



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## VYSOCE EFEKTIVNÍ KONDENZAČNÍ KOTEL NA ZEMNÍ PLYN

HEIGH EFFECTIVE CONDENSATION BOILER FEEDED BY NATURAL GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAROMÍR RENFUS

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2010

## **Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá problematikou kondenzačních kotlů. Pozornost bude věnována kondenzačnímu kotli doplněnému absorpční smyčkou pro lepší vychlazení spalin. Proto je možné práci rozdělit do několika částí. V první části je obecné řešení principu kondenzačního kotle a účelné vychlazení spalin na nízké teploty. V druhé části následuje popis absorpčního oběhu. Praktická část řeší návrh kondenzačního kotle s absorpční dochlazovací smyčkou, stanovení pracovních parametrů a výpočet teplosměnných ploch. V závěrečné části je provedena technicko-ekonomická analýza navrženého zařízení.

## **Abstract**

The dissertation is concerned with a problem of condensing boilers. The attention will apply to the condensing boiler which is filled in an absorption springle for a better annealing of exhaust gas. On this account the dissertation is possible to divide by some parts. There is a generally resolution of a condensing boiler's principle and an effective annealing of exhaust gas for low temperatures in the first part. A description of an absorption circulation follows in the second part. A practical part solves a suggestion of the condensing boiler with an absorption afterheat removal springle, an assesment of working parameters and a calculation of heat transfer surfaces. A technoeconomic analysis of a proposed arrangement is made in the final part.

## **Klíčová slova**

Kotel, zemní plyn, absorpční oběh, spaliny.

## **Keywords**

Boiler, natural gas, absorption circulation, exhaust gas

RENFUS, J. *Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 71 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem v práci neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně, dne 28. května 2010

Jaromír Renfus

.....  
Podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych velice poděkovat doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. z EU FSI VUT v Brně, za jeho rady a připomínky při zpracovávání diplomové práce.

## OBSAH

1. ÚVOD.....	9
2. ROZDĚLENÍ POUŽÍVANÝCH KOTLŮ NA ZP .....	10
3. KONDENZAČNÍ KOTEL .....	11
3.1 Provedení kondenzačních kotlů.....	12
3.2 Zemní plyn.....	13
Vlastnosti zemního plynu: .....	13
3.3 Výpočet stechiometrie.....	14
3.4 Závislost účinnosti kotle na vychlazení spalin a přebytku vzduchu .....	17
4. ZPŮSOBY VYCHLAZENÍ SPALIN NA NÍZKÉ TEPLoty A JEJICH ZHODNOCENÍ .....	21
5. ABSORPČNÍ OBĚH .....	25
5.1 Základní princip.....	25
5.2 Pracovní látky.....	26
6. PLYNOVÝ KOTEL S ABSORPČNÍM OBĚHEM.....	28
6.1 Pracovní parametry jednostupňového absorpčního oběhu .....	29
6.2 Plynový kotel s dvoustupňovým absorpčním oběhem .....	34
6.3 Pracovní parametry dvoustupňového absorpčního oběhu .....	36
6.4 Výpočet teplosměnných ploch.....	40
6.4.1 Tepelný výpočet kondenzátoru.....	41
6.4.2 Tepelný výpočet výparníku .....	46
6.4.3 Tepelný výpočet absorbéru .....	49
6.4.4 Tepelný výpočet generátoru .....	52
7. TECHNICKO – EKONOMICKÁ ANALÝZA .....	55
7.1 Vychlazení spalin z teploty 1000 °C na 10 °C .....	56
7.2 Vychlazení spalin z teploty 1000 °C na 10 °C při vstupní teplotě spalin do výparníku 90 °C .....	60
7.3 Ekonomická analýza .....	65
8. ZÁVĚR.....	66
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZROJŮ.....	67
10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....	68

## 1. ÚVOD

Před 10 lety, kde cena zemního plynu (ZP) se pohybovala v rozhraní ceny 5 Kč za m<sup>3</sup>/rok, považovala většina zákazníků kondenzační kotel za technickou vymoženost. V dnešní době cena ZP stoupla o 45% a kondenzační kotel se stal jako hlavním zdrojem pro úsporu. ZP lidé hodnotí jako nejspolehlivější způsob vytápění, který nám oproti ostatním palivům produkuje nejméně znečišťujících látek do životního prostředí. K vytápění v České Republice využívá ZP více než 1 milion domácností. Požadovaná úspora ZP vede výrobce k novým technologiím. Jednou z možností je spojení kondenzačního kotle s absorpční dochlazovací smyčkou, kde při tomto spojení dosáhneme úspory ZP a využijeme absorpční oběh k ohřevu otopné vody.

Absorpční oběh můžeme také využít pro tepelná čerpadla poháněná tepelnou energií, trigeneraci, která využívá teplo pro výrobu chladu, solární chlazení, kde se využívá tepelná energie zachycená v nejteplejším období roku pro výrobu elektrické energie a v poslední řadě pro dálkové zásobování chladem, kde energetická centrála slouží pro výrobu chladu.

Téma „vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn“ jsem si vybral z důvodu bližšího poznání absorpčního oběhu a možnosti návrhu kondenzačního kotle s absorpčním oběhem. Hlavním cílem bylo stanovení velikosti absorpčního oběhu, který bude pracovat pomocí tepelné energie ze spalin z kondenzačního kotle.

## 2. ROZDĚLENÍ POUŽÍVANÝCH KOTLŮ NA ZP

- Standardní (klasický) kotel
- Nízkoteplotní kotel
- Kondenzační kotel

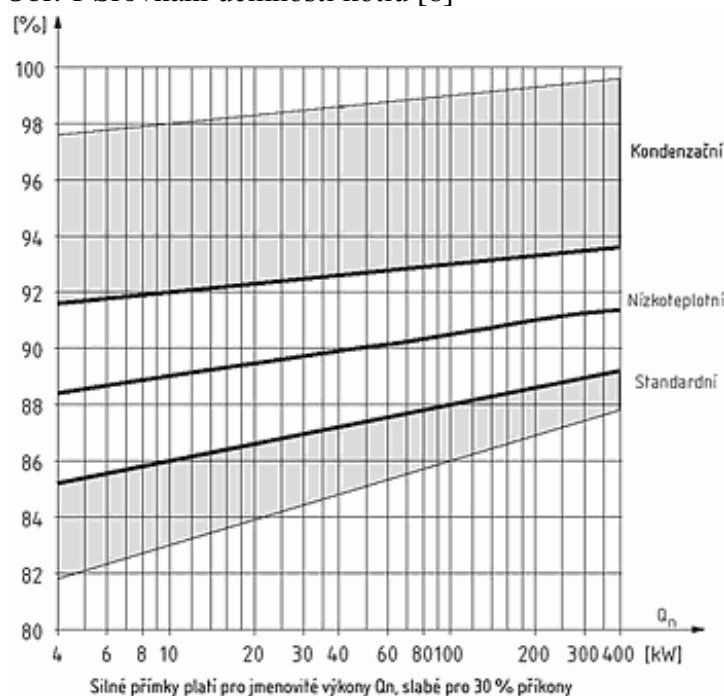
Konstrukce:

a) Standardní kotel: je navržen pro provoz se suchými spalinami. Výstupní teplota vratné vody nesmí klesnout pod teplotu 60 °C, aby nedocházelo ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách a následně k nízkoteplotní korozi tepelného výměníku. Teplota spalin je asi okolo 120 až 180 °C. Účinnost kotle bývá okolo 91 %.

b) Nízkoteplotní kotel: je navržen pro provoz se suchými spalinami, přičemž může pracovat i s teplotami vstupní vody do kotle 35 až 40 °C. Při dílčím zatížení dovoluje vychladit spaliny i pod 100 °C bez nebezpečí kondenzace. Díky lepšímu vychlazení spalin se zvýší účinnost kotle a sníží se spotřeba plynu oproti klasickým kotlům asi o 5 %.

c) Kondenzační kotel: umožňuje využití tepla z vodní páry. Ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách dochází při zchlazení těchto spalin na teplotu nižší než 56 °C. Průměrná účinnost kotle bývá 96 až 104 %.

Obr. 1 Srovnání účinností kotlů [8]



### 3. KONDENZAČNÍ KOTEL

#### Princip:

Při spalování zemního plynu (metanu  $\text{CH}_4$ ) vzniká určité množství vody, hořením dochází k jejímu dalšímu zahřátí. Voda pak v podobě vodní páry spolu s oxidem uhličitým tvoří spaliny. Tepelné spaliny s sebou nesou část skryté tepelné energie, tzv. latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu rosného bodu, dojde ke změně skupenství (kondenzace vodní páry) a následně uvolnění tepla. V kondenzačním kotli se takto uvolněná energie pomocí speciálního výměníku tepla využívá k předehřevu vratné vody. Sečteme-li výhřevnost a kondenzační teplo získáme za optimálních podmínek až 109 %, podle kvality provedení a použitých materiálů. Na každý  $1 \text{ m}^3$  spáleného zemního plynu připadá asi 1,6 litru kondenzátu. Z tohoto množství lze získat energii k ohřátí 10 litrů vody z 5 na  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ . Díky využití kondenzačního tepla, spotřebujeme méně paliva, což znamená úsporu na vytápění.

#### Základní pojmy:

**Spalné teplo plynu  $H_s$  [ $\text{kWh/m}^3$ ]** : Množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku (o počátečních teplotách  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) při ochlazení spalin zpět na teplotu  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Jde tedy o veškeré množství tepla vzniklé spálením jednotkového množství paliva a zahrnuje i ve vodní páře vázané, tzv. latentní teplo.

**Výhřevnost plynu  $H_i$  [ $\text{kWh/m}^3$ ]** : Výhřevnost plynu je rovna spalnému teplu, zmenšenému o teplo uvolněné kondenzací vodní páry ze spalin. Jde tedy o množství tepla, které energii obsaženou ve vodní páře spalin nezohledňuje (u klasických kotlů odchází toto teplo komínem do ovzduší). Právě z výhřevnosti se stanovuje účinnost spalovacích zařízení, a proto může udávaná účinnost kondenzačních kotlů převyšovat hodnotu 100 % (cca 104–106 %). Kdybychom však počítali účinnost kondenzačního kotle ze spalného tepla, dojdeme korektním fyzikálním postupem na hodnotu maximálně 97,5 %. Aby se provedlo porovnání kondenzačních kotlů, stanoví se normovaný stupeň využití u kondenzačních kotlů, který je vztažen k výhřevnosti.

Obr. 2 Kondenzace, normovaný stupeň využití  $> 100 \%$  [9]





Z výhřevnosti ZP lze získat při úplné kondenzaci 11 % tepla. Pokud ochlazujeme spaliny zemního plynu získané ideálním spalováním (bez přebytku vzduchu), začne pod teplotou rosného bodu (pod 57 °C) ve spalinách kondenzovat vodní pára. Teplota spalin je provázána s teplotou vratné vody ze systému. Pokud teplota vratné vody ze systému bude vyšší než teplota rosného bodu spalin, nedojde ke kondenzaci a uvolnění kondenzačního tepla (kotel sice nebude využívat této své přednosti, ale stále bude pracovat s účinností nízkoteplotního kotle). Skutečný rosný bod spalin se pro zemní plyn pohybuje mezi 50 a 55 °C. Má-li docházet ke kondenzaci, musí se teplota vratné vody pohybovat pod touto hodnotou. Ideální jsou systémy, u kterých je teplota vratné vody po celé topné období (tedy i při nejnižších venkovních teplotách) o 5 °C, nižší než skutečná teplota rosného bodu spalin. Pro soustavy s kondenzačním kotlem na zemní plyn je tak trvale zaručen nejvyšší normový stupeň využití ve spojení s teplovodními nízkoteplotními systémy se spády 40/30 až 55/45 °C. Ke kondenzaci bude docházet po celou dobu provozu kotle, při každém stupni zatížení. Vhodnou otopnou plochu představují sálavé systémy se zabudovanými teplovodními trubními rozvody, neboli podlahové či stěnové vytápění.

### 3.1 Provedení kondenzačních kotlů

Dosavadní konstrukce klasických kotlů byla koncipována tak, že ve spodní části kotle byl umístěn hořák a spaliny odcházely přes tepelný výměník do komína. Teplota odcházejících spalin se pohybovala okolo 100 °C a výše. Většina kondenzačních kotlů je oproti klasickým konstruována tak, že hořák je umístěn v horní části kotle a spalinové hrdlo je umístěno v dolní části.

Spalinové hrdlo má poměrně malý průměr, protože jím jsou odváděny spaliny o nižší teplotě a tím i o nízkém měrném objemu.

Obr. 3 Plynový hořák MatriX [10]



Koncepce kondenzačních kotlů je provedena většinou jako protiproudý výměník, kdy spaliny jsou zchlazeny na 5-10 °C nad teplotu vody vracející se do kotle tj. zpátečky. Teplota spalin je tak závislá na teplotě zpětné vody. Kondenzační teplo je předáváno vracející se vychlazené vodě z otopného systému (zpátečka), která je následně dohřívána v tepelném výměníku.

Obr. 4 Nerezový kondenzační výměník [11]



Teplota vychlazených spalin se pohybuje v rozmezí 40 – 70 °C v závislosti na okamžité vytíženosti kotle, tlaku ve spalovací komoře a teploty vstupní vody. Jelikož spaliny opouštějící kondenzační výměník mají nízkou teplotu nezaručující vytvoření dostatečného tahu v komíně, musí být součástí kondenzačního kotle ventilátor sloužící k bezpečnému odvodu spalin. Komínová konstrukce musí odolávat vlhkosti a vnitřnímu přetlaku. Kondenzační kotle umožňují odvod spalin skrz venkovní zeď, v tomto případě stačí ventilátor umístěný před hořákem.

Protože spaliny vstupující do komína jsou mokré, dochází ke kondenzaci spalin a tudíž vzniku kondenzátu mající kyselý charakter (kyselina uhličitá: PH 3,5-5,4), musí být konstrukční materiály jak teplosměnných ploch (nerezové materiály, slitiny hliníku), tak kanály na odvod kondenzátu, z materiálu stabilně odolného vůči korozi v kyselém agresivním prostředí.

Kondenzát je odváděn přes zápachovou uzávěrku, sifon do neutralizačního zařízení a kanalizace.

Kondenzáty z kondenzačních kotlů nejsou obecně ekologickým problémem. Při správném seřízení kotle probíhá čisté spalování, kdy se pH kondenzátu zpravidla pohybuje kolem 5,9 až 7. Odváděním kondenzátů do kanalizace je zpravidla nadlepšeno vysoké pH splašků, které je způsobeno prací a čisticími prostředky zásadité povahy. Jiná situace nastává při špatném spalování s nedostatkem kyslíku nebo při vysoké teplotě vratné vody, kdy se pH kondenzátu pohybuje v nižších hodnotách kolem 3,7. (Nižší pH je příznačné např. pro nízkoteplotní kotle).

V ČR zatím neexistuje legislativa, která by řešila otázku likvidace kondenzátu, proto se doporučuje dodržovat směrnici ATV A 251, která platí v Německu.

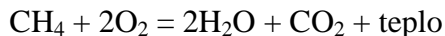
### 3.2 Zemní plyn

#### VLASTNOSTI ZEMNÍHO PLYNU:

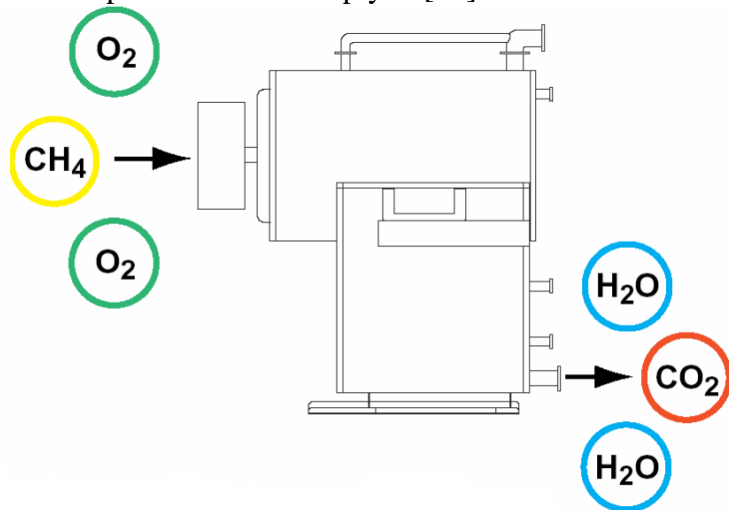
- vysoká výhřevnost
- při spalování zemního plynu nevznikají téměř žádné oxidy síry, které by společně s vodou vytvářely agresivní kyseliny
- jedná se o poměrně čistou surovinu, která se před spotřebou nemusí výrazně upravovat
- snadno se skladuje a s minimálními ztrátami se transportuje

Spalování zemního plynu:

Zemní plyn dodávaný v ČR obsahuje 97,01 % metanu CH<sub>4</sub>. Proto můžeme spalování zemního plynu považovat za totožné se spalováním metanu. Spalování probíhá podle tohoto stechiometrického vztahu:



Obr. 5 Spalování zemního plynu [12]



### 3.3 Výpočet stechiometrie

Výpočet je proveden dle literatury [6].

