

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky

Ing. Jiří Cídl

Matematický model parní turbíny s potlačeným vakuem

Mathematical model of steam turbine with suppressed vacuum

Zkrácená verze Ph.D. Thesis

Obor: Technická kybernetika
Školitel: Doc. Ing. Ivan Švarc, CSc.
Oponenti: Prof. Ing. Jaroslav Kadrnožka, CSc.
Ing. Antonín Sousedík, CSc.
Prof. Ing. Jaroslav Balátě, DrSc.
Datum obhajoby: 8. října 2004

KLÍČOVÁ SLOVA:

parní turbína, potlačená kondenzace, tepelný výměník, simulátor

KEYWORDS:

steam turbine, suppressed vacuum, heat exchanger, simulator,

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE:

Disertační práce je uložena na Děkanátě Fakulty strojního inženýrství.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ	5
1 ÚVOD.....	6
1.1 ÚVOD DO ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	6
1.2 SOUČASNÉ ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY	7
2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE A METODY ŘEŠENÍ.....	7
2.1 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	7
2.2 METODY ŘEŠENÍ A POSTUP PRÁCE.....	8
3 NELINEÁRNÍ MATEMATICKÝ MODEL PRŮMYSLOVÉ PARNÍ TURBÍNY	9
3.1 OBECNÝ POSTUP VYTVOŘENÍ MATEMATICKÉHO POPISU PARNÍ TURBÍNY.....	9
3.2 PRŮTOK PÁRY VÍCESTUPŇOVOU PARNÍ TURBÍNOU	10
3.2.1 PŘEMĚNA POHYBOVÉ ENERGIE PÁRY V MECHANICKOU PRÁCI.....	11
3.2.2 PRŮTOK PÁRY REGULAČNÍM STUPNĚM	11
3.2.3 PRŮTOK PÁRY SKUPINOU STUPŇŮ.....	13
3.2.4 PRŮTOK PÁRY PRŮTOČNÝM PROSTOREM.....	15
3.2.5 DYNAMIKA ROTORU	16
4 PARNÍ TURBÍNA S POTLAČENÝM VAKUEM.....	17
4.1 POPIS TECHNOLOGIE.....	17
4.2 MATEMATICKÝ POPIS KONDENZÁTORU - VÝMĚNÍKU	18
5 NAVRŽENÝ MODEL PARNÍ TURBÍNY POMOCÍ PROSTŘEDÍ MATLAB – SIMULINK	22
5.1 POPIS VYTVOŘENÉHO MATEMATICKÉHO MODELU PARNÍ TURBÍNY	22
5.2 CELKOVÉ USPOŘÁDÁNÍ MODELU PARNÍ TURBÍNY S POTLAČENÝM VAKUEM.....	23
6 SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ NAVRŽENÉHO MODELU	23
6.1 SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ MODELU PARNÍ TURBÍNY	23
6.2 SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ TURBÍNY S POTLAČENÝM VAKUEM.....	24
7 SIMULÁTOR PARNÍ TURBÍNY	25
7.1 SIMULÁTOR PRO ZKOUŠKY ŘÍDÍCÍCH SYSTÉMŮ.....	26
7.2 SIMULÁTOR PRO VÝCVIK OPERÁTORŮ (OPERÁTORSKÝ TRENAŽÉR).....	26
8 ZÁVĚR	27
9 POUŽITÁ LITERATURA.....	29
10 VLASTNÍ PUBLIKACE V OBORU.....	30

Seznam použitého označení

c	...	absolutní rychlost páry [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
c_p	...	měrné teplo při stálém tlaku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
d	...	průměr (trubky) [m]
h	...	entalpický (tepelný) spád stupně [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
i	...	měrná entalpie [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
l_{23}	...	výparné teplo [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
m	...	hmotnost [kg]
n	...	otáčky [s^{-1}]
n	...	počet trubek ve svazku [-]
p	...	tlak [Pa, bar]
q	...	měrné teplo [$\text{J}\cdot\text{m}^{-2}$]
r	...	měrná plynová konstanta [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
t	...	teplota [$^{\circ}\text{C}$]
v	...	měrný objem [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$]
w	...	relativní rychlost páry [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
x	...	délková souřadnice [m]
y	...	zdvih regulačních ventilů [m], [%]
z	...	měrná ztrátová energie [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
D	...	kroucí moment [N.m]
E	...	energie mechanická [J]
F	...	síla [N]
H	...	entalpický (tepelný) spád skupiny stupňů [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
J_r	...	redukovaný moment setrvačnosti [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
M	...	hmotnostní průtok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
O	...	obvod (trubky) [m]
P	...	výkon [W]
Q	...	teplo [J]
S	...	plocha (průtočná, teplosměnná výměníku) [m^2]
T	...	termodynamická (absolutní) teplota [K]
V	...	objem [m^3]
α	...	součinitel přestupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
δ	...	tloušťka stěny (trubky) [m]
ϵ_k	...	kritický tlakový poměr [-]
λ	...	součinitel tepelné vodivosti [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
η	...	účinnost [-]
κ	...	adiabatický exponent [-]
μ	...	dynamická viskozita [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$]
ρ	...	měrná hmotnost (hustota) [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
τ	...	čas [s]
Φ	...	průměr [m]
ω	...	úhlová rychlost [s^{-1}]

1 Úvod

1.1 Úvod do řešené problematiky

Rozvoj elektroniky a výhody elektrohydraulické regulace parních turbín (pružnost, možnost použití pokrokových regulačních algoritmů, snadné přestavení regulátorů za provozu, vysoká spolehlivost a autodiagnostika, možnosti komunikace s nadřazenými řídicími systémy atd.) vedly přední světové výrobce parních turbín již v 60-tých letech k masivnímu zavádění elektrohydraulických regulačních a řídicích systémů. Zatímco vývoj hydraulické části těchto systémů byl prakticky ukončen již v 70-tých letech (hydraulické servopohony a elektrohydraulické převodníky) neustálý rozvoj elektroniky a zejména výpočetní techniky vedl ke kontinuálnímu vývoji elektronické části regulačních řídicích systémů parních turbín.

Prvními aplikacemi elektroniky do řízení parních turbín byly v 60-tých letech elektronické regulátory, využívající analogových obvodů (v ČR systém MODIN). Tyto regulátory byly dostatečně rychlé a spolehlivé a jejich řídicí algoritmus dostatečně přesný, avšak jejich seřizování a údržba byla problematická a zejména rozsah použití pro různé typy turbín a požadovaných regulačních smyček byl omezený.

Tento nedostatek byl odstraněn použitím mikroprocesorů a počítačů v řídicí technice v průběhu 70-tých let. První mikroprocesorové řídicí systémy byly velmi drahé a relativně pomalé, takže regulační obvody, ve kterých byla rozhodující rychlost, byly i nadále řešeny analogovou technikou. U parních turbín byly nejprve vyvinuty mikroprocesorové elektrohydraulické regulační systémy u turbín velkého výkonu určených k regulaci frekvence sítě a předávaných výkonů. Vzhledem k tomu, že v důsledku dalšího rozvoje elektroniky klesala cena a zvyšovala se spolehlivost polovodičových elektronických prvků, bylo možno zavádět elektrohydraulickou regulaci i u průmyslových turbín menších výkonů.

K dalšímu rozvoji došlo v 80-tých letech s vývojem programovatelných logických automatů. Programovatelný logický automat je uživatelsky programovatelný řídicí systém přizpůsobený pro řízení průmyslových a technologických procesů. PLC jsou v současné době používány některými výrobci parních (Dresser Rand, GE, Alstom, Siemens, Mitsubishi Heavy Industry), i plynových (Siemens, GE) turbín pro jejich řízení.

V dnešních ekonomických podmínkách je kladen důraz na nízkou cenu při zachování všech užitných vlastností a především na maximální zefektivnění lidské práce. Disertační práce má přispět ke konstrukci simulátoru průmyslových parních turbín použitelného pro zkoušky řídicích systémů parních turbín již ve výrobním závodě, což přispěje ke zkrácení doby potřebné pro uvádění turbínových zařízení do

provozu a tím povede ke zvýšení jejich konkurenceschopnosti na světových trzích. Dalším využitím tohoto simulátoru bude výcvik budoucích obsluh energetických zařízení ještě před uvedením konkrétního zařízení do provozu.

1.2 Současné řešení problematiky

Ve světě bylo vyvinuto několik matematických modelů parních turbín v prostředí SIMULINK. Tyto modely však byly vyvinuty jako zjednodušené modely větších celků – celých elektráren a elektrizačních sítí. Dynamika jednotlivých částí turbíny (VT, ST, NT) závislá na momentu setrvačnosti rotujících hmot, objemech parních prostor atd. je zde modelována jako proporcionální členy se setrvačností prvního řádu. Časové konstanty těchto členů závisí na mnoha parametrech, jak konstantních (moment setrvačnosti, objemy parních prostor), tak proměnných – parametry páry, zatížení atd. Z uvedeného je vidět, že tyto časové konstanty jsou proměnné a závisí na „pracovním bodě“. Ve výše uvedených modelech jsou však tyto časové konstanty uvažovány konstantní a tyto modely jsou tedy vhodné pouze pro simulace v rozsahu cca $\pm 10\%$ od pracovního bodu.

