

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Vacek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Teplárna se spalovací turbínou o výkonu 100 MW

v anglickém jazyce:

CHP gas turbine 100 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Energetické zařízení se spalovací turbínou má mít víceúčelový charakter. Základní funkce je teplárenská. Teplárna dodává teplo a současně vyrábí elektrickou energii. Spalovací turbína má být současně energetickým zdrojem pro obnovu elektrické sítě v případě vzniku black-outu. Teplárna je koncipována jako paroplynová s parní odběrovou kondenzační turbínou a dodávkou tepla ve formě horké vody. Palivem energetického zařízení je zemní plyn, záložní palivo je kapalné.

Cíle diplomové práce:

Návrh tepelného schématu teplárny se spalovací turbínou General Electric LMS100.

Výpočet parní části tepelného oběhu spalovací turbíny (režim bez dodávky tepla a s maximální dodávkou tepla).

Hlavní zařízení energetického zdroje umožňující teplárenský provoz a start ze tmy (soupis a stručný popis).

Zjednodušený situační plán (generel) energetického zařízení.

Energetické a hmotnostní toky v zařízení během ročního provozu.

Ekonomické vyhodnocení výstavby a provozu energetického zařízení.

Závěrečná doporučení.

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 4.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Anotace

Cílem této diplomové práce je popsat funkci spalovací turbíny LMS 100 jako víceúčelového zařízení jednak jako záložního zdroje pro případ black-outu, jednak z hlediska energetického využití a ekonomičnosti pro teplárenský provoz.

Annotation

The purpose of this thesis is to describe gas turbine LMS 100 multipurpose characteristics, as a backup power supply in case of black-outs, and in terms of energy use for cogeneration with its economics.

Klíčová slova

Kogenerace, aeroderivát, Spalovací turbína LMS 100, black-out,

Key words

Cogeneration, aeroderivative gas turbine, Gas turbine LMS 100, black-out

Bibliografická citace

VACEK, J. *Teplárna se spalovací turbínou o výkonu 100 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 56 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené odborné literatury pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr.

V Brně dne 9. května 2015

.....

Jiří Vacek

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení práce a za hodnotné rady.

Obsah

| | | |
|------------|---|-----------|
| 1 | ÚVOD | 9 |
| 2 | POPIS ZAŘÍZENÍ | 10 |
| 2.1 | Plynová turbína LMS 100 | 11 |
| 2.2 | Schéma parní části | 15 |
| 3 | PROVOZNÍ REŽIMY TURBÍNY LMS 100 | 17 |
| 4 | VÝPOČET PARNÍ ČÁSTI TEPELNÉHO OBĚHU | 20 |
| 4.1 | HRSG | 20 |
| 4.1.1 | Výpočet složení a entalpie spalin | 20 |
| 4.1.2 | Výpočet bodů pilového diagramu | 24 |
| 4.2 | Parní turbína a kondenzátor | 30 |
| 4.3 | Odplyňovač a napájecí nádrž | 32 |
| 5 | ENERGETICKÉ A HMOTNOSTNÍ TOKY V ZAŘÍZENÍ BĚHEM ROČNÍHO PROVOZU | 38 |
| 5.1 | Volba způsobu provozování | 38 |
| 5.2 | Předpoklady ročního provozu | 39 |
| 5.3 | Vyhodnocení vybraného ročního provozu | 41 |
| 6 | POPISY ZAŘÍZENÍ TEPLÁRNY | 42 |
| 6.1 | Technologické soubory | 42 |
| 6.2 | Stavební soubory | 42 |
| 6.3 | Situační plán areálu teplárny | 43 |
| 7 | EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ | 45 |
| 7.1 | Investiční náklady | 45 |
| 7.1.1 | Souhrn investičních nákladů | 45 |
| 7.1.2 | Podrobné členění investičních nákladů | 45 |
| 7.1.3 | Rozložení investičních nákladů do období realizace projektu..... | 47 |
| 7.2 | Provozní náklady | 48 |

| | | |
|------------|--|--|
| 7.2.1 | Obecné cenové podmínky pro výpočet nákladů | 48 |
| 7.2.2 | Roční provozní náklady | 50 |
| 7.3 | Příjmy | 51 |
| 7.4 | Celkové zhodnocení | 51 |
| 7.5 | Citlivostní analýza | Chyba! Záložka není definována. |
| 8 | ZÁVĚR..... | 52 |
| 9 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 53 |
| 10 | SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ..... | CHYBA! ZÁLOŽKA NENÍ DEFINOVÁNA. |
| 11 | SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK..... | 54 |

1 Úvod

Již od pradávna se lidstvo snaží využívat dostupné energie okolo sebe, které mu příroda poskytuje. Během průmyslové revoluce byl odstartován strmý růst a technický pokrok, který nás přivedl až do dnešní podoby světa. Vše, co jsme za tu dobu vytvořili a co jsme ještě před pár staletími neměli, stojí na spotřebě velkého množství energie, za jejíž nejušlechtilější formu považujeme bezesporu elektřinu.

Elektřina se v našem dnešním světě stala tak nezbytnou podmínkou našeho fungování, že zajištění její neustálé dostupnosti se pro nás stalo jedním z hlavních cílů našich bezpečnostních strategií.

V posledních letech se ve světě objevují případy tzv. black-outů, tedy rozsáhlých výpadků elektřiny. Znovupostavení elektrické sítě se v takových případech stává zcela nutným, zároveň však dosti obtížným úkolem. Mnoho elektráren potřebuje ke spuštění provozu vnější napájení.

Aby se předešlo katastrofickým následkům a došlo významnému snížení dopadů black-outu, je třeba budovat záložní zdroje elektrické energie, které jsou schopny rychlého a samostatného startu „ze tmy“. Tuto potřebu velmi dobře splňují spalovací turbíny odvozené z konstrukce leteckých motorů – tzv. aeroderiváty, které dokáží nastartovat ze studeného stavu na plný výkon do deseti minut.

Tato práce se zabývá spalovací turbínou LMS 100, jejími vlastnostmi a použitím nejenom jako záložním zdrojem elektřiny, ale především jako zdrojem pro energetické využití při společné výrobě elektřiny a tepla.

V úvodních částech práce je navrženo a popsáno tepelné schéma celé teplárny, vysvětleny vlastnosti a funkce LMS 100 a blíže popsán parní okruh.

V kapitole 4 je poté detailně popsán výpočet parní části tepelného oběhu jednak pro maximální dodávku elektřiny a jednak pro maximální dodávku tepla.

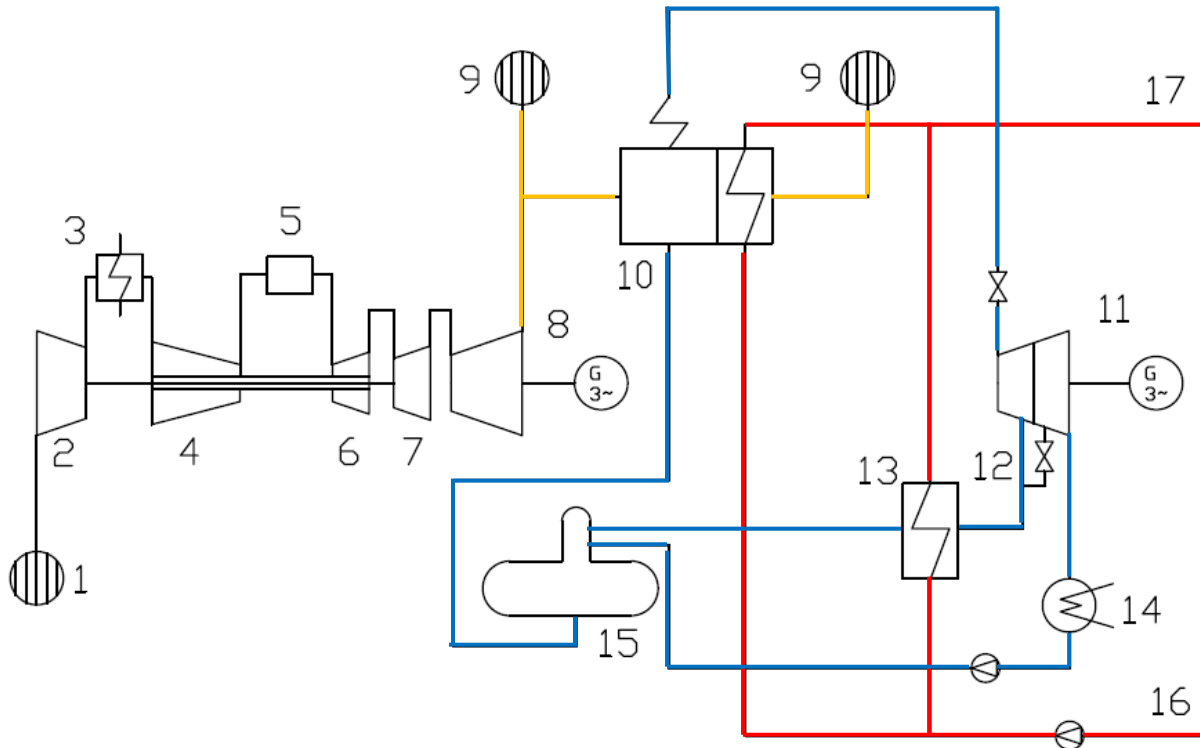
V kapitole 5 je popsán výběr vhodné varianty způsobu provozování a uvedeny energetické a hmotnostní toky v zařízení během konkrétního celoročního provozu.

V kapitole 6 je uveden popis zařízení celé teplárny se situačním plánem a popisem areálu.

Poslední kapitola se zabývá celkovým ekonomickým zhodnocením projektu a vybraným způsobem provozování.

2 Popis zařízení

V běžném provozu slouží celé zařízení teplárenské výrobě. Hlavním účelem spalovací turbíny je však poskytování záložního zdroje pro případ vzniku black-outu. Turbína má být schopna provozu v ostrovním režimu a má napomoci znovuzprovoznění elektrické sítě.



Obr. 1 Schéma zapojení hlavních zařízení; 1. – Přívod vzduchu do plynové turbíny; 2. – NT kompresor; 3. – Mezichladič; 4. – VT kompresor; 5. – Spalovací komora; 6. – Plynová VT turbína; 7. – Plynová ST turbína; 8. – Plynová NT turbína s generátorem; 9. – Odvod spalin do komína; 10. – HRSG; 11. – Parní turbína s generátorem; 12. – Regulovaný odběr; 13. – Ohřívák; 14. – Kondenzátor; 15. – Odplyňovák a napájecí nádrž; 16. – Vratná topná voda; 17. – Odchozí topná voda;

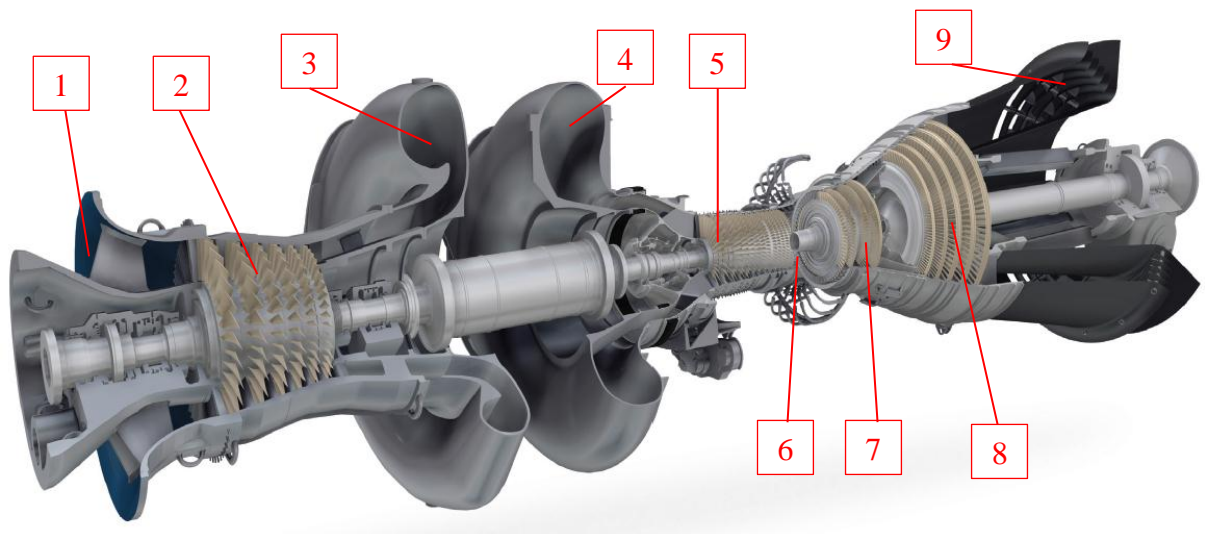
Jak je vidět na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, teplárna se skládá z plynové turbíny, která tvoří samostatný celek. Z plynové turbíny jsou odváděny spaliny (žlutě) do komína buď přímo nebo přes HRSG (Spalinový výměník na výrobu páry). V HRSG dochází k výrobě páry (modře) a k ohřevu topné vody (červeně). Pára je odváděna do parní turbíny a poté kondenzuje v kondenzátoru. Kondenzát se poté čerpá do napájecí nádrže, odkud je opět veden do HRSG. Část páry z turbíny je odvedena regulovaným odběrem do odplyňováku. Z regulovaného odběru může být navíc odvedeno další množství přes ohřívák, kde předává teplo topné vodě.

2.1 Plynová turbína LMS 100

Plynová turbína LMS 100 má v dnešním průmyslovém světě nejvyšší účinnost ze všech spalovacích turbín dosud uvedených do komerčního provozu a dosahuje dobré účinnosti při sníženém výkonovém zatížení.

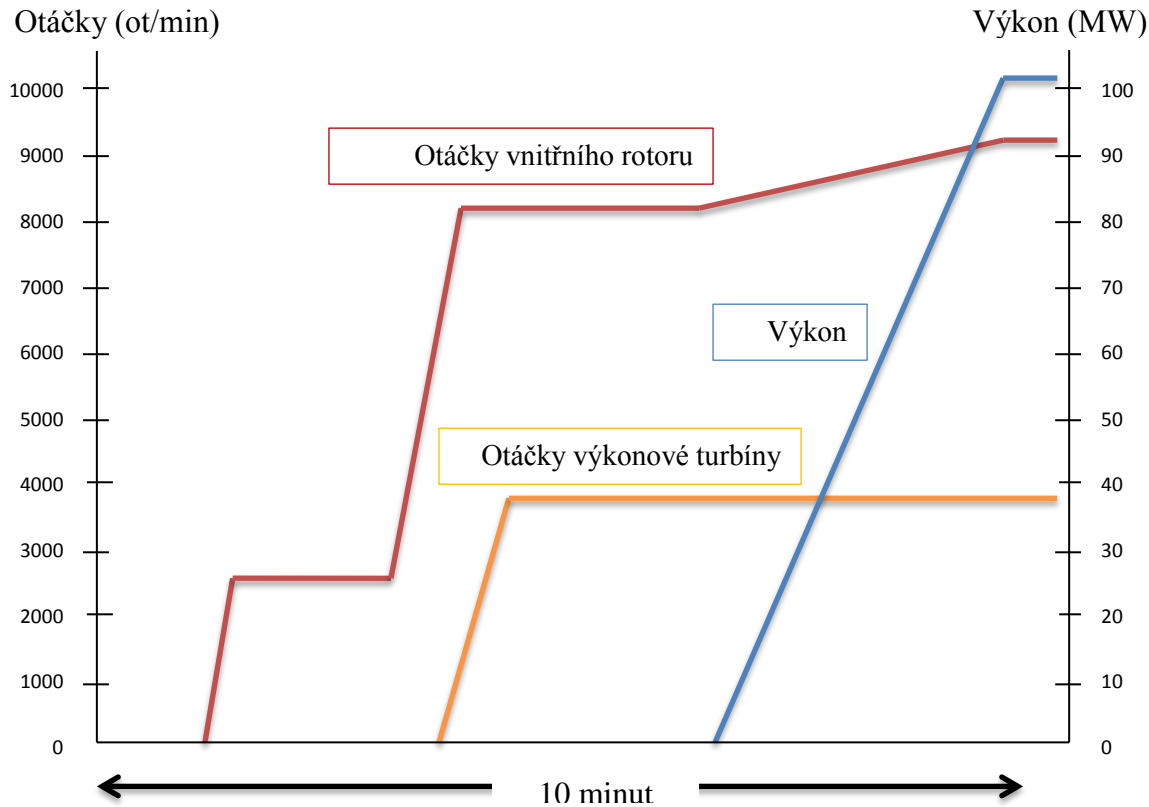
Vyznačuje se zároveň zachováním dobré účinnosti ve velkém rozmezí venkovních teplot a od teploty 24 °C nahoru její účinnost klesá pomaleji než u klasických spalovacích turbín.