Spalování ZP probíhá podle stechiometrických rovnic:

- 1)  $\text{CH}_4 + 2,0 \text{ O}_2 = \text{CO}_2 + 2 \text{ H}_2\text{O}$
- 2)  $\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5 \text{ O}_2 = 2 \text{ CO}_2 + 3 \text{ H}_2\text{O}$
- 3)  $\text{C}_3\text{H}_8 + 5 \text{ O}_2 = 3 \text{ CO}_2 + 4 \text{ H}_2\text{O}$
- 4)  $\text{C}_4\text{H}_{10} + 6,5 \text{ O}_2 = 4 \text{ CO}_2 + 5 \text{ H}_2\text{O}$
- 5)  $\text{C}_5\text{H}_{12} + 8 \text{ O}_2 = 5 \text{ CO}_2 + 6 \text{ H}_2\text{O}$

Tab. 1 Zadané hodnoty pro tranzitní zemní plyn

složka ZP	(obj. %)
Metan CH <sub>4</sub>	98,39%
Etan C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,44%
Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,16%
Butan C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,07%
Pentan C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,03%
Dusík N <sub>2</sub>	0,84%
Oxid Uhličitý CO <sub>2</sub>	0,07%
<b>Celkem</b>	<b>100%</b>

### Objem vzduchu:

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva se stanoví pomocí složení ZP a koeficientu spotřeby kyslíku, která je určena ze stechiometrických rovnic a zapíše se do (tab. 2).

$$O_{O_2min}^{ZP} = 0.5 \frac{CO}{100} + 0.5 \frac{H}{100} + 1.5 \frac{H_2S}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} - \frac{O_2}{100}$$

$$O_{O_2min}^{ZP} = \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot \frac{98.39}{100} + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot \frac{0.44}{100} + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot \frac{0.16}{100} + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot \frac{0.07}{100} + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot \frac{0.03}{100} = 2,0002 m^3 \cdot m^{-3}$$

Tab. 2 Určení spotřeby kyslíku

složka ZP	konc. (%obj.)	Koeficient spotřeby kyslíku (kmol/kmol)	Spotřeba kyslíku (m <sub>N</sub> <sup>3</sup> /m <sub>N</sub> <sup>3</sup> )
CH <sub>4</sub>	0,9839	2	1,9678
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,0044	3,5	0,0154
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0016	5	0,008
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0007	6,5	0,00455
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0002	8	0,0016
N <sub>2</sub>	0,0083	0	0
CO <sub>2</sub>	0,0007	0	0
<b>celkem</b>	<b>1,00</b>	<b>celkem</b>	<b>2,0002</b>

Minimální množství suchého vzduchu: (O<sub>2</sub>=21 %)

$$O_{VZDmin}^{S,ZP} = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min}^{ZP} = \frac{100}{21} \cdot 2,0002 = 9,525 m^3 \cdot m^{-3}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu:

Součinitel f = 1,024

$$O_{VZDmin}^{V,ZP} = f \cdot O_{O_2min}^{S,ZP} = 1,024 \cdot 9,525 = 9,7536 m^3 \cdot m^{-3}$$

### Objem spalin a vodní páry:

Objem CO<sub>2</sub>:

$$O_{CO_2min}^{ZP} = 0,01 \left( CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y + 0,03 \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP} \right)$$

$$O_{CO_2min}^{ZP} = 0,01(0,07 + 98,39 + 2 \cdot 0,44 + 3 \cdot 0,16 + 4 \cdot 0,07 + 5 \cdot 0,03 + 0,03 \cdot 9,525)$$

$$= 1,005 m^3 \cdot m^{-3}$$

Objem SO<sub>2</sub>:

$$O_{SO_2min}^{ZP} = 0,01 \cdot H_2S = 0$$

Objem N<sub>2</sub>:

$$O_{N_{2min}}^{ZP} = 0,01(N_2 + 78,05 \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP})$$

$$O_{N_{2min}}^{ZP} = 0,01(0,84 + 78,05 \cdot 9,525) = 7,442 m^3 \cdot m^{-3}$$

Objem Ar:

$$O_{Armin}^{ZP} = 0,0092 \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP}$$

$$O_{Armin}^{ZP} = 0,0092 \cdot 9,525 = 0,08763 m^3 \cdot m^{-3}$$

Objem H<sub>2</sub>O:

$$O_{H_2Omin}^{ZP} = 0,01 \left( \sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 + H_2 S \right) + (f - 1) \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP}$$

$$O_{H_2Omin}^{ZP} = 0,01 \left( \frac{4}{2} \cdot 98,39 + \frac{6}{2} \cdot 0,44 + \frac{8}{2} \cdot 0,16 + \frac{10}{2} \cdot 0,07 + \frac{12}{2} \cdot 0,03 \right) + (1,024 - 1) \cdot 9,525 = 2,2213 m^3 \cdot m^{-3}$$

Minimální množství suchých spalin:

$$O_{SPmin}^{S,ZP} = O_{CO_{2min}}^{ZP} + O_{N_{2min}}^{ZP} + O_{SO_{2min}}^{ZP} + O_{Armin}^{ZP}$$

$$O_{SPmin}^{S,ZP} = 1,005 + 7,442 + 0 + 0,08763 = 8,53463 m^3 \cdot m^{-3}$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{SPmin}^{V,ZP} = O_{SPmin}^{S,ZP} + O_{H_2Omin}^{ZP} = 8,53463 + 2,2213 = 10,75593 m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství spalin pro přebytek vzduchu  $\alpha=1-1,3=1,15$ :

$$O_{SP} = O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP}$$

$$O_{SP} = 10,75593 + (1,15 - 1) \cdot 9,525 = 12,18468 m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství vodní páry:

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZDmin}^{S,ZP}$$

$$O_{H_2O} = 2,2213 + (1,024 - 1) \cdot (1,15 - 1) \cdot 9,525 = 2,25559 m^3 \cdot m^{-3}$$

### 3.4 Závislost účinnosti kotle na vychlazení spalin a přebytku vzduchu

Účinnost spalování ovlivňuje také přebytek vzduchu ve spalinách. Je udáván součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda$ . Součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$  je dán poměrem skutečného množství vzduchu, které bylo dopraveno do spalovacího procesu k teoretickému, potřebnému pro ideální spalování. Spaliny bez přebytku vzduchu mají  $\lambda=1$ . Zvyšující se  $\lambda$  znamená horší účinnost spalování a u kondenzace způsobuje pokles teploty rosného bodu spalin. Například, pro  $\lambda=1$  je u zemního plynu teplota rosného bodu spalin  $57\text{ }^\circ\text{C}$ , pro  $\lambda=2$  je to  $45\text{ }^\circ\text{C}$  a pro  $\lambda=3$  jen  $38\text{ }^\circ\text{C}$ .

Hodnotu účinnosti bez uvažování ztráty sdílením tepla do okolí je možné odečíst z entalpického diagramu. Diagram představuje závislost entalpie spalin na teplotě spalin při přebytku vzduchu.

Pro stanovení entalpie spalin zemního plynu je vhodné spaliny rozčlenit na tyto 3 části:

- teoretické suché spaliny,
- přebytek vzduchu (suchého),
- vodní pára (vlhkost).

Entalpie spalin se vypočte pomocí intervalu teplot od  $t_h=120\text{ }^\circ\text{C}$  až do teploty  $t_s=20\text{ }^\circ\text{C}$ , součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=1$  a atmosférického tlaku  $p=98\text{ kPa}$ . Výpočtem se určí teplota rosného bodu.

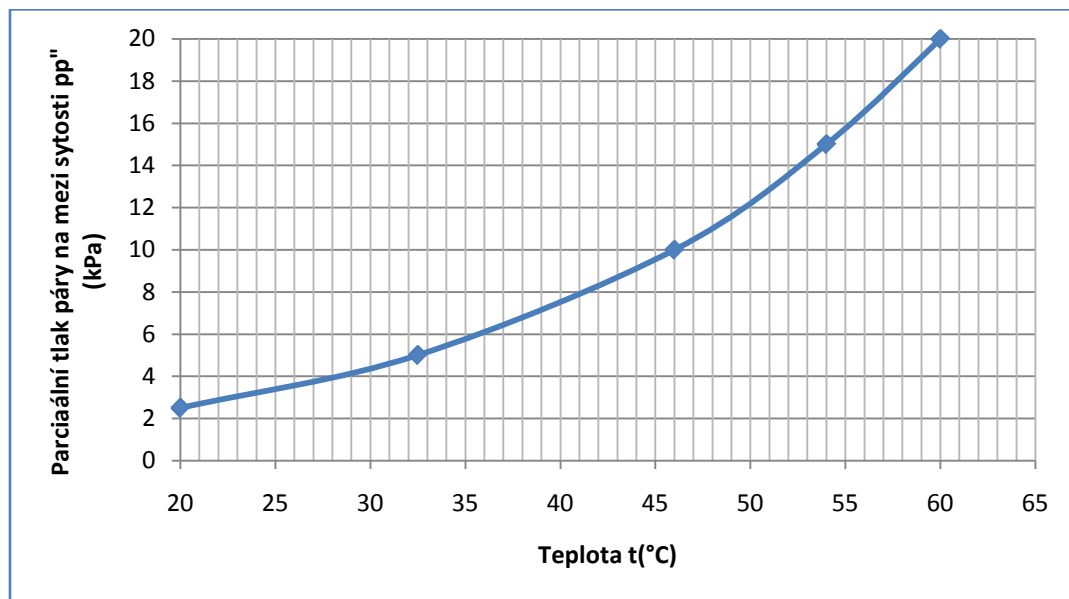
Teplotu rosného bodu lze stanovit pomocí vztahu, ve kterém je vyjádřen parciální tlak páry na mezi sytosti  $pp''$ :

$$pp'' = \frac{p}{\frac{0,622}{\{x \cdot [1 + a \cdot (\lambda - 1)]\} + 1}}$$

$$pp'' = \frac{98}{\frac{0,622}{\{0,14 \cdot [1 + 1,077 \cdot (1 - 1)]\} + 1}} = 18,0\text{ kPa}$$

Pro tuto hodnotu parciálního tlaku odečteme z grafu teplotu rosného bodu.

Graf. 1 Závislost teploty na parciálním tlaku páry na meze sytosti



Teplota rosného bodu pro tlak 18,0 kPa je 57 °C. Entalpie nenasyčených spalin je při teplotě  $t_h=120^\circ\text{C}$ , protože teplota  $t_h$  je nad teplotou rosného bodu. Je použit vztah pro entalpii skutečných vlhkostí nenasyčených spalin:

$$h = \{c_s + a \cdot (\lambda - 1) \cdot c_a\} \cdot t + x \cdot (2500 + 1,84 \cdot t)$$

$$h = \{1,1 + 1,077 \cdot (1 - 1) \cdot 1\} \cdot 120 + 0,14 \cdot (2500 + 1,84 \cdot 60) \\ = 512,912 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s} \cdot \text{s}$$

Entalpie nasycených spalin je při teplotě  $t < 57^\circ\text{C}$ , protože teplota  $t_s$  je pod teplotou rosného bodu. Nejprve se musí vypočítat měrná vlhkost nasycených spalin  $x''$  při teplotě  $t_s = 20^\circ\text{C}$ , pro kterou je parciální tlak páry na meze sytosti  $pp'' = 3,16 \text{ kPa}$ . Výpočet je podle vztahu:

$$pp'' = e^{23,58 - \left(\frac{4044,2}{273,15 + t}\right)}$$

$$pp'' = e^{23,58 - \left(\frac{4044,2}{273,15 + 25}\right)} = 2,339 \text{ kPa}$$

$$x'' = \frac{0,622 \cdot [1 + a \cdot (\lambda - 1)] \cdot pp''}{p - pp''}$$

$$x'' = \frac{0,622 \cdot [1 + 1,077 \cdot (1 - 1)] \cdot 2,339}{98 - 2,339} = 0,015 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s} \cdot \text{s}$$

Entalpie spalin při teplotě  $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  bude podle vztahu:

$$h = \{c_s + a \cdot (\lambda - 1) \cdot c_a\} \cdot t + x \cdot (2500 + 1,84 \cdot t)$$

$$h = \{1,1 + 1,077 \cdot (1 - 1) \cdot 1\} \cdot 20 + 0,015 \cdot (2500 + 1,84 \cdot t) = 60,586 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{t} \cdot \text{s} \cdot \text{s}$$

V posledním kroku jsou stanoveny zbylé entalpie pro  $\lambda=1$  a nové entalpie pro  $\lambda=1,5$  podle stejných vzorců v závislosti na teplotách a je sestaven entalpický diagram.

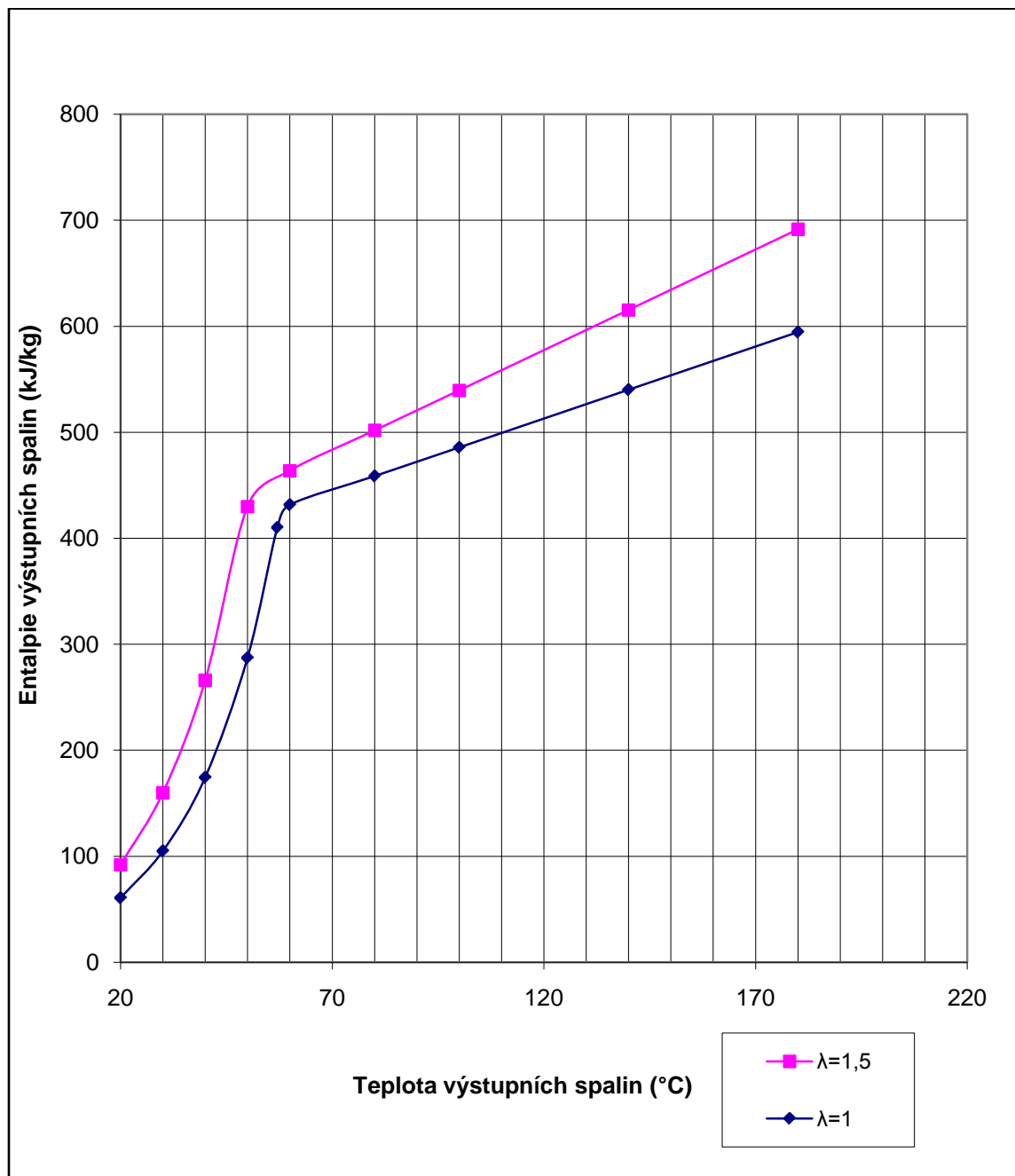
Tab. 3 Entalpie spalin pro  $\lambda=1$  a pro  $\lambda=1,5$

$\lambda=1$	
Teploty ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpie spalin ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{t} \cdot \text{s} \cdot \text{s}$ )
100	485,76
80	458,608
60	431,456
57	410,01
50	286,997
40	174,267
25	80,421

$\lambda=1,5$	
Teploty ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpie spalin ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{t} \cdot \text{s} \cdot \text{s}$ )
100	539,61
80	501,688
60	463,766
57	458,0777
50	438,852
40	265,957
30	159,849
20	92,1353



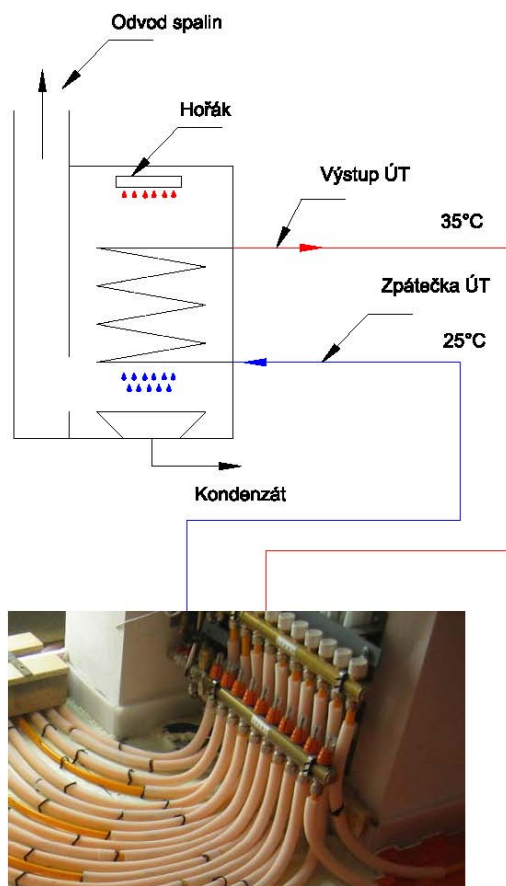
**Sestrojení entalpického diagramu z teplot výstupních spalin a entalpií: pro  $\lambda=1$  a  $\lambda=1,5$**



## 4. ZPŮSOBY VYCHLAZENÍ SPALIN NA NÍZKÉ TEPLoty A JEJICH ZHODNOCENÍ

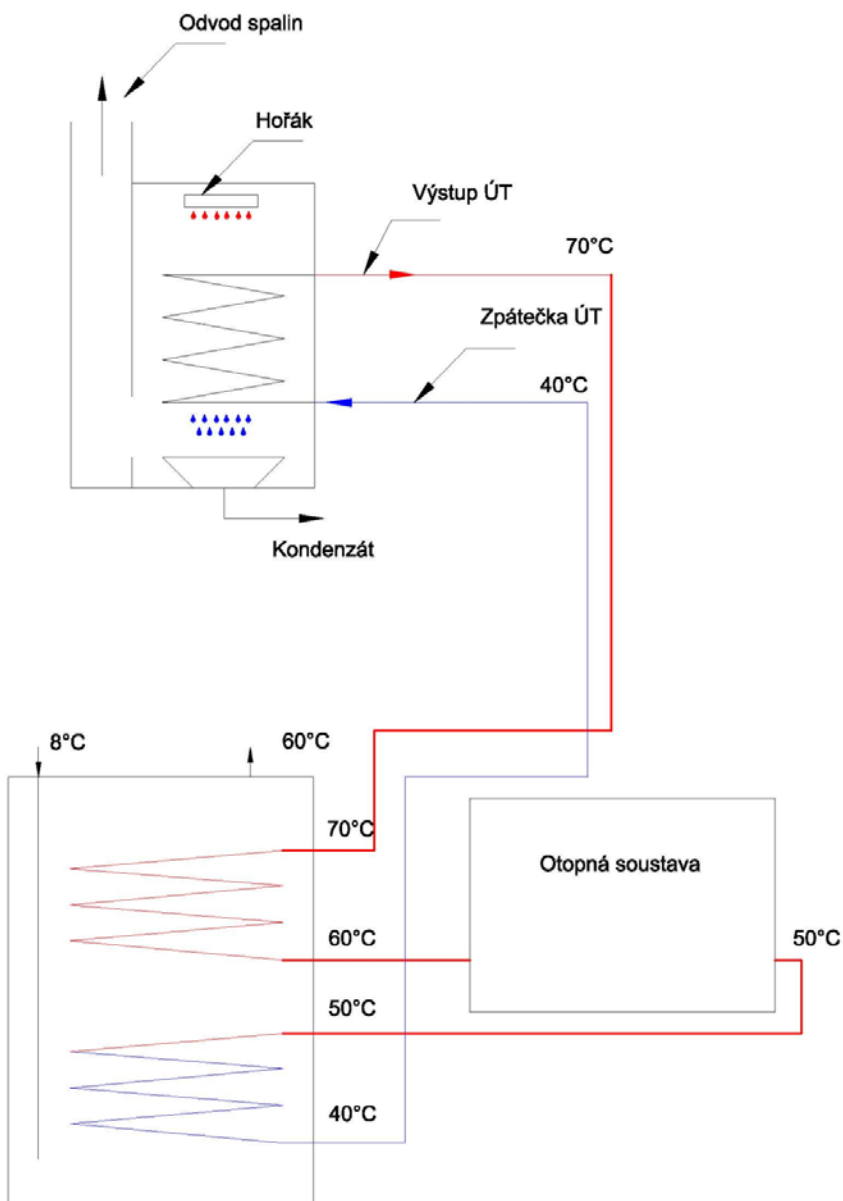
Důležitou zásadou pro dosahování vysoké provozní účinnosti kondenzačního kotle je provozovat kotel a tepelnou soustavu tak, aby do kotle vstupovala voda s nejnižší teplotou a kotel pracoval s nejnižším vytižením. Proto musí uvedené zásadě vyhovovat jak zapojení kotle a tepelné soustavy, tak způsob řízení výkonu a hydraulických poměrů. Ideální jsou systémy, u kterých je teplota vratné vody po celé topné období (tedy i při nejnižších venkovních teplotách) o 5 °C nižší než skutečná teplota rosného bodu spalin. Pro soustavy s kondenzačním kotlem na zemní plyn je tak trvale zaručen nejvyšší normovaný stupeň využití ve spojení s teplovodními nízkoteplotními systémy se spády 40/30 až 55/45 °C. Ke kondenzaci bude docházet po celou dobu provozu kotle. Vhodnou otopnou plochu představují sálavé systémy se zabudovanými teplovodními rozvody, neboli podlahové či stěnové vytápění. Příkladem podlahového vytápění rodinného domu o ploše 250 m<sup>2</sup> je s délkou 1,5 km (podlahové trubky Revel PEX), kde je teplotní spád 35/25 °C (obr. 6).

