

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou s regeneračním  
ohřevem vzduchu a akumulací tepla**

**Conceptual Design of the Cogeneration Unit with Micro Turbine with  
Regenerative Heating of Air and Heat Accumulator**

**Student:**

**Bc. Jaroslav Nečas**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

**Ostrava 2018**

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaroslav Nečas**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a akumulací tepla**  
**Conceptual Design of the Cogeneration Unit with Micro Turbine with Regenerative Heating of Air and Heat Accumulator**

Jazyk vypracování: čeština

## Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou o výkonu 150 kW s regeneračním ohřevem vzduchu a akumulací tepla, spalující zemní plyn

## Práce bude obsahovat:

Návrh kogenerační jednotky.  
Řešení výměníku spaliny voda.  
Návrh akumulátoru tepla.  
Konstrukční návrh výměníku spaliny – voda a akumulátoru tepla.

## Seznam doporučené odborné literatury:

Krbek, J., Polesný, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4  
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ostrava:VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8  
Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010. ON 074017: Tepelný výpočet parních kotlů  
Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha 2005, ISBN 978-80-01-03757-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

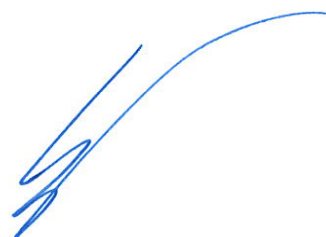
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě: 21.5.2018

  
.....

Jaroslav Nečas

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně stahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Autor diplomové práce: Bc. Jaroslav Nečas

Adresa trvalého bydliště: Dětmárovice 776, 735 71 Dětmárovice

V Ostravě ..... 21.5.2018 .....

.....  .....

Podpis studenta

Poděkování:

chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc., který mě svými radami, připomínkami a praktickými zkušenostmi vedl při vypracování.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NEČAS, J. *Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a akumulací tepla*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 66 s. Vedoucí práce: Míka, J.

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem kogenerační jednotky s mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a akumulací tepla. V teoretické části se píše o energii, teple a elektřině. Následuje popis kogenerace a mikroturbíny. V hlavní části práce nabízí návrh kogenerační jednotky s jednostupňovou a dvoustupňovou kompresí. Pro první řešení je navrhnut také výměník tepla spaliny – voda a akumulární nádrž pro akumulaci tepelné energie. Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace výměníku tepla a akumulátoru tepla.

**Klíčová slova:** kogenerační jednotka, mikroturbína, regenerační ohřev, akumulátor tepla

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

NEČAS, J. *Conceptual Design of the Cogeneration Unit with Micro Turbine with Regenerative Heating of Air and Heat Accumulator*: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2018, 66 p. Thesis head: Míka, J.

The diploma thesis deals with the conceptual design of cogeneration unit with micro-turbine with regenerative air heating and thermal accumulation. In the theoretical part is written about energy, heat and electricity. The following is a description of cogeneration and microturbines. The main part of the thesis proposes a cogeneration unit with single-stage and two-stage compression. For the first solution, an exhaust gas heat exchanger - water and a storage tank for thermal energy storage are also proposed. Part of the diploma thesis is also drawing documentation of heat exchanger and heat accumulator.

**Keywords:** cogeneration unit, micro-turbine, regenerative rating, heat accumulator

## Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>9</b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>2 KOGENERACE - KOMBINOVANÁ VÝROBA TEPLA A ELEKTRICKÉ ENERGIE .....</b>	<b>12</b>
2.1 Energie, teplo, elektrická energie .....	12
2.2 Centralizovaný a decentralizovaný systém .....	12
2.3 Kogenerace.....	12
2.4 Kogenerační technologie.....	13
2.4.1 Přeměna nepřímým způsobem.....	14
2.4.2 Přeměna přímým způsobem .....	14
2.5 Kogenerační jednotky .....	14
<b>3 MIKROTURBÍNA .....</b>	<b>15</b>
3.1 Braytonův oběh .....	15
3.2 Princip mikroturbíny.....	17
3.2.1 $p - V$ a $T - s$ diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem.....	18
3.3 Výroba tepla .....	19
3.4 Výrobci mikroturbín .....	21
<b>4 KONCEPČNÍ NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S MIKROTURBÍNOU</b>	<b>23</b>
4.1 Výpočet KJ s mikroturbínou, regeneračním ohřevem vzduchu a s jednostupňovou kompresí.....	23
4.1.1 Výpočty teplot oběhu s jednostupňovou kompresí.....	23
4.1.2 Výpočty entalpií.....	26
4.1.3 Výpočty parametrů KJ s mikroturbínou a s jednostupňovou kompresí.....	28
4.1.4 Zhodnocení navržené KJ s jednostupňovou kompresí.....	32
4.2 Výpočet KJ s mikroturbínou, regeneračním ohřevem vzduchu a s dvoustupňovou kompresí.....	33
4.2.1 Výpočty teplot oběhu s dvoustupňovou kompresí.....	34
4.2.2 Výpočty entalpií.....	36
4.2.3 Výpočty parametrů KJ s mikroturbínou a s dvoustupňovou kompresí.....	37
4.2.4 Zhodnocení navržené KJ s dvoustupňovou kompresí.....	40
4.3 Porovnání obou návrhů KJ.....	41

4.4	Zásah do technického provedení mikroturbíny za účelem zvýšení účinností .....	43
<b>5</b>	<b>NÁVRH TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU SPALINY – VODA .....</b>	<b>45</b>
5.1	Výpočet entalpií a měrných tepelných kapacit.....	45
5.2	Tepelný výkon výměníku.....	47
5.3	Střední logaritmický rozdíl.....	49
5.4	Výpočet výměníku tepla na straně vody .....	50
5.5	Volba roztečí závěsných trubek a určení korekčního součinitele .....	52
5.6	Výpočet výměníku tepla na straně spalín .....	54
5.7	Součinitel prostupu tepla a návrh trubkové části.....	56
5.8	Zhodnocení navrženého výměníku tepla .....	57
<b>6</b>	<b>AKUMULACE TEPLA.....</b>	<b>59</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>62</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>63</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>65</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>65</b>
	<b>SEZNAM GRAFŮ.....</b>	<b>66</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>66</b>



## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
$A_{ag}$	Vnitřní práce agregátu	$\text{kJ/m}_n^3$
$A_g$	Práce generátoru	$\text{kJ/m}_n^3$
$A_{plk}$	Práce plynového kompresoru	$\text{kJ/m}_n^3$
$A_t$	Vnitřní práce mikroturbíny	$\text{kJ/m}_n^3$
$A_{vk}$	Vnitřní práce vzduchového kompresoru	$\text{kJ/m}_n^3$
$b_i$	Tloušťka stěny trubky	m
cp	Měrná tepelná kapacita	J/kgK
$D_i$	Vnější průměr	m
$d_i$	Vnitřní průměr	m
h	Výška kulové úseče	m
$i_{spi}$	Entalpie spalin	$\text{J/m}_n^3$
$i_{vzi}$	Entalpie vzduchu	$\text{J/m}_n^3$
$i_{zpi}$	Entalpie zemního plynu	$\text{J/m}_n^3$
K	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
KJ	Kogenerační jednotka	-
L	Celková délka trubky	m
l	Délka trubky	m
MŠ	Materská škola	-
$m_v$	Množství vody ve výměníku	kg/s
n	Přebytek vzduchu	-
$n_{tr.}$	Počet trubek	kus
p	Tlak	Pa
$p_{atm}$	Atmosférický tlak	Pa
$P_{\check{c}el}$	Čistý výkon elektrického generátoru jednotky	$\text{kW}_e$
$P_{el}$	Výkon elektrického generátoru jednotky	$\text{kW}_e$
PEZ	Primární energetické zdroje	-
$P_{pk}$	Výkon plynového kompresoru	kW
$P_{psp}$	Tepelný výkon spalin (výměník)	$\text{kW}_t$
Pr	Prandtlovo číslo	-
$P_{řpk}$	Příkon plynového kompresoru	kW
$P_t$	Tepelný výkon kogenerační jednotky	$\text{kW}_t$
$P_v$	Tepelný výkon výměníku	$\text{kW}_t$
$P_{vsp}$	Tepelný výkon spalin (výměník)	$\text{kW}_t$
$Q_r^l$	Výhřevnost zemního plynu	$\text{MJ/m}_n^3$
$Q_v$	Průtok vody výměníkem	l/s
r	Poloměr rotačního tělesa	m
Re	Reynoldsovo číslo	-
s	Entropie	J/kg
ŠD	Školní družina	-
ŠJ	Školní jídelna	-
$t_{vi}$	Teplota vody	$^{\circ}\text{C}$
$t_{spi}$	Teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
T	Termodynamická teplota	K
$T_i$	Skutečná teplota oběhu	K

$T_{iize}$	Adiabatická teplota oběhu	K
$V_i$	Objem	$m^3$
$v$	Výška rotačního tělesa	m
$V_{sp}$	Množství spalin	$m_n^3/s$
$V_{sp, t}^v$	Množství teoretických spalin vlhkých	$m_n^3/m_n^3$
$V_{vz,t}$	Teoretické množství spalovacího vzduchu	$m_n^3/m_n^3$
$V_{zp}$	Spotřeba zemního plynu	$m_n^3/s$
$w_i$	rychlost	m/s
$Z$	Tepelné ztráty výměníku	kW
$Z_{svj}$	Součinitel ztráty tepla do okolí	-
$ZS$	Základní škola	-
$\alpha_{ki}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí	$W/m^2K$
$\Delta p_{zp}$	Přetlak v rozvodu zemního plynu	Pa
$\Delta t_{stř}$	Střední logaritmičkový teplotní spád	$^{\circ}C$
$\varepsilon$	Kompresní poměr	-
$\varepsilon_i$	Dílčí kompresní poměr	-
$\varepsilon_{pl}$	Kompresní poměr plynového kompresoru	-
$\eta_c$	Celková účinnost kogenerační jednotky	%
$\eta_{el}$	Účinnost výroby elektrické energie	%
$\eta_{ep1}$	Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	%
$\eta_g$	Účinnost generátoru	%
$\eta_{izepk}$	Izoentropická účinnost plynového kompresoru	%
$\eta_{izet}$	Izoentropická účinnost mikroturbíny	%
$\eta_{izevk}$	Izoentropická účinnost vzduchového kompresoru	%
$\eta_{mag}$	Mechanická účinnost turboagregátu	%
$\eta_{mpk}$	Mechanická účinnost plynového kompresoru	%
$\eta_{sk}$	Účinnost spalovací komory	%
$\kappa$	Izoentropický exponent	-
$\lambda_i$	Tepelná vodivost	$W/m^2k$
$\nu_i$	Kinematická viskozita	$m^2/s$
$\xi$	Ztráty do okolí	%
$\rho_i$	Hustota	$kg/m^3$

## 1 Úvod

Spotřeba? Spotřeba energie? Celosvětová spotřeba energie? Jsou toto otázky, na které musí energetický průmysl klást důraz a stavět do popředí? Spotřeba energie, především té elektrické a tepelné po celém světě je obrovská. Vlivem neustálé expanze lidstva, elektrifikace, globálních změn a závislosti jedince na energiích spotřeba každoročně stoupá a stoupat určitě bude. Avšak, jsou zásoby zdrojů, ze kterých lze energie vyrobit dostačující?

Neustálý úbytek paliv, především těch tuhých fosilních, vedl v posledních desetiletích k tomu, že celosvětová energetika začala dávat velké částky peněz do výzkumu a aplikování nových technologií k získání tepelné a elektrické energie. Jedním z výsledků snažení je kogenerační technologie, což je kombinovaná výroba tepelné a elektrické energie.

Tato diplomová práce se zabývá kogenerační výrobou tepla a elektřiny jednotkou s mikroturbínou o výkonu 150 kW<sub>e</sub>. V úvodní části, je sepsána obecná rešerše o tepelné a elektrické energii, kogeneraci a kogeneračních jednotkách. V další části je popsána samotná mikroturbína, princip její činnosti, její hlavní části.

V praktické části nabízí práce dva návrhy kogenerační jednotky. První návrh je zaměřený na kogenerační jednotku spalující zemní plyn s regeneračním ohřevem vzduchu. Druhý se liší jen v tom, že komprese spalovacího vzduchu je rozdělena do dvou stupňů.

Poslední část je zaměřena na využití a uložení tepelné energie. Je předložen návrh protiproudého výměníku spaliny – voda, který slouží k ohřevu vody na 50 °C a je zařazen do kogeneračního systému s jednostupňovou kompresí. K akumulaci je zhotovena akumulační nádoba na teplou vodu.

Cílem práce je návrh co nejideálnější kogenerační jednotky s mikroturbínou pro výrobu elektrické a tepelné energie, s využitím tepla pro ohřev vody.

## **2 Kogenerace - Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie**

### ***2.1 Energie, teplo, elektrická energie***

Energie je schopnost, při které může těleso vykonávat práci nebo změny a je mírou veškerého pohybu. Z pohledu fyziky se na ní lze dívat jako na schopnost vyvolat určité změny. Z pohledu techniky jako na posuzování energie podle změny pohybu hmoty a podle chemického a fyzikálního stavu hmoty. Jednotky mohou být například J nebo kWh. Transformace forem energií je možná (např. mechanickou na elektrickou), avšak množství zůstává stejné.

Tepelná energie vzniká při pohybu molekul. Teplo lze získat například transformací z mechanické energie třením nebo z chemické energie při spalování. Naopak, teplo lze transformovat na mechanickou energii ve spalovacích motorech.

Elektrická energie je jedná z nejkvalitnějších energií. Lze ji získat transformací z tepelné energie, mechanické, apod. v primárních energetických zdrojích. V České republice mají největší podíl na „výrobě“ uhelné elektrárny a to z 51 %. Následují elektrárny jaderné, vodní, sluneční, plynové, paroplynové a větrné.

