



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## KOGENERAČNÍ JEDNOTKA S ABSORPČNÍM TČ

COGENERATION UNIT LINKED WITH ABSORPTION HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARIÁN KÜRTHY

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Marián Kürthy

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

### **Kogenerační jednotka s absorpčním TČ**

v anglickém jazyce:

### **Cogeneration unit linked with absorption heat pump**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá návrhem a zhodnocením funkčního spojení kogenerační jednotky se spalovacím motorem s absorpčním tepelným oběhem užitým v režimu tepelného čerpadla. Vlastní návrh bude realizován na podmínky univerzitního komplexu Technická 2.

Cíle diplomové práce:

1. Uvést přehled používaných kogeneračních technologií.
2. Uvést princip absorpčního tepelného oběhu v režimu tepelného čerpadla.
3. Pro konkrétní aplikaci v areálu Technická 2 provést návrh spojení KJ s absorpčním TČ a detailně stanovit parametry absorpčního oběhu.
4. Provést technicko-ekonomické zhodnocení realizovaného návrhu a porovnat jej s využitím kompresorových TČ.

Seznam odborné literatury:

Prof. Dvořák, Chladicí technika, skriptum ČVUT

Dvorský Emil, Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, 2005

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15.11.2010

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

**Abstrakt:**

Táto diplomová práca je zameraná na zhodnotenie funkčného spojenia kogeneračnej jednotky so spaľovacím motorom a absorpčného tepelného čerpadla. Cieľom práce je navrhnúť takýto funkčný systém a zhodnotiť ho z technicko - ekonomického hľadiska. V úvode teoretickej časti práce sú detailne popísané používané kogeneračné technológie. Následne je popísaný princíp tepelných čerpadiel, ich základné komponenty a teoretické porovnanie kompresorových a absorpčných tepelných čerpadiel.

V praktickej časti práce je pre konkrétnu aplikáciu v areáli Technická 2 prevedený návrh spojenia kogeneračnej jednotky so spaľovacím motorom a absorpčného tepelného čerpadla, a sú detailne stanovené parametry v návrhu použitého absorpčného tepelného obehu. V závere tejto časti práce sú navrhnuté jednotlivé výmenníky tepla absorpčného čerpadla s výkresovou dokumentáciou. Záverečná časť práce je venovaná technicko - ekonomickému zhodnoteniu realizovaného návrhu a na základe takéhoto zhodnotenia je porovnaná využiteľnosť absorpčného tepelného čerpadla s kompresorovým tepelným čerpadlom.

**Kľúčové slová:**

kogenerácia, absorpčné tepelné čerpadlo, vykurovací faktor, spaľovací motor, absorpčný cyklus

**Abstract:**

This thesis aims to evaluate the functional connection of the cogeneration unit with an internal combustion engine and an absorption heat pump. The aim of this work is to design a functional system and evaluate it from the technical - economic terms. In the introduction of the theoretical work there is description in detail of applied cogeneration technologies. Then there is described the principle of heat pumps, their basic components and theoretical comparison of compression and absorption heat pumps.

In the practical part of this work is for a specific application in the area Technická 2, Brno, proposed merger of the cogeneration unit with an internal combustion engine and an absorption heat pump, and the detailed set design parameters used in absorption heat circulation. At the end of this paper there are designed various heat exchangers of applied absorption heat pump with technical documentation. The final part is devoted to technical - economic assessment of applied design and on the basis of this assessment the usability of absorption heat pump is compared with usability of compressor heat pump.

**Key words:**

cogeneration, absorption heat pump, COP, combustion engine, absorption cycle



**Bibliografická citácia:**

KÜRTHY, M. Kogenerační jednotka s absorpčním TČ. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 57 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

**Čestné prehlásenie:**

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne a bez cudzej pomoci. Vychádzal som zo svojich znalostí, odborných konzultácií a doporučených zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa .....

**Pod'akovanie :**

Týmto by som rád poďakoval doc. Jiřímu Pospíšilovi, Ph. D. za odborné rady a odborné vedenie mojej diplomovej práce.



# OBSAH

<b>OBSAH.....</b>	<b>1</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>2</b>
<b>2 KOGENERÁCIA .....</b>	<b>3</b>
2.1 PRINCÍP KOGENERÁCIE .....	3
2.2 DÔLEŽITÉ PARAMETRE PRE HODNOTENIE KVET .....	5
2.2.1 Modul teplárenskej výroby elektrickej energie (teplárenský modul) e.....	5
2.2.2 Kvalita tepelnej energie .....	6
2.3 VÝHODY KOGENERÁCIE .....	6
<b>3 POUŽÍVANÉ KOGENERAČNÉ TECHNOLOGIE .....</b>	<b>7</b>
3.1 KOGENERAČNÉ SYSTÉMY S PARNÝMI TURBÍNAMI .....	7
3.1.1 Výkonové rozdelenie parných turbín: .....	8
3.1.2 Jednostupňové a dvojestupňové parné turbíny .....	8
3.1.3 Viacstupňové parné turbíny .....	9
3.1.4 Výhody a nevýhody parných turbín v kogenerácii .....	9
3.2 KOGENERÁCIA SO SPAĽOVACÍMI TURBÍNAMI .....	10
3.2.1 Inštalácia spaľovacích turbín .....	11
3.2.2 Používané palivo.....	12
3.2.3 Ekologické aspekty vývoja spaľovacích turbín .....	12
3.2.4 Kogeneračné spôsoby zapojenia spaľovacích turbín.....	12
3.2.5 Prevedenie teplární so spaľovacími turbínami .....	13
3.2.6 Výhody a nevýhody spaľovacích turbín v kogenerácii.....	14
3.3 KOGENERÁCIA SO SPAĽOVACÍMI MOTORMI .....	14
3.3.1 Kogeneračné jednotky so spaľovacími motormi.....	15
3.3.2 Emisie škodlivých látok.....	16
3.4 PAROPLYNOVÉ KOGENERAČNÉ ZARIADENIA .....	17
3.4.1 Princíp paroplynových systémov .....	17
3.4.2 Požiadavky na zapojenie paroplynového zariadenia .....	18
3.5 ŠPECIÁLNE KOGENERAČNÉ ZARIADENIA.....	20
3.5.1 Kogeneračné zariadenia využívajúce palivové články.....	20
3.5.1.1 Princíp palivových článkov.....	20
3.5.2 Stirlingov motor v kogeneračnom systéme.....	22
<b>4 TEPELNÉ ČERPADLO .....</b>	<b>24</b>
4.1 TEPELNÉ ČERPADLO V SYSTÉME KVET .....	24
4.2 TEPELNÉ ČERPADLÁ – KOMPRESOROVÝ SPÔSOB PREVEDENIA .....	25
4.2.1 História kompresorových tepelných čerpadiel.....	25
4.2.2 Princíp kompresorového tepelného čerpadla .....	25
4.2.3 Základné komponenty kompresorového tepelného čerpadla .....	26
Výparníky .....	26
Kompresory .....	27
Kondenzátory.....	29
4.3 TEPELNÉ ČERPADLÁ – ABSORPČNÝ SPÔSOB PREVEDENIA .....	30
4.3.1 História .....	30
4.3.2 Princíp absorpčného tepelného čerpadla .....	30
4.3.3 Charakteristické komponenty ATČ .....	30
Absorbér .....	30
Generátor .....	31
Deflegmátor.....	31
4.4 PRACOVNÉ DVOJICE ATČ.....	31
Dvojica NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	32
Dvojica H <sub>2</sub> O-LiBr .....	32
<b>5 NÁVRH JEDNOSTUPŇOVÉHO ABSORPČNÍHO OBEHU .....</b>	<b>34</b>

5.1	VÝPOČET .....	34
1.1.1	<i>Schéma zapojenia jednostupňového absorpčného obehu</i> .....	34
5.1.1	<i>Stavové hodnoty bodov použitých v obehu</i> .....	35
5.1.2	<i>Diagramy LiBr-H<sub>2</sub>O</i> .....	35
<b>6</b>	<b>VÝPOČET KONDENZÁTORA PRE REÁLNE SPOJENIE KJ S ATČ<sub>LiBr/H<sub>2</sub>O</sub></b> .....	<b>40</b>
6.1	UPRESNENIE CYKLU .....	40
6.2	NÁVRH KONDENZÁTORU .....	41
6.2.1	<i>Stanovenie súčiniteľa prestupu tepla na strane chladiacej vody</i> .....	42
6.2.2	<i>Súčiniteľ prestupu tepla na strane kondenzujúceho chladiva</i> .....	43
6.2.3	<i>Súčiniteľ prostupu tepla</i> .....	43
6.2.4	<i>Výpočet potrebnej dĺžky rúrok pre kondenzátor</i> .....	43
6.2.5	<i>Spôsob konštrukcie kondenzátora</i> .....	44
1.1.2	<i>Návrh absorpčného obehu s rektifikátorom</i> .....	46
<b>7</b>	<b>TECHNICKO – EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE KOGENERAČNEJ JEDNOTKY S ABSORPČNÝM TEPELNÝM ČERPADLOM</b> .....	<b>50</b>
7.1	ENERGETICKÁ BILANCIA ATČ <sub>H<sub>2</sub>O/LiBr</sub> .....	50
7.2	ENERGETICKÁ BILANCIA ATČ <sub>NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O</sub> .....	51
7.3	EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE VARIANTY S ABSORPČNOU JEDNOTKOU LiBr/H <sub>2</sub> O .....	52
7.3.1	<i>Z pohľadu projektanta</i> .....	52
7.3.2	<i>Z pohľadu investora</i> .....	53
7.4	EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE VARIANTY S ABSORPČNOU JEDNOTKOU NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O .....	53
7.4.1	<i>Z pohľadu projektanta</i> .....	53
7.4.2	<i>Z pohľadu investora</i> .....	54
7.5	KOMPRESOROVÉ TEPELNÉ ČERPADLO.....	54
<b>8</b>	<b>ZÁVER</b> .....	<b>56</b>

## 2 Úvod

V súčasnej dobe, kedy si ľudstvo začína uvedomovať dôsledky nehospodárnosti s primárnymi energiami a kedy čoraz viac badať i ekologické dopady takéhoto nakladania s primárnymi energiami, sa čoraz väčší dôraz kladie na efektívnejšie využívanie primárnych zdrojov energií a taktiež sa veľmi citlivo skúmajú ekologické dopady každej použitej technológie pri výrobe energií. Ľudstvo sa takto snaží bojovať za zníženie emisií skleníkových plynov do ovzdušia. Veľkým pomerom medzi tieto emisie sa radí spalovanie fosílnych palív na výrobu elektrickej a tepelnej energie.

Tento problém nás núti uvažovať, ako čo najefektívnejšie primárne zdroje energií využívať. Jednou z možností sú tepelné čerpadlá pre vykurovanie, chladenie, a ohrev TUV. Najčastejším pohonom pre tepelné čerpadlá je elektrická energia. Tá sa však vyrába v elektrárnach s priemernou účinnosťou 30%. Čerpadlo dokáže účinnosť využitia primárnej energie dostať na vyššiu úroveň. Tepelné čerpadlá využívajú obnoviteľné energie z okolitého prostredia. Akumulované slnečné teplo v pôde, spodnej vode a vzduchu premieňajú pomocou elektrickej energie alebo pomocou absorpčného cyklu na teplo pre vykurovanie vnútorných priestorov budov alebo na ohrev TUV. Tepelné čerpadlá sú o to efektívnejšie, že je možné ich využívať po celý rok ako jediný zdroj tepla.

### 3 Kogenerácia

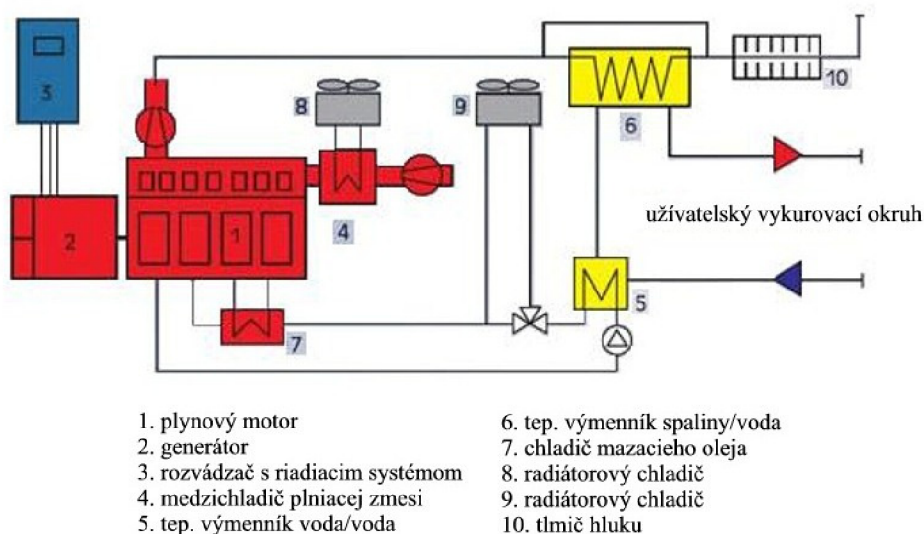
Elektrická energia a teplo sú dva rôzne druhy energie, ktorých potreba je v modernej spoločnosti neodškriepiteľná. Elektrická energia je považovaná za najkvalitnejší druh energie. Pri jej výrobe ale dochádza k značným stratám, teda k neefektívnemu využívaniu primárnych energetických zdrojov (PEZ). Tepelná energia je energiou menej hodnotnou, pretože jej použitie je obmedzené a možno ju len ťažko premieňať na kvalitnejšie druhy energie. Na druhej strane je jej získavanie z PEZ relatívne jednoduché a lacné, mnohokrát sa ale takto zbytočne stráca schopnosť konať pomocou uvoľnenej energie prácu a vyrábať tak všestranne využiteľnú elektrickú energiu. Oproti oddelenému spôsobu výroby elektriny a tepla sa omnoho väčšieho využitia PEZ dosiahne pomocou kogenerácie, ktorá umožňuje vyrábať elektrickú energiu a teplo súčasne.

#### 3.1 Princíp kogenerácie

Základný princíp kogenerácie, alebo tiež kombinovanej výroby elektrickej a tepelnej energie (KVET), spočíva v premene energie paliva (využiteľná časť paliva) na teplo a mechanickú energiu. Táto transformácia pracuje na základe druhého zákona číť termodynamiky, ktorý hovorí, že žiadny stroj nemôže vykonávať prácu ekvivalentnú energii, ktorú odoberá zo zásobníka. A to napríklad z dôvodu trenia pohyblivých častí reálneho stroja a úniku tepla pri jeho transporte zo zásobníka.

Kogenerácia pre získavanie vysokopotenciálneho tepla využíva tepelné obeh, kde premena energie paliva prebieha v tzv. primárnej jednotke (PJ). Sústava pozostávajúca z tejto jednotky, systému dopravy, získavania a úpravy vyrobených energií sa súhrnne nazýva kogeneračný systém. Na obr.1 je znázornený takýto systém pracujúci s PJ v podobe piestového motoru na plynné palivo. Palivo sa v takomto systéme primárne premieňa na mechanickú a tepelnú energiu. Následne je mechanická energia v generátore premenená na elektrickú. V prípade, že parametre elektriny, ako napr. frekvencie a napätia, nezodpovedajú požiadavkom zákazníka, musia byť upravené. Teplo vznikajúce pri spaľovaní v PJ sa odvádza primárnym potrubným systémom do tepelných výmenníkov, kde je odovzdané vode v sekundárnom potrubnom systéme, ktorým je dopravovaná v podobe nízkopotenciálneho tepla k spotrebiteľovi. V závislosti na využití tepelnej energie zákazníkom sa dá jej spotreba deliť na celoročnú (napr. ohrev vody v krytom bazéne) alebo sezónne (napr. vykurovanie v zimných mesiacoch).





Obr. 1: Kogeneračný systém pracujúci s PJ v podobe piestového motora

Konvenčný spôsob získavania el. energie v kondenzačnej elektrárni, ktorá obsahuje kondenzátor pre premenu mokrej pary na kvapalinu, musí obsahovať chladiaci okruh s chladiacou vežou. cez tieto veže sa vypúšťa prebytočné teplo do okolia, a tým sa účinnosť elektrárne znižuje v závislosti na zvyšujúcom sa množstve stratového tepla. U vykurovaní budov, kde by sa dala prebytočná tepelná energia z elektrárni spotrebovať, sú často využívané výhrevne, ktoré premienia energiu paliva iba na teplo. Palivo je možné pomocou kogenerácie využiť lepšie. KVET pri výrobe el. energie využíva nízkopotenciálne odpadové teplo pre ďalšie použitie (napr. vykurovanie budov, ohrev pitnej vody, atď.) Týmto sa odpadové teplo mení na využiteľnú časť energie, ktorá zvyšuje účinnosť procesu. Vyššia účinnosť, teda hodnotnejšie využitie paliva, znamená zníženie vypúšťaných emisií do ovzdušia a z ekonomického hľadiska tiež nižšie náklady na palivo.

Kogeneračné systémy, na rozdiel od veľkých elektrární, ktoré sú väčšinou stavané pri zdroji paliva a pritom čo najďalej od husto osídlených oblastí, sú používané v blízkosti tepelného odbytu. Ich vzdialenosť od odberateľov energií je závislá na systéme rozvodu tepla. KVET sa tiež často využíva v priemysle, ako je napr. chemický, hutnícky, sklárny apod., kde z výrobných procesov vzniká inak nevyužitú vysokopotenciálne teplo. To možno zúžitkovať na vykurovanie budov a na premenu primárnej na mechanickú energiu, ktorá môže poháňať generátor, kompresor a ďalšie stroje, ktoré vyžadujú na svoju prevádzku elektrickú energiu. Malé kogeneračné jednotky sú umiestňované priamo v komplexoch s odbytom tepla a elektriny, napr. v nemocniciach, v hoteloch, obchodných centrálach, apod., kde môžu plniť funkciu záložného alebo aj primárneho zdroja tepelnej a elektrickej energie.

### 3.2 Dôležité parametre pre hodnotenie KVET

#### 3.2.1 Modul teplárenskej výroby elektrickej energie (teplárenský modul) e

Teplárenský modul predstavuje jeden z najdôležitejších parametrov pre hodnotenie kogeneračných zariadení. Jedná sa o pomer elektrického a tepelného výkonu, čiže podiel elektrickej a tepelnej energie vyrobenej v KJ. Možno ho vyjadriť rovnicou:

$$e = \frac{E}{Q} [-]$$

Celková tepelná účinnosť  $\eta_{tc}$ :

Celková tepelná účinnosť je pomer elektrickej a tepelnej energie vyrobenej v KJ ku energii privedenej v palive. Je daná vzťahom:

$$\eta_{tc} = \frac{E + Q}{Q_{pal}} [-]$$

kde:

E [GJ] - elektrická energia vyrobená v KJ,

Q [GJ] - tepelná energia vyrobená v KJ,

Q<sub>pal</sub> [GJ] - energia privedená v palive.

