

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ
KATEDRA ELEKTROENERGETIKY A EKOLOGIE**

DISERTAČNÍ PRÁCE

Plzeň, 2015

Ing. Ladislav Laštovka

Západočeská univerzita v Plzni

Fakulta elektrotechnická

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor
v oboru

Elektroenergetika

Ing. Ladislav Laštovka

Simulace turbogenerátoru při přechodu do ostrovního provozu

Školitel: Doc. Ing. Pavla Hejtmánková, Ph.D.

Datum státní doktorské zkoušky: 17. 10. 2013

Datum odevzdání práce: 19. 3. 2015

V Plzni, 2015

Abstrakt

Tato práce se zabývá problematikou přechodu parních elektrárenských bloků do ostrovního provozu (OP). Zmíněné bloky pracují na principu přeměny tepla na elektřinu pomocí turbogenerátorů využívajících jako tepelný motor parní turbínu. Udržení požadovaného výkonu na svorkách generátoru je základním úkolem těchto systémů, protože se podílejí na pokrytí požadované hodnoty spotřeby elektřiny v elektrizační síti, která musí být zajištěna s kvalitativními parametry. Ve střídavé elektrizační síti jsou těmito parametry napětí a frekvence, jejichž změna oproti jmenovitým hodnotám indikuje narušení výkonové rovnováhy v síti. Pro zabránění překročení jejich mezních hodnot je nutno provádět v síti výkonová opatření. Tato opatření jsou specifikována frekvenčním plánem, který stanovuje, jaké opatření se přijímá na jednotlivých hodnotách. Při překročení mezní hodnoty frekvence přecházejí turbogenerátory do OP tak, aby po odstranění výkonové nerovnováhy v síti mohly být v co nejkratší době opět schopny pokrývat spotřebu. Udržení turbogenerátoru v provozu na nízkých výkonových hladinách je tedy důležitou úlohou.

Práce řeší problematiku a způsoby regulace páry vstupující do turbíny, čímž se udržuje výkonová bilance turbosoustrojí. Dynamika tohoto procesu je především určena schopnostmi mechanických prvků zajišťujících změnu výkonu, což jsou regulační ventilová zařízení umožňující změnu hmotnostních toků páry procházejících přes turbínu. Regulace je vyšetřována na základě sestaveného modelu turbíny v programu Matlab Simuling. Tento model je aplikován na reálný případ turbosoustrojí. Klíčovým prvkem pro dynamické snížení výkonu v tomto modelu je záchytný ventil (ZV), jehož dynamické schopnosti při zavírání limitují přechod turbosoustrojí do OP.

Další část práce se zabývá vysokotlakou hydraulickou (VTH) regulací a následně vytvořením modelu tohoto typu regulace jako regulace skupinové. Tento model je aplikován v modelu turbogenerátoru zapojeného do elektrizační sítě, následně je tento turbogenerátor přepnut do OP. Výstupní dynamické charakteristiky turbogenerátoru zobrazující přechod do OP jsou verifikovány na reálných parametrech. Pro další fázi výzkumu je pro vyšetřovaný turbogenerátor se stejnými parametry vytvořen model nízkotlaké hydraulické (NTH) regulace. Tento turbogenerátor je přepnut za stejných podmínek jako při VTH regulaci do OP tak, aby bylo možné porovnat rozdíly v jednotlivých typech těchto vyšetřovaných regulací při přechodu na vlastní spotřebu bloku.

V závěrečné části práce jsou vyhodnoceny získané výstupy z VTH a NTH regulace z hlediska dynamiky přechodu do OP. Dále jsou stanovena kritéria a hodnotící parametry pro přechod bloku na vlastní spotřebu, jenž je nejmenším OP. Tento přechod je při provozu bloku nejvíce dynamicky náročný na regulaci, a proto tedy nejlépe prověří regulační vlastnosti turbogenerátoru.

Abstract

This thesis deals with problems which occur when steam electrical units switch into the island operation. These units operate on basic of transformation of thermal to electrical energy. This transformation is insured with turbogenerators which use the turbine as a thermal motor. Keeping of required power on generator terminals is basic aim of these systems, because they contribute with their power to insure required electric consumption in the electric grid. Power has to be ensured with the required qualitative parameters. In the alternating power grid the parameters are voltage and frequency. Their change from the nominal values indicates disturbance of power balance in the grid. To prevent of exceeding these limit values power action in the grid has to be executed. This action is specified in Frequency Plan. There is mentioned which action is made on particular values. When the frequency exceeds its nominal value, the turbogenerators are switched into the island operation. It is made for purpose to synchronize them back to the grid when the power balance is restored there. To keep the turbogenerators in operation on low power levels therefore, important function is.

The theses deals with problems and ways of steam turbine control incoming in turbine, whereby the power turbogenerator balance is kept. The dynamic of this process is mainly identified from mechanical elements possibility, which insure power change. They are control valve equipment for change of steam mass flow through the turbine. The control is examined on base of created model in program Matlab Simulink. This model is applied to a real turbogenerator. The intercept valve is the key element for dynamic decreasing of power in this model. Its dynamic behavior during closing limits the turbogenerator switching into the island operation.

The next part of theses solves high pressure hydraulic (HPH) control and then creation of this model as group control. This model is applied on model of turbogenerator connected to the electric grid. Then, the turbogenerator is switched into the island operation. Dynamic output diagrams of the turbogenerator which represent switching into the island operation are verified with the real parameters. For the next phase of research the model with low pressure hydraulic (LPH) for the turbogenerator with the same parameters is created. This turbogenerator is switched into the island operation in the same conditions as with the HPH control for possibility to compare both examined controls during the switching into the island operation.

In the last part of theses the obtained outputs from HPH and LPH control are evaluated from standpoint of dynamic switching into the island operation. Further, criteria and evaluative parameters for unit switching in its self-consumption, which is the smallest island, are determined. This switching is during unit operation the most difficult for control. Therefore, it is the best way how to check the control ability of the turbogenerator.

Klíčová slova

Ostrovní provoz, regulační ventily, vysokotlaká hydraulika, nízkotlaká hydraulika, turbína, generátor, model parní turbíny

Key words

Island operation, control valves, high pressure hydraulic, low pressure hydraulic, turbine, generator, steam turbine model

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně a s použitím legálního softwaru, literárních pramenů a odborných publikací uvedených v seznamu informačních zdrojů, který je součástí této práce.

V Plzni dne 19. 3. 2015

Ing. Ladislav Laštovka

Poděkování

Tímto chci poděkovat paní doc. Ing. Pavle Hejtmánkové, Ph.D., svojí školitelce, a panu doc. Ing. Emilovi Dvorskému, CSc. za jejich odborné vedení, ochotu, vstřícnost a za poskytnutí cenných připomínek a rad týkajících se obsahu práce.

Obsah

Seznam obrázků.....	8
Zkratky a značky.....	10
1 Úvod.....	13
1.1 Současný stav problematiky	13
1.2 Stanovení cíle.....	14
2 Přeměna tepelné energie na elektrickou	15
2.1 Určení počtu otáček soustrojí	16
2.2 Přeměna energie v turbíně	17
2.3 Určení výkonu tepelného soustrojí	19
3 Parní turbosoustrojí v ostrovním provozu	20
3.1 Vznik OP.....	20
3.2 Regulace elektrárenského bloku v OP	23
4 OP z hlediska generátoru	24
4.1 Výkonové bilance sítě a generátoru.....	24
5 Regulace admisních parametrů páry	27
5.1 Regulace škrcením.....	27
5.2 Regulace skupinová	28
5.3 Regulace klouzavým tlakem.....	29
6 Přepouštěcí (bypassové) stanice	30
7 Model parní turbíny	31
7.1 Typ turbíny použitý v modelu	32
7.2 Sestavení modelu vyšetřované turbíny	33
8 Regulace admisní páry do turbíny	37
8.1 Regulace za pomoci VTH.....	38
8.1.1 Model VTH regulace	39
8.1.2 Výstupní grafy VTH regulace.....	47
8.1.3 Verifikace výsledků simulace regulace pomocí VTH	52
8.2 Regulace za pomoci NTH.....	57
8.2.1 Model NTH regulace	58
8.2.2 Výstupní grafy NTH regulace.....	63
8.3 Srovnání výsledků simulace VTH oproti využití NTH	68
9 Stanovení kritérií a hodnotících parametrů pro přechod do OP	69
9.1 Kritéria pro přechod do OP.....	69
9.2 Hodnotící parametry pro přechod do OP	69
10 Závěr	70
10.1 Další směr výzkumu	71
10.2 Vlastní přínos práce	71
Literatura.....	72
Vlastní publikace	73

Seznam obrázků

Obr. 2.1 Schéma turbosoustrojí.	15
Obr. 2.2 Rovnotlaká a přetlaková turbína.	15
Obr. 2.3 Schéma turbosoustrojí se vstupními a výstupními parametry.	17
Obr. 2.4 Zjednodušené schéma parního oběhu.	18
Obr. 2.5 i-s diagram tepelného oběhu.	19
Obr. 3.1 Bilanční schéma elektrizační soustavy.	20
Obr. 3.2 Pracovní bod ES.	21
Obr. 4.1 Zóny umožňující OP.	24
Obr. 4.2 Jednopolové schéma a bilanční výkonový diagram.	25
Obr. 4.3 Jednopolové schéma a bilanční výkonový diagram.	26
Obr. 4.4 Odezva napětí a frekvence.	26
Obr. 5.1 Schéma turbosoustrojí se vstupními a výstupními parametry páry.	27
Obr. 5.2 Regulace škrcením.	28
Obr. 5.3 Regulace škrcením i-s diagram.	28
Obr. 5.4 Regulace skupinová.	29
Obr. 6.1 Schéma VT bypassu.	30
Obr. 7.1 Parní prostor.	31
Obr. 7.2 Schéma vyšetřované turbíny.	33
Obr. 7.3 Schéma turbíny s parními prostory.	34
Obr. 7.4 Zpoždění v parním prostoru.	35
Obr. 7.5 Model parní turbíny.	35
Obr. 8.1 Schéma servopohonu VTRV se snímačem polohy.	39
Obr. 8.2 Závislost zdvihu VT servopohonu 1, 2 na řídicím signálu.	40
Obr. 8.3 Závislost zdvihu VT servopohonu 3 na řídicím signálu.	40
Obr. 8.4 Závislost zdvihu VT servopohonu 4 na řídicím signálu.	41
Obr. 8.5 Závislost zdvihu ST servopohonu na řídicím signálu.	41
Obr. 8.6 Model VTH řízení servopohonu ventilu.	42
Obr. 8.7 Schéma proporcionálního ventilu.	42
Obr. 8.8 Model VT skupinové regulace.	44
Obr. 8.9 Model regulace parního dvoutělesového turbogenerátoru.	46
Obr. 8.10 Časový průběh otáček a výkonu turbogenerátoru.	48
Obr. 8.11 Časový průběh zdvihu VT regulačních ventilů 1, 3.	49
Obr. 8.12 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních ventilů 1, 3.	49
Obr. 8.13 Časový průběh zdvihu VT regulačních ventilů 2, 4.	50
Obr. 8.14 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních ventilů 2, 4.	50
Obr. 8.15 Časový průběh zdvihu STZV.	51
Obr. 8.16 Detail časového průběhu zdvihu STZV.	52
Obr. 8.17 Časový průběh otáček a výkonu při přechodu do OP elektrárny Amager.	54
Obr. 8.18 Časové průběhy zdvihu VTRV při přechodu do OP elektrárny Amager.	55
Obr. 8.19 Časový průběh zdvihu STZV při přechodu do OP elektrárny Amager.	56
Obr. 8.20 Schéma NTH regulačního VT servopohonu.	57
Obr. 8.21 Schéma NTH záchytného ST servopohonu.	58
Obr. 8.22 Závislost zdvihu VT servopohonu 1, 2 na řídicím signálu.	59

Obr. 8.23 Závislost zdvihu VT servopohonu 3 na řídicím signálu.....	60
Obr. 8.24 Závislost zdvihu VT servopohonu 4 na řídicím signálu.....	60
Obr. 8.25 Závislost zdvihu ST servopohonu na řídicím signálu.	61
Obr. 8.26 Model NTH řízení servopohonu ventilu.....	62
Obr. 8.27 Časový průběh otáček a výkonu turbogenerátoru.	64
Obr. 8.28 Časový průběh zdvihu VT regulačních servopohonů 1, 3.....	64
Obr. 8.29 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních servopohonů 1, 3.....	65
Obr. 8.30 Časový průběh zdvihu VT regulačních servopohonů 2, 4.....	65
Obr. 8.31 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních servopohonů 2, 4.....	66
Obr. 8.32 Časový průběh zdvihu ST záchytného servopohonu.....	67
Obr. 8.33 Detail časového průběhu zdvihu ST záchytného servopohonu.	67

Zkratky a značky

AT	přechod z akčního členu ventilu na výstupní port
ČEPS	česká přenosová soustava
EDU	elektrárna Dukovany
EHP	elektrohydraulický převodník
ES	elektrizační soustava
ETE	elektrárna Temelín
GEN, G	generátor
HPH	high pressure hydraulic
JE	jaderná elektrárna
LPH	low pressure hydraulic
M	motor
MPO	ministerstvo průmyslu a obchodu
NTH	nízkotlaká hydraulika, nízkotlaká hydraulická
OP	ostrovní provoz
PA	přechod ze vstupního portu ventilu na akční člen
PFC	kompenzace účinku
Pí	píst servomotoru
Pík	pístek
Pr	primární regulace
PRS	převodník regulačního servopohonu
PS	přepouštěcí stanice
PVE	přečerpávací vodní elektrárna
Ro	rozvodný olej
RV	regulační ventil
RZV	rychlzávěrný ventil
So	sekundární olej
Sr	sekundární regulace
SRV	servopohon regulačního ventilu
ST	středotlaký
STPS	středotlaká přepouštěcí stanice
STRZV	středotlaký rychlzávěrný ventil
STZV	středotlaký záchytný ventil
Šo	šoupátko
TM	tepelný motor
VE	vodní elektrárna
VT	vysokotlaký
VTH	vysokotlaká hydraulika, vysokotlaká hydraulická
VTPS	vysokotlaká přepouštěcí stanice
VTRV	vysokotlaký regulační ventil
VTRVL	vysokotlaký regulační ventil levý
VTRVP	vysokotlaký regulační ventil pravý
VTRZV	vysokotlaký rychlzávěrný ventil
VTRZVL	vysokotlaký rychlzávěrný ventil levý

VTRZVP
ZV

vysokotlaký rychlozávěrný ventil pravý
záchytný ventil

a_i	[kJ/kg]	vnitřní práce turbíny
a_{iu}	[kJ/kg]	vnitřní práce turbíny se zahrnutím ztrát
c	[m/s]	absolutní rychlost
D	[m]	průměr pístu
DN	[m]	jmenovitý průměr
F	[N]	síla
f	[Hz]	frekvence
f_n	[Hz]	jmenovitá frekvence
f_{min}	[Hz]	minimální frekvence
h	[kJ/kg]	tepelný spád
h_0	[kJ/kg]	tepelný spád se zanedbáním ztrát
h_{PA0}	[m]	počáteční otevření clony
h_{AT}	[m]	otevření clony AT
h_{AT0}	[m]	počáteční otevření clony AT
h_{PA}	[m]	otevření clony PA
i	[kJ/kg]	entalpie
i_a	[kJ/kg]	vstupní entalpie
i_e	[kJ/kg]	výstupní entalpie
k_{st}	[-]	konstanta poměru momentu ST části
k_{vt}	[-]	konstanta poměru momentu VT části
M	[kg/s]	hmotnostní průtok páry
M_1	[kg/s]	hmotnostní průtok páry z kotle do VT tělesa
M_2	[kg/s]	hmotnostní průtok páry z VT tělesa
M_3	[kg/s]	hmotnostní průtok páry na vstupu do ST tělesa
M_{in}	[kg/s]	hmotnostní průtok páry na vstupu
M_n	[kg/s]	jmenovitý hmotnostní průtok páry
M_{out}	[kg/s]	hmotnostní průtok páry na výstupu
M_{pr}	[kg/s]	hmotnostní průtok ST páry
M_{ST}	[kg/s]	hmotnostní průtok páry do ST tělesa
M_{vk}	[kg/s]	hmotnostní průtok VT páry
M_{VT}	[kg/s]	hmotnostní průtok páry do VT tělesa
Mo	[Nm]	celkový mechanický moment
Mo_{st}	[Nm]	mechanický moment ST části
Mo_{vt}	[Nm]	mechanický moment VT části
n	[ot/min]	počet otáček soustrojí
P	[W]	výkon
P_0	[W]	výkon bloku před přechodem do OP
P_e	[W]	výkon na svorkách generátoru
P_{id}	[W]	výkon turbíny
P_{iu}	[W]	výkon se zahrnutím vnitřních ztrát
P_m	[W]	mechanický výkon
P_n	[W]	jmenovitý výkon
P_{op}	[W]	výkon výrobních bloků v ostrovním provozu

$P_{v\ max}$	[W]	maximální výkon výrobních bloků
p	[Pa]	tlak
p_{pr}	[Pa]	tlak páry ve ST prostoru
p_{ST}	[Pa]	tlak admisní páry do ST tělesa
p_t	[Pa]	tlak v nádrži
p_m	[Pa]	jmenovitý tlak v nádrži
p_{vk}	[Pa]	tlak páry ve VT prostoru
p_{VT}	[Pa]	tlak admisní páry do VT tělesa
P_p	[-]	počet pólparů generátoru
P_{S1}	[-]	statická zátěž 1
P_{S2}	[-]	statická zátěž 2
q_o	[kJ/kg]	měrné odvedené teplo
q_p	[kJ/kg]	měrné přivedené teplo
q_s	[kJ/kg]	měrné tepelné ztráty
S	[m ²]	plošný obsah
S	[VA]	zdánlivý výkon
S_a	[VA]	zdánlivý výkon akumulace
S_s	[VA]	zdánlivý výkon spotřeby
S_v	[VA]	zdánlivý výkon výroby
S_z	[VA]	zdánlivý výkon ztrát
T_{pr}	[s]	časová konstanta ST parních prostor
T_v	[s]	časová konstanta parního prostoru
T_{vk}	[s]	časová konstanta VT parních prostor
t_{ST}	[°C]	teplota admisní páry do ST tělesa
t_{VT}	[°C]	teplota admisní páry do VT tělesa
u	[kJ/kg]	vnitřní energie
U_n	[V]	jmenovité napětí
v	[m ³ /kg]	měrný objem
V_{pr}	[m ³]	objem ST parního prostoru
V_{vk}	[m ³]	objem VT parního prostoru
W	[kg]	hmotnost páry
x	[m]	posunutí regulačního členu od základní polohy
z	[m]	zdvih
Z_{gen}	[W]	ztráty v generátoru
Δf	[Hz]	odchylka frekvence
Δp_{RV}	[Pa]	tlaková ztráta regulačního ventilu
ΔP_s	[-]	změna zatížení soustavy
Δt	[°C]	změna teploty
δ	[%]	statika proporcionálního regulátoru otáček
η_{td}	[%]	termodynamická účinnost
μ_1	[-]	konstanta otevření VTRV
μ_2	[-]	konstanta otevření STZV
ρ	[kg/m ³]	hustota páry
$\partial\rho/\partial p_t$	[-]	konstanta parního prostoru
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

1 Úvod

V současné době je člověk silně závislý na elektrické energii. Většina lidí si život bez využívání elektrické energie nedovede představit, ať už jde pouze o elektrické osvětlení, různé domácí spotřebiče, televizi atd. Rovněž výrobní závody jsou odkázány na trvalé zásobení elektrickou energií a jakýkoliv delší výpadek může ohrozit jejich produkci, a tím i ekonomickou situaci. Velice důležitá je komunikace mezi jednotlivými státy, nebo i kontinenty za pomoci internetu, emailu nebo telefonického spojení. To vše v dnešní době umožňuje elektrická energie.

Pro bezproblémové využívání elektřiny je zapotřebí mít v každém okamžiku její dostatečné množství, které zaručí neustálá rovnováha na straně výroby a spotřeby elektrické energie. Tuto rovnováhu zajišťují regulace jednotlivých elektráren spojených do jedné soustavy. V případě, že dojde k malému výpadku na straně výroby nebo spotřeby elektrické energie, není velký problém stav rovnováhy obnovit. Avšak v případě, že dojde k většímu výpadku, např. několika bloků, a není možné tento výpadek dorovnat či nahradit, je vytvoření OP jediným možným způsobem, jak zachovat dodávku elektrické energie aspoň do některých částí soustavy. Proto se v současné době už standardně vyrábějí elektrárenské bloky umožňující přechod do OP. Následkem toho se dnes regulační prvky a regulátory nerozlišují podle toho, zda jsou nebo nejsou schopny využití pro OP, jelikož už tuto schopnost musí mít všechny.

1.1 Současný stav problematiky

V dnešní době jsou stavěny elektrárenské bloky, které jsou schopny přejít do OP nehlédě na jmenovitý výkon stroje. To znamená, že i pro malé bloky o výkonu 40 MW je požadavek na krátkodobý OP samozřejmostí. Elektrárenský blok potřebuje pro bezproblémový přechod do OP kvalitní regulátor, který dokáže zregulovat velké skokové odlehčení stroje. V současné době je elektronika již tak vyspělá, že kvalitní regulátor je standardem. Dalším důležitým prvkem pro přechod do OP jsou přepouštěcí stanice (PS), které odpouští přebytečnou admisní páru před vstupními ventily turbíny u vysokotlakých (VT) a středotlakých (ST) ventilů zpět do parního kotle (viz Obr. 7.2). Ovšem největší vliv na schopnost zajistit přechod do OP má regulace hmotnostního průtoku tzv. admisní páry vstupující do turbíny. Tato regulace musí umožnit dostatečně rychlé přivření regulačních ventilů (RV) a (ZV) na vstupech do tělesa turbíny, zároveň však nezpůsobit nestabilitu systému. Po rapidním snížení výkonu musí regulace po stanovenou dobu OP držet stabilní otáčky stroje.

Regulace ventilů na vstupech do turbíny se provádí dvěma základními způsoby. Prvním způsobem je regulace za pomoci NTH, kde se pro řízení servopohonů regulačních a rychlozávěrných ventilů (RZV) používá nízkotlaký olej o tlaku okolo 1,4 MPa, který je tvořen v odstředivém čerpadle pevně spojeném s rotorem turbogenerátoru. Tato regulace se používala spíše v dřívější době, ale na řadě elektrárenských bloků funguje do dnes. Posledních 15 let se při regulaci upřednostňuje VTH, kde se pro řízení servopohonů ventilů používá hydraulická kapalina o tlaku cca

16 MPa. Tento tlak je tvořen ve VTH agregátu, který je určen pro servopohony RV, ZV a RZV.

1.2 Stanovení cíle

Cílem práce je vyhodnotit možnosti přechodu tepelných elektrárenských bloků pracujících s parními turbínami do OP. Je proto nutné správně posoudit problematiku přeměny tepelné energie na elektrickou a chování elektrizační soustavy v mimo-limitních stavech způsobených narušením výkonové rovnováhy v síti.

Hlavním cílem práce je zhodnotit způsoby regulace admisní páry vstupující do turbíny, které mají klíčový vliv na bezproblémový přechod do OP, rovněž porovnat dynamiku regulace za pomoci VTH oproti regulaci za pomoci NTH.

Nejvhodnější způsob k dosažení tohoto cíle je vytvoření modelu turbogenerátoru, pomocí kterého lze takovéto porovnání uskutečnit.

K tomuto účelu jsem využil program Matab Simuling, jakožto jeden ze současných základních prostředků sloužících k řešení dynamického chování soustav.

Jako mezní provozní stav jsem zvolil přechod do nejmenšího OP, tj. přechod na vlastní spotřebu tepelného elektrárenského bloku, jelikož zde jsou největší požadavky na dynamiku regulace.

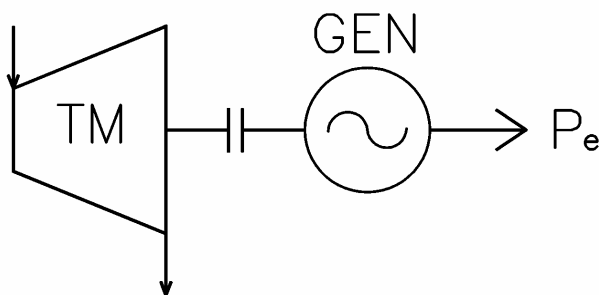
Pro přesné stanovení požadovaných parametrů je ovšem nutné vytvořit model VTH a NTH regulace, který lze následně aplikovat do vytvořeného modelu turbogenerátoru.

2 Přeměna tepelné energie na elektrickou

Vzhledem k tomu, že tato práce je zaměřena na problematiku OP parního turbogenerátoru, nejprve popíše způsob transformace tepla na elektřinu.

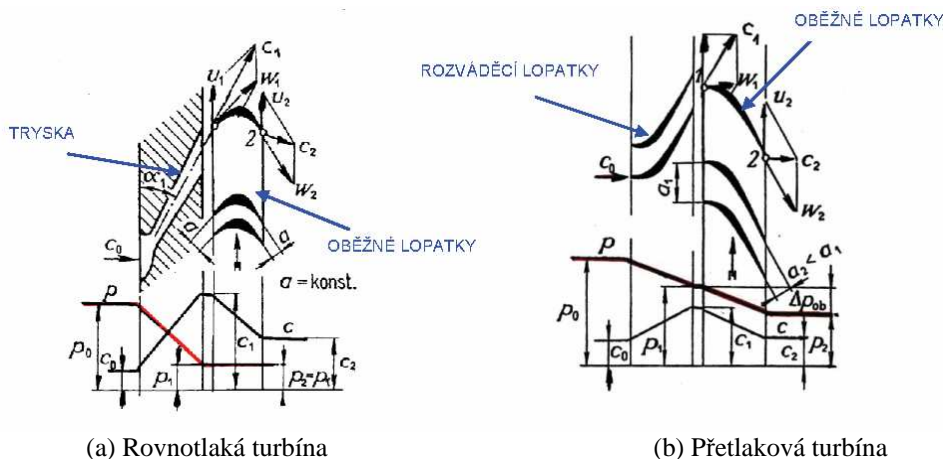
V tepelných elektrárnách je pro přeměnu tepelné energie na elektrickou nejdříve zapotřebí přeměnit tepelnou energii na mechanickou a mechanickou energii posléze přeměnit na energii elektrickou. Tepelná energie se mění na kinetickou energii proudu páry, který vytvoří moment na hřídeli tepelného motoru (TM), který je spojený s generátorem (GEN).

