



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU ENERGETICKÉHO
CELKU**

ANALYSIS OF THE CURRENT STATE OF POWER PLANT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vítek Rak

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Vítek Rak
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce:	Ing. Petr Kracík
Akademický rok:	2015/16

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 bakalářské práce:

Analýza současného stavu energetického celku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je analyzovat současný stav energetického celku od využívaných vstupních primárních surovin až po vyrobenou elektrickou energii, resp. dodané teplo do rozvodů CZT.

Cíle bakalářské práce:

- popište obecně základní součásti energetického celku
- popište základní surovinové možnosti, které jsou využívány v české energetice
- popište zvolený energetický celek
- proveďte termodynamickou analýzu zvoleného celku
- navrhnete možnosti úspory primárního paliva

Seznam literatury:

Krbek J, Polesný B, Fiedler J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: PC-DIR; 1999.

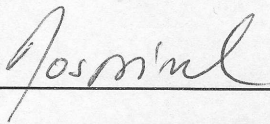
Krbek J, Ochraňa L, Polesný B. Zásobování teplem a kogenerace. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real; 1999.

Normy a firemní literatura

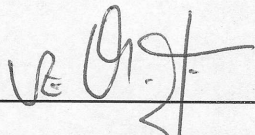
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 4. 11. 2015





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



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

Abstrakt

V této bakalářské práci je představena teplárna v Opatovicích nad Labem, která se zabývá kombinovanou výrobou elektřiny a tepla, tzv. kogenerací. Jedná se o efektivní způsob využívání primárních energetických zdrojů se značným uplatněním v teplárenství. Nejprve jsou v práci vysvětleny základní pojmy z teplárenství, společně s možnostmi technického řešení teplárenské soustavy a je uvedené shrnutí používaných paliv v České republice. Poté je v bakalářské práci provedená analýza současného stavu teplárny v Opatovicích nad Labem patřící společnosti Elektrárny Opatovice a.s. Na základě této analýzy je navržena možnost úspory primárních paliv.

Klíčková slova

Teplárenství, Rankine-Clausiusův cyklus, palivo, Elektrárny Opatovice a.s., účinnost kotle, termodynamická účinnost

Abstract

This thesis presents the Opatovice nad Labem thermal power station (owned by Elektrárny Opatovice, a.s.), which is a combined heat and power producer employing a cogeneration, an efficient mean of exploiting primary energy resources widely used in heating industry. Firstly, the basic terms of heating industry are introduced along with various designs of heat networks, and the fuels used in the Czech republic are listed. The next part of the thesis analyses the actual state of the Opatovice nad Labem power station. Based on the analysis possibility for better saving of the primary fuel is suggested.

Key words

Heating industry, Clausius-Rankine cycle, fuel, Elektrárny Opatovice a.s., boiler efficiency, thermal efficiency

Bibliografická citace

RAK, V. Analýza současného stavu energetického celku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Kracík.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce. Použité zdroje jsou uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použitých zdrojů.

V Hradci Králové dne 24. Května 2016

Vítek Rak

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Kracíkovi za vedení a veškerou pomoc při vypracování mé bakalářské práce. Dále bych věnoval poděkování panu Ing. Janu Všetečkovi a panu Ing. Petru Zadákovi za vstřícný přístup a kontakt se společností Elektrárny Opatovice a.s.

Obsah

Úvod	15
1 Teplárenství	16
1.1 Potřeba elektřiny a tepla	16
1.2 Zásobování teplem	17
1.2.1 Decentralizované zásobování teplem (DZT)	17
1.2.2 Centralizované zásobování teplem	17
2 Rankine-Clausiiův cyklus	19
2.1 Navyšování účinnosti R-C cyklu	21
2.1.1 Zvýšení teploty vstupní páry	21
2.1.2 Zvýšení tlaku v kotli	21
2.1.3 Snížení tlaku v kondenzátoru	22
2.1.4 Regenerace páry	23
2.1.5 Přihřívání páry	23
2.2 Výroba tepla	24
2.2.1 Protitlaková turbína	24
2.2.2 Kondenzační turbína s regulovanými odběry	26
3 Palivo	27
3.1 Hnědé uhlí	28
3.2 Černé uhlí	30
4 Přiblížení výroby tepla a elektřiny ve společnosti Elektrárny Opatovice a. s.	31
5 Analýza současného stavu	32
5.1 Kotelna	32
5.2 Strojovna	36
6 Závěr	45
Seznam použitých zdrojů	46
Seznam použitých symbolů a zkratek	48
Seznam použitých indexů	49
Seznam použitých příloh	49

Úvod

Dnešní společnost je značně závislá na dodávkách elektřiny a tepla. Pomocí vhodných metod jsou transformovány například z energie vody, větru nebo dopadajícího slunečního záření. Nejvíce je však používána oxidace fosilních paliv jako je uhlí, ropa nebo zemní plyn. Na Zemi je jich omezené konečné množství, proto je v našem zájmu využívat těchto zdrojů s co největší možnou efektivitou.

Jedním z efektivních způsobů užívání energetických zdrojů je technologie kogenerace. Jedná se o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla (KVET). Získáním dvou druhů energie z jednoho tepelného oběhu, a tím z jednoho paliva, se výrazně sníží spotřeba primárních energetických zdrojů, sníží se množství vypouštěných znečišťujících látek a tím se šetří životní prostředí. Při kogeneraci lze využít odpadní teplo, které vzniká při výrobě elektřiny a není efektivní ho dále expandovat na turbíně. Lze ho využít pro ohřev teplé užitkové vody (TUV), systém centrálního zásobování teplem (CZT) nebo na různé technologické procesy vyžadující dodávky tepla.

Kogenerace sebou nese i určitá rizika. Kvůli proměnné potřebě tepla v průběhu roku se klade důraz na správně použitý typ tepelného stroje. Je nutné aby byl schopný v širokém rozsahu produkovat nezávisle obě formy energie. V rozsáhlých sítích CZT je nutné omezovat tepelné ztráty vznikající v potrubních systémech, protože snižují základní výhodu kogenerace – úsporu primárních paliv. Zvýšit úspory primárních paliv, a tím srazit jednotkovou cenu na výrobu elektřiny a tepla, lze také správným a efektivním řízením tepelných toků v elektrárně/teplárně. [1]

A přesně to je cílem této bakalářské práce, ve které bude provedena analýza současného technického stavu teplárenského celku v Opatovicích nad Labem, který vlastní společnost Elektrárny Opatovice a.s. (EOP). Teplárna zásobuje teplem města Hradec Králové, Pardubice, Chrudim, Lázně Bohdaneč a jejich okolí.

Pozornost je věnována popisu základních pojmů z teplárenství jako například: diagram potřeby elektřiny, diagram potřeby tepla a rozdíly mezi centralizovaným a decentralizovaným způsobem vytápění. Je představen Rankine-Clausiiův parní oběh spolu s možnostmi navyšování jeho tepelné účinnosti (např. zvýšení teploty vstupní páry, zvýšení tlaku v kotli...). Dále je shrnuta palivová základna České republiky za rok 2014 s důrazem na uhlí. V poslední části je stručně charakterizována společnost Elektrárny Opatovice a.s. a je provedena její analýza za celý rok 2014 a samostatně pro prosinec 2014. Jsou vyhodnocovány ukazatele efektivnosti jednotlivých kotlů a turbín (např. účinnost nebo měrná spotřeba elektřiny).

1 Teplárenství

Teplárenství je průmyslový obor, který zajišťuje spolehlivé zásobování teplem. Základním zdrojem tepla v teplárenské soustavě je teplárna, v níž probíhá kombinovaná (společná) výroba elektřiny a tepla. Elektřina je dodávána do elektrické rozvodné sítě a teplo je distribuováno mezi lokální spotřebitele.

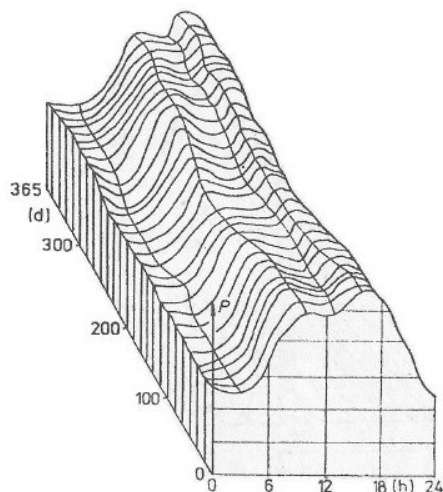
Nejběžnější jsou teplárny vybavené parními kotli generujícími vodní páru, která expanduje na parní turbíně. Energie vodní páry se transformuje na mechanickou práci na hřídeli. Hřídel otáčí elektrickým generátorem, kde se mechanická práce hřídele transformuje na elektřinu. Zbylá energie vodní páry, která se netransformuje na mechanickou práci, se využije pro dodávky tepla. Tyto teplárny pracují podle Rankine-Clausiova parního cyklu (R-C).

Dalším typem jsou teplárny se spalovacími turbínami. Ve spalovací komoře oxiduje směs vzduchu a plynu a vzniklé spaliny roztáčí turbínu. Energie spalin se transformuje na mechanickou práci hřídele. Po průchodu turbínou sebou spaliny nesou značné množství odpadního tepla.

V paroplynové teplárně může být toto odpadní teplo odcházejících spalin využito v kotli na odpadní teplo, kde je použito pro generování páry pro parní turbínu. [8]

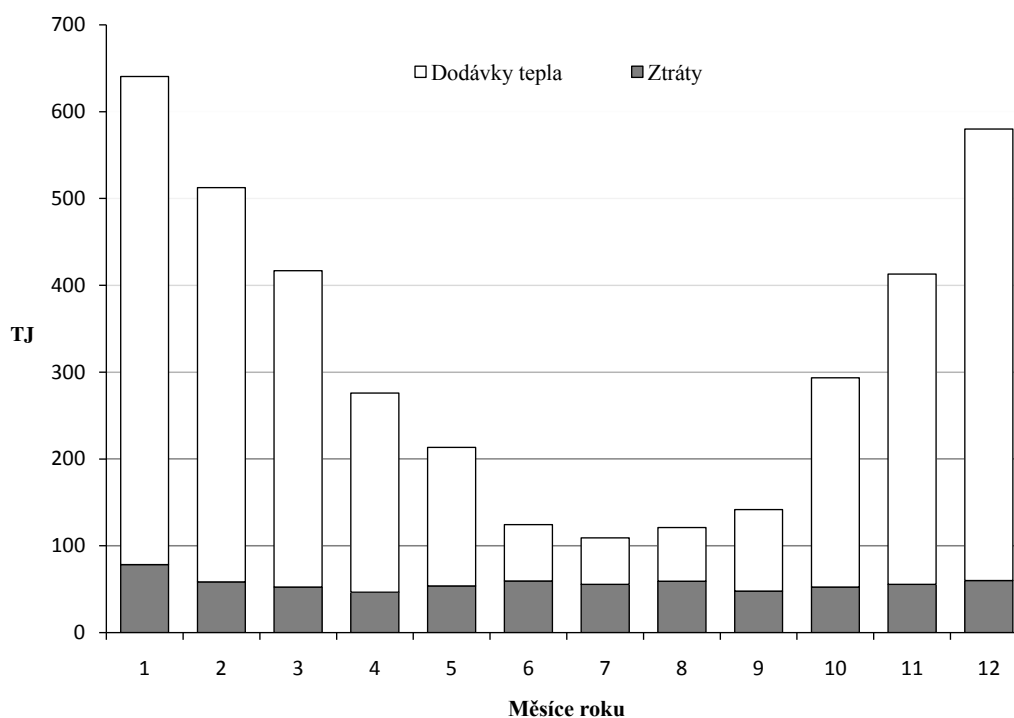
1.1 Potřeba elektřiny a tepla

Potřeba elektřiny je v průběhu dne nerovnoměrná. Vyznačuje se ranní špičkou, která je způsobena převážně začátkem pracovní doby, následuje odpoledním poklesem a večerní špičkou. V průběhu roku je ale průběh potřeby víceméně neměnný, jak je vidět na obrázku 1.1. V zimě je výraznější zejména tzv. světelnou špičkou, to je elektřina potřeba pro veřejné pouliční osvětlení. [9]



Obrázek 1.1: *Roční potřeba elektřiny* [9]

Potřeba tepla je nerovnoměrná v průběhu dne, tak i v průběhu roku v závislosti na ročním období. Se změnou venkovní teploty se mění především teplo potřebné pro vytápění, větrání a klimatizaci. Naopak množství tepla pro ohřev TUV nebo pro technologické účely na venkovní teplotě nezávisí. Na obrázku 1.2 je vidět typický diagram potřeb tepla. [10]



Obrázek 1.2: Diagram dodávek tepla společností EOP - rok 2014 (vlastní zpracování podle [23])

Vlivem nerovnoměrné výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů, jako například fotovoltaických panelů nebo větrných elektráren, je predikce výkonu celé teplárny během dne celkem obtížná. [10]

1.2 Zásobování teplem

1.2.1 Decentralizované zásobování teplem (DZT)

Při decentralizovaném způsobu zásobování teplem je teplo do prostor spotřebitele dodáváno pomocí individuálních topidel, jako jsou například elektrické radiátory a kamna na tuhá či kapalná paliva nebo zemní plyn. Tento způsob je vhodný zejména při rozptýlené nebo bodové spotřebě tepla. Značná výhoda tohoto řešení je jeho jednoduchost, nízké pořizovací náklady a nezávislost na topné sezóně – spotřebitel si může zatopit kdykoliv. [4], [8]

1.2.2 Centralizované zásobování teplem

Centralizované zásobování teplem může být uskutečněno i několika zdroji tepla, které jsou navzájem propojeny více či méně rozsáhlou tepelnou sítí. S její údržbou a výstavbou rostou potřebné náklady a s jejím rozsahem rostou tepelné ztráty. Tepelné zdroje jsou v tomto případě navzájem oddělené objekty většinou o větším jednotkovém výkonu, proto mohou být vybaveny účinným zařízením na zmenšování škodlivých emisí.

