

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Diplomová práce

2009

Jan Rybníček

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Návrh regeneračního výměníku pro využití FES u zdrojové jednotky TEDOM

Regeneration Exchange Proposal for the Use of FES for the Source Units TEDOM

Student:

Bc. Jan Rybníček

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Ladislav Vilímeč

OSTRAVA 2009

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Rybníček**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh regeneračního výměníku pro využití FES u zdrojové jednotky TEDOM**
Regeneration Exchange Proposal for the Use of FES for the Source Units TEDOM

Zásady pro vypracování:

Proveďte:

1. Popište schéma možného připojení FES k energetickému zdroji alternativně s regeneračním výměníkem a s RC cyklem
2. Vypracujte základní výpočty spalin za motory TEDOM
3. Vypočtete základní vlastnosti pvs
4. Stanovte výkon regeneračního výměníku
5. Vypracujte výpočtový projekt regeneračního výměníku

Zadané parametry:

1. Projekt vypracujte pro energetický zdroj se čtyřmi motory TEDOM o výkonu 150 KW, viz lit.3
2. Zařízení navrhnete jen pro výrobu elektřiny s mikroturbínou Velká Bíteš

Seznam doporučené odborné literatury:

1. VILIMEC, L.: *Stavba kotlů I, II*, skripta VŠB TU Ostrava
2. DLOUHÝ, F.: *Výpočty parních kotlů a výměníků*, skripta ČVUT Praha
3. Firemní podklady VÍTKOVICE POWER ENGINEERING

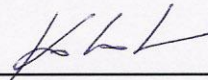
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

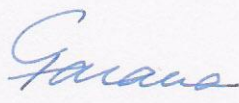
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 29.09.2008

Datum odevzdání: 22.05.2009




prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

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 Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje 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, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové 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 oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, 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.

V Ostravě 5. 5. 2009

Bc. Jan Rybníček

Anotace:

Tato diplomová práce se zakládá na novém flexibilním energetickém systému. Ten využívá tepelnou energii spalin za spalovacími motory na bioplynové palivo. Stlačený vzduch z turbokompresoru spolu se vstřikem demineralizované vody vytváří parovzduchovou směs, která je ohřívána touto tepelnou energií. Ta je následně využita na plynové mikroturbíně s generátorem elektrické energie.

Annotation:

This graduation theses is based upon new flexible energy system. This system uses thermal energy of flue gases behind biogas-engines. Pressure air from turbocompressor with injection of demineralized water produces steam-air mixture, which is warmed by this thermal energy. This one will be used on gas microturbine with generator of electrical energy.

Obsah diplomové práce:

Seznam použitého značení	4
1.1 FES	7
2.1 Zadání	8
3.1 Možné zapojení FES	9
3.1.1 Schéma s regeneračním výměníkem	9
3.1.2 Schéma s RC cyklem	10
3.2 Objemové spalování plynu	12
3.2.1 Stechiometrické výpočty hodnot spalin	12
3.2.2 Měrná hmotnost vlhkých spalin	14
3.2.3 Měrná tepelná kapacita spalin	15
3.3 Bilanční vlastnosti pvs	17
3.3.1 Kompresor	17
3.3.2 Směšovač 1	18
3.3.3 Regenerační výměník – ohřev	20
3.3.4 Směšovač 2	21
3.3.5 Ohřívák parovzduchové směsi	22
3.3.6 Plynová turbína	24
3.3.7 Regenerační výměník – ochlazování	25
3.3.8 Chladič parovzduchové směsi	27
3.4 Výkon regeneračního výměníku	28
3.5 Návrh regeneračního výměníku	28
3.5.1 Vlastnosti ohřívání pvs	29
3.5.2 Vlastnosti ochlazování pvs	30
3.5.3 Vstupní rozměry RV	30
3.5.4 Součinitel přestupu tepla	33
3.5.5 Rozměry teplosměnné plochy	36
4.1 Závěr	39
Seznam literatury	42
Seznam obrázků, tabulek, grafů	43

Značení a symbolika:

Značka	Název
C	uhlík
CCCC	kombinovaný cyklus se spalováním uhlí (Coal Combustion Combi Cycle)
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
D	vnější Ø trubky [m]
FCS	flexibilní kogenerační systém (Flexible Cogeneration systém)
FES	flexibilní energetický systém (Flexible Energy systém)
H ₂	vodík
H ₂ O	voda
HRFCS	flexibilní kogenerační systém na odpadní teplo (Heat Recovery Flexible Cogeneration Systém)
HRSG	parní kotel na odpadní teplo (Heat Recovery Steam Generátor)
CH ₄	metan
CHPVS	chladič parovzduchové směsi
M	hmotnostní podíl látky [%]
N ₂	dusík
NN	napájecí nádrž
Nu	Nusseltovo kritérium [-]
O ₂	kyslík
OPVS	ohřívák parovzduchové směsi
Pr	Prandtlovo kritérium [-]
PT	plynová turbína
Q	výkon [kW]
Q _i ^f	výhřevnost [MJ.kg ⁻¹]
RC	Rankinův – Clausiův parní oběh
Re	Reynoldsovo kritérium [-]
RV	regenerační výměník
S	plocha [m ²]

S_{zas}	zastavěná plocha	[m ²]
T	teplota	[K]
TR	trubka	
V	objemové množství	[m ³]
a	šířka regeneračního výměníku	[m]
b	výška regeneračního výměníku	[m]
c	délka regeneračního výměníku	[m]
c_1	délka RV dle výpočtu na metr trubky	[m]
c_2	délka RV dle výpočtu na m ² plochy	[m]
c_p	měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	vnitřní Ø trubky	[m]
h_{mez}	mezera mezi trubkami	[m]
i	entalpie	[kJ.kg ⁻¹]
k_z	koeficient zanešení	[-]
l_1	délka rovné části hadu	[m]
l_2	délka oblouku hadu	[m]
l_{obl}	délka jedné smyčky hadu	[m]
l_{st}	síla stěny trubky	[m]
$\frac{l_1}{30}$	délka jedné trubky	[m]
n	přebytek vzduchu	[-]
n_k	počet trubek v regeneračním výměníku	[ks]
n_f	počet smyček jedné trubky	[ks]
p	tlak	[kPa]
pvs	parovzduchová směs	
q_{1m}	prostup tepla 1 m trubky	[W.m ⁻¹]
q_m^2	prostup tepla 1 m ² plochy	[W.m ⁻²]
s	suchý	
s_1	rozteč trubek	[m]
s_2	rozteč smyček trubek	[m]
sp	spaliny	
t	teplota	[°C]
t	teoretický	

v	rychlost	[m.s ⁻¹]
\dot{v}	měrný objem	[m ³ .kg ⁻¹]
vz	vzduch	
α	součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Δt_{str}	střední logaritmická teplota	[°C]
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, c_t, n_t$	opravné součinitele pro příčné proudění	[-]
$\varepsilon_t, \varepsilon_R, \varepsilon_L$	opravné součinitele pro podélné proudění	[-]
ε_s	opravný součinitel pro poměr roztečí trubek	[-]
κ	adiabatický koeficient	[-]
λ	tepelná vodivost	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
v	součinitel vlhkosti	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
\dot{q}	průtok	[m ³ .s ⁻¹]

1.1 FES

Flexibilní energetický systém *FES* s parovzduchovým cyklem dnes dává možnost kogenerační výroby elektřiny a tepla. Je založen buď na spalování, kromě výjimek – Rankinův - Clausiův (*RC*) parní cyklus, nebo na zplyňování, které je převážně na principu Braytonova oběhu. Samotný výraz „paroplynový cyklus“ je vlastně zjednodušený, protože z termodynamického hlediska se jedná o dva oběhy: parní a plynový. Přidáváním páry nebo vstřiku do stlačeného plynu zvyšujeme hmotnostní tok turbínou, a tím i její výkon vzhledem k příkonu kompresoru.

Zdrojem energie jsou pevná, kapalná, plynná paliva, alternativní paliva, ale také odpadní tepla spalin tepelných zařízení, které již nelze v procesu využít. Touto energií vytvořena parovzduchová směs je převážně složena z vodní páry vyrobené v chlazené spalovací komoře a přidaného stlačeného vzduchu, nebo vstřikem demineralizované vody do stlačeného vzduchu z kompresoru.

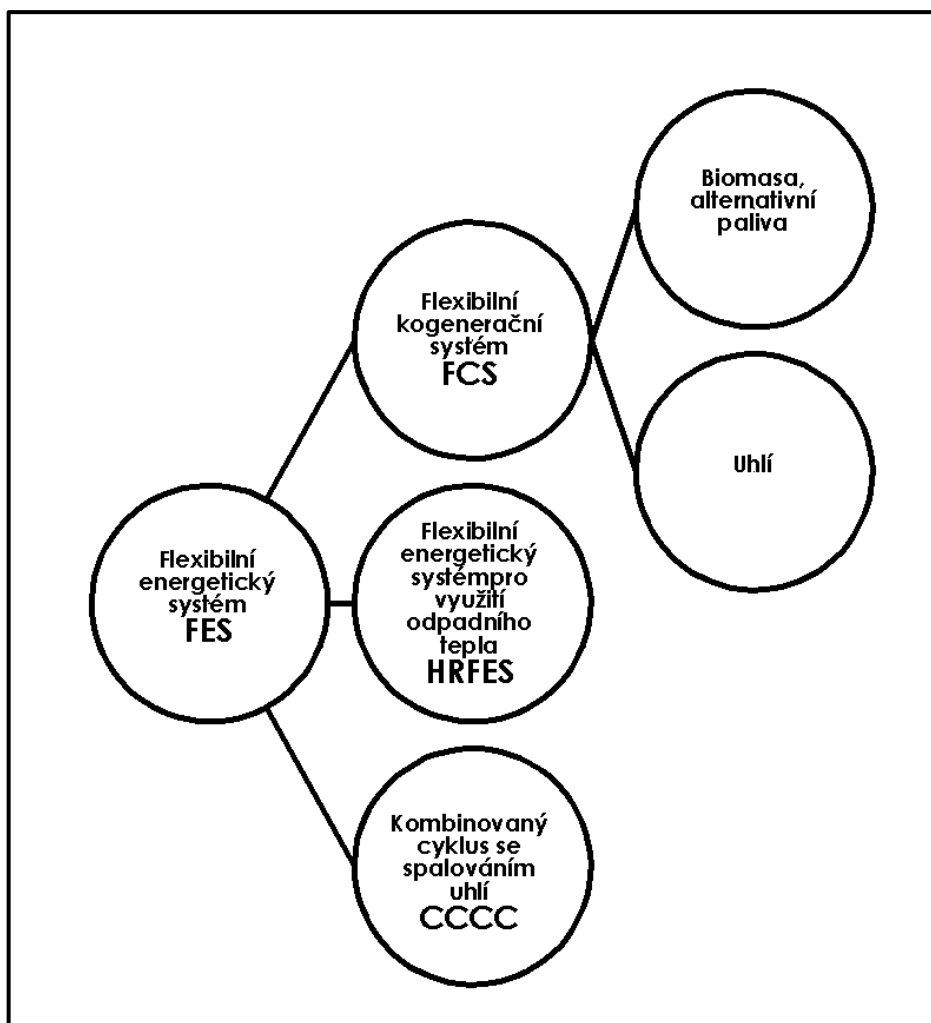
Vzniklá směs prochází ohřívákem parovzduchové směsi (*OPVS*), kde se ohřívá na pracovní teplotu. V plynové turbíně směs předává expanzí svou energii a odchází do chladiče a komínu, či do kotle na odpadní teplo, který je zapojen v klasickém oběhovém systému *RC*.

Možné principy parovzduchového flexibilního energetického systému:

FCS – je flexibilní kogenerační systém (Flexible Cogeneration System) využívající uhlí, biomasu i alternativní paliva a je zaměřen na jednotky nižších výkonů.

HRFES – je energetický systém využívající teplo odpadních plynů (Heat Recovery Flexible Energy System), např. za různými tepelnými agregáty v hutích.

CCCC – je kombinovaný paroplynový cyklus se spalováním uhlí (Coal Combustion Combi Cycle) pro elektrárenské bloky nejvyšších výkonů



Obr. 1 - Možnosti využití FES

Z hlediska ochrany životního prostředí jsou u *FES* uplatněna běžná opatření, dnes u kotlů používaná, včetně nově vyvíjených bezemisních systémů, jako spalování kyslíkem.

2.1 Zadání:

1. Popište schéma možného připojení *FES* k energetickému zdroji alternativně s regeneračním výměníkem a s *RC* cyklem.
2. Vypracujte základní výpočty spalin za motory TEDOM.
3. Vypočtete základní vlastnosti *pvs*.
4. Stanovte výkon regeneračního výměníku.
5. Vypracujte výpočtový projekt regeneračního výměníku.

