň odvádí část tepla pro vytápění vlastních objektů, ohřev TUV apod. Například naše největší jaderná elektrárna, JE Temelín, zásobuje teplem obec Týn nad Vltavou. Dodávka v roce 2016 činila 170 TJ tepla. Odvedené teplo však snižuje elektrický výkon elektrárny. [6]

Dalším významným zdrojem tepla jsou spalovenské objekty. U těchto objektů je sice kladen důraz na efektivní energetické využití odpadu (jeho výhřevných složek), ale likvidovat odpad je nutné, i když není možné vyrábět elektřinu nebo teplo do sítě. Pro zmíněné případy bývají spalovny zpravidla vybaveny bypassem, který umožňuje kontinuální spalování odpadu i za podmínek, kdy není zapojena turbína nebo odběr páry. Pára je pak pouze mařena v kondenzátoru.

Například teplárny Brno (SAKO s.r.o.) dodávají cca 10-15 % tepla pro potřeby dálkového zásobování teplem v městě Brně. [7]



Obr. 1.1 Schéma teplárny s bypasy a parní turbínou[8]

Teplárna obsahuje protitlakovou turbínu s jedním regulovaným odběrem páry pro technologické účely. **1** sklad paliva; **2** parní kotel; **3** kondenzační turbína s jedním regulovaným odběrem; **4** kondenzátor; **5** paralelní chladicí okruh v tomto případě s chladicí věží; **6** odběr a vratka topné vody (CZT); **7** cirkulační čerpadlo chladicího okruhu; **8** redukční stanice pro obtok páry do kondenzátoru; **9** chladicí stanice; **10** spotřebiče páry; **11** čerpadlo vratného kondenzátu; **12** redukční stanice pro obtok páry; **13** kondenzátní čerpadlo; **14** redukční stanice prohřívání napájecí nádrže a termického odplynění; **15** napájecí nádrž s termickým odplyněním; **16** chemická úprava vody; **17** ohřívák doplňující vody; **18** redukční stanice páry pro ohřev doplňující vody; **19** napájecí čerpadlo. Schéma zapojení používané u teplárenských parních turbín s výkony ~10 až 70 MWe [8]

1.1.3 Umístění teplárny

Dle polohy mohou být zdroje umístěny v krajních případech přímo v zástavbě, nebo naopak ve velké vzdálenosti. Umístění přímo v zástavbě má velikou výhodu snížených nákladů na transport. Naopak čelí nevýhodám v podobě zvýšených požadavků na ekologický provoz, aby nezatěžovaly obytnou oblast exhalací a hlukem. Naopak při umístění mimo zástavbu můžeme počítat s větším provozem, máme větší možnosti technologického řešení a použitého paliva (např. hnědouhelné elektrárny Mělník I a II zásobující teplem hlavní město Praha), ale vzrůstají náklady na transport. [9]

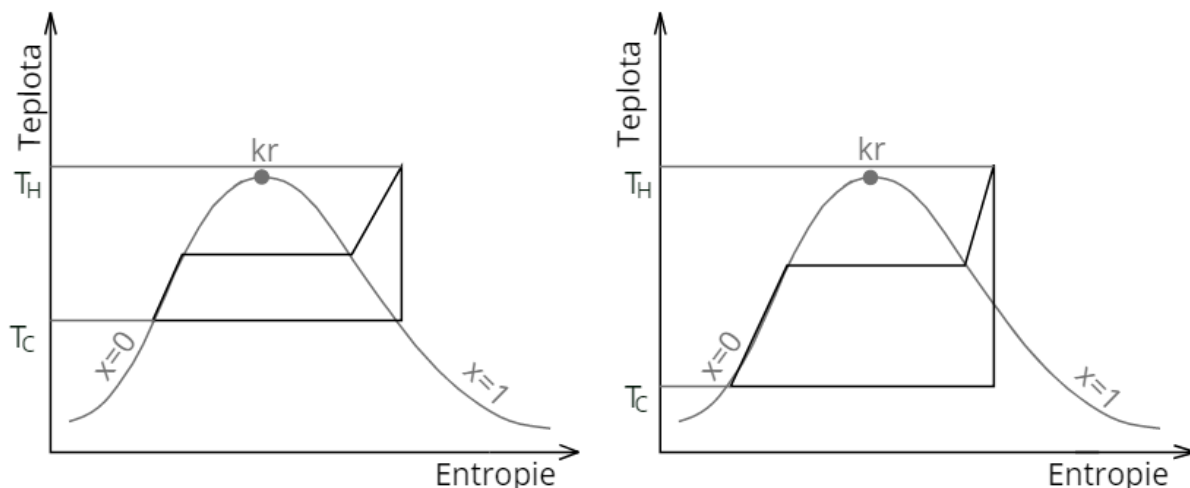
Polohu centrály ovlivňuje celá řada faktorů, obecně však platí, že teplárnu budujeme v blízkosti zástavby, zatímco elektrárnu budujeme v blízkosti zdroje paliva (např. těžba uhlí) a jiných provozních požadavků (zdroj chladicí vody, atd.). Výjimkou je samozřejmě elektrárna

jaderná, kde je díky poměru energie na hmotnost paliva vzdálenost od místa těžby naprosto irelevantní, zde však do úvah vstupuje celá řada dalších faktorů (vysoké požadavky na zdroj chladicí vody, stabilní geologické podloží, nízké radioaktivní pozadí atd.).

1.2 Použité technologie

1.2.1 Teplárny s parními turbínami

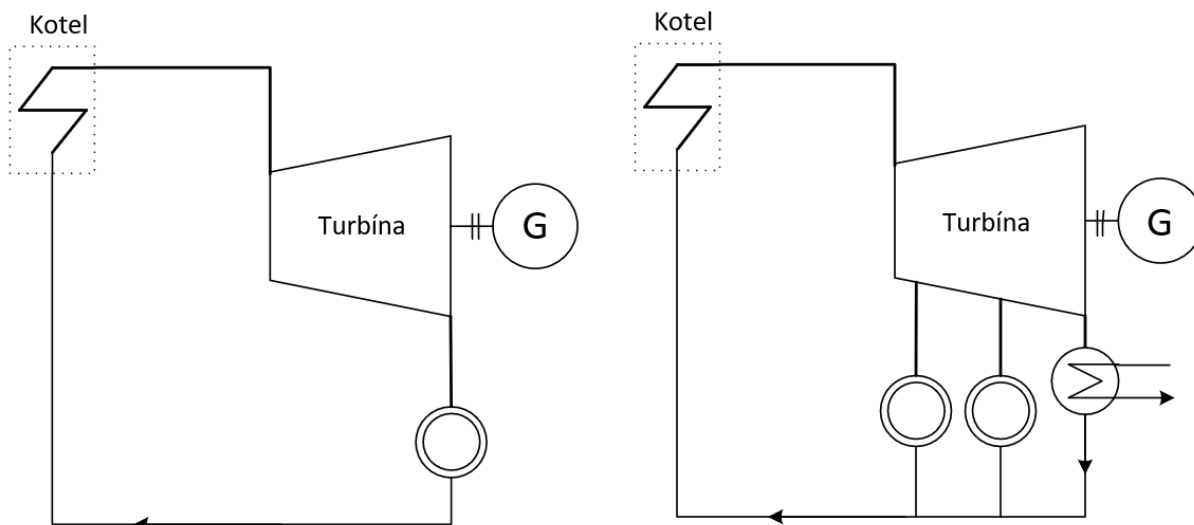
Oběh parní teplárny je znázorněn na Obr. 1.2, je zde také naznačeno, jakým způsobem se liší od oběhu elektrárny s kondenzační turbínou. V případě teplárny expanze končí u vyšších tlaků a teplo je odváděno pro dálkové zásobování teplem. Proto ze stejného množství páry vyrobí méně elektřiny než elektrárna bez odběru páry.



Obr. 1.2 Tepelný oběh (Clausius-Rankinův)
teplárny (vlevo); kondenzační elektrárny (vpravo) [9]

Elektrárna má zpravidla vyšší tepelnou účinnost oběhu, zato je velká část tepla mařena na chlazení oběhu. Teplárna naopak bude dodávat méně elektrické energie, protože odvede část tepla z turbíny, zato více využije odpadní teplo. Projekce teplárny je ale složitější, protože prioritním cílem je dodávka tepla, nikoli výroba elektřiny. Teplárna tedy musí dodávat teplo i v případě, že zrovna není poptávka (přebytek elektrické energie v síti, snížená spotřeba tepla v letních obdobích) nebo není zrovna možné využívat teplo jinak (např. odstávka turbíny).[10]

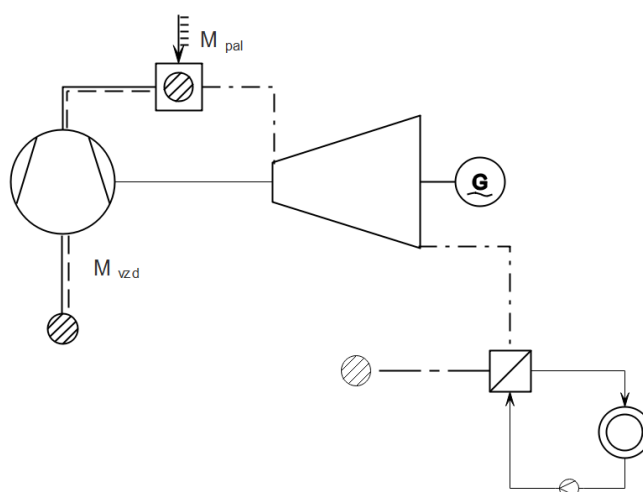
Projekční návrh parní turbíny počítá většinou s několika regulovanými a neregulovanými oběhy. Neregulované oběhy zajistí minimální požadavky na dodávku tepla v době nejnižší spotřeby.



Obr. 1.3 Zjednodušené schéma teplárenského oběhu s protitlakovou turbínou (vlevo); s kondenzační turbínou (vpravo)[9]

1.2.2 Teplárny s plynovými turbínami

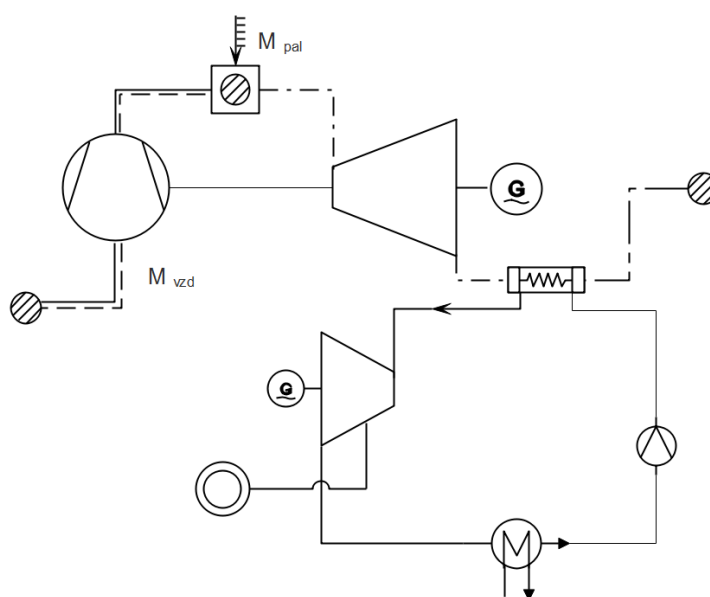
Teplárny s plynovými turbínami jsou vývojově podstatně mladší než parní turbíny. Hlavním rozdílem (a výhodou) mezi teplárnou s plynovým oběhem a parním je, že odběr tepla u teplárny s plynovým oběhem neovlivňuje produkci elektřiny (elektrický výkon). Teplo odváděné ze silových částí oběhu je na takové teplotní úrovni, že naprosto dostačuje pro potřeby zásobování teplem. Není proto nutné při teplárenském provozu odebírat teplo z turbíny a tím zmenšovat získanou mechanickou práci. Teplo využívané pro zásobování teplem se získává ze spalin, které by byly jinak vypuštěny do ovzduší (u turbíny s otevřeným oběhem) nebo které by bylo jinak nutné dochlazovat (u turbíny s uzavřeným oběhem). Jedná se tedy skutečně o teplo odpadní. [9]



Obr. 1.4 Schematické zobrazení cyklu jednoduché plynové turbíny s otevřeným oběhem[9]

1.2.3 Teplárny s paroplynovým oběhem

Paroplynové elektrárny a teplárny jsou dnes centrály s nejvyšší účinností. Jedná se o kombinovaný oběh s vícenásobným využitím vstupního tepla. Sériově za sebou jsou zařazeny dva tepelné oběhy, plynový a parní. Palivo je spalováno ve spalovací komoře, kde je značná část tepelné energie převedena na mechanickou (a v generátoru převedena na elektrickou) přes spalovací turbínu. Odpadní teplo není, jako v případě čistého plynového cyklu, odváděno do okolí, ale je převedeno do parního cyklu, který pracuje na nižších teplotních úrovních, a teplo zde může být opětovně transformováno na mechanickou/elektrickou práci pomocí parní turbíny (viz Obr. 1.5). [1]



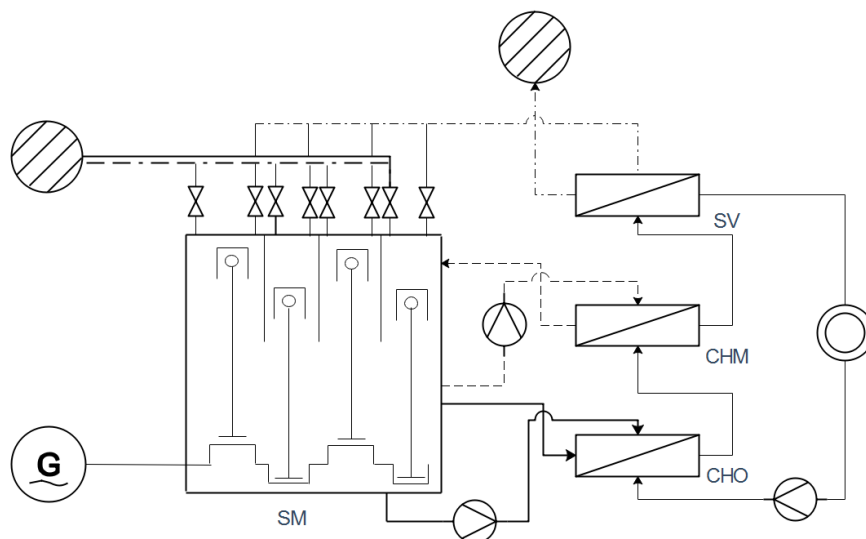
Obr. 1.5 Schematické zobrazení cyklu s paroplynovými turbínami[1]

Účinnost paroplynového cyklu se pohybuje až kolem 60 %. Účinnost je však silně závislá na okrajových podmínkách cyklu (teplota okolí, nadmořská výška a relativní vlhkost). Hlavním ovlivňujícím faktorem je teplota okolí – při vzrůstající teplotě okolí silně klesá účinnost. Nejčastějším palivem je zemní plyn, méně časté je spalování olejů, testují se také možnosti spalování jiných plynných paliv např. plynu po zplyňování uhlí, biomasy nebo plynů z různých technologických procesů. Spolu s vysokou účinností a použitím ekologických paliv (jako je zemní plyn) se tyto centrály vyznačují malou emisní zátěží. Další výhodou je vysoká flexibilita, proto jsou paroplynové elektrárny/teplárny velmi dobré jako špičkové zdroje elektrické energie a takzvané stabilizační prvky přenosové sítě.[11]

1.2.4 Teplárny se spalovacími pístovými motory

Teplárny se spalovacím pístovým motorem jsou principiálně podobné teplárnám s plynovou turbínou. V obou případech se využívá odpadního tepla ze spalín a teplotěnské zapojení tak nijak neovlivňuje účinnost získávání mechanické/elektrické práce (nebo jen zanedbatelně). Pro vyšší teplotěnskou účinnost se u spalovacího motoru využívá tepla nejen

z chlazení spalin, ale také z chlazení motoru (primární chladicí okruh) a z chlazení oleje. Toto řešení je vhodné zejména pro menší teplárny o výkonech v řádu desítek až stovek kW, výjimečně až v desítkách MW tepelného výkonu. [1][9]

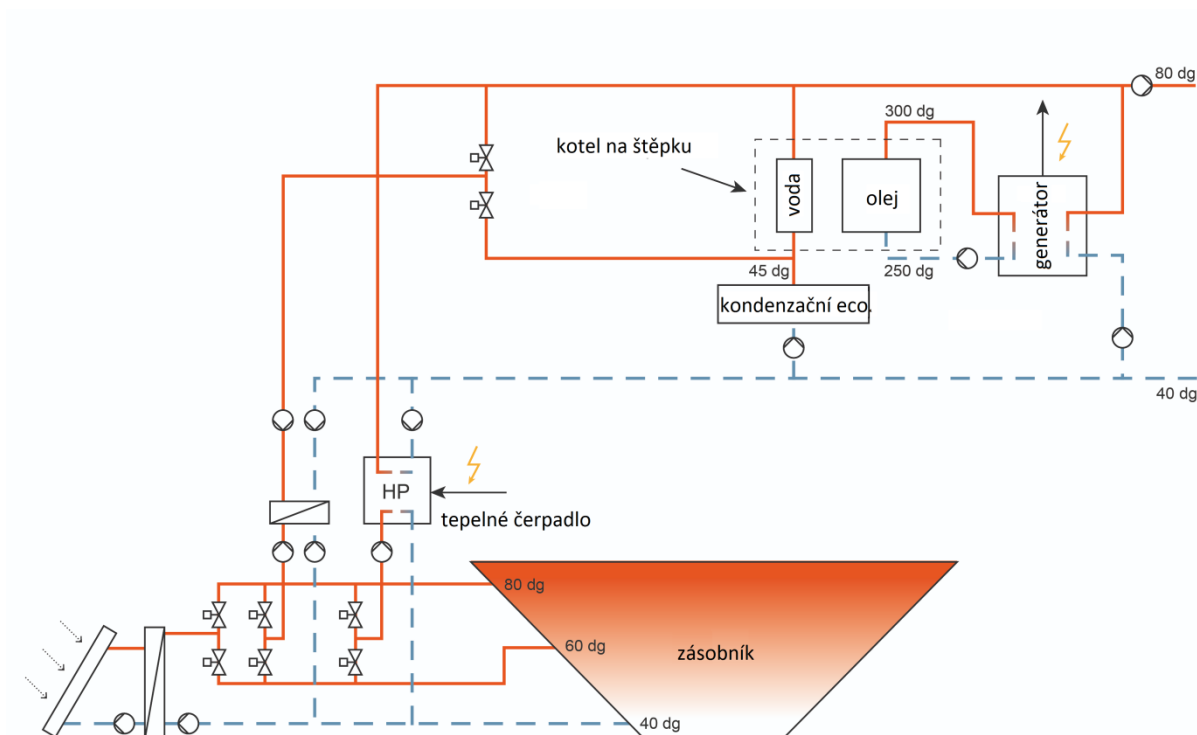


Obr. 1.6 Schéma teplárny se spalovacím motorem (SM) a odváděním tepla z chlazení oleje (výměník CHO), odváděním tepla z chlazení motoru (výměník CHM) a odvádění tepla ze spalin (výměník SV)[1]

1.2.5 Alternativní zdroje

Některá světová města využívají k zásobování teplem geotermální soustavy. Lze použít sytou páru ze zemního vrtu. Tato možnost bývá však pro centrální zásobování teplem nevhodná, neboť se zdroje termálního tepla vyskytují zpravidla příliš daleko od míst, kde je zapotřebí teplo. Spíše budou tady používány geotermální soustavy vodní.[9]

V posledních letech zažívají veliký boom alternativní zdroje energie a tento trend následují i některá světová města v oblasti teplárenství. Kombinování hned několika prvků OZE demonstruje ekonomicky úspěšné řešení solární teplárny Sunstore v Dánsku. Teplárna se označuje jako solární především díky 15 000 m² solárních kolektorů, které jsou od jarních do podzimních měsíců dostačující pro dálkové zásobování teplem a ohřev vody v 75 000 m³ velké akumulaciční nádrži. Voda v izolované podzemní nádrži má, v závislosti na intenzitě slunečního záření dopadajícího na kolektory, teplotu 70–75 °C (při zvláště slunečném počasí až kolem 95 °C). Nestálost produkce solárními kolektory a zvýšenou potřebu tepla v chladnějších měsících obstará kotel na dřevní štěpku (4 MWt) a v závislosti na cenách elektřiny i tepelné čerpadlo. V zimních měsících pak jede biomasový kotel prakticky nepřetržitě. Teplárna ročně produkuje přibližně 32 000 MWh tepelné energie. [12]

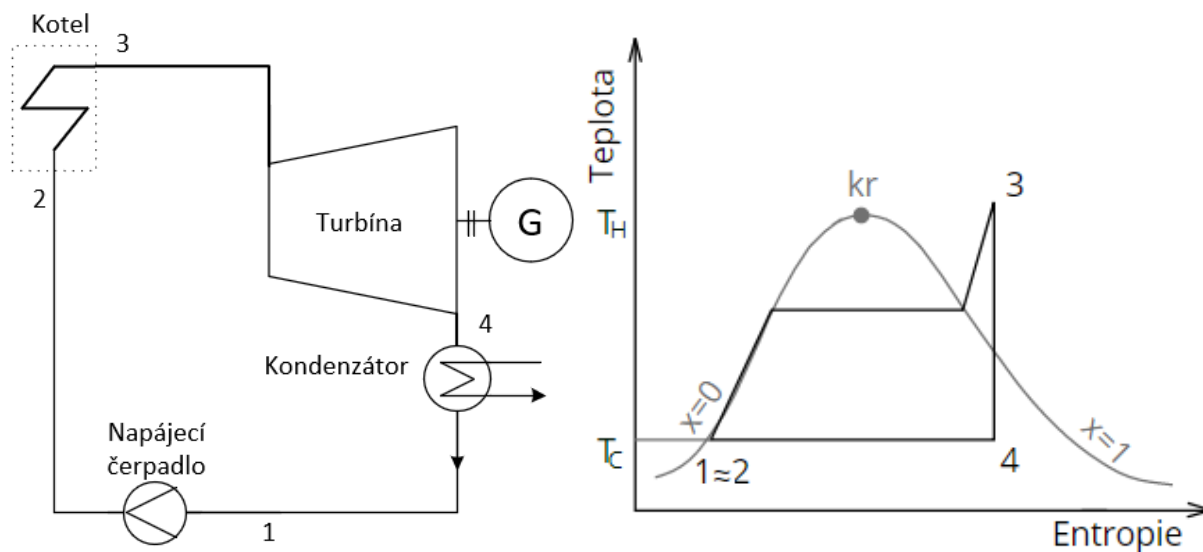


Obr. 1.7 Schéma systému sluneční teplárny Sunstore IV [12]

1.3 Cyklus parostrojního zařízení

Pro náš případ v Kap. 8 jsme zvolili použití cyklu s parní turbínou. Pro důkladnější pochopení zapojení absorpčního tepelného čerpadla do cyklu teplárny je důležité znát vlastnosti a důležité vztahy tohoto cyklu. Schéma cyklu je zobrazeno na Obr. 1.8.

Mezi body 1–2 probíhá zvyšování tlaku vody z tlaku p_1 na tlak p_2 pomocí napájecího čerpadla. Protože je voda téměř nestlačitelná, je příkon napájecího čerpadla relativně malý (zanedbatelný vůči výkonu parní turbíny 3–4). V kotli mezi body 2–3 dochází k ohřevu vody na mez syté kapaliny a následnému varu na stav syté páry. V parní turbíně (mezi body 3–4) pak probíhá (v ideálním případě) izoentropická expanze. Práce turbíny je pak převáděna na elektrickou energii pomocí generátoru. Část páry může být také odváděna pryč z turbíny v regulovaném nebo neregulovaném odběru. Pro potřeby zásobování teplem bývají použity regulované odběry páry. Tyto odběry snižují elektrický výkon zařízení. Na konec expanze navazuje kondenzace páry v kondenzátoru (4–1). Cyklus je tak uzavřen. [10]



Obr. 1.8 Schématické zobrazení parního oběhu s kondenzační turbínou (vlevo);
v T-S diagramu (vpravo)

Teplo je během základního parního oběhu dodáváno pouze v kotli a odváděno v kondenzátoru. Dodané teplo lze vyjádřit jako

$$q_D = h_3 - h_2, \quad (1.1)$$

teplo odvedené v kondenzátoru

$$q_{od} = h_4 - h_1. \quad (1.2)$$

Termodynamickou účinnost lopatkování neboli izoentropickou účinnost turbíny můžeme spočítat dle vztahu

$$\eta_{TDI} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4IZ}}. \quad (1.3)$$

Pro výpočet výkonu turbíny je důležitou veličinou technická práce (měrná vnitřní práce turbíny)

$$a_T = h_3 - h_4, \quad (1.4)$$

svorkový výkon generátoru je pak

$$P_{SV} = a_T \cdot \dot{m}_3 \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G \cdot \eta_{ostatní} = a_T \cdot \dot{m}_3 \cdot \eta_{el}. \quad (1.5)$$

2 Fyzikální popis tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo je pracovní stroj, který pracuje proti přirozenému toku tepla, z teplejšího prostředí do prostředí chladnějšího. Díky konstrukci tepelného čerpadla jsme při správných podmínkách schopni ochlazovat chladné médium díky dodávání teplejšího média. Této technologii se v malém měřítku používá u domácích spotřebičů (lednice, mraznička), větší provedení se pak uplatní na chlazení budov nebo technologických celků.

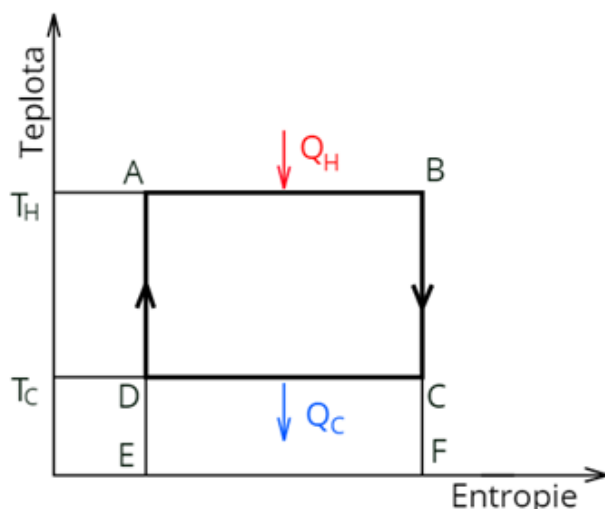
V této kapitole jsou popsány základní fyzikální principy tepelných čerpadel, které jsou nutné pro pochopení pozdější problematiky. K vysvětlení použijeme idealizované příklady a vyjdeme ze základních poznatků termodynamiky.

Nejjednodušší a zároveň ideální model přeměny energie se nazývá Carnotův cyklus. Jedná se o teoretický model vrтанého kruhového děje, tedy děje idealizovaného (beze ztrát). Ukazuje nám tak maximální možnou účinnost, kterou nelze z fyzikálních principů překonat, můžeme se k ní pouze snažit přiblížit. Znalost Carnotova cyklu je dobrá pro popis tepelného čerpadla.