Tab.1: Porovnanie rôznych systémov použitých v KS

Druhy KJ	Teplárenský modul	Celková účinnosť
Parné turbíny	0,1 - 0,4	75 - 88 %
Spalovacie turbíny	0,4 - 1,2	75 - 90 %
Paroplynové zariadenia	0,8 - 2,0	85 - 90 %
Spalovacie motory	0,5 - 1,1	75 - 92 %

### 3.2.2 Kvalita tepelnej energie

Rozhodujúcim kritériom pre kvalitu tepelnej energie vystupujúcej z KJ je teplota, podľa ktorej je možné získané teplo rozdeliť na vysokopotenciálne a nízkopotenčné.

Vysokopotenciálne teplo možno využiť na priemyselné účely (napr. vysušacie procesy, tepelné spracovanie, výroba pary a pod.) Nízkopotenčné teplo je vhodné prevažne na ohrev vody pre teplárenské účely.

Najbežnejšie teplotné médiá v KJET:

- Nízkotepelná voda s teplotou do 100°C
- Vysokotepelná voda s teplotou v rozmedzí 150 -200°C
- Vodná para
- Teplý vzduch

### 3.3 Výhody kogenerácie

- Spoločná výroba elektrickej a tepelnej energie, ktorá výrazným spôsobom zvyšuje účinnosť využitia primárnych energetických zdrojov (paliva)
- možnosť umiestnenia výroby blízko miesta energetického využitia, čím sa znižujú straty vzniknuté rozvodom energií a tiež náklady s týmto spojené
- ekologický prínos (obmedzenie znečistenia životného prostredia)
- kogeneračné jednotky môžu tiež slúžiť ako núdzové zdroje elektrickej energie v miestach jej nepretržitej spotreby
- možnosť trigenerácie – spoločnej výroby elektriny, tepla a chladu (použitím absorpčného chladiča je možné vyrobené teplo použiť aj na výrobu chladu pre technologické účely alebo klimatizáciu)

## 4 Používané kogeneračné technológie

### 4.1 Kogeneračné systémy s parnými turbínami

Parné turbíny sa ako motory pre priemyselné kogeneračné zariadenia používajú už dlhé roky. Ak sa parná turbína použije ako motor kogeneračného systému, je možný dvojaký spôsob zapojenia:

- protitlaková parná turbína
- kondenzačná parná turbína s odberom pary pre dodávku tepla spotrebiteľovi

Najjednoduchším usporiadaním je prevedenie s protitlakovou turbínou, kde celý objem pary po prechode turbínou má relatívne nízky tlak a slúži k ďalšiemu teplárenskému využitiu. Tam kde je vyžadovaný dvojestupňový ohrev vykurovacej vody sa druhý stupeň ohrevu uskutoční buď pomocou odberu z turbíny alebo niekedy parou odoberanou priamo z výstupu kotla a redukovanou na požadovaný tlak.

Parná protitlaková turbína predstavuje typické kogeneračné zapojenie používané v minulosti v najväčšej miere (už od čias prvého uplatnenia parných turbín na prelome 19. a 20. storočia). Vysokotlaková para z kotlov expanduje v turbíne a produkuje mechanickú energiu, ktorá sa používa na pohon elektrického alternátora. Výkon turbíny závisí od množstva expandujúcej pary a tiež na požadovanej kvalite dodávaného tepla, ktorá je daná tlakom pary vystupujúcej z turbíny. Pracovná para vstupujúca do turbíny musí mať vysoké parametre, tj. tlak i teplotu. Na výstupe z turbíny je zvyčajne para s nízkopotenciálnou energiou zodpovedajúcou požiadavkám odberateľov. Typickými vstupnými parametrami pary sú tlak  $p = 3,5 - 6,3$  MPa, a teplota  $t = 450 - 500^{\circ}\text{C}$  u turbín menšieho výkonu (cca do 30 MW) a tlak až do 16 MPa, s teplotou do  $560^{\circ}\text{C}$ , u najväčších teplárenských protitlakových turbín. Zvyšovanie vstupných parametrov pary výrazne zvyšuje investičné aj prevádzkové náklady kotlov, avšak na druhej strane výrazne zlepšuje teplárenské vlastnosti zdroja.

Tlak pary na výstupe z turbíny je daný požadovanými parametrami využívaného tepla. Optimálne vstupné parametre teda závisia na veľkosti (výkonu) zariadenia a na kvalitatívnych požiadavkách odoberaného tepla. Veľkou výhodou zariadenia s parnými turbínami je možnosť spaľovať v kotli ľubovoľné palivá ako sú napr. plyn, mazut, uhlie, tuhé komunálne odpady a pod. Kotly sú často prispôbené pre spaľovanie kombinovaných palív.

Investične sú tieto zariadenia náročné z dôvodu požiadaviek súvisiacich s vysokou teplotou a tlakom používanej pary, a s pomerne komplikovaným a zložitým usporiadaním kotlov a celej tepelnej centrály. Parné zariadenie má obvykle malý elektrický výkon vzťahujúci sa na jednotku dodávaného tepla a vysoké investičné náklady na inštalovaný jednotkový elektrický výkon. Ak kotle a ostatné pomocné zariadenia majú iný hlavný účel ako je výroba pary a jej dodávka spotrebiteľom, potom je zaradenie parnej turbíny do pracovného okruhu ekonomicky veľmi efektívne. To je prípad spaľovne tuhého komunálneho odpadu (prípadne rôznych iných, i nebezpečných odpadov).

U kondenzačných turbín sa para z výstupu turbíny privádza do kondenzátora. Túto páru nie je možné pre kogeneračné účely použiť. Avšak para môže byť u tohto typu turbín vo vhodnom mieste expanzie odoberaná na priemyselné alebo vykurovacie účely. Táto tzv. odberová

turbína môže podľa dopytu po teple pracovať ako kondenzačná s odberom pary alebo protitlaková, keď všetka para (mimo nutný minimálny prietok nízkotlakých častí) je odvedená odberom. Použitie týchto turbín je účelné len za istých podmienok.

#### 4.1.1 Výkonové rozdelenie parných turbín:

Z hľadiska výkonu je možné parné turbíny používané na teplárenské účely rozdeliť do dvoch základných skupín:

- parné turbíny stredného a veľkého jednotkového výkonu
- parné turbíny malého výkonu

Pre súčasnú decentralizovanú kogeneračnú výrobu sú v niektorých prípadoch použiteľné parné turbíny menšieho výkonu. Takéto turbíny môžu byť:

- jednostupňové alebo dvojstupňové
- viacstupňové

#### 4.1.2 Jednostupňové a dvojstupňové parné turbíny

Jednostupňové a dvojstupňové turbíny sa najčastejšie používajú pre menšie prietoky pary a entalpické spády do cca 400 kJ/kg. V súčasnosti disponujeme turbínami nasledujúcich technických koncepcií:

- axiálne turbíny s rovnotlakým alebo Curtisovým stupňom priamo spojené s elektrickým generátorom (50 ot/s) alebo s prevodkou (125/25 ot/s)
- vysokootáčkové axiálne turbíny jedno alebo dvojstupňové s integrovanou prevodkou (počet otáčok podľa prietoku pary 150 až 400 ot/s)
- vysokootáčkové jedno alebo dvojstupňové radiálne turbíny s integrovanou prevodkou (150 až 500 ot/s)
- jednostupňové alebo dvojstupňové radiálne turbíny s vysokootáčkovým generátorom (až 800 ot/s)

Turbíny spojené s elektrickým generátorom priamo alebo prostredníctvom prevodky sa vyznačujú robustnou jednoduchou konštrukciou a majú pomerne malé požiadavky na kvalitu obsluhy. Sú relatívne lacné, ale majú menšiu termodynamickú účinnosť, ktorá veľmi rýchlo klesá s rastúcim entalpickým spádom.

Vysokootáčkové axiálne turbíny majú pomerne vysokú účinnosť a dovoľujú prácu aj v oblasti vlhkej pary. Majú zložitejšie zapojenia pomocných zariadení a vyžadujú kvalitnejší systém riadenia a údržby, pri rovnakom výkone sú drahšie ako turbíny priamo spojené s generátorom.

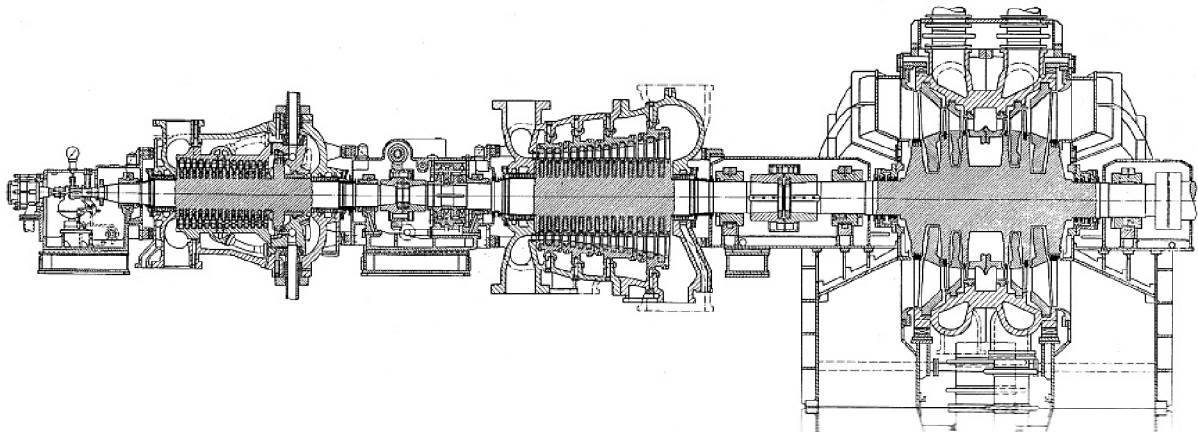
Radiálne vysokootáčkové turbíny majú vlastnosti podobné axiálnym vysokootáčkovým turbínam, dovoľujú však spracovanie väčších entalpických spádov v jednom stupni pri

pomerne vysokej účinnosti, ktorá sa navyše len málo znižuje pri zmenšení výkonu. Sú však citlivejšie na vlhkosť pary a ich cena je väčšia ako cena výkonovo porovnateľných axiálnych turbín.

Turbíny priamo spojené s elektrickým generátorom sa z ekonomického pohľadu môžu uplatniť len pri veľmi nízkych parametroch vstupnej pary, nižších cenách elektriny a malých ročných dobách využitia. Pritom je však nutné posúdiť, či za takých podmienok je vôbec inštalácia parnej turbíny ekonomicky vhodná. V ostatných prípadoch sú jednoznačne výhodnejšie drahšie a účinnejšie vysokootáčkové turbíny. Tieto turbíny sú zatiaľ ponúkané len pre výkony do cca 400 kW. Majú dobrú účinnosť ale aj vyššiu cenu.

### 4.1.3 Viacstupňové parné turbíny

Tento typ turbín nachádza uplatnenie najmä pri vyšších parametroch pracovnej pary. Majú vyššiu termodynamickú účinnosť, ktorá zvyšuje elektrický výkon pri danej dodávke tepla. V modernom prevedení sú tieto turbíny vysokootáčkové s prevodovkou. Do tejto skupiny patria aj turbíny s najväčšími elektrickými výkonmi, ktoré sú však priamo spojené s elektrickými generátormi. Turbíny môžu byť vyrábané ako čisto protitlakové aj ako kondenzačné s odberom pary pre účely dodávky tepla.



Obr. 2: Kondenzačná trojtelesová parná turbína s výkonom 150 MW. Výrobca – MAN

### 4.1.4 Výhody a nevýhody parných turbín v kogenerácii

#### Výhody:

- použiteľnosť ľubovoľného paliva
- teplo dodávané v ľubovoľnej forme (horúca voda, para s vysokým tlakom i nízkym tlakom)
- veľký rozsah jednotkových výkonov
- možnosť výroby turbíny pre špecifické výkonové požiadavky investora
- veľká životnosť

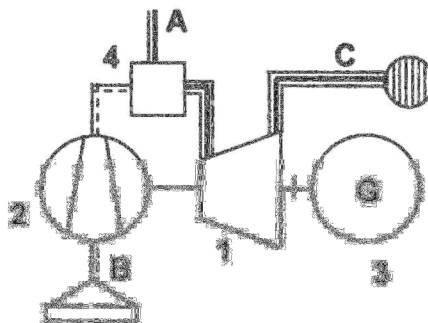
- vysoká celková účinnosť

#### Nevýhody:

- malý pomer elektrického a tepelného výkonu
- pomalý rozbeh a zmena výkonu
- veľké investičné náklady
- problematická realizácia plne automatickej prevádzky
- pomerne veľké požiadavky na zastavanú plochu a obostavaný objem celého kogeneračného zariadenia

## 4.2 KOGENERÁCIA SO SPALOVACÍMI TURBÍNAMI

Spalovacia turbína s jednoduchým otvoreným obehom sa skladá z kompresora, spaľovacej komory, plynovej turbíny, elektrického generátora a pomocných zariadení. Schéma zapojenia týchto komponentov je nakreslené na obr 15. Kompresor nasáva vzduch z atmosféry a stláča ho na požadovaný tlak. Stlačený vzduch je vedený do spaľovacej komory, kde sa v jeho prúde pri stálom tlaku spaľuje palivo. Tým vzniknú spaliny s vysokou teplotou a tlakom, ktoré potom expandujú v plynovej turbíne. Po priechode turbínou, už s nízkou teplotou, sú odvádzané do atmosféry. Plynová turbína poháňa priamo kompresor. Prebytok výkonu je použitý pre pohon elektrického generátora.



Obr. 3: Schéma usporiadania spaľovacej turbíny

1 turbína, 2 kompresor, 3 elektrický generátor; 4 spaľovacia komora; A prívod paliva, B prívod vzduchu, C odvod spalín

Spalovacie turbíny, ktoré sú v súčasnej dobe na svetovom trhu, sú produktom dlhodobého vývoja niekoľkých svetových výrobcov. Výsledkom tohto vývoja sú kompaktné spoľahlivé stroje s vysokou účinnosťou.

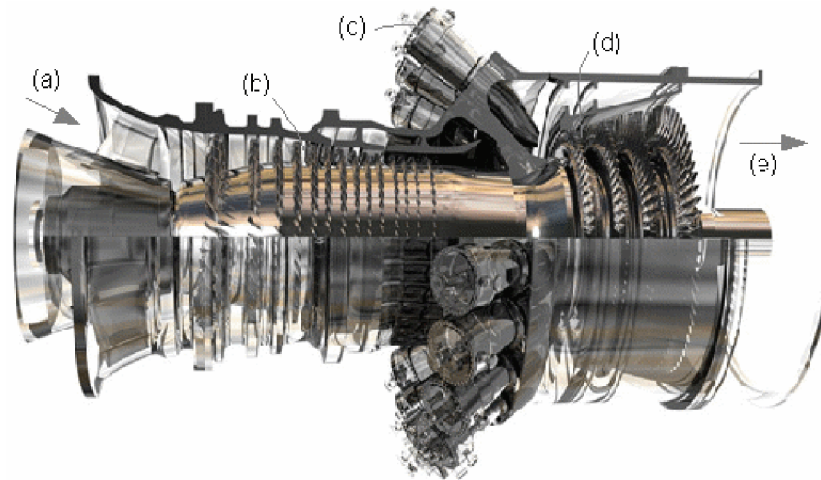
V súčasnej dobe sa používajú spaľovacie turbíny dvoch odlišných koncepcií:

- spaľovacie turbíny priemyslového typu

- spaľovacie turbíny odvodené z leteckých prúdových motorov

Spaľovacie turbíny priemyselného typu sú charakterizované robustnou konštrukciou. vychádzajú pôvodne zo skúseností výrobcov parných turbín. Sú konštruované obvykle ako jednohriadeľové. Vyskytujú sa v celom výkonovom rozsahu vyrábaných jednotiek. Od zariadenia s výkonom rádovo jednotiek MW až po najväčšie turbíny s výkonovou radou až stoviek MW. Kompresory najmenších výkonových typov sa vyrábajú s radiálnymi stupňami, u väčších výkonov sú spravidla axiálne.

Spaľovacie turbíny odvodené z leteckých prúdových motorov sú doplnené o výkonovú plynovú turbínu napojenú na elektrický generátor. Konštrukcia je odľahčená, využíva dlhoročných skúseností výrobcov leteckých motorov. Bývajú dvoj niekedy aj trojhriadeľové.



*Obr. 4. Konštrukcia plynovej turbíny odvodenej z leteckého prúdového motoru určená na energetické účely. A) nasávanie vzduchu, b) turbokompresor, c) spaľovacie komory, d) turbína; e) výstup spalín*

Tepelná účinnosť spaľovacej turbíny je tým väčšia, čím väčšia je teplota spalín na výstupe zo spaľovacej komory. Vysoká teplota spalín vyžaduje však dokonalú konštrukciu plynovej turbíny a materiály najvyššej kvality. Teploty spalín na výstupe zo spaľovacej komory sa dnes pohybujú v rozpätí 950 - 1250°C u turbín priemyselného typu, u turbín odvodенých z leteckých motorov dosahujú až 1380°C. Tlak za kompresorom býva u turbín priemyselného typu najčastejšie 0,6 - 1,2 MPa (u turbín najväčšieho výkonu však až 2,2 MPa), u druhého typu dosahuje až 4 MPa. Elektrická účinnosť sa môže pohybovať v rozsahu 20 až 48%. Závisí na type spaľovacej turbíny a predovšetkým na teplote spalín za spaľovacou komorou.

Spaľovacie turbíny sú k dispozícii vo výkonovom rozsahu 250 kW až 300 MW. Zariadenia s výkonom pod 3 MW sa príliš neuplatňujú z ekonomických dôvodov, pretože majú pomerne nízku účinnosť a vyššie merné investičné náklady.

#### 4.2.1 Inštalácia spaľovacích turbín

Spaľovacie turbíny sú obvykle montované na rám spolu s alternátorom a prevodovkou, ktorá upravuje otáčky turbíny na hodnotu potrebnú pre použitý alternátor. Pretože tieto zariadenia



sú veľmi hlučné, musia sa zvukovo izolovať do špeciálnych krytov aj vo vnútri prevádzkových hál. Kryty majú tiež za úlohu minimalizovať nebezpečenstvo vzniku požiaru. Systémy nasávania vzduchu vrátane tlmičov hluku sú usporiadané mimo budovy alebo krytu. Výfukové spaliny sú odvádzané izolovaným potrubím do vonkajšej atmosféry. Odstávky turbín za účelom údržby sa vykonáva v dlhodobých intervaloch. Rozsiahlejšie opravy sa vykonávajú vo výrobných závodoch.

#### 4.2.2 Používané palivo

Najlepším a najčastejšie používaným palivom spaľovacích turbín je zemný plyn. Vhodným palivom je tiež ľahký vykurovací olej. V niektorých prípadoch sú spaľovacie komory turbín usporiadené pre použitie oboch uvedených palív. Odpadové plyny, ako priemyselné odpadové plyny, bioplyn alebo skládkový plyn sú využiteľné za predpokladu, že sú zbavené všetkých mechanických nečistôt a majú konštantné zloženie a výhrevnosť. Ťažký vykurovací olej nie je ako palivo vhodný vzhľadom na problémy s koróziou horúcich častí.