Stacionární zdroje znečišťování se podle jmenovitého tepelného výkonu rozdělují na [12]:

- zvláště velké (nad 50 MW)
- velké (5 - 50 MW)
- střední (1 - 5 MW)
- malé (0,3 - 1 MW)

U zvláště velkých, velkých a středních zdrojů se zjišťuje znečištění nejčastěji měřením, jen ve zvláštních případech výpočtem. Měření jsou jednorázová nebo kontinuální. Jednorázové měření provádí autorizovaná laboratoř ve stanovených termínech. Kontinuální měření provádí sám provozovatel. Měření probíhá celý rok a výsledky jsou nepřetržitě vyhodnocovány a uchovávány pro případnou kontrolu. Musí být instalováno na zařízeních s příkonem větším jak 100 MW, proto je kontinuálním měřením emisí vybavena většina větších elektráren, tepláren a výtopen v České republice (ČR). [12]

U malých zdrojů používaných při DZT není provozovatel nucen žádným způsobem měřit množství emisí a dokazovat plnění emisních limitů. Je povinen ve stanovených termínech provést autorizovanou kontrolu na účinnost spalování v zařízení a najednoslovná slova na konci řádku průchodnost spalinových cest. Nejvíce sledovanými emisními látkami jsou tuhé znečišťující látky (TZL), oxid siřičitý (SO_2), oxidy dusíku (NO_x) a oxid uhelnatý (CO). V tabulce 1.1 jsou uvedeny emisní limity pro tyto látky platné do 31. 12. 2017. [4], [12]

Tabulka 1.1: Emisní limity [mg/m^3] platné do 31. 12. 2017 [11]

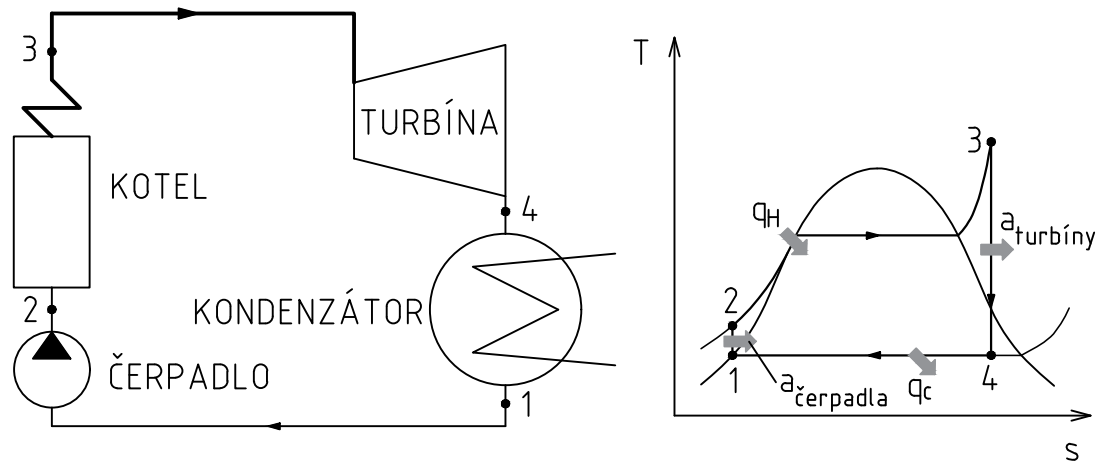
	0,3 ÷ 1 MW				1 ÷ 5 MW				5 ÷ 50 MW			
Palivo	SO_2	NO_x	TZL	CO	SO_2	NO_x	TZL	CO	SO_2	NO_x	TZL	CO
Pevné	-	650	250	650	-	650	250	650	2500	650	150	400
		1100 ²⁾	250 ⁵⁾	650 ⁵⁾		1100 ²⁾	250	650	1500 ¹⁾	500 ¹⁾	100 ¹⁾	300 ¹⁾
Kapalné	-	500	-	175	-	500	100	175	1700	450	100	175
Plynné	-	200	-	100	-	200	-	100	900 ⁴⁾	200	50 ⁴⁾	100
		300 ³⁾				300 ³⁾				300 ³⁾		

Kde horní indexy v tabulce znamenají:

- 1) Vztahuje se na spalovací stacionární zdroje s fluidním ložem.
- 2) Vztahuje se na spalování pevných paliv ve výtavném topeništi.
- 3) Vztahuje se na spalování propan butanu.
- 4) Vztahuje se na spalování paliv mimo veřejné distribuční sítě.
- 5) Vztahuje se na spalování biomasy pro spalování ve stacionárních zdrojích.

2 Rankine-Clausiusův cyklus

Rankine-Clausiusův cyklus je nejdéle využívaný tepelný oběh. Pracovní látkou je voda a vodní pára, která nepřetržitě koluje v uzavřeném systému. Pomocí vhodného strojního zařízení (parní stroj, parní turbína) parní cyklus transformuje dodané teplo na mechanickou práci. V energetice je R-C cyklus nejrozšířenějším tepelným oběhem a používá ho většina elektráren nebo tepláren. Na obrázku 2.1 je technologické schéma ideálního R-C cyklu i s jeho T-s diagramem. [7]



Obrázek 2.1: Ideální R-C cyklus s T-s diagramem (vlastní zpracování podle [2], [6])

Základní ideální R-C cyklus lze rozdělit na čtyři části [2]:

- 1-2 Izoentropické stlačení kapaliny v čerpadle.
- 2-3 Dodávání tepla za stálého tlaku v kotli.
- 3-4 Izoentropická expanze na turbíně.
- 4-1 Odvádění tepla za stálého tlaku v kondenzátoru.

V bodě 1 je voda v kapalném stavu na mezi sytosti. Vstupuje do čerpadla, kde je izoentropicky stlačena na pracovní tlak kotle. Při stlačení musíme dodat čerpadlu práci $a_{\text{čerpadla}}$ a dojde k mírnému zvýšení teploty kapaliny, jak je vidět v T-s diagramu na obrázku 2.1. Vzdálenost mezi body 1 a 2 je záměrně zvětšena pro lepší přehlednost. [2]

V bodě 2 vstupuje do kotle voda v kapalně fázi o vysokém tlaku. V bodě 3 odchází z kotle již v plynné fázi. Voda se nejprve ve výparníku transformuje na sytou páru. Poté se z ní v další části kotle zvané přehřívák stane pára přehřátá. Celkové teplo q_H dodávané na výrobu přehřáté páry se v kotli uvolňuje oxidací fosilních paliv. [2]

Přehřátá pára v bodě 3 vstupuje na turbínu, kde v ideálním případě izoentropicky expanduje a roztáčí turbínu, která koná práci $a_{\text{turbíny}}$. Po expanzi klesne tlak a teplota páry na parametry, které jsou patrné z T-s diagramu v bodě 4. V tuto chvíli už se většinou jedná o mokrou páru, která odchází do kondenzátoru, kde kondenzuje a je jí odnímáno zbytkové, především latentní (kondenzační) teplo q_C . Často se kondenzátor chladí vodou v uzavřeném okruhu, která se dále chladí pomocí okolního vzduchu v chladících věžích. Využívají se i kondenzátory chlazené vzduchem nebo vodou čerpanou přímo z řeky, kam se poté vrací. Po kondenzaci má voda stejné parametry jako v bodě 1 a celý cyklus se opakuje. [2]

Za předpokladu, že v čerpadle a turbíně probíhá izoentropický děj, se můžou z prvního termodynamického zákona odvodit vztahy pro jejich práci [2]:

$$a_{\text{čerpadla}} = i_2 - i_1 \quad [\text{J/kg}] \quad (2.1)$$

$$a_{\text{turbíny}} = i_3 - i_4 \quad [\text{J/kg}] \quad (2.2)$$

kde i [J/kg] je měrná entalpie páry a indexy odpovídají označeným bodům v cyklu na obrázku 2.1. V turbíně se práce koná, zatímco v čerpadle se naopak práce spotřebovává. Výsledná práce vykonaná oběhem je proto o tuto spotřebovávanou práci v čerpadle menší.

Kotel a kondenzátor nekonají žádnou práci, pouze v nich dochází k předání tepla. Když se opět dosadí do prvního termodynamického zákona, získají se vztahy pro výpočet dodaného a odvedeného tepla z oběhu [2]:

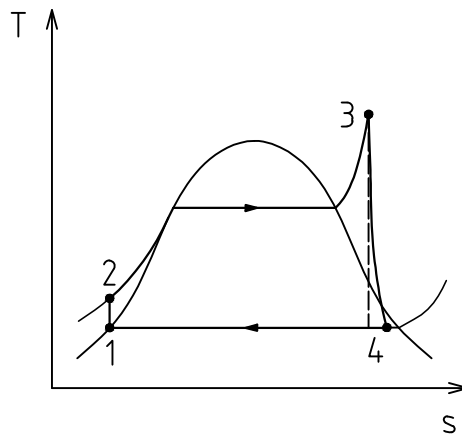
$$q_H = i_3 - i_2 \quad [\text{J/kg}] \quad (2.3)$$

$$q_C = i_1 - i_4 \quad [\text{J/kg}] \quad (2.4)$$

Tepelná účinnost η_T ideálního R-C cyklu představuje jeho schopnost transformovat dodané teplo v kotli na užitečnou práci na turbíně:

$$\eta_T = \frac{a_{\text{turbíny}} - a_{\text{čerpadla}}}{q_H} \quad (2.5)$$

V praxi vznikají ztráty v parním oběhu. V parním kotli a v kondenzátoru dochází k tlakovým ztrátám, které zvyšují čerpací práci. V čerpadle dojde se zvýšením tlaku ke zvýšení entropie. Kvůli sálání tepla do okolí a tlakovým ztrátám v potrubí se můžou parametry páry odcházející z kotle výrazně lišit s parametry páry vstupující do turbíny. Důležitý rozdíl mezi ideálním a skutečným parním oběhem je v expanzi páry v turbíně. Ve skutečnosti pára neexpanduje izoentropicky, ale v důsledku tření a nedokonalosti proudění expanduje s přírůstkem entropie. Parní oběh se skutečnou expanzí páry je na obrázku 2.2. [7]



Obrázek 2.2: R-C cyklus se skutečnou expanzí v turbíně (vlastní zpracování podle [6])

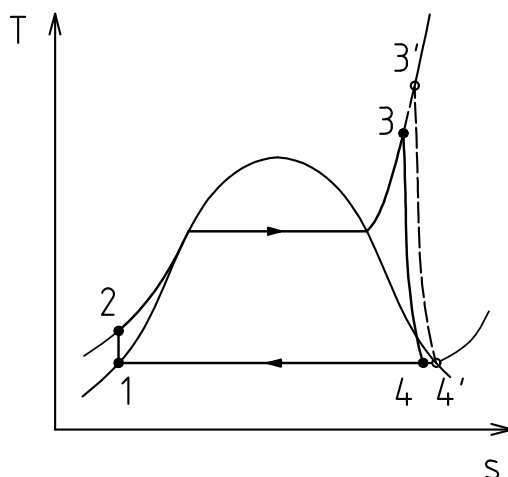
2.1 Navyšování účinnosti R-C cyklu

2.1.1 Zvýšení teploty vstupní páry

Hlavní myšlenkou je izobarické zvýšení teploty přehřáté páry vstupující do turbíny a tím zvýšení střední teploty pro přívod tepla do oběhu. Maximální hodnota teploty v oběhu je limitována vlastnostmi materiálu přehříváku a prvních lopatkových stupňů turbíny. Zvětšování tloušťky stěn trubek přehříváku není řešením, neboť vede k prodloužení času nutného pro najíždění a odstavování kotle, ke zhoršení pružnosti kotle a k výraznému zvýšení pořizovacích nákladů. [5], [6]

Zvýšení teploty vstupní páry se projeví na vlhkosti páry po ukončení expanze. Pára o nižší vlhkosti má menší erozivní účinky na poslední lopatkové stupně turbíny. Limitem snižování vlhkosti mokré páry je křivka sytosti páry. Pro navrácení konce expanze páry do oblasti mokré páry se mohou využít jiné metody pro zvýšení účinnosti, například zvýšením tlaku vstupní páry nebo snížením tlaku v kondenzátoru, které budou popsány v následujících podkapitolách. [6]

Zvýšení teploty vstupní páry je naznačené na obrázku 2.3.



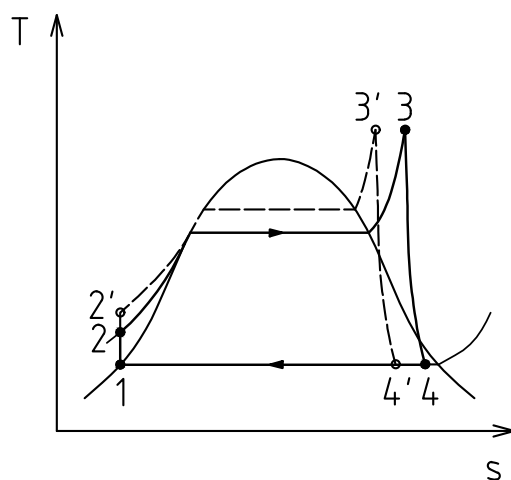
Obrázek 2.3: *Zvýšení teploty vstupní páry* (vlastní zpracování podle [2], [6])

2.1.2 Zvýšení tlaku v kotli

Zvýšení pracovního tlaku v kotli a zachování maximální teploty přehřáté páry zvedne střední teplotu pro přívod tepla do oběhu a tím zvýší účinnost parního oběhu. Stejně jako v předchozím případě je maximální hodnota tlaku limitována vlastnostmi použitého materiálu. Velikost tlaku vody a vodní páry ovlivňuje konstrukční provedení kotle a turbíny. [6], [8]

U parního kotle s přirozenou cirkulací se musí volit tlak nižší než 17–18 MPa, aby byl zajištěn spolehlivý oběh vody v kotli. Oproti předchozí modifikaci se zvýšením tlaku posune konec expanze v turbíně do oblasti o vyšší vlhkosti páry, což má nežádoucí dopady na provoz turbíny. Většinou se proto zvýšení tlaku v kotli provádí společně se zvýšením teploty přehřáté páry nebo jinou modifikací, která zajistí nižší vlhkost páry po ukončení expanze. [6], [8]

Zvýšení tlaku v kotli je znázorněné na obrázku 2.4.