Obr. 6. Zapojení otopné soustavy s podlahovým vytápěním

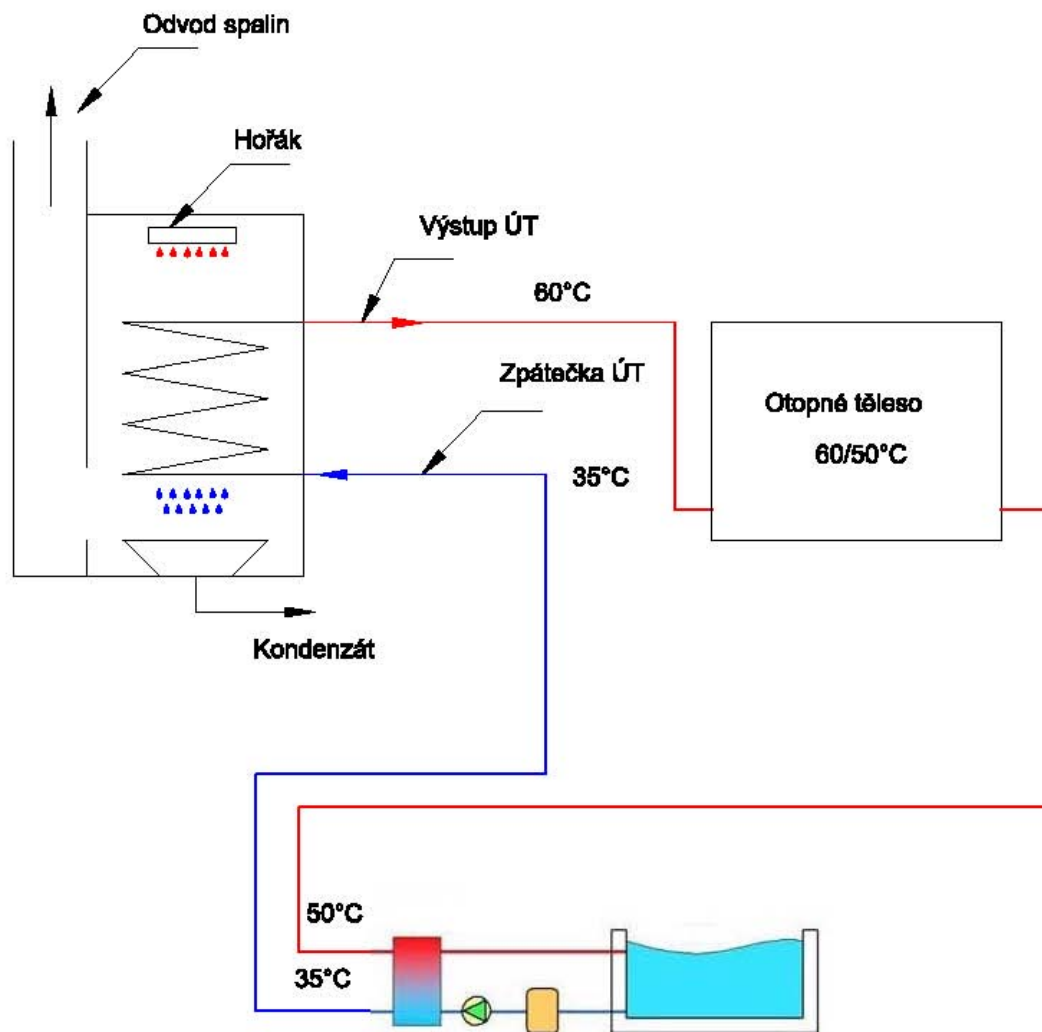


Další možností jak vychladit spaliny je zapojení otopné soustavy s bazénovým výměníkem. Vychlazená voda z otopného tělesa vchází do deskového výměníku, který ohřívá teplotu vody v bazénu a vychlazená voda vstupuje zpět do kotle. U tohoto spojení dosáhneme teplotního spádu 60/35 °C (obr. 8). Další variantou, jak vychladit spaliny, je bojler, který má v sobě dva výměníky. U tohoto spojení před vstupem do otopného tělesa vychladíme otopnou vodu ve vrchním výměníku a ochlazenou vodu z otopného tělesa zchladíme ve spodním výměníku na teplotu 40°C. Dosáhneme teplotního spádu 70/40 °C (obr. 7).

Obr. 7. Zapojení otopné soustavy s ohříváčem vody



Obr. 8. Zapojení otopné soustavy s bazénovým výměníkem



V této kapitole jsou navrženy tři možné způsoby zapojení, jak vychladit vratnou vodu po celé topné období. U podlahového vytápění je dosaženo teplotního spádu 35/25 °C u rodinného domu, který nebyl zateplen, potom by se teplotní spád ještě více snížil. Další výhodou této otopné soustavy je úspora plynu oproti standardním kotlům. Musíme brát, že roční provozní účinnost kotlů je oproti účinnosti stanovené měřením, kterou uvádí výrobci kotlů, vždy nižší. U standardních a nízkoteplotních kotlů bývá toto snížení v nejlepších případech o 5%. U kondenzačních kotlů je snížení velice malé, přibližně o 1%. Větší rozdíl mezi naměřenou a provozní účinností u standardních a nízkoteplotních kotlů je způsoben tím, že rozsah řízeného výkonu kotlů bývá podstatně užší, kotle musí být často vypínány a v pohotovostním stavu dochází ke zbytečným ztrátám.

Poměrná úspora ZP za rok, která vznikne osazením kondenzačního kotle místo kotle původního, se stanovím z:

$$U=1-(\eta_0/\eta),$$

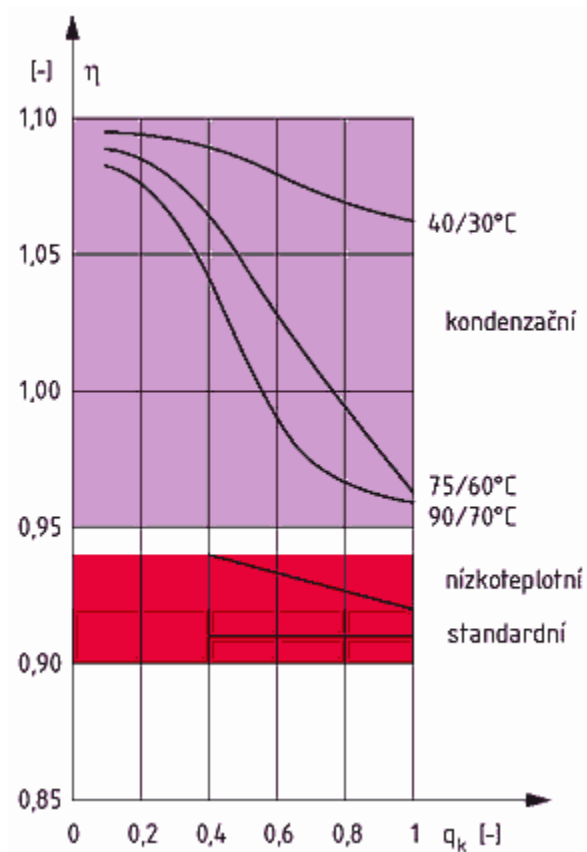
Kde: U - poměrná úspora zemního plynu za rok[-]

$\eta$  - roční provozní účinnost kondenzačního kotle[-]

$\eta_0$  - roční provozní účinnost původního kotle[-]

Naměřená hodnota účinnosti pro standardní kotel je podle grafu 0,91 %. Roční provozní účinnost se sníží o 0,05 na hodnotu  $\eta_0 = 0,86$ . Naměřená účinnost kondenzačního kotle pro teplotní spád 35/25 °C je stanovena podle (Grafu 2) a pro vytížení 0,6 na hodnotu 1,08. Roční provozní účinnost bude snížena o 0,01 na hodnotu  $\eta = 1,07$ .

Graf 2 Průběh účinnosti kotlů [13]



Výsledná úspora zemního plynu za rok oproti standardnímu kotli je okolo 20 %. V další kapitole se budeme zabývat kondenzačním kotlem s absorpční dochlazovací smyčkou.

## 5. ABSORPČNÍ OBĚH

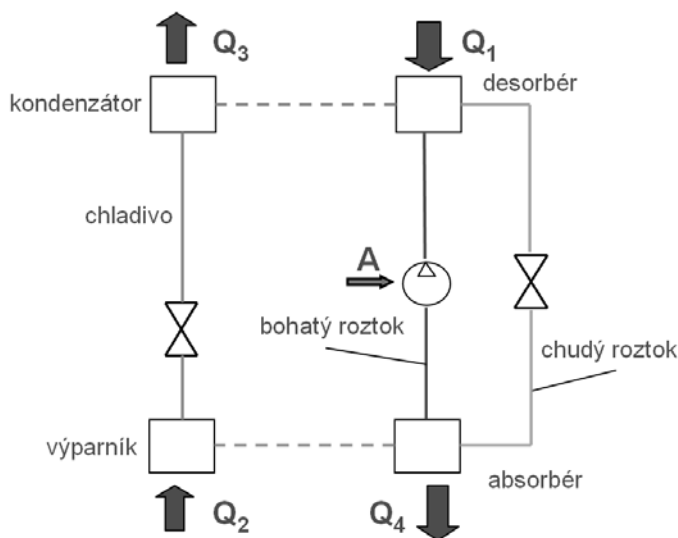
### 5.1 Základní princip

Základním principem sorpčních oběhů je nahrazení komprese tepelným pochodem, v němž se chladivo za nízkého tlaku pohlcuje vhodnou látkou (absorbentem), potom se roztok dopravuje do dalšího výměníku, pracujícího za vyššího tlaku, kde se přívodem tepla opět z roztoku varem uvolňuje (vypuzuje).

Druhy sorpčních oběhů jsou:

- absorpční oběh, v němž koluje chladivo a absorpční látka. Páry odpařeného chladiva odcházející z výparníku jsou absorbovány v absorbérovi do kapalné absorpční látky, za současného uvolnění absorpčního tepla obr. 9. Vzniklá kapalná směs je čerpadlem dopravena do části oběhu s vyšším pracovním tlakem. Následným zahřáním této směsi jsou vypuzeny páry chladiva z absorpční kapaliny. Páry postupují do kondenzátoru, kde kondenzují při kontaktu s ochlazovaným povrchem. Chladivo v kapalné podobě dále prochází přes škrtkový ventil do výparníku. Zde vlivem snížení tlaku dochází k varu chladiva při nízké teplotě a souvisejícímu odnímání tepla. Páry chladiva poté uzavírají svůj pracovní oběh absorpcí v absorbérovi. Oddělenou větví se z vysokotlaké části oběhu vrací absorpční kapalina, prostá vypuzeného chladiva, přes škrtkový ventil do nízkotlaké části.

Obr. 9 Schéma absorpčního oběhu [14]

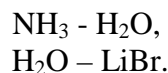


- b) adsorpční oběh, používající tuhé látky, adsorbující na svůj povrch za nízkého tlaku chladiva a opět ho přívodem tepla za vyššího tlaku uvolňující. Z principu funkce vyplývá, že toto zařízení pracuje periodicky, což je zdrojem velkých ztrát a příčinou nízkého chladicího faktoru. Proto není dnes již používáno a objevuje se pro svou jednoduchost pouze u některých řešení, používajících jako zdroje tepla slunečního záření, zachycovaného koncentrujícími slunečními kolektory.
- c) resorpční oběh, v němž se pochod kondenzace a vypařování nahrazuje pochodem resorpce (opětné absorpce) a desorpce (vypuzování) za opačných takových poměrů než vlastní absorpce a vypuzování. Tento oběh je složitější, i když skrývá řadu možností velmi hospodárných a tlakově výhodných zapojení, je používán ojediněle.
- d) difuzní oběh, nazvaný podle toho, že chladivo se ve výparníku vypařuje (a difuzí proniká) do atmosféry jiného plynu. V obězích se směsí chladiv to může být pára těkavějšího chladiva. Tyto oběhy byly již před mnoha lety provozovány pokusně, ale pro svou komplikovanost zanikly. Dnes výhradně používaným oběhem tohoto typu je oběh se čpavkem (chladivo), vodou (absorbent) a vodíkem (inertní plyn) v absorpčních domácích chladničkách.

## 5.2 Pracovní látky

Z teoretických rozborů, které jsou dostupné v odborné literatuře, je možno získat informace o různých pracovních látkách, které mohou společně pracovat v absorpčních cyklech. Základní podmínkou vhodné dvojice látek je dobrá rozpustnost chladiva v látce absorbující (absorbentu). Z látek, které podmínku dobré rozpustnosti splňují, jsou dále použitelné pouze ty, které mohou pracovat v oblasti využitelných teplotních a tlakových úrovní. Samozřejmostí při volbě vhodné dvojice látek je posouzení dostupnosti, ceny a vliv na životní prostředí. Hlavně poslední - ekologický parametr je i zde jako v celé oblasti chladicí techniky pečlivě sledován. V neposlední řadě je nutno uvést, že výsledná volba pracovního média musí brát v úvahu vysokou životnost a spolehlivost celého zařízení.

S ohledem na výše uvedená kritéria jsou dominantně používány v absorpčních obězích dvě dvojice pracovních látek:



Dvojice prvků čpavek - voda, který je dobře rozpustný ve vodě, má svou nezastupitelnou pozici v oblasti chladicí techniky již spoustu desetiletí. Nevýhodou čpavku je jeho pronikavý zápach, toxicita, hořlavost a v jistých koncentracích se vzduchem i výbušnost.

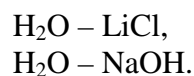
Další pracovní dvojicí je voda a LiBr, kde LiBr je látkou pevnou a tvoří s vodou roztok, který zůstává v pracovním režimu zařízení tekutým, lze tak dosáhnout kontinuálního provozu. Jedná se o velmi čistou pracovní látku bez zápachu, proto se používá v domácích aplikacích. Pracovní okruhy s LiBr pracují vždy v podtlaku, který dále umocňuje ochranu okolí proti případnému úniku pracovní látky. Naopak u oběhu využívající NH<sub>3</sub> (pracují v přetlaku) se musí počítat možným únikem pracovní látky z oběhu.

Zásadním kritériem pro volbu vhodné dvojice pracovních látek stále zůstává rozsah tlaků a teplot, ve kterých může spolehlivě pracovat. Zde je nutno zmínit, že v aplikacích, kde voda slouží, jako chladivo je nutné dbát na to, aby nedošlo k zamrznutí výparníku. To hrozí vždy, kdy na větvi s čistým chladivem (vodou) může teplota klesnout pod 0 °C.

Hlavní rozdíly zařízení voda – LiBr oproti čpavku – voda:

- Není třeba upravovat koncentraci páry vycházející z vypuzovače, neboť LiBr je rozpuštěná sůl bez vlastního parciálního tlaku
- Nízký rozdíl tlaků  $p_k - p_0$  nevyžaduje škrcení, ale mnohdy čerpadla pro překonávání průtočných odporů
- Voda může být ochlazována rozstříkem v prostoru výparníku
- Velmi nízké tlaky (až 10 kPa) vyžadují co nejkompaktnější konstrukce ve dvou nebo v jednom tělese a dále použití účinných odvzdušňovacích zařízení

Další dvojicí pracovních látek využívaných v absorpčních obězích jsou:



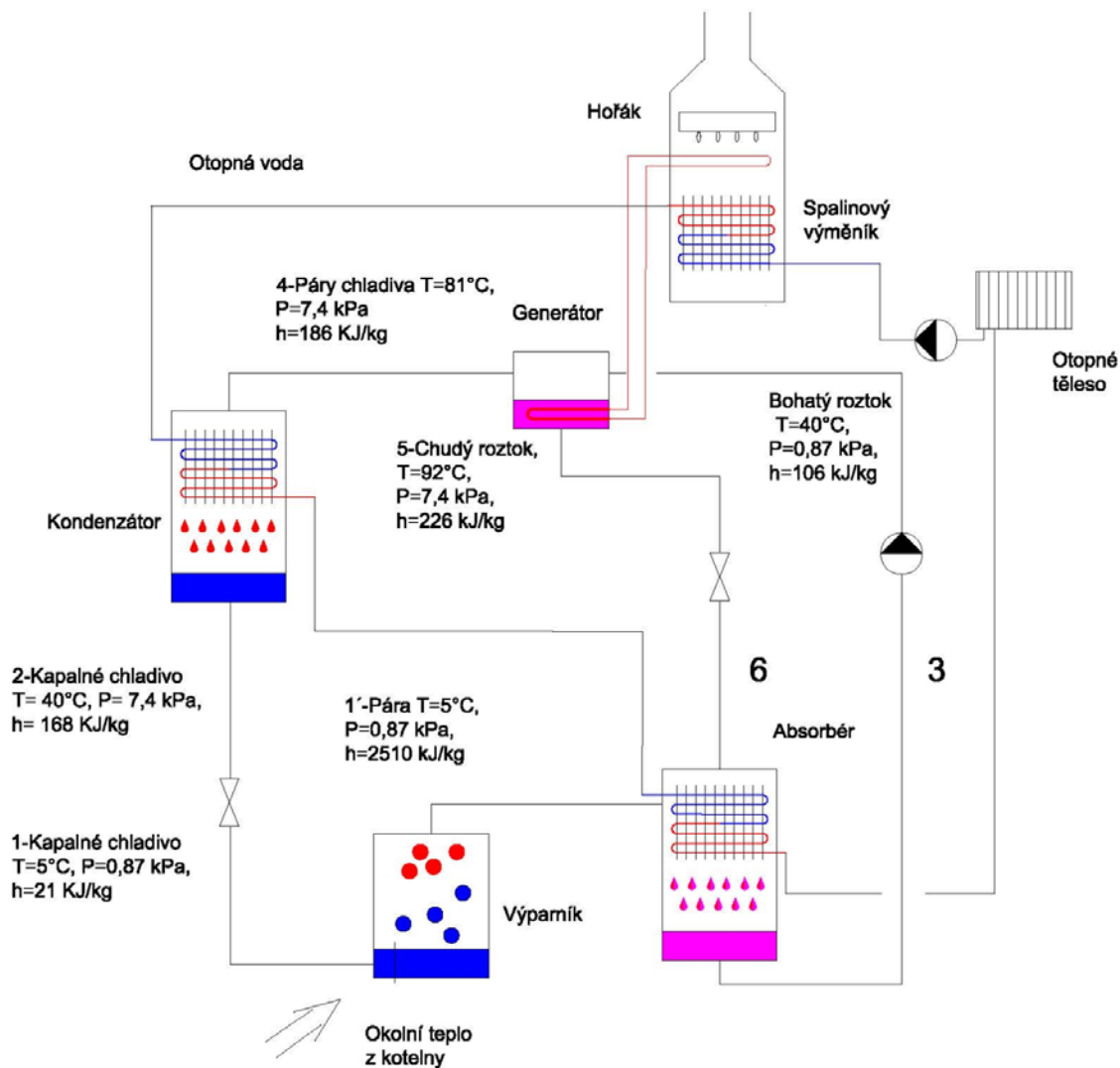
Jejich použití však najdeme pouze v omezeném počtu speciálních aplikací a nedosáhlo většího uplatnění v absorpčních obězích.