Turbína využívá dělené komprese a vnějšího mezichlazení, což snižuje kompresní práci a umožňuje zvýšit kompresní poměr. Kompresní poměr pracovního cyklu je 42:1. Počet kompresních stupňů je celkem 20 umístěných na nízkotlakém a vysokotlakém turbokompresoru. Soustrojí dále obsahuje dva stupně vysokotlaké a dva stupně středotlaké turbíny. Obě tyto části slouží k pohonu turbokompresorů. Za středotlakou turbínou je poté umístěna turbína výkonová, která je spojena s generátorem a slouží k výrobě elektrické energie.



Obr. 2 Řez turbínou LMS 100; 1. – Sání vzduchu; 2. – NT kompresor; 3. – Odvod vzduchu do mezichladiče; 4. – Přívod vzduchu z mezichladiče; 5. – VT kompresor; 6. – Spalovací komora; 7. – VT a ST turbína; 8. – NT turbína; 9. – Odvod spalin z turbíny; [6].

Z hlediska technologie této energetické turbíny se jedná o aeroderivát, je tedy odvozená od konstrukce leteckých motorů. Turbína má rychlý start ze studeného stavu na plný výkon za 10 minut stejně jako jiné turbíny odvozené od konstrukce leteckých motorů. Může tak poskytovat rychlý záložní zdroj v případě potřeby. Zároveň dokáže během provozu měnit výkon rychlostí 50 MW/min.



Obr. 3 Startovací sekvence turbíny LMS 100

Ke startu ze studeného stavu slouží startovací zařízení vybavené pomocnou převodovkou. Zařízení je elektrohydraulické a pracuje s pomocí protáčeací převodovky elektrického generátoru. Během startu startovací systém roztáčí vysokotlakový kompresor až na otáčky 2400 ot/min. Ten prohání turbínami a výstupním traktem vzduch a během pár minut celý tento prostor od případných zbytků methanu, které zde mohly zůstat od posledního odstavení soustrojí.

Poté se spustí přívod paliva a zapalování. Během následujících 30 sekund se rotor vysokotlakého kompresoru roztočí na 4600 ot/min a v tomto okamžiku dojde k odpojení startovacího zařízení. Od této chvíle je turbína schopna samostatného chodu. Pokračuje dále v rozběhu rotoru až na pracovní otáčky.

V době, kdy se areál provozu ocitne bez vnějšího zdroje elektřiny a turbína se právě nachází v klidu, je jako záložní zdroj využit dieselaagregát. Ten se dokáže nastartovat zcela nezávisle na vnějších zdrojích energie a najede na plný výkon během několika desítek sekund.

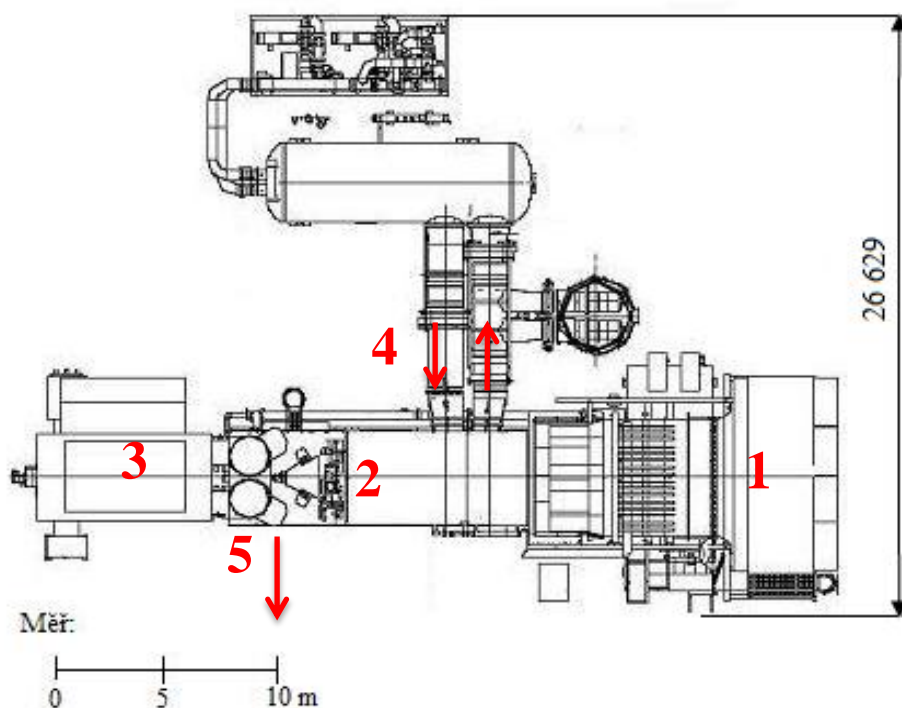
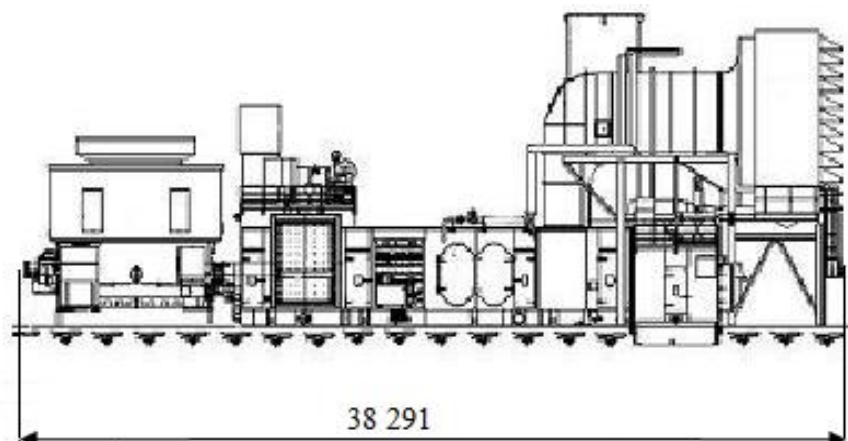
Výkonově postačuje k chodu všech pomocných zařízení turbíny a elektrárny během black-outu.

Velkou výhodou je konstrukční provedení turbíny, která umožňuje rychle provedené servisní práce či výměny dílů a tím se zkracuje doba prostojů kvůli odstávce.

| <i>Interval pro servisní činnost</i> | <i>Práce</i> | <i>Doba odstavení turbíny</i> |
|--------------------------------------|--------------|-------------------------------|
| | | |

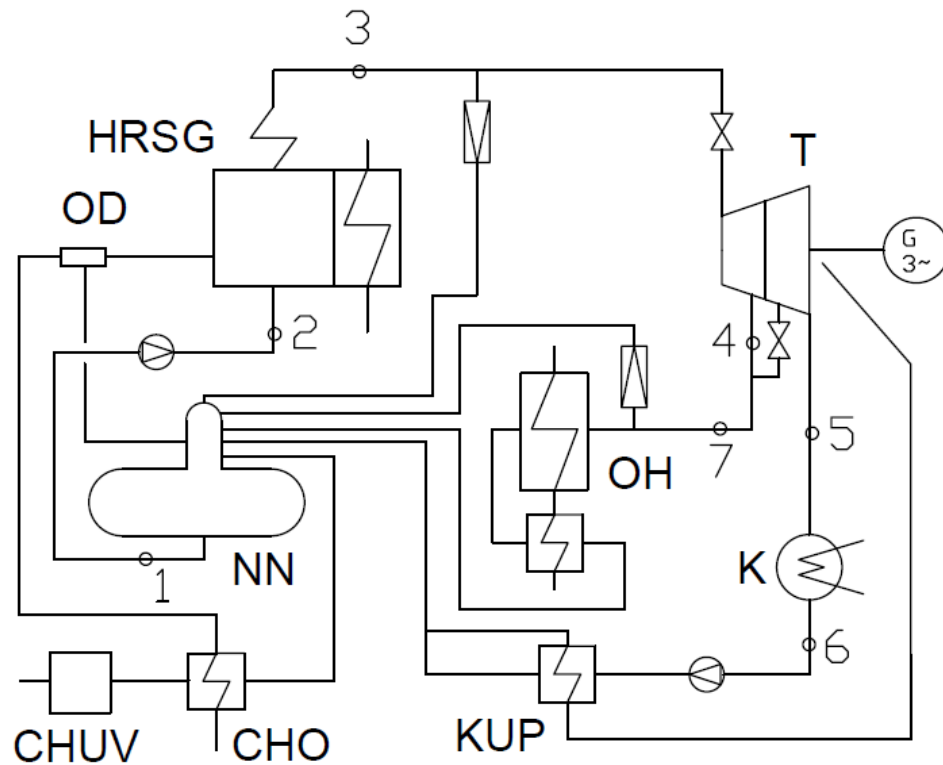
| | | |
|--|--|---|
| 4000 hodin/450 startů resp. každoročně | Boroskopická prohlídka <i>V místě instalace.</i> | 12 hodin vč. doby chlazení stroje |
| 25 000 hodin | Výměna „horkých“ částí: bloku vysokotlakové a středotlakové turbíny a spalovací komory. <i>Provádí se v místě instalace.</i> | 4 dny |
| 50 000 hodin | <i>Servis ve výrobním závodě:</i> Generální oprava „horké“ části (VT, ST a SK) Generální oprava výkonové turbíny Prohlídka a opravy všech rotačních částí vč. ložisek | 4 dny |
| 75 000 hodin 100 000 hodin | Práce stejné jako pro intervaly 25 000 hodin a 50 000 hodin | 4 dny |

Tab. 1 Organizace pravidelné servisní činnosti turbíny LMS 100 [6]

Dispozice turbíny LMS 100 ve variantě s vodním chladičem vzduchu

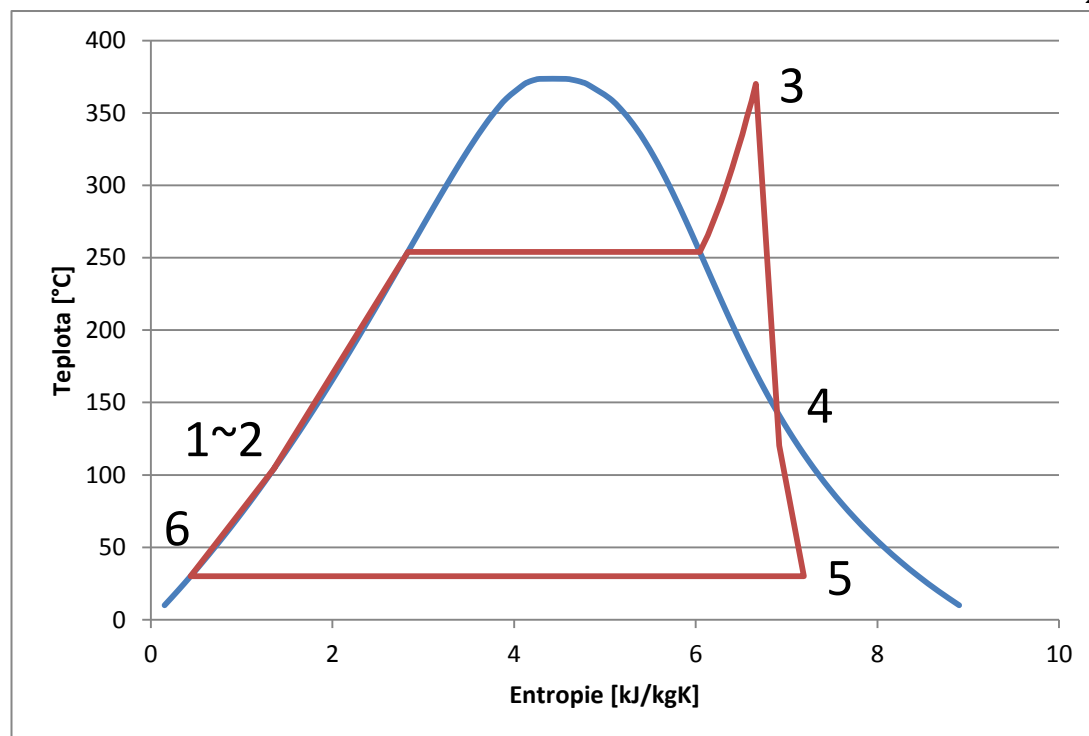
Obr. 4 Dispozice spalovací turbíny LMS 100 ve variantě s vodním chladičem vzduchu; 1 – Sání vzduchu s filtrem; 2 – Spalovací turbína; 3 – generátor; 4 – Odvod a přívod vzduchu do mezichladiče; 5 – Odvod spalin do HRSG;

2.2 Schéma parní části



Obr. 5 Detailní schéma zařízení parního okruhu. HRSG – Kotel na odpadní teplo; T – Parní turbína s generátorem; K – Pondenzátor; NN – Napájecí nádrž; OD – Uvolňovač páry z odluhu; CHUV – Chemická úpravna vod; CHO – Chladič odluhu; KUP – Kondenzátor ucpávkové páry; OH – Ohřívák topné vody parou z regulovaného odběru; Jednotlivé stavy parního oběhu: 1 – Výstup z NN, 2 – Vstup do HRSG, 3 – Výstup z HRSG, 4 – Výstup z VT dílu, 5 – Výstup z NT dílu, 6 – Výstup z kondenzátoru, 7 – Regulovaný odběr;

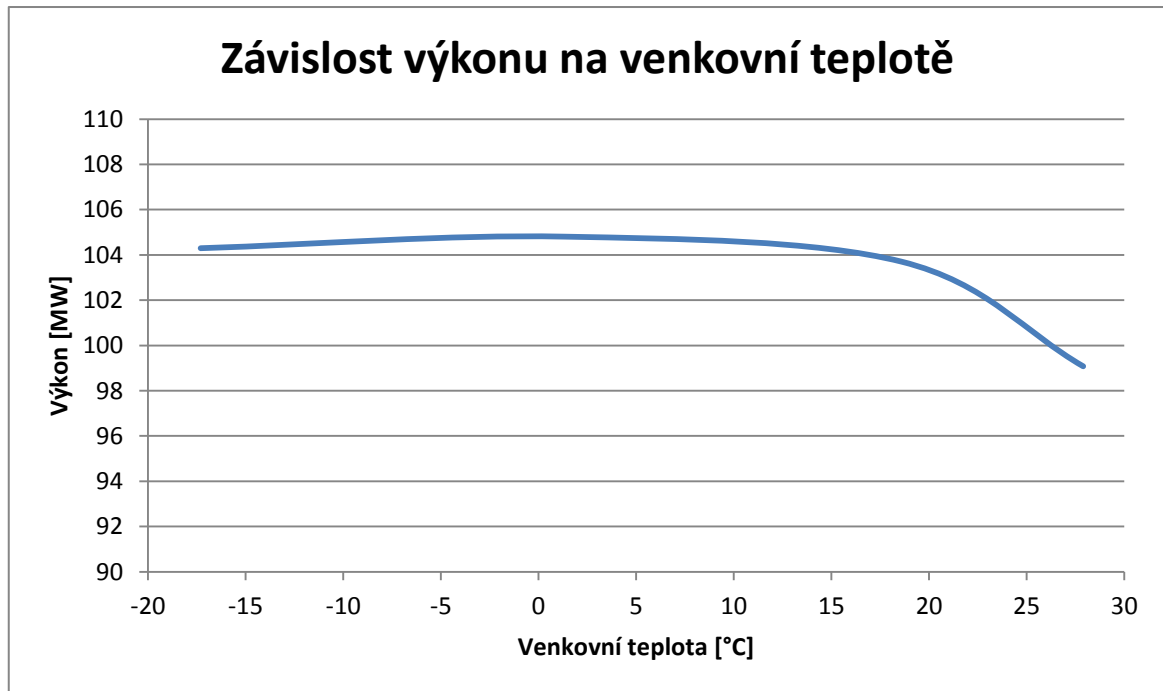
Na Obr. 5 se nachází detailně popsané schéma parního oběhu. Jednotlivé stavy oběhu jsou vykresleny v T-s diagramu na Obr. 6.



