

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV PROCESNÍ A ZPRACOVATELSKÉ TECHNIKY

# **ABSORPČNÍ CHLAZENÍ**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

ROBIN SCHWEIKA

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Schweika** Jméno: **Robin** Osobní číslo: **411104**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Procesní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Absorpční chlazení**

Název diplomové práce anglicky:

**Absorption chilling**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte literární rešerši se zaměřením na absorpční chlazení, uspořádání jednotek, používaná pracovní média, konstrukci jednotlivých aparátů. Na základě poznatků z rešerše:

- 1) Navrhněte zapojení absorpčního chladiče pro zadaný účel.
- 2) Sestavte simulační model popisující hmotovou a entalpickou bilanci absorpčního chladiče.
- 3) Pomocí vytvořených modelů proveďte výpočty chladiče pro zadané podmínky.
- 4) Na základě provedených výpočtů proveďte basic design hlavních aparátů.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

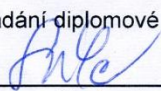
**doc. Ing. Radek Šulc, Ph.D., ústav procesní a zpracovatelské techniky FS**

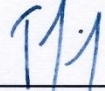
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

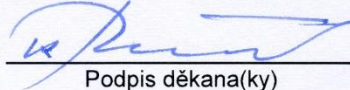
Datum zadání diplomové práce: **23.10.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.01.2018**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

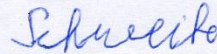
  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**3.0 -10- 2017**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Praze dne .....

.....

Jméno a příjmení

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Radku Šulcovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a množství času, který věnoval mé práci.

## **Anotační list**

Jméno autora:	Robin
Příjmení autora:	Schweika
Název práce česky:	Absorpční chlazení
Název práce anglicky:	Absorption chilling
Akademický rok:	2017/ 2018
Ústav:	Procesní a zpracovatelské techniky
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní technika
Vedoucí práce:	Ing. Radek Šulc, Ph.D.
Rozsah práce:	Počet stran: 119 Počet obrázků: 43 Počet tabulek: 20 Počet příloh: 3
Jazyk práce:	Český
Anotace:	Cílem diplomové práce je sestavit simulační model absorpčního chlazení popsany hmotnostními a entalpickými bilancemi. Dalším cílem je vytvořit přehled absorpčních tepelných čerpadel, popsat pracovní princip, porovnat používaná uspořádání a používané látky. Posledním cílem je návrh absorpčního chlazení pro zadané parametry a návrh nejdůležitějších parametrů hlavních aparátů.
Abstract:	The goal of the diploma thesis is a creation of simulation model of absorption chiller, described by mass and enthalpy balances. Next goal is to provide an overview of absorption heat pumps, describe the working principle, compare used layout and the used substances. The final goal is to design an absorption chiller for given parameters and do basic design of the main equipment.

Klíčová slova: Absorpční chlazení, tepelná čerpadla, chladiva, roztok LiBr, využití odpadního tepla, návrh absorpčního oběhu, návrh zařízení

Keywords: Absorption chillers, heat pumps, refrigerants, aqueous lithium bromide solution, waste heat utilization, design of absorption circulation, basic design of equipment

## Obsah

Seznam obrázků .....	10
Seznam tabulek.....	12
Seznam symbolů.....	13
Seznam indexů .....	15
1. Úvod .....	17
2. Základní principy.....	18
2.1. Carnotův oběh .....	18
2.1.1. Varianty uspořádání.....	20
3. Tepelná čerpadla.....	23
3.1. Kompresorové oběhy .....	23
3.2. Absorpční oběhy .....	24
3.2.1. Princip absorpce a desorpce.....	24
3.2.2. Jednostupňové zapojení (Typ 1).....	27
3.2.3. Jednostupňové zapojení (Typ 1), pracovní látka voda-LiBr .....	27
3.2.4. Jednostupňové zapojení (Typ 1), pracovní látka amoniak-voda .....	29
3.2.5. Jednostupňové zapojení (Typ 2).....	30
3.2.6. Dvoustupňové zapojení .....	31
3.2.7. Další typy zapojení .....	33
3.2.8. Porovnání zapojení absorpčních oběhů .....	34
4. Druhy a vlastnosti chladících médií v absorpčním oběhu.....	35
4.1. Pracovní látky.....	35
4.1.1. Voda.....	35
4.1.2. Amoniak .....	35
4.1.3. LiBr.....	36
4.2. Požadavky na dvojice pracovních látek .....	36
4.3. Amoniak a voda ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ).....	37
4.4. Voda a bromid lithný ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ).....	39

4.5.	Porovnání vlastností dvojic pracovních látek .....	41
5.	Průmyslové využití absorpčního chlazení .....	44
5.1.	Příklady použití absorpčních tepelných čerpadel.....	46
5.1.1.	Pivovarnictví.....	46
5.1.2.	Papírenský průmysl .....	47
5.1.3.	Elektrárny, teplárny, trigenerace.....	48
5.1.4.	Kombinace se solárními kolektory nebo solárními panely.....	48
6.	Koncepční návrh absorpčního chlazení.....	51
6.1.	Absorbér .....	51
6.1.1.	Konstrukce.....	52
6.1.2.	Bilance .....	52
6.2.	Čerpadlo .....	53
6.2.1.	Bilance .....	54
6.3.	Rekuperační výměník tepla.....	54
6.3.1.	Konstrukce.....	55
6.3.2.	Bilance .....	55
6.4.	Generátor.....	56
6.4.1.	Konstrukce.....	56
6.4.2.	Bilance .....	57
6.5.	Škrťací ventil oběhu roztoku absorbentu .....	58
6.5.1.	Bilance .....	58
6.6.	Kondenzátor .....	58
6.6.1.	Konstrukce.....	59
6.6.2.	Bilance .....	59
6.7.	Škrťací ventil oběhu chladiva.....	59
6.7.1.	Bilance .....	60
6.8.	Výparník.....	60
6.8.1.	Konstrukce.....	60



6.8.2. Bilance .....	61
6.9. Celková bilance oběhu .....	62
7. Návrh a výpočet oběhu a hlavních aparátů.....	63
7.1. Absorpční oběh .....	66
7.2. Absorbér .....	72
7.3. Rekuperační výměník tepla.....	82
7.4. Generátor .....	90
7.5. Kondenzátor .....	96
7.6. Výparník.....	102
7.7. Výsledky a zhodnocení .....	108
8. Závěr.....	111
Zdroje .....	113
Přílohy .....	116
A. Graf a rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [1] .....	116
B. Graf a rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [1] .....	117
C. Rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [2] .....	118

## Seznam obrázků

Obr. 1- Carnotův pravotočivý oběh v T-S souřadnicích [1].....	18
Obr. 2- Carnotův levotočivý oběh v T-S souřadnicích [1].....	19
Obr. 3- Carnotův pravotočivý a levotočivý oběh v T-S souřadnicích (Typ1) [1].....	21
Obr. 4- Carnotův pravotočivý a levotočivý oběh v T-S souřadnicích (Typ2) [1].....	22
Obr. 5- Schéma kompresorového chlazení [31].....	24
Obr. 6- Schéma absorpce [33].....	25
Obr. 7- Schéma desorpce [33].....	26
Obr. 8- Schéma kombinace absorpce a desorpce do okruhu [33].....	27
Obr. 9- Jednostupňový oběh (Typ 1) voda-LiBr v Dühringově grafu [2].....	28
Obr. 10- Jednostupňový oběh (Typ 1) amoniak-voda v Dühringově grafu [1] .....	29
Obr. 11- Příklad využití jednostupňového zapojení (Typ2) [7] .....	30
Obr. 12- Jednostupňový oběh (Typ 2) voda-LiBr v Dühringově grafu [1].....	31
Obr. 13- Dvoustupňový oběh (Typ 1) voda-LiBr v Dühringově grafu [1] .....	32
Obr. 14- Dvoustupňový oběh (Typ 1) amoniak-voda v Dühringově grafu [1].....	33
Obr. 15- Fázový diagram amoniak-voda při tlaku 100kPa [11].....	38
Obr. 16- Dühringův graf s čarami konstantních koncentrací roztoku NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O [10]	39
Obr. 17- Fázový digram voda-LiBr při tlaku 100kPa [1].....	40
Obr. 18- Dühringův graf s čarami konstantních koncentrací roztoku H <sub>2</sub> O-LiBr [12]	41
Obr. 19- Schématické rozmístění a vnitřní uspořádání absorpčního chlazení, výrobce: World/Goldman Energy [14].....	44
Obr. 20- Sestavný výkres absorpčního oběhu H <sub>2</sub> O-LiBr [14] .....	45
Obr. 21- Fotografie jednotky absorpčního oběhu H <sub>2</sub> O-LiBr [14].....	45
Obr. 22- Schématické rozmístění a vnitřní uspořádání absorpčního chlazení, výrobce: Trane [15].....	46
Obr. 23- Schéma možného použití absorpčního chlazení v pivovaru [19] .....	47
Obr. 24- Schéma možného použití absorpčního chlazení v papírenství [19].....	47
Obr. 25- Trigenerační jednotka Broad [20].....	48
Obr. 26- Schéma zapojení absorpčního chlazení k solárním kolektorům [21] .....	49
Obr. 27- Schéma zapojení absorpčního chlazení k solárním panelům [13].....	50
Obr. 28- Bilanční schéma absorbéru .....	52
Obr. 29- Bilanční schéma čerpadla .....	54
Obr. 30- Bilanční schéma rekuperačního tepelného výměníku .....	55
Obr. 31- Bilanční schéma generátoru.....	57

Obr. 32- Bilanční schéma škrtícího ventilu pro oběh roztoku absorbentu .....	58
Obr. 33- Bilanční schéma kondenzátoru .....	59
Obr. 34- Bilanční schéma škrtícího ventilu pro oběh chladiva .....	60
Obr. 35- Bilanční schéma výparníku.....	61
Obr. 36- Celkové bilanční schéma oběhu .....	62
Obr. 37- Schéma modelovaného oběhu .....	64
Obr. 38- Schéma modelovaného oběhu v Dühringově grafu.....	65
Obr. 39- Schéma absorbéru [33] .....	72
Obr. 40- Difuzivita vodních par v roztoku vody-LiBr [28] .....	78
Obr. 41- Schéma generátoru [33].....	91
Obr. 42- Schéma kondenzátoru [33] .....	96
Obr. 43- Schéma výparníku [33].....	102

## Seznam tabulek

Tabulka 1- Porovnání zapojení absorpčních oběhů [18].....	34
Tabulka 2- Fyzikální vlastnosti vody [11] .....	35
Tabulka 3- Fyzikální vlastnosti amoniaku [11].....	36
Tabulka 4- Seznam proudů a jejich popis .....	65
Tabulka 5- Popis barevných označení a jejich význam .....	66
Tabulka 6- Vstupní hodnoty pro výpočet absorpčního oběhu .....	67
Tabulka 7- Tabulka proudů .....	71
Tabulka 8- Výkony jednotlivých zařízení absorpčního oběhu.....	71
Tabulka 9- Účinnosti absorpčního oběhu.....	72
Tabulka 10- Vstupní hodnoty pro výpočet absorbéru .....	73
Tabulka 11- Výstupní hodnoty absorbéru .....	82
Tabulka 12- Vstupní hodnoty pro výpočet rekuperačního výměníku tepla. ....	83
Tabulka 13- Výstupní hodnoty rekuperačního výměníku tepla .....	90
Tabulka 14- Vstupní hodnoty pro výpočet generátoru.....	91
Tabulka 15- Výstupní hodnoty generátoru.....	95
Tabulka 16- Vstupní hodnoty pro výpočet kondenzátoru .....	97
Tabulka 17- Výstupní hodnoty kondenzátoru .....	102
Tabulka 18- Vstupní hodnoty pro výpočet výparníku.....	103
Tabulka 19- Výstupní hodnoty výparníku.....	108
Tabulka 20- Výsledná tabulka proudů .....	109

## Seznam symbolů

Q	[kW]	Tepelný výkon
T	[°C]	Teplota
X	[% <sub>h</sub> ]	Hmotnostní podíl, hmotnostní procento
p	[kPa]	Tlak
h	[kJ/kg]	Měrná Entalpie
m	[kg]	Hmotnost
$\dot{m}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok
$\Gamma$	[kg/(m · s)]	Hmotnostní průtok na jednotku délky (omočení)
G	[kg/(m <sup>2</sup> · s)]	Hmotnostní průtok na jednotku plochy
V	[m <sup>3</sup> ]	Objem
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok
W	[W, kW]	Mechanický výkon
C <sub>p</sub>	[J/(kg · K)]	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
COP, $\eta$	[-]	Účinnost
c	[kg <sub>složky</sub> /m <sup>3</sup> <sub>směsi</sub> ]	Hmotnostní koncentrace
$\Delta, \delta$	[-]	Rozdíl
v	[m/s]	Rychlost
k	[W/(m <sup>2</sup> · K)]	Součinitel prostupu tepla
S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
s	[m]	Tloušťka trubky
n	[-]	Počet
W	[m]	Šířka
H	[m]	Výška
L	[m]	Délka
t	[m]	Rozteč
d	[m]	Průměr
D	[m <sup>2</sup> /s]	Součinitel molekulární difuze
a	[m <sup>2</sup> /s]	Teplotní vodivost
$\alpha$	[W/(m <sup>2</sup> · K)]	Součinitel přestupu tepla
$\beta$	[m/s]	Součinitel přenosu hmoty

$\nu$	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita
$\mu$	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$\sigma$	$[N/m]$	Povrchové napětí
$\eta$	$[-]$	Účinnost
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
Bo	$[-]$	Číslo varu
Fr	$[-]$	Froudeho číslo
We	$[-]$	Weberovo číslo

## Seznam indexů

ex	Rekuperační tepelný výměník
e	Výparník
g	Generátor
a	Absorbér
c	Kondenzátor
p	Čerpadlo
1 až 18	Označení jednotlivých proudů
tah	Počet tahů ve výměníku tepla
řada	Počet trubek v řadě
sloupec	Počet trubek ve sloupci
f	Film kapaliny
sat	Sytý
liquid	Kapalina
vapor	Pára
odp	Odpařené
eq	Rovnováha
reálné	Reálný stav
LiBr	Roztok bromidu lithného
H <sub>2</sub> O	Voda
in	Vstup
out	Výstup
výp	Výparné
superheated	Přehřátá
R	Refrigeration (chlazení)
H	Heating (ohřev)
ln	Logaritmický
tr	Trubky
i	Vnitřní
o	Vnější
teor	Teoretické (například parametr vypočítaný pro zvolenou rychlost)

teplo            Pro výpočet přenosu tepla (například plocha trubek)  
průtočný        Pro hydrodynamický výpočet (například průtočná plocha trubek)



## 1. Úvod

Velké množství průmyslových procesů využívá tepelnou energii získanou spalováním fosilních paliv. Ale ne všechna energie se v procesu využije, část jí odchází ve formě tzv. odpadního tepla. Odpadní teplo se uvolňuje při různých mechanických nebo chemických procesech, ale obvykle se nedá již využít v procesu. Odpadní teplo se běžně dělí na tři kategorie podle teploty: vysokoteplotní (nad 650 °C), středně teplotní (200-650 °C) a nízkoteplotní (pod 200 °C). Nízkoteplotní odpadní teplo tvoří asi 60 % ze všech výše zmíněných odpadních tepel. Nízkoteplotní teplo lze také získat například pomocí obnovitelných zdrojů energie prostředí, nejčastěji tedy ze slunečního záření a geotermální energie. Obvykle nízkoteplotní teplo není nijak využitelné, avšak absorpční tepelná čerpadla umožňují i toto teplo jímat a transformovat jej na již využitelné teplo nebo chlad.

Takto lze tedy využívat nízko potenciální zdroje energie a přeměnit tuto energii na z odpadní na využitelnou. To znamená, že dosáhneme celkově vyšší účinnosti celého procesu. Použitím absorpčních tepelných čerpadel se dají například snížit emise CO<sub>2</sub> a snížit tak dopady na životní prostředí. V praxi ovšem není zapojení absorpčních tepelných čerpadel do již zaběhlého procesu vůbec jednoduché, nese s sebou řadu praktických a ekonomických problémů.

Cílem diplomové práce je vytvořit přehled absorpčních tepelných čerpadel, popsat pracovní princip, porovnat používaná uspořádání a používané látky. Dalším cílem je sestavit simulační model absorpčního chlazení popsaný hmotnostními a entalpickými bilancemi. Dalším cílem je dle poznatků z rešerše vybrat uspořádání, vnitřní konfiguraci a použité pracovní látky pro návrh absorpčního chlazení pro zadané parametry a návrh nejdůležitějších parametrů hlavních aparátů.

## 2. Základní principy

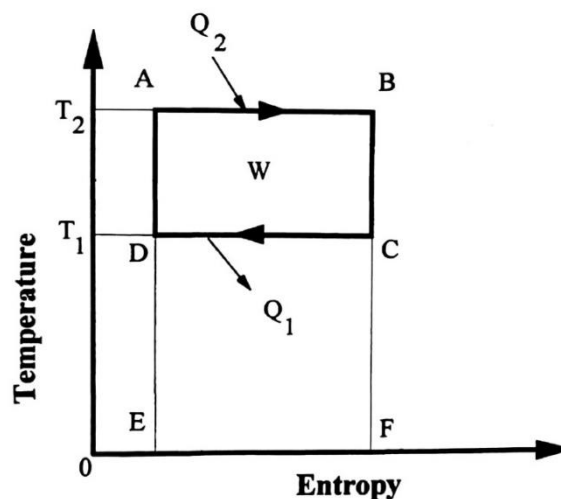
V této kapitole jsou popsány základní teoretické principy tepelných čerpadel, které jsou nezbytné pro následující kapitoly.

Clausiova formulace druhého zákona termodynamiky zní: teplo nemůže samovolně přecházet z tělesa studenějšího na těleso teplejší. Ale pokud systému dodáme energii, tak je tento převod možný. Dodaná energie může být elektrická, mechanická nebo tepelná. Tepelná čerpadla pracují na principu tepelných oběhů, kde pracovní látka prochází změnami do doby, než se vrátí do původního stavu. V pracovních diagramech tedy oběh tvoří uzavřenou křivku. Tepelné čerpadlo je cyklicky pracující tepelný stroj, vznikne obrácením pravotočivého oběhu tepelného motoru. K vysvětlení principu je proto vhodné využít ideálního Carnotova oběhu, který je popsán níže.

### 2.1. Carnotův oběh

Carnotův oběh je oběh teoretický, slouží jako porovnávací. Oběh je uzavřený a vratný, je tvořen dvěma inzoentropickými a dvěma izotermickými změnami.

Carnotův pravotočivý oběh je zobrazen na Obr. 1, čára AB zobrazuje izotermický přívod tepla  $Q_2$  při teplotě  $T_2$ . Čára BC zobrazuje izoentropický odvod s konáním práce (expanze), následuje izotermický odvod tepla  $Q_1$  při teplotě  $T_1$ , který je zobrazen na čáře CD. Nakonec je zde izoentropický přívod práce (komprese), který je zobrazen na DA.



Obr. 1- Carnotův pravotočivý oběh v T-S souřadnicích [1]

Pro vratný Carnotův cyklus plocha ohraničená body ABCD zobrazuje vyprodukovanou práci  $W$  a plocha ohraničená body CDEF zobrazuje množství odevzdané energie  $Q_1$ . Součet těchto ploch nám dá oblast ohraničenou body ABEF, která zobrazuje potřebné množství dodané energie  $Q_2$ .

$$Q_2 = Q_1 + W \quad (1)$$

Účinnost Carnotova pravotočivého oběhu je dána jako poměr vyprodukované práce a množstvím tepla, které je dodáváno při vyšší teplotě.

$$\eta = \frac{W}{Q_2} \quad (2)$$

Z druhého termodynamického zákona vyplývá, že pro Carnotův vratný cyklus je produkce entropie rovna nule.

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad (3)$$

Odevzdanou energii  $Q_1$  a dodanou energii  $Q_2$  lze vyjádřit jako.

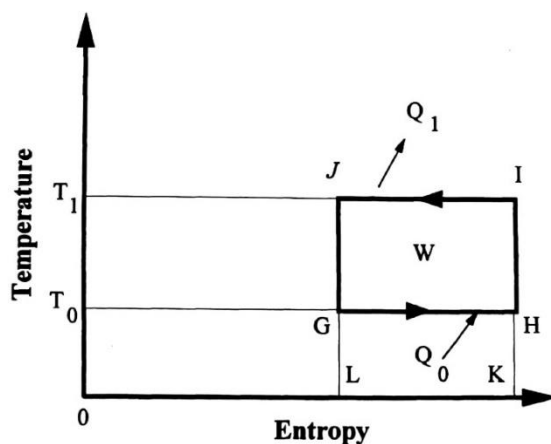
$$Q_1 = T_1 \cdot \delta S \quad (4)$$

$$Q_2 = T_2 \cdot \delta S, \quad (5)$$

kde  $\delta S$  vyjadřuje změnu entropie. Rovnici (2) lze upravit tak, aby obsahovala jen teploty. Docílíme toho tak, že použijeme rovnice (1), (2), (4) a (5). Výsledná rovnice má tvar:

$$\eta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{(T_2 - T_1) \cdot \delta S}{T_2 \cdot \delta S} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (6)$$

Carnotův levotočivý oběh je zobrazen na Obr. 2, čára GH zobrazuje izotermický přívod tepla  $Q_0$  při teplotě  $T_0$ . Čára HI zobrazuje izoentropický přívod práce (komprese), následuje izotermický odvod tepla  $Q_1$  při teplotě  $T_1$ , který je zobrazen na čáře IJ. Nakonec je zde izoentropický odvod s konáním práce (expanze), který je zobrazen na JG. Tímto oběhem lze tedy převádět teplo z nižší teploty  $T_0$  na vyšší teplotu  $T_1$ , po dodání práce  $W$ .



Obr. 2- Carnotův levotočivý oběh v T-S souřadnicích [1]

Pro vratný Carnotův cyklus plocha ohraničená body GHIJ zobrazuje dodanou práci  $W$  a plocha ohraničená body GHLK zobrazuje množství dodané energie  $Q_0$ . Součet těchto ploch nám dá oblast ohraničenou body LKIJ, která zobrazuje množství odevzdané energie  $Q_1$ .

$$Q_1 = Q_0 + W \quad (7)$$

Odevzdanou energii  $Q_1$  a dodanou energii  $Q_0$  lze vyjádřit jako.

$$Q_1 = T_1 \cdot \delta S \quad (8)$$

$$Q_0 = T_0 \cdot \delta S \quad (9)$$

kde  $\delta S$  vyjadřuje změnu entropie. Pro levotočivý oběh můžeme definovat dvě účinnosti podle toho, jestli je pro nás důležité množství dodaného tepla  $Q_0$  (chlazení) nebo množství odevzdaného tepla  $Q_1$  (ohřev). Účinnost pro ohřev je vyjádřena jako poměr odevzdaného tepla  $Q_1$  a dodané práce  $W$ .

$$COP_H = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_0} = \frac{T_1 \cdot \delta S}{(T_1 - T_0) \cdot \delta S} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (10)$$

Účinnost pro chlazení je vyjádřena jako poměr dodaného tepla  $Q_0$  a dodané práce  $W$ .

$$COP_R = \frac{Q_0}{W} = \frac{Q_0}{Q_1 - Q_0} = \frac{T_0 \cdot \delta S}{(T_1 - T_0) \cdot \delta S} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (11)$$

Účinnost je v anglické literatuře často označována symbolem COP, což znamená: coefficient of performance. Spodní index H u  $COP_H$  značí pojem heating, tedy ohřev. Spodní index R u  $COP_R$  značí pojem refrigeration, tedy chlazení.

Mezi  $COP_H$  a  $COP_R$  platí následující závislost.

$$COP_H = COP_R + 1 \quad (12)$$

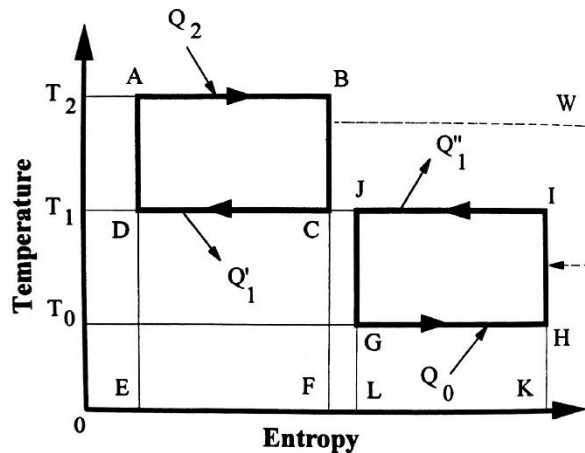
### 2.1.1. Varianty uspořádání

Protože absorpční tepelná čerpadla pracují vždy minimálně mezi třemi teplotními hladinami, existuje zde mnoho variant uspořádání. Pro jednoduchost zde budou popsány dvě základní varianty, které se označují typ 1 a typ 2 a pracují právě mezi třemi teplotními hladinami. Tyto dvě varianty se od sebe zásadně principiálně liší. [1]

První varianta uspořádání se označují typ 1, vznikne když spojíme carnotův pravotočivý cyklus a carnotův levotočivý cyklus. Pravotočivému cyklu odebereme práci  $W$ , kterou dodáme do levotočivému cyklu.

V typu 1 teplo  $Q_2$  dodáváme do systému na nejvyšším teplotním stupni  $T_2$  a produkt je buď odvod tepla (chlazení)  $Q_0$  na nejnižším teplotním stupni  $T_0$  nebo teplo (ohřev)

$Q_1' + Q_1''$  na středním teplotním stupni  $T_1$ . Z Obr. 3 je také patrné, že odvedená práce  $W$  zobrazená plochou ABCD se rovná dodané práci  $W$  zobrazená plochou GHIJ. [1]



Obr. 3- Carnotův pravotočivý a levotočivý oběh v T-S souřadnicích (Typ1) [1]

Účinnost chlazení je tedy definována jako poměr dodaného tepla  $Q_0$  na teplotním stupni  $T_0$  ku dodanému teplu  $Q_2$  na teplotním stupni  $T_2$ .

$$COP_R = \frac{Q_0}{Q_2} \quad (13)$$

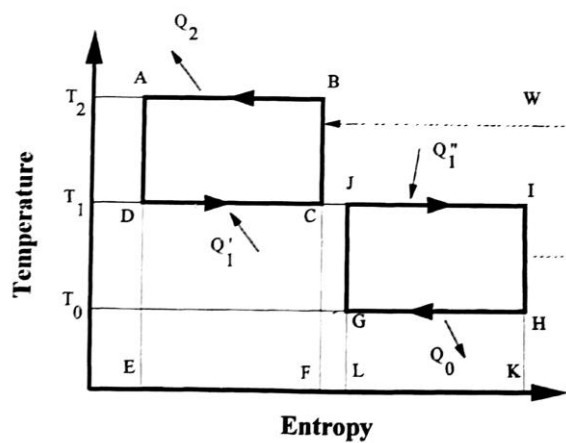
Účinnost ohřevu je tedy definována jako poměr odevzdaného tepla  $Q_1$  na teplotním stupni  $T_1$  ku dodanému teplu  $Q_2$  na teplotním stupni  $T_2$ .

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (14)$$

$$COP_H = \frac{Q_1' + Q_1''}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (15)$$

Druhá varianta uspořádání se označuje typ 2, vznikne když spojíme carnotův levotočivý cyklus a carnotův pravotočivý cyklus. Pravotočivému cyklu odebereme práci  $W$ , kterou dodáme do levotočivému cyklu. Oproti typu 1 jsou cykly mezi teplotními hladinami prohozeny.

V typu 2 teplo  $Q_1' + Q_1''$  vstupuje do systému na středním teplotním stupni  $T_1$  a produkt je teplo  $Q_2$  na nejvyšším teplotním stupni  $T_2$ . Také vzniká odpadní teplo  $Q_0$  na teplotním stupni  $T_0$ . Typ 2 je také označován jako tepelný násobič. Typ 2 se hojně používá pro využití zbytkového odpadního tepla v technologiích. Z Obr. 4 je také patrné, že odvedená práce  $W$  zobrazená plochou GHIJ se rovná dodané práci  $W$  zobrazená plochou ABCD. [1]



Obr. 4- Carnotův pravotočivý a levotočivý oběh v T-S souřadnicích (Typ2) [1]

Účinnost ohřevu je tedy definována jako poměr odevzdaného tepla  $Q_2$  na teplotním stupni  $T_2$  ku dodanému tepla  $Q_1$  na teplotním stupni  $T_1$ .

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (16)$$

$$COP_H = \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (17)$$

### 3. Tepelná čerpadla

V této kapitole jsou popsány principy a funkce tepelných čerpadel jak kompresorových, tak absorpčních. U absorpčních čerpadel jsou vysvětleny odlišnosti dle použitých pracovních látek a různá uspořádání.

Tepelné čerpadlo pracuje proti přirozenému tepelnému toku z tělesa teplejšího na těleso studenější. To znamená, že nám za jistých omezení umožňuje chladnější tělesa chladit tělesy teplejšími. Tyto technologie tedy mohou najít využití prakticky kdekoliv. V domácích podmínkách to je například lednice, mrazák nebo tepelné čerpadlo, které slouží v zimě pro ohřev domu a v létě pro jeho chlazení. V průmyslových podmínkách lze tepelná čerpadla využít kdekoliv, kde je potřeba chladit nebo ohřívat. Pokud máme požadavky blízko sebe na ohřev i chlad tak nám účinnost tohoto systému ještě více roste. Velké využití mají tepelná čerpadla především ve zpracovatelském, chemickém a potravinářském průmyslu.

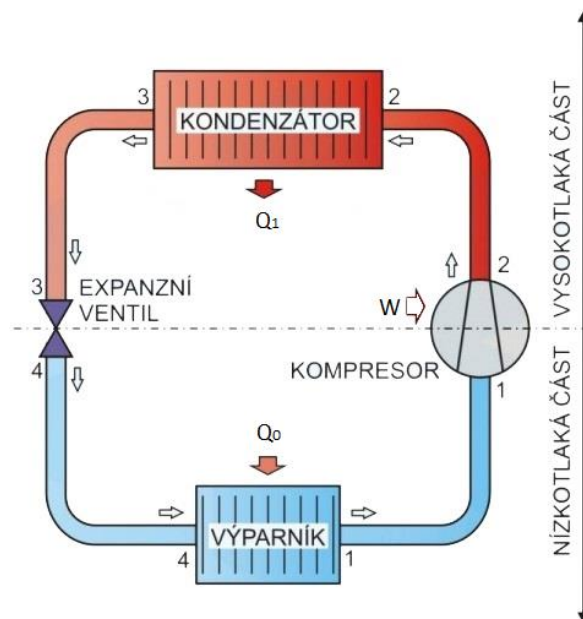
Aby tepelné čerpadlo pracovalo, musíme do systému energii dodat. Druhy energie, které tepelnému čerpadlu můžeme dodat, jsou různé. Záleží, na jakém principu celý systém funguje. Například u kompresorových oběhů dodáváme elektrickou energii pro pohon elektromotoru a ten dodává mechanickou energii pro pohon kompresoru a kompresor převede páry chladiva z nižší na vyšší tlakovou hladinu. U absorpčních oběhů dodáváme 95 % potřebné energie ve formě tepelné energie a zbytek ve formě elektrické energie. Elektrická energie zde zajišťuje provoz čerpadla a tepelná energie ohřívá roztok v generátoru a tím z něj uvolňuje páry chladiva.

#### 3.1. Kompresorové oběhy

Základní popis kompresorových oběhů zde uvádím hlavně pro porovnání s absorpčními, kterým se budu věnovat detailněji.

Kompresorový oběh pracuje na principu levotočivého oběhu (viz. Obr. 2). Oběh pracuje mezi dvěma teplotními hladinami, za nízké teploty dodáváme (chladíme vnější prostředí) oběhu tepelnou energii ( $Q_0$ ) ve výparníku. Poté oběhu dodáme mechanickou energii v kompresoru ( $W$ ). A nakonec oběhu odebíráme (ohříváme vnější prostředí) tepelnou energii ( $Q_1$ ) v kondenzátoru.

Schéma kompresorového oběhu je zobrazeno na Obr. 5. S popisem začnu u proudu 1. Páry chladiva proudí z výparníku do kompresoru. Následně se stlačí na vyšší tlak a přivádí do kondenzátoru (proud 2). V kondenzátoru páry zkondenzují a poté se seškrtní na nižší tlak a přivedou do výparníku, kde se vypaří (proud 3 a 4). Takto chladivo proudí pořád dokola.



Obr. 5- Schéma kompresorového chlazení [31]

Je tedy zřejmé že veškerá energie se dodává pouze v kompresoru. Většinou se jedná o energii elektrickou, nebo mechanickou.

### 3.2. Absorpční oběhy

Roku 1850 Edmond Carré vyvinul první jednotku absorpčního chlazení, která používala vodu a kyselinu sírovou. Jeho bratr Ferdinand poté v roce 1859 použil jako pracovní látky amoniak a vodu. Roku 1860 si Ferdinand nechal svůj vynález patentovat. Následně se začala technologie absorpčního chlazení dále rozvíjet. [16]

Základním rozdílem absorpčních oběhů od kompresorových je nahrazení komprese, která byla poháněna výhradně elektrickou nebo mechanickou energií, kombinací hydromechanických a difúzně separačních procesů. Princip je následující páry: chladiva se za nízkého tlaku a odvodu tepla absorbují vhodnou látkou v absorbéru. Potom se roztok dopravuje čerpadlem do generátoru neboli desorbéru (vypuzovače)<sup>1</sup>, kde se přívodem tepla opět chladivo uvolňuje. Čímž získáme páru ale již o vyšším tlaku. Poté následuje kondenzace škrcení páry a vypařování, které je stejné jako u běžného kompresorového oběhu. [3]

#### 3.2.1. Princip absorpce a desorpce

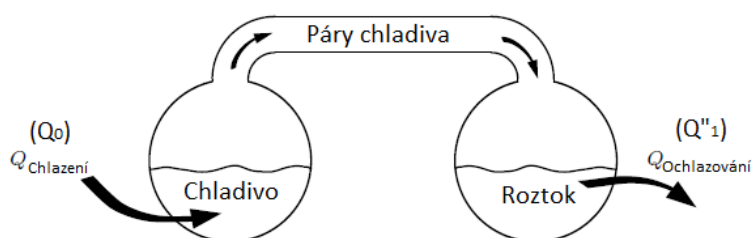
Absorpce par je proces, kdy roztok absorbentu a chladiva pohlcuje páry chladiva v jeho okolí. Důležitým faktorem je zde složení roztoku absorbentu a chladiva a to, za jakých

<sup>1</sup> Pojem generátor, desorbér nebo vypuzovač znamená jedno a to stejné zařízení, v literatuře se běžně užívají všechny tři.



podmínek ( $p$ ,  $T$ ) se roztok nachází. Principu absorpce se využívá v mnoha procesech a odvětví, zde se zaměřím na absorpci chladiva. V následujících odstavcích je popsán princip absorpce a desorpce. [33]

Princip absorpce: Máme dvě nádoby, které jsou spolu spojeny potrubím, ale na počátku je ventil mezi nádobami uzavřen. První nádoba obsahuje kapalné chladivo, druhá nádoba obsahuje roztok chladiva a absorbentu. Schéma je zobrazeno na Obr. 6. [33]



Obr. 6- Schéma absorpce [33]

Jakmile otevřeme ventil a tím propojíme obě nádoby, tak za vhodných podmínek ( $p$ ,  $T$ ,  $X^2$ ) dojde k tomu, že roztok chladiva a absorbentu začne absorbovat páry chladiva. Důsledek tohoto jevu je, že se roztok začne zahřívát vlivem absorpčního tepla a hmotnostní podíl absorbentu v roztoku se začne snižovat podle množství absorbovaných par chladiva. Tyto změny jsou pro tento proces zcela zásadní. [33]

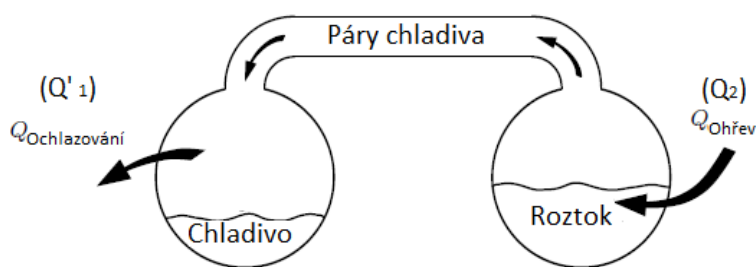
Aby bylo možné absorbovat další páry chladiva, je nutné absorpční teplo odvádět, tj. roztok chladit ( $Q_{\text{ochlazování}}$ ). Chlazení roztoku nám ale neumožní absorbovat nekonečné množství par roztoku, jsou zde i další termofyzikální omezení. Absorpce probíhá na tom principu, že roztok (chladiva a absorbentu) a páry chladiva se snaží dosáhnout stavu vzájemné rovnováhy za daných podmínek ( $p$ ,  $T$ ,  $X$ ), roztok absorbuje tedy páry chladiva tak dlouho dokud rovnovážného stavu nedosáhne. Jakmile roztok rovnovážného stavu dosáhne tak, pro absorpci dalších par chladiva se musí vhodným způsobem upravit podmínky za kterých se nachází, tj. snížit teplotu nebo snížit tlak nebo zvýšit koncentraci absorbentu. Ale rovnovážného stavu můžeme teoreticky dosáhnout jen za nekonečně dlouhý čas, protože při stavu rovnováhy je nulová hnací síla pro přestup hmoty. V průmyslových procesech se tedy absorbuje například do 95 % dosažení rovnovážného stavu [33]

První nádoba, kde bylo na začátku jen kapalné chladivo, je také ovlivněna. Chladivo se zde muselo odpařovat, aby se mohlo v nádobě s roztokem absorbovat. Dalo by se tedy zjednodušeně pro názornost říci, že roztok se snaží páry z kapalného chladiva vytáhnout.

