



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL  
ENGINEERING

## KOGENERACE V JEDNOTKÁCH PRO TERMICKÉ ZPRACOVÁNÍ BIOMASY A ODPADŮ

COGENERATION IN UNITS FOR THERMAL PROCESSES OF BIOMASS AND WASTE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PETR UHMANN

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. MARTIN PAVLAS, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství  
Akademický rok: 2011/12

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Uhmann

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

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

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:

### **Kogenerace v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů**

v anglickém jazyce:

### **Cogeneration in units for thermal processing of biomass and waste**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zaměřuje na aktuální problematiku využití biomasy a odpadů k výrobě tepla a elektřiny. Úvodní rešeršní část práce se zaměřuje na popis technologií obecně dostupných pro výrobu elektřiny z procesu termického zpracování biomasy a odpadů. Jsou hodnoceny legislativní podmínky výroby obnovitelné elektřiny z těchto specifických typů paliv. Majoritní množství elektřiny z biomasy a odpadů je vyrobeno v systémech s parní turbínou. Budou popsány termodynamické modely parních turbin použitelné v optimalizačních výpočtech. Výrobní charakteristiky získané z teoretických modelů budou následně porovnány s návrhovými a provozními parametry reálných projektů kogenerace. Bude řešena případová studie.

Cíle diplomové práce:

Na základě studia literatury popsat existující termodynamické modely parních turbin. Analyzovat vybrané projekty s kogenerací z pohledu parametrů parních turbin v reálném provozu. Jednotlivé modely budou dále zhodnoceny z pohledu použitelnosti v simulačních a optimalizačních výpočtech.

Sestavit model bloku výroby elektřiny pro konkrétní uspořádání teplárenského provozu s parními turbínami. Model ověřit na základě reálných dat z provozu.

Podílet se na aplikaci modelu v rámci komplexní optimalizační úlohy.

Seznam odborné literatury:

P.S. Varbanov, Optimisation and Synthesis of Process Utility Systems, Ph.D. Thesis, UMIST, Manchester, UK, 2004.

Salgado, F., and Pedrero P., 2008, Short-term operation planning on cogeneration systems: A survey, Electric Power Systems Research, 78(5), 835-848.

Silla, H. : Chemical Process Engineering- Design and Economics, Marcel Dekker, Inc., New York, 2003

Pavlas M., Stehlík P., Šikula J., Oral J., Výpočtový systém pro analýzu využití energie u technologických linek, výzkumná zpráva VZ-EU-UPEI 2004/08, VUT Brno, (2004)

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Pavlas, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 24.10.2010



prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá kogenerací v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů. Teoretická část se zabývá popisem biomasy a odpadů a jejich energetickým využitím, kogenerací a výpočtovými modely parních turbín. Praktická část je zaměřena na konkrétní výpočet tří turbín a srovnání výpočtových modelů. Na základě výsledků je navrhována implementace do simulačního softwaru W2E.

## **Klíčová slova**

Kogenerace, biomasa, odpad, parní turbína, spotřební charakteristika

## **Abstract**

The diploma thesis deals with the cogeneration in units for thermal processing of biomass and waste. The theoretical part deals with the description of biomass and waste and energy recovery from these sources. In theoretical part is also focused on cogeneration and description of computational models of steam turbines. The practical part is focused on a specific calculation of the three steam turbines and comparison of computational models. On the base of the results is designed implementation of computational models to the simulation software W2E.

## **Key words**

Cogeneration, biomass, waste, steam turbine, turbine characteristic

## **Bibliografická citace**

UHMANN, P. *Kogenerace v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Kogenerace v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury.

V Brně dne 24. 5. 2012

-----  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Pavlasovi, Ph.D. za odborné vedení, věcné připomínky a rady při tvorbě diplomové práce. Touto cestou také děkuji své rodině za podporu při psaní diplomové práce a studiu na VUT v Brně.

## Obsah

<b>1. ÚVOD</b> .....	<b>8</b>
<b>2. ENERGETICKÉ VYUŽITÍ BIOMASY A ODPADŮ</b> .....	<b>9</b>
2.1 Energie z biomasy .....	9
2.1.1 <i>Definování biomasy</i> .....	9
2.1.2 <i>Způsoby využití biomasy k energetickým účelům</i> .....	10
2.2 Energie z odpadů .....	11
2.2.1 <i>Odpad v ČR</i> .....	12
<b>3. KOGENERACE Z BIOMASY A ODPADŮ</b> .....	<b>14</b>
<b>4. PARNÍ TURBÍNA</b> .....	<b>16</b>
4.1 Základní rozdělení parních turbín .....	16
4.1.1 <i>Protitlaková parní turbína</i> .....	17
4.1.2 <i>Kondenzační parní turbína</i> .....	17
4.1.3 <i>Odběrová parní turbína</i> .....	17
4.2 Expanze páry v turbíně.....	17
4.2.1 <i>Rovnotlaký stupeň expanze (akční)</i> .....	18
4.2.2 <i>Přetlakový stupeň expanze (reakční)</i> .....	18
4.3 Regulace turbíny .....	19
<b>5. TERMODYNAMICKÉ MODEL Y PARNÍCH TURBÍN</b> .....	<b>22</b>
5.1 Energetická bilance parních turbín.....	22
5.2 Model parní turbíny dle Mavromatise.....	26
5.3 Model parní turbíny dle Varbanova .....	32
5.3.1 <i>Plné zatížení parní turbíny</i> .....	35
5.3.2 <i>Částečné zatížení parní turbíny</i> .....	37
<b>6. ENERGETICKÉ (SPOTŘEBNÍ) CHARAKTERISTIKY</b> .....	<b>39</b>
6.1 Popis provozních režimů energetických zařízení .....	39
6.2 Spotřební charakteristiky parních turbín .....	39
6.3 Spotřební charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem .....	43
<b>7. VÝPOČTOVÝ PROGRAM MAPLE</b> .....	<b>48</b>
<b>8. POUŽITÍ A POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÝCH MODELŮ</b> .....	<b>49</b>
8.1 Točivé redukce .....	49
8.1.1 <i>Točivá redukce TR Hi 150</i> .....	49
8.1.2 <i>Točivá redukce TR 560</i> .....	53
8.2 Parní turbína s jedním (ne)regulovaným odběrem páry .....	56
<b>9. POUŽITÍ SPOTŘEBNÍCH CHARAKTERISTIK V PROGRAMU W2E</b> .....	<b>62</b>

9.1 Implementace modelů do W2E .....	63
<b>10. ZÁVĚR.....</b>	<b>64</b>
<b>11. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>65</b>
<b>SEZNAM SYMBOLŮ A ZNAČEK.....</b>	<b>68</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>71</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>72</b>
<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>73</b>



# 1. ÚVOD

Od počátku objevení, zavedení a využívání elektrické energie, které se datuje na počátek 19. století, uběhlo již mnoho desítek let. S postupem času a převážně rozvojem společenství lidí, aglomerací a měst na celém světě, jde ruku v ruce i navyšování spotřeby elektrické energie a závislost na zdrojích, ze kterých je tato energie vyráběna. Mezi základní energetické zdroje patří primární energetické zdroje (PEZ) a obnovitelné zdroje energie (OZE). Mezi PEZ zařazujeme především fosilní a jaderná paliva, mezi OZE patří energie geotermální, energie ze slunce, vody, větru a biomasy. K popisovaným základním zdrojům energie lze přiřadit také zdroj, který produkují sami lidé. Tímto energetickým zdrojem jsou myšleny odpady pocházející z domácností, nemocnic nebo průmyslových výroby v energetice označovány jako druhotné energetické zdroje (DEZ).

V souvislosti s tímto vývojem vzniká potřeba modernizovat stávající a vyvíjet nová energetická zařízení, která dovedou přeměnit energii uloženou v primárních a obnovitelných zdrojích či v odpadech, na energii elektrickou s maximální efektivitou. Ke zdokonalování a simulaci procesů v energetických zařízeních slouží v dnešní době počítačové softwary, které velmi urychlují a usnadňují výpočty a zároveň tak poskytují řešení, která ještě v minulých letech nebyla možná.

Diplomová práce se v teoretické části zabývá popisem biomasy a odpadů (OZE), které lze potenciálně termicky zpracovat a uvolněné teplo následně využít v kogeneračních jednotkách. Přičemž majoritní část elektrické energie vyrobené v těchto kogeneračních jednotkách je vyrobena pomocí parních turbín, proto je převážná část diplomové práce věnována parním turbínám.

Teoretická část je zaměřena na technologický popis a rozdělení parních turbín. Součástí teoretické části jsou popisy několika v literatuře dostupných výpočtových modelů parních turbín, které se staly základem pro praktickou část. V praktické části jsou výpočtové modely parních turbín zapsány do programu Maple a spočítány tři parní turbíny o různých výkonech. Výsledky jsou mezi sebou navzájem porovnány a na základě porovnání rozhodnuto, zdali jsou modely vhodné pro implementaci do výpočtového programu W2E, který slouží pro výpočet hmotnostních a energetických bilancí technologických linek v oblasti energetického využití odpadů a biomasy. Program W2E je vyvíjen Ústavem procesního a ekologického inženýrství na VUT v Brně.

## 2. ENERGETICKÉ VYUŽITÍ BIOMASY A ODPADŮ

Z pohledu ochrany přírody se jeví využívání biomasy pro energetické účely jako velmi perspektivní a účelné. Biomasa patří mezi OZE, mezi které patří také sluneční, vodní, větrná a geotermální energie. Biomasa jako obnovitelný zdroj energie má největší potenciál pro energetické účely při termickém zpracování s následnou výrobou elektrické energie, viz [16].

Perspektivním v tomto směru se jeví také využívání odpadů, které lze z pohledu energetiky kategorizovat jako druhotné energetické zdroje (DEZ). Využívání DEZ je v souladu se „Státní energetickou koncepcí“ a také se závěry „Zprávy Nezávislé odborné komise pro posouzení energetických potřeb České republiky v dlouhodobém časovém horizontu“ (zkráceně "Nezávislá energetická komise", NEK) [15]. Kapitola 2 je zaměřena na popis biomasy a odpadů jako vhodných zdrojů při kombinované výrobě elektrické a tepelné energie.

### 2.1 Energie z biomasy

#### 2.1.1 Definování biomasy

Biomasu lze pro energetické účely definovat jako obnovitelný zdroj energie v podobě organické hmoty rostlinného nebo živočišného původu.

Dle zákona č. 180/2005 Sb. o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie (zákon o podpoře využívání obnovitelných zdrojů) je biomasa definována jako „biologicky rozložitelná část výrobků, odpadů a zbytků z provozování zemědělství a hospodaření v lesích a souvisejících průmyslových odvětví, zemědělské produkty pěstované pro energetické účely a rovněž biologicky rozložitelná část vyříděného průmyslového a komunálního odpadu“ [32].

Biomasu vhodnou k energetickým účelům lze rozdělit na biomasu odpadní a biomasu účelně pěstovanou.

**Biomasou odpadní** se rozumí:

- rostlinné zbytky ze zemědělské prvovýroby,
- organické odpady z potravinářských a průmyslových výrob (odpady z potravinářství, jatek, mlékáren, vinařství atd.),
- odpady z živočišné výroby (kejda, zbytky krmiv atd.),
- odpady z lesnictví (kůra, větve, pařezy, kořeny atd.),
- komunální organické odpady.

**Biomasa účelně pěstovanou** se rozumí:

- biomasa 1. generace (řepka a palma olejná, cukrová řepa, cukrová třtina a další),
- biomasa 2. generace (zejména rychle rostoucí dřeviny: topoly, vrby, olše, akáty a další).

## 2.1.2 Způsoby využití biomasy k energetickým účelům

Pro energetické využití biomasy lze použít následující technologické procesy:

**Termochemickou konverzi**, u které je obsah sušiny větší jak 50 %. Termochemická konverze představuje tzv. suchý proces a patří k ní:

- pyrolýza,
- zplyňování,
- spalování.

**Biochemickou konverzi**, u které je obsah sušiny menší jak 50 %. Biochemická konverze představuje tzv. mokrá proces a patří k ní:

- alkoholové kvašení,
- metanové kvašení.

**Fyzikálně-chemickou konverzi** představují:

- mechanické zpracování (drcení, lisování, briketování, peletování, mletí atd.),
- chemické zpracování (esterifikace bioolejů).

**Pyrolýza** je termický rozklad organických látek na nízkomolekulární sloučeniny za nepřístupu médií obsahujících kyslík. Produkty pyrolýzy jsou hlavně dehet, dřevěné uhlí a nízkomolekulární plyny. Podstatou pyrolýzy je ohřev materiálu nad mez termické stability přítomných organických sloučenin. To vede k jejich štěpení až na stálé nízkomolekulární produkty a tuhý zbytek. Pyrolýzní procesy dělíme dle dosahované teploty na [26]:

- nízkoteplotní (< 500°C),
- středněteplotní (500 - 800°C),
- vysokoteplotní (> 800°C).

**Zplyňování** je termochemický rozklad organických látek na nízkomolekulární sloučeniny za přístupu kyslíku v podstechiometrickém množství. Produktem zplyňování je hlavně plyn. Teploty zplyňování jsou mezi 800 až 1100 °C. Jako okysličovadla se používají vzduch, O<sub>2</sub>, pára, H<sub>2</sub> a CO<sub>2</sub> podle požadavků na vlastnosti plynu. Při použití vzdušného kyslíku jako okysličovadla má vzniklý surový plyn nízkou výhřevnost (4 až 6 MJ/m<sup>3</sup>), při použití čistého kyslíku vzroste výhřevnost plynu (10 až 18 MJ/m<sup>3</sup>) [14].

**Spalování** je termický rozklad organických látek za dostatečného množství kyslíku. Při tomto ději se uvolňuje teplo. Sušení, pyrolýza a zplyňování vždy předcházejí procesu spalování při spalování tuhých paliv jako je biomasa.

## 2.2 Energie z odpadů

Termické zpracování (spalování) odpadů a jeho energetické využití, ve světě označované jako Waste-to-Energy (WTE), patří v posledních deseti letech k velmi diskutovaným tématům. Je to dáno vlivem a politikou Evropské unie potažmo celosvětové filosofie chránit přírodu a přírodní zdroje.

Kjótský protokol, který je protokolem k „Rámcové úmluvě OSN o klimatických změnách“, ve kterém se průmyslově vyspělé země zavázaly snížit emise skleníkových plynů o 5,2% v období 2008 – 2012, lze považovat za jeden z důležitých kroků k ochraně přírody. Nástrojem pro dodržení závazku je mezinárodní obchod s povolenkami k vypouštění CO<sub>2</sub> mezi zeměmi, které se na snížení emisí dohodly [12].

Z dlouhodobé perspektivy je potřeba minimalizovat nepříznivé účinky vzniku odpadů a nakládání s nimi na lidské zdraví a životní prostředí. Důležité je usilovat o praktické uplatňování hierarchie odpadů, tj. předcházení vzniku odpadů, opětovné použití, využívání a bezpečné odstraňování. Tím se jednosměrný materiálový a energetický tok postupně přemění na tok cyklický. Řádným nakládáním s odpady je tedy možné chránit lidské zdraví, životní prostředí a současně zachovávat přírodní zdroje neobnovitelné i obnovitelné [10].

Výhody spalování odpadů [21]:

- úspora primárních energetických zdrojů (fosilních paliv),
- minimalizace emisí CO<sub>2</sub> a CH<sub>4</sub>, které vznikají při skládkování odpadů,
- redukce na 25 % objemu skládkového odpadu,
- redukce na 10 % hmotnosti skládkového odpadu,
- získání druhotných surovin pro materiálové využití např. vyseparováním železného šrotu ze škváry a popílku.

K dosažení těchto výhod je potřeba správně navrhnout celou technologii. V tomto směru je účelné takováto zařízení navrhovat dle nejlepších standardů *BAT* (Best Available Techniques).

Pro dosažení dokonalého tepelného rozkladu všech sloučenin odpadu (především sloučeniny chloru a fluoru), musí být splněny tyto podmínky (v zahraničí označovány jako *3T*) [18]:

**turbulence:** zajišťuje dokonalé lokální promísení spalovaného vzduchu a prchavých složek, které se uvolňují z opadů; může být optimalizována pomocí modelování proudění v jednotlivých aparátech,

**teplota:** dostatečná teplota zaručí vyhoření prchavých látek i ostatních neprchavých spalitelných podílů nacházejících se v odpadu; pro nebezpečné odpady s obsahem halogenových organických látek vyšším než 1% je minimální teplota spalování  $T_{\min} = 1100$  °C, pro ostatní odpady je minimální teplota spalování  $T_{\min} = 850$  °C,

**čas:** spaliny musí setrvat v pásmu vysokých teplot po dobu 2 sekund.

## 2.2.1 Odpad v ČR

V České republice vyprodukujeme v současné době ročně přibližně 3 mil. tun komunálního odpadu. Z tohoto množství se přibližně 75% uloží na skládky, 15% se využije materiálově a jinak, ale jen 10% se využije energeticky. Z toho jasně vyplývá nedostatečné využívání odpadu k energetickým účelům [15].

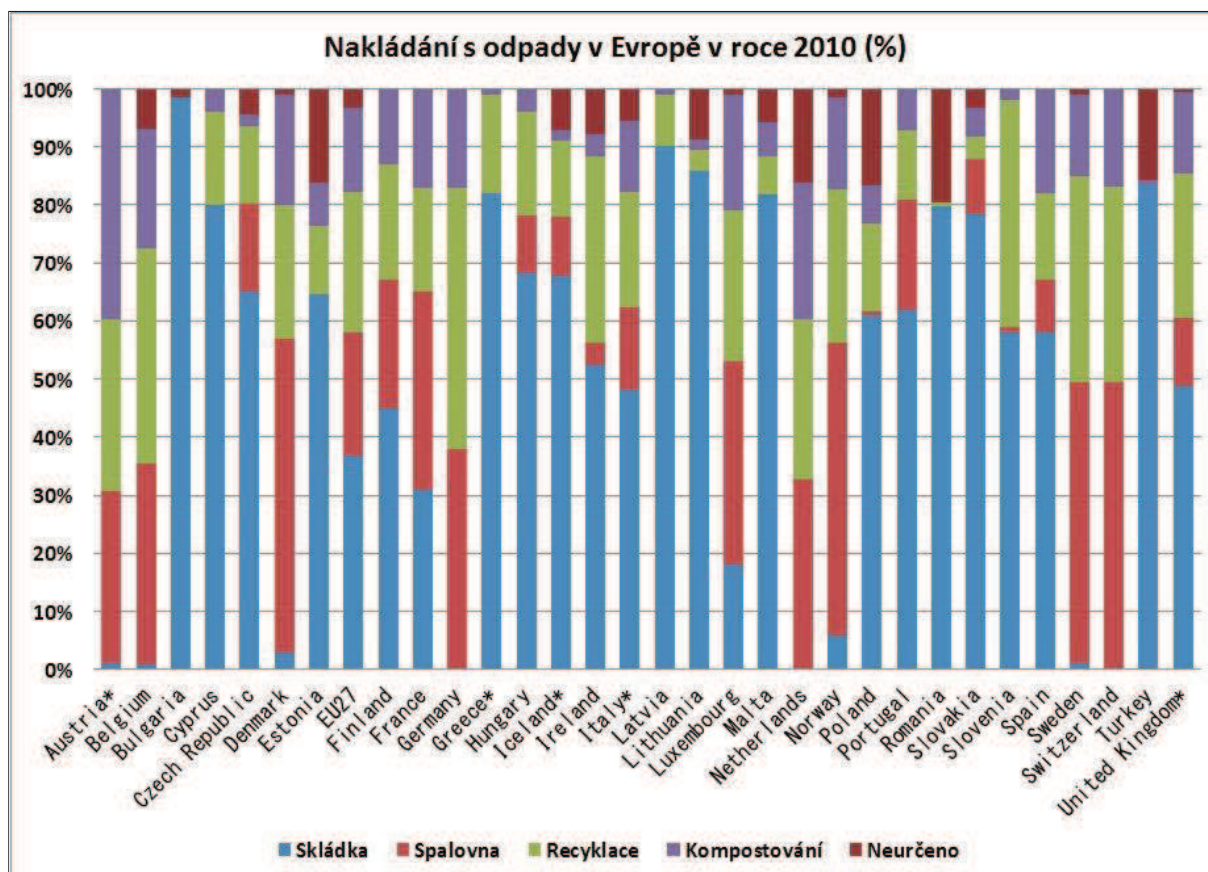
V tab. 2.1 a tab. 2.2 jsou hodnoty spáleného odpadu a vyprodukovaného tepla a elektrické energie třech největších spaloven komunálního odpadu v ČR. V obr. 2.1 je statisticky zaznamenáno nakládání s odpady v ČR vůči Evropské unii.

Provozovatel	Provoz od roku	Kapacita t/rok	Spáleno t/r 2009	Spáleno t/r 2010	Spáleno t/r 2011
ZEVO Praha, a.s.	1998	310 000	208 225	237 259	285 761
TERMIZO a.s.	1999	96 000	96 810	98 750	94 336
SAKO Brno, a.s.	1989	248 000	54 601	149 751	232 985

*Tab. 2.1 Množství spáleného odpadu ve spalovnách komunálního odpadu v ČR [3]*

Provozovatel	Provoz od roku	Kapacita t/rok	Množství spáleného odpadu t/r 2010	Vyrobené a dodané teplo GJ/r 2010	Vyrobená a dodaná el.energie MWh/r 2010
ZEVO Praha, a.s.	1998	310 000	237 259	-	-
TERMIZO a.s.	1999	96 000	98 750	689 649	9 933
SAKO Brno, a.s.	1989	248 000	149 751	279 169	11 616

*Tab. 2.2 Produkce spaloven komunálního odpadu v ČR za rok 2010*

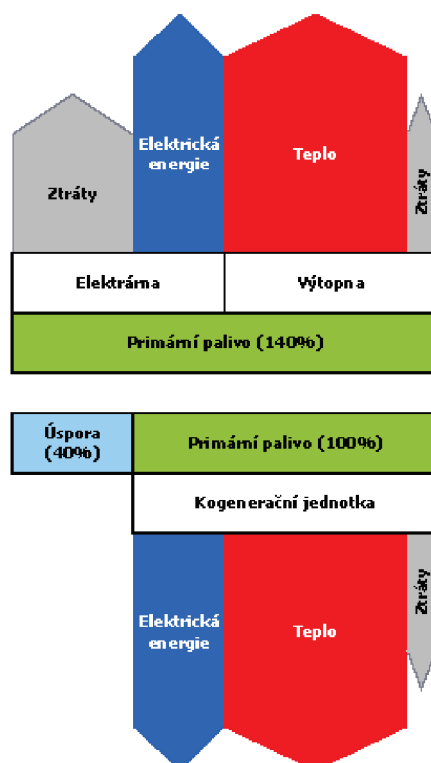


*Obr. 2.1 Graf nakládání s komunálními odpady v EU za rok 2010 [2]*

### 3. KOGENERACE Z BIOMASY A ODPADŮ

Kogenerace neboli kombinovaná výroba elektřiny a tepla, zkráceně KVET, se stala obecně uznávaným prostředkem vedoucím k úsporám ve spotřebě primární energie a ke snížení zatížení životního prostředí. Spotřeba elektrické energie a užitného tepla v moderní společnosti stále roste a bude růst i v budoucnu. Obě formy energie lze vyrábět buď odděleně, potom je zpravidla výroba elektrické energie zatížena značnými energetickými ztrátami, anebo za vhodných podmínek i sdruženě (kombinovaně), kdy lze užitečně využít část odpadního tepla z výroby elektřiny (obr 3.1), blíže viz [26]. Kombinovanou výrobou elektřiny a tepla se tedy rozumí přeměna primární energie, uložená v palivu, na energii elektrickou a užitečné teplo ve společném současně probíhajícím procesu v jednom výrobním zařízení. Podpora k rozvoji kombinované výroby elektřiny a tepla je zanesena ve „Státní energetické koncepci“, ve „Státní politice životního prostředí“ a je zakotvena v Energetickém zákoně č. 458/2000 Sb.

Kombinovaná výroba elektřiny a tepla našla svoji oporu i v evropské legislativě, a to konkrétně v podobě přijaté „Směrnice Evropského parlamentu a Rady EU 2004/8/ES o podpoře KVET“. Za hlavní důvody přijetí této směrnice lze považovat potřeby zvýšení bezpečnosti zásobování energiemi (diverzifikace zdrojů), dosažení úspor paliv (jako součást Kjótského protokolu), prevenci v omezování emisí znečišťujících látek do ovzduší a snižování celkové energetické náročnosti ve výrobě, distribuci a spotřebě energií [9].