Matematický popis parní turbíny s potlačeným vakuem jako celku, tj. spojení parní turbíny a tepelného výměníku, nebyl zatím zpracován. Tepelné výpočty kondenzátorů parních turbín se soustřeďují především na popis ustálených stavů se zvláštním zřetelem na výpočet součinitele prostupu tepla (metody HEI a VTI-CKTI). Dynamické chování tepelných výměníků bylo podrobně zpracováno např. v práci [7], avšak především pro takové typy tepelných výměníků ve kterých nedochází ani na jedné straně ke změně skupenství. Jedná se především o popis dynamického chování přehříváků páry u parních kotlů a dále o rekuperační výměníky typu pára-voda popřípadě voda-voda. Uvedené popisy dynamického chování jsou zde vyjádřeny pomocí transcendentních přenosů, nepříliš vhodných pro programování v prostředí Simulink.

2 Cíle disertační práce a metody řešení

2.1 Cíle disertační práce

Na základě rozboru současného stavu řešení problematiky a potřeb výrobce průmyslových parních turbín Demag Delaval Industrial Turbomachinery s.r.o byly stanoveny tyto cíle disertační práce:

1. Vytvoření matematického modelu parní turbíny s použitím Matlab Simulink.

2. Vytvoření matematického modelu kondenzátoru/výměníku parní turbíny.
3. Sestavení zpřesněného nelineárního matematického modelu parní turbíny s potlačeným vakuem v prostředí Matlab Simulink.
4. Návrh simulátoru parních turbín s využitím modelu v prostředí Matlab Simulink.

Bodů jedna a tři bude použito pro simulaci různých provozních stavů parních průmyslových turbín jakožto regulované soustavy a pro efektivní odlaďování a zkoušky číslicových regulátorů parních turbín. Vytvořené matematické modely budou dále sloužit jako základ pro vytvoření tréninkového simulátoru průmyslových parních turbín použitelného pro zaškolování budoucích obsluh tepelně energetických zařízení.

Hlavním přínosem této disertační práce má být především doplnění matematického popisu parní turbíny o typ parní turbíny s potlačeným vakuem, používaného v teplárenství teprve v poslední době. Z dostupné literatury není zpracování matematického popisu tohoto typu parní turbíny známo. Dalším výstupem bude zpracování matematického popisu průmyslové parní turbíny, jakožto regulované soustavy v prostředí Matlab Simulink. Vytvořený program bude použit pro zkoušky řídicích systémů parních turbín simulací regulované soustavy číslicovým počítačem.

Konkrétním přínosem vytvořeného matematického modelu v prostředí Matlab Simulink bude zlepšení zkoušek řídicích systémů parních turbín již ve výrobním závodě, což přispěje ke zkrácení doby potřebné pro uvádění turbínových zařízení do provozu a tím povede ke zvýšení jejich konkurenceschopnosti na světových trzích.

2.2 Metody řešení a postup práce

Pro dosažení výše uvedených cílů byly použity následující metody. Pro dosažení cíle 1 byla použita metoda matematicko-fyzikální analýzy dějů probíhajících v parní turbíně. Za základ matematického modelu byly vzaty vztahy vyhledané v literatuře popisující proudění páry dýzou a charakteristiky stupňové části parní turbíny vytvořené na základě statického výpočtu. Tak byl po zavedení vlivu setrvačnosti rotujících hmot a akumulace páry sestaven nelineární dynamický model parní turbíny, platný v širokém rozsahu provozních režimů. V dalším kroku byly formulovány požadavky na model parní turbíny v prostředí Matlab Simulink a rovnice matematického modelu byly naprogramovány v prostředí Matlab Simulink.

Pro dosažení cíle 2 byl proveden rozbor fyzikálních dějů probíhajících v kondenzátoru parní turbíny. Na základě tohoto rozboru byla sestavena soustava tří

diferenciálních rovnic popisujících přenos tepla z kondenzující páry do chladicí vody. Tato soustava zahrnuje vlivy kapacity hmotnosti trubek a kapacitu chladicí vody. Dále byla odvozena diferenciální rovnice popisující děj akumulace páry na mezi sytosti v parních prostorech.

Pro dosažení cíle 3 byly rovnice odvozené v bodu 2 naprogramovány v prostředí Matlab Simulink.

Pro dosažení bodu 4 byly sestaveny dvě rozdílné konfigurace simulátoru parních turbín. Jedna konfigurace je určena pro zkoušky a testování řídicích systémů parních turbín, druhá konfigurace je určena pro výcvik operátorů turbosoustrojí.

3 Nelineární matematický model průmyslové parní turbíny

Pro návrh číslicové regulátoru parní turbíny a jeho ověření v různých etapách návrhu je potřebné vytvořit matematický model parní turbíny jakožto regulované soustavy, to znamená provést její identifikaci. Navržený model musí dostatečně přesně popisovat chování řízeného objektu. Při identifikaci soustavy lze postupovat buď metodami analytické identifikace tj. matematicko – fyzikální analýzy soustavy nebo metodami experimentální identifikace.

Při matematicko – fyzikální analýze parní turbíny jakožto regulované soustavy se vychází z popisů jednotlivých dějů, které probíhají v parní turbíně při přeměně tepelné energie vstupující páry vícestupňovou expanzí v mechanickou práci. Výsledkem je systém algebraických a diferenciálních rovnic, které soustavu popisují. Tyto rovnice jsou zpravidla nelineární a nestacionární. Výhodou analytické identifikace je to, že takto vytvořený model platí pro celou třídu typů procesů a pro různé provozní stavy. Další výhodou je to, že může být vytvořen pro fyzicky neexistující systém. Nevýhodou je jeho větší časová náročnost.

Prvořadým hlediskem při návrhu modelu je proto vždy účel, pro který je model sestavován. Podrobnější model nemusí být vždy současně přesnější, neboť případné nepřesnosti v modelovaných vazbách, v odhadech hodnot některých parametrů atd. se kumulují ve výslednou chybu, která pak může být i větší, než u jednoduchého modelu, zahrnujícího jen základní vazby, ale přesnějšího [10].

3.1 Obecný postup vytvoření matematického popisu parní turbíny

Pro vytvoření matematického modelu parní turbíny byla použita metoda matematicko – fyzikální analýzy. Přeměna energie páry vícestupňovou expanzí v

mechanickou práci je již dostatečně podrobně popsána například v práci [1]. Většinou se však jedná o popis ustálených stavů pro potřeby stacionárních tepelných výpočtů. Chování parní turbíny jakožto regulované soustavy určují kromě vlastností vlastní turbíny také vlastnosti generátoru a připojené elektrické sítě. U průmyslových parních turbín s regulovanými odběry, protitlakových nebo s přídatnou parou je chování řízené soustavy také ovlivněno vlastnostmi odběrové sítě technologické páry respektive dynamickým chováním zdroje přídatné páry.

Protože se z hlediska matematického popisu jednotlivé typy turbín skládají ze stejných základních částí je použit obecný postup sestavení modelu [25]:

- Turbínu rozdělíme místy nespojitosti, ve kterých dochází ke změnám průtoku (vstupní část, odběry, uvažovaná akumulace), na několik částí.
- V místech dělení určíme parametry páry na základě počátečního rozdělení entalpického spádu.
- Popíšeme děje akumulace v uvažovaných parních prostorách.
- Na základě okamžitého průtoku a parametrů páry v místech dělení určíme hnací momenty jednotlivých částí turbíny.
- Na základě znalosti dílčích hnacích momentů určíme celkový hnací moment turbíny jako jejich součet.
- Závěrečným vztahem je podmínka momentové rovnováhy hnacích a zátěžných momentů na rotoru turbíny.

Při matematicko – fyzikálním rozboru chování parní turbíny je potřeba přihlížet k vlivu jednotlivých popisovaných částí na celkové chování parní turbíny. U turbín odběrových a protitlakových je chování turbíny značně ovlivněno odběrovou sítí technologické páry. Vliv regulovaných odběrů se v matematickém modelu turbíny projeví v systému rovnic popisujících průtok páry turbínou. Vliv vlastností hnaného stroje či celého elektrorozvodné sítě vyjádříme zátěžným momentem generátoru.

3.2 Průtok páry vícestupňovou parní turbínou

Parní turbína je tepelný (parní) motor s rotačním pohybem hnacího ústrojí. Pára je přiváděna z parního generátoru - kotle do rozváděcího ústrojí, kde expanduje z vysokého tlaku na nižší a její tepelná energie se přitom mění na energii pohybovou, to znamená, že se zvyšuje její rychlost. Poté vstupuje pára touto vysokou rychlostí do oběžného kola, kde se mění její energie pohybová na energii mechanickou. Jedna řada rozváděcích - statorových lopatek a následující řada

oběžných - rotorových lopatek se nazývá pracovním stupněm turbíny. Několik bezprostředně po sobě následujících stupňů tvoří skupinu stupňů. Zvláštním skupinou stupňů může být skupina tvořená pouze jedním stupněm a to regulačním. Jeho zvláštností je to, že dokážeme měnit jeho průtočný průřez a tím regulovat průtok páry turbínou. Ostatní skupiny stupňů mají průtokové průřezy konstantní.