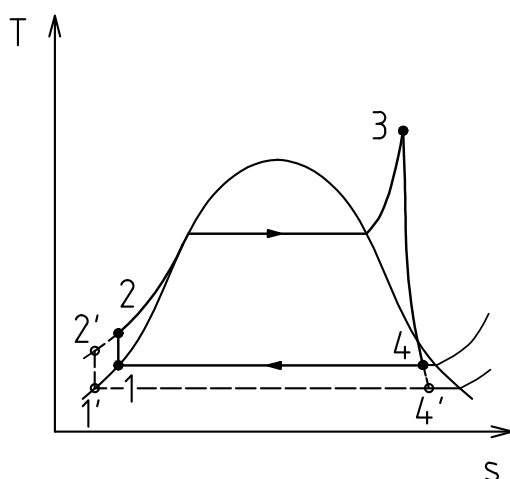


Obrázek 2.4: *Zvýšení tlaku v kotli* (vlastní zpracování podle [2], [6])

2.1.3 Snížení tlaku v kondenzátoru

Střední teplotu pro odvod tepla z parního oběhu určuje teplota resp. tlak kondenzace vodní páry. Pro zajištění dobrého odvedení tepla z parního oběhu musí být teplotní rozdíl mezi teplotou kondenzace páry a chladicí vodou co nejmenší. Zvýšením průtoku chladicí vody, větší teplosměnnou plochou kondenzátoru nebo se zvýšením koeficientu přestupu tepla se změní střední logaritmický spád v kondenzátoru a tedy i teplotní rozdíl. Se snížením tlaku v kondenzátoru se zvýší množství tepla odvedeného z oběhu, které se musí parnímu oběhu dodat v kotli. Ve výsledku je ale navýšení tepelné účinnosti kladné. Dalším nežádoucím jevem je zvýšená vlhkost páry na konci v turbíně. [2], [6]

Snížení tlaku v kondenzátoru je zobrazeno na obrázku 2.5.

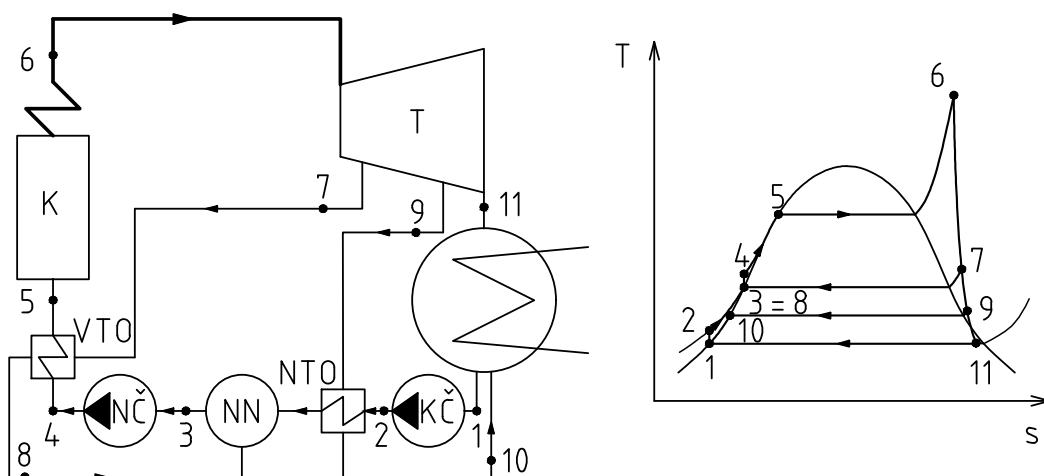


Obrázek 2.5: *Snížení tlaku v kondenzátoru* (vlastní zpracování podle [2], [6])

2.1.4 Regenerace páry

Význam regenerace tepla spočívá v tom, že se napájecí voda ohřeje pomocí páry odebrané z turbíny ještě před vstupem do kotle. Pára se odebírá z průběhu expanze na turbíně a v ohřívácích za stálého tlaku předává své teplo napájecí vodě. Odebráním určitého množství páry z turbíny se zmaří její potenciál ke konání práce na turbíně, ale je-li odběr dobře propočítán a proveden, po předání tepla páry napájecí vodě je konečná změna účinnosti kladná. Většinou je turbína vybavena několika neregulovanými odběry páry pro regeneraci napájecí vody. Podle tlaku kondenzátu se rozděluje na nízkotlakou (NTO) a vysokotlakou regeneraci (VTO). [6], [8]

Zapojení nízkotlakého a vysokotlakého regeneračního ohříváku je zakresleno na obrázku 2.6.



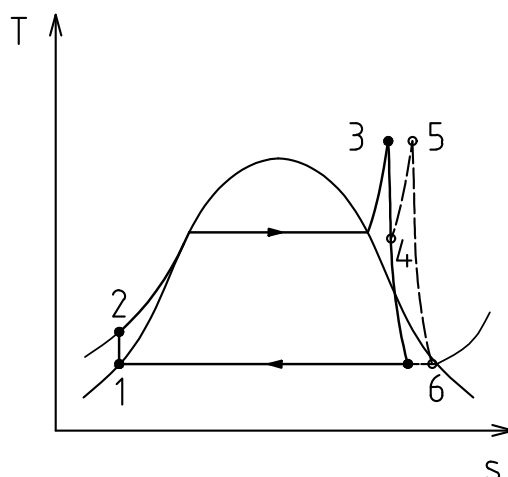
K - kotel, T - turbína, NTO - nízkotlaký ohřev, VTO - vysokotlaký ohřev, NN - napájecí nádrž, NČ - napájecí čerpadlo, KČ - kondenzátní čerpadlo

Obrázek 2.6: *Regenerační ohřev páry* (vlastní zpracování podle [2], [6])

Kondenzát je do napájecí nádrže čerpán přes nízkotlaký ohřívák, kde je mu předáváno teplo páry z nízkotlakého odběru turbíny. V napájecí nádrži se již nemluví o kondenzátu, ale o napájecí vodě, které je pomocí napájecího čerpadla zvýšen tlak na pracovní tlak kotle. Před samotným kotlem je zařazený vysokotlaký ohřívák, kde je napájecí voda ohřívána párou z vysokotlakého odběru turbíny. V ideálním případě vstupuje napájecí voda do kotle na hranici sytosti páry.

2.1.5 Přihřívání páry

Princip přihřívání páry spočívá v rozdělení expanze páry na dvě části, jak je patrné z obrázku 2.7. Nejprve pára částečně expanduje ve vysokotlaké části turbíny na stav v bodě 4 a je vyvedena zpět do kotle do části zvané přihřívák. Tady může dosáhnout stejné teploty jako v bodě 3 a znovu expanduje v nízkotlaké části turbíny na tlak v kondenzátoru. Spolu s přihřevem páry roste i entropie, a díky tomu se pomocí přihřevu dostane konec expanze do oblasti o nižší vlhkosti páry. Pro další zvýšení účinnosti lze přihřívání páry opakovat, ale při použití více než dvou opakování už toto vylepšení není praktické a ztrácí efektivitu. [2]



Obrázek 2.7: *Přihřívání páry* (vlastní zpracování podle [2], [6])

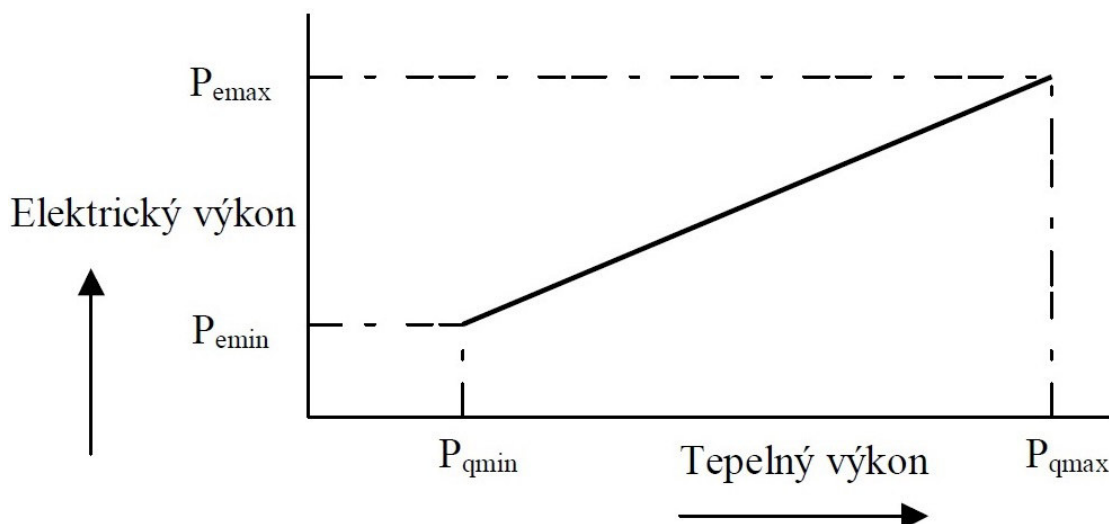
2.2 Výroba tepla

Základním typem turbín používaným v teplárnách jsou turbíny protitlakové. Na turbíně proběhne pouze částečná expanze páry a zbylá energie páry se použije na výrobu tepla pro spotřebitele. Podle přesných požadavků na teplo se dají změnit parametry páry v protitlaku, ale se zvýšením parametrů páry klesá výroba elektřiny. Kvůli značnému kolísání potřeby tepla a elektřiny v průběhu dne i roku je často požadovaná nezávislost tepelného a elektrického výkonu. Toho se dá dosáhnout použitím kondenzačních turbín vybavených regulovanými odběry páry. Ty zajistí potřebné množství páry daných parametrů pro výrobu tepla přesně podle aktuálního požadavku. [8]

2.2.1 Protitlaková turbína

Jak už bylo uvedeno, princip protitlakové turbíny spočívá v předčasně ukončené expanzi páry protékající turbínou. V turbíně se energie vodní páry transformuje na mechanickou práci hřídele pohánějící elektrický generátor. Optimem je, když expandující pára překročí tzv. indiferentní bod a je použita pro výrobu a dodávky tepla. U protitlakové parní turbíny je výroba tepla a elektřiny úzce svázána. Pro zvýšením elektrického výkonu se musí zvýšit i dodávaný tepelný výkon. [10]

Výroba elektřiny kopíruje výrobu tepla. Tuto závislost je vidět na obrázku 2.8. Maximálního elektrického výkonu lze dosáhnout pouze při maximálním tepelném výkonu turbíny a je omezen konstrukčně přípustným množstvím protékající páry turbínou. Minimální výkon je závislý na minimálním možném průtočném množství páry, které je dáno také konstrukcí turbíny. Protitlakové turbíny mají nízkou měrnou spotřebu tepla na výrobu elektřiny, proto jsou energeticky nejefektivnější a jejich aplikace se hodí při spalování dražších paliv. Se svojí závislou výrobou obou forem energií jsou však schopné pokrýt pouze základní část potřeb tepla. [10]

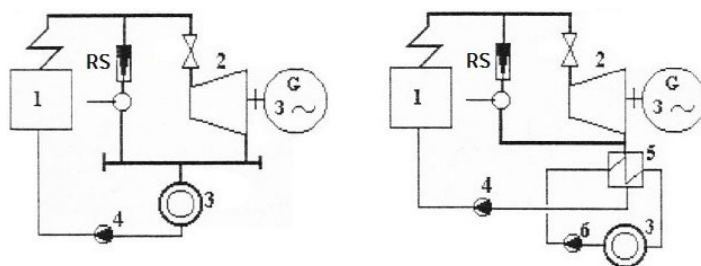


Kde P_{emax} je maximální elektrický výkon, P_{emin} minimální elektrický výkon, P_{qmin} minimální tepelný výkon a P_{qmax} je maximální tepelný výkon.

Obrázek 2.8: Závislost elektrického a tepelného výkonu protitlakové turbíny bez odběrů [10]

Jednoduchý způsob dodávek tepla je ve formě páry. Schéma zapojení protitlakové parní turbíny se zásobováním spotřebitelů párou je na obrázku 2.9a. Ke spotřebiteli je vedena pára přímo z protitlaku turbíny a to bez nutnosti použití oběhových čerpadel. Pro zajištění dodávek tepla při odstavení turbíny je soustava vybavena redukční stanicí, která upravuje páru na požadované parametry, a spotřebitel může být zásobován párou přímo z kotle. Pára vystupující z redukční stanice má vyšší teplotu než pára z protitlaku turbíny a tím většinou vyšší teplotu než je potřeba v parní síti. Z toho důvodu se za redukční stanici řadí vstříkový chladič páry. Do proudu přehřáté páry se vstříkne kondenzát nebo napájecí voda, odpaří se a přehřátou páru ochladí na požadovanou teplotu. Dodávání tepla v páře se doporučuje jen tehdy, je-li pára potřeba k technologickým účelům. Parní sítě mají značné tepelné i tlakové ztráty a v dnešní době se postupně vyřazují a nahrazují vodní sítí. [4]

Z obrázku 2.9b je patrné, že pro dodávání tepla ve vodě je potřeba za turbínu zařadit výměňkovou stanici, kde pára z protitlaku nebo odběrů turbíny ohřeje topnou vodu. Při ohřátí vody v primárním okruhu na maximální teplotu 110 °C se hovoří o rozvodu tepla ve formě teplé vody. Po překročení 110 °C se jedná o rozvod tepla ve formě horké vody. Na rozdíl od parní sítě je v tomto případě nutné zařazení oběhových čerpadel pro zajištění cirkulace topné vody. Regulace tepelného výkonu se provede změnou teploty vody vycházející z výměňkové stanice při přibližně stejném průtoku, tzv. kvalitativní regulace. Na pokrytí náhlého špičkového zatížení teplárny je nutné výměňkovou stanici rozšířit o špičkové parní kotle nebo špičkové ohříváky, které jsou většinou vytápěny párou z redukční stanice nebo z regulovaných odběrů turbín. [4]



a) dodávka tepla v páře

b) dodávka tepla v horké vodě

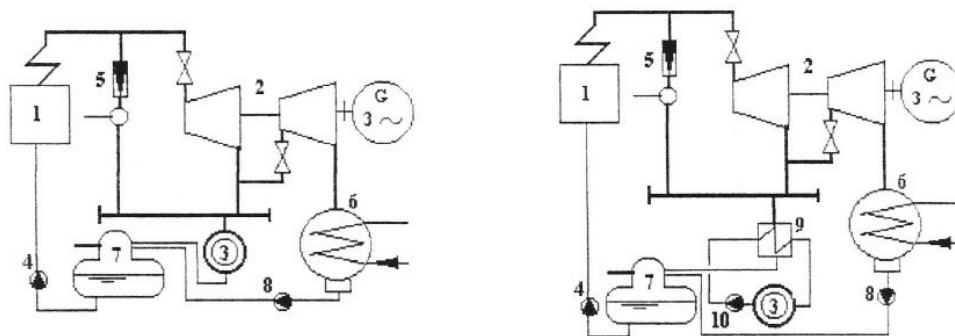
1 - parní kotel, 2 - protitlaková parní turbína, 3 - spotřebič tepla, 4 - napájecí čerpadlo, 5 - základní parní ohřívák, RS - redukční stanice, G - elektrický generátor

