

ABSTRAKT

Diplomová práce sa zaoberá návrhom kondenzačnej turbíny v existujúcich teplárňach s protitlakovými turbínami. Podstata práce spočíva z termodynamického výpočtu regulačného stupňa a stupňovej časti turbíny. Podľa výsledkov výpočtu je spracovaná výkresová dokumentácia obsahujúca rez turbínou. Z vypočítaného výkonu turbíny je prevedený základný návrh prevodovky a dispozičné usporiadanie turbosústrojenstva.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Kondenzačná parná turbína, termodynamický výpočet, prevodovka

ABSTRACT

The master's thesis concentrates on a project of condensing steam turbine for existing heating plant with back pressure turbine. The master's thesis subject consists in the thermodynamic calculation of regulating stage and turbine stages. Design documentation is worked up according to the calculated record. From calculated power of turbine is worked a basic project of gearbox and disposal arrangement system.

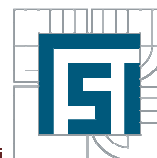
KEYWORDS

Condensing steam turbine, thermodynamic calculation, gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

GIRMAN, P. Kondenzační parní turbína. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..





ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. a Ing. Stanislava Kubiša.

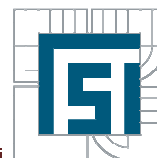
Uviedol som všetky literárne zdroje a publikácie, z ktorých som čerpal.

.....

Bc. Peter Girman

20.5.2010

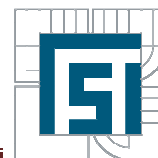




POĎAKOVANIE

Chcel by som sa poďakovať svojmu vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Janovi Fiedlerovi, Dr. a konzultantovi z firmy Siemens Ing. Stanislavovi Kubišovi, ktorí mi ochotne podávali odborné rady a cenné informácie.



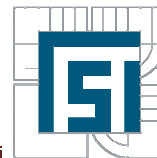


OBSAH

| | |
|--|-----------|
| 1. ÚVOD..... | 9 |
| 2. ZADANIE DIPLOMOVEJ PRÁCE | 10 |
| 2.1 Podstata diplomovej práce..... | 10 |
| 2.1.1 Princíp a funkcia teplárne s dodatkom kondenzačného modulu..... | 10 |
| 3. POPIS A POSTUP VÝPOČTU | 13 |
| 3.1 Expanzia v i- s diagrame pre stupeň turbíny | 13 |
| 3.2 Stanovenie bodov v i-s diagrame | 14 |
| 4. VÝPOČTOVÝ PROGRAM A PREDBEŽNÝ NÁVRH TURBÍNY..... | 17 |
| 4.1 Voľba otáčok turbíny..... | 17 |
| 4.2 Predbežný výkon turbíny..... | 18 |
| 5. TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET PRIETOČNEJ ČASTI..... | 19 |
| 5.1 Parametre pary na vstupe a výstupe lopatkovania..... | 19 |
| 5.2 Termodynamický výpočet regulačného stupňa | 20 |
| 5.2.1 Parametre vstupujúce do regulačného stupňa | 20 |
| 5.3 Rýchlosti a uhly prúdenia pary v regulačnom stupni | 21 |
| 5.3.1 Energetické straty lopatkovania | 24 |
| 5.4 Termodynamický výpočet stupňovej časti turbíny..... | 26 |
| 5.4.1 Parametre vstupujúce do stupňovej časti turbíny..... | 26 |
| 5.4.2 Vnútorná termodynamická účinnosť radového stupňa pretlakového lopatkovania... .. | 27 |
| 5.5 Rýchlosti a uhly prúdenia pary stupňovej časti turbíny | 29 |
| 5.6 Parametre vystupujúce zo stupňovej časti turbíny | 31 |
| 5.7 Postup termodynamického výpočtu prietochnej časti turbíny | 31 |
| 5.8 Popis termodynamického výpočtu prietochnej časti turbíny..... | 35 |
| 5.9 Kontrola správnosti výpočtu | 35 |
| 5.10 Výkon turbíny..... | 36 |
| 5.11 Dĺžky lopatiek ku vzťažnej rovine | 37 |
| 6. NÁVRH PREVODOVKY | 38 |
| 6.1 Výpočet prevodovky | 38 |
| 7. NÁVRH KONŠTRUKČNEJ KONCEPCIE TURBÍNY..... | 42 |



| | |
|---|-----------|
| 7.1 Regulačný stupeň | 42 |
| 7.2 Stupňová časť turbíny | 43 |
| 7.3 Odvod ucpávkovej pary | 43 |
| 8. DISPOZIČNÉ USPORIADANIE SÚSTROJENSTVA | 44 |
| 9. ZÁVER | 45 |
| ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY | 46 |
| ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV | 47 |
| ZOZNAM PRÍLOH | 48 |



1. ÚVOD

Dopyt po elektrickej energii aj v tomto období počas ekonomickej a globálnej krízy neustále narastá. Pri tom fosílna palivá ubúdajú a neobnoviteľné zdroje energie nepokrývajú ani jednu patinu celkovej svetovej spotreby energie. Preto je v posledných rokoch snaha o maximálne využívanie sekundárneho tepla v energetických systémoch.

Najrozšírenejšou formou výroby elektrickej energie je prostredníctvom elektrického generátora. Tepelná a tlaková energia pary sa mení na mechanickú energiu pôsobiacu na rotor turbíny, ktorý poháňa elektrický generátor. Pri samostatnej výrobe elektrickej energie v tepelných a jadrových elektrárňach sa uplatňuje predovšetkým 2. Termodynamický zákon, ktorého dôsledkom je nízka účinnosť transformácie energie palív na elektrickú energiu. To znamená, že len časť tepla uvoľneného z paliva sa dá premeniť na elektrickú energiu a časť tohto tepla je nevyužitá a musí sa odvieť do okolia.

Mestské teplárne tento nedostatok riešia tak, že expanzia v turbíne končí pri vyššom tlaku a teplote pary, ktorá sa využíva pre vytápanie obytných priestorov. Vyrobí sa menej elektrickej energie, ale z ekonomického hľadiska je to výhodnejšie. Výroba elektrickej energie v teplárňach je závislá na odbere tepla, ale elektrické zaťaženie a spotreba tepla sa hlavne v ranných a večerných hodinách pomerne líšia.

Z tohto dôvodu je témou tejto diplomovej práce navrhnuť a skonštruovať kondenzačnú parnú turbínu v existujúcich teplárňach s protitlakovou turbínou, ktorá bude prevádzkovaná v systémových službách dispečerskej zálohy elektrizačnej siete. Turbína bude v čase najväčšieho denného zaťaženia spúšťaná pre vyrovnanie záťaže elektrizačnej siete a zároveň bude v prechodovom období spracovávať paru z protitlakovej turbíny, takže predĺži obdobie prevádzky teplárne.



2. ZADANIE DIPLOMOVEJ PRÁCE

Úlohou tejto diplomovej práce je navrhnuť kondenzačnú parnú turbínu a jej kondenzačný modul v existujúcich teplárňach s protitlakovou turbínou. Výroba elektrickej energie v teplárňach je priamo závislá na spotrebe tepla zákazníkov. Tepelné ročné zaťaženie a priebeh elektrického výkonu sa líšia hlavne v prechodnom období. Kondenzačný modul bude slúžiť na zvýšenie výroby elektrickej energie v období, keď už nie sú potrebné také vystupujúce parametre pary do spotrebiteľskej siete na akú bola navrhovaná protitlaková turbína.

Zadané parametre

| | | | |
|------------------------------------|-------|------|-----|
| hmotnostný prietok pary | M | 40 | t/h |
| teplota pary na vstupe do turbíny | t_0 | 220 | °C |
| tlak pary na vstupe do turbíny | p_0 | 0,6 | MPa |
| tlak výstupnej pary v kondenzátore | p_2 | 0,01 | MPa |

2.1 Podstata diplomovej práce

Mestské teplárne využívajúce fosílna paliva pracujú na princípe Rankin-Clausiovom cykle, ktorý je znázornený na obrázku 2.2. Para produkovaná kotlom predáva svoju energiu sekundárnemu okruhu v parogenerátore. Sýta para z parogenerátora transformuje svoju energiu na mechanickú, ktorá pôsobí na rotor a roztáča ho. Turbína poháňa elektrický generátor, ktorý dodáva elektrickú energiu do elektrizačnej siete. Okrem výroby elektrickej energie sa nevyexpandovaná energia vystupujúcej pary o pomerne vysokej teplote a tlaku ďalej využíva na priemyselné účely, alebo pre vytápanie obytných priestorov.

Projektovaná nízkotlaková kondenzačná turbína je navrhovaná pre existujúce mestské teplárne, ktorá nebude zvyšovať účinnosť Rankin-Clausiovho cyklu v zimnom období, ale bude prevádzkovaná v systémových službách dispečerskej zálohy elektrizačnej siete, takže jej úlohou bude čo v najkratšom čase produkovať v dobe potreby špičkovania elektrizačnej siete stopercentný výkon a tým predávať drahšiu elektrickú energiu. Turbína pre jej malý výkon a pomerne malé rozmery bude schopná v čase potreby nabehnúť na stopercentný výkon do jednej hodiny.

2.1.1 Princíp a funkcia teplárne s dodatkom kondenzačného modulu

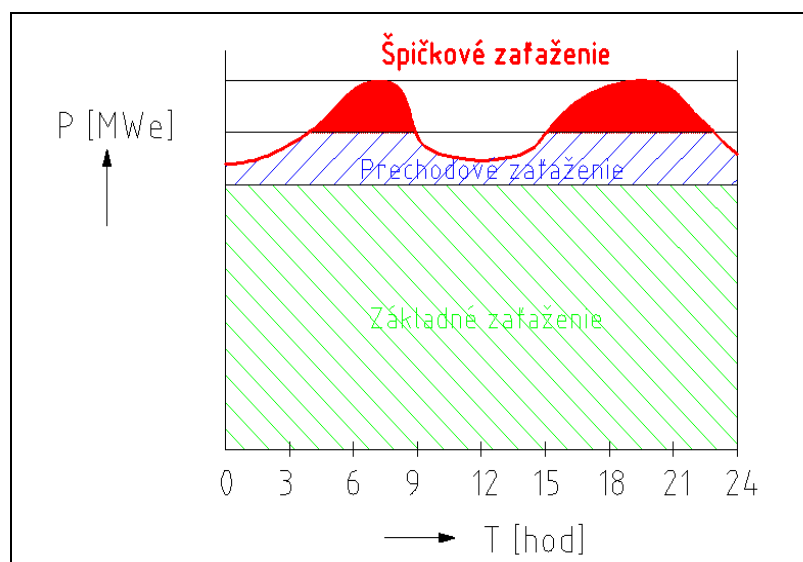
Rozdiel medzi výtopňou a teplárňou je v tom, že tepláreň okrem tepla pre spotrebiteľov vyrába aj elektrickú energiu. Využíva sa sekundárne teplo okruhu, ktoré je z globálneho hľadiska úspornejšie.



