

**VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky**

**Návrh na využití tepla spalin z kogenerační jednotky pomocí
náporové turbíny**

**Proposal to use the combustion gases heat from cogeneration
unit using a special turbine**

Student:

Ing. Jan Šebestík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Koloničný, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání bakalářské práce

Student:

Ing. Jan Šebestík

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3907R009 Provoz energetických zařízení

Téma:

Návrh na využití tepla spalin z kogenerační jednotky pomocí náporové turbíny
Proposal to Use the Combustion Gases Heat from a Cogeneration Unit Using a Special Turbine

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte návrh na využití tepla spalin z kogenerační jednotky pomocí náporové turbíny

1. Revize reálných provozních hodnot kogeneračních zdrojů
2. Vyhodnocení potenciálu tepla ve spalinách
3. Návrh vhodného typu náporové turbíny
4. Řešení souvisejících prvků nutných pro provoz turbíny
5. Zpracování schématického výkresu a návrh umístění technologie
6. Analýza ekonomické návratnosti

Seznam doporučené odborné literatury:


1. Zákon č. 406/2000 Sb. o hospodaření energií, v aktuálním znění
2. Zákon č. 165/2012 Sb. o podporovaných zdrojích energie, v aktuálním znění
3. Vyhláška č. 480/2012 Sb. o energetickém auditu a energetickém posudku, v aktuálním znění
4. Firemní podklady Unikasset a G-Team
5. Fiedler, J.: Parní turbíny – návrh a výpočet, CERM Brno, 2004
6. Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a kompresory, CERM Brno, 2007

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

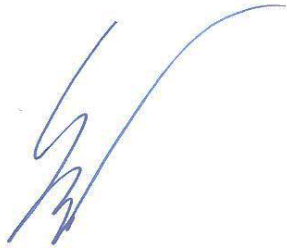
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Koloničný, Ph.D.**

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 bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: *11. května 2018*

Gebek
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou 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 nevydělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).

souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské 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 – bakalářskou 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 dne: 11. května 2018



.....
podpis studenta

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Janu Koloničnému, Ph.D. za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠEBESTÍK, J. Návrh na využití tepla spalin z kogenerační jednotky pomocí náporové turbíny: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Katedra energetiky, 2018, 61 s. Vedoucí práce: Koloničný, J.

Bakalářská práce se zabývá využitím potenciálu obsaženého ve spalinách produkovaných kogeneračními jednotkami ve společnosti AGRAS, a to za pomoci náporové turbíny. Práce je rozdělena na část teoretickou a praktickou. V teoretické části jsou popsány základní technologické prvky nutné pro další využití potenciálu spalin, které jsou doplněny potřebnými výpočetními vztahy. V praktické části je návrh konkrétního řešení využití spalin na základě zadaných dat. V úvodu praktické části je řešena analýza předaných dat, ze které je definováno produkované množství spalin. Následně je navržen výkon vhodného parního výměníku pro produkci páry o odpovídajících parametrech. Parametry páry pak slouží k výpočtu parametrů náporové turbíny a její předpokládaný výkon.

Klíčová slova

Náporová; kartáčová; turbína; výměník; Lavalova dýza; rázová vlna; AGRAS

ANNOTATION OF BACHALOR THESIS

ŠEBESTÍK, J. Proposal to use the combustion gases heat from cogeneration unit using a special turbine. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Department of Power Engineering, 2018, 52 s. Thesis head: Koloničný, J.

The bachelor thesis deals with the usage of the energy potential contained in the flue gas produced by cogeneration units in AGRAS. This energy should be use for a brush turbine. The thesis is divided into the theoretical and practical part. In the theoretical part are described basic technological elements necessary for further utilization of the potential of combustion gases, which are supplemented by the necessary formulas. In the practical part is the design of a specific solution for the usage of flue gas according to the given data. Received data are analysed in the introduction of the practical part. From this analyse is defined the quantity of produced flue gas and made the calculation of an appropriate steam exchanger for vapour production with corresponding parameters. Parameters of steam are used to calculate the parameters of the turbine and its expected load.

Key words

Brush; turbine; exchanger; Laval nozzle; shock wave; AGRAS

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotky	Význam symbolu
β	°	Úhel
ε	-	Tlakový poměr
η	-	Účinnost
κ	-	Poissonova konstanta
ξ	-	Poměrná ztráta
ρ	kg.m ⁻³	Hustota
φ_x	m ³ .m ⁻³	Objemový podíl složky x v daném plynu
ψ	-	Vyjádření závislosti výtokové funkce
a	m.s ⁻¹	Rychlost zvuku
A	m ²	Plocha
d, D	m	Délka, průměr
c, c_p	J.m ⁻³ .K ⁻¹	Měrná tepelná kapacita
E	J, Ws	Energie – elektrická
F	N	Síla
i, h	J.kg ⁻¹	Měrná entalpie
L	J	Skupenské výparné teplo
l		Měrné skupenské teplo vody
m	kg	Hmotnost
\dot{m}	kg.s ⁻¹	Hmotnostní tok
Ma	-	Machovo číslo
p	Pa	Tlak
P	J.s ⁻¹ , W	Výkon
P_{el}	J.s ⁻¹ , W	Výkon – elektrický
P_Q	J.s ⁻¹ , W	Výkon – tepelný

Symbol	Jednotky	Význam symbolu
Q_i	$J.m^{-3}$	Výhřevnost
\dot{Q}	W	Tepelný tok
s	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	Měrná entropie
t	$^{\circ}C$	Teplota
T	K	Teplota
V	m^3	Objem
\dot{V}	$m^3.s^{-1}$	Objemový tok, objemový průtok
$x_{páry}$	-	Suchost páry
X	m	Délka
w	$m.s^{-1}$	Rychlost
z	$J.kg^{-1}$	Měrná ztráta

Seznam použitých indexů

Zkratka	Význam
el	elektrický
pal	palivo
pp	přehřátá pára
sp	spaliny
tr	tryska
vz	vzduch

Obsah

Úvod.....	13
1 Kogenerace	14
1.1 Kogenerace se spalovacími motory	14
2 Redukční stanice.....	16
3 Stanovení parametrů a tepelného toku spalin.....	18
4 Výroba páry	21
4.1 Tepelný výměník.....	21
4.2 Vlastnosti spalin	24
4.2.1 Měrná tepelná kapacita:	24
4.2.2 Hustota.....	24
5 Náporová turbína	25
5.1 Parní turbína – návrh.....	27
5.2 Návrh dýzy	27
5.2.1 Lavalova dýza	29
5.3 Proudění vysokými rychlostmi	31
5.3.1 Kolmá rázová vlna – přímá.....	32
5.4 Tlaková rázová vlna působící na kolo turbíny	33
6 Praktická část – příklad výpočtu.....	36
6.1 KGJ ve společnosti AGRAS	36
6.2 Výpočet parametrů spalin	36
6.2.1 Shrnutí analýzy využití spalin.....	40
6.3 Výroba páry.....	42
6.3.1 Stanovení požadované tepelného výkonu parního výměníku.....	44
6.4 Titanová turbína	45
6.5 Parametry turbíny.....	45
6.6 Návrh Lavazovy dýzy (trysky).....	45
6.7 Výpočet výkonu turbíny.....	47
7 Technologické schéma	50
8 Umístění technologie.....	53

9	Ekonomické zhodnocení	54
9.1	Odhad investičních nákladů	54
9.2	Množství vyrobené elektrické energie	54
9.3	Ekonomické zhodnocení	55
	Závěr	56
	Použitá literatura	A
	Seznam obrázků	C
	Seznam tabulek	D
	Seznam příloh	E

Úvod

Tato bakalářská práce se zaměřuje na využití potenciálu obsaženého v odpadních spalinách produkovaných v kogeneračních jednotkách instalovaných ve společnosti AGRAS Želatovice, a.s. Jedná se o společnost zabývající se, mimo jiné, zemědělskou činností, z jejichž produktů se v bioplynových stanicích vyrábí bioplyn, který se využívá jako palivo pro provoz dvou kogeneračních jednotek.

Bakalářská práce se zaměřuje na analýzu spalin instalovaných kogeneračních jednotek. Analýza vychází z poskytnutých dat, které byly denně zaznamenávány po dobu jednoho roku. Z analýzy pak vyplývá množství tepla obsaženého ve spalinách pro následné využití pro ohřev vody a výrobu páry, která je dopravována do náporové turbíny, kde je transformována na rotační pohyb turbíny a následnou výrobu elektrické energie.

Cílem bakalářské práce je posoudit vhodnost využití odpadních spalin, definovat výkon turbíny a provést ekonomické zhodnocení vhodnosti aplikace tohoto řešení.

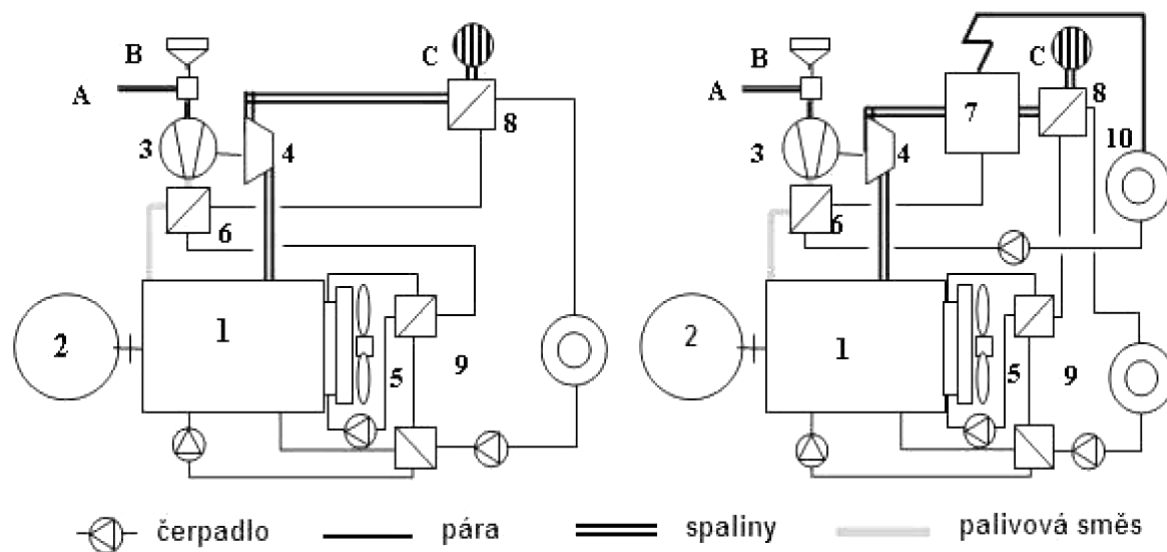
1 Kogenerace

Kogenerace představuje sdruženou výrobu elektřiny a tepla. Energie se z primárního energetického zdroje nejprve přemění na vysokopotenciální tepelnou energii, která se využije k vykonání práce a její přeměny na elektrickou energii pomocí turbín. Teprve následně se využije zbytková tepelná energie pro pokrytí potřeby tepla. Oproti oddělené výrobě elektřiny v kondenzační elektrárně a tepla ve výtopně, tak kogenerace představuje snížení potřebného množství paliva primárních energetických zdrojů při zachování stejného množství vyrobené elektřiny a tepla. [1]

1.1 Kogenerace se spalovacími motory

Spalovací motory využívané pro kogeneraci jsou konstruovány jako pístové motory s vnitřním spalováním. Jedná se o upravené vznětové či zážehové pohony, které jsou uzpůsobeny pro spalování zemního plynu. Plynové spalovací motory pracují v režimu s přebytkem spalovacího vzduchu, jehož množství má vliv na výkon, účinnost a také na množství NO_x ve spalinách. [1]

Na spalovací motor je připojen elektrický generátor pro výrobu elektřiny. Motor při provozu také produkuje odpadní teplo, které se dále využívá. Jedná se o teplo chlazení motoru, teplo chlazení mazacího oleje a teplo výfukových plynů. Odpadní teplo z motoru lze využít pro výrobu horké vody nebo páry, tak jak je nakresleno na Obr. 1. [1]



a) *dotávka tepla ve formě teplé nebo horké vody* b) *dotávka tepla ve formě páry a horké vody*

Obr. 1 – Základní zapojení spalovacích motorů pro kogenerační účely [1]

Legenda:

1 spalovací motor; 2 elektrický generátor; 3 kompresor přepřívovacího turbodmychadla; 4 turbína turbodmychadla; 5 okruh chlazení oleje a bloku válců motoru s ohříváký topné vody; 6 chladič stlačeného vzduchu; 7 parní kotel; 8 spalinový ohřívák topné vody; 9 okruh topné vody; 10 spotřebiče páry [1].