2.1 Přímý Carnotův cyklus

Přímý Carnotův cyklus je průběh cyklu v takovém směru, aby mohl sloužit pro generování elektrické energie. Model pro výrobu energie je zobrazen v T-S (teplota – entropie) diagramu Obr. 2.1. Úsečka AB představuje vratnou izotermickou expanzi (příjem tepla Q_H nebo absorpci) za teploty T_H . Během tohoto procesu dochází ke změně entropie rovné dodanému teplu podělenému teplotou T_H . Úsečka BC představuje část cyklu, při níž je pracovní plyn dokonale izolován, a proto nedochází k výměně tepla, jedná se o izoentropickou (adiabatickou) práci. CD izotermická komprese s odvodem tepla za teploty T_C a DA popisuje adiabatickou kompresi (izoentropický přívod práce). Plocha ohraničená body ABCD představuje práci A_0 vykonanou cyklem, plocha pod body CDEF představuje množství tepelné energie Q_C , které bylo z cyklu přeneseno. Součet těchto dvou oblastí (tedy ABDF) nám dává celkové teplo dodané do soustavy (Q_H). Dle prvního zákona termodynamiky

$$Q_H = Q_C + W . \quad (2.1)$$



Obr. 2.1 Přímý Carnotův cyklus (pro generování elektrické energie) [13]

Účinnost tepelného oběhu generujícího energii je obecně definována jako množství vyprodukované práce podělené množstvím tepla nutným pro provedení cyklu samotného. Lze ji tedy jednoduše zapsat jako

$$\eta = \frac{W}{Q_H}. \quad (2.2)$$

Z druhého zákona termodynamiky vyplývá, že pro Carnotův cyklus (Obr 2.1) lze napsat rovnici

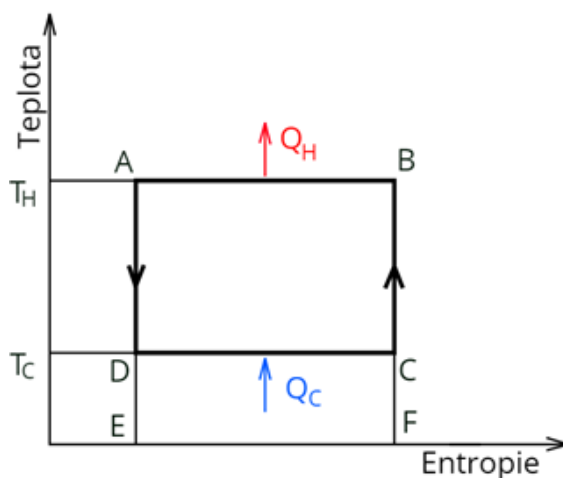
$$\eta = \frac{T_H - T_C}{T_H}. \quad (2.3)$$

Hlavní výhodou takto přeepsané rovnice účinnosti je, že obsahuje pouze porovnání teplot T_H a T_C . [13]

2.2 Obrácený Carnotův cyklus

Obrácením generátorového cyklu získáme režim tepelného čerpadla. Všechny procesy zde probíhají v opačném směru. Teploty jsou zvoleny tak, aby přivedené teplo Q_C bylo dodáváno kapalině při teplotě T_C v úseku mezi body DC, tento úsek reprezentuje výparník soustavy. CB představuje izoentropickou kompresi. K odvodu tepla Q_H dochází v kondenzátoru při teplotě T_H , tj. v úseku BA. Poslední fází je pak izoentropická expanze v úseku AD.

Množství energie potřebné pro tento proces představuje plocha ohraničená body DCBA a množství absorbovaného tepla reprezentuje plocha CDEF. Součet těchto ploch (IJLK) představuje teplo Q_H odvedené při teplotě T_H .



Obr. 2.2 Obrácený Carnotův cyklus (pro tepelné čerpadlo)[13]

Pro popis účinnosti chladicího zařízení nebo tepelného čerpadla zavádíme pojem chladicí faktor ε_c ($\varepsilon_c > 1$), označovaný také jako COP_C (Coefficient of performance), který je definován vztahem

$$\varepsilon_c = COP_C = \frac{Q_C}{|A_0|} = \frac{T_C}{T_H - T_C}. \quad (2.4)$$

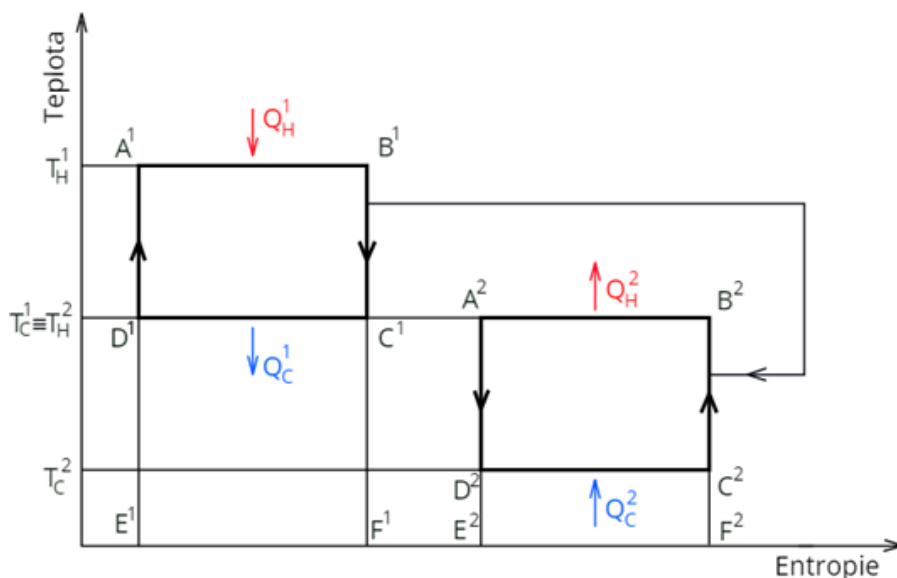
U tepelných čerpadel se však více zaměřujeme na topný faktor ε_H ($\varepsilon_H > 1$) nebo COP_H , který je vyjádřen vztahem

$$\varepsilon_H = COP_H = \frac{[Q_H]}{|A_0|} = \frac{T_H}{T_H - T_C}. \quad (2.5)$$

Oba vztahy opět díky vlastnostem Carnotova cyklu mohou být zapsány pouze za pomoci teplot. [13]

2.3 Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu

Absorpční tepelné čerpadlo můžeme s pomocí Carnotova cyklu popsat jako zapojení obou cyklů (přímého a reverzního) do jednoho stroje. Základním předpokladem tohoto modelu je, že teplo vyprodukované přímým cyklem (Obr. 2.1) je identické teplu potřebnému pro cyklus druhý (Obr. 2.2). Takto vytvořené zařízení (Obr. 2.3) využije termodynamického tepla přivedeného při teplotě T_H^1 (Q_H^1) ke zvýšení teploty z T_C^2 na teplotu T_H^2 . Odpadní teplo z přímého (generátorového) cyklu je odvedeno při teplotě T_C^1 (T_H^2). Celkové množství odvedeného tepla při teplotě T_H^1 je tedy rovno součtu Q_C^1 a Q_H^2 .



Obr. 2.3 Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu - Carnotův cyklus pro kombinaci přímého a reverzního cyklu [14]

Takovéto zařízení je tedy poháněno pouze tepelnou energií a nevyžaduje žádný další pohon.

Topný faktor je pak vyjádřen vztahem

$$COP_H = \frac{Q_C^1 + Q_H^2}{Q_H^1} = \frac{T_H^1 - T_C^2}{T_H^1} \cdot \frac{T_C^1}{T_C^1 - T_C^2} \quad (2.6)$$

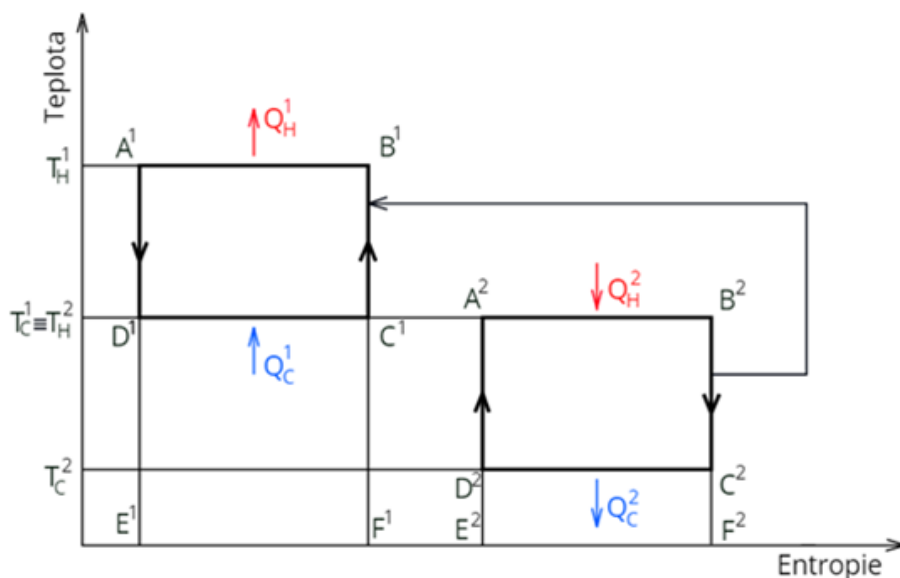
pro topný režim a jako

$$COP_C = \frac{Q_C^2}{Q_H^1} = \frac{T_H^1 - T_C^1}{T_H^1} \cdot \frac{T_C^2}{T_C^1 - T_C^2} \quad (2.7)$$

pro chladicí zařízení. [14]

2.4 Absorpční tepelné čerpadlo II. druhu

Systém bývá nazýván "absorpční systém typu II" nebo "transformátor tepla". Jedná se o kombinovaný Carnotův cyklus (Obr. 2.3), který je operován v reverzním chodu. Všechny tekutiny proudí opačným směrem (Obr. 2.4). Tepelné čerpadlo pracuje mezi teplotami T_C^1 a T_H^1 jako tepelné čerpadlo a mezi teplotami T_C^2 a T_H^2 (T_C^1) pracuje v generátorovém režimu. Oba cykly jsou v tomto případě poháněny teplem dodaným z teploty $T_C^1 = T_H^2$. Hlavní předností tohoto cyklu je snaha využít teplo na střední hodnotě a použít ho k dosažení teploty značně vyšší (T_H^1), respektive značně nižší (T_C^2). Toho je dosaženo pomocí odvedení odpadního tepla z generátorového cyklu při teplotě T_C^2 , které provede práci podílející se na cyklu tepelného čerpadla.



Obr. 2.4 Absorpční čerpadlo II. druhu - Carnotův cyklus kombinace přímého a reverzního cyklu v opačném směru [2]

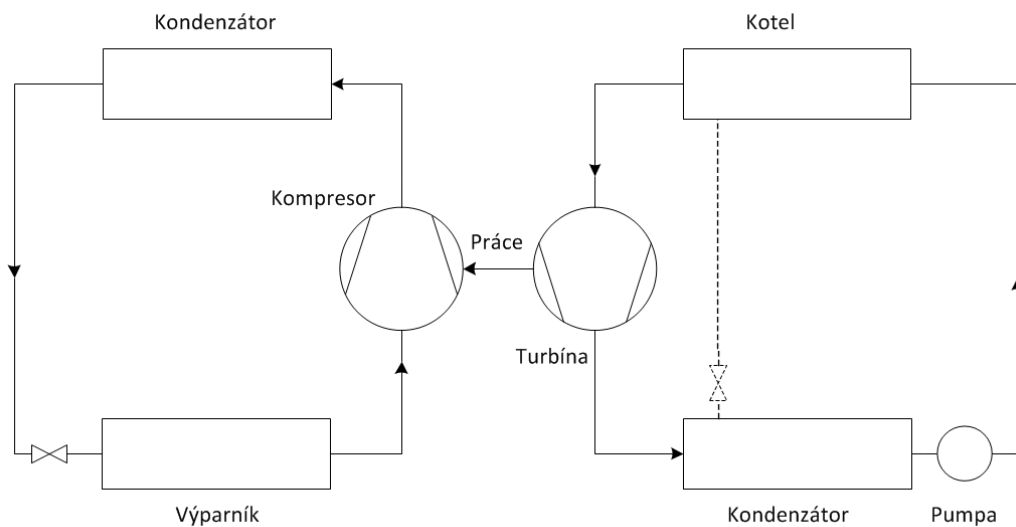
Účinnost cyklu pro transfer tepla je definována jako

$$COP_H = \frac{Q_H^1}{Q_C^1 + Q_H^2} = \frac{T_C^1 - T_H^2}{T_C^1} \cdot \frac{T_H^1}{T_H^1 - T_C^2} \quad (2.8)$$

kde COP_{HT} představuje množství využitelného tepla na vyšší teplotě (index HT z anglického "high temperature") nepřímo úměrné celkovému množství nutného odpadního tepla. Q_C^1 reprezentuje množství tepla nutné pro ohřátí média na teplotu T_H^1 a Q_H^2 reprezentují množství tepla použitého pro tento proces (nutné množství generované energie). [14]

2.5 Absorpční tepelné čerpadlo jako kombinace Rankin-Clausiova cyklu

Obr. 2.5 ukazuje Rankin-Clausiovův cyklus jako tepelné čerpadlo (vlevo) a stejný cyklus pro produkci tepla (vpravo). Při prozkoumání směru toků pracovních kapalin je zřejmé, že by oba cykly mohly pracovat dohromady. Je však nutné, aby měla pára vycházející z kotle (z části generující teplo) stejné parametry jako pára vstupující do kondenzátoru (tepelného čerpadla) a zároveň, aby pára vystupující z výparníku (tepelného čerpadla) měla stejné parametry jako pára vstupující do kondenzátoru (části generující teplo). Pokud jsou tedy dodrženy spojitě parametry mezi přestupy dvou cyklů, je možné provozovat oba cykly v jednom zařízení bez turbíny a kompresoru. [14]



Obr. 2.5 Schematické zobrazení kombinace dvou Rankin-Clasiových cyklů:
tepelného čerpadla (vlevo) a cyklu produkujícího teplo (vpravo)[14]

3 Absorpční tepelné čerpadlo

3.1 Absorpce jako fyzikální děj

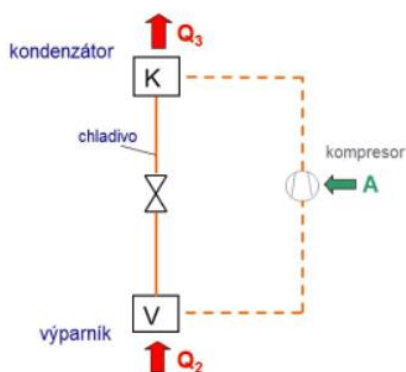
Absorpce je fyzikální děj, při kterém dochází k rozpouštění plynů nebo par jedné látky (chladiivo) v kapalině (směs absorbentu a chladiiva). Tento proces je doprovázen uvolněním absorpčního tepla, dochází tedy k vzrůstání entalpie stupně a ohřevu vzduchu. Absorpční teplo je výrazně vyšší než teplo kondenzační.

Reverzní děj absorpce se nazývá desorpce. Jedná se o vypuzování absorbovaného plynu z kapaliny a dochází k němu při zvyšování teploty (teplo je tedy do systému opět dodáváno).

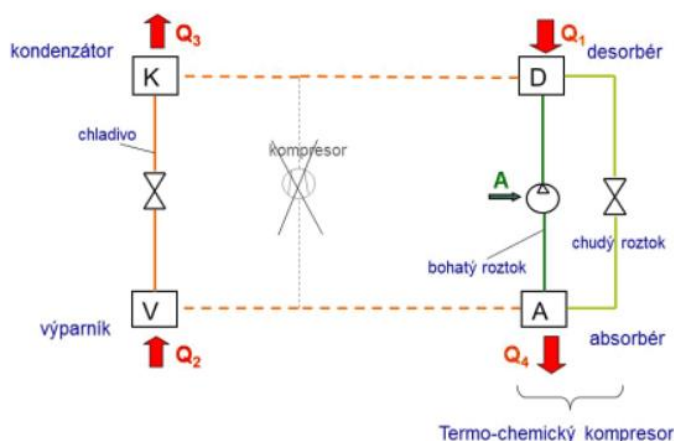
Absorpce je výrazně selektivní. To znamená, že různé kapaliny absorbují různé plyny s rozdílnou intenzitou. V technické praxi to představuje omezený počet kombinací plyn-kapaliny s dobrými absorpčními vlastnostmi pro praktické využití. Absorpční výkon je závislý na ploše fázového rozhraní plyn-kapalina.

3.2 Absorpční chladicí oběh vs. kompresní chladicí oběh

Absorpční zařízení je tepelné čerpadlo, které využívá absorpční oběh pro přenos tepelné energie na vyšší teplotní hladinu. Na rozdíl od tepelných čerpadel s kompresorovým oběhem odpadá potřeba elektricky poháněného kompresoru, využije se hnací energie ve formě tepla (Obr. 3.1). Absorpční oběh je tedy vhodné použít v případě, že máme levný zdroj tepla o vysokém potenciálu (např.: horká voda/pára ohřátá z technologického procesu, solárního záření a jiné).



Obr. 1 Schéma kompresorového chladicího oběhu



Obr. 2 Schéma absorpčního chladicího oběhu

Obr. 3.1 Schéma chladicího okruhu kompresorového (vlevo); schéma absorpčního chladicího oběhu (vpravo) [15]

Hlavním důvodem využívání absorpční jednotky místo kompresorového chlazení je snaha využít levný dostupný zdroj tepla místo nákladné elektřiny. Spotřeba elektrické energie kompresorového chladicího zařízení je 30–50 % celkového výkonu zařízení, zatímco u absorpční jednotky je to pouze okolo 5 % (příkon čerpadla). Mezi další výhody absorpční jednotky patří především vyšší životnost a spolehlivost zařízení a nízká hlučnost provozu.

Naopak kompresorové chladicí zařízení má oproti absorpční jednotce výrazně menší rozměry a hmotnost, je zapotřebí menšího množství pracovních kapalin a především má kompresorová jednotka výrazně menší pořizovací náklady. [15]

3.3 Grafické zobrazení - Dühringův diagram

Grafické zobrazení je velmi užitečné pro rychlé zhodnocení vlastností provozních kapalin a jejich případné porovnání. Většinou bývá zobrazována logaritmická hodnota tlaku závislá na teplotě. Hlavní výhodou tohoto diagramu je, že grafická závislost saturačních teplot vs. saturačních tlaků je reprezentována křivkami velmi podobnými úsečkám pro většinu kapalin a směsí kapalin s konstantním hmotnostním zlomkem. Tyto grafy jsou nazývány parně-tlakové křivky.

V některých grafech bývají parní závislosti vykresleny jako lineární úsečky, kvůli tomu je měřítko osy tlaku záměrně upraveno. Tyto grafy jsou dle jejich původního autora nazývány Dühringovy diagramy. Graf lze vykreslit pro jednu kapalinu nebo pro směs dvou kapalin. Jednotlivé křivky představují isostery (křivky s konstantním hmotnostním zlomkem) a reprezentují vždy určitý poměr směsi. Dühringův diagram pro voda/LiBr je zobrazen na Obr. 3.2 a amoniak/voda v Obr. 3.6. V Dühringově diagramu mohou být také vykresleny pracovní cykly. [14]

3.4 Použité kapaliny

Výkon a účinnost vratného (ideálního děje) jsou nezávislé na použitých kapalinách. Naproti tomu parametry reálného stroje jsou silně závislé na vlastnostech pracovních kapalin. Zvolené kapaliny mají také velký vliv na ekonomické hledisko, a to jak z ohledu pořizovacích nákladů, tak nákladů spojených s provozem. V této kapitole popíšeme vlastnosti řešení využívajícího dvou nejčastějších roztoků: amoniak/voda ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) a voda/bromid lithný ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). V minulosti proběhla celá řada studií zaměřujících se na možnosti použití alternativních roztoků. Použit lze také například: voda/hydroxid sodný ($\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH}$), voda/chlorid lithný ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$). Některá řešení jsou speciálně navržena pro specifické podmínky (např. vysoké teploty), ostatní měla za cíl překonat již zmíněné kombinace. Ke komerčnímu prosazení však nedošlo. [14]

Hlavním požadavkem na dvojici pracovních kapalin je, aby hranice jejich mísitelnosti byla v rozmezí teplot dosahovaných během chladicího cyklu. Směs by dále měla být chemicky stabilní, nevýbušná a pokud možno netoxická (nesplněno u amoniak/voda). Cílem je také splnit co nejvíce z následujících parametrů:

- Zvýšení teploty varu (rozdíl mezi teplotou varu samotného chladiva a směsi) by měl být co nejvyšší.
- Chladivo by mělo mít vysoké vypařovací teplo a vysokou koncentraci v absorbéru s cílem udržovat nízkou hodnotu cirkulace mezi desorbérem a absorbérem vztaženou na jednotku chladicí kapacity.
- Příznivé hodnoty veličin ovlivňujících přenos tepla a hmoty (např. viskozita, tepelná vodivost a difuzní koeficient).

- Obě části směsi (chladiivo i absorbér) by měly být ekonomicky výhodné, nekorozivní a šetrné k životnímu prostředí.[16]

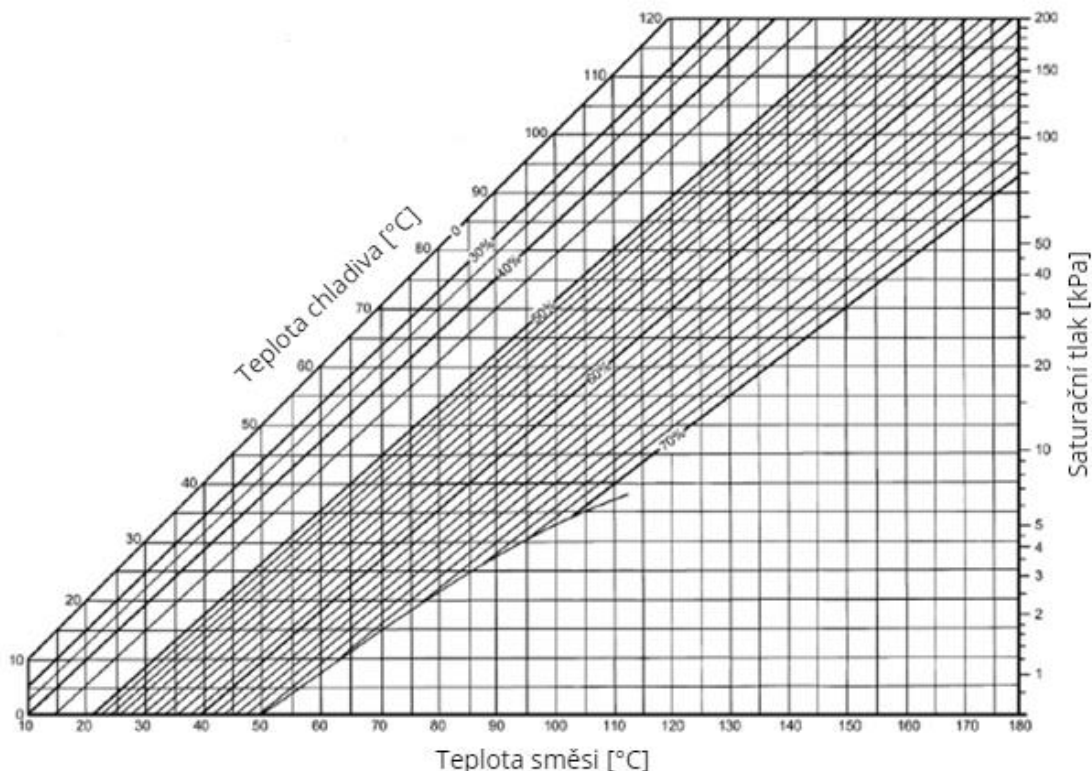
Tab. 3.1 Porovnání vlastností provedení voda/LiBr a amoniak/voda

Vlastnosti	Voda/LiBr	Amoniak/voda
Rozsah chlazení [°C]	nad 0	-55 až +55
Chladicí kapacita [Ton]*	10 až 1500	3 až 25
COP _C	0,7 < COP _C < 1,2	~0,5
Chladiivo	Voda Výhody: vysoké latentní teplo, nízká viskozita Nevýhody: nízká teplota tuhnutí, příliš nízký tlak par.	Amoniak Teplota varu: -33 °C Výhody: nízká teplota tuhnutí, dobré latentní teplo, nízká viskozita. Nevýhody: vysoký tlak par, korozivní vůči mědi.
Absorbent	LiBr Teplota varu: 1265 °C Výhody: nízká viskozita, dobrý tlak par.	Voda Výhody: nízká viskozita Nevýhody: nevhodný tlak par.
Výhody	Jednoduchý systém s nízkou vlastní spotřebou, netoxický, nevýbušný.	Vyšší stupeň vychlazení, menší potrubí a kompaktnější zařízení, dostupnější.
Nevýhody	Pomalý náběh na pracovní teplotu, korozivní, podtlakový režim.	Toxicita, výbušnost, korozivní, nebezpečné pro životní prostředí.
Užití	Výhodné pro tep > 0 °C	Lze použít na mražení pro tep < 0 °C

*Ton je jednotka chladicí kapacity (užívaná především v USA/Kanada) 1 Ton = 3,517 kW[14] [17]

3.5 Zapojení voda/LiBr

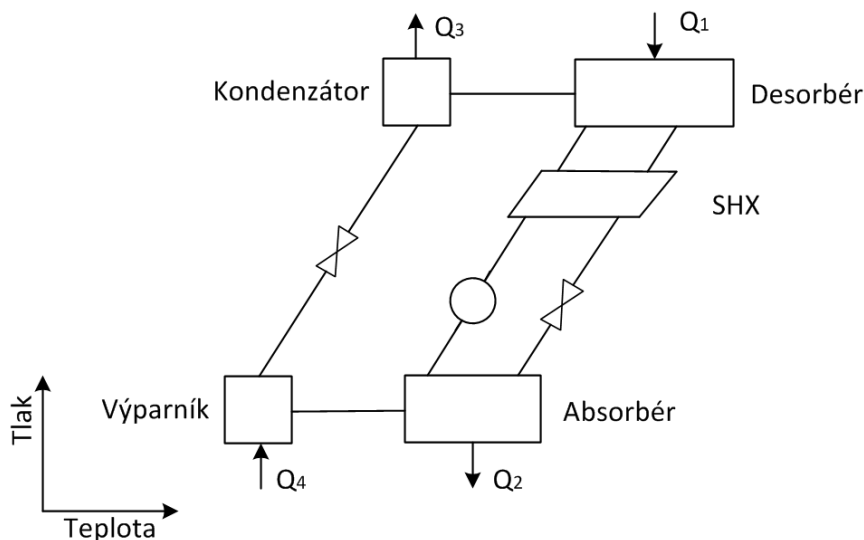
Technologie chlazení za pomoci voda/bromid lithný se využívá od 50. let 20. století, kdy ji prosadilo několik firem v USA. Tato technologie využívá vodu jako chladiivo, a tedy stanovuje limit pro maximální chlazení 0 °C. Výsledné parametry zařízení silně závisí na parametrech tepla pohánějícího cyklus. Absorpční jednotky se stavějí pro výkony okolo 35 až 5500 kW a běžně dosahované hodnoty jsou v rozmezí 0,7 < COP_C < 1,2. [14]



Obr. 3.2 Dühringův diagram pro voda/LiBr[18]

3.5.1 Jednostupňové zapojení voda/LiBr I. druhu

V oběhu proudí chladiwo a absorpční látka. V absorbéru jsou páry chladiwa absorbovány do kapaliny (absorbentu), tento děj je doprovázen uvolněním absorpčního tepla Q_4 . Odtud je kapalná směs (bohatý roztok) čerpána do desorbéru. Čerpání probíhá z nízké tlakové hladiny do části oběhu s vyšším tlakem. Jak zobrazuje Obr. 3.3, provádí se aproximace, že celý proces probíhá pouze ve dvou tlakových hladinách. V reálném případě bude docházet k tlakovým ztrátám způsobeným průtokem mezi jednotlivými komponenty a výškovými rozdíly. Cílem je však tyto ztráty co nejvíce minimalizovat konstrukčním provedením.