### ***2.2 Centralizovaný a decentralizovaný systém***

Centralizovaný (dálkový) systém využívá výroby ve velkých energetických výrobnách. Zde se díky velkému množství vyrobené energie snižují celkové náklady. Energetické výroby se často vystavují v blízkosti primárního zdroje. Dobrým příkladem tohoto systému je přeměna polohové energie na elektrickou ve vodních elektrárnách. [1]

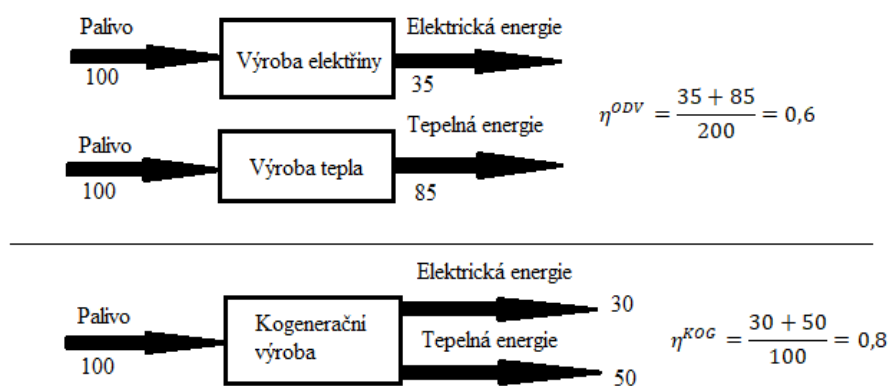
Decentralizovaný systém je sestaven z většího množství technologií a umísťuje se v blízkosti spotřeby. Provozovat ho mohou samotní spotřebitelé (místní, firemní zdroj). Tento systém může sloužit jako záložní zdroj elektrické energie při výpadku proudu, jako základní zdroj nebo jako špičkový zdroj. [1][2]

### ***2.3 Kogenerace***

Kogenerace nebo také kombinovaná výroba tepla a elektrické energie je proces, při kterém dochází k přeměně energií. Princip spočívá v tom, že se nejdříve využívá

vysokopotenciální teplo k tomu aby vykonalo práci a následně, kdy má nižší teplotu se využívá ke krytí tepelných potřeb. Z pohledu energetiky se jedná o celkem mladý proces transformace energie. [3]

Mezi hlavní klady, se kterými je kombinovaná výroba tepla a elektrické energie spojena, patří nižší spotřeba PEZ. Při kogeneraci dochází, na rozdíl od oddělené výroby, ke snížení ztrát a příznivý dopad má také na environmentální stránku planety. Z obrázku 2.1 je patrné, že celková účinnost, při jednom vstupujícím zdroji, se zvětšuje. [1][3]



Obrázek 2.1 Porovnání účinností oddělené výroby tepla a elektrické energie a kogenerační výroby [1]

## 2.4 Kogenerační technologie

Při výrobě elektrické energie, se využívá k transformaci energií transformační jednotka. Tepelná energie, která vzniká, se může dále využít k vytápění. Lze její parametry měnit, dle nároků odběratele (teplota, tlak). [1]

Kogenerační technologie se dají rozdělit podle fyzikálního hlediska dle počtu transformací do dvou skupin:

- přeměna energií nepřímým způsobem,
- přeměna energií přímým způsobem. [1]

### **2.4.1 Přeměna nepřímým způsobem**

K přeměně energií dochází ve více energetických transformacích. Nejběžnější jsou transformace tři. K první dochází ve spalovacím zařízení, kde se mění chemická energie paliva na energii tepelnou. Následně dochází k zisku technické práce. Tu můžeme využít jako pohon spotřebičů, čímž získáváme energii mechanickou. Konečná transformace je z mechanické na elektrickou energii, která se dále může upravovat dle požadavků spotřebitele (proud, napětí). [1]

### **2.4.2 Přeměna přímým způsobem**

Provádí se přímá přeměna energie paliva na energii elektrickou. Jedná se o velmi účinnou metodu přeměny, kdy se dle požadavků spotřebitele může elektrina dále upravovat. [1]

## ***2.5 Kogenerační jednotky***

Kogenerační jednotky (dále jen KJ) jsou zařízení pro kombinovanou výrobu tepelné a elektrické energie. Celé zařízení je vloženo do jednoho celku, kontejneru. Mohou být na místo provozu dopravovány jako celek nebo po kouskách a na místě jsou sestavovány. Na trhu se dnes objevuje široké spektrum KJ. Liší se od sebe především pohonem, velikostí, výkonem. Celá jednotka se skládá z:

- zařízení na úpravu paliva (zusušování, úprava složení),
- primární jednotka (tepelný motor, palivový článek),
- zařízení k výrobě a úpravě elektrické energie (generátor, měnič)
- zařízení sloužící k rekuperaci tepla,
- řídicí a kontrolní zařízení. [1][3]

Pohon u KJ může být parní turbína, spalovací turbína nebo motor, zařízení s paroplynovým cyklem, palivové články. Výkony mohou být od 20 kW až do 50 MW. [3]

### 3 Mikroturbína

Mikroturbíny jsou spalovací turbíny dosahující menších výkonů od 25 kW<sub>e</sub> do 250 kW<sub>e</sub>. Vývoj mikroturbíny byl zdlouhavý a náročný, protože materiály musí ustát vysoké otáčky (100 000 ot/min) a velká namáhání. Pracují s plynovým Braytonovým oběhem. Palivo může být kapalné nebo plynné. Využívá se vysokofrekvenční elektrický generátor a parametry vyrobené elektrické energie se musejí upravit. Provedení uložení kompresoru, turbíny a generátoru bývá na jedné hřídeli nebo na dvou. U dvouhřídelového provedení jsou turbína s generátorem uloženy na jednom hřídeli a na druhém kompresor. U tohoto zapojení je využito více částí, které rotují. [1]

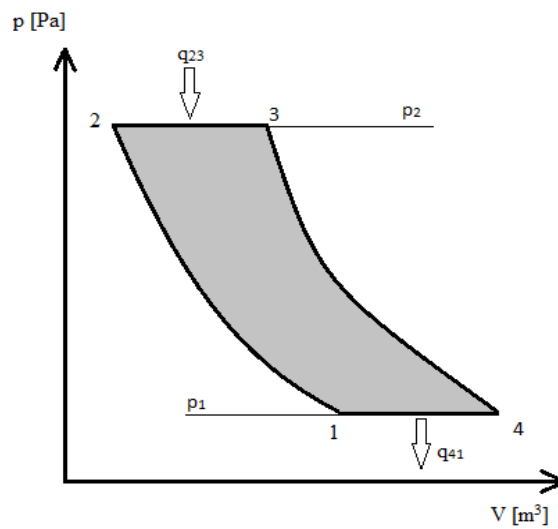
#### 3.1 Braytonův oběh

Braytonův oběh je tepelný oběh ve kterém každá termodynamická změna (komprese, spalování paliva, expanze) probíhá v jiné části zařízení:

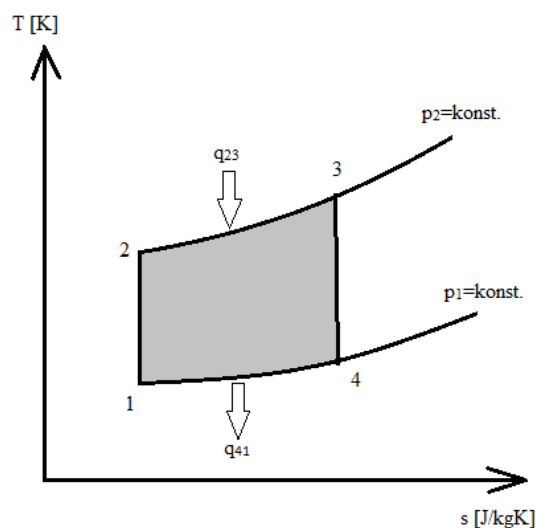
- adiabatická komprese probíhá v kompresoru,
- spalování paliva ve spalovací komoře,
- adiabatická expanze ve spalovací turbíně. [4]

Oběh se skládá ze dvou adiabat a dvou izobar.

Obrázky 3.1 a 3.2 znázorňují  $p - V$  a  $T - s$  diagram termodynamických změn Braytonova oběhu. Křivka vedoucí z bodu 1 do bodu 2 znázorňuje adiabatickou kompresi. Na přímce 23 dochází k izobarickému hoření a přívodu tepla, které je znázorněno rovnicí 3.1. Následuje adiabatická expanze, kterou popisuje křivka 34. Poslední přímka 41 popisuje odvod tepla (rovnice 3.2) a výfuk spalin. [5]



Obrázek 3.1 p – V diagram Braytonova oběhu [vlastní]



Obrázek 3.2 T – s diagram Braytonova oběhu [vlastní]

$$q_{23} = c_p(T_3 - T_2)[\text{J/Kg}] \quad (3.1)$$

$$q_{41} = c_p(T_4 - T_1)[\text{J/Kg}] \quad (3.2)$$

Výsledná práce, kterou vykoná oběh, se vypočítá jako rozdíl mezi teplem přivedeným a odvedeným (rovnice 3.3).

$$a = q_{23} - q_{41} = c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1)[\text{J/Kg}] \quad (3.3)$$

Tepelnou účinnost Braytonova oběhu lze zjistit dle vztahu uvedeným v rovnici 3.4.

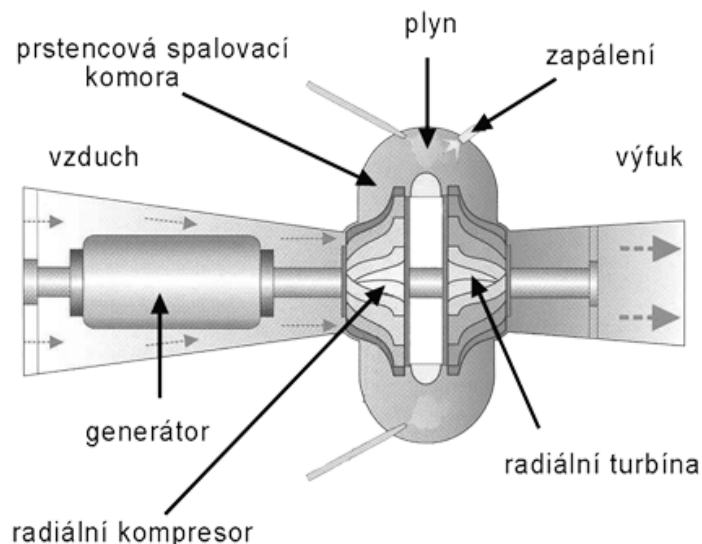


$$\eta = \frac{q_{23} - q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} [-] \quad (3.4)$$

### 3.2 Princip mikroturbíny

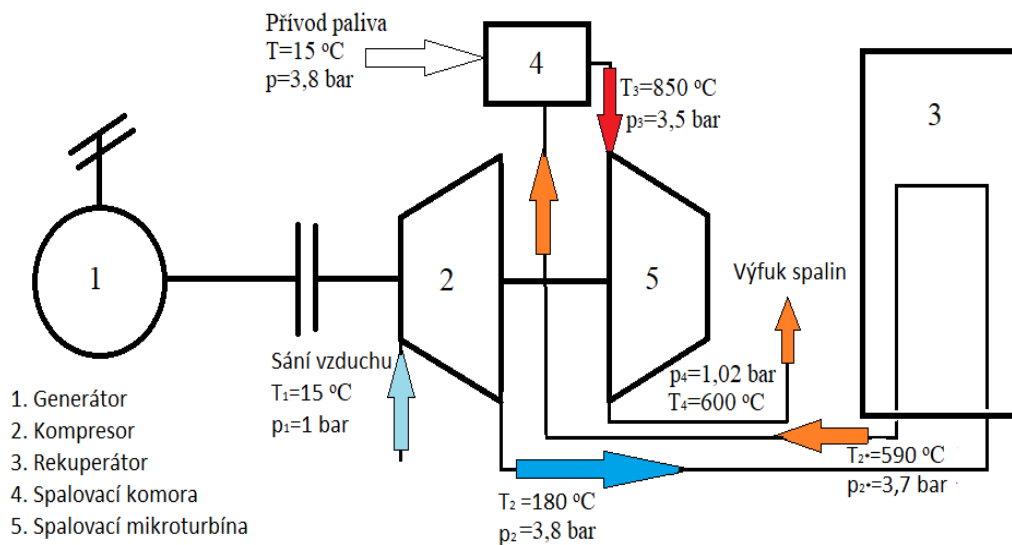
Fungování mikroturbíny je zobrazeno na obrázku 3.3. S pomocí startéru je roztočeno celé soustrojí. Po roztočení začíná kompresor stlačovat vzduch do spalovací komory. Jestliže soustrojí obsahuje i rekuperátor, je stlačený vzduch veden nejdříve do něj, tam se ohřeje a až poté je hnán do spalovací komory. Palivo je rovněž pod tlakem vedeno do spalovací komory, kde tvoří obě média výbušnou směs. V určitém okamžiku je směs elektricky zapálena. Díky hoření dochází k zvětšování objemu a k následné expanzi na turbíně. Hoření se stabilizuje a spaliny, které expandují, udávají do provozu turbínu (můžeme vypnout startér). Otáčky lze zvyšovat přidáváním paliva. Elektrický generátor vyrábí elektřinu, a díky řídicímu systému je přifázován k rozvodné síti. [2]

Mezi hlavní výhody využívání mikroturbíny se řadí vysoká spolehlivost při provozu, rychlé najíždění a změna výkonu, možnost každodenní odstávky, menší spotřeba vody, rychlá výstavba. Na druhou stranu potřebují kvalitnější palivo, což má dopad na ekonomickou stránku provozu. Jsou hlučné a v porovnání se spalovacími motory mají nižší účinnost. [3]



Obrázek 3.3 Princip mikroturbíny bez rekuperátoru [2]

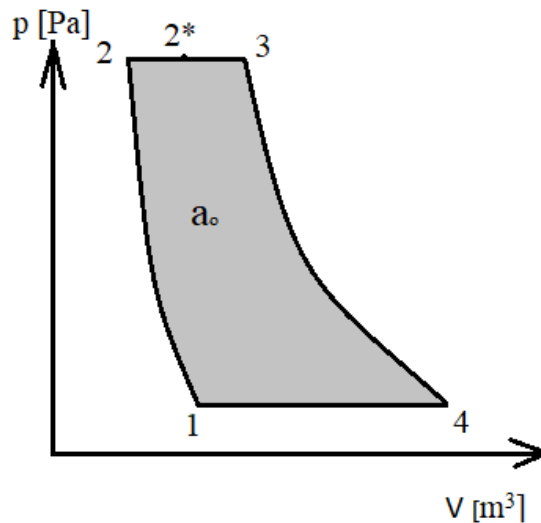
Rekuperátor je zařízení, které slouží jako výměník spaliny – vzduch. Využívá odpadního tepla spalin k tomu, aby ohřál vzduch před jeho vstupem do spalovací komory. Díky tomuto zařízení výrazně stoupá účinnost výroby elektrické energie. Schéma zapojení kogeneračního zařízení s mikroturbínou a rekuperátorem lze vidět na obrázku 3.4. Hodnoty tlaků a teplot jsou orientační a nemusejí odpovídat skutečnosti. [2]



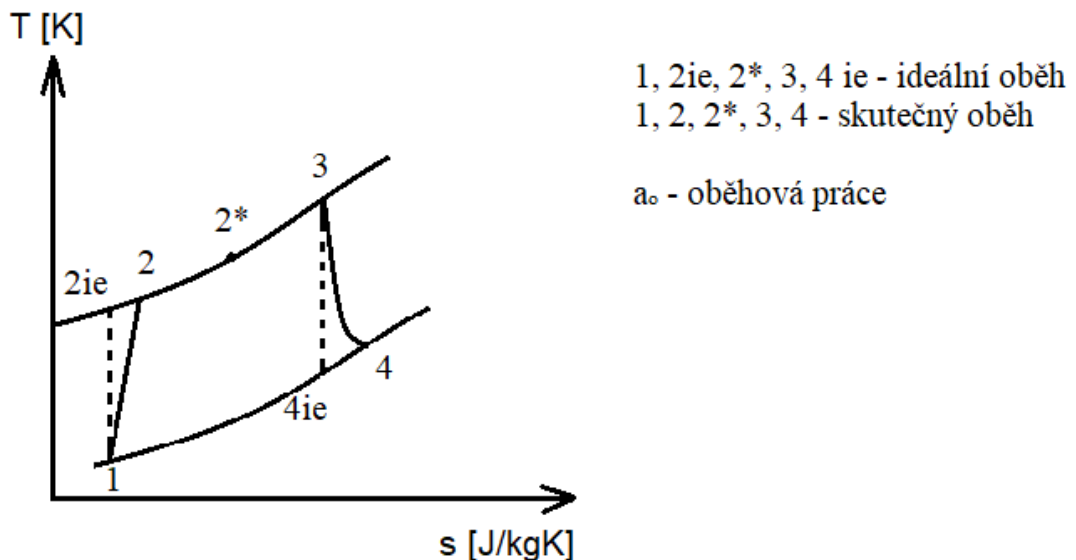
Obrázek 3.4 Schéma spalovací mikroturbíny s rekuperátorem [2]

### 3.2.1 $p - V$ a $T - s$ diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem

Při zavedení rekuperátoru (obrázek 3.5 a 3.6), jinak regeneračního výměníku, do oběhu se nové diagramy budou lišit od těch vyobrazených na obrázcích 3.1 a 3.2 jen minimálně. Opět se budou skládat ze dvou adiabat a dvou izoterm a termodynamické změny jsou komprese, spalování ve spalovací komoře a expanze.