*Obr. 3.1 Diagram úspor primární energie při KVET [19]*

V praxi používaná kogenerace z biomasy a odpadů probíhá nejčastěji v systémech pracujících na klasickém parním Rankin-Clausiusově cyklu s parní turbínou. Hlavními prvky cyklu je parní kotel, parní turbína s generátorem elektrické energie, kondenzátor, napájecí čerpadlo a voda. Cyklus začíná v kotli do kterého je přiváděna napájecím čerpadlem voda. Následně je voda ohřívána spalinami z kotle a postupně mění své skupenství z kapalného na plynné. Na výstupu z kotle je voda v plynném skupenství v podobě přehřáté páry, která proudí na turbínu. V turbíně přehřátá pára částečně expanduje, čímž turbína koná práci a roztáčí generátor, který vyrábí elektrickou energii. Po částečné expanzi v turbíně proudí pára do kondenzátoru, kde odevzdá zbytek svého tepla na další využití a zkondenzuje. Tím se voda opět vrací do systému a je znovu čerpána napájecím čerpadlem do kotle.

Z výše uvedených důvodů budou další kapitoly věnované právě parní turbíně. Rozdělení a bližší popis kogeneračních zařízení při kogeneraci z biomasy a odpadů je uvedeno v [26].



## 4. PARNÍ TURBÍNA

Parní turbína je tepelný stroj, který přeměňuje tepelnou a kinetickou energii proudící páry na mechanický rotační pohyb přenášený na osu (hřídel) stroje [31]. Pára procházející turbínou postupně expanduje. V důsledku expanze se transformuje podstatná část její energie na mechanickou práci rotoru, přičemž klesá její tlak a teplota a zároveň se zvětšuje i její objem. Parní turbína je tvořena statorem, na kterém jsou vhodně uspořádány rozváděcí lopatková kola pro usměrnění přiváděné páry, a rotorem umístěným v ose, který je osazen odběrovými lopatkovými koly. Tlakovou energií páry, která působí na lopatky, je rotor roztáčen a následně je schopen pohánět generátor – zdroj elektrické energie [9].

### 4.1 Základní rozdělení parních turbín

Podle parametrů výstupní páry:

- protitlakové,
- kondenzační,
- odběrové.

Podle typu odběru:

- s regulovaným odběrem,
- s neregulovaným odběrem.

Podle směru proudění média:

- axiální,
- radiální,
- radiálně axiální.

Podle expanze páry v turbíně:

- rovnotlaký stupeň (akční),
- přetlakový stupeň (reakční).

Podle počtu stupňů:

- jednostupňové,
- vícestupňové.

Podle počtu těles:

- jednotělesové,
- vícetělesové.

Podle tlaku páry [29]:

- nízkotlaké (do 1,6 MPa),

- středotlaké (do 4,5 MPa),
- vysokotlaké (do 13 MPa),
- s velmi vysokým tlakem (nad 13 MPa).

#### **4.1.1 Protitlaková parní turbína**

Parní protitlaková turbína je turbína, u níž není zcela využit entalpický spád přehřáté páry a jejíž parametry páry na výstupu z turbíny, převážně tlak (vyšší jak atmosférický) a teplota (vyšší jak 100 °C), jsou dostatečně vhodné pro další použití (technologický proces, dodávka tepla) v technologickém celku, ve kterém je tato turbína zařazena.

#### **4.1.2 Kondenzační parní turbína**

Kondenzační turbína se liší od turbíny protitlakové využitím celkového entalpického spádu přehřáté páry a tím dosažení maximálního možného výkonu turbíny. Ve většině případů je taková turbína napojena na generátor a všechny výkon použít na výrobu elektrické energie. Parametry páry na výstupu z kondenzační turbíny, převážně tlak, který je nižší jak atmosférický (101,325 kPa) a teplota, která klesne pod 100 °C, již nejsou vhodné k dalšímu technologickému využití.

#### **4.1.3 Odběrová parní turbína**

Odběrová parní turbína je turbína kondenzační, protitlaková nebo kombinace obou typů. Z odběrové parní turbíny se odebírá určité množství páry, které se následně využívá v technologickém celku popř. procesu. V případě výroby elektrické energie je možné ovlivnění a snížení produkce této elektrické energie na úkor tohoto odběru. Rozlišují se dva typy odběrů podle účelu využití. Odběr neregulovaný a regulovaný. U odběru neregulovaného je průtočné množství a tlak odběrové páry proměnný, např. pro vysokotlakové a nízkotlakové ohříváky páry. U odběru regulovaného je průtočné množství a tlak odběrové páry konstantní, např. pro výměnu tepla (průmyslový nebo teplárenský odběr). Dále je možno dělit parní odběrové turbíny dle počtu odběrů, blíže viz ČSN 080010.

## **4.2 Expanze páry v turbíně**

O potenciálu přehřáté vodní páry se ví už stovky let, k praktickému využití a zdokonalení myšlenky jejího využívání ve prospěch parních turbín a průmyslu přispěli vysokou mírou inženýři Švéd Gustav de Laval (1845 – 1913) a Brit Sir Charles Parsons (1854 – 1931), kteří jsou považováni za otce moderních parních turbín. Jejich myšlenka a technické řešení konstrukce parních turbín se využívá dodnes. Jedná se zejména o druh expanze v turbíně.

Hlavními částmi každé parní turbíny jsou stator a rotor. Součástí rotoru i statoru jsou tzv. lopatková kola tvořená soustavou lopatek kolmých k ose stroje, přes které proudí a expanduje pára. Podle umístění lopatkových kol rozlišujeme:

- rozvaděcí kola – součást skříně parní turbíny (statoru),
- oběžná kola – součást hřídele parní turbíny (rotoru).

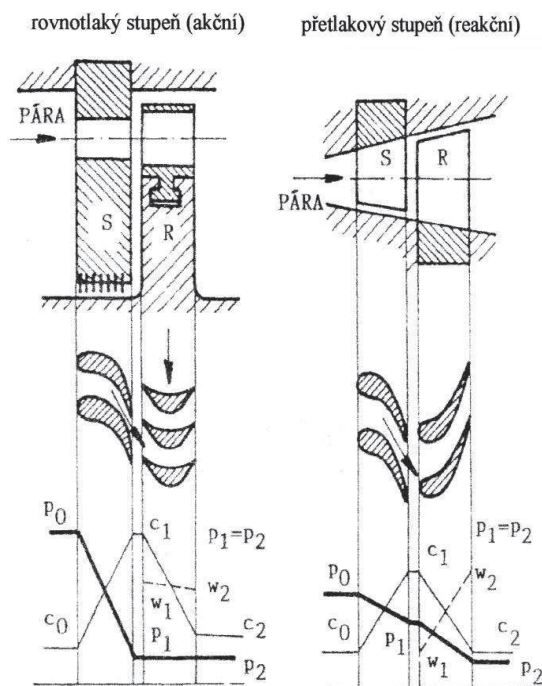
V závislosti na způsobu expanze a průchodu páry těmito koly rozlišujeme expanzi páry na rovnotlakou (akční) a přetlakovou (reakční) obr. 4.1.

#### 4.2.1 Rovnotlaký stupeň expanze (akční)

Tento způsob expanze byl poprvé použit u turbín Lavalovy konstrukce. U této konstrukce parních turbín nastává expanze páry doprovázená poklesem tlaku a vzrůstem absolutní rychlosti pouze v rozvaděcím kole (statorová část). V oběžném kole (rotorová část) zůstává tlak i relativní rychlost konstantní, pouze klesá absolutní rychlost. Tato podmínka vychází z rovnice kontinuity a tvaru mezilopatkových kanálů oběžného kola, u kterých jsou průtočné průřezy konstantní ( $S_1=S_2$ ).

#### 4.2.2 Přetlakový stupeň expanze (reakční)

Tento způsob reakce byl poprvé použit u turbín Parsonsovy konstrukce. U této konstrukce parních turbín je expanze páry doprovázená poklesem tlaku v rozvaděcím i oběžném kole. Průtočné průřezy mezilopatkových kanálů oběžného kola se v tomto případě zužují ( $S_1>S_2$ ). To má za důsledek pokles tlaku a absolutní rychlosti a vzrůst relativní rychlosti.



Obr. 4.1 Rozdíl mezi akční a reakční turbínou [25]

### 4.3 Regulace turbíny

Úkolem regulace výkonu turbíny je přizpůsobovat její výkon okamžité potřebě tak, aby bylo dosaženo maximální hospodárnosti. Ze vztahu pro výkon turbíny vyplývá, že změny výkonu

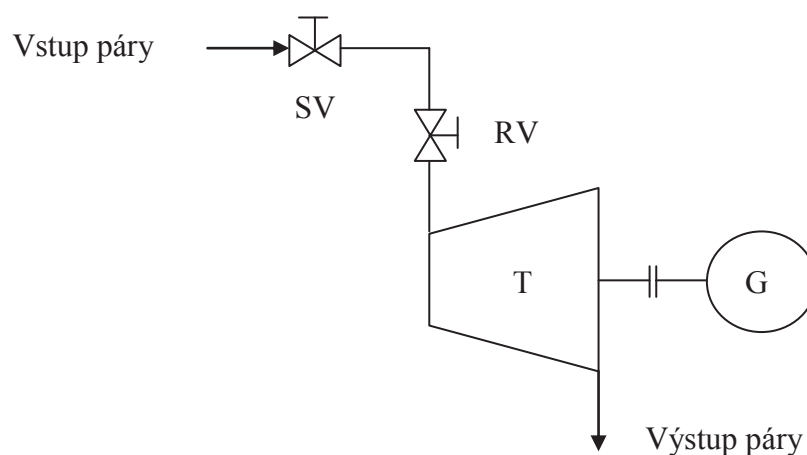
$$P = M \cdot H_{izo} \cdot \eta_{tdi} \quad (4.1)$$

kde:  $P$ ..... výkon turbíny [kW],  
 $M$ ..... hmotnostní tok páry [kg/s],  
 $H_{izo}$ ..... izoentropický spád páry v turbíně [kJ/kg],  
 $\eta_{tdi}$  ..... vnitřní termodynamická účinnost [-],

Ize dosáhnout změnou jakékoliv veličiny na pravé straně rovnice. U parních turbín se uplatňuje převážně regulace změnou hmotnostního toku páry, skutečného entalpického spádu nebo jejich kombinací při dodržení konstantních otáček v případě připojení turbíny na elektrický generátor. Změna výkonu závisí na způsobu regulace a typech regulačních ventilů. Základní způsoby regulace výkonu parních turbín:

- regulace škrcením,
- regulace skupinová,
- regulace klouzavými parametry.

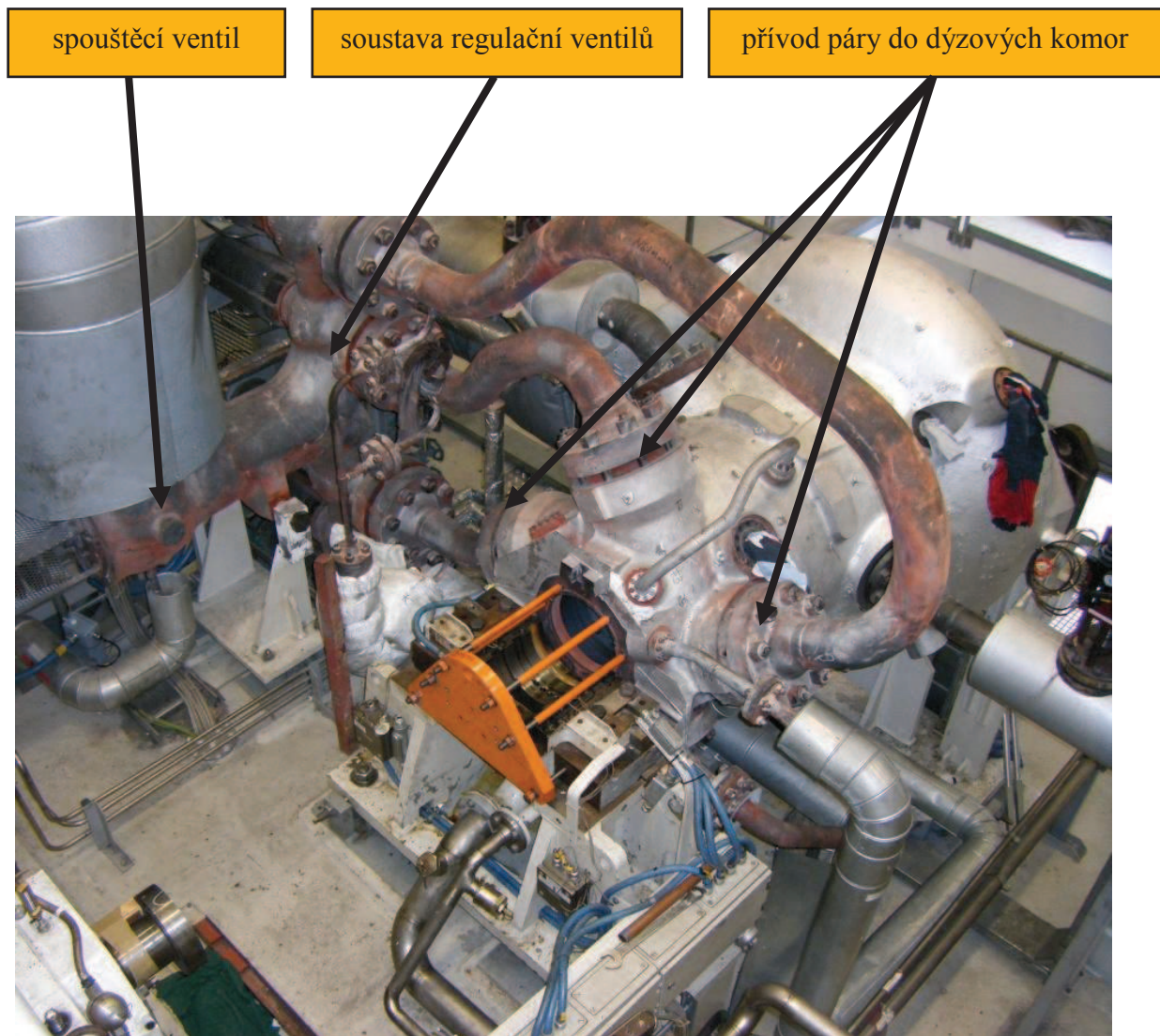
**Regulace škrcením** vstupní páry znamená, že turbína není vybavena regulačním stupněm a již u prvního stupně využívá totální ostřík. Při této regulaci se veškerá pára vede přes spouštěcí a regulační ventil, který škrcením páry snižuje tepelný spád a tím zároveň i výkon turbíny. Dříve se tato regulace používala u malých turbín, v současné době se využívá pro turbíny velkých elektrárenských celků s málo proměnným zatížením, např. v jaderných elektrárnách [11].



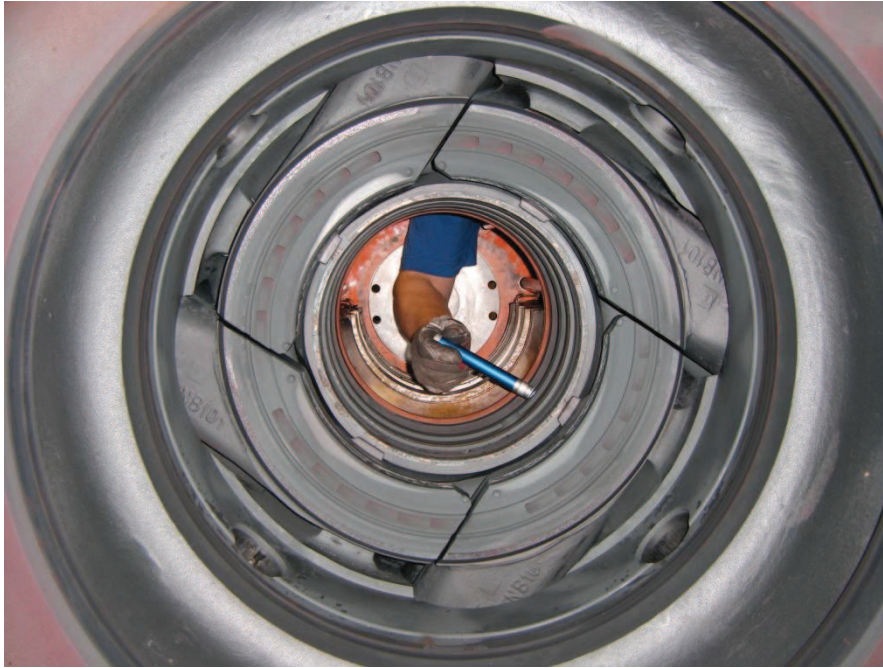
(SV – spouštěcí ventil, RV – regulační ventil, T – parní turbína, G – generátor)

**Obr. 4.2** Schéma regulace škrcením

**Regulace skupinová** je nejpoužívanějším druhem regulace. Využívá se pro široké spektrum výkonů a typů parních turbín. Pára protéká několika paralelně zapojenými a postupně otevíranými regulačními ventily do samostatných dýzových komor regulačního stupně. V tomto případě zůstává tepelný spád prakticky nezměněn a mění se hmotnostní tok páry změnou průtočného průřezu regulačního stupně [8].



*Obr. 4.3 Skupinová regulace parní turbíny Siemens [autor P.Uhmann]*



*Obr. 4.4 Samostatné dýzové komory uvnitř parní turbíny Siemens [autor P.Uhmann]*

**Regulace klouzavými parametry** je přímé přizpůsobení tlaku vstupní páry žádaného hmotnostního průtoku páry, který odpovídá požadovanému výkonu. Regulace se děje na straně kotle a to hmotnostním tokem napájecí vody a množstvím paliva přiváděného do kotle [11].

Požadavky na regulační ventily, které ovládají výkon turbíny, jsou nízká tlaková ztráta a krátká odezva. V praxi se nejčastěji používají dvě koncepce regulačních ventilů [27]:

**Samostatné pohony každého ventilu** – výhoda je schopnost rychlé reakce na změny a možnost představit zdvih ventilu řídicím programem. Nevýhodou je vyšší cena.

**Trámcová regulace** – jednoduchá konstrukce, nižší pořizovací náklady, použití pro více regulačních ventilů, jeden servopohon, schopnost rychlé reakce. Nevýhodou je nutnost odstavení turbíny a demontáž ventilové komory při změně zdvihu jednotlivých kuželek ventilů.

## 5. TERMODYNAMICKÉ MODELY PARNÍCH TURBÍN

Při návrhu, simulaci či optimalizaci kompletního energetického celku, kterým jsou například teplárny, elektrárny, kogenerační zařízení, rafinérie atd., je nutné znát výpočtové modely pro simulaci a optimalizaci jednotlivých dílčí zařízení (jednotek) těchto celků. Takovými jednotkami jsou myšleny kotle, turbíny, čerpadla, kondenzátory, výměníky atd. Znalost simulačních a optimalizačních výpočtových modelů dílčích jednotek nám umožňuje s daleko větší přesností, a v samotném závěru i s větší rychlostí, dosažení optimálních výsledků pro daný celkový proces či výrobu. Níže uvedené kapitoly budou zaměřeny na popis (simulačních a optimalizačních) výpočtových modelů protitlakových a kondenzačních parních turbín.

### 5.1 Energetická bilance parních turbín

Úkolem každé parní turbíny je přeměna tepelné energie na energii mechanickou. K takové přeměně dochází pomocí expanze páry v turbíně a výsledkem expanze je vykonaná mechanická práce za určitý čas neboli výkon. U reálného stroje je taková přeměna doprovázena určitými ztrátami, které ovlivňují výsledný výkon parní turbíny. Ztráty rozdělujeme na ztráty vnitřní a vnější.

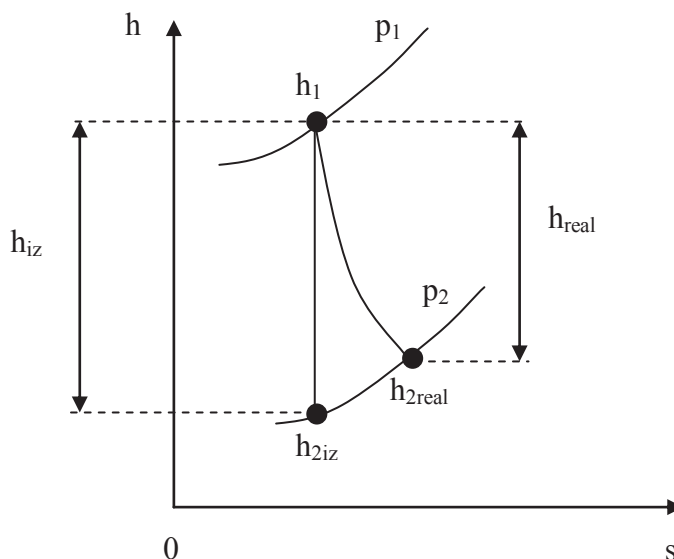
Mezi vnitřní ztráty dle [6] patří:

- ztráty lopatkování, které je možné dále rozdělit na:
  - ztráty třením v rozváděcích a oběžných lopatkách,
  - okrajovou ztrátu, která je nepřímo úměrná délce lopatky,
  - změnu směru proudu páry,
  - ráz páry na vstupu do lopatkové mříže,
  - vějířovou ztrátu (u posledních stupňů s dlouhými lopatkami),
  - ztráty vlhkostí páry (je úměrná vlhkosti),
  - ztráty výstupní (kinetická energie páry vystupující z posledního stupně),
- ztráty třením rotoru,
- ztráty ventilační,
- ztráty částečným ostřikem,
- ztrátu vnitřními netěsnostmi.

Mezi vnější ztráty dle [6] patří:

- ztráty vnějšími ucpávkami (průtok páry ucpávkami bývá 0,5 % až 2% jmenovitého průtoku admisní páry),
- ztráty mechanické (třením hřídele v ložiskách, příkon olejového čerpadla aj.),
- ztráty tepla do okolí.

Na základě vnitřních ztrát, které zvětšují míru neuspořádanosti systému (měrná entropie  $s$ ), lze definovat izoentropickou účinnost parní turbíny. Na obr. 5.1 je znázorněn průběh expanze páry v diagramu entalpie – entropie ( $h$ - $s$  diagram).



**Obr. 5.1** Průběh expanze páry v  $h$ - $s$  diagramu

Z diagramu je patrné, že izoentropickou účinnost lze vyjádřit pomocí průběhu reálné expanze páry (ovlivněna vnitřními ztrátami) ku izoentropické expanzi páry (ideální beze ztrát), která je popsána rovnicí

$$\eta_{tdi} = \frac{h_{real}}{h_{iz}} = \frac{h_1 - h_{2real}}{h_1 - h_{2iz}} \quad (5.1)$$

kde:  $\eta_{tdi}$  .....vnitřní termodynamická účinnost turbíny [-],  
 $h_{real}$ .....entalpický spád páry v turbíně (reálný) [kJ/kg],  
 $h_{iz}$  .....izoentropický spád páry v turbíně (ideální) [kJ/kg],  
 $h_1$ .....entalpie páry na vstupu do turbíny [kJ/kg],  
 $h_{2real}$  ... entalpie páry na výstupu z turbíny (reálná) [kJ/kg],  
 $h_{2iz}$  .....entalpie páry na výstupu z turbíny (izoentropická) [kJ/kg].

Vliv vnějších neboli mechanických ztrát lze vyjádřit pomocí rovnice pro mechanickou účinnost  $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{P_{SP}}{P_i} \quad (5.2)$$

kde:  $\eta_m$  .....mechanická účinnost turbíny [-],  
 $P_{SP}$ .....výkon turbíny na spojce [kW],



$P_i$ .....vnitřní výkon turbíny [kW].

Rovnice pro vnitřní výkon turbíny  $P_i$

$$P_i = M \cdot h_{\text{real}} = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.3)$$

kde:  $P_i$ .....vnitřní výkon turbíny [kW],  
 $M$ .....hmotnostní tok páry [kg/s],  
 $h_{\text{real}}$ .....entalpický spád páry v turbíně (reálný) [kJ/kg],  
 $h_{iz}$ .....izoentropický spád páry v turbíně (ideální) [kJ/kg],  
 $\eta_{tdi}$  .....vnitřní termodynamická účinnost turbíny [-].

Rovnice pro výkon turbíny na spojce  $P_{SP}$

$$P_{SP} = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{td SP} \quad (5.4)$$

kde:  $P_{SP}$ .....výkon turbíny na spojce [kW],  
 $M$ .....hmotnostní tok páry [kg/s],  
 $h_{iz}$ .....izoentropický spád páry v turbíně (ideální) [kJ/kg],  
 $\eta_{td SP}$  ...celková účinnost turbíny [-].

Rovnice pro celkovou účinnost turbíny  $\eta_{td SP}$

$$\eta_{td SP} = \frac{h_{\text{real}}}{h_{iz}} \cdot \eta_m = \eta_m \cdot \eta_{tdi} \quad (5.5)$$

kde:  $\eta_{td SP}$  ...celková účinnost turbíny [-],  
 $h_{\text{real}}$ .....entalpický spád páry v turbíně (reálný) [kJ/kg],  
 $h_{iz}$ .....izoentropický spád páry v turbíně (ideální) [kJ/kg],  
 $\eta_m$ .....mechanická účinnost turbíny [-],  
 $\eta_{tdi}$  .....vnitřní termodynamická účinnost turbíny [-].