#### 4.2.3 Ekologické aspekty vývoja spaľovacích turbín

Technológie uplatňované vo vývoji spaľovacích turbín dosahujú pomerne dobré výsledky aj v redukcii tvorby NO<sub>x</sub>. Hlavným smerom vývoja je znižovanie spaľovacej teploty, ktoré sa dosahuje buď suchým spôsobom alebo tiež injektážou pary do spaľovacej komory (mokrý spôsob). Všetky tieto systémy majú svoje limity. Tam kde sú extrémne nízke požiadavky na NO<sub>x</sub> je nevyhnutné zaradiť navyše technológiu selektívnej katalytickej redukcie.

#### 4.2.4 Kogeneračné spôsoby zapojenia spaľovacích turbín

Spaľovacie turbíny sú v poslednej dobe najrozšírenejšími pohonnými motormi v novo budovaných kogeneračných zariadeniach výkonového rozsahu 5 až 100 MW. Spaľovacie turbíny sa oveľa lepšie inštalujú a uvádzajú do prevádzky, ako parné zariadenia s vysokotlakovými kotlami a turbínami. Vyžadujú tiež podstatne menšie zastavanú plochu, majú menšiu hmotnosť a nižšie investičné náklady.

Teplota spalín na výstupe z turbíny býva cca 450 až 550°C, čo dáva predpoklady pre dodávku i vysokopotenciálneho tepla. Spaľovanie v spaľovacej komore prebieha za pomerne veľkého prebytku vzduchu. Spaliny tak obsahujú dostatok kyslíka, ktorý umožňuje prívod ďalšieho paliva. Toto tzv. prídavné spaľovanie (prikurovanie) dovoľuje zvýšiť teplotu spalín na hodnoty aj vyššie ako 1000°C. Pomer elektrického a tepelného výkonu sa tým však znižuje, takže takáto prevádzka je prijateľná len pre účely pokrývania špičiek potreby tepla. Pokiaľ je požadovaná dodávka tepla aj vtedy, keď turbína nie je v prevádzke, vybavuje sa kotol vzduchovými ventilátormi a osobitnými horákmi. Na druhej strane je niekedy výhodné, aby turbína mohla byť prevádzkovaná v špičkách potreby elektrickej energie bez dodávky tepla. Pre tento účel býva inštalovaný osobitný komín na výstupe spalín za spaľovacou turbínou, umožňujúci obtok spalínového kotla.

Spaliny na výstupe zo spaľovacej turbíny môžu byť využívané pre nasledujúce účely:

- sušenie, priame spalovanie
- produkcia stredotlakej a nízkotlakej pary (0,9 až 1,8 MPa) pre technologické účely a vykurovanie
- výroba horúcej alebo teplej vody
- výroba vysokotlakej pary pre technologické účely alebo pre pohon turbíny

#### 4.2.5 Prevedenie teplární so spaľovacími turbínami

Pri návrhu teplárne so spaľovacími turbínami je nutné rešpektovať požiadavku spoľahlivosti dodávky tepla počas vykurovacieho obdobia. Tepláreň musí zabezpečovať dodávku tepla pre vykurovanie pri výpadku najväčšej inštalovanej jednotky vo výške potreby tepla pri priemernej vonkajšej teplote najchladnejšieho mesiaca v roku a takisto musí pokrývať nutné technologické potreby. Ak sa jedná o samostatný tepelný zdroj, je možné túto požiadavku splniť buď doplnením tepelného zdroja dvoma až troma klasickými kotlovými jednotkami na zemný plyn, alebo inštaláciou viacerých KJ so spaľovacími turbínami a kotlom na odpadné teplo s prikurovaním. U malých teplárenských zdrojov sa volí obvykle prvá z uvedených možností, vzhľadom k tomu, že merné investičné náklady malých spaľovacích turbín veľmi rýchlo rastú úmerne k zmenšovaniu menovitého výkonu a súčasne sa výrazne znižuje ich účinnosť.

Základné technologické bloky teplárne so spaľovacími turbínami:

- samotná turbína umiestnená na základovom ráme spolu s elektrickým generátorom a budičom
- olejové hospodárstvo, čerpadlá
- chladiče ( najčastejšie vzduchové)
- blok výstupného traktu – spalínové potrubie, uzatváracie klapky, tlmič hluku
- blok silnoprúdeho zariadenia
- kotol na odpadné teplo vrátane komína
- plynové kotle vrátane horákov a komínov
- zariadenie na úpravu napájacej a doplňovacej vody
- systém riadenia a regulácie vrátane dozorne s centrálnym počítačom
- plynová regulačná stanica
- vonkajšie elektrotechnické zariadenie ( transformátor)

#### 4.2.6 Výhody a nevýhody spaľovacích turbín v kogenerácii

##### Výhody:

- vysoká spoľahlivosť – dlhodobá prevádzka bez nutnosti prevádzkových odstávok
- rýchle nabiehanie a zmena výkonu
- možnosť každodenného odstavovania
- malá spotreba vody
- dostupnosť vysokopotenciálneho tepla – možnosť dodávky tepla vo všetkých požadovaných formách
- nízke merné investičné náklady
- krátka doba výstavy
- kompaktnosť prevedenia, malé nároky na obostavaný priestor a zastavanú plochu
- možnosť vysokého stupňa automatizácie prevádzky

##### Nevýhody:

- citlivosť na čistotu paliva – ZP, kvapalné palivá
- pri spaľovaní ZP požiadavok o vysoký tlak, prípadne nutnosť výstavby plynovej kompresorovej stanice
- vysoká hluková hladina pri zvýšených kmitočtoch
- nižšia účinnosť ako pri spaľovacích motoroch
- pri malých jednotkových výkonoch nižšia účinnosť a vyššie merné investičné náklady

### 4.3 Kogenerácia so spaľovacími motormi

Spaľovacie motory, používané v kogenerácii, sú piestové motory s vnútorným spaľovaním, odvodené od klasických mobilných spaľovacích motorov (automobilových, trakčných a lodných). Tie sa podľa spôsobu zapálenia zmesi vzduchu a paliva vo valci rozdeľujú do dvoch skupín:

Vznetové motory

Zážehové motory

U vznetových motorov dochádza k zapáleniu paliva vo valci samovznietením pri vstreku do horúceho stlačeného vzduchu. účinnosť týchto motorov na hriadelí je v rozpätí 35% až 45% a ich jednotkový výkon môže dosiahnuť až 25 MW. Moderné vznetové motory majú vysoký kompresný pomer a používajú oneskorené zapáľovanie a horenie aby dosiahli zníženie emisií NO<sub>x</sub>, pričom zostáva zachovaný vysoký výkon a účinnosť. Tieto požiadavky vynucujú dokonalejšie prevedenie vstreku paliva a riadiaceho systému motora.

Zážehové motory sa vyznačujú zapáľovaním zmesi palív a vzduchu elektrickou iskrou. Majú spojkovú účinnosť nižšiu než je účinnosť vznetových motorov a to medzi 27% a 43%, a tiež

ich výkonové rozpätie je menšie. Nové zážehové motory s výkonom nad 3 MW používajú predkomôrku, v ktorej má zmes stechiometrické zloženie. Motory s predkomôrkou majú účinnosť až 43%, podobne ako veľké vznetrové motory.

Ak majú byť spaľovacie motory využité pre kogeneráciu, je nevyhnutné ich rekonštruovať na spaľovanie zemného plynu. Túto úpravu je možné vykonať ako u vznetrových, tak aj u zážehových motorov. Rekonštrukcia sa týka predovšetkým palivového systému a spaľovacieho priestoru. V palivovom systéme sa pripravuje zmes plynu a vzduchu s požadovaným zložením, ktorá sa vo valci zapaluje zvyčajne elektrickou iskrou. V niektorých prípadoch (u motorov veľkého výkonu) sa používa dvojpalivový systém, kedy je na dosiahnutie zapálenia s plynom vstrekané malé množstvo motorovej nafty (okolo 5% celkového tepelného vstupu).

Prevádzkou spaľovacích motorov vznikajú nevyvážené sily a tieto motory preto potrebujú špeciálne navrhnuté uloženie na základ absorbujúce vzniknuté vibrácie. Problémom je aj hluk, najmä nízkofrekvenčné zložky, ktoré majú nepríjemný dopad na ľudský sluch. Motory je preto nutné vybaviť kvalitnou hlukovou izoláciou.

Spaľovacie motory obsahujú mnoho súčastí s posuvným pohybom v oblasti vysokých teplôt. Mazanie ich trecích plôch je ťažké, preto sa tieto súčasti opotrebovávajú oveľa viac, ako u čisto rotačných strojov. Dôsledkom sú vyššie požiadavky na údržbu a častejšie vyradovania z prevádzky. Menšiu frekvenciu údržby vyžadujú stroje pracujúce pri nižších otáčkach.

Plynové spaľovacie motory pracujú v dvoch režimoch prebytku vzduchu:

- S množstvom vzduchu blízkym stechiometrickým požiadavkám systému
- S veľkým prebytkom vzduchu

Maximálny výkon a účinnosť motory dosahujú pri spaľovaní v oblasti mierneho prebytku vzduchu. Pritom však produkujú pomerne veľké množstvo NO<sub>x</sub>. Ak sa použije veľký prebytok vzduchu, emisie NO<sub>x</sub> sa podstatne znížia. Takáto prevádzka má ale za následok zvýšenie obsahu CO a nespálených uhlíkov v spalinách a niekedy vedie k spaľovací nestabilite.

### 4.3.1 Kogeneračné jednotky so spaľovacími motormi

Spaľovací motor je tepelný stroj veľmi vhodný pre teplotné využitie. Motor poháňajúci elektrický generátor produkuje súčasne odpadové teplo. Jedná sa o teplo chladienia motora (blok valcov a hlava motora), chladienie mazacieho oleja a teplo výfukových plynov. Chladienia oleja je vykonávané pomocou vodného chladiaceho okruhu, z ktorého je teplo odvádzané vykurovacou vodou. Ohrev tejto vody môže byť vykonaný najvyššie na teplotu okolo 80 ° C. Využíva sa v osobitnom výmenníku chladiace teplo bloku motora a hláv valcov, môže výstupná teplota vykurovacej vody dosahovať aj 100 až 110 ° C, ak je primárny okruh vykonaný ako tlakový. Vzhľadom k tlakovému pomerom v primárnom chladiacom okruhu motora je však výhodnejšie, ak je požadované ohriatie vykurovacej vody len na 90 až 100 ° C. vo výmenníku využívajúcom teplo výfukových plynov, ktorých teplota je najčastejšie v rozmedzí 400 až 540 ° C, je možné ohriať tlakovú vodu na teploty vyššie ako 110 ° C (obmedzenie je dané tlakom v okruhu ohrievanej vody) alebo vyrábať v ňom paru.

Ako tepelný zdroj môžu byť spaľovacie plynové motory využité pre:

- ohrev sekundárnej vykurovacej vody s najobvyklejšími teplotami vykurovacej a vratnej vody, tj 90/70 ° C;
- prácu v moderných primárnych tepelných sieťach s nízkymi teplotami vykurovacej vody a kvantitatívne reguláciou;
- ohrev primárnej vody na teplotu 110 až 130 ° C;
- výrobu pary o nižšom tlaku;
- predohrev napájacej vody parných kotlov a súčasne pre ohrev okysličovacieho médiá horákov týchto kotlov;
- kombináciu priameho sušenia výfukovými spalinami a ohrev vykurovacej vody teplom chladienie motora; chladiace zariadenie;
- výrobu pary vyššieho tlaku spojenú so zaradením protitlakové parnej turbíny (paroplynové zapojenia).

Najvýhodnejším využitím odpadového tepla je ohrev vykurovacej vody na teplotu okolo 90 ° C. Výroba pary predstavuje isté technické ťažkosti a môže byť efektívny len za predpokladu hybridný potreby tepla, tj súčasnej potreby tepla v pare av teplej vode. V takom prípade môže byť teplo chladienia oleja, bloku a hláv valcov a chladienie vzduchu za turbodúchadlom použité pre ohrev vykurovacej vody alebo pre predohrev napájacej vody parných kotlov a teplo výfukových spalín na výrobu pary. Tlak pary by nemal byť príliš veľký, aby sa mohlo dosiahnu dostatočného vychladenie spalín. Pri zariadeniach väčších jednotkových výkonov je možné dochladenie spalín vykonať prídavným výmenníkom ohrievajúcim teplou vodu.

#### 4.3.2 Emisie škodlivých látok

Pri spaľovaní zemného plynu v motoroch kogeneračných jednotiek vzniká jednak neškodná vodná para, ďalej oxid uhličitý (lokálne neškodný) a niekoľko látok ktoré škodia životnému prostrediu. týmito látkami sú najmä oxid uhoľnatý (CO), oxidy dusíka (NO a NO<sub>2</sub>) a nespálené uhlíkovodíky (HC). Oxidy dusíka vznikajú v dôsledku vysokých teplôt pri spaľovaní. Oxid uhoľnatý vzniká nedostatočnou oxidáciou a príliš vysokým ochladením plameňa. Emisie nespálených uhlíkovodíkov je dôsledkom existencie mŕtvych kútov (na pr štrbín medzi valcom, piestom a piestnymi krúžky) a studených zón, ktorými neprejde fronta plameňa.

Obmedzenie všetkých týchto emisií je vážnym problémom všetkých energetických zariadení. Aj keď z pohľadu teritória štátu znamená použitie kogenerácia výrazné zníženie emisií (viď. kap. 3), nemožno prehliadnuť, že z lokálneho pohľadu životné prostredie zaťažujú. Pre ich obmedzenie sa používajú primárne a sekundárne opatrenia.

K primárnym opatreniam patria konštrukčné úpravy motorov (optimalizácia pracovného priestoru valcov, odstránenie mŕtvych kútov a pod.) a prevádzkové opatrenia (zníženie zaťaženia motora, zvýšenie prebytku vzduchu, optimálne nastavenie zážihu a pod.). Jednotlivé primárne opatrenia však väčšinou pôsobia na tvorbu emisií rôzne podľa druhu

emitujúca látky. Je preto potrebné ich kombinovať a voliť optimálny kompromis. Dnes sa používa najčastejšie kombinácia týchto opatrení:

- koncepcie spaľovania chudobnej zmesi;
- prispôsobenie bodu zážehu;
- zníženie zaťaženia motora (vhodné aj pre zvýšenie životnosti);
- vhodné konštrukčné opatrenia.

Motory využívajúce pokročilé technológie spaľovania novej generácie sú schopné bez katalyzátora, pomocou uvedených opatrení splniť požadované emisné limity.

K sekundárnym opatreniam patrí zaradenie katalyzátorov. U menších zariadení sa stretáme s jednocestným oxidačnými katalyzátormi. Väčšie a drahšie jednotky používajú trojcestný regulovaný oxidačný katalyzátor, ktorým sa znižuje obsah NO<sub>x</sub>, CO aj HC.

Zariadenia veľkého výkonu tiež používajú, podobne ako veľké elektrárenské bloky, selektívnu katalytickú redukciu oxidov dusíka pomocou amoniaku (NH<sub>3</sub>). Čpavok sa pridáva do prúdu spalín buď ako plyn, alebo vo forme vodného roztoku. Dávkovanie sa automaticky riadi podľa obsahu NO<sub>x</sub> v spalínach. Obsah NO<sub>x</sub> sa týmto spôsobom môže znížiť aj o viac ako 80%. Pre zníženie ostatných emisií sa toto zariadenie dopĺňa o predradený neriadený oxidačný katalyzátor.

Ekologickým opatrením je tiež ochrana proti hluku. Protihlukové kryty môžu byť vykonané samostatne pre každú z kogeneračných jednotiek, po prípade spoločne pre viac jednotiek. najmä u väčších zariadení sa zvyčajne vykonáva hluková izolácia celej strojovne. Pre obmedzenie hluku je ďalej dôležitý tlmič hluku umiestnený vo výfukovom potrubí pred vstupom do komína, dokonalé odhlučnenie prívodu a odvodu ventilačného vzduchu, protivibračné oddelenie pripojovaných potrubia a pružné uloženie jednotiek na základ.

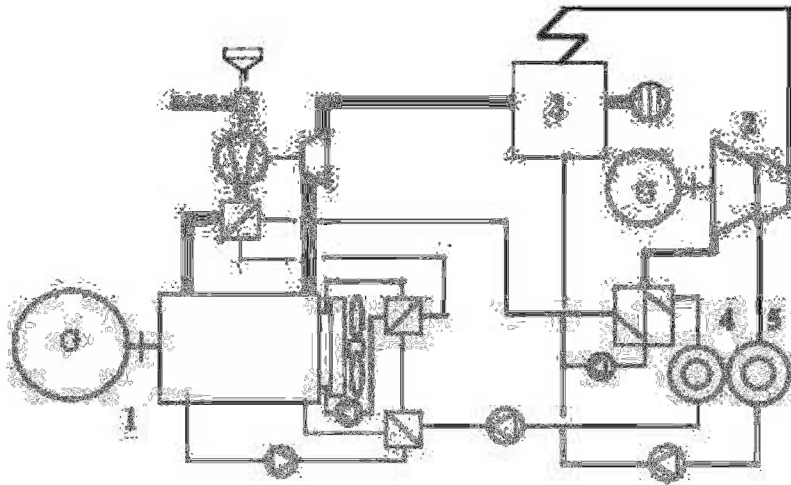
## **4.4 Paroplynové kogeneračné zariadenia**

### **4.4.1 Princíp paroplynových systémov**

Stále rastúce požiadavky na úspory primárnych energetických zdrojov a na ochranu životného prostredia sa prejavujú aj v zmenách koncepcie tepelných energetických zdrojov. S výhodou je možné spojiť v jeden celok spaľovaciu turbínu a pracovný okruh parnej turbíny. Vznikne tzv. paroplynové zariadenie, spájajúce výhody oboch čiastkových prvkov. Toto zariadenie je možné použiť ako pre samostatnú výrobu elektriny, tak v kombinovaných teplárnach. Paroplynové zariadenia použité v elektrárni sa vyznačuje neobyčajnou prevádzkovou pružnosťou a najvyššou účinnosťou (dnes účinnosť najdokonalejších blokov presiahla 60%). Podobné vlastnosti majú tiež kogeneračné bloky využívajúce tento princíp činnosti. To je dôvodom k veľkému rozšíreniu týchto jednotiek všade vo svete. V súčasnej dobe veľká časť rekonštruovaných alebo novo stavaných plynových teplární je vybavená práve paroplynovým zariadením.

Najčastejšie usporiadanie kogeneračného paroplynového tepelného zdroja pozostáva z agregátov spaľovacej turbíny alebo spaľovacieho piestového motora, z parného kotla využívajúceho jej odpadové teplo k výrobe pary a z parnej turbíny s príslušenstvom. Para vyrobená v kotli na odpadové teplo spaľovacej turbíny sa používa na pohon parnej turbíny. V paroplynovom systéme nachádzajú uplatnenie i plynové spaľovacie motory veľkého výkonu, ktorých výfukové plyny sa môžu použiť na výrobu pary pre pohon parnej turbíny (obr. 5).