Obrázek 3.5 p – V diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem [vlastní]

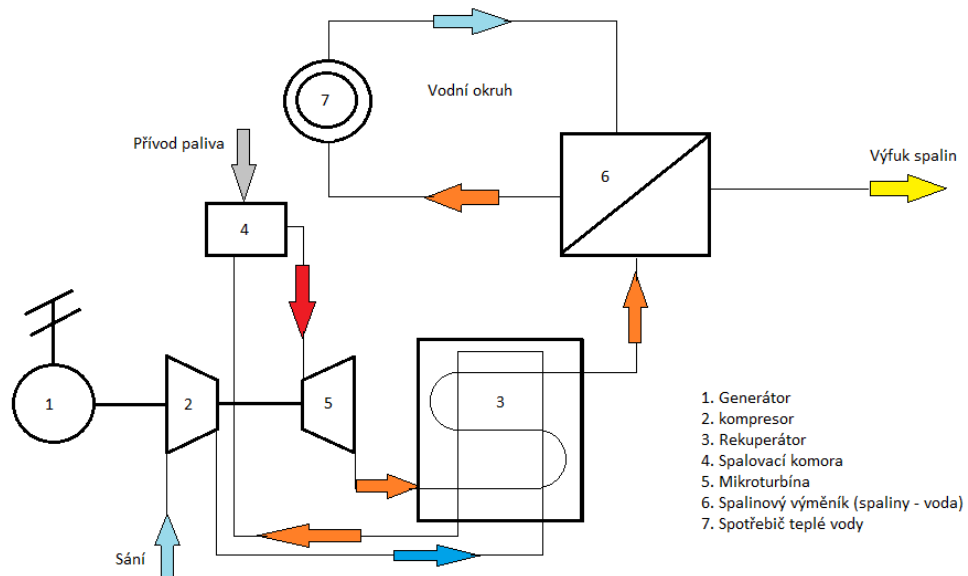


Obrázek 3.6 T – s diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem [vlastní]

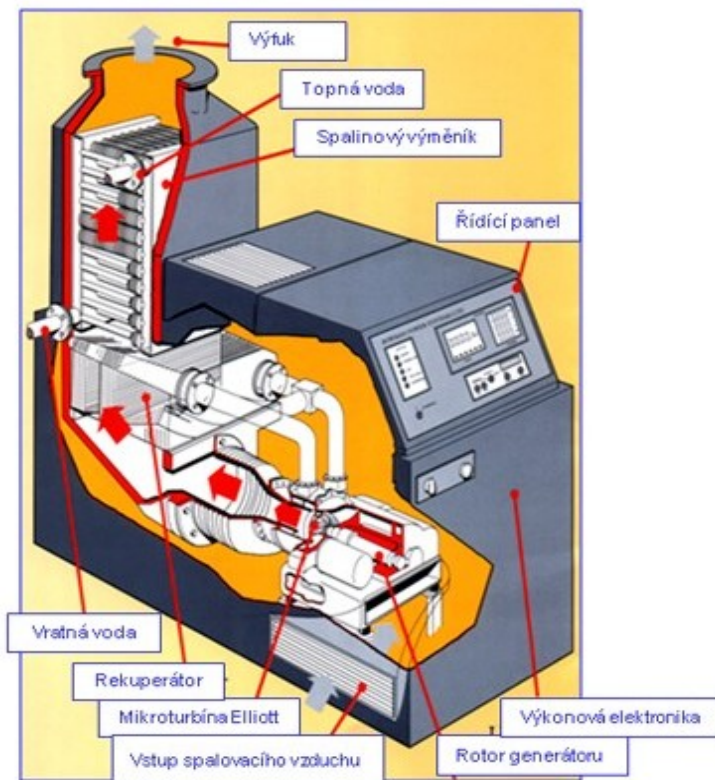
### 3.3 Výroba tepla

KJ s mikroturbínou pro výrobu tepla využívají odpadní teplo spalin. Slouží k tomu spalinový výměník, který je umístěn za výstupem z turbíny. Ohřívá se voda (u větších turbín i pára), která se dále využívá pro vytápění objektů, k sprchování nebo pro technologické účely. Teplota vody (páry) se odvíjí podle jejího využití. Výměník bývá umístěn společně s turbínou v celém kontejneru nebo samostatně, je-li doprava na pracovní místo nemožná. Schéma kogeneračního zapojení mikroturbíny se spalinovým výměníkem je zobrazeno na obrázku 3.7. Řazení jednotlivých součástí zařízení je podrobně znázorněno na obrázku 3.8. [2]

Výměníky mají také instalovány bezpečnostní zařízení, jejichž hlavní pracovní náplní je zabránit přehřátí výměníku a následnému poškození. Při nárůstu tlaku nebo teploty vypne zařízení turbínu. [2]



Obrázek 3.7 Kombinovaná výroba tepla a elektřiny mikroturbínou [2]



Obrázek 3.8 Řez KJ s mikroturbínou [2]

### **3.4 Výrobci mikroturbín**

Spektrum výrobců mikroturbín je na celosvětovém trhu v dnešní době rozmanité. Jejich zařízení mají nejrůznější koncepci. Mikroturbíny mohou být s pomaluběžnými a rychloběžnými generátory. Spalovací komory mohou mít tvar prstencový nebo válcový. Ložiska mazaná olejem nebo vzduchová a spousta dalších odlišností. Mezi nejznámější výrobce patří Capstone, ELLIOTT, Ingersoll – Rand, Turbec AB. [2]

Americká firma Capstone, se řadí mezi průkopníky v oblasti využívání mikroturbín. Koncem roku 1998 byla první firmou na trhu, která začala nabízet mikroturbíny ke komerčnímu využití. Využívá koncepcí společné hřídele, kdy je na jednom hřídeli umístěný jak kompresor, tak mikroturbína s generátorem. Kromě spalování zemního plynu mohou pracovat také s bioplynem, nebo upravené s palivovým článkem FCE (pohon autobusů). Hlavními typy společnosti jsou mikroturbíny C30 a C60. Capstone dodává své produkty například japonské firmě Takuma Co., Ltd, která je využívá ve svých KJ. [2]

ELLIOT POWER SYSTEMS je podřadnou organizací skupiny EBARA z Japonska. Jejich hlavním spolupracovníkem v oblasti KJ je firma European Energy Systems. Táto spolupráce je osvědčená a ve velké míře využívána, především v Itálii. Dále ELLIOT spolupracuje s BOWMAN POWER z Velké Británie. Hlavní typem firmy je mikroturbína Elliott 80 kW s olejovými ložisky. [2]

Organizace Ingersoll – Rand pochází z USA. Má širokou škálu zaměření a kromě kombinované výroby tepla a elektřiny je známá především díky kompresorům a chladicí technice. Firma se snaží mikroturbíny využívat nejen pro kogeneraci, ale také jako pohon chladících kompresorů, kdy v letních měsících zásobuje chladem například nemocnice nebo kancelářské budovy. KJ dosahují vysoké elektrické účinnosti (až 30 %) a mají dlouhou životnost (až 80 000 hodin). Využívá se dvouhřídelová koncepce, kdy mikroturbína pohání generátor. Typy mikroturbín jsou například Powerworks MT70 a MT250. [2]

Turbec AB byla založena ve Švédsku automobilkou Volvo a energetickou firmou ABB. Společnost vyrábí kromě mikroturbín i celé KJ. Mikroturbíny T100 dosahují elektrického výkonu až 100 kW<sub>e</sub>. Tepelný výkon je až 155kW<sub>t</sub>. Kromě klasických plyných paliv dokáže mikroturbína pracovat na kapalná paliva jako je topný olej. [2]

Porovnání typů mikroturbín vybraných výrobců jde vidět v tabulce 3.1. Hmotnost je uvedena jen jako hmotnost samotné mikroturbíny.

Organizace		Capstone		Turbec AB	Ingersoll - Rand	
Typ		C30	C60	T100	MT70	MT250
Elektrický výkon	kW <sub>e</sub>	30	60	100	70	250
Elektrická účinnost	%	26	28	33	26	30
Tepelný výkon	kW <sub>t</sub>	40 - 60	90 – 110	155	90 – 110	250 – 320
Průtok spalin	kg/s	0,31	0,49	0,8	0,73	2
Výstupní teplota spalin	°C	275	305		232	249
Hmotnost	kg	405	758	2770	2200	5307

Tabulka 3.1 Porovnání základních parametrů KJ s mikroturbínou [2]

## 4 Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou

V následující části se diplomová práce zabývá návrhem KJ s mikroturbínou o výkonu 150 kW<sub>e</sub>. V prvním provedení má vzduchový kompresor jeden stupeň. Ve druhém se komprese rozdělí na dva stupně a vzduch po prvním stlačení se využije ve výměníku tepla k ohřevu vody. Palivem je zemní plyn s výhřevností 35,92 MJ/m<sub>n</sub><sup>3</sup> a celkový kompresní poměr je u obou řešení roven 4.

### 4.1 Výpočet KJ s mikroturbínou, regeneračním ohřevem vzduchu a s jednostupňovou kompresí

Technický parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon elektrického generátoru jednotky	150	kW
Výhřevnost zemního plynu	35,92	MJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Přetlak zemního plynu v rozvodu	0,005	MPa
Teplota zemního plynu v rozvodu	15	°C
Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru spalovací turbíny	0,1	MPa
Teplota nasávaného vzduchu	15	°C
Kompresní poměr	4	
Teplota spalin před turbínou	650	°C
Izoentropická účinnost kompresoru	85	%
Účinnost spalovací komory	95	%
Izoentropická účinnost turbíny	80	%
Mechanická účinnost turboagregátu	95	%
Účinnost generátoru	96	%
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	9	%
Mechanická účinnost plynového kompresoru	95	%
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	90	%
Teoretické množství spalovacího vzduchu	9,707	m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Množství spalin teoretických vlhkých	10,7	m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Ztráta do okolí	1,1	%

Tabulka 4.1 Zadané parametry [vlastní]

#### 4.1.1 Výpočty teplot oběhu s jednostupňovou kompresí

Teplota  $T_1$  je teplota nasávaného vzduchu a je zadaná. Využijeme ji k výpočtu adiabatické teploty  $T_{2IZE}$  a skutečné teploty  $T_2$  jejichž rovnice jsou uvedeny ve vztazích 4.1. a 4.2. Jedná se o teploty vzduchu po kompresi před vstupem do rekuperátoru.

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.1)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{2IZE} = 288,15 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 428,189 \text{ K}$$

Skutečná teplota  $T_2$ :

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2IZE} - T_1}{\eta_{IZEVK}} \quad (4.2)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_2 = 288,15 + \frac{428,189 - 288,15}{0,85} = 452,902 \text{ K}$$

Skutečná teplota vzduchu po stlačení vzduchovým kompresorem, který pracuje s účinností 85 %, bude 179,8 °C.

Následně se vypočítá teplota spalin po expanzi na turbíně. K tomu abychom zjistili skutečnou teplotu  $T_4$  (rovnice 4.4), musíme zjistit teplotu adiabatickou  $T_{4IZE}$  (rovnice 4.3). Na výstupu ze spalovací komory a před vstupem na turbínu mají spaliny teplotu 650 °C.

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (4.3)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{4IZE} = \frac{923,15}{4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 621,234 \text{ K}$$

Skutečná teplota spalin za turbínou:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZET} \quad (4.4)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_4 = 923,15 - (923,15 - 621,234) \cdot 0,8 = 681,627 \text{ K}$$



Skutečná teplota spalin za turbínou je 408,5 °C. Spaliny s touto teplotou se využívají v rekuperátoru k ohřevu spalovacího vzduchu.

Při výpočtu regenerace zjišťujeme, jakou teplotu bude mít vzduch po průchodu rekuperátorem a před vstupem do spalovací komory (rovnice 4.5). A s jakou teplotou budou odcházet ze zařízení spaliny (rovnice 4.6). 30 K je volená hodnota. Rekuperátor je umístěn mezi kompresorem a spalovací komorou.

Teplota spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory:

$$T_{2+} = T_4 - 30 \quad (4.5)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{2+} = 681,627 - 30 = 651,627 \text{ K}$$

Teplota spalin za rekuperátorem:

$$T_{4+} = T_2 + 30 \quad (4.6)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{4+} = 452,902 + 30 = 482,902 \text{ K}$$

Výsledná teplota spalovacího vzduchu vstupujícího do spalovací komory je 378,5 °C a spaliny se v rekuperátoru zchladí až na teplotu 209,8 °C. Konečnou teplotu na výstupu z oběhu  $T_5$  volím 150 °C a to proto, aby nebyl překročen rosný bod, což by mohlo vést ke kondenzaci spalin v komínové části.

Nasávání zemního plynu z rozvodu obstarává plynový kompresor. Kompresní poměr vypočítáme dle rovnice 4.7. Plyn má teplotu 15 °C a teplotu po stlačení, před vstupem do spalovací komory, lze zjistit ze vztahu 4.9.

$$\varepsilon_{pl} = \frac{p_{atm} \cdot \varepsilon}{p_{atm} + \Delta p_{zp}} \quad (4.7)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{0,14}{0,1 + 0,005} = 3,81$$

Adiabatická teplota zemního plynu po stlačení:

$$T_{2ZPIZE} = T_{1ZP} \cdot \varepsilon_{pl}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.8)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{2ZPIZE} = 288,15 \cdot 3,81^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 422,262 \text{ K}$$

Skutečná teplota zemního plynu po stlačení:

$$T_{2ZP} = T_{1ZP} + \frac{T_{2ZPIZE} - T_{1ZP}}{\eta_{IZEPK}} \quad (4.9)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{2ZP} = 288,15 + \frac{422,262 - 288,15}{0,9} = 437,163 \text{ K}$$

Teplota zemního plynu, kterou bude mít po stlačení a s kterou vstupuje do spalovací komory je 164,01 °C. V tabulce 4.2 jsou znázorněny všechny teploty oběhu.

Značení	Teplota	Hodnota	Jednotka
T <sub>1</sub>	Teplota nasávaného vzduchu	15	°C
T <sub>2</sub>	Teplota vzduchu po kompresi	179,75	°C
T <sub>2+</sub>	Teplota vzduchu po regeneračním ohřevu	378,47	°C
T <sub>3</sub>	Teplota spalin pře vstupem na turbínu	650	°C
T <sub>4</sub>	Teplota spalin za turbínou	408,47	°C
T <sub>4+</sub>	Teplota spalin po regeneračním ohřevu vzduchu	209,75	°C
T <sub>5</sub>	Teplota spalin vystupujících z komína	150	°C

Tabulka 4.2 Teploty oběhu KJ s jednostupňovou kompresí [vlastní]

#### 4.1.2 Výpočty entalpií

K výpočtům entalpií vzduchu se použije rovnice 4.10. Číselné hodnoty zůstávají stejné i u dalších rovnic, vždy se mění pouze teplota, pro jakou zjišťujeme danou entalpii.

$$i_{vz1} = 1,335715 \cdot t_1 + 0,000079411 \cdot t_1^2 \quad (4.10)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$i_{vz1} = 1,335715 \cdot 15 + 0,000079411 \cdot 15^2 = 20,054 \text{ kJ/m}_n^3$$

Další výpočty entalpií vzduchu:

$$i_{vz2} = 1,335715 \cdot t_2 + 0,000079411 \cdot t_2^2 \quad (4.11)$$

$$i_{vz2} = 1,335715 \cdot 179,75 + 0,000079411 \cdot 179,75^2 = 242,663 \text{ kJ/m}_n^3$$

$$i_{vz2+} = 1,335715 \cdot t_{2+} + 0,000079411 \cdot t_{2+}^2 \quad (4.12)$$

$$i_{vz2+} = 1,335715 \cdot 378,47 + 0,000079411 \cdot 378,47^2 = 516,899 \text{ kJ/m}_n^3$$

$$i_{vz3} = 1,335715 \cdot t_3 + 0,000079411 \cdot t_3^2 \quad (4.13)$$

$$i_{vz3} = 1,335715 \cdot 650 + 0,000079411 \cdot 650^2 = 901,766 \text{ kJ/m}_n^3$$

$$i_{vz4} = 1,335715 \cdot t_4 + 0,000079411 \cdot t_4^2 \quad (4.14)$$

$$i_{vz4} = 1,335715 \cdot 408,47 + 0,000079411 \cdot 408,47^2 = 558,845 \text{ kJ/m}_n^3$$

$$i_{vz4+} = 1,335715 \cdot t_{4+} + 0,000079411 \cdot t_{4+}^2 \quad (4.15)$$

$$i_{vz4+} = 1,335715 \cdot 209,75 + 0,000079411 \cdot 209,75^2 = 283,663 \text{ kJ/m}_n^3$$

$$i_{vz5} = 1,335715 \cdot t_5 + 0,000079411 \cdot t_5^2 \quad (4.16)$$

$$i_{vz5} = 1,335715 \cdot 150 + 0,000079411 \cdot 150^2 = 202,144 \text{ kJ/m}_n^3$$