## 6. PLYNOVÝ KOTEL S ABSORPČNÍM OBĚHEM

Výrazně vyšší efektivnost využití zemního plynu umožňuje spojení plynového kotle a absorpčního oběhu. Absorpční oběh využívá běžného hořáku plynového kotle, který neslouží přímo k ohřevu topné vody, ale ohřívá pracovní látky kolující v uzavřeném absorpčním oběhu obr. 10. Jak název absorpční oběh napovídá, jedná se o obdobný princip, který využívá dobře známé kompresorové tepelné čerpadlo. U absorpčního oběhu však nenajdeme kompresor, pouze čerpadlo pro dopravu roztoku pracovních látek. Příkon čerpadla je v celkové energetické bilanci zanedbatelný, neboť nepřesahuje 5 % tepelného výkonu. Absorpční oběh může být integrován jako součást plynového kotle a využit pro vychlazení spalin na velice nízké teploty, nebo může sloužit pro odpadní teplo v kotelnách.

Obr. 10 Schéma jednostupňového absorpčního oběhu integrovaného v plynovém kotli



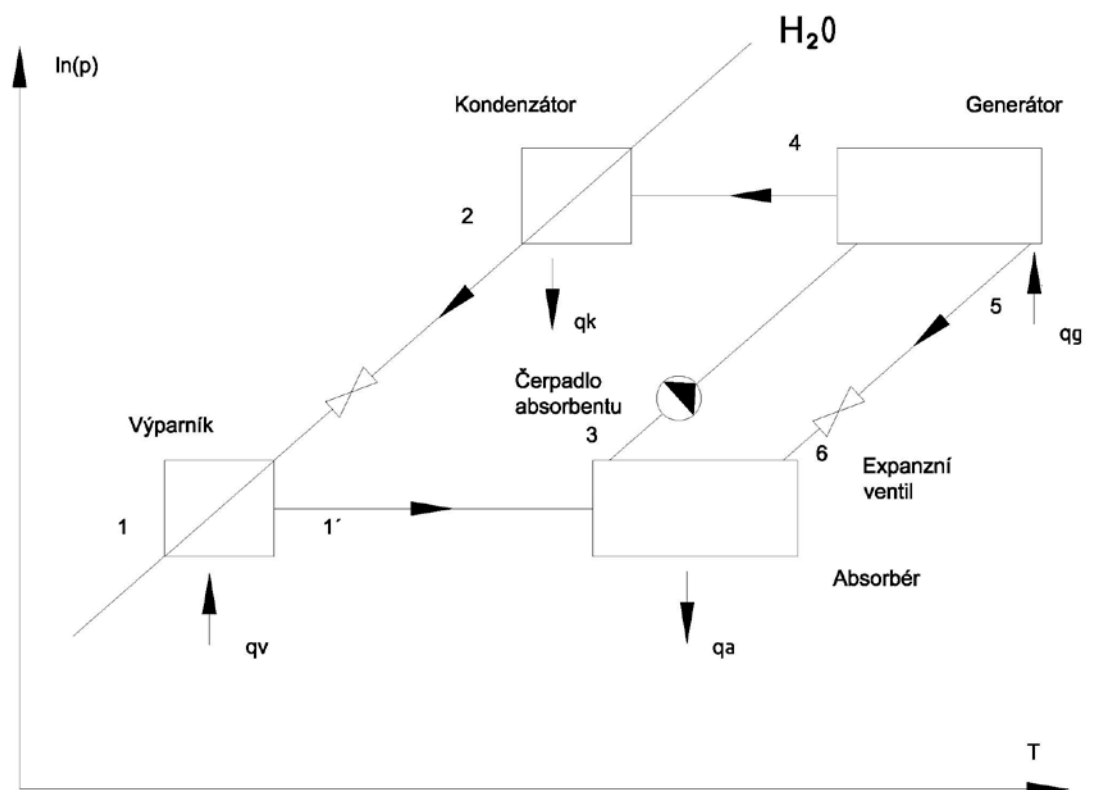
## 6.1 Pracovní parametry jednostupňového absorpčního oběhu

Jednotlivé body absorpčního oběhu jsou vyznačeny v schematickém diagramu na obr. 11. Hodnoty teplot, tlaků, koncentrací a entalpií jsou získány z podkladů [2] a z diagramů obr. 12, 13. Veškeré odečtené hodnoty jsou zapsány v tabulce 4.

Hlavní parametry:

- Teplota výparníku je 5 °C
- Nejnižší teplota v absorbéru a kondenzátoru je 40 °C
- Výstup z absorbéru a generátoru je nasycený
- Koncentrace silného absorbentu je 63 %.

Obr. 11 Schematický diagram absorpčního oběhu



Tab. 4 Stavové body oběhu

	<b>T (°C)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>x</b>
<b>1</b>	<b>5</b>	<b>0,87</b>	<b>21</b>	<b>0</b>
<b>1'</b>	<b>5</b>	<b>0,87</b>	<b>2510</b>	<b>0</b>
<b>2</b>	<b>40</b>	<b>7,4</b>	<b>168</b>	<b>0</b>
<b>3</b>	<b>40</b>	<b>0,87</b>	<b>106</b>	<b>0,578</b>
<b>4</b>	<b>81</b>	<b>7,4</b>	<b>189</b>	<b>0,578</b>
<b>4'</b>	<b>81</b>	<b>7,4</b>	<b>2650</b>	<b>0</b>
<b>4''</b>	<b>69</b>	<b>7,4</b>	<b>172</b>	<b>0,578</b>
<b>5</b>	<b>92</b>	<b>7,4</b>	<b>226</b>	<b>0,63</b>
<b>6</b>	<b>51</b>	<b>0,87</b>	<b>154</b>	<b>0,63</b>

Výpočet je proveden pro 1 kg chladiva protékajícího výparníkem a kondenzátorem. Předpokládá se nulová koncentrace páry opouštějící generátor  $x_v=0$ . Pára neobsahuje žádnou sůl, jednotkový průtok bohatého roztoku čerpadlem je:

$$f = \frac{(x_v - x_5)}{(x_3 - x_5)} = \frac{(0 - 0,63)}{(0,575 - 0,63)} = 12,1$$

Entalpie z kapaliny opouštějící čerpadlo je:  $h_{3'} = h_3 + \frac{w_p}{f}$ .

Práce čerpadla je:  $w_p = f(P_2 - P_1) \cdot v_s = 12,1 \cdot (7,4 - 0,87) \cdot \left(\frac{1}{1200}\right) = 0,07 \text{ kJ/kg}$   
kde  $v_s$  je měrný objem tekutiny. Změna entalpie nastane vlivem stlačení roztoku, neuvažuje se změna teploty způsobená čerpáním. Ve skutečnosti je práce čerpadla zanedbatelná a entalpie  $h_3$  se nemění. Tekutinu vstupující do generátoru lze předehřát až na teplotu 80 °C, jednotkový tepelný tok mezi body 3 a 4 je:

$$q_p = f(h_4 - h_3) = 12,1(186 - 106) = 1004 \text{ kJ/kg}$$

Jednotkový tepelný tok mezi body 5 a 6 je:

$$q_r = (f - 1)(h_5 - h_6) = (12,1 - 1)(226 - 154) = 799 \text{ kJ/kg}$$

Proud z bodu 5 do bodu 6 je chlazen na teplotu  $T_6$ , ale proud z bodu 3 do bodu 4 není ohříván na teplotu  $T_4$ . Entalpie roztoku se spočítá na základě podmínky, že  $q_p$  musí být roven  $q_r$ .

$$h_{4''} = h_3 + \frac{q_r}{f} = 106 + \frac{799}{12,1} = 172 \text{ kJ/kg}$$

Teplota v tomto bodě je 72°C. V dalších krocích jsem spočítal tepla vyměněná ve výparníku, kondenzátoru, absorberu a generátoru.

Jednotkový tepelný tok ve výparníku je:

$$q_e = (h_{1'} - h_2) = (2510 - 168) = 2342 \text{ kJ/kg}$$

Jednotkový tepelný tok v kondenzátoru je:

$$q_c = (h_{4'} - h_2) = (2650 - 168) = 2482 \text{ kJ/kg}$$

Jednotkový tepelný tok v absorbéru je:

$$q_a = h_{1'} - h_6 + f(h_6 - h_3) = 2510 - 154 + 12,1(154 - 106) = 2937 \text{ kJ/kg}$$

Jednotkový tepelný tok v generátoru je:

$$q_d = h_{4'} - h_5 + f(h_5 - h_{4''}) = 2650 - 226 + 12,1(226 - 172) = 3077 \text{ kJ/kg}$$

Kontrola energetické rovnováhy:

$$q_d + q_e - q_c - q_a = 3077 + 2342 - 2482 - 2937 = 0 \text{ kJ/kg}, \text{ energetická rovnováha je splněna.}$$

$$\text{COP systému je: } COP = \frac{q_e}{q_d} = \frac{2342}{3077} = 0,76$$

Z jednotkových tepelných toků můžeme spočítat konkrétní hodnoty tepelných a hmotnostních toků v jednotlivých částech jednotky pro zadaný topný výkon 6000W.

Hmotnostní tok chladiva:

$$m = \frac{Q_d}{q_d} = \frac{6000}{3077 \cdot 10^3} = 0,00195 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok bohatého roztoku:

$$m_b = f \cdot m = 12,1 \cdot 0,00195 = 0,023 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok chudého roztoku:

$$m_{CH} = m_b - m = 0,023 - 0,00195 = 0,021 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tepelný tok procházející kondenzátorem:

$$Q_k = q_k \cdot m = 2482 \cdot 10^3 \cdot 0,00195 = 4840 \text{ W}$$

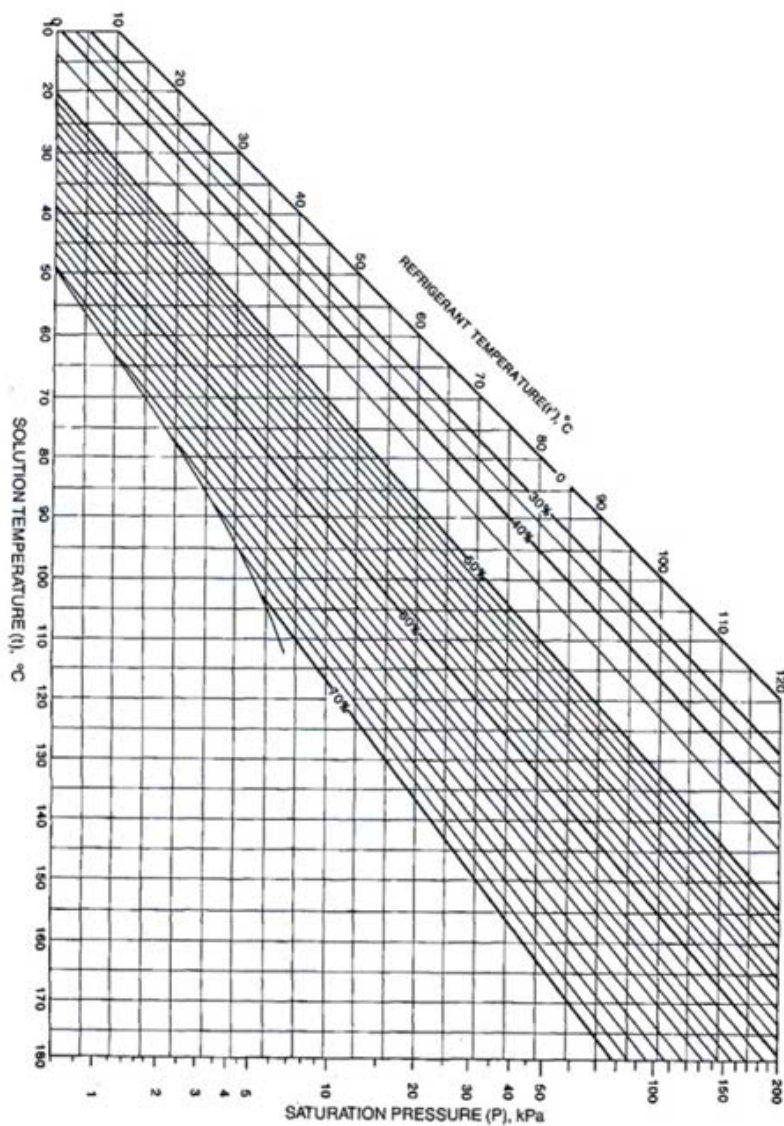
Tepelný tok procházející absorberem:

$$Q_a = q_a \cdot m = 2937 \cdot 10^3 \cdot 0,00195 = 5727W$$

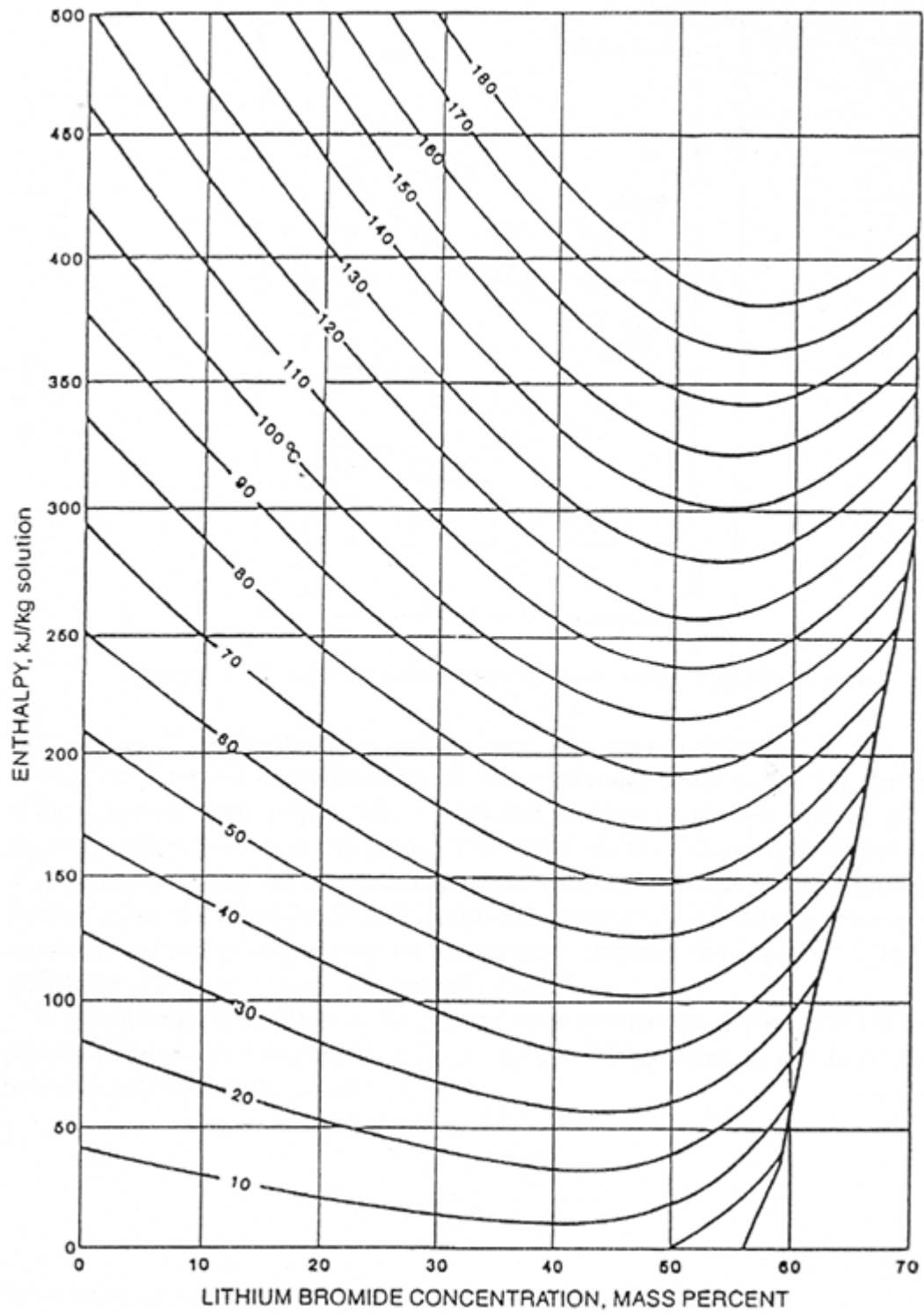
Tepelný tok procházející výparníkem:

$$Q_e = q_e \cdot m = 2342 \cdot 10^3 \cdot 0,00195 = 4567W$$

Obr. 12 LiBr-H<sub>2</sub>O p-T-x diagram [2]



Obr. 13 LiBr-H<sub>2</sub>O i-x diagram [2]



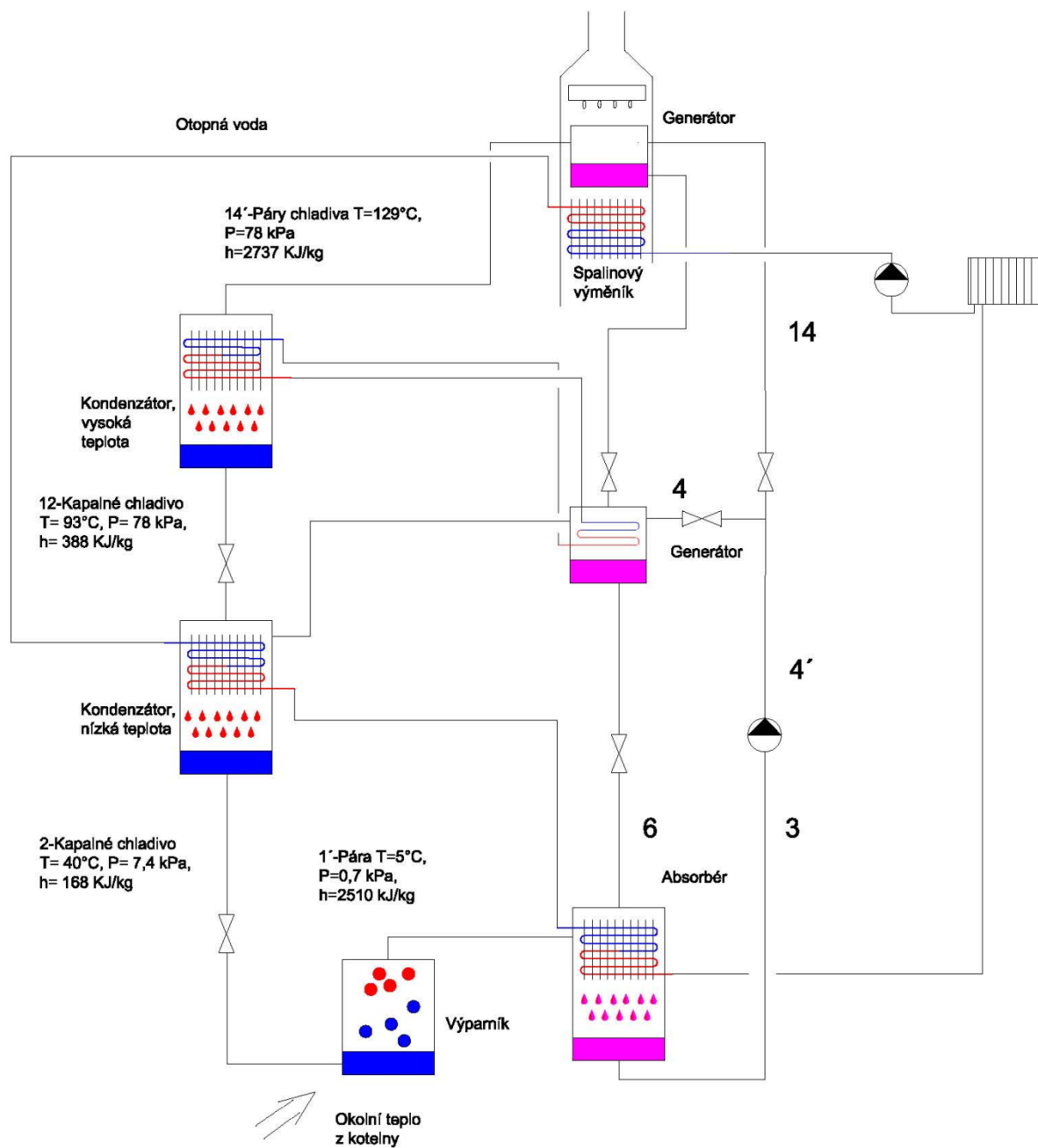
## 6.2 Plynový kotel s dvoustupňovým absorpčním oběhem

V předchozí kapitole byl navržen jednostupňový absorpční oběh, u kterého nebyla možnost využití vysokých teplot zdroje tepla. Aby bylo dosaženo vyšších hodnot topného faktoru (COP). Topný faktor absorpčního chladičového zařízení je stálý, kvůli nevratným efektům přidruženým s přestupem tepla. Topný faktor jednostupňového absorpčního oběhu je okolo 0,7. Pro dosažení vyššího výkonu cyklu je nezbytné navrhnout oběh, který využívá vyšší teplotu přívodu tepla.