Zadané parametry:

- Počet motorů TEDOM: 4 [ks]
- Výkon (1 motor): 160 [kW]
- Spotřeba paliva: 68,0 [$m_N^3 \cdot h^{-1}$]

Zadané palivo: Bioplyn

- Výhřevnost - Q_i^f : 23,4 [MJ. m_N^{-3}]
- Množství spalin: 750,0 [$m_N^3 \cdot h^{-1}$]
- Teplota spalin : 530 [°C]

Složení hořlaviny:

- CH_4 (M_{CH_4}) 68,00 [%]
- Vzduch (M_{vz}) 32,00 [%]

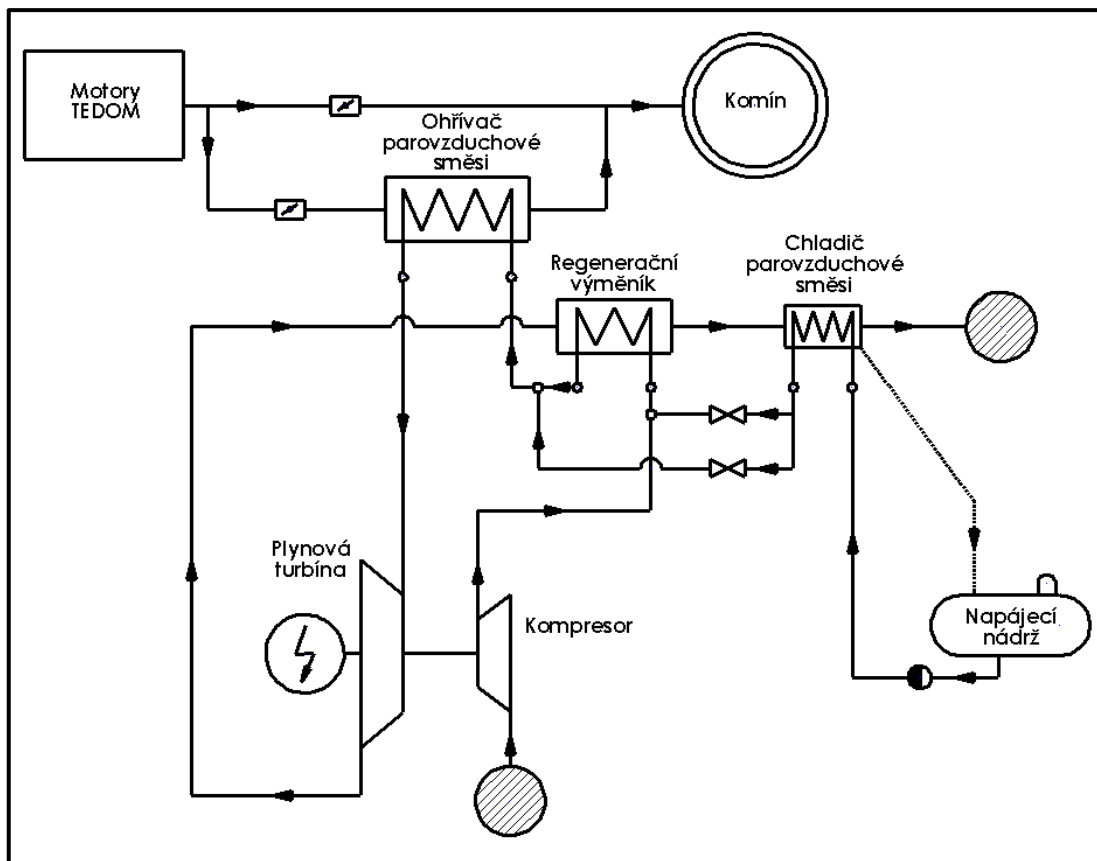
Další parametry:

- Teplota okolí: 15 [°C]
- Tlak vzduchu za kompresorem: 380 [kPa]
- Hmotnostní průtok kompresorem: 1,063 [$kg \cdot s^{-1}$]
- Hmotnostní průtok vstříku 1: 0,05 [$kg \cdot s^{-1}$]
- Hmotnostní průtok vstříku 2: 0,079 [$kg \cdot s^{-1}$]
- Teplota *pvs* za prvním vstříkem: 74 [°C]
- Teplota za regeneračním výměníkem: 239,5 [°C]
- Teplota napájecí vody před *CHPVS*: 40 [°C]
- Relativní vlhkost vzduchu: 60 [%]
- Teplota *pvs* za ohřívákem *pvs*: 467 [°C]

3.1 Možné zapojení FES

3.1.1 Schéma s regeneračním výměníkem

Spaliny, vznikající spalováním bioplynu ve spalovacích motorech, prochází ohřívákem parovzduchové směsi (*OPVS*), kde předají svou energii. Následně odchází do komína.

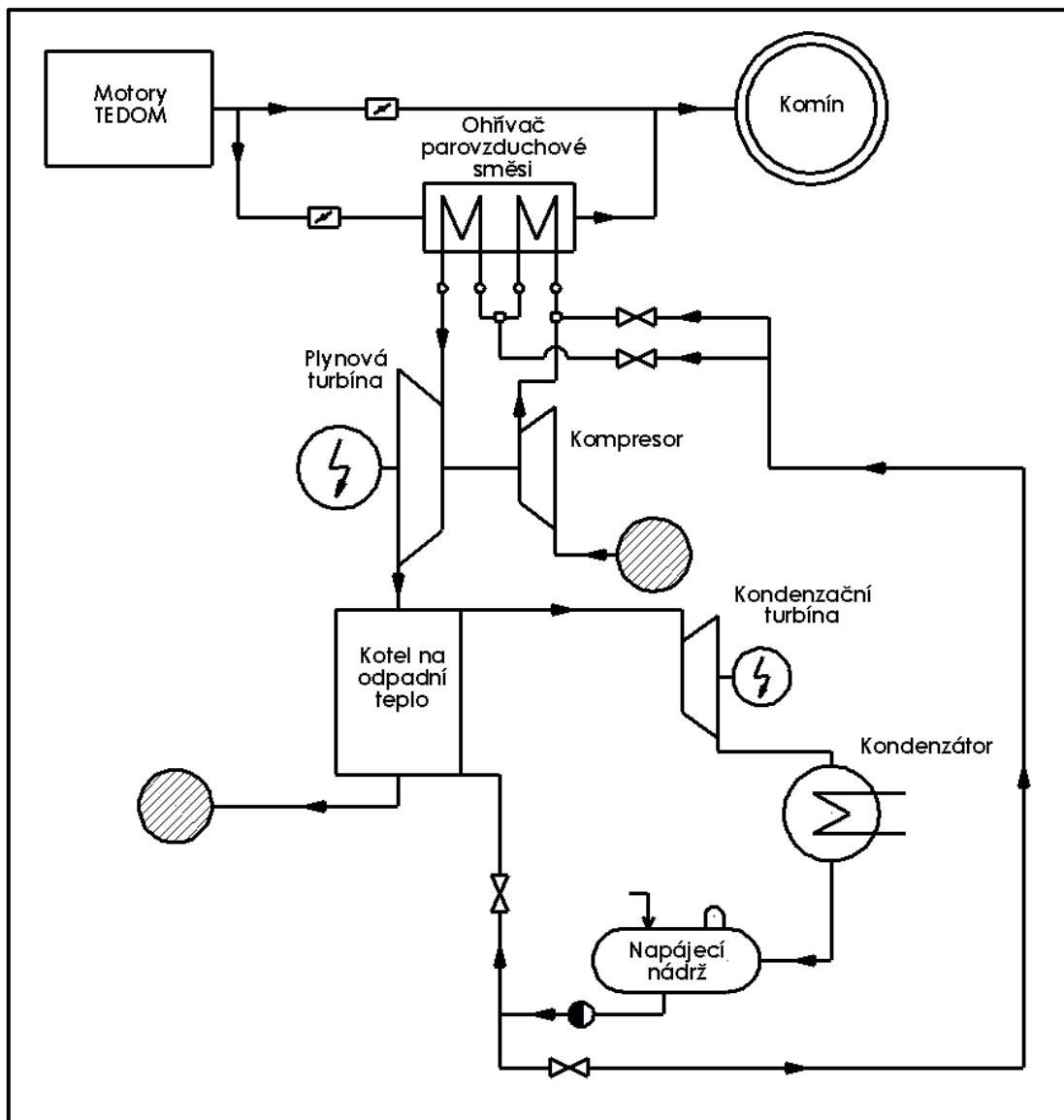


Obr. 2 - Schéma zapojení s RV

Turbokompresor stlačí vzduch, který před vstupem do regeneračního výměníku ochladíme přidáním vstřiku na požadovanou hodnotu, tj. těsně nad rosný bod vodní páry ve vzniklé směsi. Tato parovzduchová směs (*pvs*) se ohřívá v regeneračním výměníku (*RV*) a následně se teplota směsi sníží přidáním dalším vstřikem na co nejnižší teplotu, která je opět těsně nad rosným bodem vodní páry ve směsi. Dále prochází *OPVS*, kde se dohřeje energií spalin na co nejvyšší možnou teplotu. Poté směs předá část své energie na turbině. Další energii směs předá v *RV* a v chladiči parovzduchové směsi (*CHPVS*), který je zařazen jako poslední plocha před odfukem do ovzduší a teplo se využije k předehřevu vstřikované vody. Případný odloučený kondenzát odchází do napájecí nádrže.

3.1.2 Schéma s RC cyklem

Stejně jako u předchozího flexibilního energetického systému (*FES*), je u motorů TEDOM využito odpadní teplo. Spaliny z motorů prochází ohřivačem parovzduchové směsi, kde předají svou energii. Následně odchází do komína.



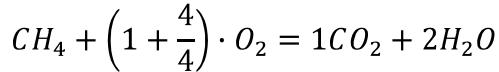
Obr. 3 - Schéma zapojení s RC

Turbokompresor stlačí vzduch, jehož teplota se vstříkem vody sníží na teplotu rosného bodu vodní páry. Vzniklá parovzduchová směs se ohřívá v *OPVS*, jehož teplosměnná plocha je rozdělená a proto umožňuje zvýšit obsah páry ve směsi dalším vstříkem vody. Výsledná *pvs* se dohřeje na maximální možnou teplotu a odchází na plynovou turbínu. Za turbínou se zbylá energie z *pvs* předá v parním kotli na odpadní teplo (*HRSG*), vyrobená pára se využívá v běžném *RC* cyklu s kondenzační turbínou. Kondenzát následně odchází do napájecí nádrže.

Pokud by tato jednotka měla pracovat jako kogenerační, lze potřebné teplo získat ze spalin za *OPVS*, nebo z *pvs* za kotlem *HRSG*, nebo na kondenzátoru za parní turbínou.

3.2 Objemové spalování plynu

Základní rovnice:



$$1m^3_{CH_4} + \left(x + \frac{y}{4}\right)m^3_{O_2} = xm^3_{CH_4} + \frac{ym^3}{2}_{H_2O} \quad (3.2)$$

$$1m^3_{CH_4} + \left(1 + \frac{4}{4}\right)m^3_{O_2} = 1m^3_{CH_4} + 2m^3_{H_2O}$$

Objemový podíl kyslíku ve vzduchu: 21 [%]

Přebytek vzduchu za motorem (n): 1,58 [-]

Součinitel zvětšení objemu vlhkostí vzduchu (v): 1,03 [-]

Množství kyslíku v palivu:

$$M_{O_2} = \frac{M_{vz}}{100} \cdot 21 = \frac{32 \cdot 21}{100} = 6,72 \quad [\%] \quad (3.3)$$

Množství dusíku v palivu:

$$M_{N_2} = \frac{M_{vz}}{100} \cdot 79 = \frac{32 \cdot 79}{100} = 25,28 \quad [\%] \quad (3.4)$$

3.2.1 Stechiometrické výpočty hodnot spalin

Výpočet stechiometrického množství kyslíku:

$$V_{O_2,t} = 2 \cdot CH_4 - O_2 \quad (3.5)$$

$$V_{O_2,t} = 2 \cdot 0,68 - 6,72 = 1,293 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Výpočet teoretického množství suchého vzduchu:

$$V_{vz_t^s} = V_{O_2,t} \cdot \frac{100}{21} \quad (3.6)$$

$$V_{vz_t^s} = 1,2928 \cdot \frac{100}{21} = 6,156 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Množství vzduchu skutečného suchého:

$$V_{vz^s} = V_{vz_t^s} \cdot n \quad (3.7)$$

$$V_{vz^s} = 6,1592 \cdot 1,58 = 9,733 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Množství vzduchu skutečného vlhkého:

$$V_{vz} = V_{vz^s} + (v - 1) \cdot V_{vz^s} \quad (3.8)$$

$$V_{vz} = 9,7329 + (1,03 - 1) \cdot 9,7329 = 10,025 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Množství vzniklých spalin teoretických suchých:

$$V_{sp_t^s} = CH_4 + N_2 + \frac{79}{100} \cdot V_{vz_t^s} \quad (3.9)$$

$$V_{sp_t^s} = 0,68 + 0,2528 + \frac{79}{100} \cdot 6,1562 = 5,796 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Množství vzniklých spalin skutečných suchých:

$$V_{sp^s} = V_{sp_t^s} + (n - 1) \cdot V_{vz_t^s} \quad (3.10)$$

$$V_{sp^s} = 5,7962 + (1,58 - 1) \cdot 6,1562 = 9,373 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Množství vzniklých spalin skutečných vlhkých:

$$V_{sp} = V_{sp^s} + 2 \cdot CH_4 + (v - 1) \cdot V_{vz^s} \quad (3.11)$$

$$V_{sp} = 9,3729 + 2 \cdot 0,68 + (1,03 - 1) \cdot 9,7329 = 11,025 \quad [m^3 \cdot m^{-3}]$$

Objemové množství vzniklých látek:

Tab. 1 - Objemy spalin

Látka	Množství (m ³ ·m ⁻³) Pro 1 m ³ plynu	Množství (m ³ ·68m ⁻³) Pro 1 motor (68 m ³ ·h ⁻¹ plynu)	Množství (m ³ ·272m ⁻³) Pro 4 motory (272 m ³ ·h ⁻¹ plynu)
V _{O_{2,t}}	1,2928	87,9104	351,642
V _{vz_t^s}	6,1562	418,621	1674,484
V _{vz^s}	9,7329	661,8397	2647,359
V _{vz}	10,0249	681,6949	2726,78
V _{sp_t^s}	5,7961	394,141	1576,564
V _{sp^s}	9,3729	637,3597	2549,439
V _{sp}	11,0249	749,6949	2998,78

Objemové množství spalin pro 1 motor:

$$\dot{V}_{sp1} = \frac{V_{sp4}}{4 \cdot 3600} = \frac{2998,78}{4 \cdot 3600} = 0,833 \quad [m_N^3 \cdot s^{-1}]$$

Složení suchých spalín teoretických:

$$CO_{2,t} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp_t^s}} \cdot 100 \quad (3.12)$$

$$CO_{2,t} = \frac{0,68}{5,7961} \cdot 100 = 11,732 \quad [\%]$$

$$N_{2,t} = \frac{V_{N_2} + V_{O_2,t} \cdot \frac{79}{21}}{V_{sp_t^s}} \cdot 100 \quad (3.13)$$

$$N_{2,t} = \frac{0,2528 + 1,2928 \cdot \frac{79}{21}}{5,7961} \cdot 100 = 88,268 \quad [\%]$$

Složení vlhkých spalín:

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}} \cdot 100 \quad (3.14)$$

$$CO_2 = \frac{0,68}{11,0249} \cdot 100 = 6,168 \quad [\%]$$

$$N_2 = \frac{V_{N_2} + V_{O_2,t} \cdot \frac{79}{21} \cdot n}{V_{sp}} \cdot 100 \quad (3.15)$$

$$N_2 = \frac{0,2528 + 1,2928 \cdot \frac{79}{21} \cdot 1,58}{11,0249} \cdot 100 = 72,035 \quad [\%]$$

$$O_2 = \frac{V_{O_2,t} \cdot (n-1)}{V_{sp}} \cdot 100 \quad (3.16)$$

$$O_2 = \frac{1,2928 \cdot (1,58 - 1)}{11,0249} \cdot 100 = 6,813 \quad [\%]$$

$$H_2O = \left((v-1) \cdot V_{vz^s} + 2 \cdot CH_4 \right) \cdot \frac{100}{V_{sp}} \quad (3.17)$$

$$H_2O = \left((1,03 - 1) \cdot 9,7329 + 2 \cdot 0,68 \right) \cdot \frac{100}{11,0249} = 14,984 \quad [\%]$$