K výpočtům entalpií spalin se použije rovnice 4.17. Číselné hodnoty zůstávají stejné i u dalších rovnic, vždy se mění pouze teplota, pro jakou zjišťujeme danou entalpii.

$$i_{sp3} = 1,430255 \cdot t_3 + 0,0001041682 \cdot t_3^2 \quad (4.17)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$i_{sp3} = 1,430255 \cdot 650 + 0,0001041682 \cdot 650^2 = 973,677 \text{ kJ/m}_n^3$$

Další výpočty entalpií spalin:

$$i_{sp4} = 1,430255 \cdot t_4 + 0,0001041682 \cdot t_4^2 \quad (4.18)$$

$$i_{sp4} = 1,430255 \cdot 408,47 + 0,0001041682 \cdot 408,47^2 = 601,592 \text{ kJ}/m_n^3$$

$$i_{sp4+} = 1,430255 \cdot t_{4+} + 0,0001041682 \cdot t_{4+}^2 \quad (4.19)$$

$$i_{sp4+} = 1,430255 \cdot 209,75 + 0,0001041682 \cdot 209,75^2 = 304,582 \text{ kJ}/m_n^3$$

$$i_{sp5} = 1,430255 \cdot t_5 + 0,0001041682 \cdot t_5^2 \quad (4.20)$$

$$i_{sp5} = 1,430255 \cdot 150 + 0,0001041682 \cdot 150^2 = 216,882 \text{ kJ}/m_n^3$$

K výpočtům entalpií zemního plynu se použije rovnice 4.21. Číselné hodnoty zůstávají stejné i u dalších rovnic, vždy se mění pouze teplota, pro jakou zjišťujeme danou entalpii.

$$i_{zp1} = 1,628543 \cdot t_{zp1} + 0,00104682 \cdot t_{zp1}^2 \quad (4.21)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$i_{zp1} = 1,628543 \cdot 15 + 0,00104682 \cdot 15^2 = 24,664 \text{ kJ}/m_n^3$$

Další výpočty entalpií zemního plynu:

$$i_{zp2} = 1,628543 \cdot t_{zp2} + 0,00104682 \cdot t_{zp2}^2 \quad (4.22)$$

$$i_{zp2} = 1,628543 \cdot 164,01 + 0,00104682 \cdot 164,01^2 = 295,262 \text{ kJ}/m_n^3$$

### 4.1.3 Výpočty parametru KJ s mikroturbínou a s jednostupňovou kompresí

Nejdříve provedeme výpočet přebytku vzduchu (rovnice 4.23), který je důležitý při spalování. Vzhledem k tomu, že spalujeme plynné palivo v prstencové spalovací komoře, bude přebytek vzduchu větší hodnoty.

$$n = \frac{Q_i^r \cdot \eta_{SK} + i_{zp2} \cdot \eta_{SK} + V_{vzt} \cdot i_{vz3} - V_{spt}^v \cdot i_{sp3}}{V_{vzt} \cdot (i_{vz3} - i_{vz2} + \eta_{SK})} \quad (4.23)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$n = \frac{35920,95 + 295,262 \cdot 0,95 + 9,707 \cdot 901,766 - 10,7 \cdot 973,677}{9,707 \cdot (901,766 - 516,899 \cdot 0,95)} = 8,21$$

Následující výpočty budou k určení práce plynového kompresoru (4.24) a k zjištění vnitřní práce vzduchového kompresoru (4.25), mikroturbíny (4.26) a agregátu (4.27).

Práce plynového kompresoru stlačující zemní plyn na  $1 \text{ m}_n^3$  média:

$$A_{plk} = \frac{i_{zp2} - i_{zp1}}{\eta_{mpk}} \quad (4.24)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_{plk} = \frac{295,262 - 24,664}{0,95} = 284,84 \text{ kJ/m}_n^3$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na  $1 \text{ m}_n^3$ :

$$A_{vk} = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{vz2} - i_{vz1}) \quad (4.25)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_{vk} = 8,21 \cdot 9,707 \cdot (242,663 - 20,054) = 17745,17 \text{ kJ/m}_n^3$$

Vnitřní práce mikroturbíny:

$$A_t = V_{spt}^v \cdot (i_{sp3} - i_{sp4}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{vz3} - i_{vz4}) \quad (4.26)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_t = 10,7 \cdot (973,677 - 601,592) + (8,21 - 1) \cdot 9,707 \cdot (901,766 - 558,845)$$

$$A_t = 27988,25 \text{ kJ/m}_n^3$$

Vnitřní práce agregátu:

$$A_{ag} = A_t - A_{vk} \quad (4.27)$$

$$A_{ag} = 27988,25 - 17745,17 = 10243,08 \text{ kJ/m}_n^3$$

Práce generátoru, který vyrábí elektrickou energii, se vypočítá dle rovnice 4.28.

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_g \cdot \eta_{mag} \quad (4.28)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_g = 10243,08 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 9341,69 \text{ kJ/m}_n^3$$

Výpočet účinnosti, s kterou generátor vyrobí elektrickou energii, vyjadřuje rovnice 4.29.

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100 \quad (4.29)$$

Po dosazení do rovnice dostaneme:

$$\eta_{el} = \frac{9341,69}{35920} \cdot 100 = 26 \%$$

Výkon (4.31) a příkon (4.32) plynového kompresoru je závislý na spotřebě zemního plynu, který lze vypočíst z rovnice 4.30.

Spotřeba zemního plynu:

$$V_{zp} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} \quad (4.30)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$V_{zp} = \frac{150}{35920 \cdot 0,26} = 0,016 \text{ m}_n^3/s$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{ppk} = A_{plk} \cdot V_{zp} \quad (4.31)$$

Po dosazení do rovnice dostaneme:

$$P_{ppk} = 284,84 \cdot 0,016 = 4,57 \text{ kW}$$

Příkon plynového kompresoru:

$$P_{\dot{y}pk} = \frac{P_{ppk}}{\eta_{epk}} \quad (4.32)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_{\dot{r}pk} = \frac{4,57}{0,9} = 5,08 \text{ kW}$$

Výsledný čistý elektrický výkon a tepelný výkon KJ lze spočítat z rovnic 4.33 a 4.34. Poslední výpočet (4.35) slouží ke zjištění celkové účinnosti jednotky.

Čistý elektrický výkon kogenerační jednotky:

$$P_{\check{c}el} = P_{el} - P_{\dot{r}pk} \quad (4.33)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_{\check{c}el} = 150 - 5,08 = 144,92 \text{ kW}_e$$

Celkový tepelný výkon jednotky:

$$P_t = [V_{sp5}^v \cdot (i_{sp4+} - i_{sp5}) + (n - 1) \cdot V_{vzt} \cdot (i_{vz4+} - i_{vz5})] \cdot V_{zp} \cdot \frac{100 - \zeta_o}{100} \quad (4.34)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_t = [10,7 \cdot (304,6 - 216,9) + (8,21 - 1) \cdot 9,707 \cdot (283,7 - 202,1)] \cdot 0,016 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

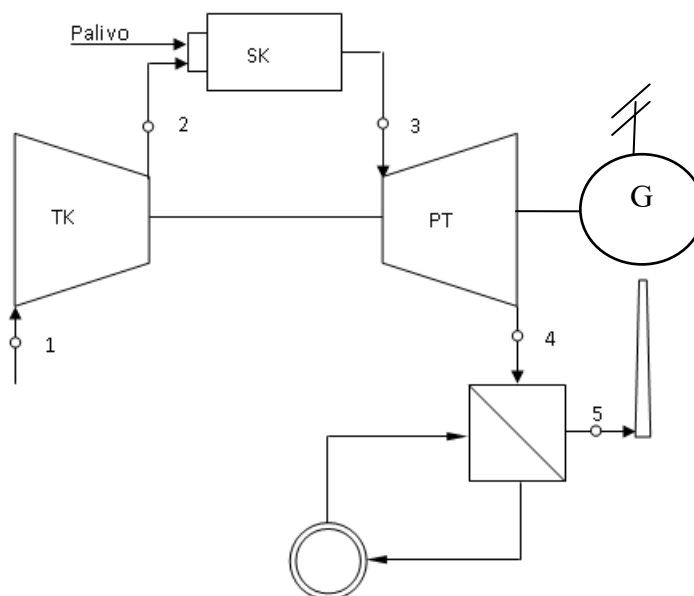
$$P_t = 105,53 \text{ kW}_t$$

Celková účinnost kogenerační jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_{\check{c}el} + P_t}{V_{zp} \cdot Q_i^r} \cdot 100 \quad (4.35)$$

$$\eta_c = \frac{144,92 + 105,53}{0,016 \cdot 35920} \cdot 100 = 43,58 \%$$

Kogenerační jednotka s mikroturbínou pracuje s celkovou účinností 43,58 %. Schéma zapojení KJ s mikroturbínou a s regeneračním ohřevem vzduchu lze vidět na obrázku 4. 1.



Obrázek 4.1 Schéma zapojení KJ s mikroturbínou, jednostupňovou kompresí a s regenerací tepla [vlastní]

#### 4.1.4 Zhodnocení navržené KJ s jednostupňovou kompresí

Parametr	Hodnota	Jednotka
Čistý elektrický výkon	144,92	kW <sub>e</sub>
Tepelný výkon	105,53	kW <sub>t</sub>
Účinnost výroby elektrické energie	26	%
Celková účinnost jednotky	43	%

Tabulka 4.3 Hlavní navrhnuté parametry jednotky s jednostupňovou kompresí [vlastní]

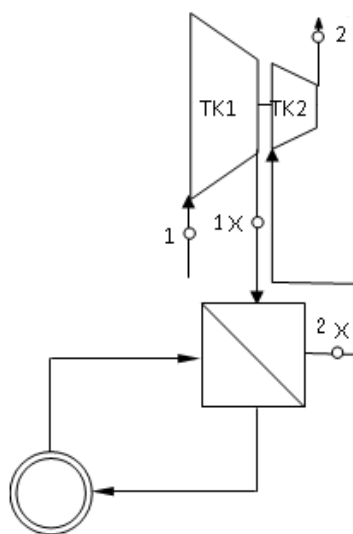
V tabulce 4.3 lze vidět nejdůležitější vypočtené hodnoty. Jak už účinnost výroby elektrické energie tak i účinnost celková nejsou zrovna vysoké. Je to dáno tím, že obě účinnosti jsou závislé na kompresním poměru, na teplotě spalin před vstupem na turbínu a především výkonem elektrického generátoru jednotky. Vzhledem k použitému kompresoru a maximálnímu tlaku, na který je rozvod konstruován, už kompresní poměr nelze zvyšovat. Především kvůli vlastnostem materiálu mikroturbíny jsme limitováni i teplotou. Její zvýšení by mělo neblahý účinek na životnost mikroturbíny a hrozila by odstávka, porucha. Při zvyšování nám ale ne vždy rostou účinnosti. Nalezení optima mikroturbíny, při kterém pracuje nejefektivněji, bychom dosáhli provozními zásahy.



Navržený elektrický a tepelný výkon je podobný mikroturbínám objevujícím se na trhu. Kogenerační jednotka by se mohla využívat ve středně velkých zařízeních, jako jsou menší nemocnice, domovy důchodců, školy, školky, menší průmyslové objekty, kancelářské budovy a budovy s nižším počtem podlaží. Pro můj případ využiji kogenerační jednotku v obci AAA ve školním komplexu. Vyrobená elektřina je preferovanější energií a hned na místě by se spotřebovávala. Pokud by byl nějaký přebytek, mohl by se prodávat do sítě. Kvůli proměnlivé spotřebě tepla je výhodné do soustrojí zařadit také rekuperátor, který ohřívá spaliny spalovací vzduch. Zvýší se účinnost výroby elektrické energie. V letních měsících vznikají přebytky tepelné energie. Tu lze shromažďovat v akumulátoru tepla a využívat ji až bude potřeba.

#### ***4.2 Výpočet KJ s mikroturbínou, regeneračním ohřevem vzduchu a s dvoustupňovou kompresí***

Parametry pro výpočet jednotky s dvoustupňovou kompresí jsou stejné jako u předešlého řešení a lze je vidět na obrázku 4.1. Opět nasáváme atmosférický vzduch kompresorem o teplotě 15 °C a tlaku 0,1 MPa. V prvním stupni kompresoru dochází ke stlačení a k nárůstu teploty. V následující fázi horkým vzduchem ohříváme vodu v mezichladiči (vzduch - voda). Po průchodu mezichladičem dochází ve druhém stupni kompresoru k poslednímu stlačení. Pro lepší přehled je vše znázorněno na obrázku 4.2. Další fáze oběhu se shodují s předešlým návrhem.



Obrázek 4.2 Dvoustupňová komprese [vlastní]

#### 4.2.1 Výpočty teplot oběhu s dvoustupňovou kompresí

Celkový kompresní poměr je roven 4, ale protože se jedná o dělenou kompresi, musíme nejdříve zjistit dílčí kompresní poměr ze vztahu 4.36.

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon} \quad (4.36)$$

Po dosazení dostáváme:

$$\varepsilon_i = \sqrt{4} = 2$$

Teplota nasávaného vzduchu  $T_1$  je 288,15 K. Kompresor je dvoustupňový, tudíž proběhnout dvě komprese. Adiabatická teplota po prvním stlačení je dána vztahem 4.37. Skutečná teplota poté vztahem 4.38.

Adiabatická teplota po první kompresi:

$$T_{1XIZE} = T_1 \cdot \varepsilon_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.37)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{1XIZE} = 288,15 \cdot 2^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 351,259 \text{ K}$$

Skutečná teplota po první kompresi:

$$T_{1X} = T_1 + \frac{(T_{1XIZE} - T_1)}{\eta_{IZEVK}} \quad (4.38)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{1X} = 288,15 + \frac{(351,259 - 288,15)}{0,85} = 362,396 \text{ K}$$

Vzduch prochází mezichladičem, ve kterém se ochladí na teplotu  $T_{2X}$ , která je 303,15 K. Poté prochází vzduch druhým stupněm kompresoru. Adiabatická teplota za kompresorem je dána vztahem 4.39. Skutečná vztahem 4.40.

Adiabatická teplota vzduchu za vzduchovým kompresorem:

$$T_{2IZE} = T_{2X} \cdot \varepsilon_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.39)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_{2IZE} = 303,15 \cdot 2^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 369,544 \text{ K}$$

Skutečná teplota vzduchu za vzduchovým kompresorem:

$$T_2 = T_{2X} + \frac{T_{2IZE} - T_{2X}}{\eta_{IZEVK}} \quad (4.40)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$T_2 = 303,15 + \frac{369,544 - 303,15}{0,85} = 381,261 \text{ K}$$

Skutečná teplota vzduchu po stlačení a před regenerací je 108 °C.

Jelikož se teplota spalin  $T_3$  za spalovací komorou shoduje s předchozím návrhem (650 °C), budou shodné i vztahy (4.3 a 4.4) a výsledky teploty za turbínou. Adiabatická teplota spalin za turbínou  $T_{4IZE}$  bude 348,08 °C a skutečná teplota  $T_4$  je 408,5 °C.

Rekuperátor je opět umístěn mezi kompresorem a spalovací komorou. Pro výpočet regenerace lze využít vztahů 4.5 a 4.6. Využijeme však pouze vztah 4.6, protože v rekuperátoru dochází k ohřátí vzduchu spalinami s teplotou 408,5 °C, výsledná teplota spalovacího vzduchu  $T_{2+}$  před vstupem do spalovací komory proto bude totožná s předchozím návrhem (378,5 °C).

Dopočet konečné teploty oběhu, dle vztahu 4.6 po dosazení:

$$T_{4+} = 381,261 + 30 = 411,261 \text{ K}$$

Konečná teplota oběhu za regeneračním výměníkem tepla bude 138,1 °C. Jelikož další ochlazování spalin by pravděpodobně mělo vliv na rosný bod a mohlo by v komínové části dojít ke kondenzaci spalin, neuvažujeme o dalším výměníku tepla za účelem ohřátí vody.