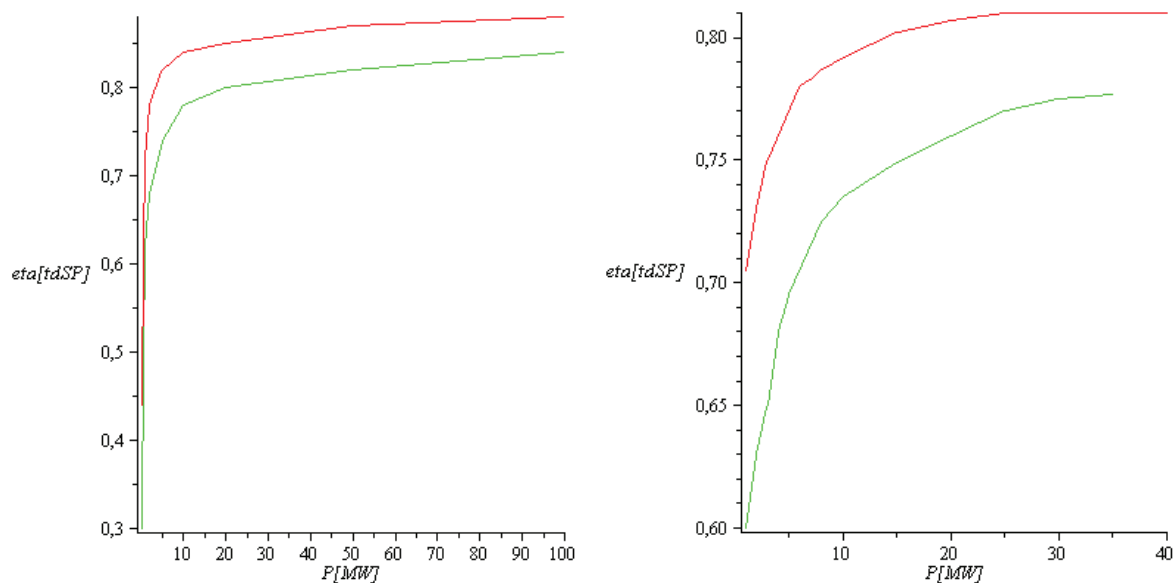
Rovnice pro výkon generátoru na svorkách  $P_{SV}$

$$P_{SV} = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{td SP} \cdot \eta_g \quad (5.6)$$

kde:  $P_{SV}$ .....výkon turbíny na svorkách generátoru [kW],  
 $M$ .....hmotnostní tok páry [kg/s],  
 $h_{iz}$ .....izoentropický spád páry v turbíně (ideální) [kJ/kg],  
 $\eta_{td SP}$  ...celková účinnost turbíny [-],  
 $\eta_g$ .....účinnost generátoru [-].

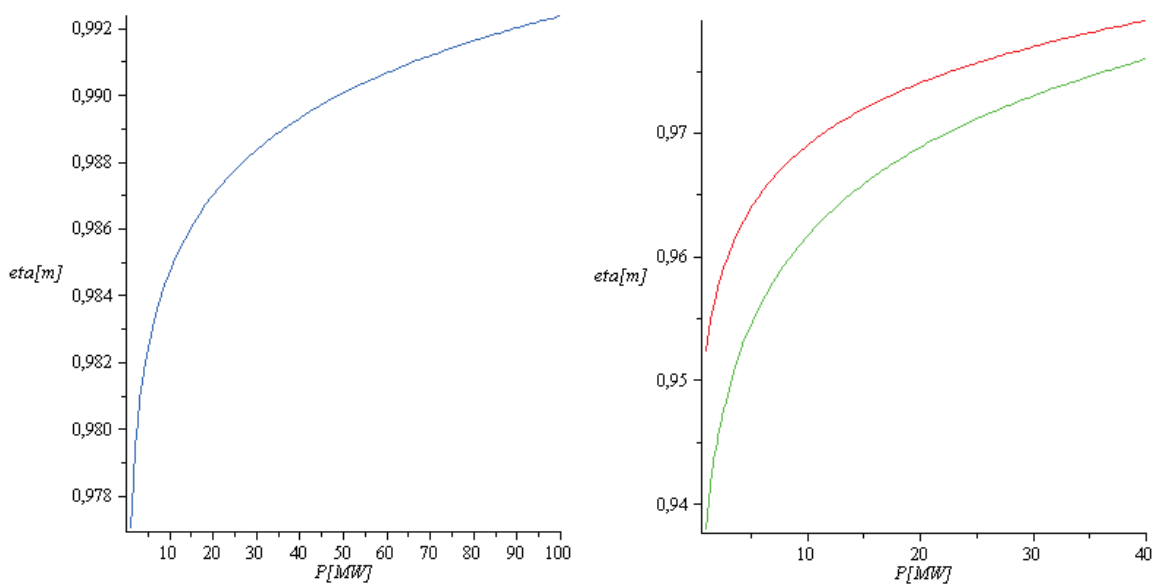
Na základě rovnic (5.1) až (5.6), které byly převzaty z [6], byl vytvořen model pro výpočet výkonu a následně doplněn spotřební charakteristikou dle Ambrože (kapitola 6). Pro

aplikaci vztahů 5.4 a 5.6, pro výpočet výkonů konkrétní turbíny, je nutné znát odhad jednotlivých účinností ( $\eta_{tdSP}$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_g$ ). Typické hodnoty účinností a jejich závislost na výkonu (velikosti turbíny) lze najít v literatuře (např. [6]). Grafy v [6], byly převedeny do programu Excel, kde byly vygenerovány regresní rovnice a ty následně vloženy do programu Maple. Soubory s daty grafů a samotné grafy jsou součástí elektronické přílohy. Ukázka grafů závislosti jednotlivých účinností  $\eta$  na výkonu  $P$  vykreslených v programu Maple je uvedena na obr. 5.2 až obr. 5.4.



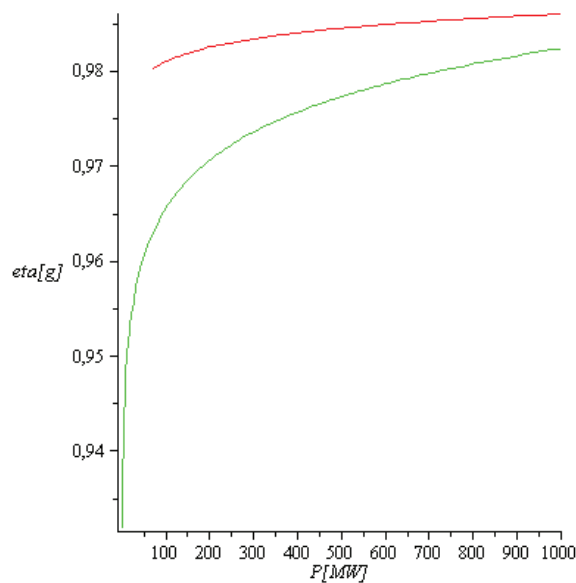
Pozn.: levý graf pro kondenzační turbíny, pravý graf pro protitlakové turbíny

**Obr. 5.2** Závislost celkové účinnosti turbíny  $\eta_{tdSP}$  na výkonu  $P$



Pozn.: modrá křivka turbíny bez převodu, červená a zelená křivka turbíny s převodem

**Obr. 5.3** Závislost mechanické účinnosti  $\eta_m$  na výkonu  $P$



**Obr. 5.4** Závislost účinnosti generátoru  $\eta_g$  na výkonu  $P$

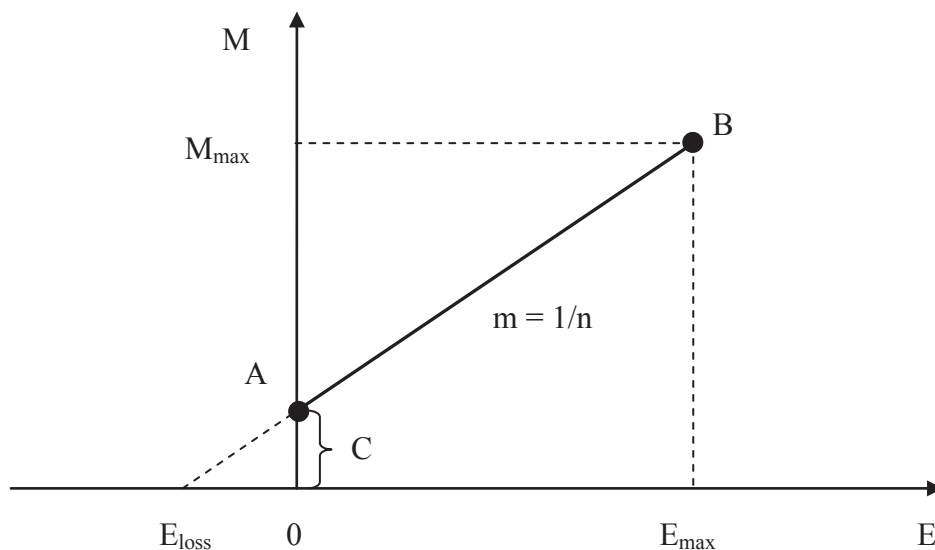
Červené křivky v grafech (obr. 5.2 a obr. 5.3) platí pro menší vstupní tlaky páry, vysoké otáčky a vícestupňové turbíny. Zelené křivky pro vysoké vstupní tlaky a jednodušší provedení turbín s méně stupni. U grafu pro závislost účinnosti generátoru  $\eta_g$  na výkonu  $P$  (obr. 5.4) platí červená křivka pro dvoupólové generátory (3000 ot/min) chlazené vzduchem a zelená křivka pro dvoupólové generátory (3000 ot/min) chlazené vodíkem. U grafů pro celkovou účinnost nebylo použito logaritmické regrese jako u ostatních grafů z důvodů velmi vysokých odchylek a byly pouze spojeny vynesené hodnoty. Grafy jsou pouze informativní a přibližné.

## 5.2 Model parní turbíny dle Mavromatise

Výpočtový model parní turbíny byl prvně navržen pro protitlakovou parní turbínu S. P. Mavromatisem a o dva roky později byl vylepšen stejným autorem za spolupráce A. C. Kokossise [13]. O další dva roky později byl doplněn o model kondenzační parní turbíny Z. Shangem [22].

Tento model je založen na funkční závislosti výkonu turbíny  $E$  na průtokovém množství páry  $M$ ,  $E = f(M)$ . Model na obr. 5.5 definuje lineární závislost známou v anglosaské literatuře jako Willanovu přímku (Willan`s line).

**Pozn.:** U autorů Iblera a Ambrože je použito pro označení výkonu turbíny písmeno  $P$ , u Mavromatise  $E$  a Varbanova  $W$ . Toto označení je použito z důvodů lepšího rozeznání a přiřazení graficky vyjádřených spotřebních charakteristik v praktické části práce.



**Obr. 5.5** Willanov přímka [13]

Autoři předpokládají, že výkon turbíny  $E$  je popsán v celém rozsahu Willanovy přímky. Pro průtočné množství páry  $M$  platí (dle obr. 5.5)

$$M = m \cdot E + C \quad (5.1)$$

kde:  $M$ .....průtočné množství páry [t/h],  
 $m$  .....směrnice Willanovy přímky [t/MWh],  
 $E$ .....výkon parní turbíny [MW],  
 $C$  .....konstanta [t/h],

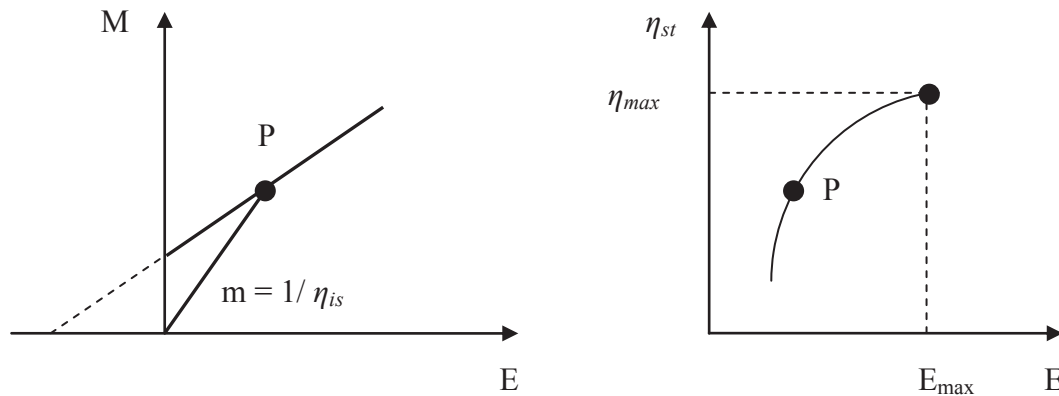
resp. pro výkon turbíny  $E$  (dle obr. 5.5)

$$E = n \cdot M - E_{\text{loss}} \quad (5.2)$$

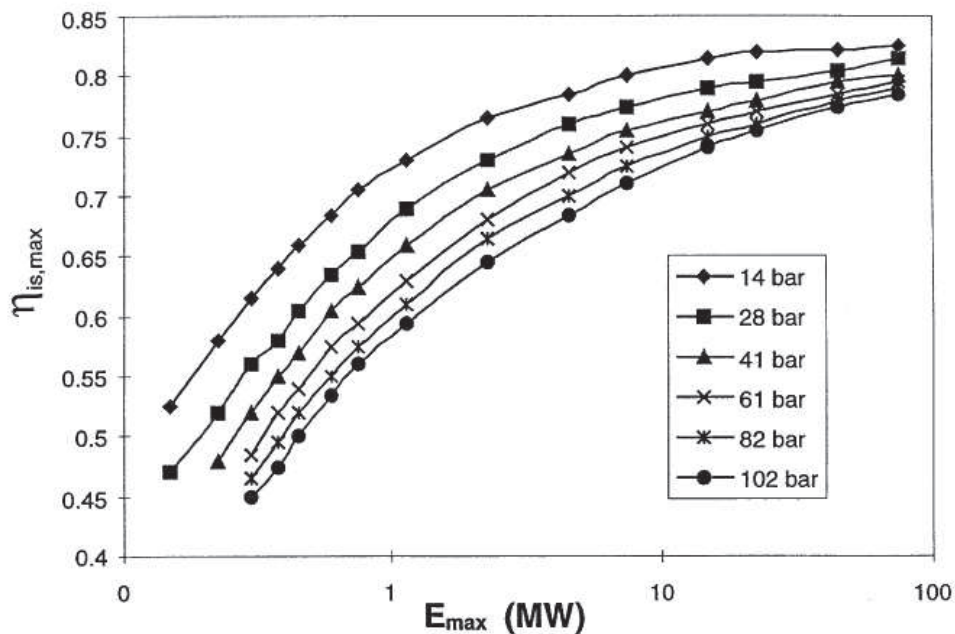
kde:  $E$ .....výkon parní turbíny [MW],  
 $n$  .....směrnice Willanovy přímky [MWh/t],  
 $M$ .....průtočné množství páry [t/h],  
 $E_{\text{loss}}$ .....vnitřní ztráty parní turbíny [MW].

Willanov přímka je kapacitně omezena limitními body A, B. Bod A představuje minimální průtočné množství páry  $M_{\text{min}}$ , které protéká turbínou a pokrývá vnitřní ztráty parní turbíny  $E_{\text{loss}}$ . Bod B reprezentuje maximální průtočné množství páry  $M_{\text{max}}$  při maximálním výkonu turbíny  $E_{\text{max}}$ . Každý provozní bod P na Willanově přímce udává poměr průtočného množství páry  $M$  k výkonu parní turbíny  $E$  a zároveň udává izentropickou účinnost  $\eta_{is}$  parní turbíny, viz obr. 5.6. Z toho grafu je patrná nelineární závislosti izentropické účinnosti  $\eta_{is}$  na výkonu parní turbíny  $E$ . K sestavení Willanovy přímky a vyjádření provozních stavů turbíny,

je potřeba určit parametry  $n$  (resp.  $m$ ) a  $E_{loss}$  (resp.  $C$ ), které jsou ovlivněny velikostí parní turbíny.

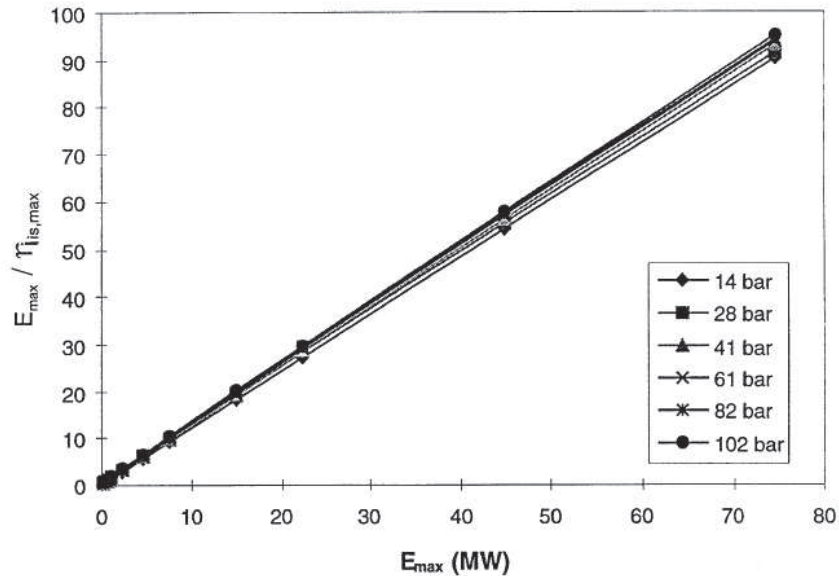


**Obr. 5.6** Willanova přímka ve srovnání s nelineární závislostí celkové účinnosti parní turbíny  $\eta_{st}$  na výkonu turbíny  $E$  [13]



**Obr. 5.7** Typické hodnoty maximálních účinnosti protitlakových parních turbín [20]

V grafu na obr. 5.7 jsou vyneseny typické hodnoty maximální izoentropické účinnosti  $\eta_{is,max}$  v závislosti na maximálních výkonech parních turbín při rozdílných vstupních tlacích páry [20]. Křivky závislosti maximální izoentropické účinnosti  $\eta_{is,max}$  lze linearizovat a převést na poměrnou závislost vůči maximálnímu výkonu  $E_{max}$  (obr. 5.8). Grafy vychází z plného zatížení parních turbín, ovšem nepodávají žádné informace o průběhu izoentropických účinnosti při částečném zatížení.



**Obr. 5.8** Konverze hodnot maximálních účinností do lineární závislosti vůči maximálnímu výkonu protitlakových parních turbín [13]

Na základě linearizované závislosti poměrné maximální izoentropické účinnosti  $E_{max}/\eta_{is,max}$  na maximálním výkonu  $E_{max}$ , viz obr. 5.8, lze sestavit vztah [13]

$$\frac{E_{max}}{\eta_{is,max}} = A + B \cdot E_{max} \quad (5.3)$$

kde:  $E_{max}$  .... maximální výkon parní turbíny [MW],  
 $\eta_{is,max}$  .. maximální izoentropická účinnost [-],  
 $A$  ..... regresní parametr [MW],  
 $B$  ..... regresní parametr [-].

Ve vztahu (5.3) se vyskytují regresní parametry, pro které platí:

$$A = a_1 + a_2 \cdot T_{sat,in} \quad (5.4)$$

$$B = b_1 + b_2 \cdot T_{sat,in} \quad (5.5)$$

kde:  $a_1$  ..... regresní koeficient [MW],  
 $a_2$  ..... regresní koeficient [MW/°C],  
 $b_1$  ..... regresní koeficient [-],  
 $b_2$  ..... regresní koeficient [1/°C],  
 $T_{sat,in}$  ... teplota sytosti páry na vstupu do turbíny [°C].

Výše uvedené vztahy pro regresní parametry a hodnoty regresních koeficientů byly obdrženy [13] na základě lineární regrese všech hodnot vstupních tlaků při konstrukci grafů pro protitlakové turbíny (obr. 5.8) provedené Mavromatisem a Kokossisem. Hodnoty

regresních koeficientů dle Mavromatise a Kokossise pro protitlakové turbíny jsou uvedeny v tab. 5.1. V této tabulce jsou také hodnoty pro kondenzační turbíny, které byly odvozeny Shangem [22]. Hodnoty pro kondenzační turbíny byly získány totožným postupem výpočtu jako pro protitlakové turbíny.

	Protitlakové turbíny		Kondenzační turbíny	
	$E_{\max} < 1,2 \text{ MW}$	$E_{\max} > 1,2 \text{ MW}$	$E_{\max} < 1,5 \text{ MW}$	$E_{\max} > 1,5 \text{ MW}$
$a_1 \text{ (MW)}$	-0,13	-0,928	-0,0981	-0,0376
$a_2 \text{ (MW/}^\circ\text{C)}$	0,00117	0,00623	0,001	0,0014
$b_1 \text{ (-)}$	0,989	1,12	1,2059	1,1718
$b_2 \text{ (1/}^\circ\text{C)}$	0,00152	0,00047	0,0006	0,0003

**Tab. 5.1** Hodnoty regresních koeficientů dle Mavromatise, Kokossise a Shanga [13,22]

Pomocí rovnice pro izoentropickou účinnost  $\eta_{is}$

$$\eta_{is} = \frac{E}{\Delta h_{is} \cdot M} \quad (5.6)$$

můžeme vyjádřit rovnici pro maximální izoentropickou účinnost  $\eta_{is,max}$

$$\eta_{is,max} = \frac{E_{\max}}{\Delta h_{is} \cdot M_{\max}} \quad (5.7)$$

Na základě [17] platí předpoklad, že velikost vnitřních ztrát turbíny  $E_{loss}$  odpovídá 20% maximálního výkonu  $E_{\max}$

$$E_{loss} = 0,2 \cdot E_{\max} \quad (5.8)$$

Na základě rovnic (5.2), (5.3) a (5.7), (5.8) obdržíme rovnici pro směrnici Willanovy přímky  $n$  a pro vnitřní ztráty  $E_{loss}$ :

$$n = \frac{6}{5} \cdot \frac{1}{B} \cdot \left( \Delta h_{is} - \frac{A}{M_{\max}} \right) \quad (5.9)$$

$$E_{loss} = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{B} \cdot (\Delta h_{is} \cdot M_{\max} - A) \quad (5.10)$$

Zpětným dosazením rovnic (5.9) a (5.10) do rovnice výkonu (5.2) obdržíme:

$$E = \frac{6}{5} \cdot \frac{1}{B} \cdot \left( \Delta h_{is} - \frac{A}{M_{\max}} \right) \cdot \left( M - \frac{6}{5} \cdot M_{\max} \right) \quad (5.11)$$

Dosažením rovnice (5.10) do (5.8) obdržíme rovnici pro maximální výkon

$$E_{\max} = \frac{1}{B} \cdot (\Delta h_{is} \cdot M_{\max} - A) \quad (5.12)$$

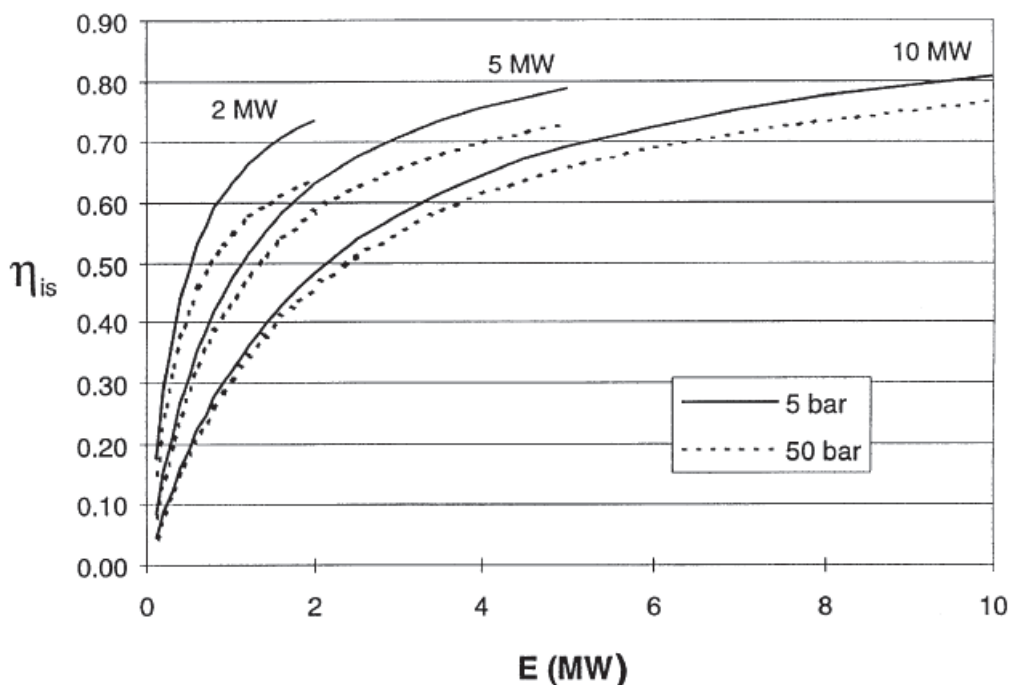
Substitucí rovnice (5.12) do (5.11) vyloučíme regresní parametr  $A$  a obdržíme vztah pro konkrétní výkon parní turbíny

$$E = E_{\max} \cdot \left( \frac{6}{5} \cdot \frac{M}{M_{\max}} - \frac{1}{5} \right) \quad (5.13)$$

Na základě rovnice (5.6) a (5.11) lze odvodit rovnici izoentropické účinnosti:

$$\eta_{is} = \frac{6}{5} \cdot \frac{1}{B} \left( 1 - \frac{A}{\Delta h_{is} \cdot M_{\max}} \right) \left( 1 - \frac{1}{6} \frac{M_{\max}}{M} \right) \quad (5.14)$$

Na základě posledních dvou rovnic (5.13) a (5.14) lze vytvořit graf závislosti izoentropické účinnosti  $\eta_{is}$  na výkonu  $E$  pro konkrétní parní turbínu příslušné velikosti a parametrů. Obr. 5.9 demonstruje použití rovnic (5.13) a (5.14) na třech turbínách různých výkonů při různých vstupních tlacích [13]. Lze si všimnout, že hodnoty pro izoentropické účinnosti (obr. 5.9) odpovídají hodnotám z grafu dle [20] (obr. 5.7).