Parné turbíny používané v paroplynových kogeneračných zariadeniach sú jedno alebo dvoutlakového prevedenie, protitlakové, odberové protitlakové alebo odberové kondenzačné obvykle bez regeneračného ohrevu napájacej vody. Teplo pre spotrebiteľov môže byť dodávané z parného okruhu v ľubovoľnej forme.



Obr. 5: Zapojenie paroplynového kogeneračného zdroja so spaľovacím motorom

1 spaľovací motor; 2 parná turbína; 3 spalínový kotol; 4 spotrebiteľ tepla vo forme horúcej vody; 5 spotrebiteľ tepla vo forme pary

#### 4.4.2 Požiadavky na zapojenie paroplynového zariadenia

V súvislosti s rôznorodými požiadavkami odberateľov tepla máva parná časť paroplynového zariadenia z technického pohľadu veľmi variabilné usporiadanie. Najobvyklejšie je použitie protitlakových turbín. Tiež použitie kondenzačných turbín, vzhľadom k dosahovanej vysokej tepelnej účinnosti kondenzačnej prevádzky, môže byť racionálne. Dodávka tepla zo zdroja sa môže uskutočniť v ľubovoľnej forme (teplá i horúca voda alebo para o rôznych tlakoch).

Hlavnými požiadavkami na paroplynový zdroj sú dosiahnutie čo najvyššej hodnoty celkovej tepelnej účinnosti a čo najvyššia účinnosť výroby elektrickej energie, ktorú charakterizuje modul teplárenskej výroby elektriny. Výpočtové vzťahy pre vyššie uvedené veličiny vyjadrujú rovnice.

$$\eta_{PPZ} = (1 - \eta_{ST})\eta_{kot} + \eta_{ST}$$

$$e_{PPZ} = (1 + e_{PT}) \frac{\eta_{ST}}{(1 - \eta_{ST})\eta_{kot}} + e_{PT}$$

kde:

$\eta_{PPZ}$  je celková tepelná účinnosť tepelného zdroja;

$\eta_{kot}$  je účinnosť kotla na odpadové teplo;

$\eta_{ST}$  je účinnosť spaľovacej turbíny alebo spaľovacieho motora;

$e_{PPZ}$  je modul teplárenskej výroby elektrickej energie tepelného zdroja;

$e_{PT}$  je modul teplárenskej výroby elektrickej energie parnej turbíny.

Celková tepelná účinnosť je priamo úmerná účinnosti parného kotla, ktorá závisí od výstupnej teploty spalín z kotla. Dosiachnutie nízkej teploty spalín na výstupe z kotla sa najčastejšie zaisťuje inštaláciou viactlakového kotla na odpadové teplo alebo zaradením spalínového ohrievača vykurovacej vody ako posledný z teplovýmenných plôch kotla.

Z rovnice pre výpočet modulu teplárenskej výroby elektriny je zrejmé, že s rastom tepelnej účinnosti spaľovacej turbíny alebo spaľovacieho motora rastie teplársky modul zdroja. Z toho vyplýva požiadavka na inštaláciu pohonných jednotiek s čo najvyššou účinnosťou. Rastu modulu teplárenskej výroby elektriny u parnej turbíny sa dosiahne uplatnením čo najnižšieho protitlaku. U tejto energetickej technológie sa dosahuje modul teplárenskej výroby elektriny v medziach 0,8 (dodávka tepla v pare) až 1,4 (dodávka tepla v horúcej vode) i väčšieho, pri celkovej účinnosti 80% (para) až 90% (voda).

Paroplynové kogeneračné zariadenie je vhodné doplniť akumuláčnými zásobníkmi teplej vody, dovoľujúcimi podstatné zvýšenie pružnosti zdroje a dosiahnutie nezávislosti výroby tepla a elektrickej energie.

Predradením spaľovacej turbíny kotlom kogeneračných zdrojov s parnými turbínami pri ich rekonštrukcii možno zväčšiť veľkosť modulu teplárenskej výroby elektriny v týchto zdrojoch. Spaľujú Ak tieto kotly uhlie, môže byť zachovaná ich palivová základňa.

Výhodami paroplynových kogeneračných zdrojov v porovnaní so zdrojmi s parnými turbínami sú:

- výrazne zvýšená výroba elektrickej energie;
- väčšia prevádzková pružnosť;
- menšie požiadavky na zastavanú plochu a priestor;
- nižšie celkové merné investičné náklady;
- ľahšia optimalizácia prevádzkových režimov v dodávke tepla a elektrickej energie.



Pri porovnaní s kogeneračnými zdrojmi so spaľovacími turbínami je to:

- vyššia výroba elektrickej energie;
- jednoduchšia optimalizácia prevádzky.

## **4.5 Špeciálne kogeneračné zariadenia**

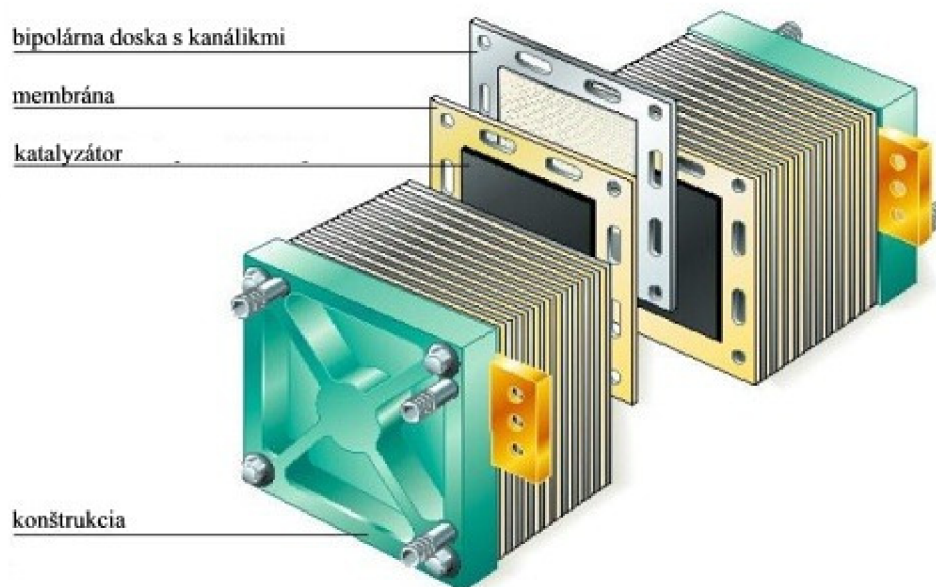
### **4.5.1 Kogeneračné zariadenia využívajúce palivové články**

#### **4.5.1.1 Princíp palivových článkov**

Palivové články sú galvanické články, ktoré môžu premieňať energiu obsiahnutú v palive priamo na energiu elektrickú. Zdrojom energie je najčastejšie vodík, ktorý spolu s kyslíkom (zo vzduchu) môže exotermickým procesom vyrábať elektrickú energiu prostredníctvom elektrolytu za vzniku vody alebo vodnej pary.

Na poréznej anóde pokrytej vrstvou katalyzátora dochádza k štiepeniu vodíka na protóny a elektróny. Protóny prechádzajú elektrolytom ku katóde tiež pokryté katalyzátorom a reagujú tam s adsorbovanými kyslíkovými atómami na vodnú paru, zatiaľ čo elektróny pretekajú elektricky vodivou anódou a uzavretým okruhom ako elektrický prúd.

Palivom palivových článkov by mohol byť najlepšie priamo vodík. V súčasnej dobe je však možné počítať len so zemným plynom, ktorý je tvorený prevažne metánom. Zemný plyn musí byť pred použitím v palivovom článku rozložený na vodík a oxidy uhlíka ( $\text{CO}_2$  a  $\text{CO}$ ). To sa deje v procesnej jednotke (v konvertore), v ktorej metán reaguje s vodnou parou (parná reformácia). Vedľa konvertora a palivového článku je systém doplnený elektrickým invertorom pre premenu jednosmerného prúdu na striedavý.



Obr. 6: Príklad usporiadania palivových článkov do zväzku

Výskum palivových článkov prebieha už veľmi dlho, v poslednej dobe veľmi intenzívne i v oblasti stacionárne jtepłárenskej energetiky. Kogeneračné jednotky s palivovými článkami už prešli do štádia komerčného využívania.

Kyslíkovo-vodíkové palivové články je možné rozdeliť podľa pracovnej teploty a podľa druhu elektrolytu do piatich skupín. Z nich tri sú vhodné pre použitie v kogeneračných zariadeniach. Najrozvinutejším typom palivových článkov, ktoré sú už komerčne využívané, sú články s kyselinou fosforečnú ako elektrolytom, skrátene označované PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cells). Ich pracovná teplota je približne 200° C. Prakticky dosiahnuteľná účinnosť vlastného článku je okolo 55%, čistá účinnosť jednotky asi 45%.

Palivové články s taveninou, tvorenou tavenými uhličitanmi, MCFC (Molten Carbonate Fuel Cells) pracujú pri teplotách okolo 600 ° C. V dôsledku intenzívnych vývojových prác sa komerčné využitie týchto článkov očakáva v najbližšej budúcnosti. Vzhľadom k vysokým nákladom na pomocné zariadenie je však s nimi možno počítať iba pre väčšie výkony. Účinnosť týchto zariadení môže dosahovať až 60%.

Pri najvyšších teplotách pracujú články s pevným elektrolitom označované SOFC (Solid Oxide Fuel Cells). Elektrolit je tvorený keramickým materiálom ktorého základnou zložkou je ZrO<sub>2</sub>. Pracovné teploty sú 900-1000 ° C. Tieto články môžu využívať nielen vodík ale aj plyn vzniknutý zplynením uhlia a toto zariadenie je preto veľmi zaujímavé aj pre SR ako pre krajinu s vlastnými zásobami uhlia. V dôsledku vysokých teplôt môžu byť ako palivo priamo použité aj procesne nespracované uhľovodíky (napr. metán).

Strednoteplotné články PAFC boli vyvinuté a vyrábajú sa len v USA a Japonsku. Články vyvinuté americkou firmou IFC (International Fuel Cell) boli aplikované na malé kogeneračné zariadenia dcérskou firmou OnSite. Tá zariadenia dopracovala do komerčnej podoby kompaktnej jednotky o elektrickom výkone 200 kW a tepelnom výkone 225 kW a dodáva ich do celého sveta pod typovým označením PC 25C. Ich elektrická účinnosť je už 42%, celková účinnosť okolo 85%. Jednotka sa skladá zo štyroch hlavných častí, ktorými sú procesná jednotka, ďalej vlastné palivové články v tlakovej nádobe, zariadenia na využitie odpadového tepla a nakoniec menič prúdu. Procesná jednotka zahŕňa odsírovací stupeň, parnú reformáciu a CO konvertor.

#### 4.5.2 Stirlingov motor v kogeneračnom systéme

Stirlingov motor má veľmi dlhú históriu vývoja. Škótsky inžinier Robert Stirling patentoval tento motor už v roku 1816. V nasledujúcich desaťročiach sa jeho teplovzdušný motor úspešne uplatnil v rade odvetví. Až koncom 19. storočia ho rozvoj spaľovacích zážihových a vznetrových motorov odsunul do pozadia a takmer k zabudnutia. V posledných tridsiatich rokoch však došlo k jeho znovuzrodeniu. Predstavy o uplatnení zdokonalených verzií Stirlingova motora v mobilných aplikáciách sa nenaplnili, ale ukázalo sa, že tento typ motora môže nájsť svoje miesto v stacionárnom prevedení a to najmä pri kogeneračnej výrobe elektriny a tepla.

Stirlingov motor je navrhovaný v niekoľkých typových modifikáciách. Maximálny pracovný tlak u realizovaných motorov sa pohybuje v medziach 15 až 20 MPa, maximálna teplota plynu 630 až 730 °C (vyžaduje špeciálne žiaruvzdorné materiály). Tieto parametre dovoľujú dosiahnutie elektrickej účinnosti 30 až 33%, čo je účinnosť pri motoroch s jednotkovým výkonom 8 až 25 kW vynikajúci výsledok.

Teplo pre vykurovacie účely je v kombinovaných teplárnach zapojenie získavané odvádzaním tepla z chladiča prostredníctvom napr. vykurovacej vody a ďalej ochladením spalín vonkajšieho spaľovania, vystupujúcich z motora.

#### *Výhody a nevýhody Stirlingovho motora v kogeneračnom systéme*

Výhody :

Moderný Stirlingov motor sa vyznačuje dobrou účinnosťou, spoľahlivosťou, tichým chodom a nižšími emisiami škodlivých plynov. Hlavnou výhodou je skutočnosť, že tento motor môže pracovať s najrôznejšími zdrojmi tepla počnúc slnečnou energiou a končiac ľubovoľným fosílnym palivom a biomasou. možno využiť aj odpadového tepla technologických procesov. Motor má nulovú spotrebu oleja, výrazne nižšie servisné náklady, dané dlhými intervalmi medzi údržbovými odstávkami (až 10000 hodín) a dlhú životnosť.

Nevýhody :

Zložitosť zariadenia, vyššia merná hmotnosť na jednotku výkonu, technická náročnosť tesnenie tlakového priestoru valcov a vyššia cena daná doteraz malou sériovosťou výroby a náročnou montážou, nutnosťou použitia špeciálnych materiálov a technologických postupov.



## 5 Tepelné čerpadlo

### 5.1 Tepelné čerpadlo v systéme KVET

Použitie tepelného čerpadla v systéme KVET je obmedzené a sťažené tým, že teplota pracovnej látky vo výparníku musí byť menšia než je teplota zdrojovej vody a naopak teplota v kondenzátore musí byť väčšia než je teplota ohrievanej vody použitej v systéme KVET. Aby mal vykurovací faktor čo najväčšiu veľkosť, musí byť rozdiel teplôt pracovnej látky vo výparníku a v kondenzátore čo najmenší. To je možné vtedy, ak teplota zdroja vody bude čo možno najvyššia a naopak teplota vystupujúcej vykurovacej vody čo najnižšia.

Vhodné zdroje tepla:

Vhodným zdrojom tepla je v našich podmienkach geotermálna voda, voda v čistiarniach odpadových vôd a ďalej rôzne odpadové vody v priemysle s nízkym teplotným potenciálom (teploty 20 až 30 ° C). V takom prípade môže byť teplota vo výparníku TČ v rozpätí 5 až 15 ° C. Aby mohlo byť dosiahnuté požadovanej hodnoty vykurovacieho faktora musí byť veľkosť kondenzačnej teploty v TČ menšia ako 60 až 70 ° C. V takom prípade je možné vykurovaciu vodu ohriať na 55 až 65 ° C. Z vyššie uvedených dôvodov je tepelné čerpadlá v systémoch CZT možné použiť pre:

- ohrev vykurovacej vody v nízkopotenciálnych sekundárnych sieťach
- predohrev vykurovacej vody vo vykurovacích systémoch pracujúcich s výstupnými teplotami nad 70°C
- ohrev alebo predohrev TUV

Pre predohrev vykurovacej vody sa používa odpadné teplo spalovacieho motoru KJ. Pri rovnakej výstupnej teplote vykurovacej vody z celého systému môže byť teplota vody za kondenzátorom TČ znížená oproti predchádzajúcemu prípadu, pomocou čoho sa dosahuje väčšieho vykurovacieho faktora a teda aj väčšieho tepelného výkonu.

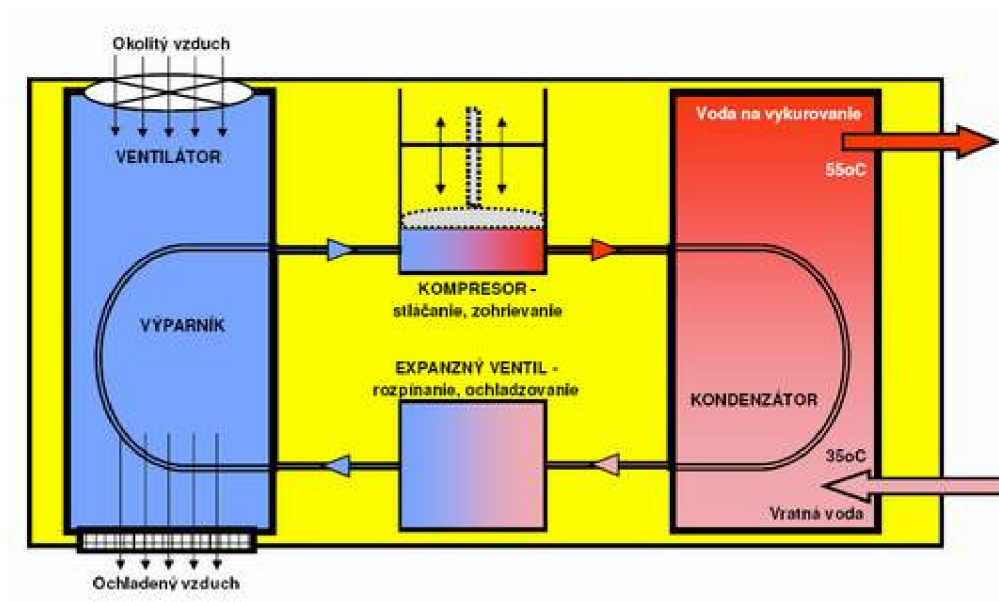
## 5.2 Tepelné čerpadlá – kompresorový spôsob prevedenia

### 5.2.1 História kompresorových tepelných čerpadiel

Už v 19. storočí anglický fyzik lord Kelvin opísal funkciu tepelného stroja pomocou druhej vety termodynamickej. Prvé tepelné čerpadlo údajne "omylom" zostrojil americký vynálezca Robert C. Weber, keď pracoval na pokusoch s hlbokým zamrazením. Pritom sa ale popálil o výstupné potrubie chladiaceho zariadenia. A to ho priviedlo na myšlienku vytvoriť tepelné čerpadlo.

### 5.2.2 Princíp kompresorového tepelného čerpadla

Kompresorové tepelné čerpadlo pracuje na princípe odovzdávania energie. Jedná sa o uzavretý chladiaci okruh, ktorý na jednej strane odoberá teplo z nízkoenergetického zdroja a tým ho ochladzuje a na druhej strane práve odobraté teplo odovzdá do vykurovacieho systému. V tomto chladiacom okruhu je chladivo, ktoré sa odparuje pri nízkych teplotách. Pre transportovanie tepla na vyššiu hladinu sú využívané kompresory (piestové alebo scroll), ktoré slúžia k stláčaniu pár chladiva. Tieto páry pri kompresii zahrievajú, v kondenzátore sa skvapalňujú a tým odovzdávajú teplo do vykurovacieho systému.



Obr. 7: Princíp kompresorového TČ

### 5.2.3 Základné komponenty kompresorového tepelného čerpadla

#### Výparníky

Hlavná funkcia výparníku je premena kvapalného chladiva nízkej teploty na teplotu vyššiu, a jeho dokonalá zmena.

Vo výparníku dochádza k odovzdávaniu tepla z nízkopotenciálneho zdroja do chladiva. Tu musí platiť 2. zákon termodynamiky, ktorý hovorí, že teplo sa samovoľne neodovzdá zo studenšieho prostredia do teplejšieho. Preto je nízkopotenciálny zdroj teplejší než chladivo. Vo výparníku sa odovzdáva teplo zo zdroja tepla chladivu.