Obr. 3.3 Schéma jednostupňového absorpčního cyklu voda/LiBr
 Q_1 - hnací teplo, Q_2 , Q_3 - odvod tepla, Q_4 - výroba chladu [14]

Následným zahřáním směsi teplem o vysokém potenciálu (Q_1) dochází k vypuzení (desorpci) páry chladiva z absorpční směsi. Z desorbéru (jindy nazývaný generátorem) páry směřují do kondenzátoru, kde kondenzují při kontaktu s ochlazeným povrchem (Q_3). Zbývající kapalina (chudý roztok) opouští desorbér zpět do absorbéru. Desorpční proces je částečným vypařováním. Přitom je pára putující do kondenzátoru téměř úplně zbavena soli, jedná se tedy o čisté chladivo. Naopak vratná kapalina z desorbéru do absorbéru je téměř úplně tvořena solí (LiBr). Chladivo v kapalně podobě dále prochází přes škrty zpět do výparníku, kde dojde snížením tlaku k vypařování chladiva a k odběru tepla ochlazeného média (Q_2). Páry chladiva uzavírají svůj oběh zpět v absorbéru. [14][15]

Pro zvýšení účinnosti celého zařízení a snížení nároků na přiváděné teplo bývá, dle specifických konstrukčních požadavků, cyklus doplněn o další výměníky tepla. Především se jedná o SHX (solution heat exchanger), který je zařazen mezi absorbér a desorbér. Slouží k výměně tepla mezi bohatým a chudým roztokem. Cílem je předejít roztok bohaté směsi dříve, než vstoupí do desorbéru, a současně ochladit vratný (chudý) roztok, než vstoupí do absorbéru. Tento proces je výhodný pro obě složky. Jedná se o pouze výměnu citelného tepla, probíhá tedy bez fázové změny.

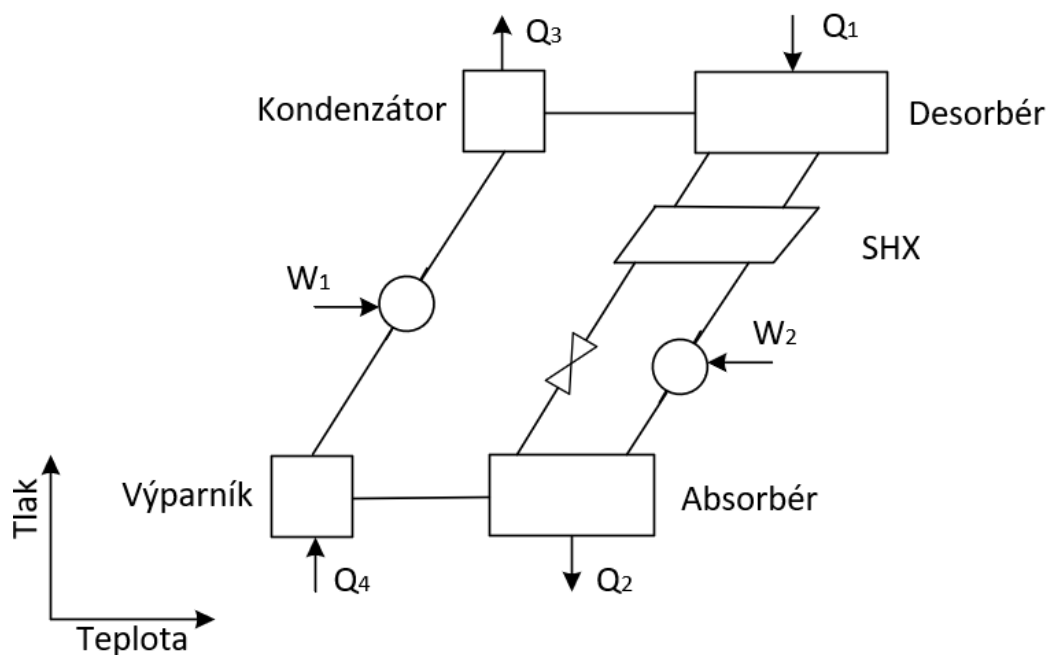
Z Obr. 1.1 je patrné, že běžný tlak v zařízení bude subatmosférický ($p < 101\,325$ kPa). Požadovaný podtlak klade vysoké nároky na těsnost systému a je náchylný na přítomnost zbytkových plynů. Nízkého tlaku je dosahováno čerpáním vzduchu a ostatních plynů z tlakové části zařízení. Je nutné odstranit také plyny, které se rozpustily z kapalin. K tomu dojde samovolně, pokud je poskytnut dostatek času. Proces lze urychlit mechanicky (cirkulací kapaliny například pomocí pumpy) nebo termálně (ohříváním kapaliny nad její bod varu za daného tlaku).

V kombinaci s kyslíkem je vodný roztok Li/Br vysoce agresivní vůči velkému množství kovů (včetně uhlíkových ocelí nebo mědi). Díky nízkotlakému režimu je ale v zařízení

přítomno velmi malé množství kyslíku a rychlost koroze je tedy, výrazně menší. Proto pro provozní stavy běžně dosahované v jednostupňovém absorpčním zařízení voda/LiBr jsou jako konstrukční materiály vhodné uhlíkové oceli a měď. Snaha je snížit efekt koroze a tím prodloužit životnost systému. Hlavními prostředky je regulace pH a inhibitory koroze.

3.5.2 Jednostupňové zapojení voda/LiBr II. druhu

Výše zmíněné absorpční jednotky jsou typu I, odpovídají termodynamickému modelu tepelného čerpadla 1. typu (Kap. 2.3). Další možností je využít tepelného čerpadla 2. typu (Kap. 2.4). Toto zapojení je někdy nazýváno zesilovačem tepla (z anglického heat booster) nebo transformátor tepla. Tato technologie je vhodná především v případě, kdy je dostupné teplo (především odpadní) z technologického hlediska požadováno na vyšší tepelné hladině. Teploty, při kterých operuje absorpční tepelné čerpadlo II. druhu, jsou výrazně vyšší, než je tomu u typu I. Podobně také vyšší tlaková hladina je výrazně vyšší než vyšší tlaková hladina u tepelného čerpadla I. druhu. S tím souvisí i vyšší náchylnost na korozi.

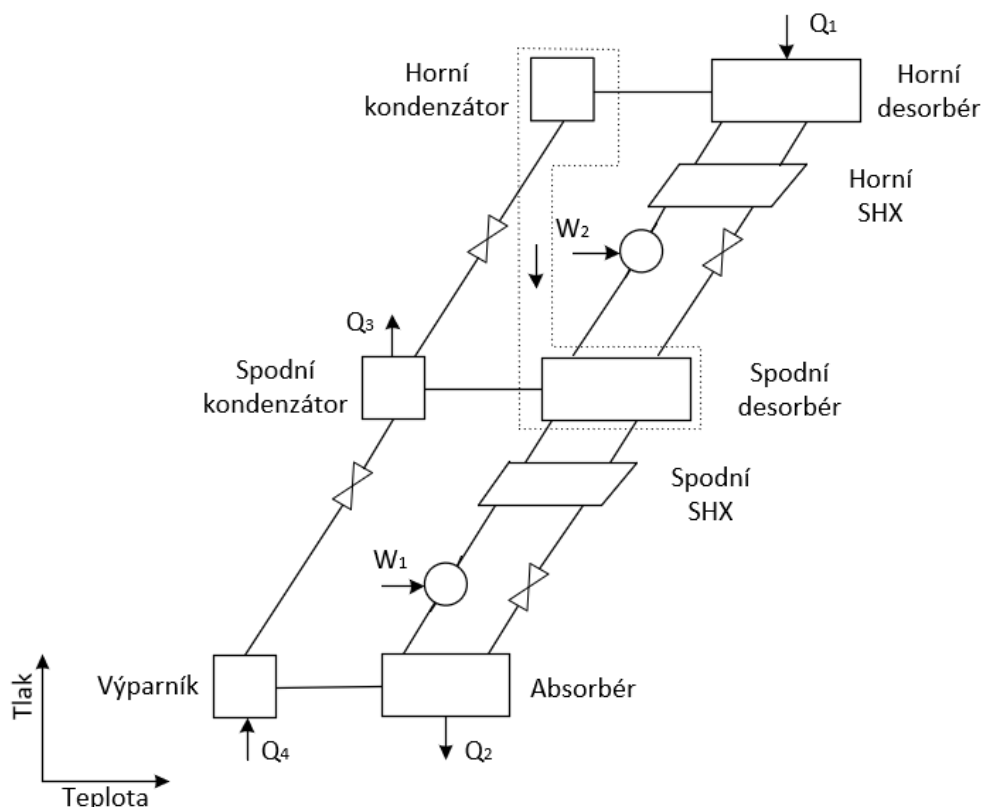


Obr. 3.4 Jednostupňový absorpční tepelný zesilovač (Typ II) voda/LiBr [14]

Obr. 3.4 zobrazuje schematické zobrazení typu II. v Dühringově diagramu. Hlavní rozdíl je v obráceném směru proudění. Čerpání roztoku probíhá ve větvi úplně vpravo a vrací se zpět přes škrticí ventil. Kondenzátor a desorbér jsou na nižší tlakové hladině. Odpařená voda je přivedením tepla Q_1 vypuzena ze směsi v desorbéru a putuje do kondenzátoru, kde dochází ke změně skupenství za uvolnění tepla Q_3 . Kapalně chladivo je čerpáno do vyšší tlakové hladiny, kde se ve výparníku vypaří. Pára dále putuje do absorbérů, kde se spojí se solným roztokem a uzavře tak cyklus. [14]

3.5.3 Dvoustupňové zapojení voda/LiBr

Hlavní nevýhodou jednostupňového absorpčního čerpadla je, že nevyužije plně vysokoteplotního potenciálu. Chladicí faktor COP_C je tedy pouze okolo 0,7, a to nezávisle na teplotě dodávaného tepla. Pro vyšší využití tepelné energie a vyšší účinnost cyklu je možné použít cyklus dvoustupňový. Dvoustupňové zařízení dosahuje COP_C okolo 1 až 1,2 a je tedy ekonomicky rentabilnější.



Obr. 3.5 Schéma dvoustupňového absorpčního zařízení voda/LiBr I. druhu [14]

Pro schematické zaznačení je opět vhodné použít Dühringův diagram, na Obr. 3.5 je zobrazeno jedno z možných zapojení systému. Teplo je do systému dodáváno v horním desorbéru (Q_1) a ve výparníku (Q_4). Teplo je zároveň odváděno ze systému, a to v absorbérú (Q_2) a ve spodním kondenzátoru (Q_3). Dvoustupňové zařízení obsahuje dvě SHX se stejnou funkcí jako v případě jednostupňového zařízení (popsáno v Kap. 3.5.1) a novým zařízením je výměník pro vnitřní výměnu tepla mezi horním a dolním kondenzátorem. V praxi je této výměny docíleno sloučením obou kondenzátorů do jednoho zařízení. Na Obr. 3.5 je zobrazeno jako tečkovaná oblast. Střední tlaková hladina (spodní kondenzátor a desorbér) je přibližně totožná s vyšší tlakovou hladinou u jednostupňového zařízení. [14]

3.6 Zapojení amoniak/voda

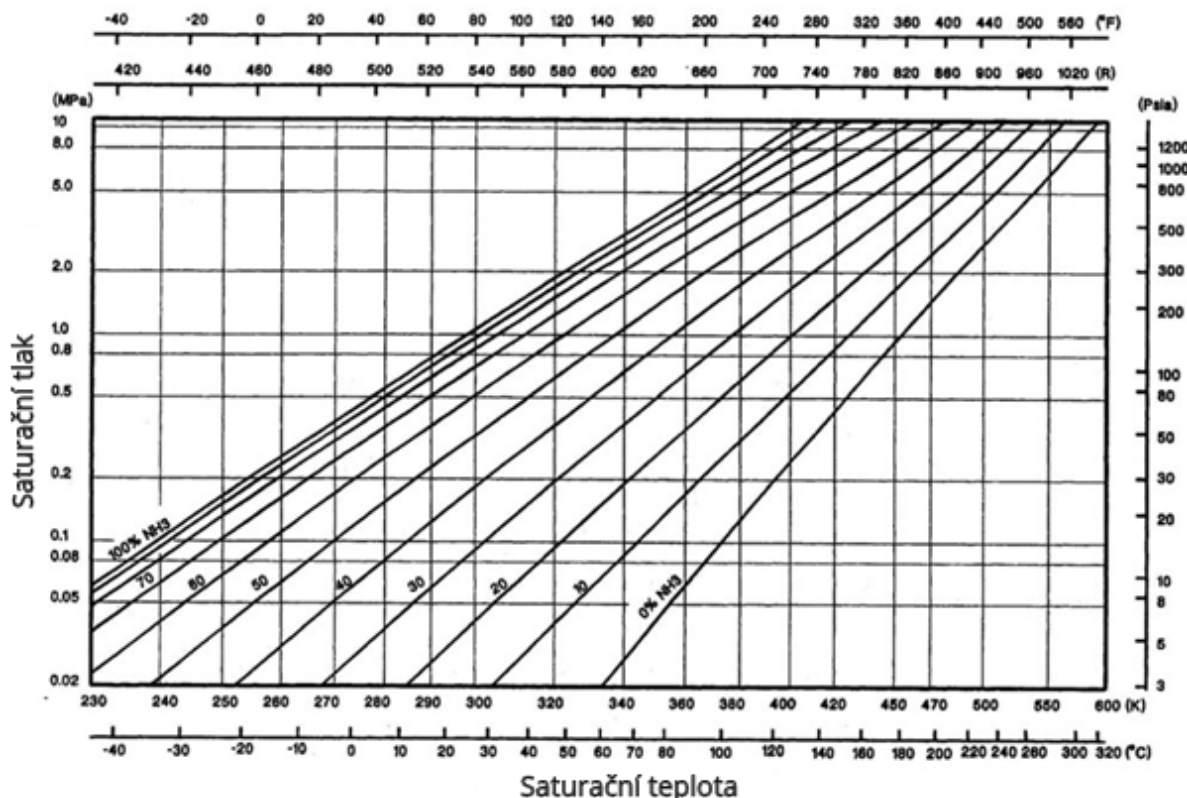
Amoniak je přírodně se vyskytující látka, která je produkována a používána ve velkém množství v řadě odvětví, především pak v zemědělství jako hnojivo, dále pak jako klíčová složka výroby

umělých vláken, plastů a výbušnin, mimo to bývá využíván v potravinářském průmyslu. Jedná se o bezbarvý plyn, který může být uchovávan a transportován v kapalné podobě při tlacích nižších 1 MPa a teplotách pod 25 °C.

Chlazení za pomoci amoniak/voda se začalo využívat kolem roku 1800, a to především na výrobu ledu před rozšířením kompresorového chlazení. Tato technologie využívá amoniak jako chladivo a to přináší výhodu v tom, že lze chladit až do -77,7 °C (teplota tuhnutí amoniaku).

Hlavním nedostatkem tohoto řešení je toxicita amoniaku. Vyznačuje se silným zápachem, který je cítit už při hodnotách okolo 50 ppm. Při vyšších hodnotách koncentrace a delším vystavení je smrtelný. Amoniak je výbušný při koncentracích 16 – 25 %. I přes nebezpečí otravy amoniakem jsou absorpční jednotky amoniak/voda používány jako klimatizační jednotky, a to i v místech s vyšší hustotou populace, musí být však vždy umístěny v dobře odvětrávaném prostoru, typicky tedy mimo budovu. [14]

Absorpční jednotky bývají stavěny pro výkony 10 až 90 kW a jejich COP_C se pohybuje běžně okolo 0,5. [14]

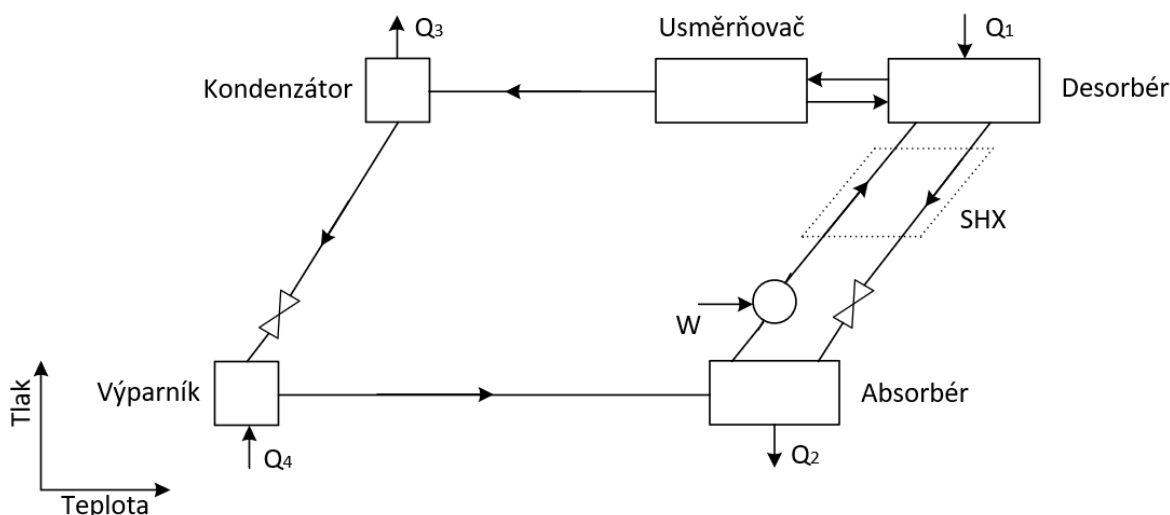


Obr. 3.6 Diagram tlak-teplota pro amoniak [14]

3.6.1 Jednostupňové zapojení amoniak/voda

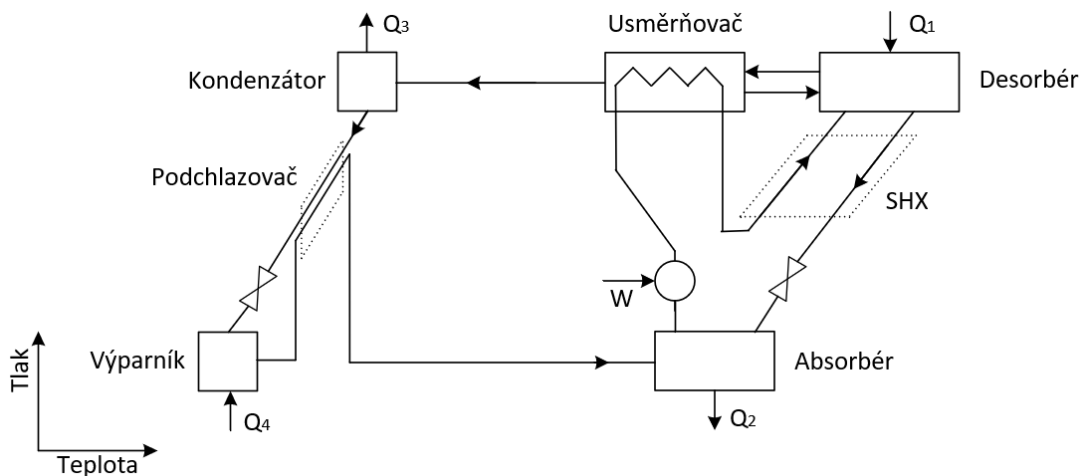
Při této konfiguraci je jako chladivo použit amoniak, jehož bod varu je $-33,35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Díky tomu je tlak v desorbéru relativně vysoký, a to jak při použití pro chlazení na běžné pokojové teploty, tak při použití pro mražení (Obr. 3.6). Vysoký tlak vede k použití ve srovnání s konfigurací voda/LiBr relativně malých průměrů potrubí.

Druhým hlavním rozdílem je, že parciální tlak vody není zanedbatelný vůči parciálnímu tlaku amoniaku. V důsledku toho obsahují páry generované v desorbéru nezanedbatelné množství vody. Voda zůstává v okruhu a snižuje účinnost celého okruhu. Aby bylo zabráněno vnikání vody do ostatních částí systémů, je instalováno usměřovací zařízení - zpětný chladič. Schéma modifikovaného okruhu je zobrazeno na Obr. 3.7. Chladicí zařízení je chlazeno zvně systému. Voda uvnitř chladiče kondenzuje a je vrácena zpět do desorbéru.[14]



Obr. 3.7 Schéma jednoduchého jednostupňového absorpčního cyklu amoniak/voda[14]

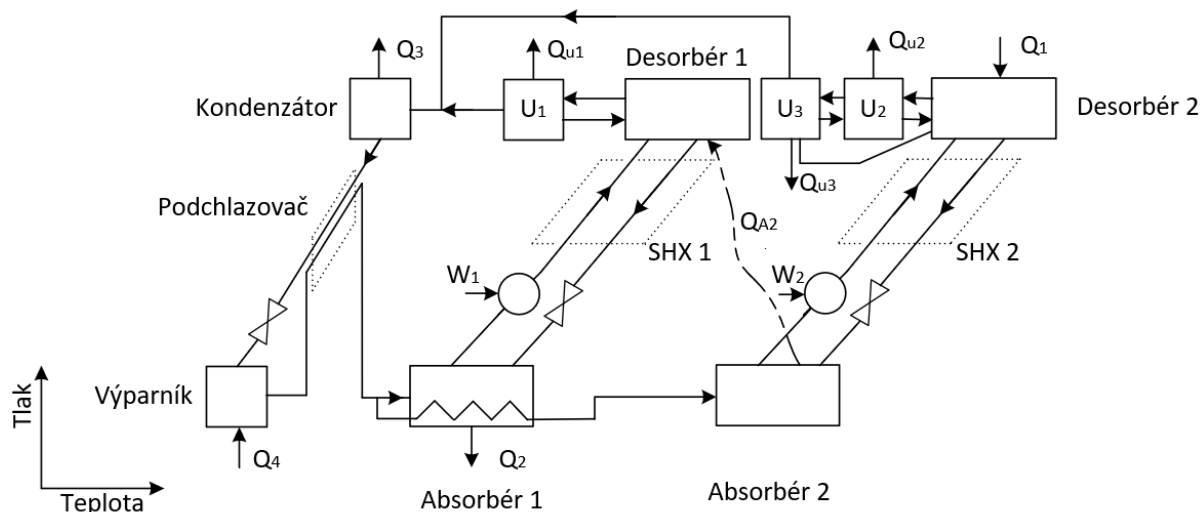
Účinnost systému lze nadále zvyšovat. Dva hlavní prvky zvyšování účinnosti jsou zobrazeny na Obr. 3.8. První možnou modifikací je přidání předchlazovací jednotky - podchlazovače. V podchlazovači dochází k vypaření značné části kapalné fáze. Druhým místem pro zlepšení účinnosti je SHX. Tepelná kapacita toků procházejících SHX není totožná. Platí, že bohatý roztok opouštějící absorbér má vyšší hmotnostní tok a tedy i vyšší tepelnou kapacitu než vratný roztok z desorbéru do absorbéru. Tuto nerovnoměrnost lze kompenzovat tím, že je bohatý roztok veden přes zpětný chladič jako chladivo. Slouží tedy zároveň k vychlazení směsi před kondenzátorem. COP_C jednostupňového systému amoniak/voda je přibližně 0,4. [14]



Obr. 3.8 Schéma jednostupňového absorpčního cyklu amoniak/voda s prvky zvyšujícími účinnost [14]

3.6.2 Dvoustupňové zapojení amoniak/voda

Stejně jako v případě dvoustupňového zapojení voda/LiBr (Kap. 3.5.3) dvoustupňové zapojení amoniak/voda je použito pro zvýšení účinnosti nebo k vyššímu přenosu tepla. Existuje celá řada možných zapojení, pro účely této práce je zde ukázáno jedno možné schéma. Pojmem "dvoustupňové zařízení" rozumíme konfiguraci, při které je určité množství tepla využito dvakrát pro maximální chladicí efekt.



Obr. 3.9 Dvoustupňové absorpční zařízení amoniak/voda [14]

Obr. 3.9 ukazuje příklad dvoustupňového systému. Levá část systému je totožná s konvenčním jednostupňovým systémem rozebraným v minulé kapitole. Jednotlivé prvky plní stejnou úlohu a jsou zde zaznačeny indexem "1". První změnou je, že desorbéru 1 je teplo dodáváno z absorbéro 2. Pára pro absorbér 2 je dodávána z výparníku a chudá směs je dodávána

z desorbéru 2. Teplo potřebné pro desorbér 2 je dodáváno z vnějšího zdroje. Desorbér 2 produkuje výpary chladiva, které kondenzují v kondenzátoru a následně se vypařují ve výparníku. Kondenzátor a výparník jsou nepárová zařízení a obslouží obě větve systému.