<sup>2</sup> Symbolem  $X$  je označován hmotnostní podíl absorbentu v roztoku.

Pokud by nádoba s kapalným chladivem nebyla v kontaktu s vnějším prostředím, tak by se teplota chladiva snížila v důsledku odpařené části chladiva. Ve skutečnosti se tato změna využívá ke chlazení vnějšího média. [33]

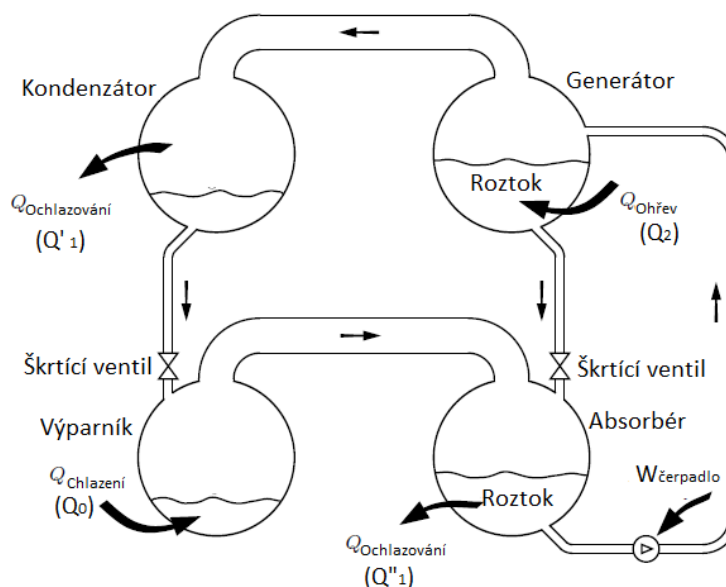
Princip desorpce: Máme opět dvě nádoby jako v prvním příkladu. První nádoba obsahuje kapalně chladivo, druhá nádoba obsahuje roztok chladiva a absorbentu. Schéma je zobrazeno na Obr. 7. [33]



Obr. 7- Schéma desorpce [33]

Nyní ale začneme roztok ve druhé nádobě zahřívát. Ohřev roztoku způsobí desorpci par chladiva z roztoku. Páry chladiva poté proudí do první nádoby, kde jsou chlazeny a kondenzují zde. Tento proces je zcela opačný než v prvním případě. Hmotnostní podíl absorbentu v roztoku se začne zvyšovat podle množství vypařených par chladiva a teplota kapalného chladiva v první nádobě v důsledku kondenzace začne vzrůstat, pokud teplo není odváděno do vnějšího prostředí. [33]

Tyto dva příklady mají samostatně velice omezené praktické využití, neboť procesy neprobíhají nepřetržitě ale jen do ustavení rovnováhy. Ale pokud oba tyto procesy zkombinujeme, tak vytvoříme jediný proces, který bude pracovat nepřetržitě. Toto schéma je zobrazeno na Obr. 8. [33]



Obr. 8- Schéma kombinace absorpce a desorpce do okruhu [33]

Na rozdíl od samostatných příkladů je v kombinaci navíc zařazeno čerpadlo a dva škrtící ventily. Samotný oběh by fungoval i bez přidání těchto zařízení, ale nebylo by možné dosáhnout takových podmínek, aby kondenzátor a absorbér mohl být chlazen médiem s běžnou venkovní teplotou nebo teplotou, která je vyšší než ve výparníku. Také výparník by nedosahoval nízkých teplot pro chlazení, což je primární účel celého oběhu. Proto je kondenzátor a generátor na společné vyšší tlakové hladině a výparník a absorbér na společné nižší tlakové hladině. Toto schéma je základní schéma pro jednostupňové zapojení. Popis celého oběhu je uveden v dalších třech podkapitolách. [33]

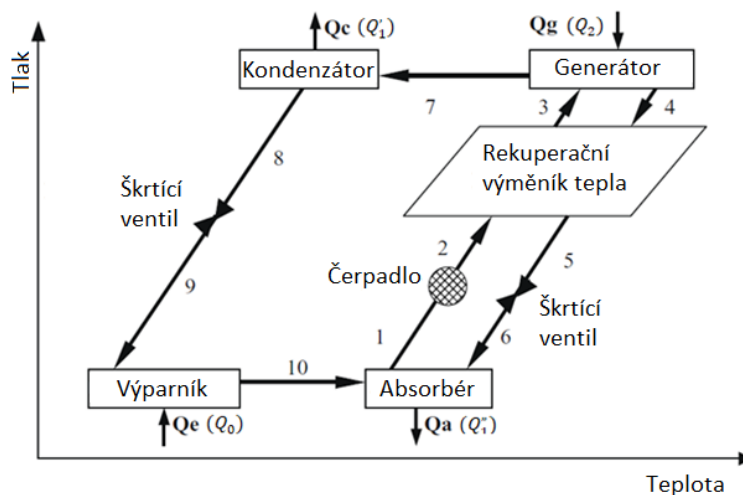
### 3.2.2. Jednostupňové zapojení (Typ 1)

Zapojení typu 1 (Obr. 3) je využíváno pro chlazení. V tomto zapojení do oběhu vstupuje teplo  $Q_2$  v adsorbéru na teplotní hladině  $T_2=70$  až  $170$  °C a produktem je teplo  $Q_0$ , které je od okolí odnímáno ve výparníku na teplotní hladině  $T_0=-60$  až  $10$  °C, podle použitých pracovních látek a pracovních podmínek v zařízení. Vedlejším produktem je odvod tepla z oběhu ve výparníku a absorbéru na teplotní hladině  $T_1=30$  až  $40$ °C. [1]

### 3.2.3. Jednostupňové zapojení (Typ 1), pracovní látky voda-LiBr

Jednostupňové zapojení absorpčního oběhu typu 1 pro dvojici látek voda-LiBr je zobrazeno na Obr. 9. Voda je v tomto oběhu chladivem a bromid lithný je absorbentem. Schéma oběhu je zobrazeno na Dühringově grafu. Tento graf popisuje závislost tlaku a teploty pro jednotlivé koncentrace roztoku. Tedy například přímka tvořená úsečkami 1,2,3 popisuje závislost tlaku na teplotě pro bohatý roztok (koncentrace LiBr v roztoku je nižší). Obdobně přímka tvořená úsečkami 4,5,6 popisuje závislost tlaku na teplotě pro chudý roztok

(koncentrace LiBr v roztoku je vyšší). A nakonec přímka tvořená úsečkami 8,9 popisuje závislost tlaku na teplotě pro chladivo (koncentrace LiBr v roztoku je nulová). [1]



Obr. 9- Jednostupňový oběh (Typ 1) voda-LiBr v Dühringově grafu [2]

Nyní popíši, jak celý oběh funguje, s popisem začnu u absorbéru. Proud číslo 1 je roztok bohatý na páry chladiva, který vystupuje z absorbéru a pomocí oběhového čerpadla vstupuje do generátoru na vyšším tlaku. Po dodání tepla  $Q_g$  z vnějšího zdroje se zde páry chladiva (proud č. 7) oddělí z bohatého roztoku<sup>3</sup> (proud č. 3) a vzniká chudý roztok<sup>4</sup> (proud č. 4). Chudý roztok se vrací přes škrtkovací ventil do absorbéru. Páry chladiva následně přicházejí do kondenzátoru, zde kondenzují za vysokého tlaku a teploty. Při kondenzaci se odvádí teplo  $Q_c$  z oběhu. Následuje škrtkovací ventil, kde kapalně chladivo expanduje. Chladivo (proud č. 9) pokračuje do výparníku, zde přivádíme teplo  $Q_e$  do oběhu, tedy vnější prostředí ochlazujeme. Vznikají páry chladiva (proud č. 10), které přecházejí o nízkém tlaku a teplotě do absorbéru. Zde se páry absorbují v chudém roztoku absorbentu. Při absorpci se uvolňuje teplo  $Q_a$ , které se odvádí z oběhu. Pro dosažení lepší účinnosti je mezi absorbér a generátor zařazen rekuperační výměník tepla, který předává teplo z proudu č. 4 do proudu č. 2. [1]

Hodnoty tlaků obecně záleží na provozních podmínkách, tedy jaké jsou výparné a kondenzační teploty v jednotlivých zařízeních. Hodnoty nízkého tlaku ve výparníku a absorbéru se běžně pohybují okolo 0,8 kPa. Hodnoty vysokého tlaku v kondenzátoru a generátoru se za běžných podmínek pohybují okolo 8 kPa. Celé zařízení tedy pracuje v podtlakovém režimu. Hodnoty účinnosti chlazení se běžně pohybují okolo 0,5 až 0,8. [1]

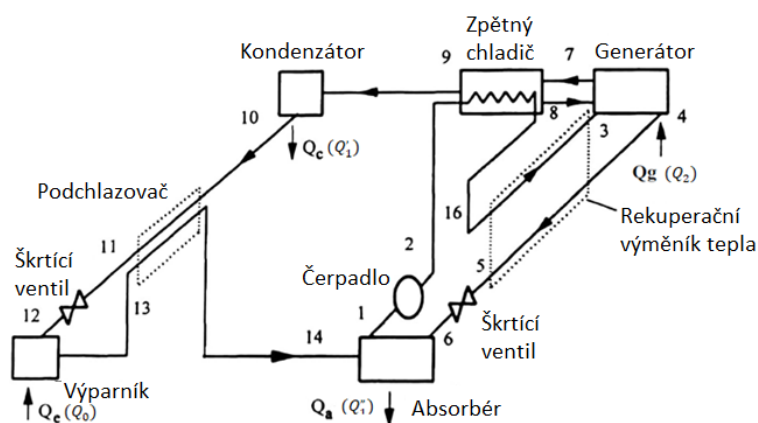
<sup>3</sup>Bohatý roztok znamená, že roztok je bohatší na páry chladiva neboli hmotnostní podíl absorbentu je nižší.

<sup>4</sup>Chudý roztok znamená, že roztok je chudší na páry chladiva neboli hmotnostní podíl absorbentu je vyšší.

### 3.2.4. Jednostupňové zapojení (Typ 1), pracovní látka amoniak-voda

Jednostupňové zapojení absorpčního oběhu typu 1 pro dvojici látek amoniak-voda je zobrazeno na Obr. 10. Základní princip oběhu je naprosto stejný jako u oběhu voda-LiBr. Popíši zde tedy hlavně odlišnosti od oběhu voda-LiBr. Všechny tyto odlišnosti jsou dány jinými termo-fyzikálními vlastnostmi jednotlivých látek, které v oběhu pracují. [1]

Amoniak je v tomto oběhu chladivem a voda zde plní funkci absorbentu. Normální bod varu amoniaku je při teplotě  $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ , proto je tlak v desorbéru relativně vysoký. Dalším důležitým rozdílem je, že při desorpci se nevypařuje jen amoniak, ale také malé množství vody, protože parciální tlak par vody není zanedbatelný ve srovnání s parciálním tlakem par amoniaku. Aby se do oběhu chladiva (amoniaku) nedostala voda, která by způsobila snížení účinnosti a další problémy, tak se za generátor vkládá zpětný chladič na odloučení vody. Zpětný chladič je zařízení, které je chlazeno zvenčí a voda uvnitř zařízení kondenzuje a vrací se zpět do generátoru. Dále je vhodné mezi proudy č. 10 a č. 13 zařadit podchlazovač, který zde plní dvojitou funkci. Za prvé podchlazuje proud č. 10 a za druhé přehřívá proud č. 13. Podchlazení v proudu č. 10 má za následek vyšší chladicí výkon na kg chladiva (čím se sníží hmotnostní průtok chladiva oběhem). Přehřívání proudu č. 13 má za následek vypaření kapiček vody, které by mohly být unášeny spolu se amoniakem, pokud by se je nepodařilo odloučit ve zpětném chladiči. [1]

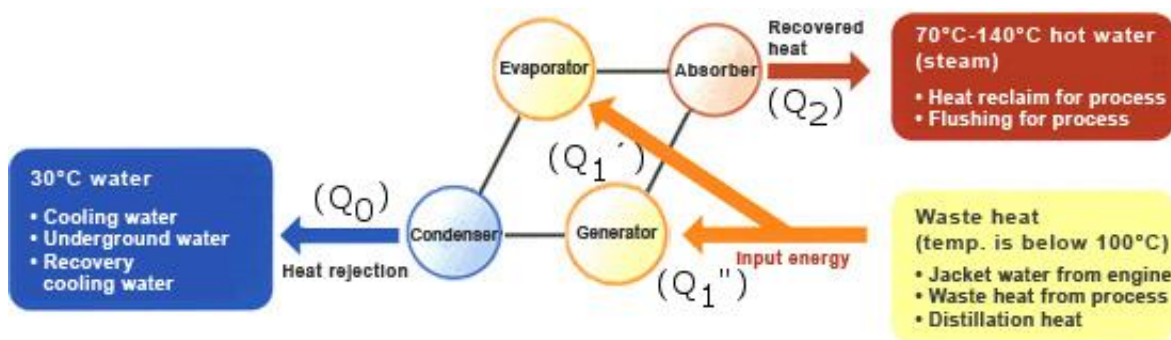


Obr. 10- Jednostupňový oběh (Typ 1) amoniak-voda v Dühringově grafu [1]

Hodnoty tlaků obecně záleží na provozních podmínkách, tedy jaké jsou kondenzační a výparné teploty v jednotlivých zařízeních. Hodnoty nízkého tlaku ve výparníku a absorbéru se za běžných podmínek pohybují okolo 133 kPa. Hodnoty vysokého tlaku v kondenzátoru a generátoru se za běžných podmínek pohybují okolo 1540 kPa. Celé zařízení tedy pracuje v přetlakovém režimu. Běžně se hodnoty účinnosti chlazení pohybují okolo 0,45. Důvod, proč je účinnost nižší oproti oběhu s vodou-LiBr je hlavně v důsledku jiných fyzikálními vlastnosti pracovních látek v systému. [1]

### 3.2.5. Jednostupňové zapojení (Typ 2)

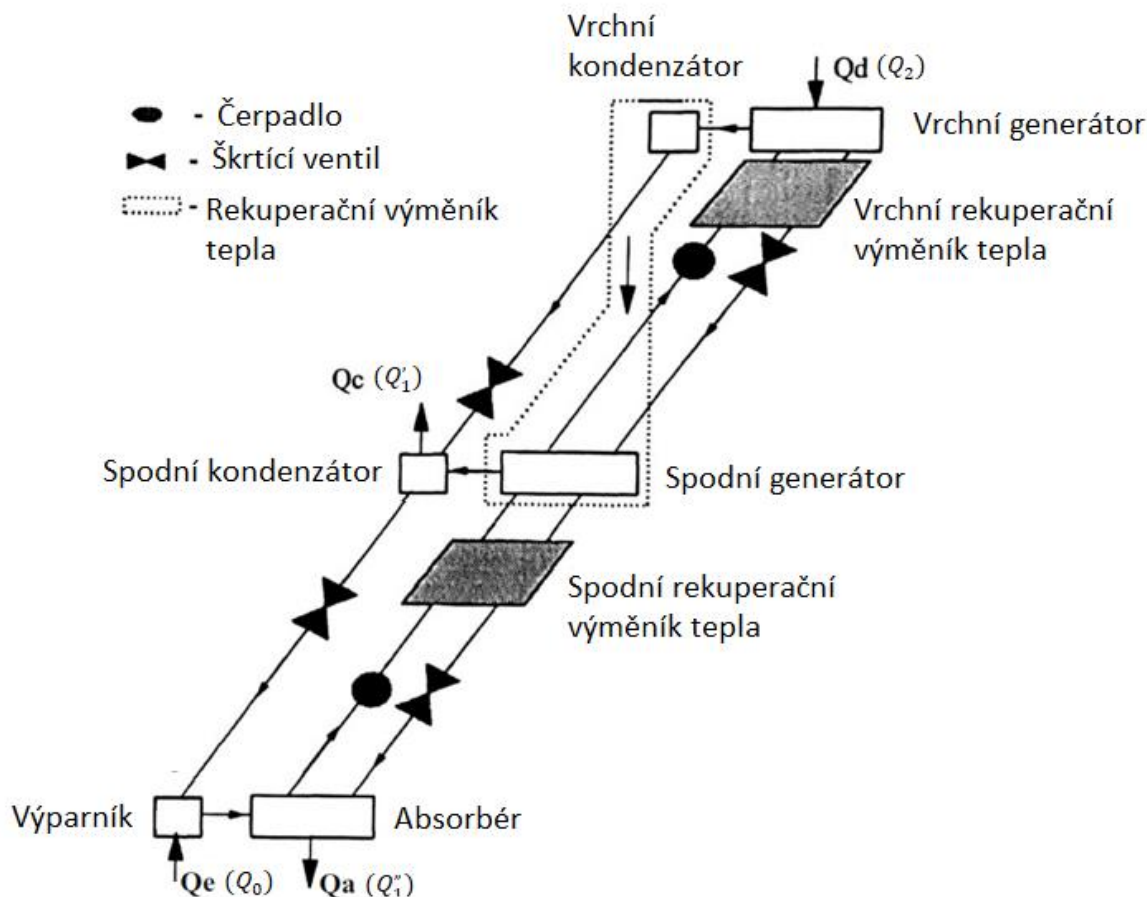
Jednostupňové zapojení absorpčního oběhu, Typu 2 se někdy nazývá také jako tepelný násobič. Příklad použití je zobrazen na Obr. 11. Toto zapojení se používá pro využití odpadního tepla ( $Q_1$ ). První část tepla ( $Q_1'$ ) se použije na převod druhé části tepla ( $Q_1''$ ) na vyšší teplotní hladinu. Produktem je teplo ( $Q_2$ ), které je na využitelné teplotní hladině. [1]



Obr. 11- Příklad využití jednostupňového zapojení (Typ2) [7]

Pokud se podíváme na Obr. 12 můžeme na něm pozorovat základní rozdíly typu 1 a typu 2. Mezi ně patří to, že všechny vnitřní toky jsou obrácené, jsou zde potřeba 2 oběhová čerpadla a také tlakové hladiny výparník-absorbér a generátor-kondenzátor jsou prohozené. S popisem začneme znovu u proudu 1, kterým vstupuje bohatý roztok do generátoru. V generátoru se přivádí teplo  $Q_g$  a páry chladiva se oddělují od roztoku absorbentu. Páry chladiva (proud č. 7) proudí do kondenzátoru, kde po odvedení tepla  $Q_c$  změni fázi na kapalnou. Kapalně chladivo je přečerpáno na vyšší tlak a vstupuje do výparníku (proud č. 9), kde po dodání tepla  $Q_e$  se chladivo vypařuje. Poté přecházejí páry chladiva do absorbéru, kde se absorbují do chudého roztoku. Chudý roztok byl do absorbéru přečerpán čerpadlem (proud č. 5). Při absorpci se uvolňuje teplo  $Q_a$ , které se odvádí z cyklu. Cyklus se uzavírá proudem č. 3 kterým vystupuje bohatý roztok z absorbéru a pokračuje do generátoru přes škrťací ventil. [1]



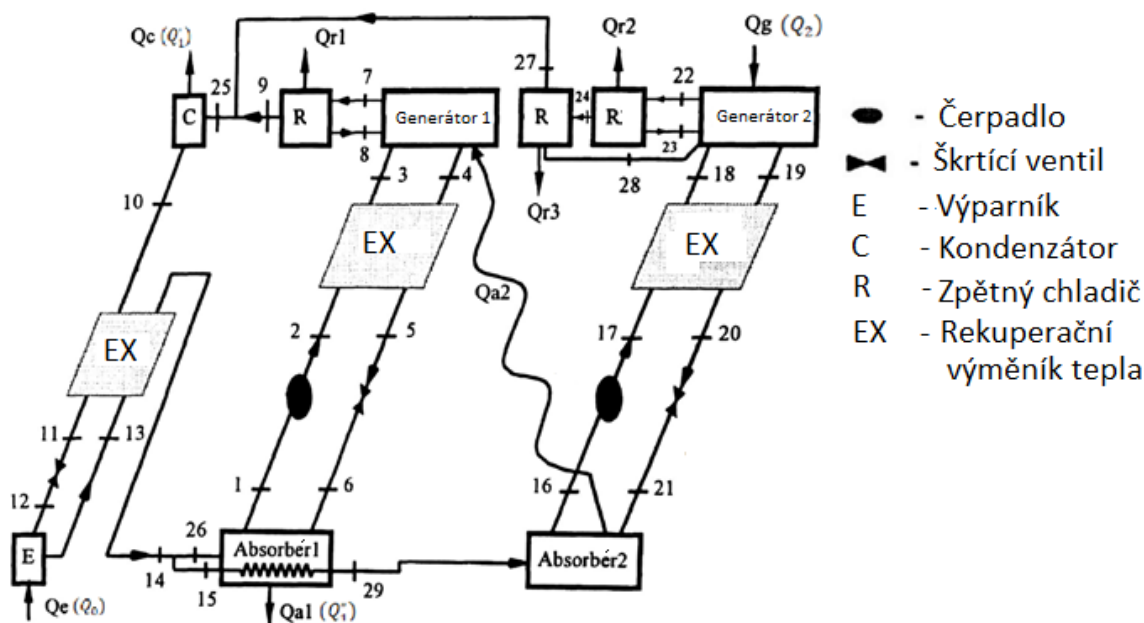


Obr. 13- Dvoustupňový oběh (Typ 1) voda-LiBr v Dühringově grafu [1]

Dvoustupňový oběh amoniak-voda je zobrazen na Obr. 14. Teplo do oběhu vstupuje v generátoru 2 a ve výparníku. Teplo se z oběhu odebírá v absorbéro 1 a kondenzátoru. Teplo z absorbéro 2 celé přechází do generátoru 1, tyto dvě zařízení tvoří rekuperační tepelný výměník. Označení R na Obr. 14 znamená zpětný chladič, z něj je také potřeba odebírat teplo, protože v něm kondenzují vodní páry, které se vypařily společně s amoniakem. Celý oběh funguje obdobně jako jednostupňové zapojení typu 1. [1]

Hodnota účinnosti chlazení je cca 0.5, což je mírně vyšší než u jednostupňového zapojení. Hodnoty tlaků obecně záleží na provozních podmínkách, tedy jaké jsou teploty v jednotlivých zařízeních. Hodnoty nízkého tlaku ve výparníku a absorbéro 1 a 2 se za běžných podmínek pohybují okolo 270 kPa. Hodnoty vysokého tlaku v kondenzátoru a generátoru 1 a 2 se za běžných podmínek pohybují okolo 1540 kPa. [1]





Obr. 14- Dvoustupňový oběh (Typ 1) amoniak-voda v Dühringově grafu [1]

### 3.2.7. Další typy zapojení

Existuje mnoho dalších typů zapojení, každý z nich má svoje výhody a nevýhody. Další zapojení jsou popsána níže. [1]

U oběhu voda-LiBr jsou to zapojení:

- Půlstupňové – To umožňuje funkci i při nižších teplotních hladinách odpadního tepla, avšak  $COP_R$  se pohybuje okolo hodnoty 0,35.
- Třístupňové – Může dosahovat  $COP_R$  okolo hodnoty 1,5.
- Resorpční – Zde je kondenzátor a výparník nahrazen druhým absorbérem a generátorem.
- Systém na uchovávání energie – Slouží pro uchovávání energie, skládá se z generátoru a kondenzátoru. Může být použit pro chlazení, ohřev nebo výrobu elektrické energie. Bohužel toto zařízení není natolik ekonomicky výhodné jako jiná zařízení používaná pro uchovávání energie.

U oběhu amoniak-voda jsou to zapojení:

- GAX – zapojení je podobné jako jednostupňový oběh, ovšem má vyšší účinnost  $COP_R$  až 1,1. Zkratka GAX znamená generátor/absorbér/výměník tepla.

- Difuzně-absorpční cyklus – pracuje zcela bez jakéhokoliv vstupu mechanické energie (čerpadla). Doprava tekutin je zde dosažena pomocí přivádění tepelné energie, která ohřívá roztok. Roztok vře a uvolňuje je z něj bubliny. Z důvodu rozdílných hustot bubliny stoupají vzhůru, tímto vznikne potřebný rozdíl tlaků pro dopravu tekutin. Výhoda tedy je, že tento stroj je absolutně tichý, což znamená, že najde využití například pro obytné automobily, hotelové pokoje a další místa kde je potřeba chladu a nízké hladiny hluku. Využívá se zde kombinace tří látek, což bývá většinou amoniak, voda a vodík.

### 3.2.8. Porovnání zapojení absorpčních oběhů

Porovnání zapojení absorpčních oběhů je souhrnně uvedeno v tabulce 1 Tabulka 1. Pokud se podíváme na data v tabulce vidíme velké rozdíly v potřebných teplotách vstupního tepla, v dosahovaných teplotách chlazení a dosahované účinnosti. Proto volba typu zapojení absorpčního oběhu závisí vždy na konkrétní aplikaci.

Tabulka 1- Porovnání zapojení absorpčních oběhů [18]

Zapojení	Počet tlakových stupňů	Pracovní teplota [°C]		Pracovní látky	COP <sub>R</sub>
		Zdroje tepla	Chlazení		
Jedno stupňové (Typ 1)	2	70-125	5 až 10	H <sub>2</sub> O-LiBr	0,5-0,8
		125-170	-60 až 0	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,45
Dvou stupňové (Typ 1)	3	120-150	5 až 10	H <sub>2</sub> O-LiBr	0,8-1,2
		175-200	-60 až 0	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,5
Tří stupňové (Typ 1)	4	200-230	5 až 10	H <sub>2</sub> O-LiBr	1,4-1,5
Půl stupňové (Typ 1)	3	60-80	-60 až 0	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,2-0,3

## 4. Druhy a vlastnosti chladících médií v absorpčním oběhu

V této kapitole jsou popsány jednotlivé pracovní látky, které se v absorpčních obězích používají buď jako chladiva nebo jako absorbenty. Dále jsou zde rozebrány dvojice pracovních látek a na konci jsou hlavní dvě dvojice mezi sebou porovnány.

### 4.1. Pracovní látky

#### 4.1.1. Voda

Voda je v absorpčních obězích používá buďto jako absorbent nebo jako chladivo. Důvodem je to, že voda levná, dostupná a bezpečná látka.

Pokud vodu budeme používat jako chladivo, tak nám vznikají jistá omezení celého oběhu. V oběhu je nutné používat nízké tlaky (0,5-100 kPa). Můžeme chladit maximálně na teplotu 0 °C, poté voda začne tuhnut. Voda má vysoké skupenské teplo, tím pádem má vysokou hmotnostní chladivost<sup>5</sup>, tj. stačí nám tedy menší hmotnostní průtok pro daný výkon. Základní fyzikální vlastnosti vody shrnuje tabulka 2.

Tabulka 2- Fyzikální vlastnosti vody [11]

Při tlaku 100 kPa				Při teplotě 15 °C		Při tlaku 100 kPa a teplotě 15 °C			
Teplota tání [K]	Teplota varu [K]	Skupenské teplo tání [kJ/kg]	Výparné teplo [kJ/kg]	Povrchové napětí [N/m]	Tlak par [kPa]	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Tepelná kapacita [J/(kg·K)]	Tepelná vodivost [W/(m·K)]	Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]
273	373	334	2257	0,073	1,7	999	4186	0,6	1·10 <sup>-6</sup>

#### 4.1.2. Amoniak

Amoniak je jedním z nejstarších a nejrozšířenějších chladiv. Má vysokou hmotnostní chladivost i velmi vysokou objemovou chladivost a přiměřené tlaky v širokém rozsahu teplot. Výparné teplo amoniaku je cca poloviční oproti výparnému teplu vody. Amoniak je dobře mísitelný s vodou. Základní fyzikální vlastnosti amoniaku jsou shrnuty v tabulce 3.

Amoniak je životu nebezpečná látka, je hořlavá, výbušná, prudce jedovatá a dráždivá, avšak jeho pronikavý zápach snižuje nebezpečí tím, že vytváří nesnesitelné ovzduší již při koncentracích kolem 50 ppm, které nejsou životu nebezpečné. Životu nebezpečné jsou až koncentrace nad 5000 ppm. Amoniak je velice korozivní vůči mědi. Amoniak je také lehčí než vzduch, takže při únicích stoupá vzhůru. [11]

<sup>5</sup> Hmotnostní chladivost je množství tepla, které z výparníku odvede hmotnostní jednotka vypařené pracovní látky.

Amoniak se skladuje buď to stlačený při tlaku vyšším než 0,7 MPa nebo zchlazený na teplotu -33 °C při normálním tlaku.

Tabulka 3- Fyzikální vlastnosti amoniaku [11]

Při tlaku 100 kPa				Při teplotě 15 °C		Při tlaku 100 kPa a teplotě 15 °C			
Teplota tání [K]	Teplota varu [K]	Skupenské teplo tání [kJ/kg]	Výparné teplo [kJ/kg]	Povrchové napětí [N/m]	Tlak par [kPa]	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Tepelná kapacita [J/(kg·K)]	Tepelná vodivost [W/(m·K)]	Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]
195	240	332	1357	0,022	720	730	4601	0,5	266·10 <sup>-6</sup>

#### 4.1.3. LiBr

Bromid lithný je bílý hygroskopický prášek, který je dobře rozpustný ve vodě. Jeho hustota je 3465 kg/m<sup>3</sup>, teplota tání je 547 °C a teplota varu je 1265°C.

#### 4.2. Požadavky na dvojice pracovních látek

Dvojice pracovních látek, které se používají pro absorpční chlazení, musí splňovat celou řadu podmínek, aby se daly využít pro chlazení. Dvojice látek musí splňovat následující požadavky:

- Nepřítomnost tuhé fáze: V pracovním rozsahu podmínek nesmí žádná z pracovních látek začít krystalizovat. Pokud by došlo ke krystalizaci, krystaly mohou jednotlivá zařízení ucpat.
- Afinita: Vysoká afinita chladiva a absorbentu při nízkých teplotách. Nižší afinita při vyšších teplotách.
- Poměr těkavostí: Chladicí medium musí mít vyšší těkavost než absorbent, aby se mohlo lehce odseparovat a podíl vypařeného absorbentu byl co nejmenší při dodávání tepla v generátoru.
- Mísitelnost: Dvojice látek musí mít neazeotropické chování a musí být neomezeně mísitelné s malým směšovacím teplem v celém rozsahu pracovních teplot a tlaků. Díky neomezené mísitelnosti nám stačí menší množství absorbentu, který cirkuluje, tedy i tepelné ztráty budou nižší.
- Absorpce: Teplo uvolněné při absorpci par chladiva by mělo být co nejnižší.
- Stabilita: Vysoká chemická stabilita je požadována z důvodu nežádoucího vzniku plynných, pevných nebo žiravých sloučenin.

