

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Přepočet turbíny na změněné parametry s retrofitem NT dílu turbíny

Autor: **Bc. Filip Schmidt**

Vedoucí práce: **Ing. Roman Gášpár**

Akademický rok 2015/2016

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip SCHMIDT**  
Osobní číslo: **S14N0048P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Přepočet turbíny na změněné parametry s retrofitem NT dílu turbíny**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

#### Máte za úkol:

1. Provést základní termodynamický výpočet tepelného cyklu turbíny a navrhnout retrofit nízkotlakého dílu zohledňující změnu parametrů chladicí vody. Nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolit.
2. Zpracovat základní návrhové výpočty a konstrukční návrh retrofitu nízkotlakého dílu s využitím původního vnějšího tělesa.
3. Zohlednit využití reversního inženýrství k získání konstrukčních dat od původního nízkotlakého tělesa, které má být použito.

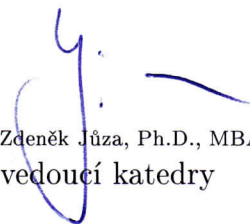
Rozsah grafických prací: **tepelné schéma**  
Rozsah kvalifikační práce: **50 - 70 stran**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

- **Bečvář J. a kol: Tepelné turbíny, SNTL, SVTL, Praha, 1968**
- **Škopek, J.: Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2003, ISBN 80-7043-256-X**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Roman Gášpár**  
Katedra energetických strojů a zařízení  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jan Čulík**  
Doosan Škoda Power  
Datum zadání diplomové práce: **2. listopadu 2015**  
Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2016**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., MBA  
vedoucí katedry

V Plzni dne 30. října 2015

## **Prohlášení o autorství:**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

**V Plzni dne: 19. 5. 2016**

.....  
**podpis autora**

## **Poděkování:**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Romanu Gášpárovi za cenné rady při psaní textu této práce i za předané znalosti, které mi pomáhaly během celého studia.

Velký dík patří mým kolegům ze společnosti Doosan Škoda Power, kteří se mnou měli dostatek trpělivosti, vždy si na mě udělali čas a snažili se mi vyjít maximálně vstříc. Zejména si vážím konstruktivní kritiky od mého konzultanta Ing. Jana Čulíka, která byla nepochybně pro práci přínosem. Celé společnosti děkuji za laskavé svolení použít interních materiálů k potřebám této práce.

V neposlední řadě děkuji své rodině, která mě po celou dobu studia podporovala a vytvářela mi podmínky pro úspěšné ukončení studia. Obzvláště pak musím poděkovat mému dědečkovi, Ing. Jiřímu Kořenkovi za diskuse, které mi mnohdy otevřely oči a já tak mohl vidět problém z jiné perspektivy.



## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

|                      |  |                              |                                 |  |
|----------------------|--|------------------------------|---------------------------------|--|
| <b>AUTOR</b>         | <b>Příjmení</b><br>Schmidt   | <b>Jméno</b><br>Filip        |                                 |  |
| <b>STUDIJNÍ OBOR</b> | 2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“                  |                              |                                 |  |
| <b>VEDOUCÍ PRÁCE</b> | <b>Příjmení (včetně titulů)</b><br>Ing. Gášpár                     | <b>Jméno</b><br>Roman        |                                 |  |
| <b>PRACOVIŠTĚ</b>    | ZČU - FST - KKE  |                              |                                 |  |
| <b>DRUH PRÁCE</b>    | <b>DIPLOMOVÁ</b>   | <del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del> | <b>Nehodící se<br/>škrtněte</b> |  |
| <b>NÁZEV PRÁCE</b>   | Přepočet turbíny na změněné parametry s retrofitem NT dílu turbíny |                              |                                 |  |

|                |         |                |     |                    |      |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| <b>FAKULTA</b> | strojní | <b>KATEDRA</b> | KKE | <b>ROK ODEVZD.</b> | 2016 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

|               |    |                     |    |                      |   |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|
| <b>CELKEM</b> | 89 | <b>TEXTOVÁ ČÁST</b> | 84 | <b>GRAFICKÁ ČÁST</b> | 5 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|

|  |   |
|--|---|
| <b>STRUČNÝ POPIS<br/>(MAX 10 ŘÁDEK)</b><br><br><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL<br/>POZNATKY A PŘÍNOSY</b> | Diplomová práce zpracovává problematiku retrofitu parní turbíny. Práce vysvětluje proces retrofitu a metody používané při jeho návrhu. Prakticky práce ukazuje tepelný výpočet cyklu a návrh průtočné části. Součástí práce je i konkrétní konstrukční návrh retrofitu posledního stupně parní turbíny. |
| <b>KLÍČOVÁ SLOVA<br/>ZPRAVIDLA<br/>JEDNOSLOVNÉ POJMY,<br/>KTERÉ VYSTIHUJÍ<br/>PODSTATU PRÁCE</b> | Retrofit, Reverse engineering, Elektrárna, Cyklus, Průtočná část, Parní turbína, Tepelné schéma,  |

### SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

|                          |  |                 |                                   |  |
|--------------------------|--|-----------------|-----------------------------------|--|
| <b>AUTHOR</b>            | Surname<br>Schmidt   |                 | Name<br>Filip                     |  |
| <b>FIELD OF STUDY</b>    | 2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“                              |                 |                                   |  |
| <b>SUPERVISOR</b>        | Surname (Inclusive of Degrees)<br>Ing. Gášpár                                  |                 | Name<br>Roman                     |  |
| <b>INSTITUTION</b>       | ZČU - FST - KKE  |                 |                                   |  |
| <b>TYPE OF WORK</b>      | <b>DIPLOMA</b>   | <b>BACHELOR</b> | <b>Delete when not applicable</b> |  |
| <b>TITLE OF THE WORK</b> | Turbine conversion for altered parameters with the retrofit of turbine LP part |                 |                                   |  |

|                |                        |                   |     |                     |      |
|----------------|------------------------|-------------------|-----|---------------------|------|
| <b>FACULTY</b> | Mechanical Engineering | <b>DEPARTMENT</b> | KKE | <b>SUBMITTED IN</b> | 2016 |
|----------------|------------------------|-------------------|-----|---------------------|------|

#### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

|                |    |                  |    |                       |   |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|
| <b>TOTALLY</b> | 89 | <b>TEXT PART</b> | 84 | <b>GRAPHICAL PART</b> | 5 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|

|   |  |
|---|--|
| <b>BRIEF DESCRIPTION<br/>TOPIC, GOAL, RESULTS<br/>AND CONTRIBUTIONS</b> | This diploma thesis deals with the steam turbine retrofit. The thesis explains process of retrofit design and methods used for retrofit design. In practical way the thesis shows heat balance calculation of the cycle and a design of the flow path. Actual design of the steam turbine last stage retrofit is also a part of this thesis. |
| <b>KEY WORDS</b>  | Retrofit, Reverse engineering, Power plant, Cycle, Flow path, Steam turbine, Heat balance diagram  |