3.2.2 Měrná hmotnost vlhkých spalín

Měrné hmotnosti plynů dle tabulek (0°C, 101,3 kPa):

$$\rho_{CO_2} = 1,964 \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

$$\rho_{N_2} = 1,250 \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

$$\rho_{O_2} = 1,428 \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

$$\rho_{H_2O} = 0,805 \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

Měrná hmotnost vlhkých spalin:

$$\rho_{sp} = \frac{\rho_{CO_2} \cdot CO_2 + \rho_{N_2} \cdot N_2 + \rho_{O_2} \cdot O_2 + \rho_{H_2O} \cdot H_2O}{100} \quad (3.18)$$

$$\rho_{sp} = \frac{1,964 \cdot 6,1678 + 1,250 \cdot 72,0351 + 1,428 \cdot 6,8129 + 0,805 \cdot 14,9841}{100}$$

$$= 1,239 \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

3.2.3 Měrná tepelná kapacita spalin

Tab. 2 - Tepelná kapacita spalin

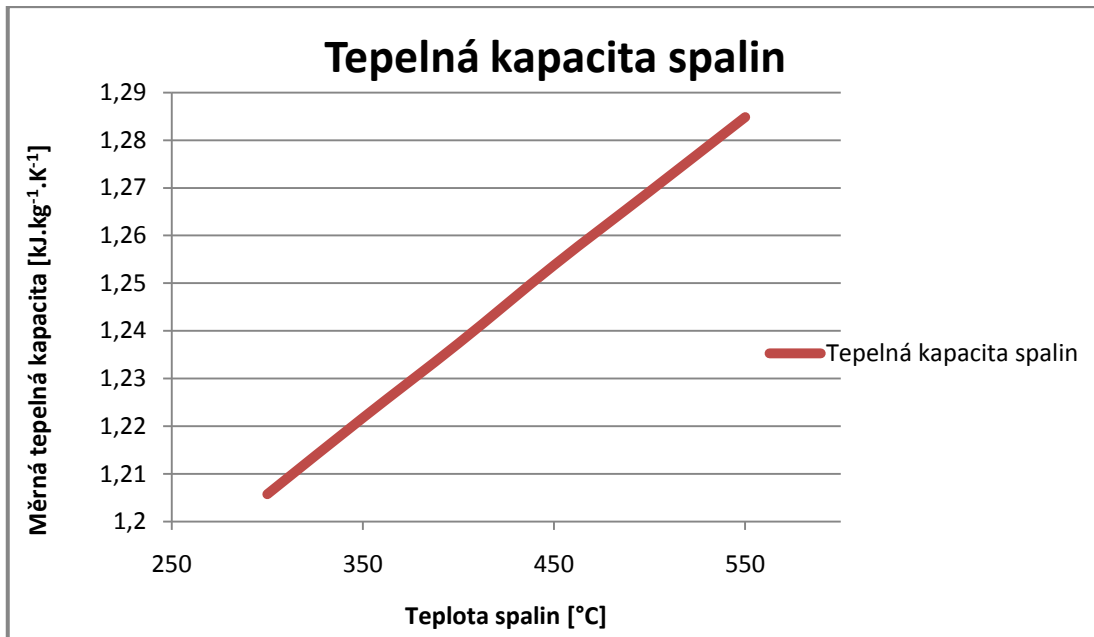
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Spaliny
Zastoupení [%]	0,0616	0,1498	0,7203	0,06812	1
Teplota [°C]	cp CO ₂	cp H ₂ O	cp N ₂	cp O ₂	cp spalin
300	1,06	2,013	1,07	0,9971	1,205
350	1,087	2,04	1,083	1,011	1,221
400	1,112	2,07	1,095	1,025	1,237
450	1,135	2,102	1,108	1,037	1,253
500	1,156	2,134	1,12	1,048	1,269
550	1,175	2,168	1,132	1,058	1,284

Rovnice měrné tepelné kapacity spalin:

$$cp_{sp} = (-1,97 \cdot 10^{-8}) \cdot t^2 + (3,3365 \cdot 10^{-4}) \cdot t + 1,10734 \quad (3.19)$$

$$cp_{sp0} = (-1,97 \cdot 10^{-8}) \cdot 530^2 + (3,3365 \cdot 10^{-4}) \cdot 530 + 1,10734$$

$$= 1,279 \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}]$$



Graf 1 - Tepelná kapacita spalin

Tepelná energie spalin:

$$Q = \dot{m} \cdot i = \dot{m} \cdot cp \cdot t \quad (3.20)$$

\dot{m} = hmotnostní podíl látky

cp = tepelná kapacita

t = teplota

i = entalpie

V_{sp4} = Oběmové množství spalin pro 4 motory

$$\dot{m}_{sp} = \frac{V_{sp4} \cdot \rho_{sp}}{3600} \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_{sp} = \frac{2998,78 \cdot 1,2395}{3600} = 1,0325 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$Q_{sp0} = \dot{m}_{sp} \cdot cp_{sp0} \cdot t_{sp0}$$

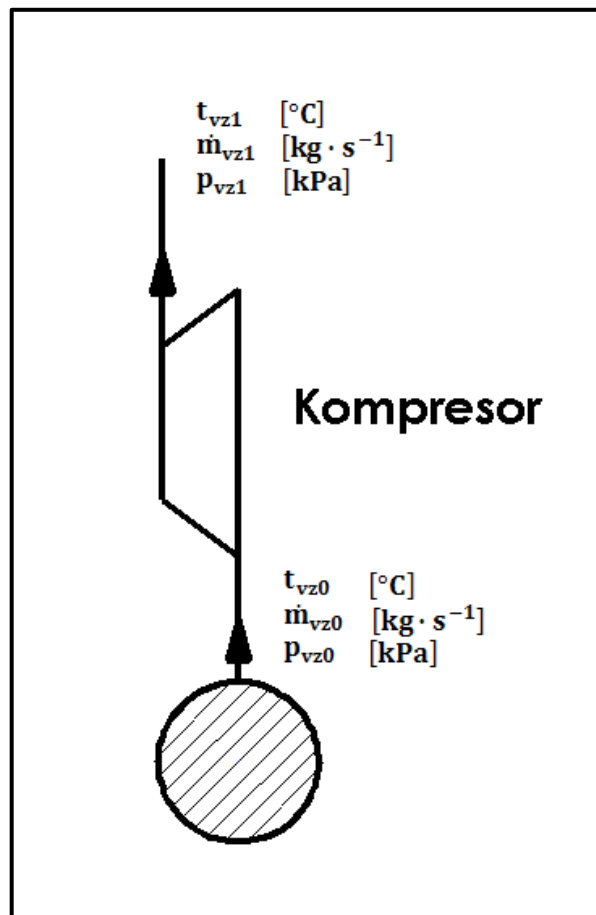
$$Q_{sp0} = 1,0325 \cdot 1,2786 \cdot 530 = 699,7 \quad [kJ \cdot s^{-1}]$$

Přepočet objemu dle teploty a tlaku:

$$V_{t2,p2} = V_{t1,p1} \cdot \frac{273,15+t1}{273,15} \cdot \frac{101,325}{p_1} \quad (3.22)$$

3.3 Bilanční vlastnosti pvs

3.3.1 Kompresor



Obr. 4 - Schéma kompresoru

Hodnoty vzduchu vstupujícího do kompresoru:

$$t_{vz0} = 15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{vz0} = 1,063 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$p_{vz0} = 101,3 \quad [\text{kPa}]$$

Výstupní hodnoty vzduchu z kompresoru:

adiabatický exponent (κ): 1,4 [-]

Teplota stlačeného vzduchu (adiabatická komprese):

$$T_{vz0} = t_{vz0} + 273,15 = 15 + 273,15 = 288,15 \quad [\text{K}] \quad (3.23)$$

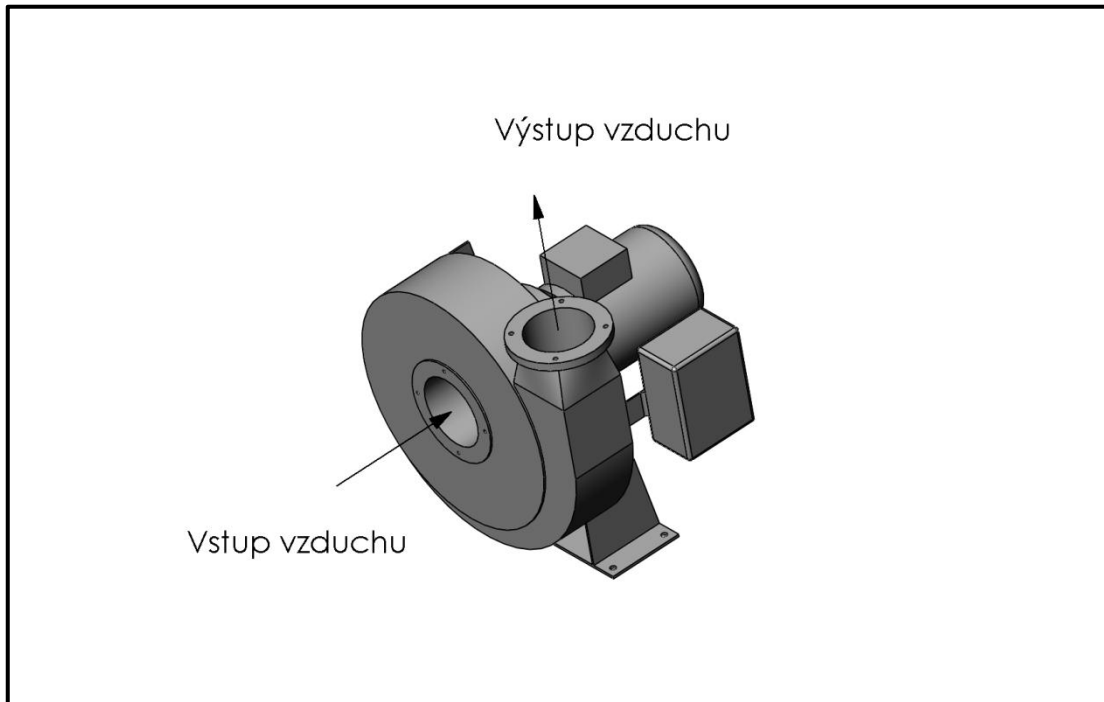
$$T_{vz1} = T_{vz0} \cdot \left(\frac{p_{vz1}}{p_{vz0}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \quad (3.24)$$

$$= 288,15 \cdot \left(\frac{380}{101,3}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 420,4 \quad [\text{K}]$$

$$t_{vz1} = T_{vz1} - 273,15 = 413,08 - 273,15 = 147,2 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{vz1} = 1,063 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$p_{vz1} = 380 \quad [\text{kPa}]$$



Obr. 5 - Kompresor

Měrná tepelná kapacita vzduchu při 147,2 °C:

$$c_{p_{vz1}} = 2,468 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$$

$$i_{vz1} = \dot{m}_{vz1} \cdot c_{p_{vz1}} \cdot t_{vz1} = 1,063 \cdot 2,468 \cdot 147,37 = 386,6 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

3.3.2 Směšovač 1

Vstupní hodnoty do směšovače:

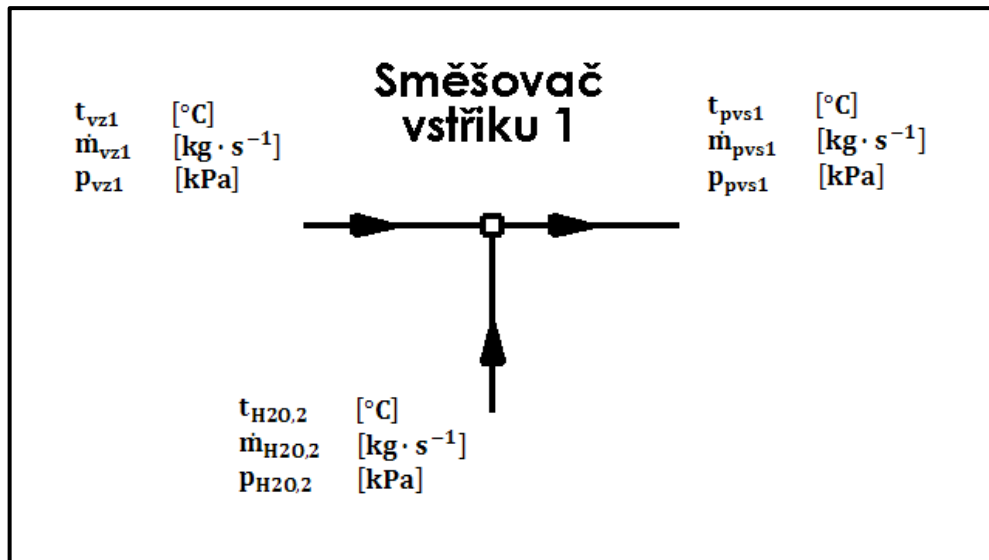
Hodnoty vstřiku vypočteny z bilance *CHPVS* (kapitola 3.3.8)

$$t_{H2O,2} = 69,2 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{H2O,2} = 0,05 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$p_{H2O,2} = 380 \quad [\text{kPa}]$$

$$i_{H2O,2} = 289,9 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$



Obr. 6 - Schéma směšovače 1

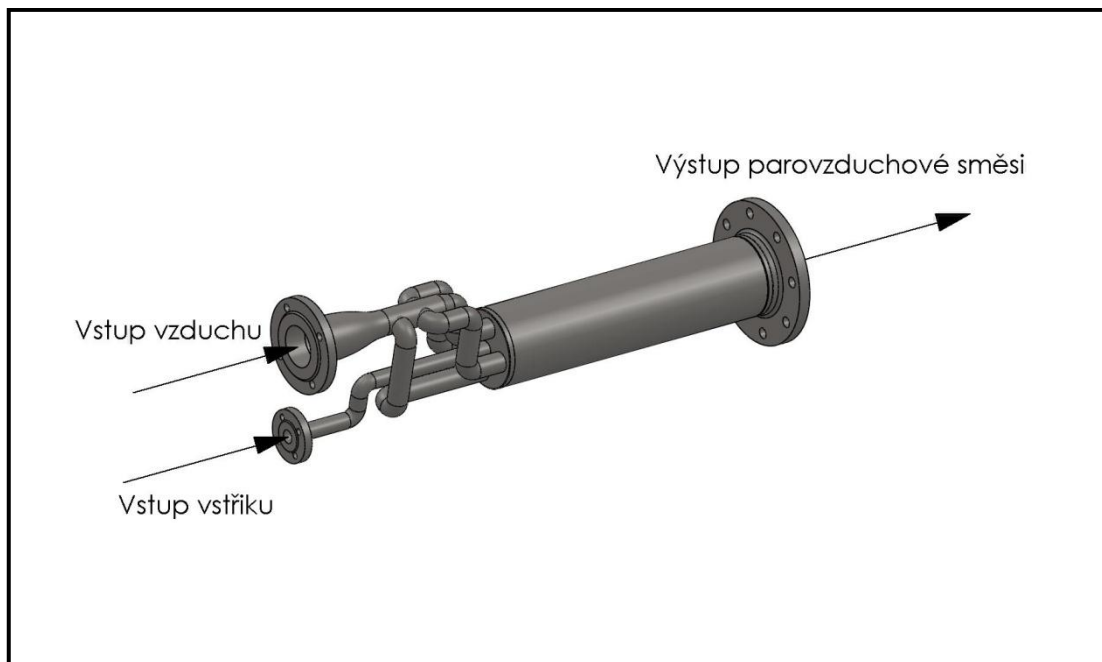
Výstupní hodnoty ze směšovače:

$$t_{pvs1} = 74 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{pvs1} = \dot{m}_{vz1} + \dot{m}_{H2O,2} = 1,063 + 0,05 = 1,113 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.25)$$