Obrázek 2.9: Zapojení protitlakové parní turbíny (upraveno podle [4])

2.2.2 Kondenzační turbína s regulovanými odběry

Značná nezávislost elektrického a tepelného výkonu je možná využitím kondenzační odběrové turbíny. Základním rozdílem od protitlakové turbíny je, že kondenzační turbína s regulovanými odběry má navíc přidanou kondenzační část. Pára v turbíně průběžně expanduje a v okamžiku, kdy má ještě dostatečně velké parametry pro teplárenské účely, je její určité množství pro tyto účely odebíráno. Zbylá pára pokračuje v expanzi na dalších lopatkových řadách, čímž se podílí na výrobě další elektřiny, a končí v kondenzátoru. Objem odebírané páry lze měnit v širokém rozsahu. Když se neodebírání páry, turbína pracuje v čistě kondenzačním režimu a dosahuje maximálního elektrického výkonu. Minimální elektrický výkon je závislý na minimálním průtočném množství páry protékající turbínou, vzhledem k ventilačním ztrátám lopatkových stupňů. [10]

Dodávka tepla je stejně jako u protitlakové turbíny realizovaná ve formě páry nebo horké vody. Velikou výhodou je dodávka tepla v páře v různých tlakových úrovních. Pro technologické účely se většinou hodí pára o vysokém tlaku a pro ohřev vody se používá pára o nižším tlaku. I protitlakové nebo čistě kondenzační turbíny mají své neregulované odběry páry. Odebírají malé množství páry v průběhu expanze, nejčastěji na různých tlakových úrovních, a používají její zbylou energii například na předehřev a odplynění napájecí vody před kotlem (viz. podkapitola 2.1.4 Regenerace páry). Zapojení kondenzační parní turbíny s regulovaným odběrem páry pro dodávku tepla ve formě páry nebo horké vody je na obrázku 2.10. [10]



a) dodávka tepla v páře

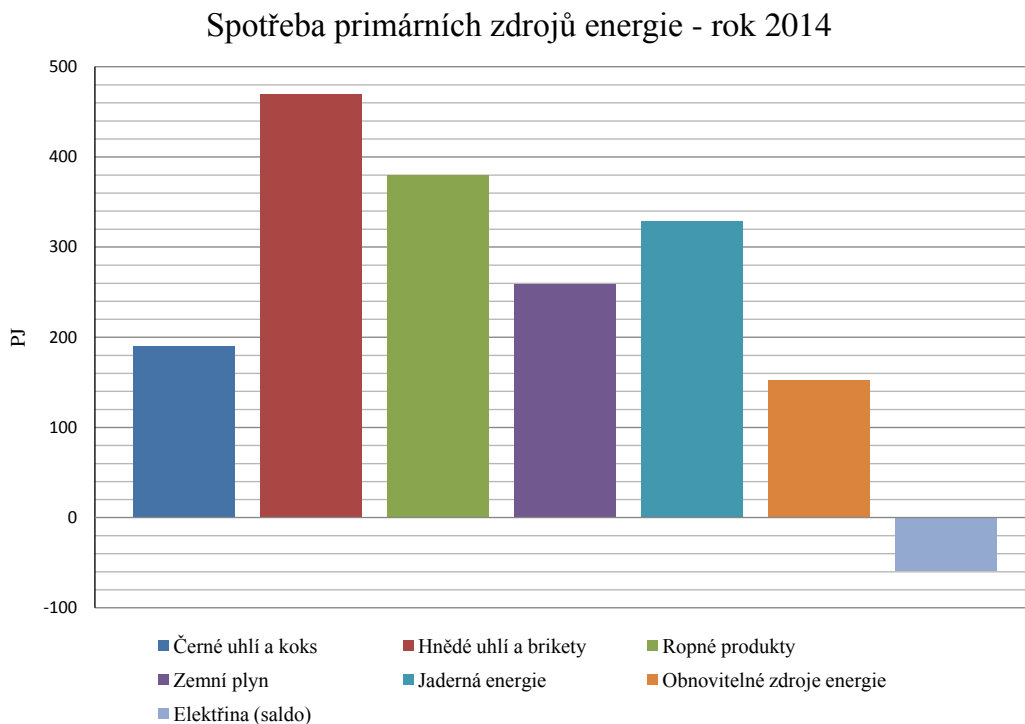
b) dodávka tepla v horké vodě

1 - parní kotel, 2 - kondenzační odběrová turbína, 3 - spotřebitel, 4 - napájecí čerpadlo, 5 - redukční stanice, 6 - kondenzátor, 7 - odplyňovač s napájecí nádrží, 8 - kondenzační čerpadlo, 9 - výměník tepla, 10 - oběhové čerpadlo

Obrázek 2.10: Zapojení parní turbíny s reg. odběrem (upraveno podle [4])

3 Palivo

Graf na obrázku 3.1 znázorňuje spotřebu primárních zdrojů energie v roce 2014. Je na něm vidět, že základním energetickým zdrojem v České republice je uhlí.



Obrázek 3.1: *Spotřeba zdrojů energie v ČR - rok 2014* [18]

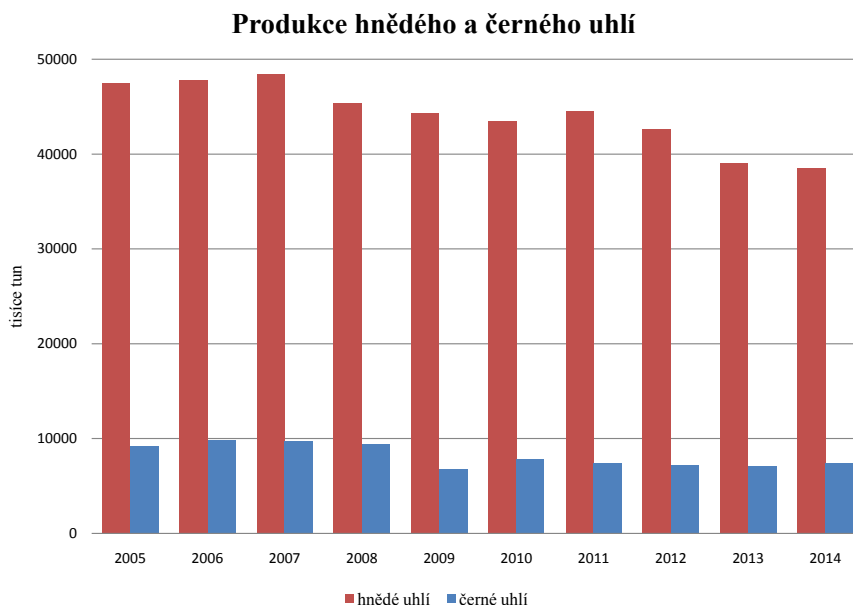
Poznámka: saldo - rozdíl mezi celkovým dovozem a celkovým vývozem, záporná hodnota značí o převaze vývozu

Uhlí je hořlavá hornina, řadící se mezi tuhá paliva, která je složena ze tří složek – hořlavina, popelovina a voda. Hořlavina je u tuhých a kapalných paliv složena z uhlíku, vodíku, síry, dusíku a kyslíku. Je nositelem tepla, které se uvolní oxidací těchto prvků. Uhlí se vyskytuje v několika formách a dělí se podle geologického stáří na antracit, černé uhlí, hnědé uhlí, lignit a rašelinu. V každé své formě má jiné vlastnosti, ale většinou platí, že starší uhlí má vyšší výhřevnost a menší podíl prchavé hořlaviny. [4]

Výhřevnost udává množství tepla uvolněné dokonalým spálením 1 kg paliva a voda je obsažená ve spalínách ve formě vodní páry. Podíl prchavé hořlaviny je důležitou vlastností uhlí, protože je to část hořlaviny, která napomáhá vznícení paliva a stabilizuje spalovací proces. Pokud prchavá hořlavina uvolněná z paliva nestihne vyhořet ve spalovací komoře kotle, unikají komínem spolu se spalínami hořlavé plyny a tím vzniká ztráta kotle chemickým nedopalem. [4]

Popelovina s vodou se v uhlí většinou považují za přítěž. Obsah vody snižuje výhřevnost paliva, vlhké palivo se lepí a způsobuje problémy v dopravních cestách. Z popeloviny vzniká po spálení tuhý zbytek, tzv. popel. Pro stavbu a provoz kotle jsou důležité charakteristické teploty popele určující, kdy se začne popel v kotli nalepovat a tím ho zanášet. [4]

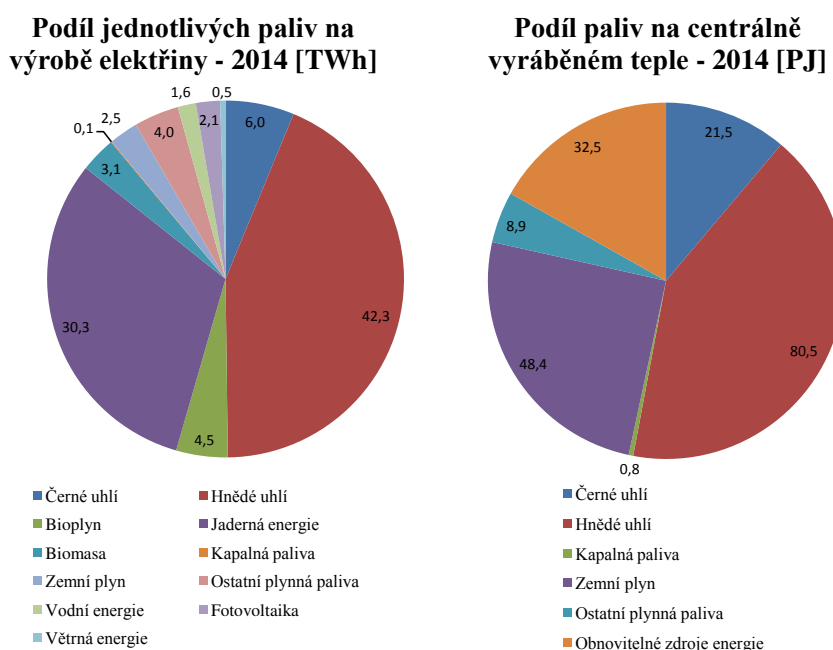
Množství vytěženého uhlí na území ČR z let 2005–2014 je znázorněno na obrázku 3.2.



Obrázek 3.2: *Produkce uhlí* [21]

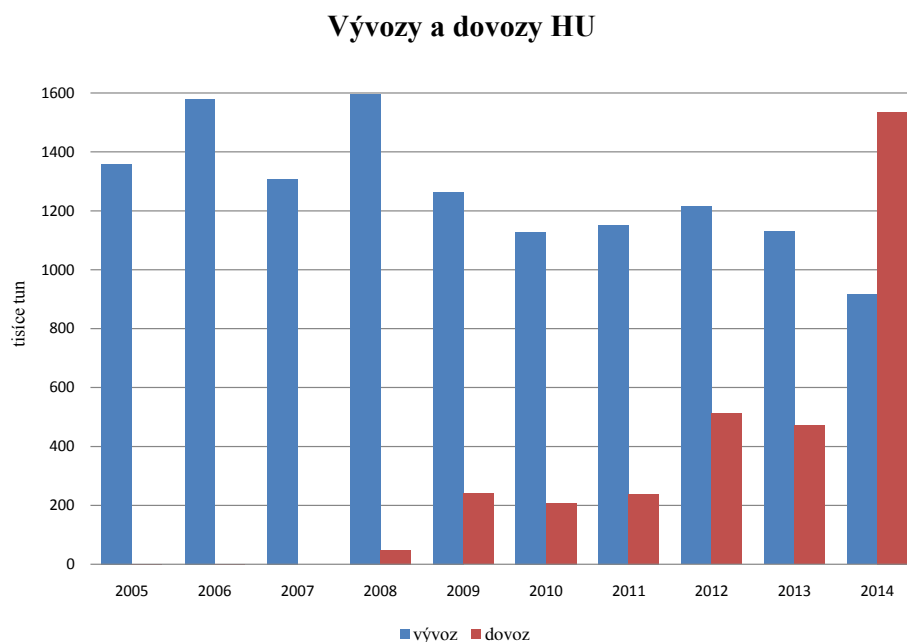
3.1 Hnědé uhlí

Jak je z obrázku 3.3 patrné, hnědé uhlí (HU) je v České republice dlouhodobě nejvýznamnějším zdrojem energie při výrobě elektřiny a pro centrální zásobování teplem.



Obrázek 3.3: *Palivová základna výroby elektřiny a centrálně vyráběného tepla - 2014* [16], [17]

Důvodem velikého zastoupení HU v palivové základně republiky jsou faktory historické a ekonomické. Mezi historické důvody patří výskyt zásob HU na území ČR (zejména Ústecký a Karlovarský kraj), následné investice do technologií pro jeho těžbu a dlouhodobé zkušenosti provozovatelů energetických zařízení spalujících HU. Ekonomickým faktorem je cena HU. Díky těžbě na území ČR a relativně krátkým dopravním cestám ke spotřebitelům jsou náklady na výrobu elektřiny a tepla pro CZT nižší, než z jiných konkurenčních zdrojů. Česká republika je plně soběstačná v krytí poptávky po HU a dokonce je jeho dlouhodobým vývozcem. Graf na obrázku 3.4 ilustruje poměr vývozu a dovozu HU z let 2005–2014. [13]



Obrázek 3.4: *Poměr vývozu a dovozu HU* [19], [20]

V grafu je počítáno také s briketami z hnědého uhlí a s částečným množstvím lignitu. Až v roce 2014 se situace otočila a dováží se větší množství hnědého uhlí než je vyváženo. Hlavním dovozcem je společnost Energetický a průmyslový holding, a.s. (EPH), která vlastní německý důl Mibrag. Hnědým uhlím z Německa zásobuje zejména svou elektrárnu v Opatovicích nad Labem. Dovážené uhlí nedosahuje stejné kvality jako uhlí domácí, ale provozovatelé velikých energetických zařízení se jeho horším vlastnostem při spalování přizpůsobili úpravou svých spalovacích technologií. Podle německé energetické strategie *Energiewende* plánuje Německo na svém území omezovat uhelné elektrárny. V rámci této strategie se objevil předpoklad, že by se do budoucna mohlo zvýšit množství dováženého HU a tím také dovozní závislost ČR. Koncem roku 2015 společnost EPH zastavila dovoz hnědého uhlí z německého dolu Mibrag. [13], [15]

V tabulkách 3.1 jsou parametry hnědého uhlí a tabulka 3.2 uvádí prvkové složení hořlaviny hnědého uhlí z dolu Mibrag.