## Seznam použitých zkratek a značení:

### Fyzikální veličiny a zkratky:

|                |   |  |
|----------------|---|--|
| c              | [m.s <sup>-1</sup> ]                        | Rychlost absolutní                     |
| D              | [m]   | Průměr                                 |
| DCA            | [°C]  | Drain cooler approach                  |
| F              | [N]   | Síla                                   |
| FAC            | [-]   | Final acceptance certificate           |
| h              | [kJ.kg <sup>-1</sup> ]                      | Entalpický spád                        |
| HR             | [kJ.kWh <sup>-1</sup> ]                     | Heat Rate                              |
| i              | [kJ.kg <sup>-1</sup> ]                      | Entalpie                               |
| k              | [-]   | Sčítací index                          |
| l              | [-]   | Sčítací index                          |
| l              | [m], [mm]                                   | Délka lopatky                          |
| ṁ              | [t.h <sup>-1</sup> ], [kg.s <sup>-1</sup> ] | Hmotnostní průtok                      |
| n              | [1.min <sup>-1</sup> ]                      | Otáčky turbíny                         |
| NN             | [-]   | Napájecí nádrž                         |
| NT             | [-]   | Nízkotlaké těleso                      |
| NTO            | [-]   | Nízkotlaký ohřívák                     |
| p              | [bar]                                       | Tlak                                   |
| P              | [MW], [kW]                                  | Výkon                                  |
| PAC            | [-]   | Preliminary acceptance certificate     |
| q <sub>o</sub> | [kJ.kg <sup>-1</sup> ]                      | Odvedené měrné teplo z cyklu           |
| q <sub>p</sub> | [kJ.kg <sup>-1</sup> ]                      | Přivedené měrné teplo do cyklu         |
| Q <sub>p</sub> | [kJ]  | Přivedené teplo do cyklu               |
| R              | [m.s <sup>-2</sup> ]                        | Vnější setrvačné zrychlení             |
| R              | [-]   | Reakce lopatky                         |
| s              | [kJ.kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]      | Entropie                               |
| S              | [m <sup>2</sup> ]                           | Plocha                                 |
| ST             | [-]   | Středotlaké těleso                     |
| t              | [°C]  | Teplota                                |
| t              | [s]   | Čas                                    |
| TTD            | [°C]  | Terminal temperature difference        |
| u              | [m.s <sup>-1</sup> ]                        | Rychlost obvodová                      |
| v              | [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]         | Měrný objem                            |
| V              | [m <sup>3</sup> ]                           | Objem                                  |
| VT             | [-]   | Vysokotlaké těleso                     |
| VTO            | [-]   | Vysokotlaký ohřívák                    |
| w              | [m.s <sup>-1</sup> ]                        | Relativní rychlost                     |
| w              | [m.s <sup>-1</sup> ]                        | Rychlost proudění                      |
| x              | [-]   | Suchost páry                           |
| y              | [-]   | poměrný hmotnostní průtok              |
| Y              | [-]   | Korekce poměrného hmotnostního průtoku |
| Z              | [-]   | Ztráta                                 |

|               |                       |   |
|---------------|-----------------------|---|
| $\alpha$      | [°]                   | Úhel absolutní rychlosti                          |
| $\beta$       | [°]                   | Úhel relativní rychlosti                          |
| $\Delta t$    | [°C]                  | Teplotní rozdíl                                   |
| $\varepsilon$ | [-]                   | Kontrakční součinitel hrubosti profilu na výstupu |
| $\eta$        | [-]                   | Účinnost  |
| $\rho$        | [kg.m <sup>-3</sup> ] | Měrná hmotnost                                    |
| $\sigma$      | [Pa]                  | Normálové napětí                                  |
| $\tau$        | [Pa]                  | Tečné napětí                                      |
| $\varphi$     | [-]                   | Rychlostní součinitel                             |
| $\psi$        | [-]                   | Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky          |

**Indexy:**

|              |   |
|--------------|---|
| GEN          | Generátor                               |
| iz           | Izoentropický                           |
| K            | Kondenzátor                             |
| KKP          | Kondenzátor komínkové páry              |
| KOND         | Kondenzát, kondenzátní                  |
| MECH         | Mechanická                              |
| NČ           | Napájecí čerpadlo                       |
| NN           | Napájecí nádrž                          |
| NT           | Nízkotlaká část                         |
| NT01         | Nízkotlaký ohřívák 1                    |
| NT02         | Nízkotlaký ohřívák 2                    |
| NT03         | Nízkotlaký ohřívák 3                    |
| NT04         | Nízkotlaký ohřívák 4                    |
| NT0(4,3)     | Soubor nízkotlakých ohříváků 4 a 3      |
| NT0(2,1,KKP) | Soubor nízkotlakých ohříváků 2, 1 a KKP |
| NV           | Napájecí voda                           |
| odběr        | V odběru                                |
| PPK          | Přihřívák                               |
| PřPotrubí    | Převáděcí potrubí                       |
| PSP          | Předřazený srážecí přehřátí             |
| SAT          | Saturační                               |
| ST           | Středotlaká část                        |
| SV           | Svorkový                                |
| V            | Výměník                                 |
| Vent         | Ventil                                  |
| VT           | Vysokotlaká část                        |
| VT01         | Vysokotlaký ohřívák 1                   |
| VT02         | Vysokotlaký ohřívák 2                   |

**Indexy pro Konstrukční výpočet:**

|   |                                  |
|---|----------------------------------|
| 0 | Na vstupu do rozváděcích lopatek |
|---|----------------------------------|

|      |  |
|------|--|
| 1    | Na vstupu do oběžných lopatek              |
| 2    | Na výstupu z oběžných lopatek              |
| A    | Axiální složka                             |
| B    | Beginning – stav na začátku průtočné části |
| E    | End – stav na konci průtočné části         |
| inf  | Infinite – nekonečně dlouhá lopatka        |
| L    | Konečně dlouhá lopatka                     |
| opt  | Optimální                                  |
| p    | Zvolená délka lopatky                      |
| P    | Patní                                      |
| PO   | Parciální ostřík                           |
| RK   | Rozváděcí kolo                             |
| S    | Střední průměr                             |
| STG  | Stage – stupeň                             |
| Š    | Špičkový                                   |
| ROZV | Rozvějíření                                |
| t    | Skutečný                                   |
| tdn  | Termodynamická                             |
| U    | Unášivá složka                             |
| VK   | Tření disku                                |
| x    | Suchost                                    |

**Poznámka:**

Indexové číslice použité během výpočtu jsou vždy vysvětleny v tabulkách příslušných kapitol.