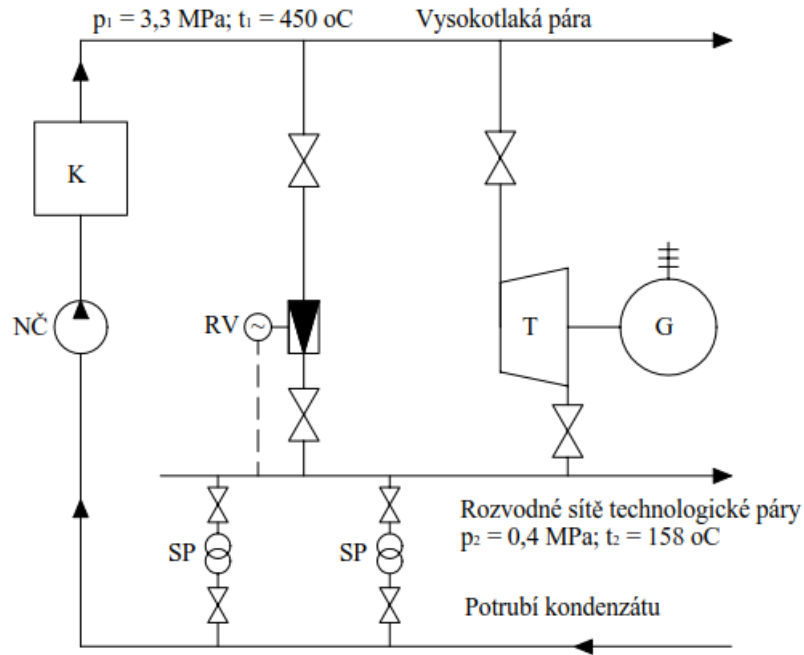
2 Redukční stanice

Pro potřeby snížení tlaku se běžně využívá škrcení pomocí redukčních ventilů, které je doplněno chladicí zástřikovou komorou pro snížení teploty páry. Tento konvenční způsob představuje dosud nejoblíbenější a nejužívanější metodu, která je investičně nenáročná a přesto spolehlivá. [8][9]

Při redukci se využívá termodynamického děje, při kterém dochází k trvalé tlakové ztrátě. Jedná se o expanzi plynu z vyššího tlaku na nižší, při které plyn nekoná ani nepřijímá vnější práci. [9]

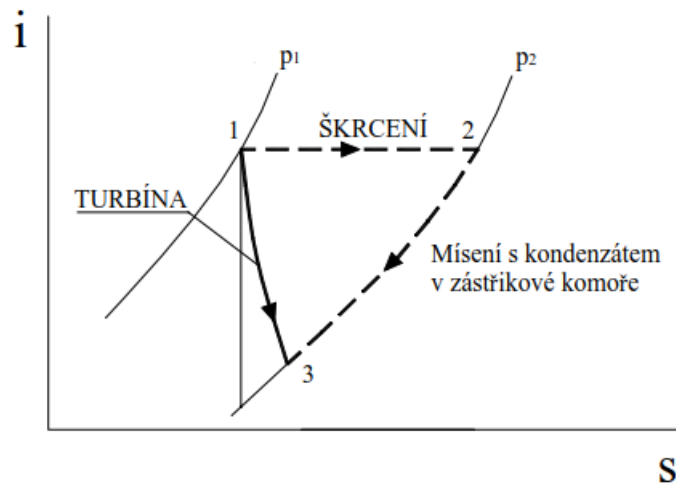
Při redukci páry vznikají ztráty energie. Tuto energii lze přitom využít a přeměnit tepelnou energii na elektrickou s účinností až 85 % pomocí protitlaké turbíny začleněné do systému redukce tlaku. Dochází tak k vytváření nových kogeneračních jednotek se sdruženou výrobou tepla a elektřiny. [9]

Příklad využití protitlaké turbíny (T) je uveden na Obr. 2, kde je turbína zapojena paralelně s regulačním ventilem RV. Při běžném provozním stavu je redukční ventil uzavřen a veškerá redukce se provádí pomocí turbíny, který zároveň generuje elektrickou energii. Při poklesu protitlaku na straně odběru dojde k otevření regulačního ventilu a dorovnání tlaku. Poté co dojde ke zvýšení tlaku na straně odběru (tj. bude snížen odběr páry), tak se ventil opět uzavře. [9]



Obr. 2 – Příklad zjednodušeného schéma redukční stanice s protitlakou turbínou [9]

Průběh stavových změn je znázorněn pomocí i - s diagramu na Obr. 3. V turbíně dochází k expanzi páry a snížení entalpie páry z i_1 na i_3 . Je-li v provozu regulační ventil, tak na něm dochází k redukci páry ze stavu i_1 do i_2 a následně je snížena teplota páry v zástřikové komoře na požadovaný stav i_3 . [9]



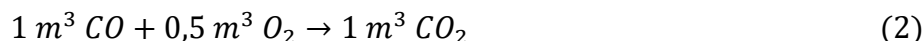
Obr. 3 – i - s diagram stavových změn v redukční stanici [9]

3 Stanovení parametrů a tepelného toku spalin

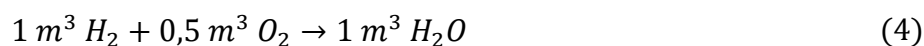
Pro výpočet množství spalovacího vzduchu a vzniklých spalin kogenerační jednotky (dále v textu uváděny pod zkratkou **KGJ**) se využívá stechiometrických spalovacích rovnic pro příslušné hořlavé složky paliva. Při výpočtu se vychází z předpokladu dokonalého spalování, které je zajištěno pomocí turbodmychadla zajišťující nasávání vzduchu do kogenerační jednotky. Při dokonalém spalování nastane dokonalé spálení všech hořlavých složek paliva a výstupní spaliny pak obsahují pouze nehořlavé složky (CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 a O_2). Dokonalé spalování lze docílit pouze za předpokladu dokonalého promísení paliva se vzduchem. V praktických podmínkách nelze zajistit dokonalé promíchání a následné spálení paliva, proto se spalování vždy provádí s přebytkem vzduchu. [2]

Stanovení základních stechiometrických rovnic, které se v případě plyných paliv řeší v objemových jednotkách [2]:

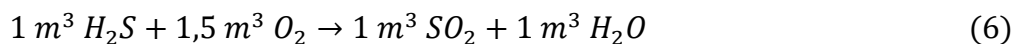
- oxid uhelnatý



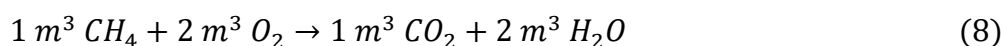
- vodík



- sulfan



- metan



Stanovení minimálního množství kyslíku nutnému k dokonalému spálení:

$$V_{O_2, \min} = 0,5 \cdot \varphi_{CO} + 0,5 \cdot \varphi_{H_2} + 1,5 \cdot \varphi_{H_2S} + 2 \cdot \varphi_{CH_4} - \varphi_{O_2} \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (9)$$

Při objemových stechiometrických výpočtech se používá suchý vzduch se zjednodušeným složením 21 % O₂ a 79 % N₂.

Teoretické množství vzduchu:

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2, \min} \quad \left[\frac{m_{vz}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (10)$$

Reálné množství vzduchu při započítání nutného přebytku vzduchu:

$$V_{vz}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2, \min} \cdot n \quad \left[\frac{m_{vz}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (11)$$

kde n [-] je koeficient přebytku vzduchu

Množství vzniklých spalin při spálení jednotkové množství paliva:

$$V_{sp}^v = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad \left[\frac{m_{spal}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (12)$$

$$V_{sp}^s = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad \left[\frac{m_{spal}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (13)$$

kde:

$$V_{CO_2} = \varphi_{CO} + \varphi_{CO_2} + \varphi_{CH_4} \quad \left[\frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (14)$$

$$V_{SO_2} = \varphi_{H_2S} \quad \left[\frac{m_{SO_2}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (15)$$

$$V_{H_2O} = \varphi_{H_2} + 2 \cdot \varphi_{CH_4} + \varphi_{H_2S} \quad \left[\frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (16)$$

$$V_{N_2} = \varphi_{N_2} + V_{O_2} \cdot \frac{0,79}{0,21} \cdot n \quad \left[\frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (17)$$

$$V_{O_2} = V_{O_2,min} \cdot (n - 1) \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3} \right] \quad (18)$$

Průměrný tepelný výkon KGJ odvozený od množství vyrobené elektrické energie (P_{el}) v závislosti na účinnosti KGJ (η_{el}):

$$P_Q = \frac{P_{el}}{\eta_{el}} \quad \left[\frac{MJ}{h} \right] \quad (19)$$

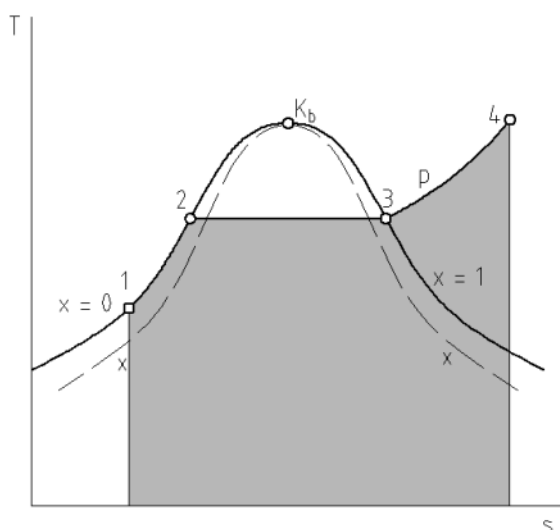
Množství paliva, které musí být spáleno pro zajištění požadovaného průměrného tepelného výkonu

$$\dot{V}_{pal} = \frac{P_Q}{Q_i} \quad \left[\frac{m_{pal}^3}{h} \right] \quad (20)$$

kde Q_i [MJ/m³] je výhřevnost plynu.

4 Výroba páry

Výroba páry je izobarický děj, který probíhá při kontaktním tlaku a pro který platí T-s diagram (viz Obr. 4). Kapalina (voda) je natlakovaná pomocí napájecího čerpadla na odpovídající tlak (v Obr. 4 se jedná o bod 1). Dále dochází k ohřevu vody až do teploty varu (bod 2). V tomto okamžiku se jedná o tzv. sytou kapalinu (suchost $x_{páry} = 0$). Od bodu 2 již nedochází k růstu teploty a var probíhá v celé kapalině až do bodu 3. Mezi body 2 a 3 se jedná o tzv. mokrou páru, kde suchost páry $x_{páry}$ představuje poměrné množství syté páry k celkovému objemu látky. V bodě 3 je suchost $x_{páry} = 1$ a jedná se o sytou páru. V tomto bodě se veškerá kapalina změnila na páru. Od bodu 3 až do bodu 4 nastává stav, kdy dochází k růstu teploty a jedná se o tzv. přehřátou páru. [17]



Obr. 4 – T-s diagram pro vodu [17]

4.1 Tepelný výměník

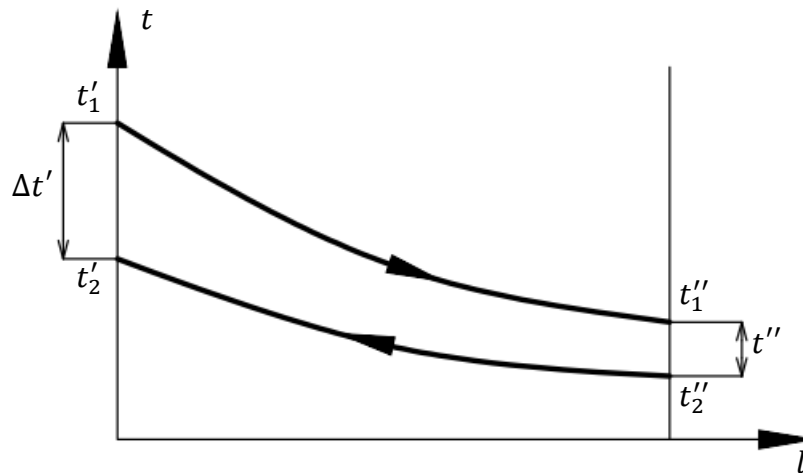
Pro ohřev páry slouží rekuperační tepelné výměníky. Dle směru proudění se rozlišují na souproudé a protiproudé. Pro ohřev vody a výrobu páry je vhodnější protiproudý výměník, který je schopen dosáhnout lepší tepelné výměny, neboť média proudí proti sobě. Principiálně se jedná o žárotrubný spalínový kotel, který ale neobsahuje žádný spalovací rošt ani hořák. Tento kotel obsahuje pouze buben s ohřívanou vodou, ve kterém jsou instalovány žárotrubné ocelové trubky, kterými proudí spaliny.