Tabulka 3.1: Parametry HU Mibrag (zrnitost 0-50 mm) [14]

Výhřevnost	10,0	[MJ/kg]
Spalné teplo	28,0	[MJ/kg]
Obsah vody	52,0	[% hm.]
Obsah popela	16,0	[% hm.]
Obsah síry	3,6	[% hm.]
Prchavá hořlavina	61,7	[% hm.]
Obsah uhlíku	29,3	[% hm.]

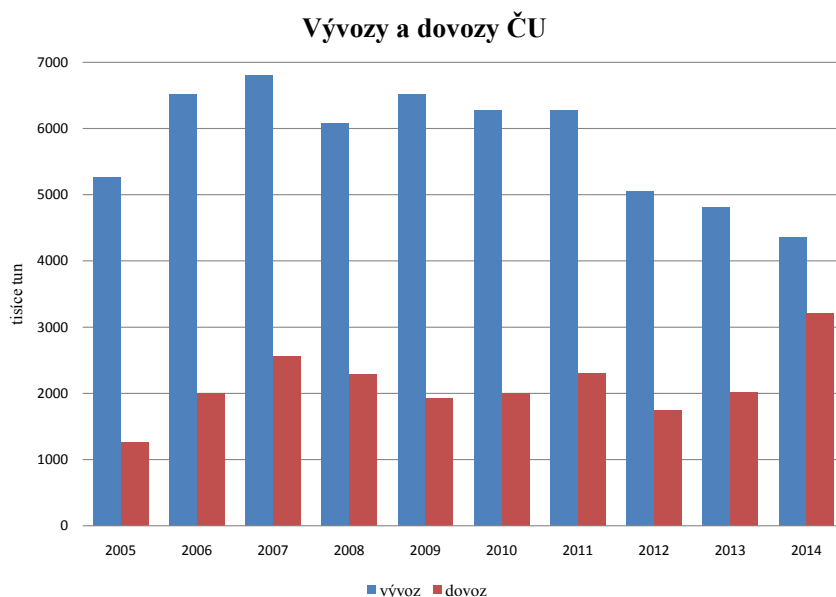
Tabulka 3.2: Prvkové složení hořlaviny HU Mibrag [14]

Uhlík	71,3	[% hm.]
Kyslík	17,3	[% hm.]
Vodík	6,2	[% hm.]
Síra	4,5	[% hm.]
Dusík	0,5	[% hm.]

3.2 Černé uhlí

Jako spolehlivou náhradu za hnědé uhlí lze využít černé uhlí (ČU) a to nejen u velkých energetických zdrojů. Technologie na jeho spalování se bez drobných úprav neliší od té na spalování hnědého uhlí. Obecně vykazuje černé uhlí oproti hnědému větší výhřevnost, proto je považováno za energeticky kvalitnější palivo. V ČR je k dispozici zejména díky nalezištím v Ostravském kraji, ale roste jeho dostupnost z dovozu. Některé velké energetické zdroje přechází na spalování samotného ČU, ale větší počet provádí spoluspalování s HU (např. Elektrárna Opatovice, Synthesia Semtín, Teplárna Otrokovice a další). [13]

Na obrázku 3.5 jsou znázorněny vývozy a dovozy ČU z let 2005–2014.



Obrázek 3.5: Vývozy a dovozy ČU [19] [20]

4 Přiblížení výroby tepla a elektřiny ve společnosti Elektrárny Opatovice a. s.

Teplárna se nachází ve východních Čechách, mezi krajskými městy Hradec Králové a Pardubice, poblíž obce Opatovice nad Labem. Hlavním palivem je hnědé uhlí, které se do teplárny dováží pomocí vlakových souprav. Mimo výroby elektřiny teplárna zásobuje teplem obce Hradec Králové, Pardubice, Chrudim, Lázně Bohdaneč, Rybitví, Opatovice nad Labem a Čeperka. Teplárna má celkový svorkový výkon 363 MW_e a tepelný výkon 698 MW_t . [23]

Jmenovitý parní výkon kotelny (1500 t/hod) zajišťuje šest parních kotlů PG 230. P – parní, G – generátor a 230 označuje parní výkon kotle (jmenovitý parní výkon kotle je 250 t/hod). Všechny šest kotlů je vyvedeno do společné vysokotlaké sběrné přehřáté páry o tlaku $9,5 \text{ MPa}$. To umožňuje teplárně provoz libovolného kotle s libovolnou turbínou. Kotle jsou vyrobeny v roce 1960 a o dodání se postaraly Vítkovické železářny. V roce 2015 proběhl na kotlích K1, K3, K5 a K6 retrofit provedený společností SES Tlmače a.s. [23]

V kotlích se spaluje hnědé uhlí. Každý kotel má čtyři mlýnské okruhy navržené tak, aby byl kotel schopný plného výkonu při chodu pouze tří z nich. Namletý uhelný prach je unášen spalovacím vzduchem do spalovací komory, kde ve vznosu hoří. Stěny kotle jsou tvořeny systémem varnic, ve kterých se tvoří pára. Kotel PG 230 je vodotrubný bubnový kotel s přirozeným oběhem vody. Pro zapalování a stabilizaci plamene je tento typ kotle vybaven hořáky na lehký topný olej. [23]

K výrobě elektřiny je k dispozici šest parních turbíny pohánějící elektrické generátory – dohromady tzv. turbogenerátor (TG). Turbogenerátory TG1, TG2 a TG4 o výkonu 60 MW_e jsou kondenzačního typu a slouží pouze k výrobě elektřiny. TG5, také o výkonu 60 MW_e , pracuje s protitlakovou parní turbínou. Pára z protitlaku slouží pro první stupeň ohřevu oběhové vody v základním ohříváku ZO1. Turbogenerátory TG3 a TG6 jsou opět kondenzačního typu, ale jsou vybaveny regulovanými odběry páry. TG6 má výkon na svorkách generátoru 63 MW_e . Pára z regulovaného odběru je použita pro druhý stupeň ohřevu oběhové vody v základním ohříváku ZO2. [23]

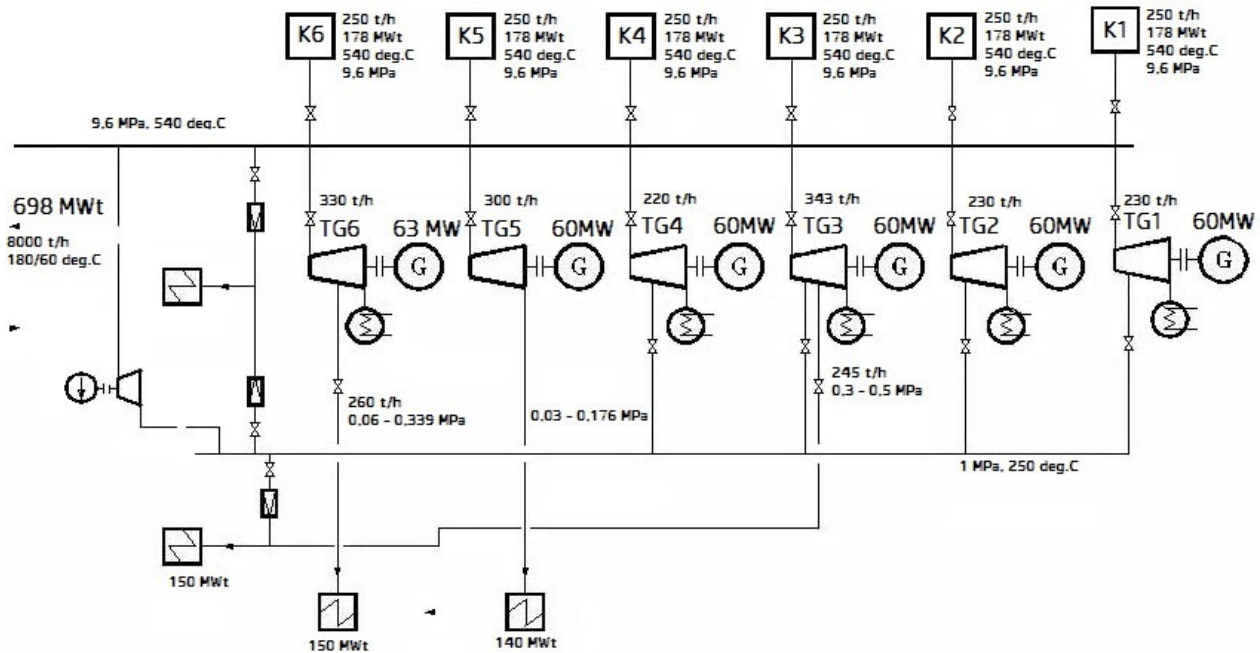
Všechny turbíny v EOP kromě turbíny TG3 jsou vyrobené společností Škoda Plzeň a.s. Turbína TG3 je vyrobená společností První brněnská strojárna a.s. Její svorkový výkon je 60 MW_e a pára odebíraná z regulovaného odběru je použita pro poslední stupeň ohřevu oběhové vody ve špičkových ohřívácích (ŠO). Dodávka tepla do teplárenské soustavy je provedena ve formě horké vody s projektovou teplotou $180/60 \text{ }^\circ\text{C}$. [23]

Chlazení kondenzátorů je průtočné a provádí se vodou z řeky Labe. Je možné využít chladících věží, které jsou dimenzovány na plný výkon dvou kondenzačních bloků. [23]

5 Analýza současného stavu

Bakalářská práce se opírá o data společnosti EOP a.s., která reprezentují průměrná data za rok 2014. Na těchto reálných datech je provedena analýza stavu teplárny za rok 2014. Pro lepší názornost je provedena i analýza stavu teplárny pouze pro prosinec roku 2014.

Na obrázku 5.1 je zjednodušené parní schéma elektrárny Opatovice.



Obrázek 5.1: Zjednodušené parní schéma elektrárny Opatovice [23]

Jak je z obrázku 5.1 patrné kotle K1 až K6 generují páru do společné sběrný páry na tlakové úrovni 9,6 MPa. Ta zásobuje párou turbogenerátory TG1 až TG6 pohánějící elektrické generátory. První stupeň základního ohřevu oběhové vody zajišťuje pára z protitlaku TG5. Druhý stupeň základního ohřevu oběhové vody je provedený párou z regulovaného odběru TG6 a poslední špičkový ohřev je umožněný pomocí páry z regulovaného odběru TG3. Turbogenerátory TG1 až TG4 jsou vybavené odběry páry do společné sběrnice na tlakové úrovni 1 MPa, který může zásobovat párou poslední špičkový ohřívák oběhové vody.

Podrobnější schéma elektrárny Opatovice je uvedeno v příloze 1.

5.1 Kotelna

Reálná data jsou uvedená v tabulkách 5.1 a 5.2. Pro každý kotel K1 až K6 byl poskytnutý provozní čas τ [hod], teplota přehřáté páry t_{PP} [°C], tlak přehřáté páry p_{PP} [MPa], entalpie přehřáté páry i_{pp} [kJ/kg], množství přehřáté páry M_{pp} [t], teplota napájecí vody t_{NV} [°C], tlak napájecí vody p_{NV} [MPa], entalpie napájecí vody i_{NV} [kJ/kg], množství napájecí vody M_{NV} [t], entalpie odluhu i_{OD} [kJ/kg], množství odluhu M_{OD} [t], teplo v palivu dodané do kotle $\dot{Q}_{pal}$ [GJ] a vlastní spotřeba elektřiny E_{vs} [MWh]. Tato data byla použita jako vstupní hodnoty do provedených výpočtů. V prosinci roku 2014 byl kotel K6 mimo provoz, proto není do prosincových výpočtů zahrnutý.