3.2.1 Přeměna pohybové energie páry v mechanickou práci

Tato přeměna se děje v oběžném kole turbíny. Pára tu proudí zakřivenými kanály oběžné lopátkové mříže pohybující se obvodovou rychlostí u [m/s], na které působí obvodovou silou F_u [N]. Součin $F_u \cdot u$ pak znamená výkon vykonaný jedním pracovním stupněm turbíny. Podle [1] platí pro výkon turbíny vztah

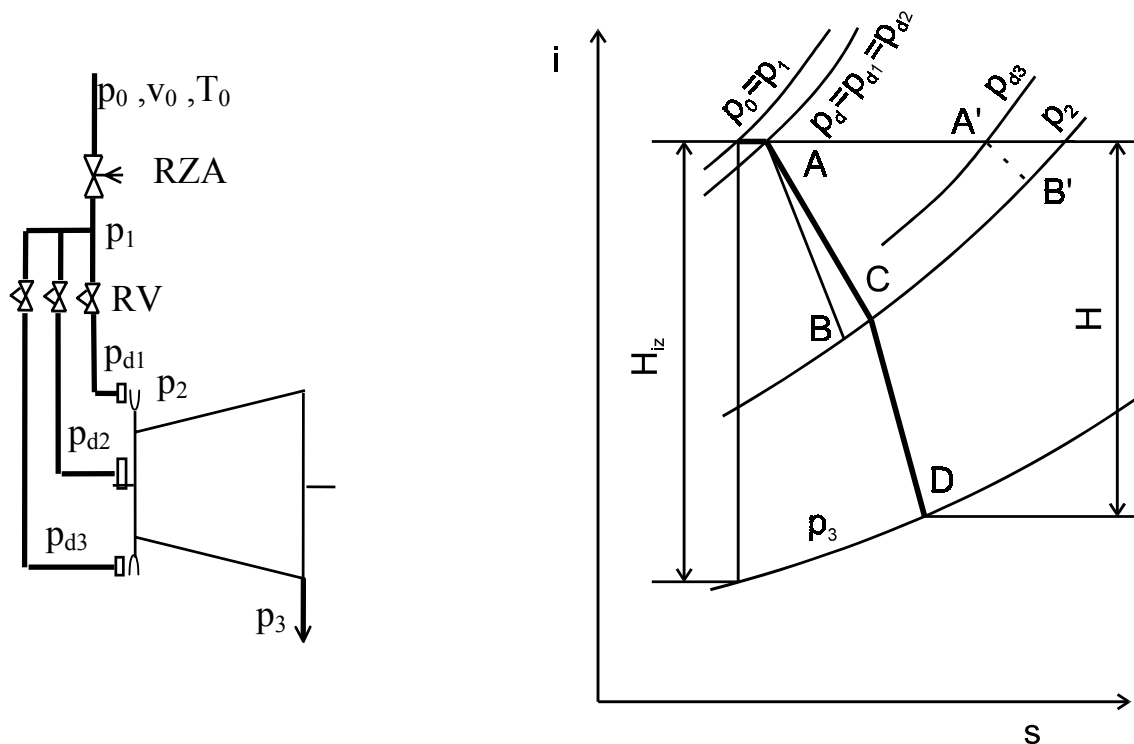
$$P_T = \sum_j M_{p,j} H_{jk} \eta_j \quad (3.1)$$

3.2.2 Průtok páry regulačním stupněm

Při vyjádření potřebných funkčních závislostí vycházíme z počátečního průtoku a hodnot stavových proměnných na expanzní čáře. V tomto případě bude uvažována regulace skupinová [11]. Základní myšlenkou pro návrh tohoto typu regulace výkonu turbíny je provádět změny výkonu pouze změnou průtoku jak je patrné z rovnice (3.21). Při konstantních stavech vstupní páry a protitlaku to vyžaduje změnu průtokových průřezů. Tuto změnu lze uskutečnit pouze v prvním, tzv. regulačním stupni, protože změna průtokových průřezů v celé turbíně je konstrukčně neproveditelná. Ani vstupní průřez však nelze měnit plynule, ale používá se několika (3 až 6) dýzových segmentů, do nichž se pára přivádí příslušnými regulačními ventily.

Při změně průtoku vícestupňovou parní turbínou dochází ke změně tlaku za regulačním stupněm, mění se tlak páry před jednotlivými dýzovými skupinami a velikost parciálního ostříku. Zvláštností regulačního stupně je, že je třeba rozlišovat proud páry protékající plně otevřenými regulačními ventily a proud páry protékající částečně otevřenými regulačními ventily. Zatímco u plně otevřených regulačních ventilů je tlak v dýzové komoře p_d přibližně roven tlaku páry na vstupu do turbíny, je tlak v dýzové komoře s částečně otevřenými regulačními ventily závislý na otevření těchto regulačních ventilů. Schéma regulace a průběh expanze v turbíně je znázorněn na obr.č. 3.7.

Průtok regulačním stupněm je možno rozdělit na průtok regulačními ventily a průtok příslušnými dýzovými skupinami.



Obr. č. 3.1: Schéma dýzové regulace.

Průtok částečně otevřeným ventilem (např. ventil 3 v obr. č. 3.1) je dán vztahem

$$M_{p,3} = S_3(y) \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \sqrt{\frac{(1 - \epsilon_k)^2 - (\epsilon_{y3} - \epsilon_k)^2}{(1 - \epsilon_k)^2 - (\epsilon_{y30} - \epsilon_k)^2}} \quad (3.2)$$

Index 0 značí v tomto případě stavy, odpovídající sestrojené průtokové charakteristice. Při nadkritickém proudění se vztah (3.26) zjednoduší na

$$M_{p,3} = S_3(y) \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \quad (3.3)$$

Celkový průtok regulačními ventily je dán průtokem plně otevřenými ventily a průtokem částečně otevřeným ventilem

$$M_{p,yc} = \sum_{j=1}^{i-1} M_{p,yj} + M_{p,yi} \quad (3.4)$$

V praxi jsou k dispozici podklady tepelných výpočtů navrhované turbíny a z nich vyplývající průtoková charakteristika regulačních ventilů.

Pro průtok dýzovou skupinou platí podobný vztah jako pro průtok regulačním ventilem, průtočná plocha dýzové skupiny S_{di} je konstantní. Poněvadž termodynamickými výpočty jsou průtočné plochy včetně průtoku při jmenovitých stavech páry a při plně otevřených ventilech vypočteny, lze výsledků využít a pro průtok při tlaku před dýzami p_{di} odlišným od jmenovitého p_{dij} platí

$$M_{p,i} = M_{p,ij} \frac{p_{di}}{p_{dij}} \quad (3.5)$$

respektive

$$M_{p,i} = M_{p,i0} \frac{p_{di}}{p_{di0}} \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon_k)^2 - (\varepsilon_{di} - \varepsilon_k)^2}{(1 - \varepsilon_k)^2 - (\varepsilon_{di0} - \varepsilon_k)^2}} \quad (3.6)$$

kde

$$\varepsilon_{di} = M_{p,i0} \frac{p_2}{p_{di}} \quad (3.7)$$

Ve velké většině případů stačí vycházet z charakteristiky regulačních ventilů a korekci na jiné stavy, než výpočtové provést podle zjednodušených vztahů

$$M_{p,r} = S(y) \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)}{(p_{10}^2 - p_{20}^2)}} \quad (3.8)$$

pro $p_2 \geq \varepsilon_k p_1$

a v případě nadkritického proudění

$$M_{p,r} = S(y) \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \frac{p_1}{p_{10}} \quad (3.9)$$

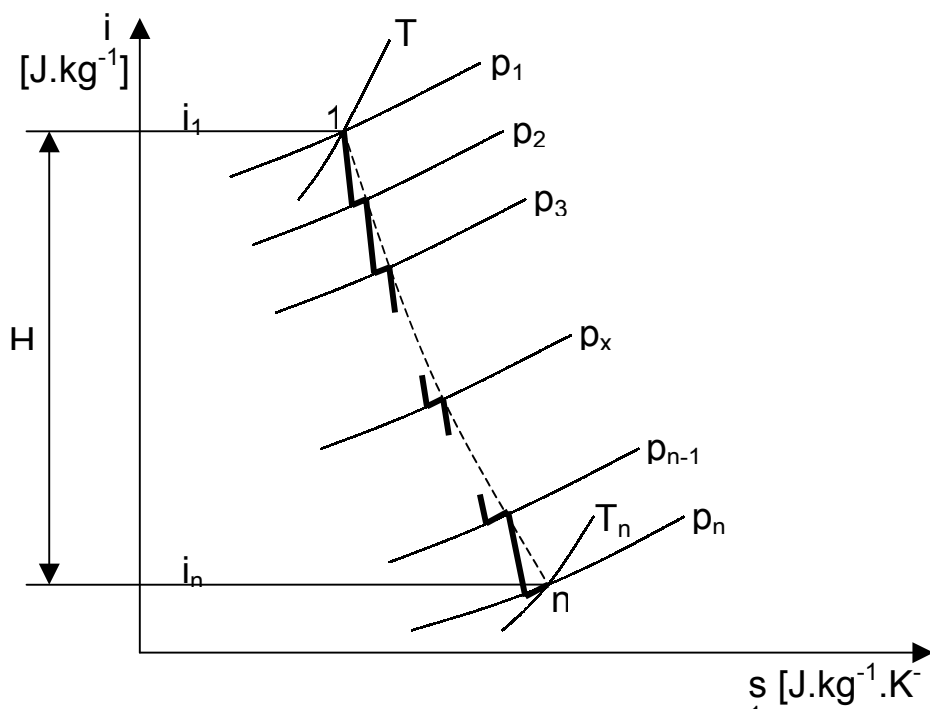
pro $p_2 < \varepsilon_k p_1$

3.2.3 Průtok páry skupinou stupňů

Skupina stupňů parní turbíny je tvořena z několika lopatkových mříží konstantního průřezu řazených za sebou. Lopatkové mříže můžeme považovat za řadu postupně za sebou řazených odporů, vložených do proudu páry. Pak lze předpokládat, že stavy páry příslušející expanzi v jednotlivých stupních leží na polytropě obr.č. 3.2.