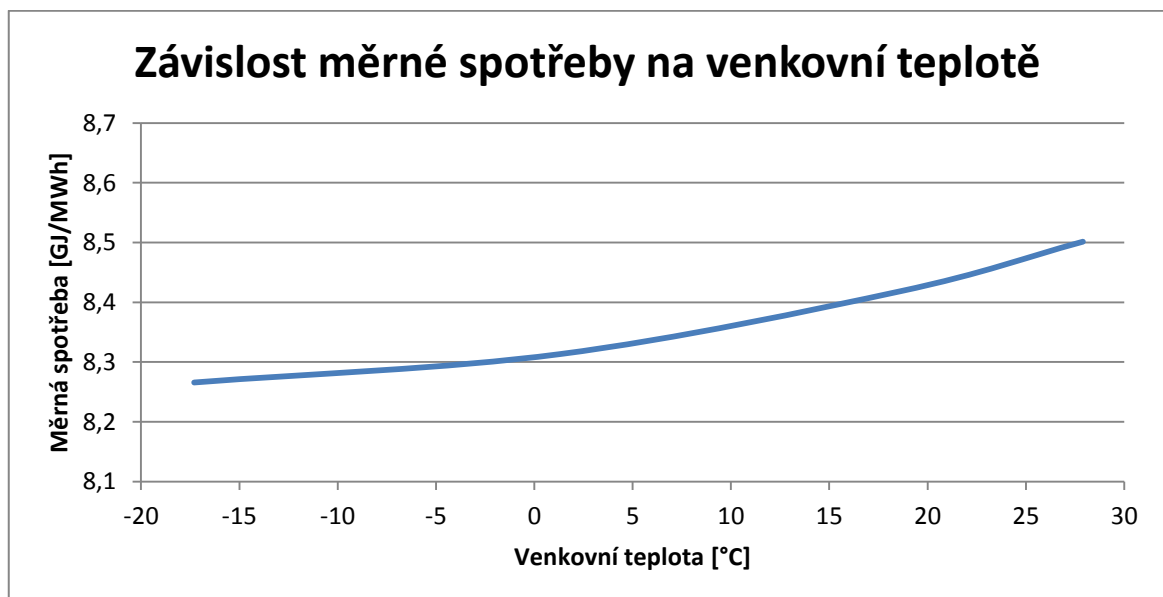
Obr. 6 T-s diagram parního oběhu

3 Provozní režimy turbíny LMS 100

Provozní parametry této spalovací turbíny je třeba vyjádřit jednak z hlediska teploty okolního vzduchu, jednak podle zatížení turbíny. Zatížením se rozumí daný elektrický výkon vztažený k nominálnímu výkonu (např. 70%). Provoz turbíny v jiném režimu než nominálním má pochopitelně vliv na účinnost apod. Na následujících grafech jsou závislosti elektrického výkonu a spotřeby na teplotě vstupního vzduchu. Turbína je provozována při 100% zatížení. Lze si povšimnout, že od zhruba 20 °C klesá dosažený výkon a přitom roste spotřeba.



Obr. 7 Závislost výkonu na venkovní teplotě



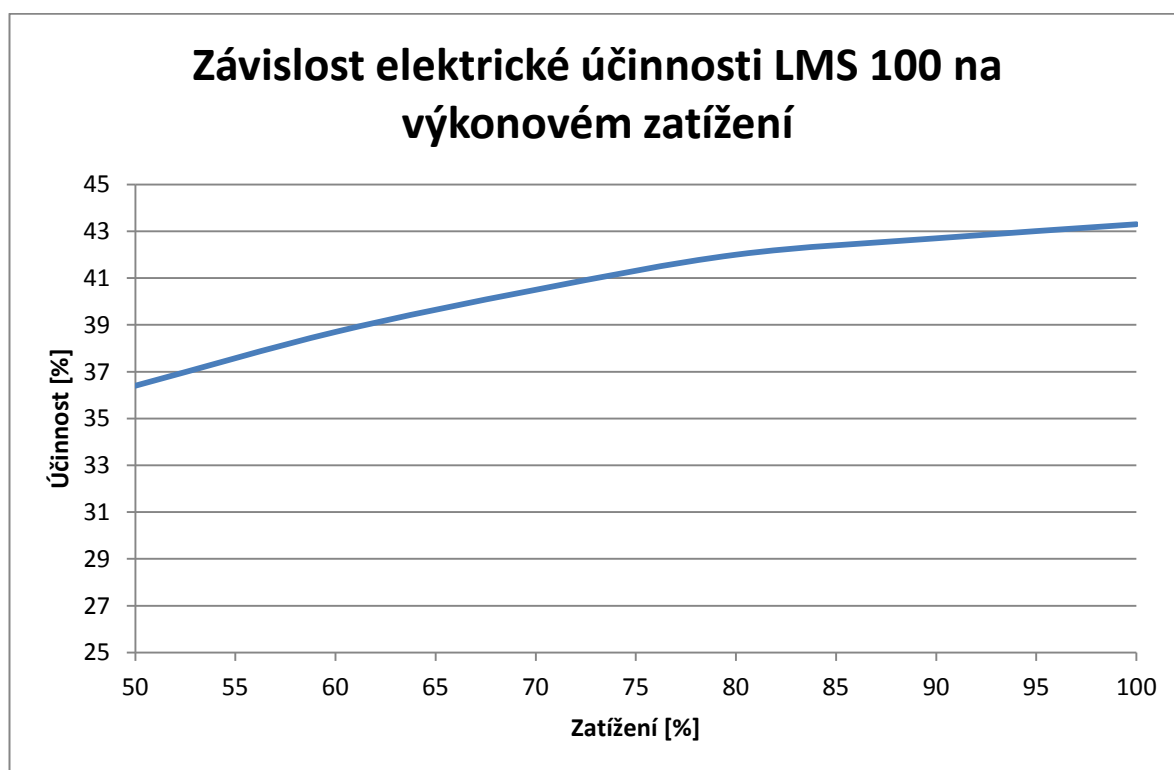
Obr. 8 Závislost měrné spotřeby na venkovní teplotě

Podobná závislost je vyjádřena v Tab. 2. Opět se jedná o provoz při 100% zatížení.

| | | | | |
|-------------------------|----------|----------|--------|----------|
| Venkovní teplota [°C] | -17,3 | 1,3 | 18,6 | 27,9 |
| Relativní vlhkost [%] | 95,4 | 95,8 | 66,3 | 55,2 |
| Elektrický výkon [kW] | 104297 | 104808 | 103702 | 99078 |
| Spotřeba [GJ/hod] | 862,1 | 871,3 | 873 | 842,3 |
| Spotřeba [kW] | 239472,2 | 242027,8 | 242500 | 233972,2 |
| Teplota spalin [°C] | 388,8 | 396,7 | 417,4 | 426,9 |
| Tok spalin [kg/s] | 227,5 | 226,2 | 219,9 | 211,5 |
| Injektáž vody [kg/hod] | 12233 | 11909 | 11584 | 10519 |
| Výkon mezichladiče [kW] | 23098 | 30518 | 31953 | 31888 |

Tab. 2 Závislost parametrů na venkovní teplotě při 100% výkonu

Parametry pro dané teploty okolního vzduchu je poté třeba přepočítat pro zvolené zatížení.



Obr. 9 Závislost elektrické účinnosti LMS 100 na výkonovém zatížení

V Tab. 3 jsou uvedeny zatížení a účinnosti odečtené z grafu na Obr. 9.

| | | | | | | |
|----------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Zatížení [%] | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| Účinnost [%] | 36,4 | 38,7 | 40,5 | 42 | 42,7 | 43,3 |
| Spotřeba vůči nominálu [-] | 0,5948 | 0,6713 | 0,7484 | 0,8248 | 0,9126 | 1,0000 |
| Nadbytek tepla spalin [-] | 0,0948 | 0,0713 | 0,0484 | 0,0248 | 0,0126 | 0,0000 |

Tab. 3 Závislost parametrů na zatížení

Bohužel nejsou k dispozici podrobné podklady o spotřebě paliva a vlastnostech spalin (teplota a hmotnostní průtok) pro jednotlivá zatížení. Lze je však z podkladů přibližně dopočítat s využitím již známé závislosti účinnosti na zatížení. V Tab. 3 jsou přidány pomocné součinitele, které byly určeny:

$$\text{Spotřeba vůči nominálu} = \frac{\text{Spotřeba}}{\text{Spotřeba nominální}} = \frac{\frac{\text{Zatížení}}{\text{Účinnost}}}{\frac{\text{Zatížení nominální}}{\text{Účinnost nominální}}}$$

$$\text{Nadbytek tepla spalin} = \text{Spotřeba vůči nominálu} - \frac{\text{Zatížení}}{100}$$

Tedy např. spotřeba při 50% zatížení nebude 50%, ale 59% nominální spotřeby. Příčinou toho je nižší účinnost při daném zatížení. Zbýlých 9% (vztaženo k nominální spotřebě) se projeví ohřátím spalin na vyšší teplotu než při nominálním zatížení.

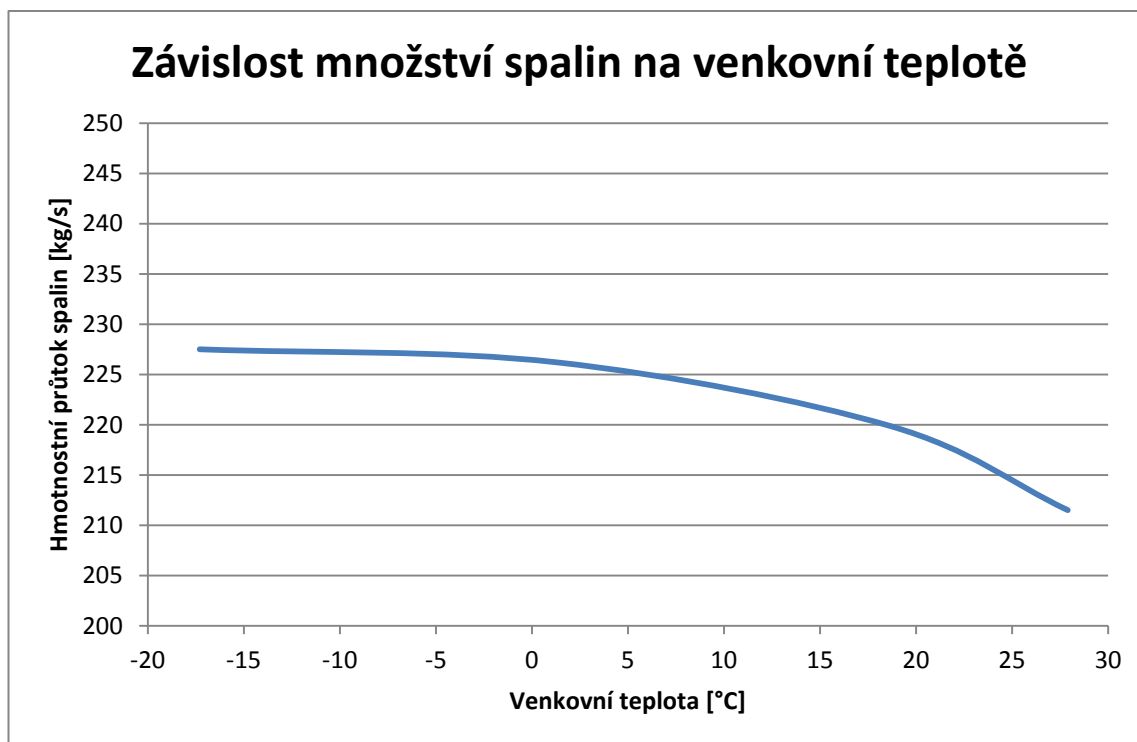
4 Výpočet parní části tepelného oběhu

4.1 HRSG

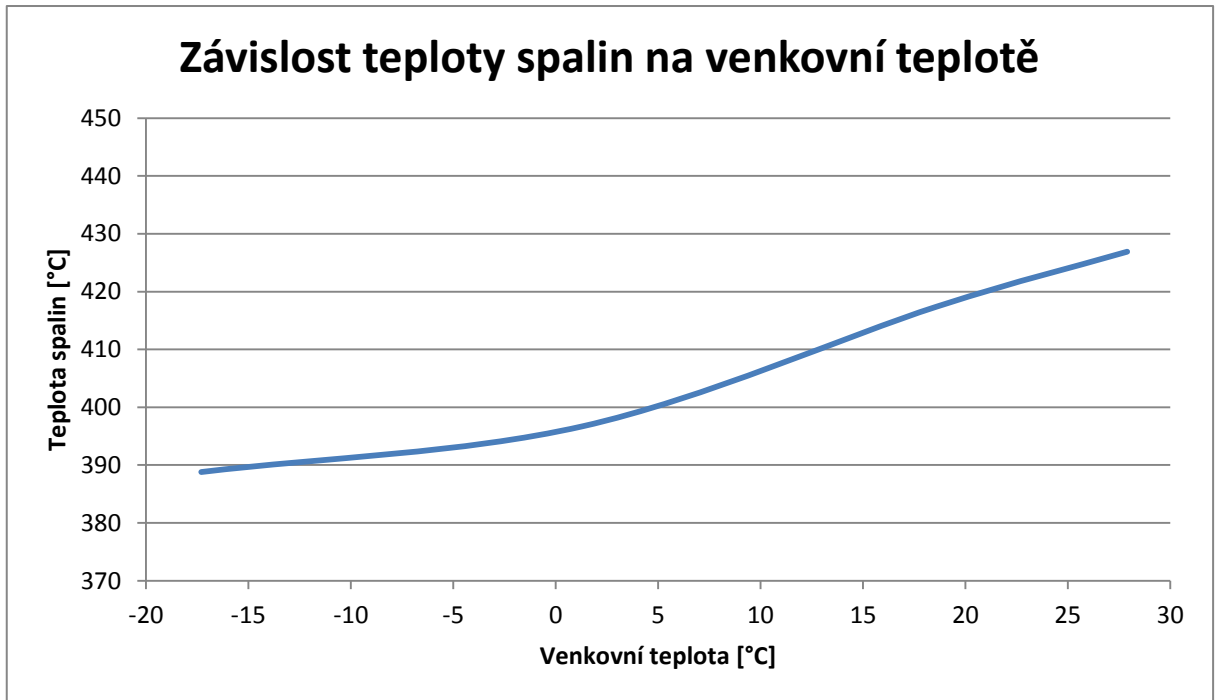
Zdrojem tepla pro parní oběh je kotel na odpadní teplo (HRSG), ve kterém dochází k využití zbytkového tepla spalin odcházejících z plynové turbíny. Podstatné pro další výpočty je stanovení množství páry na výstupu, její teplota a tlak. K tomu je zapotřebí určit parametry spalin – jejich množství, poč. teplota a měrná entalpie.

4.1.1 Výpočet složení a entalpie spalin

Cyklus spalovacího oběhu je ovlivněn venkovní teplotou. Na následujících grafech je popsána závislost množství spalin a teploty spalin na venkovní teplotě.