Tabulka 5.1: Hodnoty kotelny za prosinec 2014 (upraveno podle [23])

			K1	K2	K3	K4	K5	K6
	τ	hod	693	689	678	691	708	0
přehřátá pára	t_{PP}	°C	529,6	530,1	528,7	530,2	526,3	0,0
	p_{PP}	MPa	9,56	9,52	9,51	9,54	9,49	0,00
	i_{PP}	kJ/kg	3 456,57	3 458,32	3 454,85	3 458,15	3 449,11	0,00
	M_{PP}	t	127 396	125 797	121 514	132 319	134 754	0
	$\dot{M}_{PP}$	kg/s	51,06	50,72	49,78	53,19	52,87	0,00
napájecí voda	t_{NV}	°C	181,0	175,2	183,1	176,5	177,7	0,0
	p_{NV}	MPa	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	0,00
	i_{NV}	kJ/kg	774,14	749,00	783,41	754,77	759,98	0,00
	M_{NV}	t	128 033	126 426	122 121	132 980	135 427	0
	$\dot{M}_{NV}$	kg/s	51,32	50,97	50,03	53,46	53,13	0,00
odluh	i_{OD}	kJ/kg	2 735,04	2 735,82	2 735,96	2 735,50	2 736,35	0,00
	M_{OD}	t	637	629	608	662	674	0
	$\dot{M}_{OD}$	kg/s	0,26	0,25	0,25	0,27	0,26	0,00
palivo	Q_{pal}	GJ	392 195	391 159	372 555	410 534	415 891	0
	$\dot{Q}_{pal}$	MW	157,21	157,70	152,64	165,03	163,17	0,00
vlastní spotřeba	E_{vs}	MWh	1 039,85	1 143,60	1 234,94	1 179,22	1 125,17	0,00

Tabulka 5.2: Hodnoty kotelny za rok 2014 (upraveno podle [23])

			K1	K2	K3	K4	K5	K6
	τ	hod	7 681	7 836	7 743	7 568	6 975	3 200
přehřátá pára	t_{PP}	°C	529,2	529,6	529,0	528,3	526,6	526,8
	p_{PP}	MPa	9,53	9,50	9,51	9,53	9,50	9,55
	i_{PP}	kJ/kg	3455,90	3457,03	3455,48	3453,55	3449,72	3449,55
	M_{PP}	t	1 339 915	1 360 377	1 340 020	1 323 532	1 215 811	554 461
	$\dot{M}_{PP}$	kg/s	48,46	48,22	48,07	48,58	48,42	48,13
napájecí voda	t_{NV}	°C	173,0	185,0	181,6	184,7	173,8	180,3
	p_{NV}	MPa	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
	i_{NV}	kJ/kg	739,87	791,75	777,03	790,38	743,16	771,36
	M_{NV}	t	1 346 614	1 367 179	1 346 720	1 330 150	1 221 890	557 233
	$\dot{M}_{NV}$	kg/s	48,70	48,47	48,31	48,82	48,66	48,37
odluh	i_{OD}	kJ/kg	2735,57	2736,10	2735,88	2735,65	2736,16	2735,18
	M_{OD}	t	6 700	6 802	6 700	6 618	6 079	2 772
	$\dot{M}_{OD}$	kg/s	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
palivo	Q_{pal}	GJ	4 182 587	4 165 651	4 123 946	4 049 609	3 781 570	1 706 326
	$\dot{Q}_{pal}$	MW	151,26	147,67	147,95	148,64	150,60	148,12
vlastní spotřeba	E_{vs}	MWh	12 295,72	12 729,94	13 337,73	12 157,53	10 801,40	4 428,94

Vyhodnocení:

- Výkon kotle $\dot{Q}_{kotle}$ [8]:

$$\dot{Q}_{kotle} = \dot{M}_{PP} \cdot (i_{PP} - i_{NV}) + \dot{M}_{OD} \cdot (i_{OD} - i_{NV}) \quad [\text{kW}] \quad (5.1)$$

kde $\dot{M}_{PP}$ [kg/s] je hmotnostní tok přehřáté páry, i_{PP} [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry, i_{NV} [kJ/kg] je entalpie napájecí vody, i_{OD} [kJ/kg] je entalpie odluhu kotle a $\dot{M}_{OD}$ [kg/s] je hmotnostní tok odluhu.

- Účinnost kotle η [8]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{kotle}}{\dot{Q}_{pal}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.2)$$

kde $\dot{Q}_{pal}$ [MW] je teplo v palivu přivedené do kotle.

- Měrná spotřeba elektřiny na výrobu tepla E_t :

$$E_t = \frac{E_{vs}}{Q_{kotle}} \quad \left[\frac{\text{MWh}}{\text{TJ}} \right] \quad (5.3)$$

kde E_{vs} [MWh] je vlastní spotřeba elektřiny na provoz vzduchových a kouřových ventilátorů kotle a na provoz mlýnských okruhů kotle. Q_{kotle} [TJ] je množství tepla, které kotel vygeneroval ve formě přehřáté páry a zjistíme ho jednoduchým výpočtem:

$$Q_{kotle} = \dot{Q}_{kotle} [\text{MW}] \cdot \tau [\text{s}] \cdot 10^{-6} \quad [\text{TJ}] \quad (5.4)$$

kde τ [s] je provozní čas kotle a je potřeba dosazovat v sekundách.

Vzorový výpočet:

Vzorový výpočet je proveden na kotli K1 v prosinci 2014. Do předchozích vztahů je třeba dosazovat ve správných jednotkách, proto se pro některé hodnoty z tabulky 5.1 provede následující úprava:

$$\dot{M}_{PP} = \frac{M_{PP}}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{127396}{693} \cdot \frac{1000}{3600} = 51,06 [\text{kg/s}]$$

$$\dot{M}_{OD} = \frac{M_{OD}}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{637}{693} \cdot \frac{1000}{3600} = 0,26 [\text{kg/s}]$$

$$\dot{Q}_{pal} = \frac{Q_{pal}}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{392195}{693} \cdot \frac{1000}{3600} = 157,21 [\text{MW}]$$

Pro zbylé kotle je úprava hodnot stejná. O tyto výsledky je rozšířená tabulka 5.1. Takto upravené hodnoty už můžeme dosadit do rovnice (5.1) a tím zjistíme průměrný výkon kotle $\dot{Q}_{kotle(K_1)}$:

$$\dot{Q}_{kotle(K_1)} = 51,06 \cdot (3456,57 - 774,14) + 0,26 \cdot (2735,04 - 774,14) = 137\,477,89 [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_{kotle(K_1)} = 137,48 [\text{MW}]$$

Dalším krokem je výpočet účinnosti kotle η podle rovnice (5.2):

$$\eta_{K_1} = \frac{137,48}{157,21} \cdot 100 = 87,45 [\%]$$

Pro výpočet měrné spotřeby elektřiny na výrobu tepla je nejdříve třeba zjistit množství tepla vygenerovaného kotlem Q_{kotle} podle rovnice (5.4):

$$Q_{kotle(K_1)} = 137,48 \cdot 693 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 342,98 \text{ [TJ]}$$

Měrná spotřeba elektřiny na výrobu tepla E_t po dosazení do rovnice (5.3) vypadá následovně:

$$E_{t(K_1)} = \frac{1039,85}{342,98} = 3,032 \left[\frac{\text{MWh}}{\text{TJ}} \right]$$

Výše zmíněný postup se opakuje pro zbylé kotle. Výsledky výpočtů jsou shrnuté v tabulce 5.3.

Tabulka 5.3: Výsledné hodnoty - kotelna
Prosinec 2014

		K1	K2	K3	K4	K5	K6
$\dot{Q}_{kotle}$	MW	137,48	137,91	133,48	144,32	142,70	0
η	%	87,45	87,45	87,45	87,45	87,45	0
Q_{kotle}	TJ	342,98	342,07	325,80	359,02	363,70	0
E_t	$\frac{\text{MWh}}{\text{TJ}}$	3,032	3,343	3,790	3,285	3,094	0

		K1	K2	K3	K4	K5	K6
$\dot{Q}_{kotle}$	MW	132,09	129,00	129,23	129,85	131,53	129,38
η	%	87,33	87,36	87,35	87,36	87,34	87,35
Q_{kotle}	TJ	3652,63	3639,00	3602,30	3537,67	3302,78	1490,40
E_t	$\frac{\text{MWh}}{\text{TJ}}$	3,366	3,498	3,703	3,437	3,270	2,972

Na prosincové bilanci v tabulce 5.3 je vidět, že ačkoliv byly všechny kotle provozované na různé výkonové hladině, mají shodnou účinnost $\eta_{K_1} = \eta_{K_2} = \eta_{K_3} = \eta_{K_4} = \eta_{K_5} = 87,45\%$ a $\eta_{K_6} = 0\%$ (kotel K6 byl v prosinci 2014 mimo provoz). Shodné účinnosti jsou důsledkem průměrných vstupních hodnot. Z tabulky 5.3 také plyne, že kotel K1 má nejnižší měrnou spotřebu elektřiny na výrobu tepla $E_{t(K_1)} = 3,032 \text{ MWh/TJ}$. To znamená, že ze všech funkčních kotlů v prosinci 2014 pracuje kotel K1 s nejvyšší efektivitou. Naopak kotel K3 dosahoval v prosinci 2014 nejvyšší měrné spotřeby elektřiny $E_{t(K_3)} = 3,790 \text{ MWh/TJ}$ a byl nejméně efektivní.

V bilanci pro celý rok 2014 se ukazují jen minimální rozdíly v účinnostech všech kotlů $\eta_{K_i} \in < 87,33\%; 87,36\% >$. Jak je z výsledků patrné, hodnoty se liší pouze v řádu setin, což je způsobeno průměrnými vstupními hodnotami. Z tabulky 5.3 vyplývá, že nejvyšší efektivitu měl v roce 2014 kotel K6 s nejnižší měrnou spotřebou elektřiny na výrobu tepla $E_{K_6} = 2,972 \text{ MWh/TJ}$. V tomto ohledu se opět nejméně efektivní ukázal kotel K3 s měrnou spotřebou elektřiny $E_{K_3} = 3,703 \text{ MWh/TJ}$.

5.2 Strojovna

V tabulce 5.4 jsou reálná průměrná data z provozu strojovny za prosinec 2014. Tabulka 5.5 reprezentuje průměrná data za celý rok 2014. Opět bude provedena analýza za celý rok 2014 a zvlášť pro prosinec roku 2014.

Tabulka 5.4: Hodnoty strojovny za prosinec 2014 (upraveno podle[23])

			TG1	TG2	TG3	TG4	TG5	TG6
	τ	hod	504	558	686	451	744	744
přehřátá pára	t_{PP}	°C	526,5	525,9	526,6	529,9	526,1	527,7
	p_{PP}	MPa	9,24	9,24	9,30	9,20	9,06	9,29
	i_{PP}	kJ/kg	3451,27	3449,57	3450,78	3460,18	3452,06	3453,62
	M_{PP}	t	60 855	66 583	132 244	53 743	190 495	110 312
	$\dot{M}_{PP}$	kg/s	33,54	33,15	53,55	33,10	71,12	41,19
2. odběr	p_2	MPa	-	-	-	-	-	0,10
	i_2	kJ/kg	-	-	-	-	-	2 766,80
	M_2	t	-	-	-	-	-	45 083
	$\dot{M}_2$	kg/s	-	-	-	-	-	16,83
3. odběr	p_3	MPa	-	-	0,60	-	-	-
	i_3	kJ/kg	-	-	2 813,56	-	-	-
	M_3	t	-	-	35 860	-	-	-
	$\dot{M}_3$	kg/s	-	-	14,52	-	-	-
4. odběr	p_4	MPa	1,00	1,00	1,00	1,00	-	-
	i_4	kJ/kg	2 876,51	2 876,51	2 876,51	2 876,51	-	-
	M_4	t	97	107	170	88	-	-
	$\dot{M}_4$	kg/s	0,05	0,05	0,07	0,05	-	-
protitlak	p_P	MPa	-	-	-	-	0,1	-
	i_P	kJ/kg	-	-	-	-	2 685,82	-
	M_P	t	-	-	-	-	162 233	-
	$\dot{M}_P$	kg/s	-	-	-	-	60,57	-
emisní pára	p_k	MPa	0,007	0,007	0,007	0,007	-	0,007
	x	-	0,88	0,88	0,88	0,88	-	0,92
	M_k	t	60758	66476	96214	53655	-	65299
výroba elektřiny	E	MWh	17 183,1	18 896,0	29 975,3	15 466,0	41 128,3	27 305,7
výkon generátoru	P_{sv}	MW	34,1	33,9	43,7	34,3	55,3	36,7
vlastní spotřeba	E_{vs}	MWh	144,3	196,6	230,6	180,1	164,2	170,2

Tabulka 5.5: Hodnoty strojovny za rok 2014 (upraveno podle [23])

			TG1	TG2	TG3	TG4	TG5	TG6
	τ	hod	7 084	8 002	8 047	7 146	8 192	6 058
přehřátá pára	t_{PP}	°C	524,9	526,2	526,6	528,1	524,8	526,2
	p_{PP}	MPa	9,18	9,23	9,25	9,18	9,12	9,35
	i_{PP}	kJ/kg	3 447,76	3 450,53	3 451,38	3 455,82	3 448,10	3 449,11
	M_{PP}	t	1 098 651	1 092 061	1 614 092	873 816	1 352 496	853 317
	$\dot{M}_{PP}$	kg/s	43,08	37,91	55,72	33,97	45,86	39,13
2. odběr	p_2	MPa	-	-	-	-	-	0,10
	i_2	kJ/kg	-	-	-	-	-	2 752,45
	M_2	t	-	-	-	-	-	92 583
	$\dot{M}_2$	kg/s	-	-	-	-	-	4,25
3. odběr	p_3	MPa	-	-	0,60	-	-	-
	i_3	kJ/kg	-	-	2 795,86	-	-	-
	M_3	t	-	-	342 633	-	-	-
	$\dot{M}_3$	kg/s	-	-	11,83	-	-	-
4. odběr	p_4	MPa	1,00	1,00	1,00	1,00	-	-
	i_4	kJ/kg	2 876,51	2 876,51	2 876,51	2 876,51	-	-
	M_4	t	1 383	1 235	1 541	929	-	-
	$\dot{M}_4$	kg/s	0,05	0,04	0,05	0,04	-	-
protitlak	p_P	MPa	-	-	-	-	0,1	-
	i_P	kJ/kg	-	-	-	-	2 682,93	-
	M_P	t	-	-	-	-	1 352 496	-
	$\dot{M}_P$	kg/s	-	-	-	-	45,86	-
emisní pára	p_k	MPa	0,007	0,007	0,007	0,007	-	0,007
	x	-	0,88	0,88	0,88	0,88	-	0,92
	M_k	t	1 097 268	1 090 826	1 269 918	872 888	-	760 734
výroba elektřiny	E	MWh	309 454,2	303 998,5	387 762,2	246 434,5	280 483,4	232 491,6
výkon generátoru	P_{sv}	MW	43,7	38,0	48,2	34,5	34,2	38,4
vlastní spotřeba	E_{vs}	MWh	2 527,4	2 673,6	2 859,2	2 110,7	1 438,9	2 624,4

Mezi sledované veličiny patří τ [hod] je provozní čas jednotlivých turbín, t_{PP} [°C] teplota přehřáté páry, p_{PP} [MPa] tlak přehřáté páry, i_{PP} [kJ/kg] entalpie přehřáté páry, M_{PP} [t] množství přehřáté páry, t_2 [°C] teplota druhého odběru, p_2 [MPa] tlak druhého odběru, i_2 [kJ/kg] entalpie druhého odběru, M_2 [t] množství páry v druhém odběru, t_3 [°C] teplota třetího odběru, p_3 [MPa] tlak třetího odběru, i_3 [kJ/kg] entalpie třetího odběru, M_3 [t] množství páry v třetím odběru, t_4 [°C] teplota čtvrtého odběru, p_4 [MPa] tlak čtvrtého odběru, i_4 [kJ/kg] entalpie čtvrtého odběru, M_4 [t] množství páry ve čtvrtém odběru, t_p [°C] teplota páry v protitlaku, p_p [MPa] tlak páry v protitlaku, i_p [kJ/kg] entalpie páry v protitlaku, M_p [t] množství páry v protitlaku, p_k [MPa] tlak emisní páry, M_k [t] množství emisní páry, E [MWh] je vyrobená elektřina za dané časové období, E_{vs} [MWh] je vlastní spotřeba elektřiny, P_{sv} [MW] je elektrický výkon generátoru a x [–] je suchost emisní páry.