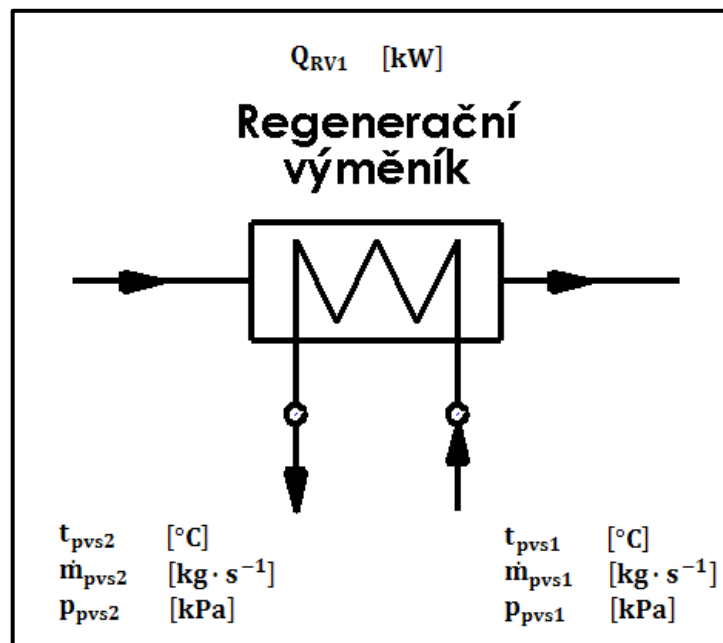
$$p_{pvs1} = 380 \quad [\text{kPa}]$$

$$i_{pvs1} = 205,2 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$



Obr. 7 – Směšovač 1

3.3.3 Regenerační výměník - ohřev



Obr. 8 - Schéma RV

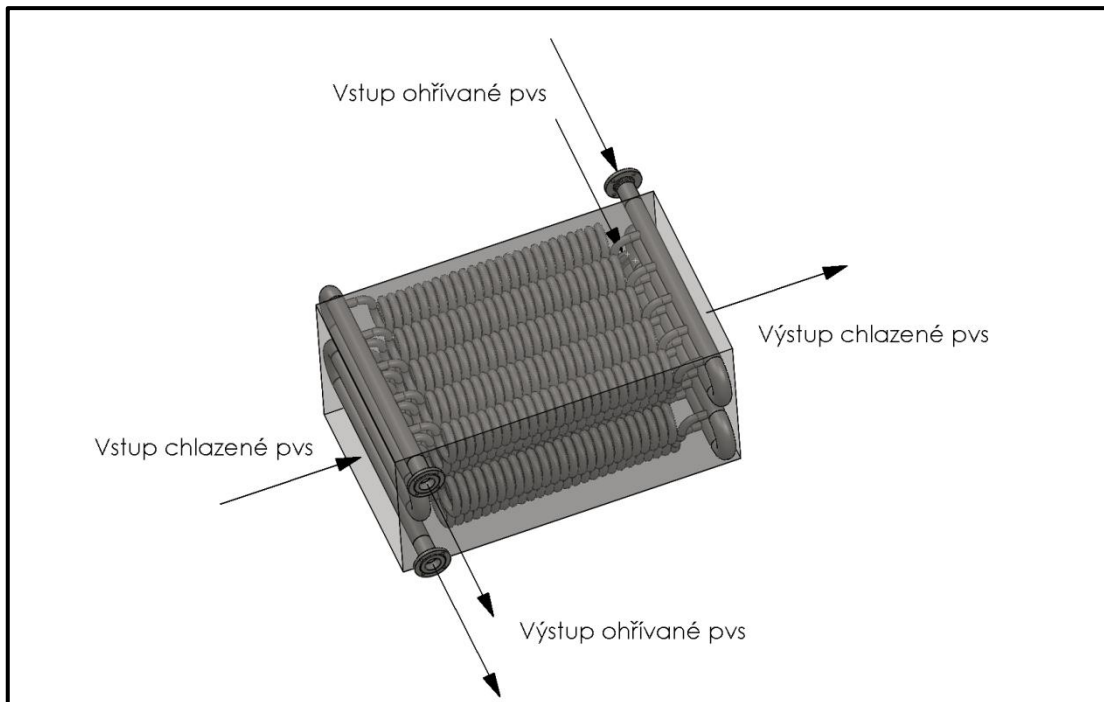
Výstupní hodnoty z *RV*:

$$t_{pvs2} = 239,5 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{pvs2} = 1,113 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{pvs2} = 380 \quad [kPa]$$

$$i_{pvs2} = 382 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$



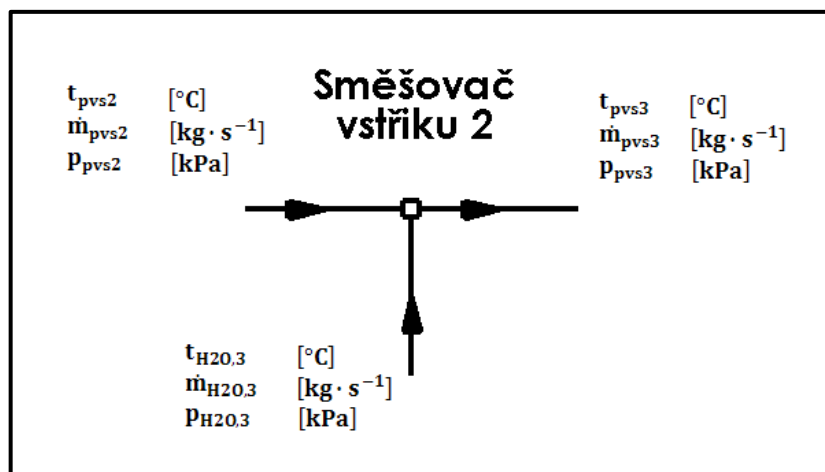
Obr. 9 – První návrhová studie RV

Tepelná energie předávaná v **RV** do **pvs** (ohřívání **pvs**):

$$Q_{RV1} = \dot{m}_{pvs2} \cdot (i_{pvs2} - i_{pvs1}) = \quad (3.26)$$

$$= 1,113 \cdot (382 - 205,2) = 196,7 \quad [kW]$$

3.3.4 Směšovač 2



Obr. 10 - Schéma směšovače 2

Vstupní hodnoty do směšovače 2:

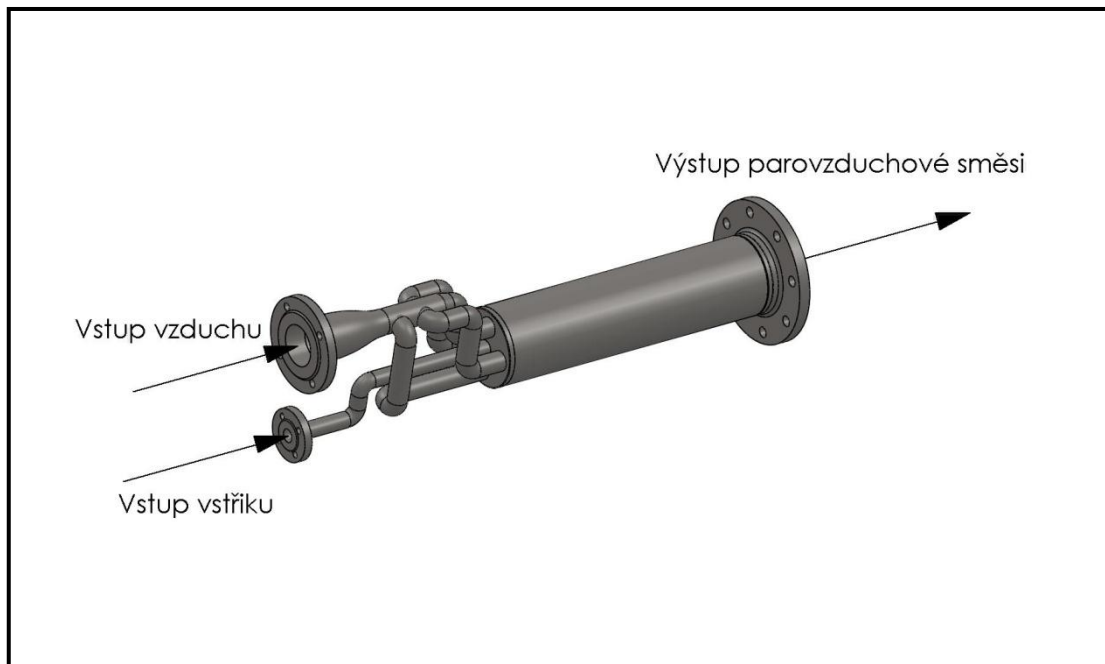
Hodnoty vstříku 2 vypočteny z bilance **CHPVS** (kapitola **3.3.8**)

$$t_{H2O,3} = t_{H2O,2} = 69,2 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{H2O,3} = 0,079 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{H2O,3} = 380 \quad [kPa]$$

$$i_{H2O,3} = 289,9 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$



Obr. 11 - Směšovač 2

Výstupní hodnoty směsi ze směšovače 2 a vstupní do *OPVS*:

$$t_{pvs3} = 215,6 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{pvs3} = \dot{m}_{pvs2} + \dot{m}_{H2O,3} = 1,113 + 0,079 = 1,192 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{pvs3} = 380 \quad [kPa]$$

$$i_{pvs3} = 552,4 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

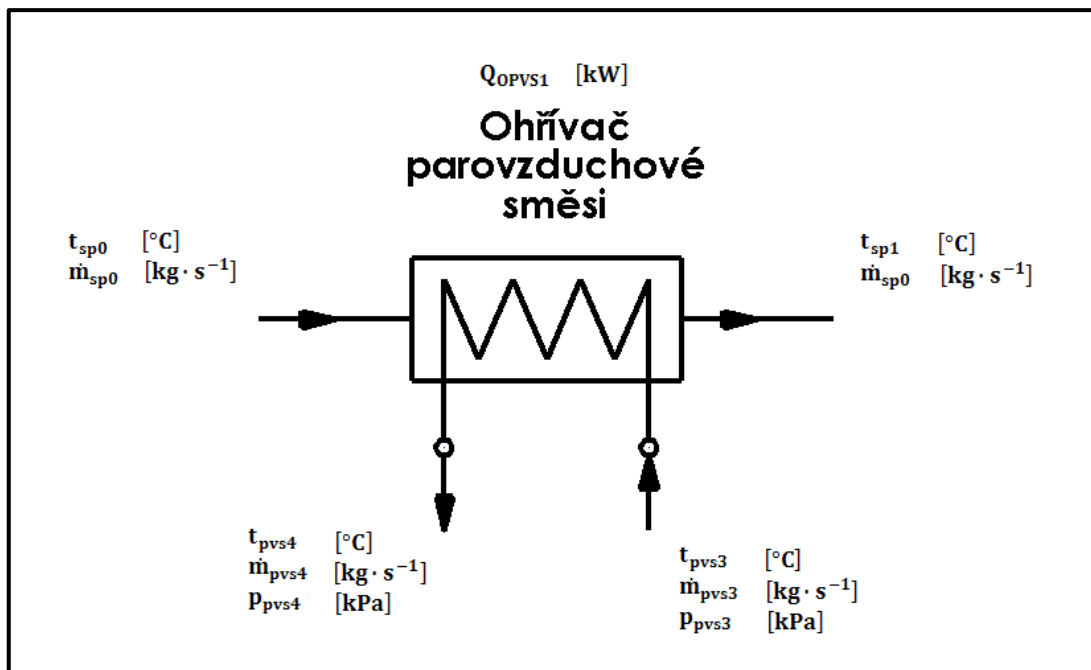
3.3.5 Ohřívák parovzduchové směsi

Vstupní hodnoty do *OPVS*:

$$t_{sp0} = 530 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{sp0} = 1,033 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$c_{p,sp0} = 1,279 \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$$



Obr. 12 - Schéma OPVS

Výstupní hodnoty *pvs* a spalin z *OPVS*:

$$t_{pvs4} = 467 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{pvs4} = \dot{m}_{pvs3} = 1,192 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{pvs4} = 360 \quad [kPa]$$

$$i_{pvs4} = 818,6 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

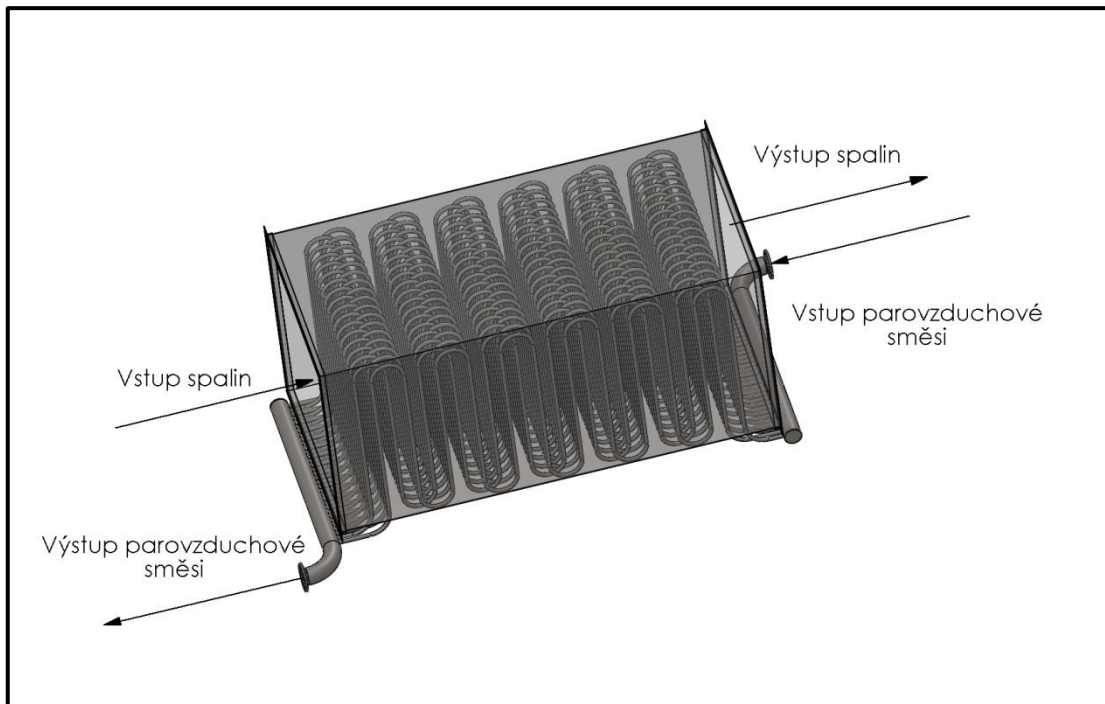
$$t_{sp1} = t_{sp0} - \frac{Q_{OPVS1}}{\dot{m}_{sp0} \cdot c_{p_{sp0}}} = \quad (3.27)$$

$$= \frac{317,3}{1,0325 \cdot 1,279} = 195 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{sp1} = 1,033 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