Obr. 10 Závislost množství spalin na venkovní teplotě



Obr. 11 Závislost teploty spalin na venkovní teplotě

Pro další výpočty byl zvolen jeden z provozních stavů, popsáný v Tab. 2:

| | | |
|-------------------------|--------------|----------|
| Venkovní teplota [°C] | | 1,3 |
| Relativní vlhkost [%] | | 95,8 |
| Elektrický výkon [kW] | | 104808 |
| Spotřeba [GJ/hod] | | 871,3 |
| Spotřeba [kW] | $P_{SPOTŘ}$ | 242027,8 |
| Teplota spalin [°C] | T_{SP} | 396,7 |
| Tok spalin [kg/s] | m_{SP} | 226,2 |
| Injektáž vody [kg/hod] | m_{INJEKT} | 11909 |
| Výkon mezichladiče [kW] | | 30518 |

Tab. 4 Vybraný provozní stav spalovací turbíny

Tento provozní stav je volen při 100% zatížení (nominální provoz)

V tabulce se nachází tok spalin a teplota spalin. K určení měrné entalpie je třeba znát složení spalin. Jelikož není z podkladů k dispozici, je třeba ho alespoň přibližně stanovit:

Ze zákona zachování hmoty vychází hmotnostní výstup spalin jako součet hmotnostních vstupů do spalovací turbíny. Na vstupu jsou sání vzduchu (vlhkého), vstup paliva, injektáž vody.

$$m_{SP} = m_{VZ,vlh} + m_{PAL} + m_{INJEKT} \quad (1)$$

Kde při předpokládané výhřevnosti zemního plynu 44,196 MJ/Kg vychází

$$m_{PAL} = \frac{P_{SPOTŘ}}{Q_r^i} = \frac{242027,8 \cdot 10^3}{44,196 \cdot 10^6} = 5,476 \frac{kg}{s}$$

a po dosažení s Tab. 4 vychází

$$226,2 = m_{VZ,vlh} + 5,476 + \frac{11909}{3600}$$

$$m_{VZ,vlh} = 217,4 \frac{kg}{s}$$

S použitím Mollierova diagramu je množství suchého vzduchu odhadnuto na

$$m_{VZ,such} = 216,6 \frac{kg}{s}$$

a množství páry ve vzduchu

$$m_{vlhkost} = 0,8 \frac{kg}{s}$$

Objemový tok suchého vzduchu je poté stanoven jako:

$$V_{VZ,such} = \frac{m_{VZ,such}}{\rho_{VZ,such}} = \frac{216,6}{1,29} = 167,9 \frac{m_N^3}{s}$$

V následující tabulce je uvedeno složení suchého vzduchu zjednodušené na jeho hlavní složky:

| | |
|------|--------|
| N2 | 0,7804 |
| O2 | 0,21 |
| Ar | 0,0093 |
| CO2 | 0,0003 |
| Suma | 1 |

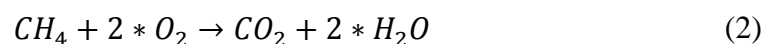
Tab. 5 Složení suchého vzduchu

Jelikož dusík ani argon nejsou brány jako součást spalovacího procesu, jejich množství ve spalinách se určí snadno jako:

$$V_{N2} = 0,7804 * V_{VZ,such} = 131,04 \frac{m_N^3}{s}$$

$$V_{Ar} = 0,0093 * V_{VZ,such} = 1,56 \frac{m_N^3}{s}$$

Pro určení ostatních složek je třeba určit změnu jejich množství během spalování. Použijeme tedy chemickou rovnici spalování. Jako palivo budeme pro zjednodušení namísto zemního plynu uvažovat čistý methan. Předpokládáme dokonalé spalování.



Doplníme objemový tok paliva (methanu):

$$V_{PAL} = \frac{m_{PAL}}{\rho_{PAL}} = \frac{5,476}{0,7158} = 7,65 \frac{m_N^3}{s}$$

kde hustota paliva (methanu) $\rho_{PAL} = 0,7158 \frac{kg}{m_N^3}$ byla spočítána ze stavové rovnice.

Z chemické rovnice spalování vyplývají poměry složek spalovacího procesu.

$$V_{O_2,spalovací} = 2 * V_{PAL} = 2 * 7,65 = 15,3 \frac{m_N^3}{s}$$

$$V_{CO_2,produkt} = V_{PAL} = 7,65 \frac{m_N^3}{s}$$

$$V_{H_2O,produkt} = 2 * V_{PAL} = 2 * 7,65 = 15,3 \frac{m_N^3}{s}$$

Nyní je možné určit množství kyslíku ve spalinách se zahrnutím spotřeby kyslíku na spalování:

$$V_{O_2} = 0,21 * V_{VZ,such} - V_{O_2,spalovací} = 0,21 * 167,9 - 15,3 = 19,96 \frac{m_N^3}{s}$$

Podobným způsobem se určí množství CO₂ ve spalinách:

$$V_{CO_2} = 0,0003 * V_{VZ,such} + V_{CO_2,produkt} = 0,0003 * 167,9 + 7,65 = 7,70 \frac{m_N^3}{s}$$

Množství H₂O ve spalinách je určeno součtem páry produkované spalováním, vlhkosti vzduchu, injektáže vody.

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= V_{H_2O,produkt} + V_{Vlhkost} + V_{INJEKT} = V_{H_2O,produkt} + \frac{m_{Vlhkost}}{\rho_{H_2O}} + \frac{m_{INJEKT}}{\rho_{H_2O}} \\ &= 15,3 + \frac{0,8}{0,804} + \frac{11909}{3600 * 0,804} = 20,41 \frac{m_N^3}{s} \end{aligned}$$

V Tab. 6 a Tab. 7 jsou shrnuta vypočtená množství složek spalin:

| | | |
|-------------------|--------|----------------------|
| V_{N_2} | 131,04 | [m ³ N/s] |
| V_{O_2} | 19,96 | [m ³ N/s] |
| V_{H_2O} | 20,41 | [m ³ N/s] |
| V_{CO_2} | 7,70 | [m ³ N/s] |
| V_{Ar} | 1,56 | [m ³ N/s] |
| Celkem - V_{SP} | 180,68 | [m ³ N/s] |

Tab. 6 Objemový tok složek spalin

| | |
|-------------------|----------|
| xN ₂ | 0,725278 |
| xO ₂ | 0,110481 |
| xH ₂ O | 0,112975 |
| xCO ₂ | 0,042622 |
| xAr | 0,008643 |

Tab. 7 Podíly jednotlivých složek spalin

Následující tabulka obsahuje entalpie jednotlivých složek spalin.

| t | i _{O₂} | i _{CO₂} | i _{N₂} | i _{H₂O} | i _{Ar} | i _{Spaliny, celkem} |
|------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| °C | kJ/m _N ³ | kJ/m _N ³ | kJ/m _N ³ | kJ/m _N ³ | kJ/m _N ³ | kJ/m _N ³ |
| 100 | 132 | 170 | 130 | 150 | 93 | 133,9 |
| 200 | 267 | 357 | 260 | 304 | 186 | 269,2 |
| 300 | 407 | 559 | 392 | 463 | 278 | 407,8 |
| 400 | 551 | 772 | 527 | 626 | 372 | 549,9 |
| 500 | 699 | 994 | 666 | 795 | 465 | 696,5 |
| 600 | 850 | 1225 | 804 | 969 | 557 | 843,5 |
| 700 | 1004 | 1462 | 948 | 1149 | 650 | 996,2 |
| 800 | 1160 | 1705 | 1094 | 1334 | 743 | 1 151,4 |
| 900 | 1318 | 1952 | 1242 | 1526 | 834 | 1 309,2 |
| 1000 | 1477 | 2204 | 1392 | 1723 | 928 | 1 469,4 |

Tab. 8 Entalpie složek spalin [3]

V Tab. 8 jsou zároveň vypočítány celkové entalpie spalin pro dané teploty jako:

$$i_{\text{Spaliny, celkem}} = i_{\text{O}_2} * x_{\text{O}_2} + i_{\text{CO}_2} * x_{\text{CO}_2} + i_{\text{N}_2} * x_{\text{N}_2} + i_{\text{H}_2\text{O}} * x_{\text{H}_2\text{O}} + i_{\text{Ar}} * x_{\text{Ar}}$$

4.1.2 Výpočet bodů pilového diagramu

Teplota páry na výstupu z HRSG je limitována teplotou spalin. Pro zvolený (Tab. 4) je teplota spalin na vstupu do HRSG $T_{SP} = 396,7$ °C. Parametry páry na výstupu byly pro další výpočty zvoleny 370 °C, 4 MPa. V následujících výpočtech jsou určovány parametry v jednotlivých bodech HRSG. Některé hodnoty byly určeny pomocí programu X-steam [7].

Strana páry:

Bod 3:

$$P_3 = 4 \text{ MPa}$$

$$t_3 = 370 \text{ °C}$$

$$i_3 = 3142,5 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Obvykle se uvažují dva přehříváky a mezi nimi dochází ke vstříku vody za účelem regulace. Pro zjednodušení toto ve výpočtu uvažováno nebude.

Bod 3'':

$$P_{3''} = P_3 + \Delta P_{\text{Přehřívák}} = 4 + 0,25 = 4,25 \text{ MPa (odhad tlakové ztráty 0,25 MPa)}$$

Sytá pára

$$t_{3''} = 254,0 \text{ °C (X-steam)}$$

$$i_{3''} = 2799,6 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Bod 3':

$$P_{3'} = P_{3''} = 4,25 \text{ MPa}$$

Sytá kapalina

$$t_{3'} = t_{3''} = 254,0 \text{ °C (X-steam)}$$

$$i_{3'} = 1105,1 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Bod 2a:

$$P_{2a} = P_{3'} = 4,25 \text{ MPa}$$

$$t_{2a} = t_{3'} - 5 = 249,0 \text{ °C (odhad rozdílu teploty 5 °C)}$$

$$i_{2a} = 1080,7 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Bod 2:

$$P_2 = P_{2a} + \Delta P_{\text{EKO}} = 4,45 \text{ MPa (odhad tlakové ztráty 0,2 MPa)}$$

$$t_2 = t_{\text{NV}} = 105 \text{ °C}$$

$$i_2 = 443,4 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Strana spalin:

U spalin je třeba určit jejich teplotu a entalpii. Pro každý bod postačí určit jednu z těchto veličin, druhou lze dopočítat interpolací podle Tab. 8.

Bod A:

$$t_A = 396,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_A = 545,5 \text{ kJ/m}^3$$

Bod C:

Teplota v bodě C je uvažována 10 °C nad bodem 3'.

$$t_C = t_{3'} + 10 = 264,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_C = 357,9 \text{ kJ/m}^3$$

Tepelná bilance kotle:

Tepelné ztráty izolací HRSG s určí podle energetického toku spalin vstupujících do HRSG [3]

$$Q_A = Q_{PRIV} = i_A * V_{SP} = 545,5 * 180,68 = 98569 \text{ kW}$$

a podle

$$Q_{ztrat} = Q_A^{0,7} * C_{plyn} = 98569^{0,7} * 0,0113 = 35,4 \text{ kW}$$

se určí:

$$z = \frac{Q_{ztrat}}{Q_A} = \frac{35,4}{98569} = 0,000359$$

Podle měrného entalpického spádu a průtoku spalin lze spočítat tepelný výkon předávaný ze strany spalin mezi body A a C:

$$Q_{AC} = V_{SP} * (i_A - i_C) = 180,68 * (545,5 - 357,9) = 33904 \text{ kW}$$

Tepelný výkon přivedený na stranu páry mezi body 3 a 2a je potom

$$Q_{3,2a} = Q_{AC} * (1 - z) = 33904 * (1 - 0,000359) = 33892 \text{ kW}$$

Při započítání odluhu (3%) ohřívaného mezi body 3' a 2a lze určit množství vyrobené páry jako:

$$m_P = \frac{Q_{3,2a}}{(i_3 - i_{3'}) + 1,03 * (i_{3'} - i_{2a})} = \frac{33892}{(3142,5 - 1105,1) + 1,03 * (1105,1 - 1080,7)}$$

$$m_P = 16,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Výkony jednotlivých teplosměnných ploch:

Přehřívák:

$$Q_{PŘE} = m_P * (i_3 - i_{3''}) = 16,43 * (3142,5 - 2799,6) = 5636 \text{ kW}$$

Výparník (se započítáním odluhu mezi body 3' a 2a):

$$Q_{VYP} = m_P * [(i_{3''} - i_{3'}) + 1,03 * (i_{3'} - i_{2a})]$$

$$Q_{VYP} = 16,43 * [(2799,6 - 1105,1) + 1,03 * (1105,1 - 1080,7)] = 28244 \text{ kW}$$

Ekonomizér (se započítáním odluhu):

$$Q_{EKO} = 1,03 * m_P * (i_{2a} - i_2) = 1,03 * 16,43 * (1080,7 - 443,4) = 10786 \text{ kW}$$

Dopočet spalin v jednotlivých bodech:

Bod B:

$$i_B = i_A - \frac{Q_{PŘE}}{(1 - z) * V_{SP}} = 545,5 - \frac{5636}{(1 - 0,000359) * 180,68} = 514,3 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

$$t_B = 375,7 \text{ °C}$$

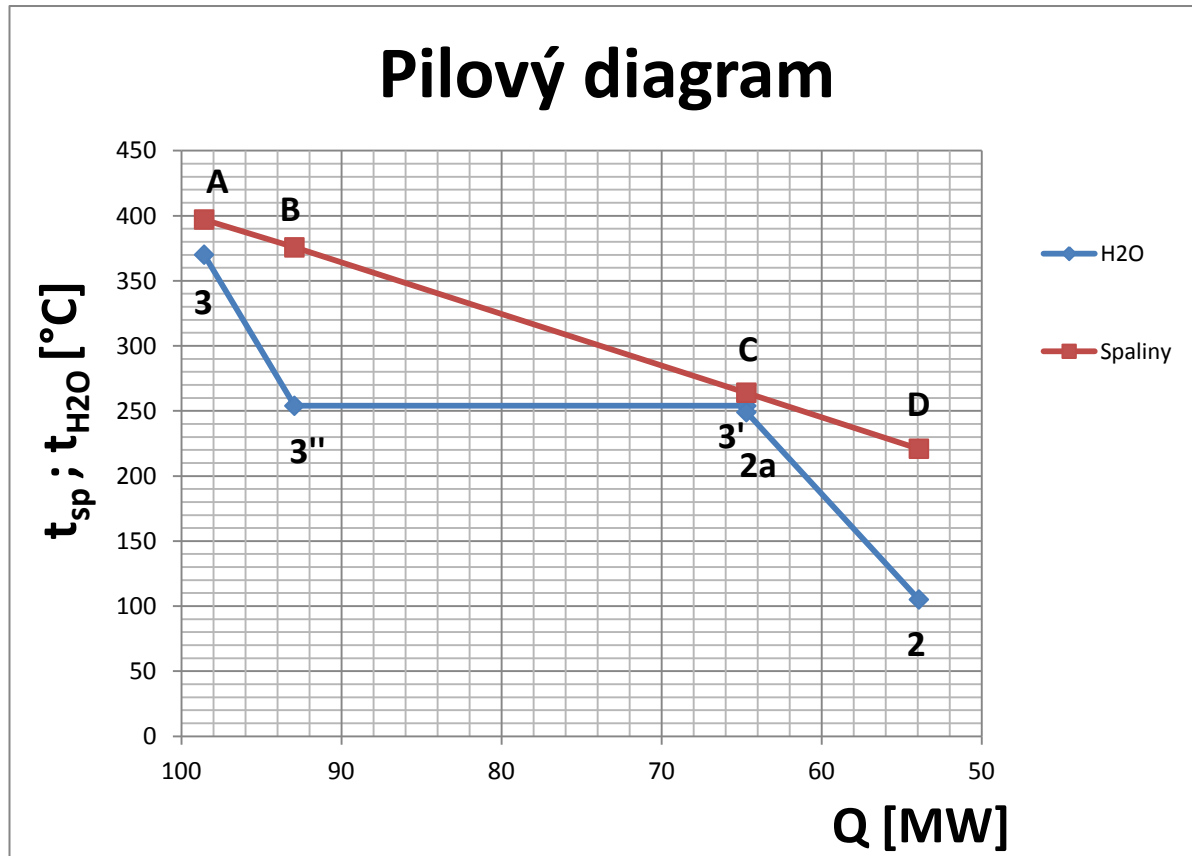
Bod D:

$$i_D = i_C - \frac{Q_{EKO}}{(1 - z) * V_{SP}} = 357,9 - \frac{10786}{(1 - 0,000359) * 180,68} = 298,2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