Průtok skupinou stupňů je možno vyjádřit vztahem odvozeným prof. Stodolou

$$M_{p,s} = M_{p,s0} \frac{p_2}{p_{20}} \sqrt{\frac{T_{20}}{T_2}} E(\epsilon_{23}, \epsilon_k) \quad (3.10)$$



Obr. č. 3.2: Expanze páry v i-s diagramu

Funkce $E(\epsilon_{23}, \epsilon_k)$ je rovnicí Bendemannovy elipsy a v případě podkritického průtoku má tvar

$$E(\epsilon_{23}, \epsilon_k) = \sqrt{\frac{(1 - \epsilon_k)^2 - (\epsilon_{23} - \epsilon_k)^2}{(1 - \epsilon_k)^2 - (\epsilon_{230} - \epsilon_k)^2}} \quad (3.11)$$

a v případě nadkritického proudění

$$E(\epsilon_{23}, \epsilon_k) = \sqrt{\frac{(1 - \epsilon_k)^2}{(1 - \epsilon_k)^2 - (\epsilon_{230} - \epsilon_k)^2}} \quad (3.12)$$

Kritický tlakový poměr lze zjednodušeně vypočítat ze vztahu uvedeného v [20]

$$\epsilon_k = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \frac{1}{N} \quad (3.13)$$

kde pro rovnotlaké lopatkování je $N=z$ (z je počet stupňů ve skupině) a pro přetlakové lopatkování je $N=2z$.

Často lze vystačit se zjednodušenými vztahy pro průtok stupňovou částí turbíny. Pro průtok při podkritickém proudění platí

$$M_{p,s} = M_{p,so} \sqrt{\frac{T_{j0}}{T_j}} \sqrt{\frac{(p_j^2 - p_k^2)}{(p_{j0}^2 - p_{k0}^2)}} \quad (3.14)$$

Vznikne-li v některém stupni nadkritické proudění, nebo je-li $p_k \ll p_j$, např. u kondenzačních turbín, předchozí vztah se zjednoduší na tvar

$$M_{p,s} = M_{p,so} \sqrt{\frac{T_{j0}}{T_j}} \left(\frac{p_j}{p_{j0}} \right) \quad (3.15)$$

Pro vyjádření izoentropického spádu mezi j-tým a k-tým místem dělení je použit vztah

$$H_{jk} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} r T_j \left[1 - (\epsilon_{jk})^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (3.16)$$

Teplota na konci expanze ve stupni je vyjádřena z teploty na začátku expanze pomocí rovnice polytropy

$$T_k = T_j (\epsilon_{jk})^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.17)$$

kde n je polytropický exponent, jenž je větší než exponent izotermy ($n=1$) a zpravidla menší než exponent adiabaty ($n=\kappa$) a obecně platí $1 < n < \kappa$.

Termodynamická účinnost turbínových stupňů je většinou uvažována konstantní a za předpokladu zanedbání ucpávkových ztrát ji lze vyjádřit ve tvaru

$$\eta = \eta_j \left[2 - \frac{\omega}{\omega_j} \sqrt{\frac{H_j}{H}} \right] \frac{\omega}{\omega_j} \sqrt{\frac{H_j}{H}} \quad (3.18)$$

kde indexem j jsou značeny jmenovité (nominální) hodnoty.

3.2.4 Průtok páry průtočným prostorem

Dynamické vlastnosti parních turbín mohou být značně ovlivněny akumulací páry v parních prostorech. Jedná se především o prostory regulačních stupňů, propojovacích a převáděcích potrubí a přihříváků páry.

Průtočný prostor V_1 je možno považovat za soustředěnou kapacitu, ve které je vyjádřena akumulace hmotnosti páry m_p na základě hmotnostního průtoku páry

vstupující $M_{p,1}$ a vystupující $M_{p,2}$ z příslušného prostoru. Podle zákona zachování hmotnosti je akumulace páry vyjádřena následující rovnicí

$$\frac{dm_p}{d\tau} = V_1 \frac{d\rho(p,i)}{d\tau} = M_{p,1} - M_{p,2} \quad (3.19)$$

Protože změny teploty, respektive entalpie (předpokládá se přehřátá pára a izotermický děj) jsou malé a jejich vliv jak na měrnou hmotu ρ , tak na průtok $M_{p,2}$ jsou zanedbatelné, je možno předpokládat závislost měrné hmoty na tlaku v následujícím tvaru

$$\frac{\rho}{\rho_j} = \frac{p}{p_j} \quad (3.20)$$

Potom je

$$\frac{dm_p}{d\tau} = V_1 \frac{d\rho}{d\tau} = V_1 \frac{\rho_j}{p_j} \cdot \frac{dp}{d\tau} = \frac{m_{p,j}}{p_j} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (3.21)$$

Po dosazení (3.49) do rovnice (3.46) je konečná podoba diferenciální rovnice popisující dynamiku akumulace páry v průtočném prostoru

$$\frac{m_{p,j}}{p_j} \cdot \frac{dp}{d\tau} = M_{p,1} - M_{p,2} \quad (3.22)$$

3.2.5 Dynamika rotoru

Pohybující se hmoty rotoru turbíny a hnaného stroje představují zásobník kinetické energie. Akumulování a uvolňování této energie se uplatňuje během přechodových dějů a je jedním z hlavních faktorů majících vliv na dynamiku rotoru parní turbíny.

Energetickou rovnici rotoru (3.51) je možno napsat ve tvaru

$$D_T \omega - D_Z \omega = J_r \omega \frac{d\omega}{d\tau} \quad (3.23)$$

a po vydělení úhlovou rychlostí ω dostaneme rovnici vyjadřující podmínku mechanické rovnováhy momentů na hřídeli

$$D_T - D_Z = J_r \frac{d\omega}{d\tau} \quad (3.24)$$

3.2.5.1 Hnací moment turbíny

Hnací moment turbíny závisí především na poloze regulačního orgánu (tj. zdvihu regulačních ventilů y) a na úhlové rychlosti rotoru turbíny (na otáčkách turbíny). Závislost hnacího momentu turbíny M_T na otáčkách turbíny ω a na poloze regulačního orgánu y udává tzv. momentová charakteristika turbíny.

Kromě výše uvedených veličin závisí hnací moment turbíny také na hmotnostním průtoku páry turbínou, jejích vstupních parametrech a tlaku páry na výstupu. Pro účely matematického popisu je použit obecný vztah pro hnací moment turbíny vyjádřený jako součet jednotlivých hnacích momentů vyvozovaných jednotlivými částmi mezi j -tým a k -tým dělením

$$D_T = \frac{1}{\omega} \sum_{i=j=1}^{i=k=n} M_{p,j} H_{jk} \eta_j \quad (3.25)$$

4 Parní turbína s potlačeným vakuem

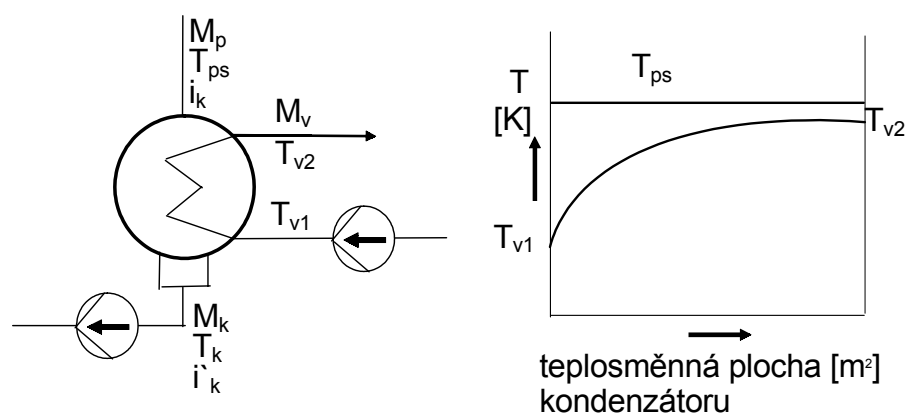
4.1 Popis technologie

Základním typem parních turbín pro teplárny jsou turbíny protitlakové. U těchto turbín je jednoznačně svázán průtok páry turbínou s výkonem hnaného elektrického generátoru a s tepelným výkonem dodávaným z protitlaku. Tepelné zatížení teplárny zpravidla kolísá během dne, týdne, měsíce a především během roku.