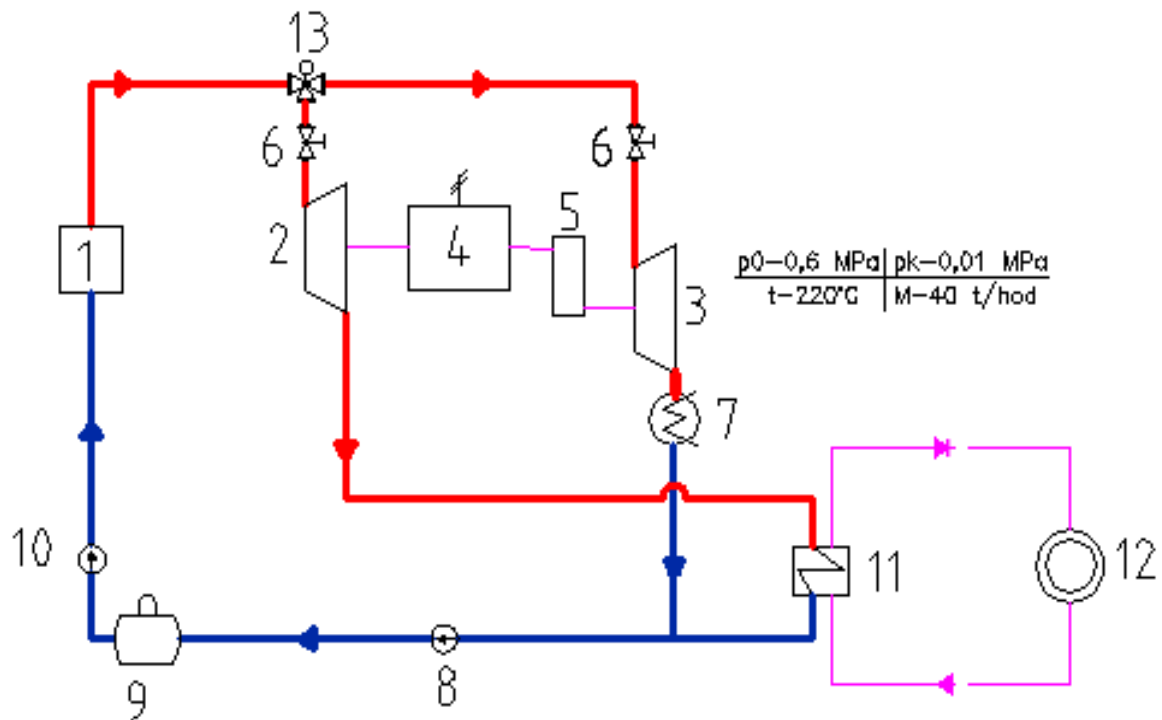
Hlavnou funkciou mestskej teplárne je zaistenie tepelnej pohody obyvateľstvu. Para produkovaná kotlom je prehnaná protitlakovou turbínou a odovzdáva svoje teplo v centrálnych výmenníkových staniciach kde predáva svoju energiu sekundárnemu okruhu (spotrebitelia). Para už ako kondenzát sa vracia naspäť do teplárne a chemickej úprave slúži ako napájacia voda pre kotol.

Protitlaková turbína je prevádzkovaná v stálom režime v základnom zaťažení elektrizačnej siete počas zimného obdobia. Znárodné na obr.2.1. Kondenzačný modul bude spúšťaný v dobe najväčšieho zaťaženia siete. Dispečing regulačného ústavu naplánuje podľa denného diagramu zaťaženia spúšťanie kondenzačnej turbíny a tým sa ušetri na stratách prívody elektriny do regiónu zo vzdialenejších zdrojov, čo nie je nepatrné percento z výroby elektriny.

Kondenzačný modul s turbínou predĺži sezónu výroby elektrickej energie v prechodovom období, keď už nie je potrebné toľko tepla ako v zime. Nepotrebná para k vytápaniu sa privedie do navrhovanej kondenzačnej turbíny a zvýši účinnosť Rankin-Clausiovovho cyklu.



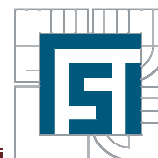
Obr. 2.1: Diagram denného zaťaženia elektrizačnej siete



LEGENDA:

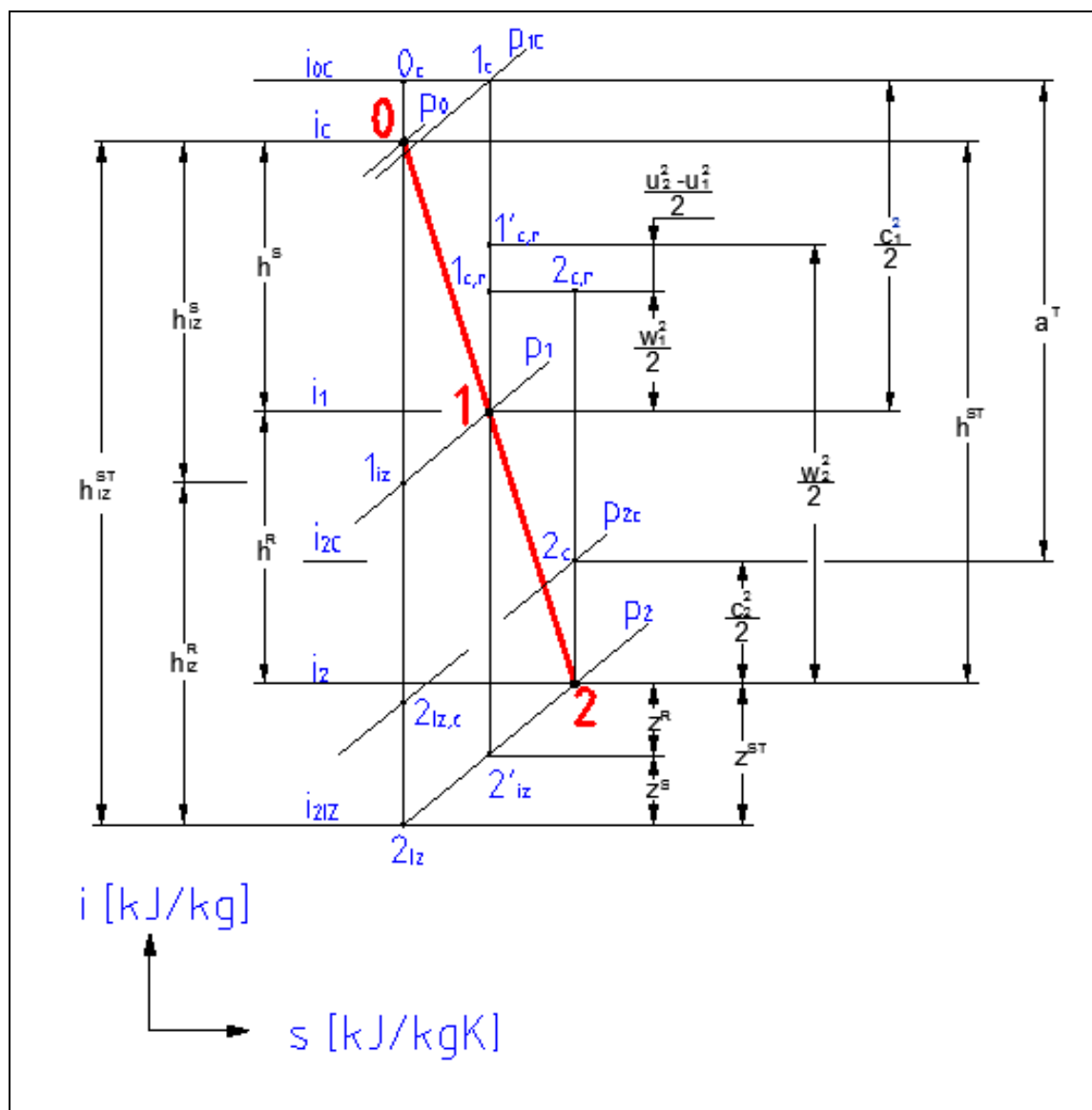
- 1- KOTOL
- 2- PROTITLAKOVÁ TURBÍNA
- 3- KONDENZAČNÁ (NAVRHOVANÁ) TURBÍNA
- 4- ELEKTRICKÝ GENERÁTOR
- 5- PREVODOVKA
- 6- REGULAČNÝ VENTIL
- 7- KONDENZÁTOR PARY
- 8- KONDENZAČNÉ ČERPADLO
- 9- NAPÁJACIA NÁDRŽ
- 10- NAPÁJACIE ČERPADLO
- 11- CENTRÁLNA VÝMENNÍKOVÁ STANICA
- 12- SPOTREBYTELIA
- 13- TROJCESTNÝ REGULAČNÝ VENTIL

Obr. 2. 2: Schéma teplárne s protitlakovou turbínou s dodatkom kondenzačného modulu



3. POPIS A POSTUP VÝPOČTU

3.1 Expanzia v i- s diagrame pre stupeň turbíny



Obr. 3.1: Priebeh expanzie pary jedného stupňa turbíny



3.2 Stanovenie bodov v i-s diagrame

Vstupné parametre: (zadané)

- teplota pary na vstupe do stupňa turbíny t_0 [°C]
- tlak pary na vstupe do stupňa turbíny p_0 [bar]

BOD 0: Odčítané hodnoty z i-s diagramu

- entalpia pary na vstupe do stupňa turbíny i_0 [kJ/kg]

$$i_0 = f(t_0, p_0) \quad (3.1.1)$$

- entropia pary na vstupe do stupňa turbíny s_0 [kJ/kgK]

$$s_0 = f(t_0, p_0) \quad (3.1.2)$$

- merný objem pary na vstupe do stupňa turbíny v_0 [m³/kg]

$$v_0 = f(t_0, p_0) \quad (3.1.3)$$

BOD 1:

- entropia na výstupe zo statora turbíny s_1 [kJ/kgK]

$$s_0 = s_1 \quad (3.1.4)$$

- tlak pary na výstupe zo statora turbíny $p_{1IZ} = p_1$ [bar]

$$p_{1IZ} = p_1 = f(s_1, h_{iz}^s) \quad (3.1.5)$$

Poznámka: Teoretický entalpický spád sa určí zo stupňa reakcie. $h_{iz}^s = (1 - \rho)h_{iz}$. Zo stupňa reakcie, poznáme entalpický spád na statorovú lopatkovú mrežu a odčítame stavové veličiny pary z i-s diagramu. Pre radiálny regulačný stupeň (akčné lopatkovanie) je stupeň reakcie $\rho = 0,1$ a pre stupňovú časť (reakčné lopatkovanie) $\rho = 0,5$, lebo tradíciou firmy Siemens je reakčné lopatkovanie.

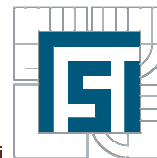
- teoretická entalpia na výstupe zo statora turbíny i_{1IZ} [kJ/kg]

$$i_{1IZ} = i_0 - h_{iz}^s \quad (3.1.6)$$

- entalpia pary na výstupe zo statora turbíny i_1 [kJ/kg]

$$i_1 = i_0 - H_{iz}^s - z_0 \quad (3.1.7)$$

Kde: z_0 [J/kg] je energetická strata v statorovej lopatkovej mreži



$$z_0 = \frac{c_{iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (3.1.8)$$

- teplota pary na výstupe zo statora turbíny t_1 [°C]

$$t_1 = f(i_1, p_1) \quad (3.1.9)$$

- entropia pary na výstupe zo statora turbíny s_1 [kJ/kgK]

$$s_1 = f(i_1, p_1) \quad (3.1.10)$$

- merný objem pary na vstupe do stupňa turbíny v_1 [m³/kg]

$$v_1 = f(i_1, p_1) \quad (3.1.11)$$

BOD 2:

Poznámka: Bod 1 sú stavové veličiny pary vo vstupe do rotorovej mreži turbíny

- entropia na výstupe zo stupňa turbíny s_{2IZ} [kJ/kgK]

$$s_1 = s_{2IZ} \quad (3.1.12)$$

- tlak pary na výstupe zo stupňa turbíny $p_{2IZ} = p_2$ [bar]

$$p_{2IZ} = p_2 = f(s_{2IZ}, H_{IZ}) \quad (3.1.13)$$

- teoretická entalpia na výstupe zo stupňa turbíny i_{2IZ} [kJ/kg]

$$i_{2IZ} = i_0 - h_{IZ} \quad (3.1.14)$$

Kde: h_{IZ} [J/kg] je entalpický spád stupňa

$$h_{IZ} = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x} \right)^2 \quad (3.1.15)$$

Kde: u [m/s] je stredná obvodová rýchlosť lopatkovania

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (3.1.16)$$

Kde: D_S [m] je stredný priemer lopatkovania

$$D_S = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right) \frac{c_{1iz}}{\pi m} \quad (3.1.17)$$

n [1/hod] sú otáčky turbíny

π [-] je Ludolfovo číslo (po zaokrúhlení 3,14)

x [-] je rýchlostný pomer



$$x = \frac{u}{c_{iz}} \quad (3.1.18)$$

- pre regulačný (radiálny stupeň) sa najväčšia účinnosť pohybuje okolo 0,48
- pre stupňovú časť turbíny (reakčné lopatkovanie) sa najväčšia účinnosť pohybuje okolo 0,62

kde: c_{iz} [m/s] je teoretická rýchlosť prúdu pary

$$c_{iz} = \sqrt{2h_{iz} + c_0^2} \quad (3.1.19)$$

- teoretická entalpia na výstupe zo stupňa turbíny i_{2IZ} [kJ/kg]

$$i_{2IZ} = (i_0 - h_{1Z}) - z_1 \quad (3.1.20)$$

Kde: z_1 [J/kg] je energetická strata v rotorovej lopatkovej mreži

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (3.1.21)$$

- entalpia na výstupe zo stupňa turbíny i_2 [kJ/kg]

$$i_2 = (i_0 - h_{1Z}) - z_1 - z_c \quad (3.1.22)$$

Kde: z_c [J/kg] je strata výstupnej rýchlosti

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (3.1.23)$$

- entropia pary na výstupe zo stupňa turbíny s_2 [kJ/kgK]

$$s_2 = f(i_2, p_2) \quad (3.1.24)$$

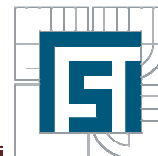
- merný objem pary na výstupe zo stupňa turbíny v_2 [m³/kg]

$$v_2 = f(i_2, p_2) \quad (3.1.25)$$

- teplota pary na výstupe zo stupňa turbíny t_2 [°C]

$$t_2 = f(i_2, p_2) \quad (3.1.26)$$

Poznámka: Bod 2 sa stanoví z entalpického spádu od ktorého je odpočítaná energetická strata v rotorovej lopatkovej mreži z_1 [J/kg] a strata výstupnej rýchlosti z_c [J/kg] pretínajúca sa s tlakom pary na výstupe zo stupňa turbíny $p_{2iz} = p_2$ [bar]. Bod 2 je bodom 0 pre nadchádzajúci stupeň turbíny a pokračuje sa iteračným výpočtom až po posledný stupeň turbíny pokiaľ sa izoentalpický spád a vypočítaný spád neodlišujú chybou menšou ako 1%.



