



## **Návrh parametrů parního stroje využívající teplo produkované kogenerační jednotkou**

Zpráva pro AICTA, s.r.o.

Autoři: Ing. Vít Doleček, Ph.D.  
Prof. Ing. Jan Macek, DrSc.

Adresa: ČVUT – FS, U241  
Technická 4  
CZ-166 07 PRAHA 6

Tel. +420 2 2435-2507  
Fax: +420 2 2435-2500  
e-mail: v.dolecek@fs.cvut.cz

# Obsah

1. Úvod .....	3
2. Návrh základních parametrů parního oběhu.....	4
2.1. Stanovení hmotnostního průtoku v parním oběhu.....	5
2.2. Výpočet ohřevu pracovní látky v parním oběhu .....	6
2.2.1. Uzatřený oběh .....	6
2.2.2. Otevřený oběh .....	8
2.3. Stanovení geometrických rozměrů expandéru .....	9
2.3.1. Idealizovaný oběh pístového expandéru.....	10
2.4. Výpočet parametrů kondenzátoru.....	11
2.5. Parametry uzavřeného parního oběhu .....	11
2.5.1. Tepelná bilance parního oběhu.....	13
3. Závěr.....	14
POUŽITÁ LITERATURA .....	15

# 1. Úvod

Tato zpráva se zabývá návrhem parametrů parního stroje využívajícího teplo produkované kogenerační jednotkou dle *Obr.1*. Parní stroj je uvažován klasické pístové konstrukce s pevným nastavením rozvodů. Zdrojem tepla, které jsou k dispozici, jsou motorový olej, chladicí voda motoru, plnicí vzduch a výfukové plyny motoru. Použité médium v parním oběhu bude vodní pára.

Doplnění kogenerační jednotky o parní oběh může být výhodné v oblastech s nízkou poptávkou po dodávce tepla ve formě ohřáté vody. Parní stroj produkuje přímo mechanickou práci využitelnou v generátoru elektrické energie. Parní oběhy jsou často realizovány jako ORC (Organic Rankine Cycle), kde pracovním médiem jsou páry chladiva. To je výhodné zejména pro nízký bod varu chladiv, což umožní v uzavřeném oběhu využít teplo i z médií o nízké teplotě a tím dále zvýšit účinnost celého soustrojí.

Z důvodu ceny chladiva, složitosti zařízení a nutnosti jeho dokonalé těsnosti byla zvolena koncepce s oběhem vodní páry. Toto uspořádání pravděpodobně dovolí využít teplo pouze z výfukových plynů.

S ohledem na postupné zkoušky prototypového zařízení byla posuzována dvojice uspořádání:

- *Otevřený systém bez kondenzace*
- *Uzavřený systém s oběhem vodní páry*



**Obr.1 – Kogenerační jednotka pro spalování zemního plynu**

## 2. Návrh základních parametrů parního oběhu

Kogenerační jednotka je tvořena motorem na zemní plyn zažehovaný vstřikem nafty. Základní parametry dvanáctiválcového motoru jsou uvedeny v *Tab.1*. Odpaní teplo z chladiče oleje, chladiče vody, plnicího vzduchu spolu s teplem z výfukových plynů ohřívá užitkovou vodu. Změřená data při provozu motoru jsou uvedeny v *Tab.2*, včetně energetické bilance vztažené k výkonu přiváděnému v palivu, který byl  $2831 \text{ kW}$ . Tento výkon vychází z měrné spotřeby paliva  $184,6 \text{ g/kWh}$  a výhřevnosti metanu  $49,17 \text{ MJ/kg}$ . Z těchto tepelných toků a teplotních úrovní vychází návrh parního oběhu.

Schéma parního systému je znázorněno na *Obr.2*. Uspořádání výměníků teplosměnných médií, kromě výfukových plynů, je paralelní. Toto uspořádání je výhodnější z hlediska podobné teplotní úrovně těchto teplotnosných médií. Výměníky jsou s ohledem na co nejvyšší dosažitelnou teplotu protiproudé. Výfukové plyny ohřívají pracovní látku v protiproudém uspořádání. Jednotlivé výměníky se budou lišit především konstrukcí. Odpařovák by měl být zkonstruován jako trubkový se svislou instalací trubkovnice, která musí umožnit snadný odvod parních bublin. Pro zjednodušení systému bylo pro počáteční schéma zvoleno uspořádání bez regenerátoru.

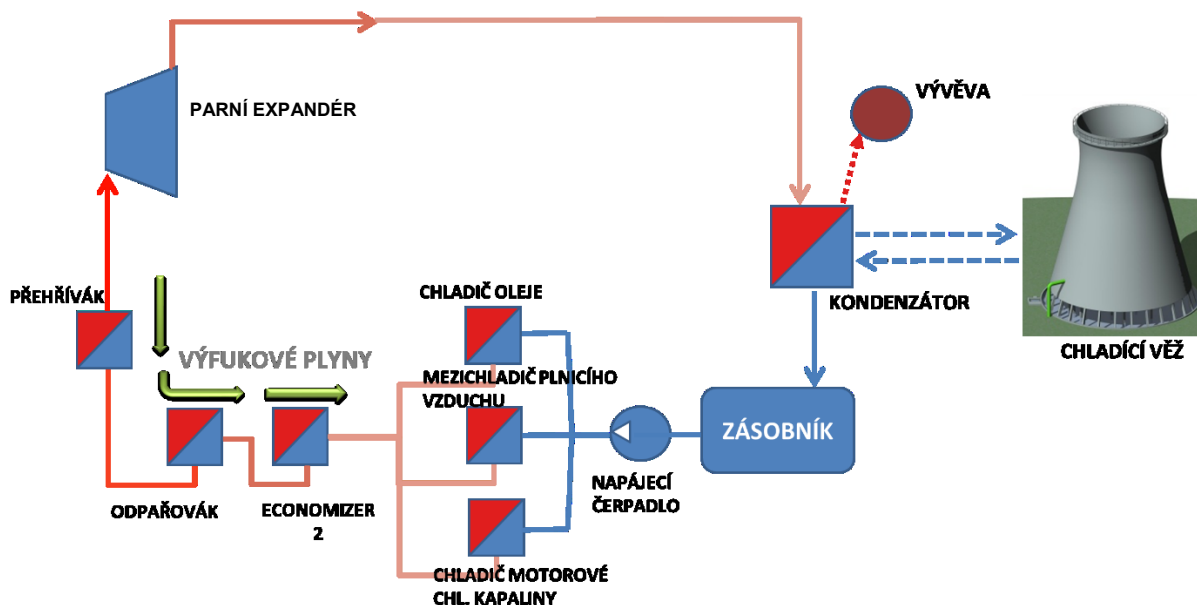
Parní oběh bude konstruován postupně a celé zařízení bude vyrobeno jako prototypové zařízení. Na zkoušky a odladění konstrukce se očekává, že bude nejnáročnější parní expandér. Z tohoto důvodu bude ve výpočtech zahrnuta také varianta s otevřeným oběhem dle schématu na *Obr.3*. Toto uspořádání bude nákladné z hlediska spotřeby vody, která bude muset být navíc upravena, aby nedocházelo k nezanášení výměníků kotlovým kamenem.