Značení	Teplota	Hodnota	Jednotka
T <sub>1</sub>	Teplota nasávaného vzduchu	15	°C
T <sub>1X</sub>	Teplota vzduchu po prvním stlačení	78,11	°C
T <sub>2X</sub>	Teplota vzduchu po zchlazení v mezichladiči	30	°C
T <sub>2</sub>	Teplota vzduchu po druhém stlačení	108,11	°C
T <sub>2+</sub>	Teplota vzduchu za regeneračním ohřivačem	378,47	°C
T <sub>3</sub>	Teplota spalin za spalovací komorou	650	°C
T <sub>4</sub>	Teplota spalin za turbínou	408,47	°C
T <sub>4+</sub>	Teplota spalin za regeneračním ohřivačem	138,11	°C

Tabulka 4.4 Teploty oběhu KJ s dvoustupňovou kompresí [vlastní]

Plynový kompresor nasává zemní plyn z rozvodů o teplotě 15 °C. Přetlak zemního plynu v rozvodu je 0,005 MPa. Využijeme rovnici pro výpočet kompresního poměru plynového kompresoru 4.7. Následně dopočítáme teplotu plynu, s kterou vstupuje do spalovací komory, dle rovnic 4.8 a 4.9. Jelikož jsou zadané parametry stejné jako v předchozím případě, budou stejné i výsledky, které lze přehledně vidět v tabulce 4.5.

Značení	Parametr	Hodnota	Jednotka
ε <sub>pl</sub>	Kompresní poměr plynového kompresoru	3,81	-
T <sub>1pl</sub>	Teplota zemního plynu v rozvodu	15	°C
T <sub>2plIZE</sub>	Adiabatická teplota zemního plynu po stlačení	149,11	°C
T <sub>2pl</sub>	Skutečná teplota zemního plynu po stlačení	164,01	°C

Tabulka 4.5 Parametry plynového kompresoru a zemního plynu [vlastní]

#### 4.2.2 Výpočty entalpií

K výpočtům entalpie vzduchu využijeme rovnici 4.10, jejíž podoba je:

$$i_{vzi} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 \cdot t^2$$

Postupně budeme dosazovat za neznámou t teploty oběhu t<sub>1</sub>, t<sub>1X</sub>, t<sub>2X</sub>, t<sub>2</sub>, t<sub>2+</sub>, t<sub>3</sub>, t<sub>4</sub>, t<sub>4+</sub> ve stupních celsia. Výsledné hodnoty entalpií zapíšeme do tabulky, kterou lze vidět pod číslem 4.6.

<b>Entalpie vzduchu</b>		
Označení	Hodnota	Jednotka
$\dot{i}_{vz1}$	20,054	$\text{kJ/m}_n^3$
$\dot{i}_{vz2x}$	119,839	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz1x}$	40,143	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz2}$	145,333	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz2+}$	516,899	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz3}$	901,766	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz4}$	558,845	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{vz4+}$	185,991	$\text{kJ/ m}_n^3$

Tabulka 4.6 Hodnoty entalpií vzduchu při dvoustupňové kompresi [vlastní]

Obdobným způsobem zjistíme i entalpie spalin. Využijeme rovnici 4.17, která vypadá následovně:

$$i_{spi} = 1,430255 \cdot t + 0,0001041682 \cdot t^2$$

Za neznámou t dosazujeme tři konečné teploty  $t_3$ ,  $t_4$ ,  $t_{4+}$ . Výsledky zobrazuje tabulka 4.7.

<b>Entalpie spalin</b>		
Označení	Hodnota	Jednotka
$\dot{i}_{sp3}$	973,677	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{sp4}$	601,592	$\text{kJ/ m}_n^3$
$\dot{i}_{sp4+}$	199,52	$\text{kJ/ m}_n^3$

Tabulka 4.7 Hodnoty entalpií spalin při dvoustupňové kompresi [vlastní]

K výpočtům entalpií zemního plynu využijeme rovnic 4.21 a 4.22. Výsledky budou stejně jako v předchozím návrhu a jsou znázorněny v tabulce 4.8.

<b>Entalpie zemního plynu</b>		
Označení	Hodnota	Jednotka
$\dot{i}_{zp1}$	24,664	$\text{kJ/m}_n^3$
$\dot{i}_{zp2}$	295,262	$\text{kJ/m}_n^3$

Tabulka 4.8 Hodnoty entalpií zemního plynu [vlastní]

### 4.2.3 Výpočty parametrů KJ s mikroturbínou a s dvoustupňovou kompresí

K určení přebytku vzduchu při spalování směsi zemního plynu a spalovacího vzduchu ve spalovací komoře využijeme rovnici 4.23. Jelikož se od předchozího řešení

nezměnily výhřevnost, teoretické množství spalovacího vzduchu, množství vlhkých spalin ani účinnost spalovací komory, nezmění se ani přebytek vzduchu a jeho hodnota bude shodná s prvním návrhem.

$$n = \frac{35920,0,95 + 295,262,0,95 + 9,707,901,766 - 10,7,973,677}{9,707 \cdot (901,766 - 516,899,0,95)} = 8,21$$

Dále zjišťujeme, jakou práci vykoná plynový kompresor stlačující zemní plyn, který nasává z rozvodů. Rovnici potřebnou k tomuto zjištění najdeme pod číslem 4.25. Po dosazení dostáváme:

$$A_{plk} = \frac{295,262 - 24,664}{0,95} = 284,84 \text{ kJ}/m_n^3$$

Vnitřní práce vykonána vzduchovým kompresorem, který má dva stupně, vypočítáme rovnicí 5.41.

$$A_{vzk} = n \cdot V_{vzt} \cdot [(i_{vz1x} - i_{vz1}) + (i_{vz2} - i_{vz2x})] \quad (4.41)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_{vzk} = 8,21 \cdot 9,707 \cdot [(119,839 - 20,054) + (145,333 - 40,143)] = 16339,49 \text{ kJ}/m_n^3$$

K výpočtu vnitřní práce mikroturbíny využijeme rovnicí 4.26. Parametry zůstaly nezměněny, tudíž bude stejný i výsledek. Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$A_t = 10,7 \cdot (973,677 - 601,592) + (8,21 - 1) \cdot 9,707 \cdot (901,766 - 558,845)$$

$$A_t = 27988,25 \text{ kJ}/m_n^3$$

Rozdílem mezi vnitřní práci mikroturbíny a vzduchového kompresoru zjistíme vnitřní práci agregátu. Vztah popisuje rovnice 4.27 a po jejím vyčíslení dostáváme:

$$A_{ag} = 27988,25 - 16339,49 = 11648,76 \text{ kJ}/m_n^3$$

Práci elektrického generátoru lze zjistit pomocí součinu vnitřní práce agregátu s mechanickou účinností turboagregátu a účinností generátoru. Rovnice se objevuje pod číslem 4.28 a po dosazení dostáváme:

$$A_g = 11648,76 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 10623,67 \text{ kJ/m}_n^3$$

Prvním důležitým parametrem je účinnost výroby elektrické energie. Tento vztah udává rovnice 4.28. Po dosazení dostáváme:

$$\eta_{el} = \frac{10623,67}{35920} \cdot 100 = 29,6 \%$$

Spotřebu zemního plynu lze spočítat podle vztahu 4.30. Když do této rovnice dosadíme parametry pro dané řešení, dostaneme:

$$V_{zp} = \frac{150}{35920 \cdot 0,296} = 0,014 \text{ m}_n^3/\text{s}$$

Součinem mezi prací plynového kompresoru a spotřebou zemního plynu zjistíme, s jakým výkonem bude plynový kompresor pracovat. Vztah udává rovnice 4.31. Když do ní dosadíme, dostaneme:

$$P_{ppk} = 284,84 \cdot 0,014 = 4,02 \text{ kW}$$

Příkon plynového kompresoru popisuje rovnice 4.32. Jedná se o podíl mezi výkonem plynového kompresoru a účinností s jakou pracuje elektromotor tohoto kompresoru. Po dosazení dostaneme:

$$P_{řpk} = \frac{4,02}{0,9} = 4,47 \text{ kW}$$

Po odečtení příkonu plynového kompresoru od zadaného výkonu elektrického generátoru jednotky dostaneme rovnici 4.33. Zjistíme tak, jaký bude konečný čistý výkon jednotky. Po dosazení dostaneme:

$$P_{čel} = 150 - 4,47 = 145,53 \text{ kW}_e$$

Ke zjištění tepelného výkonu kogenerační jednotky využijeme vztahu 4.42.

$$P_t = n \cdot V_{vzt} \cdot (i_{vz1x} - i_{vz2x}) \cdot V_{zp} \cdot \frac{100 - \zeta_o}{100} \quad (4.42)$$

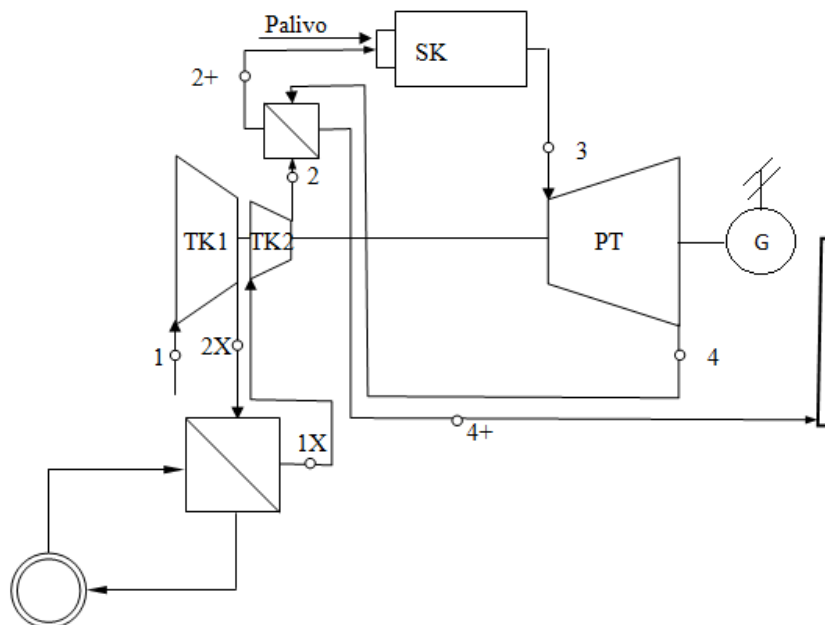
Po dosazení do rovnice dostaneme:

$$P_t = 8,21 \cdot 9,707 \cdot (119,839 - 40,143) \cdot 0,014 \cdot \frac{100 - 1,1}{100} = 88,71 \text{ kW}_t$$

Posledním parametrem, který potřebujeme zjistit je, s jakou celkovou účinností KJ pracuje. Tento vztah udává rovnice 4.35. Po jejím vyčíslení dostaneme:

$$\eta_c = \frac{145,53 + 88,71}{35920,014} \cdot 100 = 46,2 \%$$

KJ s dvoustupňovou kompresí a s regeneračním ohřevem vzduchu pracuje s celkovou účinností 46.2 %. Schéma jejího zapojení lze vidět na obrázku 4.3.



Obrázek 4.3 Schéma zapojení KJ s mikroturbínou, dvoustupňovou kompresí a s regenerací tepla [vlastní]

#### 4.2.4 Zhodnocení navržené KJ s dvoustupňovou kompresí

Parametr	Hodnota	Jednotka
Čistý elektrický výkon	145,53	kW
Tepelný výkon	88,71	kW
Účinnost výroby elektrické energie	29,5	%
Celková účinnost jednotky	46,2	%

Tabulka 4.9 Hlavní navrhnuté parametry jednotky s dvoustupňovou kompresí [vlastní]

V tabulce 4.9 jsou zobrazeny nejdůležitější parametry KJ s mikroturbínou s dvoustupňovou kompresí a s regeneračním ohřevem vzduchu. Mezi první



a druhou kompresí je umístěný mezichladič (vzduch - voda), který slouží k ohřevu vody. Jelikož potřeba tepla je během roku proměnlivá, navrhuji do soustavy vložit ještě akumulátor tepla. Vyrobena elektrická energie by byla spotřebována v místě výroby. Dle navržených parametrů se jedná o jednotku středních výkonů. Využívat by se mohla v menších nemocnicích, školách, domovech důchodců, apod.

Kvůli tomu, že vzduch po první kompresí prochází mezichladičem, ve kterém ztrácí teplotu až na 30 °C bude jeho teplota po druhé kompresi menší. Před vstupem spalovacího vzduchu do spalovací komory musí projít ještě regeneračním výměníkem tepla (rekuperátorem spaliny – vzduch), ve kterém dochází k jeho ohřátí na potřebnou teplotu. Protože je teplota před vstupem menší budou mít spaliny v rekuperátoru větší teplotní spád až na teplotu 138 °C. Zařazení výměníku tepla pro ohřev topné vody za rekuperátor není možné, protože další ochlazení spalin pod teplotu rosného bodu by mohlo vést k jejich kondenzaci v komínové části. Pokud by ale výměník tepla pro ohřev vody byl vyžadován, lze teplotu spalin na výstupu z rekuperátoru zvýšit zásahem do technického provedení jednotky (zvětšení kompresního poměru).

### **4.3 Porovnání obou návrhů KJ**

Při pohledu na výsledky prvního návrhu, kde je kompresor jednostupňový, bylo zřejmé, že účinnosti nejsou zrovna vysokých hodnot a bylo by dobré je trochu vylepšit. Nápad rozdělit kompresi nám tento problém částečně vyřešil, avšak hodnoty vzrostly zhruba jen o 3 %. Z tabulky 4.10 vyplývá, že všechny důležité parametry se zvedly až na tepelný výkon. Ten je u dvoustupňové komprese skoro o 20 kW menší.

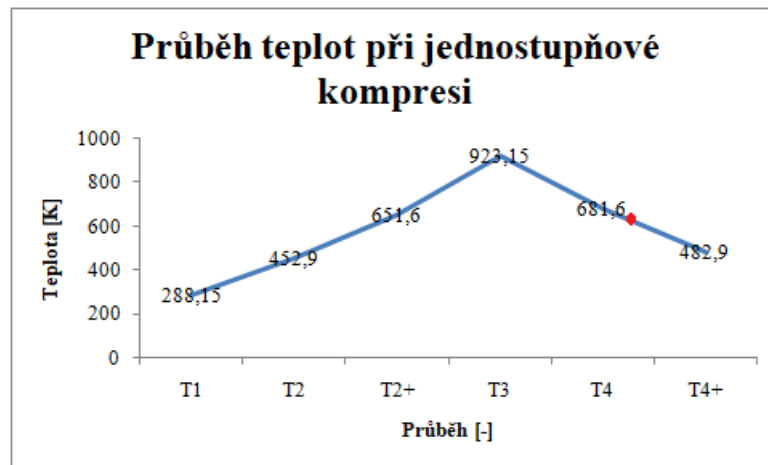
	<b>Jednostupňová komprese</b>	<b>Dvoustupňová komprese</b>
<b>Parametr</b>	<b>Hodnota</b>	<b>Hodnota</b>
Čistý elektrický výkon	144,92 kW	145,53 kW
Tepelný výkon	105,53 kW	88,71 kW
Účinnost výroby elektrické energie	26%	29,50%
Celková účinnost jednotky	43%	46,20%

Tabulka 4.10 Porovnání důležitých parametrů jednotek [vlastní]

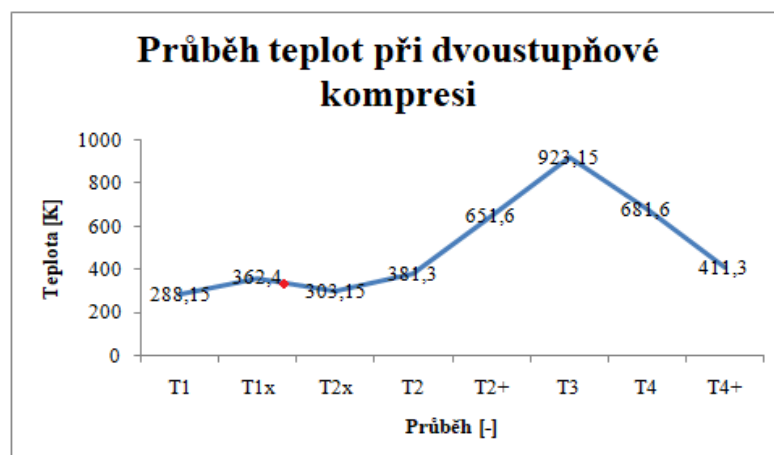
Pokles tepelného výkonu u jednotky s dvoustupňovou kompresí je zapříčiněn především celkovým kompresním poměrem vzduchového kompresoru, teplotou nasávaného vzduchu a umístěním mezichladiče. Pokud bychom zvyšovali celkový

kompresní poměr a teplotu nasávaného vzduchu, na úkor navyšujícímu se tepelnému výkonu by klesala účinnost výroby elektrické energie. Pokles tepelného výkonu lze tolerovat. Preferovanou energii bude vždy elektrická. Tepelná energie má proměnlivou spotřebu a i u dvoustupňové komprese by byl vhodnou součástí celého zařízení akumulátor tepla.