4. VÝPOČTOVÝ PROGRAM A PREDBEŽNÝ NÁVRH TURBÍNY

Celý termodynamický výpočet prietochnej časti protitlakovej turbíny je vypočítaný v programe Microsoft Office Excel, ktorý je prepojený s parnými tabuľkami v elektronickej verzii X Steam 2.6 - Freeware IF97 a je voľne dostupný a internetovej stránke: <http://www.x-eng.com>.

Výhodou tohto programu je jednoduchosť používania a spoľahlivosť odčítania neznámeho parametru pary z dvoch ľubovoľných známych parametrov, čo urýchli výpočet a zmenší pravdepodobnosť chybného odčítania z klasických parných tabuliek, alebo z iného softvéru. Princíp získania neznámeho parametra je veľmi jednoduchý a pri zmene niektorých parametrov pary výpočet itericky pracuje, čo uľahčuje a skraca dobu výpočtu.

Najväčším prínosom pre termodynamický výpočet u turbín ako konštrukčného celku v tejto aplikácii je spoľahlivosť, časová úspora a automatizácia. Program sa spraví podľa známych vzorcov a fyzikálnych zákonov a dá sa použiť pri výpočte ľubovoľnej turbíny pri zmene vstupných a výstupných parametrov pary podľa požiadaviek zákazníka. Pre správnosť výpočtov a rozmerov turbíny sa v programe Microsoft Office Excel dajú zhotoviť rýchlostné trojuholníky a tvar prietochného kanálu, čo umožňuje vizuálnu kontrolu tvaru turbíny a stavových veličín pary. V minulosti sa termodynamické výpočty robili numericky manuálne a pri chybe sa výpočty museli opakovať. V súčasnej dobe automatizácií a technickej vyspelosti sa bez podobného programu nezaobídeme. Program je na trhu niekoľko rokov a používajú ho aj vo firme Siemens.

Princíp zadávania neznámeho parametra:

$$=X_{yz}(A;B)$$

Kde: X- neznáma (získovaná) fyzikálna veličina pary
y- známa fyzikálna veličina pary
z- známa fyzikálna veličina pary
A- hodnota y
B- hodnota z

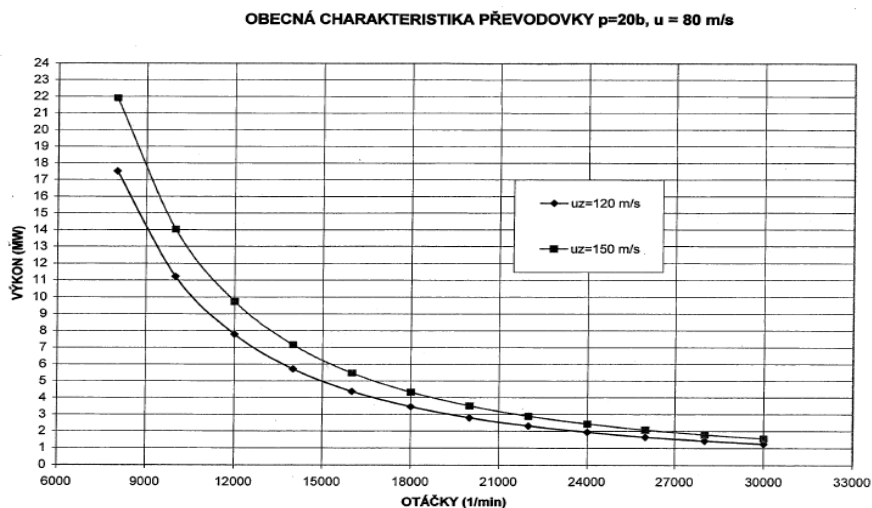
4.1 Voľba otáčok turbíny

Elektrický generátor je volený štvorpólový, pre jeho väčšiu účinnosť a nižšie investičné náklady oproti generátorom dvojpólovým. Pretože, štvorpólový generátor je prevádzkovaný pri menovitých otáčkach 1500 ot./min a turbíny majú pri vyšších otáčkach väčšiu účinnosť je výhodné vložiť medzi nich prevodovku na spracovanie prevodového pomeru a tým zabezpečiť maximálnu účinnosť celého turbosústrojenstva.

Pri voľbe menovitých otáčok turbíny je nutné prihliadať na pevnostné charakteristiky jednotlivých častí. Tieto výpočty presahujú zadanie tejto diplomovej práce a preto je najväčším obmedzením vstupná stredná obvodová rýchlosť a obvodová rýchlosť na vonkajšom priemere lopatkovania posledného stupňa, čo zabezpečuje nepresiahnuté zaťaženie rotoru a hlavne rotorových lopatiek. Ďalším obmedzením maximálnych otáčok turbíny je v charakteristike prevodovky, čo znamená maximálny možný prenášaný výkon



prostredníctvom prevodovky pri zvolených otáčkach, ktorý je znázornený na obrázku obr. 4.1 poskytnutý firmou Siemens.



Obr. 4.1: Charakteristika prevodovky [3]

4.2 Predbežný výkon turbíny

K stanoveniu otáčok turbíny je nutné vedieť predbežný výkon turbíny, ktorý je funkciou entalpického spádu, hmotnostného prietoku pary a odhadnutej účinnosti.

- entalpický spád:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 2895 - 2236 = 659 \text{ kJ/kg} \quad (4.2.1)$$

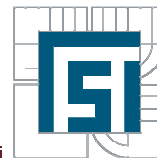
Kde: i_0 [kJ/kg] je entalpia na vstupe do turbíny
 i_{2iz} [kJ/kg] je teoretická entalpia na výstupe z turbíny
vypočítaná: $i_{2iz} = f(s_{2iz}, p_{2n})$
 $s_0 = s_{2iz} = 7,0581 \text{ kJ/kgK}$
 $p_{2n} = 0,0104 \text{ MPa}$ z [4.2.2]

- odhadnutý predbežný výkon:

$$P = h_{iz} \cdot M \cdot \eta^{\text{odh}} = 659 \cdot 11,11 \cdot 0,82 = 6004 \text{ kW} \quad (4.2.1)$$

Kde: M [kg/s] je hmotnostný prietok pary (známe zo zadania)
 η^{odh} [-] je odhadnutá účinnosť turbíny

Na základe odhadnutého predbežného výkonu je z charakteristiky prevodovky odčítaný $P^{\text{MAX}} = 15000$ ot./min, ale podľa odporúčania firmy Siemens volím menovité otáčky $n^T = 8000$ ot./min.



5. TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET PRIETOČNEJ ČASTI

Regulačný stupeň bude prevedený v radiálnom, akčnom stupni lopatkovania. Para sa privedie do statorových lopatiek špirálovou skriňou. Statorové lopatky sú hydraulicky natáčane, čo zlepši reguláciu pary a zabráni škrteniu v regulačnom ventile. Spôsobí to stratu kinetickej energie, ktorá je ďalej usmerňovaná do rotorového lopatkovania radiálnym smerom. Para je z rotorového lopatkovania regulačného stupňa vedená difúzorom do stupňovej časti axiálnej turbíny, ktorej lopatkovanie je prevedené v reakčnom stupni.

Typ lopatkovania býva väčšinou tradíciou firmy. Firma Siemens používa prevažne lopatkovanie reakčné - pretlakové. Pretlakové stupne majú väčšiu účinnosť, ale spracujú menší tepelný spád ako stupne akčné- rovnotlakové. Preto je regulačný stupeň prevedený ako rovnotlakový, aby sa prípadne znížil počet stupňov turbíny.

Reakčný stupeň sa volá preto, lebo na rozdiel od akčného stupňa reakcie expanzia prebieha nie len v statorovej lopatkovej rade, ale aj rotorovej. Najvýhodnejšie je použiť stupeň reakcie $\rho = 0,5$. Tepelný spád je v statorovej lopatkovej rade spracovaný rovnaký ako v rotorovej, lebo rýchlostné trojuholníky sú symetrické a z toho vyplýva, že lopatky sú rovnaké, osovo symetrické. Z toho vyplýva, že investičné náklady na lopatkovanie sú menšie a výrazne sa zmenší doba výroby lopatiek.

V reakčnom stupni vzniká veľká osová sila, ktorá sa kompenzuje bubnovou konštrukciou rotoru a tým sa dosiahne, že tlakový rozdiel pred a za obežnou lopatkou pôsobí len na lopatkovú radu. Disková konštrukcia rotoru by ďalej zvyšovala axiálnu silu. Táto koncepcia komplikuje tesnenie statorových lopatiek k bubnu a rotorových lopatiek ku skrini turbíny, rozdielom tlakov na profiloch, kde vznikajú značné radiálne vôle (strata vnútorných netesností). Pretekajúca para sa eliminuje ukončením lopatiek britmami, bandážovaním a ucpávkami, čo je však veľmi drahé a je na úvahe konštruktéra v spolupráci s projektantom, či budú túto koncepciu realizovať z ekonomického hľadiska.

5.1 Parametre pary na vstupe a výstupe lopatkovania

Zo zadania sú známe parametre: vstupná teplota a vstupný a výstupný tlak na prírubu turbíny. Od príruby tesne pred statorové lopatky regulačného stupňa vznikajú tlakové straty, ktoré pri výpočte turbíny nemôže zanedbať.