Parní turbína je tepelný parní motor s rotačním pohybem spojený s generátorem (viz Obr. 2.1).



Obr. 2.1 Schéma turbosoustrojí.

Tato turbína nahradila svého předchůdce, kterým byl parní stroj. Parní turbíny je možno rozdělit podle způsobu transformace energie na rovnotlaké a přetlakové. Rovnotlaké turbíny mají stejný tlak před a za oběžným kolem, jak je vidět na Obr. 2.2 a, kde průběh tlaků je znázorněn červeně. Naproti tomu turbíny přetlakové mají před oběžným kolem vyšší tlak než za ním (viz Obr. 2.2 b).



Obr. 2.2 Rovnotlaká a přetlaková turbína. [8]

K vytvoření rychlostního proudu páry c dochází u rovnotlakých turbín pouze v rozvodném kole.

Dále můžeme rozdělit parní turbíny dle směru toku pracovní látky na axiální a radiální. V dnešní době se vyrábějí turbíny převážně s tokem axiálním.

Dle koncového stupně dělíme turbíny na kondenzační a protitlaké. Dále mohou být turbíny vybaveny odběry. Nejčastěji používané dělení parních turbín dle tohoto hlediska je na:

- kondenzační turbíny, kde je z tepelného oběhu odváděno teplo do okolí prostřednictvím kondenzátorů,
- turbíny protitlaké, zde se entalpie výstupní páry z turbíny využívá ještě pro tepelnou dodávku, protitlak je vyšší než atmosférický tlak, součástí nemusí být kondenzátor,
- turbíny odběrové, kde je pára v turbíně ještě využita za pomoci odběrů pro regenerativní ohřev pracovní látky tepelného oběhu (neregulované odběry), popřípadě pro dodávku tepla (regulované odběry).

2.1 Určení počtu otáček soustrojí

Počet otáček soustrojí je daný potřebnými otáčkami hnaného stroje. Otáčky turbín pohánějících elektrické generátory jsou určeny počtem pólparů generátoru a frekvencí sítě, do které dodávají elektrickou energii.

$$n = \frac{60 \cdot f}{p_p} \text{ [ot/min]}, \quad (2.1)$$

kde: p_p - počet pólparů [-]
 n - počet otáček soustrojí [ot/min]
 f - frekvence [Hz]

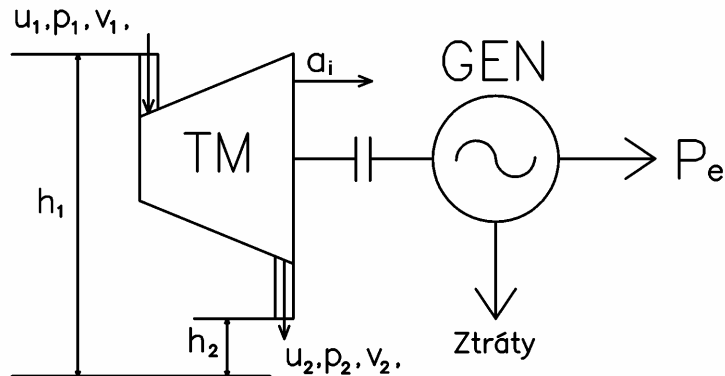
V ČR, kde je v sítích využívána frekvence 50 Hz, je tato hodnota $n = 3000$ ot/min pro dvojpólové generátory. V případě, že se otáčky turbíny nemohou přizpůsobit generátoru pro dodržení požadované frekvence sítě, využívá se mezi turbínou a generátorem převodovka. Jedná se zejména o turbosoustrojí menších výkonů, kde je snaha o dosažení delších lopatek. Využití převodovky má spíše negativní dopad na celé soustrojí v důsledku:

- jejího chvění,
- její hlučnosti,
- zvýšené pravděpodobnosti poruchy.

Za výhodu můžeme považovat to, že většinou je součástí převodovky i natáčecí pohon turbíny.

2.2 Přeměna energie v turbíně

Pro odvození základního vztahu zákona zachování energie pro transformační systém budeme uvažovat tepelné soustrojí jako celek. Ideální měrná práce převedená na hřídel generátoru je a_i , vzniklé ztráty při transformaci ve formě tepla budou značeny q_s . Budeme předpokládat, že stroj je bez jakýchkoliv netěsností a že zanedbáme zisk vlivem potenciální energie pracovní látky rozdílnými geodetickými výškami h mezi vstupem a výstupem ze systému.



Obr. 2.3 Schéma turbosoustrojí se vstupními a výstupními parametry.

Pak musí platit rovnice:

$$u_1 + p_1 \cdot v_1 + \frac{c_1^2}{2} = a_i + u_2 + p_2 \cdot v_2 + \frac{c_2^2}{2} + q_s \quad [\text{kJ/kg}], \quad (2.2)$$

kde:	u	- vnitřní energie	[kJ/kg]
	p	- tlak	[Pa]
	v	- měrný objem	[m ³ /kg]
	c	- absolutní rychlost	[m/s]
	a_i	- vnitřní ideální práce turbíny	[kJ/kg]
	q_s	- tepelné ztráty	[kJ/kg]

Vstupní veličiny pracovní látky jsou označeny indexem 1, výstupní veličiny indexem 2.

Z toho dostaneme základní vztah přeměny tepelné energie na mechanickou práci:

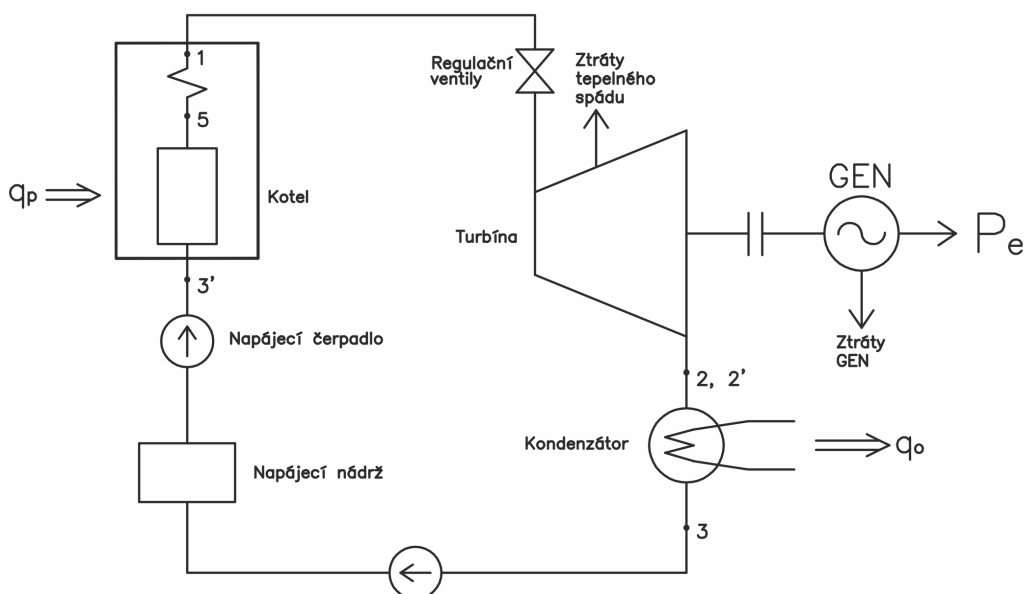
$$i_1 - i_2 = a_i + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + q_s \quad [\text{kJ/kg}], \quad (2.3)$$

kde:	i	- entalpie	[kJ/kg]
------	-----	------------	---------

Když zanedbáme vliv tepelných ztrát a kinetické energie, získáme zjednodušený vztah pro ideální měrný zisk práce:

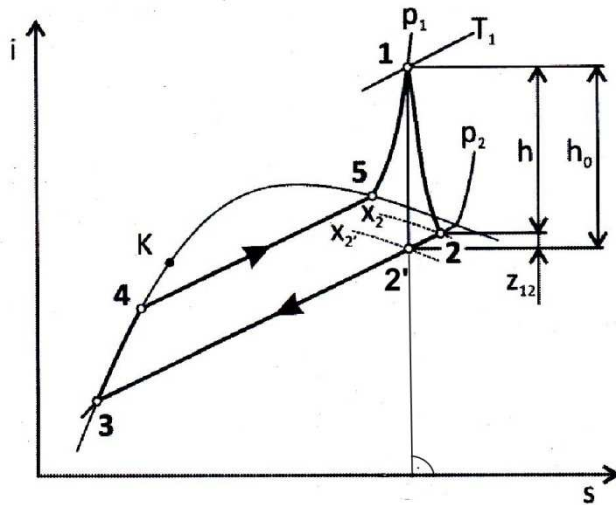
$$a_i = i_1 - i_2 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.4)$$

Zjednodušené schéma tepelného parního oběhu s kondenzátorem je vidět na Obr. 2.4. Přehřátá pára z kotle, ve kterém se do oběhu přivádí teplo q_p , se přivádí přes regulační ventily do turbíny, kde expanduje, a je dále vedena do kondenzátoru. Zde se z oběhu odvádí teplo q_o , čímž dochází ke kondenzaci páry. Kondenzát je poté dopraven kondenzačním čerpadlem do napájecí nádrže, odkud je čerpána napájecí voda zpět do parogenerátoru kotle.



Obr. 2.4 Zjednodušené schéma parního oběhu.

Ve skutečnosti během přeměny energie v tepelném motoru vznikají ztráty, které se přeměňují v teplo, a tím ohřívají pracující páru, následkem čehož roste její entropie. Tepelný oběh a stavy pracovní látky v jednotlivých bodech oběhu jsou znázorněny v i - s diagramu na Obr. 2.5. V případě, že bychom zanedbali ztráty v parní turbíně, místo bodu 2 bychom uvažovali bod 2', čímž bychom dostali místo skutečného rozdílu entalpií h rozdíl entalpií se zanedbáním ztrát, tj. h_0 . [5], [6]



Obr. 2.5 i-s diagram tepelného oběhu. [7]

Číslování bodů v diagramu představuje následující změny:

- 1-2' - izoentropická expanze páry v turbíně
- 2'-3 - kondenzace páry v kondenzátoru = odvod tepla q_o
- 3-4 - ohřev kapaliny na bod varu = přívod tepla q_p
- 4-5 - vypařování kapaliny = přívod tepla q_p
- 5-1 - přehřívání páry = přívod tepla q_p

Vnitřní získaná (užitečná) práce, která zahrnuje ztráty tepelného spádu v turbíně je:

$$a_{iu} = i_1 - i_2 = h \text{ [kJ/kg]}, \quad (2.5)$$

kde: h - tepelný spád [kJ/kg]

2.3 Určení výkonu tepelného soustrojí

Určení výkonu stroje se zahrnutím vnitřních (termodynamických) ztrát:

$$P_{iu} = M \cdot h \text{ [kW]}, \quad (2.6)$$

kde: M - hmotnostní průtok páry [kg/s]

Výkon turbosoustrojí na svorkách generátoru při zanedbání ztrát v ložiskách:

$$P_e = P_{iu} - Z_{gen} \text{ [kW]}, \quad (2.7)$$

kde: Z_{gen} - ztráty v generátoru [kW]

3 Parní turbosoustrojí v ostrovním provozu

3.1 Vznik OP

Ve střídavých elektrizačních soustavách (ES) je nutností dodávat v každém okamžiku elektrickou energii v požadované kvalitě. Kritérium kvality je především udržování požadovaných hodnot frekvence, výkonu a napětí. Za stavu, kdy je elektrizační soustava v chodu bez poruch a výpadků zdrojů, je možno tuto kvalitu celkem snadno dodržet. Problémy nastávají při větších výpadcích zdrojů následkem poruch. Během této doby vznikají větší nároky na regulační vlastnosti jednotlivých elektrárenských bloků. V elektrizační soustavě je nutno v každém okamžiku držet rovnováhu mezi výrobou a spotřebou elektrické energie danou rovnicí:

$$S_v(t) = S_s(t) + S_z(t) \pm S_a(t) \text{ [MVA]}, \quad (3.1)$$

kde: S - zdánlivý výkon [MVA],

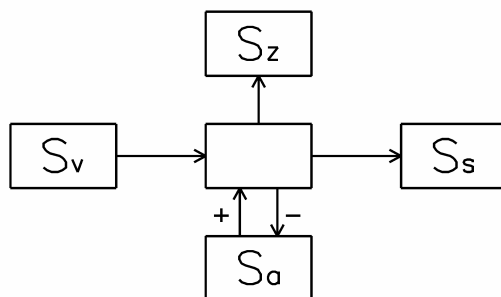
indexy představují:

v - výrobu

s - spotřebu

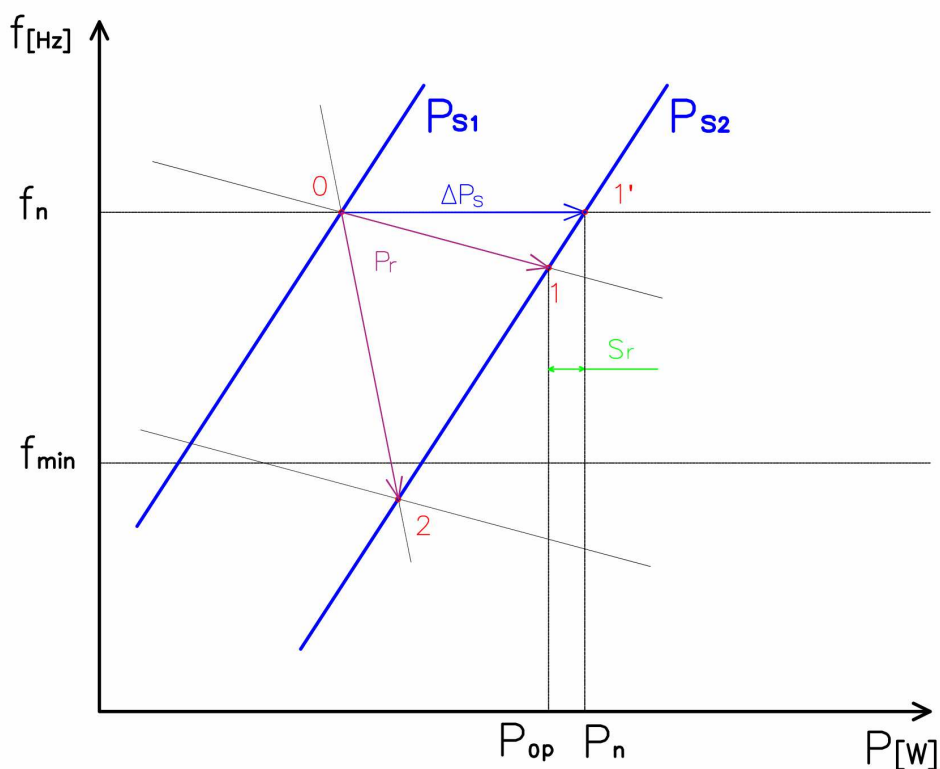
z - ztráty

a - akumulace



Obr. 3.1 Bilanční schéma elektrizační soustavy.

Spotřebitel požaduje dodávku s kvalitativními parametry. Parametrickým ukazatelem vyrovnanosti energetické bilance v ES je frekvence, která je regulována změnou činného výkonu. Jestliže se pracovní bod ES bude vyskytovat na hranici maximálního výkonu výrobních bloků $P_{v \max}$, nebude mít soustava dostatek výkonové rezervy a výkonová rovnováha v případě navýšení požadavků spotřeby se pravděpodobně neobnoví. V propojených soustavách dochází k vybočení frekvence mimo limitní hodnoty, a aby mohlo být zajištěno napájení alespoň části spotřebičů s dostačujícími kvalitativními parametry, musí bloky přejít do režimu OP. V případě, že by nebylo možno přejít do OP, nastal by frekvenční kolaps. Tento případ popisuje Obr. 3.2.



Obr. 3.2 Pracovní bod ES.

Je vidět, že po vzniku deficitní soustavy se zátěž zvětší o ΔP_s , a tím přejde statická charakteristika zátěže z P_{S1} na P_{S2} . V tomto stavu mohou nastat dva případy. V prvním případě, kdy je dostatek výkonové rezervy, přejde pracovní bod 0 do bodu 1. Vzhledem k tomu, že se bod 1 nachází mezi f_n a f_{min} , ustálí se frekvence soustavy ještě na této nižší frekvenci a je schopna provozu. V druhém případě, kdy je nový pracovní bod (v Obr. 3.2 jde o bod 2) umístěn už pod f_{min} , nemůže dojít k ustálenému stavu a elektrárny se odpojí od sítě, nastává blackout. Toto je nejhorší případ, který může nastat, protože hlavním záměrem je držet všechny potřebné bloky stále v provozu, ať už v ostrovu, kde je zapojeno několik bloků do jedné sítě, nebo se vytvoří ten nejmenší ostrov a to je napájení vlastní spotřeby. Za předpokladu, že bloky stále pracují, mohou se bez větších časových prodlev přifázovat zpět do sítě. V případě, že by se bloky musely najíždět z úplné odstávky (start ze tmy), znamená to zejména časovou a technickou náročnost, která může významně ovlivnit čas obnovení rozpadlé sítě, což platí zejména pro parní turbogenerátory. [1]

V běžném provozu je ES udržována na hodnotě f_n pomocí primární a sekundární regulace frekvence a činného výkonu. Tuto regulaci je možno provádět pouze ve frekvenčním rozsahu 49,8 - 50,2 Hz ($\Delta f = \pm 0,2$ Hz). Při překročení tohoto frekvenčního rozsahu určuje následné opatření frekvenční plán, což je provozní instrukce české přenosové soustavy (ČEPS), která vychází z vyhlášky Ministerstva průmyslu a

obchodu (MPO) č. 80/2010 Sb. ze dne 18. března 2010 o stavu nouze v elektroenergetice a o obsahových náležitostech havarijního plánu.

Cílem použití frekvenčního plánu je včasnými automatickými zásahy do provozu elektrizační soustavy omezit vznik velkých systémových poruch, vrátit a udržet kmitočet ES po vzniku poruchy v hodnotách, při nichž není ohroženo technické zařízení výrobců elektřiny a zákazníků, a vytvořit podmínky pro rychlý návrat kmitočtu ES do rozmezí hodnot 49,8 - 50,2 Hz.

V případech, kdy po vyčerpání opatření na straně výrobců elektřiny a omezování spotřeby na straně zákazníků pro udržení kmitočtu elektrizační soustavy se jeho hodnota dále odchyluje, je cílem frekvenčního plánu zachovat rozhodující bloky výroben elektřiny v provozu pro vlastní spotřebu, a tím vytvořit podmínky pro urychlení obnovy napětí a normálního provozu ES.

Při překročení zmíněného frekvenčního rozsahu se odstavují bloky přečerpávacích vodních elektráren v čerpadlovém provozu a jsou připraveny na zahájení turbínového provozu. Jakmile se frekvence dostane pod 49,8 Hz, začnou najíždět bloky přečerpávacích vodních elektráren. Může již dojít k vytváření OP částí ES. Při nárůstu frekvence nad 50,2 Hz se automaticky odpojují vybrané bloky vodních a přečerpávacích vodních elektráren. Při dosažení hodnoty 51,5 Hz se vypínají zbývající bloky přečerpávacích vodních elektráren v turbínovém režimu a bloky vodních elektráren. Bloky napájejí pouze vlastní spotřebu. Při poklesu frekvence do pásma 49 – 47,5 Hz začíná automatické přepínání autovýrobců elektřiny do OP, frekvence je stanovena dohodou s ČEPS. Tab. 1 vymezuje limitní hodnoty frekvencí ES přípustných pro provoz elektrických zdrojů dle pravidel pro provozování přenosové soustavy ČEPS. Zde jsou vidět hodnoty a stavy, které je nutno respektovat. [2], [4], [9], [11]

Tab. 1 Vymezovací frekvence v Hz pro pásma v provozu. [4]

Typ elektrárny Provoz	Uhelné	JE		VE	PVE		Paro- plynové
		EDU	ETE		turbína	čerpání	
Normální bez omezení	48,5 – 50,5	48,5 – 50,5	48,5 – 50,5	48,5 – 50,5	48,5 – 50,5	49,5 – 50,5	48,5 – 51,5
Časové omezení	46,0 – 48,5	47,5 – 48,5	47,9 – 48,5	46,0 – 48,5	46,0 – 48,5	49,0 – 49,5	48,0 – 48,5
	50,5 – 53,0	50,5 – 52,5	50,5 – 51,5	50,5 – 53,0	50,5 – 53,0	50,5 – 52 (53)	50,5 – 53,0
Nepřípustný	$f > 53$	$f > 52,5$	$f > 51,5$	$f > 53$	$f > 53$	$f > 52 (53)$	$f > 52$
	$f < 46$	$f < 47,5$	$f < 47,9$	$f < 46$	$f < 46$	$f < 49$	$f < 48$
Automatické odpojení od ES	$f > 53$	$f > 52,5$	$f > 51,5$	$f > 50,2 (51,5)$	$f > 50,2 (51,5)$	$f > 52 (53)$	$f > 52$
	$f < 47,5$	$f < 47,9$	$f < 47,9$	$f < 47,5$	$f < 47,5$	$f < 49,8 – 49,2$	$f < 48$

3.2 Regulace elektrárenského bloku v OP

Každý regulovatelný elektrárenský blok je vybaven nastavitelným frekvenčním relé, které při náhlé změně frekvence o více než 0,2 Hz tento stav signalizuje ostatním regulačním systémům bloku. Regulace výkonu bloku je změněna na proporcionální regulaci a je odpojena sekundární regulace výkonu a terciální regulace napětí. Blok může následně pracovat do vydělené izolované soustavy, což znamená do ostrova, kde je zapojeno více bloků do jedné sítě, nebo po dosažení mezní přípustné hodnoty frekvence dle frekvenčního plánu a při stabilních otáčkách do napájení vlastní spotřeby. Při napájení vlastní spotřeby pracuje do elektrické sítě pouze jeden blok, a proto je možno také použít proporcionálně integrační regulaci. Při OP musí být zajištěna stabilní spolupráce bloku s ostatními bloky, které jsou zapojeny do ostrova, a adekvátní odezva dodávaného činného a jalového výkonu na změny frekvence a napětí, která je dána vztahem:

$$P_{id} = P_0 - \frac{100 \cdot P_n}{\delta \cdot f_n} \Delta f \quad [\text{W}], \quad (3.2)$$

kde:	P_{id}	- výkon turbíny	[W]
	P_0	- výkon bloku před přechodem do OP	[W]
	P_n	- jmenovitý výkon	[W]
	f_n	- jmenovitá frekvence	[Hz]
	Δf	- odchylka frekvence	[Hz]
	δ	- statika proporcionálního regulátoru otáček	[%]

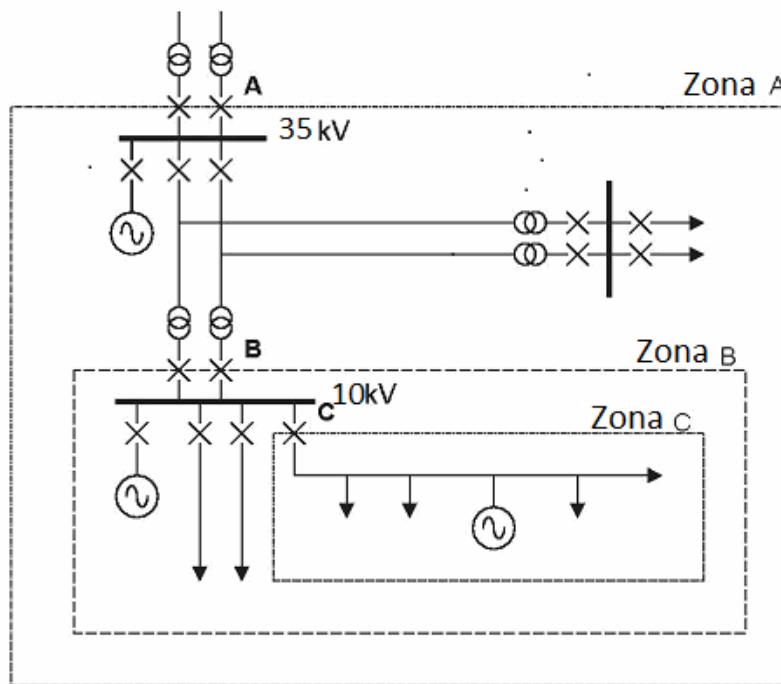
Blok musí rovněž zajistit plynulou změnu otáček soustrojí dle pokynů dispečera přenosové soustavy. Dle provozní instrukce ČEPS musí blok pro opětovné připojení ostrova k soustavě splňovat následující podmínky:

- Být schopen pracovat v režimu OP nejméně 2 hodiny.
- Být schopen jemně regulovat frekvenci ostrova kvůli možnosti opětovného přifázování ostrova k přenosové soustavě.
- Být schopen připojení k vnější síti při požadovaném kmitočtu a svorkovém napětí ($92 < u < 108$) % U_n .