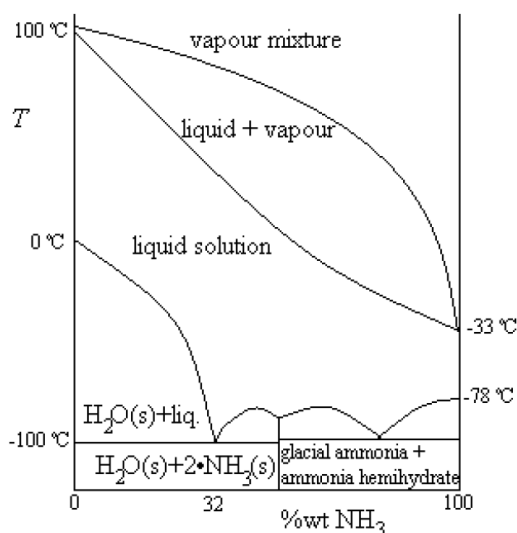
- Koroze: Dvojice pracovních látek by neměla způsobovat korozi uvnitř celého systému. Pokud látky způsobují korozi uvnitř systému je vhodné použít korozivní inhibitory. Je nutné ovšem brát ohled na možné ovlivnění termofyzikálních vlastností látek, které mohou ovlivnit termodynamický výkon zařízení.
- Bezpečnost: Ideální by bylo, aby látky byly nehořlavé a netoxické, bezpečné k životnímu prostředí.
- Skupenské teplo: Aby byl cirkulující průtok chladiva a absorbentu nejnižší, je nutné, aby skupenské teplo chladiva bylo velmi vysoké.
- Cena: Cena absorbentu i chladiva co nejnižší.
- Relativní účinnost pracovních látek, která je vyjádřena jako poměr  $\frac{c_p \cdot T}{h_{vyp}}$ , by měla být co nejnižší. [24]

Přes velké množství dvojic se v průmyslu nejvíce používá dvou dvojic. Amoniak jako chladiva a vody jako absorbentu ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ). Vody jako chladiva a bromidu lithného jako absorbentu ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ). [2]

### 4.3. Amoniak a voda ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ )

Jak bylo řečeno, amoniak se používá jako chladivo a voda jako absorbent. Nízký rozdíl normálních bodů varu (voda 100 °C, amoniak -33 °C) znamená horší oddělitelnost par a roztoku v generátoru, nutnost zařadit další zařízení v oběhu na zkondenzování par vody. Fázový diagram amoniaku a vody při tlaku 100 kPa je zobrazen na Obr. 15. [18]

Protože je amoniak použit jako chladivo lze dosáhnout teplot 0 až -60 °C ve výparníku. Záleží, při jakém tlaku bude výparník pracovat. [18]

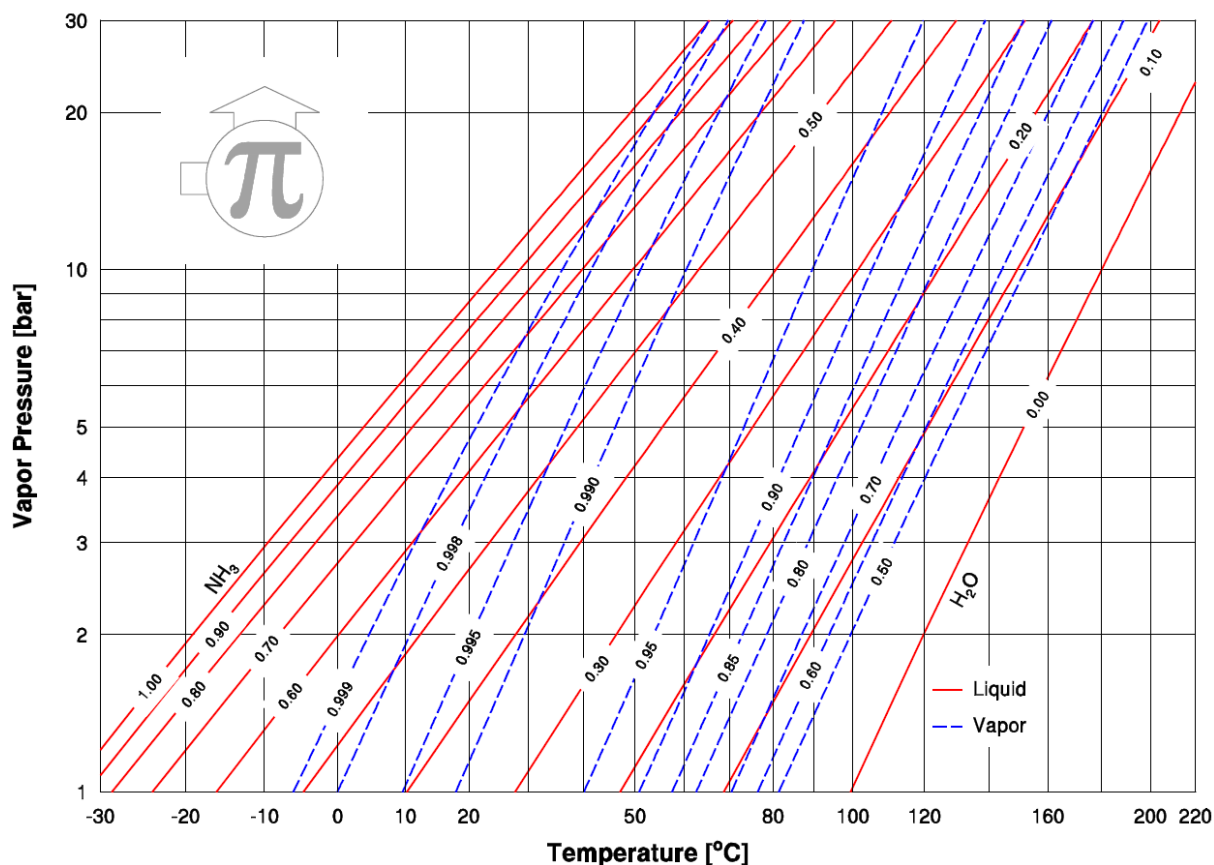


Obr. 15- Fázový diagram amoniak-voda při tlaku 100kPa [11]

S malým množstvím vody tvoří amoniak zásaditý  $\text{NH}_4\text{OH}$ , který napadá mnoho kovů a způsobuje korozi. Pro omezení koroze se do roztoku přidávají různá aditiva jako například: křemičitan sodný, chromát sodný, dichroman sodný a chlorid ceričitý. Další různá aditiva se do roztoku mohou přidávat například pro zlepšení přestupu tepla nebo hmoty. [33]

Při použití amoniaku a vody nehrozí krystalizace v zařízení. Směs amoniaku a vody vyžaduje pro desorpci teplotu 125-170 °C v generátoru. Na Obr. 16 je zobrazen Dühringův graf amoniak-voda. [18]

Účinnost využívající kombinaci pracovních látek amoniak-voda je vždy nižší než při použití voda-LiBr. Hlavní důvod je v odlišných termofyzikálních vlastnostech obou pracovních látek. Z těchto důvodů vyplývá nutnost použití zpětného chladiče. Dále, protože měrná tepelná kapacita roztoku amoniak-voda v absorberu je cca 2x větší než měrná tepelná kapacita roztoku voda-LiBr, tak je nutné dodat větší množství tepla pro zvýšení teploty roztoku v absorberu. A v neposlední řadě výparné teplo amoniaku je cca poloviční oproti výparnému teplu vody, to znamená, že průtok chladiva musí být vyšší.



Obr. 16- Dühringův graf s čarami konstantních koncentrací roztoku  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [10]

#### 4.4. Voda a bromid lithný ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ).

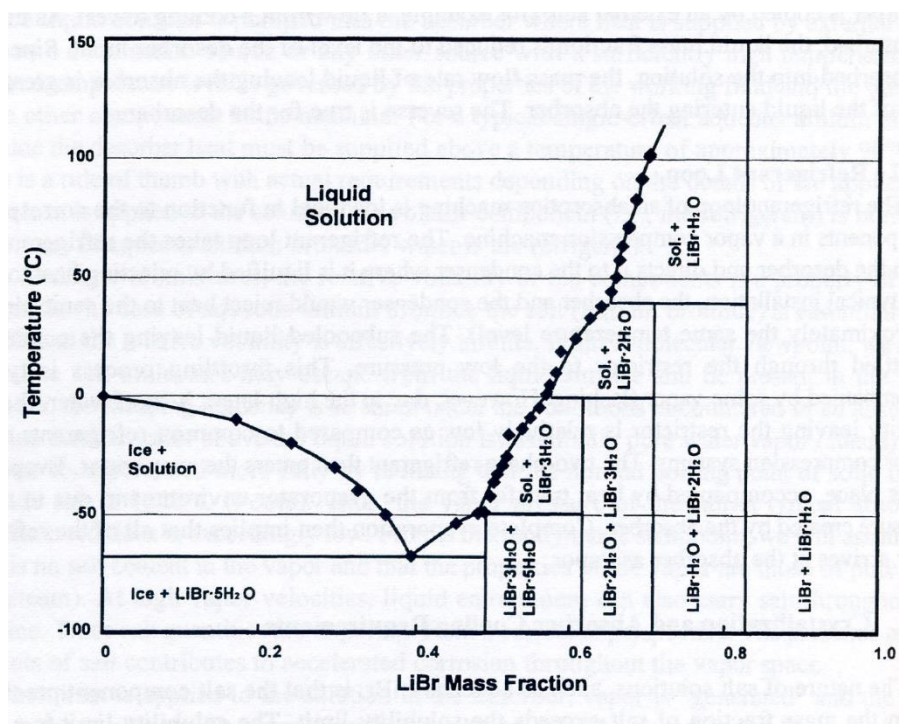
Zde se používá voda jako chladivo a bromid lithný jako absorbent. Vysoký rozdíl normálních bodů varu (voda  $100\text{ }^\circ\text{C}$ , LiBr  $1265\text{ }^\circ\text{C}$ ) znamená dobrou oddělitelnost par a roztoku v generátoru. Fázový diagram vody a bromidu lithného při tlaku  $100\text{ kPa}$  je zobrazen na Obr. 17. Teplota tuhnutí vody je  $0\text{ }^\circ\text{C}$ . Proto se použitím těchto látek nemůže dosáhnout chlazení na teploty pod  $0\text{ }^\circ\text{C}$ .

Provozní hodnoty tlaku jsou velmi nízké. To může mít za následek, že se do oběhu přisaje vzduch. Pokud se do oběhu nasaje vzduch tak se roztok bromidu lithného stává vysoce korozivním vůči všem kovům. Korozí způsobí volné elektrony, které se uvolní po rozpuštění kyslíku uvnitř oběhu. Odpadávající kusy rzi mohou následně ucpat rozprašovače roztoku, výměníky tepla nebo poškodit čerpadla. Toto má za následek snížení účinnosti absorpčního chlazení nebo jeho úplné selhání. [12]

Jednou z možností je připojení vývěvy, aby udržovala potřebný podtlak. Tato možnost nám zajistí funkčnost zařízení i pokud do zařízení již vniká vzduch. Pokud se ale ihned nehledá příčina, proč vzduch vniká do oběhu, zařízení rychle selže. Protože vlivem vzduchu se bude dlouhodobě rychlost koroze zvětšovat. [12]

Z tohoto důvodu se do roztoku přidávají různé korozní inhibitory (např.: kyselina bromovodíková, hydroxid lithný, dusičnan lithný, chromitan lithný, arzeničnan lithný a molybdenan lithný), které mají za úkol snížit nebo zcela zabránit korozi uvnitř zařízení. Nejpoužívanějšími kovy jsou ocel pro plášť a měď její slitiny pro trubky výměníků tepla. Problém ale je, že každý z těchto kovů podléhá korozi při jiných podmínkách. Železné kovy korodují při nižším pH, zatímco slitiny mědi při vyšším pH. Proto je velice složitý výběr korozních inhibitorů. Kyselina bromovodíková snižuje pH a hydroxid lithný zvyšuje pH roztoku. Dusičnan lithný funguje na principu tvorby tenké oxidické vrstvy, která železné kovy následně chrání. Ostatní inhibitory (chromitan lithný, arzeničnan lithný a molybdenan lithný) jsou určeny především k ochraně železných kovů. [12]

Nejvíce se tedy používá snížení pH roztoku (tím bude měď chráněna) a přidáním korozního inhibitoru pro ochranu oceli. [12]



Obr. 17- Fázový digram voda-LiBr při tlaku 100kPa [1]

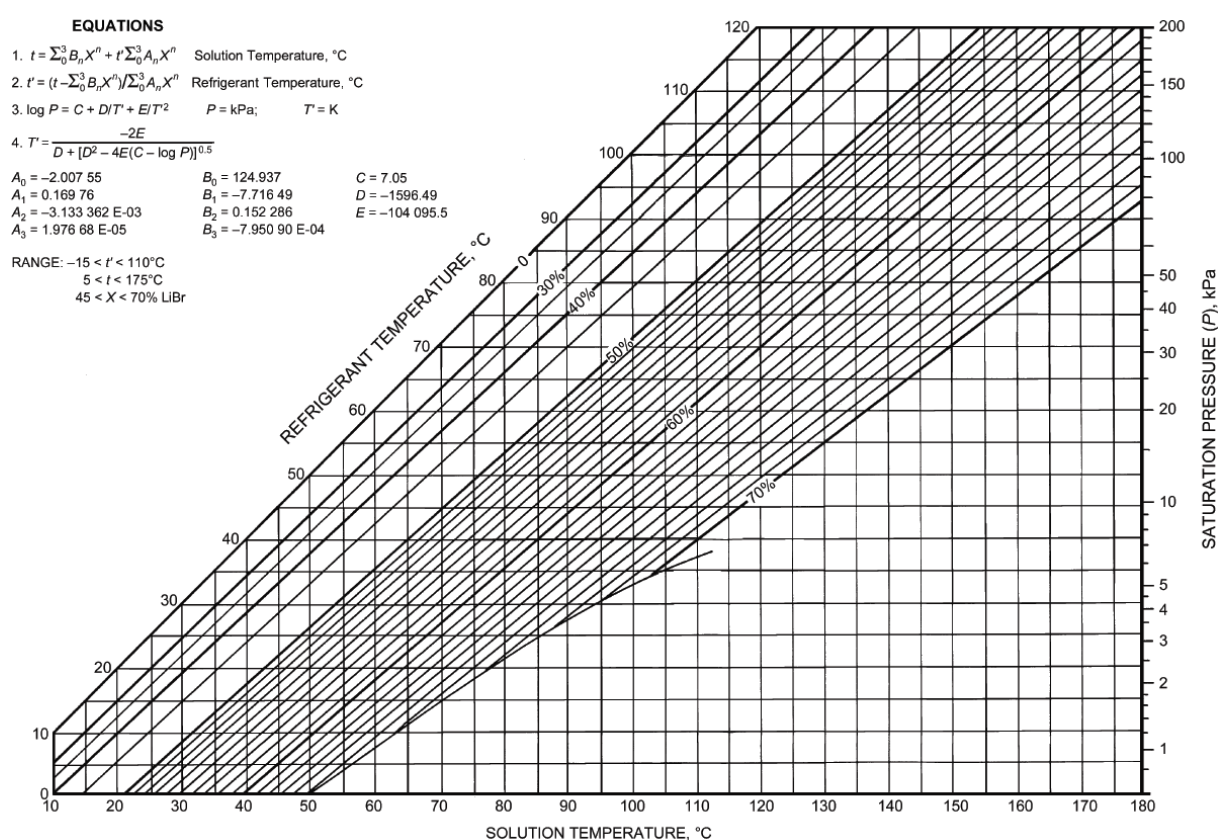
Krystalizace soli LiBr v roztoku je nejzávažnější problém, který může v zařízení nastat. Místo, které je nejvíce náchylné ke krystalizaci, je rekuperační tepelný výměník mezi generátorem a absorbérem, protože je zde roztok s vysokou koncentrací a nízkou teplotou, který předává teplo roztoku, co vystupuje z absorbéru. Na Obr. 18 můžeme vidět Dühringův graf pro vodu-LiBr. Ve spodní části je vidět zahnutá křivka, toto je krystalizační křivka. Pokud se budeme nacházet pod krystalizační křivkou, bromid lithný začne krystalizovat. Tomuto jevu je nutné předejít správným návrhem zařízení.



Pokud přidáme další soli do roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr, snížíme tak riziko krystalizace. Při složení roztoku z následujících solí (LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl) o molovém poměru 5:1:1:2 nebyla pozorována žádná krystalizace. Také přidáním soli ZnBr<sub>2</sub> se výrazně sníží krystalizace. Další různá aditiva se do roztoku mohou přidávat například pro zlepšení přestupu tepla nebo hmoty. [17]

Dále bylo zjištěno, že při použití směsi H<sub>2</sub>O+LiBr+LiNO<sub>3</sub> lze dosáhnout vyšších hodnot účinností a také tento roztok méně způsobuje korozi. [17]

Směs vody a bromidu lithného vyžaduje pro desorpci teplotu 70-125 °C v generátoru. Proto je tato technologie vhodnější při využívání odpadního tepla nebo solárních kolektorů.



Obr. 18- Dühringův graf s čarami konstantních koncentrací roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr [12]

#### 4.5. Porovnání vlastností dvojic pracovních látek

Dvojice látek amoniak-voda se používá pro větší výkony velkých průmyslových zařízení. Používá se jak pro chlazení při nízkých teplotách, tak k ohřevu na střední teplotu.

Výhody:

- Vysoká vzájemná rozpustnost.
- Vysoce stabilní látky.

- Cena

Nevýhody:

- Voda jako absorbent se částečně vypařuje v desorbéru spolu s parami amoniaku.
- Nižší účinnost.
- Složitější zařízení, vyšší pořizovací náklady.
- Korozní vůči mědi a slitinám obsahujících měď.
- Přetlakové podmínky, hrozí únik látek do atmosféry.
- Amoniak je toxický, hořlavý a výbušný.
- Vyšší poměr  $\frac{c_p \cdot T}{h_{vyp}}$ .

Dvojice látek voda-LiBr se používá pro menší výkony průmyslových nebo v domácích zařízeních pro vytápění i chlazení. Dále se využívá jako tepelný násobič energie na vyšší teploty.

Výhody:

- Vyšší účinnost.
- Méně složitá zařízení.
- Vysoká bezpečnost (netoxické, nehořlavé, nevýbušné látky).
- Velký poměr teplot varu látek, těkavostí. (není nutné používat zpětný chladič)
- Vysoce stabilní látky.
- Látky jsou dobře mísitelné.
- Voda má velmi vysoké výparné teplo.
- Pracuje i s nižšími teplotami v generátoru.
- Nižší poměr  $\frac{c_p \cdot T}{h_{vyp}}$ .

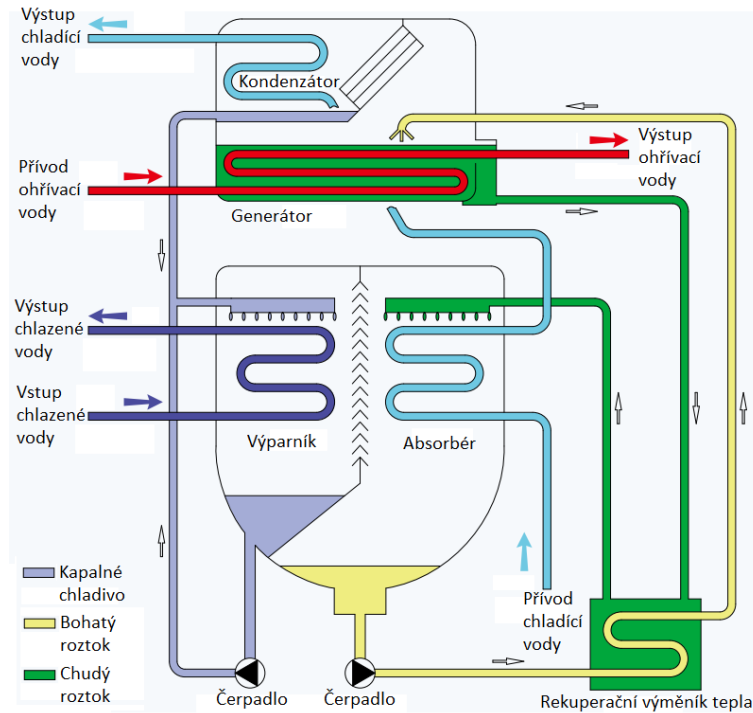
Nevýhody:

- Možnost krystalizace roztoku voda-LiBr.

- Omezené využití pro chlazení, protože chladivo tuhne při 0°C.
- Zařízení je podtlakové.
- Více korozní, vyšší viskozita.
- Možnost nasátí vzduchu z atmosféry.

## 5. Průmyslové využití absorpčního chlazení

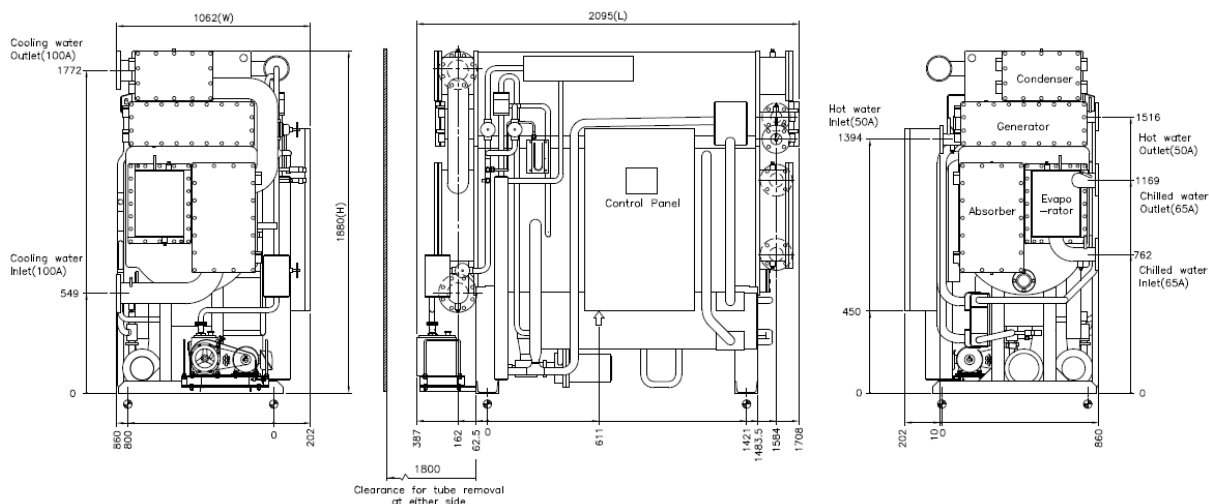
V této kapitole jsou popsány možnosti průmyslového využití absorpčních tepelných čerpadel. Dále jsou uvedeny, příklady zařazení absorpčních tepelných čerpadel do již existujícího provozu a jakých výhod a úspor lze dosáhnout.



Obr. 19- Schématické rozmístění a vnitřní uspořádání absorpčního chlazení, výrobce: World/Goldman Energy [14]

Průmyslové jednotky absorpčního chlazení lze objednat již jako předem navržené celky pro daný chladicí výkon a dané teploty chladící, chlazené a ohřívací vody. Velké množství firem nabízí již hotovou jednotku, ke které stačí připojit přívody a odvody vnějších okruhu, tedy chladící, chlazené a ohřívací vody. Tyto jednotky se vždy skládají z jedné nebo dvou nádob, rekuperačního tepelného výměníku, čerpadel a ovládacího panelu. Počet nádob se liší podle výrobce a jeho konceptu návrhu.

Na Obr. 19 je vidět schématické rozmístění a vnitřní uspořádání jednotky označené HWAR- L od výrobce World/Goldman Energy. Na Obr. 20 je sestavný výkres stejné typové jednotky od výrobce World/Goldman Energy. Na Obr. 21 je fotografie stejné typové jednotky od výrobce World/Goldman Energy. Rozsah chladicí výkonů je od 0,1MW až po 5,5MW.



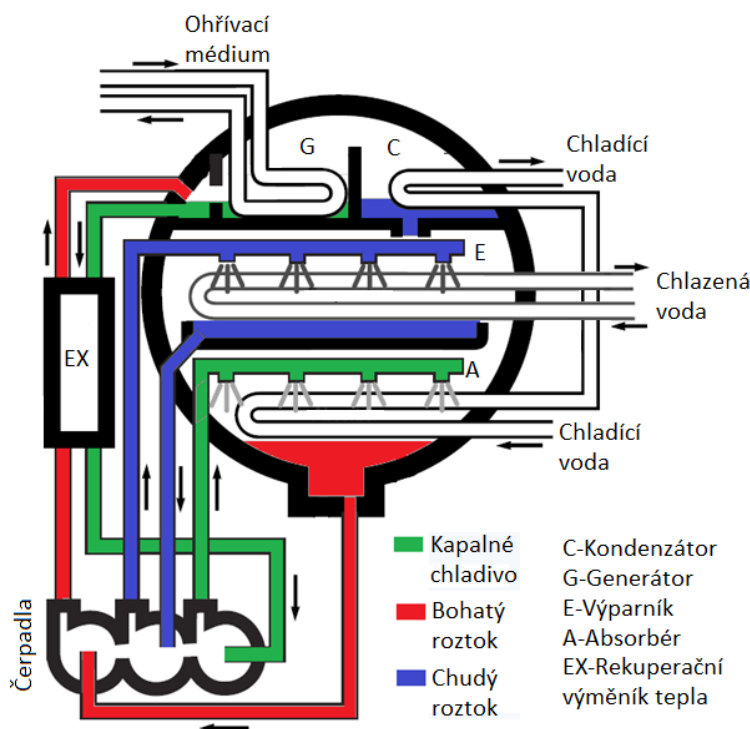
Obr. 20- Sestavný výkres absorpčního oběhu HWAR- L [14]

Jednotka označená jako HWAR-L využívá jako ohřívací látku teplou vodu. Výrobce World/Goldman Energy vyrábí mnoho dalších typů. Liší se zejména v počtu stupňů, způsobu dodávky tepla do generátoru a jestli je typ určený pro chlazení nebo jako tepelný násobič. Teplo do generátoru může být dodáváno například kondenzující parou nebo spaliny ze spalování zemního plynu.



Obr. 21- Fotografie jednotky absorpčního oběhu HWAR- L [14]

Na Obr. 22 je vidět schématické rozmístění a vnitřní uspořádání absorpčního chlazení v jedné nádobě od výrobce Trane. Tlaková nádoba je rozdělena na část vysokotlakou a nízkotlakou. Ve vysokotlaké části je kondenzátor a generátor, v nízkotlaké části je výparník a absorbér. Nádoba spolu s čerpadly, rekuperačním tepelným výměníkem a ovládacím panelem je umístěna na společném rámu. Toto rozmístění zařízení do společné nádoby šetří zastavěnou plochu, snižuje tlakové ztráty mezi jednotlivými zařízeními a lépe hospodaří s teplem uvnitř systému. [14, 15]



Obr. 22- Schématické rozmístění a vnitřní uspořádání absorpčního chlazení, výrobce: Trane [15]

## 5.1. Příklady použití absorpčních tepelných čerpadel

Absorpční tepelná čerpadla lze použít všude tam, kde je potřeba chladu nebo tepla a zároveň je dostupný zdroj nízko potenciálního tepla na úrovni odpovídající teplotě pro desorpci v generátoru.

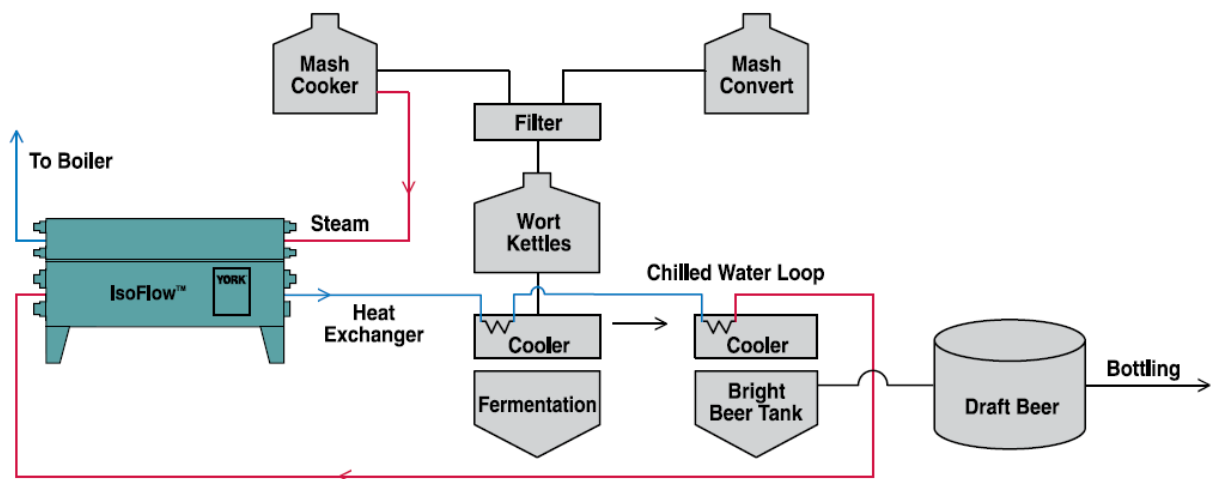
Nízko potenciální teplo může být například teplo odpadní nebo teplo, které je cenově velice atraktivní. Může se tedy také jednat o teplo získané z obnovitelných zdrojů, tedy ze sluneční a geotermální energie.

### 5.1.1. Pivovarnictví

Na Obr. 23 je zobrazeno jedno z využití odpadního tepla, které vzniká při vaření piva ve varně, v tomto případě ve rmutovací pánvi. Toto teplo je využito jako zdroj tepla pro

generátor v absorpčním chlazení. Teplo odváděné ve výparníku (chlazení) lze využít pro chlazení mladiny a kvasných tanků. [19]

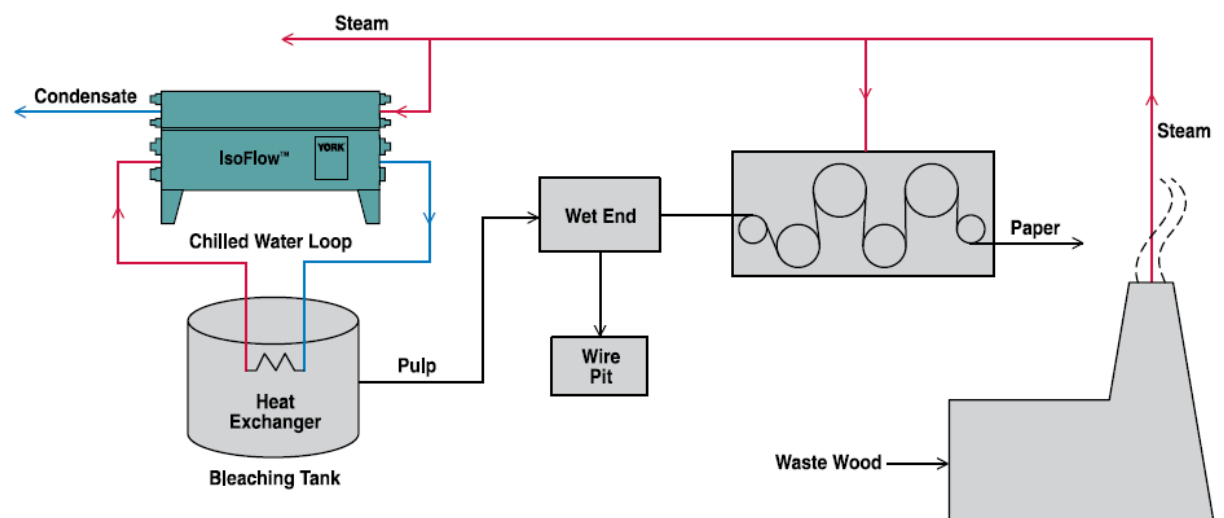
V pivovaru je možné nalézt mnoho dalších uplatnění pro absorpční chlazení. Zdroje tepla mohou být následující: odpadní teplo z varny, odpadní teplo z páry pro sterilizaci lahví. Využití tepla: ohřev teplé užitkové vody nebo vytápění budov. Potřeba chladu: chlazení mladiny, kvasných tanků, CK tanků. [19]



Obr. 23- Schéma možného použití absorpčního chlazení v pivovaru [19]

### 5.1.2. Papírenský průmysl

Absorpční chlazení lze použít například v papírenském průmyslu pro chlazení běličky. Jako zdroj tepla se použije teplo vzniklé spálením dřevního odpadu. Využití najde především v letních měsících, kdy je potřeba tepla menší, ale zároveň potřeba chladu pro běličku je vyšší. [19]

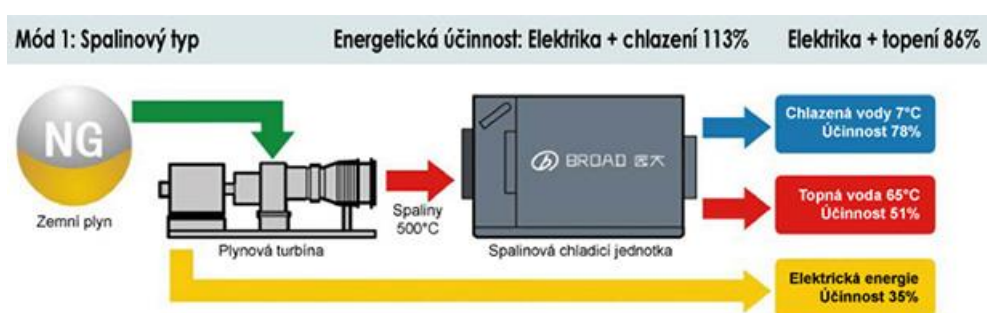


Obr. 24- Schéma možného použití absorpčního chlazení v papírenství [19]

### 5.1.3. Elektrárny, teplárny, trigenerace

Odpadní teplo vzniká také ve velkém množství při výrobě elektrické energie. Toho využívají kogenerační jednotky, které mimo elektrické energie dodávají i například teplou vodu nebo páru. Pokud tedy použijeme absorpční chlazení při výrobě energie, vyrábíme zároveň 3 produkty: elektrickou energii, teplou vodu a chlazenou vodu. Díky lepšímu využití vstupní energie je celková účinnost trigenerace daleko vyšší než samotná výroba elektrické energie. V zimních měsících se parou topí, v letních se používá k výrobě chladu pomocí absorpční jednotky. [19]

Na Obr. 25 je zobrazena trigenerační jednotka od firmy Broad a hodnoty účinnosti pro produkci jednotlivých druhů energie.



Obr. 25- Trigenerační jednotka Broad [20]

### 5.1.4. Kombinace se solárními kolektory nebo solárními panely

Absorpčnímu chlazení lze také dodávat energii ze slunce, tedy solární energii. To je velmi atraktivní nápad, pro který můžeme najít celou řadu využití.

Například při použití v budovách na něm lze názorně demonstrovat jeho ideální použití. Pokud se tedy zaměříme na budovy v letním období nebo v teplejších krajinách, tak ihned můžeme pozorovat problémy, se kterými se budovy potýkají, aby poskytovaly příjemné ovzduší pro osoby uvnitř. Při těchto podmínkách bývají venkovní teploty vysoké a sluneční záření velice intenzivní, proto budovy mají budovy větší tepelné zisky a tím také roste jejich potřeba chladu. To znamená, že pokud svítí slunce na budovu a předává jí tedy energii, předává také energii solárním panelům či kolektorům umístěným na budově. A ty následně dodávají energii do generátoru (oběhu absorpčního chlazení). Absorpční chlazení pak budovu začne ochlazovat s jen minimální dodávkou elektrické energie pro pohon čerpadel a řídicí elektroniky.

V letních měsících roste poptávka pro chlazené nejen v průmyslových halách, ale také v kancelářích vždy ve stejný čas. Při omezení na používání kompresorových chladičích systémů se extrémně zvyšuje spotřeba elektrické energie. A to vede k vytváření vysokých



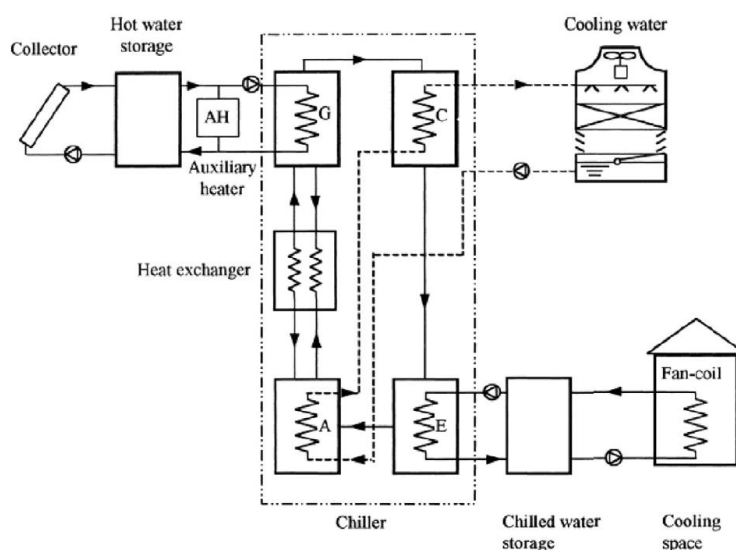
špiček ve spotřebě elektrické energie. Tím se značně zatěžuje elektrická rozvodná síť a můžou vznikat poruchy. Absorpční chlazení má velký potenciál tento problém vyřešit.

System může mít 2 uspořádání:

### 1. Přímé

Solární kolektory ohřívají vodu, ta se následně uchovává v nádrži, aby byla zajištěna stálá dodávka stejně teplé vody i pokud zrovna nesvítí slunce. Nádoba může být vybavena i pomocným ohříváčem, pokud nechceme, aby bylo chlazení závislé čistě na sluneční energii. System solárních kolektorů ohřívá vodu na teplotu okolo 80°C. Důležité je vybrat absorpční chlazení tak, aby fungovalo při teplotách, které jsou schopny dodat sluneční kolektory. Výparník následně ochlazuje vodu v nádrži, která se používá pro chlazení například vzduchu v budovách. [19]

V dnešní době existují již jednotky, které dosahují chladicích výkonů od 4 do 15 kW. Ovšem jejich nevýhodou jsou velké investiční náklady, protože zařízení je daleko objemnější a složitější než kompresorové chlazení.