**Obr. 5.9** Graf závislosti izoentropické účinnosti  $\eta_{is}$  na výkonu  $E$  [13]

Tento model je založen na čtyřech zjednodušujících předpokladech, které značně ovlivňují přesnost tohoto modelu [13]:

- Willanově vztahu (popisuje provoz turbíny vzhledem k zatížení),



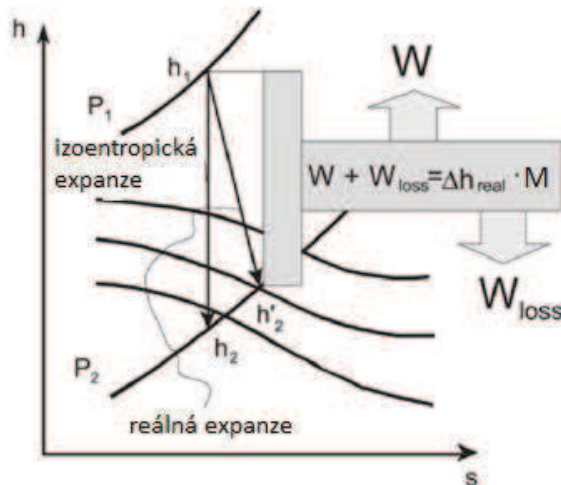
- typických hodnotách maximálních izoentropických účinností v závislosti na maximálních výkonech parních turbín (obr. 5.7 a 5.8),
- fixní hodnotě vnitřních ztrát parní turbíny (20%),
- při výpočtech odběrových turbín je uvažována soustava jednotlivě zapojených turbín.

Z výše uvedeného je pro výpočtový model nutné znát:

- $E_{\max}$  maximální výkon parní turbíny [MW],
- $M_{\max}$  maximální průtočné množství [t/h],
- $M$  průtočné množství páry [t/h],
- $T_{\text{in}}$  vstupní teplotu páry [°C],
- $p_{\text{in}}$  vstupní tlak páry [MPa, kPa],
- $p_{\text{out}}$  výstupní tlak páry [MPa, kPa].

### 5.3 Model parní turbíny dle Varbanova

Výpočtový model pro parní turbínu podle Varbanova [28] vychází ze základů předchozích autorů a taktéž využívá Willanovu přímku. Výpočtový model ovšem zohledňuje provoz parních turbín nejen při plném, jak je tomu u Mavromatise, ale i při částečném zatížení. Modifikuje model Mavromatise vylepšenými regresními koeficienty a vychází z průběhu expanze páry v Mollierově diagramu (obr. 5.10).



Obr. 5.10 Průběh expanze páry v parní turbíně [28]

Na základě expanze páry v Mollierově diagramu lze definovat izoentropickou účinnost parní turbíny  $\eta_{is}$

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad (5.15)$$

kde:  $\eta_{is}$  ..... izoentropická účinnost parní turbíny [-],  
 $h_1$  ..... měrná entalpie vstupní páry [MWh/t],  
 $h_2'$  ..... měrná entalpie výstupní páry při izoentropické expanzi [MWh/t],  
 $h_2$  ..... měrná entalpie výstupní páry při reálné expanzi [MWh/t].

Z obr. 5.10 je patrné rozdělení celkové energie z expanze páry v turbíně na užitečnou energii dodávanou na hřídel turbíny a energetické ztráty. Mezi energetické ztráty patří ztráty mechanický třením, tepelné ztráty skříně (statoru) a kinetické ztráty [28].

Výkon parní turbíny je ovlivněn několika faktory. Mezi nejvýznamnější patří:

- hlnost turbíny (maximální průtočné množství páry),
- entalpický spád (pokles tlaku v turbíně),
- aktuální zatížení.

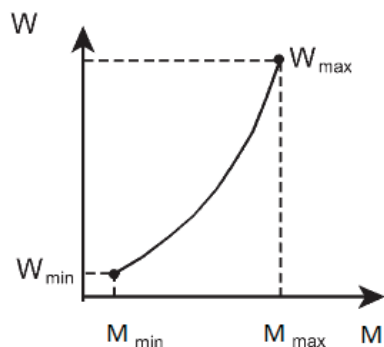
Při plném zatížení parních turbín je počítáno s maximálním možným výkonem při maximálním průtočném množství. Během provozu se však ukázalo, že mnoho turbín v tomto režimu nepracuje a pracují jako částečně zatížené. Z tohoto důvodu je potřeba odhadnou aktuální entalpickou změnu, izoentropickou účinnost a energetické ztráty se změnou zatížení turbíny. Z provozní praxe je známo, že při nižších zatíženích mají parní turbíny menší celkovou účinnost než při vyšších zatíženích (obr. 5.6) [28]. Celková účinnost parní turbíny  $\eta_{st}$  se skládá z izoentropické účinnosti  $\eta_{is}$  a mechanické účinnosti  $\eta_m$  a jsou spolu ve vztahu

$$\eta_{st} = \eta_{is} \cdot \eta_m \quad (5.16)$$

Izoentropická účinnost vůči mechanické nabývá menších hodnot ( $\eta_{is} \ll \eta_m$ ) [23] a podstatně se mění v závislosti na zatížení, čímž ovlivňuje celkovou účinnost turbíny. Nelinearitu je potřeba ve výpočtovém modelu zohlednit [28].

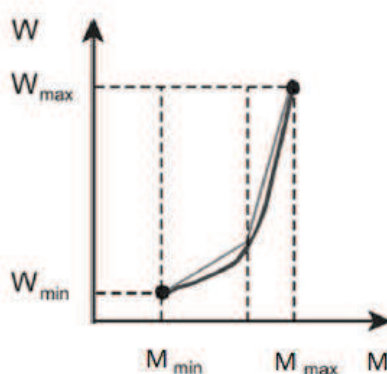
Pro zadané vstupní a výstupní stavy páry platí mezi výkonem turbíny  $W$  a průtočným množstvím páry  $M$  nelineární závislost (obr. 5.11).

**Pozn.:** U autorů Iblera a Ambrože je použito pro označení výkonu turbíny písmeno  $P$ , u Mavromatise  $E$  a Varbanova  $W$ . Toto označení je použito z důvodů lepšího rozeznání a přiřazení graficky vyjádřených spotřebních charakteristik v praktické části práce.



**Obr. 5.11** Závislost výkonu na průtočném množství páry a aproximaci [28]

Nelineární závislost jde relativně přesně aproximovat pomocí segmentů tvořených jednou nebo několika Willanových přímkami (obr. 5.12). Ve většině případů postačuje pro jednu turbínu jeden segment tvořený jednou přímkou. Při požadavku větší přesnosti modelu je většinou použito dvou segmentů.



**Obr. 5.12** Znázornění aproximace dvěma Willanovými přímkami [28]

Pro každý interval je třeba znát parametry jednotlivých přímk. Sklon přímek se vztahuje k reálnému entalpickému spádu v turbíně. Pro jakékoliv zatížení parní turbíny při nezměněném vstupním a výstupním tlaku páry spolu s konstantní vstupní teplotou páry, zůstane izoentropický entalpický spád konstantní. Výsledkem změny izoentropické účinnosti je, že se mění reálný entalpický spád v turbíně se zatížením. Reálný entalpický spád nemůže být vyšší než izoentropický entalpický spád. Pro určení výkonu parní turbíny při plném i částečném zatížení turbíny vychází Varbanov z níže uvedených vztahů.

Výkonová rovnice v každém modelovaném intervalu má tvar Willanovy přímky. Pro aktuální výkonovou křivku je platný vztah:

$$W = \Delta h_{\text{real}} \cdot M - W_{\text{loss}} \quad (5.17)$$

kde:  $W$ .....výkon parní turbíny [MW],  
 $\Delta h_{\text{real}}$  ..měrný reálný entalpický spád [MWh/t],  
 $M$ .....průtočné množství páry [t/h],

$W_{loss}$ ....vnitřní energetické ztráty parní turbíny [MW].

Pro izoentropický výkon (ideální turbína)

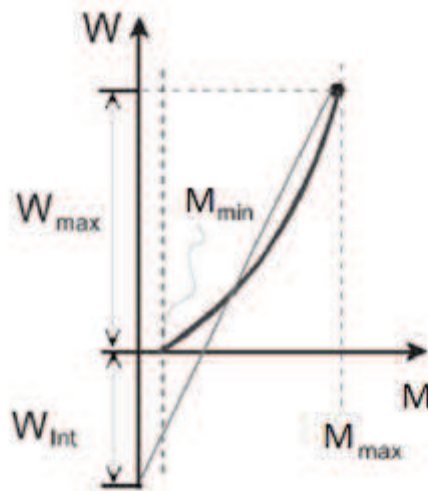
$$W_{is} = \Delta h_{is} \cdot M \quad (5.18)$$

kde:  $W_{is}$ .....izoentropický výkon parní turbíny [MW],  
 $\Delta h_{is}$ .....měrný izoentropický entalpický spád [MWh/t],  
 $M$ .....průtočné množství páry [t/h].

Sklon Willanovy přímky je úměrný izoentropické entalpické změně a izoentropické účinnosti. Pro poměrný výkon, který nám vymezuje vzdálenost na Willanově přímce mezi průsečíky na obou osách (obr. 5.13) je dán vztah:

$$W_{int} = L \cdot W_{max} \quad (5.19)$$

kde:  $W_{int}$ .....poměrný výkon [MW],  
 $W_{max}$ ...maximální výkon parní turbíny [MW],  
 $L$ .....koeficient úměrnosti [-].



**Obr. 5.13** Modelování průsečíku Willanovy přímky [28]

### 5.3.1 Plné zatížení parní turbíny

Pro výpočtový model při plném zatížení parní turbíny bylo použito pro výpočet regresních parametrů a koeficientů stejných vstupních dat (obr. 5.7) jako v modelu dle Mavromatise. Rozdílem je, že regresní koeficienty byly Varbanovem přepočítány pro rozdíl teplot sytosti vstupní a výstupní páry na místo pouze teploty sytosti vstupní páry. Využitím

teplotního rozdílu je docíleno jednoduššího propojení utilitních výpočtů s požadavkem na procesní ohřívání a ochlazování v celkovém systému, přičemž použití teploty sytosti je ekvivalentní vyjádření tlakového spádu v turbíně [28].

Pro plné zatížení mají rovnice izoentropického výkonu tvar:

$$W_{is,max} = \Delta h_{is} \cdot M_{max} = \frac{W_{max}}{\eta_{st,max}} \quad (5.20)$$

$$W_{is,max} = A + B \cdot W_{max} \quad (5.21)$$

Rovnice regresních parametrů:

$$A = a_3 + a_4 \cdot \Delta T_{sat} \quad (5.22)$$

$$B = b_3 + b_4 \cdot \Delta T_{sat} \quad (5.23)$$

	Protitlakové turbíny		Kondenzační turbíny	
	$W_{max} \leq 2 \text{ MW}$	$W_{max} > 2 \text{ MW}$	$W_{max} \leq 2 \text{ MW}$	$W_{max} > 2 \text{ MW}$
$a_3$ (MW)	0	0	0	-0,463
$a_4$ (MW/°C)	0,00108	0,00423	0,000662	0,00353
$b_3$ (-)	1,097	1,155	1,191	1,22
$b_4$ (1/°C)	0,00172	0,000538	0,000759	0,000148

**Tab. 5.2** Hodnoty regresních koeficientů pro plné zatížení upravené dle Varbanova [28]

Tyto regresní koeficienty vychází z publikovaných dat a nemusí nutně odpovídat pro výpočtový model parní turbíny. Doporučuje se, pokud se bude dělat nezávislá regrese, vycházet z hodnot výrobce zařízení, lépe však z konkrétních naměřených provozních dat parní turbíny. Pro tuto regresi je zapotřebí znát:

- $W$  výkon parní turbíny [MW],
- $T_{sat,in}$  teplota sytosti vstupní páry [°C],
- $T_{sat,out}$  teplota sytosti výstupní páry [°C],
- $T_{in}$  aktuální teplota vstupní páry [°C],
- $M$  průtočné množství páry [t/h].

### 5.3.2 Částečné zatížení parní turbíny

V předešlé kapitole byl stanoven vztah mezi izoentropickým výkonem a celkovým výkonem na hřídeli s fixním Willanovým průsečíkem vzhledem k celkovému (maximálnímu) výkonu. Při částečném zatížení je uvažováno s proměnlivými poměry vzhledem k celkovému (maximálnímu) výkonu [28].

Pro výpočet při částečném zatížení byly sestaveny rovnice pro celkový výkon

$$W_{\max} = n \cdot M_{\max} - W_{\text{int}} \quad (5.24)$$

$$W_{\max} = n \cdot M_{\max} - L \cdot W_{\max} \quad (5.25)$$

$$W_{\max} = \frac{n \cdot M_{\max}}{L+1} \quad (5.26)$$

Po dosazení rovnice (5.26) do rovnice (5.21) a úpravě obdržíme vztah pro směrnici Willanovy přímky  $n$

$$\Delta h_{\text{is,max}} \cdot M_{\max} = A + B \cdot \frac{n \cdot M_{\max}}{L+1} \quad (5.27)$$

$$n = \frac{L+1}{B} \cdot \left( \Delta h_{\text{is}} - \frac{A}{M_{\max}} \right) \quad (5.28)$$

Po dosazení rovnic (5.26) a (5.28) do (5.19) obdržíme rovnici pro poměrný výkon

$$W_{\text{int}} = \frac{L}{B} \cdot (\Delta h_{\text{is,max}} \cdot M_{\max} - A) \quad (5.29)$$

Na základě rovnic (5.28) a (5.29) lze vyjádřit průběh maximálního výkonu pro částečné zatížení parní turbíny. Pro regresní parametry  $A$ ,  $B$  platí vztahy (5.22) a (5.23), s hodnotami regresních koeficientů z tab. 5.3. Pro koeficient úměrnosti  $L$  byl odvozen vztah

$$L = a_L + b_L \cdot \Delta T_{\text{sat}} \quad (5.30)$$

kde:  $L$ .....koeficient úměrnosti [-],  
 $a_L$ .....regresní koeficient pro určení koeficientu úměrnosti [-],  
 $b_L$ .....regresní koeficient pro určení koeficientu úměrnosti [1/°C],  
 $\Delta T_{\text{sat}}$  ...rozdíl saturovaných teplot páry [°C].

	Protitlakové turbíny		Kondenzační turbíny
	$W_{\max} \leq 8 \text{ MW}$	$W_{\max} > 8 \text{ MW}$	$W_{\max}$
$a_3 \text{ (MW)}$	0,025	0,09	-2,08E-08
$a_4 \text{ (MW/°C)}$	0,00463	0,013	0,000297
$b_3 \text{ (-)}$	1,39	1,22	1,602
$b_4 \text{ (1/°C)}$	-0,00094	-0,00057	-0,0016
$a_L \text{ (-)}$	0,248	0,19	-0,01
$b_L \text{ (1/°C)}$	-0,00126	-0,00079	0,000326
$b_{\text{total}} \text{ (MW)}$	0,0741	0,1376	0,1422
$b_{\text{total}} \text{ (MW/°C)}$	0,00101	0,001015	0,001017

**Tab. 5.3** Hodnoty regresních koeficientů dané pro částečné zatížení dle Varbanova [28]

Hodnoty regresních koeficientů v tab. 5.3 byly vygenerovány na základě dat výrobců turbín a jsou platné pro výkonové rozmezí:

od 1,165 MW do 34,707 MW pro protitlakové turbíny a  
od 8,232 MW do 59,298 MW pro kondenzační turbíny.

Pro rovnici izoentropické účinnosti  $\eta_{is}$  pro model dle Varbanova vycházíme z rovnice maximálního výkonu (5.20)

$$\eta_{is} = \frac{W}{\Delta h_{is} \cdot M \cdot \eta_m} \quad (5.31)$$

kde:  $\eta_m$  .....mechanická účinnost [-]

Z výše uvedeného je nutné pro výpočet dle Varbanova nutné znát:

- $W_{\max}$  maximální výkon parní turbíny [MW],
- $T_{\text{sat,in}}$  teplota sytosti vstupní páry [°C],
- $T_{\text{sat,out}}$  teplota sytosti výstupní páry [°C],
- $T_{\text{in}}$  aktuální teplota vstupní páry [°C],
- $M$  průtočné množství páry [t/h],
- $M_{\max}$  maximální průtočné množství páry [t/h].

## 6. ENERGETICKÉ (SPOTŘEBNÍ) CHARAKTERISTIKY

Energetické (spotřební) charakteristiky vyjadřují závislost mezi vyrobenou a spotřebovanou energií v ustáleném provozním režimu při různém zatížení. Sestavují se energetické charakteristiky turbín, kotlů, reaktorů a energetických bloků jako celku. Tyto závislosti vyjadřujeme graficky nebo pomocí algebraických vztahů [8].

### 6.1 Popis provozních režimů energetických zařízení

Maximální výkon energetického zařízení nebo bloku, při kterém může toto zařízení nebo blok trvale pracovat, se nazývá jmenovitý výkon. V tomto provozním režimu musí být základní parametry blízké jmenovitým hodnotám a mohou být jen v mezích stanovených normou nebo výrobcem zařízení [1,7,8].

Výkon, při kterém zařízení nebo blok pracuje s nejvyšší účinností, se nazývá optimální (ekonomický) výkon. Ekonomický výkon bývá roven 75% a 90% jmenovitého výkonu. Ekonomický výkon se určuje tak, aby maximální množství energie za celou životnost zařízení bylo vyrobeno přibližně při tomto výkonu. Někdy se požaduje, aby zařízení bylo možno krátkodobě přetížít o 10 až 20 % nad jmenovitý výkon. Takový výkon a jeho dosažení bývá spojeno s určitým zhoršením účinnosti [1,7,8].

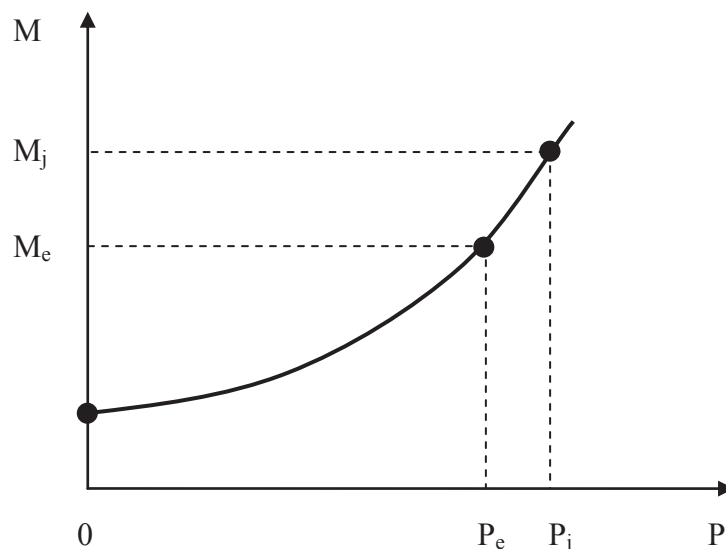
Jestliže zařízení pracuje při přibližně konstantním zatížení a hodnoty základních parametrů se nemění, mluvíme o normálním ustáleném (stacionárním) provozním režimu. Přitom některé parametry dosahují své jmenovité hodnoty, resp. nepřekračují meze přípustné tolerance a jiné parametry se mohou dosti značně lišit od hodnot, jakých nabývají při jmenovitém nebo ekonomickém výkonu (tlak v kondenzátoru, tlak páry v neregulovaných odběrech, teplota páry před přihřívákem apod.) [1,7,8].

Při normálním neustáleném stavu (nestacionárním) provozu přechází zařízení z jedné výkonové úrovně na jinou, přičemž některé parametry nesmí překročit hranice tolerance (tlak a teplota vstupní páry, teplota přihřáté páry) a některé parametry se mění. Při spouštění nebo odstavování zařízení se všechny parametry, nebo aspoň většina parametrů, mění v dosti širokých mezích [8].

### 6.2 Spotřební charakteristiky parních turbín

Spotřební charakteristika parní turbíny (kondenzační nebo protitlakové) vyjadřuje závislost spotřeby páry na výkonu turbíny při jmenovitých stavech páry na vstupu a výstupu. Tato závislost může být na výkonu svorkovém  $P_{sv}$ , při zapojení turbíny na elektrický generátor nebo na výkonu spojkovém  $P_{sp}$ , v zapojení kdy turbína slouží jako mechanický pohon (napájecí čerpadla, kompresory atd.). V reálných podmínkách je charakteristika značně složitá a je závislá na mnoha faktorech, které tuto závislost ovlivňují (počet stupňů lopatek, úhel lopatek, rychlost proudění atd.) viz obr. 6.1.

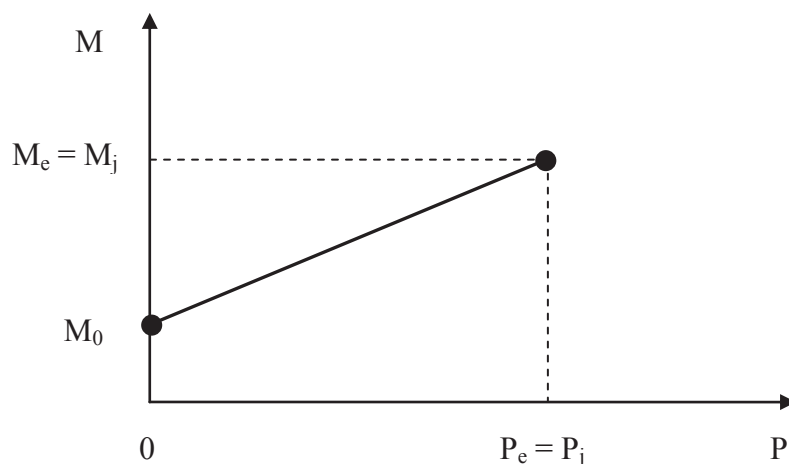




**Obr. 6.1** Reálný průběh spotřební charakteristiky parní turbíny [1]

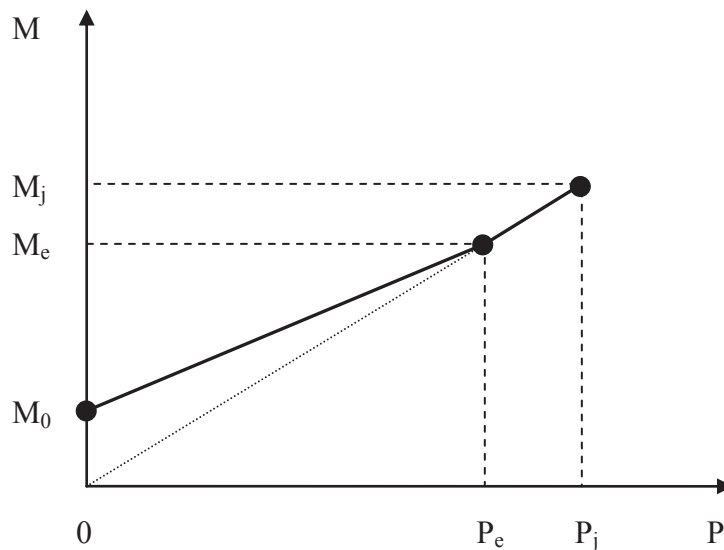
Na základě reálného měření a teoretických úvah lze závislost spotřeby páry na výkonu zjednodušit nebo nahradit s vyhovující přesností závislostí kvadratickou nebo lineární (přímkovou). Při konstrukci lineární spotřební charakteristiky ovlivňuje její tvar typ použité regulace:

- **Regulace škrcením**, u které je ekonomický a jmenovitý stav totožný (v celém průběhu výkonu dochází ke ztrátám vlivem škrcením) a v tomto bodě je také dosahována nejvyšší účinnost zařízení. Obdobný průběh charakteristiky platí i pro regulaci s klouzavým tlakem páry. K sestavení takové spotřební charakteristiky nám postačí při grafickém řešení dva body, viz obr. 6.2:
  - 1) spotřeba páry při chodu naprázdno  $M_0$ ,
  - 2) ekonomický, resp. jmenovitý bod ( $P_e, M_e$ , resp.  $P_j, M_j$ ).