Odhladiac na stratu teploty do okolia para v prírubu nekoná prácu, takže entalpie sú rovnaké - izoentalpický dej $t_A = t_0$ z toho vyplýva $i_A = i_0$

- teplota pary na vstupe do turbíny $t_A = 220$ °C (známe zo zadania)
- entalpia pred statorovou lopatkou regulačného kola (odčítaná z i-s diagramu)

$$i_A = f(t_A, p_A) \quad (5.1.1)$$

$$i_A = 2895,1 \text{ kJ/kg}$$



- tlak pary na vstupnej prírubе $p_A = 0,6$ MPa (známe zo zadania)
- tlak pary pred statorovými lopatkami regulačného kolesa

$$\frac{p_A}{p_0} = 0,95 - 0,98 \quad (\text{volím } 0,96) \quad (5.1.2)$$

$$p_0 = p_A \cdot 0,96 = 0,576 \text{ MPa}$$

- tlak výstupnej pary v kondenzátore $p_K = 0,01$ MPa (známe zo zadania)
- tlak výstupnej pary za posledným stupňom turbíny

$$\frac{p_K}{p_{2n}} = 0,96 - 0,98 \quad (\text{volím } 0,96) \quad (5.1.3)$$

$$p_{2n} = \frac{p_K}{0,96} = 0,0104 \text{ MPa}$$

5.2 Termodynamický výpočet regulačného stupňa

5.2.1 Parametre vstupujúce do regulačného stupňa

| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
|------------------------------|-------------------|---------|
| hmotnostný prietok pary | M [kg/s] | 11,11 |
| teplota pary na vstupe do RS | t_0 [°C] | 220 |
| tlak pary pred RS | p_0 [bar] | 5,76 |

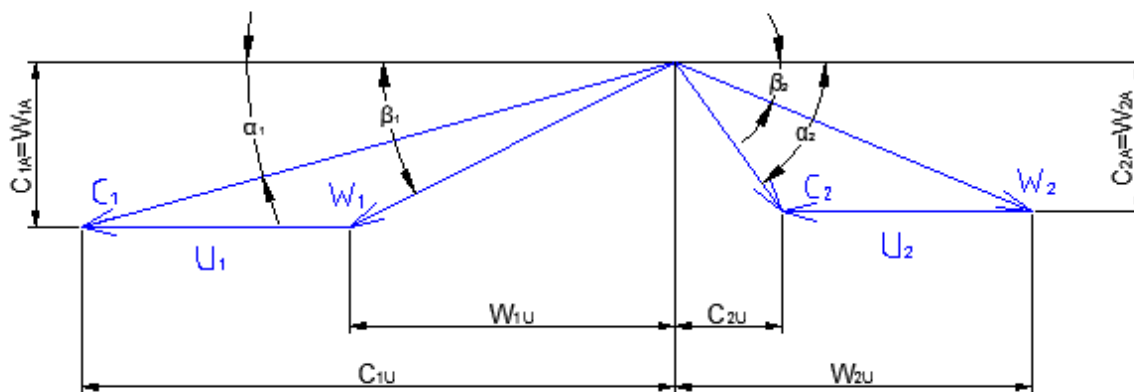
- Parametre odčítané z i-s diagramu vstupujúce do regulačného stupňa

| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
|------------------|----------------------------|---------|
| entalpia pary | i_0 [kJ/kg] | 2895,07 |
| entropia pary | s_0 [kJ/kgK] | 7,079 |
| merný objem pary | v_0 [m ³ /kg] | 0,38 |

- Zvolené a odčítané parametre:

| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
|------------------------------------|--------------------|---------|
| Otáčky rotoru turbíny | n_T [1/min] | 8000 |
| Absolútna rýchlosť pary na vstupe | c_0 [m/s] | 40 |
| stupeň reakcie | ρ [-] | 0,1 |
| výstupný uhol absolútnej rýchlosti | α_1 [°] | 14 |
| rýchlostný pomer | $x = u/c_{iz}$ [-] | 0,48 |

5.3 Rýchlosti a uhly prúdenia pary v regulačnom stupni



Obr. 5.1: Označenie rýchlostí a uhlov prúdenia pary v rýchlostnom trojuholníku

Statorová lopatková mreža

- absolútna rýchlosť na výstupe c_1 [m/s]

$$c_1 = \varphi c_{1iz} \quad (5.3.1)$$

Kde: φ [-] je rýchlostný súčiniteľ, volení podľa [1] v rozmedzí 0,95 až 0,98.
 c_{1iz} [m/s] je teoretická absolútna rýchlosť pary na výstupe z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2(1-\rho)h_{iz} + c_0^2} \quad (5.3.2)$$

Kde: H_{iz} [kJ/kg] je entalpický spád z [4.3.1.1]
 c_0 [m/s] je absolútna rýchlosť pary na vstupe do dýz. Podľa [1] sa volí v rozmedzí 30 až 50 m/s

- relatívna rýchlosť na výstupe w_1 [m/s]

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} \quad (5.3.3)$$

- obvodová rýchlosť u_1 [m/s]

$$u_1 = \pi D_s n \quad (5.3.4)$$

Kde: D_s [m] je stredný priemer lopatkovania
 n^T [ot./min] sú otáčky turbíny



- zložky rýchlostí do obvodového smeru [m/s]

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \quad (5.3.5)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad (5.3.6)$$

- zložky rýchlostí do axiálneho smeru c_{1a} [m/s]

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 \quad (5.3.7)$$

- výstupný uhol absolútnej rýchlosti β_1 [°]

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad (5.3.8)$$

Rotorová lopatková mriežka

- relatívna rýchlosť na výstupe w_2 [m/s]

$$w_2 = \psi w_{2iz} \quad (5.3.9)$$

Kde: ψ je rýchlostný súčiniteľ, volený podľa [1] v rozmedzí 0,92 až 0,99.
 w_{2iz} [m/s] je teoretická relatívna rýchlosť pary na výstupe z obežnej lopatky

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho h_{iz} + w_1^2} \quad (5.3.10)$$

Kde: h_{iz} [kJ/kg] je entalpický spád
 w_1 [m/s] je relatívna rýchlosť na výstupe z dýzy

- výstupný uhol relatívnej rýchlosti β_2 [°]

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] \quad (5.3.11)$$

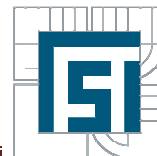
- absolútna rýchlosť na výstupe c_2 [m/s]

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos(180 - \beta_2)} \quad (5.3.12)$$

- obvodová rýchlosť u_2 [m/s]

$$u_2 = \pi D_n n \quad (5.3.13)$$

Kde: D_n [m] je pätný priemer lopatkovania
 n^T [ot./min] sú otáčky turbíny



- složky rychlostí do obvodového smeru [m/s]

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 \quad (5.3.14)$$

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} \quad (5.3.15)$$

- Zložky rýchlostí do axiálneho smeru w_{2a} [m/s]

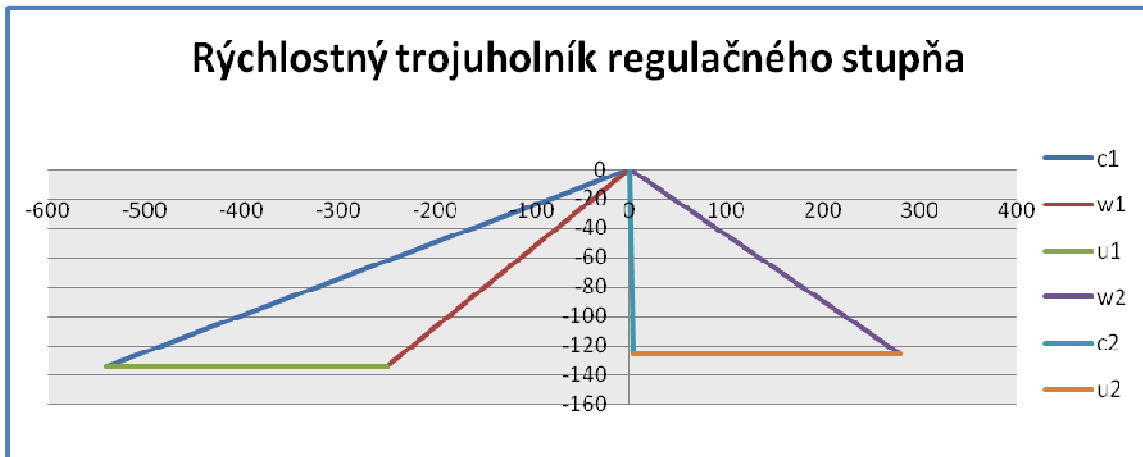
$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 \quad (5.3.16)$$

- výstupný uhol absolútnej rýchlosti α_2 [°]

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} \quad (5.3.17)$$

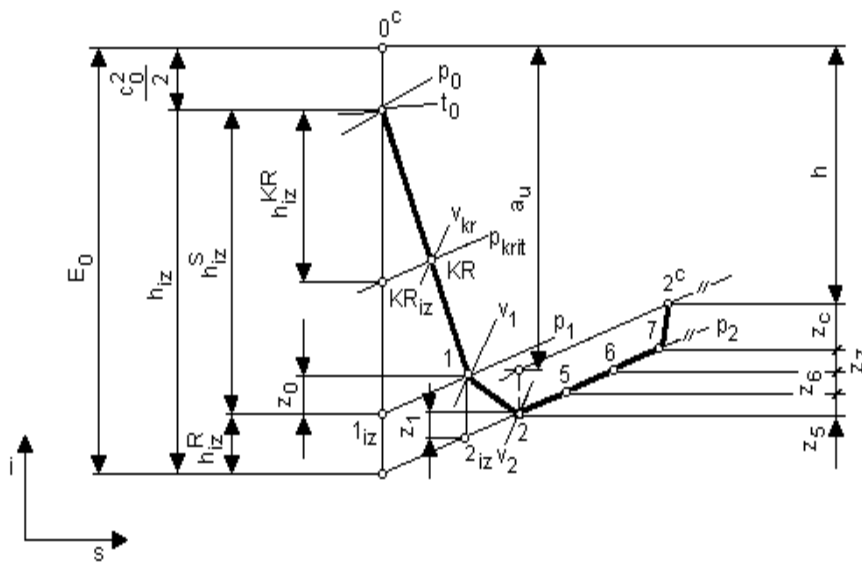
| Rýchlosti a uhly prúdenia pary v RS | | |
|---|-------------------------|----------|
| Popis | Symbol [veľičina] | Hodnota |
| <u>rozvádzačia lopatková mreža</u> | | |
| uhol absolútnej rýchlosti | α_1 [°] | 14 |
| skutočná absolútna rýchlosť na výstupe | c_1 [m/s] | 556,2895 |
| relatívna rýchlosť na výstupe | w_1 [m/s] | 284,5553 |
| zložky rýchlostí do obvodového smeru | c_{1u} [m/s] | 539,782 |
| | w_{1u} [m/s] | 250,7555 |
| zložky rýchlostí do axiálneho smeru | $c_{1a} = w_{1a}$ [m/s] | 134,5118 |
| uhol relatívnej rýchlosti | β_1 [°] | 28,22457 |
| <u>obežná lopatková mreža</u> | | |
| skutočná relatívna rýchlosť na výstupe | w_2 [m/s] | 306,7269 |
| absolútna rýchlosť na výstupe | c_2 [m/s] | 126,1364 |
| zložky rýchlostí do obvodového smeru | w_{2u} [m/s] | 279,7448 |
| | c_{2u} [m/s] | 4,099273 |
| uhol relatívnej rýchlosti | β_2 [°] | 24,22457 |
| zložky rýchlostí do axiálneho smeru | $c_{2a} = w_{2a}$ [m/s] | 125,7944 |
| uhol absolútnej rýchlosti | α_2 [°] | 88,17826 |

Tab. 5.1: Rýchlosti a uhly prúdenia v regulačnom stupni



Obr. 5.2: Rýchlostný trojuholník regulačného stupňa

5.3.1 Energetické straty lopatkovania

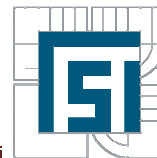


Obr. 5.3: Priebeh expanzie v regulačnom stupni [1]

- strata v rozvádzacej mreži z_0 [kJ/kg]

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (5.3.1.1)$$

Kde: φ je rýchlostný súčiniteľ, podľa [1] v rozmedzí 0,95 až 0,99.



- Strata v obežnej lopatkovej rade z_1 [kJ/kg]

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (5.3.1.2)$$

Kde: ψ je rýchlostný súčiniteľ, podľa [1] v rozmedzí 0,93 až 0,99.