Z uvedených důvodů se používá, zejména v menších městských teplárnách, tzv. turbína s potlačeným vakuem, která může být v letních měsících provozována jako kondenzační se zhoršeným vakuem nebo v zimě jako protitlaková, přičemž pára z protitlaku je zaváděna do základního ohříváku topné vody. Jeden a tentýž tepelný výměník napojený na výstupní hrdlo turbíny slouží v létě jako kondenzátor a v zimním období jako základní ohřívák topné vody. Taková turbína pracuje s velmi proměnným výstupním tlakem, například v létě 10 – 20 kPa (abs) a v zimě 70 – 80 kPa (abs), což dává teplotu topné vody v prvním stupni ohřívání asi 80 až 90 °C. Ve výjimečných případech může hodnota protitlaku dosahovat až 200 kPa (abs) [16].

Kondenzátor je v podstatě tepelný výměník, jehož úkolem je odebírat teplo páře vystupující z turbíny, která následkem toho z kondenzuje. Za předpokladu, že se chladicí voda může (teoreticky) ohřát v kondenzátoru až na teplotu kondenzující páry [2], bude teplota, a tedy i tlak páry v kondenzátoru, dána pouze výstupní teplotou chladicí vody. Kondenzace páry probíhá za konstantního tlaku a vzhledem k tomu, že na výstupu z turbíny je pára obvykle na mezi sytosti, je tento

termodynamický proces zároveň izotermický. Schéma povrchového kondenzátoru a průběh teplot pracovních látek v kondenzátoru je znázorněn na obr.č. 4.1.



Obr. č. 4.1: Schéma kondenzátoru

4.2 Matematický popis kondenzátoru - výměníku

V této kapitole jsou vyšetřeny tepelně – dynamické vlastnosti kondenzátoru jakožto povrchového výměníku tepla. Cílem rozboru je určit časovou odezvu výstupní teploty ohříváné vody na teplotě vstupní a teplotě, respektive tlaku páry v kondenzátoru (teplota páry na mezi sytosti je pevně svázána s tlakem). Při odvození byly použity následující předpoklady:

- Specifická tepla vody i páry jsou konstantní.
- Teplota vody v trubce je ve všech místech průřezu kolmého na směr proudění stejná.
- Průřez a tepelná vodivost teplosměnné plochy se podél výměníku nemění.
- Sdílení tepla ve směru proudění teplotonosných tekutin, a to jak v tekutinách samotných (vedení, míchání), tak i ve stěně (vedení) je zanedbatelné.
- Teplo vznikající hydraulickými ztrátami je zanedbatelné.
- Předpokládá se, že přenos tepla do okolí je nulový a tepelná kapacita pláště kondenzátoru se neuvažuje.
- Akumulace tepla v mezních vrstvách na obou stranách obou teplotonosných tekutin se neuvažuje a předpokládáme, že přechodové děje v této vrstvě jsou značně rychlejší než časové změny teploty vlastní stěny.

- h) Předpokládá se dobře pracující systém odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru a těsný kondenzátor.

Při matematickém popisu kondenzátoru předpokládáme, že veškeré teplo z kondenzující páry se odevzdá chladící vodě. Teplo odvedené do okolního prostoru nebo s odsávanou parovzdušnou směsí je tak malé, že ho lze zanedbat. Dále je možno předpokládáme, že teplota sytosti, příslušná tlaku v kondenzátoru p_k , je stejná s teplotou kondenzující páry T_p (za předpokladu správně fungujícího zařízení pro odsávání vzduchu). Při matematickém popisu vyjdeme z celkového tepelného toku přenášeného mezi kondenzující párou a ohřívanou tekutinou (vodou) pomocí rovnice energetické bilance. Na straně kondenzující páry dochází k fázové přeměně a její teplota se nemění (její tepelná kapacita je nekonečně velká [15]) a energetickou bilanci lze zapsat ve tvaru

$$\frac{dQ}{dt} = M_p (i_p - i_k) \quad (4.1)$$

Současně také platí pro teplo odejmuté kondenzující páře a přenesené stěnou trubek do ohřívané vody

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_p S (T_{ps} - T_{m1}) \quad (4.2)$$

kde T_{ps} je teplota páry na mezi sytosti a T_{m1} je teplota vnějšího povrchu trubek.

Trubkami výměníku proudí ohřívaná voda, nedochází zde k přeměně skupenství a měrnou tepelnou kapacitu můžeme považovat za konstantní, a energetickou bilanci můžeme zapsat ve tvaru

$$\frac{dQ}{dt} = M_v c_{pv} (T_{vout} - T_{vin}) \quad (4.3)$$

Tepelný tok přenášený mezi stěnou potrubí a vodou lze určit z Newtonova zákona

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_v S (T_{m2} - T_v) \quad (4.4)$$

kde teplota vody T_v se spojitě mění po délce trubky od vstupní teploty T_{vin} do výstupní teploty T_{vout} . Nyní je možno vyjádřit tepelný tok mezi stěnou potrubí a vodou pomocí vstupní teploty vody T_{vin} a výstupní teploty vody T_{vout} (můžeme je měřit). Z rovnice (4.3) po úpravách

$$\frac{dT_v}{dx} = \frac{O}{M_v c_{pv}} \alpha_v (T_{m2} - T_v) \quad (4.5)$$

Pro určení tepelného toku přenášeného do proudící vody lze rovnici (4.3) přepsat pomocí výše zmíněných teplotních diferencí

$$\frac{dQ}{dt} = M_v c_{pv} (T_{vout} - T_{vin}) = M_v c_{pv} (\Delta T_{vin} - \Delta T_{vout}) \quad (4.6)$$

Po dosazení za součin $M_v c_{pv}$ z rovnice (4.5) dostaneme výraz

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_v S \Delta T_{vln} \quad (4.7)$$

Výraz ΔT_{vln} je tzv. střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T_{vln} = \frac{\Delta T_{vout} - \Delta T_{vin}}{\ln \frac{\Delta T_{vout}}{\Delta T_{vin}}} \quad (4.8)$$

Vedení tepla jednoduchou rovinnou stěnou neproměnné tloušťky δ je popsáno vztahem

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\lambda}{\delta} S (T_{m1} - T_{m2}) \quad (4.9)$$

Akumulace tepla v tělese je pro těleso neproměnného objemu popsána rovnicí

$$\frac{dQ}{dt} = m c_p \frac{dT}{dt} \quad (4.10)$$

Nyní je možno přistoupit k sestavení rovnic matematického modelu tepelného výměníku. První rovnicí bude rovnice akumulace tepla v ohřívané vodě, která je po dosazení (4.3) a (4.7) do (4.10) a úpravách vyjádřena ve tvaru

$$\frac{dT_{vout}}{dt} = \frac{1}{m_v c_{pv}} \left[M_v c_{pv} T_{vout} - S \alpha_v \frac{\Delta T_{vout} - \Delta T_{vin}}{\ln \frac{\Delta T_{vout}}{\Delta T_{vin}}} - M_v c_{pv} T_{vin} \right] \quad (4.11)$$

V rovnici (4.11) první člen na pravé straně představuje teplo odvedené ohřátou vodou ven z výměníku, druhý člen teplo přivedené stěnami trubek (odebrané kondenzující páře) a třetí člen teplo přivedené studenou vodou na vstup do výměníku.