Na rozdíl od dvoustupňového systému voda/LiBr toto zařízení pracuje pouze ve dvou tlakových hladinách. Řešení se třemi tlakovými hladinami by bylo samozřejmě možné, ale znamenalo by výrazné zvýšení tlaku, které je většinou nevhodné (pro běžné klimatizační podmínky až kolem 7 MPa). Použití dvoustupňového absorpčního systému vyžaduje vždy určitou rozvahu. V případě amoniak/voda totiž nevede k příliš velkému zvýšení chladicího výkonu, takto získané COP_C bude přibližně 0,5. [14]

4 Užití absorpčního cyklu v praxi

4.1 Lokální chlazení

Absorpční jednotka může být použita jako chladicí zařízení typu klimatizační jednotky. Výhodou této technologie je možnost zároveň vyrábět i teplo (teplou vodu) a tak pokrývat více potřeb daného objektu. Absorpční zařízení může být vytápěno přímo nebo nepřímo. Přímou vytápěnou jednotku je vybavena hořákem a tepelnou energii získává spalováním dodávaného paliva. Může se jednat o plyn, bioplyn, naftu, lehký topný olej a jiné. Pro tento typ je využita jednotka dvoustupňová. [19]

Nepřímo vytápěné jednotky používají jako pohon tepelnou energii vyrobenou z jiného zdroje tepla. Může se jednat o teplou vodu, páru nebo horké spaliny. Pára a spaliny jsou využity především, pokud je k tomu vhodný technologický proces, ideálně pak, pokud je možné využít odpadního tepla. Teplá voda může být dodávána z CZT. [20]

4.2 Centrální zásobování chladem

Centrální zásobování chladem na rozdíl od centrálního zásobování teplem není v současné době stále příliš rozšířené, a to zejména protože bylo chlazení kancelářských a obytných objektů považováno za nadstandardní. Trend posledních let ale jasně ukazuje na stále stoupající poptávku po chlazení. Centrální zásobování chladem respektuje současné potřeby zákazníků a zahrnuje stejné výhody jako centrální zásobování teplem. Mezi hlavní výhody patří nenáročnost obsluhy ze strany koncového zákazníka, který nemusí vlastnit a servisovat chladicí jednotku. Získává tak komfort poskytované služby. Odpadají tak také investiční náklady, které jsou nahrazeny náklady paušálními. Při vhodném návrhu a ekonomickém modelu by tak měl být centrální systém méně nákladný, a tedy levnější než lokální způsoby chlazení. V neposlední řadě je nutné zmínit ekologické hledisko. Absorpční jednotky mají nižší energetickou náročnost.

Jedním z hlavních předpokladů pro úspěšné a ekonomické použití systému centrálního zásobování chladem je použití velmi dobře izolovaného potrubí pro transport chladicího média. Dále je tento systém ideální pro objekty kampusového typu, tedy univerzity, hotelové komplexy, technologické parky a velké obytné komplexy. [21]

4.3 Chlazení plynové turbíny

Plynové turbíny jsou rozšířeným zařízením pro výrobu elektrické energie. U plynové turbíny je účinnost turbíny závislá na okolní teplotě, respektive na hustotě přiváděného vzduchu, která je závislá na teplotě. Okolní podmínky jsou velkým problémem například na Blízkém východě, kde se nachází velká část světových zásob zemního plynu. Obvykle platí, že nárůst teploty o 1 °C odpovídá 0,5–0,9% snížení výkonu cyklu. Výhodné je tedy plynovou turbínu chladit. V mnoha oblastech je nevhodné používat konvenční chladicí věže a kompresorové chlazení má zase vysoké energetické nároky. Jako alternativa tedy velmi dobře slouží absorpční chladicí jednotka. Jako hnací teplo poslouží horké spaliny. [22]

4.4 Užití v elektrárnách a teplárnách

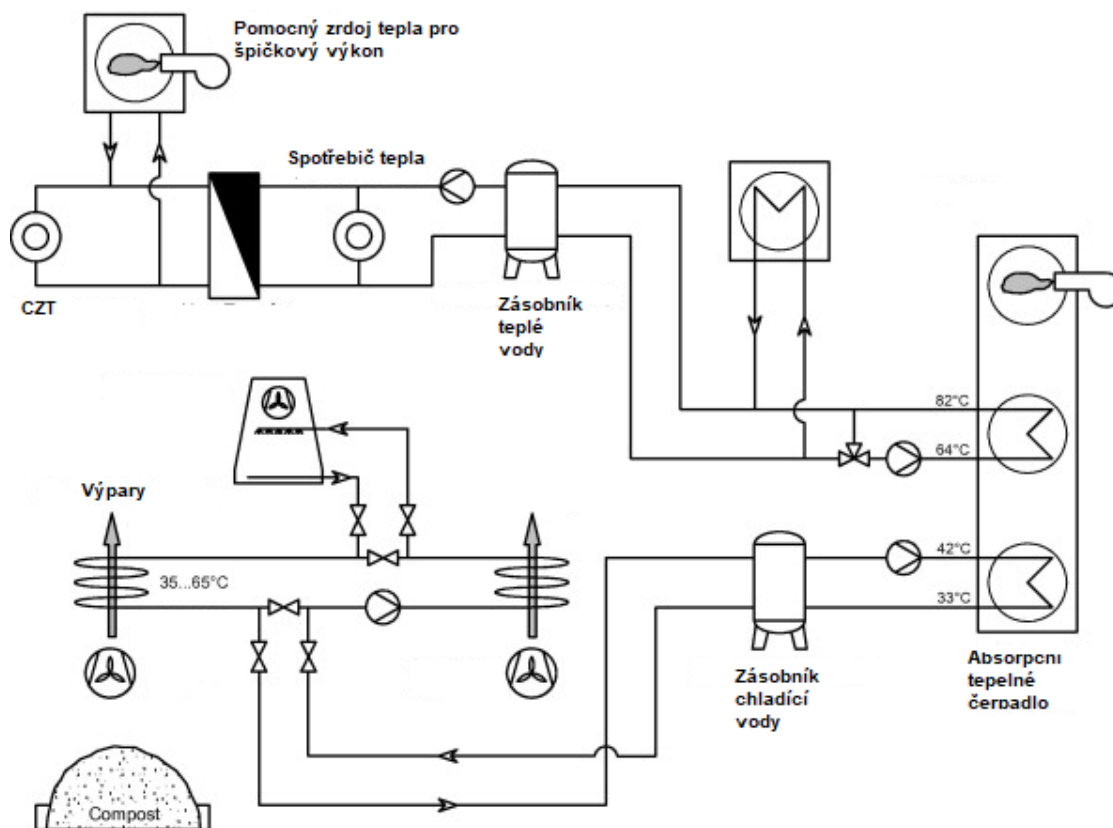
Možnostem využití jsou věnovány následující kapitoly této práce. Obecně platí, že je možné použít absorpční tepelné čerpadlo jako zdroj teplé vody (v teplárenství) nebo jako nízkoteplotní regeneraci pro zvýšení účinnosti elektrárny.

4.5 Využití odpadního tepla z různých technologických provozů

Absorpční tepelné jednotky nalézají své uplatnění v celé řadě technologických procesů. V ideálním případě poskytuje daná technologie nejen nízkopotenciální teplo, ale i hnací páru. V této kapitole uvedeme některé zajímavé příklady využití. Podrobnější popis by byl však příliš mimo rámec této práce.

Kompostárny

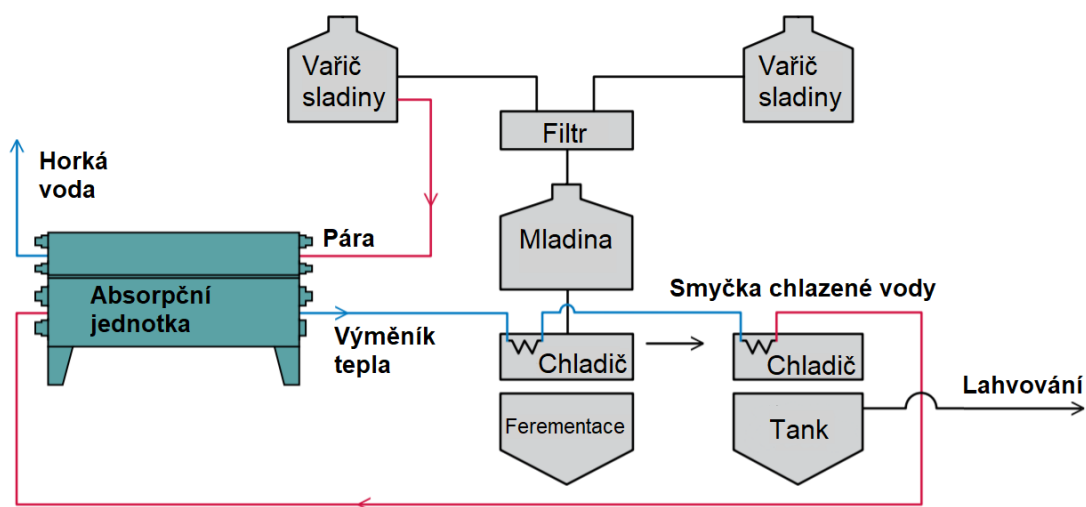
Kompostárna je zařízení na zpracování organických surovin a odpadů. Zpracování se nazývá kompostováním, je to cca 40 denní proces, během kterého dochází k aerobní přeměně na výsledný produkt – kompost, který se dále využívá v zemědělství. Lze využít přímo otápěné absorpční jednotky. Biologický materiál během kompostování produkuje teplo, které dosahuje v různých fázích procesu teplot 30 až 65 °C. Zemním plynem otápěné absorpční tepelné čerpadlo je použito jako chladič těchto výparů a zároveň vyrábí horkou vodu. Z důvodů nestálosti produkované tepla je vhodné zařadit do návrhu také akumulční zásobníky vody.



Obr. 4.1 Schéma kompostárny s absorpční jednotkou[23]

Pivovary

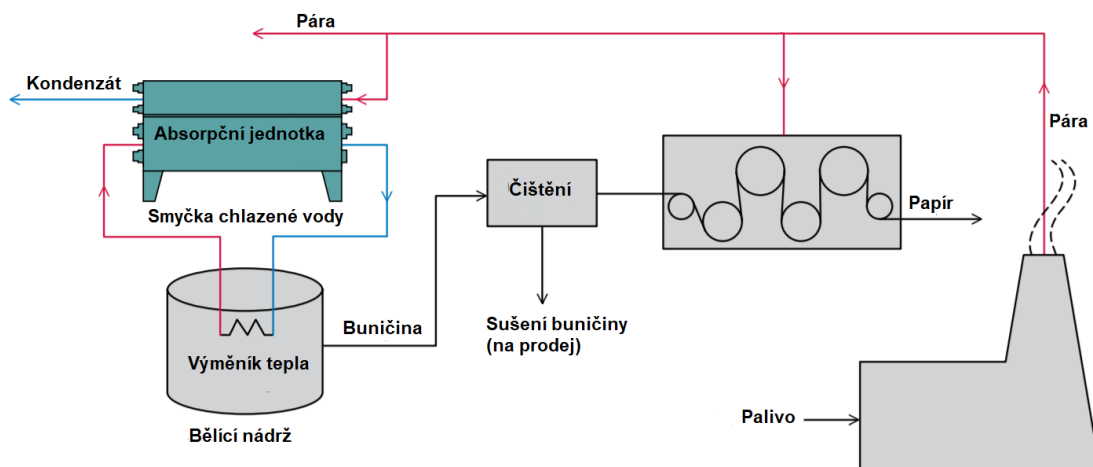
V pivovarech lze pro pohon jednotky znovu použít páru, která byla použita na sterilizaci sklenic. Chladicí potenciál jednotky je velmi dobře možné využít k chlazení „mladiny“. Jedná se o produkt vaření sladiny a chmelu, který je nutné rychle zchladit pod teplotu kvašení, která se liší dle druhu piva – pro svrchně kvašené pivo (Ale) kolem 20 °C, pro spodně kvašené pouze 8 °C (ležák).



Obr. 4.2 Schéma technologické části pivovaru s absorpční jednotkou [24]

Papírny

Použití absorpčních jednotek v papírenském průmyslu je hnáno potřebou udělat provoz ekologičtější. Bělení papíru vyžaduje studenou vodu do 12 °C. Pokud je během letních měsíců teplota užitkové vody vyšší, je potřeba ji chladit. Zároveň však sušení papíru v těchto měsících potřebuje menší množství páry.



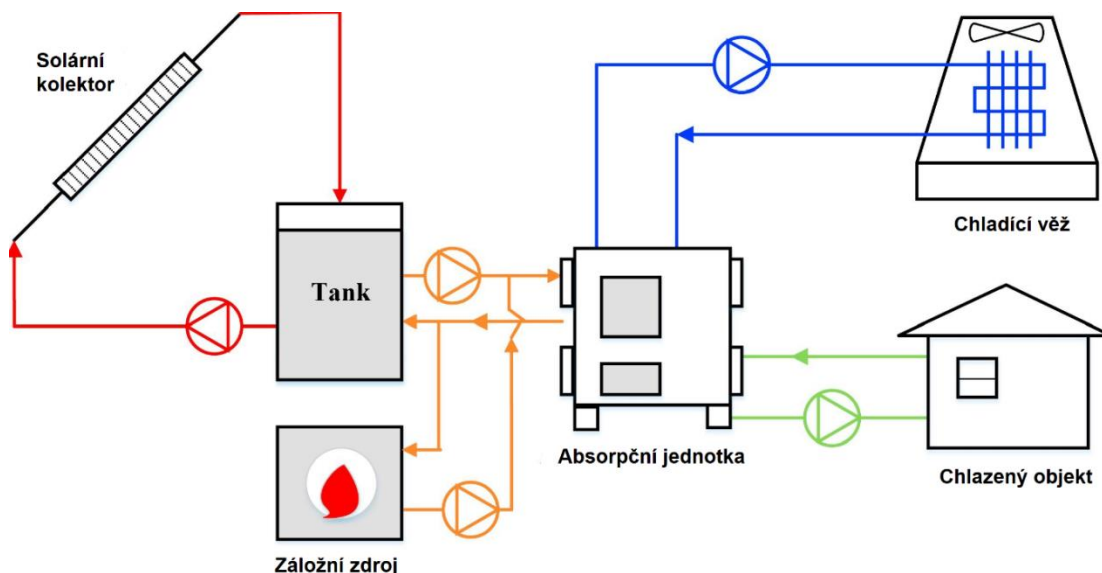
Obr. 4.3 Schéma technologické části papírny s absorpční jednotkou [24]

Podobně může být absorpční tepelné čerpadlo použito ve velkých tiskárnách papíru, kde se k sušení inkoustu využívá vzduchu o teplotě okolo 150 °C. Tento horký vzduch může být následně použit jako hnací složka čerpadla a produkovaná studená voda je použita na chlazení technologie.

4.6 Solární absorpční chlazení a vytápění

Absorpční tepelné čerpadlo může být využito pro zvýšení efektivity ohřevu teplé vody solárními kolektory. Z důvodu kolísání teplot v systému je ideální projektovat absorpční jednotku tak, aby byla schopna pracovat s různými vstupními teplotami. Teplota vratné vody z ohřívané soustavy může kolísat mezi 20–40 °C. Nízkoteplotní voda, která vstupuje do výparné části absorpční jednotky, kolísá mezi 10–45 °C a výstup mezi 5–10 °C. Stejně tak teplota hnací složky kolísá mezi 90–120 °C. [23]

Pro účely chlazení poháněného solární energií je absorpční jednotka alternativou k modelu solární panel a elektrická chladicí jednotka. Oba způsoby solárního chlazení jsou silně limitovány vstupními náklady. Absorpční jednotka je značně nákladná, elektrická jednotka je levnější, ale solární panely jsou výrazně nákladnější oproti relativně levným solárním kolektorům. Absorpční jednotka používá horkou vodu ohřátou z kolektoru jako hnací složku. Aby mohla jednotka fungovat i v případě, že aktuálně nesvítí slunce, bývá vybavena záložním zdrojem tepla (například hořák na zemní plyn). Ohřátá voda může být pouze mařena v kondenzátoru nebo může být využita na ohřev TUV. [25]



Obr. 4.4 Schéma solárního chlazení s absorpční jednotkou [26]

5 Výpočet absorpčního tepelného čerpadla

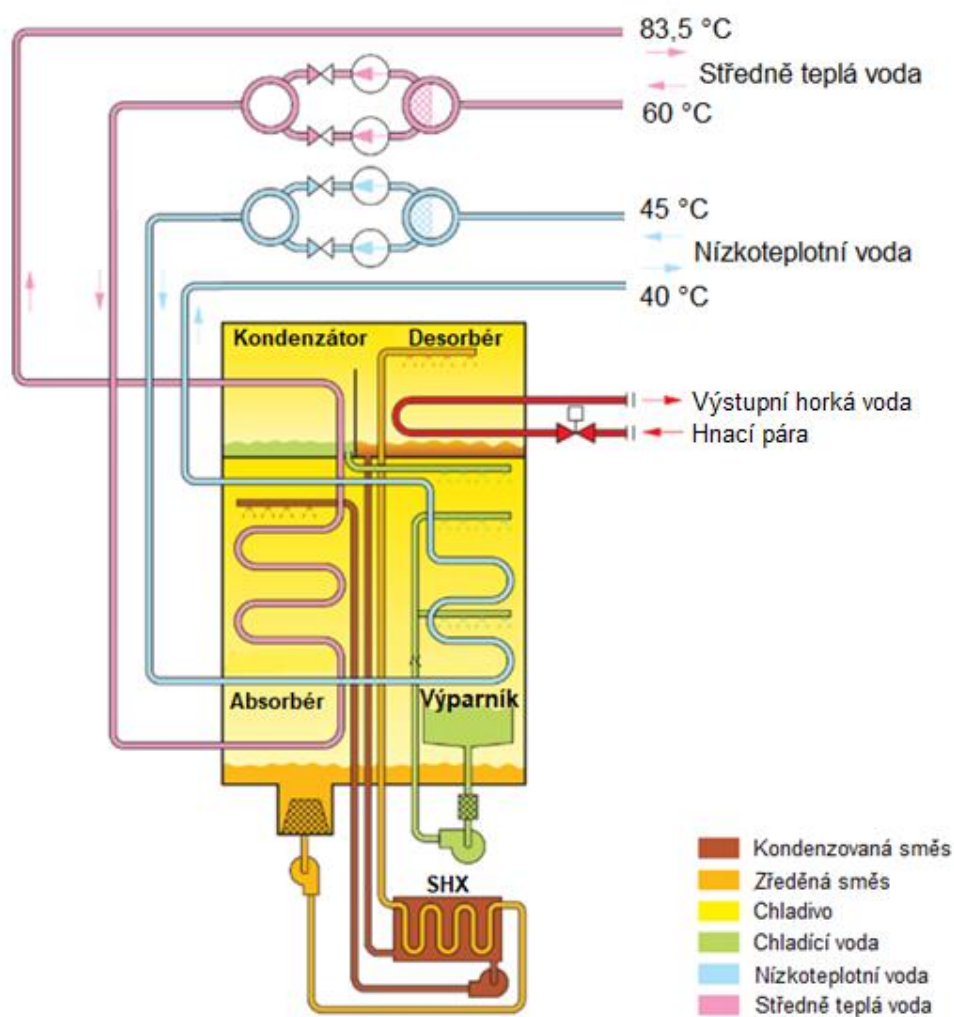
5.1 Předběžné návrhové parametry

V této kapitole postupně rozebereme postup výpočtu absorpčního tepelného čerpadla pro modelovou teplárnu. Naším cílem zajistit ohřev vody do soustavy centrálního zásobování teplem. Absorpční tepelná jednotka je dále využita na chlazení kondenzátu za turbínou a nahrazuje tak konvenční mokrou chladicí věž. Požadujeme ohřátou vodu o teplotě alespoň 80 °C. Jako vhodný tlak pro teplovodní soustavu byl vybrán tlak 600 kPa. Zároveň předpokládáme, že ze soustavy se nám zpět vrací voda o stejném tlaku a teplotě 60 °C. Jako hnací složka je použita část páry odebraná turbíně při tlaku 0,3 MPa.

Pro náš návrh jsme vybrali jednostupňové absorpční zařízení voda/LiBr. V této kapitole vycházíme především z rovnic a schémat z knihy *Absorption chillers and heat pumps* [14]. Výpočty jsou provedeny v programu EES (Engineering Equation Solver 10). Jako další podklad využijeme parametry reálného zařízení, na základě odborné konzultace s pracovníkem firmy SOKRA s. r. o. byla vybrána jednotka – BDS 200 parou poháněného jednostupňového absorpčního chladicího zařízení od firmy Broad Air Conditioning (v české distribuci firma SOKRA s. r. o.). Parametry dle katalogu [27] jsou v Tab. 5.1. Pro zjednodušení výpočtu nejsou uvažovány ztráty.

Tab. 5.1 Parametry zvolené absorpční jednotky BDS 200

Chladicí výkon (Q_V) [kW]	Topná výkon (Q_H) [kW]	Spotřeba páry (\dot{m}_D) [kg/s]	Spotřeba el. energie (P_{ABS}) [kW]
1163	2824	0,714	7,5



Obr. 5.1 Schéma absorpční jednotky[27]

Ze zadaných parametrů lze snadno vypočítat potřebný příkon v páře, tedy tepelný tok v desorbéru, jako rozdíl topné kapacity ($Q_H = Q_A + Q_K$) a chladicího výkonu (Q_V)

$$Q_D = Q_H - Q_V = 2824 - 1163 = 1661 \text{ kW}. \quad (5.1)$$

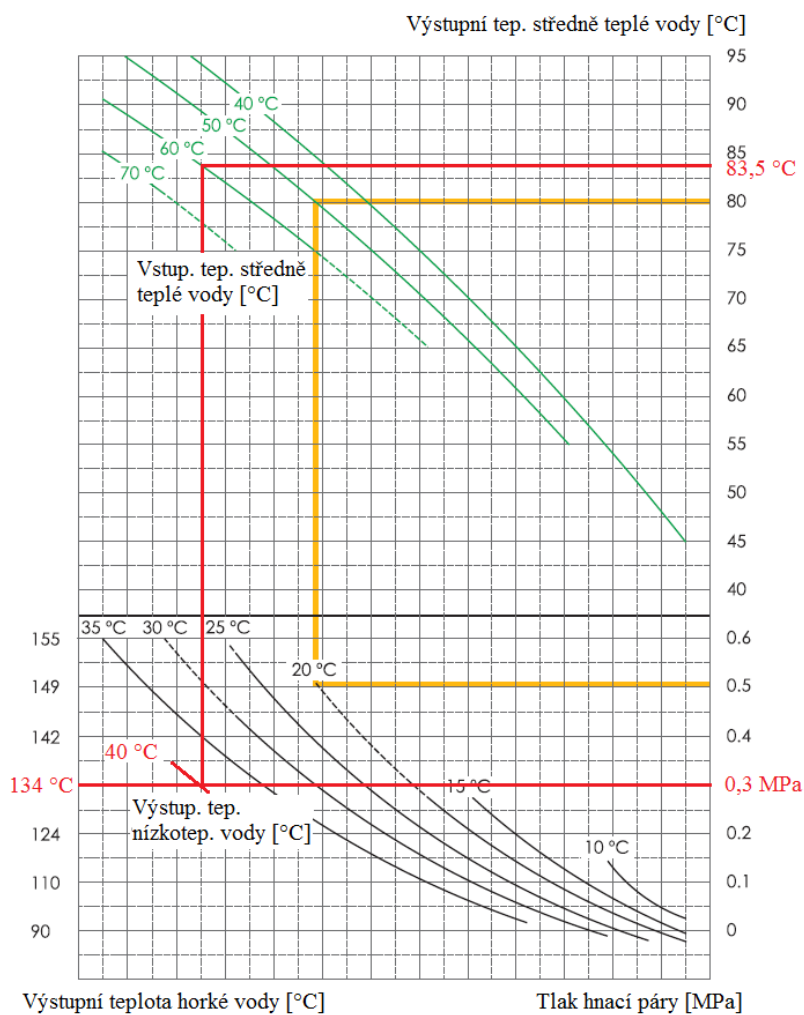
Dle diagramu na Obr. 5.2 určíme přibližné parametry vstupních a výstupních tekutin (zobrazeno červenou barvou). Výpočty je pak určíme přesně. Výsledky jsou zobrazeny v . Tučně zvýrazněné hodnoty jsou hodnoty z navrženého zadání, ostatní hodnoty jsou získány na základě výpočtů. Pro každý výměník platí obecná bilanční rovnice

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h. \quad (5.2)$$

Tab. 5.2 Předběžný návrh vstupních a výstupních parametrů absorpční jednotky

	t [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [KJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup Hnací pára (11)	208,4	300	2883,18	0,714
Desorbér výstup Výstupní horká voda (12)	133,5*	300	561,4*	0,714
Absorbér vstup Vstupní střed. tep. voda (13)	60	600	251,7	28,699
Kondenzátor výstup Výstupní střed. tep. voda (16)	83,5	600	350,1	28,699
Výparník vstup Vstupní nízko tep. voda (17)	45	600	189	55,646
Výparník výstup Výstupní nízko tep. voda (18)	40	600	168,1	55,646

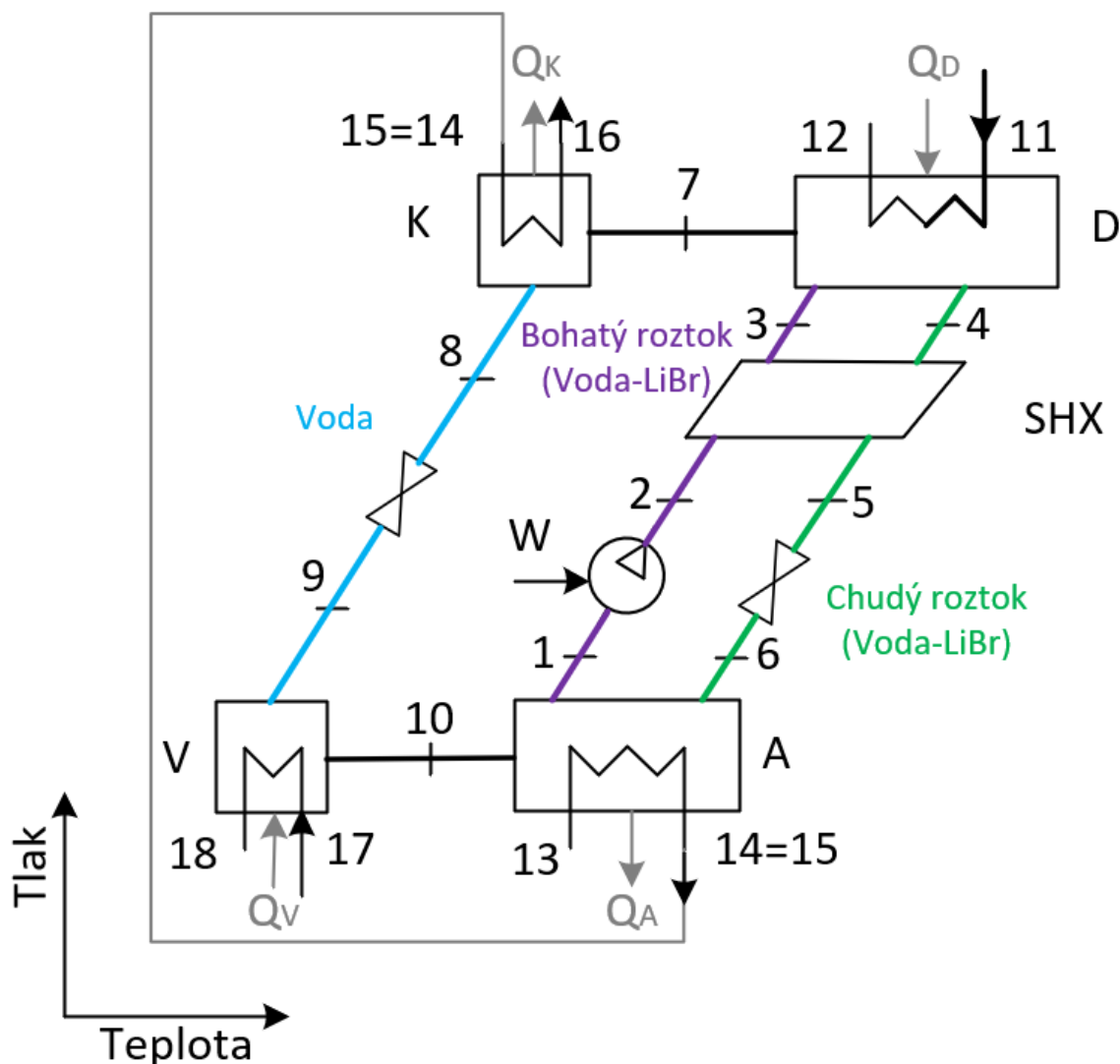
* Parametry při stavu kondenzace (x=0)



Obr. 5.2 Diagram vstupních a výstupních parametrů tepelného čerpadla[27]

5.2 Výpočet vnitřních parametrů zařízení

Na vnitřní část pracovního zařízení pohlížíme jako na uzavřenou soustavu, a proto v ní musí platit zákon zachování hmotnosti. Pracujeme s předpokladem, že nedochází k žádné chemické reakci mezi vodou a bromidem lithným. To znamená, že celkové množství těchto dvou látek zůstává konstantní. Platí také, že do každého uzlu může vstoupit pouze stejné množství tekutiny, jako z něho vystoupí.