- Strata výstupnej rýchlosti z_c [kJ/kg]

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (5.3.1.3)$$

- pomerná strata trením (ventiláciou) ξ_5 [kJ/kg]

$$\xi_5 = k_{tr} \frac{D^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.3.1.4)$$

Kde: $k_{tr} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$
 $S = \pi D l_1 \varepsilon \sin \alpha_1$ [m²] je prietokový prierez

- pomerná strata parciálnym ostrekom ξ_6 [kJ/kg]

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad (5.3.1.5)$$

Kde:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.3.1.6)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \frac{c l_2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \eta_u z_{segm} \quad (5.3.1.7)$$

Kde: c [m] je dĺžka tetivy obežnej lopatky
 l_2 [m] je dĺžka výstupnej hrany obežnej lopatky,
 z_{segm} [-] je počet segmentov po obvode

- pomerná strata radialnou medzerou ξ_7 [kJ/kg]

$$\xi_7 = 1,5 \frac{\mu_1 S_{1R} \eta_u}{S} \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \quad (5.3.1.8)$$



Kde: $S_{1R} = \pi(D + l_1)\delta$ [m²] je prierez radiálnou medzerou
 δ [m] je zvolená radiálna medzera ($\approx 1/1000 D + 0,2$ mm)
 ρ [-] je stupeň reakcie
 $\mu_1 = 0,5$ [-] je prietokový súčiniteľ
 ρ_s [-] je stupeň reakcie na špici lopatky,

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \quad (5.3.1.9)$$

➤ obvodová účinnosť stupňa η_u [-]

$$\eta_u = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (5.3.1.10)$$

➤ vnútorná termodynamická účinnosť stupňa η_{TDI} [-]

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad (5.3.1.11)$$

Poznámka: so stratou parciálneho obstreku v regulačnom stupni nepočítame

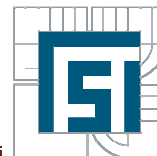
| Energetické straty v lopatkovaní RS | | |
|---|-------------------|----------|
| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
| strata v rozvádzacej mreži | z_0 [J/kg] | 8,03655 |
| strata v obežnej lopatkovej mreži | z_1 [J/kg] | 2,44327 |
| strata výstupnej rýchlosti | z_c [J/kg] | 7,955193 |
| obvodová účinnosť stupňa | η_u [-] | 0,898015 |
| vnútorná termodynamická účinnosť stupňa | η_{tdi} [-] | 0,864913 |

Tab. 5.2: Energetické straty v regulačnom stupni

5.4 Termodynamický výpočet stupňovej časti turbíny

5.4.1 Parametre vstupujúce do stupňovej časti turbíny

Výstupné parametre z regulačného stupňa sú vstupné parametre pary do stupňovej časti turbíny.



| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
|-------------------------|----------------------------|---------|
| hmotnostný prietok pary | M [kg/s] | 10,62 |
| entalpia | i_0 [kJ/kg] | 2739,5 |
| tlak | p_0 [MPa] | 2,446 |
| merný objem | v_0 [m ³ /kg] | 0,775 |
| entropia | s_0 [kJ/kgK] | 7,104 |
| teplota | t_0 [°C] | 137,72 |

5.4.2 Vnútrotná termodynamická účinnosť radového stupňa pretlakového lopatkovania

- Vnútrotná termodynamická účinnosť η_{tdi} [-]

$$\eta_{tdi} = \frac{h_{sk}}{h_{iz}} \quad (5.4.2.1)$$

Kde: H_{iz} [kJ/kg] je teoretický entalpický spád na stupeň

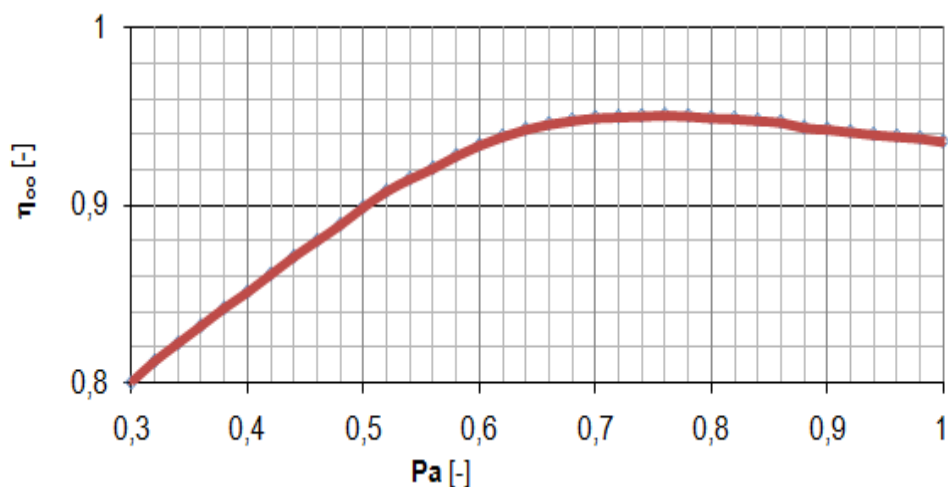
H_{sk} [kJ/kg] je skutočný entalpický spád na stupeň

- Vnútrotná účinnosť stupňa bez straty výstupnej rýchlosti

$$\eta_i^{ST} = \eta_{\infty} (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (5.4.2.2)$$

Poznámka: S pomernou vlhkosťou pary sa počíta až od presahu medzi vlhkosťami $x = 1$

kde η_{∞} [-] je obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku (viď. obr. 5.4)



Obr. 5.4: Účinnosť pretlakových stupňov



ξ_k [-] je pomerná strata radiálnou medzerou

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{l} 4,5 \quad (5.4.2.3)$$

kde: l [mm] je dĺžka lopatky, ktorá je dosadzovaná iteráciou
 k [mm] je radiálna vôľa

$$k = \frac{D_v}{1000} + x \quad (5.4.2.4)$$

kde D_v [mm] je vonkajší priemer lopatkovania
 x je výrobná tolerancia podľa [1] (vid. tab.5.3) volená pre najmenšiu radiálnu vôľu 0,2 až 0,4

| | | | |
|--------------------|------------|------------|------------|
| Radiální vôľe [mm] | 0,2 až 0,4 | 0,5 až 0,7 | 0,8 až 1,2 |
| Tolerance [mm] | +0,1 | +0,2 | +0,3 |

Tab. 5.3: Tolerancie radiálnej vôľe [1]

ξ_v [-] je pomerná strata rozvírením

$$\xi_v = \left(\frac{l}{D} \right)^2 \quad (5.4.2.5)$$

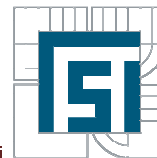
ξ_x [-] je pomerná strata vlhkostí pary

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_2}{2} \right) \quad (5.4.2.6)$$

kde: x_0, x_2 sú merné suchosti pary pred a za stupňom.

| Energetické straty v lopatkovaní SČ | | | | | | | |
|---|------------------|----------|---------|---------|---------|--------|---------|
| Popis | Symbol [veľčina] | | | | | | |
| stupeň | n [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| obvodová účinnosť pre nekonečne dlhú lopatku | η_z [-] | 0,96 | 0,96 | 0,958 | 0,954 | 0,957 | 0,958 |
| pomerná strata radiálnou medzerou | ξ_k [-] | 0,000197 | 0,00022 | 0,00026 | 0,00029 | 0,0004 | 0,00061 |
| pomerná strata rozvírením | ξ_v [-] | 0,059224 | 0,06491 | 0,07135 | 0,0748 | 0,0945 | 0,101 |
| pomerná strata vlhkostí páry | ξ_x [-] | | | 0,00135 | 0,01032 | 0,0264 | 0,04497 |
| vnútorná účinnosť stupňa bez straty výstupnej rýchlosti | η_i [-] | 0,902956 | 0,89747 | 0,88811 | 0,87252 | 0,841 | 0,81758 |
| vnútorná termodynamická účinnosť stupňa | η_{tdi} [-] | 0,902956 | 0,85297 | 0,8412 | 0,81395 | 0,7702 | 0,74704 |

Tab. 5.4: Energetické straty v stupňovej časti turbíny



5.5 Rýchlosti a uhly prúdenia pary stupňovej časti turbíny

- teoretická absolútna rýchlosť pary na výstupe z dýzy c_{1iz} [m/s]

$$c_{iz} = \sqrt{2(1-\rho)h_{iz} + c_0^2} \quad (5.5.1)$$

- absolútna rýchlosť na výstupe c_1 [m/s]

$$c_1 = \varphi c_{1iz} \quad (5.5.2)$$

- axiálne zložky rýchlosti $c_{1a} = c_a = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a}$, [m/s]

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 \quad (5.5.3)$$

- relatívna rýchlosť pary na výstupe z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} \quad (5.5.4)$$

- výstupný uhol relatívnej rýchlosti

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} \quad (5.5.5)$$

- teoretická rýchlosť pary na výstupe z obežných lopatiek

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (5.5.6)$$

- skutočná relatívna rýchlosť pary na výstupe do obežných lopatiek

$$w_2 = w_{2iz} \psi \quad (5.5.7)$$

- výstupný uhol relatívnej rýchlosti

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{w_2} \quad (5.5.8)$$

- absolútna rýchlosť pary na výstupe z obežných lopatiek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \beta_2} \quad (5.5.9)$$

- výstupný uhol absolútnej rýchlosti

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} \quad (5.5.10)$$

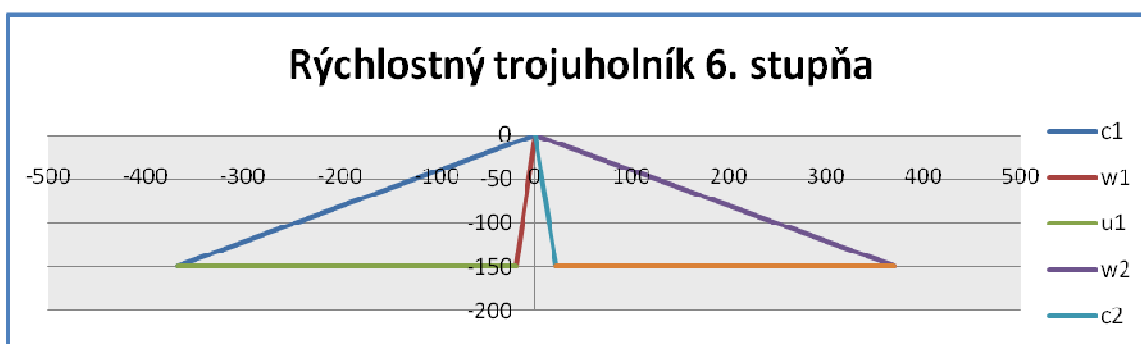
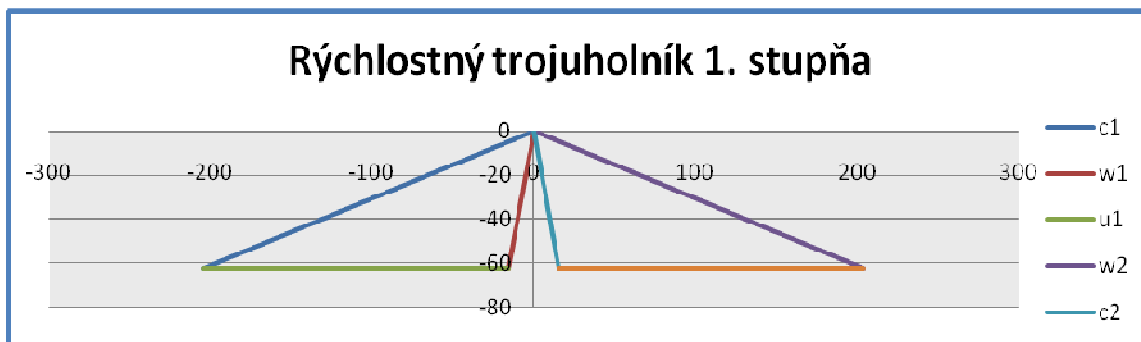