U tepelného čerpadla zem-voda sa teplo odovzdáva medzi zemou a plastovými rúrkami HDPE, v ktorých je nemrznúci lieh.

U tepelného čerpadla vzduch-voda sa odovzdáva teplo medzi vzduchom, ktorý je hnaný ventilátorom na lamelový výmenník.

Pre tepelné čerpadlá sú používané tri dtuhy výmenníkov:

- Výmenník výrobné zabudovaný do TČ
  - Tepelná energia musí byť privedená priamo do týchto výmenníkov. Ukladajú sa buď do zeme, do vody, alebo do hlbinných vrtov. Výrobným materiálom sú medené trubky naplnené chladivom. Dĺžka trubiek je nemenná, trubky utvárajú uzavreté slučky. Výrobca zaručuje vyrobenou teplovýmennou plochou pre chladivo dostatok energie na ďalšie použitie.
  
- Doskový výmenník
  - Tento druh výmenníkov je najčastejšie vyrábaný s protiprúdovým usporiadaním – každé z médií prúdi opačným smerom. Takéto usporiadanie umožňuje najefektívnejšie využitie teplotného spádu a teda dosiahnutie najvyššej možnej teploty ohrievaného média alebo dosiahnutie najnižšej možnej teploty ochladzovaného média s účinnosťou v rozmedzí 70 až 90 %.
  
- Lamelový výmenník
  - Tento druh výmenníkov sa skladá z trubiek nalisovaných lamelami. Výparník je v takomto prevedení zabudovaný priamo v TČ. Jeho funkciou je privod tepla vzduchom privádzaným vzduchotechnikou z priestoru vyššej teploty.

## Kompresory

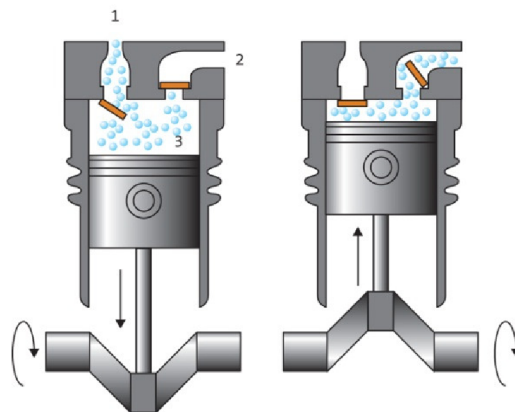
Jedná sa o najdôležitejšiu a zvyčajne najdrahšiu časť tepelného čerpadla.

Kompresor stláča pary chladiva, ktoré vzniknú vo výparníku. Tieto stlačené pary sa v kompresore zahrejú a v kondenzátore odovzdajú teplo vykurovaciemu médiu. Tlaky v kompresore sa odvíjajú v závislosti od použitého chladiva. Tlak pri nasávaní sa obvykle pohybuje v rozmedzí 0,1 - 0,5 MP a na výtlaku v rozmedzí 0,5 - 2,5 MPa. Kvôli veľkým pracovným tlakom sú u kompresora pretlakové ventily, ktoré by mali v prípade pretlaku ochrániť kompresor.

Štyri najpoužívanejšie typy kompresorov pre TČ:

- piestový kompresor

Je to najstarší a všeobecne najrozšírenejší typ kompresorov. Používa sa napr. v chladničkách a mraziacich pulloch. Piestový kompresor nasáva chladiacu látku po častiach (**obr.**), pričom pri ostatných typoch kompresorov je nasávanie kontinuálnym procesom.



Obr.8: Princíp piestového kompresoru  
1) Sací ventil, 2) výfukový ventil, 3) para chladiva

Piestové kompresory sa ďalej môžu deliť na otvorené, polohermetické a hermetické. V otvorenom type kompresoru sú kompresor a motor samostatnými prvkami, vďaka čomu môže byť ako chladivo v kompresore použitý čpavok. Motor je s kompresorom spojený pomocou hriadeľa alebo klinového remeňa. Polohermetické kompresory majú elektromotor i kompresor na jednom hriadeľi v hermetickej skrini. Elektromotor, ventilová doska kompresoru aj kľuková skriňa sú prístupné pomocou demontovateľného veka. používajú sa väčšinou pre špeciálne aplikácie s potrebami vyššieho výkonu. Hermetický kompresor je v praxi najpoužívanejší. Elektromotor a kompresor sú hermeticky uzavreté v jednom puzdre podobne, ako napr. v kompresorovej chladničke. Výhodou je úplná tesnosť, ktorá zabraňuje akýmkoľvek únikom chladiva. Takéto



zariadenie musí byť veľmi kvalitné a spoľahlivé, nakoľko všetky jeho prvky pracujú v uzavretom systéme bez možnosti revízie alebo opravy po niekoľko desiatok rokov svojej životnosti. Tento fakt sa logicky odráža na cene takéhoto zariadenia.

TČ s takýmito kompresormi sú lacnejšie, no majú nižší vykuřovací faktor a sú mierne hlučnejšie. Životnosť piestových kompresorov je približne 15 rokov – tzn., že za dobu životnosti TČ je nutné počítať s jednou výmenou takéhoto kompresoru

- Špirálový kompresor

- Tiež nazývaný SCROLL. Je tvorený z dvoch kovových špirál, ktoré sú do seba vložené. Jedna špirála je pohyblivá, druhá je v kompresore pevne ukotvená. Pevná špirála má v strede otvor, ktorý je prepojený s výtlačnou trubicou. Pohyblivá špirála sa pomocou excentra krúti (nerotuje) v hornej časti kompresoru. Medzi špirálami sa takto vytvárajú plynové vrecúška, ktoré sa premiestňujú medzi oboma špirálami. Na vstupe dochádza k nasávaniu plynu, ktorý sa pohybom presúva do stredu medzi špirály, kde následne dochádza k jeho výstupu. Plynové vrecúška sa pri tomto pohybe zmenšujú a tým sa ich teplota i tlak navýši na požadovanú hodnotu



Obr. 9: Rez Scroll kompresorom

- TČ bývajú s použitím takýchto kompresorov drahšie, dosahujú však dobrých vykurovacích faktorov. V súčasnej dobe je to najpoužívanejší typ kompresorov pre TČ. Ich životnosť zvyčajne býva až 20 rokov ( udáva sa v prevádzkových hodinách – tj. až 100 tis. prevádzkových hodín)
- Rotačné kompresory
    - V TČ sa s nimi často nestretávame. Používajú sa prevažne v klimatizačných zariadeniach. TČ používajúce takýto kompresor pracuje s nízkym vykurovacím faktorom. Uplatnenie nachádza výhradne pri potrebách malého výkonu.
- Skrutkové kompresory
    - Patria medzi rotačné objemové kompresory
    - Pracovnú časť skrutkových kompresorov tvoria skrutkový blok s dvoma skrutkovými rotormi, otáčajúcimi sa v skrini. Rozdeľujú sa na skrutkové

kompresory bezmazné – drahé, zložité a pomerne málo účinné, a mazané – jednoduchšie.

- Používajú sa najmä pri potrebách veľkých výkonov
- Sú investične najnáročnejšie



Obr. 10: Rez skrutkovým kompresorom

## Kondenzátory

Kondenzátor je výmenník tepla v ktorom výmena tepla prebieha medzi chladivom a médiom vykurovacieho systému. (vzduch, voda). Takýto výmenník musí byť konštruovaný na odolnosť voči kolísaniu tlakov v rozsahoch 0 – 2,5 MPa. Dávnejšie sa pre ich konštrukciu používali *trubkové výmenníky* z tzv. potravinárskej medi, na ktoré sa navliekali lamely za účelom zväčšenia ich pracovnej plochy. Tento typ bol určený najmä pre chladenie vzduchom.

Účinnejšie a taktiež používanéjšie sú *doskové výmenníky* v uzatvorenom spájkovanom alebo v rozoberateľnom prevedení. V ich protiprúdom systéme prietoku trubiek je zaistená dostatočná turbulencia zabezpečujúca vysoké prestupy tepla a efektívnejšie využívanie teplotného rozdielu medzi chladivom a vodou vykurovacieho systému. Majú však o niečo väčší hydraulický odpor a vyššie nároky na čistotu pracovných médií.

Doskové výmenníky sú vyrábané najčastejšie z nerezových plechov. Potrebný výkon sa tak jednoducho získa zvyšovaním počtu teplovýmenných vrstiev. Ak je to nutné, potrebný výkon sa upravuje pridaním alebo odobraním lisovaných dosiek – v takom prípade sa mení iba dĺžka doskového výmenníku.

## 5.3 Tepelné čerpadlá – absorpčný spôsob prevedenia

### 5.3.1 História

Jednostupňový absorpčný systém voda/čpavok bol v 19. Storočí využívaný pôvodne pre chladiarenske účely. Až od šesťdesiatych rokov sa začal tento systém tiež využívať v klimatizáciách. V roku 1970 sa začalo uvažovať o využití absorpcie pre vykurovanie. I keď systém pracujúci so čpavkom vyzerá skoro totožne ako systém voda/LiBr, rozdiel je vo vlastnostiach pracovných látok.

### 5.3.2 Princíp absorpčného tepelného čerpadla

Zo sorpčných obehov sa využíva výhradne absorpčný. U absorpčného obehu sú vždy dve pracovné látky, bez ktorých by absorpčný obeh nebol možný. Jedná sa o látky, ktoré plnia funkciu chladiča a absorbentu. Pre tepelné čerpadlá sa v súčasnosti používa dvojica pracovných látok čpavok ako chladič a voda ako absorbent, alebo bromid lítny ako absorbent a voda ako chladič.

Vo výparníku sa vyparuje roztok vysokej koncentrácie, blížiaci sa k 1 (tzv. približne čisté chladič), pri tlaku  $p_0$  danom vyparovacou teplotou. Pary prúdia s rozdielom tlaku do absorbéru, od ktorého z generátoru priteká daný roztok. Pary chladiča sú týmto roztokom pohlcované, jeho koncentrácia rastie až na konečnú hodnotu, kedy je nazývaný roztokom bohatým. Pretože sa u dvojice  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  vyvíja pri pohlcovaní pár teplo, je potrebné roztok v absorbéru zchladit'.

Ohatý roztok je čerpadlom dopravovaný do generátoru, v ktorom je tlak rovný tlaku kondenzačnému, ktorý zodpovedá teplote kondenzácie. Kvapalné chladič je potom vedené cez škrtiaci ventil do výparníka k opätovnému vypareniu.

V obehu  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  nevychádza pri vypudzovaní pár z generátoru čistá para chladiča, ale odchádza para zmiešaná s parami absorbéru. Para absorbéru zkondezuje v kondenzátore a dostáva sa s chladičom do výparníka. Tu sa z roztoku vyparuje chladič, kvapalný absorbent sa vo výparníku hromadí a znižuje hodnotu koncentrácie roztoku vo výparníku. Týmto narastá pri stálom vyparovacom taku vyparovacia teplota. Je nutné z času na čas tzv. zvodnatený čpavok prepustiť do absorbéru. Toto prepúšťanie nemusí prebiehať odstavením zariadenia, dá sa ho plynule vykonávať pri prevádzke zariadenia.

### 5.3.3 Charakteristické komponenty ATČ

#### Absorbér

V absorbéru dochádza k pohlcovaniu pár chladiča vznikajúcich vo výparníku chudým roztokom. Chladením absorbéru sa z neho odvádza teplo uvoľňované pri absorpcii. Podľa toho, aké sa použije chladiace médium, sa delia absorbéry na chladené vzduchom a chladené vodou. Absorbéry chladené vzduchom sa používajú napríklad v domácich chladničkách. Vodou chladené absorbéry sú prietochné a sprchové. Pri sprchovom prevedení sa používa

sprchový kondenzátor, ktorý je umiestnený nad absorbérom. Voda ztekajúca z kondenzátora sa zužitkuje na odvod absorpčného tepla. Pretože je vstup chudého roztoku v dolnej časti, výstup bohatého roztoku býva z vrchu. Týmto vzniká protiprúde usporiadanie.

## Generátor

Jeho úlohou je pri zržaní tlaku vypudiť zahriatím z bohatého roztoku pohltené chladiivo. Ich konštrukcia je značne ovplyvňovaná spôsobom prívodu tepelnej energie. Rozhodujúce je, či sa tento prívod vykonáva za pomoci pary, vody, splodinami z horenia, alebo iným spôsobom. U generátorov prevláda ležaté usporiadanie, ale v súčasnosti sa vyrábajú i veľmi výkonné stojaté typy. Pre malé zariadenia sú časté dvojtrupové typy. Vykurovacia para svtupuje do najhornejšej vnútornej rúrky a z najspodnejšej odteká kondenzát. Bohatí kvapalina priteká do najspodnejšieho medzirúrkového priestoru, z najhornejšieho vystupuje chudý roztok. Pri generátoroch používaných pri systémoch pracujúcich so čpavkom prechádza z rektifikačnej kolóny roztok cez výmenník tepla do absorbéru.

## Deflegmátor

Tent prvok je súčasťou generátora. Vodné pary (pary absorbentu) dchádzajú z generátora spoločne s chladivom do chladiaceho okruhu. Znižujúca účinnosť zariadení môže byť príčinou porúch. Preto sa objavuje snaha ochladzovaním pár z kondenzovať ich flegmatickú zložku. Chladienie sa vykonáva buď bohatou kvapalinou, alebo vodou v deflegmátore. V prvom prípade sa znižuje spotreba tepla a spotreba chladiacej vody. Zariadenie sa ale stáva komplikovanejším, pretože za deflegmátor s bohatou kvapalinou sa pre dosiahnutie lepšej deflegmácie musí zaradiť ešte vodný deflegmátor. Voda potrebná pre deflegmátor prechádza najčastejšie najprv kondenzátorom, aby nedochádzalo ku kondenzácií už v deflegmátore. Flegma – kondenzát získaný v deflegmátore sa vracia cez rektifikátor naspäť do generátora.

## 5.4 Pracovné dvojice ATČ

V absorpčnom obehu môže kolovať škála pracovných dvojíc, avšak nie každá dvojica je pre daný obeh vhodná. Veľký vplyv pre voľbu ideálnej dvojice pre daný obeh má najmä dobrá rozpustnosť chladiiva v absorbente, napr. dvojica  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  a  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , kde v prvom prípade je absorbentom čavok ( $\text{NH}_3$ ), a v druhom roztok  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , splňujú tento požiadavok najlepšie. To tiež dokazuje tabuľka výrobcov absorpčných chladiacich zariadení. Ďalej je nutné špecifikovať výber pracovných dvojíc podľa schopnosti danej látky vykazovať značný rozdiel teplôt varu a možnosti pracovať v oblasti žiadaných tlakových a teplotných úrovní.

Tab.2: Prehľad výrobcov ACHZ s použitými pracovnými dvojicami

Spoločnosť	Pôvod	Pracovná dvojica
Carrier	USA	H <sub>2</sub> O-LiBr
Trane	USA	H <sub>2</sub> O-LiBr
Yazaki	Japonsko	H <sub>2</sub> O-LiBr
Sanyo	Japonsko	H <sub>2</sub> O-LiBr
Ebara	Japonsko	H <sub>2</sub> O-LiBr
Mitsubishi Heavy Industry	Japonsko	H <sub>2</sub> O-LiBr
Hitachi	Japonsko	H <sub>2</sub> O-LiBr
Broad	Čína	H <sub>2</sub> O-LiBr
Thermax	India	H <sub>2</sub> O-LiBr
Absorptionskalt KG	Holandsko	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Colibri - Stork Robur	Taliansko	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Hans Guntner GmbH	Nemecko	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O

### Dvojica NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Chladiace vlastnosti tejto dvojice látok sú veľmi dobré. Avšak, pri varu roztoku čpavku v desorbéri dochádza k úniku vodnej pary, ktorú je potrebné odstraňovať, a tka narastá spotreba tepla. Ďalšou nevýhodou je nižšia účinnosť obehu v porovnaní s obehom LiBr-H<sub>2</sub>O. Tento fakt je spôsobovaný tým, že výparné teplo čpavku je približne polovičné oproti výparnému teplu vody. Používa sa v absorpčných obehoch, ktoré chladia pod 0°C.

*Charakteristické vlastnosti:*

- Rozdiel teplôt medzi čpavkom a vodou je cca 135°C
- Čpavok je chemicky agresívny, je toxický, horľavý a v istých koncentráciách aj výbušný
- Čpavok má veľmi prenikavý charakteristický zápach
- Čpavok napadá farebné kovy. Je zvlášť agresívny na meď a je zliatiny

### Dvojica H<sub>2</sub>O-LiBr

Táto pracovná dvojica patrí medzi najvyužívanejšie v oblasti absorpčných tepelných čerpadiel, a to z dôvodu niekoľkých jej pozitívnych charakteristík oproti spomenutému čpavku.

*Charakteristické vlastnosti:*

- Odpadá potreba úpravy koncentrácie pary vychádzajúcej z generátora, pretože LiBr je rozpustená soľ bez vlastného parciálneho tlaku
- Nízky tlakový rozdiel pk/po nevyžaduje škrtenie

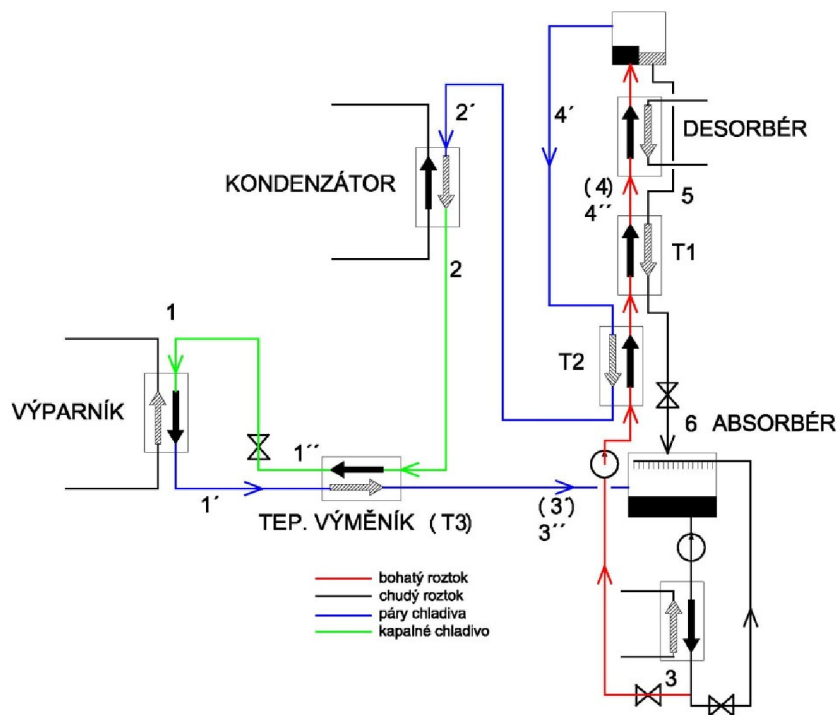
- Voda môže byť ochladzovaná sprchou v priestore výparníku
- Velmi nízke tlaky (0,1 až 0,001 baru) vyžadujú účinné od vzdušňovacie zariadenia

Absorpčné obehly s LiBr sú vždy podtlakové, čo môže spôsobovať isté konštrukčné potiaže spojené s nutným dôsledným zatesnením zariadenia. Ale z rovnakého dôvodu odpadajú obavy o únik pracovnej látky, ako pri čpavku, ktorý pracuje pri pretlaku. Samotný LiBr je látka pevného skupenstva, ktorá sa získava z morskej vody. Používa sa pri obehoch kde sa ochladzuje nad 0°C.