Druhou rovnicí bude rovnice popisující změnu teploty vnitřní stěny trubek T_{m2} , která je po dosazení (4.2) a (4.9) do rovnice (4.10) vyjádřena ve tvaru

$$\frac{dT_{m2}}{dt} = \frac{1}{\frac{m_m}{2} c_m} \left[\frac{\lambda}{\delta} S (T_{m1} - T_{m2}) - S \alpha_v \frac{\Delta T_{vout} - \Delta T_{vin}}{\ln \frac{\Delta T_{vout}}{\Delta T_{vin}}} \right] \quad (4.12)$$

Třetí rovnicí je rovnice popisující změnu teploty vnější stěny trubek T_{m1} . Ta je po dosazení (4.2) a (4.9) do rovnice (4.10) vyjádřena ve tvaru

$$\frac{dT_{m1}}{dt} = \frac{1}{\frac{m_m}{2} c_m} \left[\alpha_p S (T_{ps} - T_{m1}) - \frac{\lambda}{\delta} S (T_{m1} - T_{m2}) \right] \quad (4.13)$$

Akční veličinou je tlak páry v kondenzátoru, respektive tlak páry na výstupu z turbíny, zanedbáme-li tlakovou ztrátu mezi poslední řadou lopatek a výměníkem. Pára odcházející z turbíny je akumulována v prostorách převáděcího potrubí mezi turbínou a výměníkem a v parních prostorách samotného výměníku. Tyto prostory označíme V_p a lze je považovat za soustředěnou kapacitu, ve které je vyjádřena akumulace hmotnosti páry m_p na základě bilance hmotnostního průtoku páry proteklé turbínou a hmotnostního průtoku páry kondenzující ve výměníku. Dále lze předpokládat, že pára odcházející z turbíny je vždy na mezi sytosti. Označíme-li M_p hmotnostní průtok páry kondenzující ve výměníku a M_T hmotnostní průtok páry proteklé turbínou bude podle zákona zachování hmotnosti akumulace páry vyjádřena rovnicí

$$V_p \frac{dp}{dt} = M_T - M_p \quad (4.14)$$

Stav syté páry je určen pouze jednou termickou veličinou stavu, tlakem nebo teplotou, a pravou mezní křivkou. Tepelné veličiny na pravé mezní křivce závisí pouze na tlaku (teplotě). Pro tlaky do 20 barů vyhovuje empirický vztah (empirická rovnice stavu syté páry) uvedený v [18]

$$\rho'' = \frac{1}{v''} = 0,5802 p^{15/16} \quad (4.15)$$

Po dosazení (4.15) do rovnice (4.14) a následné integraci je akumulace syté páry vyjádřena výrazem

$$0.5802 p^{15/16} = \frac{1}{V_p} \int (M_T - M_p) dt \quad (4.16)$$

a z něj je možno snadno vypočítat okamžitý tlak p .

Hmotnostní průtok páry proteklé turbínou M_T je dán jako výstup z modelu samotné turbíny, popřípadě ho vypočteme ze stavu páry před turbínou a charakteristiky regulačních ventilů. Zbývá určit množství páry kondenzující ve výměníku M_p . Při jejím určení lze vyjít z rovnice energetické bilance kondenzující páry (4.1) a z rovnice přestupu tepla z kondenzující páry do stěny trubek výměníku (4.2). Porovnáním obou rovnic je množství kondenzátu dáno výrazem

$$M_p (i_p - i_k) = \alpha_p S (T_{ps} - T_{m1}) \quad (4.17)$$

a odtud je možno vypočíst hledané množství kondenzující páry

5 Navržený model parní turbíny pomocí prostředí Matlab – Simulink

5.1 Popis vytvořeného matematického modelu parní turbíny

Jak bylo uvedeno v kapitole 0, většina standardně používaných simulačních modelů parních turbín byla vyvinuta jako jeden z prvků větších simulačních modelů používaných zejména pro simulaci velkých energetických celků a jevů v přenosových sítích. Jedním z požadavků výrobců parních turbín je potřeba existence dostatečně realistického simulačního modelu pracujícího v širokém rozsahu parametrů (spouštění, odstavování, provoz při změněných parametrech, regulované odběry atd.), použitelného pro testování řídicích systémů parních turbín a jako základ tréninkového simulátoru pro zaškolování budoucích obsluh dodávaných energetických zařízení.

Při vývoji tohoto matematického modelu v prostředí SIMULINKu bylo nutno splnit některé důležité požadavky:

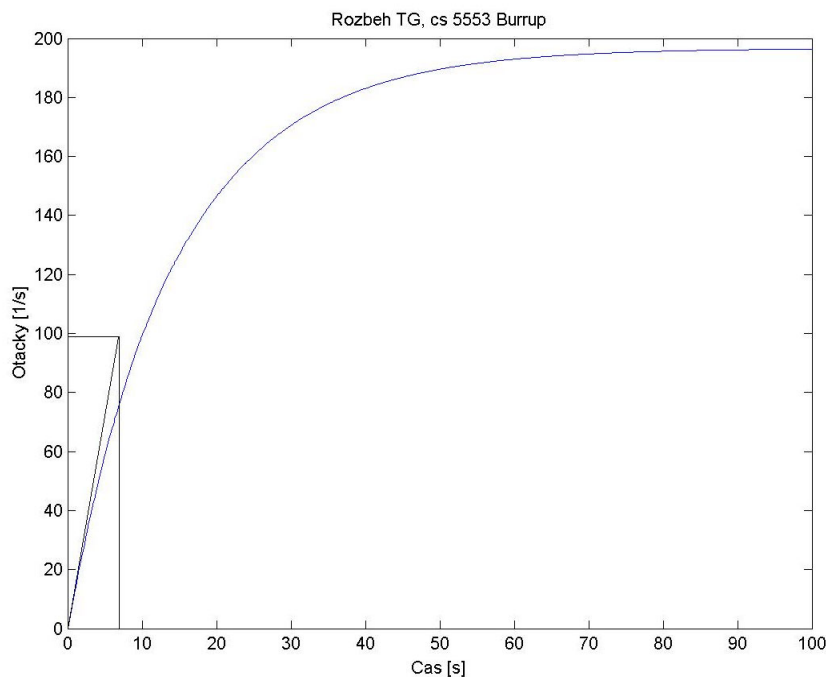
- Model musí být nezávislý na parametrech.
- Model musí být dostatečně přehledný a srozumitelný.
- Model musí být strukturovaný do dílčích funkčních bloků (podsystemů).
- Tyto funkční bloky musí být univerzální v tom smyslu, aby různou kombinací těchto funkčních bloků bylo možno sestavit model jakékoliv průmyslové parní turbíny.
- Model musí být dostatečně přesný a rychlý. Pro modelování přechodových dějů je dostačující přesnost taková, kdy odchylka hodnot v ustáleném stavu je do 5%. Rychlost modelu musí být taková, aby tzv. simulační čas byl vždy rychlejší, než čas reálný.

Vytvořený model parní turbíny byl s ohledem na výše uvedené požadavky rozdělen do následujících funkčních bloků: Dynamika rotoru, Servopohon, Regulační část TG, Průtočná část TG (1 až n), Akumulace páry (1 až k). Uvedené bloky se skládají z dalších funkčních bloků nižších úrovní jak plyne z následujícího textu a jsou mezi sebou propojeny v jeden funkční celek, jak je znázorněno na obrázku č. 5.2. Vstupními parametry modelu jsou měnitelné parametry, jako teplota a tlak vstupní páry, tlak výstupní páry (zejména u protitlakových turbín), zátěžný moment, atd. Tyto parametry je možno měnit pro jednotlivé simulační výpočty a v modelu jsou označeny světle zelenou barvou. Dalším typem parametrů jsou neměnné parametry vázané ke konkrétnímu soustrojí, jako moment setrvačnosti rotujících hmot, jmenovité hodnoty vstupní a výstupní (popř. odběrové) páry,

$$T_a = \frac{J_r \omega_j^2}{P_{\max}} \quad (6.1)$$

dosazením za $J_r=404,17 \text{ kg.m}^2$, $\omega_j=623,417\text{s}^{-1}$ a $P_{\max}=22,2\text{MW}=22,2 \cdot 10^6\text{W}$ na $T_a=7,08\text{s}$. Na obrázku č. 6.1 je vidět vypočtená rozběhová křivka s vyznačenou dobou rozběhu stroje. Vliv servopohonu není uvažován.

Jak je vidět z porovnání vypočtené doby rozběhu stroje a $T_a=7,08\text{s}$ a doby rozběhu stroje odečtené z grafu na obrázku č. 6.1 $T_a \div 7\text{s}$ je rozdíl mezi těmito hodnotami 1,13% což je vyhovující.



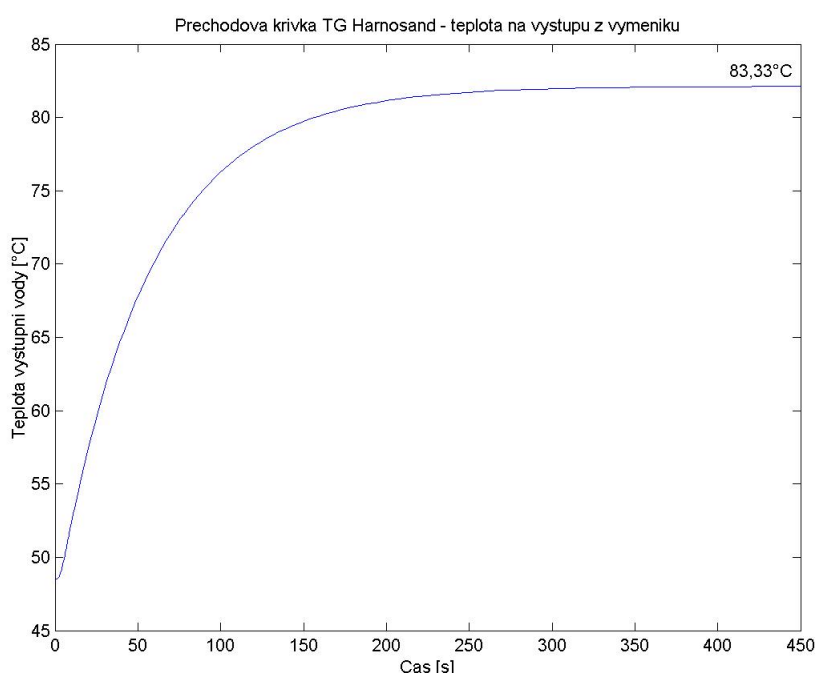
Obr. č. 6.1: Doba rozběhu turbíny

Na obrázku č. 6.1 je také vidět, že otáčky se ustálí na hodnotě rovné přibližně dvojnásobku nominálních otáček, což je způsobeno tím, že hodnoty účinnosti je při dvojnásobku nominálních otáček nulová. Toto odpovídá teoretickému chování skutečného stroje (ve skutečnosti nemůže být u parní turbíny dvojnásobku nominálních otáček nikdy dosaženo).