**Obr. 6.2** Linearizovaná spotřební charakteristika parní turbíny s regulací škrcením [1]

- **Skupinová regulace**, která se skládá z dvoupřímkové závislosti. K sestrojení spotřební charakteristiky při grafické řešení je zapotřebí tří bodů, viz obr. 6.3:
  - 1) spotřeba páry při chodu naprázdno  $M_0$ ,
  - 2) ekonomický bod  $(P_e, M_e)$  známý z termodynamického výpočtu lopatkování, popř. garantované výrobcem turbíny,
  - 3) jmenovitý bod  $(P_j, M_j)$ .



**Obr. 6.3** Linearizovaná spotřební charakteristika parní turbíny se skupinovou regulací [1]

Spotřeba páry při chodu naprázdno se vyjádří dle rovnice

$$M_0 = k_0 \cdot M_e \quad (6.1)$$

kde:  $M_0$  .....spotřeba páry při chodu naprázdno [kg/s],  
 $k_0$  .....součinitel chodu naprázdno [-],  
 $M_e$  .....ekonomická spotřeba páry [kg/s].

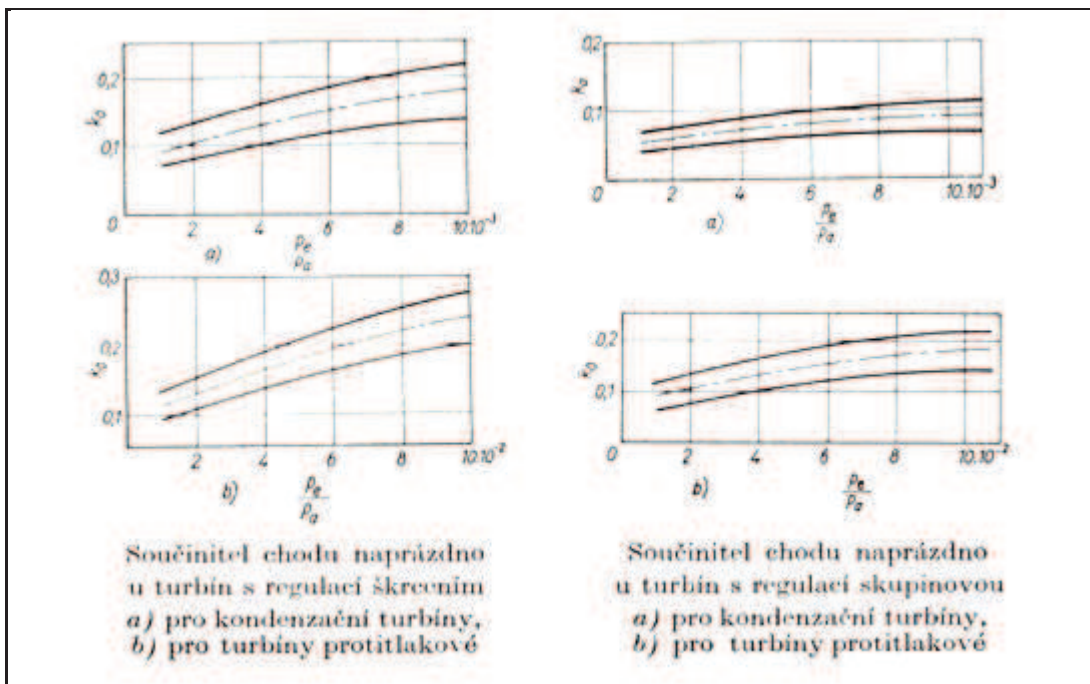
Součinitel chodu naprázdno  $k_0$  lze určit několika způsoby [1]:

- 1) Stanovením výkonu, který pokrývá všechny vznikající ztráty při chodu naprázdno a jmenovitých otáčkách

$$P_0 = P_m + \Sigma P_z = M_0 \cdot H_{izo} \cdot \eta_{td0} \quad (6.2)$$

kde:  $P_0$  .....výkon turbíny při chodu naprázdno [kW],  
 $P_m$ .....výkon potřebný pro krytí mechanických ztrát turbíny včetně generátoru, které .....jsou nezávislé na zatížení [kW],  
 $P_z$ .....výkon na ostatní ztráty, které jsou závislé na zatížení turbíny (ventilační, .....ucpávkové) [kW],  
 $M_0$  .....spotřeba páry při chodu naprázdno [kg/s],  
 $H_{izo}$ .....izoentropický spád turbíny [kJ/kg],  
 $\eta_{td0}$ .....účinnost turbíny při chodu na prázdno [-].

2) Odečtením z diagramů. Diagramy (Heidl,1935) jsou sestrojeny na základě měření na určitých turbínách určité konstrukce a typu regulace. Měření bylo provedeno na jednotělových turbínách se středními stavy páry. U parních turbín větších výkonů o vysokých vstupních stavech páry je spotřeba páry a chod naprázdno nižší než v diagramech na obr. 6.4 [1].



**Obr. 6.4** Grafy pro určení součinitele chodu naprázdno  $k_0$  [1]

3) Extrapolací lineární závislosti  $M = f(P)$  při výkonech nižších než je jmenovitý. Tuto závislost lze obdržet buďto výpočtem, který je velmi komplikovaný a je potřeba znát více proměnných veličin (rychlostní poměry jednotlivých stupňů turbíny, entalpický spád stupně, otáčky, atd.), nebo měřením z reálné praxe. Průběh spotřeby páry podle výpočtu i měření není ovšem lineární až ke zcela

malým výkonům. V této oblasti bude pravděpodobně spotřeba vyšší než podle lineární závislosti, protože zhoršení účinnosti turbíny je větší než odpovídá výpočtu a nastává ventilace nepracujících stupňů.

Součinitele chodu na prázdno  $k_0$  na základě extrapolace dat z praxe [8] se pohybují v rozmezí:

- kondenzačních turbín se skupinovou regulací 0,04 až 0,07
- kondenzačních turbín s regulací škrcením 0,07 až 0,10
- protitlakových turbín se skupinovou regulací 0,10 až 0,20
- protitlakových turbín s regulací škrcením 0,12 až 0,25

Větší hodnotu nabývá součinitel chodu naprázdno  $k_0$  pro větší hodnoty poměrů výstupního a vstupního tlaku páry  $p_k/p_0$  u kondenzační turbíny a  $p_p/p_0$  u protitlakové turbíny. Nižší hodnoty  $k_0$  se vyskytují u nižších hodnot poměrů tlaku páry.

U protitlakových turbín se tepelné spády na jednotlivé stupně a tedy i účinnost jednotlivých stupňů, oproti kondenzačním turbínám, se změnou zatížení značně mění, z tohoto důvodu je spotřeba páry pro chod naprázdno  $M_0$  u protitlakových turbín větší.

Spotřeba páry pro chod naprázdno  $M_0$  u protitlakových turbín je také větší z důvodu většího spádu na regulační stupeň. Spád na regulační stupeň tvoří podstatnou část celkového spádu, a proto se i změna účinnosti regulačního stupně při změně zatížení projevuje výrazněji.

Pro hodnoty součinitele chodu naprázdno  $k_0$ , které jsou uváděné v literatuře, je třeba mít na zřeteli, že jde o model závislosti spotřeby páry na výkonu. U skutečného průběhu spotřeby páry, zejména při nižších zatíženích je závislost odlišná. Spotřeba pro chod naprázdno nemusí být totiž skutečnou spotřebou páry, která kryje při nulovém zatížení a jmenovitých otáčkách příslušné ztráty, ale taková, která vyhovuje lineární závislosti v oblasti výkonů

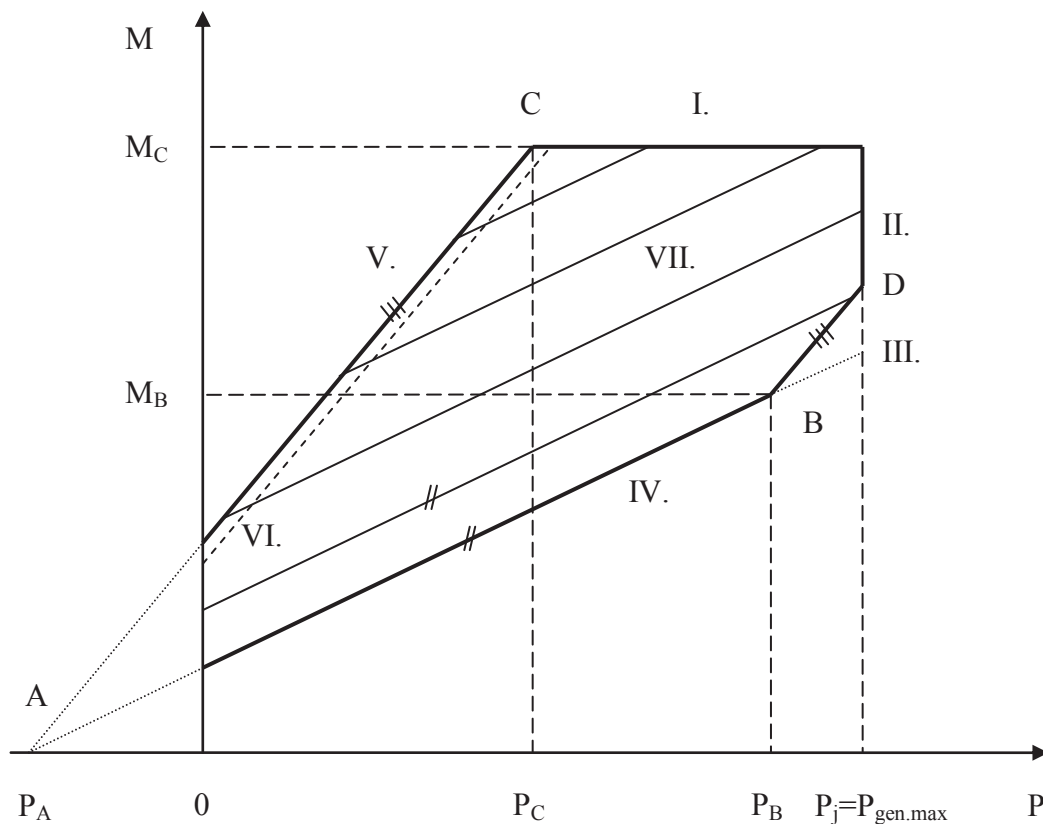
$$P > (0,4 \text{ až } 0,5) \cdot P_j,$$

kteřá je pro ekonomické výpočty nejdůležitější [8].

### **6.3 Spotřební charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem**

V reálném provozu se velmi často vyskytuje parní turbína s jedním popř. dvěma regulovanými odběry. Kapitola 6.3 se zaměřuje na popis a konstrukci spotřební charakteristiky kondenzační turbíny s jedním regulovaným odběrem. U této charakteristiky je průtok páry  $M$  závislý na svorkovém výkonu  $P_{sv}$  a odběrovém množství páry  $M_{odb}$ . Při konstrukci spotřební charakteristiky kondenzační turbíny s jedním regulovaným odběrem je z hlediska spotřeby páry vhodné rozdělit turbínu na dvě části. Na část vysokotlakou s protitlakovou turbínou a část nízkotlakou s kondenzační turbínou. Rozdělení je možné za předpokladu, že závislost průtoku páry na výkonu je v celém rozsahu výkonu lineární a

zanedbáváme vliv škrcení skupinových ventilů. Při sestavování spotřební charakteristiky protitlakové turbíny s jedním regulovaným odběrem bude postup obdobný.



**Obr. 6.5** Spotřební charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem páry.

Pro sestavení složené spotřební charakteristiky je nezbytné vyjádřit výkonové rovnice [1] závislé na průtočném množství páry přičemž:

- $M_{1max}$  je maximální průtok páry vysokotlakou částí turbíny při maximálním výkonu  $P_{1max}$ ,
- $M_{2max}$  je maximální průtok páry nízkotlakou částí turbíny při maximálním výkonu  $P_{2max}$ ,
- $P_1$  výkon vysokotlaké části,
- $P_2$  výkon nízkotlaké části,
- $M_1$  průtok páry vysokotlakou částí,
- $M_2$  průtok páry nízkotlakou částí,
- $k_1$  spotřeba páry při chodu naprázdno pro vysokotlakou část turbíny (protitlakovou turbínu),
- $k_2$  spotřeba páry při chodu naprázdno pro nízkotlakou část turbíny (kondenzační turbínu).

Na základě rovnice pro měrnou spotřebu

$$m = \frac{M}{P}, \quad (6.3)$$

lze pro složený diagram spotřeby páry vytvořit úměru pro libovolný výkon

$$\frac{M_{1\max} - k_1 \cdot M_{1\max}}{P_{1\max}} = \frac{M_1 - k_1 \cdot M_{1\max}}{P_1}. \quad (6.4)$$

Z této rovnice vyjádříme výkon pro vysokotlakou část turbíny (protitlaková turbína)

$$P_1 = \frac{P_{1\max}}{M_{1\max} \cdot (1 - k_1)} \cdot (M_1 - k_1 \cdot M_{1\max}). \quad (6.5)$$

Stejně vyjádření lze psát i pro nízkotlakou část turbíny (kondenzační turbína)

$$P_2 = \frac{P_{2\max}}{M_{2\max} \cdot (1 - k_2)} \cdot (M_2 - k_2 \cdot M_{2\max}). \quad (6.6)$$

Pro průtočné množství páry, které je odebíráno regulovaným odběrem platí

$$M_{\text{odb}} = M_1 - M_2. \quad (6.7)$$

Pro celkový výkon pak platí

$$P_{\text{celk}} = P_1 + P_2. \quad (6.8)$$

Pro množství páry  $M_1$  vstupující do vysokotlaké části platí rovnost s celkovým vstupním množstvím páry  $M$ , které vstupuje do celé turbíny. Po úpravě výše uvedených rovnic a dosazení do rovnice celkového výkonu obdržíme:

$$P = \left[ \frac{P_{1\max}}{M_{1\max} \cdot (1 - k_1)} + \frac{P_{2\max}}{M_{2\max} \cdot (1 - k_2)} \right] \cdot M - \left[ \frac{P_{2\max}}{M_{2\max} \cdot (1 - k_2)} \right] \cdot M_{\text{odb}} - \frac{P_{1\max} \cdot k_1}{(1 - k_1)} - \frac{P_{2\max} \cdot k_2}{(1 - k_2)} \quad (6.9)$$

Pomocí této rovnice a okrajových podmínek, které jsou stanoveny provozní režimy, obdržíme soustavu bodů. Na základě těchto bodů lze sestavit složenou spotřební charakteristiku pro parní turbínu s jedním regulovaným odběrem páry.

Provozní režimy:

- 1) Provoz čistě kondenzační (bez regulovaného odběru páry,  $M_{\text{odb}} = 0$ ), na základě rovnice výkonu (6.9) obdržíme rovnici přímky:

$$P = \left[ \frac{P_{1\max}}{M_{1\max} \cdot (1-k_1)} + \frac{P_{2\max}}{M_{2\max} \cdot (1-k_2)} \right] \cdot M - \frac{P_{1\max} \cdot k_1}{(1-k_1)} - \frac{P_{2\max} \cdot k_2}{(1-k_2)}. \quad (6.10)$$

Tuto přímku sestrojíme pomocí následujících bodů:

Bod A, který leží na ose x a platí pro něj  $M_A = 0$

$$P_A = - \left[ \frac{P_{1\max} \cdot k_1}{(1-k_1)} + \frac{P_{2\max} \cdot k_2}{(1-k_2)} \right] \quad (6.11)$$

Výkon  $P_A$  pokrývá ztráty při chodu naprázdno.

Bod B, pro který platí  $M_B = M_{2\max}$

$$P_B = \frac{P_{1\max}}{(1-k_1)} \cdot \left[ \frac{M_{2\max}}{M_{1\max}} - k_1 \right] + P_{2\max} \quad (6.12)$$

Spojnice bodů AB (přímka IV.) udává spotřební charakteristiku pro čistě kondenzační provoz.

- 2) Provoz čistě protitlakový (všechno vstupní množství páry prochází regulovaným odběrem páry,  $M_{odb} = M$ ), na základě rovnice výkonu (6.9) obdržíme opět rovnici přímky:

$$P = \left[ \frac{P_{1\max}}{M_{1\max} \cdot (1-k_1)} \right] \cdot M - \frac{P_{1\max} \cdot k_1}{(1-k_1)} - \frac{P_{2\max} \cdot k_2}{(1-k_2)} \quad (6.13)$$

Tuto přímku sestrojíme pomocí následujících bodů:

Bod A, pro který platí stejné hodnoty i tvar rovnice jako v případě 1).

Bod C, pro který platí  $M_C = M_{1\max}$

$$P_C = P_{1\max} - \frac{P_{2\max} \cdot k_2}{(1-k_2)} \quad (6.14)$$

Spojnice bodů AC (přímka V.) udává spotřební charakteristiku pro čistě protitlakový provoz.

- 3) Provoz s konstantním odběrem páry ( $M_{odb} = \text{konst.}$ ). Spotřebu páry určují přímky (VII.) rovnoběžné s přímkou pro čistě kondenzační provoz (IV.), protože musí mít stejnou směrnici. Průsečíky těchto přímek s přímkou pro čistě protitlakový provoz (V.) nám stanoví průtokové množství páry odběrem při nulovém průtoku nízkotlakou částí. Závislosti obdržíme tak, že vyneseme požadované množství

odběrové páry na osu  $y$ , průsečík s přímkou pro čistě protitlakový provoz dává bod, z něhož rovnoběžka s přímkou pro čistě kondenzační provoz je hledaná závislost.

Na tyto nejdůležitější spotřební charakteristiky navazují přímkové, které jsou podmíněny okrajovými podmínkami a uzavírají tak celou plochu složeného spotřebního diagramu (obr. 6.5) a vytváří plochu spotřeby a výkonu.

Omezující podmínky ohraničující plochu složeného diagramu spotřeby páry (obr. 6.5):

- maximální množství vstupní páry  $M_{1max}$  (bod C) neboli hltnost vysokotlaké části (přímka I.),
- omezení výkonu ekonomickou velikostí generátoru, který by při maximálním možném výkonu turbíny pracoval jen za specifických podmínek, a proto se jeho výkon volí nižší (přímka II.),
- maximální průtok  $M_{2max}$  (bod B) a spojnice s maximálním výkonem (přímka III.), tzn. že kondenzační část při plném otevření příslušných ventilů má maximální průtok  $M_{2max}$ , lze však dosáhnout větších výkonů a to pouze při regulovaném odběru páry, proto omezení z bodu B rovnoběžkou s přímkou pro čistě protitlakový provoz (přímka III.) [1],
- čistě protitlakový provoz (přímka V.) nelze ve skutečnosti připustit z důvodů přílišného ohřívání nízkotlaké části ventilací lopatkových řad a dalších rotorových částí. Ventily regulovaného odběru páry musí být proto nastaveny tak, aby i při takzvaném čistě protitlakovém provozu byl průtok nízkotlakou částí alespoň 5 až 15 %  $M_{2max}$  ( $M_B$ ). Toto množství páry, sloužící k chlazení nízkotlaké části, je nutné určit případ od případu, protože závisí na konstrukci a rozměrech nízkotlaké části [1]. Omezující spotřební charakteristika čistě protitlakového režimu (přímka V.) se tedy musí o hodnotu 5 až 15 %  $M_{2max}$  posunout směrem dolů (přímka VI).

Diagram spotřeby páry kondenzační turbíny s regulovaným odběrem páry (obr. 6.5) popsané konstrukce neobsahuje vliv škrcení jednotlivých skupin ventilů a předpokládá se, že lineární závislost množství páry (průtok) na výkonu platí i tehdy, jestliže např. nízkotlaká část má menší průtok páry, než je zapotřebí pro chod naprázdno, tj. když tato část výkon spotřebovává. Obojí nesouhlasí zcela přesně se skutečností, ale odchylky nejsou velké a diagram spotřeby vyhovuje v praxi zcela dobře [1].

Diagram spotřeby páry pro kondenzační turbíny se dvěma regulovanými odběry bývá složitý a nepřehledný. Je výhodnější považovat takovou turbínu za tři samostatné stroje a nakreslit spotřební diagram pro každou část zvlášť. Jednotlivé průtoky vypočítáme z celkové spotřeby páry a požadovaných odběrů, výkon se určí součtem výkonů všech tří částí [1].



## 7. VÝPOČTOVÝ PROGRAM MAPLE

Výpočty všech modelů spotřebních charakteristik byly prováděny v softwaru Maple, konkrétně ve verzi Maple 12. Program Maple umožňuje na základě vhodného zápisu a pomocí příkazů s předdefinovanými funkcemi a procedurami provádět nejrůznější matematické výpočty. Mapleovské funkce pokrývají mnoho odvětví matematiky od základů diferenciálního a integrálního počtu, lineární algebry, řešení rovnic, až po řešení diferenciálních a diferenčních rovnic, logiky a diferenciální geometrie.

Při výpočtu modelů spotřebních charakteristik parních turbín v programu Maple bylo potřeba ke stanovení určitých veličin (entropie, entalpie nebo teplota sytosti) parních tabulek, které nejsou součástí programu Maple, avšak jsou volně dostupné v podobě knihovny dat *XSteam\_V2.6.dll* na <http://www.x-eng.com>. Pomocí modulu *SteamMH.mpl* a vhodných příkazů lze načíst data z knihovny přímo do výpočtu. Knihovna dat *XSteam\_V2.6.dll* a modul *SteamMH.mpl* jsou součástí elektronické přílohy.

Základní příkazy k vyvolání veličin z parních tabulek použité při výpočtech:

<i>entropie v závislosti na tlaku a teplotě</i>	$s, dim := s\_pt(p, t), \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K});$
<i>entalpie páry v závislosti na tlaku a teplotě</i>	$h, dim := h\_pt(p, t), \text{kJ}/\text{kg};$
<i>entalpie páry v závislosti na tlaku a entropii</i>	$h, dim := h\_ps(p, s), \text{kJ}/\text{kg};$
<i>saturovaná teplota v závislosti na tlaku</i>	$T[sat], dim := TSat\_p(p), \text{°C};$

Důležité vyvolávací příkazy modulů použité při výpočtech:

<i>modul pro statistické výpočty</i>	$with(stats):$
<i>modul pro vykreslování grafů</i>	$with(plots):$
<i>modul pro vykreslování statistických hodnot do grafu</i>	$with(stats[statplots]):$

Výpočty jednotlivých modelů a zápisy v programu Maple jsou součástí elektronické přílohy.

## 8. POUŽITÍ A POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÝCH MODELŮ

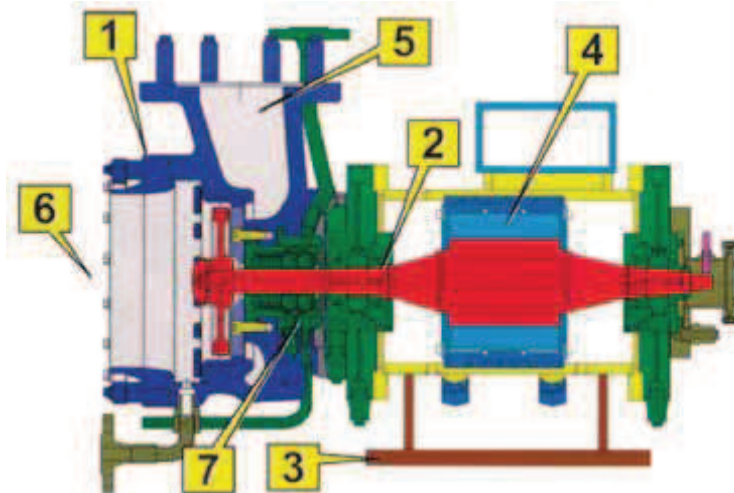
V kapitole 8 bude zaměřeno na použití a porovnání výpočtových modelů z kapitol 5 a 6. Výpočtové modely byly porovnány na turbinách zahraničních i tuzemských výrobců parních turbín, počínaje malými točivými redukcemi až po průmyslovou turbínu středního výkonu s jedním odběrem páry.

### 8.1 Točivé redukcce

Na základě dostupných informací a podkladů byly vybrány dva typy parních točivých redukcí o výkonech 50 a 3000 kW tuzemského výrobce G-Team Progress. V prvním případě byl použit typ TR Hi 150 a ve druhém případě typ TR 560.

#### 8.1.1 Točivá redukce TR Hi 150

Pro první srovnání výpočtových modelů a vytvořených spotřebních charakteristik byla použita točivá redukce typ TR Hi 150 tuzemského výrobce G - team. Turbína je konstruovaná pro extrémně nízké průtoky páry a skládá se z tělesa turbíny a vysokofrekvenčního elektrického generátoru. Dohromady tvoří jeden celek spojený hřídelí generátoru, na které je letmo uchycené turbínové kolo. Použitím jedné hřídele nevyžaduje turbína spojku a další druhotných rotujících částí. Těsnost mezi skříní a generátorem je zajištěna speciální ucpávkou, která zamezuje úniku páry. Součástí turbíny je kompletní olejové hospodářství zajišťující dodávku regulačního a mazacího oleje.