Teplotní průběh protiproudého výměníku je patrný z Obr. 5.

Teplo, které předá médium teplejší médiumu chladnějším je určeno ze vztahu definující tepelnou bilanci výměníku:

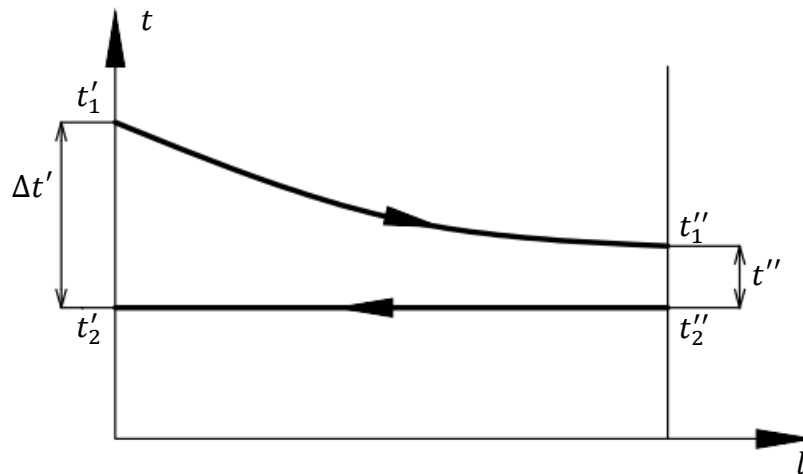
$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 \quad [J] \quad (21)$$

kde $\Delta t_1 = t'_1 - t''_1$, $\Delta t_2 = t'_2 - t''_2$.



Obr. 5 – Protiproudý výměník – teplotní průběh [16]

Na Obr. 6 je případ výměníku, kdy dochází k varu. Jedná se o tzv. výparník, kdy dochází k vypařování kapaliny při teplotě varu, která odpovídá danému tlaku v soustavě. [14][15][16]



Obr. 6 – Protiproudý výměník – teplotní průběh při vypařování jednoho média [16]

Vypařování představuje přechod ze syté kapaliny (kdy je suchost páry $x_{páry}=0$) až do syté páry (kdy je suchost páry $x_{páry}=1$). Při vypařování zůstává teplota neměnná, dochází však ke změně skupenství, kde potřebné skupenské teplo je dáno vztahem

$$L = m \cdot x_{páry} \cdot l \quad [J] \quad (22)$$

kde $x_{páry}$ je suchost páry, L je skupenské výparné teplo a l je měrné skupenské teplo (při dané teplotě vypařování). [17]

Pro získání přehřáté páry je nutno dodat přehřívací teplo, které závisí na rozdílu entalpií dle vztahu

$$Q_{pp} = m \cdot (i_{pp} - i'') \quad [J] \quad (23)$$

kde i_{pp} je entalpie odpovídající požadovanému přehřátí páry a i'' je entalpie páry na hranici sytosti. [17]

Celkové teplo páry je pak dáno součtem jednotlivých složek tepla [17]

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t + m \cdot x_{páry} \cdot l + m \cdot (i_{pp} - i'') \quad [J] \quad (24)$$

4.2 Vlastnosti spalin

4.2.1 Měrná tepelná kapacita:

Střední měrnou tepelnou kapacitu, která vyjadřuje tepelnou kapacitu mezi teplotami 0°C a teplotou t , jsem určil dle následujících rovnic [4]

$$\bar{c}_{pCO_2} = -1,5 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 0,00068576 \cdot t + 1,656 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (25)$$

$$\bar{c}_{pH_2O} = -1 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00026958 \cdot t + 1,469 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (26)$$

$$\bar{c}_{pSO_2} = -3 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 0,00080378 \cdot t + 1,738 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (27)$$

$$\bar{c}_{pN_2} = -1 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00012957 \cdot t + 1,28 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (28)$$

$$\bar{c}_{pO_2} = -4 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00020681 \cdot t + 1,302 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (29)$$

Střední měrná tepelná kapacita spalin je pak

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p,sp}^v = \varphi_{CO_2} \cdot \bar{c}_{pCO_2} + \varphi_{H_2O} \cdot \bar{c}_{pH_2O} + \varphi_{SO_2} \cdot \bar{c}_{pSO_2} + \\ + \varphi_{N_2} \cdot \bar{c}_{pN_2} + \varphi_{O_2} \cdot \bar{c}_{pO_2} \end{aligned} \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (30)$$

4.2.2 Hustota

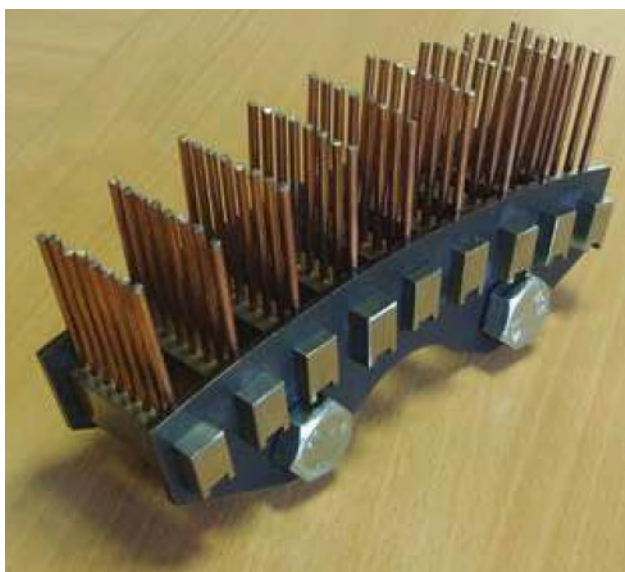
Hustoty jednotlivých složek jsou určeny při normálních podmínkách a jsou určeny z tabulek nebo ze stavové rovnice. Celková hustota vlhkých spalin je pak [4]

$$\begin{aligned} \rho_{sp} = \varphi_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + \varphi_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + \varphi_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + \\ + \varphi_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + \varphi_{O_2} \cdot \rho_{O_2} \end{aligned} \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (31)$$

5 Náporová turbína

Jednou z možností je použití náporové expanzní turbíny, která místo lopatek využívá jednoduché prvky, např. štíhlé pruty kruhové, eliptického či jiného průřezu. Náporová turbína může být konstruována v provedení s axiálním nebo radiálním rotorem, na který působí médium (pára nebo vzdušina) z trysek, které jsou umístěny po obvodu pláště turbíny. Médium následně odchází po Archimedově spirále (Obr. 10) do středu rotoru a ven z turbíny. [10]

Médium předává svou energii náporovým prvkům (tzv. kartáčům), které jsou umístěny v segmentech (viz Obr. 7). Jednotlivé segmenty jsou pak umístěny po obvodu oběžného kola. Oběžné kolo je tvořeno dvěma disky, mezi které jsou vloženy segmenty s náporovými prvky (viz Obr. 8). Náporové prvky mohou být libovolného tvaru. Pro jednodušší výrobu jsou však používány prvky kruhového průřezu jako jsou dráty, které představují poměrně levné řešení nevyžadující žádné drahé či složité opracování. [11]

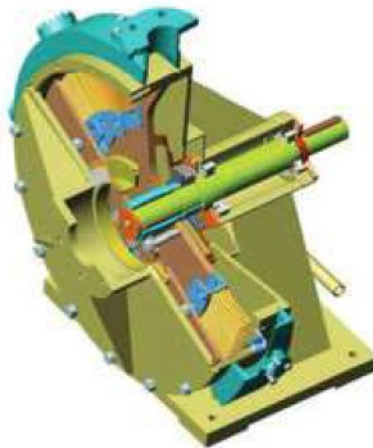


Obr. 7 – Kartáče s náporovými prvky [11]

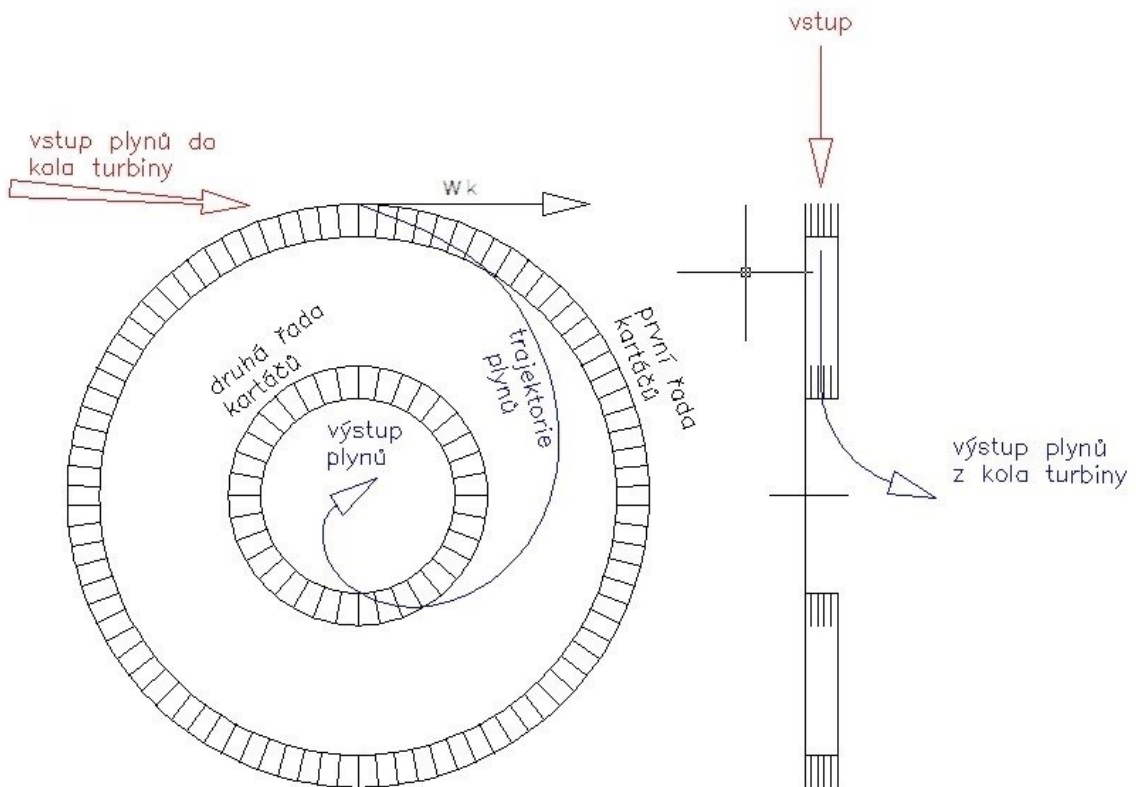


Obr. 8 – Těleso turbíny [11]

Sestava turbíny (viz Obr. 9) obsahuje hřídel uloženou ve valivých ložiscích, která je spojena s generátorem. Pro spojení je uvažováno se speciálním drážkovým řemenem. Na hřídeli je pak uloženo těleso turbíny s kartáči. Médium je přiváděno potrubím do vnější části obvodu turbíny a následně je tečně foukáno na náporové prvky tryskou, ve které se přemění tlakové energie na energii kinetickou. [11]



Obr. 9 – Sestava turbíny [11]



Obr. 10 - Archimedova spirála [5]

5.1 Parní turbína – návrh

Náporová turbína využívá kinetické energie obsažené v páře, která vytváří tzv. náporový tlak na drátěné náporové prvky. Ten je vytvářen pomocí rázové vlny vznikající při velkých rychlostech proudění. Pro zajištění této rychlosti se využívá dýzy (jinak označované také jako tryska), což představuje kanál s plynulou změnou průtočného průřezu. Dle tvaru lze rozlišit dýzy na obecné zužující a na Lavalovy rozšiřující dýzy. [8][11]

Pára je reálný plyn, proto jsou stavy určovány z tabulek nebo diagramů. [12]

5.2 Návrh dýzy

Při návrhu dýzy se vychází z tlakového poměru tlaku před a za tryskou, který je dán vztahem

$$\varepsilon = \frac{p_1}{p_0} \quad [-] \quad (32)$$

kde p_0 je tlak na vstupu do trysky, p_1 je tlak na výstupu z trysky. [8]

Porovnáním tlakového poměru s kritickou hodnotou ε_C^* , která odpovídá danému médiu a jeho stavu, lze pak rozlišit typ proudění, které bude na výstupu z trysky. Podle typu proudění se volí odpovídající typ dýzy. Jeli $\varepsilon > \varepsilon_C^*$ pak nedochází ke kritickému proudění a volí se nerozšířená dýza (Poměr tlaků však nemá překročit hodnotu 0,8). Je-li $\varepsilon \leq \varepsilon_C^*$, pak se jedná o kritické proudění a volí se rozšířená dýza. [11][13]