## Obsah

|        |  |    |
|--------|--|----|
| 1.     | Úvod .....   | 13 |
| 2.     | Úvod do problematiky parních turbín .....          | 14 |
| 2.1.   | Historie parních turbín .....                      | 14 |
| 2.2.   | Rozdělení parních turbín .....                     | 16 |
| 2.2.1. | Dle použití.....                                   | 16 |
| 2.2.2. | Dle průtoku páry .....                             | 16 |
| 2.2.3. | Dle využití vystupující páry.....                  | 16 |
| 2.2.4. | Dle počtu stupňů .....                             | 18 |
| 2.2.5. | Dle průběhu tlaku páry ve stupni.....              | 18 |
| 2.2.6. | Dle parametrů páry .....                           | 18 |
| 3.     | Představení projektu .....                         | 20 |
| 4.     | Retrofit turbíny .....                             | 21 |
| 4.1.   | Jednotlivé fáze projektu.....                      | 22 |
| 4.1.1. | Poptávková fáze .....                              | 22 |
| 4.1.2. | Nabídková fáze .....                               | 22 |
| 4.1.3. | Výběrová fáze .....                                | 22 |
| 4.1.4. | Fáze realizační .....                              | 23 |
| 4.2.   | Obvyklý rozsah retrofitu.....                      | 23 |
| 4.3.   | Realizované projekty .....                         | 25 |
| 4.3.1. | Turbína KWU – ST díl .....                         | 25 |
| 4.3.2. | Turbína BBC.....                                   | 26 |
| 5.     | Reverse Engineering v oboru parních turbín.....    | 27 |
| 5.1.   | Získávání dat z výkresové a jiné dokumentace ..... | 27 |
| 5.2.   | Získávání dat pomocí konvenčního měření.....       | 27 |
| 5.3.   | Získávání dat z fotografií.....                    | 28 |
| 5.4.   | Data vytvořená vlastní úvahou .....                | 28 |
| 5.5.   | Získávání dat pomocí 3D skenování .....            | 28 |
| 5.5.1. | Laserový skener .....                              | 29 |
| 5.5.2. | Skener se strukturovaným světlem .....             | 31 |
| 5.5.3. | Zhodnocení používaných 3D skenovacích metod .....  | 35 |
| 6.     | Teorie k výpočtové části .....                     | 36 |
| 6.1.   | Tepelné bilance.....                               | 36 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 6.2.   | Základní rovnice proudění .....                   | 37 |
| 6.2.1. | Stavová rovnice.....                              | 37 |
| 6.2.2. | Rovnice kontinuity .....                          | 38 |
| 6.1.3. | Navier-Stokesova rovnice .....                    | 38 |
| 6.1.4. | Energetická rovnice .....                         | 39 |
| 6.3.   | 2D lopatkové kaskády .....                        | 40 |
| 6.4.   | Rychlostní trojúhelníky .....                     | 40 |
| 6.5.   | Ztráty .....                                      | 41 |
| 6.5.1. | Profilové ztráty .....                            | 41 |
| 6.5.2. | Sekundární ztráty .....                           | 42 |
| 6.5.3. | Ztráty únikem páry nadbandážovou ucpávkou .....   | 42 |
| 6.5.4. | Ztráty únikem páry vnitřní ucpávkou .....         | 42 |
| 6.5.5. | Ztráty parciálním ostřikem.....                   | 42 |
| 6.5.6. | Ventilační ztráta .....                           | 43 |
| 6.5.7. | Ztráta vlhkostí páry [11] .....                   | 43 |
| 6.5.8. | Ztráta rozvějířením [1].....                      | 43 |
| 7.     | Tepelný výpočet parního cyklu .....               | 44 |
| 7.1.   | Určení expanze v turbíně pro novou variantu ..... | 45 |
| 7.1.1. | Parametry před RZ,RV .....                        | 45 |
| 7.1.2. | Parametry před VT dílem .....                     | 45 |
| 7.1.3. | Parametry za VT dílem (před přehřívákem).....     | 46 |
| 7.1.4. | Parametry za přehřívákem.....                     | 47 |
| 7.1.5. | Parametry na vstupu do ST dílu.....               | 47 |
| 7.1.6. | Parametry na výstupu ST dílu.....                 | 47 |
| 7.1.7. | Parametry před NT dílem .....                     | 47 |
| 7.1.8. | Parametry páry v kondenzátoru .....               | 48 |
| 7.2.   | Regenerace.....                                   | 49 |
| 7.3.   | Výpočet vysokotlaké regenerace .....              | 49 |
| 7.3.1. | PSP – Předřazený srážecí přehřátí .....           | 50 |
| 7.3.2. | VTO2 – Vysokotlaký ohřívák 2.....                 | 52 |
| 7.3.3. | VTO1 – Vysokotlaký ohřívák 1.....                 | 53 |
| 7.4.   | Výpočet napájecí nádrže.....                      | 53 |
| 7.4.1. | NN – Napájecí nádrž.....                          | 54 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 7.5.   | Výpočet nízkotlaké regenerace.....                              | 55 |
| 7.5.1. | NTO4 – Nízkotlaký ohřívák 4 .....                               | 56 |
| 7.5.2. | NTO3 – Nízkotlaký ohřívák 3 .....                               | 57 |
| 7.5.3. | NTO2 – Nízkotlaký ohřívák 2 .....                               | 59 |
| 7.5.4. | NTO1 – Nízkotlaký ohřívák 1 .....                               | 60 |
| 7.5.5. | KKP – Kondenzátor komínkové páry.....                           | 61 |
| 7.6.   | Výpočet výkonu.....   | 62 |
| 7.7.   | Zhodnocení tepelného výpočtu.....                               | 64 |
| 8.     | Konstrukční výpočet .....                                       | 65 |
| 8.1.   | Průtočná část.....  | 65 |
| 8.2.   | Výpočet rychlostních trojúhelníků .....                         | 69 |
| 8.3.   | Tabulkový souhrn vypočtených hodnot .....                       | 72 |
| 9.     | Konstrukční návrh .....   | 77 |
| 9.1.   | Úvod do konstrukčního problému .....                            | 77 |
| 9.2.   | Konstrukční návrh 4. varianty .....                             | 78 |
| 9.2.1. | Závěs rozváděcí lopatky .....                                   | 80 |
| 9.2.2. | Vnitřní těleso.....   | 81 |
| 9.2.3. | Rotorová ucpávka na rozváděcím kole .....                       | 81 |
| 9.2.4. | Difuzor .....   | 81 |
| 9.2.5. | Nástavec pro přeproudění mezi stupni.....                       | 81 |
| 9.3.   | Zhodnocení a vizualizace konstrukčního řešení.....              | 81 |
| 10.    | Závěr.....  | 83 |
| 11.    | Použité zdroje .....  | 84 |
| 12.    | Seznam obrázků: .....   | 85 |
| 13.    | Přílohy .....   | 86 |
| 13.1.  | Příloha 1 – NT rotor turbíny .....                              | 86 |
| 13.2.  | Příloha 2 – Rozsah retrofitu .....                              | 86 |
| 13.3.  | Příloha 3 – Původní tepelné schéma elektrárny .....             | 87 |
| 13.4.  | Příloha 4 – Nové tepelné schéma elektrárny.....                 | 88 |
| 13.5.  | Příloha 5 – Řez původní turbínou .....                          | 89 |
| 13.6.  | Příloha 6 – Skica návrhu retrofitu posledního stupně.....       | 90 |
| 13.7.  | Příloha 7 – Rankin – Clausiův diagram pro počítaný cyklus ..... | 91 |



## 1. Úvod

Lidská populace na Zemi neustále roste, přičemž každý jedinec v civilizovaných oblastech ke svému životu potřebuje určité množství energie. To se samozřejmě projevuje na zvyšující se spotřebě elektrické energie napříč celým světem. Dá se proto tvrdit, že energetika je do budoucna velmi perspektivním oborem. Nicméně aby energetické společnosti uspokojily poptávku svých klientů, jsou nuceny nejen postupně navyšovat výkon svých elektráren stavbou nových bloků, popřípadě repoweringem, ale zároveň dbát na jejich hospodárnost, bezpečnost a na životní prostředí.

V posledních letech se ve světě rozmáhá trend spoření a minimalizace plýtvání. Pokud má dnes podnikatel v jakémkoliv oboru uspět, je zapotřebí tyto trendy vnímat a svoje snažení jim přizpůsobit.

Proto i ve společnosti Doosan Škoda Power zhruba před šesti lety vznikl odbor Retrofity a modernizace parních turbín, jenž se zabývá zdokonalováním návrhů starých turbín a zvyšuje tak jejich účinnost, popřípadě i výkon při co možná nejnižších investičních nákladech.

Cílem této diplomové práce je návrh retrofitu NT dílu parní turbíny pro reálný projekt dle zadaných parametrů. V době psaní této práce projekt ve společnosti právě probíhá a autor se na něm přímo podílí. Částečně tedy práce bude zpracovávána akademickou formou v kapitolách „Tepelný výpočet parního cyklu“ a „Konstrukční výpočet“ a pak ryze praktickou formou v kapitole „Návrh konstrukčního řešení“. Pro kompletní splnění zadání je vypracováno tepelné schéma cyklu korespondující s tepelným výpočtem.

Práce je v prvních kapitolách zaměřená na teoretické informace, které jsou potřebné k praktické části tepelného a konstrukčního výpočtu a návrhu konstrukčního řešení. Kapitola „Retrofit turbíny“ je zde zařazena především kvůli objasnění samotného termínu a popisu problematiky v tomto oboru, jelikož se jedná o záležitost, která není příliš v podvědomí odborné veřejnosti, natož pak v laické veřejnosti. Kapitola „Reverse engineering v oboru parních turbín“ si klade za cíl čtenáři přiblížit moderní inženýrské metody používané pro velice přesná měření a jejich aplikaci pro konstrukční řešení daného zařízení.