## 6 Návrh jednostupňového absorpčného obehu H<sub>2</sub>O/LiBr

### 6.1 Výpočet

#### 1.1.1 Schéma zapojenia jednostupňového absorpčného obehu



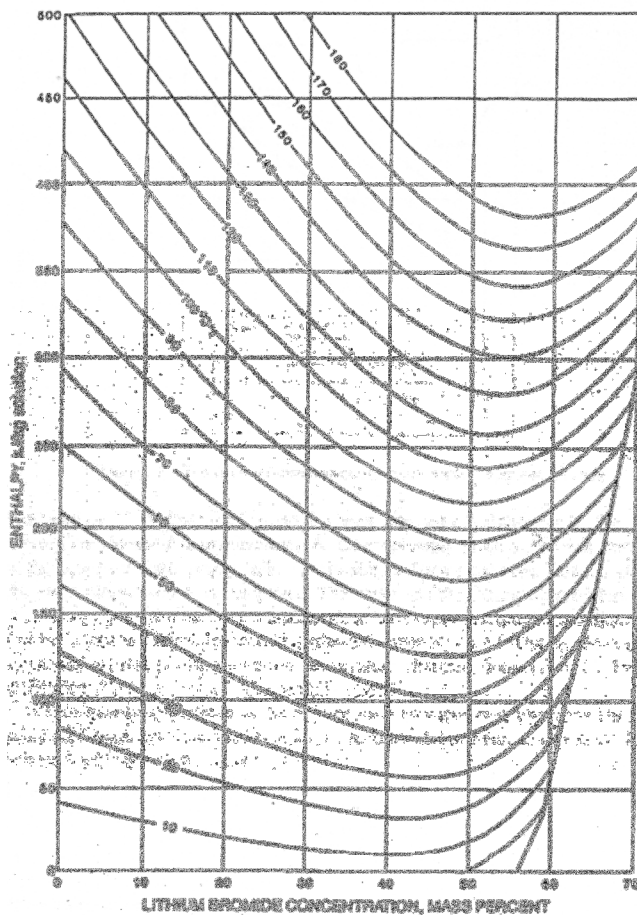
Obr.11 : Návrh zapojenia jednostupňového obehu

### 6.1.1 Stavové hodnoty bodov použitých v obehu

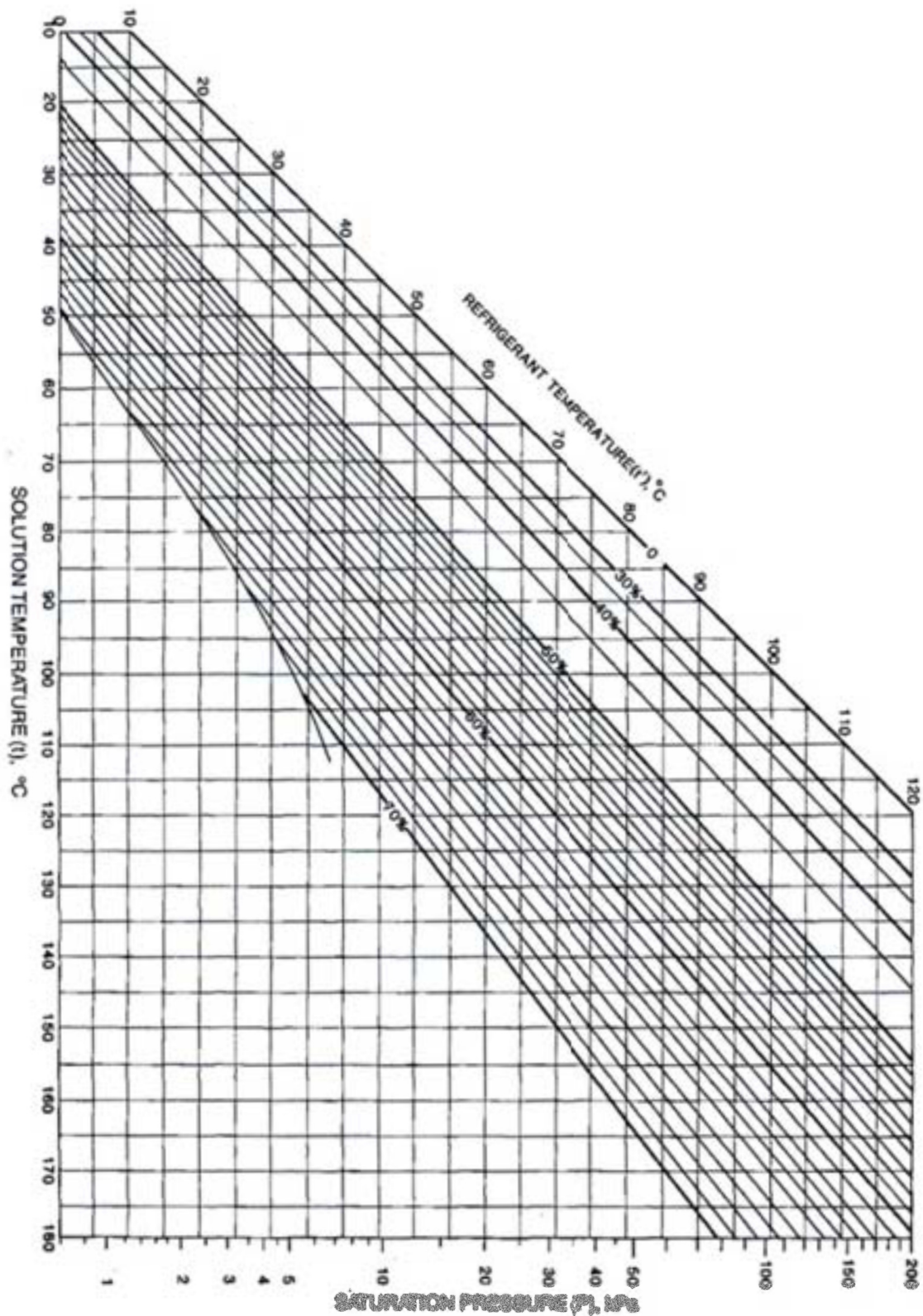
Tab.3: Parametre 1°abs. Tep. cyklu s H<sub>2</sub>O/LiBr

Bod	Teplota °C	Tlak (kPa)	Entalpie (kJ/kg)	Koncentrace (-)
1	5	0,87	21	0
1'	5	87	2510	0
1''	30	7,4	126	0
2	40	7,4	168	0
2'	50	7,4	2593	0
3	40	0,87	106	0,578
3'	39	0,87	2574	0
3''	27	0,87	2552	0
4	81	7,4	189	0,578
4'	81	7,4	2650	0
4''	72	7,4	177	0,578
5	92	7,4	226	0,63
6	51	0,87	154	0,63

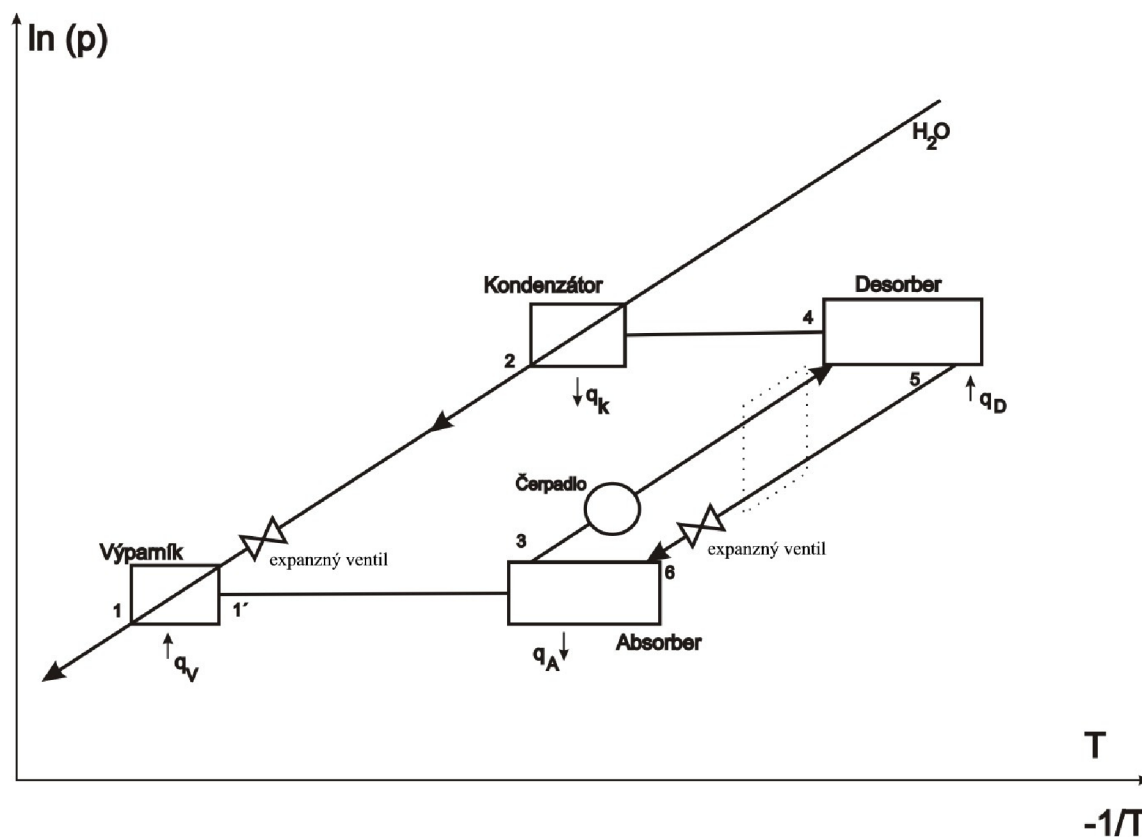
### 6.1.2 Diagramy LiBr-H<sub>2</sub>O

Obr.12 : LiBr/H<sub>2</sub>O i - x diagram





Obr.13 : LiBr/H<sub>2</sub>O, p-t-x diagram

Obr.14 : Schéma 1-stupňového LiBr/H<sub>2</sub>O tepelného absorpčného cyklu

**Pomerné obiehajúce množstvo bohatého roztoku f:**

$$f = \frac{\xi_v - \xi_5}{\xi_3 - \xi_5} = \frac{0 - 0,63}{0,578 - 0,63} = 12,1$$

**Merná práca čerpadla  $w_\varepsilon$ :**

$$w_\varepsilon = f \cdot (P_2 - P_1) \cdot v_s = 12,1 \cdot (7,4 [\text{kPa}] - 0,87 [\text{kPa}]) \cdot \frac{1}{1200} [\text{m}^3/\text{kg}] = 0,07 \text{ kJ/kg}$$

kde  $P_2 - P_1$  je rozdiel tlakov ktorý čerpadlo musí prekonať, a  $v_s$  je merný objem tekutiny hnanej čerpadlom. Tu sa uvažuje približná hustota, keďže práca hancieho čerpadla je neporovnateľne menšia a teda zanedbateľná v porovnaní s prácou ostatných prvkov v systéme. Po takejto úvahe môžeme predpokladať že entalpia  $i_3$  je počas celého cyklu konštantná. Taktiež môžeme zanedbať zmenu teploty v závislosti na práci hnacieho čerpadla.

Jednotkový tepelný tok medzi bodmi 3 a 4 je :

$$q_p = f \cdot (i_4 - i_3) = 12,1 \cdot (189 [\text{kJ/kg}] - 106 [\text{kJ/kg}]) = 1004 [\text{kJ/kg}]$$

Jednotkový tepelný tok medzi bodmi 5 a 6 je:

$$q_r = (f - 1) \cdot (i_5 - i_6) = 11,1 \cdot (226 [kJ/kg] - 154 [kJ/kg]) = 799 [kJ/kg]$$

Hodnota tepelnej výmeny je 799 kJ/kg. Ochudobnený roztok medzi bodmi 5 – 6 je ochladený na teplotu T6, zatiaľ čo obohatený roztok medzi bodmi 3 – 4 na teplotu T4 ohrievaný nie je. To znamená že entalpiu pre bohatý roztok opúšťajúci výmenník tepla spočítame na základe podmienky, že  $q_p$  musí byť rovný  $q_r$ .

$$i_{4'} = i_3 + \frac{q_r}{f} = 106 [kJ/kg] + \frac{799 [kJ/kg]}{12,1} = 172 [kJ/kg]$$

Teplota v tomto bode je 72 °C. V ďalších krokoch som spočítal jednotkové tepelné toky vo výparníku, kondenzátore, absorbére a generátore.

*Jednotkový tepelný tok vo výparníku je:*

$$q_e = (i_1 - i_2) = (2510 [kJ/kg] - 168 [kJ/kg]) = 2342 [kJ/kg]$$

*Jednotkový tepelný tok v kondenzátore je:*

$$q_c = (i_{4'} - i_2) = (2650 [kJ/kg] - 168 [kJ/kg]) = 2482 [kJ/kg]$$

*Jednotkový tepelný tok v absorbére je:*

$$q_a = i_1 - i_6 + f \cdot (i_6 - i_3)$$

$$q_a = 2510 [kJ/kg] - 154 [kJ/kg] + 12,1 \cdot (154 [kJ/kg] - 106 [kJ/kg]) = 2937 [kJ/kg]$$

*Jednotkový tepelný tok v desorbére je:*

$$q_d = i_{4'} - i_5 + f(i_5 - i_{4'})$$

$$q_d = 2650 [kJ/kg] - 226 [kJ/kg] + 12,1 \cdot (226 [kJ/kg] - 172 [kJ/kg]) = 3077 [kJ/kg]$$

Kontrola energetickej bilancie:

$$q_d + q_e = q_c + q_a$$

$$3077 [kJ/kg] + 2342 [kJ/kg] = 2482 [kJ/kg] + 2937 [kJ/kg]$$

$$5419 [kJ/kg] = 5419 [kJ/kg]$$

Energetická bilancia je splnená.

Výpočet chladicího faktoru systému COP:

$$COP = \frac{q_e}{q_d} = \frac{2342 [kJ/kg]}{3077 [kJ/kg]} = 0,76$$

Z jednotkových tepelných tokov môžeme vyjadriť hodnoty tepelných a hmotnostných tokov v príslušných častiach tepelného obehu pre daný vykurovací výkon desorbéra 172kW.

*Obiehajúce množstvo chladiva:*

$$m_{ch} = \frac{Q_d}{q_d} = \frac{172[kW]}{3077[kJ/kg]} = 0,0558[kg/s]$$

*Obiehajúce množstvo bohatého roztoku:*

$$m_b = m_{ch} \cdot f = 0,0558[kg/s] \cdot 12,1 = 0,6752[kg/s]$$

*Obiehajúce množstvo chudého roztoku  $m_{chr}$ :*

$$m_{chr} = m_b - m_{ch} = 0,6752[kg/s] - 0,0558[kg/s] = 0,6194[kg/s]$$

*Tepelný výkon vystupujúci z kondenzátoru  $Q_c$ :*

$$Q_c = m_{ch} \cdot q_c = 0,0558[kg/s] \cdot 2482[kJ/kg] = 138,4956[kW]$$

*Tepelný výkon vystupujúci z absorbéru  $Q_a$ :*

$$Q_a = m_{ch} \cdot q_a = 0,0558[kg/s] \cdot 2937[kJ/kg] = 163,8846[kW]$$

*Tepelný tok prechádzajúci výparníkom  $Q_e$ :*

$$Q_e = m_{ch} \cdot q_e = 0,0558[kg/s] \cdot 2342[kJ/kg] = 130,6836[kW]$$

Určíme vykurovací faktor takéhoto obehu:

$$COP_T = \frac{Q_c + Q_a}{Q_d} = \frac{138,4956[kJ/kg] + 163,8846[kJ/kg]}{172[kJ/kg]} = 1,758$$

Tepelný výkon ATČ<sub>LiBr</sub>:

$$Q_T = COP_T \cdot Q_{KJ} = 1,758 \cdot 172[kW] = 302,376[kW]$$

## 6.2 Výpočet kondenzátora pre reálne spojenie KJ s ATČ<sub>LiBr/H<sub>2</sub>O</sub>

### 6.2.1 Upresnenie cyklu

Pri návrhu reálneho spojenia KJ s TČ je potrebné zvážiť nasledovné fakty:

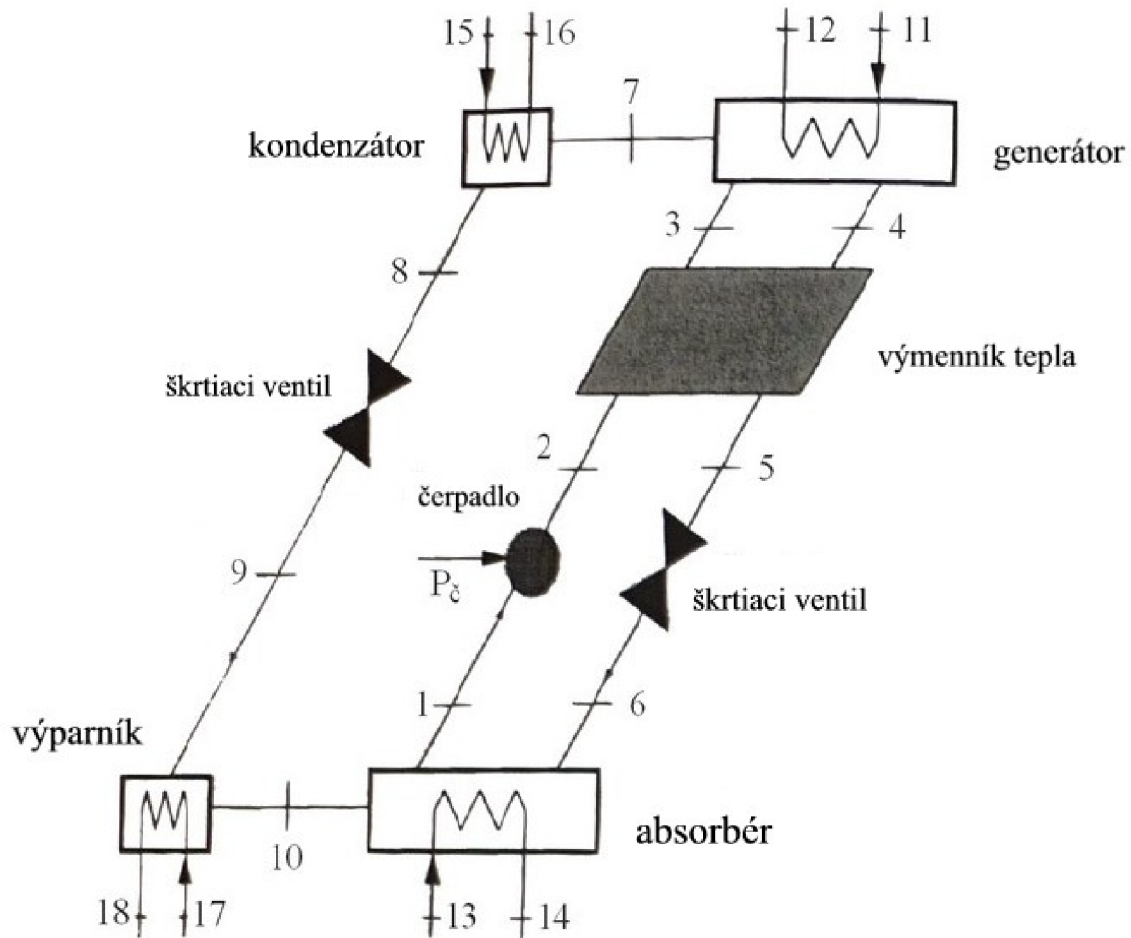
- KJ používaná fakultou FSI dodáva vodu teploty 90°C. Táto teplota však nieje dostatočná pre absorpčné tepelné čerpadlo. Preto bude uvažované, že na KJ bude uskutočnená úprava a časť spalín KJ bude dohrievať vodu na teplotu 95°C. Takýmto spôsobom bude umožnená funkcia ATČ
- Aby bolo možné absorbovať 1kg chladiva tepelným čerpadlom, je potrebné upraviť rovnicu pre určovanie množstva roztoku :

$$y' = \frac{1 - \xi_{ch}}{\xi_b - \xi_{ch}} = 10,7$$

Na základe tejto úpravy sa parametre cyklu zmenia. Parametre reálneho absorpčného cyklu sú uvedené v tabuľke 4.