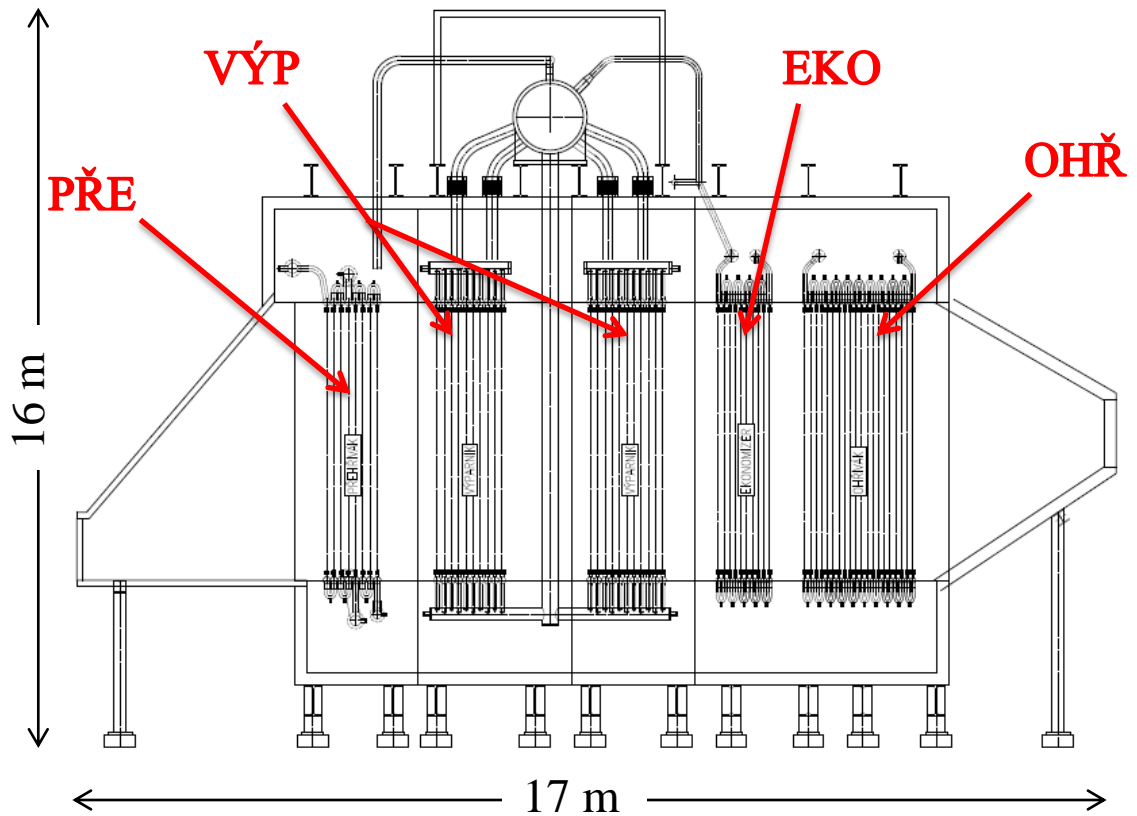
$$t_D = 220,9 \text{ °C}$$

| Body pilového diagramu | | | | |
|------------------------|----------|-----------|---------------|-------------------------------|
| Body diagramu | Q[kW] | t_H2O[°C] | t_spalin [°C] | i_spalin [kJ/m ³] |
| 3-A | 98 568,7 | 370,0 | 397,0 | 545,5 |
| 3''-B | 92 932,8 | 254,0 | 375,7 | 514,3 |
| 3'-C | 64 688,6 | 254,0 | 264,0 | 357,9 |
| 2a-C | 64 688,6 | 249,0 | 264,0 | 357,9 |
| 2-D | 53 902,3 | 105,0 | 220,9 | 298,2 |

Tab. 9 Body pilového diagramu



Obr. 12 Pilový diagram



Obr. 13 HRSG; PŘE – Přehřívák; VÝP – Výparník; EKO – Ekonomizér; OHŘ – Ohřívák teplotěnského okruhu

Výkon ohříváku:

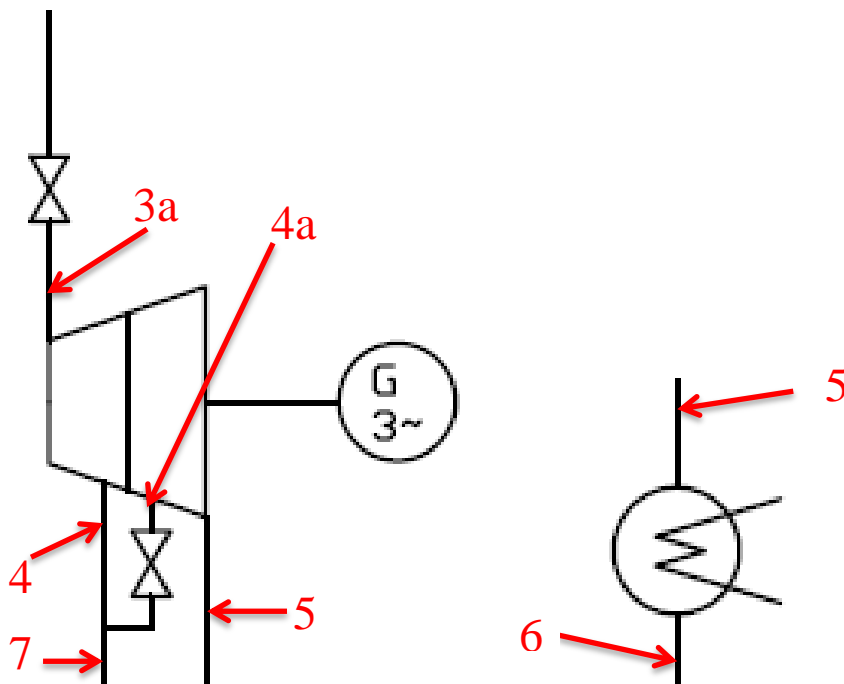
Jak je vidět na Obr. 13, na konci HRSG je umístěn ještě ohřívák, který slouží pro využití zbytkového tepla spalin pro potřeby ohřevu topné vody pro teplárství.

Je uvažováno vychlazení spalin na 100 °C. Předpokládá se, že tato teplota je zcela jistě desítky stupňů nad rosným bodem spalin. Pro konkrétní složení daných spalin nebyl rosný bod určován, ale při spalování zemního plynu bývá tato teplota cca 60 °C.

Tepelný výkon získaný z ohříváku v HRSG pak bude:

$$Q_{OH,HRSG} = V_{SP} * (i_D - i_{100^\circ C}) = 180,68 * (298,2 - 133,9) = 29687 \text{ kW}$$

4.2 Parní turbína a kondenzátor



Obr. 14 Jednotlivé body parního oběhu v parní turbíně a kondenzátoru; 3a – Vstupní hrdlo; 4 – Výstup z VT částí; 4a – Vstup do NT částí; 5 – Odvod do kondenzátoru; 6 – výstup z kondenzátoru; 7 – Regulovaný odběr;

Pára je vedena z výstupu z HRSG do vstupního hrdla parní turbíny. Přitom po cestě dochází k tlakové ztrátě v přívodním potrubí a v uzavíracích a regulačních armaturách. Ztráty jsou odhadnuty jako:

| | |
|--------------------------------|-------|
| Přívodní potrubí | 2,5 % |
| Uzavírací a regulační armatury | 3,0 % |

Pára na vstupu do turbíny bude mít tlak:

$$p_{3a} = p_3 * (1 - 0,025) * (1 - 0,03) = 4 * (1 - 0,025) * (1 - 0,03) = 3,78 \text{ MPa}$$

Bod 3a:

$$P_{3a} = 3,78 \text{ MPa}$$

$$i_{3a} = i_3 = 3142,5 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{3a} = 368,1 \text{ °C (X-steam)}$$

$$s_{3a} = 6,686 \text{ kJ/kg.K (X-steam)}$$

Při následné expanzi VT částí se sníží tlak páry na tlak v bodě 4, který je roven tlaku v regulovaném odběru (bod 7). Tlak v regulovaném odběru je zvolen 0,2 MPa. Expanzi uvažujeme nejprve izoentropickou.

Bod 4-iz:

$$P_{4-iz} = 0,2 \text{ MPa}$$

$$s_{4-iz} = 6,686 \text{ kJ/kg.K}$$

$$i_{4-iz} = 2532,9 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Při zvolené účinnosti 0,85 bude pára expandovat na:

$$P_4 = P_7 = 0,2 \text{ MPa}$$

$$i_4 = i_7 = i_{3a} - \eta^*(i_{3a} - i_{4-iz}) = 3142,5 - 0,85*(3142,5 - 2532,9) = 2624,3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = s_7 = 6,919 \text{ kJ/kg.K}$$

Vnitřní výkon VT dílu parní turbíny spočítáme jako hmotnostní průtok páry vynásobený skutečným entalpickým spádem:

$$P_{VT,vnitř} = m_p * (i_{3a} - i_4) = 16,43 * (3142,5 - 2624,3) = 8514 \text{ kW}$$

Po oddělení části páry regulovaným odběrem pára pokračuje do NT dílu přes převáděcí potrubí s armaturou. Tlaková ztráty převodu mezi VT a NT částí je odhadnuta na 2%.

Bod 4a:

$$P_{4a} = P_4 * (1 - 0,02) = 0,2 * (1 - 0,02) = 0,196 \text{ MPa}$$

$$i_{4a} = i_4 = 2624,3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{4a} = 6,927 \text{ kJ/kg.K}$$

Průběh expanze NT částí se určí podobně jako u VT částí. Jako chlazení kondenzátoru byl zvolen vzduchový chladič. Teplota v kondenzátoru je odhadnuta jako o přibližně 20 stupňů vyšší než teplota venkovního vzduchu. Při uvažování teploty v kondenzátoru 30 °C stanovíme:

Bod 5-iz:

$$t_{5-iz} = 30 \text{ °C}$$

$$s_{5-iz} = s_{4a} = 6,927 \text{ kJ/kg.K}$$

$$i_{5-iz} = 2093,4 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Bod 5:

$$t_5 = t_{5-iz} = 30 \text{ °C}$$

$$i_5 = i_{4a} - \eta^*(i_{4a} - i_{5-iz}) = 2624,3 - 0,85*(2624,3 - 2093,4) = 2173 \text{ kJ/kg}$$

Vnitřní výkon na NT části parní turbíny se spočítá stejným způsobem, jako to bylo provedeno pro VT část. Celkový vnitřní výkon parní turbíny je pak roven součtu výkonů obou těchto částí.

Do kondenzátoru vstupuje vlhká pára (bod 5) a vystupuje jako sytá kapalina o stejné teplotě (bod 6).

Bod 6:

$$t_6 = t_5 = 30 \text{ °C}$$

$$i_6 = 125,9 \text{ kJ/kg}$$

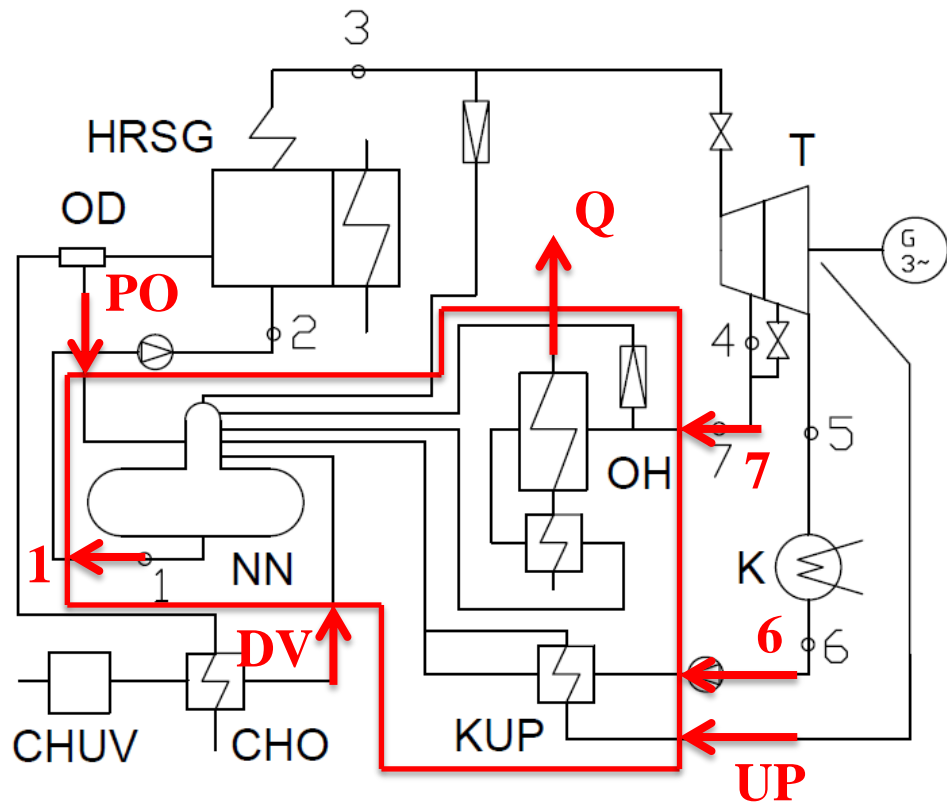
4.3 Odplyňovač a napájecí nádrž

Úkolem odplyňovače je zvýšit teplotu napájecí vody na bod varu. Tím dochází k intenzivnímu vypuzování plynů rozpuštěných ve vodě. Toto zvyšování teploty probíhá přivedením páry z regulovaného odběru o tlaku stejném jako má napájecí voda. Směšování topné páry a vstupující vody probíhá při dostatečně velké stykové ploše médií a nedohřev má tedy nulovou hodnotu. Pro dobrou funkci odplyňovače nemá být rozdíl mezi teplotou přiváděné vody a teplotou kondenzace topné páry větší než 15 až 20 °C. [1]

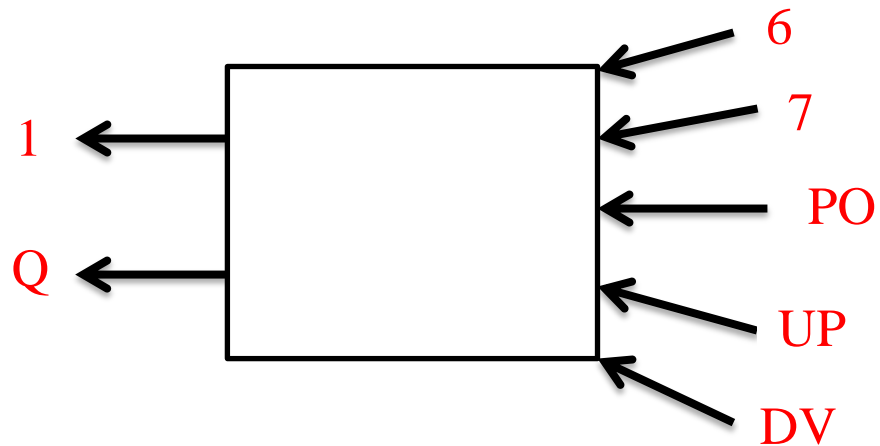
Je důležité určit, jaké množství páry z regulovaného odběru je vlastně třeba dodat do odplyňovače. Tento výpočet není tak úplně jednoduchý. Odebráním páry z regulovaného odběru se totiž sníží množství páry v NT části, tedy množství kondenzátu, které je poté třeba v odplyňovači prohřát. Tím se vlastně změní požadované množství páry z regulovaného odběru a tím i množství páry v NT části atd. Tím by se samozřejmě výpočet dostal do smyčky a tomu je třeba se vyhnout.