V grafech 4.1 a 4.2 jsou znázorněny průběhy teplot při obou kompresích. Červené tečky značí umístění výměníku tepla pro přípravu teplé vody. Teplota vzduchu, s kterou vstupuje do spalovací komory, je v obou případech stejná  $T_{2+} = 378,45 \text{ } ^\circ\text{C}$ . I maximální teplota celého oběhu je u obou kompresí totožná  $T_3 = 650 \text{ } ^\circ\text{C}$ , což je teplota spalin před vstupem na turbínu.



Graf 4.1 Průběh teplot při jednostupňové kompresi [vlastní]



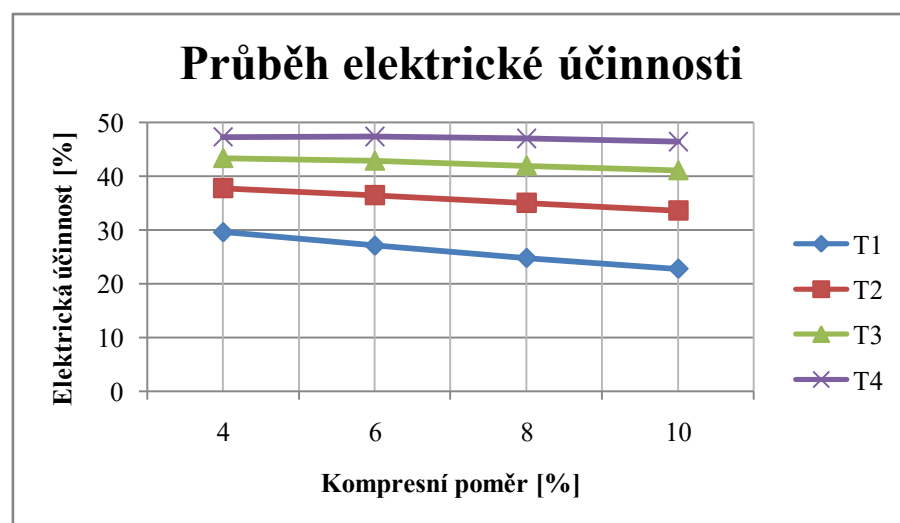
Graf 4.2 Průběh teplot při dvoustupňové kompresi [vlastní]

Účinnost výroby elektrické energie i účinnost celková je odrazem toho, jaký je tepelný průběh v celém oběhu. Teplota má vliv na entalpii, entalpie na vnitřní práci vzduchového kompresoru a mikroturbíny od kterých se odráží další výpočty potřebné k získání obou účinností.

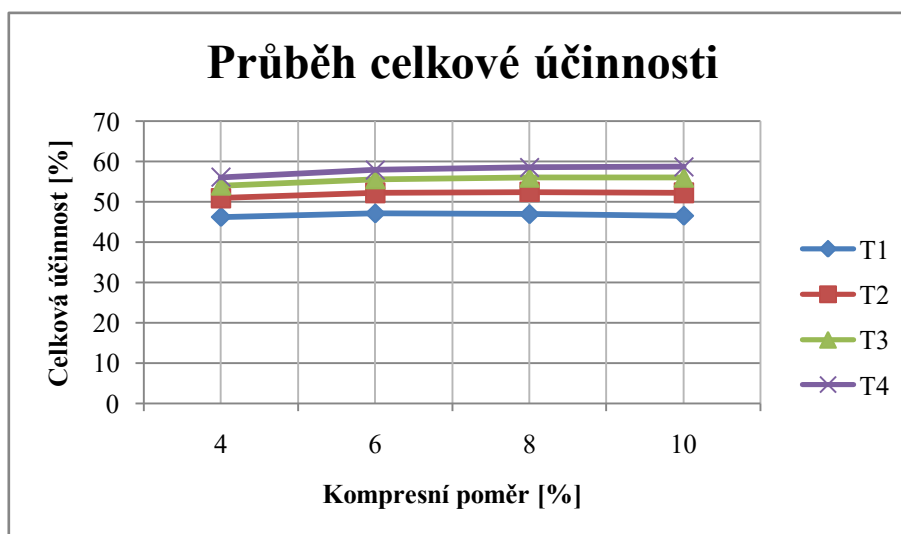
Mezi jednu z hlavních výhod dvoustupňové komprese patří také spotřeba paliva. Na první pohled je úspora pouhých  $0,002 \text{ m}_n^3/\text{s}$ , v delším časovém úseku to už ale dělá  $7,2 \text{ m}_n^3/\text{h}$  a  $172,8 \text{ m}_n^3/\text{den}$ . V letošním roce nabízí na trhu společnost Moravská plynárenská s.r.o.  $1 \text{ m}_n^3$  zemního plynu za 7,14 Kč. Denně se tak použitím koncepce s dvoustupňovou kompresí ušetří až 1234 Kč.

#### ***4.4 Zásah do technického provedení mikroturbíny za účelem zvýšení účinností***

Jelikož u dvoustupňové komprese nejsou získané účinnosti příliš vysoké, byly provedeny teoretické zásahy do jejího technického provedení. Prvním zásahem bylo zvětšování kompresního poměru. Ten se postupně zvětšoval ze 4 na 6, 8 a 10. Druhý zásah byl založen na zvýšení teploty spalin na výstupu ze spalovací komory. Uvažované teploty  $T_1 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_2 = 850 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_3 = 1050 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $T_4 = 1250 \text{ }^\circ\text{C}$ . Průběh účinností výroby elektrické energie při uvažovaných teplotách a kompresních poměrech lze vidět v grafu 4.3. Průběh celkové účinnosti KJ je znázorněn v grafu 4.4.



Graf 4.3 Průběh elektrické účinnosti [vlastní]



Graf 4.4 Průběh celkové účinnosti [vlastní]

Kompresní poměr	Účinnost	T1	T2	T3	T4
4	Elektrická účinnost	29,6 %	37,8 %	43,4 %	47,3 %
	Celková účinnost	46,2 %	50,9 %	54 %	56,1 %
6	Elektrická účinnost	27,1 %	36,5 %	42,9 %	47,4 %
	Celková účinnost	47,1 %	52,2 %	55,6 %	57,9 %
8	Elektrická účinnost	24,8 %	35 %	42 %	47 %
	Celková účinnost	46,9 %	52,4 %	56 %	58,5 %
10	Elektrická účinnost	22,8 %	33,6 %	41,1 %	46,4 %
	Celková účinnost	46,5 %	52,2 %	56 %	58,7 %

Tabulka 4.11 Porovnání účinností [vlastní]

Z výše uvedených obrázků je patrné, že účinnost výroby elektrické energie se zvyšováním kompresního poměru zmenšuje a vlivem zvýšení teploty roste, a to celkem rapidně. V průměru o 10 % naroste i celková účinnost jednotky a to díky zvýšení teploty spalin na výstupu ze spalovací komory. Jak zvýšení kompresního poměru tak teploty na výstupu ze spalovací komory, má neblahý účinek na vlastnosti materiálu. Pro mikroturbínu o výkonu 150 kW<sub>e</sub> s dvoustupňovou kompresí by byl ideální kompresní poměr 6 a teplota spalin na výstupu ze spalovací komory 850 °C.

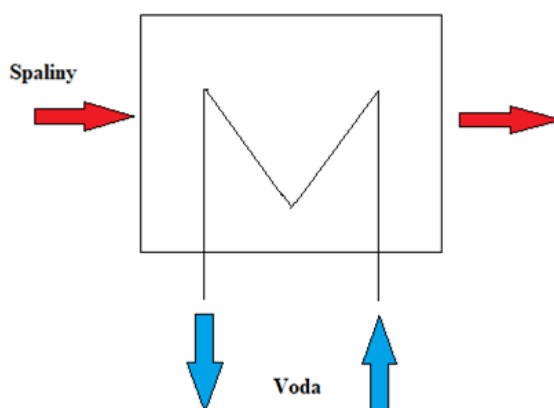
## 5 Návrh tepelného výměníku spaliny – voda

Tepelný výměník je zařízení, které slouží pro výměnu tepla mezi dvěma proudícími tekutinami. Mnou navržený výměník je pro okruh s jednostupňovou kompresí. Je umístěný na konci celého zařízení a zadané parametry lze vidět v tabulce 5.1. [6]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Teplota spalin na vstupu do výměníku	209,7521	°C
Teplota spalin na výstupu z výměníku	150	°C
Teplota vody na vstupu do výměníku	15	°C
Teplota vody na výstupu z výměníku	50	°C
Výhřevnost zemního plynu	35,92	MJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Teoretické množství spalovacího vzduchu	9,707	m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Teoretické množství spalin vlhkých	10,7	m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
Přebytek vzduchu	8,21	-

Tabulka 5.1 Zadané parametry pro návrh výměníku [vlastní]

Teplota spalin na výstupu je volená hodnota. Nesmí být podkročená teplota rosného bodu, proto se volí v rozmezí od 150 do 140 °C. Výměník bude protiproudý a trubkový s n počtem trubek. Princip je znázorněné na obrázku 5.1.



Obrázek 5.1 Princip protiproudého výměníku [vlastní]

### 5.1 Výpočet entalpií a měrných tepelných kapacit

- Entalpie pro spaliny a vzduchu o teplotách 209,7521 a 150 °C.

K výpočtům entalpie spalin využijeme rovnici 5.1. Jak pro entalpii na vstupu, tak pro entalpii na výstupu bude rovnice stejná, jen dosadíme jiné hodnoty za teplotu  $t$ .

$$i_{spalin} = 1,430255 \cdot t + 0,0001041682 \cdot t^2 \quad (5.1)$$

Po dosazení teploty spalin na vstupu do výměníku  $t_{4+}$  dostáváme:

$$i_{sp209} = 1,430255 \cdot 209,7521 + 0,0001041682 \cdot 209,7521^2 = 304,582 \text{ kJ/m}_n^3$$

Po dosazení teploty spalin na výstupu z výměníku  $t_5$  dostáváme:

$$i_{sp150} = 1,430255 \cdot 150 + 0,0001041682 \cdot 150^2 = 216,882 \text{ kJ/m}_n^3$$

Výpočet entalpie vzduchu udává rovnice 5.2. Dosazujeme opět jen rozdílné teploty  $t_{4+}$  a  $t_5$ .

$$i_{vzduc hu} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 \cdot t^2 \quad (5.2)$$

Po dosazení teploty vzduchu  $t_{4+} = 209,7521$  °C dostáváme:

$$i_{vz209} = 1,335715 \cdot 209,7521 + 0,000079411 \cdot 209,7521^2 = 283,663 \text{ kJ/m}_n^3$$

Po dosazení teploty vzduchu  $t_5 = 150$  °C dostáváme:

$$i_{vz150} = 1,335715 \cdot 150 + 0,000079411 \cdot 150^2 = 202,144 \text{ kJ/m}_n^3$$

- Měrné tepelné kapacity spalin při teplotách 209,7521 a 150 °C.

Poměrem mezi entalpií spalin na vstupu do výměníku a jejich teplotou dostaneme vztah pro výpočet měrné tepelné kapacity spalin při dané teplotě (rovnice 5.3).

$$C_{psp209} = \frac{i_{sp209}}{t_{4+}} \quad (5.3)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$C_{psp209} = \frac{304,582}{209,7521} = 1,452 \text{ kJ/kgK}$$

Rovnice 5.4 udává měrnou tepelnou kapacitu spalin na výstupu z výměníku. Jedná se o podíl mezi hodnotou entalpie spalin na výstupu a teplotou spalin na výstupu.

$$C_{psp150} = \frac{i_{sp150}}{t_5} \quad (5.4)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$C_{psp150} = \frac{216,882}{150} = 1,446 \text{ kJ/kgK}$$

### **5.2 Tepelný výkon výměníku**

Ke zjištění celkového tepelného výkonu výměníku musíme nejdříve zjistit tepelný příkon a výkon spalin a tepelné ztráty. Spotřebu zemního plynu  $V_{zp} = 0,016 \text{ m}^3/\text{s}$  již známe z rovnice 4.30.

Tepelný příkon spalin se vypočítá dle rovnice 5.5.

$$P_{psp} = V_{zp} [V_{sp,t}^v + (n - 1)V_{vz,t}], i_{sp209} \quad (5.5)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_{psp} = 0,016[10,7 + (8,21 - 1)9,707] \cdot 304,582 = 394,61 \text{ kW}$$

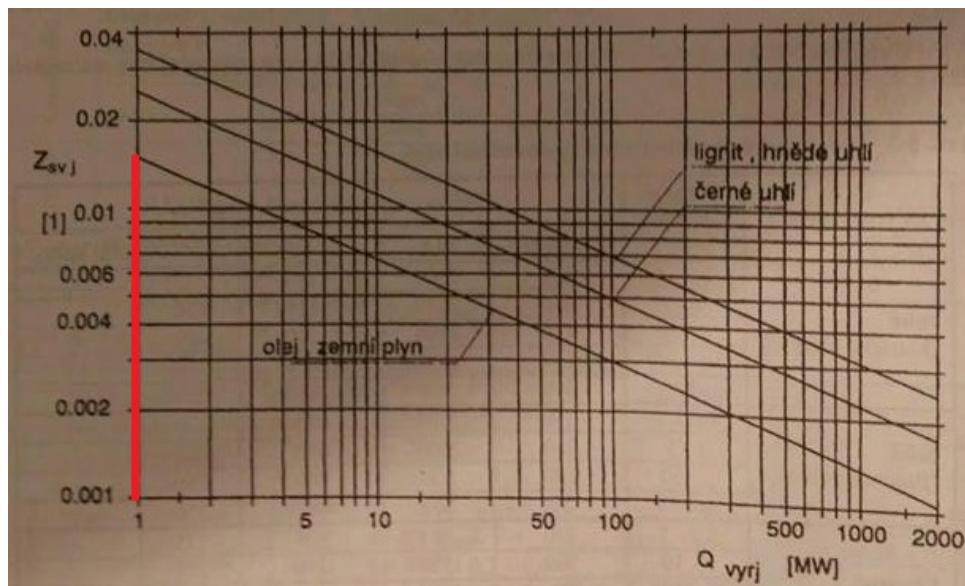
Tepelný výkon spalin lze spočítat z rovnice 5.6.

$$P_{vsp} = V_{zp} [V_{sp,t}^v + (n - 1)V_{vz,t}] \cdot (i_{sp209} - i_{sp150}) \quad (5.6)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_{vsp} = 0,016[10,7 + (8,21 - 1)9,707] \cdot (304,582 - 216,882) = 113,62 \text{ kW}_t$$

Výpočet ztráty sdílením tepla do okolí provedeme podle rovnice 5.7. Ztrátový součinitel  $Z_{svj}$  volíme z obrázku 5.2, dle vypočítaného tepelného výkonu spalin. Mnou zvolený ztrátový součinitel je pro hodnotu 0,1 MW. Na obrázku jsou hodnoty jen do 1 MW, proto volím nejmenší hodnotu  $Z_{svj} = 0,015$ .