## 2. Úvod do problematiky parních turbín

Parní turbína je tepelný rotační stroj, který převádí kinetickou a tlakovou energii vodní páry na energii mechanickou v podobě rotujícího hřídele. Hlavní konstrukční prvky statoru parní turbíny jsou obecně tvořeny vnějším tělesem (většinou se používají více tělesové koncepce), vnitřním tělesem, nosiči rozváděcích kol, rozváděcími koly při rovnotlaké koncepci, nebo rozváděcími lopatkami při koncepci přetlakové, ucpávkami, ložisky a ložiskovými stojany. Rotor je pak sestaven z hřídele, na kterou jsou připojena kola oběžných lopatek, nebo lopatky přímo. Jako součást turbíny můžeme počítat i natačedlo, které má za úkol rotorem otáčet především po odstavení stroje, kvůli rovnoměrnému dochlazování rotoru. K rotoru turbíny je připojen generátor elektrické energie. Celé soustrojí je pak označováno jako turbogenerátor. Výkres sestavy turbíny, jež je předmětem této práce je k vidění v příloze 5.

Pára je v ideálním případě a při nominálním provozu přiváděna do turbíny z kotle, nebo parogenerátoru přes rychlozávěrné a regulační ventily. Při vlastní práci se pára nejdříve v rozváděcích lopatkách nasměruje ideálním směrem k lopatkám oběžným, které jsou pevně spojeny s rotorem. Fyzikálními principy pak dochází k roztáčení rotoru a otočení proudu páry ve směru, který bude vyhovovat vstupu do statorové části lopatek dalšího stupně (stupněm označujeme statorové lopatky a hned za nimi následující lopatky oběžné).

V parních elektrárnách je běžné využívání dvou nebo tří okruhů. Okruhem se rozumí soubor zařízení, která pracují s určitým médiem, jež se v ideálním případě nemění (mimo chladicí okruh). Pouze se neustále mění jeho parametry v závislosti na pozici v okruhu.

U jaderných elektráren se v primárním okruhu přivede teplo chladné vodě, která se následkem toho v reaktoru ohřeje a v parogenerátoru předá svoje teplo médiu v sekundárním okruhu. Následně se voda vzniklá po expanzi páry ochladí a celý cyklus se opakuje.

Běžným zdrojem tepla je v dnešní době kotel na tuhá i plynná paliva. I toto zařízení vytváří páru pro parní turbínu, ve které pára předává svojí tepelnou energii a ta je přetransformována na energii mechanickou dle principu popsaného výše. Po expanzi v turbíně pára v kondenzátoru zkondenzuje na kapalinu a celý proces se opakuje (platí pro kondenzační typ turbíny).

Chladicí okruh má pak běžně za úkol už jen zmíněnou kondenzaci páry v kondenzátoru chlazením přes teplosměnné plochy.

### 2.1. Historie parních turbín

Technika se vyvíjí stejně dlouho jako lidstvo samo, jen v určitých obdobích je vývoj rychlejší, nebo naopak pomalejší. Za strůjce techniky, jak jí známe dnes, vděčíme myslitelům ze starověkého Egypta, Číny, antického Řecka i dalších zemí. Pokud se budeme zaměřovat na parní turbíny, pak ze všeho nejdříve musíme zmínit řeckého vynálezce a matematika Herona Alexandrijského, který podle všeho jako první přišel s myšlenkou parního pohonu. Zařízení z dnešního pohledu nebylo nijak zvlášť složité. Jednalo se jen o uzavřený kotlík naplněný vodou, která byla ohřívána ohněm zpod kotle. Vytvořená pára pak postupovala trubkami do otočně uloženého hrnce, ze kterého vystupovala připravenými tryskami. Heron tak ve své

podstatě dal na počátku našeho letopočtu vzniknout první reakční turbíně na světě (obr. 1) [16].



Obrázek 1: Heronova baňka (Aeolipile) [17]

Za přímého předchůdce dnešních moderních parních turbín můžeme označit Wattův parní stroj z let 1763 až 1775. Za prvé z důvodu zlepšení termické účinnosti Newcomenova parního stroje z roku 1712 přidáním kondenzátoru, což je pro hospodárnost dnešní turbín zcela nezbytný prvek a za druhé proto, že uvedení parního stroje do provozu rozpoutalo průmyslovou revoluci, ve které byl jedním z vrcholů vynález Parsonsovy parní turbíny roku 1884.

Sir Charles Algernon Parsons byl Anglo-Irský inženýr. Studoval mimo jiné i na St. John's College v Cambridge kde promoval jako nejlepší z ročníku. Po kratších inženýrských praxích v průmyslových firmách přišel do společnosti Clarke, Chapman & Co. V této loďařské společnosti vyvinul po něm pojmenovanou parní turbínu. Hned na to využil tento vynález k pohánění elektrického generátoru, který byl rovněž dle jeho návrhu. Tento první turbogenerátor tak přinesl levnou elektickou energii v dostatečném množství a tento vynález tak nastartoval novou éru v lodních pohonech.

Parsonsovu koncepci jako první převzal a upravil George Westinghouse a v podstatě určil směr ostatním společnostem zabývajících se výrobou elektrické energie. Byl to právě Parsonsův design, který se stal předlohou pro drtivou většinu elektráren na světě.

V této době však vznikala i řada dalších koncepcí parních turbín. Za zmínku stojí především Lavalova rovnotlaká turbína, která byla levnější a jednodušší. Měla však o poznání menší účinnost [18]. Francouzský technik profesor Auguste Rateau použil Lavalova principu a dal tak vzniknout své vlastní turbíně, která se později stala předlohou i pro plzeňské Škodovy závody.

Jedním z prvních lidí, kteří popsali problematiku parních turbín teoreticky, byl slovenský fyzik a inženýr profesor Aurel Stodola. Při jeho působení na švýcarském polytechnickém institutu v Zurichu, dnes známém pod zkratkou ETH, sepsal jeho díla „Parní turbíny a jejich využití jako tepelných strojů“ a „Parní a plynové turbíny“.

Od těchto dob prošly parní turbíny vývojem, který byl řízený především požadavky na účinnost a výkon. Proto se dnes běžně setkáváme s turbínami o výkonu vyšším než 1000 MW

a s termodynamickou účinností převyšující 90%. Nicméně principiální základy a teoretické poznatky jsou už přes století neměnné.

## 2.2. Rozdělení parních turbín

Parní turbíny je možné rozdělit dle několika hledisek. Tato hlediska jsou uvedena níže, přičemž některá jsou natolik zřejmá, že nepotřebují dalšího popisu, jiná naopak rozvedu podrobněji, aby si i nezasvěcený čtenář udělal o problematice komplexní představu.

### 2.2.1. Dle použití

*K výrobě elektrické energie*

*K pohonu zařízení*

### 2.2.2. Dle průtoku páry

*Axiální parní turbíny*

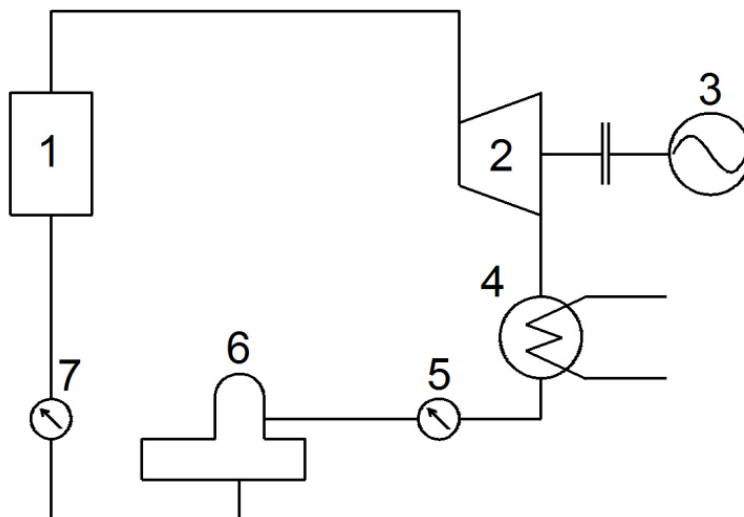
*Radiální parní turbíny*

### 2.2.3. Dle využití vystupující páry

V zásadě v energetice u parních turbín rozlišujeme tři hlavní koncepce. Částečně se však z hlediska použití svého zařízení podobají. Podrobněji bude vysvětleno v každé stati zvlášť.