Mimoto pára z odběru neslouží pouze pro ohřev médií vstupujících do odplyňovače. V případě, že je od teplárny požadována zvýšená dodávka tepla, tak je množství páry z regulovaného odběru navýšeno o část, která prochází přes ohřívák topné vody.

Do napájecí nádrže je přivedená směs kondenzátů, vody z CHUV a páry. Tato média prochází přes různé ohříváky, mísí se po cestě dohromady atd. Z hlediska tepelné a hmotnostní bilance se však dá výpočet zjednodušit na směšování se vstupními a výstupními toky hmoty a energie. Při výpočtu je vždy nutno šikovně volit hranici otevřeného termodynamického systému tak, aby pro tento systém vyšly dvě rovnice o dvou neznámých. Jedna rovnice je bilance průtoků, druhá bilance energetická (toky entalpií, případně sdělené tepelné toky či výkony).



Obr. 15 Zvolené hranice otevřeného termodynamického systému



Obr. 16 Zjednodušené schéma hmotnostní a energetické bilance; 1 – Napájecí voda; 6 – kondenzát z kondenzátoru; 7 – Regulovaný odběr; UP – Ucpávková pára; DV –Doplňující voda z CHUV; PO – Pára uvolněná z odluhu; Q – tepelný výkon odváděný do teplárenského okruhu;

Vstupní a výstupní toky jsou uvažovány následovně:

Napájecí voda:

Napájecí voda odchází z NN na mezi sytosti kapaliny o zvolených parametrech:

$$P_1 = 0,12 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 105 \text{ °C}$$

$$i_1 = 439,3 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

Kondenzát z kondenzátoru:

Stav odpovídá bodu 6:

$$t_6 = 30 \text{ °C}$$

$$i_6 = 125,9 \text{ kJ/kg}$$

Regulovaný odběr na vstupu do odplyňovače:

Stav odpovídá bodu 7:

$$i_7 = 2624,3 \text{ kJ/kg}$$

Pára z odluhu:

Z bubnu HRSG odchází odluh 3% ve stavu syté kapaliny. Odpovídá mu Bod 3':

$$P_{OD} = P_{3'} = 4,25 \text{ MPa}$$

$$t_{OD} = t_{3'} = 254,0 \text{ °C}$$

$$i_{OD} = i_{3'} = 1105,1 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{OD} = 0,03 * m_P = 0,03 * 16,43 = 0,493 \text{ kg/s}$$

Odluh poté expanduje do uvolňovače páry, kde se z něj oddělí část hmoty ve formě syté páry. Během expanze se tlak sníží na 0,12 MPa. Vytvořená mokrá pára má stejnou entalpii jako odluh a při daném tlaku má suchost $x = 0,297$ (X-steam).

Pro uvolněnou páru vychází:

$$P_{PO} = 0,12 \text{ MPa}$$

$$t_{PO} = 105 \text{ °C}$$

$$i_{PO} = 2683 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

$$m_{PO} = x * m_{OD} = 0,297 * 0,493 = 0,146 \text{ kg/s}$$

Pro kapalnou část vychází:

$$P_{KO} = 0,12 \text{ MPa}$$

$$t_{KO} = 105 \text{ °C}$$

$$i_{KO} = 439,3 \text{ kJ/kg (X-steam)}$$

$$m_{KO} = (1 - x) * m_{OD} = (1 - 0,297) * 0,493 = 0,347 \text{ kg/s}$$

Kapalná část odluhu vstupuje do chladiče odluhu, kde dojde k využití jejího zbytkového tepla. Poté je vypouštěna do retenční nádrže.

Doplňující voda z CHUV:

Doplňující voda nahrazuje vypouštěnou část odluhu a různé ztráty kondenzátu (tyto ztráty jsou pro zjednodušení zanedbány). Doplnující voda je před vstupem do napájecí nádrže ohřátá v chladiči odluhu. Je předpoklad, že doplňující voda přichází z chemické úpravy vod o ($t = 10 \text{ °C}$, $i = 42,14 \text{ kJ/kg}$) a kapalná část odluhu je vychlazená na ($t = 50 \text{ °C}$, $i = 209,4$). Pro doplňující vodu tedy vychází:

$$m_{DV} = m_{KO} = 0,347 \text{ kg/s}$$

$$i_{DV} = i_{DV,CHUV} + \frac{m_{KO} * (i_{KO} - i_{KO,out})}{m_{DV}} = 42,14 + \frac{0,347 * (439,3 - 209,4)}{0,347} = 272 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

$$t_{DV} = 65 \text{ °C (X-steam)}$$

Ucpávková pára:

Ucpávková pára uniká bezdotykovými ucpávkami z turbíny. Je uvažována jako 0,5% hmotnostního toku páry na vstupním hrdle a o entalpii střední hodnoty mezi stavy na vstupu a výstupu z turbíny. Z hlediska bilance hmotnostních toků je uvažován její výstup z turbíny v místě regulovaného odběru.

$$m_{UP} = 0,005 * m_P = 0,005 * 16,43 = 0,0822 \text{ kg/s}$$

$$i_{UP} = 2657,8 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon odváděný do teplotního okruhu:

Z regulovaného odběru odchází pára do odplyňovače za účelem prohřátí vstupující vody na bod varu. Část odběrové páry však může být oddělena za účelem ohřevu vody do teplotní sítě a poté kondenzát z této páry vstupuje do odplyňovače společně s kondenzáty z dalších míst.

Využití páry z regulovaného odběru pro potřeby teplárenství se liší podle požadované dodávky tepla. Topná voda je rozdělena na dvě větve. Jedna větev využívá k ohřevu zbytkové teplo spalin v HRSG. Pokud požadovaná dodávka tepla překračuje dosažitelný tepelný výkon této větve, využije se navíc ohřev v druhé větvi, která může získávat teplo z regulovaného odběru.

Pára je tedy využívána jako zdroj tepla na úkor elektrického výkonu NT části parní turbíny. V případě snahy o maximalizaci dodávky tepla je však třeba, aby množství páry, které zbyde na expanzi v NT části bylo minimálně cca 5%.

V situaci, kdy není potřeba zvýšené dodávky tepla je tento tepelný výkon odváděn z odběrové páry nulový.

Propočítáváním bylo stanoveno maximální množství tohoto tepelného výkonu na 33500 kW.

Výpočet hmotnostního toku regulovaným odběrem:

Pro výpočet jsou použity rovnice bilance hmoty a bilance energie:

$$m_1 = m_6 + m_7 + m_{PO} + m_{UP} + m_{DV}$$

$$m_1 * i_1 + Q = m_6 * i_6 + m_7 * i_7 + m_{PO} * i_{PO} + m_{UP} * i_{UP} + m_{DV} * i_{DV}$$

Řešením rovnic je určen výpočet hmotnostního toku reg. odběrem:

$$m_7 = \frac{(m_1 * i_1 + Q - m_{DV} * i_{DV} - m_{UP} * i_{UP} - m_{PO} * i_{PO} - m_1 * i_6 + m_{UP} * i_6 + m_{OD} * i_6)}{(i_7 - i_6)}$$

Pro $Q = 0$ vychází množství odběru:

$$m_7 = 1,87 \text{ kg/s}$$

Toto množství je potřeba na ohřev kondenzátů a další vody k dosažení bodu varu v odplyňováku.

Pro případ snahy o maximální dodávky tepla se množství páry z odběru také co nejvíce navýší. Přitom je třeba brát v úvahu omezení, aby bylo z provozních důvodů ponecháno alespoň cca 5% páry na průtok NT částí parní turbíny.

Pro $Q = 33500 \text{ kW}$ pak vychází maximální množství odběru:

$$m_7 = 15,28 \text{ kg/s}$$

Přitom je uvažováno, že část této páry přichází přímo do odplyňováku, zbytek zkondenzuje v ohříváku, vychladí se na 80 °C a poté vstupuje do odplyňováku společně s další vodou.

Samozřejmě změna množství odebírané páry má zároveň vliv na tlaky v turbíně a dalších bodech parního oběhu. Tento vliv byl však zanedbán.

V případě, že množství páry vedené do NT části je značně menší, než je její návrhový průtok, dojde k podstatnému snížení účinnosti a změní se expanzní čára. V případě průtoku pouhých 5% páry NT částí byla její účinnost odhadovaná na max. cca 20%.

5 Energetické a hmotnostní toky v zařízení během ročního provozu

5.1 Volba způsobu provozování

Důležitým aspektem pro provoz zařízení je potřeba dodávek tepla. Během roku tato potřeba kolísá. V letních měsících se teplo využívá většinou pouze na přípravu teplé užitkové vody. Během období topné sezóny, kdy se k tomu připočítá vytápění, bývá potřeba tepla mnohonásobně vyšší.

Teplo může být dodáváno ze dvou zdrojů. Prvním je ohřívák v HRSG, který využívá zbytkové teplo spalin. Ten může po celý rok dodávat tepelný výkon bez vlivu na parní oběh, v létě se jedná asi o 27 MW tepelných. Druhým je ohřívák využívající páru z regulovaného odběru. Při provozu na maximální dodávku elektřiny sice nedodává žádné teplo. V případě potřeby však může dodávat podle požadavku další tepelný výkon, během léta se může jednat až o cca 38 MW, ale omezuje se tím výroba elektřiny z parní turbíny.

Snahou provozovatele teplárny může být pochopitelně co největší dodávání tepla. Maximální tepelný výkon teplárny během léta je zhruba 65 MW. Při denním provozu 16 hodin by to bylo 1040 MWh tepla denně.

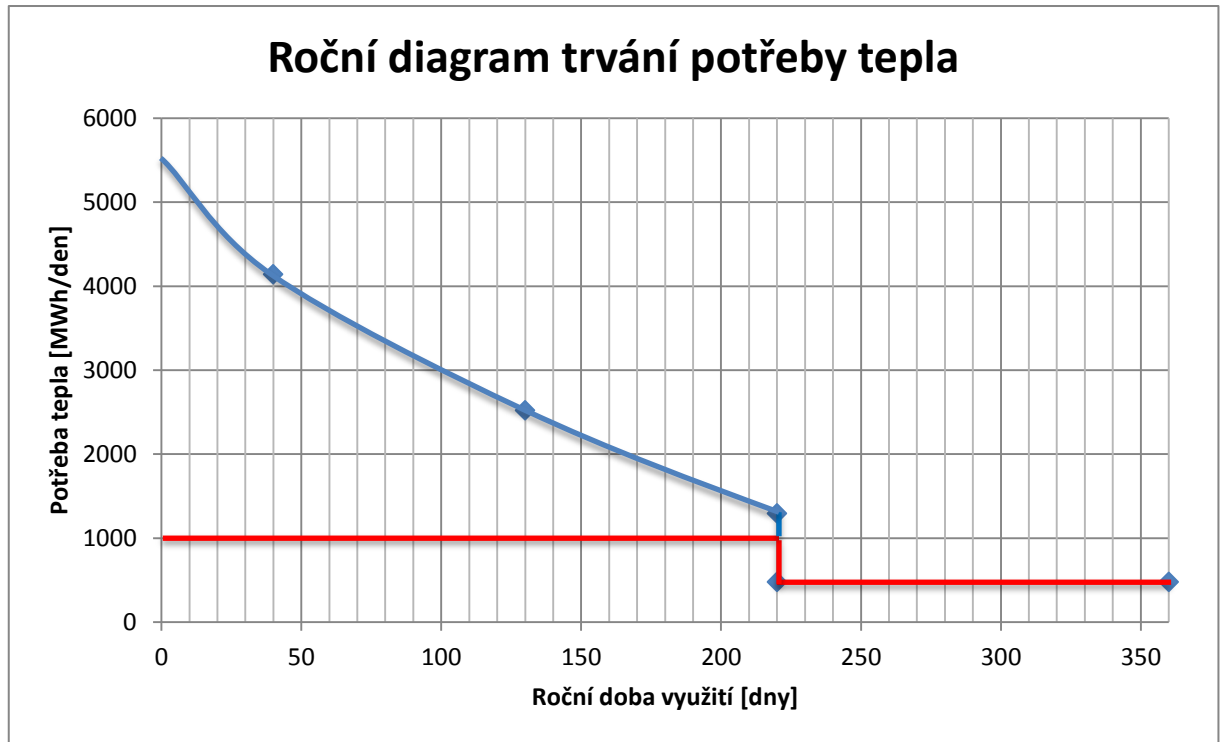
Toto množství však nemusí mít během letních měsíců dostatečný odbyt. Při odhadované průměrné spotřebě tepla 2 KWh/osobu pro přípravu TUV by se tak muselo jednat o dodávku pro zhruba 500 tisíc lidí.

Vzhledem k počtu obyvatel v největších městech ČR není příliš reálné, že by se pro teplárnu našel takový odbyt.

Při provozu na maximální elektrický výkon teplárna během léta vyrábí asi 27 MW tepelných, což by opět pro 16 hodin provozu představovalo asi 430 MWh tepla denně. Při stejné úvaze by tento provoz dodával teplo během léta pro asi 215 tisíc lidí. Během topné sezóny by ale již teplárna dodávala plný tepelný výkon.

Tato varianta již působí reálněji v podmínkách ČR, a proto byl zvolen provoz na maximální tepelný výkon v topné sezóně a maximální elektrický výkon mimo topnou sezónu.

Na Obr. 17 je tato varianta zakreslena do grafu.



Obr. 17 Předpokládaný průběh potřeby tepla pro 215 tisíc obyvatel (modře). Do diagramu je zakreslena uvažovaná denní produkce tepla teplárnou (červeně).

Průběh potřeby tepla během topné sezony je třeba brát spíše orientačně. Je však předpokládáno, že po celou dobu topné sezony se bude úroveň maximální výroby tepla nacházet pod touto křivkou. Dalším předpokladem je, že teplárna bude při dodávání tepla fungovat jako tzv. základní zdroj a tedy dodávka tepla bude během daného období neměnná.

5.2 Předpoklady ročního provozu

Byla zvolena předpokládaná délka trvání topné sezony 220 dní. Počet provozovaných dnů v roce byl zvolen 360, počet hodin denně 16.

Dále jsou pro celoroční provoz uvažována tři různá období:

- Letní období: červen, červenec, srpen
- Zimní období: prosinec, leden, únor
- Přejídné období: září, říjen, listopad, březen, duben, květen

Těmto třem obdobím odpovídají následující provozní režimy spalovací turbíny LMS 100:

| Období | Zimní | Přejídné | Letní |
|---|-----------|-----------|-----------|
| Venkovní teplota [°C] | 1,3 | 10,0 | 18,6 |
| Elektrický výkon spalovací turbíny [kW] | 104 808,0 | 104 255,0 | 103 702,0 |
| Spotřeba paliva [GJ/hod] | 871,3 | 872,2 | 873,0 |
| Spotřeba paliva [kW] | 242 027,8 | 242 263,9 | 242 500,0 |
| Teplota spalin [°C] | 396,7 | 407,1 | 417,4 |
| Tok spalin [kg/s] | 226,2 | 223,1 | 219,9 |
| Injektáž vody [kg/hod] | 11 909,0 | 11 746,5 | 11 584,0 |
| Výkon mezichladiče [kW] | 30 518,0 | 31 235,5 | 31 953,0 |

Tab. 10 Zvolené provozní režimy LMS 100

Co se týče přechodového období, bylo rozděleno na úsek během topné sezóny (maximální dodávka tepla) a na úsek mimo topnou sezónu (maximální dodávka elektřiny).

Pro každé období je uvažován 16 hodinový provoz teplárny během každého dne.

Pro všechna tato období byla spočítána množství energetických a hmotnostních toků hlavních produktů a spotřeb. Jedná se hlavně o produkci elektřiny a tepla a spotřebu paliva a vody.

Produkce elektrické energie:

Elektřina v této teplárně je vyrobena pomocí spalovací turbíny a parní turbíny. El. výkon spalovací turbíny je uveden v Tab. 10 a jedná se již o svorkový výkon.