Obrázek 5.2 Diagram závislosti ztrátového součinitele na tepelném výkonu [7]

$$Z = P_{psp} \cdot Z_{svj} \quad (5.7)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$Z = 394,61 \cdot 0,015 = 5,92 \text{ kW}_t$$

Celková tepelná ztráta sdílením tepla do okolí je 5,92 kW<sub>t</sub>.

Celkový tepelný výkon výměníku se vypočítá tak, že od tepelného příkonu spalin odečteme tepelný výkon spalin a ztrátu sdílením tepla do okolí. Vztah udává rovnice 5.8.

$$P_v = P_{psp} - P_{vsp} - Z_{svj} \quad (5.8)$$

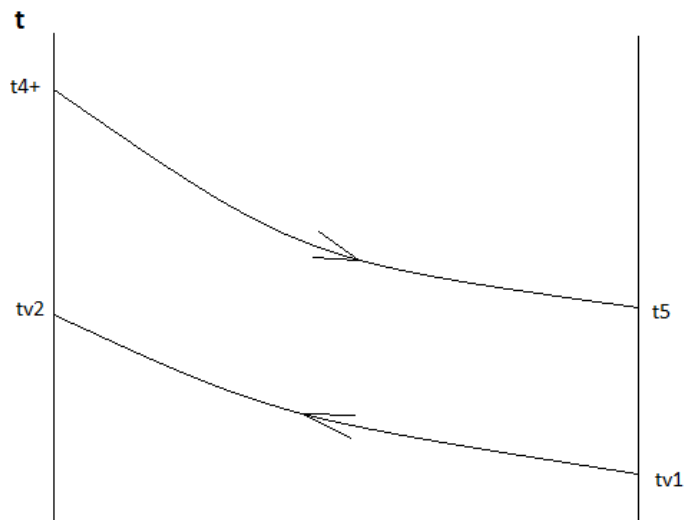
Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$P_v = 394,61 - 113,62 - 5,92 = 275,07 \text{ kW}_t$$

Celkový tepelný výkon výměníku je 275 kW<sub>t</sub>.



### 5.3 Střední logaritmický rozdíl



Graf 5.1 Průběh teplot v protiproudém výměníku [vlastní]

Graf 5.1 popisuje průběh teplot v protiproudém výměníku. Teploty  $t_{4+}$  a  $t_5$  jsou teploty na straně spalin. Teploty  $t_{v1}$  a  $t_{v2}$  jsou teploty na straně vody. Spalinami o teplotě  $t_{4+} = 209,7521$  °C ohříváme vodu o vstupní teplotě  $t_{v1} = 15$  °C na teplotu požadovanou výstupní  $t_{v2} = 50$  °C.

Rozdíl teplot na levé straně udává rovnice 5.9.

$$\Delta t_1 = t_{4+} - t_{v2} \quad (5.9)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\Delta t_1 = 209,7521 - 50 = 159,75 \text{ °C}$$

Rozdíl teplot na pravé straně udává rovnice 5.10.

$$\Delta t_2 = t_5 - t_{v1} \quad (5.10)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\Delta t_2 = 150 - 15 = 135 \text{ °C}$$

Výpočet pro výsledný střední logaritmický teplotní spád se vypočítá dle vztahu 5.11.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5.11)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\Delta t_{stř} = \frac{159,75 - 135}{\ln \frac{159,75}{135}} = 147,03^\circ\text{C}$$

#### 5.4 Výpočet výměníku tepla na straně vody

Vypočtením střední teploty vody (rovnice 5.12), můžeme zjistit fyzikální vlastnosti vody, při této teplotě (tabulka 5.2), které jsou v dalším průběhu návrhu nezbytné.

$$t_{v,stř} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad (5.12)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$t_{v,stř} = \frac{15 + 50}{2} = 32,5^\circ\text{C}$$

Fyzikální vlastnost	Označení	Hodnota	Jednotka
Hustota vody	$\rho_v$	994,795	kg/m <sup>3</sup>
Měrná tepelná kap. vody	$cp_v$	4,1785	kJ/kgK
Kinematická viskozita	$\nu_v$	7,6825E-07	m <sup>2</sup> /s
Tepelná vodivost vody	$\lambda_v$	0,61725	W/mK
Prandtlovo číslo	$Pr_v$	5,17825	
Rychlost vody	$w_v$	0,9	m/s

Tabulka 5.2 Fyzikální vlastnosti vody při střední teplotě 32,5 °C [8]

Množství vody ve výměníku lze spočítat z rovnice 5.13 kde  $cp_v$  je měrná tepelná kapacita vody.

$$m_v = \frac{P_v}{cp_v(t_{v2} - t_{v1})} \quad (5.13)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$m_v = \frac{275,07}{4,1785(50 - 15)} = 1,88 \text{ kg/s}$$

Průtok vody výměníkem se spočte jako podíl mezi množstvím vody ve výměníku  $m_v$  a hustotou vody při střední teplotě  $\rho_v$ . Vztah udává rovnice 5.14.

$$Q_v = \frac{m_v}{\rho_v} \quad (5.14)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$Q_v = \frac{1,88}{994,795} = 0,00189 \text{ m}^3/\text{s} = 1,89 \text{ l/s}$$

Výměníkem proteče za jednu sekundu 1,89 litrů vody.

V následujícím kroku zjistíme, jaký průměr budou mít trubky sloužící k vedení vody ve výměníku. Vztah vyjadřuje rovnice 5.15. Ve vztahu je zahrnutá i rychlost proudění vody  $w_v$ , která je zvolená.

$$d'_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_v \cdot w_v \cdot \pi}} \quad (5.15)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$d'_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,88}{994,795 \cdot 0,9314}} = 0,0517 \text{ m} \rightarrow \text{volím TR 54x2,5 – ČSN 425715.01}$$

Dle ČSN 425715.01 volím trubku s nejbližším vyšším průměrem  $d_v = 54$  mm. Všechny důležité parametry trubky jsou zobrazeny v tabulce 5.3. [11]

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr:	$D_v$	0,054	m
Vnitřní průměr:	$d_v$	0,049	m
Tloušťka stěny:	$b_v$	0,0025	m
Délka trubky	$l_v$	4	m

Tabulka 5.3 Parametry trubek pro vedení vody ve výměníku [11]

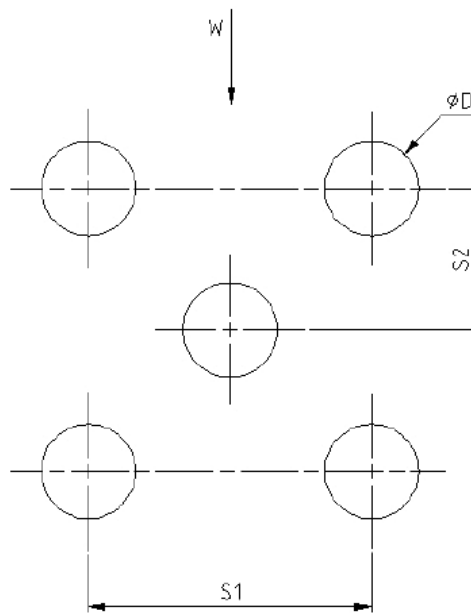
Ve výměníku dochází k podélnému obtékání trubek. Pro toto obtékání vypočítáme součinitele přestupu tepla konvekcí. Vztah udává rovnice 5.16. Lze zanedbat korekční součinitelé, protože jsou rovni jedné.

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_v} \cdot \left( \frac{w_v \cdot d_v}{\nu_v} \right)^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \quad (5.16)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{0,61725}{0,046} \cdot \left( \frac{0,9 \cdot 0,046}{7,683 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 5,17825^{0,4} = 3633,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 5.5 Volba roztečí závěsných trubek a určení korekčního součinitele



Obrázek 5.3 Teoretické uspořádání trubek [7]

Na obrázku 5.3 jde vidět, jak bude vypadat teoretické uspořádání trubek ve výměníku. Následně zjišťujeme, jak velké budou rozteče  $S_1$  a  $S_2$  mezi jednotlivými trubkami. Příčná rozteč  $S_1$  se spočítá podle rovnice 5.17.

$$S_1 = (2 \sim 3,5) \cdot D_v \quad (5.17)$$

Volím hodnotu 2,5 a po dosazení do rovnice dostáváme:

$$S_1 = 2,5 \cdot 0,054 = 0,135 \text{ m}$$

Při výpočtu podélné rozteče  $S_2$  vycházíme z rovnice 5.18.

$$S_2 = (1,2 \sim 1,5) \cdot D_v \quad (5.18)$$

Volím hodnotu 1,5 a po dosazení do rovnice dostáváme:

$$S_2 = 1,5 \cdot 0,054 = 0,081 \text{ m}$$

K tomu, abychom zjistili, jakou hodnotu bude mít korekční součinitel uspořádání svazku trubek, musíme nejdříve vypočítat poměrnou příčnou rozteč, poměrnou podélnou rozteč a poměrnou úhlopříčnou rozteč. Poměrná příčná rozteč je poměr mezi skutečnou příčnou roztečí  $S_1$  a vnějším průměrem trubky pro vedení vody ve výměníku  $D_v$ . Vztah je znázorněn rovnicí 5.19.

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{D_v} \quad (5.19)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\sigma_1 = \frac{0,135}{0,054} = 2,5$$

Podélná příčná rozteč je poměr mezi skutečnou podélnou roztečí  $S_2$  a vnějším průměrem trubky pro vedení vody ve výměníku  $D_v$ . Výpočet se uskuteční dle rovnice 5.20.

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D_v} \quad (5.20)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\sigma_2 = \frac{0,081}{0,054} = 1,5$$

Poměrná úhlopříčná rozteč se vypočítá dle vztahu 5.21.

$$\sigma = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (5.21)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\sigma = \sqrt{0,25 \cdot 2,5^2 + 1,5^2} = 1,9526$$

Určení parametru  $\varphi_\sigma$ , rovnice 6.22.

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma - 1} \quad (5.22)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{2,5 - 1}{1,9526 - 1} = 1,57$$

Jestliže je parametr  $\varphi_{\sigma}$  v rozmezí od 0,1 do 1,7, výsledný korekční součinitel uspořádání trubek se vypočítá podle rovnice 5.23.

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} \quad (5.23)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$C_s = 0,34 \cdot 1,57^{0,1} = 0,356$$

### **5.6 Výpočet výměníku tepla na straně spalín**

Rovnice 5.24 udává, v jakém množství budou do výměníku proudit spaliny.

$$V_{sp} = V_{zp} \cdot [V_{sp,t}^v + (n - 1) \cdot V_{vz,t}] \quad (5.24)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$V_{sp} = 0,016 \cdot [10,7 + (8,21 - 1) \cdot 9,707] = 1,29 \text{ m}_n^3/\text{s}$$

Ke zjištění fyzikálních vlastností spalín musíme, stejně jako u vody, zjistit jejich střední teplotu (rovnice 5.25). Fyzikální vlastnosti spalín pro střední teplotu  $t_{s,stř}$  jsou znázorněny na v tabulce 5.4.

$$t_{s,stř} = \frac{t_4 + t_5}{2} \quad (5.25)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$t_{s,stř} = \frac{209,7521 + 150}{2} = 179,88 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Hustota spalin	$\rho_s$	0,7587	kg/m <sup>3</sup>
Měrná tepelná kap. Spalin	$c_{p_s}$	1,2057	kJ/kgK
Kinematická viskozita	$\nu_s$	0,00003091	m <sup>2</sup> /s
Tepelná vodivost spalin	$\lambda_s$	0,044305	W/mK
Prandtlovo číslo	$Pr_s$	0,6354	
Rychlost spalin	$w_s$	18	m/s

Tabulka 5.4 Fyzikální vlastnosti spalin při střední teplotě 179,88 °C [8]

Zjistíme velikost Reynoldsova čísla (rovnice 5.26), abychom určili, zdali půjde o proudění laminární nebo turbulentní. Pokud bude  $Re < 2320$ , proudění bude laminární. Pokud  $Re > 2320$ , bude se jednat o proudění turbulentní.

$$Re = \frac{w_s \cdot D_v}{\nu_s} \quad (5.26)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$Re = \frac{18,0,054}{0,00003091} = 31446,13$$

Jelikož je  $Re > 2320$ , jedná se o proudění turbulentní.

Následně zjistíme průměr trubky pro přívod a odvod spalin. Využijeme k tomu vztahu, který je popsán rovnicí 5.27.

$$d'_s = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{w_s \cdot \pi}} \quad (5.27)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$d'_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,29}{18 \cdot \pi}} = 0,302 \text{ m} \rightarrow \text{volím TR 324x3 – ČSN 425715.01}$$

Dle ČSN 425715.01 volím trubku pro přívod a odvod spalin s nejbližším vyšším průměrem 324 mm a tloušťkou stěny 3 mm. [11]

U trubky pro vedení vody ve výměníku dochází k přestupu tepla konvekcí. Je obtékána příčně, proto využijeme pro výpočet součinitele přestupu tepla rovnici 5.28.

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru volíme  $C_z = 1$  a korekční součinitel uspořádání svazku trubek jsme zjistili v rovnici 5.23  $C_s = 0,356$ .

$$\alpha_{k2} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D_v} \cdot \left( \frac{w_s \cdot D_v}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (5.28)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$\alpha_{k2} = 1,0,356 \cdot \frac{0,044305}{0,054} \cdot \left( \frac{18,0,054}{0,00003091} \right)^{0,6} \cdot 0,6354^{0,33} = 125,55 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### **5.7 Součinitel prostupu tepla a návrh trubkové části**

Ke zjištění součinitele prostupu tepla (rovnice 5.29) musíme nejdříve stanovit součinitele tepelné vodivosti. Ten vyjadřuje schopnost materiálu vést teplo, šířit ho z teplejší oblasti do chladnější. Pro trubky využijeme ocel s obsahem uhlíku 0,6 %. Pro tuto ocel je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_o = 46 \text{ W/mK}$ . [11]

$$K = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k1} \cdot d_v} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_o} \cdot \ln \frac{D_v}{d_v} + \frac{1}{\alpha_{k2} \cdot D_v}} \quad (5.29)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$K = \frac{3,14}{\frac{1}{3633,31 \cdot 0,046} + \frac{1}{2,46} \cdot \ln \frac{0,054}{0,046} + \frac{1}{125,55 \cdot 0,054}} = 20,24 \text{ W/mK}$$

Při návrhu trubkové části zjišťujeme, jak velká bude celková délka trubky pro vedení vody ve výměníku. Tento vztah udává rovnice 5.30.

$$L = \frac{P_v}{K \cdot \Delta t_{stř.}} \quad (5.30)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$L = \frac{275070}{20,24 \cdot 147,03} = 92,44 \text{ m}$$

Dalším potřebným parametrem je celkový počet trubek. Jedná se o poměr mezi celkovou délkou trubky pro vedení vody ve výměníku  $L$  a zvolenou délkou této trubky  $l_v$ . Rovnice znázorněná pod číslem 5.31.



$$n_{tr.} = \frac{L}{l_v} \quad (5.31)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$n_{tr.} = \frac{92,44}{4} = 23,11 \rightarrow \text{volíme 25 trubek}$$

Celkový počet trubek pro vedení vody ve výměníku bude 25 s délkou 4 m.