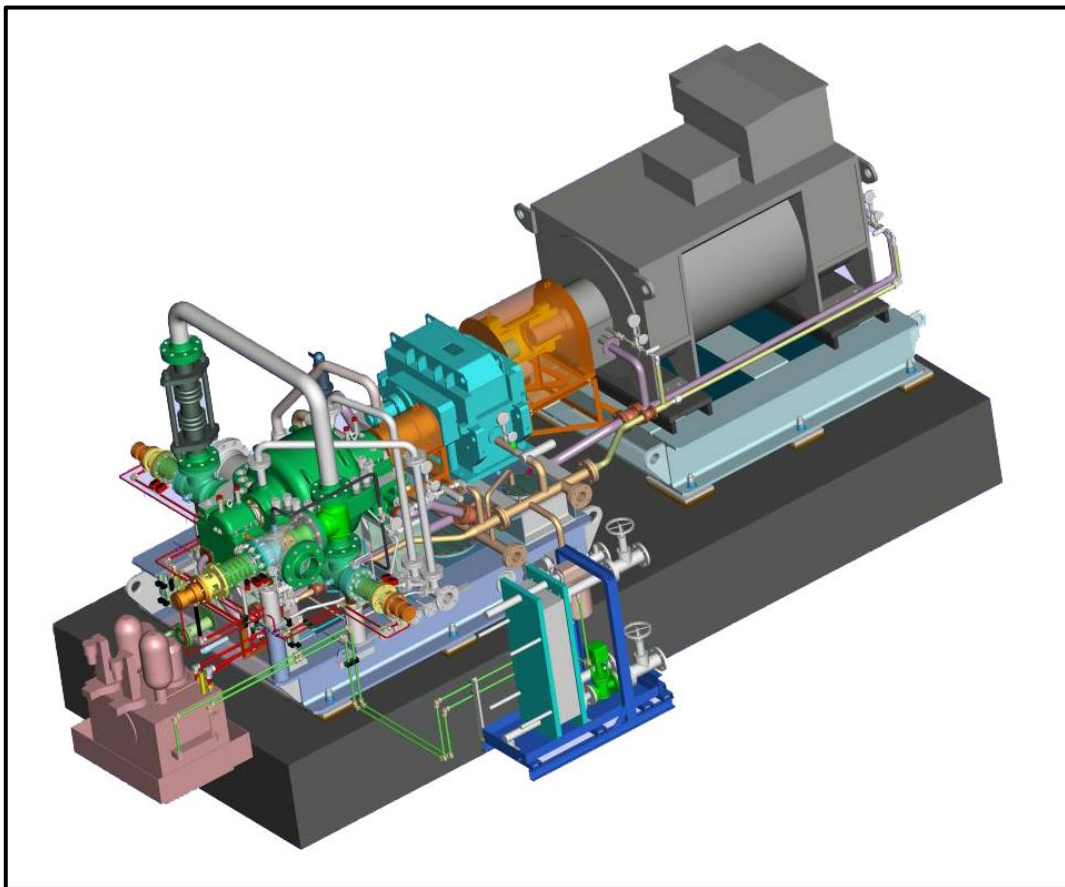
Tepelná energie předávaná v *OPVS* do ohřivané *pvs* (ohřívání *pvs*):

$$Q_{OPVS1} = \dot{m}_{pvs4} \cdot (i_{pvs4} - i_{pvs3}) = 1,192 \cdot (818,6 - 552,4) = 317,3 \quad [kW]$$

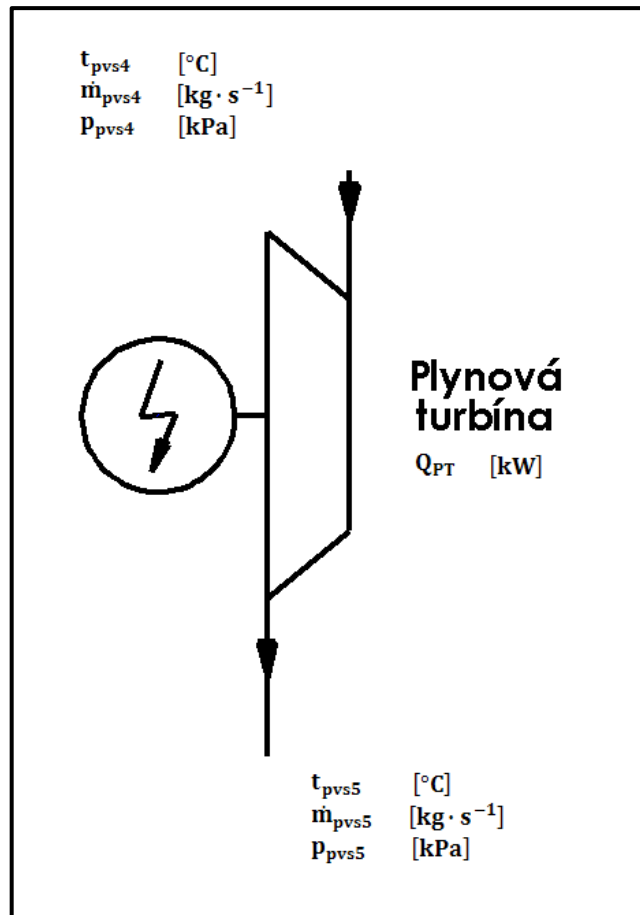


Obr. 13 - Návrhová studie OPVS

3.3.6 Plynová turbína



Obr. 14 - Turbína s generátorem



Obr. 15 - Schéma plynové turbíny

Hodnoty pvs po výstupu z plynové turbíny:

$$t_{pvs5} = 289,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_{pvs5} = \dot{m}_{pvs4} = 1,192 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

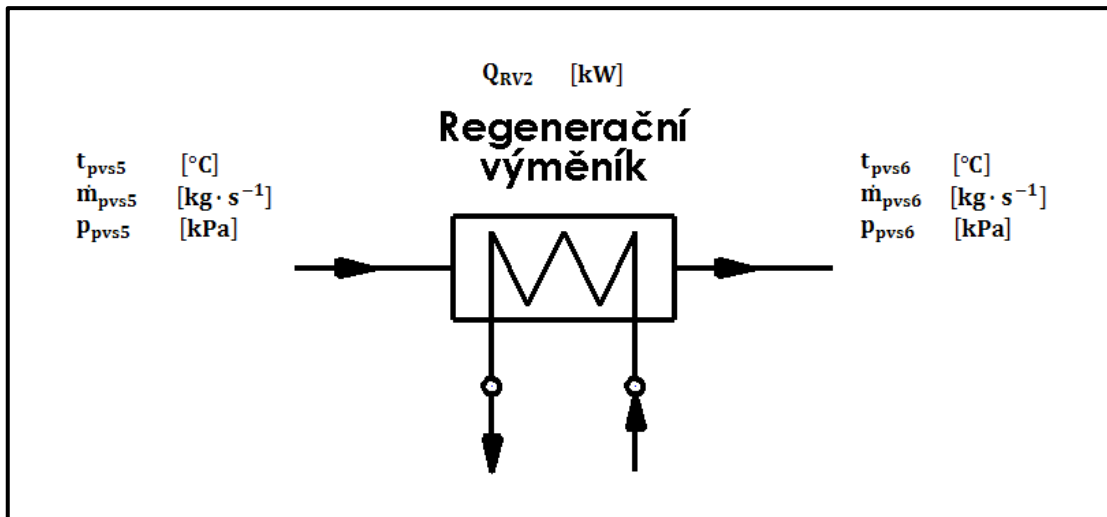
$$p_{pvs5} = 101,3 \quad [\text{kPa}]$$

$$i_{pvs5} = 609,3 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Tepelný výkon na PV :

$$Q_{PT} = \dot{m}_{pvs4} \cdot (i_{pvs5} - i_{pvs4}) = 1,192 \cdot (609,3 - 818,6) = -249,5 \quad [\text{kW}]$$

3.3.7 Regenerační výměník - ochlazování



Obr. 16 - Schéma RV

Výstupní hodnoty pvs po průchodu *RV*:

$$t_{pvs6} = 144 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

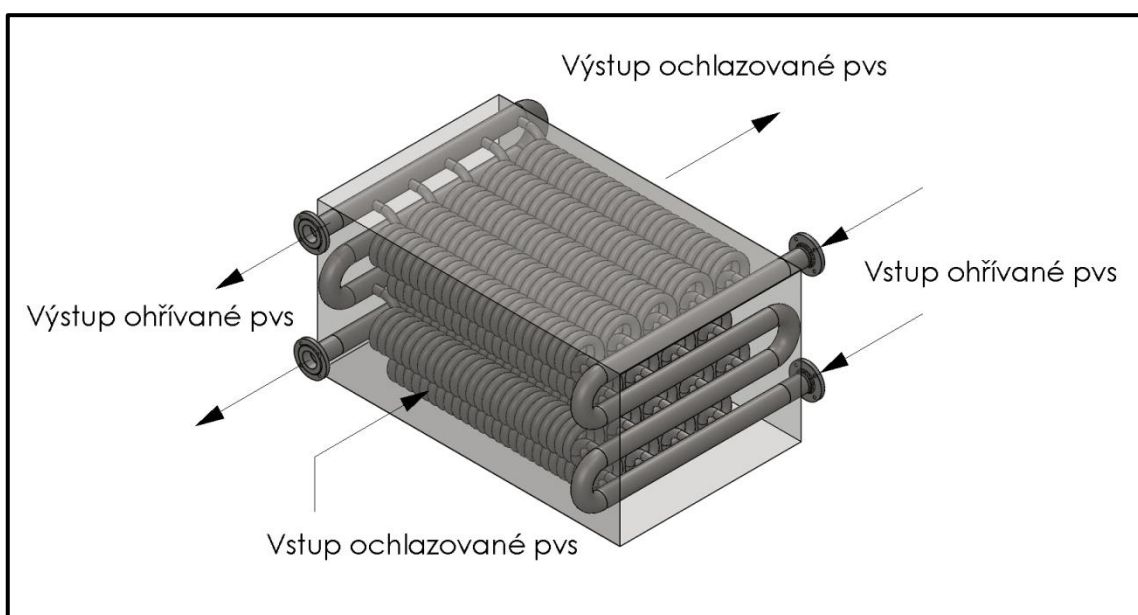
$$\dot{m}_{pvs6} = \dot{m}_{pvs5} = 1,192 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$p_{pvs6} = 101,3 \quad [\text{kPa}]$$

$$i_{pvs6} = 158,4 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Tepelná energie předávaná v *RV* do ohřívané *pvs* (ochlazování *pvs*):

$$Q_{RV2} = -Q_{RV1} = -196,7 \quad [\text{kW}]$$



Obr. 17 – Druhá návrhová studie RV

3.3.8 Chladič parovzduchové směsi

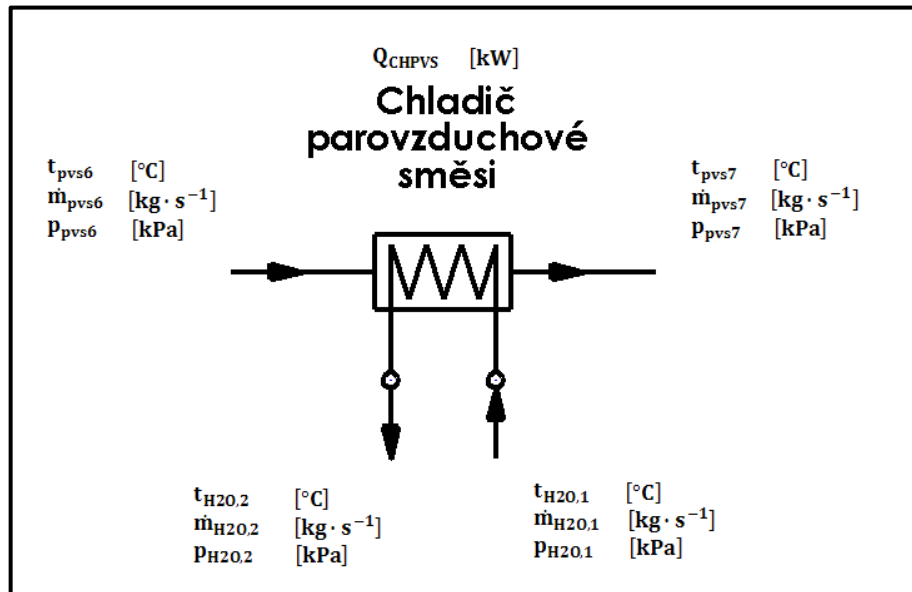
Vstupní hodnoty do **CHPVS**:

$$t_{H2O,1} = 40 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{H2O,1} = 0,129 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{H2O,1} = 380 \quad [kPa]$$

$$i_{H2O,1} = 167,5 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$



Obr. 18 - Schéma CHPVS

Výstupní hodnoty **pvs** z **CHPVS** do komína:

$$t_{pvs7} = 132,8 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{pvs7} = \dot{m}_{pvs6} = 1,192 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{pvs7} = 101,3 \quad [kPa]$$

$$i_{pvs7} = 145,5 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$t_{H2O,2} = 69,2 \quad [^{\circ}C]$$