#### *Kondenzační parní turbína*

Kondenzační parní turbíny se používají v elektrárenských provozech, kde jejich úkolem je pouze výroba elektrické energie. Jsou specifické tím, že médium v turbínovém okruhu neustále cyklicky koluje, pouze při různých parametrech a skupenstvích. Na obrázku 2 je možno vidět základní schéma kondenzační turbíny.

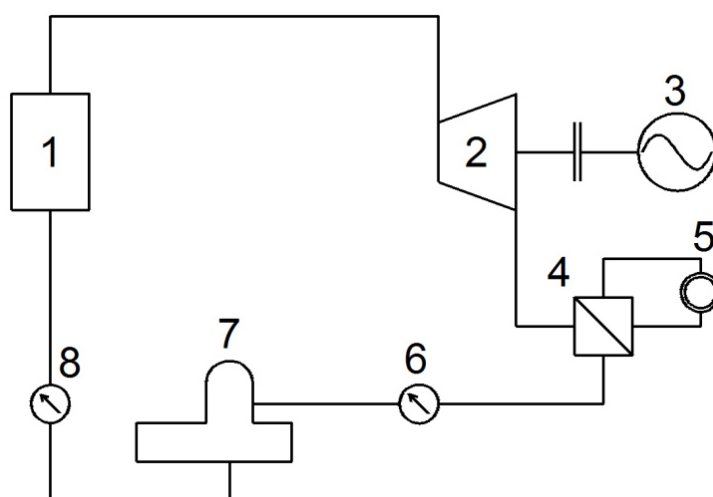


Obrázek 2: Základní schéma kondenzační turbíny

1 - Kotel, 2 - Turbína, 3 – Generátor, 4 – Kondenzátor, 5 – Kondenzátní čerpadlo,  
6 – Napájecí nádrž s odplyňovačem, 7 – Napájecí čerpadlo

### **Protitlaká parní turbína**

Tento druh parní turbíny je typický pro teplárenské provozy. Pára z turbíny není vedena do kondenzátoru, ale do teplofikační soustavy. Teplofikační soustavou je myšlena buď parní síť, nebo výměník tepla, kde pára ohřeje teplonosné médium určené k vytápění. Kvůli tomuto vyvedení páry je na konci turbíny mnohem větší tlak, než u kondenzační turbíny, nazýváme ji proto protitlakou. Prvořadým úkolem teplárny je tedy vytváření tepla. Turbína je do cyklu zařazena z toho důvodu, aby mohla krýt energetické požadavky na svůj provoz se současnou výrobou elektrické energie dodávanou do elektrické sítě. Typické schéma zapojení je zobrazeno na obrázku 3.



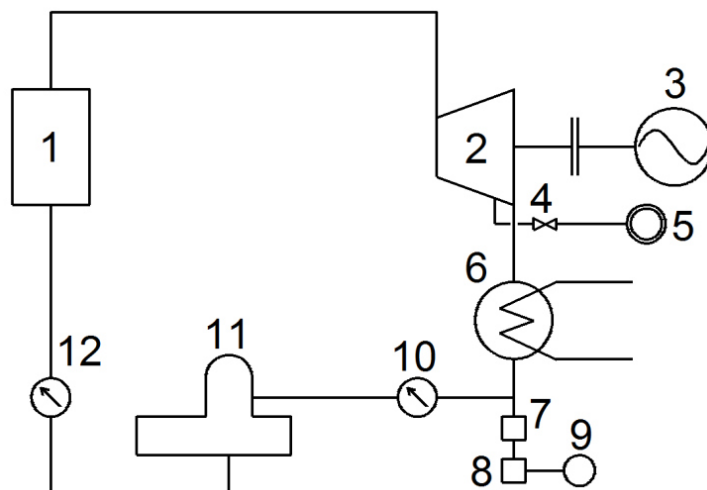
**Obrázek 3: Základní schéma protitlaké turbíny**

*1 - Kotel, 2 - Turbína, 3 – Generátor, 4 – Tepelný výměník, 5 – Spotřebič,  
6 – Kondenzátní čerpadlo, 7 – Napájecí nádrž s odplyňovačem, 8 – Napájecí čerpadlo*

### **Odběrová parní turbína**

Tento druh turbíny se používá v případech, když je potřeba dodávat hnací médium ve formě páry pro nějaké zařízení, případně pro technologický proces. Než tedy pára turbínou dojde až na samotný konec, je část hmotnostního průtoku odvedena odběrem k příslušnému zařízení. V těchto případech se jedná o tzv. odběry regulované, což znamená, že jejich tlak je řízený regulačními ventily a hnané zařízení tak dostává páru o přesně stanoveném množství i tlaku. Odběry se však může vést pára i do výměníků tepla obdobně jako u teplárenské koncepce.

Některá zařízení páru spotřebovávají, nikoliv jen ochlazují na kapalný stav jako je to u výměníků tepla. Je proto nutné do oběhu doplňovat neustále potřebné množství vody. Tento princip je znázorněn na obrázku 4.



Obrázek 4: Základní schéma odběrové turbíny

1 - Kotel, 2 - Turbína, 3 – Generátor, 4 – Regulační ventil, 5 – Spotřebič, 6 – Kondenzátor,  
7 – Nádrž demi-vody, 8 – Chemická úpravna vody, 9 – Zdroj surové vody  
10 – Kondenzátní čerpadlo, 11 – Napájecí nádrž s odplynovákem, 12 – Napájecí čerpadlo

#### 2.2.4. Dle počtu stupňů

##### **Jednostupňová parní turbína**

Jedním stupněm je vždy v problematice parních turbín myšleno rozváděcí lopatky a jim příslušející lopatky oběžné. Takovéto turbíny se používají k pohonu různých strojů, jako jsou například čerpadla, turbodmychadla, nebo jiné.

##### **Vícestupňová parní turbína**

Koncepce vícestupňových parních turbín je nejběžnějším typem turbíny v elektrárnách s kondenzačním zařízením. Počet stupňů se určuje dle tepelného spádu turbíny.

#### 2.2.5. Dle průběhu tlaku páry ve stupni

##### **Rovnotlaká parní turbína**

Rovnotlaké parní turbíny se vyznačují tím, že veškerý tlakový spád je zpracováván na lopatkách rozváděcího kola. Lopatky oběžných kol jsou uloženy na discích rotoru.

##### **Přetlaková parní turbína**

Při tomto provedení se zpracovávání tlakového spádu rozděluje mezi oběžné a rozváděcí lopatky. Mírou zatížení jednotlivých kol je stupeň reakce, který říká jaká část tlakového spádu je na kole zpracovávána. Bude-li například padesáti procentní reakce na oběžném kole, znamená to, že obě dvě kola zpracovávají stejný entalpický spád.

#### 2.2.6. Dle parametrů páry

##### **Se sytou párou**

Tyto turbíny jsou typické především pro jaderné elektrárny s tlakovodními reaktory. Jejich název říká, že do prvního stupně turbíny vstupuje sytá pára, tzn. pára o parametrech na pravé mezní křivce T-s diagramu.

### ***Na přehřátou páru***

V České republice jsou tyto turbíny velice běžné. Přehřátá pára je typická pro různé druhy kotlů. Teplota se izobaricky zvyšuje i po dosažení pravé mezní křivky až na parametry, na které je provedený design kotle i turbíny. Určujícím limitem bývají nejčastěji materiálové vlastnosti buď kotle, nebo turbíny. Nicméně, dnes už jsou běžné bloky o nadkritických parametrech, které dříve nebylo možné stavět z důvodu technických, zejména materiálových.