Posledním nutným parametrem je průměr trubky pro přívod a odvod vody. Vzorec je podobný rovnici 5.15, ale musíme ještě uvažovat s celkovým množstvím trubek ve výměníku. Konečný vztah udává rovnice 5.32.

$$d'_{v,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v \cdot n_{tr.}}{\rho_v \cdot w_v \cdot \pi}} \quad (5.32)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$d'_{v,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,881 \cdot 25}{994,795 \cdot 0,93 \cdot \pi}} = 0,259 \text{ m} \rightarrow \text{volím TR 279x3 – ČSN 425715.01}$$

Dle ČSN 425715.01 volím trubku pro přívod a odvod vody s nejbližším vyšším průměrem 279 mm a tloušťkou stěny 3 mm. [11]

### 5.8 Zhodnocení navrženého výměníku tepla

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový tepelný výkon	$P_v$	275,07	kW <sub>t</sub>
Množství vody ve výměníku	$m_v$	1,88	kg/s
Vnější průměr trubky (voda)	$D_v$	0,054	m
Vnější průměr trubky (spaliny)	$D_s$	0,35	m
Teplota vody na vstupu	$t_{v1}$	15	°C
Teplota vody na výstupu	$t_{v2}$	50	°C
Počet trubek	$n_{tr.}$	25	-

Tabulka 5.5 Parametry výměníku spaliny – voda [vlastní]

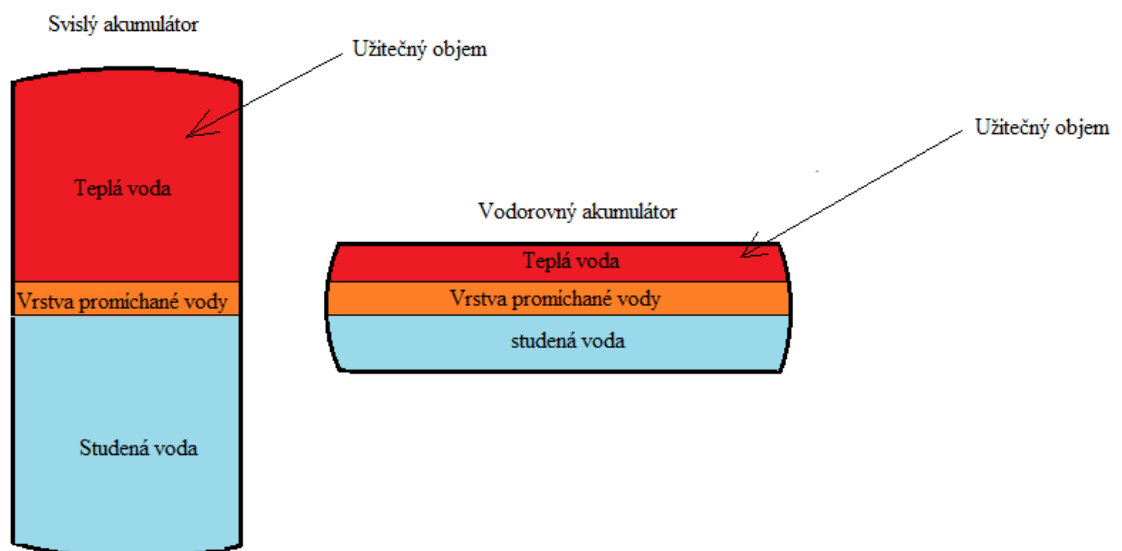
V tabulce 5.5 lze vidět všechny důležité parametry výměníku spaliny voda. Jedná se o výměník protiproudý trubkový s celkovým počtem 25 trubek pro vedení teple

užitkové vody. Ta vstupuje do výměníku s teplotou 15 °C a ohřívá se spalinami až na teplotu 50 °C. Voda se v době potřeby bude využívat ve školním komplexu. V době kdy nebude třeba, se bude uchovávat v akumulární nádobě. Tepelný výkon výměníku je 275 kW<sub>t</sub>. Vzhledem k celkem velké konstrukci musíme počítat s tím, že výměník bude mít větší hmotnost. Spaliny opouštějící výměník budou mít teplotu 150 °C a nemusíme se bát podkročení teploty rosného bodu. Výměník bude součástí KJ a jeho konstrukční výkres je zobrazen v příloze A.

## 6 Akumulace tepla

K akumulaci tepelné energie se využívají zásobníky teplé vody. Při kogeneraci nebývá potřeba tepla a elektrické energie stejná. Potřeba tepla je většinou menší. Aby se nemusela KJ vypínat, můžeme teplo skladovat v zásobníku. Zásobník dále v našem případě vyhříván není. V době kdy je tepla přebytek a není po něm poptávka, je nádrž zásobníku plněna teplou vodou a v době potřeby je odebírána. Jedná se o drahé zařízení, protože kromě nádrže je vybaveno čerpadly, ventily, teploměry, potrubím a celou řadou izolací. Využití akumulátoru tepla, závisí na výkyvech odběru. Jestliže jsou výkyvy krátkodobé a strmé, pak je použití vhodné. [2]

Nejvýhodnějším použitím je svislé provedení akumulátoru, protože se mezi studenou a teplou vodou tvoří vrstva, kterou pro odběr nelze využít. Pokud je zásobník velký 20 m a vrstva promíchané vody 1 m, je tato vrstva zanedbatelná, jelikož objem teplé vody bude stále dostačující. Jestliže bude provedení akumulátoru vodorovné s výškou 4 m, bude tato vrstva významně ovlivňovat potenciálně užitečný objem teplé vody. Porovnání obou provedení a vliv vrstvy promíchané vody na užitečný objem je zobrazeno na obrázku 6.1. [2]



Obrázek 6.1 Vliv vrstvy promíchané vody na užitečný objem akumulátoru [vlastní]

Do soustavy s jednou kompresí je zařazena akumulární nádrž teplé vody. Uvažovaný objekt, ve kterém bude celá jednotka pracovat, je obecní školní komplex. Skládá se z mateřské školy, do které dochází celkem 20 žáků, devítileté základní školy, která má devět tříd po 22 žácích. Do školní družiny dochází po vyučování 30 žáků a na obědy do školní jídelny 100 žáků. Podle směrnice MVLH č. 9/73 je potřeba v jednotlivých zařízeních následující:

- mateřská škola 60 l/osoba/den,
- základní škola 25 l/osoba/den,
- školní družina 25 l/osoba/den,
- školní jídelna 30 l/osoba/den. [9]

Celková maximální spotřeba vody v celém komplexu se určí dle vztahu 6.1.

$$Spotřeba = (MŠ. 20) + (ZŠ. 198) + (ŠD. 30) + (ŠJ. 100) \quad (6.1)$$

Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$Spotřeba = (60.20) + (25.198) + (25.30) + (30.100) = 9900 \text{ l/den}$$

Rozměry akumulární nádrže lze zjistit pomocí vzorce pro objem rotačního tělesa (rovnice 6.2) a pro objem kulové úseče (rovnice 6.3).

$$V_1 = \pi \cdot r^2 \cdot v \quad (6.2)$$

Ze vztahu vyjádříme poloměr  $r$  a výšku  $v$  volím 4 m. Za objem  $V_1$  dosadíme  $9 \text{ m}^3$ . Zbývající  $0,9 \text{ m}^3$  si ponecháme k naplnění kulových úsečí. Po úpravě a dosazení dostáváme:

$$r = \sqrt{\frac{V_1}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{9}{3,14 \cdot 4}} = 0,846 \text{ m}$$

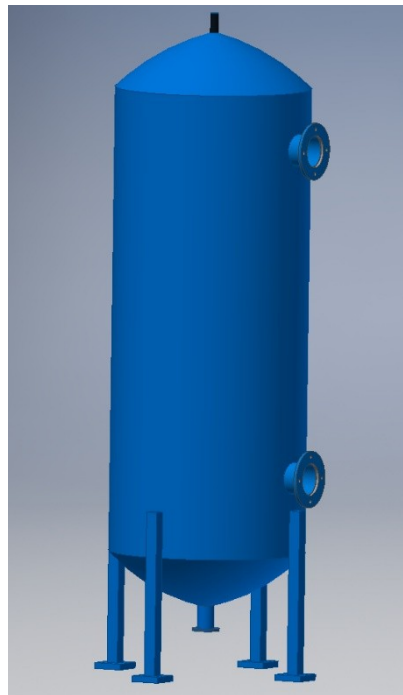
Následně zjišťujeme, jakou výšku budou mít kulové úseče. Víme, že minimální objem, jaký mohou obě úseče pokrýt je  $0,9 \text{ m}^3$ .

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot h^2 (3 \cdot r - h) \quad (6.3)$$

Výšku kulové úseče  $h$  volím 0,48 m. Po dosazení do rovnice dostáváme:

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot 0,48^2 (3 \cdot 0,846 - 0,48) = 0,99 \text{ m}^3$$

Po sečtení všech objemů dostáváme celkový objem akumulární nádrže  $V = 9,99 \text{ m}^3$ , což je k pokrytí denní potřeby dostačující. Nádrž bude stojatá bez topného tělesa. Model vytvořený v programu Autodesk Inventor Professional 2018 je na obrázku 6.2. Materiál bude ocel a tlak vody se bude pohybovat okolo 0,3 MPa. Vstupní a výstupní hrdla budou mít termočlánky. Nádrž bude vybavena tlakovým ventilem model 5350 od firmy Caleffi. Tepelná izolace Isover Unirol Profi bude ze skelné plsti o tloušťce 50 mm a součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  bude 0,033 W/mK. Konstrukční výkres navržené akumulární nádoby lze vidět v příloze B. [12][13] [14]



Obrázek 6.2 Model akumulární nádrže [vlastní]

## 7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kogenerační jednotku s mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a akumulací tepla.

Hlavním důvodem a výhodou využití mikroturbíny jako pohonu, oproti spalovacímu motoru je její spolehlivost a životnost. Díky jejímu technickému řešení, kdy má jen jednu rotující část, je menší pravděpodobnost možné poruchy. Ze všech kogeneračních jednotek na trhu mají ty s mikroturbínou největší servisní interval údržby. Jsou vhodným zdrojem tepelné a elektrické energie pro decentralizované systémy.

V hlavní části práce byly předloženy dva návrhy kogenerační jednotky spalující zemní plyn. Ten je nasávám plynovým kompresorem z rozvodu a následně vháněn společně se spalovacím vzduchem do spalovací komory. Návrh s dvoustupňovou kompresí vzduchového kompresoru má hned několik výhod, jako jsou vyšší účinnosti, menší spotřeba paliva. Avšak díky nižší teplotě spalin vystupujících z regeneračního ohříváku, nemůžeme počítat se zařazením výměníku spalin – voda. Výměník pro ohřev teplé vody by mohl být využit jako chladič vzduchu po první kompresi, ale tím se práce nezabývá. Díky zásahům do technického provedení (zvyšování kompresního poměru a teploty spalin za spalovací komorou) lze usoudit, že řešení s dvoustupňovou kompresí by bylo vhodné především pro mikroturbíny s větším výkonem než je 150 kW<sub>e</sub>.

U řešení s kompresí jednostupňovou sice dosahujeme o něco menších účinností, ale zvětší se tepelný výkon jednotky. Teplota spalin za regenerací je dostačující k tomu, aby mohl být do systému zařazen i výměník spalin – voda. Ten je konstruován jako protiproudý s celkovým počtem 25 trubek a tepelným výkonem 275 kW<sub>t</sub>.

Výměník bude ohřívat užitkovou vodu o 15 °C na 50 °C. Voda se následně bude využívat v uvažovaném školním komplexu v obci AAA, který bude mít také akumulační nádobu pro teplou vodu. Ta bude mít celkový objem 9990 l a výšku 5 m, izolována bude minerální vatou.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2006. ISBN 80-7300-118-7.
- [2] ŠUROVSKÝ, Jan. *Mikroturbína*. Praha: Instalace Praha, 2003.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-8589523-4.
- [4] KADLEC, Zdeněk. *Termomechanika: návody do cvičení*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-912-3.
- [5] KLENOVČANOVÁ, Alexandra. *Termomechanika*. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2006.
- [6] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. *Základy sdílení tepla*. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 1996. ISBN 80-902001-1-7.
- [7] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [8] JUREČKA, Pavel. *Proudění a sdílení tepla: cvičení do předmětu "Sdílení tepla a proudění"*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1083-2.
- [9] „Směrnice MVLH č. 9/73“ [online]. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=29>
- [10] MIKULČÁK, Jiří, Jura CHARVÁT, Martin MACHÁČEK a František ZEMÁNEK. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky a vzorce pro střední školy*. Praha 4: Prometheus, spol. s.r.o., 2007. ISBN 978-80-7196-264-9.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [12] „*Tlakový ventil 5350*“ [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z:  
<https://www.caleffi.com/czech-republic/cs/catalogue/tlakovy-redukcní-ventil-se-samostatnou-vymenitelnou-naplň-535041>
- [13] „*Akumulační nádrž*“ [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z:  
<http://www.akunadrze.cz/popis-akumulacnich-nadrzi/>
- [14] „*Tepelná izolace*“ [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z:  
<http://www.levnestavebniny.cz/tepelná-izolace-isover-unirol-profi-.7903/>



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2.1 Porovnání účinností oddělené výroby tepla a elektrické energie a kogenerační výroby [1] .....	13
Obrázek 3.1 p – V diagram Braytonova oběhu [vlastní].....	16
Obrázek 3.2 T – s diagram Braytonova oběhu [vlastní].....	16
Obrázek 3.3 Princip mikroturbíny bez rekuperátoru [2] .....	17
Obrázek 3.4 Schéma spalovací mikroturbíny s rekuperátorem [2].....	18
Obrázek 3.5 p – V diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem [vlastní] .....	19
Obrázek 3.6 T – s diagram Braytonova oběhu s rekuperátorem [vlastní].....	19
Obrázek 3.7 Kombinovaná výroba tepla a elektřiny mikroturbínou [2] .....	20
Obrázek 3.8 Řez KJ s mikroturbínou [2].....	20
Obrázek 4.1 Schéma zapojení KJ s mikroturbínou, jednostupňovou kompresí a s regenerací tepla [vlastní] .....	32
Obrázek 4.2 Dvoustupňová komprese [vlastní] .....	33
Obrázek 4.3 Schéma zapojení KJ s mikroturbínou, dvoustupňovou kompresí a s regenerací tepla [vlastní] .....	40
Obrázek 5.1 Princip protiproudého výměníku [vlastní] .....	45
Obrázek 5.2 Diagram závislosti ztrátového součinitele na tepelném výkonu [7].....	48
Obrázek 5.3 Teoretické uspořádání trubek [7] .....	52
Obrázek 6.1 Vliv vrstvy promíchané vody na užitečný objem akumulátoru [vlastní] .....	59
Obrázek 6.2 Model akumulační nádrže [vlastní] .....	61

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 3.1 Porovnání základních parametrů KJ s mikroturbínou.....	22
Tabulka 4.1 Zadané parametry [vlastní] .....	23
Tabulka 4.2 Teploty oběhu KJ s jednostupňovou kompresí [vlastní] .....	26
Tabulka 4.3 Hlavní navrhnuté parametry jednotky s jednostupňovou kompresí [vlastní]..	32
Tabulka 4.4 Teploty oběhu KJ s dvoustupňovou kompresí [vlastní].....	36
Tabulka 4.5 Parametry plynového kompresoru a zemního plynu [vlastní] .....	36
Tabulka 4.6 Hodnoty entalpií vzduchu při dvoustupňové kompresi [vlastní].....	37
Tabulka 4.7 Hodnoty entalpií spalin při dvoustupňové kompresi [vlastní].....	37
Tabulka 4.8 Hodnoty entalpií zemního plynu [vlastní].....	37
Tabulka 4.9 Hlavní navrhnuté parametry jednotky s dvoustupňovou kompresí [vlastní] ..	40
Tabulka 4.10 Porovnání důležitých parametrů jednotek [vlastní] .....	41
Tabulka 4.11 Porovnání účinností [vlastní] .....	44
Tabulka 5.1 Zadané parametry pro návrh výměníku [vlastní].....	45
Tabulka 5.2 Fyzikální vlastnosti vody při střední teplotě 32,5 °C [8] .....	50
Tabulka 5.3 Parametry trubek pro vedení vody ve výměníku [11].....	51
Tabulka 5.4 Fyzikální vlastnosti spalin při střední teplotě 179,88 °C [8] .....	55
Tabulka 5.5 Parametry výměníku spaliny – voda [vlastní] .....	57

## SEZNAM GRAFŮ

Graf 4.1 Průběh teplot při jednostupňové kompresi [vlastní].....	42
Graf 4.2 Průběh teplot při dvoustupňové kompresi [vlastní] .....	42
Graf 4.3 Průběh elektrické účinnosti [vlastní] .....	43
Graf 4.4 Průběh celkové účinnosti [vlastní] .....	44
Graf 5.1 Průběh teplot v protiproudém výměníku [vlastní] .....	49

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Výkres: Trubkový výměník 275 .....	I
Příloha B – Výkres: AKU nádoba 99901.....	II