Pro další porovnání turbín byla po dohodě s vedoucím práce zvolena jednotná hodnota suchosti páry za posledním stupněm TG1 až TG4 na úrovni $x = 0,88$. Pouze pro TG6 byla z důvodu vyšší teploty emisní páry zvolena hodnota $x = 0,915$. TG5 je protitlaká parní turbína, proto se po skončení expanze v protitlaku nachází stále přehřátá pára.

Vyhodnocení:

- Vnitřní termodynamická účinnost η_{tdi} [22]:

$$\eta_{tdi} = \frac{h_i}{h_{iz}} = \frac{i_{PP} - i_k}{i_{PP} - i_{k(iz)}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.5)$$

kde h_i [kJ/kg] je entalpický spád na skupině stupňů turbíny, h_{iz} [kJ/kg] je izoentropický entalpický spád na skupině stupňů turbíny, i_{PP} [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry vstupující do turbíny, i_k [kJ/kg] je entalpie páry po skutečné expanzi v turbíně a $i_{k(iz)}$ [kJ/kg] je entalpie páry po izoentropické expanzi v turbíně.

- Součinitel zpětného využití ztrát, tzv. *reheat factor* $(1 + f)$ [3]:

$$(1 + f) = \frac{\sum_{j=1}^n h_{izj}}{H_{iz}} \quad [-] \quad (5.6)$$

kde H_{iz} [kJ/kg] je izoentropický spád na celou turbínu a spočítá se podle vztahu:

$$H_{iz} = i_{PP} - i_{c(iz)} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5.7)$$

kde $i_{c(iz)}$ [kJ/kg] je entalpie páry po izoentropické expanzi na celé turbíně.

- Mechanická účinnost turbíny η_m [3]:

$$\eta_m = \frac{P_{sv}}{\dot{M}_{PP} \cdot a^T \cdot \eta_{el}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.8)$$

kde $\dot{M}_{PP}$ [kg/s] je hmotnostní průtok páry protékající turbínou, P_{sv} [kW] je elektrický výkon na svorkách generátoru, η_{el} [%] je účinnost elektrického generátoru, a^T [kJ/kg] je měrná mechanická práce na hřídeli turbíny, kterou lze spočítat ze vztahu [4]:

$$a^T = h_0 + (1 - \alpha_1) \cdot h_1 + \dots + (1 - \alpha_1 - \dots - \alpha_i) \cdot h_i \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5.9)$$

kde $\alpha_i = \frac{\dot{M}_{oi}}{\dot{M}}$ [–] je poměrný odběr páry a $h_i = i_{0i} - i_{1i}$ [kJ/kg] jsou entalpické spády na částech turbíny mezi odběry páry. [4]

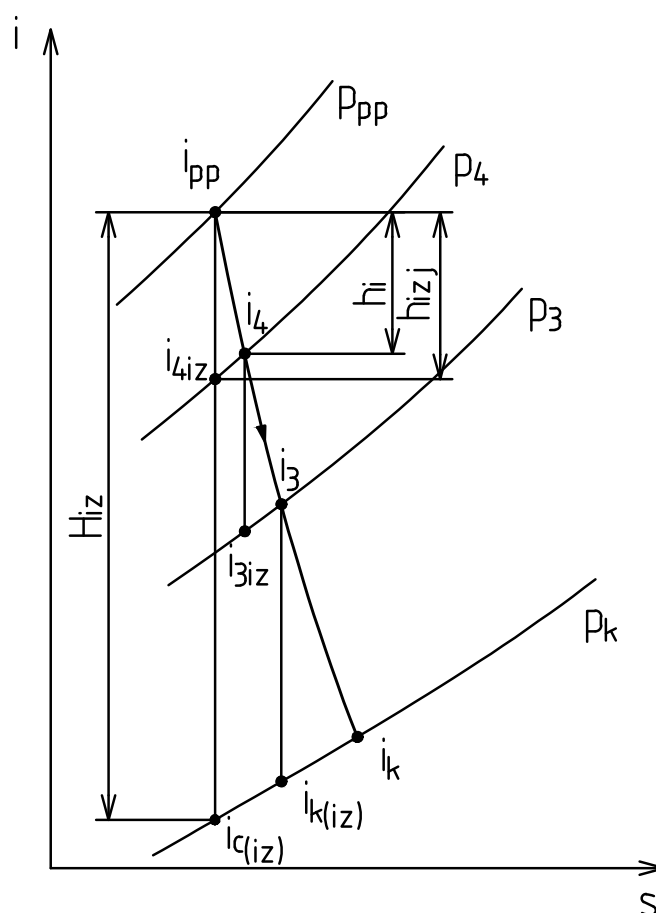
– Měrná spotřeba elektřiny na výrobu elektřiny E_E :

$$E_E = \frac{E_{vs}}{E} \quad \left[\frac{\text{MWh}}{\text{MWh}} \right] \quad (5.10)$$

kde E_{vs} [MWh] je vlastní spotřeba elektřiny na pohon chladících čerpadel, čerpadel kondenzátu a vývěv. E [MWh] je celkové množství vyrobené elektřiny v daném časovém období.

Vzorový výpočet:

Vzorový výpočet je proveden pro turbínu TG3 za prosinec 2014. Jedná se o turbínu se dvěma odběry. Na obrázku 5.2 je znázorněná expanze páry v turbíně TG3. Kvůli odběrům páry během expanze je potřeba turbínu rozdělit na jednotlivé části a počítat každou část zvlášť. V případě TG3 bude turbína rozdělená na tři části. Před samotným výpočtem je nejprve potřeba zjistit hodnoty entalpií a entropií páry v jednotlivých bodech expanze. Pro odečtení těchto hodnot byly použity parní tabulky X Steam Tables pro Microsoft Excel [24].



Obrázek 5.2: Expanze páry v turbíně TG3 (vlastní zpracování)

- Entropie přehřáté páry s_{PP} jako funkce tlaku a teploty přehřáté páry:

$$s_{PP} = f(p_{PP}; t_{PP}) = 6,7268 \text{ [kJ/kg/K]}$$

- Entalpie páry po izoentropické expanzi v první části i_{4iz} :

$$i_{4iz} = f(p_4; s_{PP}) = 2843,18 \text{ [kJ/kg]}$$

- Entropie páry prvního odběru s_4 :

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 6,7953 \text{ [kJ/kg/K]}$$

- Entalpie páry po izoentropické expanzi v druhé části i_{3iz} :

$$i_{3iz} = f(p_3; s_4) = 2771,88 \text{ [kJ/kg]}$$

- Entropie páry druhého odběru s_3 :

$$s_3 = f(p_3; i_3) = 6,8885 \text{ [kJ/kg/K]}$$

- Entalpie páry po izoentropické expanzi v třetí části $i_{k(iz)}$:

$$i_{k(iz)} = f(p_k; s_3) = 2139,10 \text{ [kJ/kg]}$$

- Entalpie páry odcházející do kondenzátoru i_k . Entalpie páry odcházející do kondenzátoru pak bude funkcí tlaku páry její suchosti:

$$i_k = f(p_k; x) = 2282,75 \text{ [kJ/kg]}$$

- Entalpie páry po izoentropické expanzi v celé turbíně $i_{c(iz)}$, která je funkcí tlaku v kondenzátoru a entropie přehřáté páry:

$$i_{c(iz)} = f(p_k; s_{PP}) = 2088,62 \text{ [kJ/kg]}$$

Stejný postup se provede pro zbylé turbíny (s výjimkou TG5) a to za prosinec 2014 a i v roční bilanci. TG5 je protitlaká parní turbína, což znamená, že pára z turbíny neodchází do kondenzátoru, a proto budou pro výpočty použity v tabulkách 5.4 a 5.5 hodnoty z části „protitlak”. Výsledky výpočtů jsou uvedené v tabulce 5.6.

Tabulka 5.6: Hodnoty odečtené z X Steam Tables [24]

		TG1	TG2	TG3	TG4	TG5	TG6
Prosinec 2014							
s_{PP}	kJ/kg/K	6,7303	6,7282	6,7268	6,7433	6,7398	6,7309
i_{4iz}	kJ/kg	2844,86	2843,83	2843,18	2851,10	-	-
s_4	kJ/kg/K	6,7953	6,7953	6,7953	6,7953	-	-
i_{3iz}	kJ/kg	-	-	2771,88	-	-	-
s_3	kJ/kg/K	-	-	6,8885	-	-	-
i_{2iz}	kJ/kg	-	-	-	-	-	2440,91
s_2	kJ/kg/K	-	-	-	-	-	7,5914
i_{Piz}	kJ/kg	-	-	-	-	2444,22	-
s_P	kJ/kg/K	-	-	-	-	7,3878	-
i_k	kJ/kg	2282,75	2282,75	2282,75	2282,75	-	2367,04
$i_{k(iz)}$	kJ/kg	2110,01	2110,01	2139,10	2110,01	-	2358,50
$i_{c(iz)}$	kJ/kg	2089,72	2089,05	2088,62	2093,77	2444,22	2089,91
Rok 2014							
s_{PP}	kJ/kg/K	6,7284	6,7297	6,7297	6,7384	6,7316	6,7221
i_{4iz}	kJ/kg	2843,93	2844,57	2844,58	2848,76	-	-
s_4	kJ/kg/K	6,7953	6,7953	6,7953	6,7953	-	-
i_{3iz}	kJ/kg	-	-	2771,88	-	-	-
s_3	kJ/kg/K	-	-	6,8494	-	-	-
i_{2iz}	kJ/kg	-	-	-	-	-	2437,62
s_2	kJ/kg/K	-	-	-	-	-	7,5568
i_{Piz}	kJ/kg	-	-	-	-	2441,17	-
s_P	kJ/kg/K	-	-	-	-	7,3801	-
i_k	kJ/kg	2282,75	2282,75	2282,75	2282,75	-	2367,04
$i_{k(iz)}$	kJ/kg	2110,01	2110,01	2126,90	2110,01	-	2347,70
$i_{c(iz)}$	kJ/kg	2089,12	2089,53	2089,54	2092,25	2441,17	2087,16

- Vnitřní termodynamickou účinnost jednotlivých skupin stupňů η_{tdi} se spočítá podle rovnice (5.3):

$$\eta_{tdiI} = \left(\frac{i_{PP} - i_4}{i_{PP} - i_{4iz}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{3450,78 - 2876,51}{3450,78 - 2843,18} \right) \cdot 100 = 94,50 [\%]$$

$$\eta_{tdiII} = \left(\frac{i_4 - i_3}{i_4 - i_{3iz}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{2876,51 - 2813,56}{2876,51 - 2771,88} \right) \cdot 100 = 60,17 [\%]$$

$$\eta_{tdiIII} = \left(\frac{i_3 - i_k}{i_3 - i_{k(iz)}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{2813,56 - 2282,75}{2813,56 - 2139,10} \right) \cdot 100 = 81,77 [\%]$$

– Podle rovnice (5.4) se dopočítá součinitel zpětného využití ztrát $(1 + f)$:

$$(1 + f) = \frac{(i_{PP} - i_{4iz}) + (i_4 - i_{3iz}) + (i_3 - i_{k(iz)})}{(i_{PP} - i_{c(iz)})}$$

$$(1 + f) = \frac{(3450,78 - 2843,18) + (2876,51 - 2771,88) + (2813,56 - 2139,10)}{(3450,78 - 2088,62)} = 1,02$$

– Pro výpočet mechanické účinnosti turbíny η_m je nejprve nutné spočítat poměrné odběry páry z expanze v turbíně α_i . Ty se zjistí z hmotnostních průtoků, které jsou získány převodem hodnot z tabulky 5.4:

$$\dot{M}_{PP} = \frac{M_{PP}}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{132244}{686} \cdot \frac{1000}{3600} = 53,55 [\text{kg/s}]$$

$$\dot{M}_3 = \frac{M_3}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{35860}{686} \cdot \frac{1000}{3600} = 14,52 [\text{kg/s}]$$

$$\dot{M}_4 = \frac{M_4}{\tau} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{170}{686} \cdot \frac{1000}{3600} = 0,07 [\text{kg/s}]$$

Převody hmotnostních průtoků budou pro všechny turbíny stejné. O tyto výsledky jsou rozšířené tabulky 5.4 a 5.5.

Poměrné odběry páry α_1, α_2 :

$$\alpha_1 = \frac{\dot{M}_4}{\dot{M}_{PP}} = \frac{0,07}{53,55} = 0,0013; \quad \alpha_2 = \frac{\dot{M}_3}{\dot{M}_{PP}} = \frac{14,52}{53,55} = 0,2712$$

dále se podle rovnice (5.7) zjistí mechanická práce na hřídeli turbíny a^T :

$$a^T = (i_{PP} - i_4) + (1 - \alpha_1) \cdot (i_4 - i_3) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (i_3 - i_k) = (3450,78 - 2876,51) + (1 - 0,0013) \cdot (2876,51 - 2813,56) + (1 - 0,0013 - 0,2712) \cdot (2813,56 - 2282,75) = 1023,33 [\text{kJ/kg}]$$

– Před výpočtem mechanické účinnosti je nejprve nutné vypočíst výkon generátoru P_{sv} úpravou hodnoty vyrobené elektřiny E :

$$P_{sv} = \frac{E}{\tau} = \frac{29975,3}{686} = 43,7 [\text{MW}]$$

výkon generátoru se společně s mechanickou prací turbíny dosadí do rovnice (5.8), čímž získáme mechanickou účinnost η_m :

$$\eta_m = \left(\frac{43,7 \cdot 1000}{53,55 \cdot 1023,33 \cdot 0,98} \right) \cdot 100 = 81,37 [\%]$$

– Měrná spotřeba elektřiny na výrobu elektřiny E_E se vypočítá z rovnice (5.10):

$$E_E = \frac{230,6}{29975,3} = 0,0077 \left[\frac{\text{MWh}}{\text{MWh}} \right]$$

Stejný postup se použije při výpočtu u ostatních turbín. Výsledky výpočtů jsou uvedené v tabulce 5.7. Hodnoty mechanické účinnosti pro TG5 nejsou uvedené, z důvodu nekorektnosti poskytnutých dat. I s předpokladem nejlepších možných podmínek nedostaneme smysluplné výsledky.