Jmenovitý výkon [kW]	<b>1350</b>
Provozní otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500
Uspořádání motoru	V 12
$D$ [mm]	190
$Z$ [mm]	215
$\varepsilon$ [1]	14,5
plnění	přeplňované, s mezichladičem
palivo	zemní plyn + nafta
počet sacích ventilů	2
počet výfukových ventilů	2

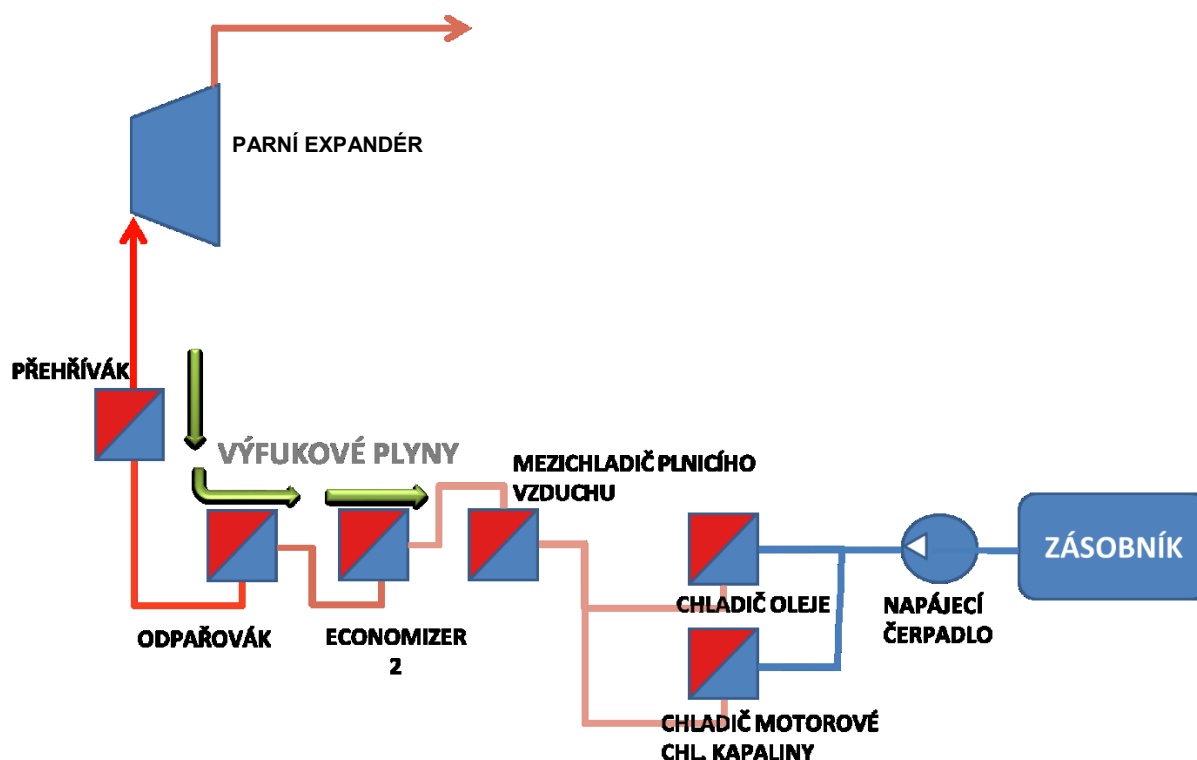
**Tab.1 - Hlavní parametry motoru**

		VZDUCH	OLEJ	CHL. VODA	VÝFUK	CELKEM
Teplota vstupu	[°C]	108	82	78	470	
Teplota výstupu	[°C]	55	75	74	152	
Průtok	[m <sup>3</sup> /h]	5907,5	45	60		
Průtok	[kg/s]	1,97	10,89	17,17	2,03	
<b>Tepelný výkon</b>	<b>[kW]</b>	<b>105,8</b>	<b>162,5</b>	<b>288,2</b>	<b>778,7</b>	<b>1335,1</b>
<b>Energetická bilance</b>	<b>[%]</b>	<b>5,7</b>	<b>3,7</b>	<b>10,2</b>	<b>27,5</b>	<b>47,2</b>