Tab. 4: Parametre reálneho 1° abs. tep. cyklu H<sub>2</sub>O/LiBr

bod	entalpia	hmotnostný prietok	tlak	teplota	koncentrácia
1	85,8	0,47	0,68	32,9	43,3
2	85,8	0,47	7,35	32,9	43,3
3	147	0,47	7,35	63,2	43,3
4	221,2	0,47	7,35	89,4	37,6
5	153,9	0,43	7,35	53,3	37,6
6	153,9	0,43	0,68	44,7	37,6
7	2644,6	0,04	7,35	76,8	1
8	167,2	0,04	7,35	39,9	1
9	167,2	0,04	0,68	1,5	1
10	2503,4	0,04	0,68	1,5	1
11	398,74			95	
12	356,82			85	
13	104,8			30	
14	154,9			37	
15	125,2	5,17		30	
16	154,9			37	
17	50,41			12	
18	29,43			7	



Obr. 15: Reálne spojenie KJ s ATČ LiBr/H<sub>2</sub>O

### 6.2.2 Návrh kondenzátoru

Pre návrh tepelného výmenníka bol zvolený kondenzátor.

Vstupné údaje pre tepelná výpočet výmenníka:

- hmotnostný prietok chladiva:  $m_7 = 0,0\dot{\epsilon}\dot{\epsilon}$  kg/s
- entalpia chladiva vstupujúceho do kondenzátoru:  $i_7 = 2644,6$  kJ/kg
- entalpia chladiva vystupujúceho z kondenzátoru:  $i_8 = 167,2$  kJ/kg
- hmotnostný prietok chladiacej vody :  $m_{15} = 3,67$  kg/s
- entalpia chladiacej vody vstupujúcej do kondenzátoru :  $i_{15} = 125,2$  kJ/kg
- entalpia chladiacej vody vystupujúcej z kondenzátora:  $i_{16} = 154,9$  kJ/kg

Kondenzátor je v prevedení rúrkovom, kde chladiaca voda prúdi vnútri rúrok a na povrchu kondenzuje chladivo. Pre cyklus pracujúci s vodou ako chladivom a LiBr ako absorbátorom bude kondenzátor pracovať s vodou na oboch stranách. Rúrkový zväzok kondenzátoru bude umiestnený v jednej tlakovej nádobe spolu s generátorom.

Návrh tepelného výmenníka spočíva hlavne v stanovení potrebnej plochy pre výmenu tepla. Tá sa stanoví z prestupu tepla.

### Stanovenie súčiniteľa prestupu tepla na strane chladiacej vody

Pre výpočet bude nutné si stanoviť hodnoty niektorých veličín pre vodu pri teplote 35°C:

- prandtlovo číslo:  $Pr_{35} = 4,81$
- kinematická viskozita :  $\nu_{35} = 72,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$
- hustota vody:  $\rho_{H2O35} = 994,1 \text{ kg/m}^3$
- tepelná vodivosť :  $\lambda_{35} = 0,624 \text{ W/mK}$

Kondenzátor bude zostrojený z hladkých medených rúrok s parametrami:

- priemer:  $D_r = 18 \text{ mm}$
- hrúbka steny :  $t_r = 1 \text{ mm}$
- vnútorný priemer rúrky:  $d_r = 16 \text{ mm}$
- počet paralelne radených rúrok:  $n_r = 25$

Rýchlosť prúdenia vody v rúrke bude:

$$w = \frac{\dot{m}_{15}}{\rho_{H2O35} \cdot n_r \cdot \frac{\pi \cdot d_r^2}{4}} = \frac{3,67}{994,1 \cdot 18 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}} = 1,02 \text{ m/s}$$

Reynoldsove číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_r}{\nu_{35}} = \frac{1,03 \cdot 0,016}{72,4 \cdot 10^{-8}} = 22541$$

Nusseltovo číslo pre nútenú konvekciu pri prúdení vnútri rúrky môže byť vypočítané na základe vzťahu:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 22541^{0,8} \cdot 4,81^{0,4} = 131,2$$

Súčiniteľ prestupu tepla vnútri rúrok potom bude:

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda \cdot Nu}{d_r} = \frac{0,624 \cdot 131,2}{0,016} = 5117 \text{ W/m}^2\text{K}$$

## Súčiniteľ prestupu tepla na strane kondenzujúceho chladiva

Kondenzácia bude prebiehať vnútri rúrok pri teplote 40°C a teplota pár prichádzajúcich do kondenzátora je 76,7°C. Pre výpočet bude nutné poznať hodnoty niekoľkých veličín. Tepelná vodivosť a výparné teplo budú uvažované pre teplotu kondenzácie. Ostatné veličiny budú uvažované pre strednú teplotu 60°C.

- tepelná vodivosť pri 40°C :  $\lambda_{40} = 0,633W / mK$
- výparné teplo pri 40°C :  $r_{40} = 2406,7kJ / kg$
- hustota:  $\rho_{H_2O60} = 983,2kg / m^3$
- kinematická viskozita:  $\nu_{60} = 48 \cdot 10^{-8} m^2 / s$

Prúdenie chladiva je laminárne. Súčiniteľ prestupu tepla na horizontálnych rúrkach bude:

$$\alpha_{out} = 0,725 \cdot \left( \frac{\lambda_{40}^3 \cdot r_{40} \cdot g \cdot \rho_{H_2O60}}{\nu_{60} \cdot d_r (t_8 - t_7)} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,725 \left( \frac{0,633^3 \cdot 2406,7 \cdot 9,81 \cdot 983,2}{48 \cdot 10^{-8} \cdot 0,016 (76,8 - 39,9)} \right)^{\frac{1}{4}} = 1547,8W / mK$$

## Súčiniteľ prostupu tepla

Súčiniteľ prostupu tepla bude určený z vyššie vypočítaných hodnôt súčiniteľov prestupu tepla. Pre výpočet bude nutné poznať tepelnú vodivosť materiálu rúrky, v našom prípade medi:

$$\lambda_{Cu} = 394W / mK$$

Pre prestup tepla bude uvažovaná ideálne hladká rúrka bez nánosov a teda bez strát spôsobením trením. Súčiniteľ prostupu tepla pre válcovú rúrku má tvar:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{in} d_r} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{Cu}} \cdot \ln \frac{D_r}{d_r} + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot D_r}} = \frac{\pi}{\frac{1}{5117 \cdot 0,016} + \frac{1}{2 \cdot 394} \cdot \ln \frac{0,018}{0,016} + \frac{1}{1547,8 \cdot 0,018}} = 65,1W / m^2 K$$

## Výpočet potrebnej dĺžky rúrok pre kondenzátor

Pre výpočet celkovej dĺžky rúrok vychádzame zo súčiniteľa úrostupu tepla a tepelného výkonu, ktorý musí byť odovzdaný do kondenzátora. Celková potrebná dĺžka rúrok kondenzátora potom bude:

$$L_r = \frac{\dot{Q}_k}{k(t_7 - t_8)} = \frac{109000}{65,1(76,8 - 39,9)} = 45,34$$

Pri výpočte rýchlosti chladiacej vody vnútri rúrok bolo uvažovaných 18 rúrok radených paralelne vedľa seba. Dĺžka rúrok na základe týchto údajov potom bude:

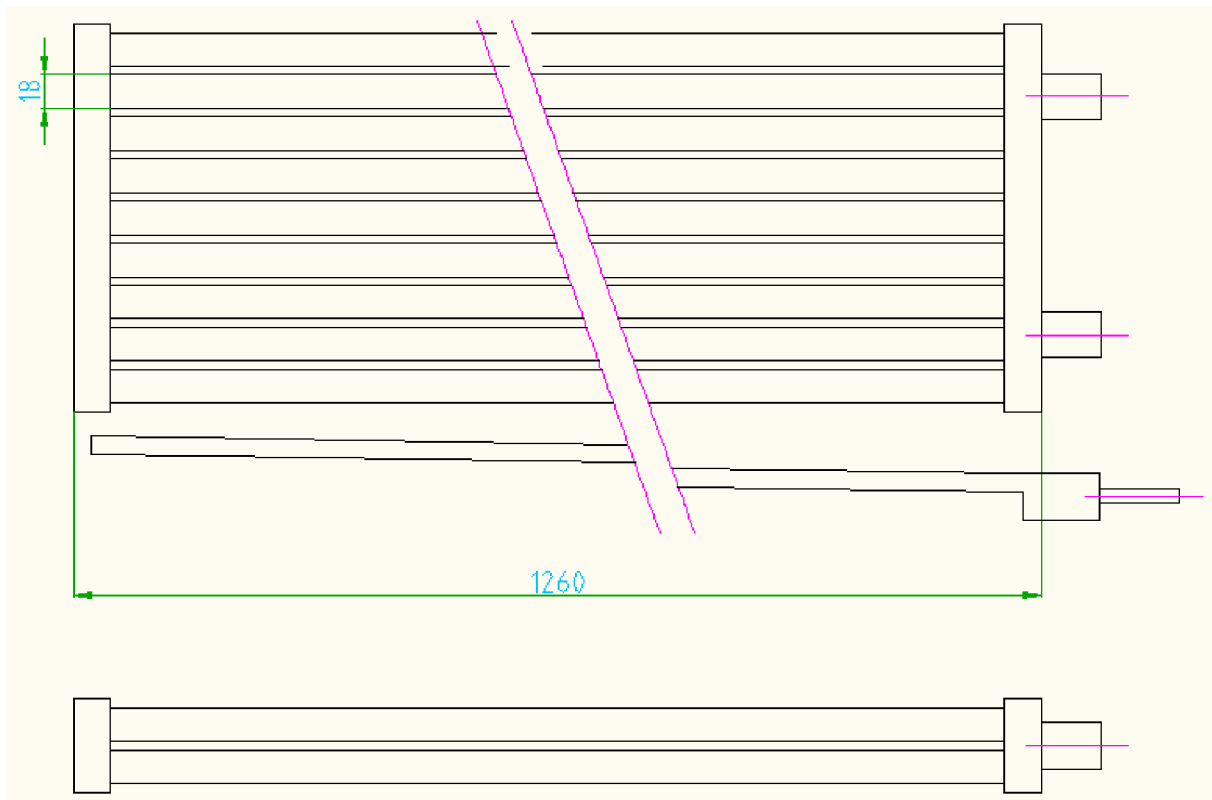


$$L'_{lr} = \frac{L_r}{n_r} = \frac{45,34}{18} = 2,52m$$

Vzhľadom k pomerne veľkej nutnej dĺžke rúrok a ich malému počtu bude zvolené usporiadanie, kde zväzok rúrok bude rozdelený na polovicu a umiestnený vedľa seba. Dĺžka rúrok bude:

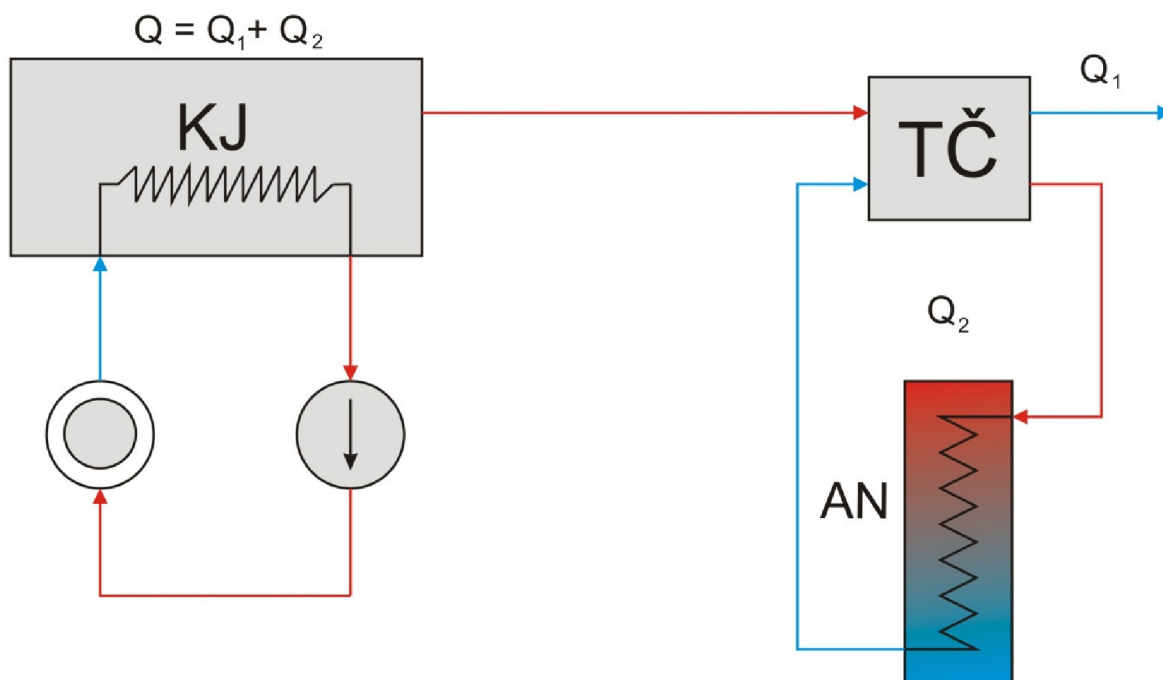
$$L_r = \frac{L'_{lr}}{2} = 1,260m$$

### Spôsob konštrukcie kondenzátora





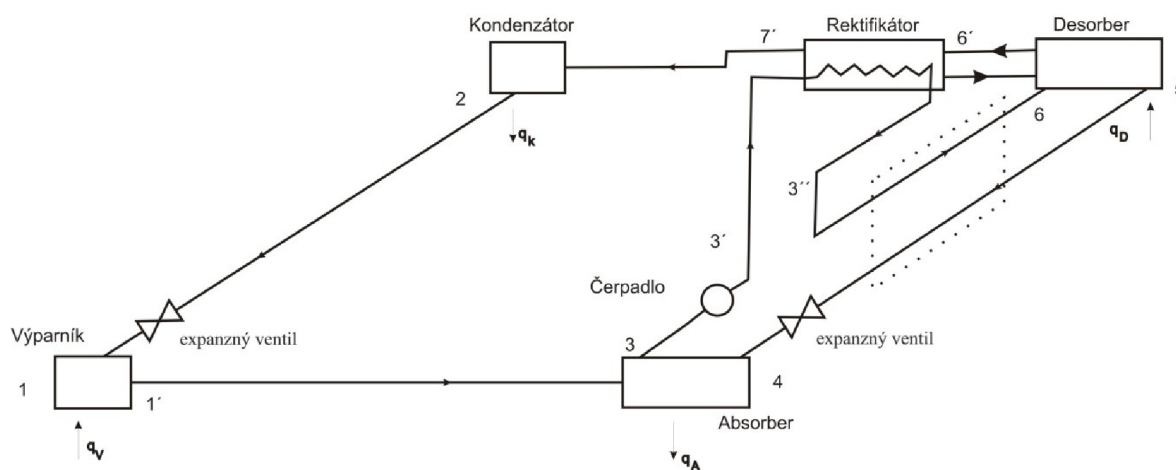
### 6.3 Návrh absorpčného obehu s rektifikátorom.



Obr.16 : Ilustračné zapojenie KJ s ATČ<sub>H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub></sub>

Budem vyhodnocovať absorpčný obeh s rektifikačným účinkom. Pracovnými látkami v tomto obehu budú čpavok, použitý ako chladič, a roztok vody so čpavkom použitý ako absorbent. Teplota vo výparníku je 5°C, najnižšia teplota v absorbére a v kondenzátore je 40°C. Koncentrácia bohatého absorbentu ( roztok s minimálnym podielom čpavku ) je 0.36. Predpokladá sa, že kvapalina opúšťajúca absorbér a desorbér je nasýtená. Účinnosť tepelného výmenníku pre roztok sa odhaduje na 1.0. Para opúšťajúca desorbér je rektifikovaná na koncentráciu 0.995.

Stavové body sú vyznačené v tabulke 5



Obr. 17: Schéma absorpčného tepelného cyklu NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

Obr. : Schéma zapojenia ATČ<sub>H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub></sub>Tab.5 : Parametre absorpčného tepelného cyklu H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub>

bod	teplota[°C]	tlak [kPa]	entalpia [kJ/kg]	koncentrácia [-]
1	5	470	0.995	22
1'	5	470	0.995	1311
2	40	1520	0.995	194
3	40	470	0.46	-63
3''	47	1520	0.46	-34
4	58	470	0.36	31
4'	60	1520	0.36	40
5	109	1520	0.36	285
6	88	1520	0.46	173
6'	88	1520	0.970	1455
7'	40	1520	0.995	1340

Vyhodnotenie cyklu prebieha podobne ako pri predošlom prípade s absorpčným cyklom používajúcim roztok LiBr - voda, avšak v tomto prípade je nutné uvažovať použitie rektifikátora.

Ako prvé si stanovíme mernú prácu  $w_p$  hnacieho čerpadla. Tok  $f$  pracovnej látky čerpadlom sa stanoví nasledovne:

$$f = (x_v - x_5) / (x_6 - x_5)$$

$$f = (0.995 - 0.36) / (0.46 - 0.36) = 6.4$$

Následne sa pomocou hodnoty toku stanoví merná práca čerpadla:

$$w_p = f(P_2 - P_6)v = 6.4(1520[kPa] - 470[kPa]) / 800[kgm^{-3}] = 8.4[kJ/kg]$$

Môžeme dopočítať entalpiu látky opúšťajúcej čerpadlo:

$$h_{3'} = h_3 + w_p / f = (-63[kJ/kg]) + 8.4[kJ/kg] / 6.4 = -62[kJ/kg]$$

Ako môžeme badať z výsledku, rozdiel entalpií je minimálny.