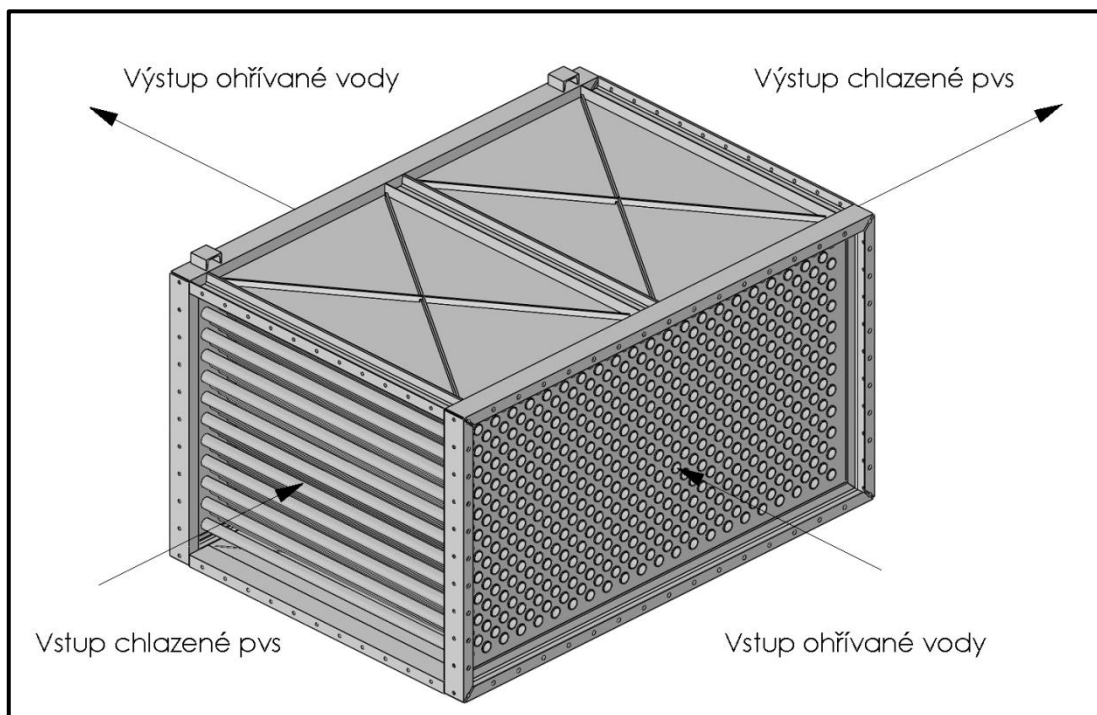
$$\dot{m}_{H2O,2} = 0,129 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$p_{H2O,2} = 380 \quad [kPa]$$

$$i_{H2O,2} = 289,9 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Tepelný výkon **CHPVS** (použit na ohřev vody vstříků):

$$\begin{aligned} Q_{CHPVS} &= \dot{m}_{H2O,1} \cdot (i_{H2O,1} - i_{H2O,2}) = 0,129 \cdot (167,5 - 289,9) \\ &= -15,488 \quad [kW] \end{aligned}$$



Obr. 19 - Návrhová studie CHPVS

3.4 Výkon regeneračního výměníku

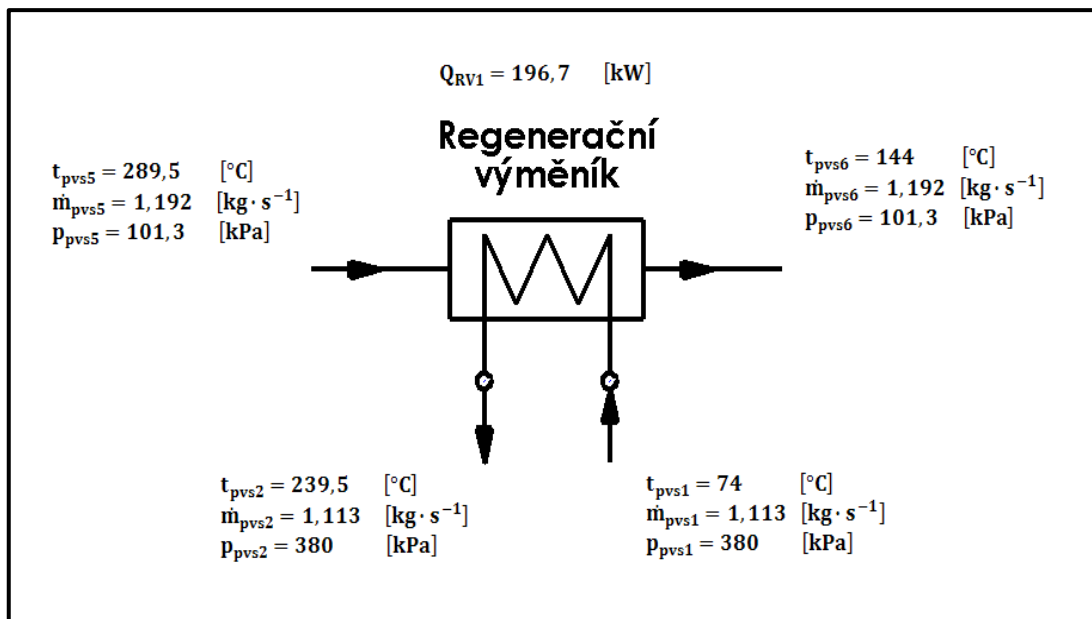
Ohřívané množství <i>pvs</i> (\dot{m}_{pvs2}):	1,113 [kg.s ⁻¹]
Ochlazované množství <i>pvs</i> (\dot{m}_{pvs6}):	1,192 [kg.s ⁻¹]
Tepelná vodivost trubky (λ):	40 [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Výkon **RV**:

$$Q_{RV1} = \dot{m}_{pvs2} \cdot (i_{pvs2} - i_{pvs1}) = 1,113 \cdot (382 - 205,2) = 196,7 \quad [kW]$$

3.5 Návrh regeneračního výměníku

Pracovní látka prochází protiproudým výměníkem kolmo na trubkové hady, které jsou řazené jako přesazené.



Obr. 20 - Celkové schéma RV

3.5.1 Vlastnosti ohřivané pvs

Vlastnosti *pvs*:

Teplota <i>pvs</i> ₁ :	74	[°C]
Teplota <i>pvs</i> ₂ :	239,5	[°C]
Střední teplota <i>pvs</i> ₁₋₂ :	$\frac{pvs_1+pvs_2}{2} = \frac{74+239,5}{2} = 156,75$	[°C]
Tlak <i>pvs</i> _{1,2} :	380	[kPa]
Množství vsříku:	0,05	[kg.kg ⁻¹]
Hustota:	2,986	[kg.m ⁻³]
Teplota saturace:	69,24	[°C]
Entalpie:	293,1	[kJ.kg ⁻¹]
Součinitel tepelné vodivosti:	0,0347	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Dynamická viskozita:	$23,599 \cdot 10^{-6}$	[Pa.s ⁻¹]
Kinematická viskozita:	$7,902 \cdot 10^{-6}$	[m ² .s ⁻¹]
Měrný objem:	0,3349	[m ³ .kg ⁻¹]
Měrná tepelná kapacita:	1,081	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Prandtlovo kritérium:	0,7271	[-]
Reynoldsovo kritérium:	72132	[-]

Průtok:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{pvs1,2} &= \dot{v}_{pvs1,2} \cdot \dot{m}_{pvs1,2} = \\ &= 0,3349 \cdot 1,113 = 0,373 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]\end{aligned}\quad (3.28)$$

3.5.2 Vlastnosti ochlazované pvs

Teplota pvs_5 :	289,5	[°C]
Teplota pvs_6 :	144	[°C]
Střední teplota pvs_{5-6} :	$\frac{pvs_5+pvs_6}{2} = \frac{289,5+144}{2} = 216,75$	[°C]
Tlak $pvs_{5,6}$:	101,3	[kPa]
Množství vstříku:	0,129	[kg.kg ⁻¹]
Hustota:	0,6738	[kg.m ⁻³]
Teplota saturace:	57,01	[°C]
Entalpie:	526,2	[kJ.kg ⁻¹]
Součinitel tepelné vodivosti:	0,0383	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Dynamická viskozita:	$25,077 \cdot 10^{-6}$	[Pa.s ⁻¹]
Kinematická viskozita:	$37,184 \cdot 10^{-6}$	[m ² .s ⁻¹]
Měrný objem:	1,484	[m ³ .kg ⁻¹]
Měrná tepelná kapacita:	1,136	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Prandtlovo kritérium:	0,7331	[-]
Reynoldsovo kritérium:	13594	[-]

Průtok:

$$\dot{q}_{pvs5,6} = \dot{v}_{pvs5,6} \cdot \dot{m}_{pvs5,6} = 1,484 \cdot 1,192 = 1,769 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Vlastnosti pvs byly počítány v programu **EES** - Engineering Equation Solver

3.5.3 Vstupní rozměry RV

Vnější Ø trubek (D): 33,7 [mm]

Vnitřní Ø trubek (d): 28,5 [mm]

Vnitřní průřez trubek:

$$S_{TR\ 33,7} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0285^2}{4} = 0,00064 \quad [m^2]$$

Rychlost proudění $pvs_{1,2}$ (uvnitř trubek) – zvoleno: 20 [m.s⁻¹]

Celkový potřebný vnitřní průřez trubek:

$$S_{pvs\ 1,2} = \frac{\dot{q}_{pvs\ 1,2}}{v_{pvs\ 1,2}} = \quad (3.29)$$

$$= \frac{0,3727}{20} = 0,0186 \quad [m^2]$$

Počet paralelních trubek:

$$n_{k,TR\ 33,7} = \frac{S_{pvs\ 1,2}}{S_{TR\ 33,7}} = \quad (3.30)$$

$$= \frac{0,01864}{0,000638} = 29,2 = 30 \quad [ks]$$

Tab. 3 - Rozměry trubek

Průměr trubky vnější	Tloušťka stěny	Vnitřní průměr	Vnitřní průřez	Vnější průřez	Počet trubek paralelních
[mm]	[mm]	[mm]	[mm ²]	[mm ²]	[ks]
20	2,6	14,8	172,03	314,16	109
21,3	2,6	16,1	203,58	356,33	92
22	2,6	16,8	221,67	380,13	85
25	2,6	19,8	307,91	490,87	61
26,9	2,6	21,7	369,84	568,32	51
28	2,6	22,8	408,28	615,75	46
31,8	2,6	26,6	555,72	794,23	34
33,7	2,6	28,5	637,94	891,97	30
35	2,6	29,8	697,46	962,11	27
38	2,6	32,8	844,96	1134,11	23
40	2,6	34,8	951,15	1256,64	20
42,4	2,6	37,2	1086,87	1411,96	18

Zastavěná plocha na 1 m šířky **RV**:

$$S_{zas} = n_{k,TR\ 33,7} \cdot D = 30 \cdot 0,0337 = 1,011 \quad [m^2]$$

Rychlost proudění $pvs_{5,6}$ (vně trubek) - zvoleno: 15 [m.s⁻¹]

Potřebný nejmenší průřez **RV**:

$$S_{pvs5,6} = \frac{\dot{q}_{pvs5,6}}{v_{pvs\ 5,6}} = \frac{1,769}{15} = 0,1179 \quad [m^2]$$

$$S_{RV} = S_{zas} + S_{pvs5,6} = 1,011 + 0,1179 = 1,1289 \quad [m^2]$$

Šířka (a) – zvoleno: 0,8 [m]

Výška **RV**:

$$b = D \cdot n_{k,TR\ 33,7} + \frac{S_{pvs5,6}}{a} = \quad (3.31)$$

$$= 0,0337 \cdot 30 + \frac{0,1179}{0,8} = 1,158 \quad [m]$$

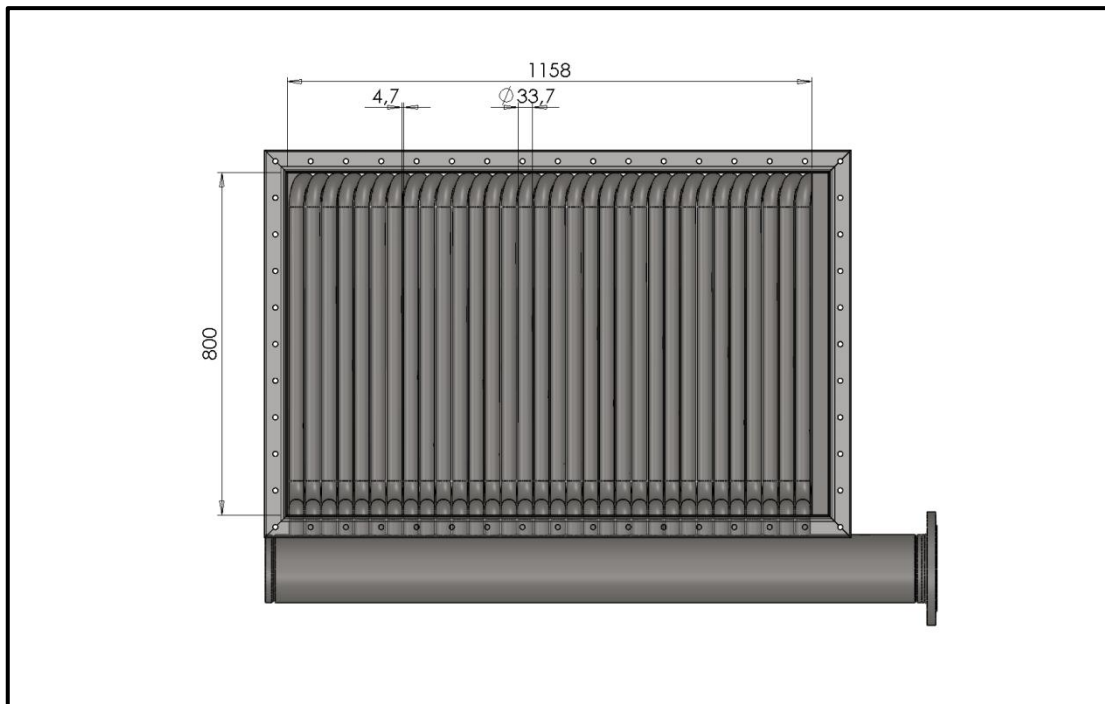
Tab. 4 - Možnosti výšky RV dle trubky

Pro šířku (a) 0,8 [m]				
Ø trubky vnější [mm]	Počet trubek [ks]	Zastavěná plocha [m ²]	výška b [m]	Mezera kolem trubek [mm]
20	109	1,744	2,327	1,340
21,3	92	1,568	2,107	1,585
22	85	1,496	2,017	1,714
25	61	1,220	1,672	2,377
26,9	51	1,098	1,519	2,834
28	46	1,030	1,435	3,136
31,8	34	0,865	1,229	4,211
33,7	30	0,809	1,158	4,754
35	27	0,756	1,092	5,263
38	23	0,699	1,021	6,141
40	20	0,640	0,947	7,018
42,4	18	0,611	0,911	7,757