6.2 Simulační ověření turbíny s potlačeným vakuem

Funkce matematického modelu parní turbíny s potlačeným vakuem byla ověřována na turbíně pro spalovnu dřevního odpadu ve švédském Harnosandu, číslo stroje 5522.

Jedná se o jednoduchou kondenzační turbínu s jedním neregulovaným odběrem pro vyhřívání napájecí nádrže, která slouží pro pohon generátoru v kombinovaném topném/kondenzačním provozu. Určovací teplotou pro parametry kondenzátu byla střední teplota kondenzátu $t_{ks}=(50+80)/2=65^{\circ}\text{C}$. Počáteční teplota trubek byla $48,5^{\circ}\text{C}$, počáteční teplota vstupní vody $48,5^{\circ}\text{C}$, tlak páry ve výměníku $0,535\text{ bar}$. Byla provedena simulace, kdy v čase $\tau=0\text{ s}$ byly otevřeny regulační ventily turbíny skokově na 100% (včetně uvažování vlivu servopohonu), počáteční teplota trubek výměníku byla $T_{m1}=T_{m2}=48,5^{\circ}\text{C}$, počáteční teplota výstupní vody $T_{vout}=48,5^{\circ}\text{C}$. Parametry vstupní páry byly nastaveny na nominální hodnotu $p_{0,j}=90\text{ bar}$ a $t_{0,j}=505,4^{\circ}\text{C}$. V čase $\tau=350\text{ s}$ bylo dosaženo ustáleného stavu s teplotou výstupní vody $T_{vout}=83,33^{\circ}\text{C}$. Průběh teploty výstupní vody je znázorněn na obrázku č. 6.2. Vliv neregulovaného odběru na dynamické chování parní turbíny nebyl uvažován.



Obr. č. 6.2: Průběh simulace turbíny Harnosand.

7 Simulátor parní turbíny

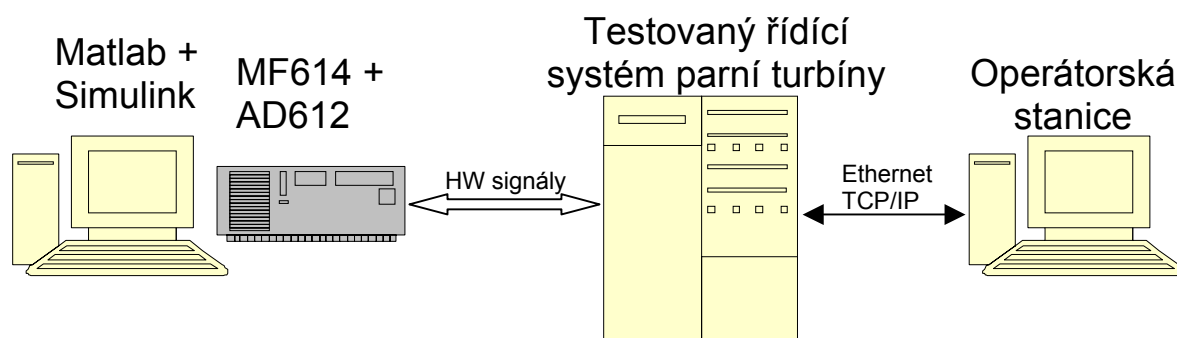
Simulátory technologických procesů mohou být rozděleny do tří kategorií: prvním typem je úplná simulace procesu, při které jsou řídicí systém a operátorské rozhraní použity jako v reálném procesu. Druhým typem je částečná simulace, při které proces a řídicí systém jsou emulovány a operátorské rozhraní je použito reálné. Třetím typem je úplná emulace ve které jsou všechny tři části, tj. proces, řídicí systém a operátorské rozhraní emulovány. Pro účely zkoušek řídicích systémů parních turbín je vhodný první typ simulátoru, kdy testovaný řídicí systém včetně operátorského rozhraní je reálný a pouze proces, tj. parní turbína je simulována matematickým modelem pracujícím v reálném čase na počítači. Pro účely výcviku obsluh energetických zařízení je vhodný druhý typ, kdy proces, tj. parní turbína a

řídící systém jsou simulovány matematickým modelem v reálném čase na počítači a operátorské rozhraní je reálné.

7.1 Simulátor pro zkoušky řídicích systémů

Simulátor určený pro zkoušky řídicích systémů parních turbín je založen na tzv. metodě hardware-in-the-loop simulation, která se v dnešní době stává standardem pro vývoj a zkoušky řídicích systémů strojních zařízení (např. řídicí jednotky automobilových motorů). Tato metoda umožňuje testování těchto elektronických jednotek ve virtuálním prostředí bez připojení k reálnému zařízení, kdy je toto zařízení nahrazeno matematickým modelem pracujícím na počítači v reálném čase. Ostatní komponenty, které chceme testovat, jsou zapojeny do simulace v uzavřené smyčce.

Simulační program Simulink běží na počítači PC a komunikace s řídicím systémem probíhá na úrovni HW signálů pomocí multifunkčních vstupně/výstupních (I/O) karet. Softwarová obsluha těchto I/O karet je zajištěna Real Time Toolboxem stejně jako simulace v reálném čase, protože simulace v Simulinku probíhá v takzvaném simulačním čase, který je, díky výkonu moderních počítačů, mnohem rychlejší, než reálný čas technologického procesu. Toto řešení je v současné době nejlevnějším a nejflexibilnějším způsobem realizace simulátoru hardware-in-the-loop.



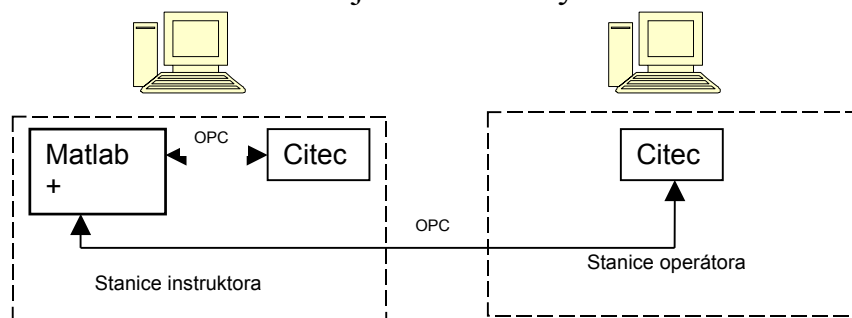
Obr. č. 7.1: Sestava simulátoru pro testování řídicích systémů parních turbín.

7.2 Simulátor pro výcvik operátorů (operátorský trenažér)

Pro sestavení simulátoru určeného pro výcvik operátorů parních turbín bude použito softwarové řešení bez nutnosti napojení reálného řídicího systému. Trenažér bude sestávat ze dvou operátorských stanic PC, jedné pro operátora (žáka) a druhé pro instruktora.

Parní turbína a její řídicí systém (regulátor) jsou namodelovány v Simulinku. Pro vizualizaci je použita skutečná operátorská stanice, kterou používá školený operátor. Na PC instruktora běží současně Simulink a vizualizační software a

výměna dat mezi modelem v Simulinku a vizualizačním software probíhá prostřednictvím OPC serveru. Sestava je schématicky znázorněna na obrázku č. 8.3.



Obr. č. 7.2: Sestava simulátoru pro výcvik operátorů

8 Závěr

Hlavním přínosem této disertační práce je především doplnění matematického popisu parní turbíny o typ parní turbíny s potlačeným vakuem, používaného v teplárenství teprve v poslední době. Z dostupné literatury není zpracování matematického popisu tohoto typu parní turbíny známo. Dalším výstupem je zpracování matematického popisu průmyslové parní turbíny, jakožto regulované soustavy v prostředí Matlab Simulink. Vytvořený program bude použit pro zkoušky řídicích systémů parních turbín simulací regulované soustavy číslicovým počítačem. Pokud mají být ověřovány vlastnosti číslicových regulátorů bez možnosti zkoušek na reálné turbíně, pomocí simulačních výpočtů, pak se bez matematického modelu turbíny nelze obejít.

Konkrétním přínosem vytvořeného matematického modelu v prostředí Matlab Simulink je zlepšení zkoušek řídicích systémů parních turbín již ve výrobním závodě, což přispěje ke zkrácení doby potřebné pro uvádění turbínových zařízení do provozu a tím povede ke zvýšení jejich konkurenceschopnosti na světových trzích.