Obr. 5.3 Použitý cyklus s označením jednotlivých pracovních bodů.

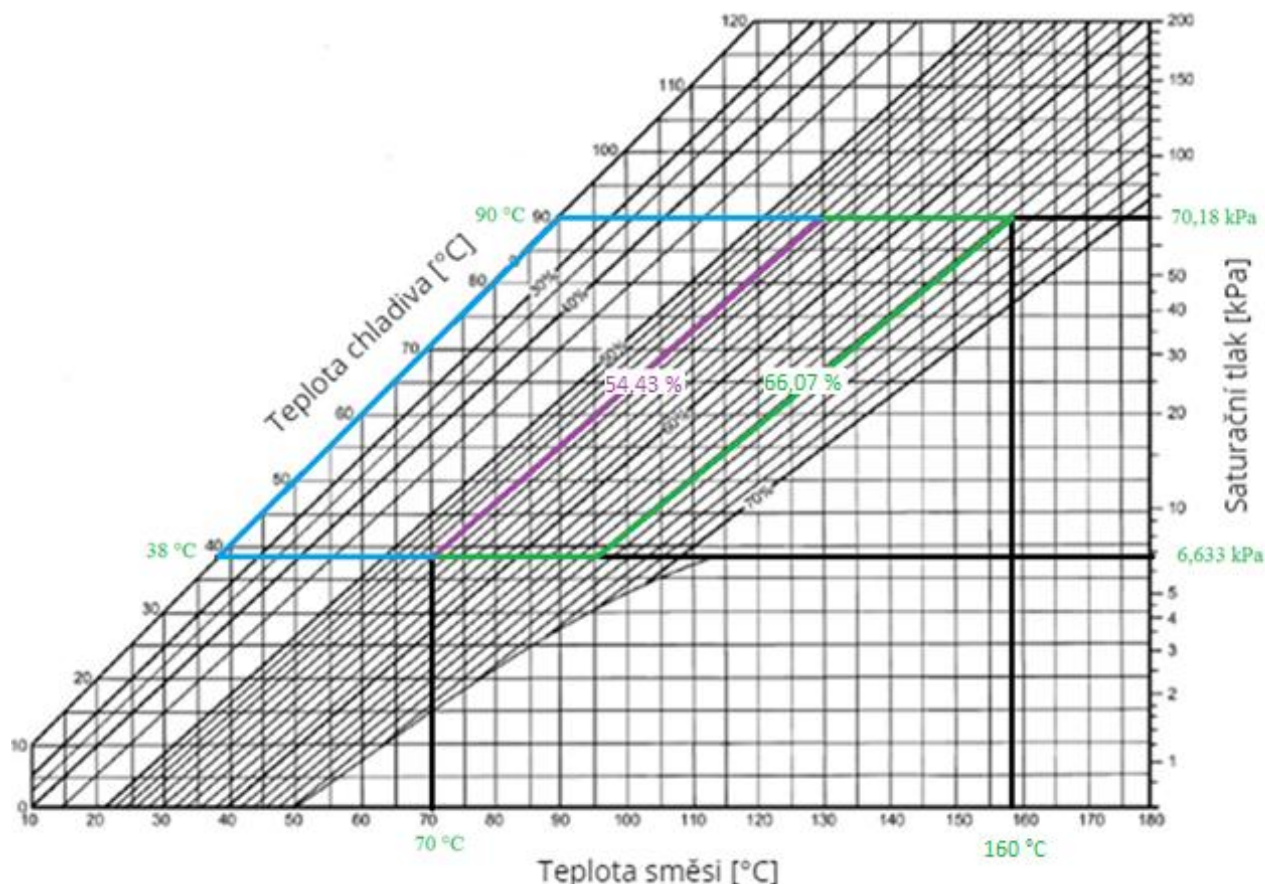
Pro plné pochopení procesu je nutné znát termodynamické stavy v průběhu cyklu. Stavy pracovní tekutiny v jednotlivých pracovních bodech cyklu jsou zobrazeny v Tab. 5.3. Tekutina se v našem použitém modelu nachází v sytém stavu ve čtyřech bodech. V bodech 1, 4 a 8 se nachází ve stavu syté kapaliny a v bodě 10 ve stavu syté páry. Jedná se o předpoklad pro jednodušší modelování celého cyklu. V reálném stroji by tyto stavy nebyly plně nasyceny. Přenos mezi jednotlivými komponenty vyžaduje konečné množství hnacího potenciálu mezi

plynnou a kapalnou fází. Nasycené stavy by implikovaly nulovou změnu potenciálu, což v praxi nenastává. Je však zjištěno, že tyto zjednodušují předpoklady, nezpůsobují výraznou chybu ve výpočtu.

Tab. 5.3 Termodynamické stavy jednotlivých pracovních bodů cyklu

Bod	Stav	Poznámka
1	Sytá kapalná směs	Suchost $x = 0$ (předpoklad)
2	Podchlazená kapalná směs	
3	Podchlazená kapalná směs	
4	Sytá kapalná směs	Suchost $x = 0$ (předpoklad)
5	Podchlazená kapalná směs	
6	Směs ve stavu plyn-kapalina	
7	Přehřátá vodní pára	Předpoklad nulové koncentrace LiBr
8	Sytá kapalná voda	Suchost $x = 0$ (předpoklad)
9	Voda ve stavu plyn-kapalina	
10	Sytá vodní pára	$x = 1$ (předpoklad)

Pro lepší orientaci je možné důležité body zakreslit do Dühringova diagramu (Obr. 5.4) a získat tak přehledné zobrazení cyklu. Pro lepší přehlednost dodržujeme barevnou konvenci z Obr. 5.3. V prvním kroku navrhujeme body 8 a 10. Jedná se o saturační stavy syté vodní kapaliny a syté páry. Jejich teploty navrhujeme tak, abychom zajistili optimální přenos tepla v kondenzátoru, respektive ve výparníku. V kondenzátoru požadujeme výstupní teplotu $83\text{ }^{\circ}\text{C}$, volíme tedy $\Delta T = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a získáváme teplotu $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ v bodě 8. Ve výparníku požadujeme ochlazení chlazené vody ze $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ na přibližně $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, volíme proto $T_{10} = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tyto dva body jsou jednoznačně určeny teplotou a suchostí, můžeme tedy určit hodnotu vyšší a nižší tlakové hladiny. Celý cyklus operuje pouze v těchto dvou tlakových hladinách. Na základě znalosti tlaků lze navrhnout teploty pro saturační stav v bodě 1. Saturační stav v bodě 4 získáme na základě kompletního výpočtu v programu EES díky znalosti tepelného toku ve výparníku. To odpovídá realitě, protože potřebná hnací pára pro desorbér se určí dle výkonu výparníku, který tedy považujeme za vstupní veličinu. Výpočtem také získáme koncentrace roztoku LiBr v jednotlivých větvích systému. Vypočtené hodnoty při nízkých koncentracích LiBr jasně korespondují s grafickými hodnotami v diagramu. Se stoupající teplotou směsi dochází k lineární odchylce mezi saturační teplotou (T_6) a koncentrací. To je způsobeno nepřesnostmi v diagramu, výpočet je přesnější.



Obr. 5.4 Vykreslení důležitých bodů do Dühringova diagramu

Další důležité body lze vypočítat na základě konstrukce systému. Mezi body 1-2 dochází ke zvyšování tlaku roztoku hnacím čerpadlem bez změny teploty. Mezi body 5-6 a 8-9 dochází k izoentaltickému škrcení (nedochází tedy ke změně entalpie) a mezi body 5-6 ani ke změně teploty. Dále pak mezi body 9-10 dochází k vypařování vody bez změny teploty.

$$T_1 \approx T_2 \quad h_5 = h_6 \quad T_5 = T_6$$

$$h_8 = h_9 \quad T_9 = T_{10}$$

Teplotu v bodě 5 určíme na základě teploty v bodě 1, a to návrhem vhodného ΔT , aby byla zajištěna dostatečná účinnost výměníku SHX, která má značný vliv na výsledné COP celého zařízení. Navrhli jsme $T_5 = 109,61 \text{ }^\circ\text{C}$. Účinnost SHX vypočítáme dle rovnice (5.20). Při dodržení stejného značení pak lze zachování hmotnosti popsat následujícími rovnicemi. Jako příklad lze použít hmotnostní tok desorbéru

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7. \quad (5.3)$$

Zároveň také platí, že hmotnostní tok každé větve je konstantní

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}. \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (5.6)$$

Rovnováha roztoku bromidu lithného za předpokladu, že pára putující z desorbéru do kondenzátoru je čistě zbavena soli a bromid lithný je tedy čistě v uzavřené smyčce mezi body 1-6 a děj je adiabatický (nedochází k výměně tepla s okolím)

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4. \quad (5.7)$$

Za stejných předpokladů lze zapsat rovnici pro rovnováhu vody. Tato rovnice vychází z rovnic (5.3 a (5.7

$$\dot{m}_3(1 - x_3) = \dot{m}_4(1 - x_4) + \dot{m}_7. \quad (5.8)$$

Pro výpočet jednotlivých větví je vhodné stanovit jednotkový hmotnostní tok ve větvi s bohatým roztokem

$$\dot{m}_7^{(1)} = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_3 \cdot \left(1 - \frac{x_3}{x_4}\right) = 1 \cdot \left(1 - \frac{0,5443}{0,6607}\right) = 0,176 \text{ kg/s}. \quad (5.9)$$

Vhodnou úpravou lze získat také poměr hmotnostního toku směsi

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} = \frac{0,6684}{0,6684 - 0,5421} = 4,473. \quad (5.10)$$

Energetické bilance jsou rovnice nutné pro výpočet jednotlivých stavů. První rovnicí, kterou můžeme napsat, je rovnice výparníku

$$Q_V = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9. \quad (5.11)$$

Tepelný tok ve výparníku známe dle specifikací stroje (Tab. 5.1), dále již známe entalpii v bodech 9 a 10, díky tomu můžeme snadno stanovit hmotnostní tok vody vyjádřením z rovnice (5.11 a dosazením z rovnice (5.4, získáme

$$\dot{m}_{10} = \frac{Q_V}{h_{10} - h_9} = \frac{1163}{2570 - 377} = 0,53 \text{ kg/s}. \quad (5.12)$$

Ze znalosti hmotnostního toku vody můžeme získat reálný hmotnostní tok směsi

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_7^{(1)}} = \frac{0,53}{0,176} = 3,009 \text{ kg/s}. \quad (5.13)$$

Vlastnosti bodu 3 jsou jednoznačně určeny tlakem (vyšší tlaková hladina) a koncentrací ve větvi s bohatým roztokem. Teplotu v bodě 7 získáme jako saturační stav při stejném tlaku a koncentraci. V tomto okamžiku známe pro všechny pracovní body jejich teplotu, tlak,

koncentraci LiBr a hmotnostní průběh. Z těchto parametrů je tedy možné jednoznačně učit i jejich entalpii. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 5.4*. Hodnoty v tabulce jsou získány na základě výpočtového programu EES a mohou se mírně odchylovat od našich výpočtů. Jedná se o výsledek komplexního výpočtu s menším zaokrouhlením.

Tab. 5.4 Výsledné hodnoty pracovních bodů zařízení dle označení z Obr. 5.3

Bod	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Koncentrace LiBr [%]
1	70	6,633	154,322	3,009	54,426
2	70,02	70,18	154,363	3,009	54,426
3	107,577	70,18	232,92	3,009	54,426
4	160,054	70,18	364,655	2,479	66,072
5	106,033	70,18	269,178	2,479	66,072
6	106,033	6,633	269,289	2,479	66,072
7	129,751	70,18	2738,07	0,53	0
8	90	70,18	377,042	0,53	0
9	38	6,633	377,042	0,53	0
10	38	6,633	2569,93	0,53	0

Nyní můžeme vypočítat skutečné výsledné hodnoty pro vnitřní část námi navrženého systému. Výsledky následujících rovnic jsou převzaty z výpočtového programu EES, jsou tedy zatíženy menší zaokrouhlovací chybou. Teplý výkon kondenzátoru je

$$Q_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = 0,53 \cdot 2738,95 - 0,53 \cdot 377,042 = 1253 \text{ kW} \quad (5.14)$$

Rovnice pro desorbér lze zapsat následovně

$$\begin{aligned} Q_D &= \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \\ &= 0,53 \cdot 2738,95 + 2,479 \cdot 364,655 - 3,007 \cdot 232,92 \\ &= 1656 \text{ kW}, \end{aligned} \quad (5.15)$$

podobně lze zapsat také rovnice absorberu

$$\begin{aligned} Q_A &= \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \\ &= 0,53 \cdot 2569,93 + 2,749 \cdot 269,289 - 3,007 \cdot 154,322 \\ &= 1566 \text{ kW}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Aby byl zajištěn zákon zachování energie v celém systému (tedy tepelná bilance), musí platit následující rovnice:

$$\begin{aligned} Q_A + Q_K &= Q_D + Q_C \\ 1566 + 1253 &= 2819 \\ 1656 + 1161 &= 2817 \end{aligned} \quad (5.17)$$

Rovnice se sobě téměř rovnají, odchylka výpočtového modelu je zanedbatelná.

Dále je možné popsat výměnu tepla v SHX. Zde můžeme použít dva druhy zápisu. Výpočet na teplé straně výměníku

$$Q_{SHX-H} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 = 2,479 \cdot 364,655 - 2,479 \cdot 269,289 = 236,4 \text{ kW} \quad (5.18)$$

a výpočet ze studené strany

$$Q_{SHX-C} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = 3,007 \cdot 232,92 - 3,007 \cdot 154,363 = 236,4 \text{ kW}. \quad (5.19)$$

Celková energetická bilance SHX je správná, pokud $Q_{SHX-H} = Q_{SHX-C}$. To je v našem případě splněno. Stejně tak můžeme vyjádřit topný, respektive chladicí faktor

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{160,054 - 106,033}{160,054 - 70} = 0,6 \quad (5.20)$$

Energetická bilance čerpadla může být zapsána jako

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = 3,007 \cdot 157,16 - 3,007 \cdot 157,11 = 0,1226 \text{ kW}. \quad (5.21)$$

Jakmile vypočítáme zmíněné rovnice, je možné získat chladicí faktor

$$COP_C = \frac{Q_V}{Q_D} = \frac{1163}{1657} = 0,702. \quad (5.22)$$

Podobně lze vypočítat topný faktor, jako poměr tepla vypuzeného ku teplu vstupujícímu do soustavy

$$COP_H = \frac{Q_A + Q_K}{Q_D} = 1 + COP_C = 1,702. \quad (5.23)$$

5.3 Výpočet vnějších parametrů zařízení

Z předběžných návrhových hodnot z Tab. 5.1 jsme v kapitole 5.2 provedli výpočet vnitřních parametrů. Nyní na základě námi navržených a vypočtených dat můžeme stanovit skutečné parametry na vstupech a výstupech do zařízení.

Ve výpočtu (5.15) jsme stanovili reálnou hodnotu tepelného výkonu v desorbéru a nyní stanovíme potřebnou teplotu vstupní páry. Hmotnostní tok a tlak zůstávají stejné jako v předběžném návrhu. Tlak je 300 kPa. Stále platí předpoklad, že páru necháme dokonale zkondenzovat, proto parametry výstupní vody nebudou ovlivněny.

$$h_{11} = h' + \frac{Q_D}{\dot{m}_{11}} = 561,4 + \frac{1656}{0,714} = 2880,728 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{11} = 207,2 \text{ °C} \quad (5.24)$$

Nyní můžeme vypočítat výstupní teplotu ohřívání vody při konstantním tlaku 600 kPa. Nejprve spočteme mezistupeň ohřevu (tedy parametry na výstupu z absorbéru), protože platí, že $h_{14} = h_{15}$ a $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$.

$$h_{14} = h_{13} + \frac{Q_A}{\dot{m}_{13}} = 251,7 + \frac{1566}{28,699} = 306,26 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{14} = 73,04 \text{ °C} \quad (5.25)$$

konečně můžeme spočítat výstupní parametry z kondenzátoru, tedy výstupní parametry ohřáté vody

$$h_{16} = h_{15} + \frac{Q_K}{\dot{m}_{15}} = 306,26 + \frac{1253}{28,699} = 349,92 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{16} = 83,45 \text{ °C}. \quad (5.26)$$

Tento výsledek jasně ukazuje, že námi navržené zařízení splňuje zadaný požadavek na ohřev vody.

6 Výpočet v programu EES

V této kapitole je představen model výpočtu absorpčního tepelného čerpadla, který byl použit k získání výsledných hodnot v Kap. 5. Jedná se o výpočtový program uvedený v knize [14], který byl modifikován dle zadání.

{Vstupní hodnoty}

```
SI=2      "definování jednotek SI"
T[1]=70
x[7]=0
T[8]=90
T[10]=38
m_dot[1]=3.009
epsilon_shx=0.6
Q_v=116  "Chladicí výkon jednotky"
```

{Saturací stavy}

```
PH=pressure(Water,T=T[8],x=0)
PL=pressure(Water,T=T[10],x=1)
x[1]=X_LIBR(T[1],PL,SI)
x[4]=X_LIBR(T[4],PH,SI)
T[7]=tsat_librsc(PH,(x[3]/100))
```

{Hmotnostní bilance}

```
m_dot[1]=m_dot[2]
m_dot[2]=m_dot[3]
m_dot[3]=m_dot[4]+m_dot[7]
m_dot[4]=m_dot[5]
m_dot[5]=m_dot[6]
m_dot[7]=m_dot[8]
m_dot[8]=m_dot[9]
m_dot[9]=m_dot[10]
```

{koncentracní bilance}

```
x[1]=x[2]
x[2]=x[3]
m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4]
x[4]=x[5]
x[5]=x[6]
x[7]=x[8]
x[8]=x[9]
x[9]=x[10]
```

{Rovnice Bilance}

```
Q_a=-m_dot[1]*h[1]+m_dot[10]*h[10]+m_dot[6]*h[6]      "Absorbér"
Q_d=-m_dot[3]*h[3]+m_dot[4]*h[4]+m_dot[7]*h[7]        "Desobér"
Q_k=-m_dot[8]*h[8]+m_dot[7]*h[7]                      "Kondenzátor"
Q_v=-m_dot[9]*h[9]+m_dot[10]*h[10]                   "Výparník"
h[9]=h[8];T[9]=T[10]                                  "Ventil chladiwa (8-9)"
h[6]=h[5]                                              "Ventil roztoku (5-6)"
W=m_dot[1]*v1*(PH-PL)/1000                             "Čerpadlo (1-2)"
Q_shx=-m_dot[5]*h[5]+m_dot[4]*h[4]                   "SHX chudý roztok"
Q_shx=-m_dot[2]*h[2]+m_dot[3]*h[3]                   "SHX bohatý roztok"
```

{Výpočet entalpií}

```
h[1]=H_LIBR(T[1],x[1],SI)
h[2]=H_LIBR(T[2],x[2],SI)
h[3]=H_LIBR(T[3],x[3],SI)
h[4]=H_LIBR(T[4],x[4],SI)
h[5]=H_LIBR(T[5],x[5],SI)
h[6]=H_LIBR(T[6],x[6],SI)
h[7]=enthalpy(Water,T=T[7],P=PH)
h[8]=enthalpy(Water,T=T[8],x=0)
h[10]=enthalpy(Water,T=T[10],x=1)
```

{Účinnost SHX}

```
epsilon_shx=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])
```

{Model čerpadla}

```
v1=V_LIBR(T[1],X[1],SI)
h[2]=h[1]+W/m_dot[1]
```

{COP}

```
COP=(Q_v+Q_d)/Q_d
```

"Topný faktor COP_H"

Výsledky výpočtu jsou pak prezentovány ve formě tabulky hodnot bodů 1-10 (stejně jako v Tab. 5.4) a zobrazením výsledných hodnot.

Sort	1 T_i [°C]	2 x_i [-]	3 \dot{m}_i [kg/s]	4 h_i [kJ/kg]
[1]	70.000	54.426	3.009	154.322
[2]	70.020	54.426	3.009	154.363
[3]	107.577	54.426	3.009	232.920
[4]	160.054	66.072	2.479	364.655
[5]	106.033	66.072	2.479	269.289
[6]	106.033	66.072	2.479	269.289
[7]	129.751	0.000	0.5304	2738.950
[8]	90.000	0.000	0.5304	377.042
[9]	38.000	0.000	0.5304	377.042
[10]	38.000	0.000	0.5304	2569.930

Obr. 6.1 Tabulka hodnot pracovních bodů absorpčního čerpadla z programu EES

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

COP = 1.702	$\epsilon_{shx} = 0.6$	PH = 70.18 [kPa]	PL = 6.633 [kPa]
$Q_a = 1566$ [kW]	$Q_d = 1656$ [kW]	$Q_k = 1253$ [kW]	$Q_{shx} = 236.4$ [kW]
$Q_v = 1163$ [kW]	$v_1 = 0.641$ [cm ³ /g]	W = 0.122613 [kW]	

Obr. 6.2 Výsledné hodnoty absorpčního čerpadla z programu EES

7 Možnosti zvyšování účinnosti zařízení

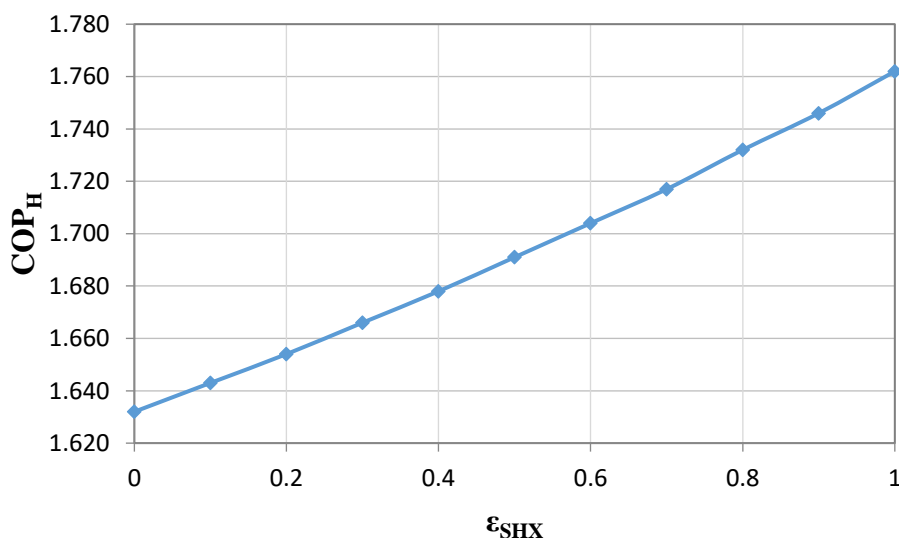
V této kapitole se podíváme na možnosti zvyšování COP (COP_H). Toho lze docílit vhodnou manipulací navrženými parametry.

7.1 Vliv účinnosti SHX na celý cyklus

Jednou z možností zvyšování účinnosti cyklu je vhodná konstrukce tepelného výměníku SHX. SHX je rekuperační protiproudý výměník tepla. Pro výpočet v kapitole 5 jsme zvolili $\varepsilon_{SHX} = 0,6$, který odpovídal návrhovému vzoru BDS 200 [27], kde je udáno $COP_H = 1,7$. V této kapitole je provedena studie tohoto výměníku na celkovou účinnost zařízení (COP). Účinnost SHX je stanovena vztahem (5.20). Studie spočívá v provedení výpočtu s různými hodnotami T_5 , respektive ΔT , kde ($T_5 = T_1 + \Delta T$).

Tab. 7.1 Závislost COP absorpčního tepelného čerpadla na účinnosti SHX

ε_{SHX}	[-]	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ΔT	[°C]	99	89,1	79,2	69,3	59,4	49,5	39,6	29,7	19,8	9,9	0
COP_H	[-]	1,63 2	1,64 3	1,65 4	1,66 6	1,67 8	1,69 1	1,70 4	1,71 7	1,73 2	1,74 6	1,76 2



Obr. 7.1 Grafické zobrazení závislosti COP na účinnosti SHX

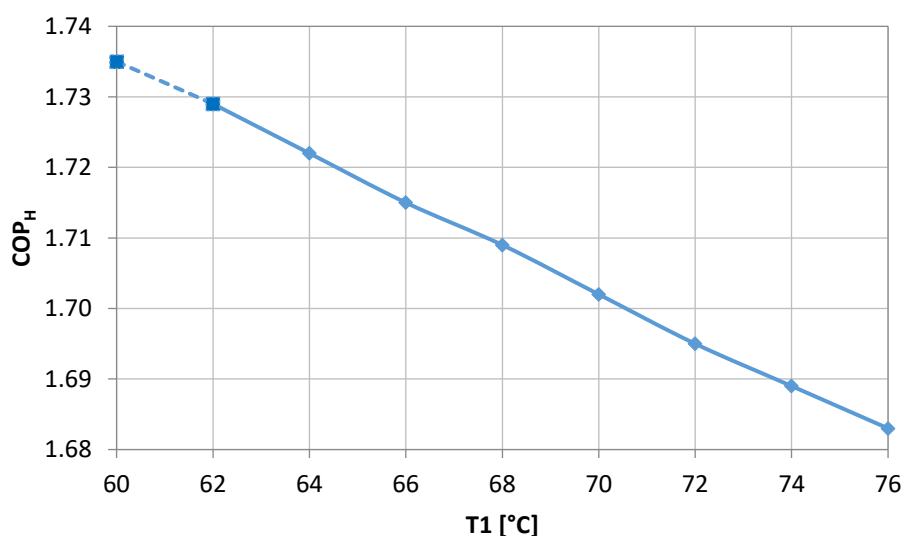
Z výsledků jasně vyplývá, že s vyšší účinností SHX dochází ke zvýšení COP. Absorpční tepelné čerpadlo bez EHX by v zadaném případě dosahovalo pouze $COP_H = 1,632$. Cílem je tedy přibližovat se co nejvíce k teoretické účinnosti 100 %, tedy $\varepsilon_{SHX} = 1$. Se vzrůstající účinností se ale i lineárně zvyšuje fyzická velikost výměníku a s tím i jeho cena. Skutečná účinnost rekuperačního výměníku není limitována pouze rozdílem teplot, ale také rychlostí proudění kapalin. [28]

7.2 Vliv navržené teploty T_1 na účinnost systému

V kapitole 5.2 byla navržena teplota $T_1 = 70\text{ °C}$ s cílem zajištění dobrého přestupu tepla mezi ohřívanou kapalinou T_{13} a směsí. Za posouzení stojí vliv navržené teploty na výsledné COP_H zařízení. Závislost COP_H na teplotě T_1 je zobrazena v Tab. 7.2 a graficky znázorněna v Obr. 7.2.