**Tab.2 – Dostupné teplo produkované kogenerační jednotkou při jmenovitém výkonu 1350 kW**



Obr.2 – Schéma uzavřeného systému parního oběhu

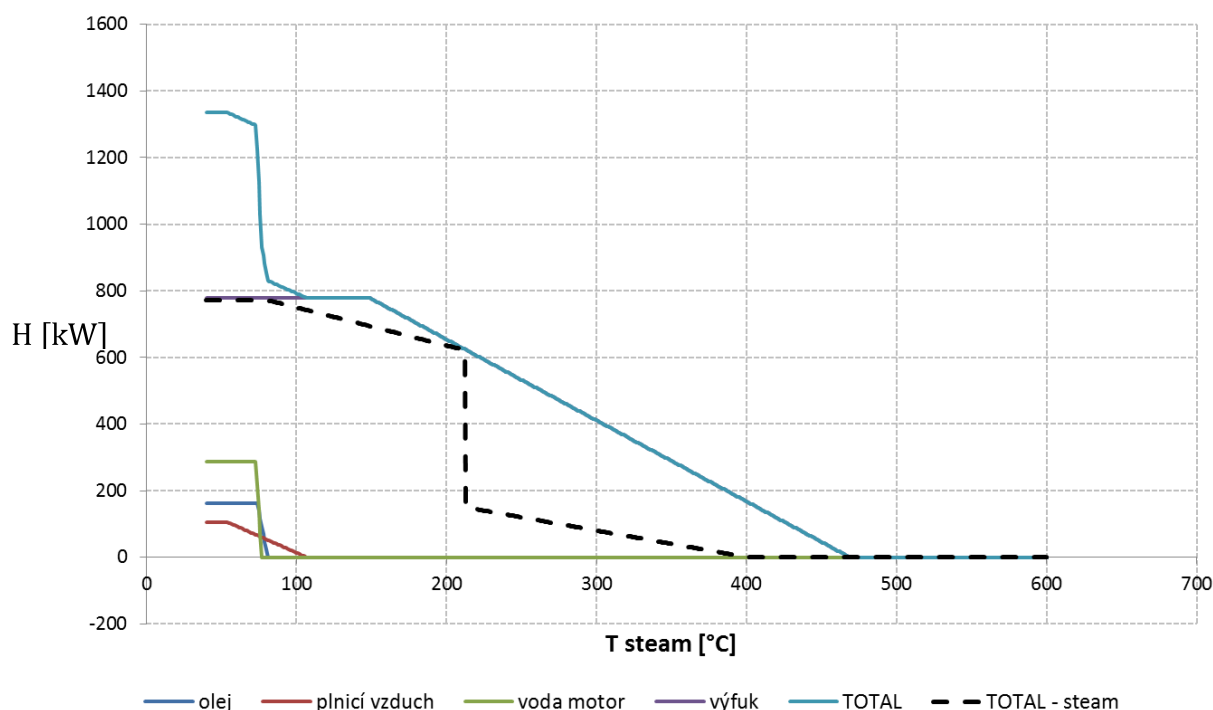


Obr.3 – Schéma otevřeného systému parního oběhu

## 2.1. Stanovení hmotnostního průtoku v parním oběhu

Z dostupného tepelného toku v teplotních médiích musí být stanoveno, jak velká část je využitelná s ohledem na ohřev pracovní látky. Pro tento účel byl sestrojen diagram na Obr.4. Zobrazuje závislost entalpického toku na teplotě teplotního média. Jednotlivými barvami jsou zobrazeny všechny teplotní média. Čárkovaně je zobrazena pracovní látka parního oběhu – vodní pára. Velikost entalpického toku je závislá pouze na tepelné kapacitě látky a jejím hmotnostním toku. Maximální hodnota je potom daná počáteční teplotou média.

V diagramu na Obr.4 je možné srovnat součtovou křivku tepel ve všech teplotních médiích (křivka TOTAL) s křivkou danou ohřevem (a odparem) pracovní látky – vodní páry (křivka TOTAL – steam). Křivka pro vodní páru musí být vždy pod křivkou teplotních médií, aby byl umožněn přestup tepla. Volitelným parametrem parního oběhu je počáteční teplota vody a hmotnostní průtok vodní páry systémem. Teplota vody v zásobníku odpovídá teplotě vody vystupující z kondenzátoru, která přibližně odpovídá teplotě varu kapaliny při daném tlaku. Aby bylo možné využít větší množství tepla z teplotních médií, bylo by vhodné tlak v kondenzátoru snížit pomocí vývěvy a tím snížit teplotu varu (kondenzace). Absolutní tlak v kondenzátoru byl uvažován 0,5 bar, čemuž odpovídá kondenzační teplota 81,3 °C, která je uvažována i v zásobníku. Pracovní tlak páry byl stanoven na 20 bar. Tento tlak byl zvolen s ohledem na obvyklé parametry parních strojů obdobné konstrukce. Maximální hmotnostní tok páry, při kterém bylo využito největší množství tepla z teplotních médií, byl nastaven na 0,25 kg/s.



Obr.4 – Diagram závislosti dostupné tepelné energie na teplotní úrovni jednotlivých médií