Určený vnitřní výkon parní turbíny je přepočítán přes účinnost mechanickou (zvoleno 0,99) a účinnost generátoru (zvoleno 0,97) na svorkový výkon:

$$P_{PAR,SV} = P_{PAR,Vnitř} * \eta_{MECH} * \eta_{GEN}$$

Poté se od svorkových výkonů odečte vlastní spotřeba teplárny (odhadnuta na 1%) a přepočítají se přes účinnost transformátorů na výkon na prahu teplárny:

$$P_{PR} = (P_{SP,SV} + P_{PAR,SV}) * (1 - P_{VS}) * \eta_{TR}$$

Produkce tepla:

Jak už bylo zmíněno, produkce tepla pochází z ohříváku na konci HRSG, který dodává celoročně, a z ohříváku využívající regulovaný odběr, který dodává pouze během topné sezóny. Nejsou uvažovány žádné tepelné ztráty.

Spotřeba paliva:

Spotřeba zemního plynu je uvedena v Tab. 10. Spalovací turbína je uvažována jako jediný spotřebič plynu v celé teplárně a předpokládána konstantní spotřeba během celodenního provozu.

Spotřeba DEMI vody:

Teplárna si vyrábí vlastní DEMI vodu. Spotřeba je uvažována jednak pro injektáž do spalovací turbíny (Tab. 10) za účelem potlačení NOx ve spalinách a jednak pro doplňující vodu do parního oběhu.

5.3 Vyhodnocení vybraného ročního provozu

| Období | Zima | Léto | Přechodové - mimo T.S. | Přechodové - během T.S. | Celkem celoročně |
|--|---------|---------|---------------------------|----------------------------|---------------------|
| Počet dní v roce | 90 | 90 | 50 | 130 | 360 |
| Počet hodin denně | 16 | 16 | 16 | 16 | |
| Počet hodin ročně | 1 440 | 1 440 | 800 | 2 080 | 5 760 |
| Svorkový výkon parní turbíny [MW] | | | | | |
| | 8,3 | 15,6 | 16,7 | 9,5 | |
| Svorkový výkon LMS 100 [MW] | | | | | |
| | 104,8 | 103,7 | 104,3 | 104,3 | |
| Celkový elektrický výkon na prahu teplárny [MW] | | | | | |
| | 109,7 | 115,7 | 117,0 | 110,4 | |
| Tepelný výkon z HRSG [MW] | | | | | |
| | 29,7 | 27,2 | 25,4 | 25,4 | |
| Tepelný výkon z RO [MW] | | | | | |
| | 33,5 | 0,0 | 0,0 | 39,0 | |
| Tepelný výkon celkem [MW] | | | | | |
| | 63,2 | 27,2 | 25,4 | 64,4 | |
| Spotřeba paliva [m3/hod] | | | | | |
| | 27 542 | 27 596 | 27 569 | 27 569 | |
| Spotřeba DEMI vody [kg/hod] | | | | | |
| | 13 154 | 12 991 | 13 186 | 13 186 | |
| <i>Toky za celé období</i> | | | | | |
| Elektřina [MWh] | | | | | |
| | 157 959 | 166 640 | 93 589 | 229 617 | 647 805 |
| Teplo [GJ] | | | | | |
| | 327 694 | 140 951 | 73 159 | 482 247 | 1 024 051 |
| Palivo [tis.m3N] | | | | | |
| | 39 660 | 39 738 | 22 055 | 57 343 | 158 796 |
| DEMI voda [t] | | | | | |
| | 18 942 | 18 706 | 10 549 | 27 428 | 75 625 |

Tab. 11 Souhrn toků hmot a energií během celoročního provozu

6 Popisy zařízení teplárny

6.1 Technologické soubory

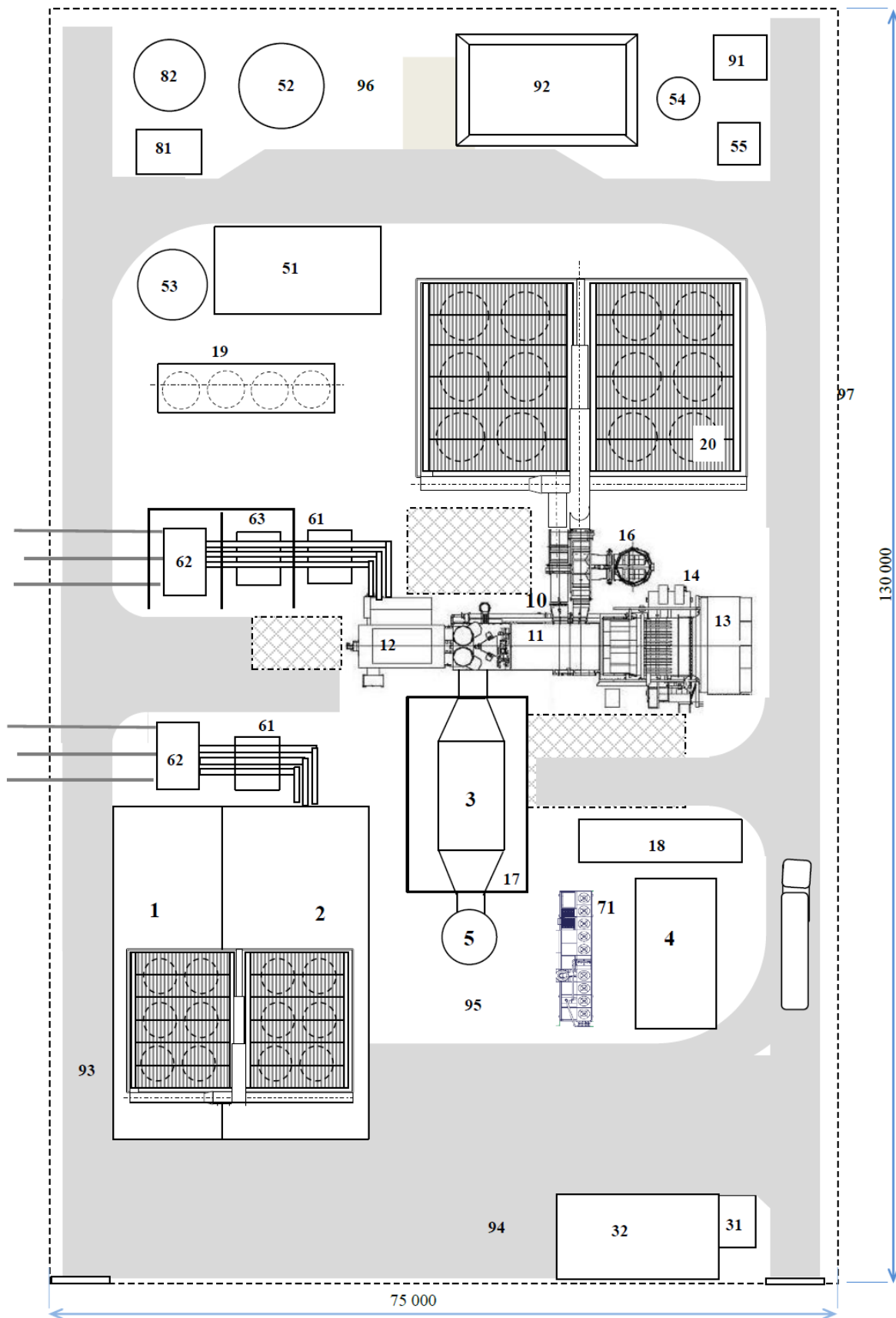
- Parní okruh
- Chladicí okruh
- Teplárenský okruh
- Soustrojí spalovací turbíny vč. pomocných zařízení
- Chemická úpravna vody
- Elektrotechnická zařízení a rozvodny
 - Rozvodna VN 110kV
 - Rozvodna NN 400V,
 - Baterie na stejnosměrný proud
 - Transformátory (11,5/110kV, , 11,5/0,4kV)
- HRSG
- Dieselažegát
- Zařízení palivového hospodářství
- Kompresorová stanice zemního plynu vč. měření spotřeby plynu

6.2 Stavební soubory

- Příprava území
- Základy spalovací turbíny
- Stavební objekt pro HRSG
- Hala s parní turbínou
- Základy chladicího zařízení
- Dozorna
- Budova pro rozvodny a baterie
- Základy transformátorů
- Budova administrativy a chemické laboratoře
- Budova chemické úpravy vody
- Objekt kompresorové stanice zemního plynu, kanál pro vedení vysokotlakého plynu do kontejneru spalovací turbíny
- Retenční nádrž pro odvod a vychlazení odluhu
- Nádrž odpadních vod a chem. neutralizace
- Kanalizace (dešťová a splašková)
- Protipožární ochrana – nádrž, čerpadlo, okruh s hydranty
- Plochy – zpevněné, travnaté, parkoviště, oplocení,
- Osvětlení a uzemnění

6.3 Situační plán areálu teplárny

- 1 Hlavní budova – administrativní část, elektrorozvodna nn, velín, centrální zařízení MaR, kompresorová stanice tlakového vzduchu.
- 2 Hala s parní turbínou, chladič kodenzátoru umístěn na střeše haly.
- 3 HRSG s opláštěním a konstrukcí ochozů
- 4 Sklad
- 5 Komín
- 10 Spalovací turbína LMS100 s příslušenstvím;
- 11 vlastní spalovací turbína; 12 elektrický generátor; 13 vstupní trakt vzduchu; 14 kontejner pomocných zařízení; 15 komín; 16 by-pasový vzduchový komín; 17 emisní monitorovací zařízení (umístěno v suterénu opláštěné části HRSG);
- 18 řídicí motorické centrum turbíny; 19 chladič oleje turbíny a generátoru; 20 mezichladič komprimovaného vzduchu mezi nízkotlakovým a vysokotlakovým kompresorem.
- 31 Měřicí kiosek zemního plynu; 32 kompresorová stanice zemního plynu.
- 51 Objekt úpravy vody; 52 nádrž surové vody; 53 nádrž demineralizované vody; 54 nádrž odpadních vod; 55 čerpadla odpadních vod.
- 61 Generátorový odpojovač; 62 výstupní transformátor 11,5/110 kV; 63 transformátor vlastní spotřeby 11,5/0,4 kV.
- 71 Nouzový dieselaagregát.
- 81 Objekt požárních čerpadel; 82 nádrž požární vody.
- 91 Jímka odpadních vod; 92 retenční jímka; 93 obslužné komunikace s živičným povrchem; 94 parkoviště; 95 plochy se šterkovým povrchem; 96 plochy s travnatým povrchem; 97 vnitřní a vnější oplocení



Obr. 18 Situační plán (generel)

7 Ekonomické vyhodnocení

7.1 Investiční náklady

7.1.1 Souhrn investičních nákladů

| | | | |
|---|---|------------------|---|
| 1 | Předprojektová příprava a projekty | 142 000 | ca 6% inv. nákladů technologie + stavby |
| 2 | Inženýrská činnost, koordinace a kompletace | 71 000 | ca 3% inv. nákladů technologie + stavby |
| 3 | Zařízení staveniště | 15 000 | odborný odhad |
| 4 | Technologické soubory | 2 056 500 | |
| 5 | Stavební objekty | 310 000 | |
| | <i>Investiční náklady projektu celkem</i> | 2 594 500 | |
| | <i>Další náklady</i> | 41 800 | |
| | Celková investice | 2 636 300 | |

Tab. 12 Investiční náklady projektu (tis. Kč)

V Tab. 12 uvedené investiční náklady zahrnují náklady na vypracování veškeré dokumentace (tj. příprava zakázky, studie stavby, stavební povolení, projektová dokumentace pro provedení stavby atd.), organizační, administrativní a inženýrskou činnost, dodávku technologie a stavebních objektů vč. přípravy pozemku a napojení na vnější infrastrukturu, montáž, vyzkoušení a uvedení do provozu, zaškolení personálu.

Neobsahují náklady na připojení výstupního transformátoru k vnější elektrické rozvodně 110 kV, přívod zemního plynu, technologické a pitné vody, náklady na dopravní komunikace vně areálu. Neuvažují také náklady na koupi nebo pronájem pozemku, na kterém se rozkládá areál a zařízení staveniště.

| Další náklady: | |
|--|-------------|
| První náplň provozních hmot (olej, nafta, chemikálie, voda atd.) | 10 mil. Kč |
| Zkoušky zařízení po dokončení stavby | 30 mil. Kč |
| Připojení k elektrické síti (cca 15 tis. Kč/MW) | 1,8 mil. Kč |

Tab. 13 Další náklady

7.1.2 Podrobné členění investičních nákladů

V Tab. 14 jsou uvedeny inv. náklady u jednotlivých technologických souborů. Některé z nich byly určeny podle cenových nabídek. Další byly určeny s pomocí obvyklých měrných nákladů nebo s přihlédnutím ke zjištěným cenám za výrobu a montáž dílčích částí. Ostatní soubory jsou určeny odborným odhadem na základě podobných zařízení na jiných projektech.

| | <i>Název souboru</i> | <i>Cena (tis. Kč)</i> | <i>poznámka</i> |
|---|--|-----------------------|-----------------|
| 1 | Spalovací turbína LMS100 PA s generátorem a příslušenstvím, vč. řídicího system MARK VIe | 1 150 000 | nabídka GE |
| 3 | Okruh chlazení oleje turbosoustrojí | 6 000 | |

| | | | |
|----|---|-----------|--|
| | vč. vzduchového chladiče cirkulační vody | | |
| 4 | Mezichladič komprimovaného vzduchu | 55 000 | nabídka Brownsverk Heat Transfer s.r.o. Benešov n. Ploučnicí |
| 5 | Kompresní stanice zemního plynu (100% záloha), vč. měřicího kiosku, všechno příslušenství | 65 000 | nabídka COMAC Int. s.r.o. U Demartinky 1/2561 150 00 Praha 5 |
| 6 | Chemická úprava a skladování vody pro doplnění parního okruhu a pro vstřík do spalovací komory ST | 30 000 | |
| 7 | Kompresorová stanice tlakového vzduchu | 8 000 | |
| 8 | Nouzový dieselagregát | 10 700 | nabídka TTS Martin, s.r.o. |
| 9 | Elektrozařízení včetně rozvodů nn, ss a kabelových rozvodů | 140 000 | |
| 10 | Transformátory 11,5/110 kV, 11,5/0,4 kV | 90 000 | |
| 11 | Měření a regulace, řídicí systém elektrotechnologické a strojně technologické části | 70 000 | |
| 12 | Emisní monitorovací systém | 1 800 | |
| 13 | Kotel na odpadní teplo s příslušenstvím včetně komína, tlumiče a bypassu | 200 000 | odborný odhad podle nákladů výroby a montáže |
| 14 | Parní turbína vč. zařízení parního okruhu | 230 000 | odborný odhad 15000 Kč/kW |
| | Technologické soubory celkem | 2 056 500 | |

Tab. 14 Investiční náklady na technologické soubory (tis. Kč)

Pozn.: Součástí dodávky soustrojí spalovací turbíny a jejího příslušenství je také první náplň následujících provozních hmot:

| | |
|--|----------|
| Syntetický olej pro mazací systém turbíny | 758 l |
| Minerální olej pro mazací systém generátoru | 32 215 l |
| Minerální olej pro hydraulické startovací zařízení | 208 l |
| Chemikálie pro promývání kompresorů | 208 l |

| | |
|---|---|
| Investiční náklady na stavební objekty celkem (v tis. Kč): | Souhrně cca 15% nákladů na technologické soubory |
| | 310 000 |