Kritický tlakový poměr je definován jako

$$\varepsilon_C^* = \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad [-] \quad (33)$$

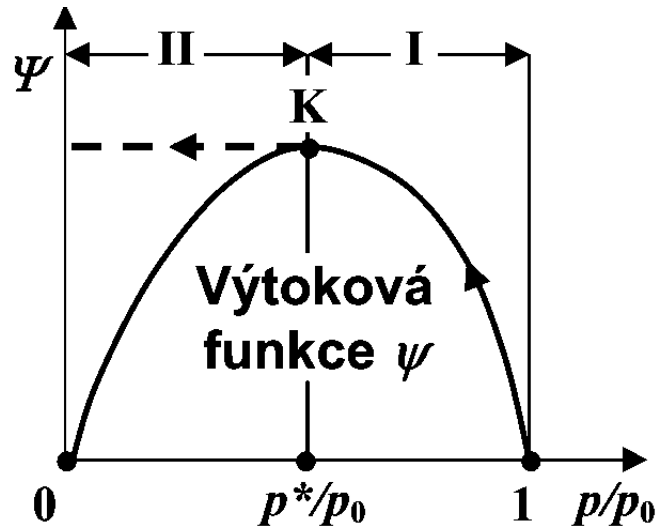
kde p^* je kritický tlak v nejužším místě trysky. [8]

Pro stanovení kritického proudění se využívá Poissonova konstanta κ páry. [12]

Tabulka 1 – Hodnoty Poissonovy konstanty a kritický poměr páry [12]

	κ	ε_C^*
Přehřátá vodní pára	1,3	0,5457
Mokrá a sytá pára	$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x$	
- pro $x_{\text{páry}}=1$	1,135	0,5774
- pro $x_{\text{páry}}=0,5$	1,085	0,5878
- pro $x_{\text{páry}}=0,2$	1,055	0,5943
- pro $x_{\text{páry}}=0,1$	1,045	0,5965

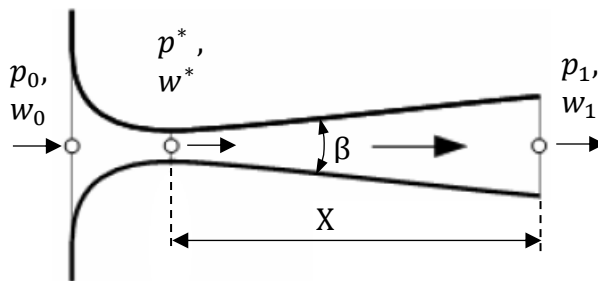
Na Obr. 11 je uvedena funkční závislost na tlakovém poměru. Pro $p^*/p_0 = 1$ je výstupní rychlost $w_1 = 0$. V oblasti podkritického proudění (oblast I), kde $p^* < p_1 < p_0$ narůstá výstupní rychlost až do bodu K, kde je výstupní rychlost $w_1 = w^*$ a kde platí $p_1 = p^*$. Pro kritickou oblast (oblast II) je výstupní rychlost $w_1 = w^*$. [7][12]

Obr. 11 – Závislost $\psi = f(p/p_0)$ [7]

5.2.1 Lavalova dýza

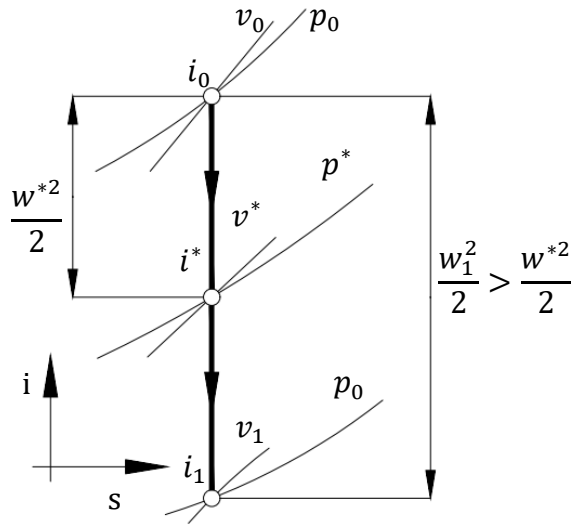
Pro náporovou turbínu se využívají vysoké výtokové rychlosti z dýzy, které jsou větší jak rychlost zvuku v daném médiu. Při těchto rychlostech pracuje turbína v oblasti kritického proudění, kde se využívá rozšiřující Lavalova dýza (viz Obr. 12).

Lavalova dýza slouží pro zajištění lepší účinnosti expanze média za kritickým průřezem dýzy a k zabránění odklonu proudu páry při výtoku z dýzy. [7][13]



Obr. 12 – Lavalova dýza

Změnu stavových veličin dle zjednodušeně (při zanedbání ztrát třením, které způsobuje brzdění média v blízkosti stěn) určit z i-s diagramu (viz Obr. 13). Uvažujeme přitom s izoentropickou expanzí, při které je entropie v průběhu expanze v dýze konstantní, tj. $s_0 = s^* = s_1$. Parametry stavových veličin páry v jednotlivých bodech jsou určovány z tabulek nebo diagramů. [8]


 Obr. 13 – *i-s* diagram ideální expanze média v Lavalově trysce [7]

Vztahy pro výpočet parametrů dýzy [5][12]:

Kontrolní podmínka pro ověření vhodnosti aplikaci Lavalovy dýzy

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} > \frac{p_1}{p_0} \quad (34)$$

Rychlost páry

$$w^* = \sqrt{2(i_0 - i^*)} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (35)$$

$$w_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (36)$$

Hmotnostní tok páry

$$\dot{m} = \frac{A^* \cdot w^*}{v^*} = \frac{A_1 \cdot w_1}{v_1} \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (37)$$

Průřez a průměr dýzy

$$A^* = \frac{\pi \cdot D^{*2}}{4} \quad [m^2] \quad (38)$$

$$D^* = \sqrt{4 \cdot \frac{A^*}{\pi}} \quad [m] \quad (39)$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \quad [m^2] \quad (40)$$

$$D_1 = \sqrt{4 \cdot \frac{A_1}{\pi}} \quad [m] \quad (41)$$

Délka Lavalovy trysky je

$$X = \frac{D_1 - D^*}{2 \cdot \tan \beta} \quad [m] \quad (42)$$

5.3 Proudění vysokými rychlostmi

Pro definování proudění při dané rychlosti se využívá Machovo číslo (Ma), které definuje poměr mezi rychlosti proudění v daném prostředí k rychlosti zvuku v tomto prostředí. Při $Ma = 1$ platí, že rychlost proudění je stejná jako rychlost zvuku v tomto prostředí.

$$Ma = \frac{w}{a} \quad [-] \quad (43)$$

kde w je rychlost proudění, a je rychlost šíření zvuku v daném prostředí.

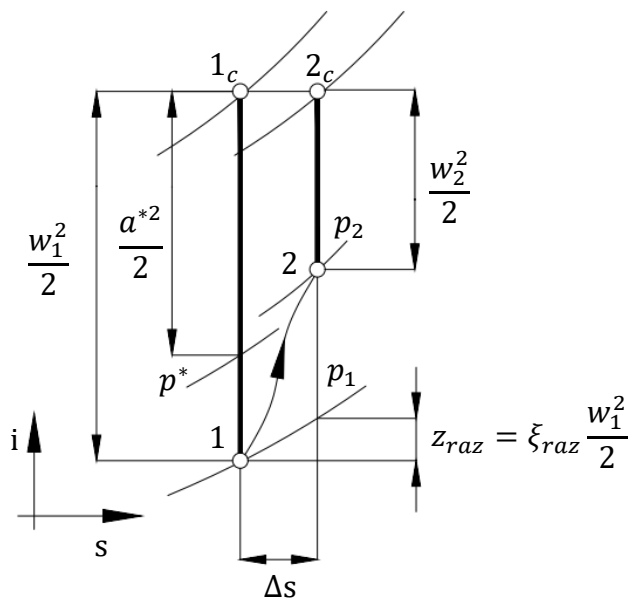
Pro popis jevů, které jsou způsobeny tlakovou poruchou, se využívá analogie šířením zvuku. Zvuk je tlaková porucha šířící se stlačitelným prostředím rychlostí zvuku a . Pokud rychlost zdroje, který způsobuje tlakovou poruchu, je menší než rychlost zvuku (tj. $Ma < 1$), pak se tlaková porucha šíří v spojitých kulových plochách (tzv. zvukových vlnách) všemi směry od místa vzniku. Při rychlostech blízkých se rychlosti zvuku (tj. $Ma = 1$) nebo rychlostech vyšších (tj. $Ma > 1$) dochází k narušování spojitosti zvukových vln a dochází ke skokovým změnám stavových veličin. Tlaková porucha se pak šíří ve formě rázových vln. [8]

Rázová vlna vzniká tak, že zdroj tlakové poruchy se pohybuje stejně rychle jako zvuková vlna. Proudnic se před pohybujícím zdrojem nestíhá pozvolna rozestoupit a zdroj

je nucen svým objemem vytěsnit prudkou kompresí okolní médium, které se pak pohybuje směrem pryč nadzvukovou rychlostí. Hranice mezi zkomprimovaným médiem a okolním prostředím se nazývá rázová vlna. [8]

5.3.1 Kolmá rázová vlna – přímá

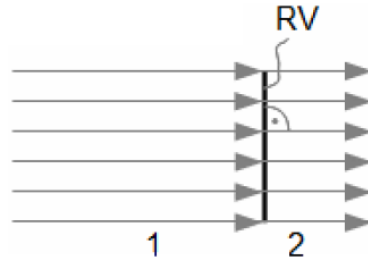
Rázová vlna představuje skokovou změnu stavové veličiny proudění na rozhraní mezi nadzvukovým a podzvukovým prouděním. Při kolmé rázové vlně zůstává po průchodu rozhraním směr proudění stejný, klesá ale rychlost proudění a roste tlak. Jedná se o kompresi doprovázenou ztrátami (z_{raz}) a zároveň růstem entropie (viz Obr. 14). [8]



Obr. 14 – Změna stavu média při průchodu kolmou rázovou vlnou [8]

Legenda:

p^* je kritický tlak, při kterém proudění dosáhne rychlosti zvuku při expanzi z bodu 1c;
 z_{raz} je měrná ztráta v rázové vlně; ξ_{raz} je poměrná ztráta rázem.



Obr. 15 – Průchod kolmou rázovou vlnou (RV) [8]

Při průchodu kolmou rázovou nastává změna stavových veličin ze stavu **1** do stavu **2** (viz Obr. 14 a Obr. 15), pro které platí

$$Ma_1 > 1; \quad Ma_2 < 1 \quad [-] \quad (44)$$

$$w_2 < a \quad [-] \quad (45)$$

$$p_2 > p_1 \quad [-] \quad (46)$$

Prandtlůva rovnice kolmé rázové vlny

$$w_1 \cdot w_2 = a^{*2} \quad [-] \quad (47)$$

Skokový přechod z nadzvukového (index 1) do podzvukového stavu (index 2) je popsán vztahy [5][8]

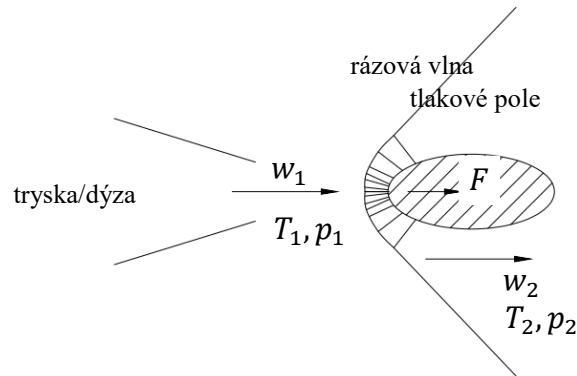
$$Ma_2 = \sqrt{\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_1^2}{\kappa \cdot Ma_1^2 - \frac{\kappa - 1}{2}}} \quad [-] \quad (48)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2\kappa}{\kappa + 1} (Ma_1^2 - 1) \quad [-] \quad (49)$$