Tab. 7.2 Závislost COP na volbě teploty T_1

T_1 [°C]	60	62	64	66	68	70	72	74	76
COP_H [-]	1,735	1,729	1,722	1,715	1,709	1,702	1,695	1,689	1,683



Obr. 7.2 Grafická zobrazení závislosti COP na volbě teploty T_1

Z dat jasně vyplývá, že cílem je volit co nejmenší hodnotu T_1 . Volba teploty je oboustranně limitována. Při $\varepsilon_{SHX} = 0,6$ je maximální přípustná hodnota $T_1 = 76\text{ °C}$. Při vyšší teplotě dochází ke krystalizaci LiBr ve větvi s bohatým roztokem. Z druhé strany existuje omezení potřebou zajistit dostatečný přestup tepla. Stanovujeme tedy $T_1 \in (62, 76) \text{ °C}$.

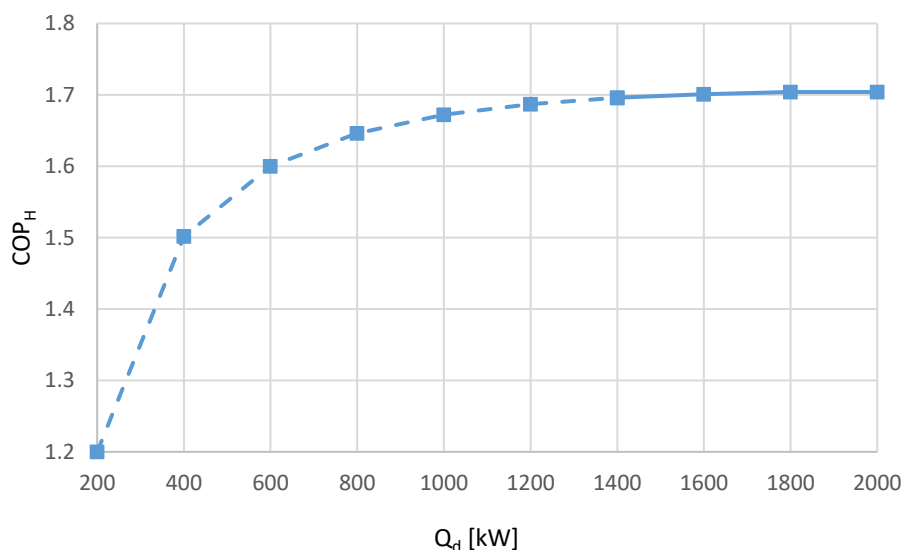
7.3 Vliv teploty T_4 na COP

Další z možných parametrů, které lze optimalizovat, je teplota T_6 , která byla v kapitole 5.2 brána jako závislý parametr. Teplota T_4 tedy není volena přímo, ale získává se na základě stanovených vnějších parametrů. Pokud je tedy výpočet upraven a bude v něm brán jako zadaný parametr teplo předané v desorbéru (Q_D), bude se zároveň měnit i teplota T_4 a tím i koncentrace LiBr v chudé větvi roztoku. V praxi to znamená, že se mění parametry páry nebo její průtok.

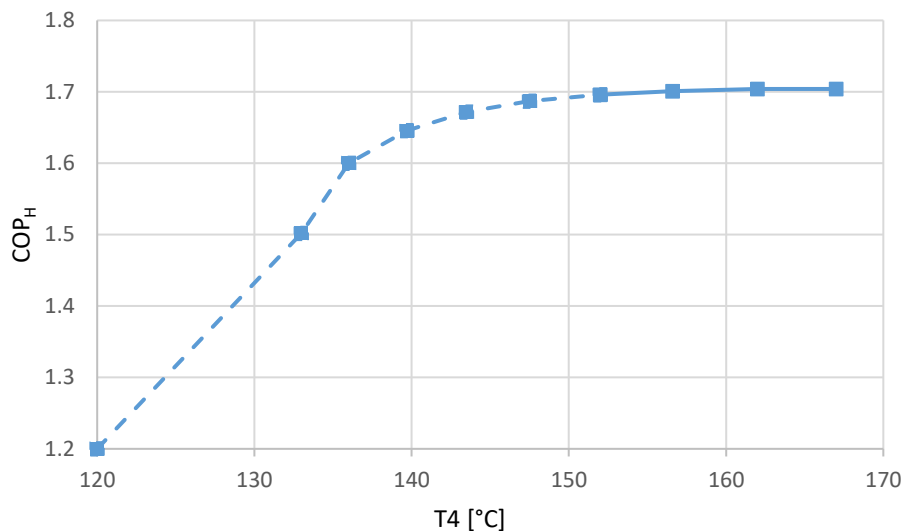
Tab. 7.3 Vliv teploty T_4 na výstupní teplotu T_{16} a výsledné COP

Q_D	[kW]	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
T_4	[°C]	120	133	136	139,7	143,5	147,5	152	156,6	162	167
X_4	[%]	54,54	55,92	57,34	58,82	60,36	61,95	63,6	65,32	67,09	68,92
T_{16}	[°C]	62	65	68	71	73,9	76,9	79,8	82,6	85,5	88,3
COP_H	[-]	1,2	1,502	1,6	1,646	1,672	1,687	1,696	1,701	1,704	1,704

Výsledky lze také ukázat graficky, pro názornost je ukázána závislost COP_H na Q_D (Obr. 7.3) a dále také závislost COP_H na T_4 Obr. 7.4).



Obr. 7.3 Grafické zobrazení závislosti COP na tepelném výkonu desorbéru



Obr. 7.4 Grafické zobrazení závislosti COP na teplotě T_4

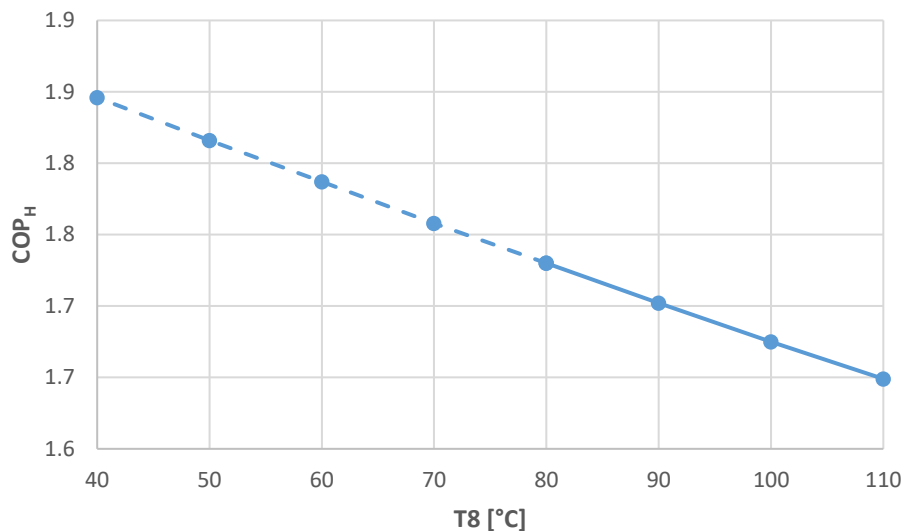
Z těchto dat jasně vyplývá, že pro stanovený případ je minimální teplo předávané v desorbéru více než přibližně 1420 kW. Této hodnotě odpovídá $T_4 = 152,35 \text{ °C}$ (respektive $x_4 = 63,77 \%$). Při menší hodnotě není splněna vstupní podmínka ohřevu vody (T_{16}) na min. 80 °C. Dále vyplývá, že následné zvyšování teploty T_4 má relativně malý vliv na COP. Poslouží však jako jedna z možností, jak dosáhnout vyššího ohřevu vody.

7.4 Vliv teploty T_8 na COP

Posledním z parametrů, které byl navrhován a teď může být optimalizován, je teplota T_8 . Pro dosažení teploty výstupní vody byla zvolena $T_8 = 90 \text{ °C}$, ale výsledná teplota ohřáté vody je ovlivněna nejenom teplotou kondenzace, ale také stavy před kondenzátorem a parametry absorbéru.

Tab. 7.4 Závislost COP na teplotě T_8

T8	110	100	90	80	70	60	50	40
COP	1,649	1,675	1,702	1,73	1,758	1,787	1,816	1,846



Obr. 7.5 Grafické zobrazení závislosti COP na teplotě T_8

Ze získaných dat je patrné, že čím menší je teplota T_8 (rozdíl teplot) a tedy i menší rozdíl dvou tlakových hladin, tím je větší COP. Zároveň však platí, že pro dosažení požadovaného ohřevu musíme dodržet dostatečně velké ΔT mezi T_8 a T_{16} , aby byl zajištěn požadavek na ohřev vody. Pokud by při jiné technické aplikaci nebyl vyžadován natolik vysoký ohřev vody, je vhodné zvolit menší rozdíl tlaků.

7.5 Návrh optimalizovaného zařízení

Na základě znalostí získaných v předchozích parametrických studiích můžeme provést návrh zařízení s vysokou účinností. Pro výpočet použijeme opět výpočetní program z 6 a software ESS. Jako vstupní předpoklad použijeme tepelný výkon výparníku 1163 kW. Dále jsme užili SHX s účinností $\varepsilon_{SHX} = 0,95$, teplotu $T_1 = 62\text{ °C}$ a teplotu $T_8 = 85\text{ °C}$. Další hodnoty jsou ukázány v Tab. 7.5.

Tab. 7.5 Optimalizované pracovní body absorpčního čerpadla

Bod	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Koncentrace LiBr [%]
1	62	6,633	133,35	3,000	49,51
2	62	57,87	133,39	3,000	49,51
3	113,16	57,87	248,30	3,000	49,51
4	136,79	57,87	368,77	2,475	60,02
5	65,75	57,87	273,34	2,475	60,02
6	65,75	6,633	273,34	2,475	60,02
7	129,31	57,87	2710,32	0,525	0
8	85	57,87	356,02	0,525	0
9	38	6,633	356,02	0,525	0
10	38	6,633	2569,93	0,525	0

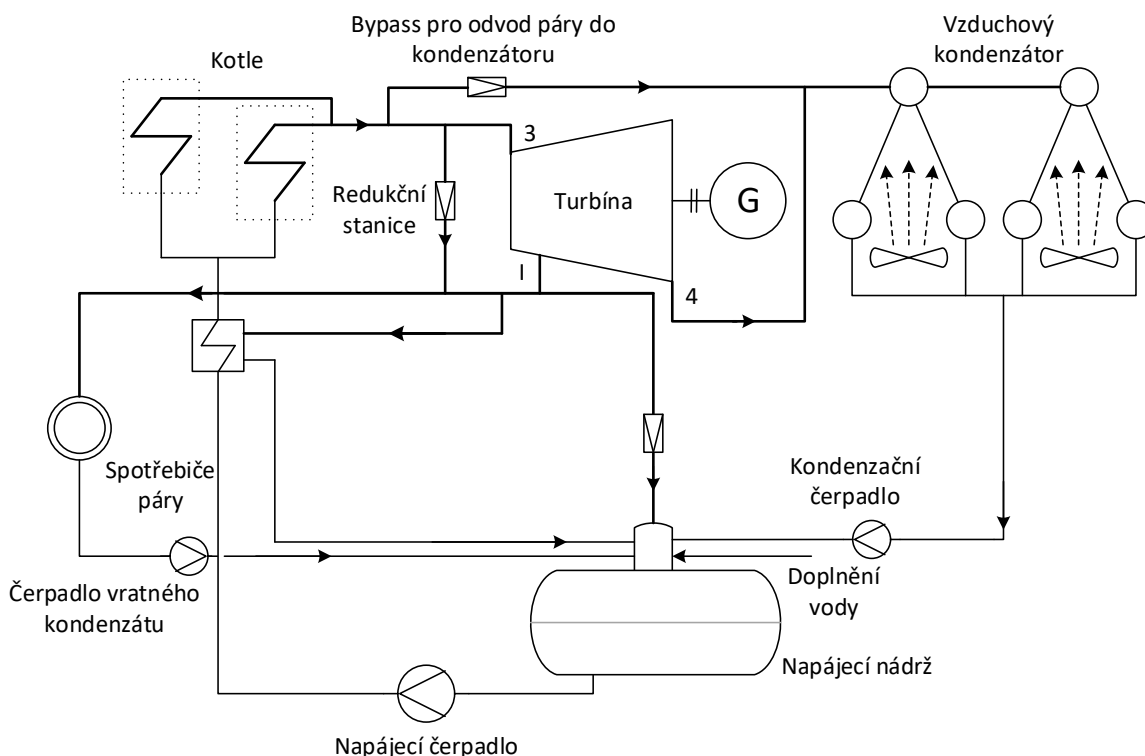
Výstupní parametry zařízení jsou pak

$Q_K = 1237\text{ kW}$ $Q_A = 1365\text{ kW}$ $Q_D = 1439\text{ kW}$ $W = 1,021\text{ kW}$ $COP_H = 1,808$.
 COP_H se zvýšilo z 1,702 na 1,808, došlo totiž ke snížení spotřeby hnací páry o 218 kW, zároveň se však o přibližně stejnou hodnotu sníží topný výkon. Tyto hodnoty přesto dokazují výrazné zlepšení systému. Došlo ke snížení výstupní teploty, $T_{16} = 81,65\text{ °C}$, ale stále je splněna podmínka ze zadání, sice $T_{16} > 80\text{ °C}$. Důležité je však zmínit, že takto navržené zařízení počítá s vysokými účinnostmi výměníků a bylo by tedy finančně nákladnější.

8 Návrh v cyklu teplárny

8.1 Referenční příklad (teplárna bez absorpčního tepelného čerpadla)

V této kapitole je nejprve proveden návrh zapojení absorpční jednotky do okruhu teplárny. V souladu se zadáním byla zvolena centrála typu spalovna. Schéma na Obr. 8.1 je pro potřeby výpočtu zjednodušeno. V praxi by bylo provedení vybaveno dalšími prvky, především nízkoteplotními ohříváky, ventily apod. Předpokládá se, že dvojice kotlů generuje dohromady 30,5 kg/s páry o teplotě 4 MPa a teplotě 400 °C, která je společným potrubím zavedena do kondenzační turbíny. Izoentropická účinnost turbíny (η_{TDI}) je 90 %. Účinnost generátorové části je definována jako $\eta_{el} = \eta_G + \eta_{mech} = 0,93$. Turbína je vybavena regulovaným odběrem páry pro CZT v tlakové hladině 1 MPa. Maximální možný průtok regulovaného odběru je 22,2 kg/s. Od spotřebitele se do okruhu vrací vratný kondenzát o parametrech 60 °C a 600 kPa. Kondenzaci zajišťují vzduchové kondenzátory. Jelikož se jedná o spalovenský provoz, je okruh ihned za kotlem vybaven bypassem, který umožňuje přímo mařit veškerou vyrobenou páru v případě provozu bez spotřebičů. Další bypass umožňuje obejít větev s turbínou a dodávat plný parní potenciál spotřebiteli. Pro zjednodušení schématu pro naše účely počítáme pouze s jedním regulovaným odběrem, který je zároveň použit pro vysokotlakou regulaci (VTO). Nevyužíváme nízkotlakou regeneraci. Účinnost kondenzačního čerpadla je 92 % a účinnost napájecího čerpadla 88 %.



Obr. 8.1 Základní schéma teplárny (referenční příklad)

Dosazením do rovnice (1.3 získáme entalpie ve zbývajících pracovních bodech

$$\begin{aligned} h_I &= h_3 - \eta_{TDI}(h_3 - h_{I\ iz}) \\ &= 3214 - 0,9(3214 - 2865) \\ &= 2900 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$h_{I\ iz}$ je získána ze znalosti tlaku regulovaného odběru a entropie na vstupu do turbíny. Obdobně spočítáme $h_4 = 2236 \text{ kJ/kg}$. h_I představuje vlastnosti páry, která bude distribuována zákazníkovi (CZT) a zároveň použita pro VTO a odplynění. Tlak v napájecí nádrži byl zvolen 300 kPa, na tuto hodnotu bude tedy izoentropicky škrceno odplynění a na ni bude čerpat i kondenzační čerpadlo.

$$h_{k\check{c}}^{out} = h_k - (h_k - h_{I\ iz})/\eta_{K\check{c}} \quad (8.1)$$

Obdobně je tomu pro napájecí čerpadlo, které čerpá vodu z napájecí nádrže do kotle. Pro zjednodušení zanedbáváme tlakové ztráty v kotli a potrubí, tlak tedy odpovídá tlaku páry vystupující z kotle. Při návrhu VTO volíme nedohřev 4 °C. Kondenzát z VTO končí v napájecí nádrži. Zde platí bilanční rovnice pro výměník (obdoba Rov. (5.2)

$$\dot{m}(h_{NV} - h_{N\check{c}}) = \dot{m}_{VTO}(h_I - h_{VTO}^{out}). \quad (8.2)$$

Vratný kondenzát od zákazníka je zaveden do napájecí nádrže, požadujeme tedy vstupní tlak 300 kPa. Můžeme vypočítat výsledné parametry pro dva extrémní stavy. Parametry jednotlivých pracovních bodů jsou uvedeny ve schématu na Obr. 8.2 **Error! Reference source not found.** a výsledné parametry těchto cyklů jsou popsány níže.

8.1.1 Teplárenský režim

Tepelný výkon poskytovaný spotřebiteli lze vypočítat vztahem podobným rovnici (1.1). Regulovaný odběr páry je využit naplno. $\dot{m}_{CZT} = 17,17 \text{ kg/s}$ ($\dot{m}_I = 22,2 \text{ kg/s}$; $\dot{m}_4 = 8,3 \text{ kg/s}$).

$$\begin{aligned} Q_{tep} &= \dot{m}_{CZT} (h_I - h_{VK}) \\ &= 17,17 (2900 - 251,4) \\ &= 45476,5 \text{ kW}. \end{aligned}$$

Svorkový výkon generátoru spočítáme na základě upraveného vztahu (1.4

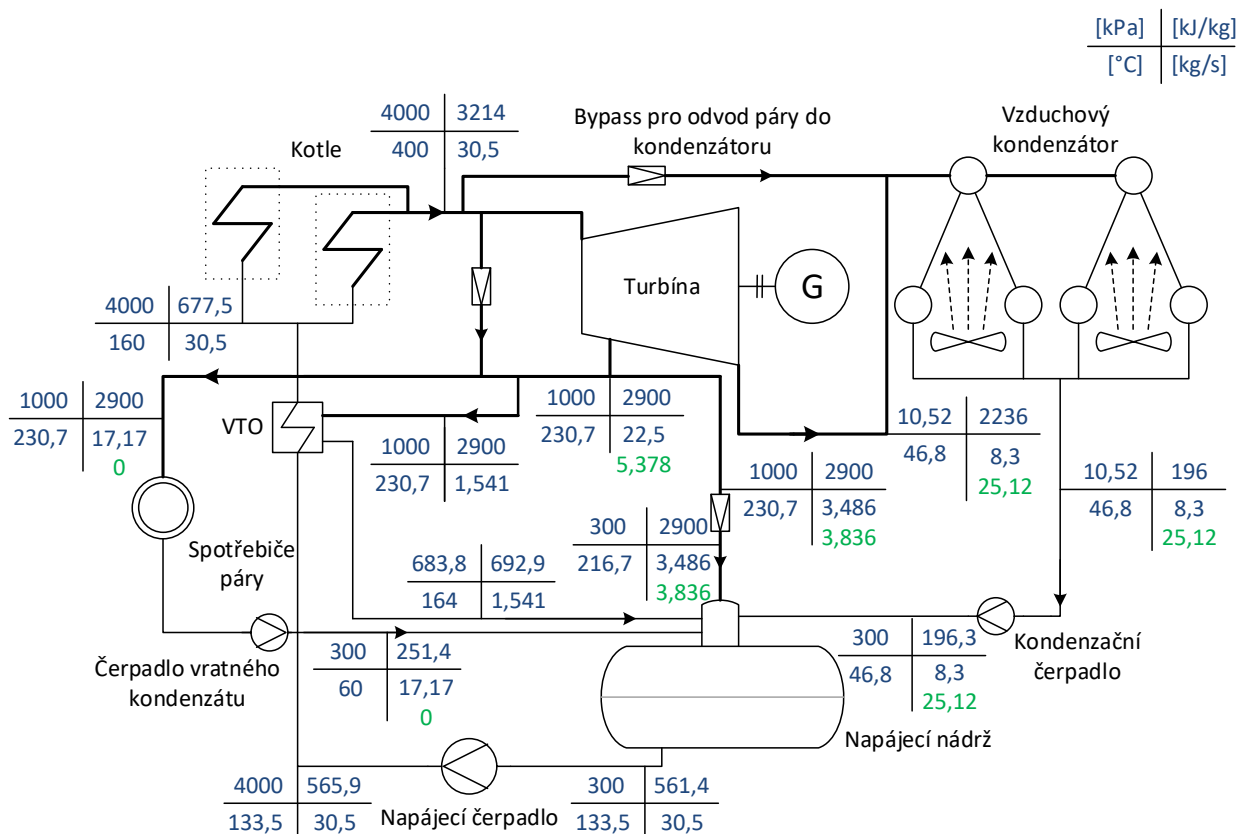
$$\begin{aligned} P_{SV} &= \eta_{el} \cdot a_t \\ &= \eta_{el} [(\dot{m}_3 (h_3 - h_I) + \dot{m}_4 (h_I - h_4))] \\ &= 0,93 [30,5 (3214 - 2900) + 8,3 (2900 - 2236)] \\ &= 14032 \text{ kW}. \end{aligned}$$

8.1.2 Režim elektrické centrály

je režim, kdy je využit plný instalovaný výkon, regulovaný odběr je použit pouze pro VTO a odplynění, odvod pro CZT není použit ($\dot{m}_{CZT} = 0 \text{ kg/s}$). Tepelný výkon je tedy logicky $Q_{tep} = 0$. Červeně zvýrazněné hodnoty jsou rozdílné hmotnostní toky proti předchozímu

případu. Protože více páry projde celou turbínou a pokračuje do kondenzátoru, bude i svorkový výkon vyšší díky většímu množství páry proudícímu přes celou turbínu

$$\begin{aligned}
 P_{SV} &= \eta_{el} \cdot a_t \\
 &= \eta_{el} [(\dot{m}_3 (h_3 - h_1) + \dot{m}_4 (h_1 - h_4))] \\
 &= 0,93 [30,5 (3214 - 2900) + 25,12 (2900 - 2236)] \\
 &= 24418,7 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$



Obr. 8.2 Schéma s absorpční jednotkou (zelenou barvou jsou zvýrazněny odlišnosti elektrárenského režimu oproti teplárenskému)

8.2 Projektový návrh vytápění s tepelným čerpadlem

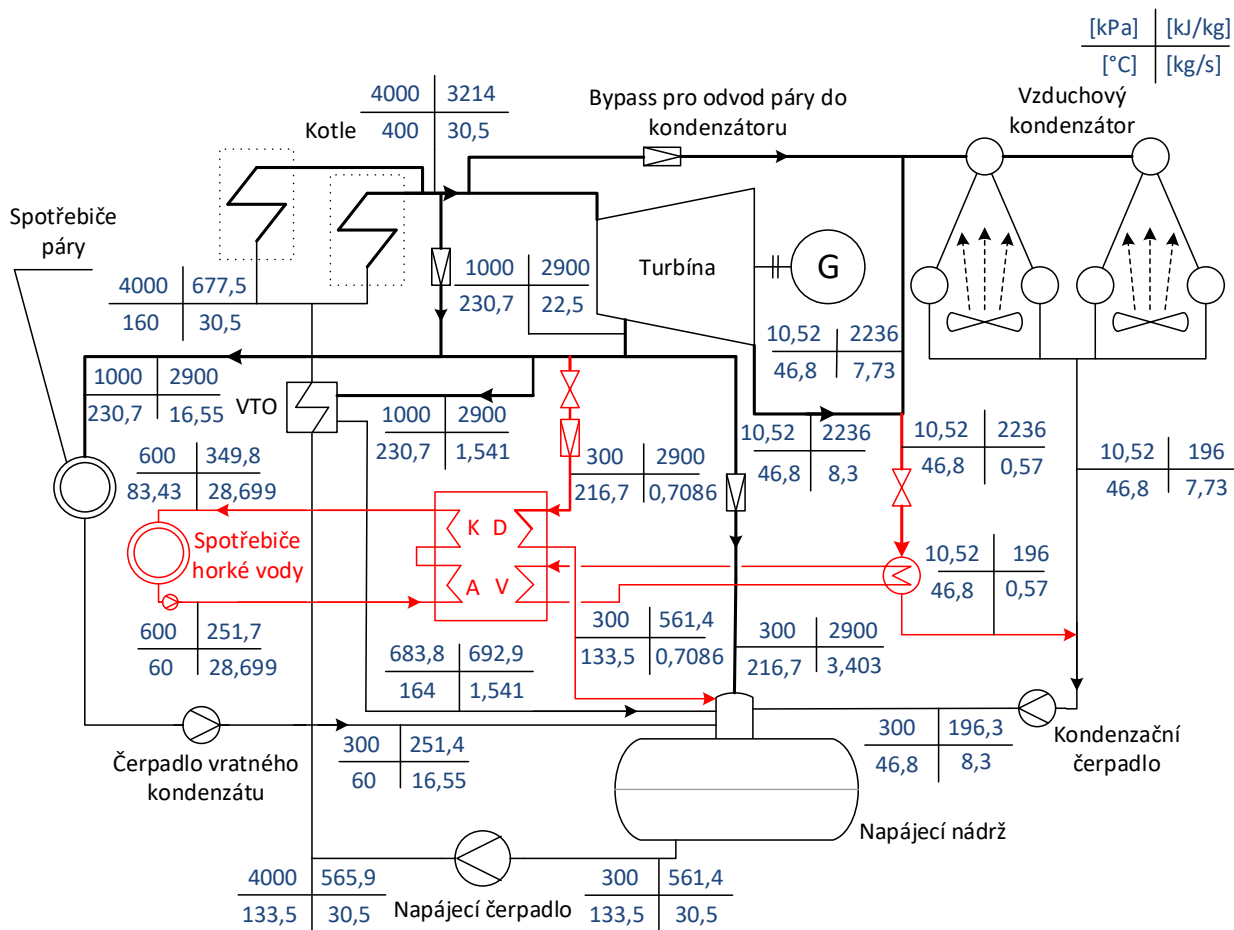
Chladicí část (výparník) absorpčního tepelného čerpadla je zapojena za turbínu. Využije se tak tepelný potenciál, který by byl jinak mařen v kondenzátoru. V případě tohoto zapojení je optimální provozní stav vždy takový, kdy z turbíny vystupuje hmotnostní tok páry o takovém množství, jaké při daném tlaku odpovídá alespoň stejnému tepelnému potenciálu, jako je chladicí výkon kondenzátoru. Znamená to tedy, že chladicí větev absorpčního tepelného čerpadla bude mít vždy dostatečný zdroj energie, a to i při maximálním odběru páry v regulovaném odběru. Zbylé teplo na konci turbíny bude mařeno ve vzduchovém kondenzátoru.