## 2.2. Výpočet ohřevu pracovní látky v parním oběhu

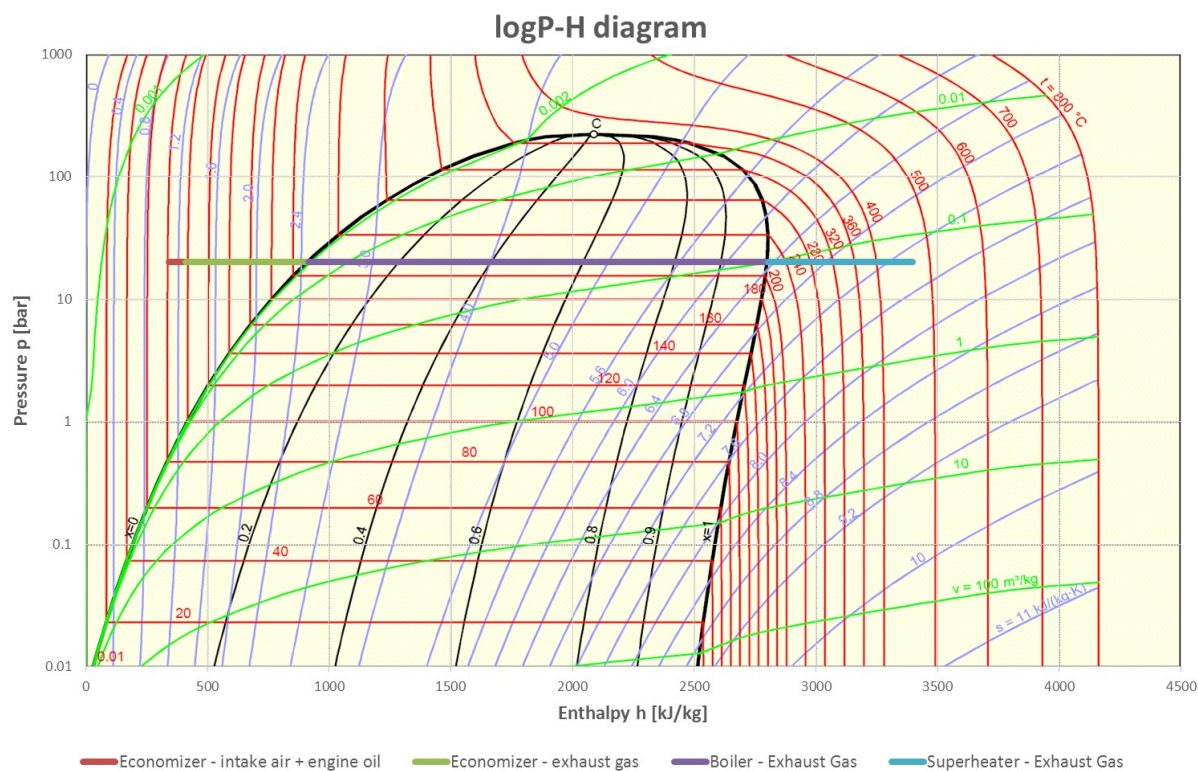
### 2.2.1. Uzavřený oběh

V druhém kroku byl proveden výpočet postupného ohřevu pracovní látky (vody a vodní páry) teplem z jednotlivých médií v protiproudých výměnících při konstantním tlaku. Počáteční teplota pracovní látky a její hmotnostní tok byly převzaty z kapitoly 2.1. Bilanci tepelného toku z teplotního média do pracovní látky byla stanovena teplota na výstupu z výměníku, která může dosahovat maximálně hodnoty přiváděného teplotního média. U paralelně zapojených výměníků byl hmotnostní tok rozdělen v definovaném poměru a výsledná teplota byla vypočtena s uvažováním ideálního míšení. Termodynamické parametry pracovní látky během postupného ohřevu vody, jejího odparu a přehřátí páry, byly vyneseny do  $p$ - $h$  (viz Obr.5) a  $T$ - $s$  (viz Obr.6).

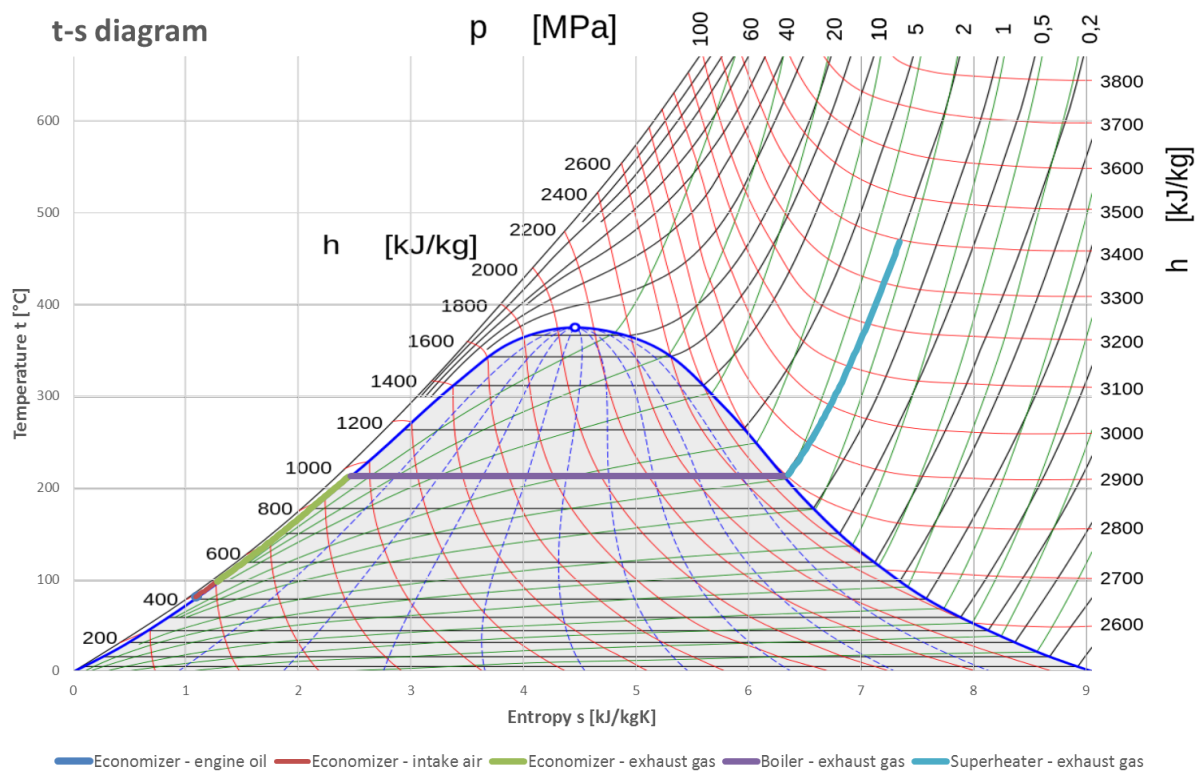
Na diagramech zobrazených na Obr.5 a Obr.6, je zřejmý malý přínos ohřevu vody v ekonomizeru vyhřívaného olejem. Plnicí vzduch ohřeje vodu až na 108°C, což je maximální teplota plnicího vzduchu. Pro správnou funkci motoru je nutné plnicí vzduch dochlazovat, aby



byla vstupní teplota vzduchu do motoru stejná jako u původního provedení. V opačném případě by byly parametry motoru omezeny klepáním.



**Obr.5 – Ohřev pracovní látky v tepelných výměnících uzavřeného parního oběhu s vodní párou vyneseny v log p-h diagramu**