Kvůli relativně nízkému topnému faktoru u jednostupňového oběhu je obtížné, aby soutěžily s ekonomicky výhodnějšími kompresorovými systémy páry s výjimkou nízkých teplotních aplikací odpadního tepla. Dvoustupňový cyklus s topným faktorem od 1,0 do 1,2 je více konkurenční vůči jednostupňovému oběhu. Plynový kotel s dvoustupňovým absorpčním oběhem (obr. 14) využívá vodu a LiBr jako pracovní dvojici oběhu. Schematické znázornění dvoustupňového oběhu je na obrázku 15. Teplo se dodává do horního generátoru, výparníku a do kondenzátoru. Teplo se přenáší ven z absorbéru a spodního kondenzátoru. Dvoustupňový oběh zahrnuje dva výměníky tepla, které mají stejnou funkci jako u jednostupňového okruhu. Spojením horního kondenzátoru a spodního generátoru je dosaženo dvojitého účinku (vnitřní tepelná výměna). Vnitřní sdílení tepla je dosaženo v praxi zařazením těchto dvou součástí do jednotlivého zařízení. Jedna strana výměníku je horní kondenzátor a spodní strana je spodní generátor.

Spodní generátor a spodní kondenzátor dvoustupňového oběhu pracuje v přibližně stejných podmínkách jako generátor a kondenzátor jednostupňového oběhu. Tepelný výkon dvoustupňového oběhu nastane při vyšší teplotě než u jednostupňové.

Obr. 14 Plynový kotel s dvoustupňovým absorpčním oběhem





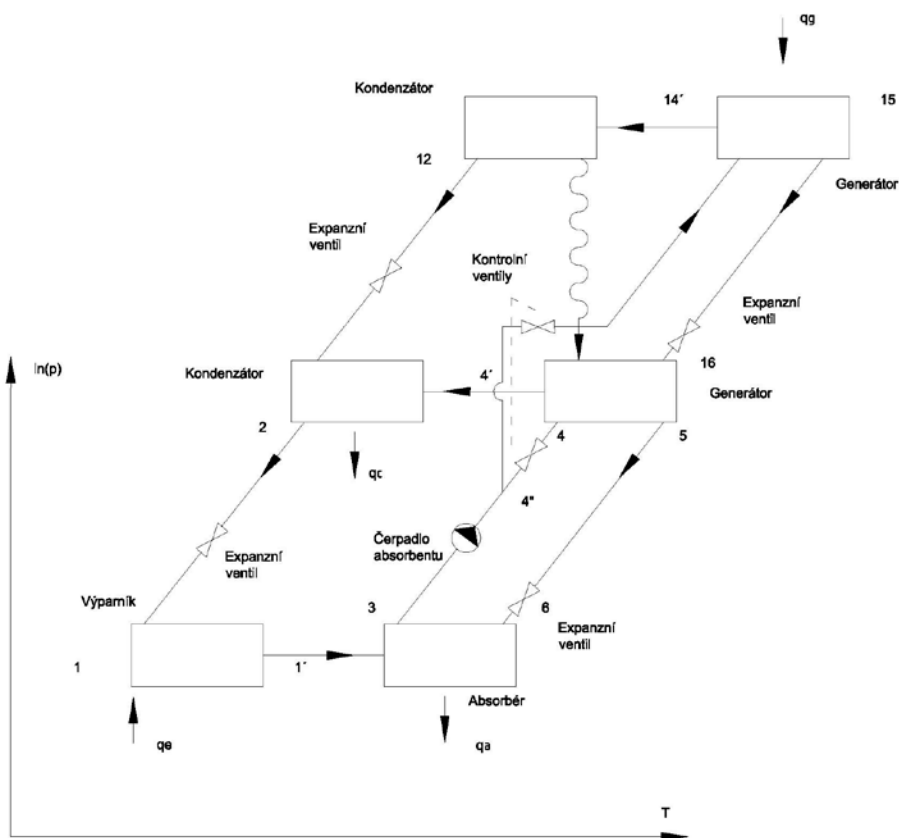
### 6.3 Pracovní parametry dvoustupňového absorpčního oběhu

Jednotlivé body dvoustupňového absorpčního oběhu jsou vyznačeny v schematickém diagramu na obr. 15. Hodnoty teplot, tlaků, koncentrací a entalpií jsou získány z podkladů [2], [3] a z diagramů na obrázku 12,13. Veškeré odečtené hodnoty jsou zapsány v tabulce 5.

Hlavní parametry:

- Teplota výparníku je 5,06 °C
- Nejnižší teplota v absorbér a kondenzátoru je 30 °C
- Koncentrace silného absorbentu je 63 %.
- Tekutina opouštějící oba kondenzátory, absorbér a oba generátory je nasycená
- Účinnost tepla roztoku je 1
- Kondenzát opouštějící horní kondenzátor je expandován ve spodní části kondenzátoru

Obr. 15 Schematické znázornění dvoustupňového absorpčního oběhu



Tab. 5 Stavové body oběhu

	<b>T (°C)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>h (kJ/kg)</b>	<b>x</b>
<b>1</b>	<b>5,06</b>	<b>0,876</b>	<b>127</b>	<b>0</b>
<b>1'</b>	<b>5,06</b>	<b>0,876</b>	<b>2510</b>	<b>0</b>
<b>2</b>	<b>30,47</b>	<b>4,353</b>	<b>127,6</b>	<b>0</b>
<b>3</b>	<b>30</b>	<b>0,876</b>	<b>66,3</b>	<b>0,529</b>
<b>4</b>	<b>49,7</b>	<b>4,353</b>	<b>108,1</b>	<b>0,529</b>
<b>4'</b>	<b>58,55</b>	<b>4,353</b>	<b>2610,7</b>	<b>0</b>
<b>4''</b>	<b>30,1</b>	<b>4,353</b>	<b>66,3</b>	<b>0,529</b>
<b>5</b>	<b>78,84</b>	<b>4,353</b>	<b>157,7</b>	<b>0,62656</b>
<b>6</b>	<b>49,23</b>	<b>0,876</b>	<b>157,7</b>	<b>0,62656</b>
<b>12</b>	<b>92,69</b>	<b>77,520</b>	<b>388</b>	<b>0</b>
<b>14</b>	<b>88,46</b>	<b>77,520</b>	<b>190,6</b>	<b>0,529</b>
<b>14'</b>	<b>128,66</b>	<b>77,520</b>	<b>2736,5</b>	<b>0</b>
<b>15</b>	<b>138,59</b>	<b>77,520</b>	<b>300,7</b>	<b>0,57325</b>
<b>16</b>	<b>69,46</b>	<b>4,353</b>	<b>211,3</b>	

Výpočet začíná vyhodnocením prvního stupně. Všechny výsledky jsou shodné s výpočtem jednostupňové oběhu, kromě práce vykonávané čerpadlem. Čerpadlo dodává tekutinu o tlaku 101 kPa. Jednotkový průtok bohatého roztoku čerpadlem je:

$$f = \frac{(x_v - x_5)}{(x_3 - x_5)} = \frac{(0 - 0,62656)}{(0,529 - 0,62656)} = 6,42$$

Práce čerpadla je:  $w_{p2} = f(P_2 - P_1) \cdot v_s = 6,42 \cdot (101 - 0,87) \cdot (1/1200) = 0,53 \text{ kJ/kg}$ ,  
hodnota vykonané práce čerpadlem je zanedbatelná.

Druhý stupeň oběhu je považován za jednostupňové absorpční chladicí zařízení, využívající stejného výparníku a absorbéru. Výpočet je proveden pro 1 kg par chladiva, tokový poměr roztoku při vysoké teplotě generátoru je stanoven podle obvyklého postupu. Indexem ss je označen druhý stupeň oběhu. Rychlost toku  $f_{ss}$  a koncentrace jsou stejné jako u prvního stupně. Druhý stupeň výměníku tepla je:

$$q_{l_{ss}} = f(h_{14} - h_{4''}) = 6,42(190,6 - 66,3) = 798 \text{ kJ/kg}$$

Jednotkový tepelný tok mezi body 15 a 16 je:

$$q_{r_{ss}} = (f - 1)(h_{15} - h_{16}) = (6,42 - 1)(300,7 - 211,3) = 484,548 \text{ kJ/kg}$$

Předpokládá se, že teplota a entalpie z bodu 16 je identická s bodem 5. Entalpie  $h_{14''}$  se spočítá na základě podmínky:

$$h_{14''} = h_{4''} + \frac{q_{rSS}}{f_{SS}} = 66,3 + \frac{484,548}{6,42} = 141,77 \text{ kJ/kg}$$

S touto podmínkou můžeme vyčíslit teplo v generátoru:

$$q_{dSS} = h_{14'} - h_{15} + f_{SS}(h_{15} - h_{14''}) = 2736,5 - 300,7 + 6,42(300,7 - 141,77) \\ = 2435,8 + 1020,33 = 3456,13 \text{ kJ/kg}$$

Uvolněné teplo z horní části kondenzátoru:

$$q_{cSS} = h_{14'} - h_{12} = 2736,5 - 388 = 2348,5 \text{ kJ/kg}$$

Potřebné teplo pro první stupeň generátoru je 3077 kJ/kg. Proto všechny rychlosti toku a energie ve druhém stupni násobíme hodnotou  $(3077 \text{ kJ/kg}) / (2345,8 \text{ kJ/kg}) = 1,18$  k tomu, aby odpovídali první stupni generátoru.

Práce čerpadla:  $w_p + w_{p2} = 0,07 + 0,53 = 0,6 \text{ kJ/kg}$

Teplo výparníku:  $q_e \cdot (1 + 1,32) = 5105,56 \text{ kJ/kg}$

Absorpční teplo:  $q_a \cdot (1 + 1,32) = 6402,66 \text{ kJ/kg}$

Kondenzační teplo:  $q_c + 1,32 \cdot (388 - 127,6) = 2789,272 \text{ kJ/kg}$

Kondenzační teplo je zvětšený množstvím tepla uvolněného kondenzátu z druhého stupně kondenzátoru.

Teplo generátoru:  $q_{dSS} \cdot 1,32 = 4078,233 \text{ kJ/kg}$

Kontrola energetické rovnováhy:

$$q_{dSS} + q_e - q_c - q_a = 4078,233 + 5105,56 - 2789,2272 - 6402,66 = \\ = -8,1386 \text{ kJ/kg},$$

Odchylka -8,1363 je přípustná

$$\text{COP systému je: } COP = \frac{q_e}{q_d} = \frac{5105,56}{4078,233} = 1,25$$

Z jednotkových tepelných toků můžeme spočítat konkrétní hodnoty tepelných a hmotnostních toků v jednotlivých částech jednotky pro zadaný topný výkon 6000W.

Hmotnostní tok chladiva:

$$m = \frac{Q_d}{q_d} = \frac{6000}{4078,2334 \cdot 10^3} = 0,00147 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok bohatého roztoku:

$$m_b = f \cdot m = 6,42 \cdot 0,00147 = 0,0094 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok chudého roztoku:

$$m_{cH} = m_b - m = 0,0094 - 0,00147 = 0,00793 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tepelný tok procházející kondenzátorem:

$$Q_k = q_k \cdot m = 2789,272 \cdot 10^3 \cdot 0,00147 = 4103 \text{ W}$$

Tepelný tok procházející absorberem:

$$Q_a = q_a \cdot m = 6402,66 \cdot 10^3 \cdot 0,00147 = 9419 \text{ W}$$

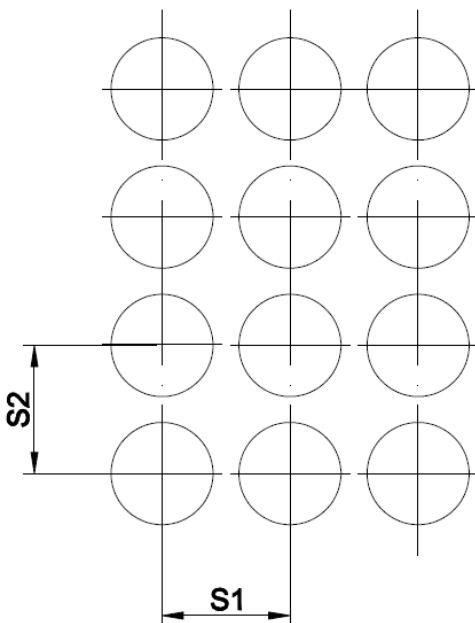
Tepelný tok procházející výparníkem:

$$Q_e = q_e \cdot m = 5105,56 \cdot 10^3 \cdot 0,00147 = 7511 \text{ W}$$

## 6.4 Výpočet teplosměnných ploch

Pro správnou funkci absorpčního tepelného čerpadla hraje klíčovou roli systém přívodu a odvodu tepla. Systém je tvořen tepelnými výměníky z mědi (uspořádání trubek je za sebou (obr. 16)). Tepelné výměníky z mědi vyhovují jak z hlediska přestupu tepla, tak z hlediska dostatečné korozní odolnosti proti roztoku LiBr - voda i samotné vodě. Za médium uvnitř trubek byla zvolena voda, u všech výměníků. Vně trubek je buď roztok LiBr - voda (absorbér, generátor), nebo voda či vodní pára (výparník, kondenzátor). Poloha jednotlivých výměníků je naznačena na obrázku 10. V následujících kapitolách jsou provedeny tepelné výpočty jednotlivých výměníků.

Obr. 16 Uspořádání trubek ve svazku



### 6.4.1 Tepelný výpočet kondenzátoru

Zadané hodnoty:

Požadovaný tepelný výkon	$Q_c = 4840$	W
Teplota kondenzátoru	$T_c = 30$	°C
Teplota vstupní chladicí vody	$T_{25} = 25$	°C
Teplota výstupní chladicí vody	$T_{26} = 28,66$	°C

$$\Delta T_1 = T_c - T_{25} = 5^\circ\text{C}$$

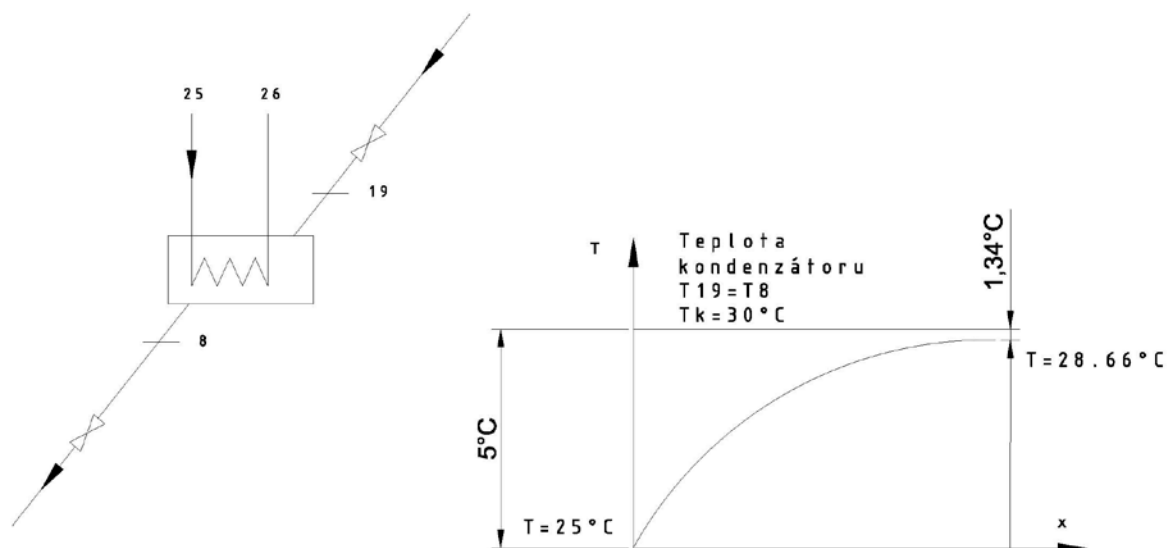
$$\Delta T_2 = T_c - T_{26} = 1,34^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_w = T_{26} - T_{25} = 28,66 - 25 = 3,66^\circ\text{C}$$

Střední teplota chladicí vody:

$$T_w = \frac{T_{25} + T_{26}}{2} = \frac{25 + 28,66}{2} = 27^\circ\text{C}$$

Obr. 17 Průběh teplot podél teplosměnné plochy



Střední logaritmický teplotní spád výměníku:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{5 - 1,34}{\ln \frac{1,34}{2}} = 2,7795^\circ\text{C}$$

Parametry trubek:

Zvolený počet trubek	$n_{tr} = 18$
Vnější průměr	$D = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr	$d = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Rozteč trubek příčná	$s_1 = 15 \text{ mm}$
Rozteč trubek podélná	$s_2 = 15 \text{ mm}$
Teplná vodivost Cu	$\lambda_{Cu} = 350 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Parametry chladicí vody pro teplotu  $T_w = 27^\circ\text{C}$

Tab. 6 Fyzikální vlastnosti vody

$t [^\circ\text{C}]$	$cp[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$\lambda[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$\rho[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$\eta[\text{Pa}\cdot\text{s}]$	Pr
0	0	0	0	0	0
25	4,1784	0,606	997,1	880,6	6,08
30	4,1763	0,615	995,7	792,4	5,38
27	4177,56	0,6096	996,54	8,4532	5,8

Hmotnostní tok chladicí vody:

$$m_w = \frac{Q_c}{\Delta T_w \cdot cp} = \frac{4840}{3,66 \cdot 4177,56} = 0,317 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

Průtok chladicí vody:

$$F_w = \frac{m_w}{\rho} = \frac{0,317}{996,54} = 0,000318 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

Celková rychlost chladicí vody:

$$w_{celk.} = \frac{F_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000318}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 4,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Rychlost chladicí vody ( $n$  = (počet trubek v jedné řadě) 3 nebo 5... volím 5) z důvodu tlakové ztráty:

$$w = \frac{w_{celk}}{n} = \frac{4,05}{5} = 0,809 m \cdot s^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,809 \cdot 0,01 \cdot 996,54}{8,4532 \cdot 10^{-4}} = 9540$$

Pro turbulentní proudění se Nusseltovo číslo vypočte pomocí vzorce:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

Při výpočtu zanedbám  $[1 + (d/L)^{2/3}]$ , z důvodu předpokladu, že  $(d/L)^{2/3}$  bude  $\ll 1$

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} = [0,79 \ln(9540) - 1,64]^{-2} = 0,00398$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} = \frac{(0,00398/8)(9540 - 1000) \cdot 5,8}{1 + 12,7 \cdot (0,00398/8)^{1/2} [(5,8)^{2/3}] - 1} = 70,809$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{70,809 \cdot 0,6096}{0,01} = 4336 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Parametry vody pro střední teplotu kondenzátu:

Teplota stěny (odhadnutá):  $T_{st} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\bar{T}_c = \frac{T_c + T_{st}}{2} = \frac{30 + 29}{2} = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tab. 7 Fyzikální vlastnosti vody

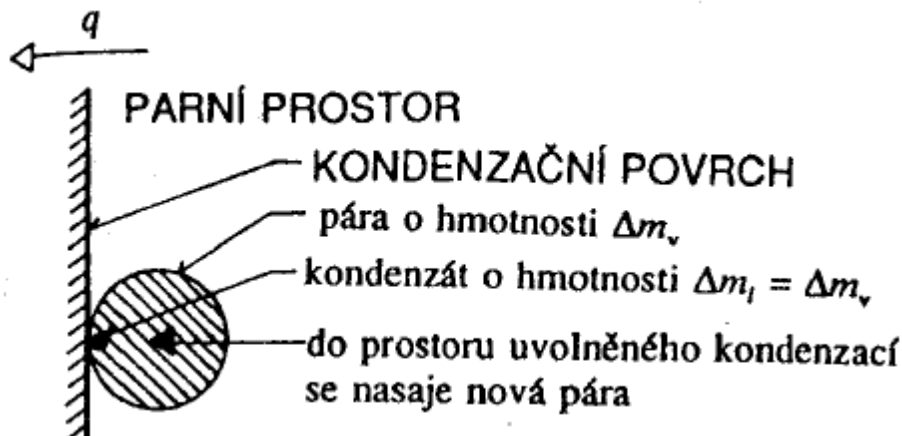
t [°C]	cp[kg.m <sup>-3</sup> ]	λ[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	ρ[kg.m <sup>-3</sup> ]	η[Pa.s]	Pr
0	0	0	0	0	0
25	4,1784	0,606	997,1	880,6	6,08
30	4,1763	0,615	995,7	792,4	5,38
29,5	4176,51	0,6141	995,84	8,0122	5,457777778



Výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně potrubí:

Styk páry se stěnou o teplotě nižší, než je kondenzační teplota při daném tlaku. To vede k postupné fázové přeměně páry na kapalinu, tj. na kondenzát a k odvodu tepla uvolněného kondenzací chladící stěnou.