Hmotnostní tok hnací páry desorbéru, tedy páru o parametrech regulovaného odběru, kterou použijeme na pohon absorpčního zařízení, lze vypočítat

$$\dot{m}_D = \frac{Q_D}{h_l - h_D^{out}} = \frac{1657}{2900 - 561,4} = 0,7086 \text{ kg/s.} \quad (8.3)$$

8.2.1 Verze zapojení s důrazem na výrobu el. energie

Prvním z možných projektových návrhů je využít část páry určené pro zákazníka jako hnací páru (Q_d). Výhodou je, že nesnižujeme výkon turbíny, protože regulovaný odběr zůstává stejný. Z výkonu odebraného páře dostaneme nazpět stejný výkon povýšený o výkon kondenzační části. Nevýhodou je, že tento výkon dostáváme nazpět ve formě horké vody (v provedení z Kap. 5 je to cca 83 °C a 600 kPa) místo páry o tlaku 1 MPa, což ale ve skutečnosti nemusí představovat žádný problém. Jak bylo řečeno v Kap. 1.1.1, současný trend vede k odklonu od páry a vyššímu využití horké vody v teplárenství. Všechny parametry provozních bodů jsou pro přehlednost uvedeny v Obr. 8.3.



Obr. 8.3 Schéma teplárny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby elektrické energie)

Topný výkon lze chápat jako součet tepla dodaného v páře do CZT a tepla dodaného v horké vodě

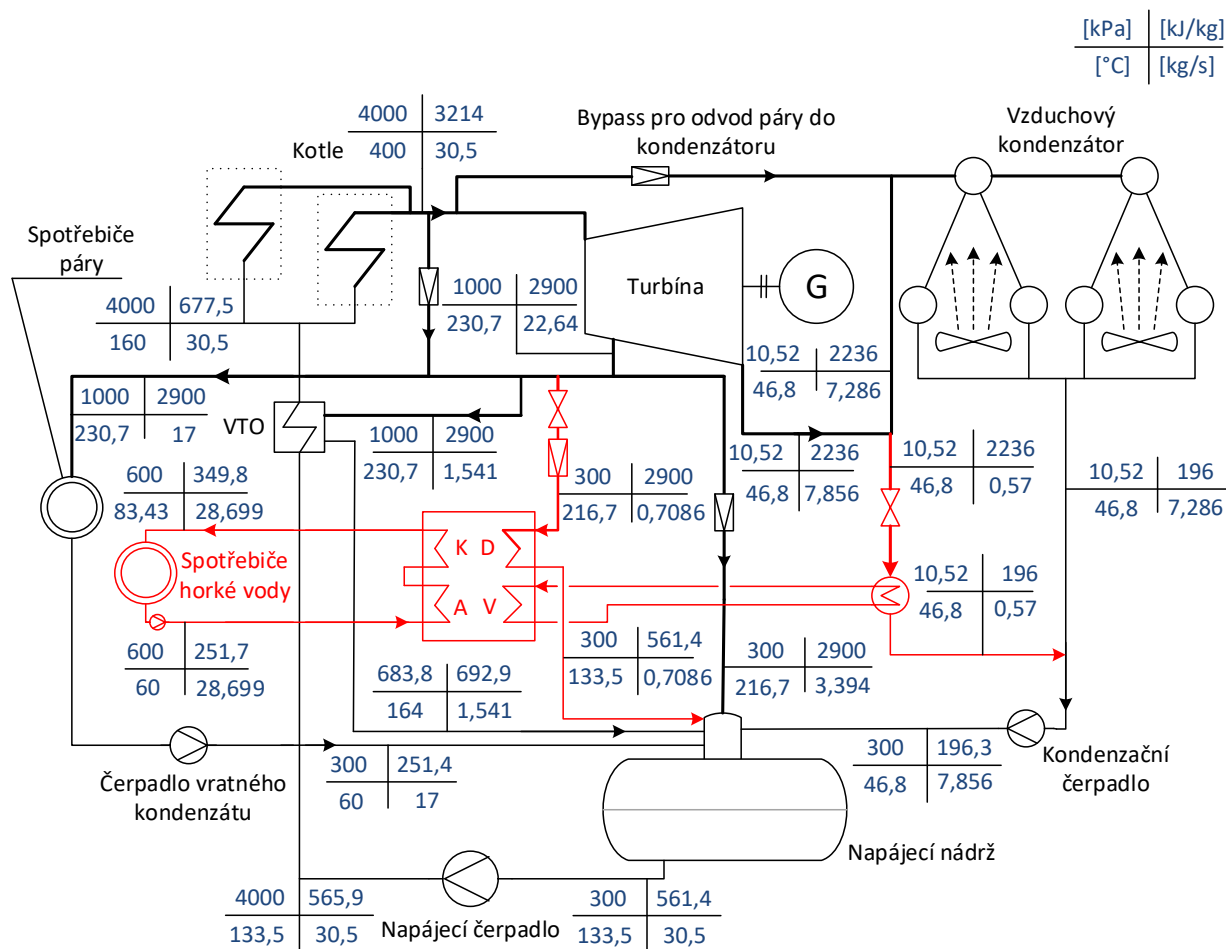
$$\begin{aligned} Q_{tep}^{(pára)} &= \dot{m}_{CZT} (h_I - h_{VK}) & Q_{tep}^{(HV)} &= Q_H = 2820 \text{ kW} & Q_{tep} &= Q_{tep}^{(pára)} + Q_{tep}^{(HV)} \\ &= 16,55 (2900 - 251,4) & & & &= 43834,3 + 2815,4 \\ &= 43834,3 \text{ kW} & & & &= 46649,7 \text{ kW}. \end{aligned}$$

Protože nebyla odebrána žádná další pára posledním stupňům turbíny, bude elektrický výkon zařízení stejný jako v případě teplárenského režimu bez absorpčního tep. čerpadla; je ale nutné ponížít toto číslo o příkon tepelného čerpadla. Pro konzervativnější výpočet využijme hodnotu příkonu tepelného čerpadla z katalogu [27]. Výkon je tedy

$$P = P_{sv} - P_{ABS} = 14032 - 7,5 = 14024,5 \text{ kW}. \quad (8.4)$$

8.2.2 Verze zapojení s vyšším důrazem na dodávku tepla

Druhou možností je ponechat množství páry odváděné zákazníkovi a tím zvýšit množství odebrané páry v regulovaném odběru. Tato možnost odpovídá scénáři, kdy je požadováno množství páry dodávané do CZT (například z důvodu smluvních závazků) a provozovatel centrály je tedy ochotný snižovat množství páry na posledních stupních turbíny a tím i snižovat elektrický výkon. Pokud je požadován průtok posledními stupni turbíny alespoň 10 % celkového hmotnostního toku, může být využito až 5,3 kg/s páry. Pro provedený návrh byl tedy zaveden vstupní parametr – množství páry pro CZT min. 17 kg/s. Parametry pracovních bodů jsou opět pro přehlednost a porovnání zobrazeny v Obr. 8.4.



Obr. 8.4 Schéma teplárny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby tepla)

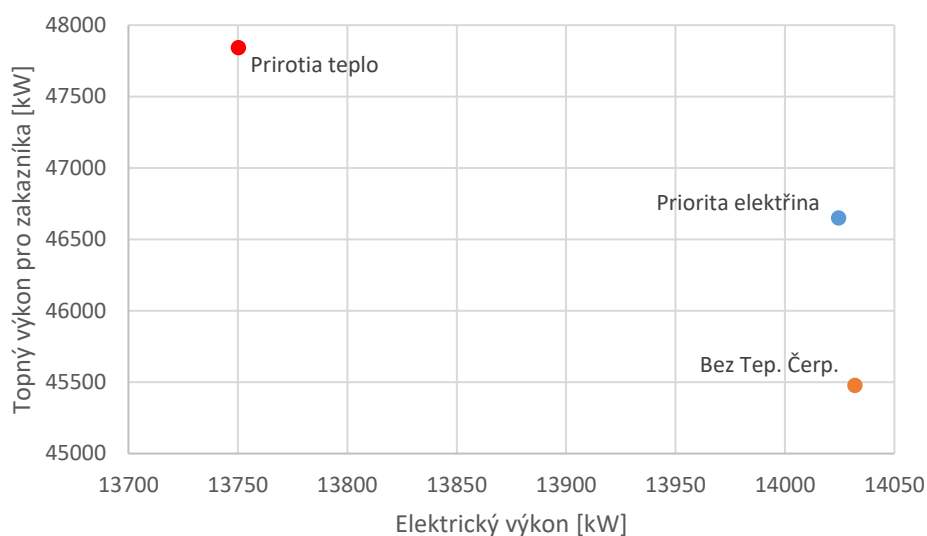
$$\begin{aligned}
 Q_{tep}^{(pára)} &= \dot{m}_{CZT} (h_I - h_{VK}) & Q_{tep}^{(HV)} &= Q_H = 2820 \text{ kW} & Q_{tep} &= Q_{tep}^{(pára)} + Q_{tep}^{(HV)} \\
 &= 17 (2900 - 251,4) & & & &= 45026,2 + 2815,4 \\
 &= 45026,2 \text{ kW} & & & &= 47841,6 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \eta_{el} \cdot a_t - P_{ABS} \\
 &= \eta_{el} [(\dot{m}_3 (h_3 - h_I) + \dot{m}_4 (h_I - h_4))] - 7,5 \\
 &= 0,93 [30,5 (3214 - 2900) + 7,856 (2900 - 2236)] - 7,5 \\
 &= 13750,3 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

Tab. 8.1 Porovnání výkonů jednotlivých variant teplárny

Výkon [kW]	Bez Tep. čerpadla	S Tep. čerpadlem (priorita elektřina)	S Tep. čerpadlem (priorita teplo)
Dodávka tepla v páře	45476,5	43834,3	45026,2
Dodávka tepla v horké vodě	0	2820	2820
Celková dodávka tepla	45476,5	46654,3	47846,2
Elektrický výkon	14032	14024,5	13750,3

Pro lepší přehlednost lze zobrazit výsledky graficky v Obr 9.5.



Obr. 8.5 Porovnání jednotlivých teplárenských provozů

Z porovnání je jasně patrné, že zapojení absorpční jednotky přinese zisk ve formě topného výkonu. Pokud je jako priorita teplo, získá se navíc 1191,9 kW tepelného výkonu ve formě páry. Pokud je dána přednost elektřině, získá se navíc 274,2 kW elektrické energie. Elektrická energie by tedy musela být více než 4× dražší, aby byl model priority elektrické energie výhodnější. Na druhou stranu elektrická varianta počítá s původním množstvím páry na posledních stupních turbíny.

Uvažovat zapojení absorpčního tepelného čerpadla v případě režimu elektrické centrály nemá příliš velký praktický význam. Tento režim je totiž použit, pokud vyžadujeme nutně vyšší množství elektrické energie nebo pokud nepožadujeme žádné teplo. V obou případech je tedy nevýhodné odebírat část páry turbíně pro pohon tepelného čerpadla.

8.3 Použití různě výkonných absorpčních jednotek

V této kapitole je provedena rozvaha nad možnými modifikacemi projektového návrhu použitím jiných výkonů absorpčního čerpadla. Pro získání reálných vstupů je opět použito hodnoty chladicího výkonu Q_V a příkonu absorpční jednotky (P_{ABS}) z katalogu [27]. Výpočet jednotlivých tepelných výkonů a celkový hmotnostní tok roztoku je proveden stejným postupem, jako je popsán v Kap. 5, opět za pomoci programu z Kap. 6.

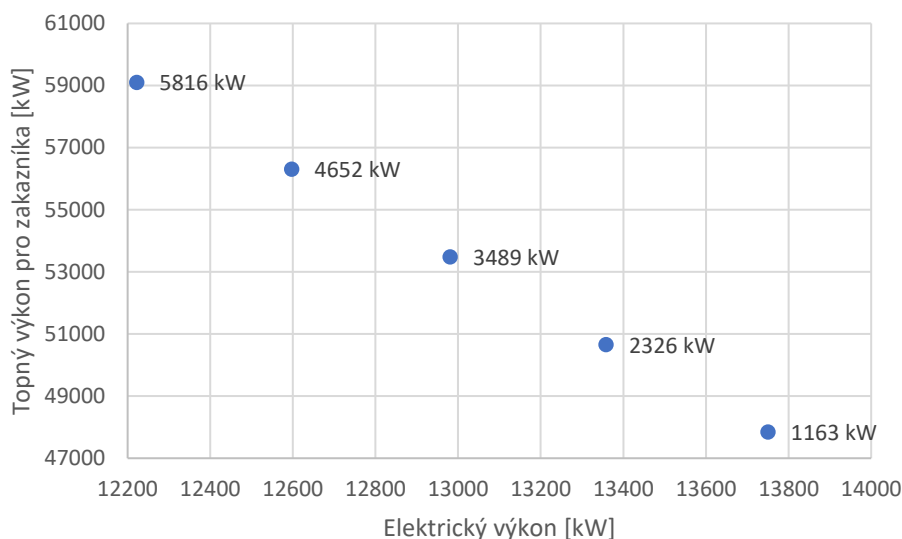
Tab. 8.2 Přehled parametrů absorpčních tepelných čerpadel

Q_V [kW]	\dot{m}_V [kg/s]	Q_A [kW]	Q_K [kW]	Q_H [kW]	Q_D [kW]	\dot{m}_D [kg/s]	P_{ABS} [kW]	\dot{m}_1 [kg/s]
1163	0,57	1568	1252	2820	1657	0,7806	7,5	3,009
2326	1,14	3136	2504	5640	3314	1,417	13,9	6,025
3489	1,71	4703	3757	8460	4971	2,126	19,4	9,04
4652	2,28	6271	5009	11280	6627	2,834	25,2	12,053
5816	2,85	7818	6262	14080	8263	3,534	26,2	15,069

Nyní, když je vypočítán topný výkon, spotřeba hnací páry pro desorbér a množství výstupní páry, která bude kondenzovat ve výparníku absorpční jednotky pro jednotlivé chladicí jednotky, lze provést výpočet výstupních "zákaznických parametrů". Pro tento výpočet se uvažuje s předpokladem, že odebíraný výkon v páře pro zákazníka zůstává neměnný. Hnací pára pro absorpční tepelné čerpadlo je tedy odebírána na úkor posledních stupňů turbíny, tedy s vyšším výkonem absorpční jednotky klesá elektrický výkon centrály.

Tab. 8.3 Porovnání výkonových parametrů řešení s různými výkony absorpční jednotky

Q_V [kW]	Výkon v páře [kW]	Výkon v horké vodě [kW]	Tepelný výkon [kW]	Elektrický výkon [kW]
1163	45026,2	2820	47846,2	13750,3
2326	45026,2	5640	50666,2	13358,6
3489	45026,2	8460	53486,2	12981,4
4652	45026,2	11280	56306,2	12597,7
5816	45026,2	14080	59106,2	12222,4



Obr. 8.6 Porovnání výkonových parametrů řešení s různými výkony absorpční jednotky

Ukazuje se, že s použitím výkonnější jednotky stoupá zisk v podobě tepelné energie prakticky lineárně. Je tedy na ekonomické rozvaze konkrétní instalace, jak velká jednotka je vhodná. Zároveň hrozí riziko, že příliš výkonná jednotka bude odebírat velké množství páry a poslední stupně turbíny nebudou mít dostatečný přístup páry na správný provoz. Proto je nutné provádět návrh absorpční jednotky v kontextu projektu celého zařízení.

8.4 Projektový návrh trigenerace

Absorpční jednotku lze využít také na chlazení a umožnit tak centrále třígenerační chod, který bude dobře odpovídat potřebám městské zástavby v 21. století. Pro chladicí verzi je technologicky výhodné použít dvoustupňový model absorpční jednotky, abychom se vyhnuli velkým tepelným rozdílům, a to především mezi absorbérem a výparníkem. Dále tento model povede k vyšší účinnosti zařízení.

Zapojení je jiné než v předchozích případech. Již není možné elegantně využít kondenzátní teplo za turbínou. Stále však platí, že zařízení vyrábí horkou vodu, která může být dodávána zákazníkovi. Zároveň první absorpční jednotka předchladí vodu, které následně své teplo předá druhá jednotka (absorpční chladicí jednotka), která už ochlazuje přímo vodu pro zásobování chladem.

Pro návrh bude opět použita centrála z Kap. 8.1, dále byl zvolen požadavek na chlazení 1 MW pro centrální zásobování chladem. Výpočet je proveden s přívodem vody o teplotě 15 °C a požaduje se její ochlazení na 10 °C. Jako hnací pára pro obě absorpční jednotky opět poslouží pára z regulovaného odběru.

Pro navrhovaný výpočet je nejlepší začít větví s absorpční chladicí jednotkou. Provedeme výpočet stejně jako v Kap. 5. $Q_V^1 = 1000 \text{ kW}$. Pokud tedy opět zanedbáme tlakové ztráty a počítáme s tlakem chladicí vody 600 kPa, získáme dosazením do rovnice (5.2

$\dot{m}_{chlazení} = 23,85 \text{ kg/s}$. Dále uvažujeme $\varepsilon_{SHX} = 0,6$ a pro zajištění správného dostatečného tepla jsou navrhované pracovní parametry:

$$T_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}; T_8 = 38 \text{ }^\circ\text{C}; T_{10} = 3 \text{ }^\circ\text{C}, \dot{m}_1 = 3,009 \text{ kg/s, pak}$$

$$Q_K^I = 1055 \text{ kW} \quad Q_A^I = 1274 \text{ kW} \quad Q_D^I = 1329 \text{ kW} \quad COP_H^I = 1,753. \quad Q_H^I = 2329 \text{ kW}$$

Topnému výkonu absorpční chladicí jednotky musí odpovídat chladicí výkon absorpčního tepelného čerpadla.

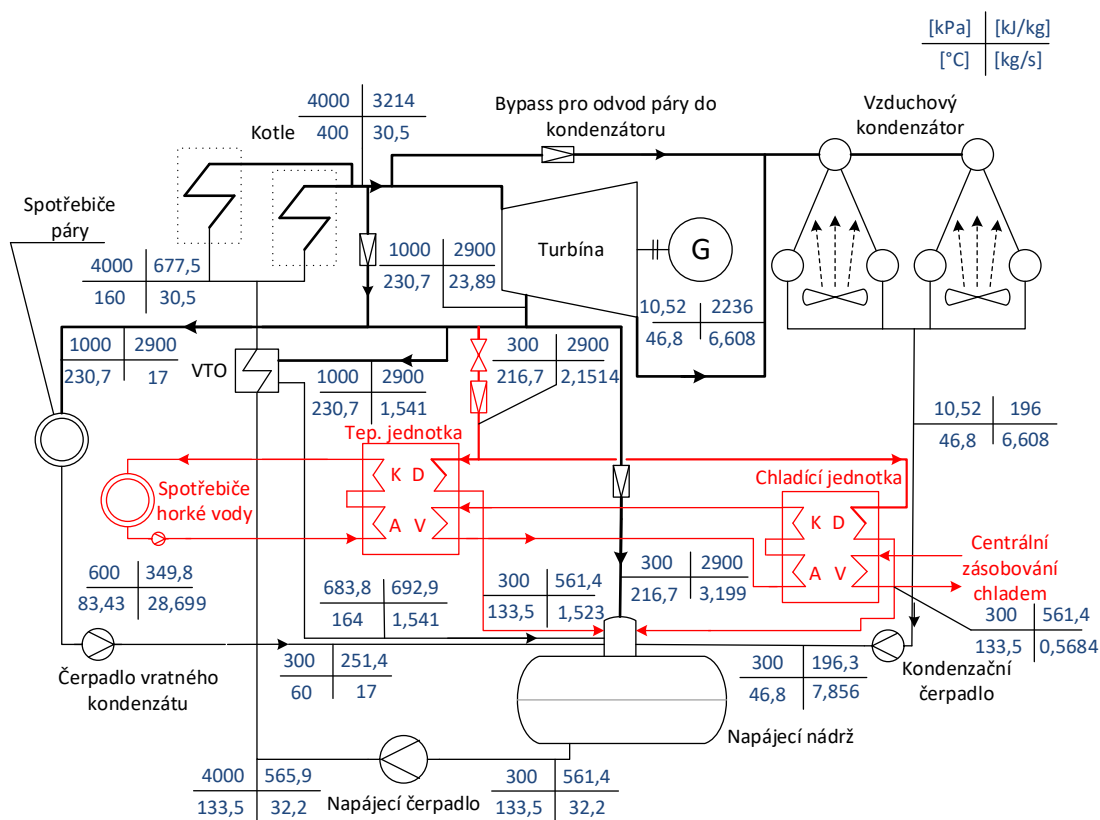
$$Q_H^I = Q_V^{II} = 2329 \text{ kW} \quad (8.5)$$

Na základě této hodnoty můžeme navrhnout absorpční tepelné čerpadlo stejným postupem. $\varepsilon_{SHX} = 0,6$ Navrhované parametry jsou:

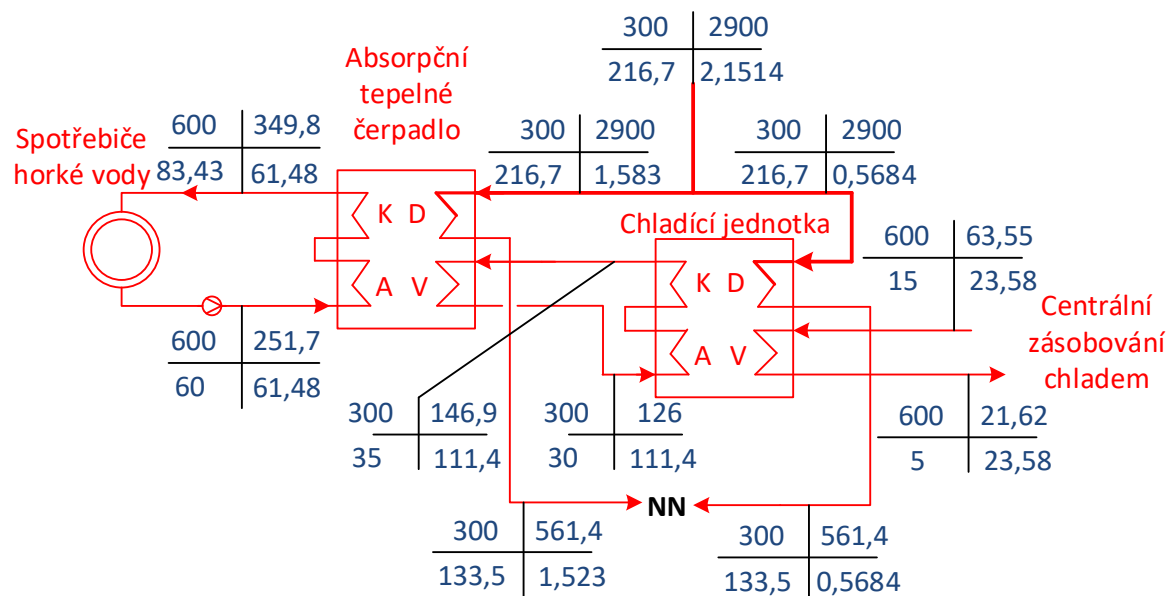
$$T_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}; T_8 = 90 \text{ }^\circ\text{C}; T_{10} = 28 \text{ }^\circ\text{C}, \dot{m}_1 = 10 \text{ kg/s, pak}$$

$$Q_K^{II} = 2556 \text{ kW} \quad Q_A^{II} = 3475 \text{ kW} \quad Q_D^{II} = 3702 \text{ kW} \quad COP_H^{II} = 1,629. \quad Q_H^{II} = 6031 \text{ kW}$$

Pro vyšší přehlednost jsou výsledné hodnoty rozděleny do dvou diagramů, Obr. 8.7 představuje schéma teplárny se dvěma absorpčními jednotkami (schopnost trigenerace) a na Obr. 8.8 je detail zobrazující vstupní a výstupní parametry jednotek.



Obr. 8.7 Schéma teplárny se schopností trigenerace



Obr. 8.8 Detail schématu teplárny se schopností trigenerace

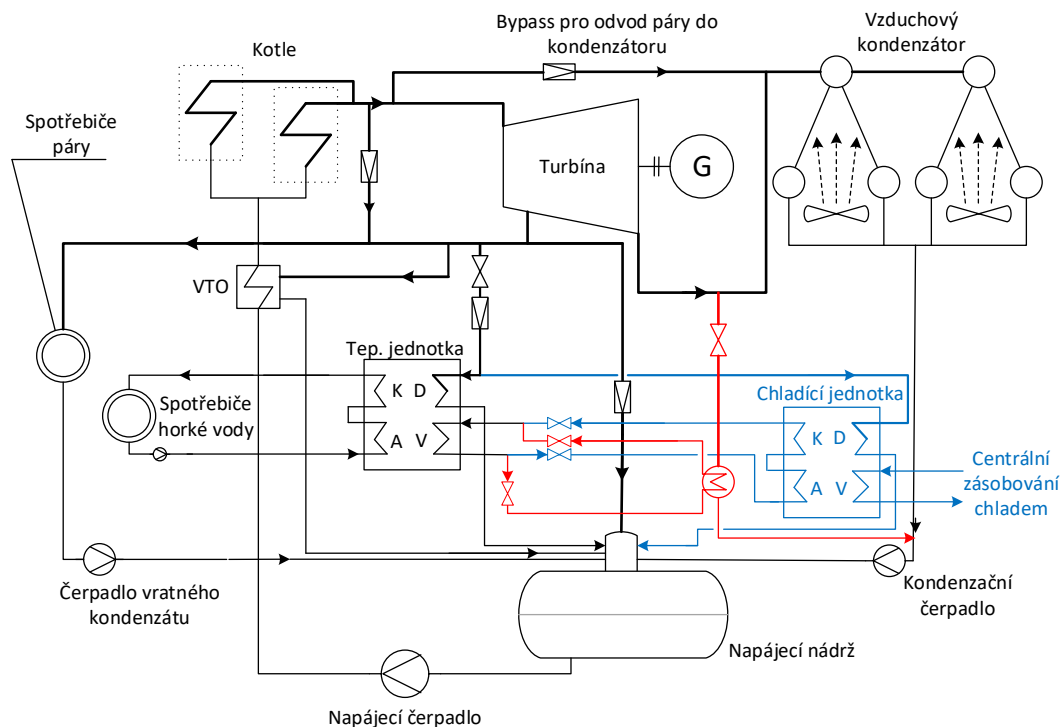
Nyní mohou být stanoveny výsledné hodnoty celého návrhu. Protože chladicí výkon je velmi podobný absorpčním jednotkám z Kap. 8.3, je stanoven přibližný příkon čerpadel 7 a 14 kW. Kromě chladicího výkonu 1000 kW ještě tento cyklus dodává

$$\begin{aligned}
 Q_{tep}^{(pára)} &= \dot{m}_{CZT} (h_I - h_{VK}) & Q_{tep}^{(HV)} &= Q_H^{II} = 6031 \text{ kW} & Q_{tep} &= Q_{tep}^{(pára)} + Q_{tep}^{(HV)} \\
 &= 17 (2900 - 251,4) & & & &= 450262,2 + 6031 \\
 &= 45026,2 \text{ kW} & & & &= 51057,2 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \eta_{el} \cdot a_t - P_{ABS} \\
 &= \eta_{el} [(\dot{m}_3 (h_3 - h_I) + \dot{m}_4 (h_I - h_4))] - 7 - 14 \\
 &= 0,93 [30,5 (3214 - 2900) + 6,608 (2900 - 2236)] - 21 \\
 &= 13003 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

Nabízí se porovnání mezi tímto trigeneračním návrhem a kogeneračním řešením o podobných parametrech, tedy pokud mají oba návrhy stejnou absorpční topnou jednotku ($Q_V = 2329 \text{ kW}$ a $Q_D = 3702 \text{ kW}$). Obě varianty dodávají zákazníkovi stejný topný výkon v páře i v horké vodě, rozdíl je ale ve svorkovém výkonu generátoru, tedy ve vyrobené elektrické energii. Zatímco verze trigenerační vyrábí 13000 kW elektrické energie, verze s jednou absorpční jednotkou (tedy kogenerace) vyrábí přibližně 13277 kW. To ale znamená, že za přibližně 277 kW dostáváme 1000 kW chladicího výkonu.