➤ zložky rýchlosti do obvodového smeru

$$\begin{aligned}
 c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1 \\
 w_{1u} &= w_1 \cos \beta_1 \\
 c_{2u} &= c_2 \cos \alpha_2 \\
 w_{2u} &= w_2 \cos \beta_2
 \end{aligned}
 \tag{5.5.11}$$

| Rýchlosti a uhly prúdenia pary v ST | | | | | | | |
|--|-------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Popis | Symbol [veľičina] | | | | | | |
| stupeň | n [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| rozvádzačia lopatková mreža | | | | | | | |
| uhol absolútnej rýchlosti | α_1 [°] | 17 | 17 | 17 | 17 | 21 | 22 |
| skutočná absolútna rýchlosť na výstupe | c_1 [m/s] | 213,59 | 228,872 | 244,344 | 274,26 | 302,532 | 395,918 |
| relatívna rýchlosť na výstupe | w_1 [m/s] | 64,3783 | 68,4299 | 72,3519 | 82,4464 | 108,843 | 149,512 |
| zložky rýchlostí do obvodového smeru | c_{1u} [m/s] | 204,266 | 218,882 | 233,678 | 262,288 | 282,458 | 367,118 |
| | w_{1u} [m/s] | 15,7705 | 14,4686 | 11,6723 | 19,3382 | 10,1866 | 19,4484 |
| zložky rýchlostí do axiálneho smeru | $c_{1a} = w_{1a}$ [m/s] | 62,4168 | 66,8828 | 71,4042 | 80,1464 | 108,365 | 148,242 |
| uhol relatívnej rýchlosti | β_1 [°] | 75,8586 | 77,8329 | 80,757 | 76,4734 | 84,6727 | 82,5677 |
| obežná lopatková mreža | | | | | | | |
| skutočná relatívna rýchlosť na výstupe | w_2 [m/s] | 213,756 | 228,902 | 246,498 | 277,004 | 307,452 | 398,834 |
| absolútna rýchlosť na výstupe | c_2 [m/s] | 65,901 | 69,3164 | 76,7622 | 96,2739 | 116,773 | 150,968 |
| zložky rýchlostí do obvodového smeru | w_{2u} [m/s] | 203,929 | 218,616 | 234,578 | 260,315 | 284,683 | 369,822 |
| | c_{2u} [m/s] | 15,4333 | 14,2034 | 12,5723 | 17,3654 | 12,412 | 22,1522 |
| uhol relatívnej rýchlosti | β_2 [°] | 17,45 | 17,25 | 17,9 | 20 | 22,2 | 22 |
| zložky rýchlostí do axiálneho smeru | $c_{2a} = w_{2a}$ [m/s] | 62,4168 | 66,8828 | 71,4042 | 80,1464 | 108,365 | 148,242 |
| uhol absolútnej rýchlosti | α_2 [°] | 76,1501 | 78,0502 | 80,0547 | 77,8141 | 83,5082 | 81,5424 |

Tab. 5.5: Rýchlosti a uhly prúdenia v stupňovej časti turbíny



Obr. 5.5: Rýchlostný trojuholník prvého a posledného stupňa reakčného lopatkovania

5.6 Parametre vystupujúce zo stupňovej časti turbíny

| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
|-------------------------|----------------------------|---------|
| hmotnostný prietok pary | M [kg[s] | 10,62 |
| entalpia | i_n [kJ/kg] | 2309,8 |
| tlak | p_n [MPa] | 0,112 |
| merný objem | v_n [m ³ /kg] | 12,37 |
| entropia | s_n [kJ/kgK] | 7,204 |
| teplota | t_n [°C] | 48,09 |

5.7 Postup termodynamického výpočtu prietočnej časti turbíny

BOD 0: Vstupné parametre: pre prvý (regulačný) stupeň sú vstupné parametre pary (tlak a teplota) známe zo zadania. Pre ďalšie stupne sú vstupné parametre výstupné predchádzajúceho stupňa.



- teplota pary na vstupe do stupňa turbíny t_0 [°C] (5.7.1)
- tlak pary na vstupe do stupňa turbíny p_0 [bar] (5.7.2)

- entalpia pary na vstupe do stupňa turbíny i_0 [kJ/kg]

$$i_0 = f(t_0, p_0) \quad (5.7.3)$$

BOD 2_{1z}: Entropia je rovnaká ako pre bod 0 aj pre nasledujúce výpočty v bode 1_{iz} a zvolí sa tlak na konci stupňa, lebo z i-s diagramu vieme, že $p_{2iz} = p_2$

- teoretická entropia na výstupe zo stupňa turbíny s_{2iz} [kJ/kgK]

$$s_{2iz} = s_0 \quad (5.7.4)$$

- tlak pary na výstupe zo stupňa rotora turbíny p_{2iz} [bar]

$$p_{2iz} = p_2 \quad (5.7.5)$$

- teoretická entalpia pary na výstupe zo stupňa rotora turbíny i_{2iz} [kJ/kg]

$$i_{2iz} = f(s_{2iz}, p_{2iz}) \quad (5.7.6)$$

- teoretický entalpický spád na stupeň turbíny h_{iz} [kJ/kg]

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad (5.7.7)$$

BOD 1_{1z}: Teoretický entalpický spád sa určí zo stupňa reakcie. Pre statorovú lopatkovú mrežu je $h_{iz}^S = (1 - \rho)h_{iz}$ a rotorovú $h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz}$. Zo stupňa reakcie, vieme entalpický spád na statorovú lopatkovú mrežu a odčítame stavové veličiny pary z i-s diagramu. Pre radiálny regulačný stupeň (akčné lopatkovanie) je stupeň reakcie $\rho = 0,1$ a pre stupňovou časť (reakčné lopatkovanie) $\rho = 0,5$, lebo tradíciou firmy Siemens je reakčné lopatkovanie.

- teoretický entalpický spád pary na statore turbíny h_{iz}^S [kJ/kg]

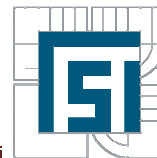
$$h_{iz}^S = (1 - \rho)h_{iz} \quad (5.7.8)$$

- teoretická entalpia pary na výstupe zo stupňa statora turbíny i_{1iz} [kJ/kg]

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S \quad (5.7.9)$$

- teoretická entropia na výstupe zo stupňa statora turbíny s_{1iz} [kJ/kgK]

$$s_{1iz} = s_0 \quad (5.7.10)$$



- tlak pary na výstupe zo stupňa statora turbíny $p_{1IZ} = p_1$ [bar]

$$p_{1IZ} = p_1 = f(s_{1iz}, i_{1iz}) \quad (5.7.11)$$

BOD 1: K teoretická entalpii pary pripočítame energetickú stratu v statorovej lopatkovej mreži. Bod 1 sú výstupné parametre zo statorovej lopatkovej rady a zároveň vstupné parametre rotorovej lopatkovej rady.

- energetická strata v statorovej lopatkovej mreži z_0 [J/kg]

$$z_0 = \frac{c_{iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (5.7.12)$$

- skutočná entalpia pary na výstupe zo stupňa statora turbíny i_1 [kJ/kg]

$$i_1 = i_{1iz} - z_0 \quad (5.7.13)$$

- teplota pary na výstupe zo stupňa statora turbíny t_1 [°C]

$$t_1 = f(i_1, p_1) \quad (5.7.14)$$

- skutočný entalpický spád pary na statore turbíny h^S [kJ/kg]

$$h^S = i_1 - i_2 \quad (5.7.15)$$

BOD 2'IZ: Postup je totožný s postupom bodu 1IZ

- teoretický entalpický spád pary na rotore turbíny h_{iz}^R [kJ/kg]

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad (5.7.16)$$

- teoretická entalpia pary na výstupe zo stupňa rotora turbíny i'_{2iz} [kJ/kg]

$$i'_{2iz} = i_1 - h_{iz}^R \quad (5.7.17)$$

- teoretická entropia na výstupe zo stupňa rotora turbíny s'_{2iz} [kJ/kgK]

$$s'_{2iz} = s_1 \quad (5.7.18)$$

BOD 2: K teoretickej entalpii pary pripočítame energetickú stratu v rotorovej lopatkovej mreži.



- energetická strata v rotorovej lopatkovej mreži z_1 [J/kg]

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (5.7.19)$$

- skutočná entalpia pary na výstupe zo stupňa rotora bez straty výstupnej rýchlosti turbíny i_2 [kJ/kg]

$$i_2 = i'_{2iz} - z_1 \quad (5.7.20)$$

- skutočná entropia na výstupe zo stupňa rotora turbíny s_2 [kJ/kgK]

$$s_2 = f(p_2, i_2) \quad (5.7.21)$$

- teplota pary na výstupe zo stupňa statora turbíny t_2 [°C]

$$t_2 = f(i_{1=2}, p_2) \quad (5.7.22)$$

- skutočný entalpický spád pary na rotore turbíny h^R [kJ/kg]

$$h^R = i_1 - i_2 \quad (5.7.23)$$

BOD 2c: Skutočná celková entalpia je na výstupe zo stupňa je ochudobnená stratou výstupnej rýchlosti. S odčítaním tejto straty odpadáva výpočet „reheat factoru“, (spätne využitie tepla) lebo sa počíta s využitím kinetickej energie v každom stupni turbíny.

- strata výstupnej rýchlosti z_c [J/kg]

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (5.7.22)$$

- skutočná entropia na výstupe zo stupňa rotora turbíny s_2 [kJ/kgK]

$$s_{2c} = s_2 \quad (5.7.23)$$

- skutočná entalpia pary na výstupe zo stupňa rotora turbíny i_{2c} [kJ/kg]

$$i_{2c} = i_2 - z_c \quad (5.7.24)$$

- skutočný entalpický spád na stupeň turbíny h [kJ/kg]

$$h = i_0 - i_{2c} \quad (5.7.25)$$



5.8 Popis termodynamického výpočtu prietočnej časti turbíny

Všetky výpočty boli prevedené v programe Microsoft Office Excel. V programe sa vytvorili diagramy prietočného kanálu, veľkosť statorových a rotorových lopatiek a rýchlostné trojuholníky, čo slúži k vizuálnej kontrole výpočtu. Všetky veličiny sa iteračne pri zmene nejakých parametrov dopočítali a upravovali sa aj geometrické rozmery prietočnej časti turbíny.

Volil sa stredný priemer lopatkovania a izoentalpický spád na stupeň, ktorý sa reguloval pomocou zvoleného pretlaku za stupňom turbíny. Ďalej vieme, že zaťaženie stupňa $x = u/c_{iz}$, čiže najvyššia účinnosť radiálnych stupňov sa pohybuje okolo $x = 0,48$ a u axiálnych stupňu $x = 0,62$ sú ďalšou kontrolovanou veličinou pre dosiahnutie vyšších účinností. Takto prevedený výpočet a kontrola, sa prevádzala pokiaľ všetky tieto parametre nespĺňali dané hodnoty a geometrické rozmery

5.9 Kontrola správnosti výpočtu

- izoentalpický spád h_{iz} [kJ/kg] (známe z predbežného výpočtu)

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz}^{pr} \quad (5.9.1)$$

- vypočítaný izoentalpický spád h_{iz}^{vyp} [kJ/kg]

$$h_{iz}^{vyp} = i_0 - i_{2iz} \quad (5.9.2)$$

- rozdiel spádov

$$\Delta h_{iz} = h_{iz}^{vyp} - h_{iz} \quad (5.9.3)$$

- percentuálny pomer rozdielu. Rozdiel medzi predbežným spádom a vypočítaným sa uvažuje so správnosťou výpočtu podľa [1] do 1%, takže podmienka je splnená.

$$z = \frac{\Delta h_{iz}}{h_{iz}} \cdot 100 \quad (5.9.4)$$

| Kontrola správnosti výpočtu | | |
|-------------------------------|------------------------|----------|
| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
| izoentalpický spád | h_{iz} [kJ/kg] | 647,4237 |
| vypočítaný izoentalpický spád | h_{iz}^{vyp} [kJ/kg] | 642,4205 |
| rozdiel entalpických spádov | Δh_{iz} | 5,003151 |
| percentuálny pomer rozdielu | z [%] | 0,772778 |

Tab. 5.6 : kontrola správnosti výpočtu



5.10 Výkon turbíny

Podľa približných znalostí o účinnostiach jednotlivých komponentov volím:

| Volené parametre | | |
|----------------------------------|-------------------|---------|
| Popis | Symbol [veľičina] | Hodnota |
| mechanická účinnosť | $\eta_m[-]$ | 0,98 |
| účinnosť prevodovky | $\eta_{PR}[-]$ | 0,98 |
| účinnosť elektrického generátoru | $\eta_G[-]$ | 0,98 |

- vnútorný výkon turbíny P_i [kW]

$$P_i = M \cdot \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \quad (5.11.1)$$

- celkový spojkový výkon turbíny P_{SP} [kW]

Skutočný prenášaný výkon na prevodovku. Podľa charakteristiky prevodovky na obr. 4.1 vyplýva, že pre zvolené otáčky turbíny 8000ot/min je maximálne prenášaný výkon 13500 kW. Preto je podmienka uvažovaná v kap.4.1 splnená.