Pro kontrolu schopnosti OP se provádějí periodické certifikační testy dle metodiky popsané v části II. Kodexu přenosové soustavy. ČEPS může požadovat inspekci pro ověření způsobilosti plnit tuto službu, ovšem způsobem, který neovlivní chod bloku. [2]

4 OP z hlediska generátoru

V elektrizační síti může nastat mnoho variant OP, které jsou způsobeny různými vlivy. Většinou tento stav způsobí nějaká porucha. Dle místa poruchy se vytvoří ostrov, který napájí vydělenou síť elektrickou energií o požadovaných parametrech pro OP. Možnosti vytvoření OP v distribuční síti na napěťových hladinách 35 kV a 10 kV zobrazuje Obr. 4.1. Zde dodávají elektrickou energii 3 generátory. Síť je rozdělena na 3 zóny. Zóna A je na napěťové hladině 35 kV a zóny B a C jsou na hladině 10 kV. Každá zóna je schopna vytvořit OP a napájet vydělenou síť. [10]

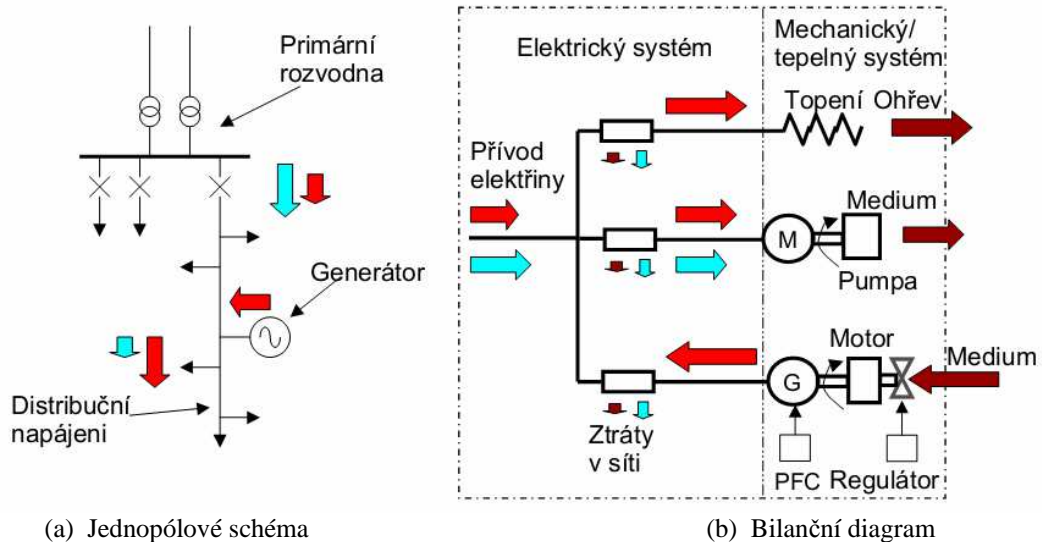


Obr. 4.1 Zóny umožňující OP. [10]

4.1 Výkonové bilance sítě a generátoru

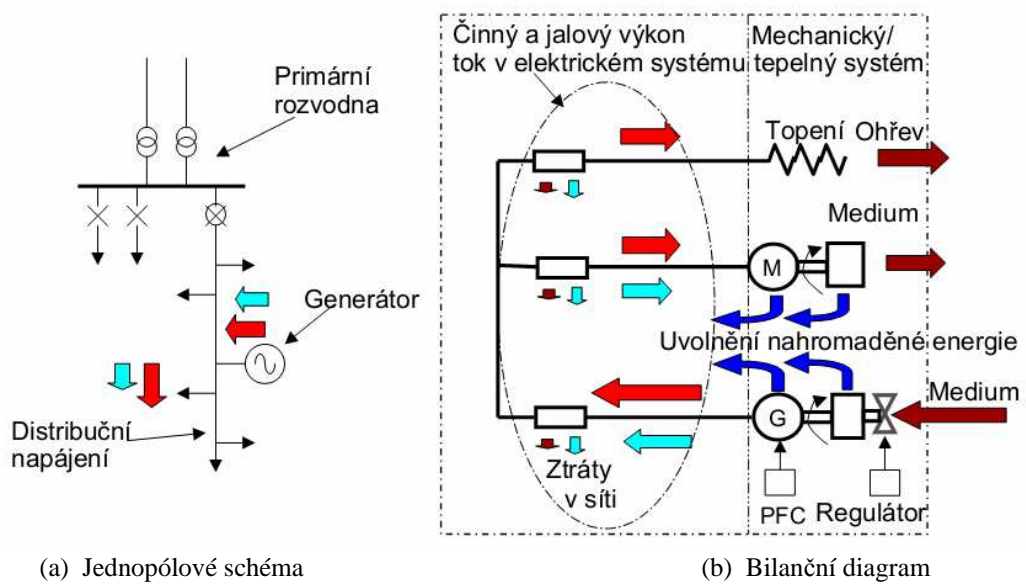
Toky výkonů v distribuční síti v běžném operačním stavu a ve stavu po přechodu generátoru do OP jsou patrné z obrázků 4.2 a 4.3. Na Obr. 4.2 a je vidět jednopólové schéma elektrizační sítě s rozvodnou a jedním generátorem, který pracuje do distribuční sítě v běžném provozu. To znamená, že je síť bez poruchy. Významným parametrem pro elektrizační síť je rovnováha mezi výrobou a spotřebou elektrického činného a jalového výkonu. Tok a příspěvek těchto výkonů je zde zobrazen šípkami. Červená šipka znamená činný výkon, modrá šipka znamená výkon jalový. Na obrázku 4.2 b je vidět stejný stabilní stav zobrazený jako výkonový bilanční diagram. Tento diagram je vhodný pro stanovení rozsahu ostrovních systémů, protože rovnováha

mezi činným a jalovým výkonem musí být držena jak v operativním stavu, tak i ve stavu OP. Je vidět, že při běžném provozu, kdy je napájena distribuční síť i z rozvodny, je dodávána jalová složka výkonu pouze z rozvodny a generátor vyrábí jen výkon činný. V diagramu je rovněž vidět, že z rozvodny je dodáváno do distribuční sítě více jalové než činné složky pro pokrytí spotřeby na motorech a na ztrát v síti. Mechanický blok na obrázku je složen v tomto případě ze tří typů elektrických zařízení. Jsou to topná tělesa, která odebírají pouze činný výkon, elektrické motory, které odebírají činný i jalový výkon a posledním prvkem je zde synchronní elektrický generátor poháněný tepelným motorem, kterým je parní turbína.

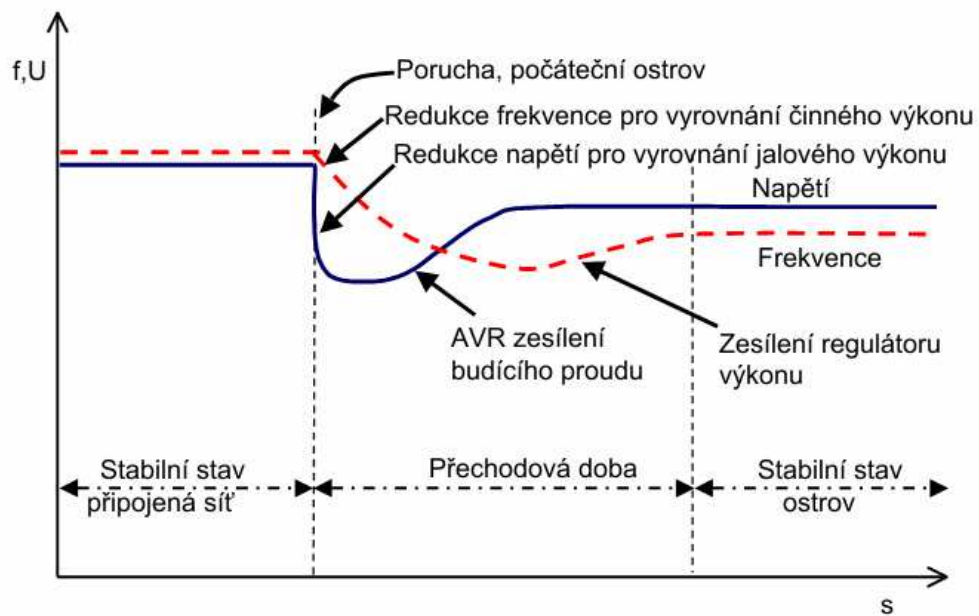


Obr. 4.2 Jednopolové schéma a bilanční výkonový diagram. [10]

Změna stavu nastává většinou poruchou, kdy je odpojena distribuční síť od napájení z primární rozvodny. Toto je vidět v jednopolovém schéma na Obr. 4.3 a. Na Obr. 4.3 b je bilanční výkonový diagram, který zobrazuje stav distribuční sítě ihned po odpojení od primární rozvodny. Zpočátku je v ostrovu deficit činného i jalového výkonu. Deficit činného výkonu je vyrovnáván uvolněním kinetické energie rotujících zařízení připojených do ostrova, nastává redukce frekvence. Deficit jalového výkonu je hrazen z připojeného generátoru ostrova, dle pravidla toku jalového výkonu z uzlu vyššího napětí (budící napětí generátoru) do uzlu nižšího napětí (svorky generátoru). Tyto základní přechodové jevy jsou podstatné pro regulaci generátoru. Po stabilizaci výstupního výkonu z generátoru za pomoci regulačních ventilů a stabilizaci napětí pomocí budiče je dosažen stabilní stav, který je nižší než nominální, ale v povolených mezích pro OP. To znamená, že ochrany bloku ještě nereagují. Takovýto stav zobrazuje Obr. 4.4, kde vidíme odezvu frekvence a napětí na přechod generátoru do OP. [10]

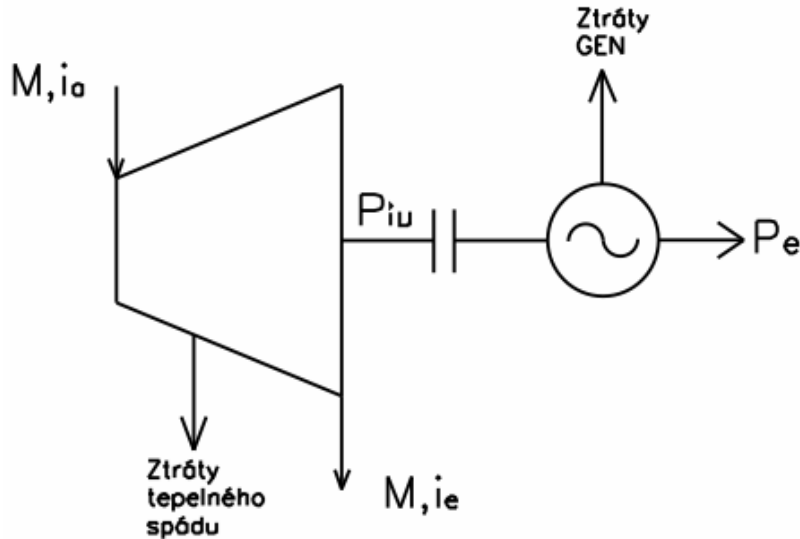


Obr. 4.3 Jednólové schéma a bilanční výkonový diagram. [10]



Obr. 4.4 Odezva napětí a frekvence. [10]

5 Regulace admisních parametrů páry



Obr. 5.1 Schéma turbosoustrojí se vstupními a výstupními parametry páry.

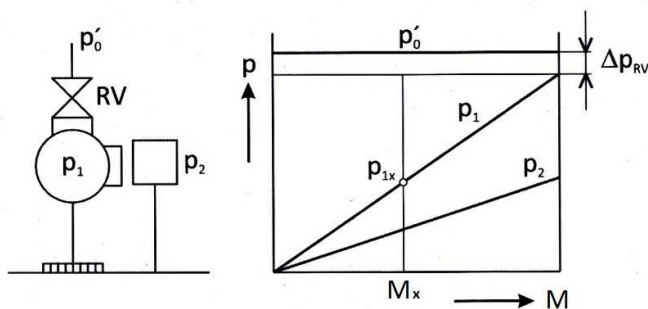
Parní turbosoustrojí můžeme regulovat třemi základními regulačními způsoby, kterými jsou regulace škrcením, regulace skupinová a regulace klouzavým tlakem.

5.1 Regulace škrcením

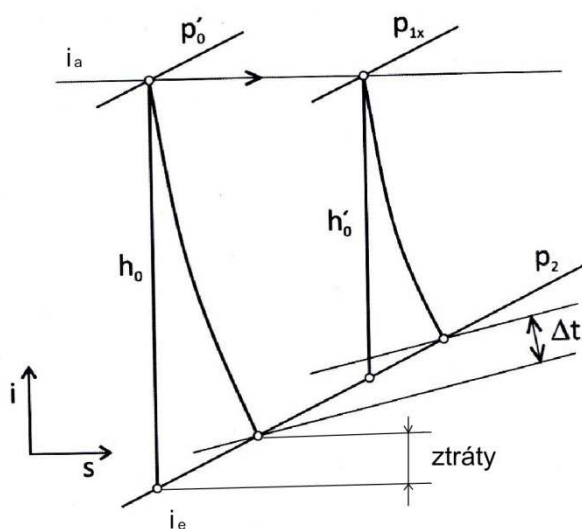
Tato regulace vychází z následující rovnice, kde výkon je rovný součinu hmotnostního průtoku páry M , teplotního spádu turbíny h_0 a termodynamické účinnosti η_{td} .

$$P = M \cdot h_0 \cdot \eta_{td} \text{ [W]} \quad (5.1)$$

Regulace škrcením je znázorněna na Obr. 5.2. Během této regulace měníme hmotnostní průtok M dle velikosti otevření regulačního ventilu a podle tlaku p_{1x} před dýzami regulačního stupně. I při plně otevřeném ventilu vzniká na tomto ventilu tlaková ztráta Δp_{RV} . Jestliže seškrtíme vstupní tlak z p_0' na p_{1x} , ovlivní se tím i tepelný spád turbíny, který se změní z h_0 na h_0' (viz Obr. 5.3).



Obr. 5.2 Regulace škrcením. [7]



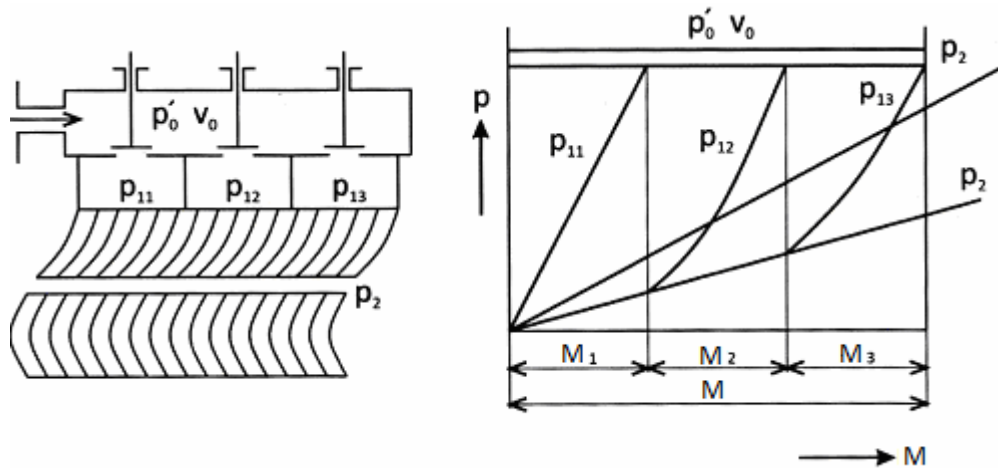
Obr. 5.3 Regulace škrcením i-s diagram. [7]

Rozdíl tlaků mezi p_1 a p_2 je tlakový spád na lopatky regulačního stupně. Tlak za regulačním stupněm se mění lineárně s množstvím. Rozváděcí kolo regulačního stupně má v tomto případě totální ostřík. Výhodou této regulace je, že se při změně výkonu teplota Δt za regulačním stupněm změní pouze minimálně. Proto je tento způsob regulace vhodné použít tam, kde je zapotřebí regulovat časté krátkodobé změny výkonu. Nevýhodou této regulace je, že se díky škrcení celého hmotnostního průtoku zmenšuje i tepelný spád v turbíně (viz Obr. 5.3). [7]

5.2 Regulace skupinová

Tento typ regulace využívá pro regulaci turbíny postupné otevírání regulačních ventilů. Dochází zde ke škrcení jen části celkového hmotnostního průtoku. Pro rozváděcí kolo je využit parciální ostřík, který je rozdělen do dýzových skupin. Každá z těchto skupin je napojena na regulační ventil (viz Obr. 5.4). Lineární průběh tlaku p_2 na

Obr. 5.4 určuje tlaky za regulačním stupněm při změně množství páry. Výhodou této regulace je, že turbínu je možno provozovat při nižších výkonech i dlouhodobě, což je příznivé pro OP. Nevýhodou je větší změna teploty Δt při změně výkonu, než je tomu u regulace škrcením. [7]



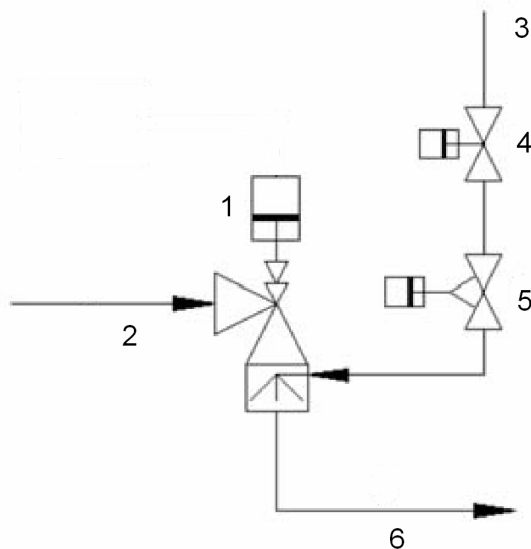
Obr. 5.4 Regulace skupinová. [7]

5.3 Regulace klouzavým tlakem

Vysoký tlak je vytvořen napájecím čerpadlem. Tohoto vysokého tlaku využíváme pouze v případě, že jsou regulační ventily v turbíně plně otevřeny. V případě, že omezujeme množství vstupní páry do turbíny regulací, není vysoký napájecí tlak plně využit. Princip této regulace spočívá v tom, že se neprovádí regulace škrcením před turbínou, ale změnou příkonu způsobenou zmenšením tlaku napájecího čerpadla. Nevýhodou této regulace je pomalejší regulování. [7]

6 Přepouštěcí (bypassové) stanice

Dalším důležitým zařízením pro přechod do OP jsou PS. Tyto stanice přepouštějí přebytečné množství páry vzniklé přivřením RV nebo ZV. Přepouštěcí neboli bypassové stanice jsou tvořeny z bypassových parních ventilů regulujících tlak a zároveň z chladičů páry, které regulují pomocí vstříkované vody její teplotu. Regulace se provádí přímo ve ventilu nebo ihned za ním. Pomocí těchto chladičů se teplota páry snižuje na požadovanou výstupní teplotu. PS, kterými prochází přehřátá pára před VT ventily, a PS před středotlakými ventily přepouštějí páru, která se ochladí sestříkem na parametry vratné páry jdoucí zpět do kotle. Na Obr. 6.1 je vidět schéma VT bypassu, kde je za pomoci regulačního přepouštěcího ventilu 1 redukován příliš vysoký tlak na vstupu do VT části turbíny. Přes uzavírací a regulační ventil 4, 5 je přivedena chladicí voda a za pomoci sestříku snížena teplota výstupní páry 6, která je vedena zpět do kotle.



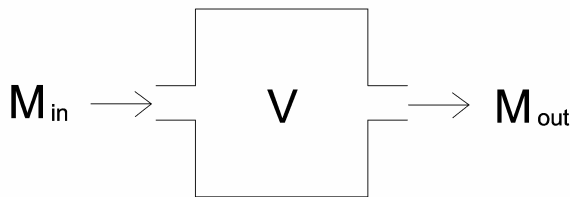
Obr. 6.1 Schéma VT bypassu.

Značení představuje:

- 1 - přepouštěcí hydraulický regulační ventil
- 2 - vstup přehřáté páry
- 3 - přívod chladicí vody
- 4 - uzavírací ventil chladicí vody
- 5 - regulační ventil chladicí vody
- 6 - výstup páry

7 Model parní turbíny

Při tvorbě modelu parní turbíny je nutno vzít v úvahu, že pára prochází parními prostory, jako jsou komory ventilů, přihřívák a převáděcí potrubí. Parní prostor, který je vidět na Obr. 7.1, si lze představit jako nádrž páry o objemu V [m³]. Množství (průtok) páry na vstupu je označen M_{in} , na výstupu M_{out} [kg/s]. V případě použití statického modelu turbíny, kde se neprojevují dynamické změny při zatížení nebo odlehčení turbíny, lze předpokládat, že v každém okamžiku platí $M_{in} = M_{out}$. Toto však ve skutečnosti neplatí. V parním prostoru vzniká zpoždění, tj. v konkrétním okamžiku $M_{in} \neq M_{out}$.



Obr. 7.1 Parní prostor.

Časová změna hmotnosti páry W [kg] v daném objemu V [m³] je úměrná časové změně hustoty páry ρ [kg/m³] v tomto objemu. To je rovno rozdílu hmotnostního průtoku páry na vstupu a na výstupu, viz (7.1). [12]

$$\frac{dW}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} = M_{in} - M_{out} \quad (7.1)$$

Za předpokladu, že výstupní průtok je vzhledem k tlaku páry uvnitř nádrže proporciální, platí:

$$M_{out} = \frac{M_n}{p_m} p_t \text{ [kg/s]}, \quad (7.2)$$

kde: M_n - jmenovitý průtok [kg/s]
 p_m - jmenovitý tlak v nádrži [kPa]
 p_t - tlak v nádrži [kPa]

Za předpokladu konstantní teploty v nádrži je změna hustoty úměrná změně tlaku v objemu:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dp_t}{dt} \frac{\partial \rho}{\partial p_t}, \quad (7.3)$$

kde parciální derivace hustoty podle tlaku je konstanta, kterou je možné zjistit z hodnot uvedených v parních tabulkách.

Po dosazení vztahu (7.3) a dále (7.2) do vztahu (7.1) dostaneme:

$$M_{in} - M_{out} = V \frac{\partial \rho}{\partial p_t} \frac{dp_t}{dt}, \quad (7.4)$$

$$M_{in} - M_{out} = V \frac{\partial \rho}{\partial p_t} \frac{p_{tn}}{M_n} \frac{dM_{out}}{dt}, \quad (7.5)$$

$$M_{in} - M_{out} = T_v \frac{dM_{out}}{dt}, \quad (7.6)$$

kde T_v je časová konstanta reprezentující zpoždění v parním prostoru.

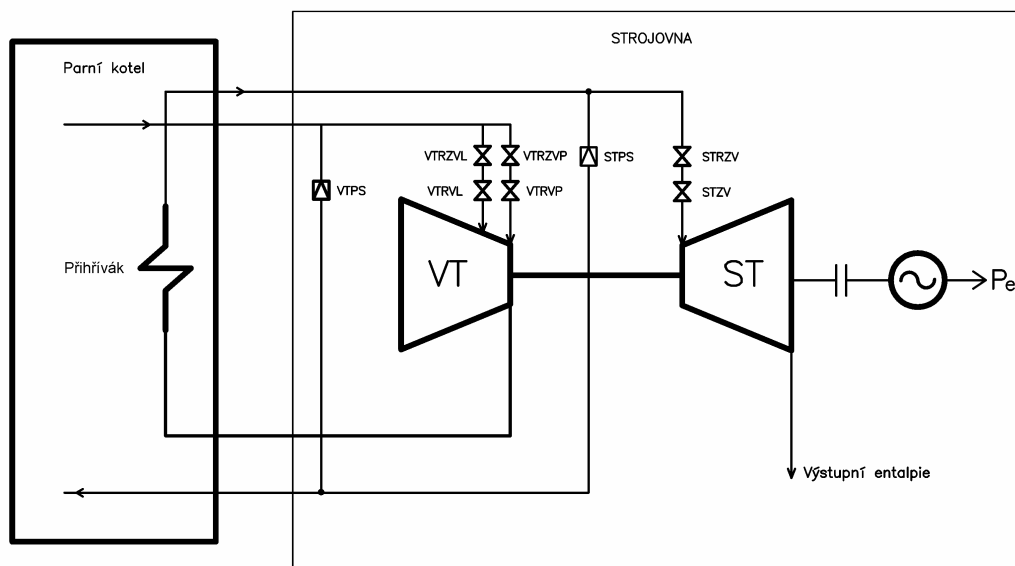
$$T_v = V \frac{\partial \rho}{\partial p_t} \frac{p_{tn}}{M_n} \text{ [s]} \quad (7.7)$$

Po dosazení $d/dt = s$ je vyjádření rovnice (7.6) po Laplaceovo transformaci:

$$\frac{M_{out}}{M_{in}} = \frac{1}{1 + sT_v} \quad (7.8)$$

7.1 Typ turbíny použitý v modelu

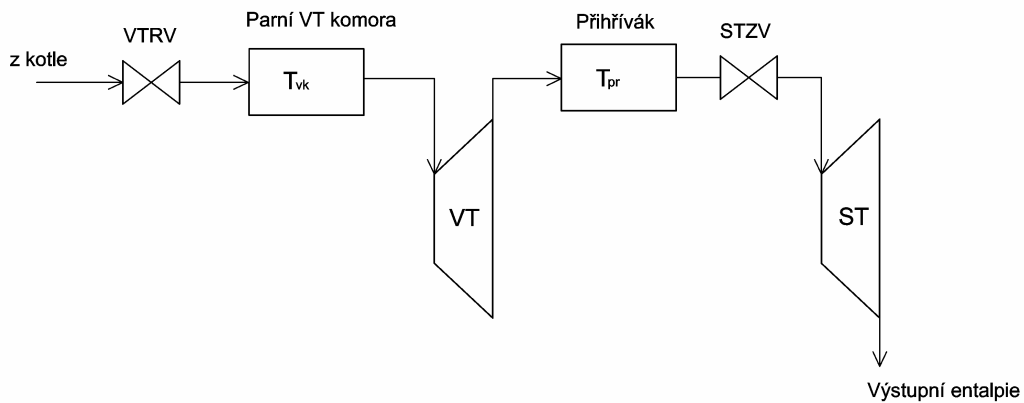
Pro simulaci, která je uvedena v této práci, je zvolena dvoutělesová parní turbína o výkonu 80 MW s VT a ST dílem. Tato turbína byla zvolena vzhledem k tomu, že mezi VT a ST dílem je použit přihřívák pro zvýšení entalpie páry a převáděcí potrubí, kde je během provozu turbíny značné množství páry. Toto množství páry významně ovlivňuje regulaci turbíny zejména při velkých dynamických změnách. Rovněž je možno porovnat výsledky z modelu s reálnými parametry, a tím ověřit správnost výsledků. Toto provedení je vidět na Obr. 7.2. Pro přihřátí páry do ST dílu je zde použit přihřívák, který je součástí parního kotle. Na vstupech do VT dílu jsou umístěny dva vysokotlaké rychlozávěrné ventily (VTRZV) označené pro levý vstup do tělesa jako (VTRZVL) a pro pravý (VTRZVP). Tyto ventily slouží jako zabezpečovací prvky pro rychlé uzavření admisní páry, a tím odstavení turbogenerátoru. Skupinová regulace turbíny je zajištěna čtyřmi vysokotlakými regulačními ventily (VTRV). Dva jsou umístěny na levé části v obrázku jako (VTRVL) a dva na pravé jako (VTRVP). Na vstupu do ST dílu je použit jeden středotlaký rychlozávěrný ventil (STRZV) a jeden středotlaký záchytný ventil (STZV). Pro odvedení přebytečné admisní páry vzniklé při regulaci jsou použity PS. Pro VT část je to (VTPS) a pro ST část (STPS). Vzhledem k tomu, že turbína v řešeném případě není kondenzační, ale protitlaká, není zde uvažován kondenzátor. Výstupní pára z ST dílu turbíny je ještě využita pro další účely.