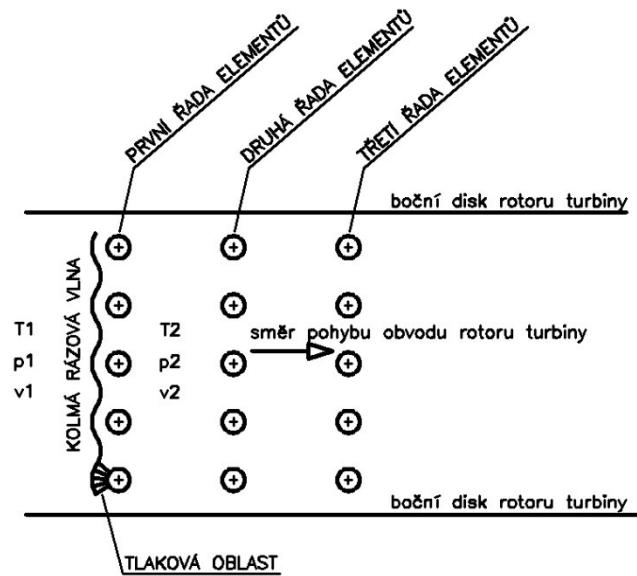
$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{i_2}{i_1} = \left[1 + \frac{2\kappa}{\kappa + 1} (Ma_1^2 - 1) \right] \cdot \frac{2 + (\kappa - 1) \cdot Ma_1^2}{(\kappa + 1) \cdot Ma_1^2} \quad [-] \quad (50)$$

5.4 Tlaková rázová vlna působící na kolo turbíny

Pro pohon turbíny se využívá energie tlakové rázové vlny, kdy tlak za rázovou vlnou působí na náporové prvky a roztáčí kolo turbíny. Rázová vlna způsobuje také odpaření vody a chrání tak prvky před poškozením kavitací. Princip působení síly je patrné z Obr. 16 a Obr. 17. [5]



Obr. 16 – Tvar rázové vlny působící na náporový prvek – drát [5]



Obr. 17 – Rázová vlna působící na více drátů v řadě [5]

Pro stojící kolo lze aplikovat rovnici (43) kde na výstupu z dýzy (před rázovou vlnou) je $Ma_{10} = w_1/a$. Při provozu se bude kolo otáčet rychlost w_k ve směru proudění páry, kterou musíme odečíst od rychlosti vystupující z dýzy [5]. Pak platí

$$Ma_1 = \frac{w_1 - w_k}{a} \quad [-] \quad (51)$$

kde w_k je obvodová rychlost kola turbíny, a je rychlost šíření zvuku v médiu.

Pro určení síly působící na náporový prvek se vychází z tlaku vzniklého za rázovou vlnou, který působí na plochu náporových prvků

$$F = p \cdot A = (p_2 - p_1) \cdot A \quad [N] \quad (52)$$

Výkon turbíny

$$P = F \cdot w_k \quad [W] \quad (53)$$

Svorkový elektrický výkon na generátoru

$$P_{SV} = P \cdot \eta_{SV} \quad [W] \quad (54)$$

kde η_{SV} je celková účinnost zahrnující účinnost mechanickou, převodovky a generátoru. [5][13]

6 Praktická část – příklad výpočtu

6.1 KGJ ve společnosti AGRAS

Ve společnosti AGRAS jsou provozovány dvě kogenerační jednotky o následujících parametrech.

Tabulka 2 – KGJ 1 – Jenbacher [3]

Typ	JMS 416 GS
Elektrický výkon	1131 kW el.
Využitelný tepelný výkon (120 °C)	1195 kW
Příkon energie v palivu	2699 kW
Elektrická účinnost	41,9 %
Tepelná účinnost	44,3 %
Celková účinnost	86,2 %

Tabulka 3 – KGJ 2 – Caterpillar [3]

Typ	TCG 2016 V16
Elektrický výkon	717 kW el.
Využitelný tepelný výkon (120 °C)	740 kW
Příkon energie v palivu	1777 kW
Elektrická účinnost	40,3 %
Tepelná účinnost	41,5 %
Celková účinnost	81,8 %

6.2 Výpočet parametrů spalin

Kompletní výpočet všech hodnot obou KGJ pro časové období celého roku 2017 je řešen pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel, který je součástí přílohy č.1. Pro zpracování jsem využil předaná data, která byla ve společnosti AGRAS denně měřena v průběhu celého roku 2017. Jedná se o vyrobené množství elektrické energie a složení paliva (bioplynu). V tabulce jsou některé řádky prázdné, což představuje situace, kdy došlo buď k výpadku/odstávce KGJ nebo k poruše měření.

Na základě složení bioplynu jsem sestavil stechiometrickou rovnici a využitím vztahů (9) až (12) provedl výpočty. Nejprve jsem určil minimální potřebné množství kyslíku, který je nutno dodat, aby bylo zajištěno dokonalé shoření v souladu se stechiometrickou rovnicí. Kyslík je do spalovacího procesu dodáván jako součást vzduchu. Proto jsem stanovil minimální množství potřebného dodaného vzduchu. Jedná se však pouze o teoretickou hodnotu, neboť v reálném procesu není možno zaručit dokonalé promísení vzduchu s palivem, proto je nutné při výpočtu uvažovat s přebytkem vzduchu, který je nutno přidat. Proto jsem při výpočtu definoval potřebný přebytek vzduchu a určil reálné množství dodaného vzduchu do spalovacího procesu. Nakonec jsem, v souladu se stechiometrickou rovnicí, určil množství spalin vzniklého spálením jednotkového množství bioplynu.

Díky každodennímu odečtu vyrobené elektrické energie a ze znalosti parametrů (elektrický výkon, tepelný výkon, účinnosti) jednotlivých KGJ, jsem určil průměrnou hodnotu tepla vyprodukovaného ve spalinách. Na základě složení paliva jsem určil hodnotu výhřevnosti. Se znalostí hodnoty průměrné výhřevnosti a průměrného tepla ve spalinách jsem stanovil množství potřebného paliva, které je nutno dodat, aby KGJ vyprodukovalo spaliny s odpovídajícími parametry.

Poté již stačí dopočítat množství vyprodukovaných spalin pro určené množství paliva.

Tabulka 4 – Získané údaje pro KGJ 1 typu JMS 416 GS z 1. 1. 2017

Výkon (množství vyrobené elektrické energie za 24 hodin):	$P_{el} = 28243 \text{ kWh/den}$
Složení bioplynu (vyjádřeno v objemovém podílu):	$\varphi_{CH_4} = 50,0 \%$
	$\varphi_{H_2} = 62 \text{ ppm} = 0,0062 \%$
	$\varphi_{H_2S} = 341 \text{ ppm}$ $= 0,0341 \%$
	$\varphi_{O_2} = 0,33 \%$
	$\varphi_{CO_2} = 49,63 \%$

Níže je uveden příklad výpočtu KGJ 1 pro hodnoty z data 1. 1. 2017 (viz Tabulka 4).

Stanovení minimálního množství kyslíku, který musíme dodat, aby bylo zajištěno shoření paliva

$$V_{O_2,min} = 0,5 \cdot \varphi_{CO} + 0,5 \cdot \varphi_{H_2} + 1,5 \cdot \varphi_{H_2S} + 2 \cdot \varphi_{CH_4} - \varphi_{O_2} \quad \left[\frac{m^3_{O_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (55)$$

$$V_{O_2,min} = 0,5 \cdot 0,000062 + 1,5 \cdot 0,000341 + 2 \cdot 0,50 - 0,0033 \doteq 0,9972 \quad \left[\frac{m^3_{O_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (56)$$

Odtud lze pak stanovit minimální (teoretické) množství potřebného vzduchu

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,min} = \frac{1}{0,21} \cdot 0,9972 \doteq 4,7486 \quad \left[\frac{m^3_{vz}}{m^3_{pal}} \right] \quad (57)$$

V reálném spalovacím je nutné uvažovat s přebytkem vzduchu. Pro mnou řešené KGJ je používám přebytek vzduchu $n = 1,6$.

Reálné množství vzduchu při započítání nutného přebytku vzduchu je pak

$$V_{vz}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,min} \cdot n = \frac{1}{0,21} \cdot 0,9972 \cdot 1,6 \doteq 7,5977 \quad \left[\frac{m^3_{vz}}{m^3_{pal}} \right] \quad (58)$$

Množství vzniklých spalin na jednotkové množství paliva je pak

$$V_{sp}^v = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad \left[\frac{m^3_{spal}}{m^3_{pal}} \right] \quad (59)$$

$$V_{sp}^v = 0,9963 + 0,0003 + 1,0004 + 6,0025 + 0,5983 \doteq 8,5978 \quad \left[\frac{m^3_{spal}}{m^3_{pal}} \right] \quad (60)$$

kde:

$$V_{CO_2} = \varphi_{CO} + \varphi_{CO_2} + \varphi_{CH_4} = 0 + 0,5 + 0,4963 = 0,9963 \quad \left[\frac{m^3_{CO_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (61)$$

$$V_{SO_2} = \varphi_{H_2S} = 0,000341 \doteq 0,0003 \quad \left[\frac{m^3_{SO_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (62)$$

$$V_{H_2O} = \varphi_{H_2} + 2 \cdot \varphi_{CH_4} + \varphi_{H_2S} = 0,000062 + 2 \cdot 0,5 + 0,000341 \doteq 1,0004 \quad \left[\frac{m^3_{H_2O}}{m^3_{pal}} \right] \quad (63)$$

$$V_{N_2} = \varphi_{N_2} + V_{O_2} \cdot \frac{0,79}{0,21} \cdot n = 0 + 0,9972 \cdot \frac{0,79}{0,21} \cdot 1,6 \doteq 6,0025 \quad \left[\frac{m^3_{N_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (64)$$

$$V_{O_2} = V_{O_2,min} \cdot (n - 1) = 0,9972 \cdot (1,6 - 1) \doteq 0,5983 \quad \left[\frac{m^3_{O_2}}{m^3_{pal}} \right] \quad (65)$$

Podílové složení jednotlivých složek ve spalínách je

$$\varphi_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}^v} = \frac{0,9963}{8,5978} = 0,1158 = 11,58 \% \quad (66)$$

$$\varphi_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{sp}^v} = \frac{0,0003}{8,5978} = 0,000035 = 0,0035 \% \quad (67)$$

$$\varphi_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp}^v} = \frac{1,0004}{8,5978} = 0,1164 = 11,64 \% \quad (68)$$

$$\varphi_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sp}^v} = \frac{6,0025}{8,5978} = 0,6981 = 69,81 \% \quad (69)$$

$$\varphi_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{sp}^v} = \frac{0,5983}{8,5978} = 0,0696 = 6,96 \% \quad (70)$$

Dle změřených parametrů bioplynu jsem stanovil výhřevnost v závislosti na koncentraci metanu, vodíku a sulfidu v bioplynu. Vycházel jsem z obecných tabulkových hodnot výhřevnosti jednotlivých plynů a stanovil jsem celkovou výhřevnost paliva (dle Tabulka 7) součtem hořlavostí jednotlivých plynů, které závisí na objemovém podílu jednotlivých složek v celkovém palivu dle vztahu

$$Q_i = \varphi_{CH_4} \cdot Q_{i,CH_4} + \varphi_{H_2} \cdot Q_{i,H_2} + \varphi_{H_2S} \cdot Q_{i,H_2S} \quad \left[\frac{MJ}{m^3} \right] \quad (71)$$

$$Q_i = 0,5 \cdot 35800 + 0,0062 \cdot 10760 + 0,0341 \cdot 22800 \doteq 17,908 \quad \left[\frac{MJ}{m^3} \right] \quad (72)$$

Tabulka 5 – Výhřevnost jednotlivých plynů

Plyn	CH_4	H_2	H_2S
Hořlavost $Q_i [kJ \cdot m_N^{-3}]$	35800	10760	22800
Složení paliva φ_i [%]	50,0	0,0062	0,0341

Na základě pravidelného každodenního odečítání stavu vyrobené elektrické energie P_{el} pomocí KGJ jsem stanovil průměrný tepelný příkon P_Q , který je nutno získat spálením paliva. Vycházel jsem z parametrů elektrické účinnosti η_{el} udávané výrobcem a použil rovnici (19) pro výpočet tepelného příkonu

$$P_Q = \frac{P_{el}[kWh \cdot den^{-1}]}{\eta_{el}[-]} = \frac{3,6 \cdot 28243}{24 \cdot 0,419} \doteq 10110,9 \quad \left[\frac{MJ}{h} \right] \quad (73)$$

V závislosti na výhřevnosti paliva a dle stanoveného tepelného příkonu jsem určil potřebné množství paliva (dle rovnice (20))