**Obr.6 – Ohřev pracovní látky v tepelných výměnících uzavřeného parního oběhu s vodní párou vyneseny v T-s diagramu**

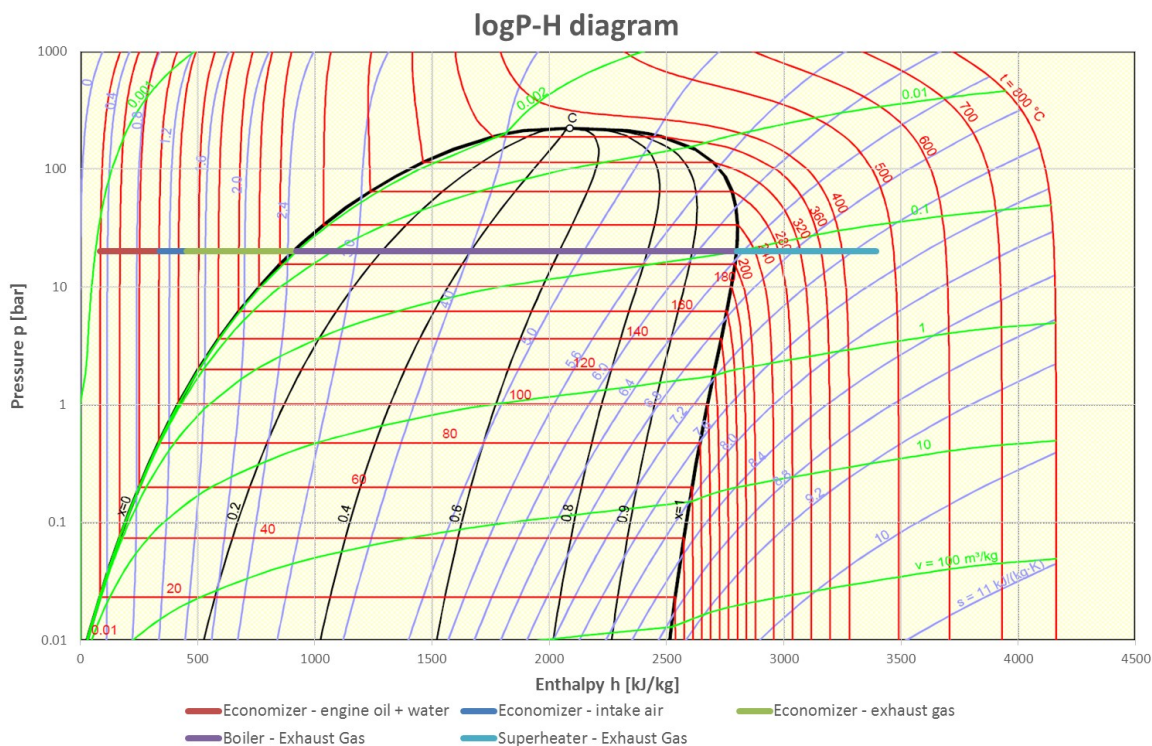
		Ekonomizer OLEJ	Ekonomizer VZDUCH	Ekonomizer VÝFUK	Odpařovák VÝFUK	Přehřívák VÝFUK	CELKEM
Teplota pracovní vody na vstupu	[°C]	81	81	97,6	212,4	212,4	
Teplota pracovní vody na výstupu	[°C]	82	108	212,4	212,4	470	
Průtok pracovní vody	[kg/s]	0,1	0,15	0,25	0,25	0,25	
<b>Tepelný příkon</b>	<b>[kW]</b>	<b>0,42</b>	<b>17</b>	<b>124,6</b>	<b>472,4</b>	<b>150,6</b>	<b>764,9</b>
<b>Energetická bilance</b>	<b>[%]</b>	<b>0,01</b>	<b>0,6</b>	<b>4,4</b>	<b>16,7</b>	<b>5,3</b>	<b>27,0</b>

Tab.3 – Parametry pracovní látky v průběhu ohřevu v tepelných výměnících

V Tab.3 jsou uvedeny parametry pracovní vody/páry v průběhu ohřevu ve výměnících. Důležitým parametrem jsou zde hodnoty výstupní teploty mezi jednotlivými výměníky. Z energetické bilance vyplývá, že podíl tepla odebraného oleji je tak nízký, že se prakticky nevyplatí tento výměník zařazovat do oběhu. Maximální teplota přehřáté páry je omezena množstvím tepla odebíraného výfukovým plynům, které je závislé na rozdílu vstupní a výstupní teploty výfukových plynů. Minimální výstupní teplota výfukových plynů z výměníku byla omezena na  $150^{\circ}\text{C}$ , aby nedocházelo ke kondenzaci a zanášení výměníku produkty spalování.

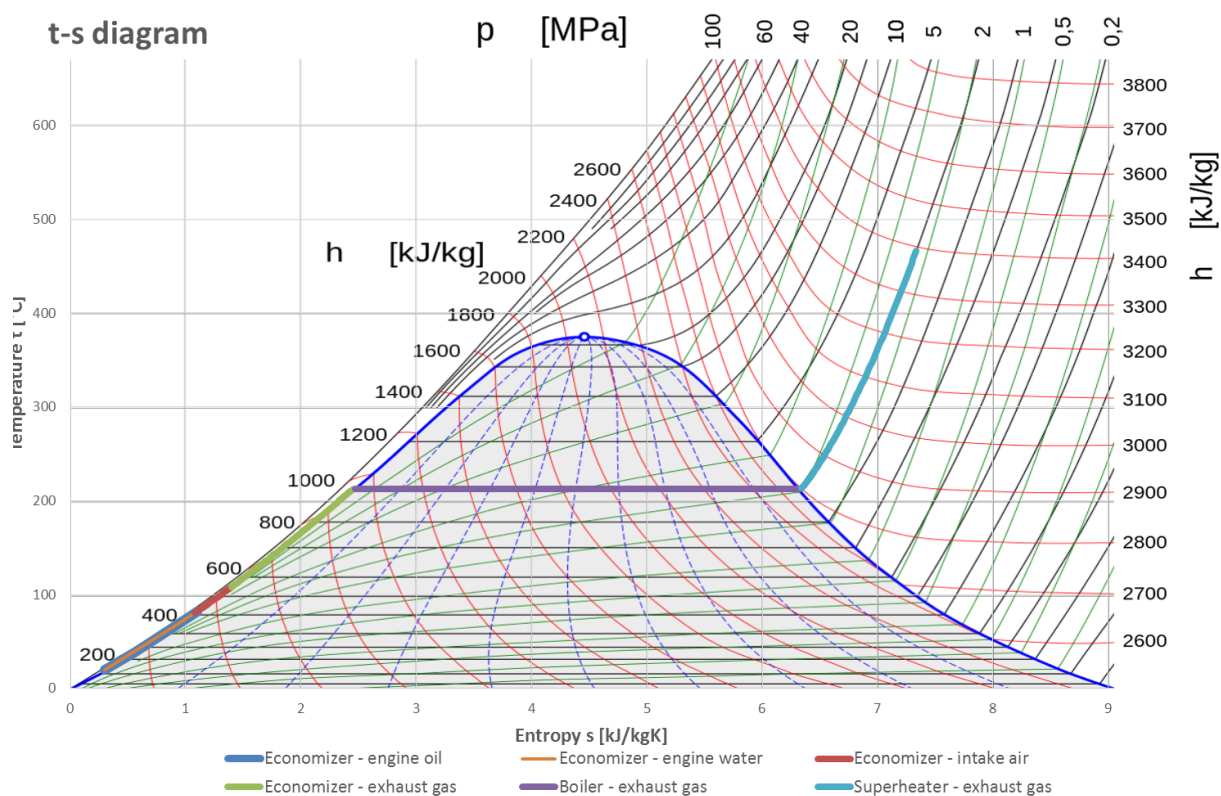
### 2.2.2. Otevřený oběh

Otevřený oběh dle schématu na Obr.3 byl uvažován jako napájený vodou z rozvodu o teplotě  $20^{\circ}\text{C}$  (která by musela být demineralizována). Snížení vstupní teploty pracovní látky umožní efektivně využít teplo z chladicí kapaliny a mazacího oleje. Tyto dva paralelně zapojené výměníky zvýší teplotu pracovní látky na obdobnou úroveň, jaká byla u uzavřeného parního oběhu. Hmotnostní průtok pracovní látky zůstal stejný, a to  $0,25\text{ kg/s}$ .