Obr. 18 Pohyb páry, která je ve styku s kondenzačním povrchem [15]



Výška stěny pro 18 trubek:

$$H = \pi \cdot D \cdot n_{tr} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 18 = 0,67824m$$

$$\alpha_e = 1,13 \cdot \left( \frac{\rho_k^2 \cdot g \cdot (i'' - i') \cdot \lambda_k^3}{\eta} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (H)^{(-1/4)} \cdot (T_k - T_{st}) =$$

$$1,13 \cdot \left( \frac{995,84^2 \cdot 9,81 \cdot (2555,55 - 121,554) \cdot 0,6141^3}{0,00080122} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (0,67824)^{(-1/4)} \cdot (30 - 29) =$$

$$\alpha_e = 11325 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Hodnoty entalpií kondenzátu  $i'$  a entalpií páry  $i''$  jsem získal ze Steam.Tab.

Součinitel prostupu tepla:

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,012}{0,01 \cdot 11325} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{2716}} = 2716 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kontrola odhadnuté teploty stěny:

$$T_{st} = T_c - \frac{k_e \cdot \Delta T_{ln}}{\alpha_e} = 40 - \frac{2716,2,779}{11325} = 29,3^\circ\text{C}$$

Odhadovaná teplota se liší od skutečné o 0,3 °C, není nutný další přepočítání teploty stěny.

Výpočet teplosměnné plochy – vnější povrch trubek:

$$S_e = \frac{Q_c}{k_e \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{4840}{2716,2,779} = 0,641\text{m}^2$$

Potřebná délka potrubí:

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,641}{3,14 \cdot 0,012} = 17\text{m}$$

Počet trubek (zvolená délka jedné trubky je 0,7 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{17}{0,7} = 24,2 \Rightarrow 25 \text{ trubek}$$

Rozměry výměníku:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (5 - 1) + 0,012 = 0,072$$

$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (5 - 1) + 0,012 = 0,072$$

## 6.4.2 Tepelný výpočet výparníku

Zadané hodnoty:

Požadovaný tepelný výkon	$Q_e = 4567$	W
Teplota výparníku	$T_e = 5$	°C
Teplota vstupní chladicí vody	$T_{27} = 12$	°C
Teplota výstupní chladicí vody	$T_{28} = 7,58$	°C

$$\Delta T_1 = T_{27} - T_e = 7^\circ\text{C}$$

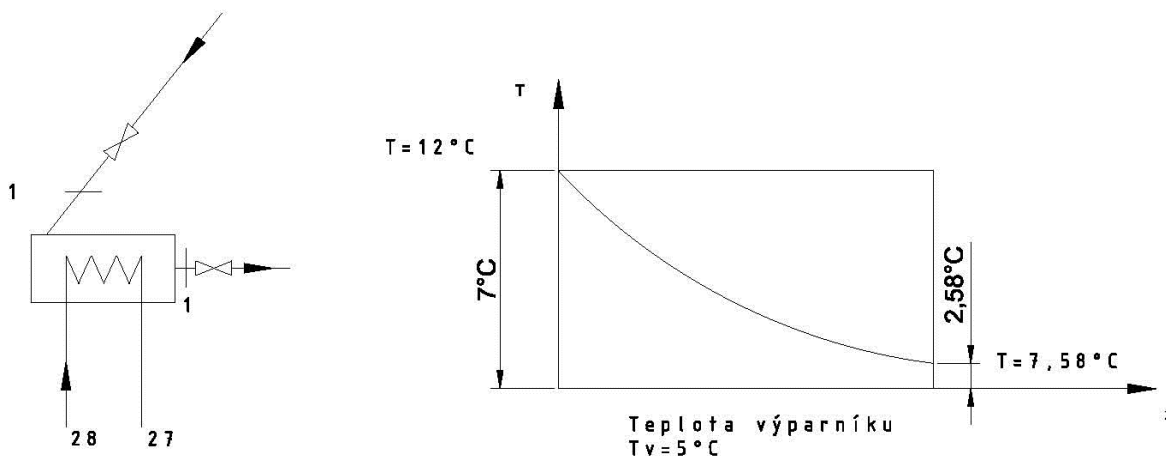
$$\Delta T_2 = T_{28} - T_e = 2,58^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_w = T_{27} - T_{28} = 12 - 7,58 = 4,42^\circ\text{C}$$

Střední teplota chladicí vody:

$$T_w = \frac{T_{27} + T_{28}}{2} = \frac{12 + 7,58}{2} = 9,79^\circ\text{C}$$

Obr. 19 Průběh teplot podél teplosměnné plochy



Střední logaritmický teplotní spád výměníku:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{7 - 2,58}{\ln \frac{7}{2,58}} = 4,428^\circ\text{C}$$

Parametry trubek:

Vnější průměr	$D = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr	$d = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Rozteč trubek příčná	$s_1 = 15 \text{ mm}$
Rozteč trubek podélná	$s_2 = 15 \text{ mm}$
Tepelná vodivost Cu	$\lambda_{Cu} = 350 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Parametry chladicí vody pro teplotu  $T_w = 9,79 \text{ °C}$

Tab. 8 Fyzikální vlastnosti vody

$t \text{ [°C]}$	$cp[\text{kg.m}^{-3}]$	$\lambda[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$\rho[\text{kg.m}^{-3}]$	$\eta[\text{Pa.s}]$	Pr
0	0	0	0	0	0
5	4,2065	0,567	1000	1534,7	11,35
10	4,1947	0,577	999,7	1296,7	9,42
9,79	4195,1956	0,57658	999,7126	13,06696	9,50106

Hmotnostní tok chladicí vody:

$$m_w = \frac{Q_e}{\Delta T_w \cdot cp} = \frac{4567}{4,42 \cdot 4195,1956} = 0,246 \text{ kg.s}^{-1}$$

Průtok chladicí vody:

$$F_w = \frac{m_w}{\rho} = \frac{0,246}{999,7126} = 0,000246 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Celková rychlost chladicí vody:

$$w_{celk.} = \frac{F_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000246}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 3,138 \text{ m.s}^{-1}$$

Rychlost chladicí vody ( $n =$  (počet trubek v jedné řadě) 3 nebo 5... volím 4) z důvodu tlakové ztráty:

$$w = \frac{w_{celk.}}{n} = \frac{3,138}{4} = 0,784 \text{ m.s}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,784 \cdot 0,01 \cdot 999,7126}{13,06696 \cdot 10^{-4}} = 6003$$

Pro turbulentní proudění se Nusseltovo číslo vypočte pomocí vzorce:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

Při výpočtu zanedbám  $[1 + (d/L)^{2/3}]$ , z důvodu předpokladu, že  $(d/L)^{2/3}$  bude  $\ll 1$

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} = [0,79 \ln(6003) - 1,64]^{-2} = 0,004$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} = \frac{\left(\frac{0,0042}{8}\right) (6003 - 1000) \cdot 9,50106}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,0042}{8}\right)^{1/2} [(9,50106)^{2/3}] - 1} = 54,32$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{54,32 \cdot 0,58658}{0,01} = 3132 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla na výparníku volím  $2500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ,

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,012}{0,01 \cdot 3132} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{2500}} = 1272 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet teplosměnné plochy – vnější povrch trubek:

$$S_e = \frac{Q_v}{k_e \cdot \Delta T_{\ln}} = \frac{4567}{1272 \cdot 4,428} = 0,81 \text{ m}^2$$

Potřebná délka potrubí:

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,81}{3,14 \cdot 0,012} = 22 \text{ m}$$

Počet trubek (zvolená délka jedné trubky je 0,7 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{22}{0,7} = 31,4 \Rightarrow 32 \text{ trubek}$$

Rozměry výměníku:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (4 - 1) + 0,012 = 0,057$$

$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (8 - 1) + 0,012 = 0,117$$

### 6.4.3 Tepelný výpočet absorberu

Zadané hodnoty:

Požadovaný tepelný výkon	$Q_a = 5727$	W
Nejvyšší teplota v absorberu	$T_{a1} = 49,23$	°C
Nejnižší teplota v absorberu	$T_{a2} = 30$	°C
Teplota vstupní chladicí vody	$T_{23} = 25$	°C
Teplota výstupní chladicí vody	$T_{24} = 33,65$	°C

$$\Delta T_1 = T_{a1} - T_{24} = 15,58^\circ\text{C}$$

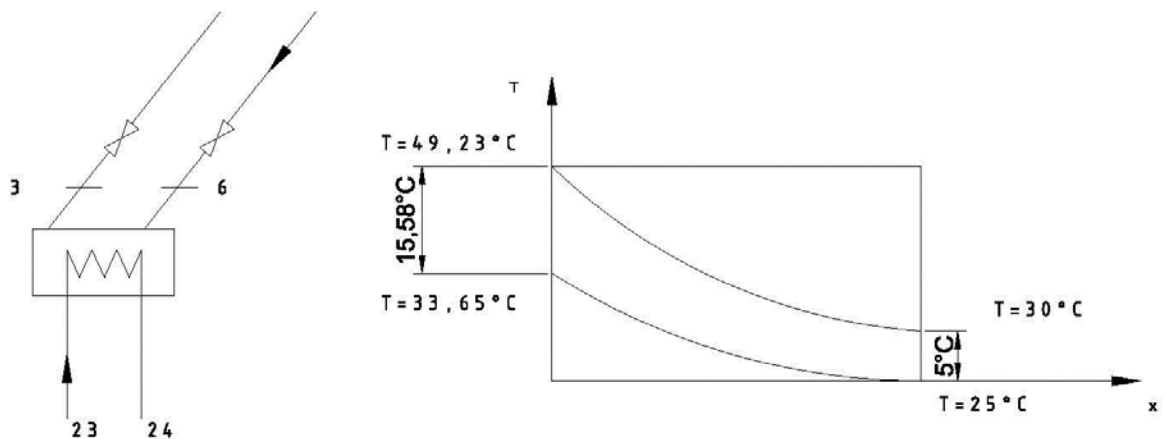
$$\Delta T_2 = T_{a2} - T_{23} = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_w = T_{24} - T_{23} = 33,65 - 25 = 8,65^\circ\text{C}$$

Střední teplota chladicí vody:

$$T_w = \frac{T_{23} + T_{24}}{2} = \frac{25 + 33,65}{2} = 29,3^\circ\text{C}$$

Obr. 20 Průběh teplot podél teplosměnné plochy



Střední logaritmický teplotní spád výměníku:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{15,58 - 5}{\ln \frac{15,58}{5}} = 9,309^\circ\text{C}$$

Parametry trubek:

Vnější průměr	$D = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr	$d = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Rozteč trubek příčná	$s_1 = 15 \text{ mm}$
Rozteč trubek podélná	$s_2 = 15 \text{ mm}$
Teplná vodivost Cu	$\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Parametry chladicí vody pro teplotu  $T_w = 29,3 \text{ }^\circ\text{C}$

Tab. 9 Fyzikální vlastnosti vody

$t \text{ [}^\circ\text{C]}$	$cp[\text{kg.m}^{-3}]$	$\lambda[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$\rho[\text{kg.m}^{-3}]$	$\eta[\text{Pa.s}]$	Pr
0	0	0	0	0	0
25	4,1784	0,606	997,1	880,6	6,08
30	4,1763	0,615	995,7	792,4	5,38
29,3	4176,594	0,61374	995,896	8,04748	5,478

Hmotnostní tok chladicí vody:

$$m_w = \frac{Q_a}{\Delta T_w \cdot cp} = \frac{5727}{8,65 \cdot 4176,594} = 0,15 \text{ kg.s}^{-1}$$

Průtok chladicí vody:

$$F_w = \frac{m_w}{\rho} = \frac{0,15}{995,896} = 0,00016 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Celková rychlost chladicí vody:

$$w_{\text{celk.}} = \frac{F_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,00016}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 2,02 \text{ m.s}^{-1}$$

Rychlost chladicí vody ( $n =$  (počet trubek v jedné řadě) 3 nebo 5... volím 4) z důvodu tlakové ztráty:

$$w = \frac{w_{\text{celk.}}}{n} = \frac{2,02}{4} = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,5 \cdot 0,01 \cdot 995,896}{8,04748 \cdot 10^{-4}} = 6273$$

Pro turbulentní proudění se Nusseltovo číslo vypočte pomocí vzorce:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

Při výpočtu zanedbám  $[1 + (d/L)^{2/3}]$ , z důvodu předpokladu, že  $(d/L)^{2/3}$  bude  $\ll 1$

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} = [0,79 \ln(6273) - 1,64]^{-2} = 0,004$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} = \frac{\left(\frac{0,004}{8}\right)(6273 - 1000) \cdot 5,478}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,004}{8}\right)^{1/2} [(5,478)^{2/3}] - 1} = 46$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{46 \cdot 0,61374}{0,01} = 2583 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla pro skrápěný trubkový výměník volím  $2500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,012}{0,01 \cdot 2583} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{2500}} = 1214 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet teplosměnné plochy – vnější povrch trubek:

$$S_e = \frac{Q_a}{k_e \cdot \Delta T_{\ln}} = \frac{5727}{1241,9,309} = 0,506 \text{ m}^2$$

Potřebná délka potrubí:

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,506}{3,14 \cdot 0,012} = 13,45 \text{ m}$$

Počet trubek (zvolená délka jedné trubky je 0,7 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{13,45}{0,7} = 19,2 \Rightarrow 20 \text{ trubek}$$

Rozměry výměníku:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (4 - 1) + 0,012 = 0,057$$

$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (5 - 1) + 0,012 = 0,072$$



### 6.4.4 Tepelný výpočet generátoru

Zadané hodnoty:

Požadovaný tepelný výkon	$Q_d = 6000$	W
Nejvyšší teplota v generátoru	$T_{g2} = 128,66$	°C
Nejnižší teplota v generátoru	$T_{g1} = 88,46$	°C
Teplota vstupní chladicí vody	$T_{21} = 150$	°C
Teplota výstupní chladicí vody	$T_{22} = 141,12$	°C

$$\Delta T_1 = T_{21} - T_{g2} = 21,34^\circ\text{C}$$

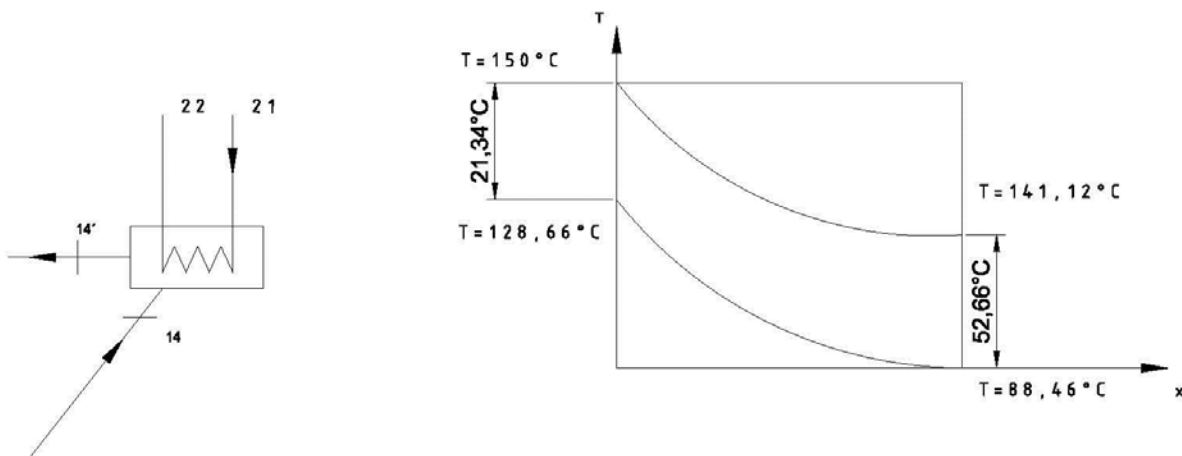
$$\Delta T_2 = T_{22} - T_{g1} = 52,66^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_w = T_{21} - T_{22} = 150 - 141,12 = 8,88^\circ\text{C}$$

Střední teplota chladicí vody:

$$T_w = \frac{T_{21} + T_{22}}{2} = \frac{150 + 141,12}{2} = 145,56^\circ\text{C}$$

Obr. 21 Průběh teplot podél teplosměnné plochy



Střední logaritmický teplotní spád výměníku:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{21,34 - 52,66}{\ln \frac{21,34}{52,66}} = 34,674^\circ\text{C}$$

Parametry trubek:

Vnější průměr	$D = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr	$d = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Rozteč trubek příčná	$s_1 = 15 \text{ mm}$
Rozteč trubek podélná	$s_2 = 15 \text{ mm}$
Tepelná vodivost Cu	$\lambda_{Cu} = 350 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Parametry chladicí vody pro teplotu  $T_w = 145,56 \text{ }^\circ\text{C}$