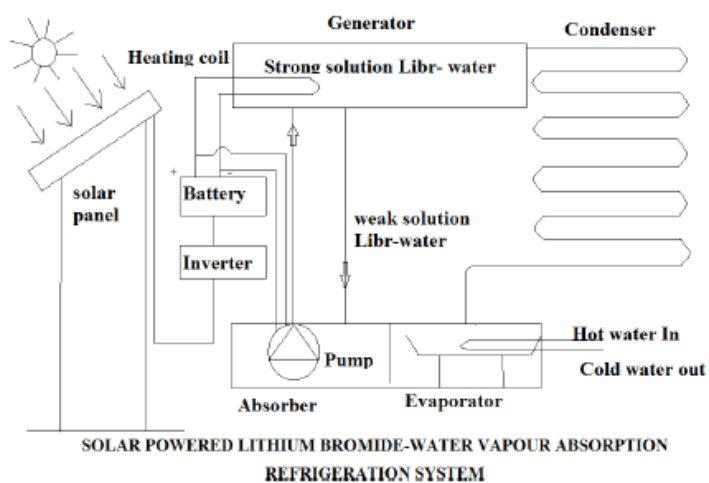


Obr. 26- Schéma zapojení absorpčního chlazení k solárním kolektorům [21]

### 2. Nepřímé

Solární panely nabíjejí baterii, ta dále dodává elektrickou energii do celého systému, tedy do topných těles umístěných v generátoru, oběhových čerpadel a řídicí elektronice. Toto uspořádání je naprosto soběstačné, protože veškeré dodávky energie zajišťují solární panely.

Tento systém lze hojně využívat na místech, která poskytují dostatek slunečního svitu během celého roku. Schéma zapojení je zobrazeno na Obr. 27.



Obr. 27- Schéma zapojení absorpčního chlazení k solárním panelům [13]

Využití pro tuto technologii lze tento systém může najít využití v místech, která jsou například vzdálená od rozvodné sítě. Může jít o různá síla a sklady zemědělských surovin, které je nutné chránit před zkažením.

## 6. Koncepční návrh absorpčního chlazení

Předmětem této kapitoly je koncepční návrh absorpčního chlazení rozšířen o hmotové a entalpické bilance. Je zde popsáno, jaké byly zadané parametry, proč jsem dané zapojení zvolil a s jakými pracovními látkami bude pracovat. Dále budou pospány obecné poznatky o konstrukčních řešení jednotlivých aparátů, které jsem vyhledal v literatuře.

Návrh absorpčního chlazení byl proveden pro následující parametry:

- Výkon chlazení ( $Q_e$ ): 3MW
- Teplota chlazené vody vstup ( $T_{17}$ ) /výstup ( $T_{18}$ ): 13/8 °C
- Teplota ohřívací vody vstup ( $T_{13}$ ) /výstup ( $T_{14}$ ): 95/80 °C
- Teplota chladicí vody vstup ( $T_{11}, T_{15}$ ) /výstup ( $T_{12}, T_{16}$ ): 25/30 °C

Zvolil jsem použití dvojice pracovních látek voda-bromid lithný, protože se jedná o chlazení pro teploty nad 0 °C. Dále volím jednostupňové uspořádání, protože generátoru bude dodáváno teplo teplou vodou o teplotách 95/80 °C.

Schéma modelovaného oběhu je zobrazeno na Obr. 37 a Obr. 38. Na tomto schématu jsou zobrazena jednotlivá zařízení jako: absorbér, čerpadlo, rekuperační výměník tepla generátor, škrťící ventily, kondenzátor a výparník a jejich vzájemné propojení. Všechny proudy jsou označeny čísly. Proudů označené 1-10 jsou proudy uvnitř absorpčního oběhu a proudy označené 11-18 jsou vnější proudy, které jednotlivým zařízením dodávají nebo odebírají potřebné množství tepla. Tabulka 4 popisuje jednotlivé proudy 1 až 18.

### 6.1. Absorbér

V absorbéru se rozstříkuje chudý roztok absorbentu na trubky, během stékání chudý roztok<sup>6</sup> pohlcuje páry chladiva. Absorbér je vybaven systémem na odvod tepla, které se při absorpci uvolňuje. Absorbéry mohou být chlazené vzduchem nebo vodou.

Absorbér je nejdůležitějším zařízením v celém oběhu. Protože v absorbéru není nikdy možno dosáhnout rovnovážného stavu pro dané podmínky ( $p, T, X$ ) je absorbováno méně par chladiva do roztoku absorbentu a chladiva, než je teoreticky vypočítaná hodnota při uvažování dosažené rovnovážné koncentrace na výstupu. Proto průtok chudého roztoku

---

<sup>6</sup>Chudý roztok znamená, že roztok je chudší na páry chladiva neboli hmotnostní podíl absorbentu je vyšší. Bohatý roztok znamená, že roztok je bohatší na páry chladiva neboli hmotnostní podíl absorbentu je nižší.

musí být vyšší než teoreticky potřebná hodnota vypočítaná z bilance. Experimentální studie zjistili, pro správnou funkci je, třeba aby průtok chudého roztoku byl 2 až 5 vyšší, než je teoretická hodnota. [18]

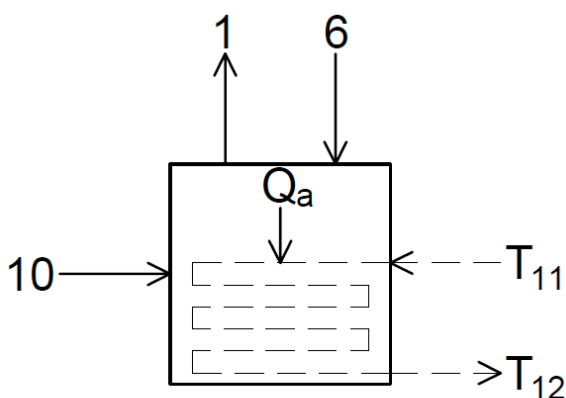
### 6.1.1. Konstrukce

Absorbér je v případě průmyslových zařízení, které jsou dodávány jako ucelené jednotky, umístěn v jedné nádobě spolu s výparníkem. Pro ostatní případy jako například experimentální nebo výzkumné účely se tyto dvě zařízení mohou od sebe oddělit.

Konstrukční řešení absorbéru je výhradně založeno na principu stékání chudého roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  ve filmu po horizontálních nebo vertikálních trubkách. Do roztoku se absorbují vodní páry chladiva, které se uvolňují ve výparníku. Trubkami prochází chladicí voda, která odebrává teplo uvolněné absorpcí. Vnější tvar absorbéru je buď válcová nebo obdélníková nádoba. Další možnost je stékání chudého roztoku po chlazených rotujících discích. Absorpce v tomto případě je daleko vyšší než u konvenčního řešení z důvodu velké plochy disku. Také se dělají experimenty s typem absorbéru, ve kterém se otáčí chlazený buben. Tyto technologie by v budoucnu mohly pomoci vylepšit účinnost absorbérů. [18]

### 6.1.2. Bilance

Na Obr. 28 je zobrazeno bilanční schéma absorbéru.



Obr. 28- Bilanční schéma absorbéru

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}, \quad (18)$$

kde  $\dot{m}_{10}$  je hmotnostní průtok vodních par z výparníku,  $\dot{m}_6$  je hmotnostní průtok chudého roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  ze škrtícího ventilu a  $\dot{m}_1$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  z absorbéru.

Hmotnostní bilance absorbentu:

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_1 \cdot x_1, \quad (19)$$

kde  $x_1$  je hmotnostní zlomek bromidu lithného v bohatém roztoku a  $x_6$  je hmotnostní zlomek bromidu lithného v chudém roztoku.

Entalpická bilance:

$$Q_a = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (20)$$

$$Q_a = \dot{m}_{11} \cdot cp_{11-12} \cdot (T_{12} - T_{11}), \quad (21)$$

kde  $Q_a$  je odebrané teplo z absorbéru,  $h_{10}$  je entalpie vodních par z výparníku,  $h_6$  je entalpie chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr ze škrtícího ventilu,  $h_1$  je entalpie bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z absorbéru,  $\dot{m}_{11}$  je hmotnostní průtok chladicí vody v absorbéru,  $cp_{11-12}$  je měrná tepelná kapacita chladicí vody za střední teploty a  $T_{11}$ ,  $T_{12}$  jsou teploty vstupující a vystupující chladicí vody.

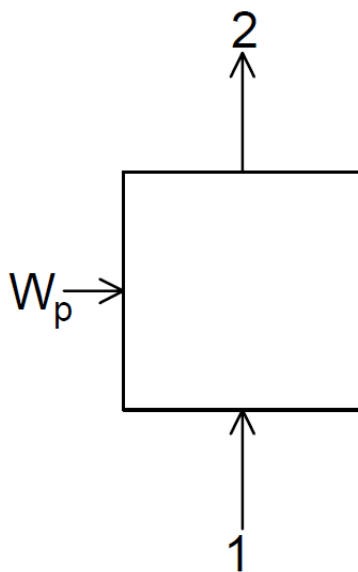
## 6.2. Čerpadlo

Čerpadlo čerpá bohatý roztok H<sub>2</sub>O-LiBr z absorbéru do generátoru přes rekuperační výměník tepla.

Na rozdíl od kompresorového chlazení, kde je veškerá energie do oběhu dodávána výhradně v kompresoru je v případě absorpčního chlazení čerpadlo potřeba jen z důvodu převodu bohatého roztoku z nižší na vyšší tlakovou hladinu a k cirkulaci absorbentu a chladiwa v oběhu. Z tohoto důvodu je výkon čerpadla velice nízký v porovnání s celkovou dodanou energií do celého systému. Běžně výkon čerpadla tvoří 5 % z celkové dodané energie ( $Q_g$ ) do oběhu absorpčního chlazení. Čerpání se pro výpočet považuje za izoentropickou změnu.

### 6.2.1. Bilance

Na Obr. 29 je zobrazeno bilanční schéma čerpadla.



Obr. 29- Bilanční schéma čerpadla

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, \quad (22)$$

kde  $\dot{m}_1$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z absorberu,  $\dot{m}_2$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr do rekuperačního výměníku tepla.

Energetická bilance:

$$W_p = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \cdot \frac{(p_2 - p_1)}{\eta_p}, \quad (23)$$

kde  $W_p$  je potřebný výkon čerpadla,  $\rho_1$  je hustota bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr,  $p_1$  je nízký tlak ve výparníku a absorberu,  $p_2$  je vysoký tlak v generátoru a kondenzátoru,  $\eta_p$  je účinnost čerpadla.

### 6.3. Rekuperační výměník tepla

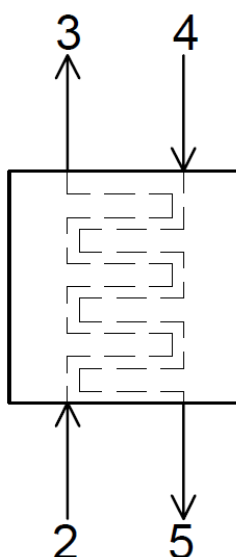
V rekuperačním výměníku tepla chudý roztok H<sub>2</sub>O-LiBr (proud č. 4) z generátoru předává teplo (ohřívá) bohatému roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr (proud č. 2) z absorberu. Rekuperační výměník tepla má značný vliv na účinnost celého oběhu, protože snižuje potřebu odvodu tepla (chlazení) v absorberu a snižuje potřebný přívod tepla (ohřev) v generátoru.

### 6.3.1. Konstrukce

Rekuperační tepelný výměník se většinou navrhuje jako klasický shell and tube výměník. Lze použít také deskových výměníků tepla. Pokud budeme uvažovat shell and tube výměník, tak v trubkách proudí bohatý roztok H<sub>2</sub>O-LiBr a v mezi trubkovém prostoru proudí chudý roztok H<sub>2</sub>O-LiBr. Důvodem, proč je bohatý roztok umístěn v trubkách je, že mezi absorbérem a rekuperačním výměníkem je zařazeno čerpadlo, které kryje tlakové ztráty způsobené prouděním v trubkách. Tlakové ztráty v trubkách jsou vyšší než tlakové ztráty způsobené prouděním v mezitrubkovém prostoru. Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru tedy pokryje jen rozdíl vyšší a nižší tlakové hladiny v absorpčním oběhu. [2]

### 6.3.2. Bilance

Na Obr. 30 je zobrazeno bilanční schéma tepelného výměníku.



Obr. 30- Bilanční schéma rekuperačního tepelného výměníku

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (24)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4, \quad (25)$$

kde  $\dot{m}_2$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z čerpadla,  $\dot{m}_3$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla,  $\dot{m}_4$  je hmotnostní průtok chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z generátoru,  $\dot{m}_5$  je hmotnostní průtok chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla.

Entalpická bilance:

$$\dot{m}_2 \cdot cp_{2-3} \cdot (T_3 - T_2) = \dot{m}_4 \cdot cp_{4-5} \cdot (T_4 - T_5), \quad (26)$$

kde  $cp_{2-3}$  je měrná tepelná kapacita chlazené vody za střední teploty,  $T_2$ ,  $T_3$  jsou teploty vstupujícího a vystupujícího bohatého roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ,  $T_4$ ,  $T_5$  jsou teploty vstupujícího a vystupujícího chudého roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ .

#### 6.4. Generátor

Desorpce probíhá při takovém tlaku a teplotě, aby došlo k vytvoření nerovnovážného stavu a tím docházelo k uvolňování par chladiva z bohatého roztoku. Uvolňování par chladiva bude teoreticky probíhat tak dlouho, než nastane rovnovážný stav. Pro desorpci je nutné do generátoru přivádět teplo.

Toto teplo lze rozdělit na několik částí. První část tepla ohřeje roztok na takovou teplotu, aby byl se dostal do stavu syté kapaliny, dodáme roztoku tedy teplo potřebné pro ohřev z nižší teploty na vyšší. Druhá část tepla se spotřebuje na vypaření potřebného množství par chladiva.

Minimální teploty pro desorpci u oběhu  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  jsou  $75-125^\circ\text{C}$ . U oběhu amoniak voda je to  $125-170^\circ\text{C}$ . [1]

##### 6.4.1. Konstrukce

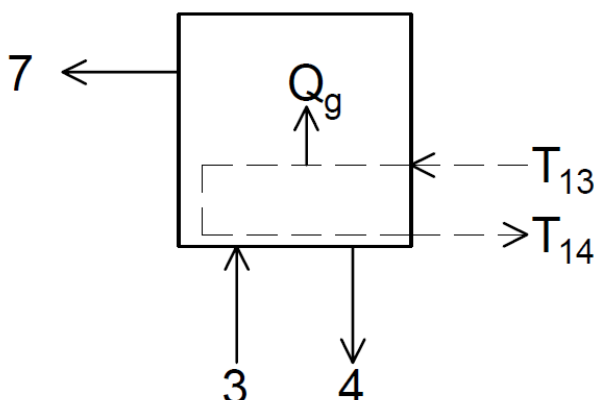
Generátor je v případě průmyslových zařízení, které jsou dodávány jako ucelené jednotky, umístěn v jedné nádobě spolu s kondenzátorem. Pro ostatní případy jako například experimentální nebo výzkumné účely se tyto dvě zařízení mohou od sebe oddělit.

Konstrukční řešení generátoru je řešeno tak, že ve spodní části jsou horizontálně umístěny trubky, kterými prochází ohřívací voda. Všechny tyto trubky jsou zatopeny bohatým roztokem  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , který na ně natéká z vrchní části. Slabý roztok se shromažďuje ve spodní části generátoru.



### 6.4.2. Bilance

Nyní sepíši hmotové a entalpickou bilanci pro generátor. Na Obr. 31 je zobrazeno bilanční schéma generátoru.



Obr. 31- Bilanční schéma generátoru

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_3 - \dot{m}_4, \quad (27)$$

kde  $\dot{m}_7$  je hmotnostní průtok vodních par z generátoru,  $\dot{m}_4$  je hmotnostní průtok chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z generátoru a  $\dot{m}_3$  je hmotnostní průtok bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla.

Hmotnostní bilance absorbentu:

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4, \quad (28)$$

kde  $x_3$  je hmotnostní zlomek bromidu lithného v bohatém roztoku a  $x_4$  je hmotnostní zlomek bromidu lithného v chudém roztoku.

Entalpická bilance:

$$Q_g = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3, \quad (29)$$

$$Q_g = \dot{m}_{13} \cdot cp_{13-14} \cdot (T_{13} - T_{14}), \quad (30)$$

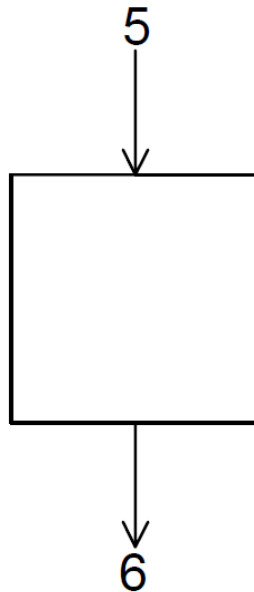
kde  $Q_g$  je dodané teplo do generátoru,  $h_7$  je entalpie vodních par z generátoru,  $h_4$  je entalpie chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z generátoru,  $h_3$  je entalpie bohatého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla,  $\dot{m}_{13}$  je hmotnostní průtok ohřívací vody v generátoru,  $cp_{13-14}$  je měrná tepelná kapacita ohřívací vody za střední teploty a  $T_{13}$ ,  $T_{14}$  jsou teploty vstupující a vystupující ohřívací vody.

## 6.5. Škrťící ventil oběhu roztoku absorbentu

Škrťící ventil oběhu roztoku absorbentu rozděluje oběh na dvě sekce, na nízkotlakou a vysokotlakou. Změna je považována za izo-entalpickou.

### 6.5.1. Bilance

Nyní sepíši hmotovou a entalpickou bilanci pro škrťící ventil. Na Obr. 31 je zobrazeno bilanční schéma generátoru. Na Obr. 32 je zobrazeno bilanční schéma škrťícího ventilu pro oběh absorbentu.



Obr. 32- Bilanční schéma škrťícího ventilu pro oběh roztoku absorbentu

Hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6, \quad (31)$$

kde  $\dot{m}_5$  je hmotnostní průtok chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla,  $\dot{m}_6$  je hmotnostní průtok chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr ze škrťícího ventilu.

Entalpická bilance:

$$h_5 = h_6, \quad (32)$$

kde  $h_5$  je entalpie chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr z rekuperačního výměníku tepla,  $h_6$  je entalpie chudého roztoku H<sub>2</sub>O-LiBr ze škrťícího ventilu.

## 6.6. Kondenzátor

Dochází zde k fázové změně chladiva. Chladivo kondenzuje, předává své výparné teplo chladicí vodě. Z kondenzátoru vychází chladivo ve stavu syté kapaliny.

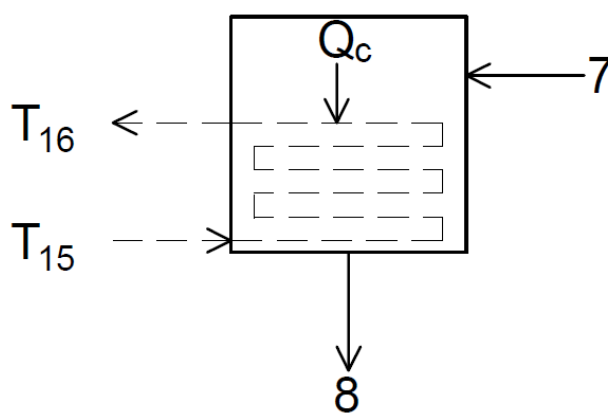
### 6.6.1. Konstrukce

Kondenzátor je v případě průmyslových zařízení, které jsou dodávány jako ucelené jednotky, umístěn v jedné nádobě spolu s generátorem. Pro ostatní případy jako například experimentální nebo výzkumné účely se tyto dvě zařízení mohou od sebe oddělit.

Kondenzátor je většinou konstrukčně řešen jako trubkový horizontální kondenzátor. Páry přecházejí z generátoru do kondenzátoru a kondenzují na horizontálních trubkách. Vzniklý kondenzát stéká po trubkách v tenkém filmu.

### 6.6.2. Bilance

Na Obr. 33 je zobrazeno bilanční schéma kondenzátoru.



Obr. 33- Bilanční schéma kondenzátoru

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, \quad (33)$$

kde  $\dot{m}_7$  je hmotnostní průtok vodních par z generátoru,  $\dot{m}_8$  je hmotnostní průtok kondenzátu z kondenzátoru.

Entalpická bilance:

$$Q_c = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (34)$$

$$Q_c = \dot{m}_{15} \cdot cp_{15-16} \cdot (T_{16} - T_{15}), \quad (35)$$

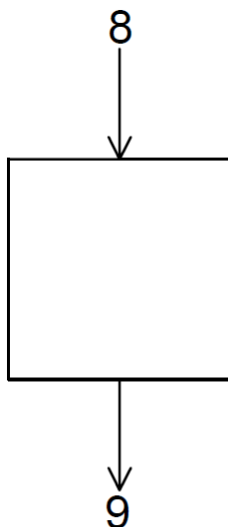
kde  $Q_c$  je odebrané teplo z kondenzátoru,  $h_7$  je entalpie vodních par z generátoru,  $h_8$  je entalpie kondenzátu z kondenzátoru,  $\dot{m}_{15}$  je hmotnostní průtok chladicí vody v kondenzátoru,  $cp_{15-16}$  je měrná tepelná kapacita chladicí vody za střední teploty a  $T_{15}, T_{16}$  jsou teploty vstupující a vystupující chladicí vody.

### 6.7. Škrťící ventil oběhu chladiva

Škrťící ventil oběhu chladiva rozděluje oběh na dvě sekce, na nízkotlakou a vysokotlakou. Změna je považována za izo-entalpickou.

### 6.7.1. Bilance

Na Obr. 32 je zobrazeno bilanční schéma škrťícího ventilu pro oběh chladiva.



Obr. 34- Bilanční schéma škrťícího ventilu pro oběh chladiva

Hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, \quad (36)$$

kde  $\dot{m}_8$  je hmotnostní průtok kondenzátu z kondenzátoru,  $\dot{m}_9$  je hmotnostní kondenzátu ze škrťícího ventilu.

Entalpická bilance:

$$h_8 = h_9, \quad (37)$$

kde  $h_8$  je entalpie kondenzátu z kondenzátoru,  $h_9$  je entalpie kondenzátu ze škrťícího ventilu.

## 6.8. Výparník

Ve výparníku dochází k vypařování chladiva. Během vypařování dochází k odvodu tepla z chlazené vody. Z výparníku vychází chladivo ve stavu syté páry.

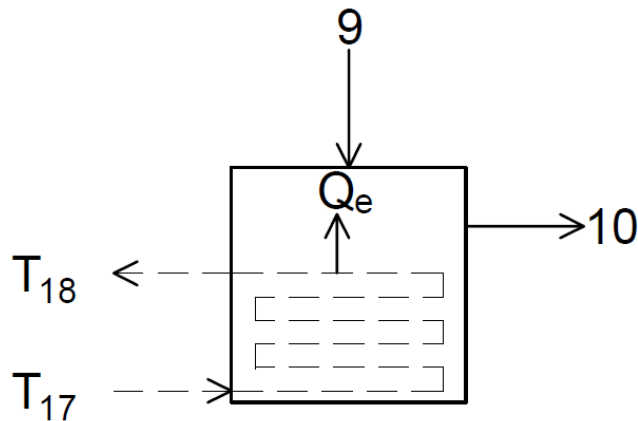
### 6.8.1. Konstrukce

Výparník je v případě průmyslových zařízení, které jsou dodávány jako ucelené jednotky, umístěn v jedné nádobě spolu s absorbérem. Pro ostatní případy jako například experimentální nebo výzkumné účely se tyto dvě zařízení mohou od sebe oddělit.

Výparník je většinou konstrukčně řešen jako trubkový horizontální výparník. Přiváděné kapalné chladivo je sprchováno na horizontálně umístěné trubky. Na vnějším povrchu trubek se vytváří tenký film kapalného chladiva, který stéká dolu na další řadu trubek a postupně se vypařuje.

### 6.8.2. Bilance

Na Obr. 35 je zobrazeno bilanční schéma výparníku.



Obr. 35- Bilanční schéma výparníku

Celková hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}, \quad (38)$$

kde  $\dot{m}_9$  je hmotnostní průtok kondenzátu ze škrtkícího ventilu,  $\dot{m}_{10}$  je hmotnostní průtok vodních par z výparníku.

Entalpická bilance:

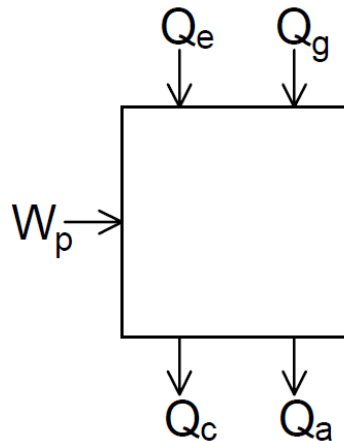
$$Q_e = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (39)$$

$$Q_e = \dot{m}_{17} \cdot c_{p17-18} \cdot (T_{17} - T_{18}), \quad (40)$$

kde  $Q_e$  je dodané teplo do výparníku,  $h_{10}$  je entalpie vodních par z výparníku,  $h_9$  je entalpie kondenzátu ze škrtkícího ventilu,  $\dot{m}_{17}$  je hmotnostní průtok chlazené vody ve výparníku,  $c_{p17-18}$  je měrná tepelná kapacita chlazené vody za střední teploty a  $T_{17}, T_{18}$  jsou teploty vstupující a vystupující chlazené vody.

## 6.9. Celková bilance oběhu

Na Obr. 36 je zobrazeno celkové bilanční schéma oběhu.



Obr. 36- Celkové bilanční schéma oběhu

Celková energetická bilance cyklu je dána:

$$Q_e + Q_g - Q_a - Q_c + W_p = 0, \quad (41)$$

kde  $Q_e$  je dodané teplo do výparníku,  $Q_g$  je dodané teplo do generátoru,  $Q_a$  je odebrané teplo z absorberu,  $Q_c$  je odebrané teplo z kondenzátoru a  $W_p$  je dodaný výkon čerpadla.

Výkon čerpadla je velice malý, jeho hodnota je kolem 5 %  $Q_g$ , proto je ho možno při výpočtu účinnosti oběhu zanedbat. Účinnosti se spočítají podle:

$$COP_R = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (42)$$

$$COP_H = \frac{Q_a + Q_c}{Q_g + W_p} = \frac{Q_a + Q_c}{Q_g}, \quad (43)$$

kde  $COP_R$  je účinnost chlazení a  $COP_H$  je účinnost ohřevu.

## 7. Návrh a výpočet oběhu a hlavních aparátů

Na základě bilančních rovnic uvedených v kapitole 6 byl vytvořen simulační model. Dále jsou uvedeny použité předpoklady pro zjednodušení simulačního modelu. Dále je uveden ukázkový výpočet každého hlavního aparátu pro navrhované parametry.

Matematický model pro výpočet oběhu absorpčního chlazení byl vytvořen v programu Excel. Model byl vytvořen tak, aby se na něm daly simulovat různé změny a zjišťovat jejich vliv například na účinnost oběhu.

Pro zjednodušení modelu oběhu absorpčního chlazení bylo učiněno několik následujících předpokladů:

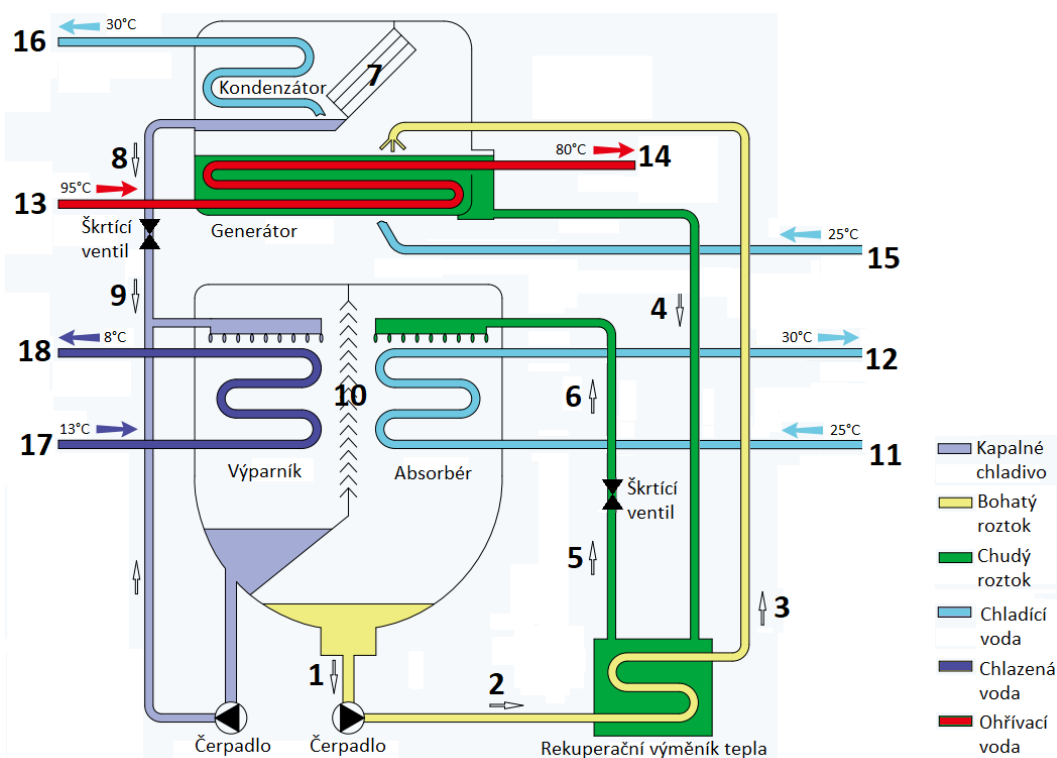
- Jedná se o ustálený stav (V žádném zařízení v systému nedochází k akumulaci hmoty).
- Tlaková ztráta v potrubí a jednotlivých zařízeních je zanedbatelná. Ve výpočtu se tedy pracuje jen se dvěma tlaky.
- Tepelné ztráty do okolí a tepelné zisky z okolí jsou zanedbatelné.
- Škracení je izoentalpické.
- Pára na výstupu z výparníku je ve stavu syté páry (proud č. 10).
- Nasycená tekutina v místech: výstupu z kondenzátoru (proud č. 8), výstupu bohatého roztoku z generátoru (proud č. 1) a výstupu z absorbéru (proud č. 4).
- Pára na výstupu z generátoru je ve stavu přehřáté páry (proud č. 7).

Pokud bychom tyto předpoklady nezahrnuly do výpočtu, výpočet by se stal daleko komplikovanějším. Je tedy jasné že vypočítané hodnoty se budou od provozních hodnot lišit. Celková účinnost skutečného oběhu tedy bude nižší.

Předpokladu, že bohatý roztok na výstupu z absorbéru je plně nasycený není nikdy možné v reálném zařízení dosáhnout, protože při plném nasycení je rozdíl koncentrací nulový, a tudíž nulová hnací síla přenosu hmoty. To znamená, že par chladiwa je v reálném zařízení absorbováno méně, a tedy průtok roztoku absorbentu musí být vyšší. Tímto vzrostou nároky na chlazení absorbéru a ohřev generátoru, a to způsobí snížení účinnosti.

Empirické rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností roztoku  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  byly převzaty z [2], [12]. Termofyzikální vlastnosti  $\text{H}_2\text{O}$  byly určeny pomocí nadstavby Xsteam v programu Excel, která využívá data z parních tabulek IAPWS IF97 [29].

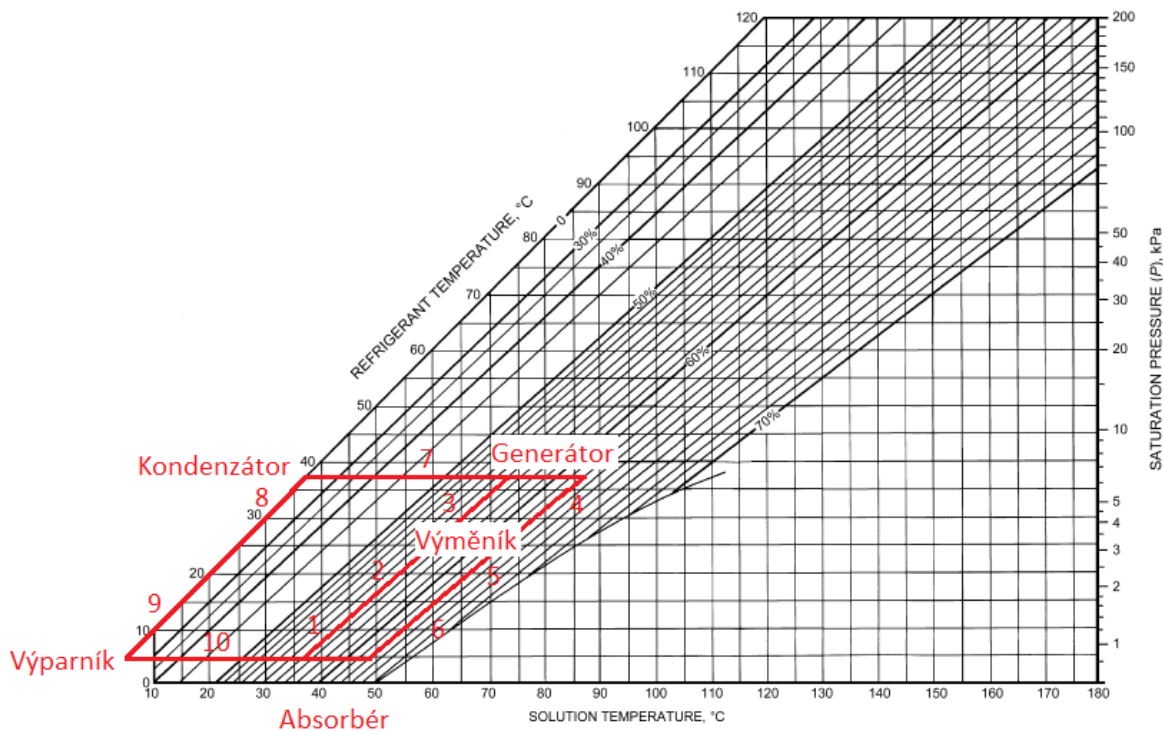
Schéma modelovaného oběhu je zobrazeno na Obr. 37. Na tomto schématu jsou zobrazena jednotlivá zařízení jako: absorbér, čerpadlo, rekuperační výměník tepla generátor, škrtkovací ventily, kondenzátor a výparník a jejich vzájemné propojení. Všechny proudy jsou označeny čísly. Proudů označených 1-10 jsou proudy uvnitř absorpčního oběhu a proudů označených 11-18 jsou vnější proudy, které jednotlivým zařízením dodávají nebo odebírají potřebné množství tepla.



Obr. 37- Schéma modelovaného oběhu

Schéma modelovaného oběhu v Dühringově grafu je zobrazeno na Obr. 38. Zde jsou také označeny vnitřní proudy oběhu 1-10. Dále jsou zde popsány jednotlivá zařízení.





Obr. 38- Schéma modelovaného oběhu v Dühringově grafu

Jednotlivé čísla proudů a jejich popis je uveden tabulce 4 níže.