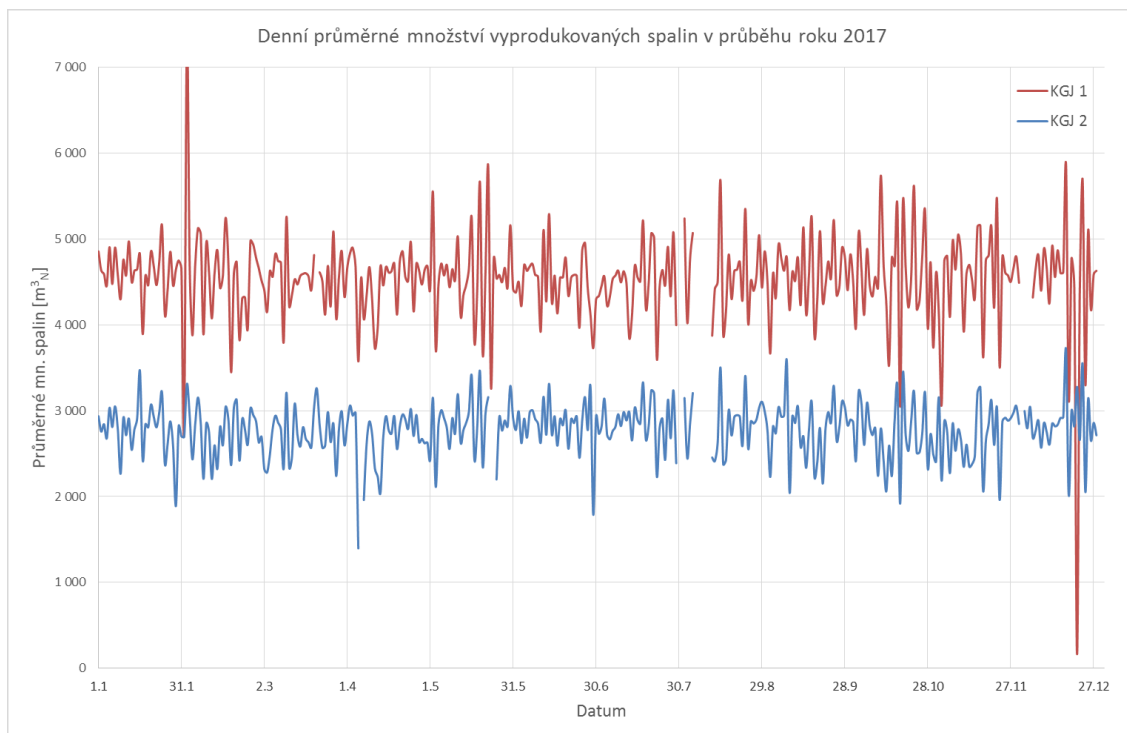
$$\dot{V}_{pal} = \frac{P_Q}{Q_i} = \frac{10110,9}{17,908} = 564,6 \quad \left[\frac{m_{pal}^3}{h} \right] \quad (74)$$

Množství spalin vyprodukovaných spálením daného paliva

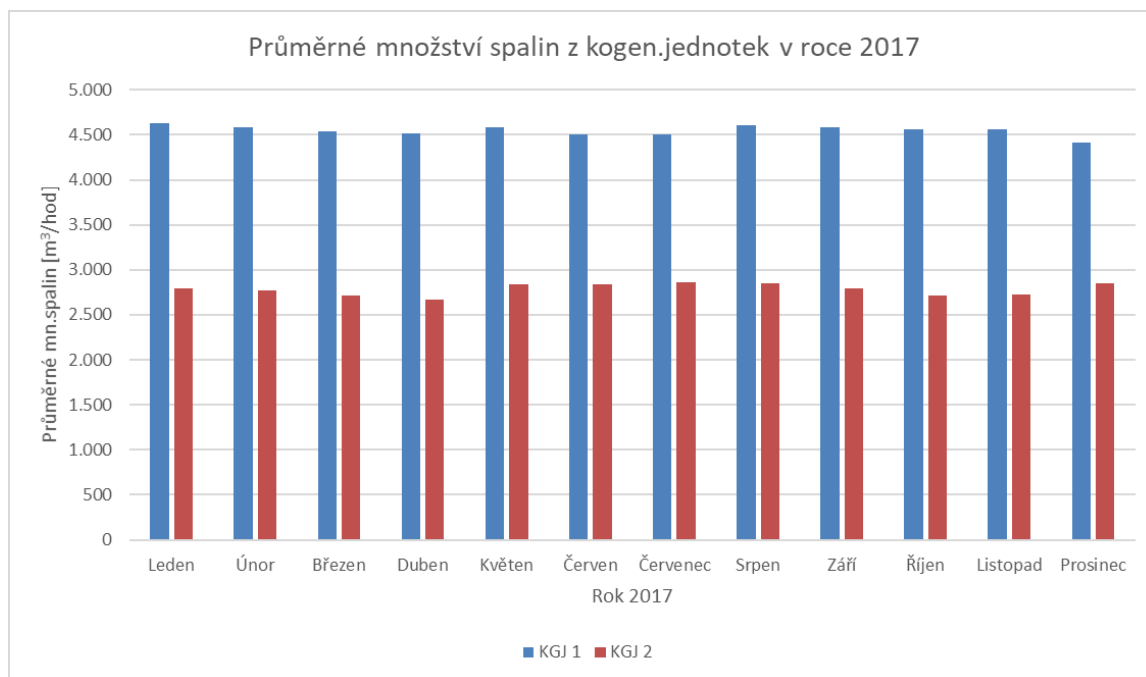
$$\dot{V}_{sp} = \dot{V}_{pal} \cdot V_{sp}^v = 564,6 \cdot 8,5978 \doteq 4854,32 \quad \left[\frac{m_{spal}^3}{h} \right] \quad (75)$$

6.2.1 Shrnutí analýzy využití spalin

Níže jsou uvedeny výsledné hodnoty průměrného množství spalin v jednotlivých měsících.



Obr. 18 – Zobrazení průměrně vyrobeného množství spalin v daném dni roku 2017



Obr. 19 – Zobrazení průměrně vyrobeného množství spalin v daném měsíci roku 2017

Vyhodnocením všech dat z roku 2017 bylo stanoveno průměrné množství vyprodukovaných spalin v jednotlivých dnech (viz Obr. 18). Následně bylo také stanoveno průměrné množství vyprodukovaných spalin v jednotlivých měsících (viz Obr. 19) a celkové množství spalin za kalendářní rok.

Pro další zpracování dat budu předpokládat, že v průběhu roku bude každá z KGJ mimo provoz na celkem 20 dní, a to například z důvodu údržby, poruchy či výkyvu dodávky paliva. To představuje provozní dobu odpovídající cca 95 % času za rok a na základě kterého stanovím sníženou hodnotu průměrného množství spalin.

Tabulka 6 – Průměrné množství spalin z KGJ

	KGJ 1	KGJ 2	
Typ	JMS 416 GS	TCG 2016 V16	
Průměrné množství spalin	4538	2777	$\text{m}^3_{\text{spal}}/\text{h}$
Průměrné množství spalin při 95 % času provozu	4311	2638	$\text{m}^3_{\text{spal}}/\text{h}$
Celkový průměr	≈ 6950		$\text{m}^3_{\text{spal}}/\text{h}$

6.3 Výroba páry

Dle dlouhodobého měření je průměrná teplota spalin na výstupu z KGJ 400°C . Měrná tepelná kapacita jednotlivých složek je určena dle vztahů (25) až (29). Ukázkové hodnoty (KGJ 1 ze dne 1.1.2017) jsou uvedeny v Tabulka 7.

Tabulka 7 – Parametry jednotlivých složek spalin

	CO_2	H_2O	SO_2	N_2	O_2
Složení spalin φ_i [%]	11,58	11,64	0,0035	69,81	6,96
Hustota jednotlivých prvků ρ_i [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	1,9646	0,8042	2,8596	1,2508	1,4284
Měrná tepelná kapacita \bar{c}_{pi} [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$]	1,9063	1,5752	2,0115	1,3302	1,3783

Hustota vlhkých spalin je určena dle vztahu (31). V Tabulka 8 jsou uvedeny průměrné hodnoty hustot v jednotlivých měsících, ze kterých jsem následně určil celkovou průměrnou hodnotu

$$\rho_{sp} = 1,2923 \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (76)$$

Tabulka 8 – Průměrné hodnoty ρ_{sp} v jednotlivých měsících

2017	Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen
KGJ 1	1,2937	1,2935	1,2913	1,2912	1,2922	1,2927
KGJ 2	1,2943	1,2938	1,2917	1,2915	1,2923	1,2929
2017	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
KGJ 1	1,2926	1,2927	1,2919	1,2919	1,2912	1,2909
KGJ 2	1,2926	1,2926	1,2921	1,2919	1,2918	1,2915

Střední měrná tepelná kapacita spalin je určena dle rovnice (vztah (31))

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p,sp}^v = & \varphi_{CO_2} \cdot \bar{c}_{pCO_2} + \varphi_{H_2O} \cdot \bar{c}_{pH_2O} + \varphi_{SO_2} \cdot \bar{c}_{pSO_2} + \\ & + \varphi_{N_2} \cdot \bar{c}_{pN_2} + \varphi_{O_2} \cdot \bar{c}_{pO_2} \end{aligned} \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (77)$$

Tabulka 9 – Průměrné hodnoty $\bar{c}_{p,sp}^v$ v jednotlivých měsících

2017	Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen
KGJ 1	1,4286	1,4285	1,4269	1,4268	1,4276	1,4279
KGJ 2	1,429	1,4287	1,4272	1,427	1,4276	1,4281
2017	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
KGJ 1	1,4279	1,428	1,4274	1,4274	1,4269	1,4267
KGJ 2	1,4278	1,4278	1,4275	1,4274	1,4273	1,4271

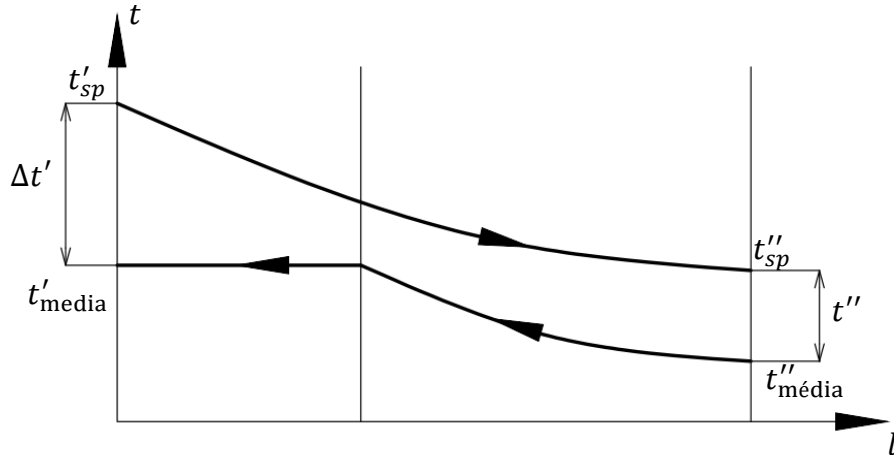
Na základě analýzy dat jsem určil střední měrné tepelné kapacity v jednotlivých měsících (viz Tabulka 9) a stanovil jsem průměrnou hodnotu

$$\bar{c}_{p,sp}^v = 1,4276 \quad \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right] \quad (78)$$

S určenými hodnotami celkových průměrů jsem dále pokračoval ve výpočtech.

6.3.1 Stanovení požadované tepelného výkonu parního výměníku

Pro výrobu páry je navržen parní výměník, který zajistí ohřev vody na výparnou teplotu a následně vypaření vody až na hranici sytosti. Jedná se o tedy o spalínový výměník, jehož teplotní průběh je patrný z Obr. 20.