### ***Na páru o nadkritických parametrech***

Tento pojem znamená, že do turbíny vstupuje pára o parametrech, které jsou vyšší, než je kritický bod. Určujícími parametry jsou při tom tlak a teplota, kde tlak po překročení hranice 22,1 MPa (kritický bod) způsobí, že při fázové přeměně zcela zmizí fáze mokré páry a voda se tedy mění přímo na páru přehřátou. Aby k tomuto jevu mohlo bez komplikací dojít, je potřeba jej provést v průtočném, nikoliv bubnovém kotli.

Popis parní turbíny řešené v této práci podle výše uvedených kritérií bude proveden v následující kapitole.

### 3. Představení projektu

Jedná se o jeden z mnoha retrofitových projektů, které ve společnosti Doosan Škoda Power probíhají. Zákazník poptává přesun celé uhelné elektrárny ze střední Evropy do oblasti blízkého východu formou „rozebrat a opět složit“. Takový postup je samozřejmě velice zjednodušený a v praxi použit doslovně nejde. Minimálně bude zapotřebí provést drobné obráběcí operace kvůli montáži jednotlivých dílů. V případě volby složitější retrofitové varianty je možné, že se bude muset strojně upravit i vnější těleso NT dílu.

Kondenzační turbína je axiální koncepce se třemi turbínovými tělesy. Jejím účelem je elektrárenský kondenzační provoz. VT díl má 13 stupňů, ST díl má 11 stupňů a dvouproudový NT díl má dvakrát 5 stupňů. Z ST dílu jsou vyvedeny čtyři odběry pro vysokotlakou i nízkotlakou regeneraci a napájecí nádrž. NT díl má pak odběry dva pro nízkotlakou regeneraci. Vypařování v kotli probíhá pod kritickým bodem. Do VT dílu vstupuje přehřátá pára z přehříváku. Po expanzi ve VT dílu je pára přihřívána a do ST dílu vstupuje o ještě vyšší teplotě než do VT. Po expanzi v ST a NT dílu se pracovní médium již nachází v oblasti mokré páry.

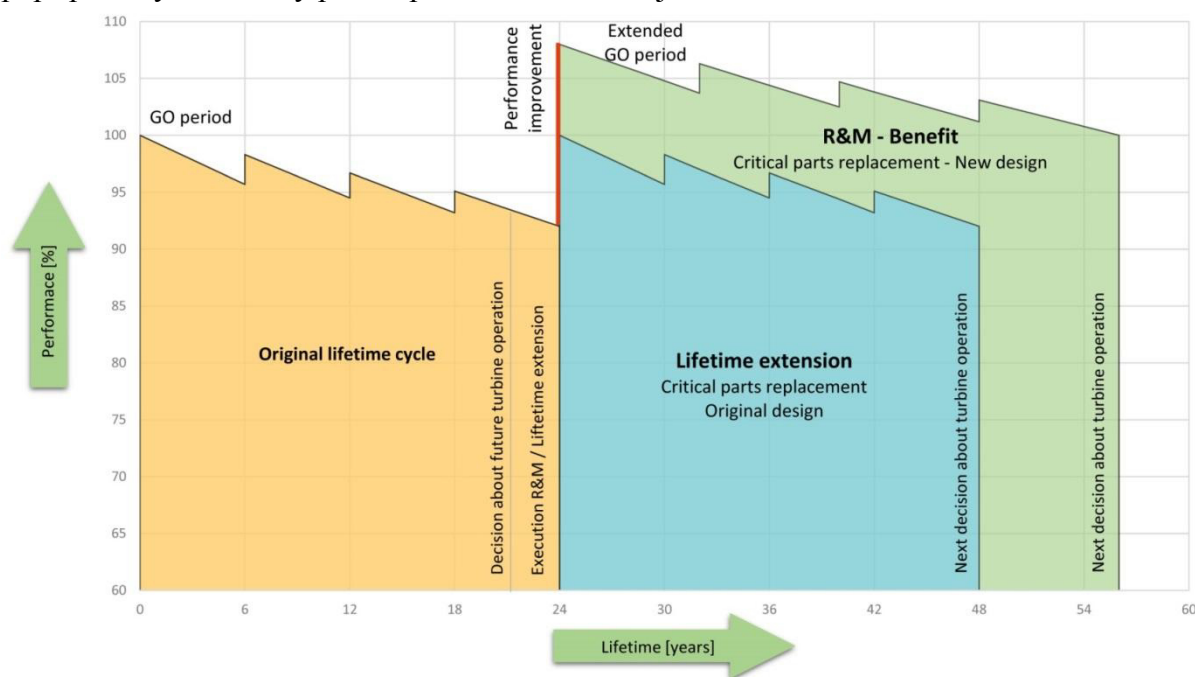
Zákazník zadává parametry kotle a požadavek na ponechání VT a ST části turbíny. Nízkotlaký díl se bude upravovat dle dalších jednání se zákazníkem. Předběžně se počítá s retrofitem NT dílu. V tepelném schématu je tedy potřeba počítat se sníženou účinností VT a ST dílu vlivem předchozího provozu.

Elektrárna ve střední Evropě byla spuštěna roku 1983. Kotel je průtočný s přehříváním typu Benson. Je konstruován ke spalování lignitu, který je těžen v nedalekém dolu. Aby se předešlo výkyvům ve výkonu, byl lignit průběžně míchán s uhlím z jiných částí dolu, čímž kvalita paliva zůstávala v podstatě neměnná. Po třech letech byly nainstalovány systémy pro ochranu ovzduší FGD (Flue-gas desulfurization – odstranění  $\text{SO}_2$ ) a De-Nox. Tyto systémy slouží až do dnešní doby. Poslední generální oprava turbíny byla provedena roku 1990, během níž byly nalezeny praskliny ve ztužovacích elementech lopatkování posledního stupně NT dílu. Tato závada byla odstraněna za pomoci stahovacích titanových třmenů, které zajistily dostatečnou pevnost i pro další používání. S tímto opatřením turbína fungovala dalších 40 000 hodin. Roku 2006 byla elektrárna odstavena a zakonzervována. Počet pracovních hodin od uvedení do provozu až po odstavení elektrárny činil pouhých 84 300.



#### 4. Retrofit turbíny

Díky dnešním trendům v ekologii, minimalizaci nákladů a úspoře materiálních zdrojů, musel zákonitě přijít způsob, který by efektivně všechny tyto atributy spojoval v reálném produktu i pro energetický průmysl. Jako všechny výrobky, i turbína má svou omezenou životnost, po jejímž překročení se v lepším případě riskují finanční ztráty, v horším případě pak například havárie, nebo újma na zdraví. Budování nových elektráren na místě již vysloužilých by bylo velice nevhodné, proto se přistupuje k jejich obnově, jinak též k retrofitu. Retrofit je tedy soubor oprav a výměn dílů turbíny za díly modernější na rozdíl od generální opravy, při které jsou turbínové díly pouze měněny za díly originálního designu. Smyslem retrofitu je v první řadě prodloužení životnosti stroje, dále zvýšení účinnosti, popřípadě výkonu. Celý proces provedení retrofitu je názorně vidět na obrázku 5.



Obrázek 5: Grafické vyjádření přínosu retrofitu a modernizace [12]

V první části obrázku 5 (oranžová barva) je vidět průběh fungování turbíny po originálním návrhu. V průběhu její navrhované životnosti se provádí určitý počet generálních oprav, které ovšem po jejich provedení nezajistí stejný výkon jako u nového stroje. Jak již bylo řečeno, odstavení elektrárny, nebo její náhrada za novou výstavbu je značně nevhodné, proto je vhodné po uplynutí životnosti stroje přistoupit k jeho modernizaci, nebo retrofitu. Využití těchto možností je vidět v druhé části grafu (modrá barva), kdy je možné realizovat výměnu částí majících zásadní vliv na účinnost a potažmo i výkon turbíny za nové díly původního designu. Tento krok přinese prodloužení životnosti při dosažení původně projektovaného výkonu. Druhou možností je provedení retrofitu, nebo modernizace (zelená barva). Tento způsob přinese nejen významné prodloužení životnosti, ale i značné zvýšení výkonu. V diagramu je tento přínos vyznačen červenou barvou.