Obr. 7.2 Schéma vyšetřované turbíny.

7.2 Sestavení modelu vyšetřované turbíny

Na Obr. 7.3 je znázorněno mnou vytvořené schéma turbíny, kde jsem respektoval parní prostory. Z kotle je přivedena admisní pára, která vstupuje do VT dílu turbíny přes ventilové komory, kde jsou umístěny RV a RZV. V těchto ventilových komorách vzniká zpoždění, které jsem charakterizoval časovou konstantou T_{vk} . Následně pára vstupuje do VT tělesa, kde expanduje. Poté je vedena přes přihřívák, kde se zvyšuje její entalpie a přes STZV do ST dílu, kde opět expanduje. Výstupní entalpie páry z ST tělesa je následně využita pro další účely. Potrubí mezi VT a ST dílem a přihřívák obsahují velký objem páry, proto zde vzniká největší zpoždění. Toto zpoždění jsem charakterizoval konstantou T_{pr} .



Obr. 7.3 Schéma turbíny s parními prostory.

Při sestavování modelu vyšetřované turbíny jsem respektoval výpočet zpoždění při průchodu páry parními prostory. Parní zpoždění jsem vyjádřil dle rovnice (7.8), kam jsem dosadil časové konstanty určené dle rovnice (7.7).

Pro výpočet jsem využil již zmíněné parametry páry v parních prostorech a velikost těchto prostorů. Tyto parametry a velikosti parních prostorů odpovídají reálným hodnotám parního bloku turbogenerátoru, který je použit pro verifikaci výsledných hodnot modelu.

Konkrétně pro určení konstanty T_{vk} jsou to hodnoty:

Hmotnostní průtok admisní páry	M_{vk}	= 146,7 kg/s
Tlak admisní páry ve VT prostoru	p_{vk}	= 18000 kPa
Objem parního prostoru	V_{vk}	= 0,9 m ³
Konstanta	$\partial\rho / \partial p_t$	= 0,0029

Pak je:

$$T_{vk} = V_{vk} \frac{\partial\rho}{\partial p_t} \frac{p_{vk}}{M_{vk}} \text{ [s]}, \quad (7.9)$$

$$T_{vk} = 0,9 \cdot 0,0029 \cdot \frac{18000}{146,7} = 0,32 \text{ s} \quad (7.10)$$

Pro výpočet konstanty T_{pr} jsem využil tyto hodnoty:

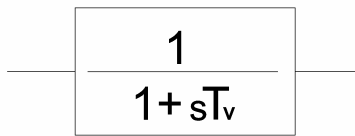
Hmotnostní průtok admisní páry	M_{pr}	= 123,12 kg/s
Tlak admisní páry ve ST prostoru	p_{pr}	= 7510 kPa
Objem parního prostoru	V_{pr}	= 62,5 m ³
Konstanta	$\partial\rho / \partial p_t$	= 0,0028

Pak je:

$$T_{pr} = V_{pr} \frac{\partial \rho}{\partial p_t} \frac{P_{pr}}{M_{pr}} \text{ [s]}, \quad (7.11)$$

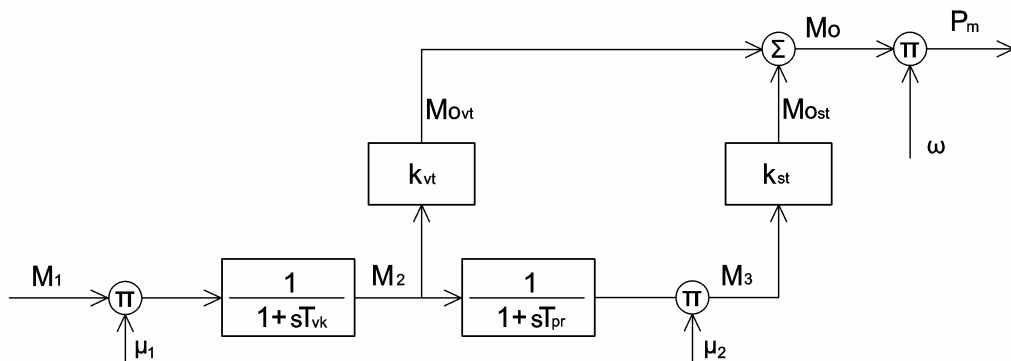
$$T_{pr} = 62,5 \cdot 0,0028 \cdot \frac{7510}{123,12} = 10,7 \text{ s} \quad (7.12)$$

Blokově jsem toto zpoždění zobrazil na Obr. 7.4, kde T_v je obecně časová konstanta parního prostoru v sekundách.



Obr. 7.4 Zpoždění v parním prostoru.

Tento model jsem následně implementoval do programu Matlab Simulink. Model je schématicky zobrazen na Obr. 7.5, kde M_1 je hmotnostní průtok páry jdoucí z kotle do VT tělesa, který je úměrný otevření regulačních ventilů na vstupu do VT tělesa označený jako μ_1 , M_2 je výstupní hmotnostní průtok z VT tělesa a M_3 je průtok na vstupu do ST tělesa úměrný otevření ZV ST tělesa označeného jako μ_2 .



Obr. 7.5 Model parní turbíny.

Na základě tohoto modelu platí pro hmotnostní toky v jednotlivých částech turbíny:

$$M_2 = \frac{1}{1 + sT_{vk}} M_1 \cdot \mu_1 \text{ [kg/s]}, \quad (7.13)$$

$$M_3 = \frac{1}{1 + sT_{pr}} M_2 \cdot \mu_2 \text{ [kg/s]} \quad (7.14)$$

Mechanický moment pro VT část jsem označil Mo_{vt} a mechanický moment ST části Mo_{st} . Celkový mechanický moment turbíny je pak Mo .

$$Mo = Mo_{vt} + Mo_{st} \text{ [Nm]} \quad (7.15)$$

Pro uvažovaný typ turbíny se momenty rozloží v poměru konstant $k_{vt} = 0,4$ a $k_{st} = 0,6$. Výsledný moment turbíny musí být rovný 1.

$$k_{vt} + k_{st} = 1 \quad (7.16)$$

Potom lze určit jednotlivé momenty takto:

$$Mo_{vt} = M_1 \cdot k_{vt} \text{ [Nm]}, \quad (7.17)$$

$$Mo_{st} = M_2 \cdot k_{st} \text{ [Nm]} \quad (7.18)$$

Mechanický výkon turbíny P_m je potom rovný násobku momentu Mo a úhlové rychlosti ω :

$$P_m = Mo \cdot \omega \text{ [W]} \quad (7.19)$$

Z uvedeného modelu je zřejmé, že mechanický výkon turbíny závisí pouze na hmotnostním průtoku páry M , který je regulován RV na VT a ZV na ST části turbíny, zatímco ze vztahu (5.1) je patrné, že výkon turbíny závisí rovněž na tepelném spádu h_0 a na termodynamické účinnosti η_{td} . Tepelný spád je závislý na parametrech páry, které při rychlých dynamických změnách bereme jako konstantní. Termodynamická účinnost závisí na změně otáček. Změna otáček při přechodu do OP ovšem nepřekročí 10 % odchylku od jmenovité hodnoty. Při této odchylce jsou změny termodynamické účinnosti v řádu několika procent, což můžeme zanedbat.

8 Regulace admisní páry do turbíny

Dalším důležitým parametrem části turbíny je schopnost regulace admisní páry vstupující do turbogenerátoru, která zajišťuje regulaci turbogenerátoru při všech provozních stavech parního bloku. Zejména při dynamických změnách výkonu bloku zajišťuje to, že otáčky turbogenerátoru jsou stále v rozsahu, který nezpůsobí zásah ochranných prvků, a tím odstavení stroje. Při tvorbě modelu turbogenerátoru jsem zvolil následující parametry páry, které jsou shodné s parametry parního bloku turbogenerátoru, který jsem použil pro verifikaci výsledných hodnot modelu.

Pro VT část je to:

Hmotnostní průtok admisní páry	M_{VT}	= 146,7 kg/s
Tlak admisní páry	p_{VT}	= 18000 kPa
Teplota admisní páry	t_{VT}	= 560 °C

Pro ST část:

Hmotnostní průtok admisní páry	M_{ST}	= 123,12 kg/s
Tlak admisní páry	p_{ST}	= 7510 kPa
Teplota admisní páry	t_{ST}	= 540 °C

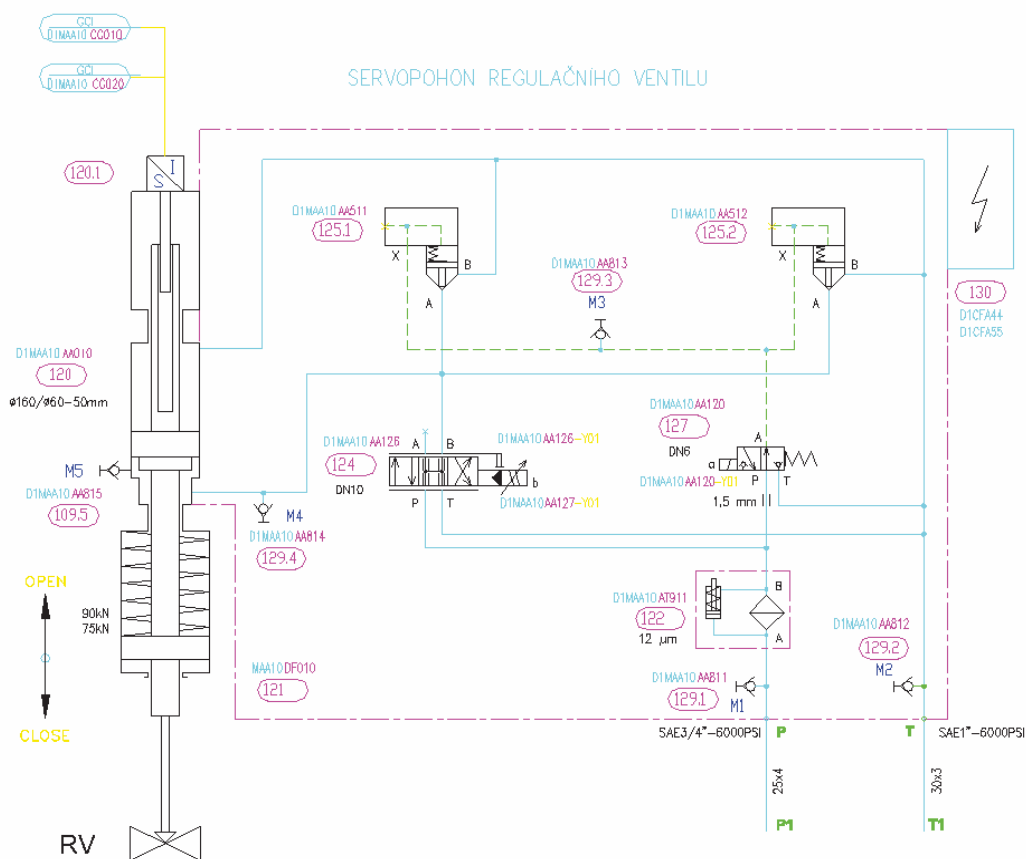
Ve vyšetřovaném modelu jsem použil čtyři regulační ventily na vstupu do VT tělesa (dva pro levý a dva pro pravý parovod) a jeden ZV na vstupu do ST tělesa. Důležitými orgány z hlediska bezpečnosti jsou na vstupu do těles RZ ventily, které slouží pro rychlé odstavení stroje v případě poruchy nebo při jiných závažných situacích. Tyto ventily jsou určeny pro rychlé zavření přívodu admisní páry. Vzhledem k tomu, že ve své práci zkoumám dynamiku přechodu elektrárenského bloku do OP, kde nedochází k zásahu VTRZV, nebudu je v modelu uvažovat. Rovněž PS jsou důležitými prvky při regulaci admisní páry, a to zejména při dynamickém snížení přívodu admisní páry do turbogenerátoru. Tyto stanice přepustí přebytečnou páru vzniklou při regulaci zpět do kotle. Tyto stanice v práci neuvažuji, protože jsou schopné při přechodu do OP vždy bez problému přepustit požadované množství páry.

Jelikož cílem mé disertační práce je porovnat dynamiku přechodu do OP za pomoci řízení ventilů s VTH oproti využití NTH, sestavím nejdříve model řízení regulačních ventilů za pomoci VTH a následně model s využitím NTH. Aby bylo možno oba způsoby regulace mezi sebou porovnávat, je třeba pro simulaci v obou případech použít turbogenerátor se stejnými parametry.

8.1 Regulace za pomoci VTH

Tato regulace se provádí elektronicky za pomoci hydrauliky, kde je pracovní tlak cca 16 MPa. Základním prvkem pro regulaci a ovládání nejenom RV, ale i RZV je hydraulický agregát, který je zdrojem tlakové kapaliny. Agregát obsahuje nádrž o objemu cca 250 litrů, která zásobuje VT regulační prvky regulační kapalinou o požadovaném tlaku. Tlaková kapalina je vytlačována z nádrže pístovou pumpou s regulací na konstantní tlak. Hydraulický agregát má vlastní chladicí okruh. Jako chladicí médium je použita voda. Schéma regulačního servopohonu od firmy Hytos ovládaného za pomoci VTH je vidět na Obr. 8.1.

Každý z regulačních ventilů má svůj vlastní servopohon. Provedení všech servopohonů je identické. RV je ovládán jednočinným servopohonem (120). Na Obr. 8.1 je vidět, že RV je pevně spojen se servopohonem, takže zdvih servopohonu se rovná zdvihu RV. Ventil je přestavován do otevřené polohy pomocí tlakové kapaliny, do zavřené polohy silou pružiny. Doba zavření ventilu je cca 1,2 s. Přesné snímání polohy pístu je zabezpečeno dvojitým lineárním polohovým snímačem (120.1), který je součástí servopohonu. Všechny hydraulické prvky jsou součástí hydraulického bloku (121), který je rovněž součástí servopohonu. Tlaková kapalina je přivedena z agregátu P1 do řídicího bloku přes tlakový filtr (122) s velkou jemností filtrace 25 μm . Pro spojitě polohové řízení pístu servopohonu se používá servoventil nebo proporcionální ventil (124), který je ovládán elektromagnety. Tento ventil přepouští tlakovou kapalinu pod píst nebo do odpadu T1 podle toho, jestli má být regulační ventil otevřený nebo zavřený. Signály o skutečné poloze ventilu jsou získány z polohového snímače (120.1) a vedeny do řídicího systému jako zpětná vazba. Při požadavku na otevření nebo zavření ventilu vzniká regulační odchylka, která se zpracovává v polohovém regulátoru, který určuje směr a zdvih regulačního ventilu dle požadované a skutečné polohy. Řídicí systém turbíny posílá ± 30 mA u menších ventilů a ± 50 mA u velkých ventilů na oba magnety servoventilu (124), které řídí rychlost a směr přestavení servopohonu. Elektromagnetický sedlový ventil (127) ovládaný elektromagnetem slouží pro rychlé přestavení servopohonu do zavřené polohy. Za provozu turbíny je elektromagnet trvale bez napětí, což způsobí přivedení tlakové kapaliny jako ovládacího oleje, která drží sedlové vestavené ventily (125.1, 125.2) v zavřené poloze. Když je přivedeno napětí na cívku, přeruší se přívod ovládacího oleje, a tím se otevrou sedlové vestavné ventily (125.1, 125.2). Kapalina je silou pružin rychle přepuštěna z prostoru pod pístem do prostoru nad pístem a píst přesune regulační ventil do zavřené polohy. Měřicí místa (129.1, 129.2, 129.3, 129.4) umožňují měření tlaku regulační kapaliny na daných místech regulačního bloku. [3], [13], [14]

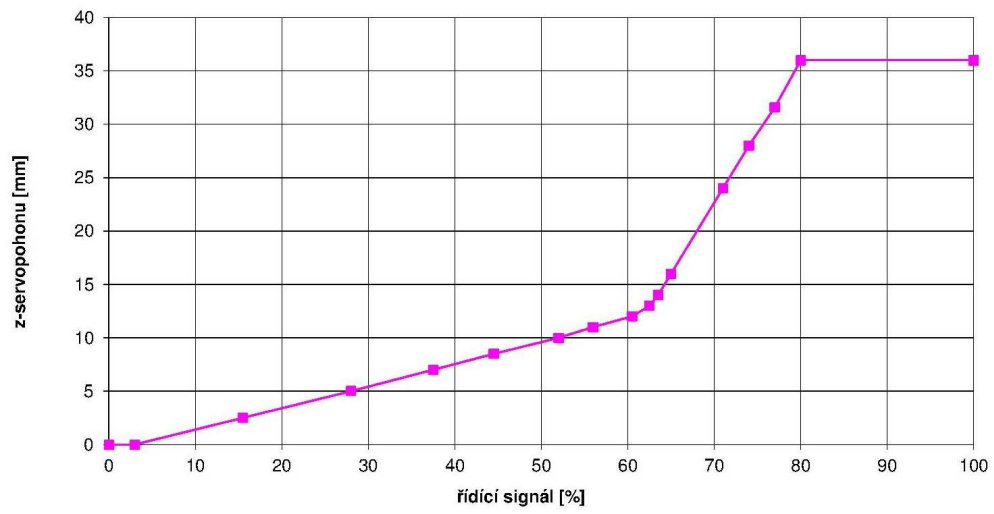


Obr. 8.1 Schéma servopohonu VTRV se snímačem polohy. [3]

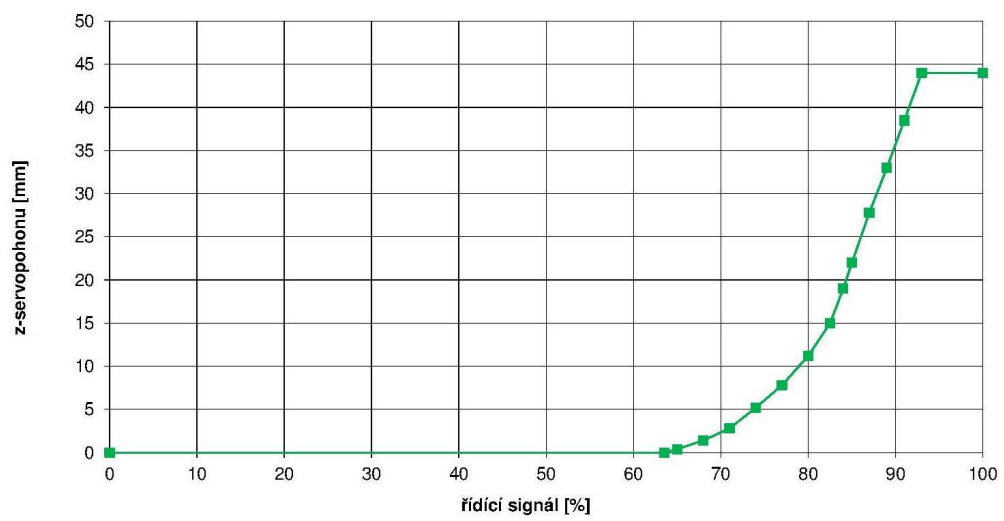
8.1.1 Model VTH regulace

Při tvorbě modelu VTH regulace parní turbíny jsem z důvodu možnosti verifikace na reálném zařízení vycházel z toho, že budu regulovat dvoutělesovou parní turbínu o jmenovitém výkonu 80 MW s parametry uvedenými na začátku této kapitoly. Vzhledem k tomu, že turbína bude schopna pracovat v OP, bude VT část vybavena čtyřmi regulačními ventily ve skupinové regulaci. Na vstupu do středotlaké části bude umístěn jeden ZV, který je zpravidla trvale otevřen a přivírá se jen při velkých redukcích výkonu bloku, jakou je například přechod do OP.

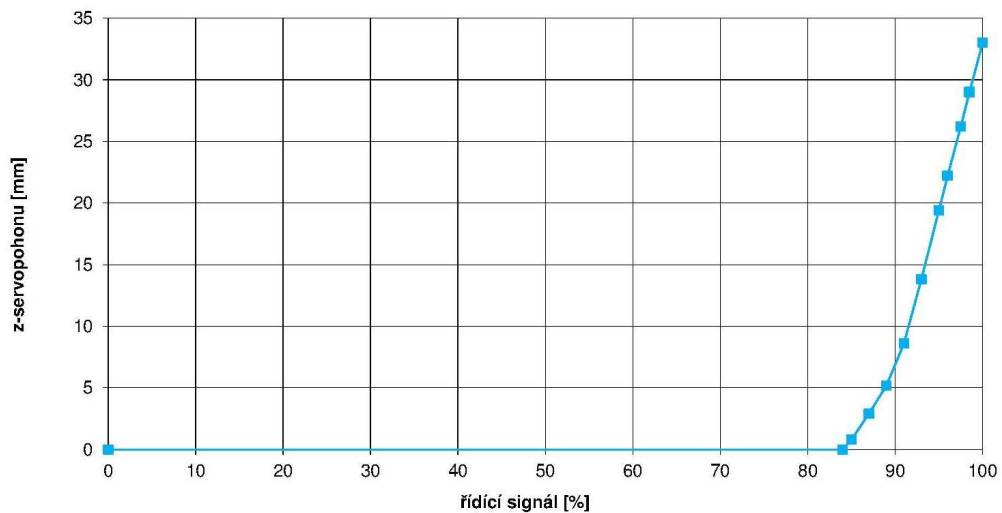
Skupinovou regulací se snižují tlakové ztráty na ventilech tím, že jsou ventily na sobě nezávisle otvírány a přivírány na rozdíl od regulace škrcením, kde se přivírají všechny ventily stejnoměrně. Jednotlivé servopohony ventilů mají rozdílné charakteristiky v závislosti na řídicím signálu z regulátoru. Charakteristiky, které jsem použil pro model, jsou vidět na Obr. 8.2, 8.3, 8.4, kde jsou znázorněny charakteristiky pro VT servopohony, a na Obr. 8.5, kde je zobrazena charakteristika ST servopohonu.



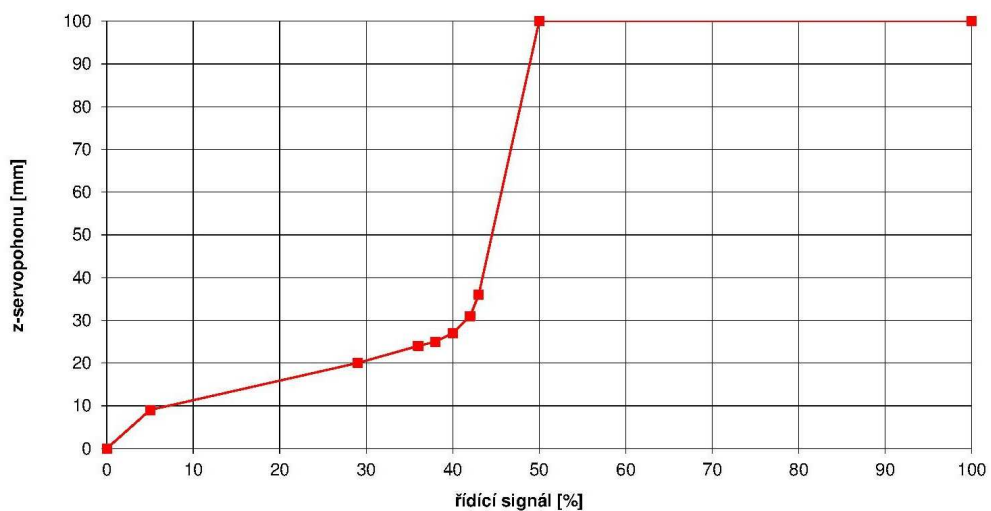
Obr. 8.2 Závislost zdvihu VT servopohonu 1, 2 na řídícím signálu.



Obr. 8.3 Závislost zdvihu VT servopohonu 3 na řídícím signálu.

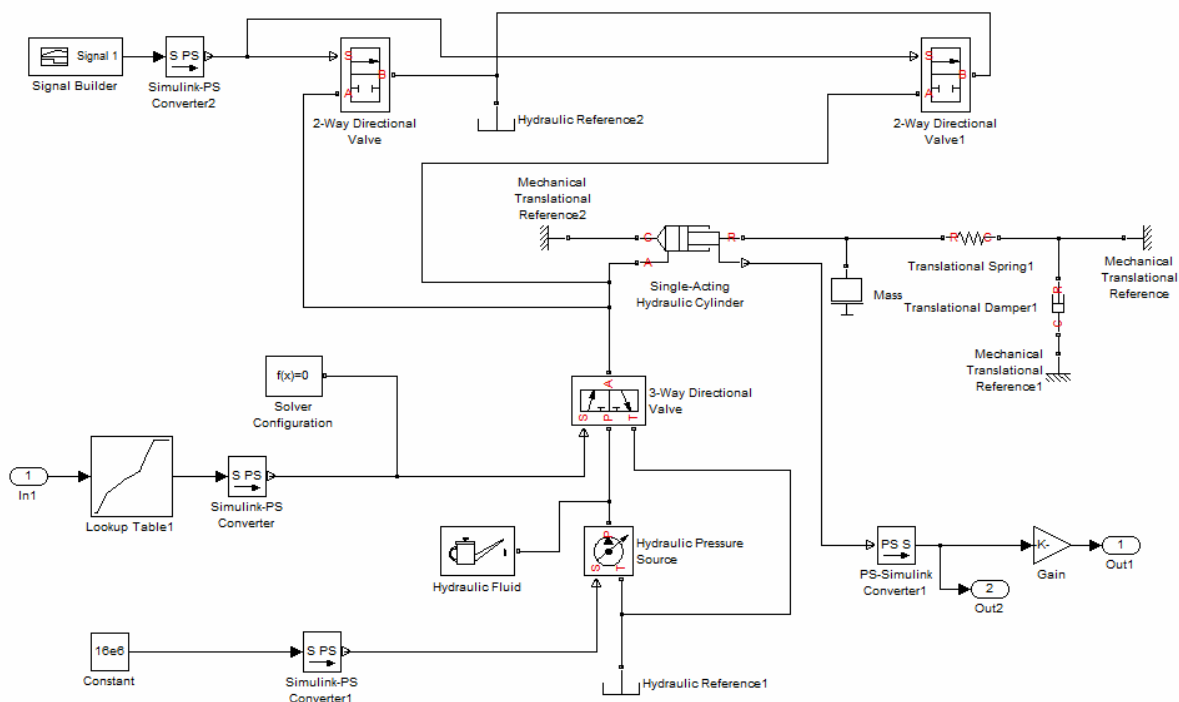


Obr. 8.4 Závislost zdvihu VT servopohonu 4 na řídícím signálu.