Tabulka 4- Seznam proudů a jejich popis

Číslo proudů	Popis
1	Bohatý roztok voda-LiBr, Předpoklad:(na mezi sytosti)
2	Bohatý roztok voda-LiBr
3	Bohatý roztok voda-LiBr
4	Chudý roztok voda-LiBr Předpoklad:( na mezi sytosti)
5	Chudý roztok voda-LiBr
6	Chudý roztok voda-LiBr ve stavu pára-kapalina (páry vody se vypařují, když kapalina prochází přes škrťací ventil)
7	Přehřátá vodní pára (předpoklad nulový obsah LiBr)
8	Sytá kapalina (předpoklad nulový obsah páry)
9	Stav pára-kapalina (páry vody se vypařují, když kapalina prochází přes škrťací ventil)
10	Sytá vodní pára (předpoklad nulový obsah kapaliny)
11	Chladicí voda na vstupu do absorbéru
12	Chladicí voda na výstupu z absorbéru
13	Ohřivací voda na vstupu do generátoru
14	Ohřivací voda na výstupu z generátoru
15	Chladicí voda na vstupu do kondenzátoru
16	Chladicí voda na výstupu z kondenzátoru
17	Chlazená voda na vstupu do výparníku
18	Chlazená voda na výstupu z výparníku

Pro lepší orientaci v následujících grafech jsem použil barevné rozlišené hodnot podle toho, zda byly zadané, volené, spočítané z bilancí nebo spočítané z termofyzikálních vlastností. (Tabulka 5)

Tabulka 5- Popis barevných označení a jejich význam

Zadáno
Zvoleno
Spočítáno bilancemi
Spočítáno z termofyzikálních vlastností

### 7.1. Absorpční oběh

Pro výpočet oběhu byly použity hmotnostní a entalpické bilance rozepsané v kapitole 6. Dále byl výpočet zjednodušen pomocí již výše uvedených předpokladů. Vstupní hodnoty pro výpočet absorpčního oběhu jsou uvedeny v tabulce 6. Modře podbarvené hodnoty byly zadány. Červeně podbarvené hodnoty jsem volil na základě poznatku z literatury.

Výpočet oběhu byl nejdříve proveden se vstupními hodnotami pro již vypočítané konfigurace uvedené v literatuře [1] a [2]. Z toho důvodu, aby se ověřila funkčnost a správnost vytvořeného simulačního modelu. Jakmile byla ověřena správnost simulačního modelu tak jsem provedl výpočet pro zadané parametry.

Protože se mi nikde v literatuře nepovedla najít kritéria pro volbu hmotnostního zlomku chudého ( $X_4$ ) a bohatého ( $X_1$ ) roztoku  $H_2O-LiBr$ , byly hodnoty voleny podle literatury [1].

Zvolené teploty ( $T_{10}$ ,  $T_4$ ,  $T_3$ ,  $T_7$ ,) jsem volil s ohledem na vstupní hodnoty a na základně poznatků z literatury [1].

Požadovaná teplota  $T_{18}$  chlazené vody na výstupu musí být  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  a předpokládám  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  teplotní spád, volím tedy teplotu  $T_{10}$   $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nižší teplota  $T_{10}$  než  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  se nedoporučuje volit, protože by voda mohla začít tuhnout.

Teploty ( $T_7$  a  $T_4$ ) se volí podle teplot ohřívací vody ( $T_{13}$  a  $T_{14}$ ). Teplotu  $T_3$  je nutné zvolit mezi  $T_2$  a  $T_4$ , čím vyšší teplotu  $T_3$  zvolíme, tím nám poroste účinnost celého oběhu, ale zároveň nám také porostou rozměry rekuperačního výměníku tepla. Proto je nutné teplotu  $T_3$  zvolit s ohledem na oba tyto faktory. Teplotu  $T_3$  volím  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Tabulka 6- Vstupní hodnoty pro výpočet absorpčního oběhu

Popis	Označení	Hodnota	Jednotka
Chladicí výkon	$Q_e$	3000	kW
Teplota chladicí vody na vstupu do absorbéru	$T_{11}$	25	°C
Teplota chladicí vody na výstupu z absorbéru	$T_{12}$	30	°C
Teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru	$T_{15}$	25	°C
Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru	$T_{16}$	30	°C
Teplota ohřívací vody na vstupu do generátoru	$T_{13}$	95	°C
Teplota ohřívací vody na výstupu z generátoru	$T_{14}$	80	°C
Teplota chlazené vody na vstupu do výparníku	$T_{17}$	13	°C
Teplota chlazené vody na výstupu z výparníku	$T_{18}$	8	°C
Koncentrace chudého roztoku	$X_4=X_5=X_6$	62	%
Koncentrace bohatého roztoku	$X_1=X_2=X_3$	56	%
Teplota na výstupu z výparníku	$T_{10}$	3	°C
Teplota chudého roztoku na výstupu z generátoru	$T_4$	85	°C
Teplota na vstupu bohatého roztoku do generátoru	$T_3$	65	°C
Teplota přehřátých par chladiva	$T_7$	75	°C

Dále je uveden výpočet celého oběhu, krok po kroku.

Nejdříve podle zvolené teploty ( $T_{10}$ ) ve výparníku spočítám tlak na nižší teplotní hladině dle termofyzikálních vlastností (předpoklad zde se bude vypařovat sytá pára).

$$p_{10} = p_9 = p_1 = p_6 = p_{sat}(T_{10}) = 0,758kPa \quad (44)$$

Určím entalpii proudu 10 z termofyzikálních vlastností.

$$h_{10} = h_{sat-vapor}(p_{10}) = 2506,4kJ/kg \quad (45)$$

Určím tlak a entalpii proudu 4 z termofyzikálních vlastností.

$$h_4 = h_{EQ-LiBr}(T_4; X_4) = 211,3kJ/kg \quad (46)$$

$$p_2 = p_3 = p_4 = p_5 = p_7 = p_8 = p_{EQ-LiBr}(T_4; X_4) = 6,253kPa \quad (47)$$

Určím entalpii a teplotu proudu 8 a 9 (předpoklad sytá kapalina a izoentalpické škrcení).

$$h_8 = h_9 = h_{sat-liquid}(p_8) = 154,6kJ/kg \quad (48)$$

$$T_8 = T_{sat-liquid}(p_8) = 36,91^\circ C \quad (49)$$

$$T_9 = T_{10} = 3^\circ C \quad (50)$$

Z bilance výparníku určím hmotností průtok chladiva dle:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_7 = \frac{Q_e}{h_{10} - h_9} = \frac{3000}{2506,4 - 154,6} = 1,27kg/s \quad (51)$$

Určím kvalitu par po škrcení. Při izo-entalpickém škrcení se tekutina ochlazuje, ale entalpie zůstává stejná, to má za důsledek, že se teplo uvolněné ochlazením spotřebuje na skupenskou změnu tekutiny a část se jí odpaří. Nejdříve určím entalpii syté tekutiny proudu 9 a výparné teplo proudu 9 dle:

$$h_{9\_sat} = h_{sat\_liquid}(p_9) = 12,6kJ/kg \quad (52)$$

$$h_{9\_výp} = h_{sat\_vapor}(p_9) - h_{sat\_liquid}(p_9) = 2494kJ/kg \quad (53)$$

Z bilance škrtícího ventilu určím odpařené množství dle:

$$\dot{m}_{9\_odp} = \frac{\dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_{9\_sat})}{h_{9\_výp} - h_{9\_sat}} = \frac{1,276 \cdot (154,6 - 12,6)}{2494 - 12,6} = 0,073kg/s \quad (54)$$

Kvalitu par K po škrcení tedy určím dle:

$$K_{9\_vapor} = \frac{\dot{m}_{9\_odp}}{\dot{m}_9} = \frac{0,073}{1,27} = 5,7\% \quad (55)$$

Z bilance absorbéru určím průtok absorbentu dle:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \frac{\dot{m}_{10} \cdot X_1}{X_6 - X_1} = \frac{1,27 \cdot 56}{62 - 56} = 11,9kg/s \quad (56)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_6 \cdot X_6}{X_1} = \frac{11,9 \cdot 62}{56} = 13,18kg/s \quad (57)$$

Určím také teplotu, hustotu a entalpii proudu 1 z termofyzikálních vlastností.

$$T_1 = T_{EQ-LiBr}(p_1; X_1) = 33,4^\circ C \quad (58)$$

$$\rho_1 = \rho_{LiBr}(T_1; X_1) = 1639,9kg/m^3 \quad (59)$$

$$h_1 = h_{EQ-LiBr}(T_1; X_1) = 83,9kJ/kg \quad (60)$$

Určím potřebný výkon čerpadla dle:

$$W_p = \frac{\dot{m}_1 \cdot (p_2 - p_1)}{\rho_1} = \frac{13,18 \cdot (6,253 - 0,758)}{1639,9} = 44,17W \quad (61)$$

Protože je výkon čerpadla zanedbatelný uvažuji teplotu a entalpii proudu 2 stejnou jako proudu 1.

$$T_1 = T_2 = 33,4^\circ C \quad (62)$$

$$h_1 = h_2 = 83,9kJ/kg \quad (63)$$

Určím entalpii proudu 3 z termofyzikálních vlastností.

$$h_3 = h_{EQ-LiBr}(T_3; X_3) = 148,3kJ/kg \quad (64)$$

Z bilance rekuperačního výměníku tepla určím entalpii proudu 5 a 6 a předpokladu izo-entalpického škrcení dle:

$$h_5 = h_6 = \frac{\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) + \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_5} \quad (65)$$

$$= \frac{13,18 \cdot (83,9 - 148,3) + 11,9 \cdot 211,3}{11,9} = 140 \text{ kJ/kg}$$

Určím střední měrnou tepelnou kapacitu proudu 4 a 5.

$$cp_{4-5} = cp_{LiBr}(\bar{T}_{4-5}; X_4) = 1874,8 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (66)$$

Určím teplotu proudu 5 z bilance.

$$T_5 = T_4 - \frac{h_4 - h_5}{cp_{4-5}} = \frac{211,3 - 140}{1874,8} = 47^\circ\text{C} \quad (67)$$

Určím výkon rekuperačního výměníku tepla.

$$Q_{ex} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) = 11,9 \cdot (148,3 - 83,9) = 848,6 \text{ kW} \quad (68)$$

Určím kvalitu par, teplotu a koncentraci po škrcení silného roztoku LiBr. Při izo-entalpickém škrcení se tekutina ochlazuje ale entalpie zůstává stejná, to má za důsledek, že se teplo uvolněné ochlazením využije na skupenskou změnu tekutiny a část se jí odpaří. Výpočet je iterativní, nejdříve tedy zvolím:

$$X_{6-out} = 62,18\% \quad (69)$$

$$T_{6-out} = 43,03^\circ\text{C} \quad (70)$$

Určím entalpii roztoku a výparné teplo vody.

$$h_{6-out} = h_{EQ-LiBr}(T_{6-out}; X_{6-out}) = 133 \text{ kJ/kg} \quad (71)$$

$$h_{6-výp} = h_{sat-vapor}(p_6) - h_{sat-liquid}(p_6) = 2493,8 \text{ kJ/kg} \quad (72)$$

Z bilance škrtícího ventilu určím množství vypařené páry dle:

$$\dot{m}_{6-odp} = \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{6-out})}{h_{6-výp} - h_{6-out}} = \frac{11,9 \cdot (140 - 133)}{2493,8 - 133} = 0,035 \text{ kg/s} \quad (73)$$

Kvalitu par Q po škrcení tedy určím dle:

$$K_{6-vapor} = \frac{X_{6-out} - X_{6-in}}{X_{6-out}} = \frac{0,6218 - 0,62}{0,6218} = 0,296\% \quad (74)$$

Určím hmotnostní zlomek bromidu lithného dle:

$$X_{6-out} = \frac{\dot{m}_{6-LiBr}}{\dot{m}_{6-LiBr} + \dot{m}_{6-H_2O-liquid}}$$

$$= \frac{X_{6-in} \cdot \dot{m}_6}{X_{6-in} \cdot \dot{m}_6 + ((1 - X_{6-in}) \cdot \dot{m}_6 - \dot{m}_{6-odp})} \quad (75)$$

$$= \frac{0,62 \cdot 11,9}{0,62 \cdot 11,9 + ((1 - 0,62) \cdot 11,9 - 0,035)} = 62,18\%$$

Hodnota se shoduje s odhadovanou pro iteraci, dále určím teplo spotřebované pro odpaření vypočítaného množství vody dle:

$$Q_{6-odp} = \dot{m}_{6-odp} \cdot h_{6,výp} = 0,035 \cdot 2493,8 = 87,8kW \quad (76)$$

Určím střední měrnou tepelnou kapacitu a následně teplotu roztoku dle:

$$cp_{6in-6out} = cp(\bar{X}_{6in-6out}) = 1872,5J/(kgK) \quad (77)$$

$$\begin{aligned} T_{6,out} &= T_5 - \frac{Q_{6-odp}}{(\dot{m}_{6-LiBr} + \dot{m}_{6-H_2O-liquid}) \cdot cp_{6in-6out}} \\ &= T_5 - \frac{Q_{6-odp}}{(X_{6,in} \cdot \dot{m}_6 + ((1 - X_{6,in}) \cdot \dot{m}_6 - \dot{m}_{6-odp})) \cdot cp_{6in-out}} \\ &= 47 - \frac{87800}{(0,62 \cdot 11,9 + ((1 - 0,62) \cdot 11,9 - 0,035)) \cdot 1872,5} \\ &= 43,03^\circ C \end{aligned} \quad (78)$$

Hodnota se shoduje s odhadovanou pro iteraci, dále určím potřebné výkony jednotlivých zařízení.

Určím výkon absorbéru.

$$\begin{aligned} Q_a &= \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \\ &= 1,27 \cdot 2506,4 + 11,9 \cdot 140 - 13,18 \cdot 83,9 \\ &= 3757,8kW \end{aligned} \quad (79)$$

Určím entalpii proudu 7 a výkon generátoru.

$$h_7 = h_{superheated-vapor}(p_7; T_7) = 2640,5kJ/kg \quad (80)$$

$$\begin{aligned} Q_g &= \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \\ &= 11,9 \cdot 211,3 + 1,27 \cdot 2640,5 - 13,18 \cdot 148,3 \\ &= 3928,7kW \end{aligned} \quad (81)$$

Určím výkon kondenzátoru.

$$Q_c = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) = 1,27 \cdot (2640,5 - 154,6) = 3171kW \quad (82)$$

Určím účinnost pro chlazení a ohřev dle následujících rovnic. Předpoklad zanedbáváme výkon čerpadla.

$$COP_R = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{3000}{3928,7} = 0,764 \quad (83)$$

$$COP_H = \frac{Q_a + Q_c}{Q_g} = \frac{3757,8 + 3171}{3928,7} = 1,764 \quad (84)$$

Všechny výsledky jsou zobrazeny ve třech níže uvedených tabulkách.

Tabulka 7 popisuje všechny proudy a hodnoty všech důležitých fyzikálních vlastností každého proudu jako je: entalpie, hmotnostní průtok, tlak, teplota a koncentraci LiBr v roztoku.

Tabulka 7- Tabulka proudů

Číslo proudu	Popis	Entalpie	Hmotnostní průtok	Tlak	Teplota	Koncentrace
Označení		<b>h</b>	<b>m</b>	<b>p</b>	<b>T</b>	<b>X</b>
Jednotka		[kJ/kg]	[kg/s]	[kPa]	[°C]	[%]
<b>1</b>	Bohatý roztok voda-LiBr	83,929	13,182	0,758	33,468	56
<b>2</b>	Bohatý roztok voda-LiBr	83,929	13,182	6,253	33,468	56
<b>3</b>	Bohatý roztok voda-LiBr	148,307	13,182	6,253	65	56
<b>4</b>	Chudý roztok voda-LiBr	211,272	11,906	6,253	85	62
<b>5</b>	Chudý roztok voda-LiBr	139,996	11,906	6,253	46,983	62
<b>6</b>	Chudý roztok voda-LiBr ve stavu pára-kapalina	139,996	11,906	0,758	43,031	62
<b>7</b>	Přehřátá vodní pára	2640,458	1,276	6,253	75	0
<b>8</b>	Sytá kapalina	154,652	1,276	6,253	36,916	0
<b>9</b>	Stav pára-kapalina	154,652	1,276	0,758	3	0
<b>10</b>	Sytá vodní pára	2506,402	1,276	0,758	3	0

Výkony jednotlivých zařízení jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8- Výkony jednotlivých zařízení absorpčního oběhu

Zařízení	Výkon [kW]	Přívod/odvod/rekuperace tepla
<b>Výparník</b>	3000	Odvod
<b>Generátor</b>	3928,7	Přívod
<b>Absorbér</b>	3757,8	Odvod
<b>Kondenzátor</b>	3171	Odvod
<b>Čerpadlo</b>	0,044	Přívod
<b>Rekuperační tepelný výměník</b>	848,6	Rekuperace

Tabulka 9 shrnuje účinnosti pro ohřev a chlazení.

Tabulka 9- Účinnosti absorpčního oběhu

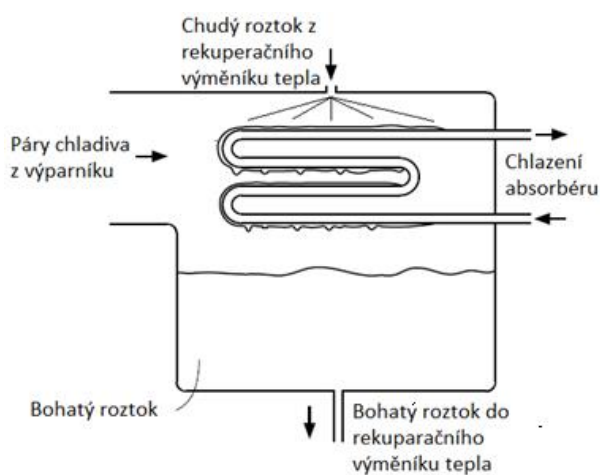
Účinnost	
$COP_R$	0,764
$COP_H$	1,764

Vidíme, že dosažená účinnost  $COP_R$  je mezi 0,5 a 0,8, což jsou běžně dosahované hodnoty pro jednostupňový chladicí oběh voda-LiBr.

## 7.2. Absorbér

Zařízení pro absorpci par chladiva (vodních par) do absorbentu (roztok voda-LiBr) je nutné navrhovat dle požadavku na přestup tepla a na přestup hmoty. Protože je absorbér nutné chladit, musí se určit minimální potřebná plocha pro přestup tepla. A protože se zde absorbují páry chladiva, musí se také určit minimální potřebná plocha pro přestup hmoty. Poté se podle plochy, která je větší, zařízení navrhne.

Volím běžné vnitřní uspořádání absorbéru, které se pro technologii absorpčního chlazení nejvíce využívá. Trubky, kterými proudí chladicí voda jsou horizontálně uloženy ve válcové nebo hranaté nádobě. Trubky jsou seshora sprchovány chudým roztokem (voda + LiBr). Takto dojde k vytvoření tenkého filmu, který postupně stéká po trubkách. Schéma absorbéru se stékajícím filmem je zobrazeno na Obr. 39. Absorbér má několik trubek v jedné řadě v několika řadách. Předpokládá se, že sprchování roztoku podél všech trubek je rovnoměrné.



Obr. 39- Schéma absorbéru [33]

Absorbér jsem navrhoval jako protiproudý tepelný výměník. Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu [25], kapitola G1-4.1. Součinitel přestupu tepla



na vnější straně trubek jsem určil dle článku [26], který se zabýval problematikou určování součinitele prostupu tepla na vnější straně horizontálně sprchovaného trubkového svazku roztokem voda-bromid lithný v absorbérech určených pro absorpční chladicí oběhy.

Protože pro stékání filmu po horizontálních trubkách jsem nenalezl žádné ověřené korelace pro výpočet  $\beta$ . Součinitel přenosu hmoty  $\beta$  jsem určil dle skript [27] pro geometrii, která je nejvíce podobná to je stékání filmu po vertikální stěně.

Vnější průměr trubek volím 18 mm a tloušťku 1 mm. Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro absorbér se stékajícím filmem chlazený vodou se pohybují v rozmezí  $150\text{--}2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Volím hodnotu  $1287,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

Tabulka 10 uvádí vstupní hodnoty, které jsou použity pro návrh a výpočet absorbéru.

Tabulka 10- Vstupní hodnoty pro výpočet absorbéru

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$T_6$	Teplota na vstupu do absorbéru	43	$^{\circ}\text{C}$
$T_1$	Teplota na výstupu z absorbéru	33,5	$^{\circ}\text{C}$
$Q_a$	Výkon absorbéru	3757,8	kW
$\dot{m}_1$	Hmotnostní průtok chladiva + roztoku LiBr z absorbéru	13,18	kg/s
$\dot{m}_6$	Hmotnosti průtok roztoku LiBr z generátoru	11,9	kg/s
$\dot{m}_{10}$	Hmotnosti průtok chladiva z výparníku	1,27	kg/s
$T_{11}$	Teplota chladicí vody vstupující do absorbéru	25	$^{\circ}\text{C}$
$T_{12}$	Teplota chladicí vody vystupující z absorbéru	30	$^{\circ}\text{C}$
$d_o$	Vnější průměr trubek	0,018	m
$s$	Tloušťka trubek	0,001	m
$d_i$	Vnitřní průměr trubek	0,016	m
$t$	Rozteč trubek	0,027	m
$L$	Délka trubek	6,5	m
$v_{11-12}$	Rychlost proudění v trubkách (zvolená)	1,2	m/s
$k_{odhad}$	Součinitel prostupu tepla (zvolený)	1287,8	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$p_a$	Tlak	101,325	kPa

Návrh a výpočet absorbéru probíhal podle následujících bodů.

### 1. Hydrodynamický výpočet

Určím střední termofyzikální vlastnosti vody, střední logaritmickeou teplotní diferencí a hmotnostní průtok vody.

$$\rho_{11-12} = \rho(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 996,378 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (85)$$

$$c_{p11-12} = c_p(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 4,181 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (86)$$

$$\mu_{11-12} = \mu(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 0,000841 Pa \cdot s \quad (87)$$

$$\vartheta_{11-12} = \vartheta(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 8,44 \cdot 10^{-7} m^2/s \quad (88)$$

$$\lambda_{11-12} = \lambda(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 0,611 W/(m \cdot K) \quad (89)$$

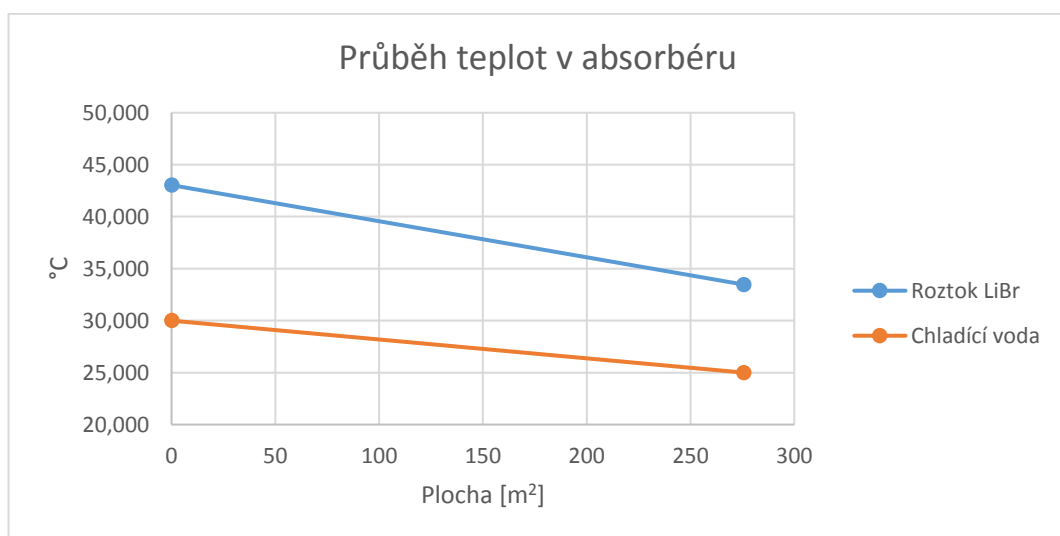
$$a_{11-12} = a(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 1,46 \cdot 10^{-7} m/s \quad (90)$$

$$Pr_{11-12} = Pr(p_a; \bar{T}_{11-12}) = 5,756 \quad (91)$$

$$\Delta T_{\ln-a} = \frac{(T_6 - T_{12}) - (T_1 - T_{11})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{12}}{T_1 - T_{11}}\right)} = \frac{(43,031 - 30) - (33,468 - 25)}{\ln\left(\frac{43,031 - 30}{33,468 - 25}\right)} \quad (92)$$

$$= 10,585^\circ C$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \frac{Q_a}{cp_{11-12} \cdot (T_{12} - T_{11})} = \frac{3757,758}{4,181 \cdot (30 - 25)} = 179,7 kg/s \quad (93)$$



Graf 1- Průběh teplot v absorběru

Určím objemový průtok vody dle:

$$\bar{V}_{11-12} = \frac{\dot{m}_{11}}{\rho_{11-12}} = \frac{179,7}{996,378} = 0,18 m^3/s \quad (94)$$

Určím průtočný průřez podle zvolené rychlosti proudění dle:

$$S_{a-průtočný} = \frac{\bar{V}_{11-12}}{v_{11-12}} = \frac{0,18}{1,2} = 0,15 m^2 \quad (95)$$

Určím průtočný průřez jedné trubky dle:

$$S_{tr-průtočný} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002 m^2 \quad (96)$$

Určím teoretický počet trubek dle volené rychlosti proudění dle:

$$n_{tr-teor-průtok} = \frac{S_a}{S_{tr}} = \frac{0,15}{0,0002} = 747,8 \quad (97)$$

Volím počet trubek pro jeden tah:

$$n_{tr-zvolené-průtok} = 750 \quad (98)$$

Určím reálnou rychlost proudění v trubkách dle:

$$v_{11-12} = \frac{\bar{V}_{11-12}}{S_{tr} \cdot n_{zvolené}} = \frac{0,18}{0,0002 \cdot 750} = 1,2m/s \quad (99)$$

## 2. Tepelný výpočet

Určím potřebnou teplosměnnou plochu, počet trubek a počet tahů dle:

$$S_{a-teor-teplo} = \frac{Q_a}{k \cdot \Delta T_{ln-a}} = \frac{3757758}{1287 \cdot 10,585} = 275,64m^2 \quad (100)$$

$$n_{tr\_teor\_teplo} = \frac{S_{a-teor-teplo}}{S_{tr-povrch}} = \frac{S_{a-teor-teplo}}{\pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{275,64}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 749,9 \quad (101)$$

$$n_{tr\_zvolené\_teplo} = 750 \quad (102)$$

$$n_{tah} = \frac{n_{tr\_zvolené\_teplo}}{n_{tr\_zvolené\_průtok}} = \frac{750}{750} = 1 \quad (103)$$

$$\begin{aligned} S_{a-reálná-teplo} &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot S_{tr-povrch} \\ &= n_{tr\_zvolené\_teplo} \cdot n_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \\ &= 750 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018 = 275,7m^2 \end{aligned} \quad (104)$$

Nyní zvolím rozložení trubek a rozměry. Volím trubky do čtvercového uspořádání. Tvar absorberu volím obdélníkový. Počet trubek v jedné řadě volím:

$$n_{řada} = 25 \quad (105)$$

Počet řad vypočtu dle:

$$n_{sloupec} = \frac{n_{tr-zvolené-teplo}}{n_{řada}} = \frac{750}{25} = 30 \quad (106)$$

Určím šířku a výšku trubkového svazku

$$W = n_{řada} \cdot t = 25 \cdot 0,027 = 0,68m \quad (107)$$

$$H = n_{sloupec} \cdot t = 30 \cdot 0,027 = 0,81m \quad (108)$$

Dále je nutné ověřit hodnotu odhadnutého součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto nejdříve musím určit  $\alpha_{in}$ ,  $\lambda_{pipe}$  a  $\alpha_{out}$ . Určím součinitel přestupu tepla uvnitř trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Určím Reynoldsovo číslo,  $\varepsilon$  a Nusseltovo číslo.

$$Re_{11-12} = \frac{v_{11-12} \cdot d_i}{\vartheta_{11-12}} = \frac{1,2 \cdot 0,016}{8,44 \cdot 10^{-7}} = 22661 \quad (109)$$

$Re > 10^4$ , jedná se o turbulentní proudění, postupují dle rovnic určených pro turbulentní proudění.

$$\varepsilon = (1,8 \cdot \log(Re_{11-12}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(22661) - 1,5)^{-2} = 0,025 \quad (110)$$

$$Nu_m = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{11-12} \cdot Pr_{11-12}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} \cdot (Pr_{11-12}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\frac{0,025}{8} \cdot 22661 \cdot 5,756}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,025}{8}} \cdot (5,756^{\frac{2}{3}} - 1)} = 160,956 \quad (111)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_m \cdot \lambda_{11-12}}{d_i} = \frac{160,956 \cdot 0,611}{0,016} = 6149,7 W/(m^2 \cdot K) \quad (112)$$

Trubky volím z mědi. Určím tepelnou vodivost mědi dle [2]:

$$\lambda_{tr} = \lambda(\bar{T}_{tr}) = 382,9 W/(m \cdot K) \quad (113)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle [26]. Nejdříve určím hmotnostní průtok na 1 m délky trubky.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_6}{n_{rada} \cdot L} = \frac{11,906}{25 \cdot 6,5} = 0,0733 kg/m \cdot s \quad (114)$$

Protože film stéká po trubkách z obou stran, je nutné ještě průtok vydělit 2.

$$\dot{m}_s = \frac{\Gamma}{2} = \frac{0,0733}{2} = 0,0366 g/m \cdot s \quad (115)$$

Určím termofyzikální vlastnosti stékajícího filmu (dle příloha C)

$$\rho_f = \rho(\bar{T}_{6-1}; \bar{X}_{6-1}) = 1694,113 kg/m^3 \quad (116)$$

$$\mu_f = \mu(\bar{T}_{6-1}; \bar{X}_{6-1}) = 0,00603 Pa \cdot s \quad (117)$$

$$\lambda_f = \lambda(\bar{T}_{6-1}; \bar{X}_{6-1}) = 0,442 W/(m \cdot K) \quad (118)$$

$$\vartheta_f = \vartheta(\bar{T}_{6-1}; \bar{X}_{6-1}) = 3,559 \cdot 10^{-6} m^2/s \quad (119)$$

$$\sigma_f = \sigma(\bar{T}_{6-1}; \bar{X}_{6-1}) = 0,086 N/m \quad (120)$$

Výpočtové předpoklady jsou: stékání filmu je laminární a trubky jsou plně omočeny, tedy součinitel omočení je:

$$WR = 1 \quad (121)$$

Určím tloušťku stékajícího filmu v místě ( $\theta = 90^\circ$ ), úhel je měřen od místa nátoky do místa odtoku filmu ( $\theta \in \langle 0^\circ | 180^\circ \rangle$ ) dle:

$$\delta_f = \left( \frac{3 \cdot \mu_f \cdot \dot{m}_s}{WR \cdot \rho_f^2 \cdot g \cdot \sin(\theta)} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{3 \cdot 0,00603 \cdot 0,0366}{1 \cdot 1694,113^2 \cdot 9,81 \cdot 1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (122)$$

$$= 2,9 \cdot 10^{-4} m$$

Určím  $\alpha_{out}$  dle:

$$\alpha_{out} = \frac{5}{8} \cdot WR \cdot \frac{\lambda_f}{\delta_f} = \frac{5}{8} \cdot 1 \cdot \frac{0,442}{2,9 \cdot 10^{-4}} = 2468,6 W / (m^2 \cdot K) \quad (123)$$

Fouling faktory na obou stranách volím dle [2]

$$F_{in} = F_{out} = 9 \cdot 10^{-5} W / (m^2 \cdot K) \quad (124)$$

Součinitel prostupu tepla určím dle:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + F_{out} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_o}\right)}{2 \cdot \lambda_{pipe}} + F_{in} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (125)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2468,6} + 9 \cdot 10^{-5} + \frac{0,018 \cdot \ln\left(\frac{0,016}{0,018}\right)}{2 \cdot 382,9} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right) + \frac{1}{6149,7} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right)}$$

$$= 1288 W / (m^2 \cdot K)$$

Vypočítaný součinitel prostupu tepla je vyšší než odhadnutý. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

### 3. Výpočet absorpce

Protože pro stékání filmu po horizontálních trubkách jsem nenašel korelace pro výpočet  $\beta$ . Určím součinitel přenosu hmoty  $\beta$  dle skript [27]. Použiji korelace pro geometrii, která je nejvíce podobná, a to je stékání filmu po vertikální stěně. Určím termofyzikální vlastnosti a odečtu hodnotu součinitele molekulární difuze pro parametry roztoku dle [28].

$$\rho_6 = \rho(T_6; X_6) = 1748,359 kg/m^3 \quad (126)$$

$$\rho_1 = \rho(T_1; X_1) = 1639,866 kg/m^3 \quad (127)$$

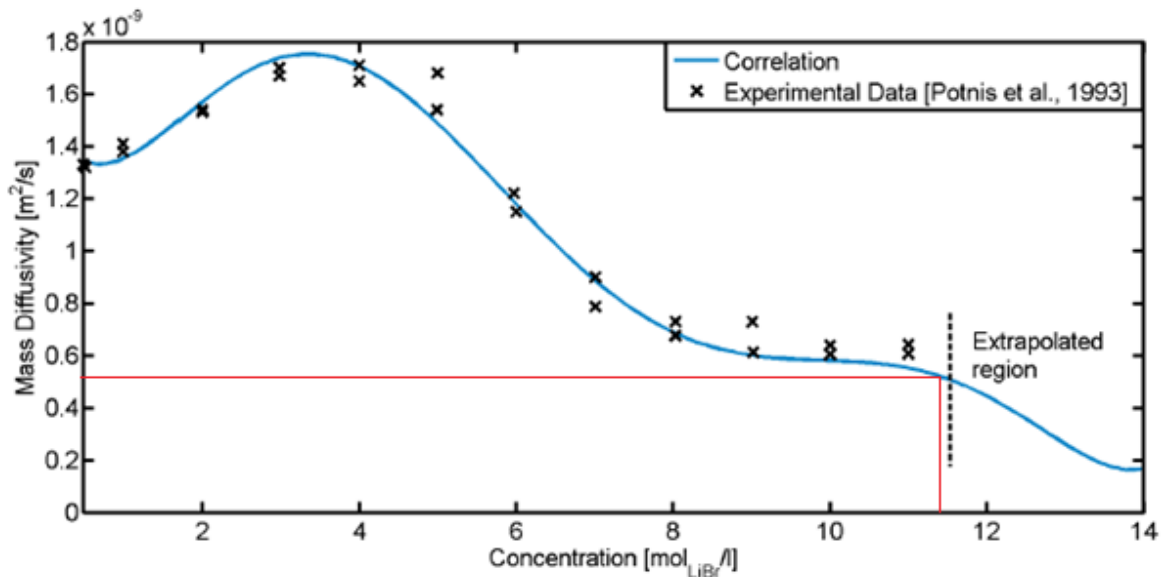
$$M_{LiBr} = 86,8 kg/kmol \quad (128)$$

$$c_{LiBr}^{nv} = \frac{\frac{(c_{6LiBr}^{mv} + c_{1LiBr}^{mv})}{2}}{M_{LiBr}} = \frac{(\rho_6 \cdot X_6 + \rho_1 \cdot X_1)}{2 M_{LiBr}} \quad (129)$$

$$= \frac{(1748,359 \cdot 0,62 + 1639,866 \cdot 0,55)}{2 M_{LiBr}}$$

$$= 11,439 mol/l$$

Z grafu tedy odečtu součinitele molekulární difuze.



Obr. 40- Difuzivita vodních par v roztoku vody-LiBr [28]

$$D_{voda-LiBr} = 0,5 \cdot 10^{-9} m^2/s \quad (130)$$

Korelace pro výpočet  $\beta$  při stékání filmu po vertikální stěně je platná za následujících podmínek:  $Re < 1000$  ;  $We < 1$ . Musím tyto bezrozměrná čísla spočítat a určit, zda-li je vztah pro výpočet  $\beta$  platný.