Obr. 20 – Protiproudý výměník – teplotní průběh při vypařování jednoho média

Množství tepla předaného ze strany spalín je dáno vztahem

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sp} \cdot \bar{c}_{p,sp}^v \cdot \Delta t_{sp} \quad [W] \quad (79)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sp} \cdot \bar{c}_{p,sp}^v \cdot \Delta t_{sp} = 2,50204 \cdot 1427,6 \cdot (410 - 200) = 750,1 \quad [kW] \quad (80)$$

kde hmotností průtoku spalín je

$$\dot{m}_{sp} = \rho_{sp} \cdot \dot{V}_{sp} = 1,2923 \cdot 6970 = 8981,5 \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (81)$$

$$\dot{m}_{sp} = 2,49486 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (82)$$

Množství tepla přijatého pro ohřev a vypařování vody

$$\dot{Q} = \dot{m}_{media} \cdot c_{p,vody} \cdot \Delta t_{vody} + \dot{m}_{media} \cdot x \cdot l \quad [W] \quad (83)$$

kde

x je suchost vzniklé páry (v mém případě je $x=1$)

l je měrné skupenské teplo vody

Ze vztahu (83) určením množství páry vyrobené ve výměníku

$$\dot{m}_{\text{media}} = \frac{\dot{Q}}{c_{p,\text{vody}} \cdot \Delta t_{\text{vody}} + x \cdot l} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (84)$$

$$\dot{m}_{\text{media}} = \frac{747890}{4183 \cdot (220 - 90) + 1 \cdot 1858000} = 0,31139 \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (85)$$

$$\dot{m}_{\text{media}} \doteq 1121 \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \quad (86)$$

6.4 Titanová turbína

Je uvažováno s využitím titanové turbíny, kterou navrhuje a vyrábí firma UNIKASSET, spol. s r.o. [5]. Firma navrhuje pro zadané parametry aplikovat turbínu, která bude pracovat při otáčkách 12000 ot/min při průměru 400 mm. Z konstrukčních důvodů, převážně z pevnostních důvodů, navrhuje využít jako materiál titan, který má vyšší pevnost. Jako náporové prvky budou použity titanové dráty průměru 1 mm.

Turbína bude spojena s turbogenerátorem pomocí speciálního drážkového řemene s převodovým poměrem 1:4.

6.5 Parametry turbíny

Tabulka 10 – Výpočtové parametry turbíny

Tlak páry na vstupu do turbíny p_0	2,319	MPa
Teplota páry na vstupu do turbíny t_0	220	°C
Průtok páry turbínou \dot{m}	1121	kg.h ⁻¹
Tlak páry na výstupu z turbíny p_1	0,45	MPa
Poissonova konstanta syté páry κ	1,135	

6.6 Návrh Lavazovy dýzy (trysky)

Nejprve provedeme kontrolu, zda byl splněn předpoklad pro použití rozšiřující dýzy, kdy musí platit, že tlakový poměr je menší jak kritický tlakový poměr, tj. $\varepsilon \leq \varepsilon_c^*$.

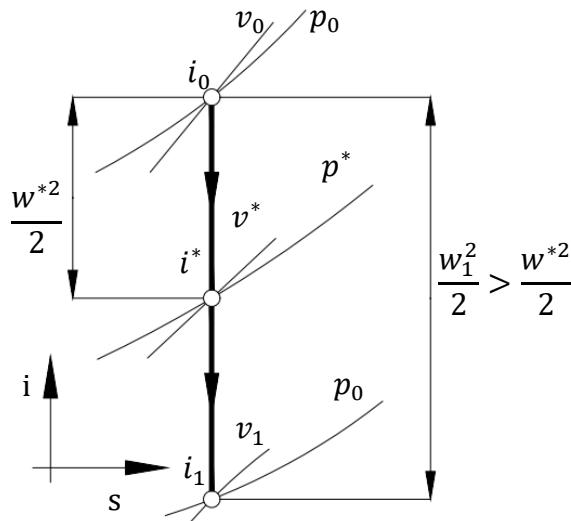
$$\varepsilon = \frac{p_1}{p_0} = \frac{0,45}{2,319} = 0,1941 \quad [-] \quad (87)$$

$$\varepsilon_c^* = \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{2}{1,135 + 1}\right)^{\frac{1,135}{1,135 - 1}} = 0,5774 \quad [-] \quad (88)$$

Kritický tlak v nejužším místě dýzy vychází ze vztahu (33)

$$p^* = \varepsilon_c^* \cdot p_0 = 0,5774 \cdot 2,319 = 1,33899 \quad [MPa] \quad (89)$$

Pro stanovení parametrů a rozměrů v jednotlivých místech Lavalovy dýzy (dle Obr. 12) vycházíme z *i-s* diagramu ideální expanze (viz Obr. 21). Zde platí, že entropie zůstává při expanzi konstantní. Parametry páry v jednotlivých bodech jsem určil pomocí excel aplikace *X Steam Tables v2.5*. Hodnoty jsou vypsány v Tabulka 11.



Obr. 21 – *i-s* diagram ideální expanze média v Lavalově trysce [7]

Tabulka 11 – Hodnoty páry při průchodu dýzou

	t [°C]	p [MPa]	s [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	i [kJ.kg ⁻¹]	v [m ³ .kg ⁻¹]
0 – Na vstupu do dýzy	220	2,319	6280	2801	0,086101
* – V místě kritického průřezu dýzy	193	1,33899	6280	2693	0,140031
1 – Na výstupu z dýzy	147,9	0,45	6280	2501	0,366706

Dle rovnic (35) až (42) určíme rychlosti v jednotlivých průřezích a charakteristické rozměry dýzy. S ohledem na zkušenosti firmy UNIKASSET je uvažováno s aplikací 9 trysek pro dosažení požadovaného výkonu turbíny. Hmotnostní průtok jednou dýzou je pak

$$m_{1tr} = \frac{\dot{m}}{\text{počet_trysek}} = \frac{1121}{9} = 124,6 \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (90)$$

$$m_{1tr} = 0,03461 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (91)$$

Rychlosti proudění

$$w^* = \sqrt{2(i_0 - i^*)} = \sqrt{2 \cdot (2801 - 2693) \cdot 10^{-3}} \doteq 464,76 \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (92)$$

$$w_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)} = \sqrt{2 \cdot (2801 - 2501) \cdot 10^{-3}} \doteq 774,6 \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (93)$$

Plocha jednotlivých průřezů a z nich určené průměry

$$A^* = \frac{m_{1tr} \cdot v^*}{w^*} = \frac{0,03461 \cdot 0,140031}{464,76} = 10,4279 \quad [mm^2] \quad (94)$$

$$D^* = \sqrt{4 \cdot \frac{A^*}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{10,4279}{\pi}} = 3,64 \quad [mm] \quad (95)$$

$$A_1 = \frac{m_{1tr} \cdot v}{w} = \frac{0,03469 \cdot 0,366706}{774,6} = 16,3848 \quad [mm^2] \quad (96)$$

$$D_1 = \sqrt{4 \cdot \frac{A_1}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{16,3848}{\pi}} = 4,57 \quad [mm] \quad (97)$$

Pro určení délky rozšiřující části jsem zvolil úhel $\beta = 10^\circ$

$$X = \frac{D_1 - D^*}{2 \cdot \tan \beta} = \frac{4,57 - 3,64}{2 \cdot \tan 10^\circ} = 2,64 \quad [mm] \quad (98)$$

6.7 Výpočet výkonu turbíny

Pro otáčení turbíny využíváme energii páry za pomoci dýzy. Díky aplikaci dýz jsme dosáhli potřebné rychlosti vystupující páry, která při těchto podmínkách vytváří rázovou vlnu doprovázenou prudkou expanzí. Při expanzi dochází k prudkému nárůstu tlaku a

vzniklá tlaková diference pak působí na náporové prvky (v našem případě se jedná o dráty) a roztáčí turbínu.

Rázová vlna vzniká na hranici, kde se mění rychlost proudění z nadzvukového na podzvukový. V našem případě vzniká kolmá rázová vlna, pro kterou platí vztahy (47) až (50)

Pro stojící kolo turbíny je dle vztahu (43)

$$Ma_{10} = \frac{w_1}{a} = \frac{774,6}{470} = 1,6481 \quad [-] \quad (99)$$

Rychlost otáčení turbíny byla s ohledem na alternátor zvolena $w_k = 251,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dle vztahu (51) platí pro otáčející se turbínu

$$Ma_1 = \frac{w_1 - w_k}{a} = \frac{774,6 - 251,2}{470} = 1,1136 \quad [-] \quad (100)$$

$$Ma_2 = \sqrt{\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_1^2}{\kappa \cdot Ma_1^2 - \frac{\kappa - 1}{2}}} = \sqrt{\frac{1 + \frac{1,135 - 1}{2} \cdot 1,1136^2}{1,135 \cdot 1,1136^2 - \frac{1,135 - 1}{2}}} \quad [-] \quad (101)$$

$$= 0,89929$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left[1 + \frac{2\kappa}{\kappa + 1} (Ma_1^2 - 1) \right] \quad [MPa] \quad (102)$$

$$= 0,5 \cdot \left[1 + \frac{2 \cdot 1,135}{1,135 + 1} (1,1136^2 - 1) \right] = 0,5649$$

Náporové prvky jsou navrženy z drátu průměru $d = 1 \text{ mm}$ a délky $X = 8 \text{ mm}$. V jednom segmentu je použito v řadě 8 drátů. Ve výpočtech uvažují pouze se silou, která působí kolmo na náporové prvky, proto ve vztazích plochu zjednoduším a budu uvažovat pouze s průmětem plochy do roviny. Plocha, na kterou působí síla je tedy

$$A = d \cdot X \cdot \text{počet}_{\text{prvků}} = 1 \cdot 8 \cdot 8 = 64 \quad [mm^2] \quad (103)$$

Na náporové prvky působí síla daná rozdílem tlaků dle vztahu (52)

$$F = p \cdot A = (p_2 - p_1) \cdot A = (0,5649 - 0,45) \cdot 64 \doteq 7,35 \quad [N] \quad (104)$$

Výkon turbíny na 1 trysku je

$$P_1 = F \cdot w_k = 7,35 \cdot 251,2 = 1847 \quad [W] \quad (105)$$

Celkový výkon turbíny (na 9 trysek) je

$$P = P_1 \cdot \text{počet}_{trysek} = 16623 \quad [W] \quad (106)$$

Svorkový elektrický výkon na generátoru

$$P_{SV} = P \cdot \eta_{SV} = 16623 \cdot 0,9 \doteq 14961 \quad [W] \quad (107)$$

7 Technologické schéma

Technologické schéma je součástí přílohy č.2. Zde uvádím popis základních prvků [19]:

Napájecí nádrž s odplyňovačem

Napájecí nádrž obsahuje chemicky upravenou vodu pro napájení kotle, která je do bubnu dopravována pomocí napájecích čerpadel. Napájecí nádrž je vybavena termickým odplyněním, které zajišťuje odstranění nežádoucího plynu z vody. Chybějící voda, která se ze systémů ztrácí vlivem netěsností, odkaly či odluky, je do nádrže pravidelně doplňována z vnějšího zdroje.

Vysokotlaké napájecí čerpadlo

Slouží pro dopravu chemicky upravené vody (pod určitým tlakem) z napájecí nádrže do výparníku kotle.

Spalinový výměník (kotel)

Jedná se o žárotrubný kotel s parním bubnem, kde spaliny proudí hladkými žárovými trubkami výparníku a předávají teplo vodě, která je sem dopravována pomocí napájecích čerpadel. Ve výparníku je vyrobena sytá pára o odpovídajících parametrech.

Kotel je nutno vybavit nezbytným příslušenstvím jako je vodoznak, snímače hladiny a tlaku, manometry, odvzdušňovací ventily, vypouštěcí ventily, odluhovací a odkalovací ventily.

Při odkalování a odluhování dochází vlivem snížení okolního tlaku k přeměně horké vody na páru. Pro snížení teploty a možnosti následně vodu vypustit do kanalizace je navržen expandér.

Pojistný ventil s tlumičem

Zařízení kotle je vybaveno pružinovým pojistným ventilem, který je umístěn přímo na společném potrubí výstupu z bubnu kotle.

Turbína

Pára vyrobená ve výměníku (kotli) proudí do turbíny, kde předává svou vnitřní energii a roztáčí turbínu.

Výstup z turbíny

Poté co pára předá svou energii v turbíně, dochází k ochlazení páry a snížení tlaku. K tomu je navržena soustava, která využívá vodu z napájecí nádrže, která je ochlazená v deskovém výměníku a následně vstříkována do potrubí pomocí vstříkovací trysky. Tím dochází ke snížení teploty výstupní páry z turbíny.

Pro zajištění požadovaného nízkého tlaku na výstupu z turbíny je uvažováno s kapalinovou vývěvou. Vývěva využívá jako proudící kapalinu vodu z napájecí nádrže, která je poháněna pomocných čerpadlem. Ve vývěvě tak dochází ke zvýšení rychlosti proudění a současně snížení tlaku doprovázeného strháváním vody přicházející z turbíny a tím vytváření nízkého tlaku na straně výstupu z turbíny.

Chlazení vody

Chlazení vody v napájecí nádrži je řešeno prostřednictvím pomocného okruhu se vzduchovým chladičem, což je výměník, který je chlazený okolním vzduchem za pomoci ventilátoru. Předávání tepla mezi okruhem napájecí vody a pomocným chladicím okruhem je řešeno pomocí deskových výměníků.