Tabulka 5.7: Výsledné hodnoty - strojovna

			TG1	TG2	TG3	TG4	TG5	TG6
Prosinec 2014								
η_{tdi}	$\eta_{tdi\text{I}}$	%	94,78	94,61	94,51	95,82	76,03	67,82
	$\eta_{tdi\text{II}}$	%	77,46	77,46	60,17	77,46	-	97,91
	$\eta_{tdi\text{III}}$	%	-	-	78,70	-	-	-
$(1 + f)$		-	1,01	1,01	1,02	1,01	1,00	1,04
a^T		kJ/kg	1167,57	1165,87	1023,33	1176,46	766,23	923,20
η_m		%	88,84	89,42	81,37	89,86	X	98,49
E_E		MWh/MWh	0,0084	0,0104	0,0077	0,0116	0,0040	0,0062
Rok 2014								
η_{tdi}	$\eta_{tdi\text{I}}$	%	94,60	94,73	94,74	95,43	75,99	68,87
	$\eta_{tdi\text{II}}$	%	77,46	77,46	77,08	77,46	-	95,22
	$\eta_{tdi\text{III}}$	%	-	-	76,70	-	-	-
$(1 + f)$		-	1,01	1,01	1,01	1,01	1,00	1,04
a^T		kJ/kg	1164,27	1167,11	1059,14	1172,44	765,17	1040,25
η_m		%	88,87	87,62	83,32	88,36	X	96,21
E_E		MWh/MWh	0,0082	0,0088	0,0074	0,0086	0,0051	0,0113

Jak je z tabulky 5.7 patrné, není vhodné vzájemně srovnávat termodynamickou účinnost η_{tdi} jednotlivých turbín, jelikož jsou výsledné účinnosti značně rozdílné z důvodu průměrných vstupních dat. Tento problém se objevuje u dat za prosinec 2014 i za celý rok 2014. Například pro TG1 v prosinci 2014 vyšlo $\eta_{tdi\text{I}} = 94,78\%$ a $\eta_{tdi\text{II}} = 77,46\%$, výsledný rozdíl je cca 17 %.

Druhým vypočteným parametrem pro vzájemné porovnání turbín je jejich mechanická účinnost η_m . Pro TG1 až TG4 vyšly hodnoty v prosinci roku 2014 v intervalu $\eta_m \in < 81,37\%; 89,86\% >$, TG6 vyšlo $\eta_{m(\text{TG6})} = 98,94\%$. Z uvedených výsledků vyplývá, že mechanická účinnost TG6 se blíží běžným hodnotám u standardně provozovaných turbín. Mechanické účinnosti TG1 až TG4 dosahují nízkých hodnot. Možným řešením pro zvýšení mechanické účinnosti by mohlo být zvýšení hodnoty suchosti páry za posledním stupněm, tj. mírně se potlačí kondenzace, čímž se odlehčí lopatkování

a sníží zatížení na axiální ložisko. Pro TG5 nebylo možné z dodaných vstupních dat dopočítat smysluplné výsledky. Obdobně vypadá zhodnocení výsledků za celý rok 2014. Z těchto důvodů není vhodné na základě mechanické účinnosti turbíny vzájemně porovnat.

Nejvhodnějším kritériem pro vzájemné porovnání je měrná vlastní spotřeba elektřiny E_E na provoz turbín. Z tohoto hlediska byly turbogenerátory seřazeny podle efektivity se kterou pracovali v prosinci 2014:

- TG5 ($E_{E(TG5)} = 0,0040 \text{ MWh/MWh}$)
- TG6 ($E_{E(TG6)} = 0,0062 \text{ MWh/MWh}$)
- TG3 ($E_{E(TG3)} = 0,0077 \text{ MWh/MWh}$)
- TG1 ($E_{E(TG1)} = 0,0084 \text{ MWh/MWh}$)
- TG2 ($E_{E(TG2)} = 0,0104 \text{ MWh/MWh}$)
- TG4 ($E_{E(TG4)} = 0,0116 \text{ MWh/MWh}$)

Za celý rok 2014 je pořadí podle efektivity následující:

- TG5 ($E_{E(TG5)} = 0,0051 \text{ MWh/MWh}$)
- TG3 ($E_{E(TG3)} = 0,0074 \text{ MWh/MWh}$)
- TG1 ($E_{E(TG1)} = 0,0082 \text{ MWh/MWh}$)
- TG4 ($E_{E(TG4)} = 0,0086 \text{ MWh/MWh}$)
- TG2 ($E_{E(TG2)} = 0,0088 \text{ MWh/MWh}$)
- TG6 ($E_{E(TG6)} = 0,0113 \text{ MWh/MWh}$)

Z výsledků vyplývá, že TG5 pracovala s nejvyšší efektivitou v prosinci 2014 i v celém roce 2014. Naopak nejnižší efektivitu v prosinci 2014 prokázala TG4 a v součtu celého roku 2014 pak TG6.

6 Závěr

V dnešní době je značné množství energie získáváno oxidací fosilních paliv, kterých je na Zemi konečné omezené množství. Z toho důvodu je v našem zájmu hledat správné způsoby jejich využití. Kogenerace, nebo-li kombinovaná výroba elektřiny a tepla, patří mezi nejefektivnější řešení. Oproti oddělené výrobě šetří primární energetické zdroje a šetří životní prostředí.

V první části práce jsou popsány základní pojmy z teplárenství společně s výhodami a nevýhodami centrálního zásobování teplem oproti decentralizovaným zdrojům tepla. Mezi hlavní výhody u CZT patří jeho šetrnost k životnímu prostředí a u DZT nezávislost provozovatele na centrálním zdroji. Jsou představeny výhody a nevýhody různých způsobů technického řešení kombinované výroby v teplárně spolu s možnostmi distribuce vyrobeného tepla. Dále je v práci uvedena palivová základna pro výrobu elektřiny a centrálně vyráběného tepla v České republice za rok 2014. Hlavním energetickým zdrojem je v české energetice hnědé uhlí a ČR se řadí mezi jeho dlouholeté exportéry.

V druhé části práce je provedena analýza současného stavu teplárny v Opatovicích nad Labem, která je provozovaná společností Elektrárny Opatovice a.s. Teplárna zásobuje teplem obce Hradec Králové, Pardubice, Chrudim, Lázně Bohdaneč, Rybitví, Opatovice nad Labem a Čeperka. Primárním palivem je hnědé uhlí, které je spalováno v šesti kotlích typu PG 230. Pro všechny kotle (K1 až K6) byla pomocí přímé metody dopočítána účinnost pro prosinec roku 2014 a celý rok 2014. Hodnoty účinností si byly natolik podobné, že podle nich nebylo kotle navzájem porovnat, proto se pomocí vlastní spotřeby zjistila měrná spotřeba elektřiny na výrobu tepla (tabulka 5.3). Z tohoto hlediska pracoval v prosinci 2014 s nejvyšší efektivitou kotel K1 a v celém roce 2014 kotel K6, který byl v prosinci toho roku mimo provoz.

Svorkový výkon 363 MW_e zajišťuje šest turbogenerátorů (TG1 až TG6). Z dodaných dat byla zjištěna termodynamická účinnost jednotlivých částí turbín a mechanická účinnost jednotlivých turbín. Z důvodu, že vstupní reálná data představují průměrné hodnoty za určité časové období, jsou výsledky značně rozdílné, proto není vhodné podle z nich vypočtených parametrů turbíny navzájem porovnat. Pomocí vlastní spotřeby byla opět zjištěna měrná spotřeba elektřiny na výrobu elektřiny. Z tohoto pohledu pracovala v prosinci, i během celého roku 2014 nejefektivněji TG5.

Ze získaných údajů lze říci, že pro možnost úspory primárních paliv je doporučeno provozovat hlavně kotel K6 společně s TG5. Jedná se o protitlakovou turbínu, u které je úzce svázán elektrický a tepelný výkon a tím dokáže pokrýt jen základní potřeby tepla. Proto není provoz pouze TG5 doporučený.

Seznam použitých zdrojů

- [1] POSPÍŠIL, Jiří a Jan FIEDLER. *Systémy společné výroby elektrické energie, tepla a chladu* [online]. 2010 [cit. 2016-02-29]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/6519-systemy-spolecne-vyroby-elektricke-energie-tepla-a-chladu>
- [2] ÇENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Boston: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-352921-9.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 8021413344.
- [4] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. *Zásobování teplem a kogenerace*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 8021413476.
- [5] TLAKinfo: Nové materiály=zlepšení účinnosti uhelných elektráren. *TLAKinfo.cz* [online]. 2004 [cit. 2016-01-18]. Dostupné z: <http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=737>
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2015-03]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, 2006-11, [last updated 2015-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav Ochraňa. *Teplárenství*. Brno: Cerm, 2001. ISBN 80-7204-222-X
- [9] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, 608 s.
- [10] KARAFIÁT, Josef. *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla*. Praha, 2006, 66 s. Dostupné také z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>
- [11] Předpis 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. In: *Sbírka zákonů*. 2012. Dostupné také z: <http://www.mzp.cz/www/platnalegislativa.nsf/AE682A6B5E42E986C1257BA60025D8B5/%24file/V%20415-2012.pdf>
- [12] VÝTISK, Tomáš. Legislativa a monitoring v ochraně ovzduší u spalovacích zdrojů. *Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni* [online]. [cit. 2016-03-09]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/old_web/_files/projekty/enazp/25/IUT/166_Legislativa_a_monitoring_v_ochrane_ovzdusi_-_Vytisk_-_P3.pdf

- [13] Dlouhodobá prognóza trhu s hnědým uhlím. In: *Ministerstvo průmyslu a obchodu* [online]. Praha, 2015 [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: http://www.mpo.cz/assets/cz/ministr-a-ministerstvo/tiskove-informace/2015/6/Dlouhodobaprogniza_trhu_HU_15_6.pdf
- [14] Mibrag. *EP Coal trading*. [online]. [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.epcoaltrading.cz/produkty/mibrag/>
- [15] BUDÍN, Jan. EPH přestane od příštího roku dovážet do ČR hnědé uhlí z Německa. *OENERGETICE.CZ* [online]. 2015 [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/teplarenstvi/eph-prestane-od-pristiho-roku-dovazet-do-cr-hnede-uhli-z-nemecka/>
- [16] *Celková spotřeba paliv na výrobu tepla v GJ* [online]. Český statistický úřad [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: https://www.czso.cz/documents/10180/34968525/1501521529_2c.xls/ab55351b-969d-428c-8df9-32565e8402d0?version=1.1
- [17] *Roční zpráva o provozu ES ČR pro rok 2014* [online]. Energetický regulační úřad [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: http://www.eru.cz/documents/10540/462820/Rocni_zprava_provoz_ES_2014.pdf/933fc41a-ad79-4282-8d0f-01eb25a63812
- [18] *Complete energy balances - annual data* [online]. EUROSTAT [cit. 2016-04-01]. Dostupné z: <http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>
- [19] *Exports - solid fuels - annual data* [online]. EUROSTAT [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>
- [20] *Imports - solid fuels - annual data* [online]. EUROSTAT [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>
- [21] *Supply, transformation and consumption of solid fuels - annual data* [online]. EUROSTAT [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>
- [22] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [23] VŠETEČKA, Jan. *Bilance provozu* [online]. 15. Dubna 2016 13:11:34; [cit. 2016-04-16]. Osobní komunikace.
- [24] X-ENG. X Steam Tables for MS Excel [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6 [online]. [cit. 2016-05-02]. Freeware. <http://xsteam.sourceforge.net/>

Seznam použitých symbolů a zkratek

Zkratka	Význam
CZT	centrální zásobování teplem
DZT	decentralizované zásobování teplem
EOP	Elektrárny Opatovice
EPH	Energetický a průmyslový holding
ERÚ	Energetický regulační úřad
ČSÚ	Český statistický úřad
HU	hnědé uhlí
ČU	černé uhlí
ČR	Česká republika
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla
NTO	nízkotlaký ohřev
VTO	vysokotlaký ohřev
R-C	Rankine-Clausiův parní oběh
TUV	teplá užitková voda
TG	turbogenerátor
TZL	tuhé znečišťující látky
SO ₂	oxid siřičitý
NO _x	oxidy dusíku
CO	oxid uhelnatý
ZO	základní ohříváky
ŠO	špičkové ohříváky
Symbol	Veličina
i	kJ/kg entalpie
h, H	kJ/kg entalpický spád
a	J/kg práce
q, Q	J/kg teplo
$\dot{Q}$	W tepelný výkon
η	% účinnost
τ	hod provozní čas
t	°C teplota
p	MPa tlak
s	kJ/kg/K entropie páry
M	t hmotnost
$\dot{M}$	kg/s hmotnostní tok
E	MWh množství elektřiny
P	MW elektrický výkon
x	- suchost páry
α	- poměrný odběr páry
$(1 + f)$	- součinitel zpětného využití ztrát

Seznam použitých indexů

Index	Název
<i>PP</i>	přehřátá pára
<i>NV</i>	napájecí voda
<i>OD</i>	odluh
<i>pal</i>	palivo
<i>m</i>	mechanická
<i>tdi</i>	termodynamická
<i>vs</i>	vlastní spotřeba
<i>sv</i>	svorkový
<i>t</i>	teplo
<i>E</i>	elektřina
<i>k</i>	kondenzátor
<i>iz</i>	izoentropický
<i>p</i>	protitlak
<i>c</i>	celkový
2 - 4	odběry turbíny
I - III	skupiny stupňů turbíny

Seznam použitých příloh

Příloha 1: Základní schéma teplárny EOP

Příloha 1: Základní schéma teplárny EOP

ELEKTRÁRNA OPATOVICE - základní schéma "pára-voda"