Určím Reynoldsovo číslo dle:

$$Re_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,366}{0,00603} = 24,3 \quad (131)$$

Určím střední hodnotu rychlosti stékání filmu a Weberovo číslo.

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_f \cdot \delta_f} = \frac{0,366}{1694,113 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4}} = 0,075 m/s \quad (132)$$

$$We = \bar{u} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f \cdot \delta_f}{\sigma_f}} = 0,075 \cdot \sqrt{\frac{1694,113 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4}}{0,086}} = 0,18 \quad (133)$$

Obě podmínky jsou splněny, korelace lze tedy použít. Vypočtu součinitel přenosu hmoty  $\beta$  dle:

$$\begin{aligned} \beta &= 2,935 \cdot D_{voda-LiBr} \cdot L \cdot \left( \frac{g}{\vartheta_f^5 \cdot Re_f^4} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 2,935 \cdot 0,5 \cdot 10^{-9} \cdot 0,018 \\ &\quad \cdot \left( \frac{9,81}{(3,559 \cdot 10^{-6})^5 \cdot 24,3^4} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,000968 m/s \end{aligned} \quad (134)$$

Kde jako charakteristickou délku  $L$  použiji vnější průměr trubky  $d_o$ . Protože jsem součinitel přenosu hmoty  $\beta$  určil dle korelace pro stékání filmu po vertikální stěně, je nutné brát, že jeho hodnota je pouze orientační, reálná hodnota pro stékání filmu po horizontálních trubkách se bude lišit, proto je tedy nutné brát tuto hodnotu s rezervou. Dále, protože na straně par jsou čisté vodní páry, odpor pro přestup hmoty zde zanedbávám, protože je minimální v porovnání s odporem na straně kapaliny. Určím  $\%_{hm} \text{LiBr}$  a  $\%_{hm} \text{H}_2\text{O}$  pro rovnovážný a reálný stav pro vstup (proud č.6) a výstup (proud č.1) z absorberu. Ze zadání znám:

$$X_{1-eq-LiBr} = 56 \%_h LiBr \quad (135)$$

$$X_{6-eq-LiBr} = X(T_6; p_6) = 60,913 \%_h LiBr \quad (136)$$

Z rovnice (75) znám:

$$X_{6-reálné-LiBr} = 62,184 \%_h LiBr \quad (137)$$

Nyní si určím  $\%_{hm} \text{H}_2\text{O}$ .

$$X_{1-eq-H_2O} = 100 - X_{1-eq-LiBr} = 100 - 56 = 44 \%_h H_2O \quad (138)$$

$$\begin{aligned} X_{6-eq-H_2O} &= 100 - X_{6-eq-LiBr} = 100 - 60,912 \\ &= 39,087 \%_h H_2O \end{aligned} \quad (139)$$

$$\begin{aligned} X_{6-reálné-H_2O} &= 100 - X_{6-reálné-LiBr} = 100 - 62,184 \\ &= 37,816 \%_h H_2O \end{aligned} \quad (140)$$

Výstupní  $\%_{hm} \text{H}_2\text{O}$  určím jako 95 % rovnovážné tedy:

$$X_{1-reálné-H_2O} = 0,95 \cdot X_{1-eq-LiBr} = 0,95 \cdot 44 = 41,8 \%_h H_2O \quad (141)$$

Určím  $\%_{hm} \text{LiBr}$  reálné na výstupu.

$$\begin{aligned} X_{1-reálné-LiBr} &= 100 - X_{1-reálné-H_2O} = 100 - 41,8 \\ &= 58,2 \%_h LiBr \end{aligned} \quad (142)$$

Určím hmotnostní průtoky LiBr a vody pro rovnovážný a reálný stav pro vstup i výstup. Obecně lze napsat:

$$\frac{X_{H_2O}}{100} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{LiBr} + \dot{m}_{H_2O}} \quad (143)$$

Z této rovnice si vyjádřím  $\dot{m}_{H_2O}$  a vypočtu všechny průtoky.  $\dot{m}_{LiBr}$  určím dle:

$$\dot{m}_{LiBr} = \frac{X_6}{100} \cdot \dot{m}_6 = \frac{62}{100} \cdot 11,906 = 7,381 \text{ kg/s} \quad (144)$$

$$\dot{m}_{6-eq-H_2O} = \frac{\frac{X_{6-eq-H_2O}}{100} \cdot \dot{m}_{LiBr}}{1 - \frac{X_{6-eq-H_2O}}{100}} = \frac{\frac{39,087}{100} \cdot 7,381}{1 - \frac{39,087}{100}} = 4,737 \text{ kg/s} \quad (145)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{6-reálné-H_2O} &= \frac{\frac{X_{6-reálné-H_2O}}{100} \cdot \dot{m}_{LiBr}}{1 - \frac{X_{6-reálné-H_2O}}{100}} = \frac{\frac{37,816}{100} \cdot 7,381}{1 - \frac{37,816}{100}} \\ &= 4,489 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (146)$$

$$\dot{m}_{1-eq-H_2O} = \frac{\frac{X_{1-eq-H_2O}}{100} \cdot \dot{m}_{LiBr}}{1 - \frac{X_{1-eq-H_2O}}{100}} = \frac{\frac{44}{100} \cdot 7,381}{1 - \frac{44}{100}} = 5,8 \text{ kg/s} \quad (147)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{1-reálné-H_2O} &= \frac{\frac{X_{1-reálné-H_2O}}{100} \cdot \dot{m}_{LiBr}}{1 - \frac{X_{1-reálné-H_2O}}{100}} = \frac{\frac{39,087}{100} \cdot 7,381}{1 - \frac{39,087}{100}} \\ &= 5,302 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (148)$$

Určím hmotnostní koncentraci H<sub>2</sub>O.

$$\rho_{H_2O} = \rho(p_6; \bar{T}_{6-1}) = 991,033 \text{ kg/m}^3 \quad (149)$$

$$\rho_{LiBr} = 3460 \text{ kg/m}^3 \quad (150)$$

$$\begin{aligned} c_{6-eq-H_2O} &= \frac{\dot{m}_{6-eq-H_2O}}{V_{směs}} = \frac{\dot{m}_{6-eq-H_2O}}{\frac{\dot{m}_{6-eq-H_2O}}{\rho_{H_2O}} + \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\rho_{LiBr}}} \\ &= \frac{4,737}{\frac{4,737}{991,033} + \frac{7,381}{3460}} = 685,193 \text{ kg}_{H_2O}/\text{m}^3_{směs} \end{aligned} \quad (151)$$

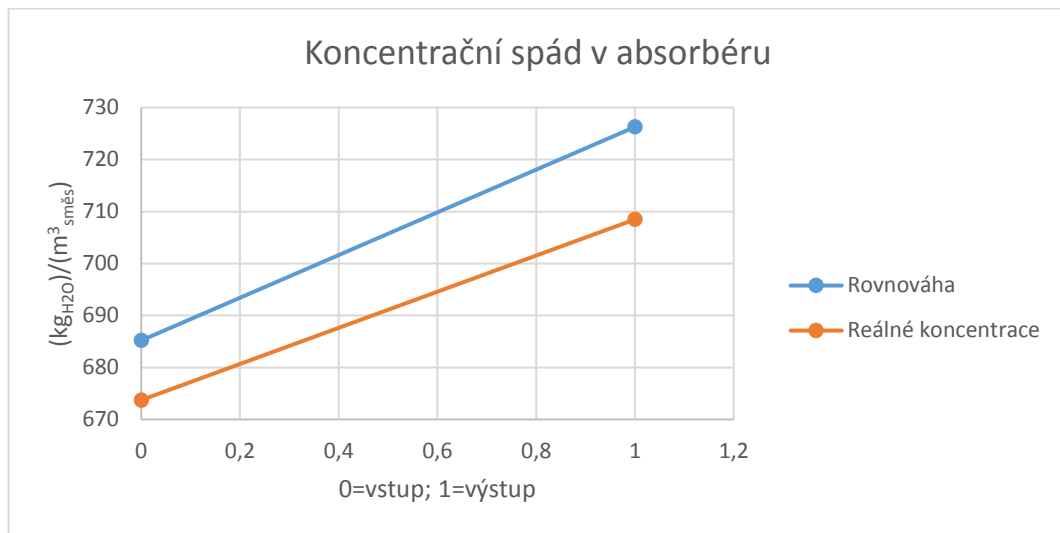
$$\begin{aligned} c_{6-reálné-H_2O} &= \frac{\dot{m}_{6-reálné-H_2O}}{V_{směs}} = \frac{\dot{m}_{6-reálné-H_2O}}{\frac{\dot{m}_{6-reálné-H_2O}}{\rho_{H_2O}} + \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\rho_{LiBr}}} \\ &= \frac{4,489}{\frac{4,489}{991,033} + \frac{7,381}{3460}} = 673,717 \text{ kg}_{H_2O}/\text{m}^3_{směs} \end{aligned} \quad (152)$$

$$\begin{aligned} c_{1-eq-H_2O} &= \frac{\dot{m}_{1-eq-H_2O}}{V_{směs}} = \frac{\dot{m}_{1-eq-H_2O}}{\frac{\dot{m}_{1-eq-H_2O}}{\rho_{H_2O}} + \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\rho_{LiBr}}} \\ &= \frac{5,8}{\frac{5,8}{991,033} + \frac{7,381}{3460}} = 726,275 \text{ kg}_{H_2O}/\text{m}^3_{směs} \end{aligned} \quad (153)$$



$$\begin{aligned}
c_{1-reálné-H2O} &= \frac{\dot{m}_{1-reálné-H2O}}{V_{směs}} = \frac{\dot{m}_{1-reálné-H2O}}{\frac{\dot{m}_{1-reálné-H2O}}{\rho_{H2O}} + \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\rho_{LiBr}}} \\
&= \frac{5,302}{\frac{5,302}{991,033} + \frac{7,381}{3460}} = 708,486 \text{ kmol}_{H2O} / \text{m}^3_{směs}
\end{aligned}
\tag{154}$$

Nyní si vykreslím průběh koncentrací rovnovážného a reálného stavu do grafu a určím střední logaritmický rozdíl koncentrací.



Graf 2- Koncentrační spád v absorběru

$$\begin{aligned}
\Delta c_{ln} &= \frac{(c_{6-eq-H2O} - c_{6-reálné-H2O}) - (c_{1-eq-H2O} - c_{1-reálné-H2O})}{\ln \frac{(c_{6-eq-H2O} - c_{6-reálné-H2O})}{(c_{1-eq-H2O} - c_{1-reálné-H2O})}} \\
&= \frac{(685,193 - 673,717) - (726,275 - 708,486)}{\ln \frac{(685,193 - 673,717)}{(726,275 - 708,486)}} \\
&= 14,403 \text{ kg}_{H2O} / \text{m}^3_{směs}
\end{aligned}
\tag{155}$$

Tedy mohu určit hustotu hmotnostního toku.

$$\dot{m}_{H2O} = \beta \cdot \Delta c_{ln} = 0,000968 \cdot 14,403 = 0,014 \text{ kg}_{H2O} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})
\tag{156}$$

Určím potřebné množství absorbovaných par chladiva, které je dáno součtem hmotnostního průtoku par z výparníku a části vypařených par ze škrťacího ventilu.

Vypočtu potřebnou plochu pro absorpci daného množství.

$$\Delta \dot{m}_{H2O} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{6,odp} = 1,267 + 0,035 = 1,311 \text{ kg/s}
\tag{157}$$

$$S_{absorpce} = \frac{\Delta \dot{m}_{H2O}}{\dot{m}_{H2O}} = \frac{1,311}{0,014} = 94 \text{ m}^2
\tag{158}$$

Nutná plocha pro přestup hmoty (absorpci) je 2,9 x nižší než plocha nutná pro přestup tepla. Limitním faktorem v tomto případě je tedy přestup tepla a plocha musí být zvolena dle něj. To znamená, že máme jistou rezervu pro součinitel přenosu hmoty  $\beta$ . Pokud by tedy  $\beta$  bylo až 2,9 x menší bude nám stále plocha pro absorpci vodních par stačit. Vypočítané hodnoty pro absorber jsou uvedeny v tabulce 11.

Tabulka 11- Výstupní hodnoty absorberu

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$\dot{m}_{11}$	Průtok chladicí vody	179,7	kg/s
$\Delta T_{ln-a}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	10,6	°C
v	Rychlost proudění v trubkách	1,2	m/s
k	Součinitel prostupu tepla	1288	$W/(m^2 \cdot K)$
S	Teplosměnná plocha	275,7	$m^2$
$n_{tr}$	Počet trubek	750	-
$n_{tah}$	Počet tahů	1	-
$n_{tr \text{ 1 tah}}$	Počet trubek v jednom tahu	750	-
$n_{řada}$	Počet trubek v jedné řadě (zvolená)	25	-
$n_{sloupec}$	Počet trubek ve jednom sloupci	30	-
W	Šířka	0,68	m
H	Výška	0,81	m
$\beta$	Součinitel přenosu hmoty	0,00097	m/s
$S_{absorpce}$	Plocha nutná pro absorpci	94,013	$m^2$

Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro výměník se stékajícím filmem chlazený vodou se pohybují v rozmezí 150-2000  $W/(m^2 \cdot K)$ . V mém případě jsem vypočítal hodnotu 1288  $W/(m^2 \cdot K)$ , tato hodnota tedy leží v uvedeném rozsahu. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

### 7.3. Rekuperační výměník tepla

Výměník tepla se navrhuje pro potřebný tepelný výkon vypočítaný z bilance. Z výpočtu absorpčního oběhu jsou dány průtoky, entalpie a teploty obou proudů na vstupu i výstupu.

Výměník jsem navrhoval jako protiproudý tepelný výměník typu shell and tube. Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu [25], kapitola G1-4.1. Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu [25], kapitola G8.

Vnější průměr trubek volím 18 mm a tloušťku 1 mm. Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro výměník tepla kapalina-kapalina se pohybují v rozmezí 150-1200  $W/(m^2 \cdot K)$ . Volím hodnotu 710  $W/(m^2 \cdot K)$ .

Tabulka 12 uvádí vstupní hodnoty, které jsou použity pro návrh a výpočet rekuperačního výměníku tepla.

Tabulka 12- Vstupní hodnoty pro výpočet rekuperačního výměníku tepla.

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$Q_{ex}$	Výkon výměníku tepla	848,6	kW
$T_2$	Teplota bohatého roztoku Li-Br – voda na vstupu	33,5	°C
$T_3$	Teplota bohatého roztoku Li-Br – voda na výstupu	65	°C
$\dot{m}_2$	Hmotnostní průtok bohatého roztoku Li-Br – voda	13,18	kg/s
$T_4$	Teplota chudého roztoku Li-Br – voda na vstupu	85	°C
$T_5$	Teplota chudého roztoku Li-Br – voda na výstupu	47	°C
$\dot{m}_2$	Hmotnostní průtok chudého roztoku Li-Br – voda	11,9	kg/s
$d_o$	Vnější průměr trubek	0,018	m
$s$	Tloušťka trubek	0,001	m
$d_i$	Vnitřní průměr trubek	0,016	m
$t$	Rozteč	0,027	m
$L$	Délka trubek	6,500	m
$v_{2-3}$	Rychlost proudění v trubkách (zvolená)	1,5	m/s
$k_{odhad}$	Součinitel prostupu tepla (zvolený)	710	$W/(m^2 \cdot K)$
$p_{ex}$	Tlak	6,253	kPa

Návrh a výpočet rekuperačního výměníku tepla probíhal podle následujících bodů.

### 1. Hydrodynamický výpočet

Určím střední termofyzikální vlastnosti proudu 2 a 3, 4 a 5 a 4 a 5 na stěně. Dále určením střední logaritmickou teplotní diferencí.

$$\rho_{2-3} = \rho(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 1629,6 \text{ kg/m}^3 \quad (159)$$

$$cp_{2-3} = cp(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 2,03 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (160)$$

$$\mu_{2-3} = \mu(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 0,0032 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (161)$$

$$\vartheta_{2-3} = \vartheta(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 1,97 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (162)$$

$$\lambda_{2-3} = \lambda(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 0,468 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \quad (163)$$

$$a_{2-3} = a(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 1,41 \cdot 10^{-7} \text{ m/s} \quad (164)$$

$$Pr_{2-3} = Pr(p_{ex}; \bar{T}_{2-3}) = 13,94 \quad (165)$$

$$\rho_{4-5} = \rho(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 1732,6 \text{ kg/m}^3 \quad (166)$$

$$cp_{4-5} = cp(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 1,87 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (167)$$

$$\mu_{4-5} = \mu(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 0,0039 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (168)$$

$$\vartheta_{4-5} = \vartheta(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 2,29 \cdot 10^{-6} m^2/s \quad (169)$$

$$\lambda_{4-5} = \lambda(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 0,486 W/(m \cdot K) \quad (170)$$

$$a_{4-5} = a(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 1,49 \cdot 10^{-7} m/s \quad (171)$$

$$Pr_{4-5} = Pr(p_{ex}; \bar{T}_{4-5}) = 15,3 \quad (172)$$

$$\rho_{(4-5)w} = \rho(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 1744,1 kg/m^3 \quad (173)$$

$$cp_{(4-5)w} = cp(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 1,87 kJ/(kg \cdot K) \quad (174)$$

$$\mu_{(4-5)w} = \mu(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 0,0053 Pa \cdot s \quad (175)$$

$$\vartheta_{(4-5)w} = \vartheta(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 3,06 \cdot 10^{-6} m^2/s \quad (176)$$

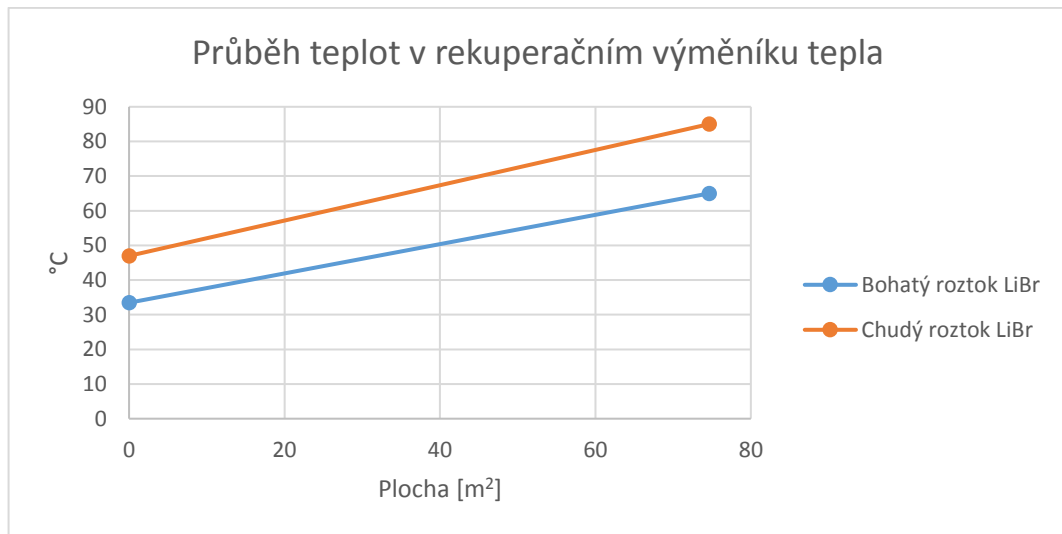
$$\lambda_{(4-5)w} = \lambda(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 0,467 W/(m \cdot K) \quad (177)$$

$$a_{(4-5)w} = a(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 1,43 \cdot 10^{-7} m/s \quad (178)$$

$$Pr_{(4-5)w} = Pr(p_{ex}; \bar{T}_{(4-5)w}) = 21,4 \quad (179)$$

$$\Delta T_{ln-ex} = \frac{(T_5 - T_2) - (T_4 - T_3)}{\ln\left(\frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_3}\right)} = \frac{(47 - 33,5) - (85 - 65)}{\ln\left(\frac{47 - 33,5}{85 - 65}\right)} \quad (180)$$

$$= 16,5^\circ C$$



Graf 3- Průběh teplot v rekuperačním výměníku tepla

Dle poznatků z rešerše volím umístění proudu 2-3 do trubek a proudu 4-5 do mezitrubkového prostoru. Určím objemový průtok vody, průtočný průřez podle zvolené rychlosti proudění, počet trubek a reálnou rychlost proudění.

$$\bar{V}_{2-3} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{2-3}} = \frac{13,182}{1629,6} = 0,008 m^3/s \quad (181)$$

$$S_{ex} = \frac{\bar{V}_{2-3}}{v_{2-3}} = \frac{0,008}{1,5} = 0,004 m^2 \quad (182)$$

$$S_{tr\_průtočný} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002m^2 \quad (183)$$

$$n_{tr\_teor\_průtok} = \frac{S_{ex}}{S_{tr\_průtočný}} = \frac{0,004}{0,0002} = 27 \quad (184)$$

$$n_{tr\_zvolené\_průtok} = 29 \quad (185)$$

$$v_{vypočítaná} = \frac{\bar{V}_{2-3}}{S_{tr\_průtočný} \cdot n_{zvolené}} = \frac{0,008}{0,0002 \cdot 29} = 1,39m/s \quad (186)$$

## 2. Tepelný výpočet

Určím potřebnou teplosměnnou plochu nutnou pro prostup tepla. Také určím počet trubek a počet tahů dle:

$$S_{ex} = \frac{Q_{ex}}{k \cdot \Delta T_{ln-ex}} = \frac{848600}{710 \cdot 16,5} = 72,2m^2 \quad (187)$$

$$n_{tr-teor-teplo} = \frac{S_{ex}}{S_{tr-povrch}} = \frac{S_{ex}}{\pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{72,2}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 196,5 \quad (188)$$

$$n_{tr-zvolené-teplo} = 203 \quad (189)$$

$$n_{tah} = \frac{n_{tr-zvolené-teplo}}{n_{tr-zvolené\_průtok}} = \frac{203}{29} = 7 \quad (190)$$

$$\begin{aligned} S_{c-reálná-teplo} &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot S_{tr-povrch} \\ &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \\ &= 203 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018 = 74,6m^2 \end{aligned} \quad (191)$$

Nyní zvolím rozložení trubek a rozměry. Volím trubky do čtvercového uspořádání. Tvar rekuperačního výměníku tepla volím válcový. Průměr určím dle:

$$D_i = 2 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n_{tr-zvolené-teplo}}{\pi}} = 2 \cdot 0,027 \cdot \sqrt{\frac{203}{\pi}} = 0,44 \quad (192)$$

Volím tedy  $D_i=0,46m$ .

Rozteč přepážek volím:

$$t_{přepážky} = 0,5m \quad (193)$$

Počet přepážek volím:

$$n_{přepážky} = 12 \quad (194)$$

Výšku přepážky volím:

$$H_{přepážky} = 0,345m \quad (195)$$

Velikost největší mezery mezi přepážkou a nádobou je tedy

$$H_{okno} = D_i - H_{přepážky} = 0,46 - 0,345 = 0,115m \quad (196)$$

Z náčrtku určím počet trubek, do kterých nezasahuje přepážka:

$$n_{tr-mimo\ přepážku} = 70 \quad (197)$$

Průměr díry pro trubky v přepážce volím:

$$d_{přepážka} = 0,019m \quad (198)$$

Průměr přepážky volím:

$$D_{přepážka} = 0,457m \quad (199)$$

Průměr největší kružnice, která sahá až po nejzválenější okraj trubky určím z náčrtku:

$$D_{krajní\ trubky} = 0,4449m \quad (200)$$

Dále je nutné ověřit hodnotu odhadnutého součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto nejdříve musím určit  $\alpha_{in}$ ,  $\lambda_{pipe}$  a  $\alpha_{out}$ . Určím součinitel přestupu tepla uvnitř trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Určím Reynoldsovo číslo,  $\varepsilon$ , Nusseltovo číslo.

$$Re_{2-3} = \frac{v_{2-3} \cdot d_i}{\vartheta_{2-3}} = \frac{1,39 \cdot 0,016}{1,97 \cdot 10^{-6}} = 11288 \quad (201)$$

$Re > 10^4$ , jedná se o turbulentní proudění, postupuji dle rovnic určených pro turbulentní proudění.

$$\varepsilon = (1,8 \cdot \log(Re_{2-3}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(11288) - 1,5)^{-2} = 0,0297 \quad (202)$$

$$Nu_{m,c} = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{2-3} \cdot Pr_{2-3}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} \cdot (Pr_{2-3}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\frac{0,0297}{8} \cdot 11288 \cdot 13,94}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0297}{8}} \cdot (13,94^{\frac{2}{3}} - 1)} = 126,4 \quad (203)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_{m,c} \cdot \lambda_{2-3}}{d_i} = \frac{126,4 \cdot 0,468}{0,016} = 3697W/(m^2 \cdot K) \quad (204)$$

Trubky volím z mědi. Určím tepelnou vodivost mědi dle [2]:

$$\lambda_{tr} = \lambda(\bar{T}_{tr}) = 381,3W/(m \cdot K) \quad (205)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle vztahů v [25] VDI Heat Atlasu, kapitola G8. Protože volím uložení do čtverce tak:

$$a = b = 1,5 \quad (206)$$

Vypočtu součinitel  $\Psi$  podle rovnice 16 dle [25] G8.

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,5} = 0,48 \quad (207)$$

Vypočtu charakteristickou délku  $l$  podle rovnice 4 dle [25] G8.

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_o = \frac{\pi}{2} \cdot 0,018 = 0,028m \quad (208)$$

Vypočtu plochu průřezu  $A_f$  podle rovnici 15 dle [25] G8.

$$A_f = D_i \cdot t_{přepážky} = 0,46 \cdot 0,5 = 0,23m^2 \quad (209)$$

Určím objemový průtok proudy 4,5 dle:

$$\bar{V}_{4-5} = \frac{\dot{m}_4}{\rho_{4-5}} = \frac{11,906}{1732,6} = 0,0069m^3/s \quad (210)$$

Vypočtu charakteristickou rychlost  $w$  podle rovnice 14 dle [25] G8.

$$w = \frac{\bar{V}_{4-5}}{A_f} = \frac{0,0069}{0,23} = 0,03m/s \quad (211)$$

Vypočtu Reynoldsovo číslo  $Re_{\psi,l}$  podle rovnice 12 dle [25] G8.

$$Re_{\psi,l} = \frac{w \cdot l}{\psi \cdot \vartheta_{4-5}} = \frac{0,03 \cdot 0,028}{0,48 \cdot 2,29 \cdot 10^{-6}} = 773,6 \quad (212)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{l,lam}$  podle rovnice 10 dle [25] G8.

$$Nu_{l,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,l}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{4-5}} = 0,664 \cdot \sqrt{773,6} \cdot \sqrt[3]{15,3} = 45,8 \quad (213)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{l,turb}$  podle rovnice 11 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} Nu_{l,turb} &= \frac{0,037 \cdot Re_{\psi,l}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi,l}^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \\ &= \frac{0,037 \cdot 773,6^{0,8} \cdot 15,3}{1 + 2,443 \cdot 773,6^{-0,1} \cdot (15,3^{\frac{2}{3}} - 1)} = 15,5 \end{aligned} \quad (214)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{l,0}$  podle rovnice 9 dle [25] G8.

$$Nu_{l,0} = 0,3 + \sqrt{Nu_{l,lam}^2 + Nu_{l,turb}^2} = 0,3 + \sqrt{45,8^2 + 15,5^2} = 48,7 \quad (215)$$

Vypočtu faktor uspořádání  $f_A$  podle rovnice 18 dle [25] G8.

$$f_A = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{b}{a} - 0,3\right)}{\psi^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{a} + 0,7\right)^2} = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{1,5}{1,5} - 0,3\right)}{0,48^{1,5} \cdot \left(\frac{1,5}{1,5} + 0,7\right)^2} = 1,52 \quad (216)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{0,bundle}$  podle rovnice 8 dle [25] G8.

$$Nu_{0,bundle} = f_A \cdot Nu_{L,0} = 1,52 \cdot 48,7 = 73,8 \quad (217)$$

Vypočtu korekční faktor pro teplotu  $f_P$  podle rovnice 22 dle [25] G8.

$$f_P = \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} = \left( \frac{15,3}{21,4} \right)^{0,11} = 0,96 \quad (218)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{bundle}$  podle rovnice 7 dle [25] G8.

$$Nu_{bundle} = f_P \cdot Nu_{0,bundle} = 0,96 \cdot 73,8 = 71,1 \quad (219)$$

Vypočtu součinitel  $R_G$  podle rovnice 27 dle [25] G8.

$$R_G = \frac{n_{tr-mimo\ přeřážku}}{n_{tr-zvolené-teplo}} = \frac{70}{203} = 0,34 \quad (220)$$

Vypočtu korekční faktor pro geometrii  $f_G$  podle rovnice 26 dle [25] G8.

$$f_G = 1 - R_G + 0,524 \cdot R_G^{0,32} = 1 - 0,34 + 0,524 \cdot 0,34^{0,32} = 1,02 \quad (221)$$

Vypočtu plochu  $A_{GTB}$  podle rovnice 30 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} A_{GTB} &= \left( n_{tr-zvolené-teplo} - \frac{n_{tr-mimo\ přeřážku}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{Přeřážka}^2 - d_O^2)}{4} \\ &= \left( 203 - \frac{70}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (19^2 - 18^2)}{4} = 4882 mm^2 \end{aligned} \quad (222)$$

Vypočtu úhel k výřezu přeřážky  $\gamma$  podle rovnice 32 dle [25] G8.

$$\gamma = 2 \cdot \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot H_{okno}}{H_{přeřážka}} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \cdot 0,115}{0,457} \right) = 120,44^\circ \quad (223)$$

Vypočtu plochu  $A_{GSB}$  podle rovnice 31 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} A_{GSB} &= \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_{přeřážka}^2) \cdot \frac{360 - \gamma}{360} \\ &= \frac{\pi}{4} (0,46^2 - 0,457^2) \cdot \frac{360 - 120,44}{360} = 1437,8 mm^2 \end{aligned} \quad (224)$$

Vypočtu plochu  $A_{SG}$  podle rovnice 29 dle [25] G8.

$$A_{SG} = A_{GTB} + A_{GSB} = 4882 + 1437,8 = 6319,8 mm^2 \quad (225)$$

Z náčrtku určím velikost mezery mezi trubkami  $e$ , velikost mezery mezi nejkratější trubkou a nádobou  $e_1$ , a součet všech mezer v řezu  $L_e$ .

$$e = 9 mm \quad (226)$$

$$e_1 = 18,5 mm \quad (227)$$

$$L_e = 172 mm \quad (228)$$

Vypočtu plochu  $A_E$  podle rovnice 34 dle [25] G8.



$$A_E = t_{\text{přepážky}} \cdot L_e = 500 \cdot 172 = 86000 \text{ mm}^2 \quad (229)$$

Vypočtu poměr  $R_L$  podle rovnice 33 dle [25] G8.

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} = \frac{6319,8}{86000} = 0,07 \quad (230)$$

Vypočtu korekční faktor pro zkratovité proudění  $f_L$  podle rovnice 28 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} f_L &= 0,4 \cdot \frac{A_{GTB}}{A_{SG}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{A_{GTB}}{A_{SG}}\right) \exp(-1,5 \cdot R_L) \\ &= 0,4 \cdot \frac{4882}{6319,8} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{4882}{6319,8}\right) \exp(-1,5 \cdot 0,07) \\ &= 0,93 \end{aligned} \quad (231)$$

Vypočtu plochu  $A_B$  podle rovnice 38 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} A_B &= t_{\text{přepážky}} \cdot (D_i - D_{\text{krajní trubky}} - e) = 500 \cdot (460 - 444,9 - 9) \\ &= 3050 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (232)$$

Vypočtu poměr  $R_B$  podle rovnice 37 dle [25] G8.

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} = \frac{3050}{86000} = 0,035 \quad (233)$$

Pro  $Re_{\psi,l} > 100$

$$\beta = 1,35 \quad (234)$$

Počet těsnících lišt

$$n_S = 0 \quad (235)$$

Vypočtu korekční faktor pro bypass proudění  $f_B$  podle rovnice 35 dle [25] G8.

$$\begin{aligned} f_B &= \exp\left(-\beta \cdot R_B \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_S}{n_{MR}}}\right)\right) \\ &= \exp\left(-1,35 \cdot 0,035 \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0}{n_{MR}}}\right)\right) = 0,95 \end{aligned} \quad (236)$$

Vypočtu korekční faktor pro mezitrubkový prostor  $f_w$  podle rovnice 25 dle [25] G8.

$$f_w = f_G \cdot f_L \cdot f_B = 1,02 \cdot 0,93 \cdot 0,95 = 0,909 \quad (237)$$

Vypočtu Nusseltovo číslo  $Nu_{\text{shell}}$  podle rovnice 25 dle [25] G8.

$$Nu_{\text{shell}} = f_w \cdot Nu_{\text{bundle}} = 0,909 \cdot 71,1 = 64,65 \quad (238)$$

Vypočtu součinitel přestupu tepla  $\alpha_{\text{out}}$  podle rovnice 5 dle [25] G8.

$$\alpha_{out} = \frac{Nu_{shell} \cdot \lambda_{4-5}}{l} = \frac{64,65 \cdot 0,486}{0,028} = 1112,8 W/(m^2 \cdot K) \quad (239)$$

Fouling faktory na obou stranách volím dle [2]

$$F_{in} = F_{out} = 9 \cdot 10^{-5} W/(m^2 \cdot K) \quad (240)$$

Součinitel prostupu tepla určím dle:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + F_{out} + \frac{d_o \cdot \ln(\frac{d_i}{d_o})}{2 \cdot \lambda_{pipe}} + F_{in} \cdot (\frac{d_o}{d_i}) + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot (\frac{d_o}{d_i})} \quad (241)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1112,8} + 9 \cdot 10^{-5} + \frac{0,018 \cdot \ln(\frac{0,016}{0,018})}{2 \cdot 381,3} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot (\frac{0,018}{0,016}) + \frac{1}{3697} \cdot (\frac{0,018}{0,016})}$$

$$= 718/(m^2 \cdot K)$$

Vypočítané hodnoty pro rekuperační výměník tepla jsou uvedeny v tabulce 13.

Tabulka 13- Výstupní hodnoty rekuperačního výměníku tepla

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$\Delta T_{in-ex}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	16,5	°C
$v_{tr}$	Rychlost proudění v trubkách	1,39	m/s
k	Součinitel prostupu tepla	718	$W/(m^2 \cdot K)$
S	Teplosměnná plocha	74,6	$m^2$
$n_{tr}$	Počet trubek	203	-
$n_{tah}$	Počet tahů	7	-
$n_{tr \text{ 1 tah}}$	Počet trubek v jednom tahu	29	-
D	Průměr	0,46	m

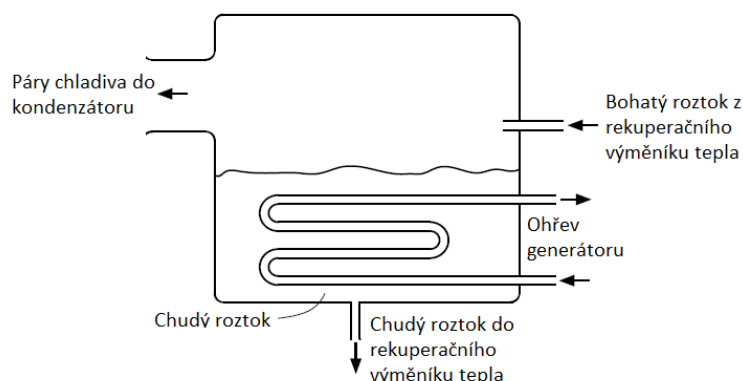
Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro výměník tepla kapalina-kapalina se pohybují v rozmezí  $150-1200 W/(m^2 \cdot K)$ . V mém případě jsem vypočítal hodnotu  $718 W/(m^2 \cdot K)$ , tato hodnota tedy leží v uvedeném rozsahu. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

#### 7.4. Generátor

Zařízení pro desorpci par chladiva (vodních par) z absorbentu (roztok voda-LiBr) se navrhuje dle požadavku na přestup tepla. Generátoru dodáváme teplo na ohřátí roztoku vody-LiBr do stavu syté kapaliny a teplo na vypaření potřebného množství par chladiva (vody).