Obr.7 – Ohřev pracovní látky v tepelných výměnících otevřeného parního oběhu s vodní párou vyneseny v log p-h diagramu





**Obr.8 – Ohřev pracovní látky v tepelných výměnících otevřeného parního oběhu s vodní párou vyneseny v T-s diagramu**

Diagramy termodynamických vlastností pracovní látky během ohřevu v tepelných výměnících na *Obr.7* a *Obr.8* byly sestaveny stejným postupem jako pro uzavřený parní oběh. V *Tab.4* jsou uvedeny parametry pracovní vody/páry v průběhu ohřevu ve výměnících. Srovnání s teplotami v uzavřeném oběhu v *Tab.3* ukazuje, že teploty jsou prakticky identické. Maximální teplota přehřáté páry je shodná s maximální teplotou výfukových plynů.

		Ekonomizer OLEJ	Ekonomizer CHL. KAPAL.	Ekonomizer VZDUCH	Ekonomizer VÝFUK	Odpařovák VÝFUK	Přehřívák VÝFUK	CELKEM
Teplota pracovní vody na vstupu	[°C]	20	20	80,4	108	212,4	212,4	
Teplota pracovní vody na výstupu	[°C]	82	78	108	212,4	212,4	470	
Průtok pracovní vody	[kg/s]	0,15	0,1	0,25	0,25	0,25	0,25	
Tepelný příkon	[kW]	38,9	24,2	28,9	113,6	472,4	150,6	828,6
Energetická bilance	[%]	1,37	0,86	1,02	4,0	16,7	5,3	29,3

**Tab.4 – Parametry pracovní látky v průběhu ohřevu v tepelných výměnících**

### 2.3. Stanovení geometrických rozměrů expandéru

Parní expandér je uvažován jako pístový stroj. Jeho konstrukce je předběžně stanovena jako tříválcový stroj s dvojčinnými písty s pevným ventilovým rozvodem. Tlakový poměr vychází jako expanze z 20 bar na 0,5 bar v kondenzátoru. Z praktického hlediska, aby expandér nemusel být příliš dlouhozdvihový, byl tlak, na který probíhá expanze zvolen 1 bar. Tato konfigurace je také výhodná s ohledem na zamýšlenou konfiguraci s otevřeným oběhem,

kde je tento tlak roven atmosférickému. U uzavřeného oběhu dojde k vyrovnání tlaku po otevření výfukového ventilu.

Z termodynamických parametrů výstupní páry po ohřevu byly vypočteny parametry po expanzi, která byla uvažována jako isoentropická. Měrný objem látky určuje, jaký objem má 1 kg. Poměr měrných objemů před a po expanzi určuje, jak procentuální velikost původního objemu vůči expandovanému. Tato hodnota je rovna plnění pístového expandéru (jak velká část zdvihového objemu je využita během fáze plnění).

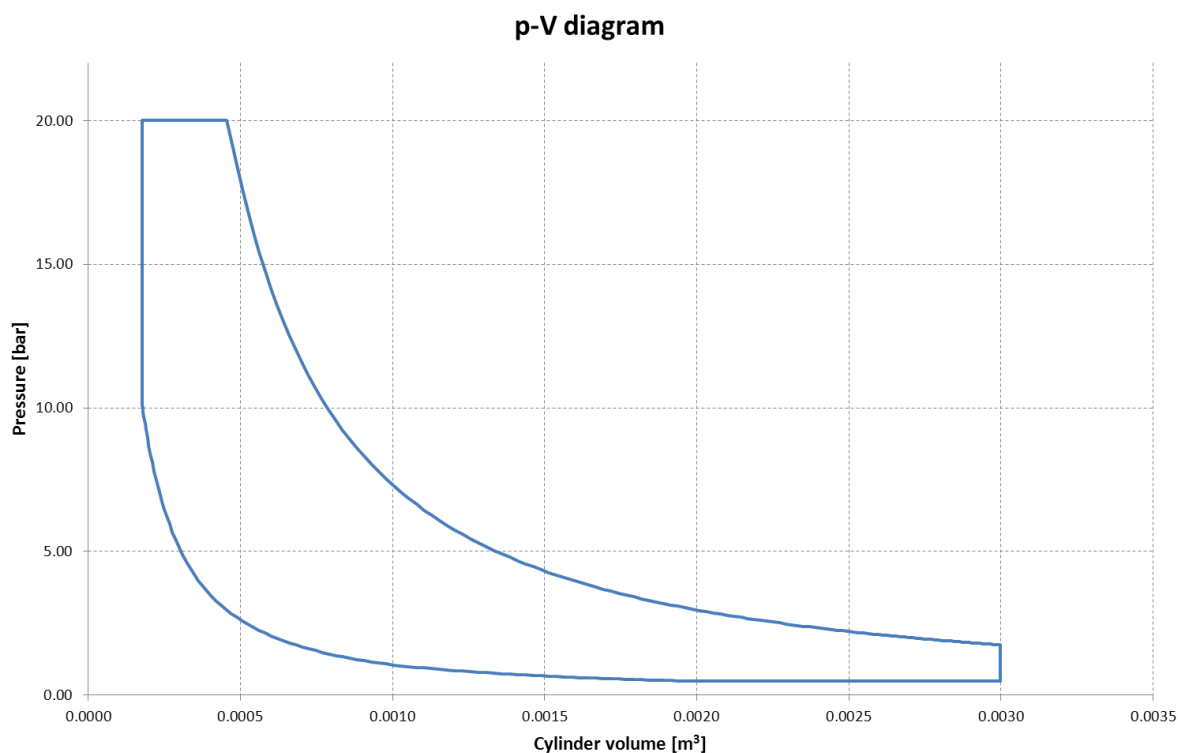
Zdvihový objem pístového expandéru je možné stanovit z objemového toku páry (o termodynamických parametrech na vstupu), kdy plnicí účinnost je rovna plnění parního expandéru. Volenými parametry je poměr zdvihu a vrtání válcové jednotky střední pístová rychlost. Střední pístová rychlost je omezena konstrukcí a materiálem použitých ucpávek, které jsou klíčové pro správnou funkci parního expandéru. Pro vzorový případ byla zvolena 10 m/s. Střední pístovou rychlostí se mění vztah mezi otáčkami expandéru a jeho zdvihovým objemem. Otáčky expandéru by měly být zvoleny s ohledem na použitý generátor. Tabulka Tab.5 shrnuje termodynamické parametry páry a geometrii pístového expandéru.