V nasledujúcom kroku vypočítame jednotkový tepelný tok rektifikácie. Najprv sa vyčíslí množstvo tepla vydané rektifikátorom. To je závislé na energetickej a hmotnostnej bilancii v rektifikátore. Množstvo kondenzátu vracajúceho sa do desorbéru ako reflux je:

$$v = (x_7 - x_{6'}) / (x_{6'} - x_6)$$

$$v = (0.995 - 0.970) / (0.970 - 0.460) = 0.049$$

Možeme pristúpiť k samotnému výpočtu jednotkového tepelného toku v čerpadle:

$$q_r = (h_6 - h_7) + v(h_6 - h_6)$$

$$q_r = (1455[kJ/kg] - 1340[kJ/kg]) + 0,049(1455[kJ/kg] - 173[kJ/kg]) = 178[kJ/kg]$$

Teploto z rektifikácie je odovzdávané roztoku opúšťajúcemu čerpadlo, a jeho entalpia tak narastá na:

$$h_{3'} = h_3 + q_r / f = -34[kJ/kg]$$

Teplota roztoku je navýšená na 47°C.

Môžeme vyhodnotiť jednotkový tepelný tok tepelného výmenníku pre roztok:

$$q_{rs} = f(h_6 - h_{3'}) = 6,4(173[kJ/kg] - (-34[kJ/kg])) = 1325[kJ/kg]$$

$$q_{ls} = (f - 1)(h_5 - h_4) = 5,4(285[kJ/kg] - 31[kJ/kg]) = 1372[kJ/kg]$$

q<sub>rs</sub> sa ukazuje ako značne menšie množstvo tepla voči q<sub>ls</sub>, a preto entalpia v bode 4 musí byť prepočítaná:

$$h_{4'} = h_5 - q_{rs} / (f - 1) = 285[kJ/kg] - (1325[kJ/kg]) / 5,4 = 40[kJ/kg]$$

Teraz môžeme dopočítať tepelné toky u ostatných prvkov cyklu. Z energetických a hmotnostných bilancií pre každý z výmenníkov platí:

$$q_e = h_1 - h_2 = 1311[kJ/kg] - 194[kJ/kg] = 1117[kJ/kg]$$

$$q_c = h_7 - h_2 = 1340[kJ/kg] - 194[kJ/kg] = 1146[kJ/kg]$$

$$q_a = h_1 - h_{4'} + f(h_{4'} - h_3)$$

$$q_a = 1311[kJ/kg] - 40[kJ/kg] + 6,4(40[kJ/kg] - (-63[kJ/kg])) = 1930[kJ/kg]$$

$$q_d = h_6 - h_5 + f(h_5 - h_6) + q_r$$

$$q_d = 1340[kJ/kg] - 285[kJ/kg] + 6,4(285[kJ/kg] - 173[kJ/kg]) + 178[kJ/kg] = 1950[kJ/kg]$$

Kontrola energetickej bilancie:

$$q_d + q_e + w_p - q_c - q_a = (1950 + 1117 + 8 - 1146 - 1930)[kJ/kg] = -1[kJ/kg]$$

Odchýlka je -1. Táto odchýlka je prijateľná.

Chladiaci faktor systému je:

$$COP = q_e / q_d = 0,57$$

Z jednotkových tepelných tokov môžeme spočítať konkrétne hodnoty tepelných a hmotnostných tokov v jednotlivých častiach jednotky pre zadaný vykurovací výkon desorbéra 86kW

Obiehajúce množstvo chladiva:

$$m_{ch} = \frac{Q_d}{q_d} = \frac{86[kW]}{1950[kJ/kg]} = 0,0441[kg/s]$$

Obiehajúce množstvo bohatého roztoku:

$$m_b = m_{ch} \cdot f = 0,0441[kg/s] \cdot 6,4 = 0,28224[kg/s]$$

Obiehajúce množstvo chudého roztoku  $m_{chr}$ :

$$m_{chr} = m_{br} - m_{ch} = 0,28224[kg/s] - 0,0441[kg/s] = 0,23814[kg/s]$$

*Tepelný výkon vystupujúci z kondenzátoru  $Q_c$ :*

$$Q_c = m_{ch} \cdot q_c = 0,0441[kg/s] \cdot 1146[kJ/kg] = 50,5386[kW]$$

*Tepelný výkon vystupujúci z absorbéru  $Q_a$ :*

$$Q_a = m_{ch} \cdot q_a = 0,0441[kg/s] \cdot 1930[kJ/kg] = 85,113[kW]$$

*Tepelný tok prechádzajúci výparníkom  $Q_e$ :*

$$Q_e = m_{ch} \cdot q_e = 0,0441[kg/s] \cdot 1117[kJ/kg] = 49,2597[kW]$$

*Určíme vykurovací faktor takéhoto obehu:*

$$COP_T = \frac{Q_c + Q_a}{Q_d} = \frac{50,5386[kJ/kg] + 85,113[kJ/kg]}{86[kJ/kg]} = 1,577$$

Tepelný výkon spojenia KJ s ATČ<sub>NH3</sub>:

$$Q_{ATČ} = COP_T \cdot Q_{KJ1} + Q_{KJ2} = 1,577 \cdot 86kW + 86kW = 135,622kW + 86kW = 221,622kW$$

## 7 Technicko – ekonomické zhodnotenie kogeneračnej jednotky s absorpčným tepelným čerpadlom

V technicko-ekonomickom posúdení budem porovnávať nasadenie absorpčného tepelného čerpadla pracujúceho s pracovnou dvojicou NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O a ATČ pracujúceho s dvojicou H<sub>2</sub>O/LiBr.

Pre posúdenie je nutné poznať cenu tepladodávaného z KJ. Teplo z KJ používanej v areáli FSI bude dodávané s garantovanou úsporou. Táto úspora oproti teplu z diaľkového rozvodu činí 16%

Kogeneračná jednotka preto bude v prevádzke plného výkonu po celú dobu vykurovacieho obdobia

Cena tepla z diaľkového rozvodu:

$$c_{tepDR} = 503 \text{ Kč/GJ} = 1810 \text{ Kč/MWh}$$

Cena tepla z KJ:

$$c_{tepKJ} = 422 \text{ Kč/GJ} = 1519 \text{ Kč/MWh}$$

### 7.1 Energetická bilancia ATČ<sub>H<sub>2</sub>O/LiBr</sub>

Potrebný tepelný výkon dodávaný do generátora na pohon ATČ:

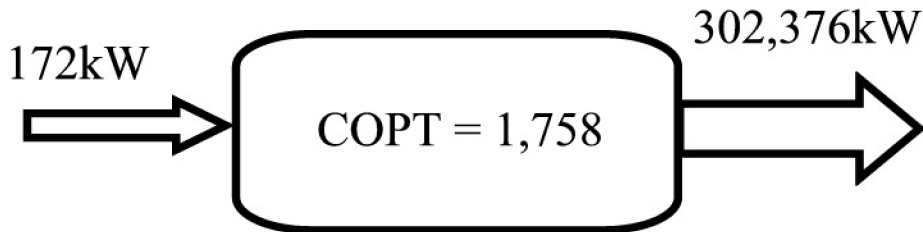
$$n_{tep} = \tau_{pr} \cdot Q_{gen} = 5280 \text{ hod} \cdot 172 \text{ kW} = 980160 \text{ kWh} = 980,16 \text{ MWh}$$

Vykurovací faktor ATČ:

$$COP_T = \frac{Q_c + Q_a}{Q_d} = \frac{138,4956 \text{ [kJ/kg]} + 163,8846 \text{ [kJ/kg]}}{172 \text{ [kJ/kg]}} = 1,758$$

Vyprodukovaná tepelná energia ATČ:

$$Q_T = COP_T \cdot Q_{KJ} = 1,758 \cdot 172 \text{ [KW]} = 302,376 \text{ [KW]}$$



## 7.2 Energetická bilancia ATČ<sub>NH3/H2O</sub>

Energetická bilancia absorpčného tepelného čerpadla NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O sa líši od ATČ<sub>H<sub>2</sub>O/LiBr</sub> tým, že do takéhoto systému môžeme dodávať iba polovičný výkon KJ. Zvyšná polovica tepelného výkonu bude priamo vedená z KJ do vykurovacieho systému.

Potrebný tepelný výkon dodávaný do generátora na pohon ATČ:

$$Q_{gen} = 86kW_{tep}$$

Vykurovací faktor ATČ:

$$COP_T = \frac{Q_c + Q_d}{Q_d} = \frac{50,5386[kJ/kg] + 85,113[kJ/kg]}{86[kJ/kg]} = 1,577$$

Vyprodukovaná tepelná energia ATČ:

$$Q_{ATČ} = (COP_T \cdot Q_{KJ}) = 1,577 \cdot 86[KW] = 135,622[KW]$$

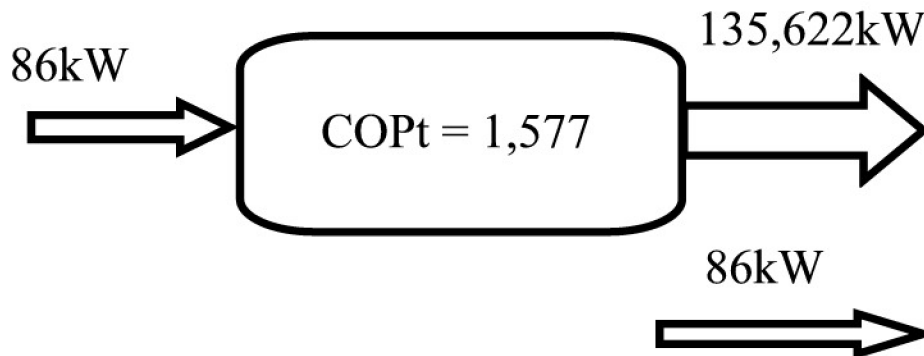
Zvyšná tepelná energia z KJ:

$$Q_{KJ} = 86kW$$

Spoločná vyrobená tepelná energia:



$$Q_{ATČ} + Q_{KJ2} = 135,622kW + 86kW = 221,622kW$$



### 7.3 Ekonomické zhodnotenie varianty s absorpčnou jednotkou LiBr/H<sub>2</sub>O

#### 7.3.1 Z pohľadu projektanta

KJ s tepelným čerpadlom bude v prevádzke po celú dobu vykurovacieho obdobia (220 dní) v plnom výkone.

$$\tau_{pr} = \tau_{vyk} = 5280hod$$

#### **Spotreba energie**

Spotreba tep. energie za vykurovacie obdobie:

$$SP_{en} = \tau_{pr} \cdot Q_{KJ} = 5280h \cdot 172kW = 908,160MWh$$

Cena spotrebovanej energie za vykurovacie obdobie:

$$C_{en} = SP_{en} \cdot c_{tepKJ} = 908,160MWh \cdot 1519Kč / MWh = \underline{1\,488\,863\,Kč}$$

#### **Produkcia energie**

$$Pr_{en} = \tau_{pr} \cdot Q_{ATČ} = 5280h \cdot 302,376kW = 1596,545MWh$$

Cena vyprodukovanej energie za vykurovacie obdobie:

$$C_{pr} = \underline{2\,425\,151\text{ Kč}}$$

Cenová bilancia energií ATČ :

$$Pr_{en} - n_{en} = 2\,425\,151\text{Kč} - 1\,488\,863\text{ Kč} = \underline{936\,288\text{ Kč}}$$

### 7.3.2 Z pohľadu investora

Po prieskume cien absorpčných tepelných jednotiek platí z pohľadu na výkon výparníku takejto jednotky nasledovné pravidlo:

- $Q_v = 100kW \Rightarrow 1,5\text{ mil. Kč}$

Na základe toho vyčíslujem ilustračnú cenu v našom prípade uvažovanej jednostupňovej absorpčnej jednotky LiBr/H<sub>2</sub>O ( $Q_v = 130,6836kW$ ) na sumu : 1 950 000 Kč

V tomto prípade budú celkové investičné náklady:

$$N_{iabs1} = c_{abs1} + c_{iabs1} = 1950000 + 195000 = \underline{2\,145\,000\text{ Kč}}$$

Kde:  $c_{abs1}$  sú investičné náklady pre kúpu absorpčnej LiBr/H<sub>2</sub>O jednotky

$c_{iabs1}$  sú náklady na inštaláciu takejto jednotky ( uvažovaných 10% z ceny jednotky)

**Životnosť jednotky: 20 rokov**

## 7.4 Ekonomické zhodnotenie varianty s absorpčnou jednotkou NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

### 7.4.1 Z pohľadu projektanta

ATČ bude v prevádzke s KJ opäť po celé vykurovacie obdobie

$$\tau_{pr} = \tau_{vyk} = 5280hod$$

#### **Spotreba energie**

Spotreba tep. energie za vykurovacie obdobie:

$$SP_{en} = \tau_{pr} \cdot Q_{KJ} = 5280h \cdot 172kW = 908,160MWh$$

Cena spotrebovanej energie za vykurovacie obdobie:

$$C_{en} = SP_{en} \cdot c_{tepKJ} = 908,160MWh \cdot 1519Kč / MWh = 1\,488\,863\,Kč$$

### ***Produkcia energie***

$$Pr_{en} = \tau_{pr} \cdot Q_{ATČ} = 5280h \cdot 221,622kW = 1170,164MWh$$

Cena vyprodukovanej energie za vykurovacie obdobie:

$$C_{pr} = \underline{1\,777\,479\,Kč}$$

Cenová bilancia energií ATČ :

$$Pr_{en} - n_{en} = 1\,777\,479Kč - 1\,488\,863\,Kč = \underline{\underline{288\,616\,Kč}}$$

## **7.4.2 Z pohľadu investora**

Po prieskume cien absorpčných tepelných jednotiek platí z pohľadu na výkon výparníku takejto jednotky nasledovné pravidlo:

- $Q_v = 100kW \Rightarrow 1,5\, \text{mil. Kč}$

Na základe toho vyčíslujem ilustračnú cenu v našom prípade uvažovanej jednostupňovej absorpčnej jednotky H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> na sumu : 1 950 000 Kč

V tomto prípade budú celkové investičné náklady:

$$N_{iabs1} = c_{abs1} + c_{iabs1} = 1950000 + 195000 = 2\,145\,000\,Kč$$

Kde:  $c_{abs1}$  sú investičné náklady pre kúpu absorpčnej LiBr/H<sub>2</sub>O jednotky

$c_{iabs1}$  sú náklady na inštaláciu takejto jednotky ( uvažovaných 10% z ceny jednotky)

***Životnosť jednotky: 20 rokov***

## **7.5 Kompresorové tepelné čerpadlo**

Pre ilustračné porovnanie investičných nákladov na absorpčné tepelné čerpadlá a kompresorové tepelné čerpadlá som vybral tepelné čerpadlo CHA/KA/ST – 604P od firmy KP klíma.



*Obr. 18: Kompresorová vzduchom chladená jednotka od firmy KP klima*

Tepelný výkon jednotky: 187 kW

Výrobca vyčísluje toto zariadenie na **1 549 000 Kč**

## 8 Záver

Elektrická energia a teplo sú dva rôzne druhy energie, ktorých potreba je v modernej spoločnosti neodškriepiteľná. Elektrická energia je považovaná za najkvalitnejší druh energie. Pri jej výrobe ale dochádza k značným stratám, teda k neefektívnemu využívaniu primárnych energetických zdrojov. Tepelná energia je energiou menej hodnotnou, pretože jej použitie je obmedzené a možno ju len ťažko premieňať na kvalitnejšie druhy energie. Na druhej strane je jej získavanie z PEZ relatívne jednoduché a lacné, mnohokrát sa ale takto zbytočne stráca schopnosť konať pomocou uvoľnenej energie prácu a vyrábať tak všestranne využiteľnú elektrickú energiu. Oproti oddelenému spôsobu výroby elektriny a tepla sa omnoho väčšieho využitia PEZ dosiahne pomocou kogenerácie, ktorá umožňuje vyrábať elektrickú energiu a teplo súčasne.

Použitie tepelného čerpadla v systéme KVET je obmedzené a sťažené tým, že teplota pracovnej látky vo výparníku musí byť menšia než je teplota zdrojovej vody a naopak teplota v kondenzátore musí byť väčšia než je teplota ohrievanej vody použitej v systéme KVET. Aby mal vykurovací faktor čo najväčšiu veľkosť, musí byť rozdiel teplôt pracovnej látky vo výparníku a v kondenzátore čo najmenší. To je možné vtedy, ak teplota zdroja vody bude čo možno najvyššia a naopak teplota vystupujúcej vykurovacej vody čo najnižšia.

Cieľom tejto diplomovej práce bolo zhodnotiť funkčnosť spojenia kogeneračnej jednotky a absorpčného tepelného čerpadla za účelom zvýšenia kogeneračného efektu. Cieľom práce bolo navrhnúť takýto funkčný systém a zhodnotiť ho z technicko-ekonomického hľadiska. Pri tomto zhodnocovaní som dospel k záverom, že využitie absorpčného tepelného čerpadla pre takýto účel má väčšie opodstatnenie než použitie kompresorového tepelného čerpadla, a to aj napriek jeho vyšším investičným nárokom.

Z absorpčných cyklov sa javil ako hospodárnejší cyklus s pracovnou dvojicou H<sub>2</sub>O/LiBr než cyklus s NH<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O, a to až o sumu cca 500 000 Kč ročne pri plnej prevádzke takéhoto zariadenia.

## 9 Zoznam použitých zdrojov

- [1] DVORSKÝ, Emil ; HEJTMÁNKOVÁ, Pavla. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha : BEN - technická literatura, 2005. 288 s. ISBN 80-7300-118-7
- [2] Dvo.ák Z., Chladicí technika, 1. vyd. Praha SNTL, 1971
- [3] KRBEK, Jaroslav; OCHRANA, Ladislav; POLESNÝ, Bohumil. Zásobování teplem a kogenerace. první. Brno : PC-.DIR Real, 1999. 144 s. ISBN 80-214-1347-6.
- [4] BALÁŠ, Marek. Přednášky z předmětu Spalovací zařízení a výměníky tepla, Brno, 2009.
- [5] FIEDLER, Jan. Přednášky z předmětu Projektování a ekonomika, Brno, 2010.
- [6] Alefeld G., Radermacher R., Heat conversion system, Technical University of Munich, CRC Press, 2004  
ISBN 0-8493-8928-3
- [7] Produkty a ceny elektřiny [online]. 2011 [cit. 2011-04-28]. EON. Dostupné z WWW: <[http://www.eon.cz/file/cs/customers/companies/EON\\_cenik\\_jistota\\_elektrina\\_2011\\_smallbusiness.pdf](http://www.eon.cz/file/cs/customers/companies/EON_cenik_jistota_elektrina_2011_smallbusiness.pdf)>.
- [8] SEVA Energie AG [online]. 2008 [cit. 2011-04-24]. Reference list. Dostupné z WWW: <<http://www.seva.de/referenz/showimages.php?projekt=2114&ort=Reuth>>.
- [10] PEJCL J., Absorpční tepelná čerpadla pro malé aplikace  
Bakalářská práce, Brno 2010, 50 s.