Tab. 10 Fyzikální vlastnosti vody

$t \text{ [}^\circ\text{C]}$	$cp[\text{kg.m}^{-3}]$	$\lambda[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$\rho[\text{kg.m}^{-3}]$	$\eta[\text{Pa.s}]$	Pr
0	0	0	0	0	0
140	4,282	0,6845	925,9	1961	1,08
160	4,339	0,6815	907,3	1695	0,98
145,56	4297,846	0,683666	920,7292	18,87052	1,0522

Hmotnostní tok chladicí vody:

$$m_w = \frac{Q_d}{\Delta T_w \cdot cp} = \frac{6000}{8,88 \cdot 4297,846} = 0,157 \text{ kg.s}^{-1}$$

Průtok chladicí vody:

$$F_w = \frac{m_w}{\rho} = \frac{0,157}{920,7292} = 0,00017 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Celková rychlost chladicí vody:

$$w_{celk.} = \frac{F_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,00017}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 2,175 \text{ m.s}^{-1}$$

Rychlost chladicí vody ( $n =$  (počet trubek v jedné řadě) 3 nebo 5... volím 4) z důvodu tlakové ztráty:

$$w = \frac{w_{celk.}}{n} = \frac{2,175}{4} = 0,543 \text{ m.s}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,543 \cdot 0,01 \cdot 920,7292}{18,87052 \cdot 10^{-4}} = 2653$$

Pro turbulentní proudění se Nusseltovo číslo vypočte pomocí vzorce:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

Při výpočtu zanedbám  $[1 + (d/L)^{2/3}]$ , z důvodu předpokladu, že  $(d/L)^{2/3}$  bude  $\ll 1$

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} = [0,79 \ln(2653) - 1,64]^{-2} = 0,0059$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} [(Pr)^{2/3}] - 1} = \frac{\left(\frac{0,0042}{8}\right)(2653 - 1000) \cdot 1,0522}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,0059}{8}\right)^{1/2} [(1,0522)^{2/3}] - 1} = 9,978$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{9,978 \cdot 0,668366}{0,01} = 682 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla pro skrápěný trubkový výměník volím  $1500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,012}{0,01 \cdot 682} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{1500}} = 411 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet teplosměnné plochy – vnější povrch trubek:

$$S_e = \frac{Q_d}{k_e \cdot \Delta T_{\ln}} = \frac{6000}{411 \cdot 34,674} = 0,42 \text{ m}^2$$

Potřebná délka potrubí:

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,42}{3,14 \cdot 0,012} = 11,15 \text{ m}$$

Počet trubek (zvolená délka jedné trubky je 0,7 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{11,15}{0,7} = 15,9 \Rightarrow 16 \text{ trubek}$$

Rozměry výměníku:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (8 - 1) + 0,012 = 0,117 \text{ m}$$

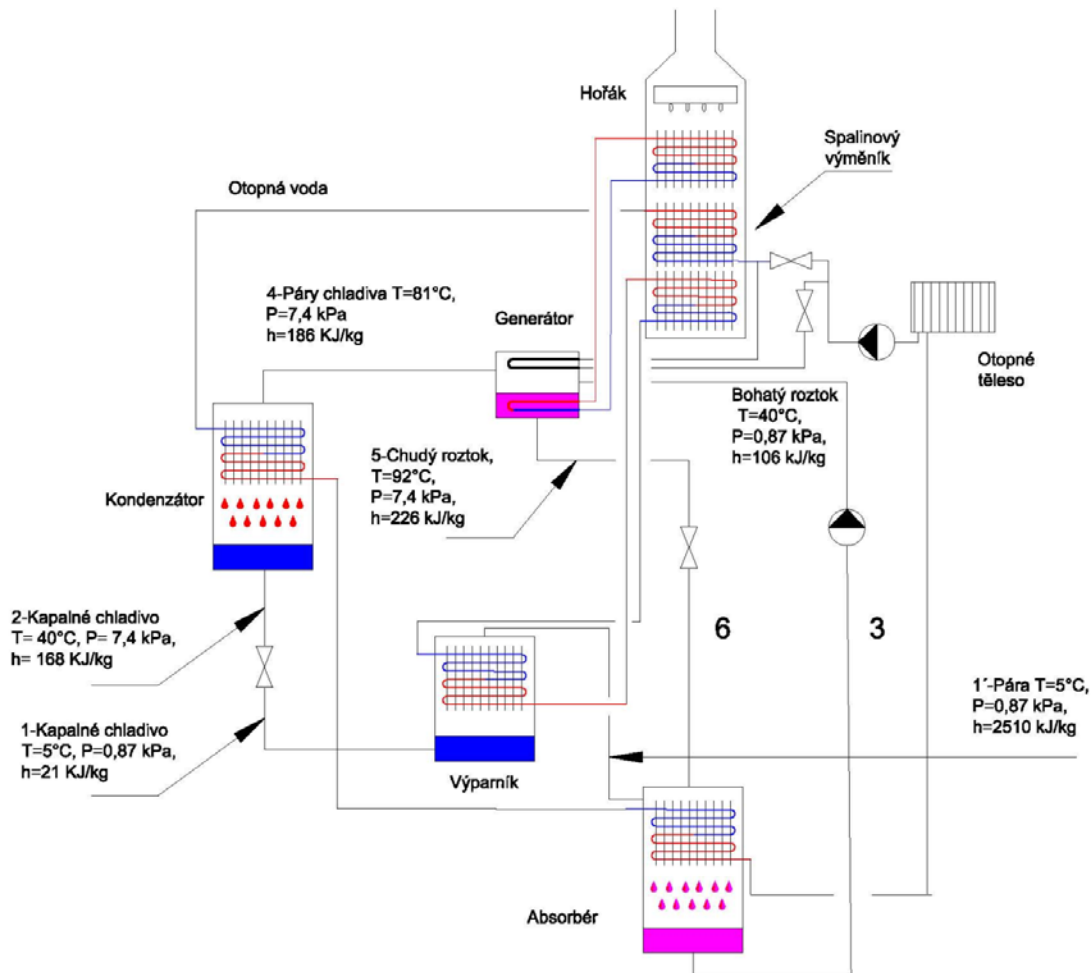
$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (2 - 1) + 0,012 = 0,027 \text{ m}$$

## 7. TECHNICKO – EKONOMICKÁ ANALÝZA

Tato část kapitoly je věnována problematice vychlazování spalín pomocí jednostupňového absorpčního oběhu. U kondenzačních kotlů dochází k vychlazení spalín od 40 do 90 °C v závislosti na teplotě topné vody. Výměnu tepelné energie mezi spalínami a vodou u kondenzačního kotle nám zajišťuje výměník tepla, kde je tepelný výměník protiproudý. Zpátečka otopné vody nám vstupuje zespodu, využívá kondenzaci a její proud směřuje k hořáku, tam je ohřívána na provozní teplotu.

U kondenzačního kotle s absorpčním oběhem jsou využívány spaliny pro ohřev vody v generátoru, spalinového výměníku a výparníku. Výměník tepla pro generátor ohřívá roztok LiBr, spalinový výměník využíváme k ohřevu otopné vody a výměník tepla pro výparník, umožňuje přeměnu kapalného chladiva na vodní páru. Schematické zapojení kotle s těmito výměníky je uveden na obrázku 22.

Obr. 22 Schematické zapojení kotle s výměníky tepla



## 7.1 Vychlazení spalin z teploty 1000 °C na 10 °C

Při výpočtu výstupní teploty spalin z navrženého schématu je volen kotel o výkonu 12 kW. V první části výpočtu se stanovil tepelný výkon výměníku pro ohřev otopné vody pomocí tepelných výkonů generátoru a výparníku. Řešení jednotlivých teplot na vstupu a výstupu z výměníku byli dopočteny pomocí rovnice

$$Q = m \cdot c_{sp} \cdot (t_{s,in} - t_{s,out})$$

Zadané hodnoty:

Stanovený tepelný výkon kotle:	Q	12 kW
Tepelný výkon generátoru	Q <sub>d</sub>	6 kW
Tepelný výkon výměníku pro ohřev otopné vody	Q <sub>OT</sub>	1,5 kW
Tepelný výkon výparníku	Q <sub>e</sub>	4,5 kW
Spotřeba plynu	SZP	2,8 m <sup>3</sup> /h
Teplota spalin:		
Na vstupu	t <sub>s,in</sub>	1000 °C
Na výstupu	t <sub>s,out</sub>	10 °C

Objemový tok spalin:

$$V_{SP} = O_{SP} \cdot SZP$$

$$O_{SP} = 12,18468 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{SP} = 12,18468 \cdot \frac{2,8}{3600} = 9,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Hmotnostní tok spalin

$$m_{SP} = V_{SP} \cdot \rho_{SP}$$

Výpočet  $\rho_{SP}$ :

$$O_{CO_2} = 1,005 \text{ m}^3 \text{ m}^{-3} \rightarrow 10\% \text{ obj.}$$

$$O_{SO_2} = 0 \text{ m}^3 \text{ m}^{-3} \rightarrow 0\% \text{ obj.}$$

$$O_{N_2} = 7,442 \text{ m}^3 \text{ m}^{-3} \rightarrow 69\% \text{ obj.}$$

$$O_{Ar} = 0,08 \text{ m}^3 \text{ m}^{-3} \rightarrow 0,75\% \text{ obj.}$$

$$O_{H_2O} = 2,2213 \text{ m}^3 \text{ m}^{-3} \rightarrow 20\% \text{ obj.}$$

Hmotnost složky ve směsi:

$$x_{CO_2} = 10\% \rightarrow 0,144 = 4,4kg$$

$$x_{SO_2} = 0m^3m^{-3} \rightarrow 0\%$$

$$x_{N_2} = 69\% \rightarrow 0,6928 = 19,32kg$$

$$x_{Ar} = 0,75\% \rightarrow 0,007540 = 0,3kg$$

$$x_{H_2O} = 20\% \rightarrow 0,218 = 3,6kg$$

$$\sum x = x_{CO_2} + x_{N_2} + x_{Ar} + x_{H_2O} = 27,62kg/kmol$$

$$\rho_{SP} = \frac{\sum x}{22,4 \left( \frac{Nm^3}{kmol} \right)} = \frac{27,26}{22,4} = 1,23kg/Nm^3$$

$$m_{SP} = V_{SP} \cdot \rho_{SP} = 9,49 \cdot 10^{-3} \cdot 1,23 = 0,011kg/s$$

Generátor:

Tepelný výkon generátoru	$Q_d$	6	kW
Měrná tepelná kapacita-zvolená	$c_p$	1,22	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	1000	°C - 1273,15 K
Na výstupu	$T_{s,out}$	?	°C

$$Q_d = m_{SP} \cdot c_p \cdot (\Delta T) \Rightarrow T_{s,out} = T_{s,in} - \frac{Q_d}{m_{SP} \cdot c_p}$$

$$T_{s,out} = 1273,15 - \frac{6}{0,011 \cdot 1,22} = 825K \rightarrow 552^\circ C$$

Kontrola  $c_p$ :

$$t_s = \frac{t_{s,in} + t_{s,out}}{2} = 776^\circ C$$

$c_p$  pro  $776^\circ C = 1,19$ , přepočít  $T_{s,out}$

$$T_{s,out} = 1273,15 - \frac{6}{0,011 \cdot 1,19} = 814K \rightarrow 540^\circ C$$

Výměník pro ohřev otopné vody:

Tepelný výkon výměníku	$Q_{OT}$	1,5	kW
Měrná tepelná kapacita-zvolená	$c_p$	1,12	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	540	°C → 813 K
Na výstupu	$T_{s,out}$	?	°C

$$Q_{OT} = m_{SP} \cdot c_p \cdot (\Delta T) \Rightarrow T_{s,out} = T_{s,in} - \frac{Q_G}{m_{SP} \cdot c_p}$$

$$T_{s,out} = 813 - \frac{1,5}{0,011 \cdot 1,12} = 688K \rightarrow 415^\circ C$$

Kontrola  $c_p$ :

$$t_s = \frac{t_{s,in} + t_{s,out}}{2} = 478^\circ C$$

$c_p$  pro  $478^\circ C = 1,122$  dostatečná přesnost, není potřeba přepočítávat  $T_{s,out}$

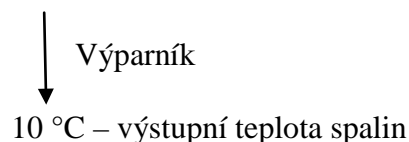
Kontrola výkonu výparníku:

Tepelný výkon výparníku	$Q_e$	4,5	kW
Měrná tepelná kapacita	$c_p$	1,05	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	415	°C
Na výstupu	$T_{s,out}$	10	°C

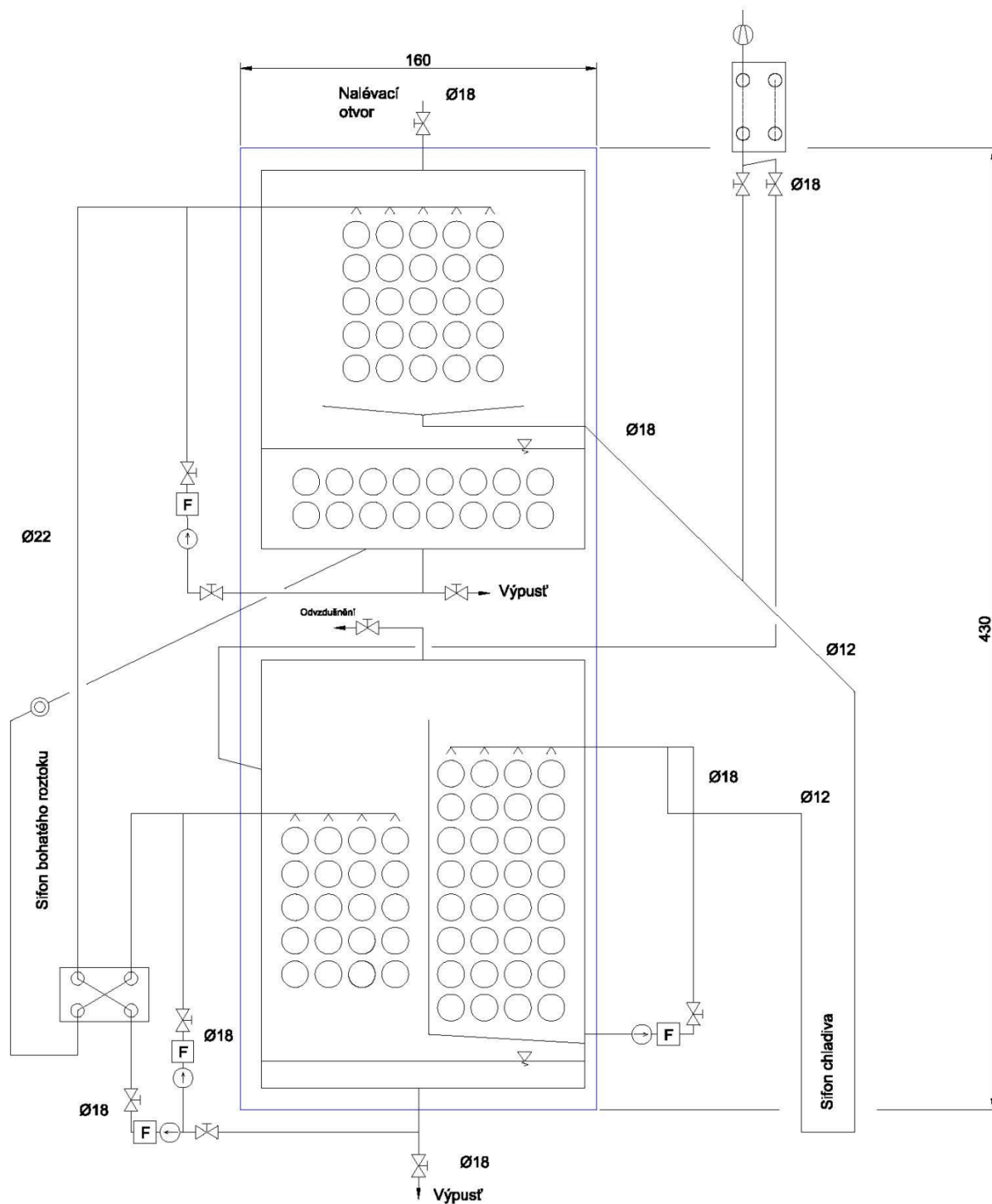
$$Q_e = m_{SP} \cdot c_p \cdot (\Delta T) = 0,011 \cdot 1,05 \cdot (415 - 10) = 4800W$$

Z výkonů pro jednotlivé výměníky se stanovil počet trubek, jejich délky a navrhl se rozměr absorpčního oběhu. Při postupu výpočtu vychlazení spalin, vznikl problém, který by neumožnil správný konstrukční návrh absorpčního oběhu. Problém vznikl u výparníku, kde je zapotřebí vyššího tepelného výkonu, než je zadaný výkon a vysokého teplotního rozdílu mezi vstupem a výstupem spalin. Teplota na vstupu spalin do výparníku by měla být okolo  $90^\circ C$ . Pomocí této teploty se provede nový výpočet, stanoví se nové tepelné výkony výměníků a navrhne se rozměr absorpčního oběhu.

$415^\circ C$  – vstupní teplota spalin do výparníku



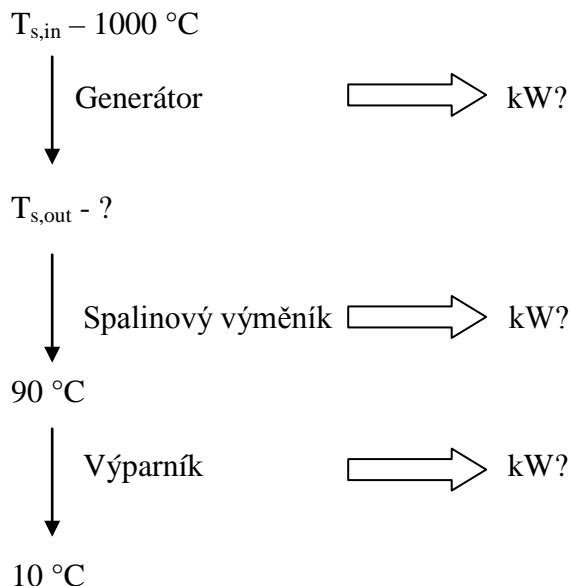
Obr. 23 Technické schéma absorpčního oběhu v měřítku 1:3 pro tepelné výkony z kapitoly 6.1 a pro délku trubek 0,7 m.





## 7.2 Vychlazení spalin z teploty 1000 °C na 10 °C při vstupní teplotě spalin do výparníku 90 °C

Při tomto výpočtu se stanoví zbylé teploty a výkony jednotlivých výměníků. Postup výpočtu se bude provádět dle schématu:



V první fázi výpočtu se stanoví tepelný výkon výparníku pomocí vstupní a výstupní teploty spalin. Hmotnostní tok spalin je dán z předchozího výpočtu  $m_{sp} = 0,011\text{ kg/s}$ .

Měrná tepelná kapacita	$c_p$	1,02	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	90	°C
Na výstupu	$T_{s,out}$	10	°C

$$Q_e = m_{sp} \cdot c_p \cdot (\Delta T) = 0,011 \cdot 1,02 \cdot (90 - 10) = 0,9\text{ kW}$$

Pomocí topného faktoru u jednostupňového absorpčního oběhu se dopočítá tepelný výkon generátoru:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_d} = 0,76 \rightarrow Q_d = \frac{Q_e}{COP} = \frac{0,9}{0,76} = 1,2\text{ kW}$$

V posledních krocích se určí teplota spalin na výstupu z generátoru a tepelný výkon spalínového výměníku.