Určit hranici mezi retrofitem a modernizací není zcela jednoznačné a nejlépe se k definici dá přiblížit z pohledu rozsahu prováděných prací. Dá se říci, že pokud se v turbíně mění jen její průtočná část, jedná se o retrofit, pokud však do rozsahu přibude i výměna vnějších těles, systému regulace, nebo jiného zařízení sloužícího ke správnému fungování

turbíny, můžeme mluvit o modernizaci. Dá se proto říci, že retrofit se stává modernizací při dostatečně velkém rozsahu prací. Nicméně tento klíč nelze aplikovat vždy. Název konverze je daný smlouvou mezi majitelem a dodavatelem a často se jedná o slovíčkaření. Podstatné je však samozřejmě definování přesného rozsahu a ne fakt, zda hovoříme o retrofitu, nebo o modernizaci. Jednotlivé kroky, ze kterých se retrofit skládá, popíši v následující podkapitole.

V obchodních vztazích se také často skloňuje termín Heat-Rate, což je poměr mezi tepelným výkonem dodaným do cyklu a elektrickým výkonem na svorkách generátoru. Heat-Rate je principiálně převrácenou hodnotou tepelné účinnosti cyklu. U tohoto ukazatele je pochopitelně snaha jej co možná nejvíce snížit. Heat-Rate můžeme spočítat dle následujícího vztahu [15]:

$$HR = \frac{Q_p}{P_{SV}} \left[ \frac{kJ}{kWh} \right] \quad (1)$$

## 4.1. Jednotlivé fáze projektu

### 4.1.1. Poptávková fáze

Jedná se vůbec o první oficiální obchodní kontakt mezi dodavatelem a poptávajícím. Poptávka je prováděna jako výběrové řízení, nebo veřejná obchodní soutěž. Poptávka by měla obsahovat obecné údaje o firmě, platební podmínky, technickou specifikaci díla, časový harmonogram a postup při reklamaci [8]. Obvykle zákazník dodavateli poskytne i základní technickou dokumentaci jako podklad pro vytvoření nabídky.

### 4.1.2. Nabídková fáze

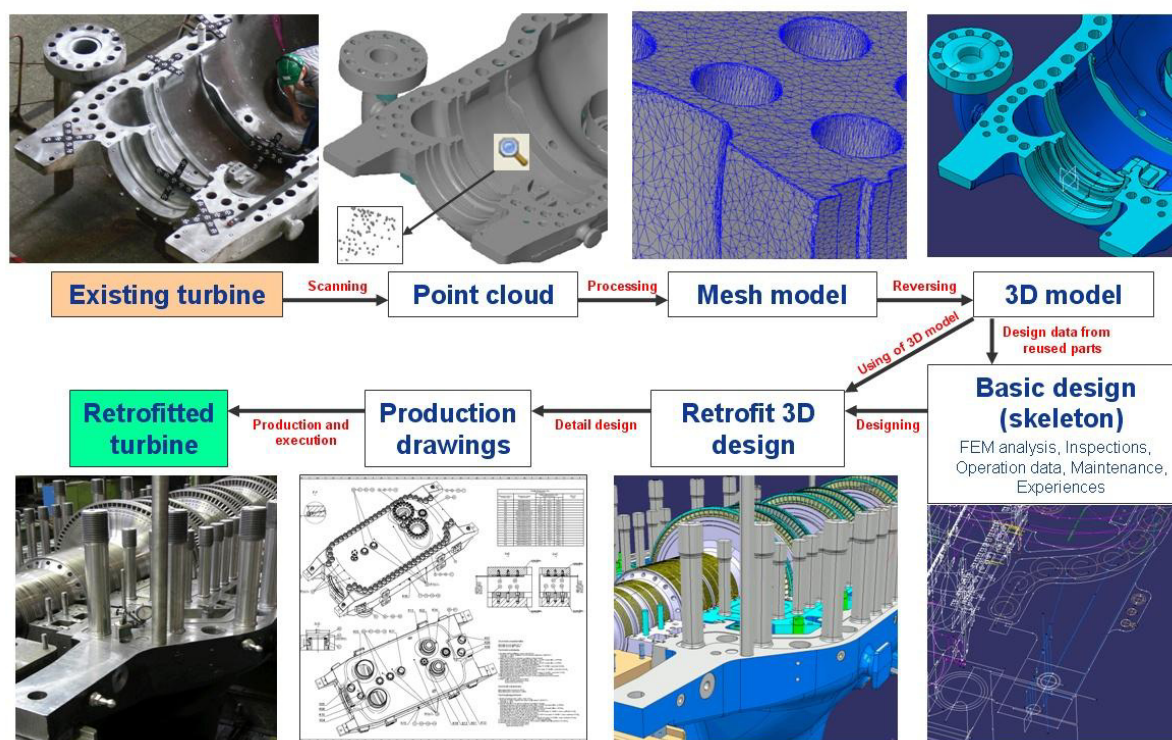
Nabídky musí obsahovat identifikační údaje o firmě (oprávnění k podnikání), reference (tradice a zkušenosti), technickou část, a obchodní část, jejichž součástí jsou například termíny dodání, cena, splátkový kalendář, záruky, garanční měření, seznamy subdodavatelů.

V této fázi vytváří dodavatel technické podklady pro zákazníka. Pro kvalitní a smysluplné vytvoření nabídky používají projektanti metody, nebo výstupy reverse engineeringu, které jsou detailněji popsány v následující kapitole. Pro názornou ilustraci využití reverse engineeringu je k dispozici obrázek 6.

Tepelný cyklus turbíny pro změněné parametry po konverzi je samozřejmě přepočítán výpočtářem, který se zaměří i na výpočet průtočné části. Na základě výstupů jeho práce a výstupů reverse engineeringu pak začíná fáze konstrukčního návrhu. Zpracované návrhy následně obchodníci spolu s ostatními částmi nabídky předkládají k posouzení investorovi, nebo majiteli elektrárny.

### 4.1.3. Výběrová fáze

V okamžiku, kdy má investor k dispozici veškerou nabídkovou dokumentaci od nabízejících subjektů, přistupuje se k výběru dodavatelské společnosti, která přednesla pro investora nejvýhodnější nabídku.



Obrázek 6: Proces reverse engineeringu [12]

#### 4.1.4. Fáze realizační

Pakliže je podepsán kontrakt, začíná se rozjíždět proces realizace, který se skládá z konstrukčních a projekčních prací, výroby potřebných dílů, nebo jejich oprav, dodávky na stavbu a montáže na stavbě dle rozsahu kontraktu. Po montáži projekt pokračuje uváděním do provozu a následně v co nejkratší době probíhá garanční měření, u kterého se zjišťuje, zda dodavatel splnil smluvně vázané technické parametry. V případě nesplnění se měření opakuje, případně je třeba zaplatit dohodnuté penále. Nezávisle na garančním měření probíhá zkušební provoz, tzv. „trial run“, kde po smluvně určenou dobu nesmí turbína vinou dodavatele vypadnout z provozu. Zkušební provoz trvá od několika dní po několik týdnů. Následně zákazník uděluje dokument označovaný jako PAC (Preliminary acceptance certificate). Jeho udělením začíná běžet záruční doba, která je většinou 24 měsíců, někdy i více. Po skončení garanční doby zákazník uděluje dokument FAC (Final acceptance certificate), kterým končí smluvní vztah mezi oběma stranami.