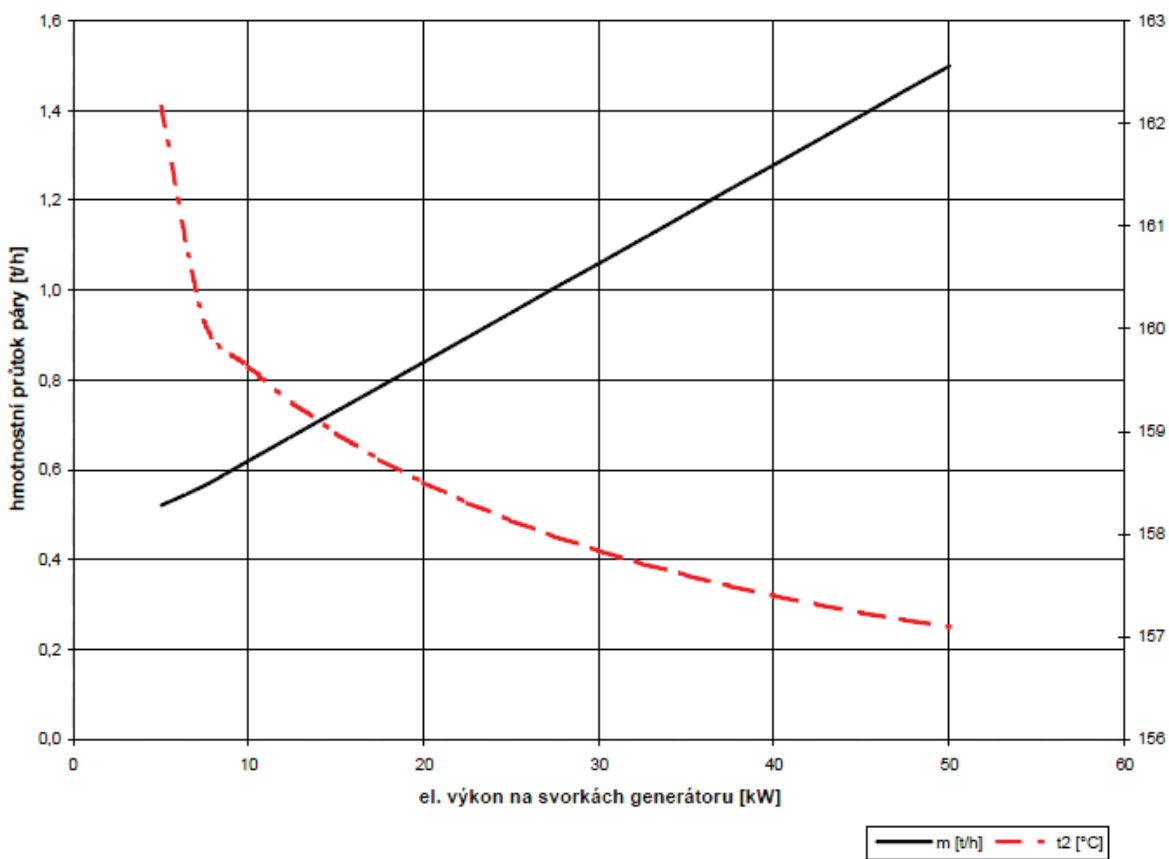


(1 – těleso turbíny, 2 – rotor turbíny, 3 – svařovaný ocelový rám, 4 – vysokofrekvenční elektrický generátor, 5 – vstup páry, 6 – výstup páry, 7 – parní ucpávka)

**Obr. 8.1** Řez točivou redukcí TR Hi 150 [5]

Parametry točivé redukce TR Hi 150 (výrobce)

Výkon:	20 – 150	kW
Množství páry:	0,2 – 6	t/h
Vstupní tlak páry:	0,3 – 4,0	MPa
Výstupní tlak páry:	0,05 – 1,4	MPa
Vstupní teplota páry:	max. 420	°C
Otáčky:	32 000	1/min

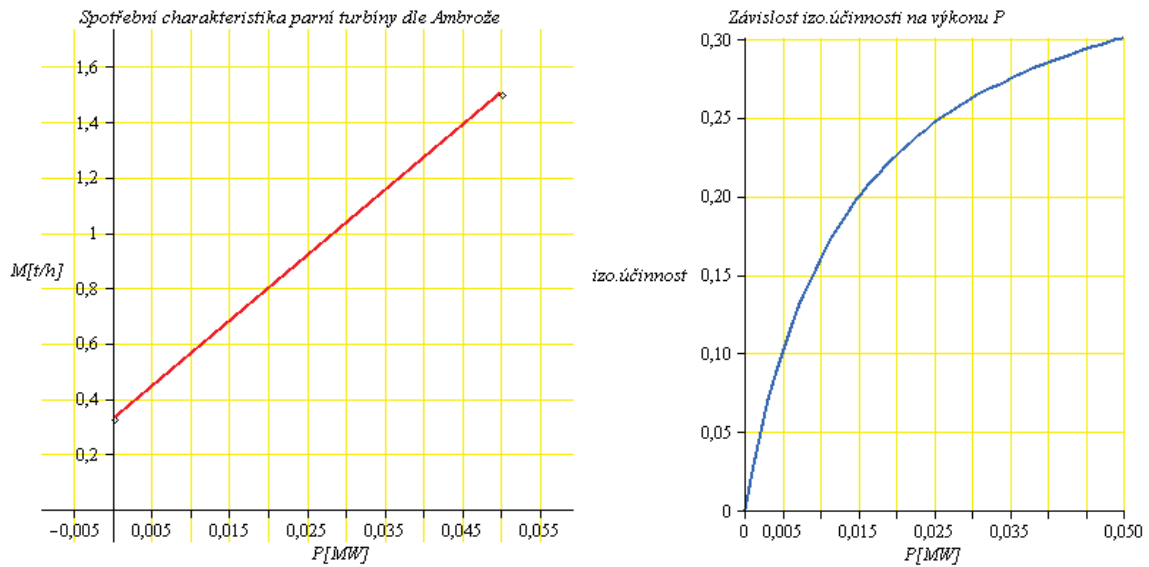


**Obr. 8.2** Spotřební charakteristika točivé redukce TR Hi 150 (G-Team -reálný případ) [4]

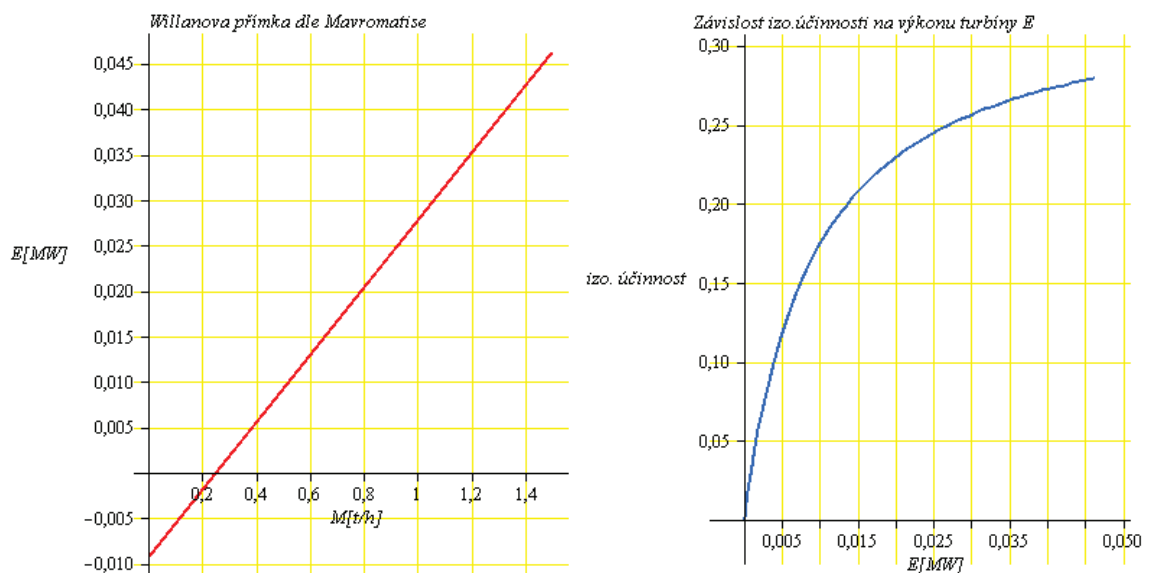
Parametry točivé redukce TR Hi 150 (reálný případ)

Výkon (svorkový):	50	kW
Množství páry (jmenovité):	1,5	t/h
Vstupní tlak páry:	1,6	MPa
Výstupní tlak páry:	0,2	MPa
Vstupní teplota páry:	260	°C

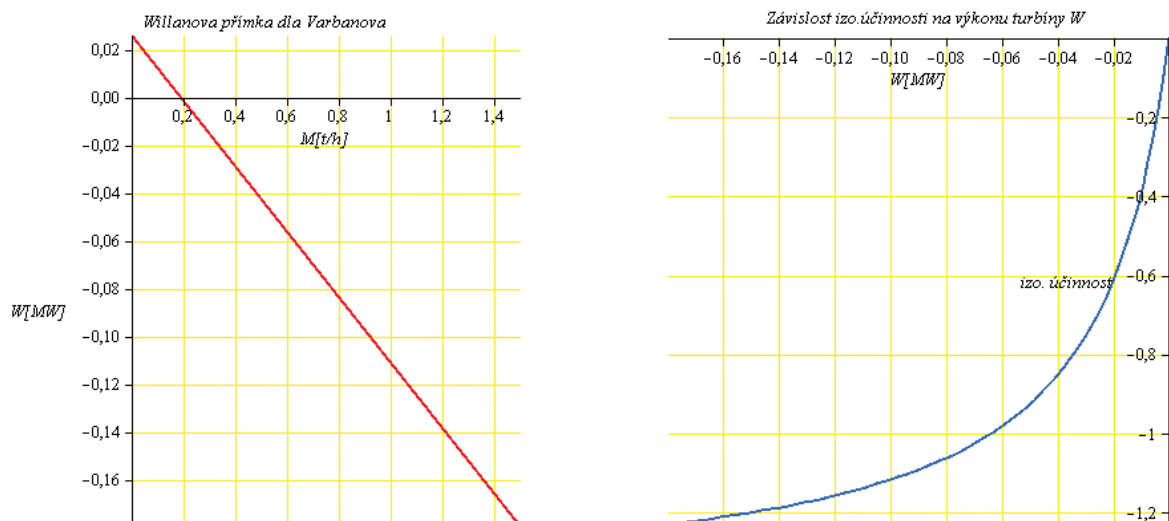
Turbína byla použita ve studii kogenerační jednotky o tepelném výkonu 1 MW, více o této studii viz [4]. Na základě výše uvedených hodnot byly vytvořeny modely spotřebních charakteristik (obr. 8.3 až obr. 8.5), které byly porovnány se spotřební charakteristikou provedenou pro tyto hodnoty výrobcem G- Team (obr. 8.2).



**Obr. 8.3** Spotřební charakteristiky dle Ambrože



**Obr. 8.4** Spotřební charakteristiky dle Mavromatise



**Obr. 8.5** Spotřební charakteristiky dle Varbanova

Turbína: TR Hi 150 (G-Team)						
	$M_0$ (t/h)	$P_x$ (MW)	$M_x$ (t/h)	$M_{max}$ (t/h)	$P_{max}$ (MW)	$\eta_{izo}(P_{max}, M_{max})(-)$
Ambrož	0,33	0,025	0,92	1,5	0,05	0,30
Mavromatotis	0,25	0,025	0,92	1,5	0,046	0,28
Varbanov	0,19	0,025	-0,1	1,5	-0,18	-1,2
G-Team	0,39	0,025	0,93	1,5	0,05	0,30 dle [4]

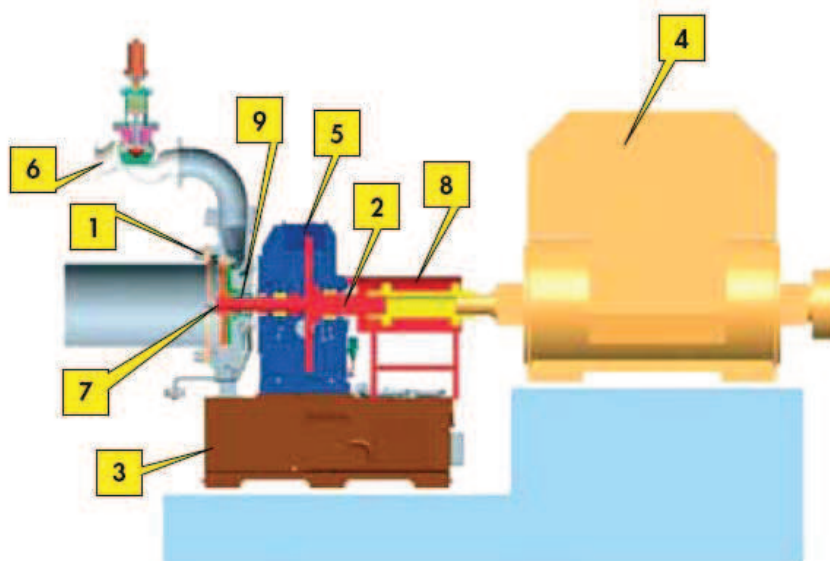
**Tab. 8.1** Hodnoty odečtené ze spotřebních charakteristik pro TR Hi 150

Z výše uvedených spotřebních charakteristik je nejvíce patrný rozdíl mezi spotřební charakteristikou vytvořenou výrobcem a modelem spotřební charakteristiky dle Varbanova. U spotřební charakteristiky dle Varbanova jsou hodnoty záporné a nereálné. Příčinou vygenerování nereálných hodnot je použití regresních koeficientů, které jsou určeny pro hodnoty výkonů v rozmezí od 1,165 MW do 34,707 MW pro protitlakové turbíny a v rozmezí hodnot výkonů od 8,232 MW do 59,298 MW pro kondenzační turbíny. Nereálné vykreslení spotřebních hodnot utvrzuje správnost výpočtového modelu.

Spotřební charakteristika dle Ambrože se od reálné spotřební charakteristiky liší minimálně a odchylka spotřeby páry pro chod na prázdno je do 5%. U modelové spotřební charakteristiky dle Mavromatise je odchylka spotřeby páry pro chod na prázdno v porovnání s reálnou charakteristikou do 10%.

### 8.1.2 Točivá redukce TR 560

Točivá redukce TR 560 se od předchozího modelu TR Hi 150 liší hlavně možností řízení dvou parciálních ostřiků a je konstruovaná pro entalpický spád  $\Delta h$  větší než 120 kJ/kg. Turbínu TR 560 tvoří těleso turbíny spojené s převodovkou, přičemž tato převodovka redukuje vysoké otáčky turbíny na potřebné otáčky generátoru. Obě tyto části se nachází na společném základovém rámu, jehož součástí je i kompletní olejové hospodářství. Součástí turbíny je také generátor, který je umístěn na samostatném betonovém základu a s parní turbínou je spojen pružnou spojkou. Těsnost rotoru je opět zajištěna speciální mechanickou ucpávkou páry.



(1 – těleso turbíny, 2 – rotor turbíny, 3 – svařovaný ocelový rám, 4 – synchronní elektrický generátor, 5 – převodovka, 6 – vstup páry, 7 – výstup páry, 8 – spojka, 9 – parní ucpávka)

**Obr. 8.6** Řez točivou redukcí TR 560 [5]

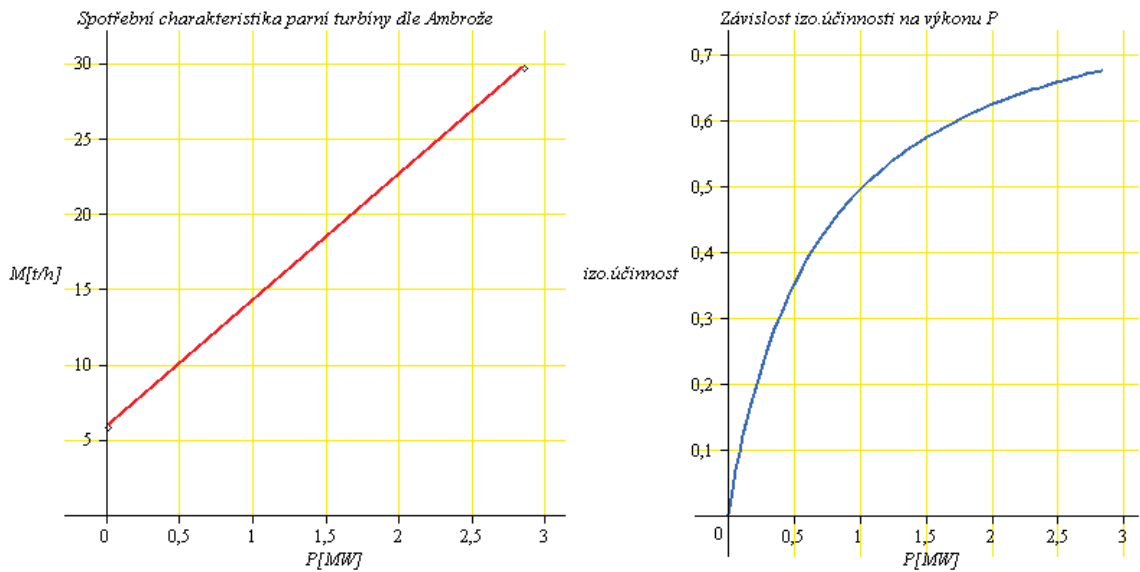
Parametry točivé redukce TR 560 (výrobce)

Výkon:	700 – 3000	kW
Množství páry:	10 – 30	t/h
Vstupní tlak páry:	0,6 – 4,0	MPa
Výstupní tlak páry:	0,05 – 1,4	MPa
Vstupní teplota páry:	max. 380	°C
Otáčky:	13 000	1/min

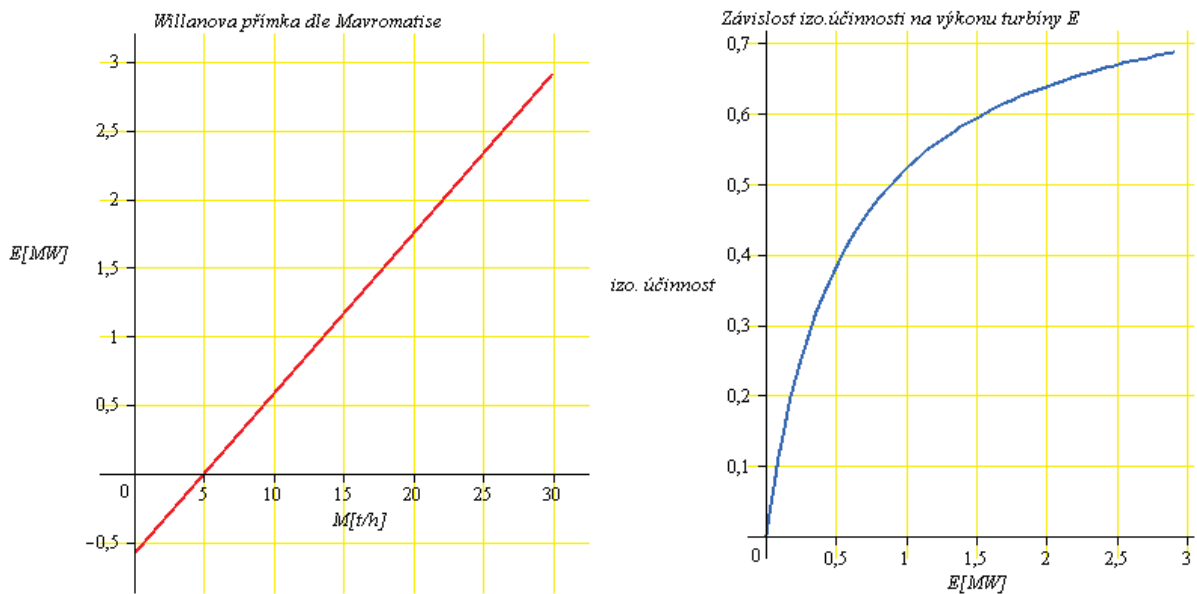
Pro zvolené parametry možného zapojení točivé redukce TR 560

Výkon:	3000	kW
Max. průtočné množství páry:	30	t/h
Vstupní tlak páry:	4,0	MPa
Výstupní tlak páry:	0,3	MPa
Vstupní teplota páry:	320	°C

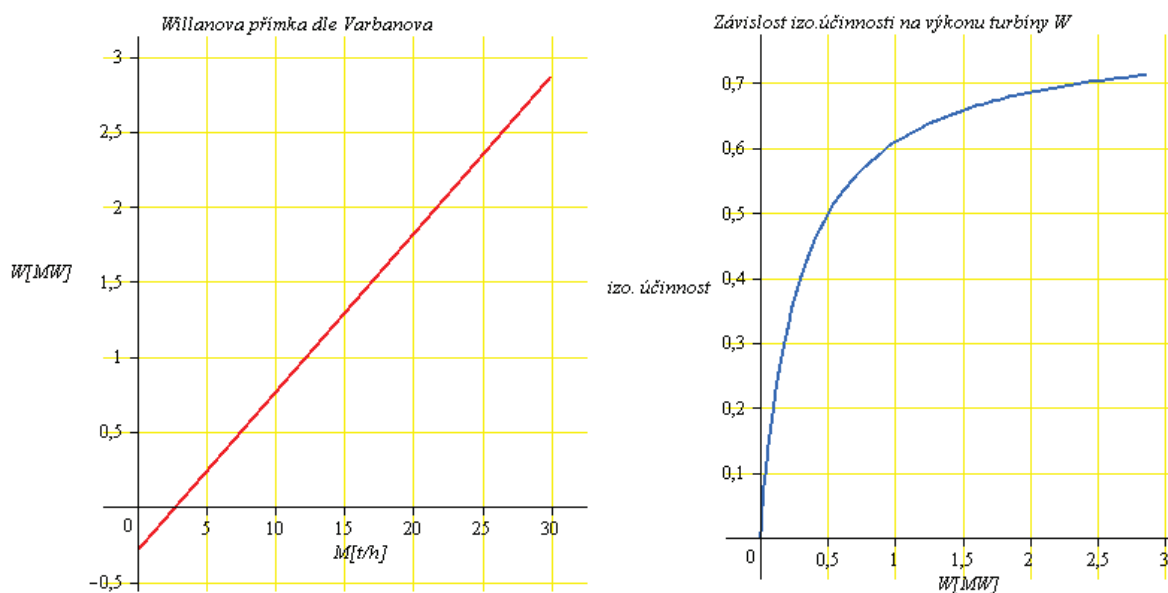
byly obdrženy závislosti zobrazené na obr. 8.7, obr. 8.8, obr. 8.9.



**Obr. 8.7** Spotřební charakteristiky dle Ambrože



**Obr. 8.8** Spotřební charakteristiky dle Mavromatise



**Obr. 8.9** Spotřební charakteristiky dle Varbanova

Turbína: TR 560 (G-Team)						
	$M_0$ (t/h)	$P_x$ (MW)	$M_x$ (t/h)	$M_{max}$ (t/h)	$P_{max}$ (MW)	$\eta_{izo}(P_{max}, M_{max})(-)$
Ambrož	5,96	1,5	18,53	29,8	2,82	0,67
Mavromatotis	5	1,5	17,78	30	2,91	0,69
Varbanov	2,7	1,5	16,99	30	2,87	0,71

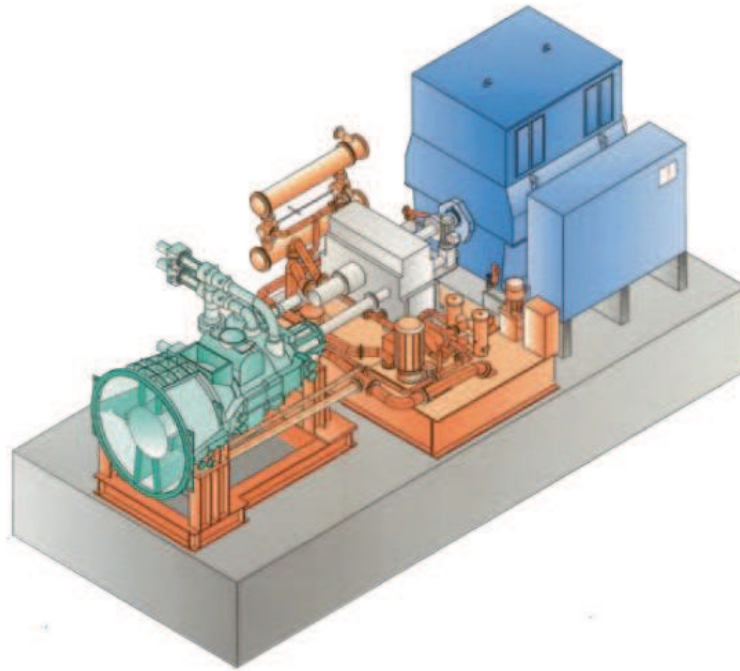
**Tab. 8.2** Hodnoty odečtené z modelových spotřebních charakteristik pro TR 560

Z tab. 8.2 je patrný značný rozdíl jednotlivých autorů v množství páry pro pokrytí vnitřních ztrát (chod naprázdno). U modelu dle Ambrože je to ovlivněno volbou součinitele chodu na prázdko v závislosti na použitém typu regulace. V tomto případě byla zvolena regulace škrcením a na základě poměru tlaků zvolena hodnota  $k_0 = 0,2$ . U modelu dle Mavromatise je velikost množství páry pro pokrytí vnitřních ztrát dán konstantním poměrem vůči maximálnímu výkonu. Nejlépe vychází poměr spotřeby páry ku výkonu parní turbíny pro model dle Varbanova. Pro lepší porovnání a vyhodnocení výsledků by bylo vhodné doplnit výsledky modelů spotřebních charakteristik o spotřební charakteristiku pro turbínu TR 560, sestavenou na základě reálně naměřených hodnot pro průtočné množství páry a výkon, kterou se nepodařilo zajistit.