Spalinový okruh

Pro usměrnění proudění spalin z komína do technologické části výroby páry je navržena soustava uzavíracích klapek a také odbočka potrubí směrem k parnímu výměníku. Vhodným otevřením a uzavřením klapek je řízen směr proudění spalin. Při výrobě páry je klapka HC01 uzavřena a klapka HC02 je otevřena. Pro zajištění potřebné rychlosti proudění spalin je okruh doplněn spalinovým ventilátorem. Při poruše, výpadku či nucenému odstavení kotle dojde k automatickému otevření komínové klapky HC01 a současně k uzavření klapky HC02 a odstavení spalinového ventilátoru. Spaliny pak přirozeně proudí přímo do komína.

Spalinový okruh je připojen přes teplotní kompenzátory, které zajistí těsné spojení potrubí i při změnách teplot. Jedná se o flexibilní součást potrubí, která vyrovnává tepelnou

roztažnost a pohyby působící všemi směry. Zároveň upravují nesouosost, eliminují vibrace, tlumí hluk a pohlcují energii rázu.

Pro možnost zablindování spalinové cesty, např. při odstávce zařízení, je připojení řešeno pomocí přírub s drážkami, které umožňují montáž zaslepovacích přírub.

8 Umístění technologie

Nová technologie (turbína, výměníky, nádrž, čerpadla) bude umístěna uvnitř stávajícího objektu strojovny bioplynové stanice, ve volných prostorách podlaží +0,0m. Vzduchový chladič bude umístěn vně budovy, kde bude využívat k chlazení okolní vzduch. Stávající KGJ včetně zařízení nutných pro jejich provoz jsou umístěny v těže budově na podlaží +6,3m, tj. o patro výše, než je navržena nová technologie.

Situační umístění nové technologie je patrné z výkresu, který je součástí přílohy č.3. Ve výkrese jsou také zaznačeny hlavní potrubní trasy propojující jednotlivé zařízení.

9 Ekonomické zhodnocení

9.1 Odhad investičních nákladů

Odhadové investiční náklady jsem určil jako součet jednotlivých prvků dle Tabulka 12.

Tabulka 12 – Odhadové investiční náklady

Prvek	Odhadovaná cena [Kč]
Čerpadla	45 000 Kč
Potrubí	100 000 Kč
Armatury	100 000 Kč
Pojišťovací ventil	25 000 Kč
Parní výměník	450 000 Kč
Turbína	1 000 000 Kč
Příslušenství turbíny	400 000 Kč
Deskové výměníky	100 000 Kč
Napájecí nádrž	150 000 Kč
Instrumentace	200 000 Kč
Spalinový ventilátor	50 000 Kč
Spalinové klapky	60 000 Kč
Ocelové konstrukce	300 000 Kč
Dokumentace	45 000 Kč
Celkem	3 100 000 Kč

9.2 Množství vyrobené elektrické energie

Pro stanovení množství vyrobené elektrické energie za rok vycházíme ze svorkového elektrického výkonu na generátoru (viz výsledek rovnice (107)) od kterého odečteme vlastní spotřebu, která je odhadovaná na 3 kWh.

$$E_{el} = (P_{SV} - P_{vlastni,spotřeba}) \cdot doba = \quad [MWh] \quad (108)$$

$$E_{el} = (14961 - 3000) \cdot 365dní \doteq 104,78 \quad [MWh] \quad (109)$$

9.3 Ekonomické zhodnocení

Na základě výpočtů stanovím množství vyprodukované elektrické energie za rok. Jedná se o elektřinu, na kterou se vztahují výkupní ceny v rámci podpory energie z KVET (vyplývající z kombinované výroby tepla a elektrické energie). V rámci této podpory jsou stanoveny vyšší výkupní ceny elektrické energie, jejichž výše je uvedena ve věstníku energetického regulačního úřadu. Dle [18] je pro rok 2018 stanovena výkupní cena elektrické energie z bioplynové produkce na 3550 Kč/MWh.

Při očekávaném množství vyrobené elektrické energie a dané výkupní ceně bude roční příjem z prodeje elektrické energie

$$Příjem = E_{el} \cdot \text{výkupnicena} = 104,78 \cdot 3550 \doteq 371\,963 \quad [\text{Kč}] \quad (110)$$

S ohledem na odhadované investiční náklady je návratnost

$$Návratnost = \frac{Náklady}{Příjem} = \frac{3100000}{371963} = 8,33 \doteq 9 \quad [\text{roků}] \quad (111)$$

Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval energetickým využitím odpadních spalin z kogeneračních jednotek provozovaných ve společnosti AGRAS Želatovice, a.s. V teoretické části jsem nejprve popsal zdroj (kogenerační jednotky), ze kterého se získává odpadní teplo a uvedl postup výpočtu určení množství spalin. Dále jsem popsal výrobu páry v parním kotli a následné využití páry pro náporovou (kartáčovou) turbínu a výrobu elektrické energie.

V praktické části jsem aplikoval vztahy z teoretické části a provedl výpočet s konkrétními daty. Pro ukázkou výpočtu jsem použil data první kogenerační jednotky (KGJ 1), které jsem obdržel přímo od společnosti AGRAS a která obsahují údaje z měření v průběhu roku 2017. Z dat jsem stanovil výhřevnost paliva, složení spalin a spočítal množství spalin získaných spálením bioplynu. Množství spalin pak slouží pro stanovení množství vyrobené syté páry o tlaku cca 2,319 MPa a teplotě 220°C, pro kterou jsem pak navrhl turbínu. Ostatní výpočty jsem vyřešil pomocí tabulkového procesoru MS Excel a výsledky zahrnul do přílohy č.1.

Pro návrh turbíny jsem určil entalpii páry na vstupu do turbíny a na výstupu z turbíny. Při výpočtu jsem uvažoval s izoentropickou expanzí páry. Z rozdílu entalpií jsem určil dosažitelnou rychlost páry při proudění tryskou a na základě toho určil potřebné parametry a rozměry trysek. Díky tomu bylo možno dosáhnout vytvoření rázové vlny, která přenáší sílu na náporové prvky turbíny a vytváří odpovídající výkon. Rozměry turbíny a náporových prvků, které jsem aplikoval při výpočtech, byly určeny dle doporučení výrobce.

Výkon turbíny je následně přenášen pomocí převodového mechanismu na generátor, který vyrábí elektrickou energii. Z těchto údajů jsem určil předpokládané množství vyrobené elektrické energie, od které jsem odečetl energii nutnou pro vlastní spotřebu, a stanovil množství prodávané energie za rok s odpovídající výkupní cenou. Vzhledem k tomu, že se jedná o elektrickou energii vyrobenou v rámci programu KVET, tak jsem použil tuto zvýhodněnou výkupní cenu a stanovil roční příjem z prodeje elektřiny na cca 370 tisíc Kč. Při odhadovaných investičních nákladech cca 3,1 miliónů Kč je předpokládána návratnost stanovená na 9 let.

Použitá literatura

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky – zřizování a provoz*. Praha: Gas, 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [2] RÉDR, Miroslav a Miroslav PŘÍHODA. *Základy tepelné techniky*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1991. ISBN 80-03-00366-0.
- [3] ZDĚBLO, Radek. *Optimalizace výroby a spotřeby energie ve společnosti AGRAS Želatovice, a.s.* [online]. Ostrava, 2017 [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/117640>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [4] ŠEVELOVÁ, Kamila. STÁREK, Kamil. BERKA, Ivo. HEROSCH, Jan. SALVET, Petr. *Parní kotle (návodů do cvičení)*. Ostrava. 2007. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/414/parni-kotle.pdf>
- [5] Podklady firmy UNIKASSET, spol. s r.o., Ostrava
- [6] SCHMIRLER, M. NETŘEBSKÁ, H. Experimental investigation of the flow near the ram element in the brush turbine. In: *EPJ Web of Conferences*. Praha: 2015.
- [7] PAVELEK, M. Termomechanika – *Termodynamika proudění* [online]. Brno, 2013 Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/11_Proudění.pdf
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie* [online]. [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz>
- [9] KOLARČÍK. *Parní a plynové turbíny v redukčních stanicích* [online]. Praha: Česká energetická agentura [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: http://www.mpo-efekt.cz/dokument/98_893.pdf
- [10] MADRY, Ferdinand. VÁVRA, Zbyněk. Náporová turbína – Novinka v řešení také pro chemický průmysl. *Chemagazín*. Pardubice: CHEMAGAZÍN. 2011. 1. ISSN 1210-7409.
- [11] MADRY, Ferdinand. Informace o vývoji a provozu náporové turbíny. *Technologie a materiály*. Praha: AF POWER agency a.s. 2012. 2. ISSN 1802-8535.
- [12] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM. 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [13] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM. 2004. ISBN 80-214-2777-9.

- [14] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. *Základy sdílení tepla*. 2. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. ISBN 80-902001-1-7.
- [15] GRUHN, G. FRATZSCHER, W. HEIDENREICH, E. *Chemické inženýrství – Oborové encyklopedie*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury. 1990. ISBN 80-03-00183-8.
- [16] ŠEBESTÍK, Jan. *Tvorba interaktivního programu pro entalpickou bilanci trubkových výměníků*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 56 s. Dostupné také z: <http://hdl.handle.net/10563/7801>. Tomas Bata University in Zlín. Faculty of Applied Informatics, Ústav automatizace a řídicí techniky. Vedoucí práce Charvátová, Hana.
- [17] GRUBER, Josef. *Mechanika VI – Termomechanika*. Střední průmyslová škola strojnická a střední odborná škola profesora Švejcara, Plzeň. 2016
- [18] *TZB-info*: Výše výkupních cen a zelených bonusů [online]. [cit. 2018-04-22]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/91-vyse-vykupnich-cen-a-zelenych-bonusu>
- [19] POLACH, Vladislav. *Parní kotle*. Západočeská univerzita v Plzni. Plzeň. 2012.

Seznam obrázků

Obr. 1 – Základní zapojení spalovacích motorů pro kogenerační účely [1].....	15
Obr. 2 – Příklad zjednodušeného schéma redukční stanice s protitlakou turbínou [9]	17
Obr. 3 – i-s diagram stavových změn v redukční stanici [9]	17
Obr. 4 – T-s diagram pro vodu [17].....	21
Obr. 5 – Protiproudý výměník – teplotní průběh [16]	22
Obr. 6 – Protiproudý výměník – teplotní průběh při vypařování jednoho média [16]	23
Obr. 7 – Kartáče s náporovými prvky [11].....	25
Obr. 8 – Těleso turbíny [11]	26
Obr. 9 – Sestava turbíny [11].....	26
Obr. 10 - Archimedova spirála [5].....	27
Obr. 11 – Závislost $\psi = f(p/p_0)$ [7]	29
Obr. 12 – Lavalova dýza.....	29
Obr. 13 – i-s diagram ideální expanze média v Lavalově trysce [7]	30
Obr. 14 – Změna stavu média při průchodu kolmou rázovou vlnou [8]	32
Obr. 15 – Průchod kolmou rázovou vlnou (RV) [8].....	33
Obr. 16 – Tvar rázové vlny působící na náporový prvek – drát [5]	34
Obr. 17 – Rázová vlna působící na více drátů v řadě [5].....	34
Obr. 18 – Zobrazení průměrně vyrobeného množství spalin v daném dni roku 2017	41
Obr. 19 – Zobrazení průměrně vyrobeného množství spalin v daném měsíci roku 2017 ...	41
Obr. 20 – Protiproudý výměník – teplotní průběh při vypařování jednoho média.....	44
Obr. 21 – i-s diagram ideální expanze média v Lavalově trysce [7]	46

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Hodnoty Poissonovy konstanty a kritický poměr páry [12]	28
Tabulka 2 – KGJ 1 – Jenbacher [3]	36
Tabulka 3 – KGJ 2 – Caterpillar [3]	36
Tabulka 4 – Získané údaje pro KGJ 1 typu JMS 416 GS z 1. 1. 2017	37
Tabulka 5 – Výhřevnost jednotlivých plynů.....	40
Tabulka 6 – Průměrné množství spalin z KGJ	42
Tabulka 7 – Parametry jednotlivých složek spalin	42
Tabulka 8 – Průměrné hodnoty ρ_{sp} v jednotlivých měsících	43
Tabulka 9 – Průměrné hodnoty c_p, s_{pv} v jednotlivých měsících.....	43
Tabulka 10 – Výpočtové parametry turbíny	45
Tabulka 11 – Hodnoty páry při průchodu dýzou	46
Tabulka 12 – Odhadové investiční náklady	54

Seznam příloh

- Příloha č.1: Analýza zadaných dat – výpočty (13 listů)
- Příloha č.2: Technologické schéma (1 list)
- Příloha č.3: Situační výkres – Umístění technologie (1 list)