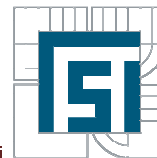
$$P_{SP} = P_i \eta_m \quad (5.11.2)$$

- celkový svorkový výkon turbíny P_{SV} [kW]

$$P_{SP} = P_i \eta_m \cdot \eta_{PR} \cdot \eta_G \quad (5.11.3)$$

| Výkon turbíny | | |
|--------------------------------|-------------------|----------|
| Popis | Symbol [veľičina] | Hodnota |
| vnútorný výkon turbíny | P_i [kW] | 6094,039 |
| celkový spojkový výkon turbíny | P_{SP} [kW] | 5972,158 |
| celkový svorkový výkon turbíny | P_{SV} [kW] | 5735,661 |

Tab. 5.7: Výkony turbíny



5.11 Dĺžky lopatiek ku vzťažnej rovine

Z rovnice kontinuity sa spočítajú dĺžky lopatiek ku vzťažnej rovine. Skutočné veľkosti lopatiek vid'. príloha 3 v CAD dokumente.

Statorové lopatky l_0 [m]

$$l_0 = \frac{Mv_1}{\pi Dc_1 \sin \alpha_1} \quad (5.8.1)$$

Rotorové lopatky l_1 [m]

$$l_2 = \frac{Mv_2}{\pi Dw_2 \sin \beta_2} \quad (5.8.2)$$

Poznámka : vysvetlivky jednotlivých skratiek vo vzorcoch sú v kap. 5.5



6. NÁVRH PREVODOVKY

Turbína a elektrický generátor majú najväčšiu účinnosť pri iných menovitých otáčkach. Snahou konštruktéra je zvýšiť otáčky turbíny z dôvodov vyšších účinnosti, z čoho vyplývajúce skrátenie axiálnej dĺžky turbíny (počet stupňov). Bližšie popísane v kap. 4.1.

Preto sa medzi turbínu a elektrický generátor aplikuje prevodovka, ktorých účinnosť dosahuje až 99%. Prevodovka je pomerne konštrukčne zložitá súčasť turbosústrojenstva, preto na základe zvolených parametrov a odporúčania z firmy Siemens sú v nasledujúcej kapitole spočítané hlavné silové zaťaženia a rozmery. Sú to hlavné požadované kritéria pre renomované firmy.

6.1 Výpočet prevodovky

| Vstupné parametre | | |
|--------------------------------------|------------------------|---------|
| Popis | Symbol [veľičina] | Hodnota |
| celkový spojkový výkon turbíny | P_{SP} [kW] | 5984 |
| otáčky turbíny (pastorku) | n_T [1/min] | 8000 |
| otáčky generátoru (kolesa) | n_G [1/min] | 1500 |
| obvodová rýchlosť v ozubení pastorku | u_{zp} [m/s] | 120 |
| obvodová rýchlosť čapu pastorku | $u_{\epsilon p}$ [m/s] | 80 |
| obvodová rýchlosť čapu kolesa | $u_{\epsilon k}$ [m/s] | 20 |
| sklon zubov | β [°] | 22 |
| uhol záberu v normálovom reze | α_n [°] | 20 |
| tlak v ložisku pastorka | p_p [MPa] | 2,5 |
| pomer l/D | x [-] | 0,7 |

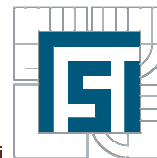
Tab. 6.1: Zadané parametre pre výpočet prevodovky

- priemer ozubenia pastorku $D_{oz, p}$ [m]

$$D_{oz, p} = \left(\frac{u_{zp}}{\pi} \right) \frac{n_T}{60} \quad (6.1)$$

- priemer ozubenia kolesa $D_{oz, k}$ [m]

$$D_{oz, k} = \left(\frac{u_{\epsilon p}}{\pi} \right) \frac{n_G}{60} \quad (6.2)$$



- priemer čapu pastorka $D_{\check{c}p}$ [m]

$$D_{\check{c}p} = \left(\frac{u_{\check{c}p}}{\pi} \right) \cdot \frac{n_T}{60} \quad (6.3)$$

- priemer čapu kolesa $D_{\check{c}k}$ [m]

$$D_{\check{c}k} = \left(\frac{u_{\check{c}k}}{\pi} \right) \cdot \frac{n_G}{60} \quad (6.4)$$

- osová vzdialenosť kolesa a pastorku L [m]

$$L = \left(\frac{D_{oz,p}}{2} \right) + \left(\frac{D_{oz,k}}{2} \right) \quad (6.5)$$

- obvodová sila v zuboch $F_{t,z}$ [kN]

$$F_{t,z} = \left(\frac{P_{SV}}{u_{zp}} \right) \quad (6.6)$$

- obvodová reakčná sila v čape $F_{t,r}$ [kN]

$$F_{t,r} = \left(\frac{F_{t,z}}{2} \right) \quad (6.7)$$

- axiálna sila F_a [kN]

$$F_a = F_{t,z} \cdot \tan \beta \quad (6.8)$$

- uhol záberu v čelnom reze $\alpha_{\check{c}el}$ [-]

$$\alpha_{\check{c}el} = \arctg. \left(\frac{tg \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (6.9)$$

- radiálna reakčná sila v čape $F_{rr,\check{c}}$ [kN]

$$F_{rr,\check{c}} = F_{t,r} \cdot \tan \alpha_{\check{c}el} \quad (6.10)$$

- osová dĺžka ložiska pastorku l_p [m]

$$l_p = x \cdot D_{oz,p} \quad (6.11)$$



- celková reakčná sila v čape $F_{r\check{c}}$ [kN]

$$F_{r\check{c}} = (p_p \cdot l_p \cdot D_{\check{c}p}) \cdot 1000 \quad (6.12)$$

- tlak v ložisku kola p_k [MPa]

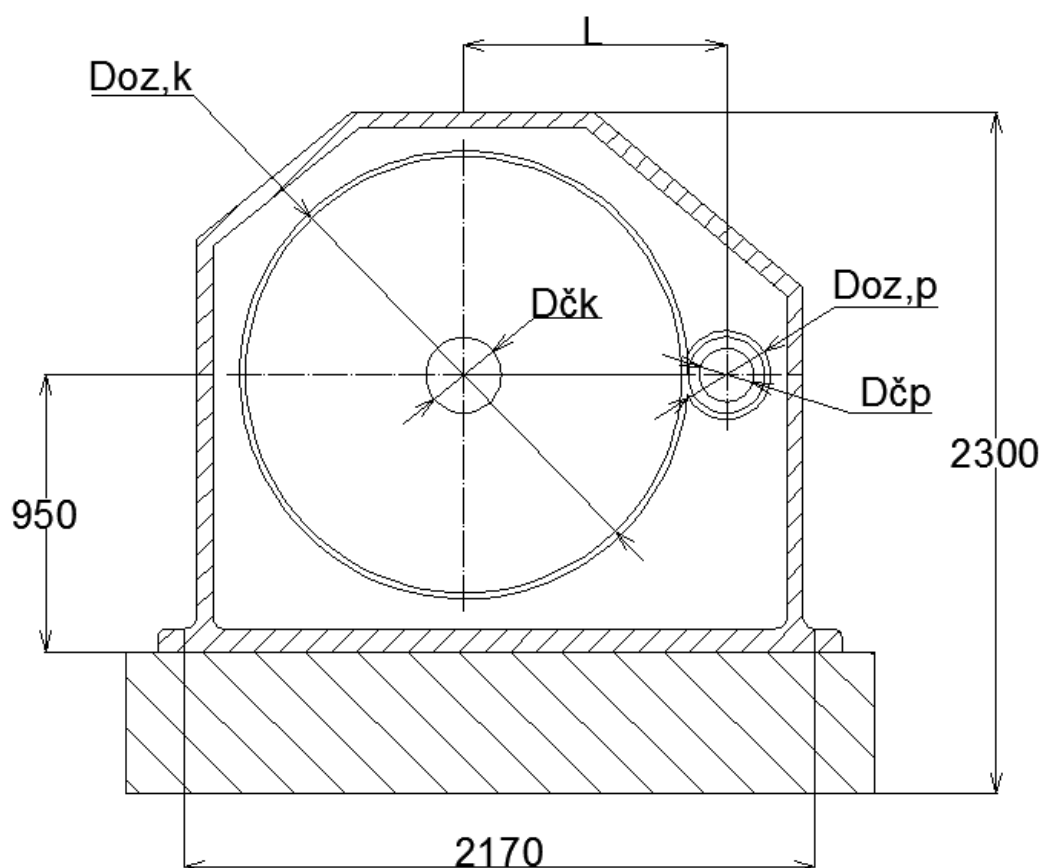
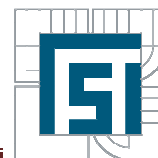
Poznámka: volí sa iteračne tak aby osová dĺžka ložiska kola l_k vyšla rovnako ako osová dĺžka ložiska pastorku. Tlak na ložisku kola musí byť o pomer l/D menší ako tlak v ložisku pastorka

- osová dĺžka ložiska kola l_k [m]

$$l_k = \left(\frac{F_{r\check{c}}}{1000} \right) \cdot \left(\frac{D_{\check{c}k}}{p_k} \right) \quad (6.13)$$

| Vypočítané hodnoty | | |
|-----------------------------------|----------------------------|---------|
| Popis | Symbol [veličina] | Hodnota |
| osová dĺžka ložiska pastorku | l_p [m] | 0,201 |
| osová dĺžka ložiska kola | l_k [m] | 0,209 |
| priemer ozubenia pastorku | $D_{oz,p}$ [m] | 0,286 |
| priemer ozubenia kola | $D_{oz,k}$ [m] | 1,528 |
| osová vzdialenosť kola a pastorku | L [m] | 0,907 |
| priemer čapu pastorka | $D_{\check{c}p}$ [m] | 0,191 |
| priemer čapu kola | $D_{\check{c}k}$ [m] | 0,255 |
| obvodová sila v zuboch | $F_{t,z}$ [kN] | 49,869 |
| obvodová reakčná sila v čape | $F_{t,r}$ [kN] | 24,934 |
| axiálna sila | F_a [kN] | 20,148 |
| uhol záberu v čelnom reze | $\alpha_{\check{c}el}$ [°] | 23,266 |
| radiálna reakčná sila v čape | $F_{r,r\check{c}}$ [kN] | 10,721 |
| celková reakčná sila v čape | $F_{r\check{c}}$ [kN] | 95,749 |
| tlak v ložisku kola | p_k [MPa] | 1,8 |

Tab.6.2: Základné silové a rozmerové parametre prevodovky



Obr. 6.1: Dispoziční rez prevodovkou

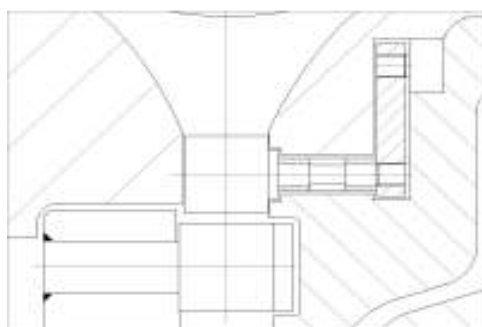


7. NÁVRH KONŠTRUKČNEJ KONCEPCIE TURBÍNY

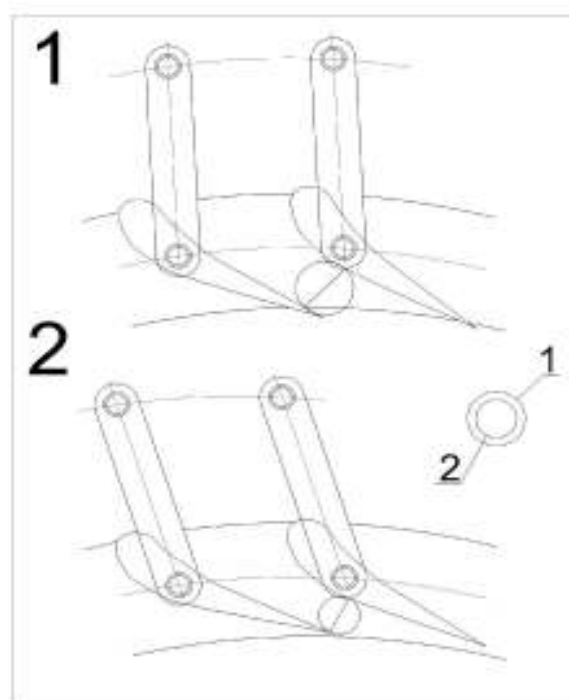
7.1 Regulačný stupeň

Regulačný radiálny stupeň bol riešený dvoma spôsobmi. Prvá varianta bola skonštruovaná pre lopatky z ocele, ktorej obmedzením z pevnostného hľadiska bola stredná obvodová rýchlosť $u_s = 230$ m/s. Druhá varianta bola s použitím titánových lopatiek pre regulačný stupeň, ktorej obmedzením je stredná obvodová rýchlosť $u_s = 290$ m/s. Spracovanie izoentalpického spádu je väčšie o 2/3 oproti spádu v prvej variante, takže sa ušetril jeden stupeň turbíny čo predstavuje menšie výrobné náklady.