## 8.2 Parní turbína s jedním (ne)regulovaným odběrem páry

Pro model složené spotřební charakteristiky parní turbíny byla vybrána kondenzační turbína s jedním odběrem páry od firmy Siemens s typovým označením SST 400. Firma Siemens nabízí své turbíny jako modulární systémy tzn., že se uspořádání a velikost jednotlivých částí přizpůsobuje dle požadavků zákazníka.



**Obr. 8.10** Schéma turbíny Siemens SST 400 a jeho modulární uspořádání [24]

(turbína, převodovka na rámu s olejovým hospodářstvím, generátor elektrické energie)

Parametry turbíny Siemens SST 400 (výrobce)

Výkon:	do 65	MW
Vstupní teplota páry:	do 540	°C
Vstupní tlak páry:	do 14	MPa
Výstupní tlak páry pro protitlakové uspořádání:	do 2,5	MPa
Výstupní tlak páry pro kondenzační uspořádání:	do 0,06	MPa
Parametry pro neregulovaný odběr páry		
Tlak:	do 6	MPa
Parametry pro regulovaný odběr páry (jeden, dva)		
Tlak:	do 4,5	MPa
Teplota:	do 450	°C
Otáčky:	3000 – 8000	1/min

Pro porovnání modelových složených spotřebních charakteristik byla vybrána turbína Siemens SST 400 provozovaná ve spalovně komunálních odpadů v Praze Malešicích (ZEVO). Turbína je kondenzačního typu s axiálním výstupním hrdlem a jedním neregulovaným odběrem páry, který slouží k zásobování vlastní spotřeby spalovny komunálního odpadu (ZEVO) nebo pro realizaci dodávek tepla v horké vodě z výměňkové stanice do sítě centrálního zásobování tepla. Pro spalovnu byla vybrána modulová konfigurace turbíny níže uvedených parametrů.

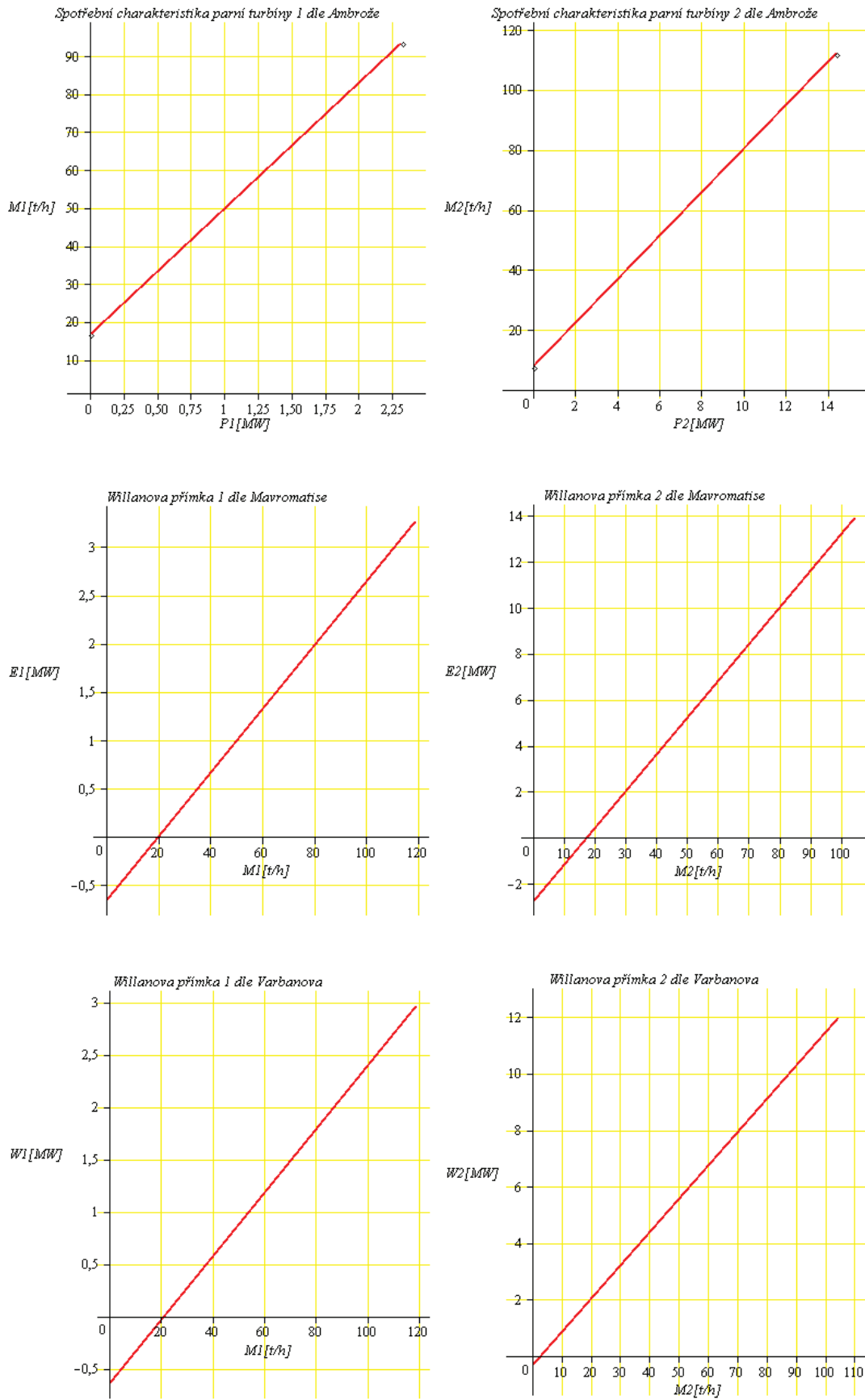
Parametry turbíny Siemens SST 400 (konkrétní aplikace)

Maximální výkon:	17,44	MW
Vstupní teplota páry:	233	°C
Vstupní tlak páry:	1,22	MPa
Výstupní tlak páry pro kondenzační uspořádání:	0,015	MPa
Parametry pro neregulovaný odběr páry		
Tlak:	0,66	MPa
Maximální průtočné množství páry:	55,4	t/h

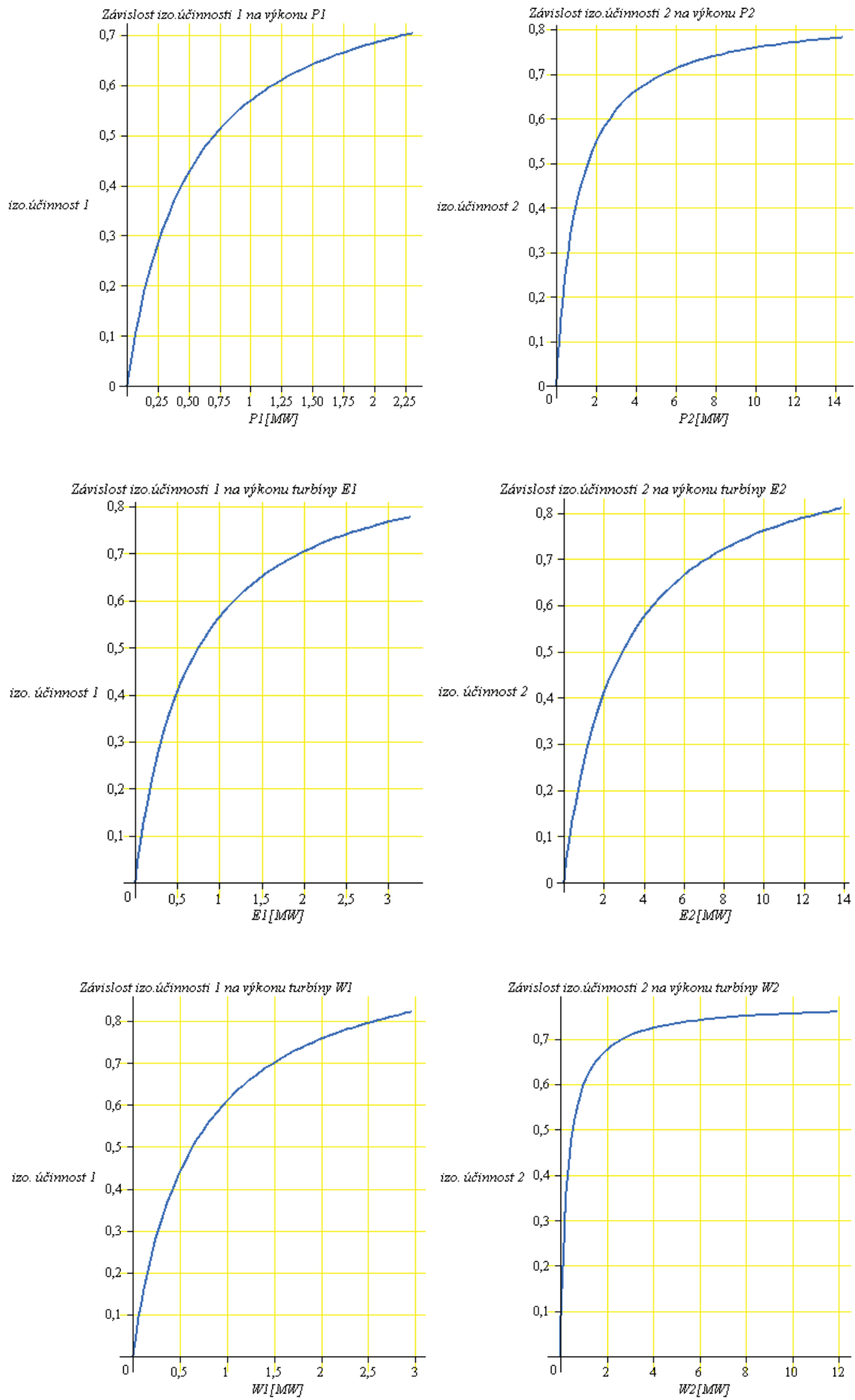
U tohoto modelu budou porovnány závislosti průtočného množství páry na výkonu a následně izoentropická účinnost na výkonu dle všech autorů. Dále pak bude zobrazen spotřební diagram s jedním odběrem páry dle Ambrože a provedeno vyhodnocení.

Turbína byla rozdělena na dvě části skládající se z turbíny protitlakové a turbíny kondenzační. Protitlaková turbína podává maximální výkon 2,44 MW při maximálním průtočném množství páry 119 t/h. Při vstupních hodnotách páry 1,22 MPa a 233°C. Po průchodu páry protitlakovou částí je část páry odvedena neregulovaným odběrem a zbytek páry proudí do kondenzační turbíny. Maximální výkon kondenzační části byl stanoven na 15 MW při maximálním průtočném množství páry 104,5 t/h a výstupním tlaku 0,015 MPa. Modely spotřebních charakteristik byly modelovány pro aktuální průtočné množství páry o velikosti 110 t/h, přičemž odběrem bylo při tlaku 0,66 MPa odváděno 5,511 t/h páry.

Rozdělení turbíny na dvě části je ve shodě s doporučením všech autorů. Pro srovnání byla použita i spotřební charakteristika s jedním regulovaným odběrem páry dle Ambrože. Charakteristika je primárně určená pro regulovaný odběr, lze ji však za předpokladu konstantních podmínek, tzn. za konkrétního tlaku a množství odběrové páry, použít i pro neregulovaný odběr, v případě změny jedné z veličin by se musela vygenerovat nová charakteristika. V našem případě byl stanoven odběrový průtok na 5,511 t/h páry při tlaku 0,66 MPa.



**Obr. 8.11** Závislost výkonů na průtocích páry turbínovými částmi 1 a 2 všech autorů



**Obr. 8.12** Závislost výkonu izo. účinností na výkonů turbínovými částmi 1 a 2 všech autorů

Turbína: SST 400 Siemens							
	$M_0$ (t/h)	$P_x$ (MW)	$M_x$ (t/h)	$M_{max}$ (t/h)	$P_{max}$ (MW)	$\eta_{izo (P_{max}, M_{max})}(-)$	$\Sigma P_{max}(MW)$
Ambrož 1	16,81	1,5	66,31	93,4	2,32	0,7	16,72
Ambrož 2	7,85	8	65,7	113,18	14,4	0,78	
Ambrož složená char.	14,79	8	59,4	119	17,44	-	17,44
Mavromatotis 1	19,92	1,5	65,28	119	3,27	0,77	17,16
Mavromatotis 2	17,42	8	67,32	104,5	13,89	0,81	
Varbanov 1	20,87	1,5	70,31	119	2,96	0,83	14,92
Varbanov 2	2,36	8	70,59	104,5	11,96	0,76	

**Tab. 8.3** Hodnoty odečtené z modelových spotřebních charakteristik pro SST 400

Z tab. 8.3, ve které jsou uvedeny hodnoty vygenerovaných spotřebních charakteristik (obr. 8.11 a 8.12), je v případě modelu dle Ambrože, značný rozdíl pro maximální průtočné množství páry pro protitlakovou i pro kondenzační část. Zásadní vliv na výsledky má algoritmus výpočtu a funkční závislost průtoku páry na výkonu  $M = f(P)$ . Výkony by bylo možné dosahovat u jednotlivých turbín, avšak u turbíny jako celku, takové hodnoty dosahovat nelze. Pro lepší porovnání by bylo vhodné mít hodnoty z praxe.

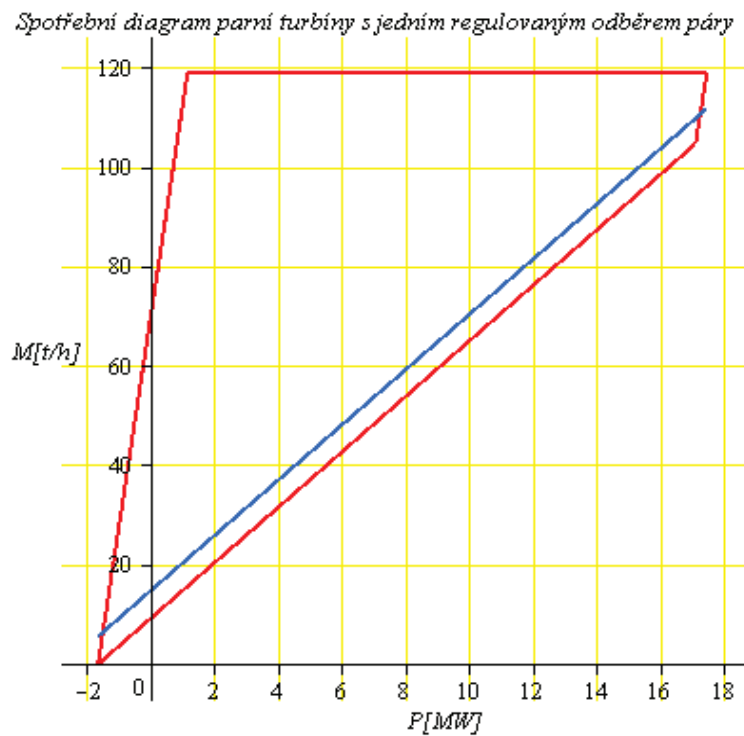
Z uvedených hodnot je také patrný značný rozdíl celkového výkonu od ostatních výkonů pro model dle Varbanova. Hodnotu celkového výkonu ovlivňuje hodnota výkonu kondenzační turbíny (Varbanov 2). S největší pravděpodobností je to zapříčiněno hodnotami regresních koeficientů. V případě protitlakových turbín jsou u tohoto autora regresní koeficienty děleny podle výkonu na dvě sady, ale v případě kondenzačních turbín toto rozdělení neexistuje a platí pouze jedna sada (tab. 5.3).

Z vygenerovaných charakteristik je patrná nižší spotřeba páry pro chod naprázdno pro kondenzační turbíny oproti protitlakovým. U kondenzačních turbín se tepelné spády na jednotlivé stupně a tedy i účinnost jednotlivých stupňů, oproti protitlakovým turbínám, se změnou zatížení téměř nemění, z tohoto důvodu je spotřeba páry pro chod naprázdno  $M_0$  u kondenzačních turbín menší.

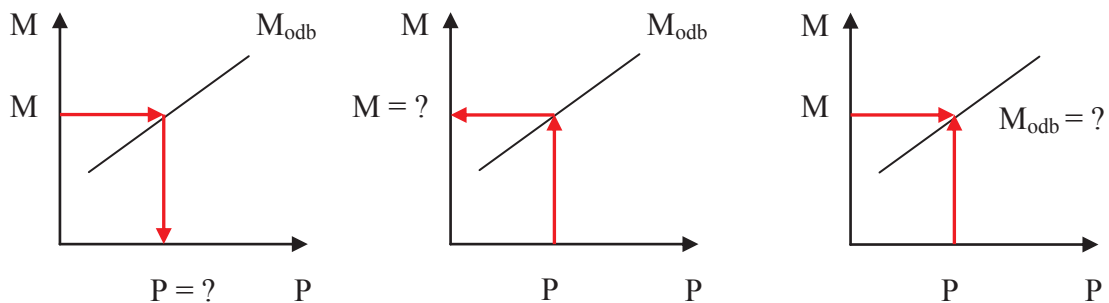
Křivky izoentropických účinností v závislosti na výkonu pro kondenzační turbíny (obr. 8.12) odhalují rozdílný průběh ve srovnání s křivkami protitlakových turbín. Výsledné zobrazení křivek je ve shodě s teorií dle [8] uvedené v kapitole 6.2.

Pro parní turbínu SST 400 byla také sestrojena spotřební charakteristika pro kondenzační turbínu s jedním regulovaným odběrem dle Ambrože (obr. 8.13) a porovnána s rozdělenými spotřebními charakteristikami (obr. 8.11). Výsledné hodnoty z této charakteristiky jsou uvedeny v tab. 8.3. Jak je patrné z obr. 8.13 dává tato charakteristika

mnohem větší přehled a turbíně jako celku. Z grafu je možné vyčíst hodnotu odběru nebo hodnoty při čistě protitlakovém nebo čistě kondenzačním provozu. Na první pohled je také patrné v jakých výkonových úrovních se při provozu a zatěžování lze pohybovat. Graf ovšem nevypovídá nic o izoentropické účinnosti. Jak pracovat s grafem vyplývá z kapitoly 6.3. Modrá přímka v grafu (obr 8.13) znázorňuje konstantní průtočné množství páry odběrem, v našem případě 5,511 t/h. Pro lepší orientaci, jak číst hodnoty z grafu, je uveden grafický návod viz obr. 8.14.



**Obr. 8.13** Spotřební charakteristika dle Ambrože

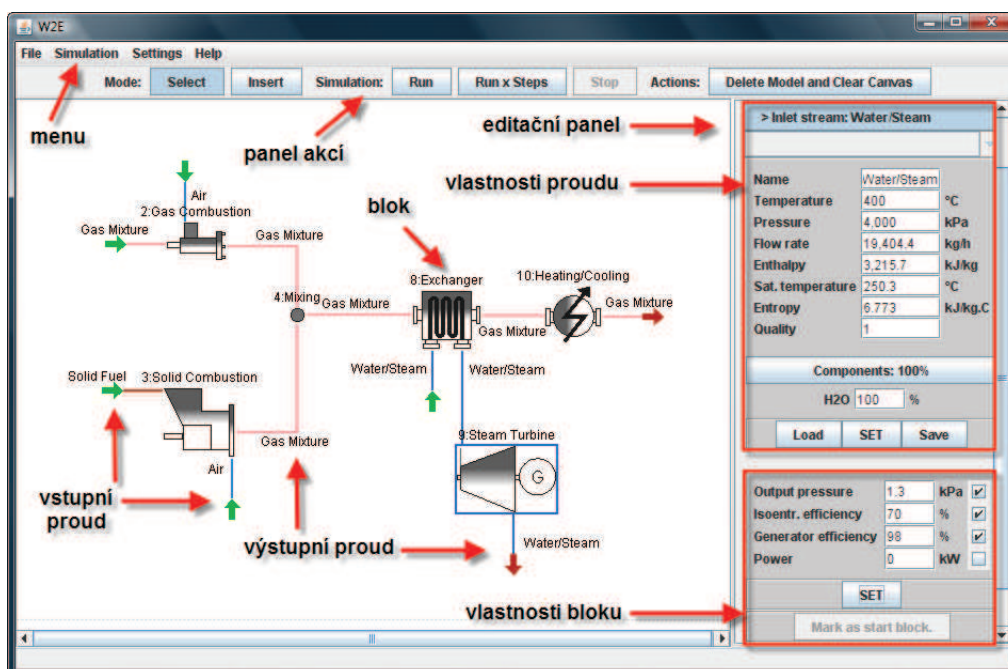


**Obr. 8.14** Grafický návod ke čtení spotřební charakteristiky pro Obr. 8.13

## 9. POUŽITÍ SPOTŘEBNÍCH CHARAKTERISTIK V PROGRAMU W2E

Waste to Energy, zkráceně W2E, je nástroj pro modelování a simulaci technologických procesů. Je tvořen grafickým uživatelským rozhraním a sekvenčně modulárním simulačním jádrem pro výpočet hmotnostních a energetických bilancí technologických linek v oblasti energetického využití odpadů a biomasy. Program je vyvíjen Ústavem procesního a ekologického inženýrství ve spolupráci s Fakultou informačních technologií VUT v Brně [30].

Základním prvkem programu je pracovní plocha (obr 9.1), tvořená kreslicí plochou, na které se zobrazuje vytvořené technologické schéma. V horní části pracovní plochy je umístěné menu, které obsahuje nastavení programu (např. nastavení výpočtu, vzhledu atd.), dále se v horní části nachází panel akcí s příkazy typu výpočet, vkládání, editace atd. Na pravé straně se nachází editační panel, pomocí kterého zadáváme vlastnosti proudů a bloků [18].



Obr. 9.1 Uspořádání pracovní plochy program W2E [18]

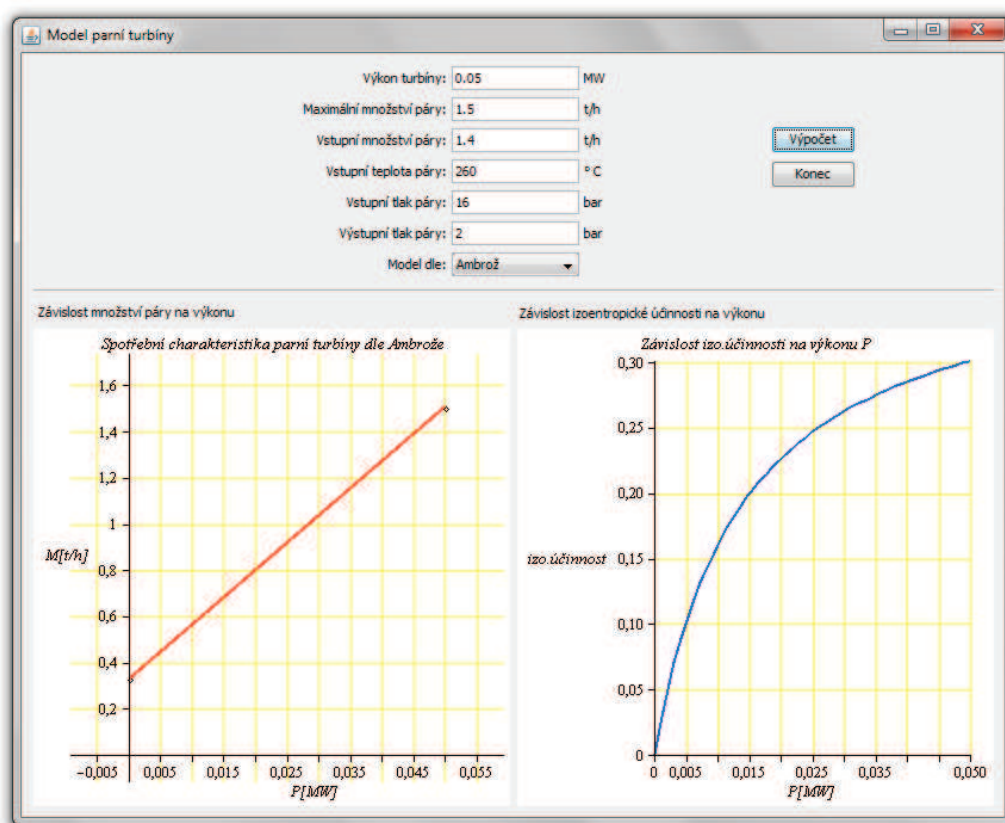
Technologické schéma (model) se vytváří tak, že se na kreslicí plochu vkládají bloky, které se následně propojují proudy. Současně se zadávají parametry proudů i bloků. Po vložení a specifikování bloků a proudů se provede výpočet. Před samotným zahájením simulačního výpočtu je provedena kontrola bloků programem, zda jsou zadány všechny potřebné údaje pro výpočet a v případě problému je uživatel upozorněn na chybu. Po kontrole

a provedení výpočtu jsou obdrženy výsledky, které lze také exportovat do programu MS Excel [18].