Vzhledem k tomu, že chlazení je primárně zapotřebí pouze v určitých měsících, bylo by výhodné realizovat zapojení tak, aby bylo možné chladicí jednotku v zimních měsících odpojit a výparný konec absorpčního tepelného čerpadla provozovat na kondenzaci páry (jak je ukázáno v Kap. 8.2). Toto řešení však vyžaduje použití jednotky, která je schopná dobře operovat i při různých provozních teplotách.



Obr. 8.9 Schéma teplárny se schopností trigenerace letní–zimní provoz
letní provoz (modře); zimní provoz (červeně)

Celoroční chlazení by naopak mohlo být výhodné při návaznosti na konkrétní technologický provoz nebo segment vyžadující velké celoroční chlazení (např. velké výpočetní centrum).

9 Ekonomicko-technologické posouzení

U každé realizace je jedním z nedůležitějších, ne-li nejdůležitějším aspektem ekonomické hledisko – porovnání vstupních investičních nákladů, provozních nákladů a ročního zisku, tedy celková návratnost počáteční investice. Tato kapitola se zaměřuje na toto hledisko a rozebírá navrhované řešení z ekonomického aspektu. Je zde opět nutné zdůraznit, že se jedná o modelový příklad.

Pro účely této práce jsou předpokládány orientační ceny 1 Kč/kWh tepelného výkonu a 2 Kč/kWh elektrického výkonu. Dle odborné konzultace je předpokládána cena absorpční jednotky cca 1 mil. Kč/1 MW chladicího výkonu. Pokud tedy bylo zvoleno absorpční tepelné čerpadlo o chladícím výkonu 1163 kW, můžeme provádět výpočet s cenou 11 mil. korun za jednotku. Na základě odborné konzultace byly kompletní investiční náklady, tedy včetně instalace a zapojení jednotky stanoveny na dvojnásobek této ceny, tedy 22 mil. korun.

Jelikož je námi zvolený příklad centrálou typu spalovna, předpokládáme, že má nominální odběr tepla přes celý rok stejný (v letních měsících slouží odběr tepla na ohřev TUV). Dále počítáme s jednou plánovanou odstávkou, a to v délce cca jednoho měsíce. Připočteme ještě rezervu a budeme předpokládat, že centrála dodává elektřinu a teplo 330 dní v roce. Doba provozu v hodinách je tedy

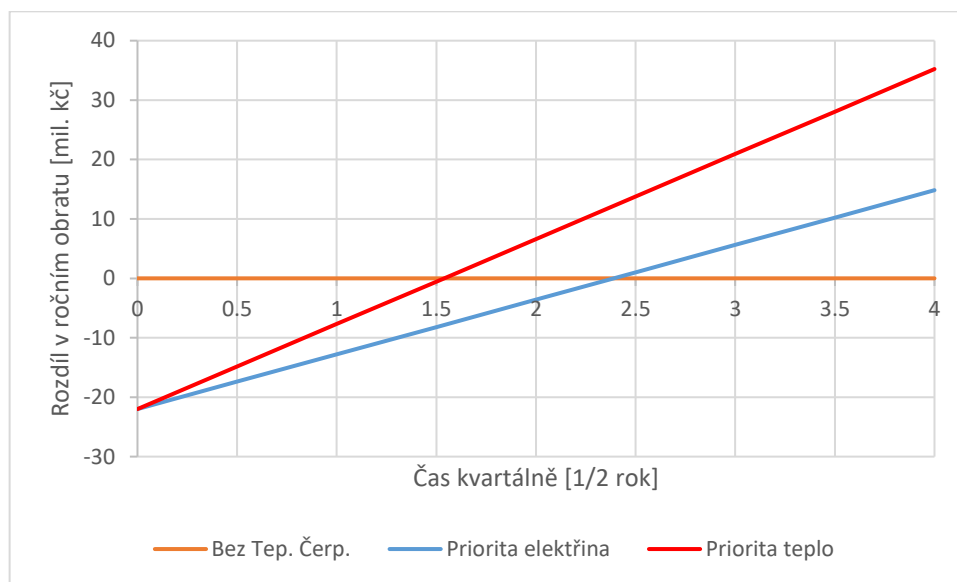
$$330 \times 24 = 7920 \text{ hod.} \quad (9.1)$$

Tab. 9.1 Ekonomické porovnání jednotlivých variant

	Bez Tep. Čerp.	Priorita elektřina	Priorita teplo
Roční tepelný výkon [MW]	360173,88	369502,056	378941,904
Roční rozdíl [MW]		9328,176	18768,024
Roční obrat z tepelného výkonu [CZK]	360,173,880.00	369,502,056.00	378,941,904.00
Rozdíl [CZK]		9,328,176.00	18,768,024.00
Roční Elektrický výkon [MW]	111133,44	111074,04	108902,376
Roční Rozdíl [MW]		-59.4	-2231.064
Roční obrat z elektrického výkonu [CZK]	222,266,880.00	222,148,080.00	217,804,752.00
Rozdíl [CZK]		-118,800.00	-4,462,128.00
Celkový roční obrat [CZK]	582,440,760.00	591,650,136.00	596,746,656.00
Roční rozdíl [CZK]		9,209,376.00	14,305,896.00

Z výsledků zobrazených v Tab. 9.1 jasně vyplývá, že model s prioritou tepla (tedy pokud kvůli hnací páře absorpčního čerpadla zvyšujeme množství páry odebrané v regulovaném odběru) je jednoznačně ekonomicky výhodnější. Z těchto dat se dá také vypočítat, že aby bylo výhodnější použít model priority elektřiny, musela by být prodejní cena silové elektřiny (elektrický výkon) přibližně 4,35× vyšší než cena tepla.

Grafické zobrazení je uvedeno v Obr. 9.1. Počáteční stav ukazuje investiční náklady na realizaci návrhu. Zdá se, že navrhované řešení má velmi rychlou návratnost. Skutečná návratnost by byla samozřejmě delší, protože zde počítáme pouze s obratem, nikoli s konečným ziskem po odečtení všech nákladů a zdanění.



Obr. 9.1 Ekonomické porovnání během 4 let

V Kap. 8.4 je ukázáno možné řešení trigenerace, kde teplárna vyrábí kromě tepla a elektrické energie také chlad. Tepelné čerpadlo odebere turbíně páru ekvivalentní elektrickému výkonu 277 kW a vyrobí tak 1000 kW chladu. Znamená to tedy, že na 1 kW elektrické energie připadá 3,6 kW vyrobeného chladu.

Pro ekonomickou rozvahu lze porovnat tyto hodnoty s kompresorovým chlazením. Pro účely této práce lze na základě odborné konzultace pracovat s předpokladem, že kompresorové chlazení pracuje v poměru 1:3, tedy že na 1 kW elektrické energie vyrobí 3 kW chladu. Ukazuje se, že výroba chladu s použitím absorpčního tepelného čerpadla v ukázané konfiguraci je výhodnější než kompresorovou jednotkou. Pro detailnější ekonomickou rozvahu by však bylo nutné porovnat investiční náklady a možnosti zařízení na dané instalace.

10 Závěr

Pro hlubší pochopení každého problému je velmi důležité znát souvislosti. V diplomové práci je nejprve představeno teplotě jako obor energetiky. Je zde uveden stručný přehled možných typů centrál a používaných zdrojů. Následuje principiální popis tepelného čerpadla. Absorpční tepelná čerpadla jsou podrobně popsána jak po stránce fyzikální, tak konstrukční. Práce představuje a porovnává dvě základní konfigurace – voda/LiBr a amoniak/voda, a to v provedení jednostupňovém a dvoustupňovém. Rešeršní část práce uzavírají příklady užití absorpčních jednotek v praxi.

V následujících kapitolách práce je proveden samotný výpočtový návrh absorpčního tepelného čerpadla dle zadaných požadavků. V souladu se zadáním bylo použito jednostupňové provedení voda/LiBr hnané parou. Výpočet je proveden v programu EES (engineering equation solver) a postup je detailně představen. Základní návrh dosahuje topného faktoru COP_H přibližně 1,7. Tento návrh je konfrontován a zpětně porovnáván s reálnými tepelnými čerpadly, která jsou komerčně na trhu. Výsledná účinnost je velmi podobná. Lze tedy prohlásit výpočetní model za plně funkční a návrh reálný a proveditelný.

V 8. kapitole je provedena parametrická studie a jsou zde podrobně rozebrány možné způsoby, jak dále zvyšovat účinnost zařízení. Především optimalizací vnitřních teplot zařízení a zvýšením účinnosti výměníků lze dosáhnout topného faktoru $COP_H = 1,8$ a vyšší. Podrobně bylo ukázáno, že vysoký vliv mají teploty T_1 a T_8 , cílem je dosahovat co nejnižších hodnot, zároveň musí být tyto teploty dost vysoké, aby byl zajištěn požadovaný prostup tepla. Rovněž se ukazuje, že vliv T_4 je v rozmezí použitelných teplot relativně malý.

V následující kapitole je proveden návrh referenční teplotě centrály a byl proveden výpočet termodynamických stavů jednotlivých pracovních bodů cyklu a celkových parametrů. V souladu se zadáním a na základě konzultace byla zvolena centrála typu spalovna s kondenzační turbínou vybavenou jedním regulovaným odběrem páry, který slouží pro odplynění, vysokotlakou regeneraci a pro dodávku páry zákazníkovi.

Dále je provedeno několik modifikací tohoto návrhu s využitím tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo je zapojeno tak, aby bylo možné využít tepelný potenciál v kondenzátoru cyklu. Pro odběr páry je použit původní regulovaný odběr. Výstupní teplo z absorpční jednotky je dodáváno zákazníkovi ve formě horké vody se zadanou podmínkou minimální teploty 80 °C.

Byly porovnány varianty, kdy je hnací pára odebrána a) z množství páry pro zákazníka (varianta s prioritou výroby elektrické energie) a za b) je navýšen regulovaný odběr a tím je poníženo množství páry využití v posledních stupních turbíny (varianta s prioritou výroby tepelné energie). Na základě porovnání se ukazuje, že obě varianty mají vyšší celkový využitelný výkon než původní centrála. Zároveň je jednoznačně ukázáno, že varianta s prioritou tepla je výhodnější. Ekonomické posouzení ukazuje, že návratnost této varianty by byla při optimálních podmínkách pouze cca 1,5 roku. I při započtení dalších možných faktorů (různé odběry tepla v průběhu roku, zdanění, provozní náklady atd.) je velmi pravděpodobné, že by byla návratnost v řádu jednotek let.

Jako poslední možnost je zde uvedena trigenerační verze, která zároveň umožňuje chlazení. Navržené řešení umožňuje standardní teplárenský provoz povýšený o tepelný výkon absorpčního tepelného čerpadla a zároveň výrobu chladu. Výroba chladu probíhá s celkovým chladícím faktorem přibližně 3,6 (tedy na 1 kW elektrické energie vyrobí přibližně 3,6 kW chladu). Tato účinnost je vyšší než velká část kompresorových zařízení (COP_C cca 3) a dle konkrétní situace a poptávky v okolí by mohla být komerčně úspěšná.

11 Citovaná literatura

1. **Kadrnožka, Jaroslav a Ochraňa, Ladislav.** *Teplárenství*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001. ISBN 80-7204-222-X.
2. SOUSTAVA ZÁSODOVÁNÍ TEPELNOU ENERGIÍ (SZTE). *Teplárny Brno*. [Online] 2014-2016. [Citace: 19. 11 2018.] <http://www.teplarny.cz/soustava-zasobovani-tepelnou-energii-szte>.
3. **Behnaz, Rezaie a Marc A., Rosen.** District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*. 93, (93), str. 2-10. květen 2012, Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S030626191100242X>,
4. Standardy pro připojení na soustavu. *teplarny.cz*. [Online] zaří 2012. [Citace: 19. 11 2018.] <https://www.teplarny.cz/upload/1409519204.pdf>.
5. PROJEKT PÁRA X HORKÁ VODA. *teplarny.cz*. [Online] [Citace: 19. 11 2018.] <http://www.teplarny.cz/projekt/911/projekt-para-x-horka-voda/>.
6. Temelín vytápí Týn už devatenáctým rokem. Loňský objem tepla byl průměrný. [Online] ČEZ.cz, 8. března 2017. [Citace: 19. 11 2018.] <https://www.cez.cz/cs/pro-media/aktuality-z-jadernych-elektren/16840.html>.
7. Teplárny Brno a zařízení na energetické využívání odpadu SAKO Brno dokončily společný projekt vyvedení výkonu v horké vodě ze SAKO Brno. *sako.cz*. [Online] 2018. [Citace: 22. 11 2018.] <https://www.sako.cz/upload/1531917698.doc>.
8. **Škorpík, Jiří.** Tepelné turbíny a turbokompresory. *Transformační technologie*. [Online] Brno: Jiří Škorpík, 2011-02, [last updated 2014-02]. [Citace: 2. 12 2018.] <http://www.transformacni-technologie.cz/23.html>. English version: Heat turbines and turbocompressors. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_23.html. ISSN 1804-8293.
9. **Vlach, Josef.** *Teplárenství*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1972.
10. **Škorpík, Jiří.** Tepelné oběhy a jejich realizace. *Transformační technologie*. [Online] Brno: Jiří Škorpík, 2006-11, [last updated 2018-01-17]. [Citace: 2. 12 2018.] <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>. English version: Heat cycles and their realizations. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_06.html. ISSN 1804-8293.
11. Informace o paroplynové energetice. *CEZ.cz*. [Online] CEZ s.r.o. [Citace: 1. 1 2019.] <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektřiny/paroplynové-elektřiny/informace-o-paroplynové-energetice.html>.
12. Example of SUNSTORE4. *sunstore4.eu*. [Online] sunstore4, 2013. [Citace: 24. 11 2018.] <https://sunstore4.eu/understand/examples-of-sunstore4/>.
13. **Pavelek, Milan.** *Termomechanika*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
14. **HEROLD, Keith E., Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN.** *Absorption chillers and heat pumps*. 1. vydání. Boca Raton : CRS Press LLC, 1996. ISBN-10 0-8493-9427-9.
15. **Pospíšil, Jiří.** Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. *TZB-info.cz*. [Online] Topinfo s.r.o., 2011. 10 10. [Citace: 8. 1 2019.] <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>.

16. **Srihirin, Pongsid, Aphornratana, Satha a Chungpaibulpatana, Supachart.** A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 5, Prosinec 2001, Sv. 4, první, stránky 343-372. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X).
17. **Karakas, Ahmet, Egrican, Nilufer a Uygur, Seyhan.** Second-law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids. *Applied Energy.* 37, 1990, Sv. 3, 1., stránky 169-187. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(90\)90031-8](https://doi.org/10.1016/0306-2619(90)90031-8).
18. Dühringův diagram. *mathworks.com.* [Online] 6. 8 2013. [Citace: 16. 1 2019.] <https://www.mathworks.com/matlabcentral/mlc-downloads/downloads/submissions/42965/versions/1/screenshot.jpg>.
19. Přímou-vytápěné jednotky. *Broad air conditioning.* [Online] Sokra. [Citace: 1. 5 2019.] <http://www.broad.cz/broad2013/box1.php>.
20. Nepřímou-vytápěné absorpční jednotky BROAD. *Broad air conditioning.* [Online] Sokra. [Citace: 1. 5 2019.] <http://www.broad.cz/broad2013/box2.php>.
21. **Yong-Hoon Im, Jie Liu.** Feasibility study on the low temperature district heating and cooling system with bi-lateral heat trades model. *Energy.* 153, 2018, Elsevier Ltd. Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0360544218307072/pdf?md5=989cbbbd3de0fe781b02a9d68d529ff2&pid=1-s2.0-S0360544218307072-main.pdf>.
22. **Popli, Sahil, Rodgers, Peter a Eveloy, Valerie.** Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering.* 50, 2013, Sv. 1, Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S1359431112004395>.
23. **Keil, Christian, a další.** Application of customized absorption heat pumps for utilization of low-grade heat sources. *Applied Thermal Engineering.* 28, 2008, Sv. 16, Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S1359431108002056>.
24. *Application opportunities for absorption chillers.* Milwaukee : Johnson Controls, 2008. Dostupné z: https://www.johnsoncontrols.com/~media/jci/be/united-states/hvac-equipment/chillers/files/be_ypc_res_absorption-guide.pdf?la=en.
25. **Kim, Dong-Seon.** *Solar Absorption Cooling.* 2007. ISBN: 978-90-9022181-6 Dostupné z: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:290a8429-6316-433f-b052-7b639e2be62a/datastream/OBJ/download>.
26. **Xu, Z.Y. a Wang, R.Z.** Comparison of CPC driven solar absorption cooling systems with single, double and variable effect absorption chillers. *Solar Energy.* 158, 2017, Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0038092X17308782>.
27. **Broad air conditioning.** *Product for Heating & Process Heating BROAD ABSORPTION HEAT PUMP.* Edoce: první. Broad Town, Changsha, China : Broad air conditioning, 2016. BY291-16.
28. **Baláš, Marek.** *Kotle a výměníky tepla.* Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

<i>Zkratka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Popis</i>
a_T	[J · kg ⁻¹]	Technická práce
$COP_C; \varepsilon_C$	[-]	Chladicí faktor – Coefficient of performance (for cooling)
$COP_H; \varepsilon_H$	[-]	Topný faktor – Coefficient of performance (for heating)
CZK	Kč	Korun českých
h	[J · kg ⁻¹]	Entalpie
\dot{m}	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní tok
$\dot{m}_A = \dot{m}_K$	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní tok absorbérem/kondenzátorem (spotřeba chladicí vody, hmotností tok ohřívání vody)
\dot{m}_D	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní tok desorbérem (spotřeba páry)
\dot{m}_V	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní tok výparníkem (spotřeba chlazené vody)
s	[J · kg ⁻¹ K ⁻¹]	Entropie
p	[kPa]	Tlak
P	[kW]	Výkon
P_{SV}	[kW]	Svorkový výkon
P_{ABS}	[kW]	Příkon absorpčního tepelného čerpadla
Q	[kW]	Tepelný výkon
Q_A	[kW]	Tepelný výkon absorbéru
Q_D	[kW]	Tepelný výkon desorbéru (hnací výkon)
Q_H	[kW]	Tepelný výkon topné části
Q_K	[kW]	Tepelný výkon kondenzátoru
Q_V	[kW]	Tepelný výkon výparníku (chladicí výkon)
Q_{tep}	[kW]	Celkový tepelný výkon dodávaný do CZT
T	[K]/[°C]	Termodynamická teplota/teplota
t	[s]	Čas
x	[-]	Suchost
X	[-]	Koncentrace
W	[kJ]	Práce
η	[-]	Účinnost
η_G	[-]	Účinnost generátoru
η_{mech}	[-]	Mechanická účinnost
η_{TDI}	[-]	Střední termodynamická účinnost lopatkování (izoentropická účinnost turbíny)
CZT		Centrální zásobování teplem
LiBr		Roztok bromidu lithného
NH ₃		Amoniak (triviální název čpavek)

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Schéma teplárny s bypassy a parní turbínou[8]	17
Obr. 1.2 Tepelný oběh (Clausius-Rankinův) teplárny (vlevo); kondenzační elektrárny (vpravo) [9]	18
Obr. 1.3 Zjednodušené schéma teplotěrenského oběhu s protitlakovou turbínou (vlevo); s kondenzační turbínou (vpravo)[9]	19
Obr. 1.4 Schematické zobrazení cyklu jednoduché plynové turbíny s otevřeným oběhem[9]	19
Obr. 1.5 Schematické zobrazení cyklu s paroplynovými turbínami[1].....	20
Obr. 1.6 Schéma teplárny se spalovacím motorem (SM) a odváděním tepla z chlazení oleje (výměník CHO), odváděním tepla z chlazení motoru (výměník CHM) a odvádění tepla ze spalin (výměník SV)[1]	21
Obr. 1.7 Schéma systému sluneční teplárny Sunstore IV [12].....	22
Obr. 1.8 Schematické zobrazení parního oběhu s kondenzační turbínou (vlevo);	23
Obr. 2.1 Přímý Carnotův cyklus (pro generování elektrické energie) [13].....	25
Obr. 2.2 Obrácený Carnotův cyklus (pro tepelné čerpadlo)[13]	26
Obr. 2.3 Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu - Carnotův cyklus pro kombinaci přímého a reverzního cyklu [14].....	27
Obr. 2.4 Absorpční čerpadlo II. druhu - Carnotův cyklus kombinace přímého a reverzního cyklu v opačném směru [2]	28
Obr. 2.5 Schematické zobrazení kombinace dvou Rankin-Clasiových cyklů: tepelného čerpadla (vlevo) a cyklu produkujícího teplo (vpravo)[14]	29
Obr. 3.1 Schéma chladicího okruhu kompresorového (vlevo); schéma absorpčního chladicího oběhu (vpravo) [15]	30
Obr. 3.2 Dühringův diagram pro voda/LiBr[18]	33
Obr. 3.3 Schéma jednostupňového absorpčního cyklu voda/LiBr	34
Obr. 3.4 Jednostupňový absorpční tepelný zesilovač (Typ II) voda/LiBr[14].....	35
Obr. 3.5 Schéma dvoustupňového absorpčního zařízení voda/LiBr I. druhu[14].....	36
Obr. 3.6 Diagram tlak-teplota pro amoniak [14]	37
Obr. 3.7 Schéma jednoduchého jednostupňového absorpčního cyklu amoniak/voda[14].....	38
Obr. 3.8 Schéma jednostupňového absorpčního cyklu amoniak/voda s prvky zvyšujícími účinnost [14].....	39
Obr. 3.9 Dvoustupňové absorpční zařízení amoniak/voda[14]	39
Obr. 4.1 Schéma kompostárny s absorpční jednotkou[23].....	42
Obr. 4.2 Schéma technologické části pivovaru s absorpční jednotkou [24].....	43
Obr. 4.3 Schéma technologické části papírny s absorpční jednotkou [24].....	43
Obr. 4.4 Schéma solárního chlazení s absorpční jednotkou [26]	44
Obr. 5.1 Schéma absorpční jednotky[27]	46
Obr. 5.2 Diagram vstupních a výstupních parametrů tepelného čerpadla[27]	47
Obr. 5.3 Použitý cyklus s označením jednotlivých pracovních bodů.....	48
Obr. 5.4 Vykreslení důležitých bodů do Dühringova diagramu	50
Obr. 6.1 Tabulka hodnot pracovních bodů absorpčního čerpadla z programu EES	57
Obr. 6.2 Výsledné hodnoty absorpčního čerpadla z programu EES	57
Obr. 7.1 Grafické zobrazení závislosti COP na účinnosti SHX	58

Obr. 7.2 Grafická zobrazení závislosti COP na volbě teploty T_1	59
Obr. 7.3 Grafické zobrazení závislosti COP na tepelném výkonu desorbéru	60
Obr. 7.4 Grafické zobrazení závislosti COP na teplotě T_4	61
Obr. 7.5 Grafické zobrazení závislosti COP na teplotě T_8	62
Obr. 8.1 Základní schéma teplárny (referenční příklad)	64
Obr. 8.2 Schéma s absorpční jednotkou (zelenou barvou jsou zvýrazněny odlišnosti elektrárenského režimu proti teplárenskému).....	66
Obr. 8.3 Schéma teplárny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby elektrické energie)	67
Obr. 8.4 Schéma teplárny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby tepla).....	69
Obr. 8.5 Porovnání jednotlivých teplárenských provozů	70
Obr. 8.6 Porovnání výkonových parametrů řešení s různými výkony absorpční jednotky	72
Obr. 8.7 Schéma teplárny se schopností trigenerace	73
Obr. 8.8 Detail schématu teplárny se schopností trigenerace.....	74
Obr. 8.9 Schéma teplárny se schopností trigenerace letní–zimní provoz.....	75
Obr. 9.1 Ekonomické porovnání během 4 let.....	77

SEZNAM TABULEK

Tab. 3.1 Porovnání vlastností provedení voda/LiBr a amoniak/voda	32
Tab. 5.1 Parametry zvolené absorpční jednotky BDS 200.....	45
Tab. 5.2 Předběžný návrh vstupních a výstupních parametrů absorpční jednotky	47
Tab. 5.3 Termodynamické stavy jednotlivých pracovních bodů cyklu.....	49
Tab. 5.4 Výsledné hodnoty pracovních bodů zařízení dle označení z Obr. 5.3	52
Tab. 7.1 Závislost COP absorpčního tepelného čerpadla na účinnosti SHX	58
Tab. 7.2 Závislost COP na volbě teploty T_1	59
Tab. 7.3 Vliv teploty T_4 na výstupní teplotu T_{16} a výsledné COP	60
Tab. 7.4 Závislost COP na teplotě T_8	61
Tab. 7.5 Optimalizované pracovní body absorpčního čerpadla	63
Tab. 8.1 Porovnání výkonů jednolitých variant teploty	70
Tab. 8.2 Přehled parametrů absorpčních tepelných čerpadel	71
Tab. 8.3 Porovnání výkonových parametrů řešení s různými výkony absorpční jednotky	71
Tab. 9.1 Ekonomické porovnání jednotlivých variant	76