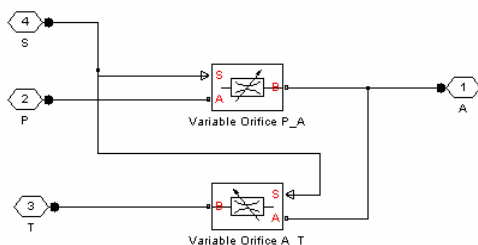
Obr. 8.5 Závislost zdvihu ST servopohonu na řídícím signálu.

V obrázcích osa y představuje zdvih servopohonu ventilu v mm a osa x řídící signál v procentech. Servopohony VT části, číslo 1 a 2 jsou totožné a mají zdvih $z_1 = z_2 = 36$ mm a průměr pístu $D = 160$ mm. Servopohon číslo 3 má zdvih $z_3 = 44$ mm a průměr pístu $D = 160$ mm. Servopohon číslo 4 má zdvih $z_4 = 33$ mm a průměr pístu $D = 160$ mm. Servopohon ST části má zdvih $z = 100$ mm a průměr pístu $D = 220$ mm. Při tvorbě modelu VTH jsem vycházel z reálného provedení regulace VTH servopohonu viz Obr. 8.1 a sestavil jsem model v Matlabu Simulink části SimHydraulics, který je vidět na Obr. 8.6.



Obr. 8.6 Model VTH řízení servopohonu ventilu.

Vlastní servopohon je v modelu označen jako Single-Acting Hydraulic Cylinder, který je pevně upevněn za pomoci Mechanical Translational Referencí. Translational Spring 1 simuluje pružinu, která uzavírá servopohon. Blok Mass reprezentuje přenosovou hmotu servopohonu a blok Translation Damper 1 je tlumení servopohonu. Zdvih servopohonu jsem nastavil dle skutečného zdvihu, to znamená pro servopohon 1 je $z_l = 36$ mm a průměr pístu $D = 160$ mm. Přívod VTH kapaliny je zajištěn z Hydraulic Pressure Source, který simuluje VTH agregát s nadeřinovanou kapalinou pomocí Hydraulic Fluid a nadeřinovaným tlakem 16 MPa z bloku Constant. VTH kapalinu jsem nadeřinoval jako Skydrol-5, která je určena pro vysokotlaké účely. VTH kapalina je vedena do proporcionálního ventilu 3-Way Directional Valve, který přepouští kapalinu ze vstupu P pod píst přes výstup A nebo do odpadu Hydraulic reference 1 přes výstup T. Tento ventil je v modelu tvořen za pomoci dvou clon viz Obr. 8.7.



Obr. 8.7 Schéma proporcionálního ventilu.

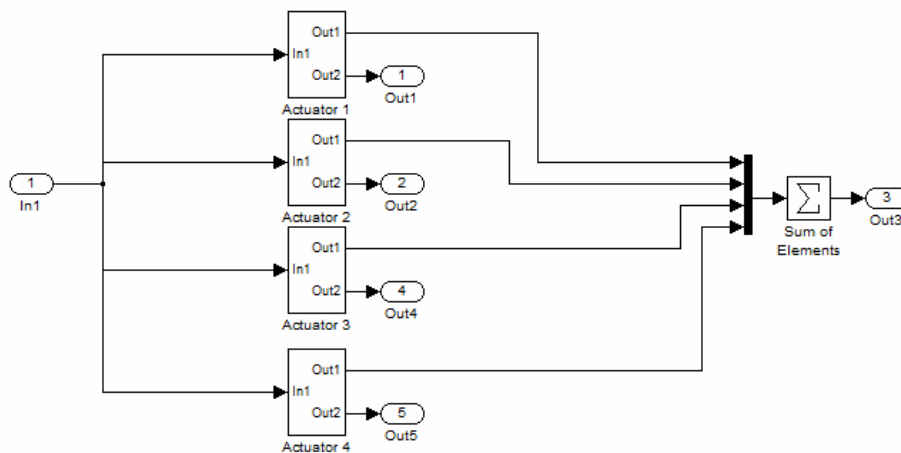
Jedna clona tvoří PA přechod z nádrže pod píst servopohonu ventilu. Druhá clona AT tvoří přechod z pod pístu do odpadu. Obě clony jsou řízeny jedním signálem S, který jako kladný otevírá přechod PA a zavírá přechod AT, jako záporný naopak zavírá přechod PA a otevírá přechod AT.

$$h_{PA} = h_{PA0} + x \quad (8.1)$$

$$h_{AT} = h_{AT0} - x \quad (8.2)$$

kde: h_{PA} - otevření clony PA
 h_{AT} - otevření clony AT
 h_{PA0} - počáteční otevření clony PA
 h_{AT0} - počáteční otevření clony AT
 x - posunutí regulačního členu od základní polohy

Kapalina, která je přepouštěna pod píst, působí proti pružině Transitional Spring 1o síle $F = 60\,000$ N, a tím otvírá servopohon ventilu. Otevírání servopohonu je řízeno signálem z regulátoru In 1, tento signál je linearizován a upraven dle tabulky Závislosti zdvihu servopohonu na řídicím signálu, viz Obr. 8.2, Simulink-PS Converter převede elektrický signál na fyzikální, a tím ovládá šoupátko ventilu. Solver Configuration slouží pro nastavení výpočtové funkce modelu. Důležitým parametrem regulace je doba zavírání servopohonu, která je zejména závislá na době vypuštění tlakové kapaliny z prostoru pod pístem do odpadu a na síle pružiny. Vzhledem k tomu, že optimální čas zavření VTH servopohonu je 1,2 s při běžné regulaci, je nutno použít proporciální ventil umožňující vypuštění kapaliny do odpadu za tuto dobu. Pro tento případ byl použit ventil o vnitřním průměru 10 mm ($DN\ 10$), který zabezpečil požadovanou dobu zavření servopohonu. Jelikož je modelován přechod do OP, je potřeba, aby se servopohon zavíral rychleji než za 1,2 s ze jmenovitého zdvihu. Pro tento účel slouží vestavné sedlové ventily 125.1 a 125.2, viz Obr. 8.1. Tyto ventily jsou simulovány za pomoci dvou 2-Way Directional Valves, viz Obr. 8.6. Optimální doba zavření servopohonu po zásahu těchto ventilů je do 0,3 s. Zavření za tuto dobu je umožněno použitím těchto dvou ventilů o vnitřním průměru 6 mm ($DN\ 6$). Signal builder vyšle puls, který na vteřinu otevře oba ventily, a ty přepustí kapalinu do odpadu Hydraulic Reference 2, který simuluje prostor nad pístem. Nyní je model, uvedený na Obr. 8.6, schopen regulace i pro dynamické stavy. Takto bude realizován ve skupinové regulaci pro všechny čtyři servopohony umístěné na ventilech před VT části turbíny, viz Obr. 8.8.



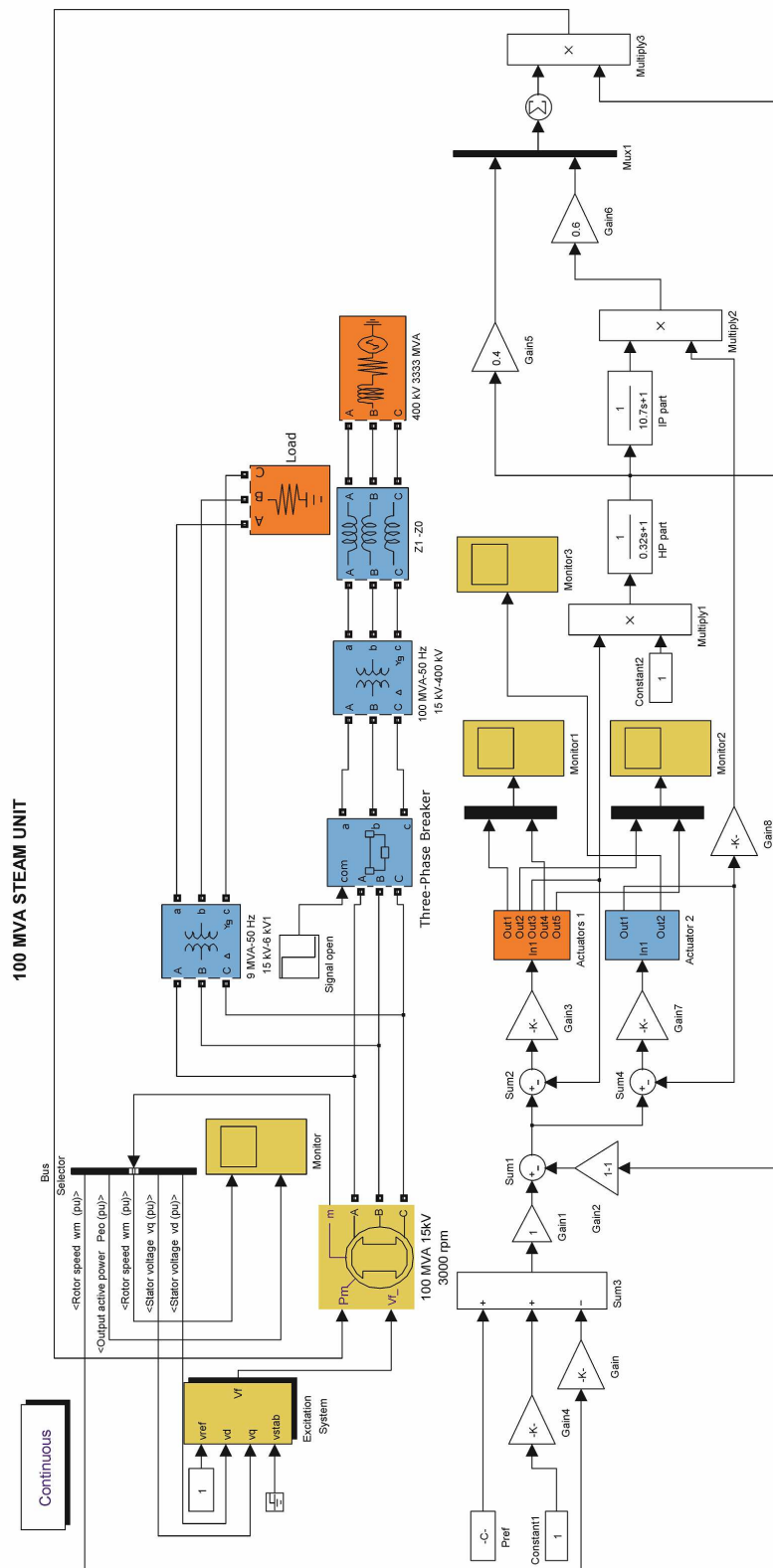
Obr. 8.8 Model VT skupinové regulace.

Actuatory 1-4 representují jednotlivé servopohony v zapojení dle Obr. 8.6, které se liší pouze charakteristikou řízení, viz Obr. 8.2, 8.3, 8.4 zobrazující pro každý servopohon ventilu jeho charakteristiku a zdvih. Signál In 1 je signálem z regulátoru, jednotlivé výstupy Out 1, Out 2, Out 4 a Out 5 slouží pro vykreslení polohy jednotlivých servopohonů při regulaci. Suma jednotlivých výstupů Out 1 jako Out 3 z Actuaturů slouží jako zpětná vazba pro další regulaci. Pro model ST servopohonu je použito opět řízení dle Obr. 8.6. Je použit jen jeden servopohon s nastavením dle Obr. 8.5. Potřebné prvky jsou řízeny regulátorem, který řídí množství admisní páry vstupující do turbíny v závislosti na výkonu dodávaném do elektrizační sítě a který je schopen přejít bez problému do OP. Vzhledem k tomu, že práce je zaměřena na přechod do OP, je použita proporciální-otáčková regulace.

Celý mnou vytvořený model pro vyšetřování VTH regulace parního dvoutělesového turbogenerátoru, je vidět na Obr. 8.9. Kde vstupní hodnotou pro proporcionální regulaci je zadaná hodnota činného výkonu P_{ref} , která je v poměrných jednotkách 0,72, a to vzhledem k tomu, že byl zvolen jmenovitý výkon turbogenerátoru 72 MW. Dále je to zadaná hodnota otáček turbogenerátoru 3000 ot/min za pomoci Constant 1 v poměrných jednotkách 1. Tyto signály jsou spolu se skutečnými otáčkami z přípojnice generátoru Bus Selector vedeny do Sum 3. Otáčky jsou před vstupem do Sum 3 ještě zesíleny za pomoci Gain a Gain 4. Po sečtení v Sum 3 je signál veden do zesilovače Gain 1 a následně do Sum 1, kde se porovnává se skutečnou hodnotou z Gain 2. Odchylka je zesílena a působí na VT a ST regulační ventily Actuators 1 a Actuator 2, jejichž model je na Obr. 8.6 a 8.8. Polohy VT ventilů 1, 3 zobrazuje Monitor 1, polohy VT ventilů 2, 4 Monitor 2. Monitor 3 je použit pro vykreslení ST ventilu.

Výstupy z regulačních ventilů jsou dále vedeny do modelu parní turbíny, který je popsán v kapitole 7.2. Oba výstupy jsou získány opět v poměrných jednotkách. Výstup z VT ventilů je násoben v Multiply 1 konstantou Constant 2, která je rovna 1 p.u. a reprezentuje tlak, který je konstantní. Poté jde sledovaná veličina přes VT část-HP part, kde dochází ke zpoždění. Dále prochází veličina ST část-IP part, kde

dochází k dalšímu zpoždění. Tato veličina se ještě násobí velikostí otevření ST ventilu z Gain 8. Oba výstupy jdou do Mux 1, kde se sečtou v poměru konstant dodávaného mechanického momentu, který zabezpečí zesilovače Gain 5 a Gain 6. Tento mechanický moment se násobí skutečnou rychlostí turbogenerátoru v Multiply 3 a výsledkem je mechanický výkon turbíny P_m . Tato veličina je vstupem pro synchronní generátor o výkonu 100 MVA, 3000 ot/min, který je buzený budičem Excitaion System. Výstupní napětí generátoru 15 kV je zdrojem pro blokový trojfázový transformátor o výkonu 100 MVA, který dodává výkon na napěťové hladině 400 kV do tvrdé sítě o zkratovém výkonu 3333 MVA. Z generátoru je rovněž napájena vlastní spotřeba bloku, která je tvořena blokem Load o činném výkonu 8 MW. Otáčky turbogenerátoru a činný výkon jsou důležitými parametry modelu a jsou získány ze sběrnice Bus selektor a vykresleny v Monitoru.

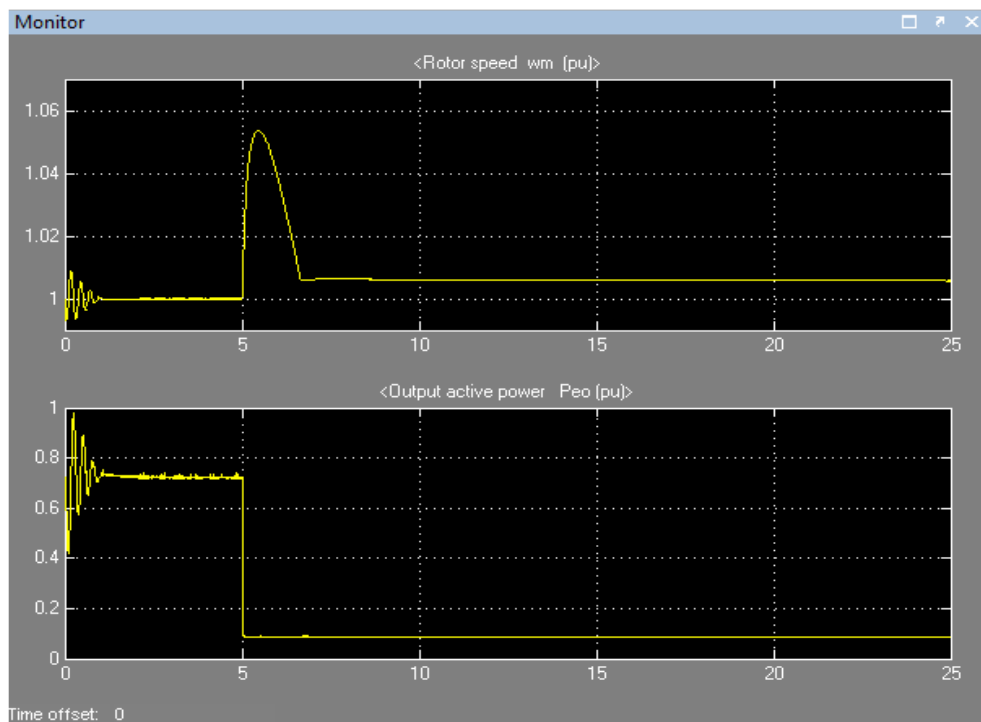


Obr. 8.9 Model regulace parního dvoutělesového turbogenerátoru.

8.1.2 Výstupní grafy VTH regulace

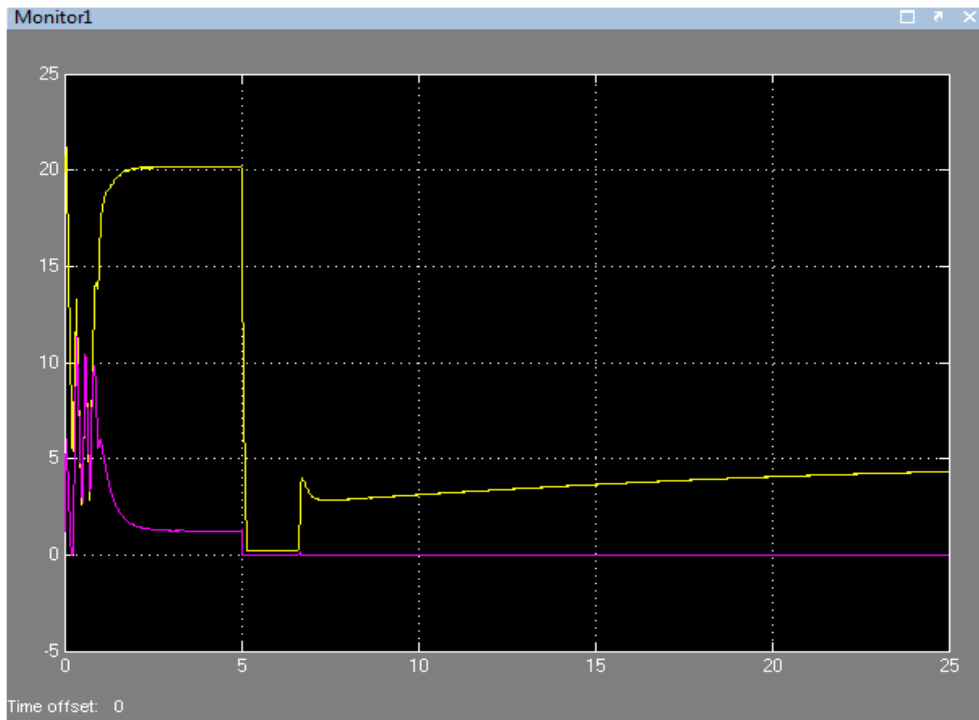
Průběhy sledovaných hodnot získaných simulací jsou vidět na Obr. 8.10 - 8.16. Obr. 8.10 ukazuje časový průběh otáček a výkonu turbogenerátoru, Obr. 8.11 - 8.14 zobrazují časový průběh zdvihu VTRV a Obr. 8.15, 8.16 časový průběh zdvihu STZV. Po spuštění simulace modelu se nejprve začnou regulovat otáčky na jmenovitou hodnotu 3000 ot/min, to znamená 1 p.u., a zároveň i činný výkon na zadanou hodnotu 72 MW, to je 0,72 p.u. Toto se děje za pomoci regulačních ventilů, které regulují množství admisní páry vstupující do turbíny. Na Obr. 8.10 je vidět, že po dvou sekundách dojde k ustálení velikosti otáček i činného výkonu na požadovaných hodnotách. Za pomoci bloku Signal open (viz Obr. 8.9) dojde za 5 s k vypnutí třífázového vypínače, který odpojí blok od sítě a ten tímto přejde do nejmenšího OP, kterým je napájení vlastní spotřeby. Rázem klesne zatížení bloku ze 72 MW na 8 MW. Přejchod na vlastní spotřebu je největší dynamický požadavek na regulaci ventilů, který může nastat při provozu bloku. Proto tedy nejlépe prověř dynamické chování regulace. Po takovémto odlehčení dojde k přeběhu otáček, který ovšem nesmí dosáhnout limitu, kdy zasahují ochrany bloku a kdy se zařízení odstavuje. Z grafu činného výkonu je vidět, že došlo k přeběhu otáček na 1,0534 p.u., což je 3160,2 ot/min. Ochrany bloku odstavují stroj při přeběhu na hodnotu 3300 otáček, což je 55 Hz. Vzhledem k tomu je přeběh v mezích a je možno stroj provozovat. Na spodním grafu je vidět hladký průběh redukce činného výkonu ze 72 MW na 8 MW vlastní spotřeby, tj. na 0,08 p.u.

Pokud bychom posuzovali tento přechod z hlediska Pravidel pro provozování přenosové soustavy pro vypínací zkoušky bloků, nesmí při přechodu do OP dojít k většímu přeběhu než 8,5 % jmenovitých otáček bloku a odchylka ustálené frekvence nesmí být větší než 2,5 Hz. Přeběh otáček 160,2 ot/min z rozsahu 3000 ot/min je 5,34 %. Hodnota ustálených otáček je 1,0057 p.u., což odpovídá frekvenci 50,285 Hz. Procentuální přeběh otáček a odchylka frekvence jsou tedy v mezích.

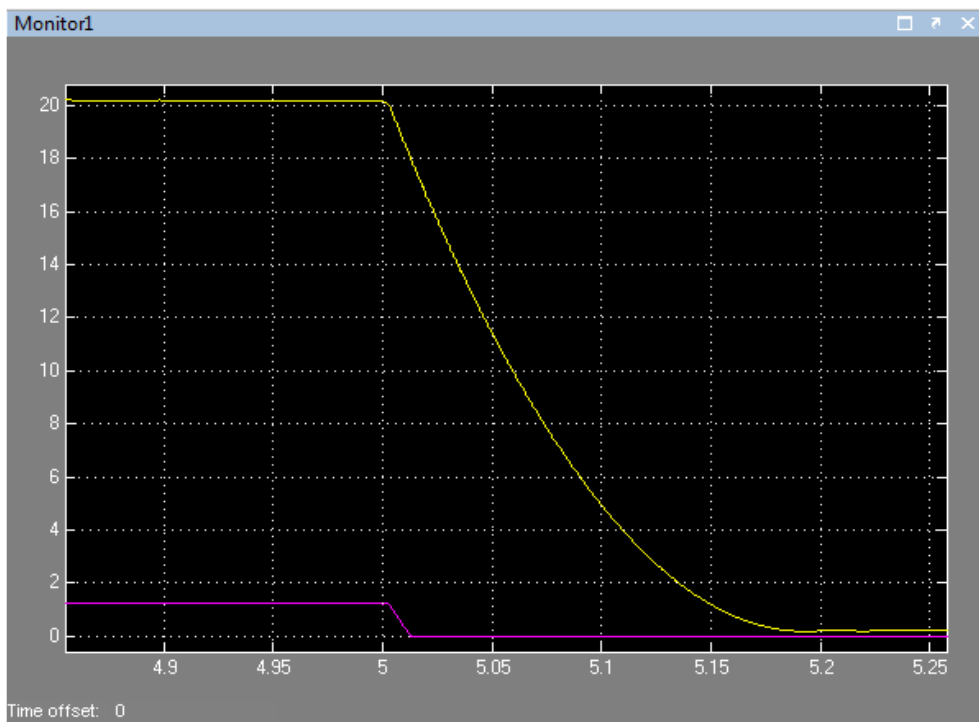


Obr. 8.10 Časový průběh otáček a výkonu turbogenerátoru.

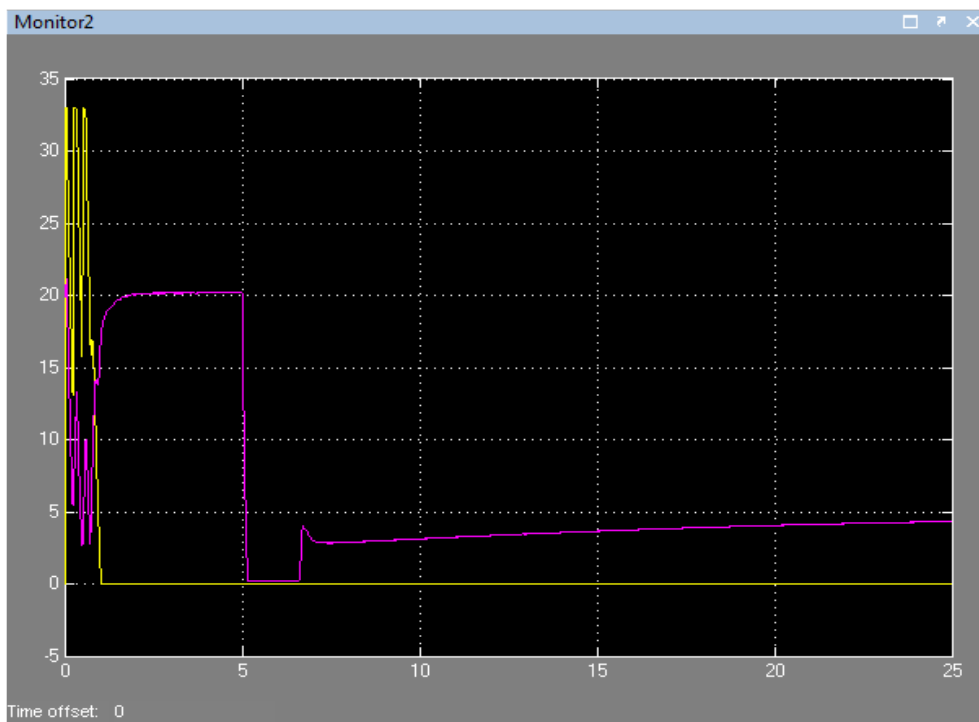
Na Obr. 8.11 - 8.14 jsou zobrazeny průběhy zdvihu VTRV v závislosti na čase. Poloha každého ventilu při regulaci je určena jeho charakteristikou. Charakteristiky servopohonů ventilů, a tím i ventilů, jsou uvedeny na Obr. 8.2 - 8.4. Vidíme, že po 2 s jsou ventily zregulovány do polohy úměrné zatížení bloku 72 MW. Ventil 1 (viz žlutý graf na Obr. 8.11 a 8.12) a ventil 2 (viz růžový graf na Obr. 8.13, 8.14) jsou otevřeny na 20,2 mm, ventil 3 (viz růžový graf na Obr. 8.12, 8.13) na 1,2 mm, ventil 4 (viz žlutý graf na Obr. 8.13, 8.14) je zavřený. V čase 5 s po přechodu do OP jsou ventily 1 a 2 na 1,5 s přivřeny a poté ventily mírně otevřeny pro zajištění výkonu 8 MW. Důležitým parametrem při přechodu do OP je čas zavření regulačního ventilu, který by neměl dle požadavků na rychlé zavření VT servopohonu z plného otevření přesáhnout 0,3 s. Na Obr. 8.12 a na 8.14 je zobrazen detail zdvihu VTRV, kde je vidět, že doba zavření ventilů 1 a 2 je 0,185 s. Tento čas zavření je pro dynamické regulační účely dostatečný.