Volím běžné vnitřní uspořádání generátoru, které se pro technologii absorpčního chlazení nejvíce využívá. V generátoru jsou horizontálně uložené trubky, které jsou zatopeny bohatým roztokem (voda + LiBr). Ohřívací voda, která proudí v trubkách předává,

teplo bohatému roztoku a z něj se uvolňují páry chladiva. Schéma generátoru je zobrazeno na Obr. 41.



Obr. 41- Schéma generátoru [33]

Generátor jsem navrhoval jako protiproudý tepelný výměník. Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu, kapitola H2.

Vnější průměr trubek volím 18 mm a tloušťku 1 mm. Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro var v nemíchané nádobě se pohybují v rozmezí  $500-1200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Volím hodnotu  $1032 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

Tabulka 14 uvádí vstupní hodnoty, které jsou použity pro návrh a výpočet generátoru.

Tabulka 14- Vstupní hodnoty pro výpočet generátoru

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$Q_g$	Výkon generátoru	3928,77	kW
$T_3$	Teplota na vstupu do generátoru	65	°C
$T_4$	Teplota na výstupu z generátoru	85	°C
$\dot{m}_3$	Hmotnostní průtok roztoku voda + LiBr na vstupu do generátoru	13,18	kg/s
$T_{13}$	Teplota ohřívací vody na vstupu	95	°C
$T_{14}$	Teplota ohřívací vody na výstupu	80	°C
$d_o$	Vnější průměr trubek	0,018	m
$s$	Tloušťka trubek	0,001	m
$d_i$	Vnitřní průměr trubek	0,016	m
$t$	Rozteč	0,027	m
$L$	Délka trubek	6,5	m
$v_{13-14}$	Rychlost proudění v trubkách (zvolená)	1,5	m/s
$K_{odhad}$	Součinitel prostupu tepla (zvolený)	1032	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$p_g$	Tlak	101,325	kPa

Návrh a výpočet generátoru probíhal podle následujících bodů.

## 1. Hydrodynamický výpočet

Určím střední termofyzikální vlastnosti vody, střední logaritmickou teplotní diferenci a hmotnostní průtok vody.

$$\rho_{13-14} = \rho(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 966,99 \text{ kg/m}^3 \quad (242)$$

$$cp_{13-14} = cp(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 4,2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (243)$$

$$\mu_{13-14} = \mu(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 0,00032 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (244)$$

$$\vartheta_{13-14} = \vartheta(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 3,34 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (245)$$

$$\lambda_{13-14} = \lambda(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 0,67 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \quad (246)$$

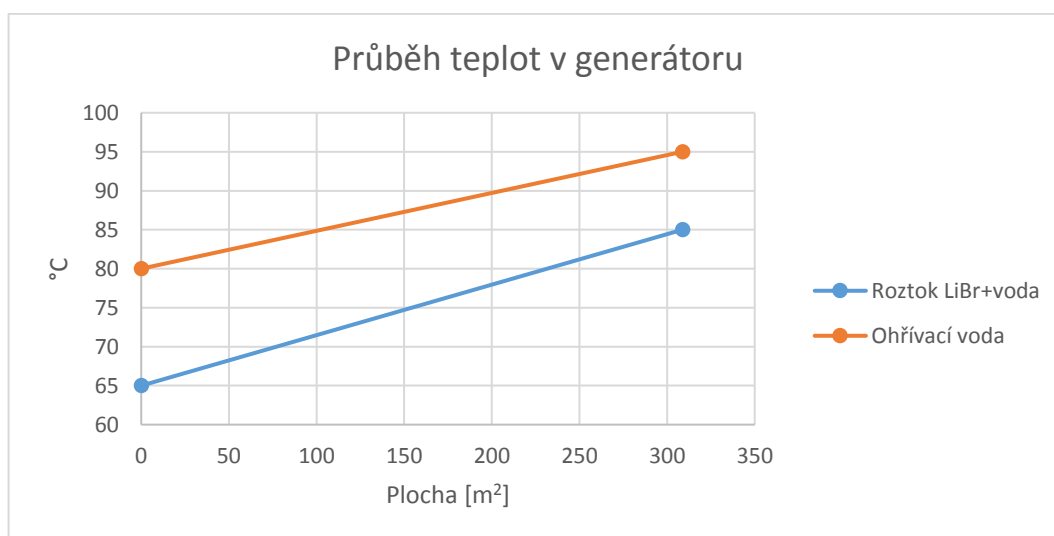
$$a_{13-14} = a(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 1,65 \cdot 10^{-7} \text{ m/s} \quad (247)$$

$$Pr_{13-14} = Pr(p_g; \bar{T}_{13-14}) = 2 \quad (248)$$

$$\Delta T_{\ln_g} = \frac{(T_{14} - T_3) - (T_{13} - T_4)}{\ln\left(\frac{T_{14} - T_3}{T_{13} - T_4}\right)} = \frac{(80 - 65) - (95 - 85)}{\ln\left(\frac{80 - 65}{95 - 85}\right)} \quad (249)$$

$$= 12,33^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \frac{Q_g}{cp_{13-14} \cdot (T_{14} - T_{13})} = \frac{3928,77}{4,2 \cdot (95 - 80)} = 62,33 \text{ kg/s} \quad (250)$$



Graf 4- Průběh teplot v generátoru

Určím objemový průtok vody, průtočný průřez podle zvolené rychlosti proudění, počet trubek a reálnou rychlost proudění.

$$\bar{V}_{13-14} = \frac{\dot{m}_{13}}{\rho_{13-14}} = \frac{62,33}{966,99} = 0,064 \text{ m}^3/\text{s} \quad (251)$$

$$S_g = \frac{\bar{V}_{13-14}}{v_{13-14}} = \frac{0,064}{1,5} = 0,043 \text{ m}^2 \quad (252)$$

$$S_{tr\_průtočný} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002m^2 \quad (253)$$

$$n_{tr\_teor\_průtok} = \frac{S_g}{S_{tr\_průtočný}} = \frac{0,043}{0,0002} = 213,7 \quad (254)$$

$$n_{tr\_zvolené\_průtok} = 210 \quad (255)$$

$$v_{vypočítaná} = \frac{\bar{V}_{13-14}}{S_{tr\_průtočný} \cdot n_{zvolené}} = \frac{0,064}{0,0002 \cdot 210} = 1,53m/s \quad (256)$$

## 2. Tepelný výpočet

Určím potřebnou teplosměnnou plochu, počet trubek a počet tahů dle:

$$S_g = \frac{Q_g}{k \cdot \Delta T_{ln\_g}} = \frac{3928770}{1032 \cdot 12,33} = 308,7m^2 \quad (257)$$

$$n_{tr\_teor\_teplo} = \frac{S_g}{S_{tr\_povrch}} = \frac{S_g}{\pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{306,34}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 839,9 \quad (258)$$

$$n_{tr\_zvolené\_teplo} = 840 \quad (259)$$

$$n_{tah} = \frac{n_{tr\_zvolené\_teplo}}{n_{tr\_zvolené\_průtok}} = \frac{840}{210} = 4 \quad (260)$$

$$\begin{aligned} S_{g-reálná-teplo} &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot S_{tr-povrch} \\ &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \\ &= 840 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018 = 308,75m^2 \end{aligned} \quad (261)$$

Nyní zvolím rozložení trubek a rozměry. Volím trubky do čtvercového uspořádání. Tvar výparníku volím obdélníkový. Počet trubek v jedné řadě volím:

$$n_{řada} = 70 \quad (262)$$

Počet řad vypočtu dle:

$$n_{sloupec} = \frac{n_{tr\_zvolené\_teplo}}{n_{řada}} = \frac{840}{70} = 12 \quad (263)$$

Určím šířku a výšku trubkového svazku

$$W = n_{řada} \cdot t = 70 \cdot 0,027 = 1,89m \quad (264)$$

$$H = n_{sloupec} \cdot t = 12 \cdot 0,027 = 0,33m \quad (265)$$

Dále je nutné ověřit hodnotu odhadnutého součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto nejdříve musím určit  $\alpha_{in}$ ,  $\lambda_{pipe}$  a  $\alpha_{out}$ . Určím součinitel přestupu tepla uvnitř trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Určím Reynoldsovo číslo,  $\varepsilon$ , Nusseltovo číslo.

$$Re_{13-14} = \frac{v_{13-14} \cdot d_i}{\vartheta_{13-14}} = \frac{1,53 \cdot 0,016}{3,35 \cdot 10^{-7}} = 72974 \quad (266)$$

$Re > 10^4$ , jedná se o turbulentní proudění, postupují dle rovnic určených pro turbulentní proudění.

$$\varepsilon = (1,8 \cdot \log(Re_{13-14}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(72974) - 1,5)^{-2} = 0,019 \quad (267)$$

$$Nu_m = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{13-14} \cdot Pr_{13-14}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} \cdot (Pr_{13-14}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\frac{0,019}{8} \cdot 72974 \cdot 2}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,019}{8}} \cdot (2^{\frac{2}{3}} - 1)} = 260,59 \quad (268)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_{m,g} \cdot \lambda_{13-14}}{d_i} = \frac{260,59 \cdot 0,67}{0,016} = 10938,7 W/(m^2 \cdot K) \quad (269)$$

Trubky volím z mědi. Určím tepelnou vodivost mědi dle [2]:

$$\lambda_{tr} = \lambda(\bar{T}_{tr}) = 379,9 W/(m \cdot K) \quad (270)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola H2. Z VDI Heat Atlasu nejprve vyberu hodnotu  $\alpha_{voda-experimental}$ ;  $p_c$ ;  $q_0$ .

$$\alpha_{voda-experimental} = 5600 W/(m \cdot K) \quad (271)$$

$$p_c = 22064 kPa \quad (272)$$

$$q_0 = 20 W/m^2 \quad (273)$$

Tlak v generátoru je:

$$p_g = 6,25 kPa \quad (274)$$

Určím tepelný tok dle:

$$q_g = \frac{Q_g}{S_g} = \frac{3928765}{308,75} = 12,83 W/m^2 \quad (275)$$

Určím redukovaný tlak dle:

$$p^* = \frac{p_g}{p_c} = \frac{6,2}{22064} = 0,00028 \quad (276)$$

Určím parametr  $n$  dle:

$$n = 0,9 - 0,3 \cdot (p^*)^{0,15} = 0,9 - 0,3 \cdot (0,00028)^{0,15} = 0,81 \quad (277)$$

Určím parametr  $F_{p^*}$  dle:

$$\begin{aligned}
 F_{p^*} &= 1,73 \cdot (p^*)^{0,27} + 6,1 \cdot (p^*)^{0,15} + \frac{0,68 \cdot (p^*)^2}{1 - (p^*)^2} \\
 &= 1,73 \cdot (0,00028)^{0,27} + 6,1 \cdot (0,00028)^{0,15} \\
 &\quad + \frac{0,68 \cdot (0,00028)^2}{1 - (0,00028)^2} = 0,38
 \end{aligned}
 \tag{278}$$

Určím parametr  $F_q$  dle:

$$F_q = \left(\frac{q}{q_0}\right)^n = \left(\frac{12,83}{20}\right)^{0,81} = 0,7
 \tag{279}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky určím dle:

$$\alpha_{out} = F_q \cdot F_{p^*} \cdot \alpha_{voda-experimental} = 0,7 \cdot 0,38 \cdot 5600 = 1483,4 W/(m^2 \cdot K)
 \tag{280}$$

Fouling faktory na obou stranách volím dle [2]

$$F_{in} = F_{out} = 9 \cdot 10^{-5} W/(m^2 \cdot K)
 \tag{281}$$

Součinitel prostupu tepla určím dle:

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + F_{out} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_o}\right)}{2 \cdot \lambda_{pipe}} + F_{in} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{1483,4} + 9 \cdot 10^{-5} + \frac{0,018 \cdot \ln\left(\frac{0,016}{0,018}\right)}{2 \cdot 379,9} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right) + \frac{1}{10938,7} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right)} \\
 &= 1036 W/(m^2 \cdot K)
 \end{aligned}
 \tag{282}$$

Vypočítané hodnoty pro generátor jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15- Výstupní hodnoty generátoru

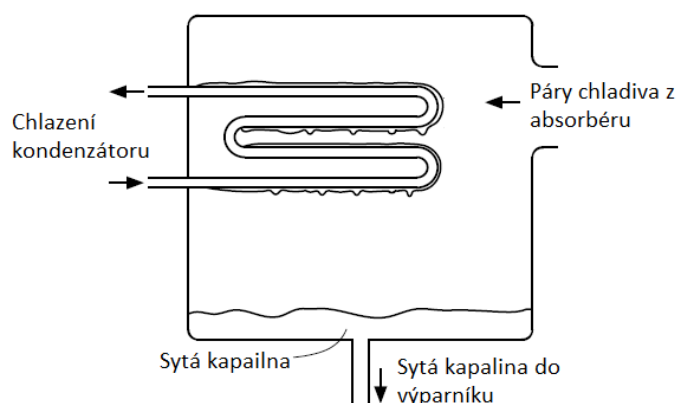
Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$\dot{m}_{13}$	Průtok ohřívací vody	62,3	kg/s
$\Delta T_{\ln-g}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	12,3	°C
$v_{tr}$	Rychlost proudění v trubkách	1,5	m/s
k	Součinitel prostupu tepla	1036	$W/(m^2 \cdot K)$
S	Teplosměnná plocha	308,8	$m^2$
$n_{tr}$	Počet trubek	840	-
$n_{tah}$	Počet tahů	4	-
$n_{tr \text{ 1 tah}}$	Počet trubek v jednom tahu	210	-
$n_{řada}$	Počet trubek v jedné řadě	70	-
$n_{sloupec}$	Počet trubek ve jednom sloupci	12	-
W	Šířka	1,89	m
H	Výška	0,33	m

Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro var v nemíchané nádobě se pohybují v rozmezí  $500\text{--}1200\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . V mém případě jsem vypočítal hodnotu  $1036\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , tato hodnota tedy leží v uvedeném rozsahu. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

## 7.5. Kondenzátor

Kondenzátor par chladiva se navrhuje na přestup tepla. V kondenzátoru dochází nejdříve k ochlazení přehřátých par na páry syté a poté ke kondenzaci sytých par. Předpokládáme, že z kondenzátoru odhází sytá kapalina.

Volím běžné vnitřní uspořádání kondenzátoru par chladiva, které se pro technologii absorpčního chlazení nejvíce využívá. Trubky, kterými proudí chladicí voda jsou horizontálně uloženy ve válcové nebo hranaté nádobě. Okolo trubek proudí přehřátá pára, která na nich kondenzuje. Takto se pomalu vytváří tenký film, který postupně stéká po trubkách. Kondenzátor má několik řad a několik trubek v jedné řadě. Sprchování roztoku podél všech trubek je rovnoměrné. Schéma kondenzátoru je zobrazeno na Obr. 42.



Obr. 42- Schéma kondenzátoru [33]

Kondenzátor jsem navrhoval jako protiproudý tepelný výměník. Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu, kapitola J1-4.2.

Vnější průměr trubek volím 18 mm a tloušťku 1 mm. Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro kondenzátor chlazený proudící vodou se pohybují v rozmezí  $1500\text{--}4000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Volím hodnotu  $1680\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

Tabulka 16 uvádí vstupní hodnoty, které jsou použity pro návrh a výpočet kondenzátoru.



Tabulka 16- Vstupní hodnoty pro výpočet kondenzátoru

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$Q_c$	Výkon kondenzátoru	3171	kW
$T_7$	Teplota na vstupu do kondenzátoru	75	°C
$T_8$	Teplota na výstupu z kondenzátoru	36,9	°C
$\dot{m}_7$	Hmotnostní průtok par chladiva	1,276	kg/s
$T_{15}$	Teplota chladicí vody na vstupu	25	°C
$T_{16}$	Teplota chladicí vody na výstupu	30	°C
$d_o$	Vnější průměr trubek	0,018	m
$s$	Tloušťka trubek	0,001	m
$d_i$	Vnitřní průměr trubek	0,016	m
$t$	Rozteč	0,027	m
$L$	Délka trubek	6,500	m
$v_{15-16}$	Rychlost proudění v trubkách (zvolená)	1,5	m/s
$k_{odhad}$	Součinitel prostupu tepla (zvolený)	1680	$W/(m^2 \cdot K)$
$p_c$	Tlak	101,325	kPa

Návrh a výpočet kondenzátoru probíhal podle následujících bodů.

### 1. Hydrodynamický výpočet

Určím střední termofyzikální vlastnosti vody.

$$\rho_{15-16} = \rho(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 996,38 \text{ kg/m}^3 \quad (283)$$

$$c_{p_{15-16}} = c_p(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 4,18 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (284)$$

$$\mu_{15-16} = \mu(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 0,00084 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (285)$$

$$\vartheta_{15-16} = \vartheta(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 8,45 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (286)$$

$$\lambda_{15-16} = \lambda(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 0,611 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \quad (287)$$

$$a_{15-16} = a(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 1,47 \cdot 10^{-7} \text{ m/s} \quad (288)$$

$$Pr_{15-16} = Pr(p_c; \bar{T}_{15-16}) = 5,76 \quad (289)$$

Nejdříve musím spočítat jaké teplo je třeba odebrat přehřáté páře pro ochlazení na sytou páru. Určím tedy entalpii syté páry pro proud 7. dle:

$$h_{7-sat-vapor} = h_{sat-vapor}(p_7) = 2568,02 \text{ kJ/kg} \quad (290)$$

Entalpii proudu 7 jsem určil v rovnici (80). Množství odebraného tepla určím dle:

$$\begin{aligned} Q_{c-ochlazení} &= \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_{7-sytá-pára}) \\ &= 1,276 \cdot (2640,46 - 2568,02) = 92,4 \text{ kW} \end{aligned} \quad (291)$$

Entalpii proudu 8 jsem určil v rovnici (48) Nyní určím množství odebraného tepla pro kondenzaci syté páry na sytou kapalinu dle:

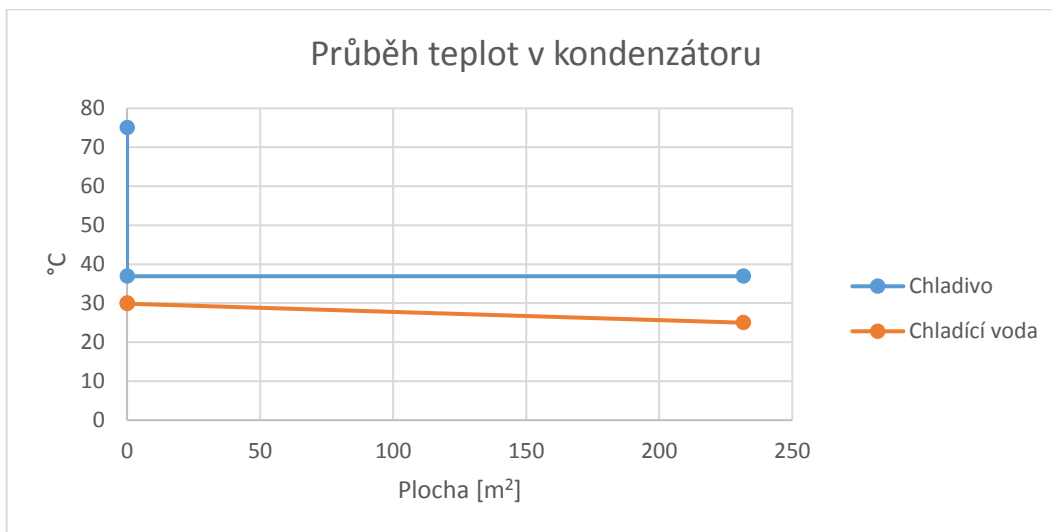
$$\begin{aligned} Q_{c-kondenzace} &= \dot{m}_7 \cdot (h_{7-sat-vapor} - h_8) \\ &= 1,276 \cdot (2568,02 - 154,652) = 3078,6kW \end{aligned} \quad (292)$$

Určím hmotnostní průtok vody, teplotu vody po ochlazení přehřáté páry na páru sytou a střední logaritmické teplotní diference.

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \frac{Q_c}{cp_{15-16} \cdot (T_{16} - T_{15})} = \frac{3171}{4,18 \cdot (30 - 25)} = 151,7kg/s \quad (293)$$

$$T_{c-ochlazení} = T_{16} - \frac{Q_{c-ochlazení}}{\dot{m}_{16} \cdot cp_{15-16}} = 30 - \frac{92,4}{151,7 \cdot 4,18} = 29,85^\circ C \quad (294)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{\ln-c-kondenzace} &= \frac{(T_8 - T_{c-ochlazení}) - (T_8 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{c-ochlazení}}{T_8 - T_{15}}\right)} \\ &= \frac{(36,9 - 29,85) - (36,9 - 25)}{\ln\left(\frac{36,9 - 29,85}{36,9 - 25}\right)} = 9,28^\circ C \end{aligned} \quad (295)$$



Graf 5- Průběh teplot v kondenzátoru

Určím objemový průtok vody, průtočný průřez podle zvolené rychlosti proudění, počet trubek a reálnou rychlost proudění.

$$\bar{V}_{15-16} = \frac{\dot{m}_{15}}{\rho_{15-16}} = \frac{151,7}{996,38} = 0,15m^3/s \quad (296)$$

$$S_c = \frac{\bar{V}_{15-16}}{v_{15-16}} = \frac{0,15}{1,5} = 0,1m^2 \quad (297)$$

$$S_{tr\_průtočný} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002m^2 \quad (298)$$

$$n_{tr\_teor\_pr\u00fctok} = \frac{S_c}{S_{tr\_pr\u00fcto\u010dn\u00fd}} = \frac{0,1}{0,0002} = 504,8 \quad (299)$$

$$n_{tr\_zvolen\u00e9\_pr\u00fctok} = 630 \quad (300)$$

$$v_{vypo\u010ditan\u00e1} = \frac{\dot{V}_c}{S_{tr\_pr\u00fcto\u010dn\u00fd} \cdot n_{zvolen\u00e9}} = \frac{0,15}{0,0002 \cdot 630} = 1,2m/s \quad (301)$$

## 2. Tepeln\u00fd v\u00fdpo\u010et

Ur\u00edm pot\u00e9bnou teplosm\u00e9nnou plochu nutnou pro ochlazen\u00ed p\u00e9h\u0159at\u00e9 p\u00e1ry a pro kondenzaci syt\u00e9 p\u00e1ry. Pro odhad plochy byl pou\u017eit sou\u010dinitel prostupu tepla pro cel\u00e9 za\u0159\u00edzen\u00ed. Uv\u00e9domuji si, \u017e tento v\u00fdpo\u010et je zjednodu\u0161en\u00fd, \u017e ne\u00falpn\u011b zohled\u0148uje vliv ochlazov\u00e1n\u00ed p\u00e9h\u0159at\u00e9 p\u00e1ry. Proto vypo\u010ditanou pot\u00e9bnou plochu zvy\u0161\u00edm o 10 %. Tak\u00e9 ur\u00edm po\u010et trubek a po\u010et tah\u00fa dle:

$$S_{c-kondenzace} = \frac{Q_c}{k \cdot \Delta T_{ln-c-kondenzace}} = \frac{3171000}{1625 \cdot 9,28} = 210,3m^2 \quad (302)$$

$$S_c = S_{c-kondenzace} \cdot \varphi = 310,3 \cdot 1,1 = 231,3m^2 \quad (303)$$

$$n_{tr-teor-teplo} = \frac{S_c}{S_{tr-povrch}} = \frac{S_c}{\pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{231,3}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 629 \quad (304)$$

$$n_{tr-zvolen\u00e9\_teplo} = 630 \quad (305)$$

$$n_{tah} = \frac{n_{tr-zvoletn\u00e9\_teplo}}{n_{tr-zvolen\u00e9\_pr\u00fctok}} = \frac{630}{630} = 1 \quad (306)$$

$$\begin{aligned} S_{c-re\u00e1ln\u00e1-teplo} &= n_{tr-zvolen\u00e9-teplo} \cdot n_{tah} \cdot S_{tr-povrch} \\ &= n_{tr-zvolen\u00e9\_teplo} \cdot n_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \\ &= 630 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018 = 231,6m^2 \end{aligned} \quad (307)$$

Nyn\u00ed zvol\u00edm rozlo\u017een\u00ed trubek a rozm\u00e9ry. Vol\u00edm trubky do \u010tvercov\u00e9ho uspo\u0159\u00e1d\u00e1n\u00ed. Tvar v\u00fdparn\u00edku vol\u00edm obd\u00e9ln\u00edkov\u00fd. Po\u010et trubek v jedn\u00e9 \u0159ad\u00e9 vol\u00edm:

$$n_{\u0159ada} = 24 \quad (308)$$

Po\u010et \u0159ad vypo\u010ctu dle:

$$n_{sloupec} = \frac{n_{tr-zvolen\u00e9-teplo}}{n_{\u0159ada}} = \frac{630}{24} = 27 \quad (309)$$

Ur\u00edm \u0161\u00ed\u0159ku a v\u00fd\u0161ku trubkov\u00e9ho svazku

$$W = n_{\u0159ada} \cdot t = 24 \cdot 0,027 = 0,65m \quad (310)$$

$$H = n_{sloupec} \cdot t = 27 \cdot 0,027 = 0,73m \quad (311)$$

Dále je nutné ověřit hodnotu odhadnutého součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto nejdříve musím určit  $\alpha_{in}$ ,  $\lambda_{pipe}$  a  $\alpha_{out}$ . Určím součinitel přestupu tepla uvnitř trubek dle [25] Heat VDI Atlasu, kapitola G1-4.1. Určím Reynoldsovo číslo,  $\varepsilon$ , Nusseltovo číslo.

$$Re_{15-16} = \frac{v_{15-16} \cdot d_i}{\vartheta_{15-16}} = \frac{1,2 \cdot 0,016}{8,45 \cdot 10^{-7}} = 22765 \quad (312)$$

$Re > 10^4$ , jedná se o turbulentní proudění, postupuji dle rovnic určených pro turbulentní proudění.

$$\varepsilon = (1,8 \cdot \log(Re_{15-16}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(22765) - 1,5)^{-2} = 0,025 \quad (313)$$

$$Nu_{m,c} = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{15-16} \cdot Pr_{15-16}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} \cdot (Pr_{15-16}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\frac{0,025}{8} \cdot 22765 \cdot 5,76}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,025}{8}} \cdot (5,76^{\frac{2}{3}} - 1)} = 162 \quad (314)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_{m,c} \cdot \lambda_{15-16}}{d_i} = \frac{162 \cdot 0,61}{0,016} = 6137 W / (m^2 \cdot K) \quad (315)$$

Trubky volím z mědi. Určím tepelnou vodivost mědi dle [2]:

$$\lambda_{tr} = \lambda(\bar{T}_{tr}) = 383 W / (m \cdot K) \quad (316)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola J1-4.2. Určím termofyzikální vlastnosti proudu 7 a 8.

$$\rho_8 = \rho(p_8; T_8) = 993,33 kg / m^3 \quad (317)$$

$$\mu_8 = \mu(p_8; T_8) = 0,00069 Pa \cdot s \quad (318)$$

$$\rho_7 = \rho(p_7; T_7) = 0,039 kg / m^3 \quad (319)$$

$$\lambda_8 = \lambda(p_8; T_8) = 0,624 W / (m \cdot K) \quad (320)$$

Určím hmotnostní průtok na jednotku délky.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_7}{n_{řada} \cdot L} = \frac{1,267}{22 \cdot 6,5} = 0,0082 kg / m \cdot s \quad (321)$$

Určím Reynoldsovo číslo dle:

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu_8} = \frac{0,0082}{0,00069} = 11,8 \quad (322)$$

Teď mohu určit Nusseltovo číslo pro jednu trubku dle:

$$Nu_{F1} = 0,959 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{\rho_7}{\rho_8}}{Re}} = 0,959 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{0,039}{993,33}}{11,88}} = 0,42 \quad (323)$$

Korekce pro trubkový svazek se provádí dle:

$$Nu_{svazek} = Nu_{F1} \cdot n_{slopec}^{-\frac{1}{6}} = 0,42 \cdot 27^{-\frac{1}{6}} = 0,24 \quad (324)$$

Určím charakteristickou délku dle:

$$L_{char} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{\mu_8}{\rho_8}\right)^2}{g}} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{0,00069}{993,33}\right)^2}{9,81}} = 3,67 \cdot 10^{-5} m \quad (325)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle:

$$\alpha_{out} = \frac{Nu_{svazek} \cdot \lambda_8}{L_{char}} = \frac{0,24 \cdot 0,624}{3,67 \cdot 10^{-5}} = 4134 W/(m^2 \cdot K) \quad (326)$$

Fouling faktory na obou stranách volím dle [2]

$$F_{in} = F_{out} = 9 \cdot 10^{-5} W/(m^2 \cdot K) \quad (327)$$

Součinitel prostupu tepla určím dle:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + F_{out} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_o}\right)}{2 \cdot \lambda_{pipe}} + F_{in} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (328)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{4134} + 9 \cdot 10^{-5} + \frac{0,018 \cdot \ln\left(\frac{0,016}{0,018}\right)}{2 \cdot 383} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right) + \frac{1}{6173} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right)}$$

$$= 1632/(m^2 \cdot K)$$

Vypočítané hodnoty pro kondenzátor jsou uvedeny v tabulce 17.

Tabulka 17- Výstupní hodnoty kondenzátoru

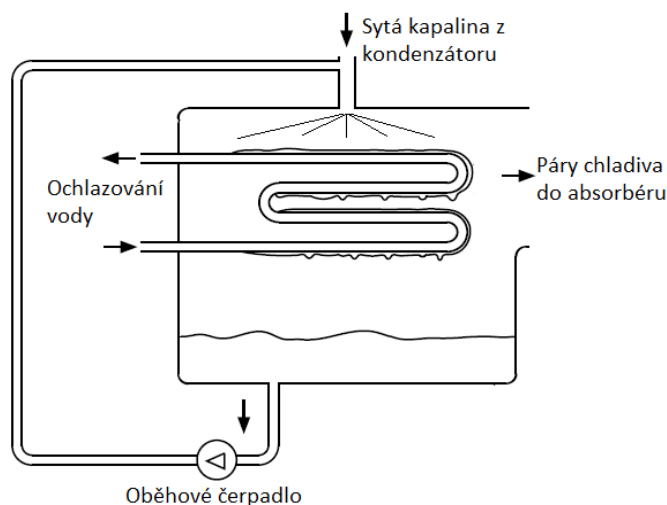
Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$\dot{m}_{15}$	Průtok chladicí vody	151,7	kg/s
$\Delta T_{\ln-c-ochzalení}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	20,49	°C
$v_{tr}$	Rychlost proudění v trubkách	1,2	m/s
$k$	Součinitel prostupu tepla	1632	$W/(m^2 \cdot K)$
$S$	Teplosměnná plocha	231,6	$m^2$
$n_{tr}$	Počet trubek	630	-
$n_{tah}$	Počet tahů	1	-
$n_{tr \ 1 \ tah}$	Počet trubek v jednom tahu	630	-
$n_{řada}$	Počet trubek v jedné řadě	24	-
$n_{sloupec}$	Počet trubek ve jednom sloupci	27	-
$W$	Šířka	0,65	m
$H$	Výška	0,73	m

Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro kondenzátor chlazený proudící vodou se pohybují v rozmezí  $1500-4000 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$ . V mém případě jsem vypočítal hodnotu  $1632 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$ , tato hodnota tedy leží v uvedeném rozsahu. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

## 7.6. Výparník

Zařízení pro vypařování par chladiva (vodních par) se navrhuje dle požadavku na přestup tepla. Výparníku dodáváme nízko potenciální teplo, což je v našem případě chlazená voda, která proudí v trubkách.

Volím běžné vnitřní uspořádání výparníku, které se pro technologii absorpčního chlazení nejvíce využívá. Ve výparníku jsou horizontálně uložené trubky, které jsou sprchovány kondenzátem. Ten tvoří na trubkách tenký stékající film, který se odpařuje. Schéma výparníku je zobrazeno na Obr. 43.



Obr. 43- Schéma výparníku [33]

Výparník jsem navrhoval jako protiproudý tepelný výměník. Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek jsem určil dle VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek jsem určil dle nalezeného článku [30], který se zabývá problematikou určování součinitele prostupu tepla na vnější straně horizontálně sprchovaného trubkového svazku roztokem syté kapaliny.

Vnější průměr trubek volím 18 mm a tloušťku 1 mm. Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro výparník se stékajícím filmem ohříváný vodou se pohybují v rozmezí  $150-1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Volím hodnotu  $1050 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

Tabulka 18 uvádí vstupní hodnoty, které jsou použity pro návrh a výpočet výparníku.

Tabulka 18- Vstupní hodnoty pro výpočet výparníku

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$Q_e$	Výkon výparníku	3000	kW
$T_9$	Teplota na vstupu do výparníku	3	°C
$T_{10}$	Teplota na výstupu z výparníku	3	°C
$\dot{m}_9$	Hmotnostní průtok proudy 9 - (chladiivo)	1,27	kg/s
$T_{17}$	Teplota ochlazované vody na vstupu	13	°C
$T_{18}$	Teplota ochlazované vody na výstupu	8	°C
$d_o$	Vnější průměr trubek	0,018	m
$s$	Tloušťka trubek	0,001	m
$d_i$	Vnitřní průměr trubek	0,016	m
$t$	Rozteč trubek	0,027	m
$L$	Délka trubek	6,5	m
$v_{17-18}$	Rychlost proudění v trubkách (zvolená)	1,2	m/s
$k_{odhad}$	Součinitel prostupu tepla (zvolený)	1050	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$p_e$	Tlak	101,325	kPa

Návrh a výpočet výparníku probíhal podle následujících bodů.