Bližší informace o programu W2E lze najít na internetových stránkách ústavu (<http://www.upei.fme.vutbr.cz/W2E/>) na kterých je dostupný manuál k programu W2E a také verze W2E Web Edition. Dostupná verze je přístupná po registraci uživatele a je omezená vložením 15 funkčních bloků.

## 9.1 Implementace modelů do W2E

Součástí bloků programu W2E je také parní turbína u které lze provádět hmotnostní a energetické výpočty. S ohledem na stále se rozšiřující možnosti výpočtů programu W2E byla uvažována implementace modelových výpočtů dle autorů Ambrož, Mavromatis a Varbanov. V rámci uvažované implementace byly výpočty prováděny v programu Maple. U modelu dle Ambrože byl algoritmus výpočtu sestaven tak, aby doplnil chybějící možnost výpočtu průtočného množství páry na výkonu u parní turbíny ve W2E, což doposud není možné. Modely dle všech autorů vytvořené v programu Maple, které lze následně implementovat do W2E, jsou součástí elektronické přílohy. Grafický návrh uvažované implementace je na obr 9.2.



Obr. 9.2 Grafický návrh uvažované implementace modelu parní turbíny dle Ambrože



## 10. ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala kogenerací v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů. Majoritní část vyrobené elektřiny při takové kogeneraci je v praxi vyrobená pomocí parních turbín. Proto byla převážná část diplomové práce zaměřena na parní turbíny, jejich popis a optimalizační výpočtové modely.

Teoretická část obsahuje popis parních turbín a jejich nejdůležitějších částí, dále pak rešerši literatury optimalizačních výpočtových modelů dle autorů Mavromatise, Varbanova a Ambrože. V praktické části byly v programu Maple vytvořeny výpočtové modely dle těchto autorů a jejich grafické znázornění. Následně pomocí těchto modelů spočítány tři typy turbín o výkonech 50, 3000 a 17 000 kW a vzájemně mezi sebou porovnány.

V diplomové práci je u každé turbíny porovnání a vyhodnocení naměřených hodnot s konkrétním závěrem. Na základě výsledků, lze pro předběžné i pro kontrolní a ověřovací výpočty doporučit všechny tři modely. Model dle Mavromatise je nejuniverzálnější, nevýhodou je menší přesnost a odchylky do 10 %. Model dle Varbanova generuje přesnější hodnoty, je však vhodný pouze na určité druhy parních turbín. Pro konkrétní model kondenzační turbíny SST 400 (tab. 8.3) byly u výpočtového modelu dle Varbanova odchylky od ostatních výpočtových modelů poměrně značné. S největší pravděpodobností to bylo zapříčiněno regresními koeficienty pro kondenzační část. Model dle Ambrože byl pro kontrolní a ověřovací výpočet v příkladu 8.1.1. celkem přesný. Pro výpočty předběžné, se výsledky od ostatních autorů poměrně liší, vzhledem k teoretickým hodnotám nelze určit, zdali je přesný. Pro lepší zhodnocení výpočtových modelů by bylo vhodné modely porovnat s daty z praxe a poté vyhodnotit přesnost a použitelnost těchto modelů. Data z praxe se ovšem nepodařilo zajistit.

Přínosem diplomové práce je grafické znázornění modelů parních turbín dle těchto autorů, které názorně a poměrně rychle dává představu o provozu konkrétního modelu turbíny. Pro turbíny s jedním odběrem páry byla sestavena spotřební charakteristika dle Ambrože. Tato charakteristika ovšem nepodává žádné informace o izoentropické účinnosti. Nevýhodou grafického znázornění je nepřehlednost při použití pro turbíny s více jak jedním odběrem. Grafické vyjádření a implementace těchto modelů do programu W2E by mohlo být vhodné pro účely výuky a vytvoření ponětí o provozních podmínkách takového strojního zařízení.

## 11. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] AMBROŽ, J., *Parní turbína za změněných podmínek*, 1. vydání. Praha: SNTL, 1973, 252 s.
- [2] Arnika[online]. 2011 [cit. 2012-05-19]. *Nakládání s komunálními odpady dle Eurostatu za rok 2010*. Dostupné z WWW: [http://arnika.org/soubory/dokumenty/odpady/Ke\\_stazeni/Eurostat2010\\_odpady\\_grafy.pdf](http://arnika.org/soubory/dokumenty/odpady/Ke_stazeni/Eurostat2010_odpady_grafy.pdf)
- [3] DVOŘÁKOVÁ, Ilona. *Seznam spaloven odpadů v ČR*. CHMI.cz [online]. 2012 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z WWW: <http://portal.chmi.cz/files/portal/docs/uoco/oez/emise/spalovny/index.html>
- [4] GROLIG, O.: *Základní parametry technologie pro výrobu energie z biomasy*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D.
- [5] G-Team [online]. 2008 [cit. 2012-05-03]. *Točivé redukce*. Dostupné z WWW: [http://www.g-team.cz/pdf/redukce\\_cz.pdf](http://www.g-team.cz/pdf/redukce_cz.pdf)
- [6] IBLER, Zbyněk a kol. *Technický průvodce energetika*. 1. vydání. Praha: BEN, 2009. 616 s. ISBN 80 – 7300 – 026 - 1
- [7] KADRNOŽKA, J., *Lopatkové stroje*, 1. vydání. Brno: CERM, 2003, 178 s. ISBN 80-7204-297-1
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1984. 608s.
- [9] KARAFIÁT, Josef. *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla*. [online] 2006, Praha [cit. 2012-03-04]. Dostupné z WWW: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>
- [10] Klíčové indikátory životního prostředí České republiky: Odpady a materiálové toky [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z WWW: <http://issar.cenia.cz/issar/page.php?id=1518>
- [11] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 2. vydání. Brno: VUT Brno, 1987. 241 s. ISBN 55-599/1-87.
- [12] Kyoto Protocol to the United Nations framework: Convention on climate change [online]. 1998. [cit. 2012-04-04]. Dostupné z WWW: <http://www.unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>
- [13] MAVROMATIS, S. P.; KOKOSSIS, A. C. *Conceptual optimisation of utility networks for operational variations - I. Targets and level optimisation*. Chemical Engineering Science. 1998, 53, 8, s. 1585-1608. ISSN 0009-2509.

- [14] MOTLÍK, Jan, VÁŇA, Jaroslav: Biomasa pro energii (2) Technologie. *Biom.cz* [online]. 2002-02-06 [cit. 2012-04-06]. Dostupné z WWW: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-pro-energii-2-technologie> ISSN: 1801-2655
- [15] MPO: Odpad je energie. [online]. 2009-06-03 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z WWW: <http://www.mpo.cz/dokument60104.html>
- [16] MPO: Zpráva o plnění indikativního cíle výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie za rok 2010 [online]. 2011-11-03 [cit. 2012-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.alen.cz/dokumenty/download/18.pdf>
- [17] NEWMANN, Louis E., et al. *Modern turbines*. New York: Wiley, 1944. 175 s
- [18] PAVLAS, Martin. *Systém pro výpočet technologických parametrů procesů včetně energetických aspektů*. Brno, 2008. 109 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí dizertační práce Stehlík Petr.
- [19] PE [online] 2011 [cit. 2012-05-03]. Výroba elektřiny a tepla KVET. Dostupné z WWW: <http://www.pe.cz/ekologie/vyroba-elektriny-a-tepla-kvet.htm>
- [20] PETERSON, J. F.; MANN, W. L. *Steam system design: how it evolves*. Chemical Engineering. 1985, 92, 21. s. 62 – 76. ISSN 0009-2460.
- [21] SAKO Brno [online] 2012 [cit. 2012-02-23]. *Účel stavby*. Dostupné z WWW: <http://www.sako.cz/spalovna/ucel/>
- [22] SHANG, Zhigang; KOKOSSIS, Antonis. *A systematic approach to the synthesis and design of flexible site utility systems*. Chemical Engineering Science. 2005, 60, 16, s. 4431-4451. ISSN 0009-2509
- [23] SIDDHARTHA, M.; RAJKUMAR, N. *Performance enhancement in coal fired thermal power plants : Part II: steam turbines*. International Journal of Energy Research, 1999, 23, s. 489-515.
- [24] Siemens [online] 2012 [cit. 2012-04-23]. *SST 400*. Dostupné z WWW: <http://www.energy.siemens.com/fi/en/power-generation/steam-turbines/sst-400.htm>
- [25] SLEZÁKOVÁ, I. *Parní turbína s ejektorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 66s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [26] UHMANN, P. *Kogenerace v jednotkách pro termické zpracování biomasy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 24 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D.
- [27] VALIŠ, P. *Parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 56 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

- [28] VARBANOV, P. S.; DOYLE, S.; SMITH, R. *Modelling and optimization of utility systems*. Chemical Engineering Research and Design. 2004, 82, A5, s. 561-578. ISSN 0263-8762.
- [29] VAVŘIŇÁK, P. *Užití elektrické energie*. [online] 2008, Ostrava [cit. 2012- 03-05]. Dostupné z WWW: [http://www.sse-najizdarne.cz/dokumenty/studijni\\_materialy/uziti\\_elektricke\\_energie.pdf](http://www.sse-najizdarne.cz/dokumenty/studijni_materialy/uziti_elektricke_energie.pdf)
- [30] W2E [online] 2012 [cit. 2012-05-20]. *Waste to Energy (W2E) Software*. Dostupné z WWW: <http://www.upei.fme.vutbr.cz/W2E/>
- [31] Wikipedia [online] 2012 [cit. 2012-03-06]. *Parní turbína*. Dostupné z WWW: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Parní\\_turbína](http://cs.wikipedia.org/wiki/Parní_turbína)
- [32] Zákon č.180/2005 Sb. o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie a o změně některých zákon (zákon o podpoře využívání obnovitelných zdrojů) [online]. [cit. 2009-04-09]. Dostupné z WWW: <http://portal.gov.cz/app/zakony/zakon.jsp?page=0&nr=180~2F2005&rpp=15>

## SEZNAM SYMBOLŮ A ZNAČEK

Symbol	Význam	Jednotka
A	regresní parametr	MW
$a_L$	regresní koeficient pro určení koeficientu úměrnosti	-
$a_1$	regresní koeficient	MW
$a_2$	regresní koeficient	MW/°C
$a_3$	regresní koeficient	MW
$a_4$	regresní koeficient	MW/°C
B	regresní parametr	-
$b_L$	regresní koeficient pro určení koeficientu úměrnosti	1/°C
$b_1$	regresní koeficient	-
$b_2$	regresní koeficient	1/°C
$b_3$	regresní koeficient	-
$b_4$	regresní koeficient	1/°C
C	konstanta	[t/h]
E	výkon parní turbíny	MW
$E_{\text{loss}}$	vnitřní ztráty parní turbíny	MW
$E_{\text{max}}$	maximální výkon parní turbíny	MW
$H_{\text{izo}}$	izoentropický spád páry v turbíně	kJ/kg
$h_{\text{iz}}$	izoentropický spád páry v turbíně (ideální)	kJ/kg
$h_{\text{real}}$	entalpický spád páry v turbíně (reálný)	kJ/kg
$h_1$	entalpie páry na vstupu do turbíny	kJ/kg
$h_1$	měrná entalpie vstupní páry	MWh/t
$h_2$	měrná entalpie výstupní páry při reálné expanzi	MWh/t
$h_2$	měrná entalpie výstupní páry při izoentropické expanzi	MWh/t
$h_{2\text{real}}$	entalpie páry na výstupu z turbíny (reálná)	kJ/kg
$h_{2\text{iz}}$	entalpie páry na výstupu z turbíny (izoentropická)	kJ/kg
$\Delta h_{\text{real}}$	měrný reálný entalpický spád	MWh/t
$\Delta h_{\text{is}}$	měrný izoentropický entalpický spád	MWh/t
$k_0$	součinitel chodu naprázdno	-
$k_1$	součinitel chodu naprázdno pro vysokotlakou část turbíny	-
$k_2$	součinitel chodu naprázdno pro nízkotlakou část turbíny	-
L	koeficient úměrnosti	-
M	hmotnostní tok páry	kg/s
M	průtočné množství páry	t/h
$M_e$	ekonomická spotřeba páry	kg/s
$M_j$	jmenovitá spotřeba páry	kg/s

Symbol	Význam	Jednotka
$M_{\max}$	maximální průtočné množství páry	t/h
$M_{\min}$	minimální průtočné množství páry	t/h
$M_{\text{odb}}$	průtočné množství páry procházející odběrem	kg/s
$M_x$	konkrétní průtok	t/h
$M_0$	spotřeba páry při chodu naprázdno	kg/s
$M_1$	průtok páry vysokotlakou částí turbíny	kg/s
$M_{1\max}$	maximální průtok páry vysokotlakou částí turbíny	kg/s
$M_2$	průtok páry nízkotlakou částí turbíny	kg/s
$M_{2\max}$	maximální průtok páry nízkotlakou částí turbíny	kg/s
$m$	směrnice Willanovy přímky	t/MWh
$m$	měrná spotřeba páry	kg/kJ
$n$	směrnice Willanovy přímky	t/MWh
$P$	výkon turbíny	kW
$P_A$	výkon na pokrytí ztrát při chodu naprázdno	kW
$P_B$	maximální výkon při čistě kondenzačním provozu	kW
$P_C$	maximální výkon při čistě protitlakovém provozu	kW
$P_{\text{celk}}$	celkový výkon turbíny	kW
$P_e$	ekonomický výkon turbíny	kW
$P_i$	vnitřní výkon turbíny	kW
$P_j$	jmenovitý výkon turbín	kW
$P_m$	výkon potřebný pro krytí mechanických ztrát turbíny	kW
$P_{\text{SP}}$	výkon turbíny na spojce	kW
$P_{\text{SV}}$	výkon turbíny na svorkách generátoru	kW
$P_x$	konkrétní výkon	MW
$P_z$	výkon na ostatní ztráty	kW
$P_0$	výkon turbíny při chodu na prázdno	kW
$P_1$	výkon vysokotlaké části turbíny	kW
$P_{1\max}$	maximální výkon vysokotlaké části turbíny	kW
$P_2$	výkon nízkotlaké části turbíny	kW
$P_{2\max}$	maximální výkon nízkotlaké části turbíny	kW
$p_{\text{in}}$	vstupní tlak páry	MPa, kPa
$p_{\text{out}}$	výstupní tlak páry	MPa, kPa
$S_1$	průtočný průřez mezilopatkového kanálů	mm <sup>2</sup>
$S_2$	průtočný průřez mezilopatkového kanálů	mm <sup>2</sup>
$T_{\text{in}}$	vstupní teplota páry	°C
$T_{\text{out}}$	výstupní teplota páry	°C
$T_{\text{sat,in}}$	teplota sytosti páry na vstupu do turbíny	°C

Symbol	Význam	Jednotka
$T_{\text{sat,out}}$	teplota sytosti páry na výstupu z turbíny	°C
$\Delta T_{\text{sat}}$	rozdíl teplot sytosti páry	°C
$W$	výkon parní turbíny	MW
$W_{\text{is}}$	izoentropický výkon parní turbíny	MW
$W_{\text{is,max}}$	maximální izoentropický výkon parní turbíny	MW
$W_{\text{int}}$	poměrný výkon	MW
$W_{\text{loss}}$	vnitřní energetické ztráty parní turbíny	MW
$W_{\text{max}}$	maximální výkon parní turbíny	MW
$\eta_{\text{g}}$	účinnost generátoru	-
$\eta_{\text{is}}$	izoentropická účinnost parní turbíny	-
$\eta_{\text{is,max}}$	maximální izoentropická účinnost	-
$\eta_{\text{m}}$	mechanická účinnost turbíny	-
$\eta_{\text{st}}$	celková účinnost parní turbíny	-
$\eta_{\text{tdi}}$	vnitřní termodynamická účinnost turbíny	-
$\eta_{\text{td SP}}$	celková účinnost turbíny	-
$\eta_{\text{td0}}$	účinnost turbíny při chodu na prázdno	-

# SEZNAM PŘÍLOH

Součástí přílohy diplomové práce je CD, které obsahuje:

Elektronickou verzi diplomové práce ve verzi PDF

Zápis modelů parních turbín z programu Maple:

Modely parní turbíny TR Hi 150

- *TR Hi 150 Ambrož - G team 1.0*
- *TR Hi 150 Mavromatis - G team 1.0*
- *TR Hi 150 Varbanov - G team 1.0*

Modely parní turbíny TR 560

- *TR 560 Ambrož - G team 1.0*
- *TR 560 Mavromatis - G team 1.0*
- *TR 560 Varbanov - G team 1.0*

Modely parní turbíny SST 400

- *SST 400 Ambrož 1*
- *SST 400 Ambrož 2*
- *SST 400 Ambrož 2.2*
- *SST 400 Mavromatis 2.0*
- *SST 400 Varbanov 2.0*

Parní tabulky pro program Maple

- *SteamMH.mpl*
- *XSteam\_V2.6b.dll*

Grafy účinnosti dle Iblera

- *Účinnosti pro parní turbíny dle Iblera.xls*
- *Účinnosti pro parní turbíny dle Iblera.mpl*



## SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>OBR. 2.1</b>	GRAF NAKLÁDÁNÍ S KOMUNÁLNÍMI ODPADY V EU ZA ROK 2010 [2]	13
<b>OBR. 3.1</b>	DIAGRAM ÚSPOR PRIMÁRNÍ ENERGIE PŘI KVET [19]	14
<b>OBR. 4.1</b>	ROZDÍL MEZI AKČNÍ A REAKČNÍ TURBÍNOU [25]	18
<b>OBR. 4.2</b>	SCHÉMA REGULACE ŠKRCENÍM	19
<b>OBR. 4.3</b>	SKUPINOVÁ REGULACE PARNÍ TURBÍNY SIEMENS[AUTOR P.UHMANN]	20
<b>OBR. 4.4</b>	SAMOSTATNÉ DÝZOVÉ KOMORY UVNITŘ PARNÍ TURBÍNY SIEMENS[AUTOR P.UHMANN]	21
<b>OBR. 5.1</b>	PRŮBĚH EXPANZE PÁRY V H-S DIAGRAMU	23
<b>OBR. 5.2</b>	ZÁVISLOST CELKOVÉ ÚČINNOSTI TURBÍNY $H_{TD\ SP}$ NA VÝKONU P	25
<b>OBR. 5.3</b>	ZÁVISLOST MECHANICKÉ ÚČINNOSTI $H_M$ NA VÝKONU P	25
<b>OBR. 5.4</b>	ZÁVISLOST ÚČINNOSTI GENERÁTORU $H_G$ NA VÝKONU P	26
<b>OBR. 5.5</b>	WILLANOVA PŘÍMKA [13]	27
<b>OBR. 5.6</b>	WILLANOVA PŘÍMKA VE SROVNÁNÍ S NELINEÁRNÍ ZÁVISLOSTÍ CELKOVÉ ÚČINNOSTI PARNÍ TURBÍNY $H_{ST}$ NA VÝKONU TURBÍNY E [13]	28
<b>OBR. 5.7</b>	TYPICKÉ HODNOTY MAXIMÁLNÍCH ÚČINNOSTI PROTITLAKOVÝCH PARNÍCH TURBÍN [20]	28
<b>OBR. 5.8</b>	KONVERZE HODNOT MAXIMÁLNÍCH ÚČINNOSTÍ DO LINEÁRNÍ ZÁVISLOSTI VŮČI MAXIMÁLNÍMU VÝKONU PROTITLAKOVÝCH PARNÍCH TURBÍN [13]	29
<b>OBR. 5.9</b>	GRAF ZÁVISLOSTI IZOENTROPICKÉ ÚČINNOSTI $H_{IS}$ NA VÝKONU E [13]	31
<b>OBR. 5.10</b>	PRŮBĚH EXPANZE PÁRY V PARNÍ TURBÍNĚ [28]	32
<b>OBR. 5.11</b>	ZÁVISLOST VÝKONU NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ PÁRY A APROXIMACI [28]	34
<b>OBR. 5.12</b>	ZNÁZORNĚNÍ APROXIMACE DVĚMA WILLANOVÝMI PŘÍMKAMI [28]	34
<b>OBR. 5.13</b>	MODELOVÁNÍ PRŮSEČÍKU WILLANOVOY PŘÍMKY [28]	35
<b>OBR. 6.1</b>	REÁLNÝ PRŮBĚH SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY PARNÍ TURBÍNY [1]	40
<b>OBR. 6.2</b>	LINEARIZOVANÁ SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA PARNÍ TURBÍNY S REGULACÍ ŠKRCENÍM [1]	40
<b>OBR. 6.3</b>	LINEARIZOVANÁ SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA PARNÍ TURBÍNY SE SKUPINOVOU REGULACÍ [1]	41
<b>OBR. 6.4</b>	GRAFY PRO URČENÍ SOUČiniteLE CHODU NAPRÁZDNO $K_0$ [1]	42
<b>OBR. 6.5</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA PARNÍ TURBÍNY S JEDNÍM REGULOVANÝM ODBĚREM PÁRY.	44
<b>OBR. 8.1</b>	ŘEZ TOČIVOU REDUKCÍ TR HI 150 [5]	49
<b>OBR. 8.2</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA TOČIVÉ REDUKCE TR HI 150 (G-TEAM -REÁLNÝ PŘÍPAD) [4]	50
<b>OBR. 8.3</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE AMBROŽE	51
<b>OBR. 8.4</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE MAVROMATISE	51
<b>OBR. 8.5</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE VARBANOVA	52
<b>OBR. 8.6</b>	ŘEZ TOČIVOU REDUKCÍ TR 560 [5]	53
<b>OBR. 8.7</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE AMBROŽE	54
<b>OBR. 8.8</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE MAVROMATISE	54
<b>OBR. 8.9</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY DLE VARBANOVA	55
<b>OBR. 8.10</b>	SCHÉMA TURBÍNY SIEMENS SST 400 A JEHO MODULÁRNÍ USPOŘÁDÁNÍ [24]	56
<b>OBR. 8.11</b>	ZÁVISLOST VÝKONŮ NA PRŮTOCÍCH PÁRY TURBÍNOVÝMI ČÁSTMI 1 A 2 VŠECH AUTORŮ	58
<b>OBR. 8.12</b>	ZÁVISLOST VÝKONU IZO. ÚČINNOSTÍ NA VÝKONŮ TURBÍNOVÝMI ČÁSTMI 1 A 2 VŠECH AUTORŮ	59
<b>OBR. 8.13</b>	SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA DLE AMBROŽE	61
<b>OBR. 8.14</b>	GRAFICKÝ NÁVOD KE ČTENÍ SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKY PRO OBR. 8.13	61
<b>OBR. 9.1</b>	USPOŘÁDÁNÍ PRACOVNÍ PLOCHY PROGRAM W2E [18]	62
<b>OBR. 9.2</b>	GRAFICKÝ NÁVRH UVAŽOVANÉ IMPLEMENTACE MODELU PARNÍ TURBÍNY DLE AMBROŽE	63

## SEZNAM TABULEK

<b>TAB. 2.1</b> MNOŽSTVÍ SPÁLENÉHO ODPADU VE SPALOVNÁCH KOMUNÁLNÍHO ODPADU V ČR [3] .....	12
<b>TAB. 2.2</b> PRODUKCE SPALOVEN KOMUNÁLNÍHO ODPADU V ČR ZA ROK 2010 .....	12
<b>TAB. 5.1</b> HODNOTY REGRESNÍCH KOEFICIENTŮ DLE MAVROMATISE, KOKOSSISE A SHANGA [13,22] .....	30
<b>TAB. 5.2</b> HODNOTY REGRESNÍCH KOEFICIENTŮ PRO PLNÉ ZATÍŽENÍ UPRAVENÉ DLE VARBANOVA [28] .....	36
<b>TAB. 5.3</b> HODNOTY REGRESNÍCH KOEFICIENTŮ DANÉ PRO ČÁSTEČNÉ ZATÍŽENÍ DLE VARBANOVA [28] .....	38
<b>TAB. 8.1</b> HODNOTY ODEČTENÉ ZE SPOTŘEBNÍCH CHARAKTERISTIK PRO TR HI 150 .....	52
<b>TAB. 8.2</b> HODNOTY ODEČTENÉ Z MODELOVÝCH SPOTŘEBNÍCH CHARAKTERISTIK PRO TR 560 .....	55
<b>TAB. 8.3</b> HODNOTY ODEČTENÉ Z MODELOVÝCH SPOTŘEBNÍCH CHARAKTERISTIK PRO SST 400 .....	60