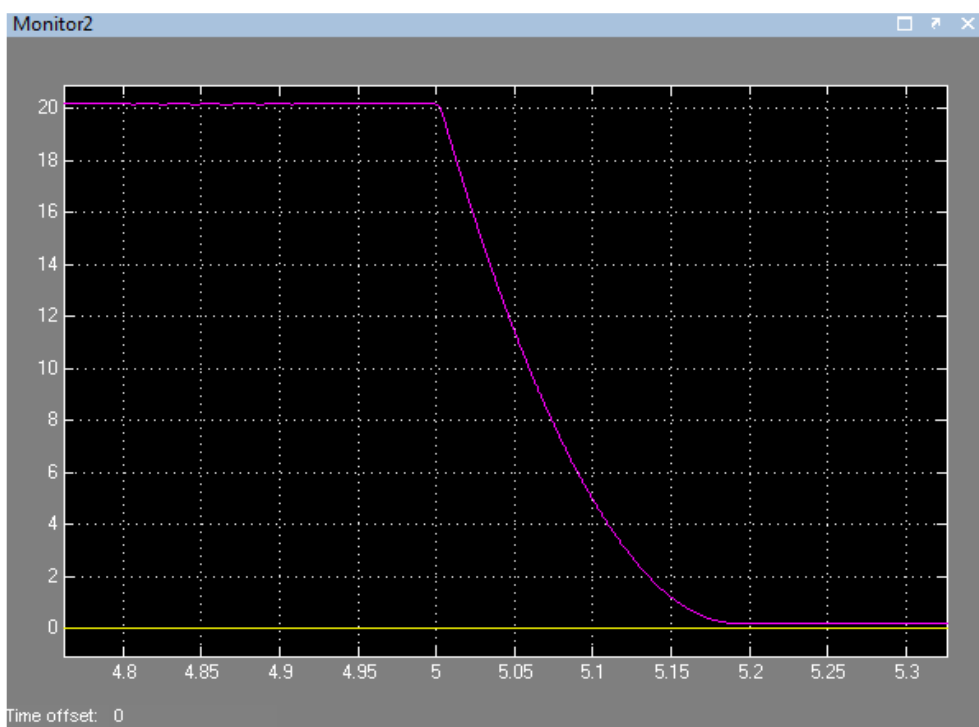
Obr. 8.11 Časový průběh zdvihu VT regulačních ventilů 1, 3.



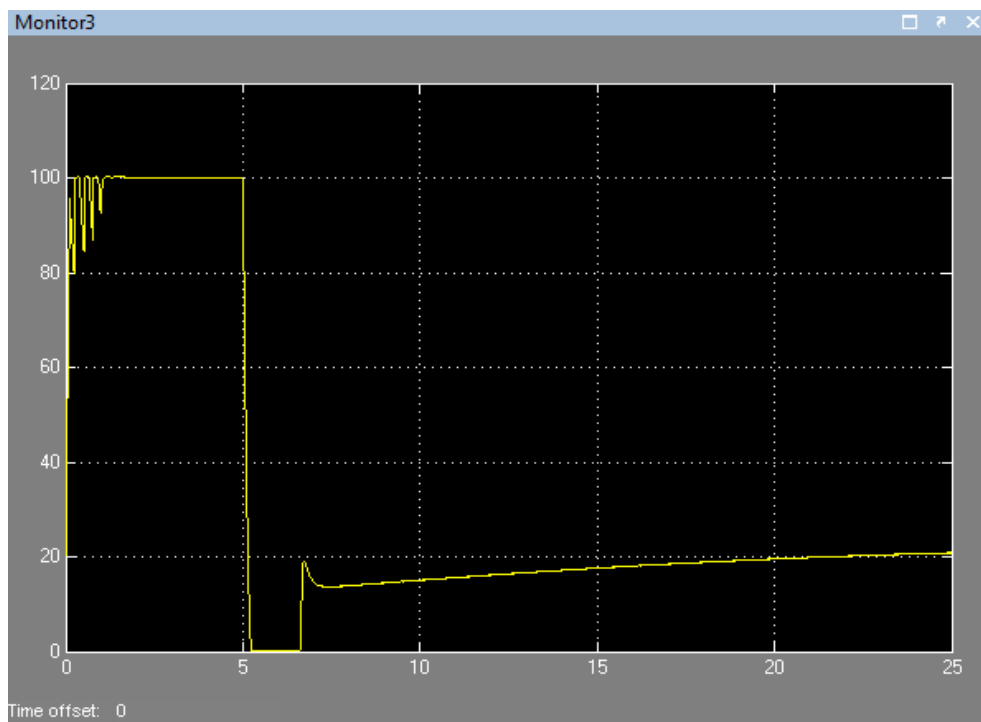
Obr. 8.12 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních ventilů 1, 3.



Obr. 8.13 Časový průběh zdvihu VT regulačních ventilů 2, 4.



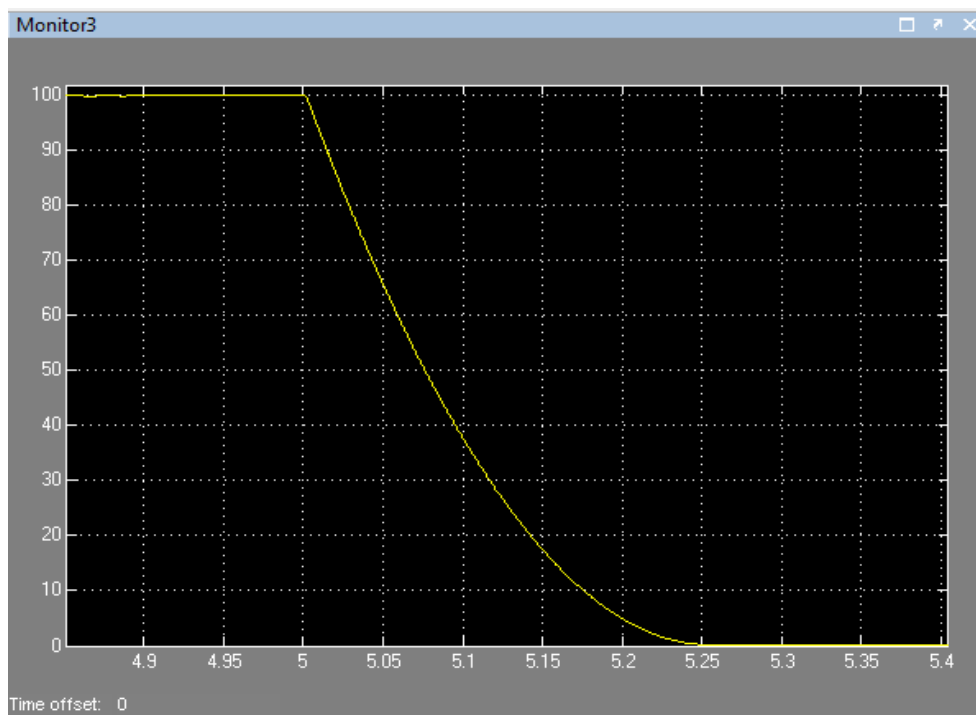
Obr. 8.14 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních ventilů 2, 4.



Obr. 8.15 Časový průběh zdvihu STZV.

Na Obr. 8.15, 8.16 je zobrazen časový průběh zdvihu STZV při simulaci. Tento ventil je při běžné regulaci plně otevřen a zavírá se jen při větších dynamických změnách, jakou je i přechod do OP. Po 2 s je ventil zregulován na plné otevření 100 mm a po 5 s po přechodu do OP na 1,5 s uzavřen a poté zvolna otevírán pro udržení napájení vlastní spotřeby bloku.

ZV je velice důležitým prvkem pro omezení přeběhu při dynamickém snížení výkonu bloku. Na Obr. 8.16 je vidět detail zavírání STZV. Doba zavírání ventilu by opět neměla dle požadavků na rychlé zavření VTH servopohonu z plného otevření přesáhnout 0,3 s. Dynamika zavírání je tedy dostatečná pro včasné zavření tohoto ventilu.



Obr. 8.16 Detail časového průběhu zdvihu STZV.

8.1.3 Verifikace výsledků simulace regulace pomocí VTH

Výsledky provedené simulace je nutno porovnat s reálnými naměřenými hodnotami, jelikož výzkum bez takovéto verifikace by prakticky neměl význam. Pro ověření výsledků modelu jsem použil reálná data, která byla naměřena na elektrárně Amager v Dánsku. Jedná se o dvoutělesovou protitlakou parní turbínu s VT a ST částí s parním přehříváním ST páry o jmenovitém výkonu 80 MW, která je identická s modelovanou elektrárnou, a model by měl tedy vykazovat téměř stejné chování jako tato skutečná elektrárna. Vzhledem k tomu jsem schopen verifikovat správnost výsledků modelu.

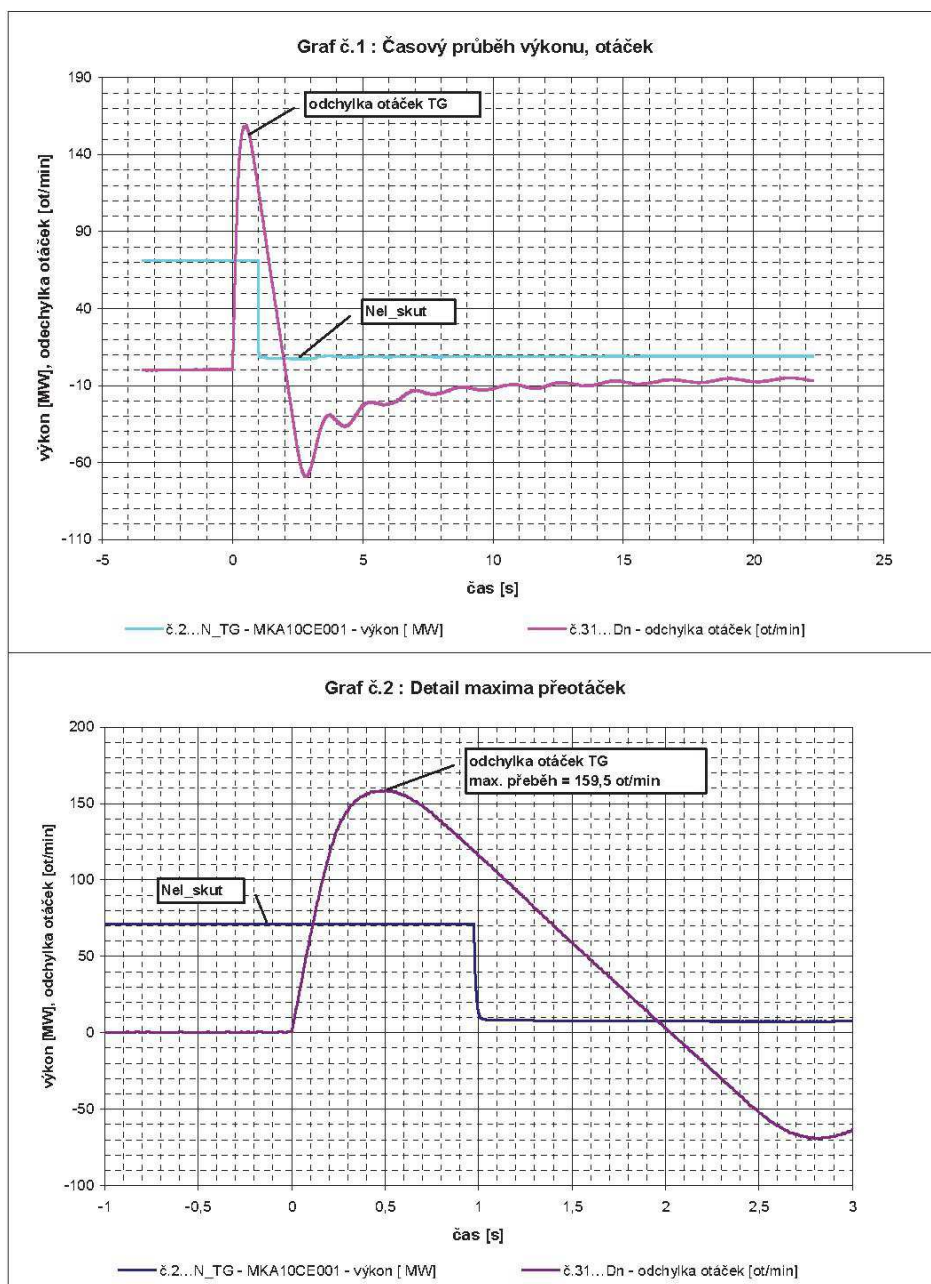
Na Obr. 8.17 jsou vidět průběhy otáček a výkonu při přechodu do OP naměřené na elektrárně Amager. Z výkonu 72 MW přechází blok na vlastní spotřebu 8 MW. Nejdůležitějším parametrem, který je nutno sledovat, je přeběh otáček. Při simulaci vyšel přeběh 160,2 ot/min, ve skutečnosti na elektrárně Amager byl 159,5 ot/min. Obě hodnoty jsou v požadovaných limitech. Otáčky turbíny po přechodu do OP se při simulaci ustálily na hodnotě 3017,1 ot/min, to je 50,285 Hz, hodnota ustálených otáček na elektrárně Amager byla 2991 ot/min, to je 49,85 Hz. Obě hodnoty jsou v požadovaných limitech, ovšem doba ustálení otáček byla ve skutečnosti delší o 9 s. Výkon bloku se po přechodu do OP snížil při simulaci i v reálu na hodnotu vlastní spotřeby 8 MW. Hodnota výkonu vlastní spotřeby je po přepnutí do OP provozu v obou případech stabilní.

Nyní verifikuji průběhy VT ventilů ve skupinové regulaci srovnáním s reálnými průběhy. Na Obr. 8.18 jsou vidět naměřené průběhy VT regulačních ventilů na

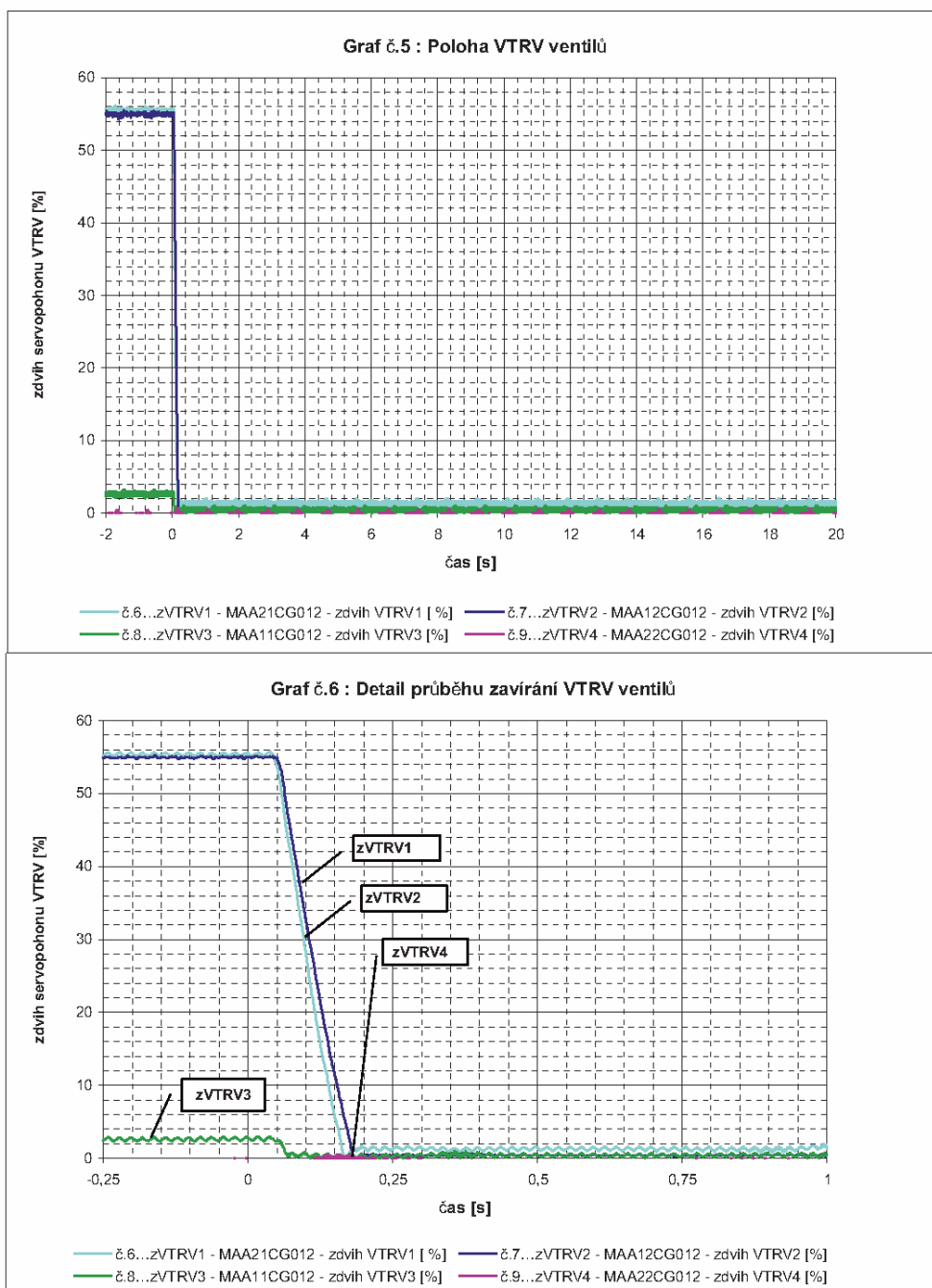
elektrárně Amager, kde jsou regulační ventily před přechodem na vlastní spotřebu v polohách, které odpovídají výkonu bloku 72 MW. Ventily 1 a 2 jsou v poloze 55,5 % ze jmenovitého rozsahu ventilu, který je 36 mm. To znamená, že zdvihy těchto ventilů jsou 20 mm. Ventil 3 je v poloze 3,3 % ze jmenovitého rozsahu, což je 1,2 mm. Ventil 4 je zavřený. Na Obr. 8.12 a 8.14, kde jsou znázorněny detaily zdvihů VT ventilů modelu, je vidět, že po ustálení otáček a výkonu mají ventily 1 a 2 zdvih 20,2 mm. Ventil 3 má zdvih 1,3 mm a ventil 4 je zavřený. Důležitým parametrem pro zvládnutí přechodu do OP je doba zavření regulačních ventilů. Na Obr. 8.12 a 8.14 je vidět, že v modelu se ventily 1 a 2 zavíraly 0,185 s a na reálné turbíně (viz Obr. 8.18) cca 0,18 s. Doba zavření ventilu 3 je vzhledem ke zdvihu ventilu zanedbatelná.

STZV modelu na Obr. 8.15 je po ustálení za 2 s na plném zdvihu, to znamená 100 mm. Doba zavření ventilu po přechodu do OP na Obr. 8.16 je 0,25 s. Doba zavření ST ventilu na reálném bloku (viz Obr. 8.19) je 0,28 s.

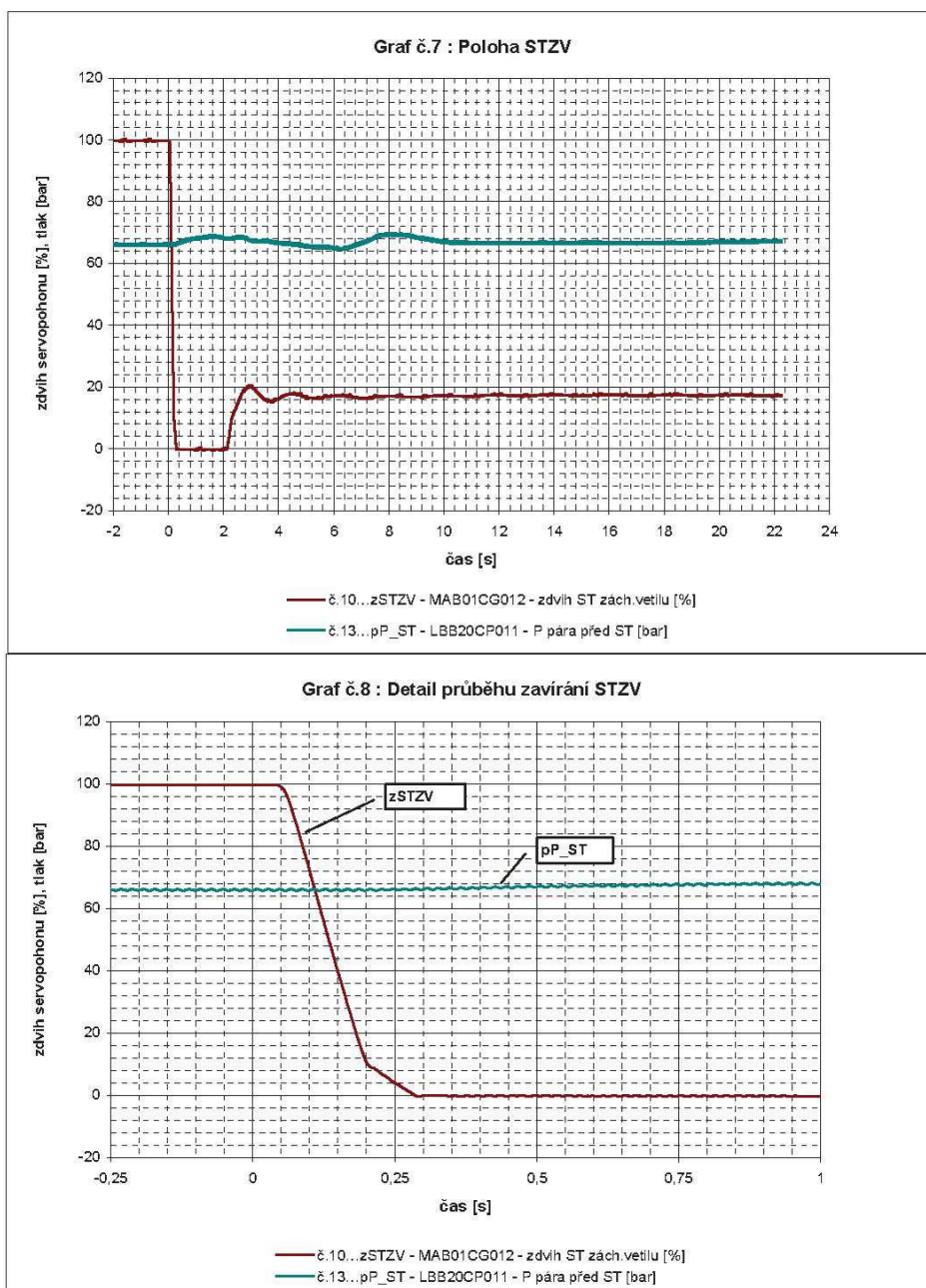
Na základě předchozího porovnání výsledných charakteristik získaných pomocí modelu s hodnotami naměřenými na elektrárně Amager mohu říci, že verifikace proběhla úspěšně a model je možno použít pro další výzkumné účely.



Obr. 8.17 Časový průběh otáček a výkonu při přechodu do OP elektrárny Amager.



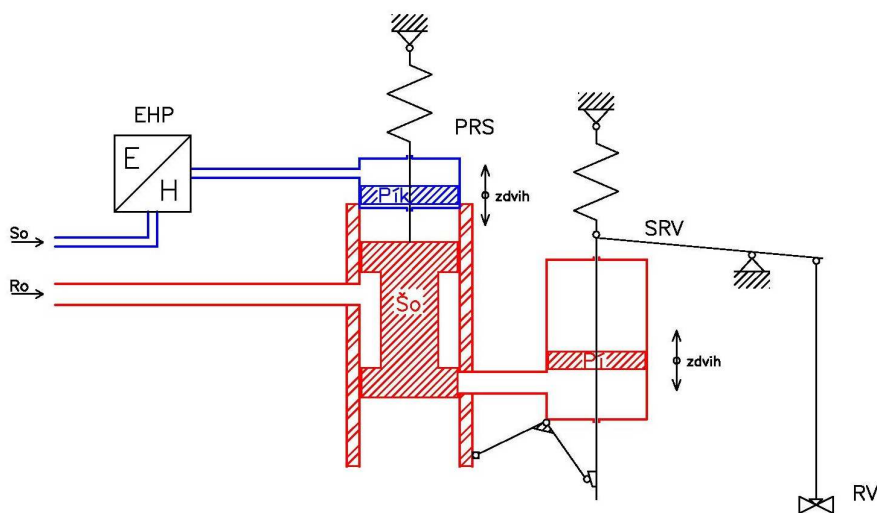
Obr. 8.18 Časové průběhy zdvihu VTRV při přechodu do OP elektrárny Amager.



8.2 Regulace za pomoci NTH

Tato regulace se provádí elektronicky za pomoci NTH, kde je pracovní tlak cca 1,4 MPa. Ovládacím a zároveň regulačním prvkem pro regulaci nejenom regulačních, ale i rychlozávěrných ventilů je olej v hlavní olejové nádrži. Tato nádrž ovšem neslouží pouze pro regulační účely, ale rovněž jako zdroj mazacího oleje pro turbogenerátor. Pracovní tlak při chodu turbogenerátoru vzniká v odstředivém čerpadle pevně spojeném s rotorem. Díky tomu je výkon čerpadla závislý na otáčkách stroje.