### 1. Hydrodynamický výpočet

Určím střední termofyzikální vlastnosti vody, střední logaritmickeou teplotní diferencí a hmotnostní průtok vody.

$$\rho_{17-18} = \rho(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 999,656 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (329)$$

$$c_{p17-18} = c_p(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 4,195 \text{ kJ}/(\text{kgK}) \quad (330)$$

$$\mu_{17-18} = \mu(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 0,00128 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (331)$$

$$\vartheta_{17-18} = \vartheta(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 1,188 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (332)$$

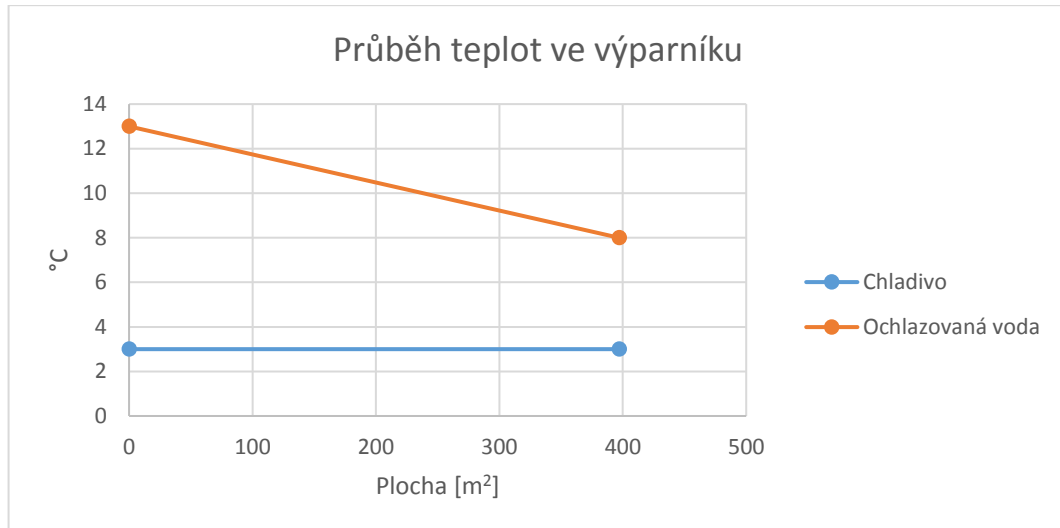
$$\lambda_{17-18} = \lambda(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 0,583 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (333)$$

$$a_{17-18} = a(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 1,39 \cdot 10^{-7} m/s \quad (334)$$

$$Pr_{17-18} = Pr(p_e; \bar{T}_{17-18}) = 9,26 \quad (335)$$

$$\Delta T_{\ln-e} = \frac{(T_{17} - T_9) - (T_{18} - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_9}{T_{18} - T_{10}}\right)} = \frac{(13 - 3) - (8 - 3)}{\ln\left(\frac{13 - 3}{8 - 3}\right)} = 7,723^\circ C \quad (336)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} &= \frac{Q_e}{cp_{17-18} \cdot (T_{17} - T_{18})} = \frac{3000}{4,195 \cdot (13 - 8)} \\ &= 143,038 kg/s \end{aligned} \quad (337)$$



Graf 6- Průběh teplot ve výparníku

Určím objemový průtok vody, průtočný průřez podle zvolené rychlosti proudění, počet trubek a reálnou rychlost proudění.

$$\bar{V}_{17-18} = \frac{\dot{m}_{17}}{\rho_{17-18}} = \frac{143,038}{999,656} = 0,143 m^3/s \quad (338)$$

$$S = \frac{\bar{V}_{17-18}}{v_{17-18}} = \frac{0,143}{1,2} = 0,119 m^2 \quad (339)$$

$$S_{tr\_průtoný} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002 m^2 \quad (340)$$

$$n_{tr\_teor\_průtok} = \frac{S}{S_{tr}} = \frac{0,119}{0,0002} = 593 \quad (341)$$

$$n_{tr\_zvolené\_průtok} = 540 \quad (342)$$

$$v_{vypočítaná} = \frac{\dot{V}_e}{S_{tr} \cdot n_{zvolené}} = \frac{0,143}{0,0002 \cdot 540} = 1,31 m/s \quad (343)$$



## 2. Tepelný výpočet

Určím potřebnou teplosměnnou plochu, počet trubek a počet tahů dle:

$$S_e = \frac{Q_e}{k \cdot \Delta T_{in\_e}} = \frac{300000}{1050 \cdot 7,213} = 396,08 m^2 \quad (344)$$

$$n_{tr-teor-teplo} = \frac{S_e}{S_{tr-povrch}} = \frac{S_e}{\pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{396,8}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 1077,6 \quad (345)$$

$$n_{tr-zvolené-teplo} = 1080 \quad (346)$$

$$n_{tah} = \frac{n_{tr-zvolené-teplo}}{n_{tr-zvolené-průtok}} = \frac{1080}{540} = 2 \quad (347)$$

$$\begin{aligned} S_{e-reálná-teplo} &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot S_{tr-povrch} \\ &= n_{tr-zvolené-teplo} \cdot n_{tah} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \end{aligned} \quad (348)$$

$$= 1080 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018 = 397 m^2$$

Nyní zvolím rozložení trubek a rozměry. Volím trubky do čtvercového uspořádání. Tvar výparníku volím obdélníkový. Počet trubek v jedné řadě volím:

$$n_{řada} = 35 \quad (349)$$

Počet řad vypočtu dle:

$$n_{sloupec} = \frac{n_{tr-zvolené-teplo}}{n_{řada}} = \frac{1080}{35} = 31 \quad (350)$$

Určím šířku a výšku trubkového svazku

$$W = n_{řada} \cdot t = 35 \cdot 0,027 = 0,95 m \quad (351)$$

$$H = n_{sloupec} \cdot t = 31 \cdot 0,027 = 0,85 m \quad (352)$$

Dále je nutné ověřit hodnotu odhadnutého součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto nejdříve musím určit  $\alpha_{in}$ ,  $\lambda_{pipe}$  a  $\alpha_{out}$ . Určím součinitel přestupu tepla uvnitř trubek dle [25] VDI Heat Atlasu, kapitola G1-4.1. Určím Reynoldsovo číslo,  $\varepsilon$ , Nusseltovo číslo.

$$Re_{17-18} = \frac{v_{17-18} \cdot d_i}{\nu_{17-18}} = \frac{1,31 \cdot 0,016}{1,28 \cdot 10^{-6}} = 16374,6 \quad (353)$$

$Re > 10^4$ , jedná se o turbulentní proudění, postupuji dle rovnic určených pro turbulentní proudění.

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (1,8 \cdot \log(Re_{17-18}) - 1,5)^{-2} = (1,8 \cdot \log(16374,6) - 1,5)^{-2} \\ &= 0,027 \end{aligned} \quad (354)$$

$$Nu_m = \frac{\frac{\varepsilon}{8} \cdot Re_{17-18} \cdot Pr_{17-18}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon}{8}} \cdot (Pr_{17-18}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\frac{0,027}{8} \cdot 16374,6 \cdot 9,26}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,027}{8}} \cdot (9,26^{\frac{2}{3}} - 1)} = 148,2 \quad (355)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nu_{m,e} \cdot \lambda_{17-18}}{d_i} = \frac{148,2 \cdot 0,583}{0,016} = 5400,9 W/(m^2 \cdot K) \quad (356)$$

Trubky volím z mědi. Určím tepelnou vodivost mědi dle [2]:

$$\lambda_{tr} = \lambda(\bar{T}_{tr}) = 385,28 W/(m \cdot K) \quad (357)$$

Určím součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek dle [30]. Nejdříve určím hmotnostní průtok na plochu mezi trubkami.

$$G = \frac{\dot{m}_g}{n_{rada} \cdot L \cdot (t - d_o)} = \frac{1,276}{35 \cdot 6,5 \cdot (0,027 - 0,018)} = 0,62 kg/m^2 \cdot s \quad (358)$$

Určím termofyzikální vlastnosti stékajícího filmu (sytá kapalina)

$$\rho_f = \rho(T_g) = 999,92 kg/m^3 \quad (359)$$

$$\mu_f = \mu(T_g) = 0,0016 Pa \cdot s \quad (360)$$

$$\lambda_f = \lambda(T_g) = 0,568 W/(m \cdot K) \quad (361)$$

$$\vartheta_f = \vartheta(T_g) = 1,61 \cdot 10^{-6} m^2/s \quad (362)$$

$$h_{f\_výp} = h(T_g) = 2493,799 kJ/kg \quad (363)$$

$$cp_f = cp(T_g) = 4,21 kJ/(kg \cdot K) \quad (364)$$

$$a_f = a(T_g) = 1,35 \cdot 10^{-7} m/s \quad (365)$$

$$Pr_f = Pr(T_g) = 12 \quad (366)$$

Předpoklady jsou: stékání filmu je laminární a trubky jsou plně omočeny. Určím Froudeho číslo dle:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_f^2 \cdot g \cdot d_o} = \frac{0,62^2}{999,92^2 \cdot 9,81 \cdot 0,018} = 2,2 \cdot 10^{-6} \quad (367)$$

Určím měrný tepelný tok dle:

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{n_{tr\_zvolené\_teplo} \cdot \pi \cdot L \cdot d_o} = \frac{3000000}{1080 \cdot \pi \cdot 6,5 \cdot 0,018} = 7,557 kW/m^2 \quad (368)$$

Určím číslo varu dle:

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{f\_výp}} = \frac{7557}{0,62 \cdot 2493799} = 0,0049 \quad (369)$$

Určím intenzitu varu dle:

$$Y_{IB} = Bo \cdot Fr^{0,3} = 0,0049 \cdot (2,2 \cdot 10^{-6})^{0,3} = 0,0001 \quad (370)$$

Podle hodnoty  $Y_{IB}$  určím, v jakém režimu se nacházím. Pro  $Y_{IB} < 0,00021$  se nacházím v režimu 3 (konvektivní vypařování). Nejprve určím parametr  $Z$  dle:

$$Z = \left( \frac{1 - K_{9\_par}}{K_{9\_par}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \left( \frac{1 - 0,057}{0,057} \right)^{0,8} \cdot 12^{0,4} = 25,4 \quad (371)$$

Hodnota  $K_{9\_par}$  značí kvalitu par,  $K_{9\_par}$  bylo vypočteno v rovnici (55). Určím parametr  $\varphi$ .

$$\varphi = \frac{2,3}{Z^{0,08} \cdot Fr^{0,08}} = \frac{2,3}{25,4^{0,08} \cdot (2,2 \cdot 10^{-6})^{0,08}} = 31,2 \quad (372)$$

Určím Reynoldsovo číslo dle:

$$Re_l = \frac{G \cdot D}{\mu_f} = \frac{0,62 \cdot 0,018}{0,0016} = 6,9 \quad (373)$$

Určím  $h_{LT}$ , což je součinitel přestupu tepla při proudění.

$$h_{LT} = \frac{0,21 \cdot Re_l^{0,62} \cdot Pr^{0,4} \cdot \lambda_f}{d_o} = \frac{0,21 \cdot 6,9^{0,62} \cdot 12^{0,4} \cdot 0,568}{0,018} \quad (374)$$

$$= 59,5 W / (m^2 \cdot K)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla se určí jako:

$$\alpha_{out} = \varphi \cdot h_{LT} = 31,2 \cdot 59,5 = 1854 W / (m^2 \cdot K) \quad (375)$$

Fouling faktory na obou stranách volím dle [2]

$$F_{in} = F_{out} = 9 \cdot 10^{-5} W / (m^2 \cdot K) \quad (376)$$

Součinitel prostupu tepla určím dle:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}} + F_{out} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_o}\right)}{2 \cdot \lambda_{pipe}} + F_{in} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (377)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1854} + 9 \cdot 10^{-5} + \frac{0,018 \cdot \ln\left(\frac{0,016}{0,018}\right)}{2 \cdot 385,28} + 9 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right) + \frac{1}{5400,9} \cdot \left(\frac{0,018}{0,016}\right)}$$

$$= 1068 W / (m^2 \cdot K)$$

Vypočítané hodnoty pro výparník jsou uvedeny v tabulce 19.

Tabulka 19- Výstupní hodnoty výparníku

Označení	Popis	Hodnota	Jednotka
$\dot{m}_{17}$	Průtok ochlazované vody	143,038	kg/s
$\Delta T_{ln-e}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	7,213	°C
$v_{tr}$	Rychlost proudění v trubkách	1,31	m/s
$k$	Součinitel prostupu tepla	1068	$W/(m^2 \cdot K)$
$S$	Teplosměnná plocha	397	$m^2$
$n_{tr}$	Počet trubek	1080	-
$n_{tah}$	Počet tahů	2	-
$n_{tr \ 1 \ tah}$	Počet trubek v jednom tahu	540	-
$n_{řada}$	Počet trubek v jedné řadě	35	-
$n_{sloupec}$	Počet trubek ve jednom sloupci	31	-
$W$	Šířka	0,95	m
$H$	Výška	0,85	m

Typicky dosahované hodnoty součinitele prostupu tepla pro výparník se stékajícím filmem ohříváný vodou se pohybují v rozmezí 150-1500  $W/(m^2 \cdot K)$ . V mém případě jsem vypočítal hodnotu 1068  $W/(m^2 \cdot K)$ , tato hodnota tedy leží v uvedeném rozsahu. To znamená, že odhad plochy lze považovat za korektní.

### 7.7. Výsledky a zhodnocení

Celkový přehled proudů a jejich vlastností simulovaného absorpčního oběhu pro zadané parametry je uveden přehledně v tabulce 20.

Tabulka 20- Výsledná tabulka proudů

Číslo proudů	Popis	Entalpie	Hmotnostní průtok	Tlak	Teplota
Označení		$h$	$\dot{m}$	$p$	$T$
Jednotka		[kJ/kg]	[kg/s]	[kPa]	[°C]
1	Bohatý roztok voda-LiBr	83,929	13,182	0,758	33,468
2	Bohatý roztok voda-LiBr	83,929	13,182	6,253	33,468
3	Bohatý roztok voda-LiBr	148,307	13,182	6,253	65
4	Chudý roztok voda-LiBr	211,272	11,906	6,253	85
5	Chudý roztok voda-LiBr	139,996	11,906	6,253	46,983
6	Chudý roztok voda-LiBr ve stavu pára-kapalina	139,996	11,906	0,758	43,031
7	Přehřátá vodní pára	2640,458	1,276	6,253	75
8	Sytá kapalina	154,652	1,276	6,253	36,916
9	Stav pára-kapalina	154,652	1,276	0,758	3
10	Sytá vodní pára	2506,402	1,276	0,758	3
11	Chladicí voda na vstupu do absorberu	104,9	179,761	101,325	25
12	Chladicí voda na výstupu z absorberu	125,8	179,761	101,325	30
13	Ohřívací voda na vstupu do generátoru	398	62,325	101,325	95
14	Ohřívací voda na výstupu z generátoru	335	62,325	101,325	80
15	Chladicí voda na vstupu do kondenzátoru	104,9	151,7	101,325	25
16	Chladicí voda na výstupu z kondenzátoru	125,8	151,7	101,325	30
17	Chlazená voda na vstupu do výparníku	54,7	143,038	101,325	13
18	Chlazená voda na výstupu z výparníku	33,7	143,038	101,325	8

Vytvořený simulační model absorpčního jednostupňového chlazení umožňuje upravovat vstupní parametry tak aby bylo možné například oběh optimalizovat. Jediné vstupní parametry modelu jsou:

- Chladicí výkon ( $Q_e$ )
- Koncentrace bohatého roztoku ( $X_1$ )
- Koncentrace chudého roztoku ( $X_4$ )
- Teplota syté páry na výstupu z výparníku ( $T_{10}$ )
- Teplota sytého roztoku na výstupu z generátoru ( $T_4$ )
- Teplota bohatého roztoku na vstupu do generátoru ( $T_3$ )
- Teplota přehřátých par na výstupu z generátoru ( $T_7$ )

Stačí kteroukoliv z těchto vstupních hodnot změnit a celý model se přepočítá, kromě výpočtu kvality par proudu 6 protože je iterativní.

Na tento krok navazuje volba konstrukčního provedení jednotlivých zařízení. Následuje iterativní výpočet přenosu tepla a pro absorbér i výpočet přenosu hmoty.

Celý návrh jsem se provedl dle nejaktuálnější literatury, kterou sem našel pro návrh absorpčního chlazení a jednotlivých aparátů. Dále jsem vyhledal potřebné vztahy pro výpočet součinitelů přestupu tepla a hmoty, které jsem použil při výpočtech.

Pokud porovnáme vypočtené velikosti zařízení s velikostmi, kterých dosahují komerční jednotky od firmy World/Goldman Energy pro podobné výkony, tak vidím, že jsou podobné. Z toho soudím, že navrhované plochy zařízení jsou korektní.

## 8. Závěr

Cílem diplomové práce bylo: vytvořit přehled absorpčních tepelných čerpadel, popsat pracovní princip, porovnat používaná uspořádání a používané látky. Dalším cílem bylo sestavit simulační model absorpčního chlazení popsaný hmotnostními a entalpickými bilancemi. Dalším cílem bylo vybrat uspořádání, vnitřní konfiguraci a použité pracovní látky pro návrh absorpčního chlazení pro zadané parametry a návrh nejdůležitějších parametrů hlavních aparátů.

Byla provedena literární rešerše v oblasti absorpčního chlazení. Následně dle získaných informací bylo vybráno vhodné uspořádání a vybrány použité pracovní látky pro chlazení na teplotu 8 °C s použitím ohřívací vody 95/80 °C. Dle poznatků rešerše volím jednostupňové zapojení, které je vhodné pro teplovodní ohřev. Dále volím použití pracovních látek voda-bromid lithný, protože se používají při chlazení pro nad nulové teploty a celková dosahovaná účinnost je vyšší.

Byl vytvořen simulační model popisující hmotové a entalpické bilance oběhu absorpčního chlazení. Simulační model byl sestaven pro jednostupňový oběh pro dvojici pracovních látek voda-bromid lithný. Správnost simulačního modelu byla ověřena dle dostupné literatury a dle stránek a katalogů výrobců absorpčního chlazení.

Byl proveden návrh absorpčního chlazení pro výkon 3MW. Pro návrh absorpčního chlazení byl použit vytvořený simulační model. Do simulačního modelu vstupují následující parametry: chladicí výkon ( $Q_e$ ), koncentrace bohatého roztoku ( $X_1$ ), koncentrace chudého roztoku ( $X_4$ ), teplota syté páry na výstupu z výparníku ( $T_{10}$ ), teplota sytého roztoku na výstupu z generátoru ( $T_4$ ), teplota bohatého roztoku na vstupu do generátoru ( $T_3$ ), teplota přehřátých par na výstupu z generátoru ( $T_7$ ) a výstupem jsou výkony všech zařízení, účinnost a souhrnná tabulka proudů.

Dle výsledků simulačního modelu byly vypočteny hlavní parametry a navrženy rozměry hlavních zařízení. Dle rešerše bylo vybráno vnitřní konstrukční uspořádání každého zařízení. U každého zařízení jsem tedy určil potřebnou plochu pro přestup tepla a případně absorbéru také potřebnou plochu pro přestup hmoty. Výpočet součinitelů pro přestup tepla a hmoty jsem provedl dle citované literatury.

Na tuto práci lze navázat rozšířením simulačního modelu například o výpočet tlakových ztrát v jednotlivých zařízeních. Takto by se dal sledovat vliv tlakových ztrát mezi jednotlivými zařízeními na celkovou účinnost oběhu. Dále by se mohlo pokračovat

vytvořením víceúrovňového simulačního modelu, který umožňuje využívat teplotní zdroje o vyšší teplotě než jednoúrovňový. Také by se dalo navázat vytvořením simulačního modelu pro dvojici látek amoniak-voda, který by sloužil pro porovnání s oběhem využívající dvojici látek voda-bromid lithný a pro návrh absorpčního chlazení pro teploty pod 0°C.



## Zdroje

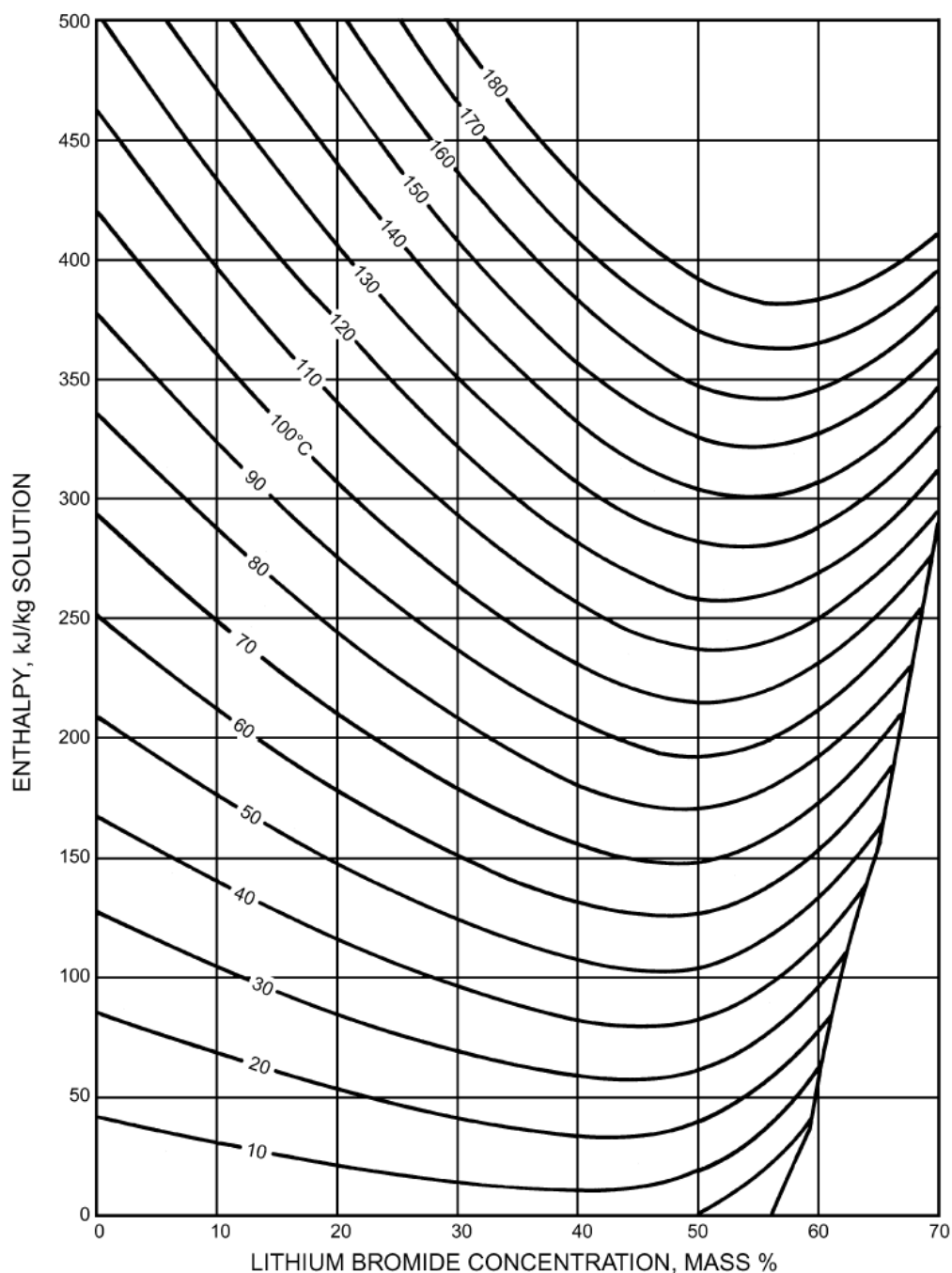
- [1] HEROLD, K. E., Reinhard. RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton, FL: CRC Press, 1996. ISBN 0849394279.
- [2] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou a L.C. Wrobel. Energy Conversion and Management: Design and construction of a LiBr–water absorption machine. Elsevier Science, 2003(44).
- [3] DVOŘÁK, Z. Základy chladicí techniky. Dot. Praha: České vysoké učení technické, 1984.
- [4] DANIEL, M. absorpční tepelná čerpadla a jejich využití v průmyslu. Praha, 2015. bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Radek Šulc.
- [5] PEJCL, J. Absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace. Brno, 2010. bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Petr Mastný.
- [6] NOVOTNÝ, V. Absorpční tepelný oběh pro využití nízko potenciálního tepla. Praha. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Michal Kolovratník.
- [7] Katalog a internetové stránky společnosti Johnson control a Hitachi [online]. 2017 [cit. 2017-10-11]. Dostupné z: <http://www.jci-hitachi.com/>
- [8] E. KUREM, I. HORUZ. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers. Pergamon, 2001(28).
- [9] I. HORUZ. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. Pergamon, 1998(25).
- [10] M. CONDE. Thermophysical Propertien of {NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O} Solutions for the industrial design of Absorption refrigeration equipment. M. Conde Engineering, 2004
- [11] I. MARTÍNEZ. Properties of some particular solutions. 2017.
- [12] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook 2009,2010,2011: fundamentals, refrigeration, HVAC applications SI. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2011.

- [13] S.ARUNKUMAR ,R.RAGAVENDRAN. Design And Fabrication Of Solar Powered Lithium Bromide Vapour Absorption Refrigeration System. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2016.
- [14] Katalog a internetové stránky společnosti Goldman Energy [online]. 2017 [cit. 2017-10-20]. Dostupné z: <http://goldman.com.au/energy/>
- [15] Katalog a internetové stránky společnosti Trane [online]. 2017 [cit. 2017-10-20]. Dostupné z: <http://www.trane.com/commercial/north-america/canada/en/products-systems/equipment/chillers/absorption-liquid-chillers.html>
- [16] The Future of Absorption Technology in America a Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation, Advanced Building Systems – 2000 Conference, Updated June 16, 2000.
- [17] Jian Sun, Lin Fu, Shigang Zhang, A review of working fluids of absorption cycles, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012)
- [18] Pongsid Sriksirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, Pergamon 5 (2001)
- [19] Katalog a internetové stránky společnosti Johnson Controls [online]. 2017 [cit. 2017-11-2]. Dostupné z: <http://www.johnsoncontrols.com/buildings/hvac-equipment/chillers>
- [20] Katalog a internetové stránky společnosti Broad [online]. 2017 [cit. 2017-11-2]. Dostupné z: <http://www.johnsoncontrols.com/buildings/hvac-equipment/chillers>
- [21] Wei Wu, Baolong Wang, Wenxing Shi, Xianting Li Renewable and Sustainable Energy Reviews: An overview of ammonia-based absorption chillers and heat pumps. Elsevier, 2014(31).
- [22] PERRY, Robert H. a Don W. GREEN, ed. Perry's chemical engineers' handbook. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-142294-9.
- [23] Katalog a internetové stránky společnosti Carrier [online]. 2017 [cit. 2017-11-6]. Dostupné z: <https://www.carrier.com/building-solutions/en/au/products/commercial-products/chillers/>
- [24] Alefeld, G., Radermacher, R., Heat conversion systems, CRC press 1994,
- [25] VDI Heat Atlas. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 3540778764.

- [26] Siyoung Jeong, Srinivas Garimella, Falling-film and droplet mode heat and mass transfer in a horizontal tube LiBr/water absorber, pergamon, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 1445–1458
- [27] DITL, Pavel. Difúzně separační pochody. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-03972-4.
- [28] Anders Holten, Lars Houbak-Jensen, Development of an Absorption Chiller Utilizing Waste Heat from an Indirect Methanol Fuel Cell System, Aalborg. Master Thesis. Aalborg university. Supervisors Mads Pagh Nielsen & Carsten Bojesen
- [29] Parry, William T. ASME International Steam Tables for Industrial Use: Based on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (IAPWS-IF97). New York, N.Y.: American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [30] M. Mohammed Shah, General Correlation for Heat Transfer During Saturated Boiling with Flow Across Tube Bundles, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Published in HVAC&R Research, Vol. 13, No. 5, September 2007.
- [31] Chlazení průmyslových kapalin [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <http://www.energoekonom.cz/magazin-chlazení-prumyslovych-kapalin-detail-1532>
- [32] Vapor-compression refrigeration [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Vapor-compression\\_refrigeration](https://en.wikipedia.org/wiki/Vapor-compression_refrigeration)
- [33] Dawood Jeggels, Transient Simulation of a Lithium Bromide-Water Vapour Absorption Refrigeration System, 2015, Master Thesis. Stellenbosch University. Supervisor Mr. R.T. Dobson

## Přílohy

### A. Graf a rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [1]



**EQUATIONS**      **CONCENTRATION RANGE**  $40 < X < 70\%$  LiBr      **TEMPERATURE RANGE**  $15 < t < 165^\circ\text{C}$

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$  in kJ/kg, where  $t = ^\circ\text{C}$  and  $X = \%\text{LiBr}$

$$A_0 = -2024.33$$

$$A_1 = 163.309$$

$$A_2 = -4.88161$$

$$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$$

$$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$$

$$B_0 = 18.2829$$

$$B_1 = -1.1691757$$

$$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$$

$$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$$

$$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$$

$$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$$

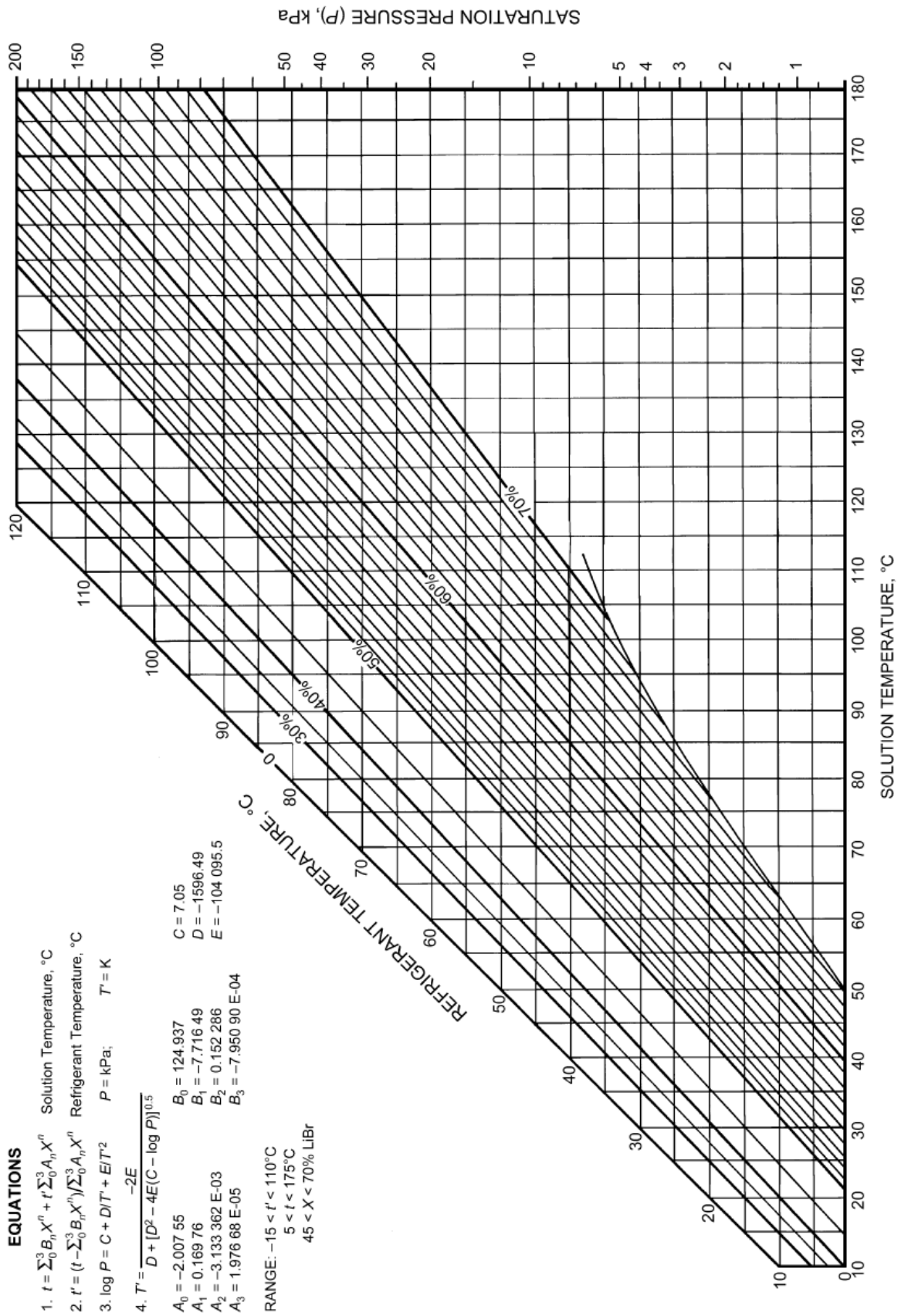
$$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$$

$$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$$

$$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$$

$$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$$

## B. Graf a rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [1]



### C. Rovnice pro výpočet termofyzikálních vlastností voda-LiBr [2]

#### *LiBr solution and refrigerant pressure and temperatures*

Range 45% <  $X$  < 70% LiBr

$T_{\text{sol}}$  = solution temperature (°C), range 5 <  $T_{\text{sol}}$  < 175 °C

$T_{\text{ref}}$  = refrigerant saturated temperature (°C), range -15 <  $T_{\text{ref}}$  < 110 °C

$P$  = saturation pressure (kPa)

$A_0 = -2.00755, A_1 = 0.16976, A_2 = -0.003133362, A_3 = 0.0000197668$

$B_0 = 124.937, B_1 = -7.71649, B_2 = 0.152286, B_3 = -0.0007959$

$\Sigma A = A_0X^0 + A_1X^1 + A_2X^2 + A_3X^3$

$\Sigma B = B_0X^0 + B_1X^1 + B_2X^2 + B_3X^3$

$C = 7.05, D = -1596.49, E = -104095.5$

$\text{Log } P = C + D/(T_{\text{ref}} + 273) + E/(T_{\text{ref}} + 273)^2$

$T_{\text{ref}} = (-2E/(D + [D^2 - 4E(C - \text{log } P)]^{0.5})) - 273$

$T_{\text{sol}} = \Sigma B + T_{\text{ref}} \Sigma A$

#### *Enthalpy of LiBr solution*

Range 40% <  $X$  < 70% LiBr

$T$  = solution temperature (°C)

$h$  = enthalpy (kJ/kg)

Solution temperature range 15 °C <  $T$  < 165 °C

$A_0 = -2024.33, A_1 = 163.309, A_2 = -4.88161, A_3 = 0.06302948, A_4 = -0.0002913704$

$B_0 = 18.2829, B_1 = -1.1691757, B_2 = 0.03248041, B_3 = -0.0004034184, B_4 = 0.0000018520569$

$C_0 = -0.037008214, C_1 = 0.0028877666, C_2 = -0.000081313015$

$C_3 = 0.00000099116628, C_4 = -0.000000044441207$

$\Sigma A = A_0X^0 + A_1X^1 + A_2X^2 + A_3X^3 + A_4X^4$

$\Sigma B = B_0X^0 + B_1X^1 + B_2X^2 + B_3X^3 + B_4X^4$

$\Sigma C = C_0X^0 + C_1X^1 + C_2X^2 + C_3X^3 + C_4X^4$

$h = \Sigma A + T \Sigma B + \Sigma C T^2$

#### *Density of LiBr solution*

Range 20% <  $X$  < 60%

$T$  = solution temperature (°C), 0 <  $T$  < 200 °C,

$\rho_x$  = LiBr solution density (kg/m<sup>3</sup>)

$X_0 = X/100$

$\rho_x = 1145.36 + 470.84X_0 + 1374.79X_0^2 - (0.333393 + 0.571749X_0)(273 + T)$

*Absolute viscosity of LiBr solution*

Range  $45\% < X < 65\%$

$TK$  = solution temperature (K)

$\mu$  = absolute viscosity (kg/m s)

$$A_1 = -494.122 + 16.3967X - 0.14511X^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568X + 8.52755X^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014X + 0.0207809X^2$$

$$B = A_1 + (A_2/TK) + A_3 \ln(TK)$$

$$\mu = \text{EXP}(B)/1000$$

*Specific heat of LiBr solution*

$X$  = %LiBr

$C_p$  = specific heat of LiBr solution (J/kg K)

$$C_p = 0.0976X^2 - 37.512X + 3825.4$$

*Thermal conductivity of LiBr solution*

$T$  = temperature of solution (K)

$X$  = %LiBr

$K$  = thermal conductivity of LiBr solution (W/m K)

For  $T \geq 313$

$$K_1 = -0.3081(X/100) + 0.62979$$

$$K_2 = -0.3191795(X/100) + 0.65388$$

$$D_{12} = ((K_2 - K_1)/20)(T - 313)$$

$$K = K_1 + D_{12}$$

For  $T < 313$

$$K_1 = -0.3081(X/100) + 0.62979$$

$$K_3 = -0.291897(X/100) + 0.59821$$

$$D_{13} = ((K_3 - K_1)/20)(313 - T)$$

$$K = K_1 + D_{13}$$