Největší část disertační práce je věnována vytvoření matematického modelu průmyslové parní turbíny s potlačeným vakuem. Pro vypracování modelu byla použita metoda matematicko – fyzikální analýzy dějů probíhajících ve výměníku. Za určitých zjednodušujících předpokladů je výměník považován za soustavu se soustředěnými parametry a výsledkem je soustava tří diferenciálních rovnic popisujících závislost výstupní teploty chladicí vody v závislosti na změnách vstupní teploty chladicí vody, průtoku chladicí vody a průtoku, respektive tlaku, respektive teplotě kondenzující páry. Matematický model výměníku respektuje tepelnou kapacitu trubek a taktéž konstrukční uspořádání výměníku a dynamické vlivy akumulace páry v parních prostorách výměníku, převáděcího potrubí a výstupní části turbíny.

V poslední části disertační práce jsou navrženy dvě verze simulátoru parních turbín. První verze je určena pro testování řídicích systémů parních turbín ve výrobním závodě, druhá je určena pro výcvik operátorů turbínových zařízení. Obě verze jsou navrženy s ohledem na další softwarové vybavení firmy Demag Delaval Industrial Turbomachinery a maximální možnou flexibilitu řešení.

Zdokonalení řídicích systémů průmyslových parních turbín s použitím programovatelných logických automatů zajistí dosažení vyšší kvality regulačních pochodů, lepší přizpůsobení výroby elektrické energie a dodávky tepla okamžitým požadavkům provozu, snadnější přechod do ostrovního provozu při výpadku turbosoustrojí ze sítě atd. To ve svých důsledcích povede ke zlepšení účinnosti a hospodárnosti elektrárenských a teplárenských provozů a v konečném důsledku tak povede ke snížení jejich negativních dopadů na životní prostředí a přispěje k řešení některých ekonomických problémů současnosti.

9 Použitá literatura

- [1] Ambrož, J., Bém, K., Budlovský, J., Málek, B., Zajíc, V.: *Parní turbíny I.* SNTL, Praha, 1956.
- [2] Ambrož, J., Bém, K., Budlovský, J., Málek, B., Zajíc, V.: *Parní turbíny II.* SNTL, Praha, 1956.
- [3] Ambrož, J.: *Parní turbína za změněných podmínek.* Praha, SNTL, 1973.
- [4] Balátě, J.: *Dynamika a regulace parních kotlů. Regulace a automatizace turbosoustrojí.* skripta, VUT Brno, 1988.
- [5] Bečvář, J. a kol.: *Tepelné turbíny.* SNTL, Praha, 1968.
- [6] Cídl, J., Vašátko, J.: *Řídicí systém parních turbín TURLOOP.* In *Control of Power & Heating systems*, Zlín, 2002.
- [7] Čermák, J., Peterka, V., Závorka, J.: *Dynamika regulovaných soustav v tepelné energetice a chemii.* Academia, Praha, 1968.
- [8] *Dokumentace SIMULINK.*
- [9] Dušek, F.: *MATLAB a SIMULINK, úvod do používání.* Univerzita Pardubice, 2000.
- [10] Hanuš, B., Olehla, M., Modrlák, O.: *Číslicová regulace technologických procesů.* VUTIUM, Brno, 2000.
- [11] Hill, P., Michele, F., Vašátko, J.: *Parní a plynové turbíny.* Interní dokument ABB ENS, Brno, 1998.
- [12] Hloušek, J. a kol.: *Termomechanika.* skripta VUT Brno, 1992.
- [13] Hotmar, P., Kukul, J.: *Stabilizace nelineárních systémů.* Sborník konference MATLAB 2003, Praha 2003.
- [14] *IEEE committee report, "Dynamic models for steam and hydro turbines in power system studies" IEEE Transactions and Apparatus and Systems, Vol. PAS-92, No6, 1973, pp.1904-1915.*
- [15] Jícha, M.: *Přenos tepla a látky.* CERM, Brno, 2001.
- [16] Kadrnožka, J., Ochrana, L.: *Teplárenství.* CERM, Brno, 2001.
- [17] Kadrnožka, J.: *Lopátkové stroje.* CERM, Brno, 2003.
- [18] Kalčík, J., Sýkora, K.: *Technická termomechanika.* Academia, Praha 1973.
- [19] Kostyuk, A., Frolov, V.: *Steam and Gas Turbines.* Mir Publishers, Moscow, 1988.
- [20] Kousal, M.: *Spalovací turbíny.* Praha, SNTL, 1980
- [21] Krbek, J., Ochrana, L., Polesný B.: *Průmyslová energetika.* skripta VUT Brno, 1996.
- [22] Noskiewič, P.: *Modelování a identifikace systémů.* MONTANEX, Ostrava, 1999.
- [23] Polesný, B. a kol.: *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných zařízení.* Skriptum VUT Brno, 1990.
- [24] Ščeglajev, A. V.: *Parní turbíny.* Český překlad. Praha, SNTL, 1983.
- [25] Vašátko, J., Sousedík, A.: *Metodika sestavení matematického modelu parní turbíny jako objektu řízení.* *Strojírenství*, 39, 1989, č.8, 472 – 477.
- [26] Vašátko, J.: *Matematický model parní turbíny a návrh elektrohydraulického regulačního systému parních turbín I.BZKG.* Disertační práce, Brno, 1982.

10 Vlastní publikace v oboru

Cídl, J.: Regulace teploty přehřáté páry vstříkem vody. In Control of Power & Heating systems, Zlín, 2002.

Cídl, J., Vašátko, J.: Řídící systém parních turbín TURLOOP. In Control of Power & Heating systems, Zlín, 2002.

Cídl, J.: Matematický model parní turbíny s potlačeným vakuem. In Riadenie v energetike '04, Štrbské pleso, 2004 (v tisku).

Cídl, J.: Řídící systém parních turbín TURLOOP 3. In Riadenie v energetike '04, Štrbské pleso, 2004 (v tisku).

CURRICULUM VITAE

Jiří Cídl, Ing.

Narozen: 9.1.1966 v Brně

Vzdělání:

- 1980 – 1984 Střední průmyslová škola strojnická ukončená maturitní zkouškou
- 1984 – 1990 VUT Brno, Fakulta strojní, obor Přístrojová, automatizační a regulační technika
- 1994 VUT Brno, Fakulta strojní, specializační studium v oboru Tepelné a jaderné stroje a zařízení, specializace Moderní směry v teplárenství

Odborná praxe:

- 1993 – 1995 Zaměstnán v ORGREZ a.s. Brno, Divize tepelné techniky a chemie jako technik
- 1995 – 1999 Zaměstnán v BCS Engineering a.s. jako projektant ASŘTP, později jako samostatný projektant ASŘTP
- 1998 Zkušební technik řídicích systémů parních turbín v Indii
- 1999 – 2003 Zaměstnán v ABB ENS s.r.o., od roku 2000 ALSTOM Power s.r.o. postupně jako samostatný projektant řídicích systémů, od listopadu 2000 jako vedoucí skupiny řídicích systémů.
- 2000 Uvádění do provozu řídicího systému spalovny komunálních odpadů Bolton (UK) – nejvíce automatizovaná strojovna ve Velké Británii
- Od r. 2002 Člen mezinárodního vývojového týmu ALSTOM, nyní Siemens pro řídicí systémy
- Od r. 2002 Vývoj nového řídicího systému parních průmyslových turbín Turloop 3

Summary

A newly developed mathematical model of the steam turbine with a suppressed vacuum, used in district heating plants in a recent time, is the main contribution of the Thesis. Another contribution is a simulation of the steam turbine as an object of the control using Matlab Simulink. Program, which has been developed, will be used for testing of the steam turbine control systems by simulation of the steam turbine on a PC. In case of testing of the digital controllers without using of the real plant, it is necessary to have the mathematical model of the controlled plant.

The contribution of the mathematical model of the steam turbine in Matlab Simulink is improving testing of the steam turbine control systems in a workshop and consequently reducing commissioning time and also commissioning cost.

The main part of the Thesis is dedicated to developing of the mathematical model of the steam turbine with a suppressed vacuum. The method of mathematical – physical analysis has been used for designing of the model of the processes in a heat exchanger. Taking into account some simplified premises it is possible to consider the heat exchanger as a system with concentrated parameters and result is system of three differential equations describing relations among output water temperature, inlet water temperature, water flow and steam conditions (temperature resp. pressure and flow). The mathematical model of the heat exchanger respects heat capacity of the heat exchanger tubes and also mechanical design of the heat exchanger and dynamic behaviour of the steam in a saturated state accumulated in volumes of output part of the turbine, crossover piping and heat exchanger.

Two configurations of the steam turbine simulator have been designed in the last part of the Thesis. The first one is dedicated to testing of control systems in a workshop, the second one is dedicated to training of operating staff of the steam turbines. Both configurations are designed with respect to the software used by Demag Delaval Industrial Turbomachinery s.r.o. Brno and the highest flexibility of the simulator.

As all aims of the Thesis described in a chapter 2.1 have been achieved, I believe, that this Thesis will be technical and also economical contribution for Demag Delaval Industrial Turbomachinery s.r.o company as a steam turbine manufacturer. It can be also said, that these Theses are theoretical contribution because of designed mathematical model of the steam turbine with suppressed vacuum, mainly is here developed equation described process of accumulation of saturated steam.