		Vstupní pára	Výstupní pára
Tlak	[bar]	20	1
Teplota	[°C]	468,4	99,6
Hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]	5,951	0,590
Měrný objem	[m <sup>3</sup> /kg]	0,168	1,690
Entropie	[kJ/kgK]	7,342	7,342
Entalpie	[kJ/kg]	3398,622	2674,948
Objemový tok	[m <sup>3</sup> /s]	0,0420	0,4235
Vrtání	[mm]	134	
Zdvih	[mm]	200	
Počet válců	[-]	3 dvojčinné	
Stř. píst. rychlost	[m/s]	10	
Zdvih / Vrtání	[-]	1,5	
Zdvihový objem	[dm <sup>3</sup> ]	16,83	
Otáčky expandéru	[1/min]	1498	
Indikovaný výkon expandéru	[kW]	182,5	

**Tab.5 – Shrnutí geometrických parametrů pístového expandéru spolu s termodynamickými parametry pracovní páry**

### 2.3.1. Idealizovaný oběh pístového expandéru

Idealizovaný oběh pístového expandéru se skládá z dvojice isobar o tlaku plnicí a expandované páry a dvojice isoentrop. Vyrovnání tlaku na konci expanze a komprese je naznačena dvojicí isochor. Konstrukce pístového expandéru předpokládá použití klasického klikového mechanismu, jehož kinematika určuje vztah mezi otáčivým pohybem klikové hřídele a posuvným pohybem pístu. Reálná geometrie expandéru počítá se škodným prostorem, který byl odhadnut na 6,25% zdvihového objemu. Idealizovaný p-V diagram pístového expandéru s plněním 10% zdvihu a výfukem do 65% zdvihu je vyobrazen na Obr.9.



**Obr.9 – Průběh idealizovaného p-V diagramu pístového expandéru**

## 2.4. Výpočet parametrů kondenzátoru

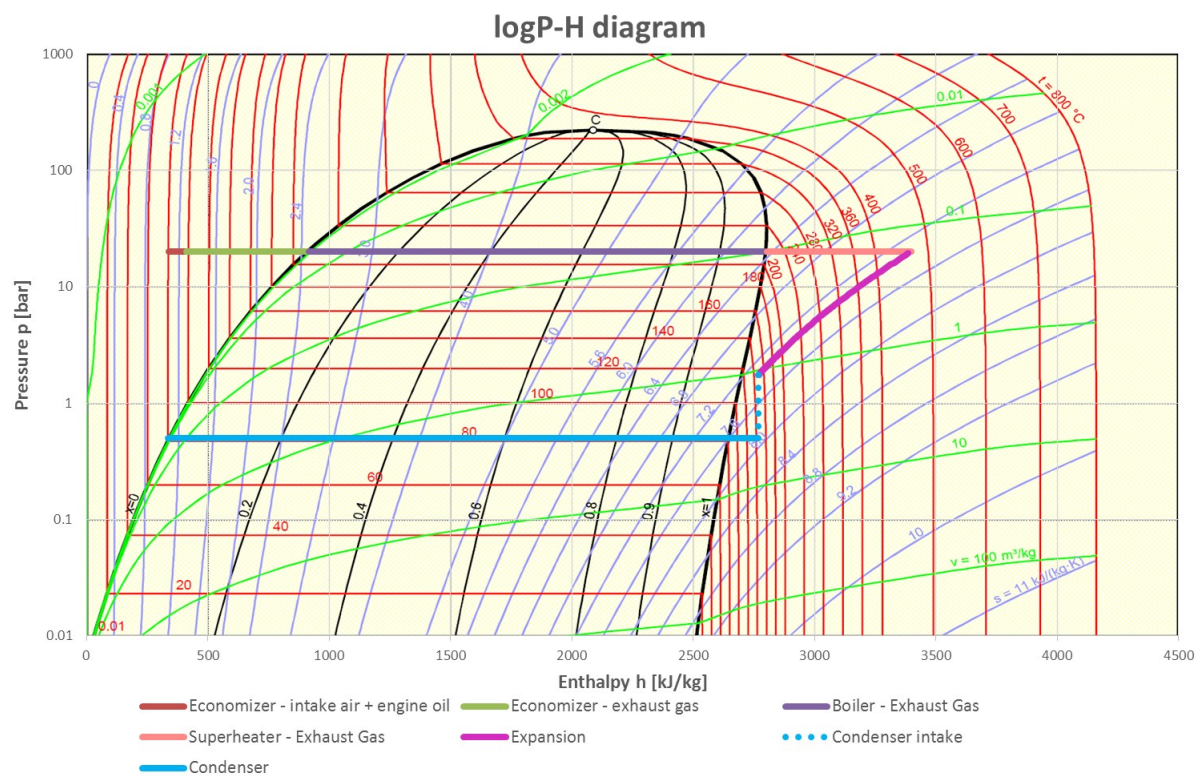
V uzavřeném systému dle *Obr.2* je zařazen kondenzátor napojený na chladicí věž. V kondenzátoru je pro snížení tlaku a tedy i kondenzační teploty vývěva. Kondenzace probíhá za konstantního tlaku. Vstupní parametry páry jsou dány vyrovnáním tlaku za pístovým expandérem z tlaku na konci expanze na tlak v kondenzátoru. Vyrovnání tlaku probíhá za konstantní entalpie. Termodynamické parametry při průtoku kondenzátorem jsou shrnuty v *Tab.6*. Tepelný výkon kondenzátoru, který odebírá teplo kondenzující páře je  $544,3 \text{ kW}$ .