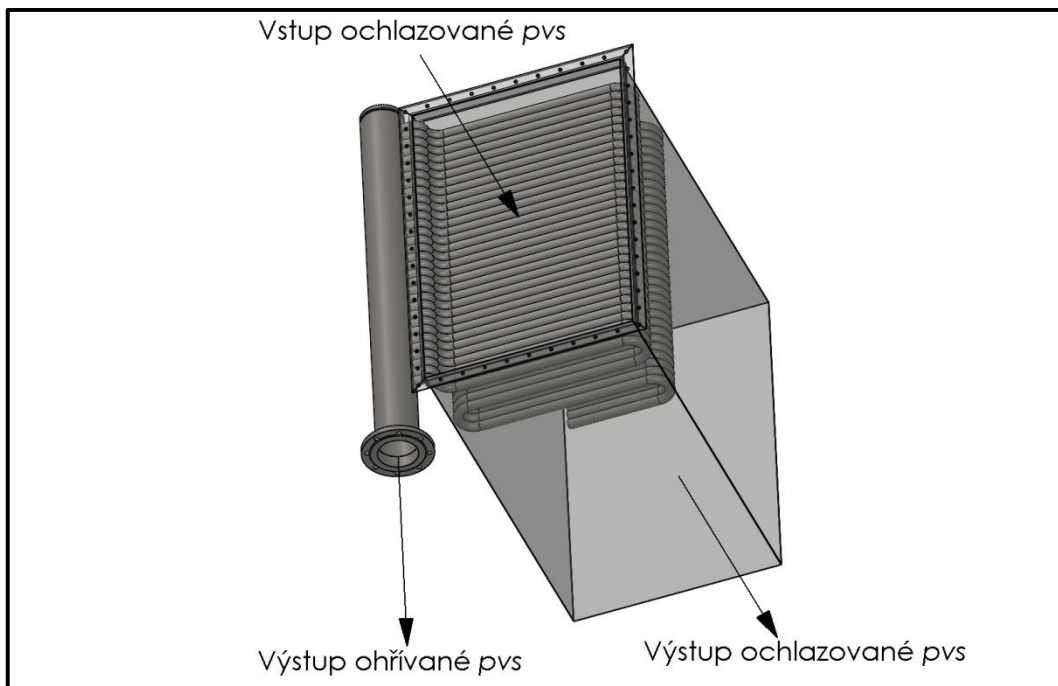
Mezitrubkový prostor, zajišťující rychlost proudění ochlazované **pvs**:

$$h_{mez} = \frac{S_{pvs5,6}}{n_{TR\ 33,7} + 1} = \quad (3.32)$$

$$= \frac{0,1179}{31} = 4,75 \quad [mm]$$



Obr. 21 - Pohled na vstup do RV



Obr. 22 - Začátek RV

3.5.4 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla pro (podélné) proudění v trubce

$Re_{pvs1,2}(72132) > 2320$ Proudění je turbulentní

Tab. 5 - Opravný součinitel ε_L

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Re=2.10 ⁴	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
Re=5.10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
Re=1.10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
Re=1.10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

$$\varepsilon_t = 1 \quad [-]$$

$$\varepsilon_R = 1 \quad [-]$$

$$\varepsilon_L = \frac{l_1}{d} = \frac{0,7}{0,0285} = 25,6 \rightarrow 1,04 \quad [-]$$

$$Nu_{pvs1,2} = 0,021 \cdot Re_{pvs1,2}^{0,8} \cdot Pr_{pvs1,2}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad (3.33)$$

$$Nu_{pvs1,2} = 0,021 \cdot 72132^{0,8} \cdot 0,7271^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 143,8 \quad [-]$$

$$\alpha_{pvs1,2} = \frac{Nu_{pvs1,2} \cdot \lambda_{pvs1,2}}{d} = \quad (3.34)$$

$$\frac{143,816 \cdot 0,03471}{0,0285} = 175,2 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla pro (příčné) proudění kolmo na trubky

Počet řad (n_f): 23 [-]

$Re_{pvs5,6}(13594) > 2320$ Proudění je turbulentní

$$c_t = 0,41 \quad [-]$$

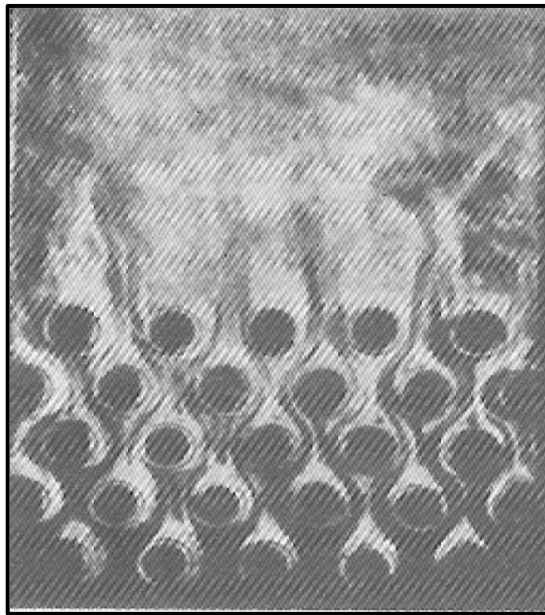
$$n_t = 0,6 \quad [-]$$

Součinitele vyjadřující vliv první a druhé řady trubek:

Při obtékání svazku trubek jsou podmínky přestupu tepla pro první a druhou řadu odlišné. V následujících řadách se vlivem intenzivnější turbulence proudu intenzita přestupu tepla zvyšuje. V důsledku tvoření aerodynamického úplavu za prvními řadami trubek se mění charakter obtékání druhé a následujících řad trubek. Charakter průtoku se ustálí až po třetí řadě. Proto se intenzita přestupu tepla pro první řadu počítá jen 60 % a druhou 70 %, jak je patrné z **obr. 23**, kde proudění probíhá od spodu směrem nahoru.

$$\varepsilon_1 = 0,6 \quad [-]$$

$$\varepsilon_2 = 0,7 \quad [-]$$



Obr. 23 - Vliv řad na přestup

$$\varepsilon_S = \frac{s_1}{s_2} = \frac{0,0385}{0,12} = 0,320 < 2 \rightarrow \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{\frac{1}{6}} = 0,83 \quad [-]$$

$$Nu_{pvs5,6} = c_t \cdot Re_{pvs5,6}^{n_t} \cdot Pr_{pvs5,6}^{0,33} \cdot \varepsilon_S \quad (3.35)$$

$$Nu_{pvs5,6} = 0,41 \cdot 13594^{0,6} \cdot 0,7331^{0,33} \cdot 0,827 = 92,5 \quad [-]$$

$$\alpha_{2pvs5,6} = \frac{Nu_{pvs5,6} \cdot \lambda_{pvs5,6}}{D} = \frac{92,451 \cdot 0,0383}{0,0337} = 105,1 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\begin{aligned} \alpha_{pvs5,6} &= \frac{\varepsilon_1 \cdot \alpha_{2pvs5,6} + \varepsilon_2 \cdot \alpha_{2pvs5,6} + (n_f - 2) \cdot \alpha_{2pvs5,6}}{n_f} = \\ &= \frac{0,6 \cdot 105,071 + 0,7 \cdot 105,071 + 21 \cdot 105,071}{23} = 101,8 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \end{aligned} \quad (3.36)$$

Střední logaritmičkový teplotní rozdíl:

$$\Delta t_1 = t_{pvs5} - t_{pvs2} = 289,5 - 239,5 = 50 \quad [^{\circ}C]$$

$$\Delta t_2 = t_{pvs6} - t_{pvs1} = 144 - 74 = 70 \quad [^{\circ}C]$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \quad (3.37)$$

$$= \frac{50 - 70}{\ln \frac{50}{70}} = 59,4 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

3.5.5 Rozměry teplosměnné plochy

Výpočet délky trubek dle prostupu na 1 m délky trubky

Prostup tepla na 1 m trubky:

$$q_{1m} = \frac{\pi \cdot \Delta t_{stř}}{\frac{1}{\alpha_{pvs1,2} \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \ln \frac{D}{d}} + \frac{1}{\alpha_{pvs5,6} \cdot D}} = \quad (3.38)$$

$$= \frac{\pi \cdot 59,44}{\frac{1}{175,152 \cdot 0,0285} + \frac{1}{2 \cdot 40 \cdot \ln \frac{0,0337}{0,0285}} + \frac{1}{101,8 \cdot 0,0337}}$$

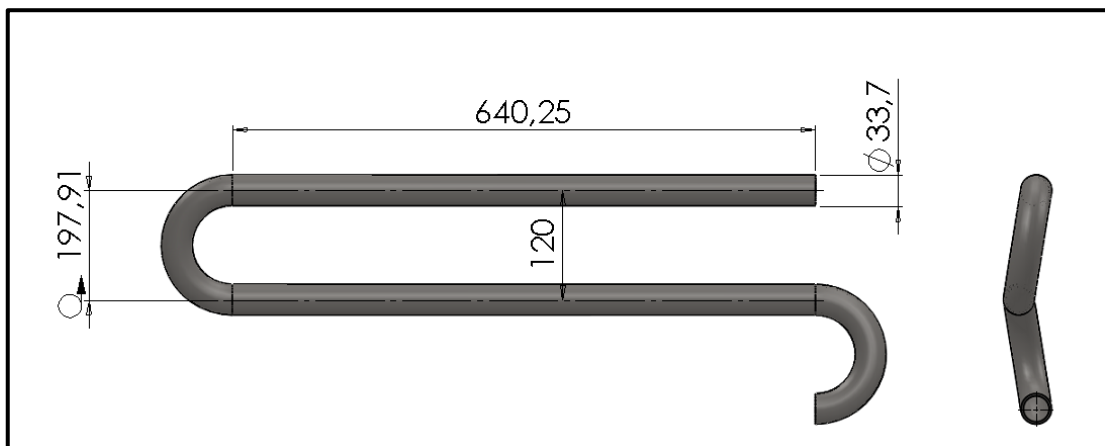
$$= 377 \quad [W \cdot m^{-1}]$$

Celková délka trubky:

$$l = \frac{Q_{RV1}}{q_{1m}} = \frac{196700}{377} = 522 \quad [m]$$

Délka jedné trubky:

$$l_{\frac{1}{30}} = \frac{l}{n_{k,TR 33,7}} = \frac{522}{30} = 17,4 \quad [m]$$



Obr. 24 - Smyčka hadu

$$l_{obl} = l_1 + l_2 = 0,640 + 0,197 = 0,838 \quad [m]$$

Rozteč smyčky trubky (s_2) – zvoleno: 0,12 [m]

Délka **RV** dle prostupu na 1 m trubky:

$$c_1 = \frac{l_{1/30}}{l_{obl}} \cdot s_2 = \frac{17,4}{0,838} \cdot 0,12 = 2,49 \quad [m]$$

Výpočet délky trubek dle prostupu na 1 m² plochy

Plocha 1. metru trubky na vnější straně:

$$S = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,0337 = 0,106 \quad [m^2]$$

Tloušťka stěny trubky:

$$l_{st} = 0,0026 \quad [m]$$

Prostup tepla na 1 m²:

$$q_{m^2} = \frac{\Delta t_{stř}}{\frac{1}{\alpha_{pvs1,2}} + \frac{l_{st}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{pvs5,6}}} \quad (3.39)$$
$$= \frac{59,44}{\frac{1}{175,152} + \frac{0,0026}{40} + \frac{1}{101,8}} = 3809 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

Celková délka trubky:

$$l = \frac{Q_{RV1}}{q_{m^2} \cdot S} = \frac{196700}{3809 \cdot 0,106} = 488 \quad [m]$$

Délka jedné trubky:

$$l_{1/30} = \frac{l}{n_{k,TR\ 33,7}} = \frac{488}{30} = 16,3 \quad [m]$$

Délka **RV** přes teplosměnnou plochu:

$$c_2 = \frac{l_{1/30}}{l_{obl}} \cdot s_2 = \frac{16,3}{0,838} \cdot 0,12 = 2,4 \quad [m]$$

Výsledný výpočet podle délky trubek dle prostupu na 1 m trubky:

Koeficient zanešení (k_z): 1,1 [-]

Počet smyček jedné trubky:

$$n_{\checkmark} = \frac{l_{1/30}}{l_{obl}} \cdot k_z = \frac{17,4}{0,838} \cdot 1,1 = 22,7 \cong 23 \quad [-]$$



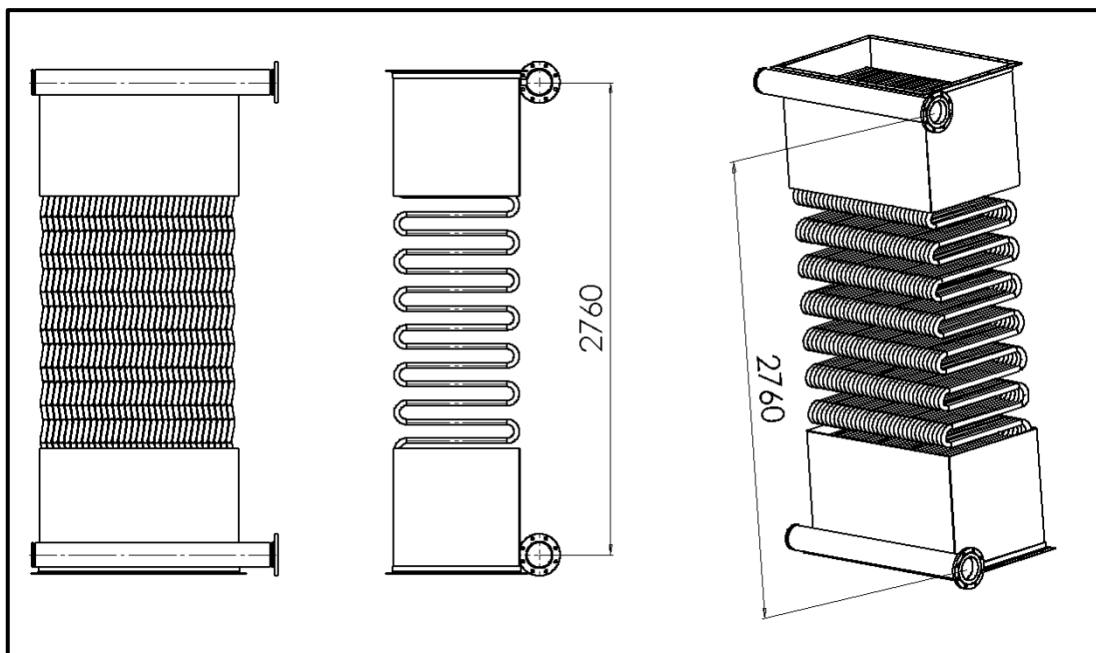
Obr. 25 - Celkový pohled na RV 1

Délka **RV**:

$$c = n_s \cdot s_2 = 23 \cdot 0,12 = 2,76 \quad [\text{m}^2]$$

Vnitřní přestupová plocha trubek: 50,3 $[\text{m}^2]$

Vnější přestupová plocha trubek: 59,5 $[\text{m}^2]$



Obr. 26 - Celkový pohled na RV 2

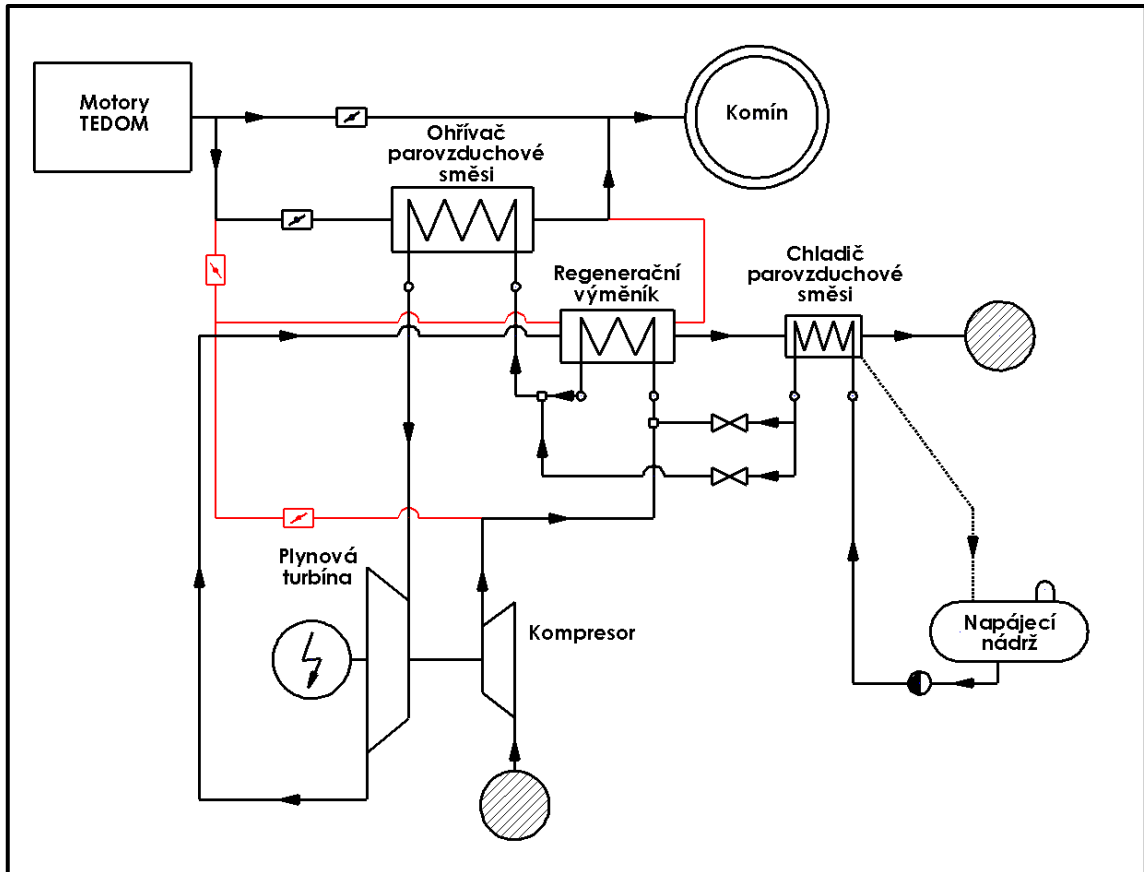
4.1 Závěr

Tato diplomová práce spočívala v ověření, zda je možné vyrobit regenerační výměník, který by pracoval za malých rozdílných tlaků a teplot protékajících médií, přičemž by velikost výměníku nebyla neúměrně velká. Velikost výměníku negativně ovlivňuje zabranou plochu, plochu potřebnou na případné opravy vytažením hadů, tepelně dilatační problémy s uložením a samozřejmě narůstá cena.

System hadů byl řešen trubkami s malou stěnou, protože je tlak obou médií velmi malý. Ohyby mají rádius 60 mm a jsou ohýbány i do prostoru (viz **obr. 24**) s vychýlením 19,5 mm, aby bylo zajištěno vystřídané uspořádání trubek, tzv. šachovnicové uspořádání.

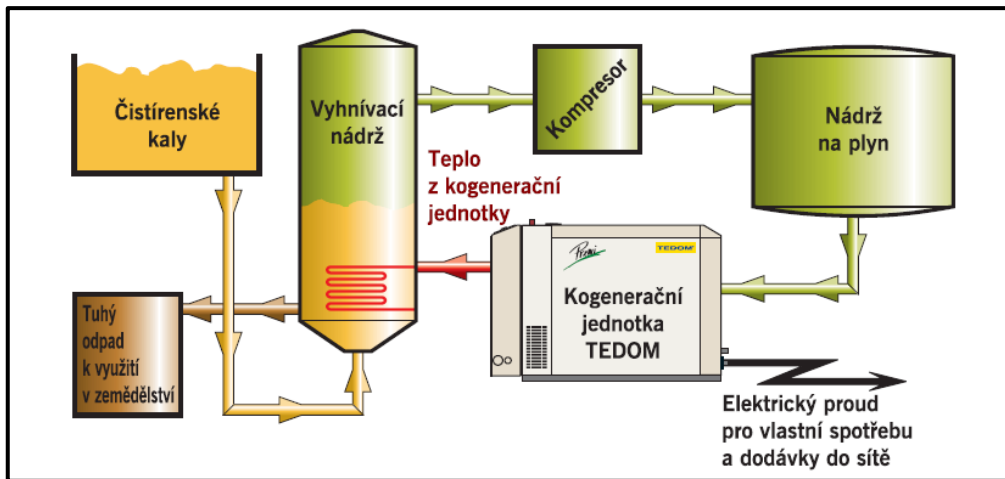
Teplota ohřívané parovzduchové směsi je těsně nad teplotou rosného bodu, proto zde nastává problém s nízkoteplotní korozi. Řešením může být použití hadů v nerezovém provedení, které je však drahé. Jiné řešení je při najíždění a odstavení výměníku pouštět zařazený další okruh, ve kterém budou přímo spaliny z motorů TEDOM procházet výměníkem a vysušovat hady. Před odstavením tohoto okruhu je však nutné prostor vypláchnout vzduchem, aby zde nevznikaly kyseliny a usazeniny spalin. Na **obr. 27** je schematicky naznačeno možné řešení červenou barvou.

Dalším řešením může být při najíždění a odstavování systému řízené uzavírání vstříku 1, s ohledem na teplotu RV tak, aby nepřekročila povolenou mez pevnosti.

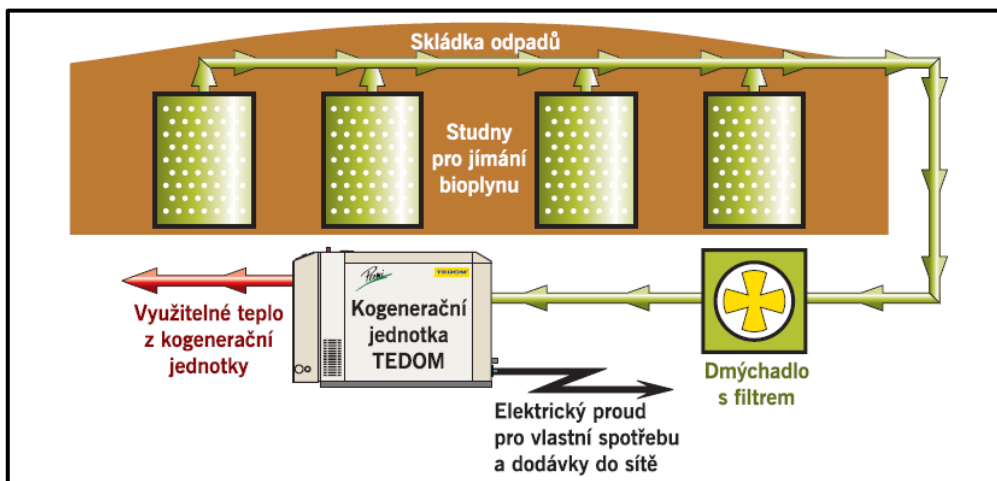


Obr. 27 - Řešení kondenzace

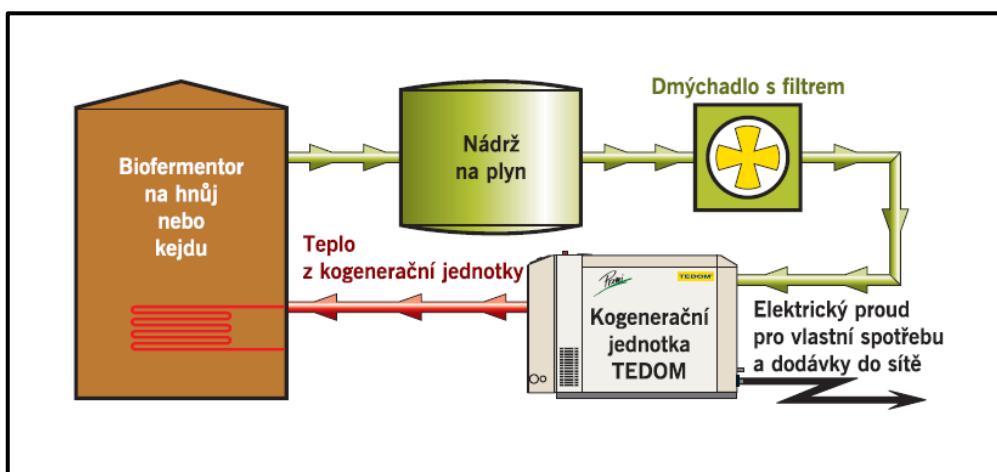
Využívané spaliny v tomto systému jsou odpadním produktem z motorů TEDOM, spalujících bioplynové palivo, které vzniká anaerobní fermentací odpadů (viz *obr 28 – 30*).



Obr. 28 - Princip čistírny odpadních vod



Obr. 29 - Princip skládky odpadů



Obr. 30 - Odpady v zemědělství

Seznam použité literatury:

- [1] Vilímec, L., Stavba kotlů I, VŠB – TU Ostrava, 2002.
- [2] Vilímec, L., Stavba kotlů II, VŠB – TU Ostrava, 2006.
- [3] Vilímec, L., Řízení a regulace energetických zařízení, VŠB – TU Ostrava, 2007.
- [4] Kolat, P., Přenos tepla a hmoty, VŠB – TU Ostrava, 2001.
- [5] Kolat, P., Energetické centrály, VŠB – TU Ostrava, 2004.
- [6] Milčák, P., Termodynamické a transportní vlastnosti parovzduchové směsi, Vítkovice, 2008.
- [7] Noskievič, P., kolektiv autorů 1996. Biomasa a její energetické využití, VŠB – TU Ostrava, 1996
- [8] Noskievič, P., Spalování uhlí, VŠB – TU Ostrava, 2005.
- [9] Dlouhý, T., Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT Praha, 2002.
- [10] Isteník, R., Labuda, R., Hlavňa, V., Kukuča, P., Sojčák, D., Barta, D., Lábaj, J., Spalovacie motory, Žilinská univerzita v Žilině, 2005.
- [11] Kysela, L., Tomčala, J., Spalovací motory I, VŠB – TU Ostrava, 2003.
- [12] Kysela, L., Využití druhotných zdrojů energie, VŠB – TU Ostrava, 2007.
- [13] Ochrana, L., Kotle a výměníky tepla, VUT Brno, 2004.
- [14] Černý, V., Parní kotle, TISK Brno, 1983.
- [15] Kadlec, Z., Sdílení tepla, VŠB – TU Ostrava, 2005.
- [16] Vít, T., Základy přenosu tepla a hmoty, Akademie věd ČR, 1998.
- [17] www.tzbinfo.cz
- [18] www.biom.cz
- [19] www.Tedom.cz
- [20] www.PBSVB.cz (První Brněnská strojírna Velká Bíteš, a. s.)
- [21] www.prumysl.ccb.cz
- [22] www.ABZ.cz
- [23] www.ENV.cz
- [24] www.energetik.cz
- [25] www.CEACR.cz
- [26] www.CEZ.cz
- [27] www.ekowatt.cz
- [28] www.Fchart.com (EES - Engineering Equation Solver)
- [29] ZÁKON Č. 86/2002 Sb. O ochraně ovzduší a o změně některých dalších zákonů (tzv. Zákon o ochraně ovzduší)

Seznam obrázků, tabulek, grafů

<i>Obrázek</i>	<i>strana</i>
Obr. 1 - Možnosti využití FES	8
Obr. 2 - Schéma zapojení s RV	10
Obr. 3 - Schéma zapojení s RC	11
Obr. 4 - Schéma kompresoru	17
Obr. 5 – Kompresor	18
Obr. 6 - Schéma směšovače 1	19
Obr. 7 – Směšovač 1	19
Obr. 8 - Schéma RV	20
Obr. 9 - První návrhová studie RV	21
Obr. 10 - Schéma směšovače 2	21
Obr. 11 - Směšovač 2	22
Obr. 12 - Schéma OPVS	23
Obr. 13 - Návrhová studie OPVS	24
Obr. 14 - Turbína s generátorem	24
Obr. 15 - Schéma plynové turbíny	25
Obr. 16 - Schéma RV	26
Obr. 17 - Druhá návrhová studie RV	26
Obr. 18 - Schéma CHPVS	27
Obr. 19 - Návrhová studie CHPVS	28
Obr. 20 - Celkové schéma RV	29
Obr. 21 - Pohled na vstup do RV	33
Obr. 22 - Začátek RV	33
Obr. 23 – Vliv řad na přestup	35
Obr. 24 - Smyčka hadu	36
Obr. 25 - Celkový pohled na RV 1	38
Obr. 26 - Celkový pohled na RV 2	39
Obr. 27 - Řešení kondenzace	40
Obr. 28 - Princip čistírny odpadních vod	41
Obr. 29 - Princip skládky odpadů	41
Obr. 30 - Odpady v zemědělství	41

<i>Tabulky</i>	<i>strana</i>
Tab. 1 - Objemy spalin 13
Tab. 2 - Tepelná kapacita spalin 15
Tab. 3 - Rozměry trubek 31
Tab. 4 - Možnosti výšky RV dle trubky 32
Tab. 5 - Opravný součinitel ϵ_L 34
<i>Grafy</i>	<i>strana</i>
Graf 1 - Tepelná kapacita spalin 16