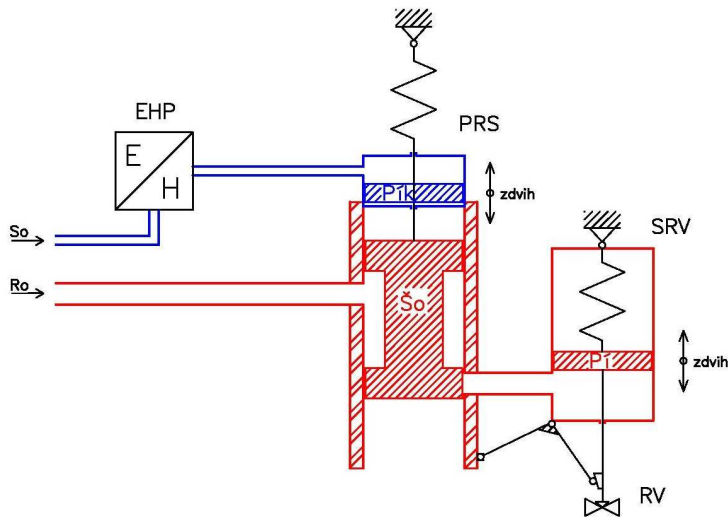
Na Obr. 8.20 je vidět zjednodušené schéma NTH regulačního VT servopohonu, kde je přiveden sekundární olej do elektro-hydraulického převodníku (EHP), který je řízený elektrickým proudovým signálem 4-20 mA. Převodník mění tlak sekundárního oleje, čímž se mění poloha pístku šoupátka, na které rovněž působí pružina. S pístkem je pevně spojeno šoupátko, které přepouští rozvodný olej buď do odpadu, nebo pod píst servopohonu regulačního ventilu, kde působí na píst proti pružině. Na základě toho se přes pákový převod otevírá nebo přivírá regulační ventil. Servopohon regulačního ventilu je jednočinný, tlak rozvodného oleje působí na píst ventilu proti pružině, která svojí silou ventil zavírá.



Obr. 8.20 Schéma NTH regulačního VT servopohonu.

- So - sekundární olej
- Ro - rozvodný olej
- EHP - elektrohydraulický převodník
- PRS - převodník regulačního servopohonu
- Pík - pístek
- Pí - píst servopohonu
- Šo - šoupátko
- SRV - servopohon regulačního ventilu
- RV - regulační ventil

Na Obr. 8.21 je zobrazeno schéma NTH záchytného ST servopohonu, které se liší od VT servopohonu uvedeného na Obr. 8.20 tím, že nemá pákový převod pro řízení ventilu. To znamená, že ventil je pevně spojený s pístem servopohonu regulačního ventilu a zdvih pístu se potom rovná zdvihu ventilu. Funkce tohoto servopohonu je stejná jako u řešení pro VT regulaci uvedeného na Obr. 8.20.



Obr. 8.21 Schéma NTH záchytného ST servopohonu.

8.2.1 Model NTH regulace

Při tvorbě modelu NTH regulace jsem vycházel z toho, že budu zkoumat model pro totožný stroj, který jsem již vyšetřoval za pomoci VTH. Proto jsem použil stejné parametry bloku, páry a parních prostor. Vzhledem k co nejpřesnějšímu srovnání obou způsobů regulace turbogenerátoru, zůstal způsob regulace turbíny a nastavení regulačních prvků rovněž stejný. Proto mohu použít model turbogenerátoru uvedený na Obr. 8.9. Změní se pouze ventily a jejich charakteristiky závislosti zdvihu servopohonu na řídicím signálu. Ventily budou opět ve skupinové regulaci, čtyři na VT části a jeden záchytný na části ST.

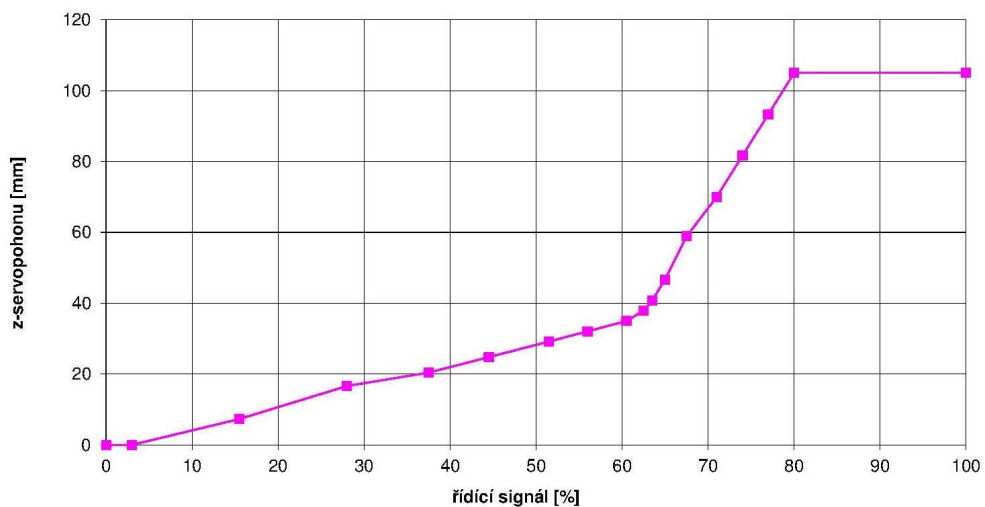
Vzhledem k tomu, že se při NTH regulaci pracuje s výrazně nižším tlakem regulačního oleje, než je tomu u VTH, používají se pro dodržení stanovených sil větší písty servopohonů. Díky tomu jsou ventily větší, než je tomu u VTH, a potřeba regulačního oleje je rovněž větší.

U VTRV je otevření ventilu přes pákový převod úměrné poloze pístu servopohonu regulačního ventilu (SRV) na Obr. 8.20. Proto je pro vytvoření modelu podstatný zdvih servopohonů v závislosti na řídicím signálu. Tuto závislost zobrazují charakteristiky na Obr. 8.22 - 8.24.

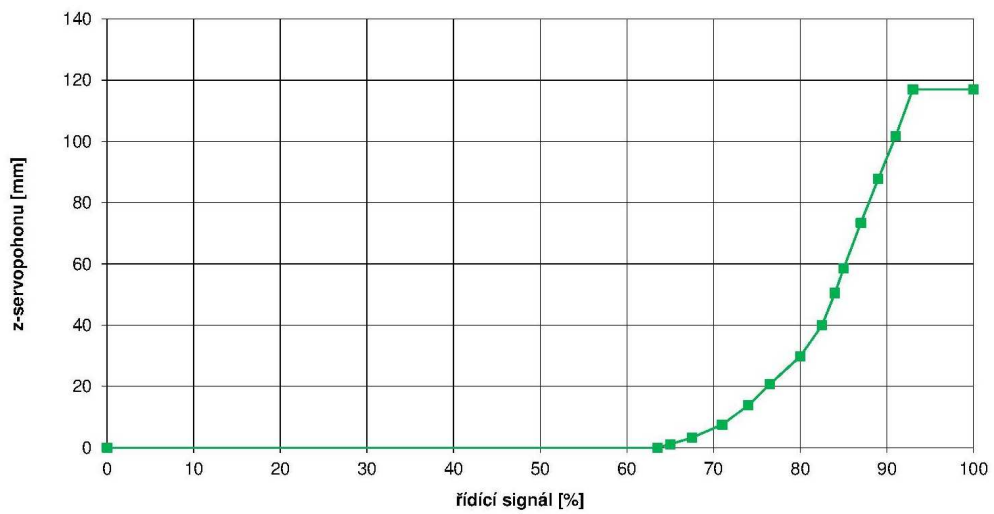
Pro stroje s parametry VT admisní páry uvedené v kapitole 8 se používají pro NTH regulaci regulační ventily se servopohonem o průměru pístu $D = 240$ mm a se

zdvihy okolo 100 mm. V tomto případě jsou zdvihy pro VTRV 1 a 2 rovny 105 mm, pro VTRV 3 117 mm a pro VTRV 4 96 mm. Pro zavření servopohonů je potřebná síla 20,553 kN. Dalším důležitým parametrem ovlivňujícím dynamiku ovládní ventilu je velikost otvoru šoupátka, které přepouští olej pod píst nebo do odpadu. Pro VT servopohony s výše zmíněnými parametry se používá otvor o průřezu $S = 3655,2 \text{ mm}^2$.

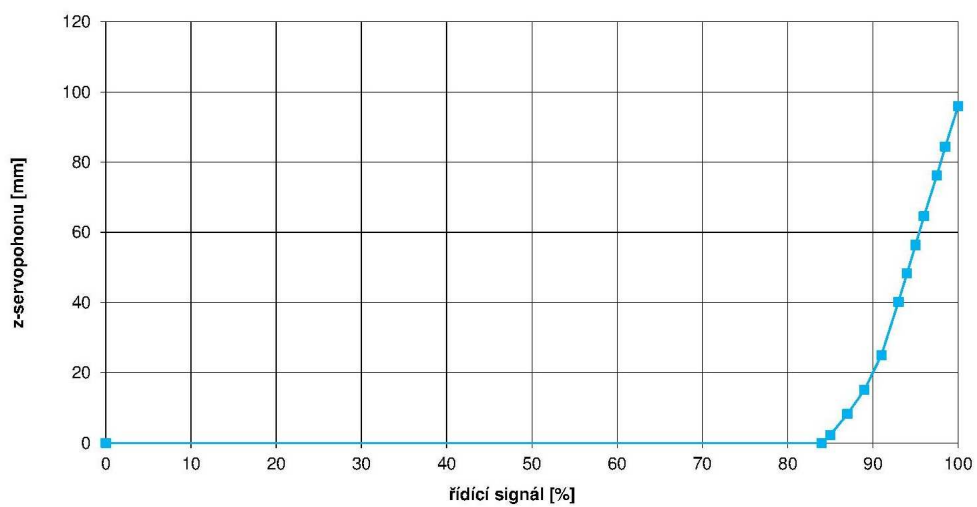
Pro parametry ST páry zmíněné v kapitole 8 se používá pro NTH regulaci ZV se servopohonem o průměru pístu 340 mm, zdvih servopohonu 96 mm a síla pružiny 61,583 kN. Velikost otvoru šoupátka je zde $S = 3360 \text{ mm}^2$.



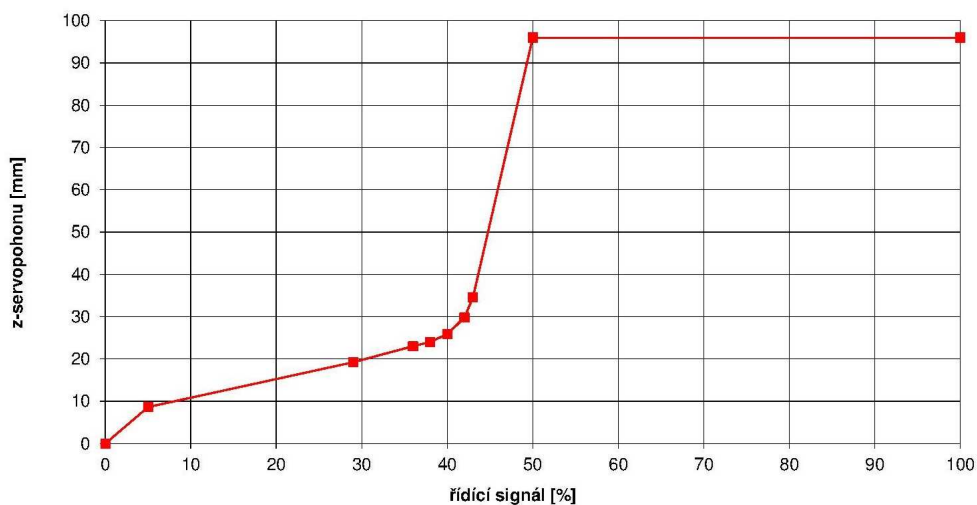
Obr. 8.22 Závislost zdvihu VT servopohonu 1, 2 na řídicím signálu.



Obr. 8.23 Závislost zdvihu VT servopohonu 3 na řídícím signálu.

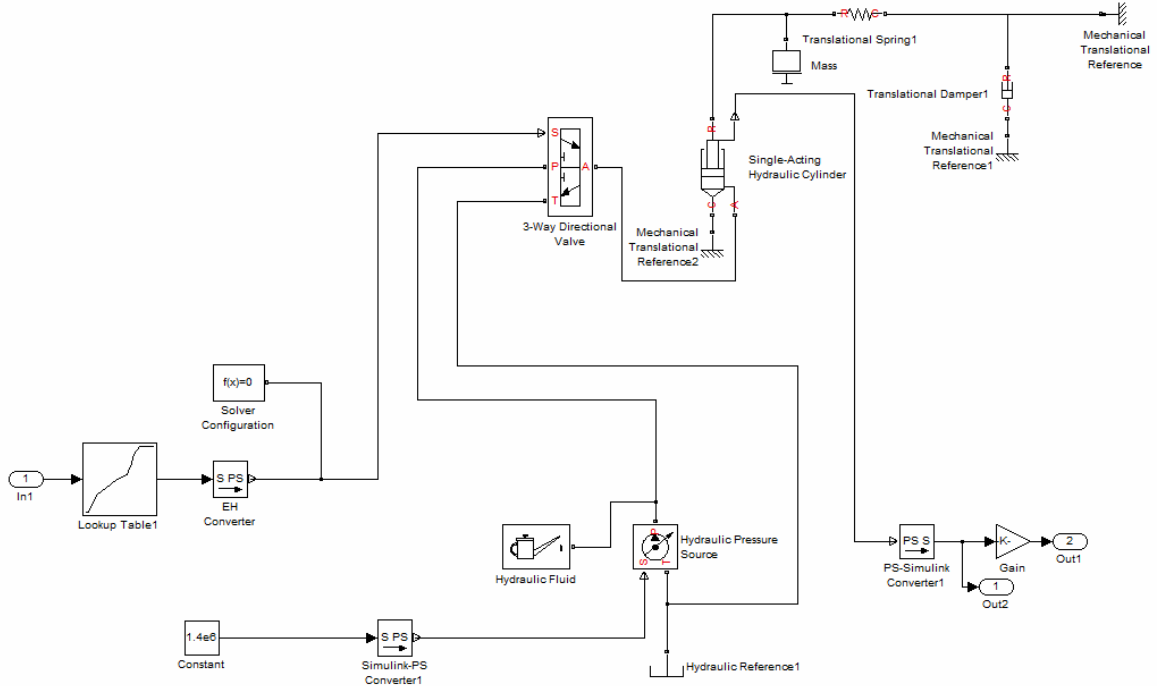


Obr. 8.24 Závislost zdvihu VT servopohonu 4 na řídícím signálu.



Obr. 8.25 Závislost zdvihu ST servopohonu na řídícím signálu.

Model NTH řízení servopohonu ventilu, který jsem vytvořil v programu Matlab Simuling části SimHydraulics je vidět na Obr. 8.26. Vlastní servopohon je v modelu označen jako Single-Acting Hydraulic Cylinder, který je pevně upevněn za pomoci Mechanical Translational Referencí. Translational Spring 1 simuluje pružinu, která uzavírá servopohon. Blok Mass reprezentuje přenosovou hmotu ventilu a blok Translation Damper 1 je tlumení ventilu. Zdvih servopohonu jsem opět nastavil dle skutečného zdvihu, to znamená pro servopohon 1 $z = 105$ mm a průměr pístu $D = 240$ mm. Přívod NTH kapaliny je zajištěn z Hydraulic Pressure Source, který simuluje olejovou nádrž s nadefinovanou kapalinou pomocí Hydraulic Fluid a nadefinovaným tlakem 1,4 MPa z bloku Constant. NTH kapalinu jsem opět nadefinoval jako Skydrol-5. NTH kapalina je vedena do proporcionálního ventilu 3-Way Directional Valve, který simuluje převodník regulačního servopohonu (na Obr. 8.20 PRS), jenž přepouští kapalinu pod píst přes výstup A nebo do odpadu Hydraulic reference 1 přes výstup T. Na základě toho se otevírá nebo zavírá regulační ventil (na Obr. 8.20 RV). Zde se převodník liší od proporcionálního ventilu použitého pro VTH regulaci pouze velikostí, princip je stejný. Tento ventil je v modelu opět tvořen za pomoci dvou clon (viz Obr. 8.7).



Obr. 8.26 Model NTH řízení servopohonu ventilu.

Kapalina, která je přepouštěna pod píst působí proti pružině Transitional Spring 1, jejíž síla F se u VTRV = 20,553 kN, a tím otvírá servopohon ventilu. Otvírání servopohonu je řízeno signálem z regulátoru In 1, tento signál je linearizován a upraven dle tabulky Závislosti zdvihu servopohonu ventilu na řídicím signálu (viz Obr. 8.22). EH Converter řídí tlak sekundárního oleje (na Obr. 8.20 EHP), který je simulován fyzikálním signálem, který ovládá šoupátko ventilu (na Obr. 8.20 PRS). Blok Solver Configuration slouží pro nastavení výpočtové funkce modelu. Důležitým parametrem regulace, obzvláště při přechodu do OP, je doba zavírání servopohonu, která je zejména závislá na době vypuštění tlakové kapaliny z prostoru pod pístem do odpadu, což závisí zejména na velikosti otvoru šoupátka ventilu a na síle pružiny. Pro VT ventily je síla pružiny $F = 20,553$ kN a otvor šoupátka $S = 3655,2$ mm², pro STZV je síla pružiny $F = 60$ kN a otvor šoupátka $S = 3360$ mm². Ventil musí být schopen přepustit všechny olej z podpístu do odpadu za dobu, která zajistí bezpečný přechod do OP bez zásahu ochran.

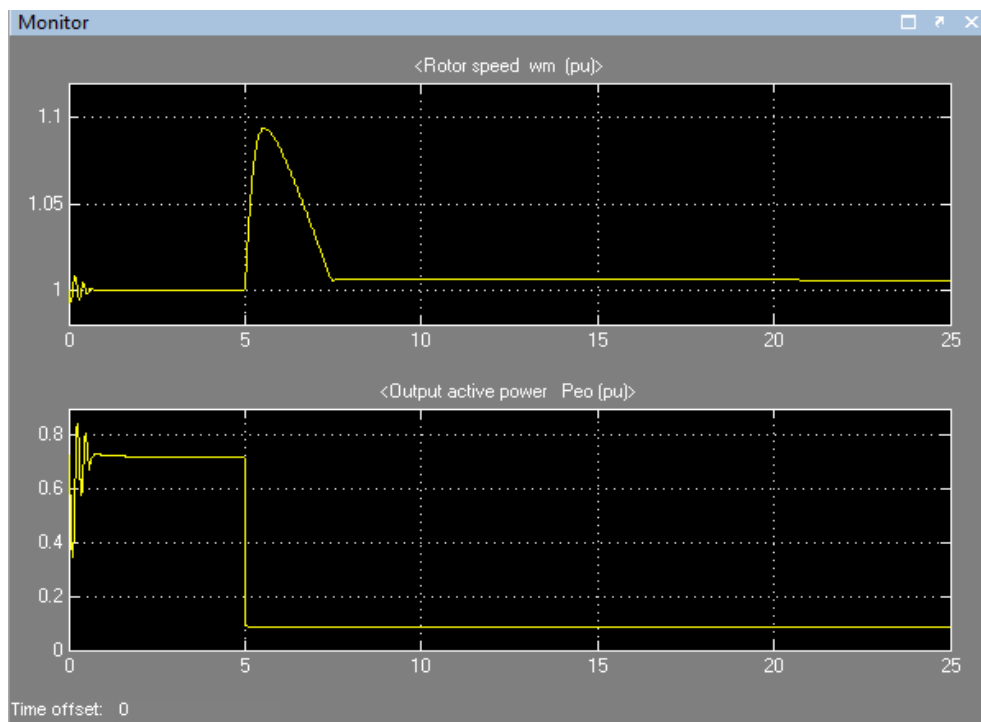
Hotový model NTH regulace (viz Obr. 8.26) je realizován pro všechny čtyři servopohony umístěné ve skupinové regulaci VT části turbíny s příslušnými zdvihy servopohonů a zapojen do skupinové regulace (viz Obr. 8.8). ZV je realizován rovněž jako na Obr. 8.26 s příslušným zdvihem, průměrem pístu a velikostí otvoru šoupátka. Takto utvořený model NTH regulačních ventilů je implementován do modelu turbogenerátoru na Obr. 8.9.

8.2.2 Výstupní grafy NTH regulace

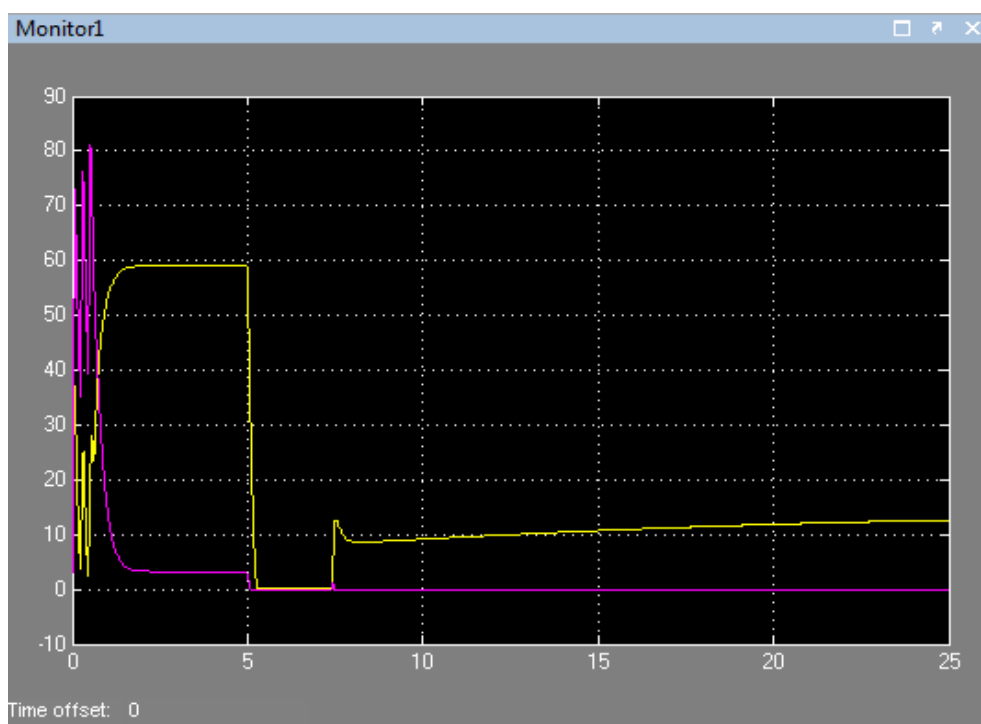
Průběhy vyšetřovaných hodnot získaných ze simulace jsou zobrazeny na Obr. 8.27 časový průběh otáček a výkonu, na Obr. 8.28 - 8.31 časový průběh zdvihu VT regulačních servopohonů a na Obr. 8.32, 8.33 časový průběh zdvihu ST záchytného servopohonu. Po zahájení simulace modelu se nejprve zregulují otáčky na jmenovitou hodnotu 3000 ot/min, to znamená 1 p.u., a zároveň i činný výkon na zadanou hodnotu 72 MW, to je 0,72 p.u. Toto se děje za pomoci regulačních ventilů, které regulují množství admisní páry na vstupu do turbíny. Na Obr. 8.27 je vidět, že po ustálení požadovaných otáček i činného výkonu se za pomoci bloku Signal open na Obr. 8.9 vypne třífázový vypínač, který odpojí blok od sítě a ten tímto přejde do nejmenšího OP, kterým je napájení vlastní spotřeby. Rázem klesne zatížení bloku ze 72 MW na 8 MW. Přechod turbogenerátoru na vlastní spotřebu je největší dynamický požadavek na regulaci ventilů, který může nastat při provozu bloku. Proto tedy tento přechod nejlépe prověří dynamické chování regulace. Po takovémto odlehčení dojde k přeběhu otáček, který ovšem nesmí dosáhnout limitu, kdy zasahují ochranné prvky bloku a kdy se zařízení odstavuje. Z grafu činného výkonu je patrné, že došlo k přeběhu otáček na 1,094 p.u., což je 3282 ot/min. Stroj je odstaven za pomoci ochran při přeběhu 3300 otáček, což je 55 Hz. Vzhledem k tomu je přeběh v limitu pro udržení zařízení v provozu. Na spodním grafu je zobrazen hladký průběh redukce činného výkonu ze 72 MW na 8 MW vlastní spotřeby to je 0,08 p.u.

Pokud bychom chtěli posoudit tento přechod z hlediska Pravidel pro provozování přenosové soustavy pro vypínací zkoušky bloků, tak nesmí při přechodu do OP dojít k většímu přeběhu než 8,5 % jmenovitých otáček bloku a odchylka ustálené frekvence nesmí být větší než 2,5 Hz. V tomto případě je přeběh 282 ot/min, to je 9,4 %, což je větší než 8,5 %, a hodnota ustálených otáček 1,0057 p.u., což odpovídá frekvenci 50,285. Odchylka ustálené frekvence je v limitu.