Tepelný výkon generátoru	$Q_d$	1,2	kW
Měrná tepelná kapacita-zvolená	$c_p$	1,22	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	1000	$^\circ\text{C} - 1273,15 \text{ K}$
Na výstupu	$T_{s,out}$	?	$^\circ\text{C}$

$$Q_d = m_{SP} \cdot c_p \cdot (\Delta T) \Rightarrow T_{s,out} = T_{s,in} - \frac{Q_d}{m_{SP} \cdot c_p}$$

$$T_{s,out} = 1273,15 - \frac{1,2}{0,011 \cdot 1,22} = 1183,15 \text{ K} \rightarrow 910^\circ\text{C}$$

Kontrola  $c_p$ :

$$t_s = \frac{t_{s,in} + t_{s,out}}{2} = 955^\circ\text{C}$$

$c_p$  pro  $955^\circ\text{C} = 1,22$ , dostatečná přesnost, není potřeba přepočítávat  $T_{s,out}$

Výpočet výkonu výměníku pro ohřev otopné vody:

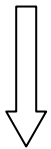
Měrná tepelná kapacita	$c_p$	1,13	kJ/kg.K
Teplota spalin:			
Na vstupu	$T_{s,in}$	910	$^\circ\text{C}$
Na výstupu	$T_{s,out}$	90	$^\circ\text{C}$

$$Q_{OT} = m_{SP} \cdot c_p \cdot (\Delta T) = 0,011 \cdot 1,13 \cdot (910 - 90) = 11 \text{ kW}$$

Pomocí původních a nově vypočítaných tepelných výkonů generátoru a výparníku se stanoví poměr, z kterého se dopočítají zbylé výkony. Z tepelných výkonů by se vypočítali teplosměnné plochy a navrhli potřebné délky potrubí. Pro názorné porovnání využijeme poměru, z kterého se stanoví délky potrubí a vypočítají počty trubek.

Generátor Výparník

6kW Původní tepelný výkon 4,5kW



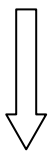
Tepelný výkon se sníží o 80%



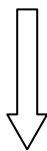
1,2kW Nový tepelný výkon 0,9kW

Kondenzátor Absorbér

4,8kW Původní tepelný výkon 5,7kW



Tepelný výkon se sníží o 80%



0,96kW Nový tepelný výkon 1,14kW

Původní délka potrubí: Nová délka potrubí:

Kondenzátor	- 17m	→	3,4m
Výparník	- 22m	→	4,5m
Absorbér	- 13,45	→	2,6m
Generátor	- 11,15m	→	2,2m

Počet trubek pro kondenzátor (zvolená délka jedné trubky je 0,4 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{3,4}{0,4} = 8,5 \rightarrow 9 \text{ trubek}$$

Počet trubek pro výparník (zvolená délka jedné trubky je 0,4 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{4,5}{0,4} = 11,25 \rightarrow 12 \text{ trubek}$$

Počet trubek pro absorbér (zvolená délka jedné trubky je 0,4 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{2,6}{0,4} = 6,5 \rightarrow 7 \text{trubek}$$

Počet trubek pro generátor (zvolená délka jedné trubky je 0,4 m):

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{2,2}{0,4} = 5,5 \rightarrow 6 \text{trubek}$$

Rozměry výměníku vrchní část:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (3 - 1) + 0,012 = 0,042$$

$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (5 - 1) + 0,012 = 0,072$$

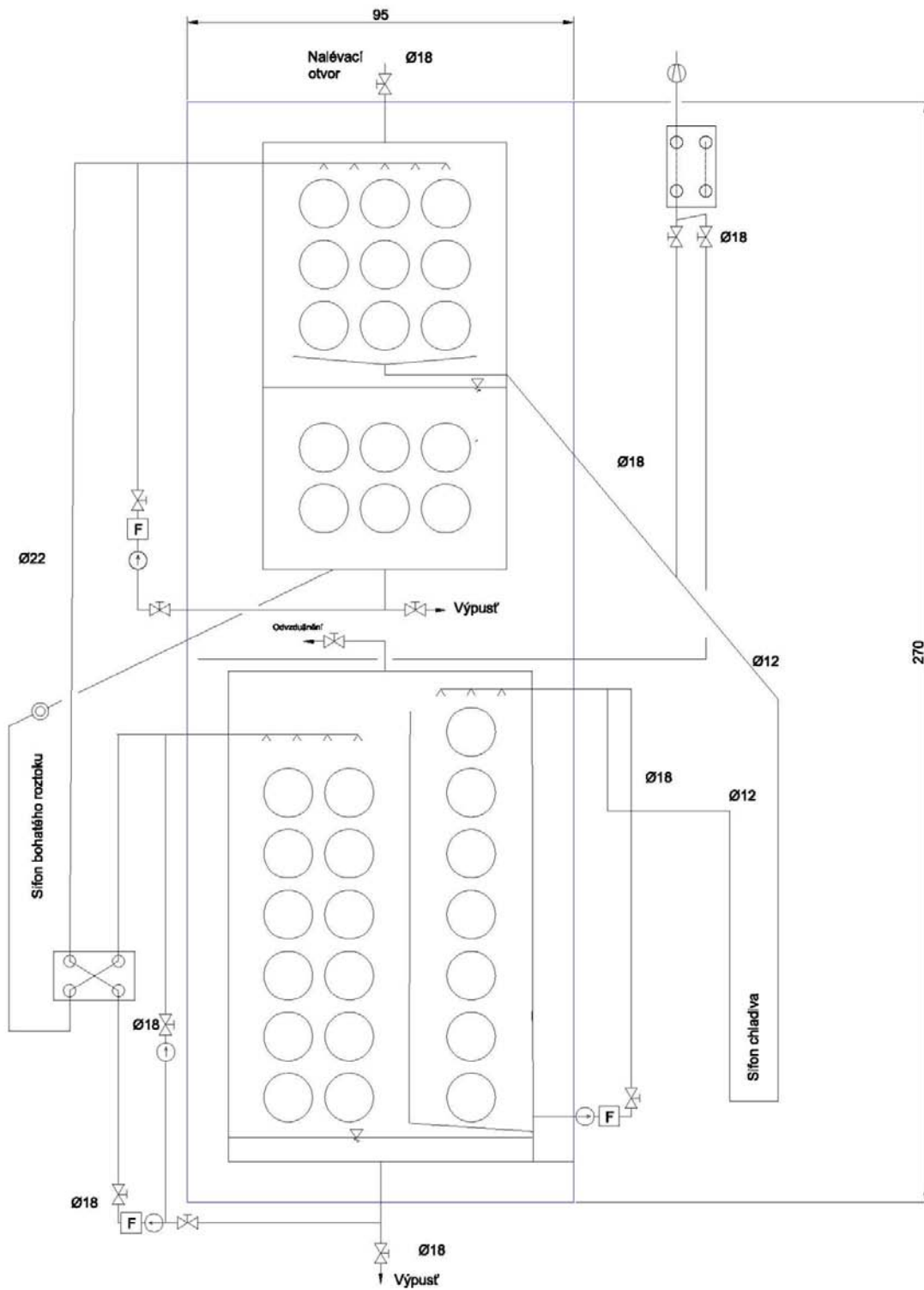
Rozměry výměníku spodní část:

$$A = s_1 \cdot (z_A - 1) + D = 0,015 \cdot (3 - 1) + 0,012 = 0,042$$

$$B = s_1 \cdot (z_B - 1) + D = 0,015 \cdot (7 - 1) + 0,012 = 0,102$$

Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn

Obr. 24 Technické schéma absorpčního oběhu pro délku trubek 0,4 m a v měřítku 1:1,3.



## 7.3 Ekonomická analýza

Cílem bylo stanovení investičních nákladů na jednostupňové absorpční chladicí zařízení. Ceny jednotlivých dílů byly zjištěny z internetových stránek odborných firem. Celková cena absorpčního oběhu je dána součtem jednotlivých dílů (tab. č. 11).

Tab. 11 Ceny jednotlivých dílů absorpčního oběhu.

Název	MJ	Cena (Kč)	Počet	Celková cena (Kč)	
Vývěva 2BV3	ks	17.000	1	17.000	
Deskový výměník B20x10	ks	4260	2	8520	
Převodník tlaku	ks	8.127	1	8.127	
Čerpadlo BGR 1.5	ks	14.500	3	43.500	
Ventil AVTA	ks	4.500	2	9.000	
Ventil GBC	ks	1.500	12	14.400	
Průhledka SGN12S	ks	553	1	553	
Filtr	ks	800	4	3.200	
Měď	kg	190	4	760	
Těsnicí hmota Tru-Blu	ks	226	2	452	
Bromid Lithný	kg	267	4	1.068	
Práce				1.000	
<b>Celková cena Kč (bez DPH)</b>				<b>104.383</b>	

Celková cena absorpčního oběhu byla odhadnuta na hodnotu 104.383 Kč. Celková cena se může lišit v závislosti na vývoji cen jednotlivých díl.

## 8. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je zaměření na problematiku kondenzačních kotlů. Pozornost byla věnována kondenzačnímu kotli doplněnému o absorpční smyčku, pro lepší vychlazení spalin a zvýšení účinnosti kotle. Práce je rozdělena celkem na sedm kapitol.

V úvodní kapitole je popsána problematika a cíl práce. V první kapitole je uveden stručný přehled používaných kotlů na zemní plyn a základní popis spalování. Druhá kapitola popisuje kondenzační plynový kotel včetně vytvoření závislosti teoretické účinnosti kotle na vychlazení spalin. Třetí kapitola je věnována způsobům účelného vychlazení spalin na nízké teploty a jejich zhodnocení. Ve čtvrté kapitole je popsán princip absorpčního oběhu a jeho pracovní látky. V páté kapitole se budeme zabývat návrhem kondenzačního kotle s absorpční dochlazovací smyčkou, stanovení pracovních parametrů a výpočet teplosměnných ploch. V poslední kapitole je určena technicko – ekonomická analýza navrženého zařízení.

Při návrhu účelného vychlazení spalin z třetí kapitoly se jevila jako nejlepší varianta spojení kondenzačního kotle s podlahovým vytápěním, kde teplotní spád dosahoval 35/25 °C. Při tomto teplotním spádu dosáhneme úspory oproti standardnímu kotli o 20 %.

Další variantou pro účelné vychlazení spalin, dosažení vyšší účinnosti a úspory zemního plynu je spojení plynového kotle s absorpční dochlazovací smyčkou, která je uvedena v páté kapitole. V této kapitole je také proveden návrh plynového kotle s jednostupňovým a dvojestupňovým absorpčním oběhem, využívají pracovní dvojici voda - LiBr. Díky vyšším teplotám zdroje tepla dosáhneme u dvojestupňového absorpčního oběhu zvýšení topného faktoru (COP) o 64%. Topný výkon navrhované jednotky je 6 kW a pomocí pracovních parametrů se stanoví zbylé tepelné výkony absorpčního oběhu. Z tepelného výpočtu pro jednotlivé výměníky absorpčního oběhu se vypočítají teplosměnné plochy, z kterých je stanovena potřebná délka a počet trubek.

Poslední kapitola je rozdělena na dvě části. V úvodní části je technická a v druhé části ekonomická analýza navrženého zařízení. V první části je stanovení absorpčního oběhu pro výkon kotle 12 kW při vychlazení spalin z teploty 1000 °C na 10 °C. Jsou zde uvedeny dva postupy výpočtu. U prvního postupu se určí tepelný výkon kotle, ze kterého se dopočítávají zbylé tepelné výkony, teploty na vstupu a výstupu z jednotlivých výměníků. Tento postup není konstrukčně správný z důvodu vysokých vstupních teplot na vstupu do výparníku. Z toho důvodu se zvolí vstupní teplota na výparníku a dopočítají se zbylé výkony, teploty na vstupu a výstupu z jednotlivých výměníků. Pomocí těchto výkonů se stanoví rozměr absorpčního oběhu a navrhne se technické řešení. V druhé části kapitoly se pomocí technického schématu absorpčního oběhu stanoví ceny jednotlivých dílů a určí se konečná cena absorpčního zařízení. V tomto případě by byla potřeba z důvodu porovnání stanovit návratnost investice oproti klasickému kondenzačnímu kotli.

Domnívám se, že hlavní vytyčené cíle uvedené v úvodu diplomové práce byly úspěšně naplněny a tudíž práce splnila svoje poslání.

## 9. SEZNAM POUŽITÝCH ZROJŮ

- [1] DVOŘÁK, ZDENĚK. Základy chladicí techniky / Praha: SNTL, 1986.247 s.
- [2] ALEFELD G., RADERMACHER R. Heat conversion system. CRC Press. ISBN: 0-8493-8928-3.
- [3] HEROLD K., RADERMACHER R., KLEIN S. A. Absorption Chillers and Heat Pumps
- [4] Ing. JOSEF FÍK. Zemní plyn / Praha 2006
- [5] LATIF M. JIJ. Heat transfer essentials / New York 2002
- [6] Ing. FLORIAN BUDAJ, CSc. Parní kotle / Praha 1979
- [7] POSPÍŠIL J, FIEDLER J, SKÁLA Z, Comparison of Cogeneration and Trigeration Technology for Energy Supply of Tertiary Buildings. WSEAS Transaction on Heat and Mass Transfer, 2006, 1(3). p. 262 - 267. ISSN 1790-5044.

Internetové zdroje:

- [8] <http://vytapani.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=868>
- [9] <http://www.viessmann.cz/>
- [10] <http://www.viessmann.cz/>
- [11] <http://www.vaillant.cz/>
- [12] <http://www.euroinstal.cz/kondenzacni-technika/>
- [13] <http://vytapani.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=904>
- [14] <http://oei.fme.vutbr.cz/absorpce/>
- [15] <http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k16.sdileni.tepla.pdf>
- [16] [http://www.itest.cz/kotle/kotle\\_kond.htm](http://www.itest.cz/kotle/kotle_kond.htm)
- [17] <http://www.tzb-info.cz/>
- [18] <http://www.casopisstavebnictvi.cz/clanek.php?detail=512>



## 10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotky	Popis
$\lambda$	---	Součinitel přebytku vzduchu
$O_{Ar}^{ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství
$O_{CO_2}^{ZP}{}_{2min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství
$O_N^{ZP}{}_{2min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství
$O_{SO_2}^{ZP}{}_{2min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství
$O_{SP}^{S,ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství suchých spalin
$O_{SP}^{V,ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství mokrých spalin
$O_{VZD}^{S,ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství suchého vzduchu
$O_{VZD}^{V,ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství vlhkého vzduchu
$O_{O_2}^{ZP}{}_{2min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství kyslíku
$O_{H_2O}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Skutečné množství vodní páry ve spalinách
$O_{H_2O}^{ZP}{}_{min}$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Minimální množství
$\Delta T_{tn}$	°C	Střední logaritmický teplotní spád
a	-	Součinitel teoretické potřeby vzduchu
$C_2H_6$	---	Etan
$C_3H_8$	---	Propan
$C_4H_{10}$	---	Butan
$C_5H_{12}$	---	Pentan
$c_a$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu
$CO_2$	---	Oxid uhličitý
COP	-	Topný faktor
$c_s$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita teoretických suchých spalin
ČR		Česká republika
f	-	Průtok bohatého roztoku čerpadlem
h	kJ/kg	Entalpie spalin

Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn

Značka	Jednotky	Popis
H <sub>2</sub>	---	Vodík
Hi	kWh/m <sup>3</sup>	Výhřevnost plynu
Hs	kWh/m <sup>3</sup>	Spalné teplo
CH <sub>4</sub>	---	Metan
m	kg.s <sup>-1</sup>	Hmotnostní tok chladiva
m <sub>b</sub>	kg.s <sup>-1</sup>	Hmotnostní tok bohatého roztoku
m <sub>CH</sub>	kg.s <sup>-1</sup>	Hmotnostní tok chudého roztoku
N <sub>2</sub>	---	Dusík
O <sub>2</sub>	---	Kyslík
O <sub>SP</sub>	m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup>	Skutečné množství spalin
p	kPa	Atmosférický tlak
p <sub>p</sub>	kPa	Parciální tlak páry na mezi sytosti
q <sub>a</sub>	kJ/kg	Tepelný tok v absorběru
Q <sub>a</sub>	W	Tepelný tok v absorběru
q <sub>c</sub>	kJ/kg	Tepelný tok v kondenzátoru
Q <sub>c</sub>	W	Tepelný tok v kondenzátoru
q <sub>css</sub>	kJ/kg	Tepelný tok v kondenzátoru
q <sub>d</sub>	kJ/kg	Tepelný tok v generátoru
Q <sub>d</sub>	W	Tepelný tok v generátoru
q <sub>dss</sub>	kJ/kg	Tepelný tok v generátoru
q <sub>e</sub>	kJ/kg	Tepelný tok ve výparníku
Q <sub>e</sub>	W	Tepelný tok ve výparníku
q <sub>lss</sub>	kJ/kg	Druhý stupeň výměníku tepla
q <sub>p</sub>	kJ/kg	Tepelný tok mezi body 3 a 4
q <sub>r</sub>	kJ/kg	Tepelný tok mezi body 5 a 6
q <sub>rss</sub>	kJ/kg	Tepelný tok mezi body 15 a 66
t	°C	Teplota spalin
T <sub>25</sub>	°C	Teplota vstupní chladící vody
T <sub>26</sub>	°C	Teplota výstupní chladící vody

Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn

Značka	Jednotky	Popis
$T_k$	$^{\circ}\text{C}$	Teplota kondenzátoru
$T_w$	$^{\circ}\text{C}$	Střední teplota chladicí vody
$U$	-	Poměrná úspora ZP za rok
$w_p$	$\text{kJ/kg}$	Práce čerpadla
$x''$	$\text{kJ/kg}$	Měrná vlhkost spalin
ZP		Zemní plyn
$\eta$	-	Roční provozní účinnost kondenzačního kotle
$\eta_o$	-	Roční provozní účinnost původního kotle
$n_{tr}$	-	Počet trubek
$D$	$\text{m}$	Vnější průměr
$d$	$\text{m}$	Vnitřní průměr
$s_1$	$\text{m}$	Rozteč trubek příčná
$s_2$	$\text{m}$	Rozteč trubek podélná
$\lambda_{Cu}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Tepelná vodivost mědi
$m_w$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostní tok chladicí vody
$F_w$	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	Průtok chladicí vody
$w_{celk.}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Rychlost chladicí vody celková
$w$	$\text{m}$	Rychlost chladicí vody
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$Nu$	$\text{m}$	Nusseltovo číslo
$\alpha$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
$m_w$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostní tok chladicí vody
$H$	$\text{m}$	Výška trubek
$g$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	Gravitační zrychlení
$i'$	$\text{kJ/kg}$	Entalpie kondenzátu
$i''$	$\text{kJ/kg}$	Entalpie páry
$k$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
$S_e$	$\text{m}^2$	Vnější povrch trubek

Vysoce efektivní kondenzační kotel na zemní plyn

Značka	Jednotky	Popis
L	m	Délka potrubí
z	-	Počet trubek
cp	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Měrná tepelná kapacita
$\lambda$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Tepelná vodivost
$\rho$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Hustota
$\eta$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Dynamická viskozita
Pr	–	Prandtlovo číslo
Q	$\text{kW}$	Tepelný výkon kotle
Qd	$\text{kW}$	Tepelný výkon generátoru
Q <sub>OT</sub>	$\text{kW}$	Tepelný výkon pro ohřev otopné vody
Qe	$\text{kW}$	Tepelný výkon výparníku
t <sub>s,in</sub>	°C	Teplota spalin na vstupu
t <sub>s,out</sub>	°C	Teplota spalin na výstupu
S <sub>ZP</sub>	$\text{m}^3/\text{h}$	Spotřeba plynu
V <sub>SP</sub>	$\text{m}^3/\text{s}$	Objemový tok spalin
m <sub>SP</sub>	$\text{kg}/\text{s}$	Hmotnostní tok spalin