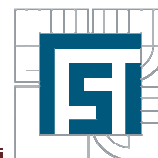
Rotorové lopatky sú vsadené do disku turbíny a zanitované. Regulácia prietochného množstva pary je riešená natáčanými satorovými lopatkami, (vid. obr. 7.1) Najväčšia výhoda tohto prevedenia je zaistenie kontinuálnej zmeny navrhovaného množstva pary, ktorá je spôsobená reguláciou kanálu medzi dvoma lopatkami. (vid. obr. 7.2) Výhodou oproti regulačným ventilom je neškrtanie pary, čo spôsobuje zmenu tlaku.



Obr. 7.1: Regulačný stupeň turbíny



Obr. 7.2: Kanál medzi dvoma lopatkami natáčaných lopatiek



7.2 Stupňová časť turbíny

Stupňová časť turbíny je prevedená v reakčnom (konkurenčnom) lopatkovaní. Pre zmenšenie strát sú na statorových a rotorových lopatkách nitované bandáže.

7.3 Odvod ucpávkovej pary

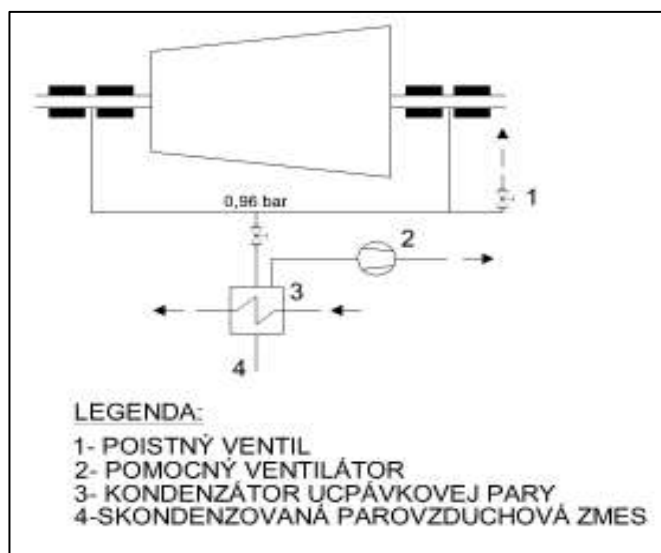
Tesnenie medzi statorovými a rotorovými časťami turbíny je prevedené pomocou bezdotykových ucpávok, ktorých počet bol navrhnutý podľa vzťahu:

$$\pi > \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} \quad (7.3.1)$$

Kde: π je tlakový pomer pred a za ucpávkou a para nemôže presahovať rýchlosť zvuku. Turbína má nízke parametre tlaku preto je táto podmienka splnená pri malom počte, ale použili sa štandardne používané ucpávkové nosiče po siedmych kusoch. Množstvo pary uniknuté za regulačným stupňom sa vypočítal podľa vzťahu:

$$M = \mu S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 v_1 z}} \quad (7.3.2)$$

System odvodu ucpávkovej pary je na obrázku 7.3. Parovzduchová zmes je odsávaná a tým sa obmedzí prúdeniu vyššieho tlaku pary ako je atmosférický tlak. Tento spôsob sa uplatňuje pri turbínach s nízkymi parametrami pary.



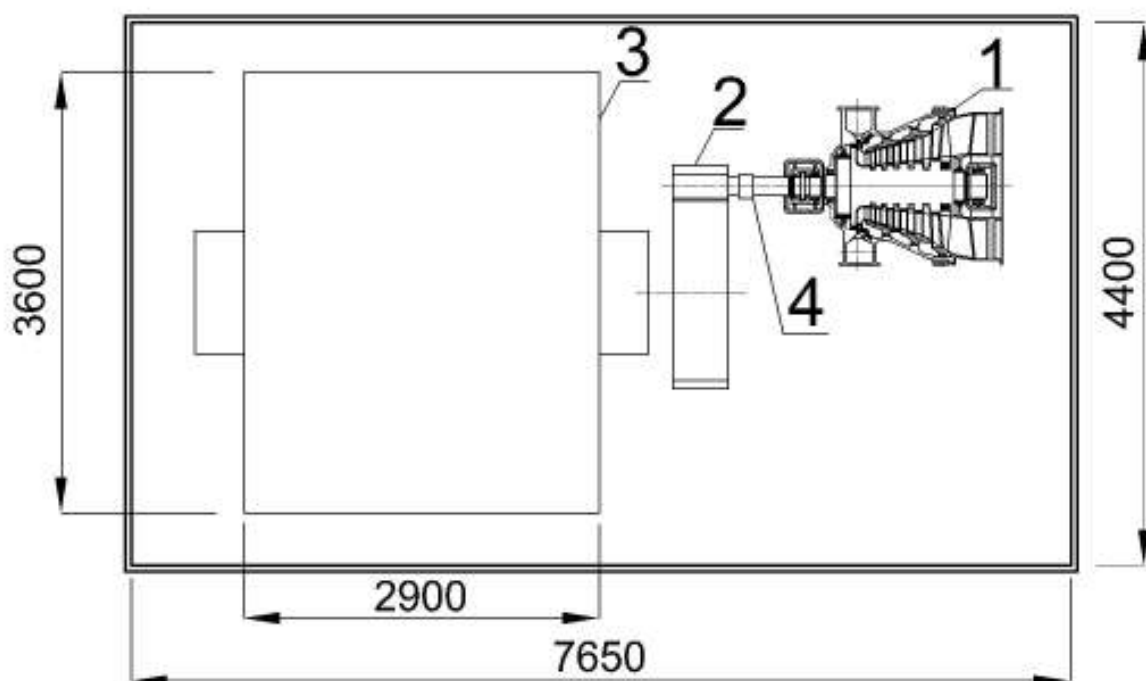
Obr. 7. 3: Systém odvodu ucpávkovej pary



8. DISPOZIČNÉ USPORIADANIE SÚSTROJENSTVA

Celé turbosústrojenstvo sa skladá z turbíny, prevodovky a elektrického generátora. Výstup pary z turbíny je prevedený axiálne, takže umiestnenie kondenzátora pary je za turbínou, čo umožňuje aplikáciu olejového hospodárstva pod spoločný základový rám. vid' obr.8.1. Najväčšou výhodou axiálnej výstupnej skrine je úspora priestoru pre kondenzátor, ktorý pri radiálnej výstupnej skrini by musela byť umiestnená o podlažie nižšie.

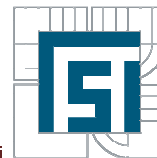
Medzi turbínu a prevodovku je umiestnená pružná spojka, pre tepelnú rozťažnosť pri spúšťaní sústrojenstva.



LEGENDA:

- 1- KONDENZAČNÁ (NAVRHOVANÁ) TURBÍNA
- 2- PREVODOVKA
- 3- ELEKTRICKÝ GENERÁTOR
- 4- SPOJKA

Obr. 8.1: Dispozičné usporiadanie turbosústrojenstva



9. ZÁVER

Úlohou tejto diplomovej práce bolo zo zadaných parametrov pary navrhnuť kondenzačný modul parnej turbíny mestskej teplárne s protitlakovou turbínou.

Kondenzačná parná turbína bude slúžiť na zvýšenie výroby elektrickej energie v prechodovom období, keď je tepelné zaťaženie menšie ako v zime. Výroba elektriny v teplárnach je závislá na odbere tepla spotrebiteľov. Preto bude v prechodovom období nepotrebná para z protitlakovej turbíny privedená do navrhutej kondenzačnej turbíny a tým sa zvýši výroba elektrickej energie, ktorú by protitlaková turbína nemohla produkovať. Týmto sa zvýši prevádzková doba teplárne a účinnosť Rankin- Clausiovo cyklu.

V zimnom období bude prevádzkovaná v systémových službách dispečerskej zálohy elektrizačnej siete. Jej úlohou bude čo v najkratšom čase produkovať v dobe potreby špičkovania elektrizačnej siete stopercentný výkon a tým predávať drahšiu elektrickú energiu. Turbína pre jej pomerne malý výkon a rozmery bude schopná nabehnúť v čase najväčšieho denného zaťaženia na maximálny výkon do jednej hodiny.

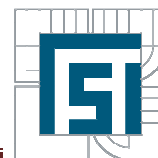
V práci bol navrhnutý termodynamický výpočet prietocnej časti a konštrukčné riešenie turbíny, ku ktorej je spracovaná výkresová dokumentácia obsahujúca pozdĺžny rez turbínou. Turbína bola navrhovaná pre pohon elektrického generátora, čo znamená, že v našich podmienkach ($f = 50\text{Hz}$) generátor musí pracovať s 3000 otáčkami za minútu aby bol zachovaný kmitočet elektrizačnej sústavy. Bol zvolený štvorpólový elektrický generátor, ktorého menovité otáčky sú 1500 ot/min, pre jeho vyššiu účinnosť a menšie investičné náklady. Keďže turbíny majú väčšiu účinnosť pri vyšších otáčkach bola medzi ňu a generátor vložená prevodovka. Základný výpočet prevodovky je súčasťou tejto diplomovej práce.

Táto práca mi ponúkla odborný pohľad do sveta návrhu, konštrukcie a výpočtu a to nielen v rámci kondenzačných parných turbín, ale aj do problematiky tepelných lopatkových strojov a problematiky teplárstva.



ZOZNAM POUŽITÉJ LITERATÚRY

- [1] Fiedler, J. :Parní turbíny, CERM Brno 2001
- [2] Kadrnožka, J. :Parní turbíny a kondenzace, skripta VUT 1991
- [3] Firemní literatura SIEMENS
- [4] Kadrnožka, J.: Lopatkové stroje, Brno, 2003.
- [5] Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, Brno, 2004.
- [6] Krbek, J., Polesný B., Fiedler J.: Strojní zařízení tepelných centrál, Brno, 1999.



ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

| Symbol | Veličina | Popis |
|--------------|----------------------|----------------------------------|
| a | [m/s] | rýchlosť zvuku |
| c_{iz} | [m/s] | izoentropická rýchlosť pary |
| c | [m/s] | absolútna rýchlosť pary |
| D_s | [m] | stredný priemer lopatkovania |
| h_{iz} | [kJ/kg] | izoentropický spád |
| i | [kJ/kg] | entalpia |
| l | [m] | dĺžka lopatky |
| L | [m] | osová vzdialenosť |
| M | [kg/s] | hmotnostný prietok pary |
| n | [1/min] | otáčky turbín |
| p | [Mpa] | tlak pary |
| P | [W] | výkon |
| s | [kJ/kgK] | entropia |
| t | [°C] | teplota pary |
| u | [m/s] | obvodová rýchlosť |
| v | [m ³ /kg] | merný objem |
| w | [m/s] | relatívna rýchlosť pary |
| α | [°] | uhol absolútnej rýchlosti |
| β | [°] | uhol relatívnej rýchlosti |
| δ | [mm] | radiálna vôľa |
| η_i | [%] | vnútorná účinnosť |
| η_{tdi} | [%] | vnútorná termodynamická účinnosť |
| π | [-] | tlakový pomer |
| ρ | [-] | stupeň reakcie |
| φ | [-] | rýchlostný súčiniteľ pre stator |
| ψ | [-] | rýchlostný súčiniteľ pre rotor |



ZOZNAM PRÍLOH

| Číslo prílohy | Názov | Popis |
|---------------|---------------------------|--|
| 1 | Parametre turbíny | Stavové veličiny pary a rozmerov prietochného kanálu |
| 2 | Rýchlostné trojuholníky | Rýchlosti a uhly prúdenia pary |
| 3 | Kondenzačná parná turbína | Rez turbínou |