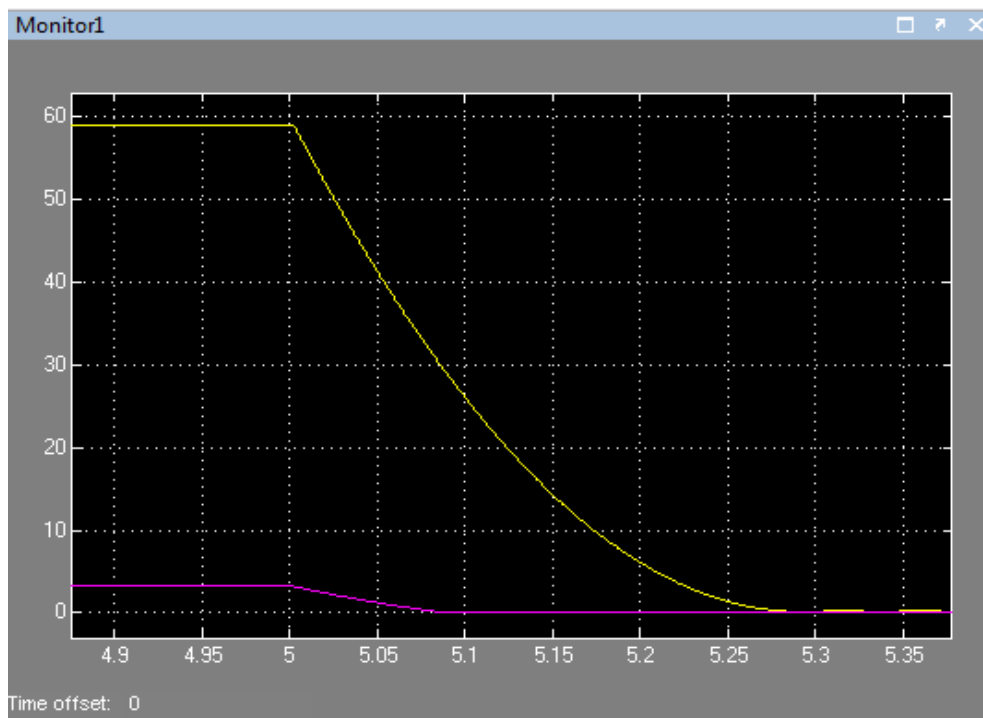
Na Obr. 8.28 - 8.31, jsou zobrazeny časové průběhy zdvihu VT regulačních servopohonů při simulaci. Polohu každého servopohonu během regulace určuje jeho charakteristika závislosti zdvihu na řídicím signálu. Charakteristiky servopohonů jsou zobrazeny na Obr. 8.22 - 8.24. Po zregulování jsou polohy servopohonů úměrné zatížení bloku 72 MW. Servopohon 1 (viz žlutý graf na Obr. 8.28 a 8.29) a servopohon 2 (viz růžový graf na Obr. 8.30 a 8.31) jsou otevřeny 59 mm, servopohon 3 (viz růžový graf na Obr. 8.28 a 8.29) je otevřen 3,2 mm, servopohon 4 (viz žlutý graf na Obr. 8.30 a 8.31) je zavřený. V čase 5 s, po přechodu do OP jsou servopohony na cca 2 s zavřeny a poté servopohony 1 a 2 mírně otevřeny pro zajištění výkonu 8 MW. Důležitým parametrem při přechodu do OP je čas zavření regulačního servopohonu. Na Obr. 8.29 a 8.31 je zobrazen detail zdvihu VT regulačních servopohonů, kde je vidět že doba zavření servopohonů 1 a 2 je 0,28 s. Doba zavření servopohonu 3 je vzhledem ke zdvihu servopohonu zanedbatelná.



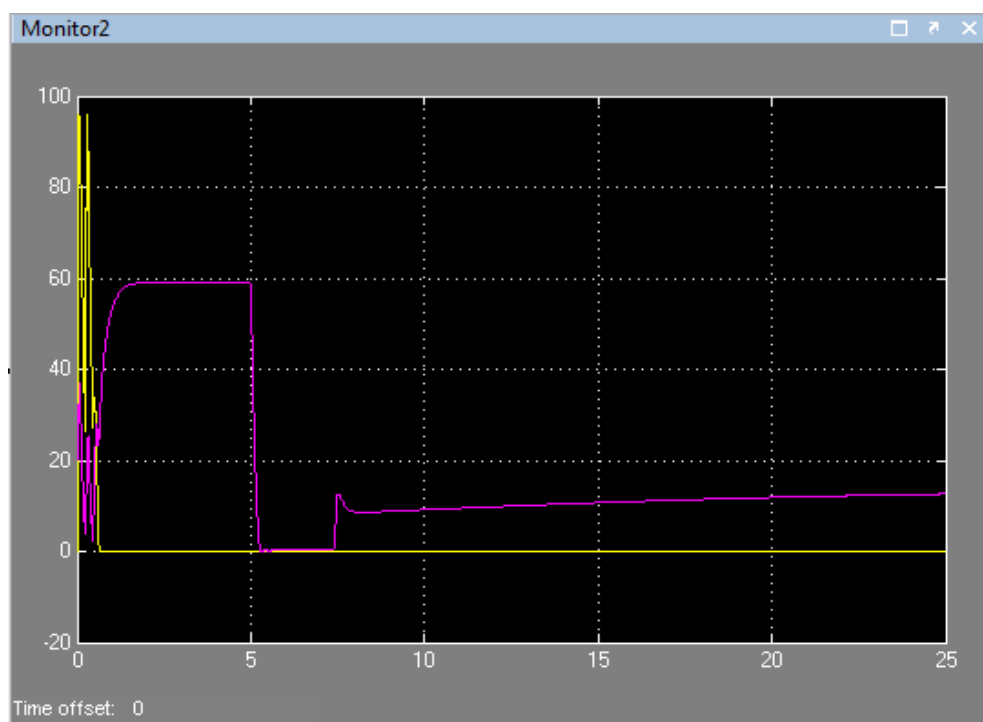
Obr. 8.27 Časový průběh otáček a výkonu turbogenerátoru.



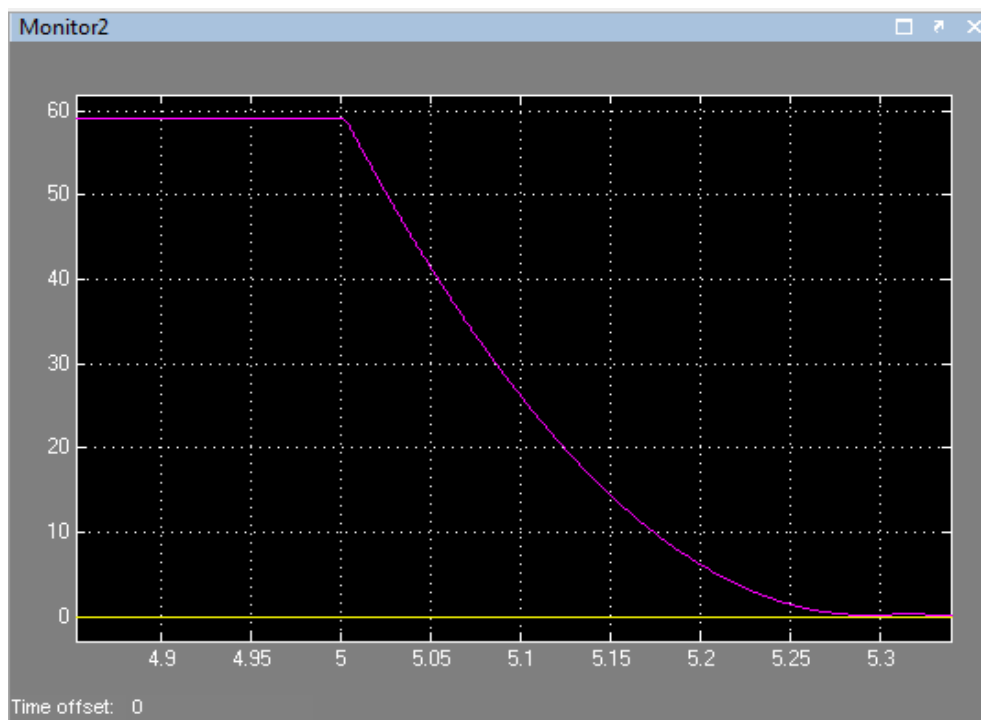
Obr. 8.28 Časový průběh zdvihu VT regulačních servopohonů 1, 3.



Obr. 8.29 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních servopohonů 1, 3.



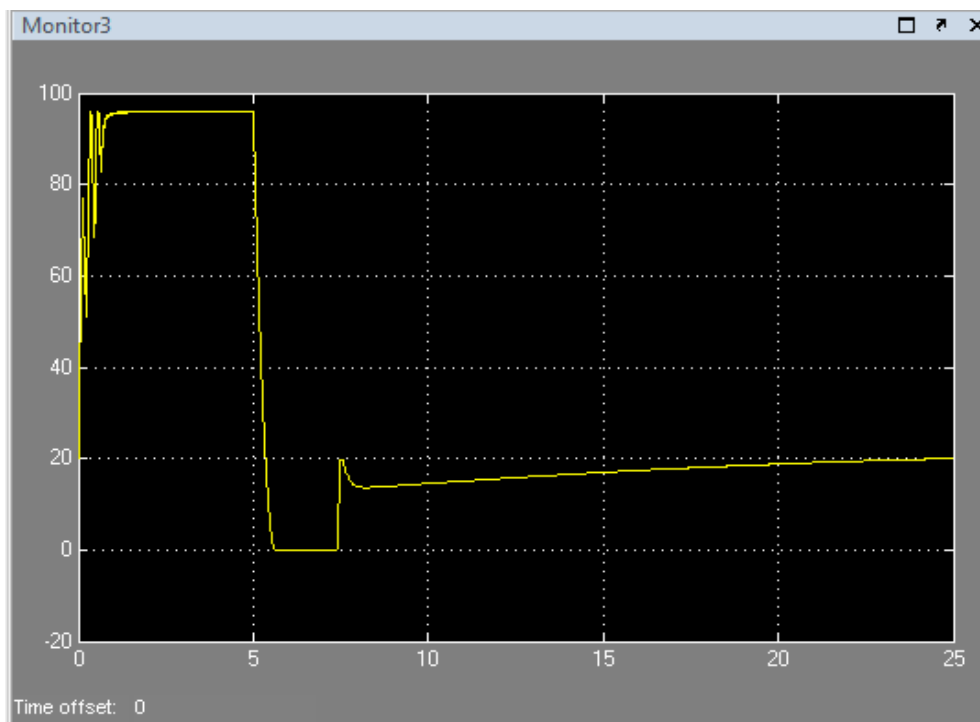
Obr. 8.30 Časový průběh zdvihu VT regulačních servopohonů 2, 4.



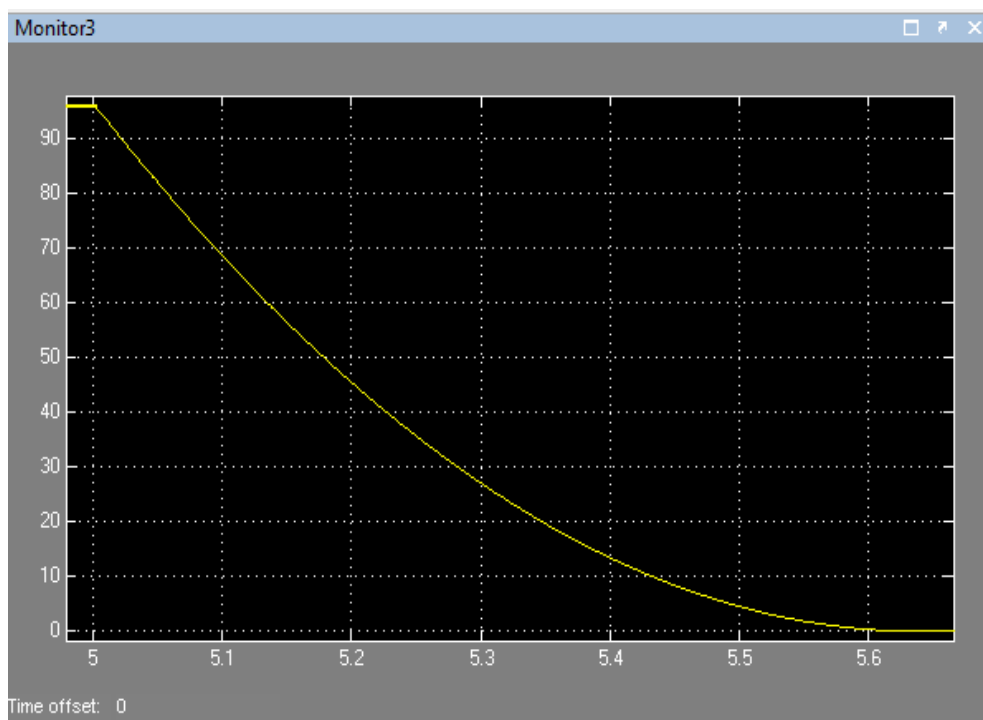
Obr. 8.31 Detail časového průběhu zdvihu VT regulačních servopohonů 2, 4.

Na Obr. 8.32, 8.33 je zobrazen časový průběh zdvihu ST záchytného servopohonu při simulaci. Tento servopohon je při běžné regulaci plně otevřen a zavírá se jen při větších dynamických změnách jakou je i přechod do OP. Servopohon je zpočátku zregulován na plné otevření 96 mm a po 5 s po přechodu do OP na cca 1,5 s uzavřen a poté zvolna otevírán pro udržení napájení vlastní spotřeby bloku.

ZV je velice důležitým prvkem pro omezení přeběhu při dynamickém snížení výkonu bloku. Na Obr. 8.33 je vidět detail zavírání ST záchytného servopohonu, kde je doba zavření 0,63 s.



Obr. 8.32 Časový průběh zdvihu ST záchytného servopohonu.



Obr. 8.33 Detail časového průběhu zdvihu ST záchytného servopohonu.

8.3 Srovnání výsledků simulace VTH oproti využití NTH

Z obou zkoumaných způsobů regulace množství admisní páry při přechodu vyšetřovaného parního turbogenerátoru do OP na vlastní spotřebu vyplývá následující:

- Přeběh otáček je při přechodu do OP menší při VTH regulaci, kde je pouze 160,2 ot/min nad jmenovitými otáčkami stroje, oproti NTH regulaci, kde je přeběh 282 ot/min, což ještě nezpůsobí odstavení stroje, ale již nevyhovuje směrnici ČEPS o přechodu do OP.
- Regulace se v obou případech ustálí při zátěži vlastní spotřeby 8 MW na odchylce 0,285 Hz od jmenovité frekvence.
- Dynamika servopohonů VTRV je u NTH regulace, kde se ventily 1 a 2 zavřou za 0,28 s, nižší oproti VTH, kde je doba zavření pouze 0,185 s. Dobu zavření NTH částečně ovlivňuje i větší zdvih servopohonu, než je tomu u VTH, avšak největší vliv na přeběh otáček má výrazně pomalejší zavření STZV při NTH regulaci, kdy doba zavření ventilu je 0,63 s oproti 0,25 u VTH regulace. Právě doba zavření ZV nejvíce ovlivňuje přeběh otáček, jelikož v parních prostorech přihříváku a převáděcím potrubí je největší objem páry, a tím také nahromaděné parní síly.

Závěrem mohu říci, že VTH regulace je výrazně dynamičtější nežli regulace NTH. Vzhledem k tomu u ní není problém udržet přeběh otáček, a tím i frekvenci v limitech stanovených frekvenčním plánem ČEPS. Na druhou stranu NTH regulace svým přeběhem nezpůsobí výpadek bloku vlivem otáčkových ochran, ale v tomto konkrétním případě nevyhoví frekvenčním kritériím přechodu do OP dle směrnice ČEPS.

9 Stanovení kritérií a hodnotících parametrů pro přechod do OP

Na základě výsledků chování vyšetřovaného parního elektrárenského bloku a dynamických parametrů získaných ze zkoumaných modelů mohu stanovit kritéria a hodnotící parametry pro přechod parních turbogenerátorů do OP.

9.1 Kritéria pro přechod do OP

- Stablní otáčky a výkon bez větších překmitů po přechodu do OP.
- Ustálení otáček a tím i výkonu na jmenovité hodnotě dané požadavky napájeného ostrova.
- Přeběh otáček po odlehčení zátěže menší než 300 ot/min, a tím udržení parního bloku v chodu.

9.2 Hodnotící parametry pro přechod do OP

- Doba ustálení otáček a výkonu po přechodu do OP.
- Přeběh otáček po odlehčení zátěže v rozmezí do 255 ot/min.
- Hodnota ustálených otáček vlastní spotřeby bloku do 150 ot/min.
- Aperiodické ustálení otáček nebo nejvýše s několika málo kmity.
- Rychlost zavření regulačních a záchytných servopohonů ventilů.
- Stabilita regulace a doba ustálení regulačních a záchytných servopohonů ventilů na jmenovitém zdvihu, umožňující napájení vlastní spotřeby bloku.

10 Závěr

V této práci jsem vycházel z principů transformace tepla na mechanickou energii, která pohání turbosoustrojí. Rovněž jsem popsal typy parních turbín a zmínil způsoby regulace množství admisní páry, se zaměřením na provoz v ostrovním režimu. Nezbytnou podmínkou pro spolupráci turbogenerátorů s elektrizační sítí je fakt, že výroba a spotřeba elektrické energie musí být neustále v rovnováze, s čímž souvisí i limity pro parametry sítě, které indikují narušení bilanční rovnice. Tyto parametry musí být ve stanovených mezích po celou dobu poskytování eklektické energie.

V případě, že není možno v elektrizační soustavě udržet dostatečnou kvalitu elektrické energie, je přechod do OP jediným řešením, jak udržet parní zdroje v provozu a případně i napájet vydělenou síť. Přesné meze pro nestandardní parametry sítě určuje frekvenční plán, který vydává ČEPS. Z této práce rovněž vyplývá, že důležitými prvky pro zajištění bezproblémového přechodu elektrárenského bloku do OP jsou regulační ventily, přepouštěcí bypassové stanice a kvalitní regulátor. Neméně důležité jsou i rychlozávěrné ventily, které se nevyužívají přímo pro regulaci, ale jsou nezbytnou součástí každého parního bloku pro zabezpečení turbíny proti poškození.

V práci jsem zmínil, že pro bezproblémový přechod do OP se používá hydraulická regulace admisní páry. Tato regulace může být provedena buď za pomoci VTH, nebo za pomoci NTH. NTH regulace je doposud využívána na řadě starších elektrárenských bloků. Posledních 15 let se používá VTH regulace, kde se využívá vyššího tlaku hydraulické kapaliny.

Pro simulaci chování parních bloků během dynamických změn jejich výkonů a porovnání dynamického chování jednotlivých typů regulací jsem v programu Matlab Simuling vytvořil model parního turbogenerátoru, pracujícího v elektrizační síti. Pro tento model jsem vytvořil regulaci hmotnostního průtoku admisní páry do turbíny za pomoci VTH a následně vyšetřil provozní stav turbogenerátoru s největší náhlou změnou výkonu představovanou přechodem do nejmenšího ostrova, kterým je chod na vlastní spotřebu bloku. Výsledné dynamické parametry získané ze simulace jsem verifikoval s reálnými hodnotami totožného bloku a zjistil, že model pracuje správně a poskytuje reálné výsledky.

Následně jsem simuloval regulaci hmotnostního průtoku admisní páry vstupující do turbíny za pomoci NTH a rovněž ji aplikoval do stejného modelu turbogenerátoru. Tento turbogenerátor jsem přepnul do OP a výsledky z tohoto přechodu porovnal s parametry z VTH přechodu do OP. Z tohoto porovnání jsem zjistil, že dynamika NTH regulace je horší, než je tomu u VTH, a to dokonce s takovým dopadem, že NTH regulace v tomto případě nesplňuje podmínky směrnice ČEPS stanovující podmínky pro přechod do OP.

V poslední části práce jsem z výše uvedeného výzkumu stanovil kritéria a hodnotící parametry pro přechod parního turbogenerátoru do OP.

10.1 Další směr výzkumu

V poslední době s rozvíjející se elektronikou a technikou rostou čím dál více požadavky na testování zařízení za pomoci matematických modelů. A to zejména proto, že simulace za pomoci modelu dokáže téměř zcela nahradit testy na reálném zařízení, a tím umožnit vyzkoušet vyrobený element před uvedením do provozu a zjednodušit testování na skutečném zařízení, čímž se ušetří značný čas potřebný na odladění chyb vzniklých při projekci, a rovněž i čas potřebný pro doladění a nastavení některých parametrů.

Proto by v další fázi výzkumu bylo možné rozšířit model o možnost změny parametrů tlaku a teploty páry, a tím simulovat chování turbíny i při méně dynamických stavech, kde již parametry páry nemůžeme brát jako konstantní a výkon turbogenerátoru nezávisí pouze na množství páry.

Další fáze výzkumu by se rovněž mohla zaměřit na přidání dalších prvků do modelu elektrizační sítě. Pomocí těchto prvků by se daly simulovat provozní stavy, které mohou nastat v reálném provozu, a bylo by možné zjistit, zda mají nějaký vliv na vyšetřovaný turbogenerátor.

10.2 Vlastní přínos práce

Za přínos této práce považuji vytvoření vyšetřovaného modelu turbíny s respektováním činnosti ZV, který má u vícetělesových turbín klíčový vliv na přeběh otáček a ve většině modelů turbín je zanedbáván. Vzhledem k tomu jsou pak výsledky značně zkreslené a neodpovídají realitě.

Dalším přínosem je vytvoření modelů NTH a VTH regulace, které se blíží reálným regulacím. V těchto modelech jsou přímo zahrnuty parametry, jako jsou např. velikosti vnitřních průměrů proporcionálních ventilů, které se používají pro řízení tlaku regulační kapaliny do servopohonů ventilů, provedení VT skupinové regulace admisní páry vstupující do turbíny. Dále jsou to nelineární charakteristiky závislosti zdvihu na řídicím signálu jednotlivých servopohonů, velikosti zdvihů a ploch pístů servopohonů regulačních ventilů, či síly pružin, a pracuji zde i přímo s parametry nadefinované hydraulické kapaliny, za jejíž pomoci dochází prostřednictvím regulačních servopohonů ventilů k regulaci množství admisní páry jdoucí do parního turbogenerátoru.

Hlavním přínosem této práce je verifikace simulované VTH regulace, která je v posledních letech více uplatňována, na skutečných datech z provozu elektrárny Amager a její srovnání s dříve používanou NTH regulací. Přestože se NTH u nových bloků již neuplatňuje, na řadě současných bloků je stále ještě používána. Proto mohou výstupy porovnání sloužit například jako podklady pro zvážení výměny NTH regulace za regulaci VTH. Z výsledků práce jsem byl rovněž schopen stanovit kritéria a hodnotící parametry pro přechod parního turbogenerátoru do OP.

Literatura

- [1] PETRUŽELA I. Ostrovní provoz, 2008. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: http://home.pilsfree.net/fantom/FEL/MR/FEL_CVUT/lekce13_06.pdf.
- [2] ČEPS, Pravidla pro provozování přenosové soustavy - Kodex přenosové soustavy, Revize 12, leden 2012.
- [3] HYTOS PROTECH, servopohony. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: http://www.hytosost.cz/download/HYTOS%20PROTECH%20-%20prezentace_C1.pdf.
- [4] Vyhláška MPO č. 80/2010 Sb. o stavu nouze v elektroenergetice a o obsahových náležitostech havarijního plánu, 18. březen 2010.
- [5] ŠČEGLJAJEV A. V. Parní turbíny, Praha 1983.
- [6] BEČVÁŘ J. Tepelné turbíny, Praha 1968.
- [7] ŠKOPEK J. Tepelné turbíny a turbokompresory, Plzeň 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [8] Parní turbíny. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz%2F200000059-65ffc66f9d%2FParn%25C3%25AD%2520turb%25C3%25ADny%2520v%2520elektr%25C3%25A1rn%25>.
- [9] PETRUŽELA I. Regulace elektrárenského bloku, 2006. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: [hps://hosting-.pilsfree.net/fantom/FEL/MR/FEL_CVUT/lekce08_06.pdf](http://hosting-.pilsfree.net/fantom/FEL/MR/FEL_CVUT/lekce08_06.pdf).
- [10] Assessment of islanded operation of distribution networks and measures for protection, 2010. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: <http://www.bis.gov.uk/files/file15099.pdf>.
- [11] PETRUŽELA I. Elektrizační soustava regulace na straně výroby. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: http://home.pilsfree.net/fantom/FEL/MR/FEL_CVUT/lekce04_06.pdf.
- [12] WANG F. X., SONGN Y., IRVING M. Modern Power Analysis, New York USA. ISBN 978-0-387-72852-0.
- [13] KOZUBKOVÁ M. Simulace a modelování hydraulických systémů, Ostrava 2009. [Online]. [cit. 2013-01-02]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>.
- [14] NOSKIEVIČ P. Modelování a identifikace systémů, Ostrava 1999. ISBN 80-7225-030-2.

Vlastní publikace

- [1] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Optimalizace provozních charakteristik regulačních prvků tepelných elektrárenských bloků v ostrovním provozu. In Proceedings of 13th International Scientific Conference on Electric Power Engineering 2012. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012. s. 227-231. ISBN: 978-80-214-4514-7.
- [2] LAŠTOVKA L. Regulace výkonu turbogenerátoru změnou admisních parametrů páry. In Elektrotechnika a informatika 2012, část 3: Elektroenergetika, sborník z 13. konference doktorských prací, ZČU, Plzeň 2012, s. 29-32. ISBN:978-80-261-0121-5.
- [3] LAŠTOVKA L. Možnost využití turbogenerátoru při přechodu do ostrovního provozu. In Výjezdní zasedání katedry KEE, ZČU, Pernink 2013.
- [4] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Output Diagrams of Steam Turbine during Switching in Island Operation. In Proceedings of the 4th International Scientific Conference OZE 2013, Renewable Energy Sources 2013. Bratislava: Slovak University of Technology, 2013. s. 263-267. ISBN: 978-80-89402-64-9.
- [5] LAŠTOVKA L. Možnost využití turbogenerátorů při přechodu do ostrovního provozu. Teze disertační práce. In KEE, ZČU, říjen 2013.
- [6] LAŠTOVKA L. Dynamický model dvoutělesové parní turbíny se záchytným ventilem a přihříváním páry. In Zasedání katedry KEE, ZČU 2014.
- [7] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Využití dynamického modelu turbogenerátoru k ověření dovoleného přeběhu otáček parního bloku při přechodu do ostrovního provozu. In EE - Časopis pre elektrotechniku, elektroenergetiku, informačné a komunikačné technológie, Bratislava, ročník 20, 6/2014, s. 25-27. ISSN 1335-2547.
- [8] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Influence of Intercept Valves on Control of Multiple Stage Steam Turbines during the Switching into the Island Operation. In Journal of Electrical Engineering, Bratislava, VOL.66, NO.2, 2015, 1-5. ISSN: 1335-3632.
- [9] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Simulation of Two Cases Steam Turbine with Synchronous Generator during the Switching into its Self-Consumption Supply. In Proceedings of IEEE 15th International Conference on Environment and Electrical Engineering 2015. Rome, Italy. - Článek byl přijat.
- [10] LAŠTOVKA L., HEJTMÁNKOVÁ P. Behavior of the Turbogenerator and its Control and Intercept Valves during the Switching into the Island Operation. In Proceedings of 16th International Scientific Conference on Electric Power Engineering 2015. Brno. - Článek byl přijat.