		EXPANDER výstup	KONDENZÁTOR vstup	KONDENZÁTOR výstup
Tlak	[bar]	1,75	0,5	0,5
Teplota	[°C]	148,9	144,1	81,3
Hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]	0,910	0,261	970,942
Entropie	[kJ/kgK]	7,342	7,914	1,091
Entalpie	[kJ/kg]	2768,763	2768,763	340,542
<b>Odebraný tepelný výkon</b>	<b>[kW]</b>			<b>544,3</b>

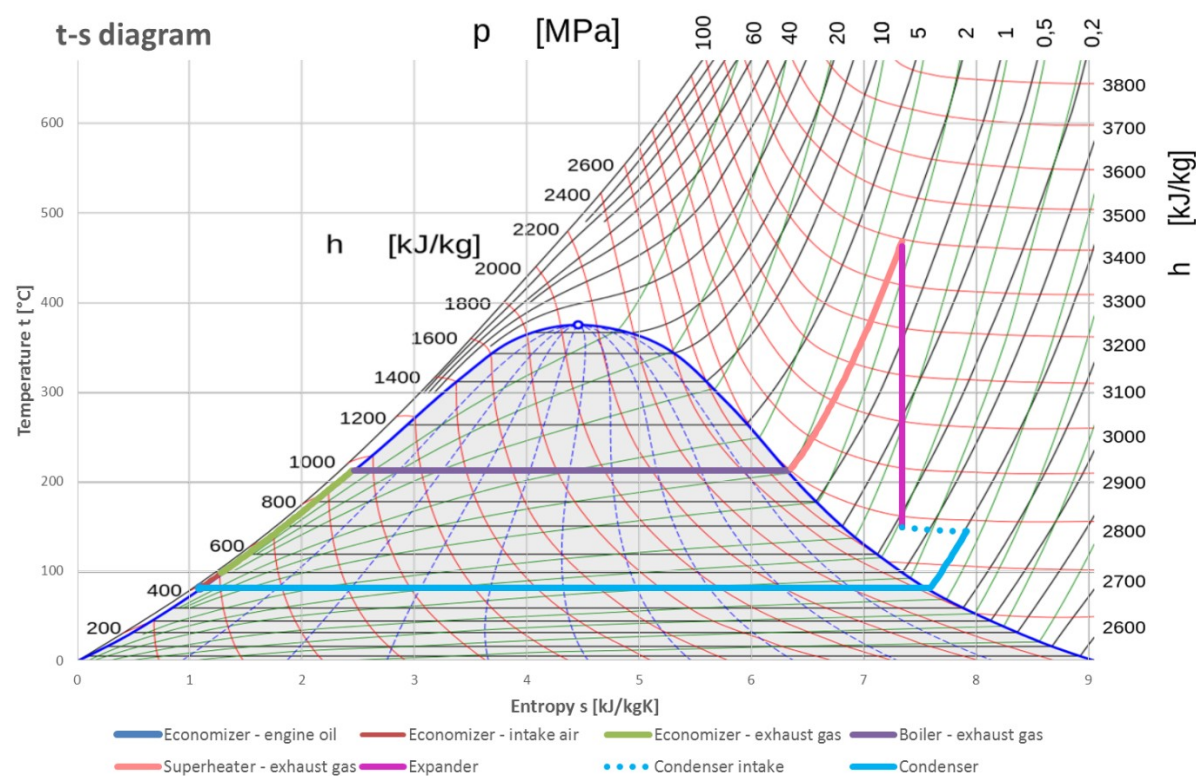
**Tab.6 – Shrnutí termodynamických parametrů páry při průtoku kondenzátorem**

## 2.5. Parametry uzavřeného parního oběhu

Jednotlivé fáze oběhu parního stroje jsou vyneseny do log p-h diagramu a do t-s diagramu na *Obr.10* a *Obr.11*. Spojnici v log p-h diagramu zajistí podávací čerpadlo. Toto čerpadlo musí být objemové konstrukce, aby dokázalo zajistit dodávku  $0,25 \text{ kg/s}$  vody při tlakovém pádu z  $0,5 \text{ bar}$  do  $20 \text{ bar}$ .



**Obr.10 – Uzavřený parní oběh s pracovním médiem - vodní párou vyneseny v log p-h diagramu**



**Obr.11 – Uzavřený parní oběh s pracovním médiem - vodní párou vyneseny v T-s diagramu**

### 2.5.1. Tepelná bilance parního oběhu

Z termodynamických parametrů pracovního média v jednotlivých částech systému lze sestavit tepelnou bilanci. Tyto parametry jsou uvedeny v *Tab.1*. Pro výrobu přehřáté páry z vody je nutné přivést  $764,5 \text{ kW}$  tepelného výkonu. Po expanzi páry v pístovém expandéru je pro kondenzaci páry zpět v kapalinu nutné vychladit tepelný výkon  $607,1 \text{ kW}$ . Mechanický výkon expandéru je  $157,5 \text{ kW}$ , čemuž odpovídá tepelná účinnost  $20,6\%$ . Je zřejmé, že je nutné pro funkci parního oběhu přivádět a odvádět do a ze systému značné množství tepla. Tento fakt by mohlo zlepšit umístění regenerátoru do systému, který by odebíral tepelnou energii expandované páry a předával by ji kapalině na vstupu do výměníků.

		ZÁSOBNÍK	OHŘEV	EXPANDÉR	KONDENZÁTOR
Tlak	[bar]	0,5	20	0,5	0,5
Teplota	[°C]	81,3	468,4	144,1	81,3
Entropie	[kJ/kgK]	1,0912	7,3418	7,9140	1,0912
Entalpie	[kJ/kg]	340,542	3398,622	2768,764	340,542
<b>Tepelný výkon</b>	<b>[kW]</b>		<b>764,5</b>	<b>-157,5</b>	<b>-607,1</b>

**Tab.7 – Shrnutí parametrů parního oběhu na výstupu z jednotlivých částí systému**



### 3. Závěr

Byl vytvořen zjednodušený výpočetní model parního oběhu a byly navrženy základní parametry jednotlivých částí parního stroje. Jako pracovní kapalina byla uvažována voda. Výpočty vychází z naměřených hodnot dostupného tepla produkovaného kogenerační jednotkou. Parní oběh umožňuje otevřenou i uzavřenou konfiguraci. Parní expandér je pístového provedení se třemi dvojčinnými písty.

Z tepelné bilance vyplývá přibližně dvacetiprocentní účinnost. Pro zvýšení výkonu parního expandéru by bylo výhodné do systému zařadit regenerátor mezi expandovanou páru a napájecí vodu.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Doleček, V. – Škarohlíd, M. – Horáček, M. – Macek, J. *Návrh přestavby řady vznětových středně rychloběžných motorů na duální provoz se zemním plynem*. Praha, Prosinec 2012. Výzkumná zpráva Z12-14.
- [2] Středa, I. – Sazima, M. – Doubrava, J. *Termomechanika*. Praha, ČVUT: 1992. ISBN 80-01-00818-5.
- [3] NIST (National Institute of Standards and Technology) *Výpočetní knihovna termodynamických vlastností kapalin a par REFPROP v.9.1 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties)*