Tab. 15 Investiční náklady na stavební objekty

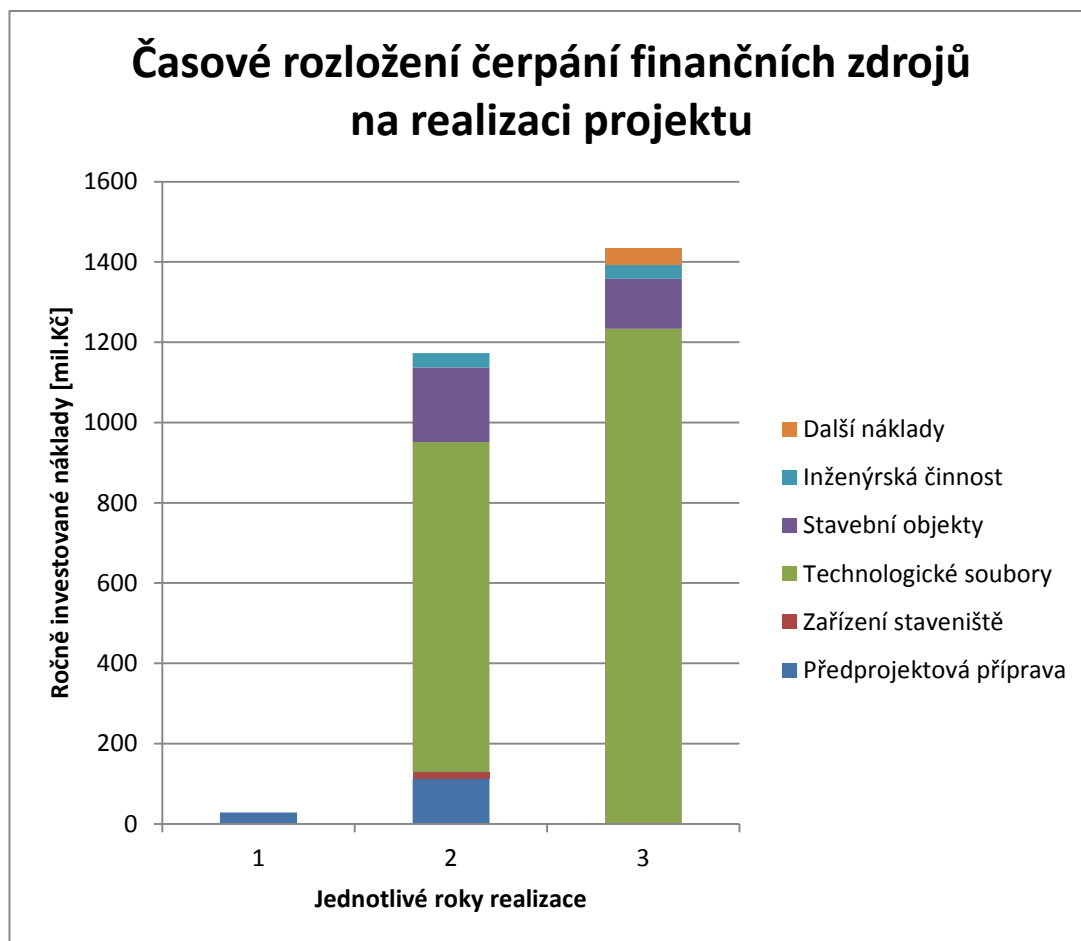
Jak je vidět v Tab. 15, investiční náklady na stavební objekty nejsou podrobně členěny. Namísto toho jsou zjednodušeně určeny odhadem dohromady na 15% v poměru k investičním nákladům na technologické soubory. U běžných elektráren a tepláren je sice podíl investičních nákladů stavební části vzhledem k technologii větší. V případě elektrárny se spalovací turbínou „aero derivative“ jsou tyto náklady relativně malé vzhledem k vysoké ceně turbíny a menšímu rozsahu stavebních objektů vlastní turbíny. Řada stavebních souborů teplárny je uvažována ve venkovním či poloovenkovním provedení.

7.1.3 Rozložení investičních nákladů do období realizace projektu

Časové rozložení nákladů do jednotlivých let realizace projektu je patrné v Tab. 16 a na Obr. 19. Pro finanční analýzu se platby modelově předpokládají na konci každého roku.

| | <i>Rok výstavby</i> | 1. | 2. | 3. |
|---|--|-----|------|------|
| 1 | Předprojektová příprava | 20% | 80% | 0 |
| 2 | Zařízení staveniště | 0 | 100% | 0 |
| 3 | Technologické soubory | 0 | 40% | 60% |
| 4 | Stavební objekty | 0 | 60% | 40% |
| 5 | Inženýrská činnost | 0 | 50% | 50% |
| 6 | První náplň provozních hmot (olej, nafta atd.) | 0 | 0 | 100% |
| 7 | Zkoušky | 0 | 0 | 100% |
| 8 | Připojení k elektrické síti | 0 | 0 | 100% |
| | | | | |

Tab. 16 Časové rozložení investičních nákladů



Obr. 19 Časové rozložení čerpání finančních zdrojů na realizaci projektu

7.2 Provozní náklady

7.2.1 Obecné cenové podmínky pro výpočet nákladů

Ceny hmot a energií pro výpočet ročních provozních nákladů a velikost fixních nákladů jsou uvedeny v Tab. 17. Tyto částky jsou uvažovány konstantní během celé doby sledování.

Co se týče první náplně provozních hmot atd., byly tyto náklady zařazeny mezi tzv. další náklady (Tab. 13), které jsou připojeny k nákladům na investici.

| | | |
|--------------------------------------|-----------------------|--------|
| Nákup elektřiny pro vlastní spotřebu | Kč/MWh | 1 300 |
| Zemní plyn | Kč/tis.m ³ | 7 970 |
| Motorová nafta | Kč/t | 40 000 |
| Pitná voda | Kč/t | 80 |
| Technologická voda | Kč/t | 50 |
| Příprava DEMI vody | Kč/t | 260 |
| Olej turbínový syntetický | Kč/kg | 350 |

| | | |
|--------------------------|----------|-----|
| Olej turbínový minerální | Kč/kg | 150 |
| Odpady tuhé | tis.Kč/r | 35 |
| Odpady kapalné | tis.Kč/r | 45 |

Tab. 17 Ceny energií a hmot

| | | |
|-------------------------|-------------|--------|
| Počet zaměstnanců | os. | 20 |
| Průměrný náklad na mzdy | tis.Kč/os/r | 700 |
| Pojištění | tis.Kč/r | 10 000 |
| Externí náklady | tis.Kč/r | 2 000 |
| Ostatní režijní náklady | tis.Kč/r | 3 000 |

Tab. 18 Ostatní nákladové položky

7.2.2 Roční provozní náklady

Přehled ročních provozních nákladů teplárny je uveden v Tab. 19. Hodnoty jsou propočítány podle cen uvedených v Tab. 17 a podle předpokládaného způsobu celoročního provozování, který je podrobněji rozebrán v Tab. 11.

| Energie | | |
|---------------------------------------|--------|------------------|
| Zemní plyn | tis.Kč | 1 265 603 |
| Motorová nafta | tis.Kč | 40 |
| Elektřina | tis.Kč | 30 |
| <i>Energie celkem</i> | tis.kč | 1 265 673 |
| Provozní hmoty a odpady | | |
| Technologická voda | tis.Kč | 4 000 |
| DEMI voda | tis.Kč | 19 676 |
| Olej | tis.Kč | 600 |
| Ostatní provozní hmoty a odpady | tis.Kč | 330 |
| <i>Provozní hmoty a odpady celkem</i> | tis.Kč | 20 526 |
| Stálé náklady | | |
| Mzdové náklady | tis.Kč | 14 000 |
| Oprava a údržba | tis.Kč | 4 000 |
| Pojištění | tis.Kč | 10 000 |
| Externí služby | tis.Kč | 2 000 |
| Ostatní režijní náklady | tis.Kč | 3 000 |
| <i>Stálé náklady celkem</i> | tis.Kč | 33 000 |
| Celkové roční provozní náklady | | |
| | tis.Kč | 1 323 278 |

Tab. 19 Roční provozní náklady

7.3 Příjmy

Jako příjmy teplárny jsou uvažovány prodeje elektrické energie a tepla. Následující výkupní ceny byly odhadnuty podle dlouhodobého vývoje:

| | | |
|---------------------------|-------|--------|
| Odhadovaná cena elektřiny | 1 000 | Kč/MWh |
| Odhadovaná cena tepla | 300 | Kč/GJ |

V Tab. 20 jsou vypočítány celkové roční příjmy podle odhadnutých cen výkupních a podle ročních množství produkovaných komodit uvedených v Tab. 11.

| | | |
|-----------------------------|--------|----------------|
| Teplo | tis.Kč | 307 215 |
| Elektřina | tis.Kč | 647 805 |
| Celkové roční příjmy | tis.Kč | 955 021 |

Tab. 20 Roční příjmy

7.4 Celkové zhodnocení

Při prvním pohledu na Tab. 19 a Tab. 20, kde jsou uvedeny celkové roční příjmy a náklady, si lze povšimnout, že za těchto podmínek by teplárna prodělávala 368,3 mil. Kč ročně.

V Tab. 12 je uvedena celková investice ve výši 2 636,3 mil. Kč. Pokud by se investorovi měla tato investice do 15 let vrátit, musel by provoz naopak vydělávat 220,8 mil. Kč ročně. Tato částka byla spočítána pomocí vzorce pro kumulované diskontované cash-flow se zvoleným diskontem 3%. Aby bylo této návratnosti investice dosaženo, bylo by třeba provoz dotovat např. z krajského rozpočtu.

Během prvních 15 let by se jednalo o částku složenou z krytí ztrát a navracení investice (celkem 589,1 mil. Kč ročně). V následujících letech by se již částka skládala pouze z krytí ztrát (368,3 mil. Kč ročně).

Během 20 let provozu by se tak celková částka vyšplhala na 10 miliard Kč, které by musely být vynaloženy z veřejného rozpočtu. Pro výpočty uvedené částky však byly uvažovány konstantní výše příjmů a provozních nákladů během celého období provozu.

Aby si podnik ze svých příjmů pokryl provozní náklady a ještě si vydělal na vynaloženou investici (během 15 let), muselo by při uvažování stejné ceny plynu dojít ke zvýšení výkupních cen za elektřinu a teplo.

Pokud pro zjednodušení vyjdeme z předpokladu, že výkupní ceny obou komodit vynásobíme stejným koeficientem (1,62), dojdeme k následujícím hodnotám:

| | | |
|-----------------|-------|--------|
| Cena tepla: | 485 | Kč/GJ |
| Cena elektřiny: | 1 617 | Kč/MWh |

8 Závěr

V této práci bylo popsáno víceúčelové použití spalovací turbíny LMS 100 jednak jako spolehlivého záložního zdroje pro případ black-outu, jednak jako možného energetického zdroje pro teplárnu.

Při popsaném provozu teplárny se jednalo o produkci elektřiny v paroplynovém cyklu a produkci tepla využitím zbytkového tepla spalin a v případě potřeby i odběrem páry z parní turbíny.

V práci byl propočítán parní oběh, pro který byly zvoleny parametry páry na výstupu z HRSG 370 °C, 4 MPa.

Důležitou součástí práce byl ekonomický výpočet využití turbíny pro teplárenskou výrobu.

Zhodnocením možností provozu bylo zjištěno, že takto velký zdroj nemá v podmínkách ČR dostatečné využití tepla během léta a provoz byl tedy nakonec zvolen jako maximální produkce tepla během topné sezóny a maximální produkce elektřiny mimo topnou sezónu.

Ze zhodnocení vybraného celoročního provozu pak vyplynulo zjištění, že při současných cenách zemního plynu, elektřiny a tepla by tento provoz byl výrazně prodělečný.

9 Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan. *Strojní zařízení tepelných central-Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno: PC-DIR REAL, s.r.o., 1999. ISBN 80 – 214 -1334 - 4.
- [2] KRBEK, Jaroslav, OCHRANA, Ladislav, POLESNÝ, Bohumil. *Zásobování teplem a kogenerace*. 1.vyd. Brno: PC-DIR REAL, s.r.o., 1999. ISBN 80 – 214 -1347 - 6.
- [3] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992. ISBN 80 – 214 – 0426 – 4.
- [4] Výpočet ceny zemního plynu podle nabídky společnosti E-on [online]. Dostupné z: < <http://www.eon.cz/>>.
- [5] Český hydrometeorologický ústav [online]. Dostupné z: < <http://www.chmi.cz/>>.
- [6] Firemní materiály firmy GE [online]. Dostupné z: < www.ge-distributedpower.com/products/power-generation/65-120mw/lms100-pa>.
- [7] Software X Steam Tables – IF-97 Steam tables by Magnus Holmgren [online]. Dostupné z: < www.x-eng.com>.
- [8] *Elektrina – aktuální a historické ceny elektřiny, graf vývoje ceny elektřiny – od 27.5.2012* [online]. Dostupné z: <http://www.kurzy.cz/komodity/cena-elekriny-graf-vyvoje-ceny/nr_index.asp?A=5&idk=142&od=27.5.2012&curr=CZK&default_curr=EUR&unit=1%20MWh&lg=1>.
- [7] Konzultace k investičním a provozním nákladům projektu ve firmě Ekoaudit Brno.
- [8] Nabídka firmy Brownsverk Heat Transfer s.r.o.Benešov n. Ploučnicí.
- [9] Nabídka firmy COMAC Int. s.r.o.U Demartinky 1/2561150 00 Praha 5.
- [10] Nabídka firmy TTS Martin, s.r.o.

10 Seznam obrázků a tabulek

| | | |
|---------|---|----|
| Obr. 1 | Schéma zapojení hlavních zařízení | 10 |
| Obr. 2 | Řez turbínou LMS 100..... | 11 |
| Obr. 3 | Startovací sekvence turbíny LMS 100 | 12 |
| Obr. 4 | Dispozice spalovací turbíny LMS 100 ve variantě s vodním chladičem vzduchu | 14 |
| Obr. 5 | HRSG – Kotel na odpadní teplo | 15 |
| Obr. 6 | T-s diagram parního oběhu | 16 |
| Obr. 7 | Závislost výkonu na venkovní teplotě | 17 |
| Obr. 8 | Závislost měrné spotřeby na venkovní teplotě..... | 17 |
| Obr. 9 | Závislost elektrické účinnosti LMS 100 na výkonovém zatížení | 18 |
| Obr. 10 | Závislost množství spalin na venkovní teplotě..... | 20 |
| Obr. 11 | Závislost teploty spalin na venkovní teplotě | 21 |
| Obr. 12 | Pilový diagram | 28 |
| Obr. 13 | HRSG | 29 |
| Obr. 14 | Jednotlivé body parního oběhu v parní turbíně a kondenzátoru | 30 |
| Obr. 15 | Zvolené hranice otevřeného termodynamického systému | 33 |
| Obr. 17 | Předpokládaný průběh potřeby tepla pro 215 tisíc obyvatel | 39 |
| Obr. 18 | Situační plán (generel)..... | 44 |
| Obr. 19 | Časové rozložení čerpání finančních zdrojů na realizaci projektu..... | 48 |
| Tab. 1 | Organizace pravidelné servisní činnosti turbíny LMS 100 [6]..... | 13 |
| Tab. 2 | Závislost parametrů na venkovní teplotě při 100% výkonu | 18 |
| Tab. 3 | Závislost parametrů na zatížení..... | 18 |
| Tab. 4 | Vybraný provozní stav spalovací turbíny | 21 |
| Tab. 5 | Složení suchého vzduchu | 22 |
| Tab. 6 | Objemový tok složek spalin..... | 23 |
| Tab. 7 | Podíly jednotlivých složek spalin | 24 |
| Tab. 8 | Entalpie složek spalin [3]..... | 24 |
| Tab. 9 | Body pilového diagramu | 27 |
| Tab. 10 | Zvolené provozní režimy LMS 100 | 40 |
| Tab. 11 | Souhrn toků hmot a energií během celoročního provozu..... | 41 |
| Tab. 12 | Investiční náklady projektu (tis. Kč) | 45 |
| Tab. 13 | Další náklady..... | 45 |
| Tab. 14 | Investiční náklady na technologické soubory (tis. Kč) | 46 |
| Tab. 15 | Investiční náklady na stavební objekty | 46 |
| Tab. 16 | Časové rozložení investičních nákladů | 47 |
| Tab. 17 | Ceny energií a hmot | 49 |
| Tab. 18 | Ostatní nákladové položky | 49 |
| Tab. 19 | Roční provozní náklady..... | 50 |
| Tab. 20 | Roční příjmy..... | 51 |