#### 4.2. Obvyklý rozsah retrofitu

Jak již bylo řečeno výše, rozsah retrofitu, nebo modernizace je dán potřebami elektrárny a tedy smlouvou. Projekt od projektu se liší, dle různých požadavků investorů od drobných oprav až po modernizace zahrnující dodávku nových těles, řídicího systému a příslušenství ve strojovně. V této podkapitole se zaměřím především na dodávky strojních částí turbíny.

Základními řídicími faktory, které rozhodují o výměně určité části, jsou z technického pohledu na věc tři základní. Jedná se zejména o vliv části na termodynamickou účinnost, schopnost konstrukční integrity s částmi sousedícími, nebo částmi, které spolu nejsou pevně spojeny, nicméně mezi nimi existuje tekutinová vazba. Posledním důležitým faktorem je

materiálová životnost jednotlivých dílů. V parní turbíně jsou materiály vystavovány vysokým teplotám i tlaku. V nízkotlakém tělese jsou tyto parametry pro materiály mnohem příznivější. Na druhou stranu ale vzrůstá vlhkost páry s průchodem skrze průtočnou část a oběžné lopatky jsou znatelněji namáhány odstředivou silou na tah a při příslušném designu i na krut. Tlakovým rozdílem vzniká samozřejmě i namáhání na ohyb, nicméně tlakové spády v NT tělese jsou znatelně nižší, nežli v tělesech s vyššími tlaky.

Dle technického stavu turbíny a následně tedy většinou i dle požadavků investora jsou v různých kombinacích měněny zejména následující části turbíny. Rotory a tedy i oběžné lopatky. K oběžným lopatkám musí z důvodu kvality proudění páry celým strojem přijít i výměna rozváděcích kol, popřípadě rozváděcích lopatek v závislosti na koncepci turbíny. Aby bylo možné vyměnit rozváděcí kola je potřeba vyřešit jejich konstrukční zasazení do statoru. Je to možné provést buď použitím standardně vyráběných nosičů rozváděcích kol, popřípadě vnitřních těles ve společnosti, nebo strojní úpravou originálních dílů retrofitované turbíny. V tomto případě záleží na velikosti potenciálního zásahu do originálního designu a pakliže je zásah přijatelně malý a část tvarově příhodná, může být výhodnější provést úpravu na originální části, nežli vyrábět nový standardizovaný díl.

V závislosti na tom, zda bylo vyměněno, či ponecháno vnitřní těleso se mění i nosiče ucpávek. Nosič vnitřních ucpávek se mění v podstatě pokaždé z titulu jeho velkého namáhání tlakem a teplotou (uvážujeme-li VT, nebo ST těleso). Vnější ucpávky jsou spíše předmětem diskuze, zda je jejich výměna výhodná či nikoliv. S nosiči ucpávek úzce souvisí labyrintové kroužky. K jejich výměně se přistupuje zpravidla pokaždé, zejména proto, že se nejedná o příliš nákladnou položku a díky jejich výměně dostaneme určitou jistotu z hlediska garantování účinnosti a výkonu. Navíc společnost dodávající retrofit musí být schopna dodat i náhradní díly. Náhradní díly se samozřejmě produkují snáze ve vlastním designu, než-li díly, které by kopírovaly originální návrh.

Zřídka se provádí výměna vnějších těles turbíny. Závisí to především na konstrukčním provedení turbíny, požadavcích zákazníka a stavu materiálu. Mnohem častěji se přistupuje k jejich tvarové transformaci, z důvodu nového konstrukčního řešení vnitřního tělesa. Toto ovšem nemusí být pravidlem. Převládá snaha vnější těleso zachovat v původním tvaru a jemu přizpůsobit tvar tělesa vnitřního. Vnější tělesa jsou znatelnou cenovou položkou v nabídce a pro úspěch ve výběrovém řízení je snaha cenu co možná nejvíce minimalizovat.

Ložiska jsou pro správný běh turbíny zcela zásadním elementem, proto je jim vždy věnována pozornost. Dle potřeby jsou ložiska buď měněna celá, nebo se provádí jen přelítí jejich kompozice. Tento způsob je levnější a často dostatečný. Především se tím eliminuje jakákoliv možnost defektu v kompozici, který by eventuálně mohl vést k havárii turbíny.

Středící čepy a spojkové šrouby jsou velmi malé a nenákladné díly a proto je jejich výměna ekonomicky bezproblémová. Navíc tím předejdeme nejistotě únavy materiálu, popřípadě jeho relaxace.

Rozsah retrofitu řešeného v této práci bude blíže popsán v kapitole „Konstrukční řešení“ v praktické části. Nicméně pro lepší představu o měněných dílech je v práci uvedena příloha 2, která ukazuje rozsah retrofitu pomocí obarvených částí.

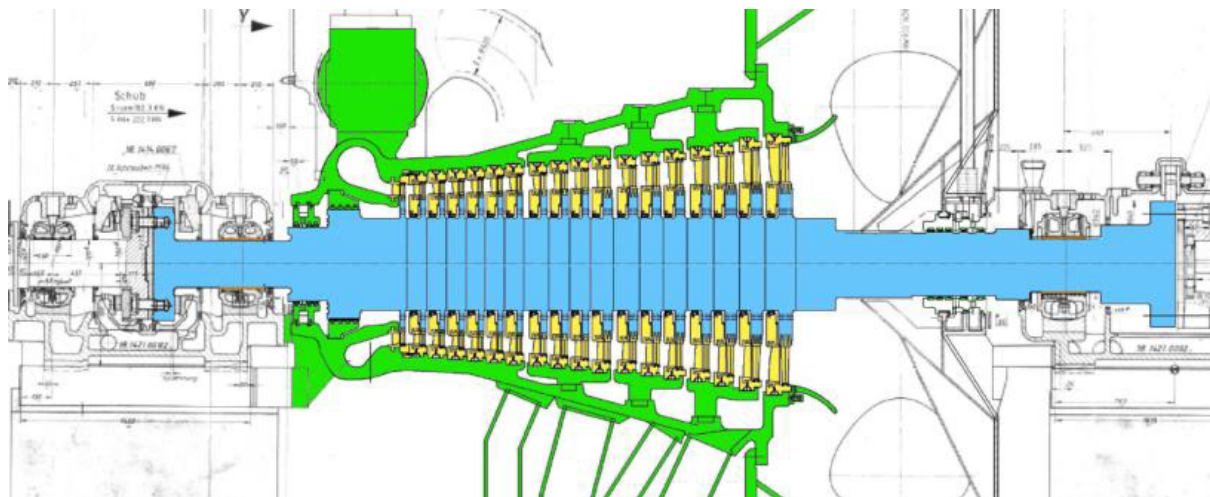
### 4.3. Realizované projekty

V této podkapitole si kladu za cíl poukázat na široké spektrum turbín, jejichž retrofity jsou řešeny v Doosan Škoda Power. Ve společnosti je připravováno mnoho nabídek retrofitů, z nichž ve finálním výběru uspěje pouze část. Pro společnost to však není zbytečně strávený čas, jelikož i díky těmto projektům se zvyšuje know-how. Aby totiž projekty mohly být vůbec nabídnuty, musí být navrženo jejich technické řešení. Pokud se návrh nepoužije na daný projekt, zařadí se tzv. „do šuplíku“ a může velice dobře posloužit pro budoucí podobnou nabídku, kde zefektivní její zpracování.

Společnost Doosan Škoda Power provádí retrofity parních turbín o výkonech desítek až stovek MW. Z hlediska konstrukčního jsou prováděny projekty axiálních turbín. Rovnotlaká a přetlaková koncepce nehraje roli, jelikož na trhu jsou běžné obě koncepce a zaměřovat se jen na jednu by bylo velice ztrátové.

Ke každé turbíně uvedené v této podkapitole jsou k dispozici tabulkově prezentované parametry pro lepší představu o vlastním stroji. V jednotlivých řezech pak barevné části představují ty části, které jsou v technickém řešení uvažovány jako díly určené k výměně.

#### 4.3.1. Turbína KWU – ST díl



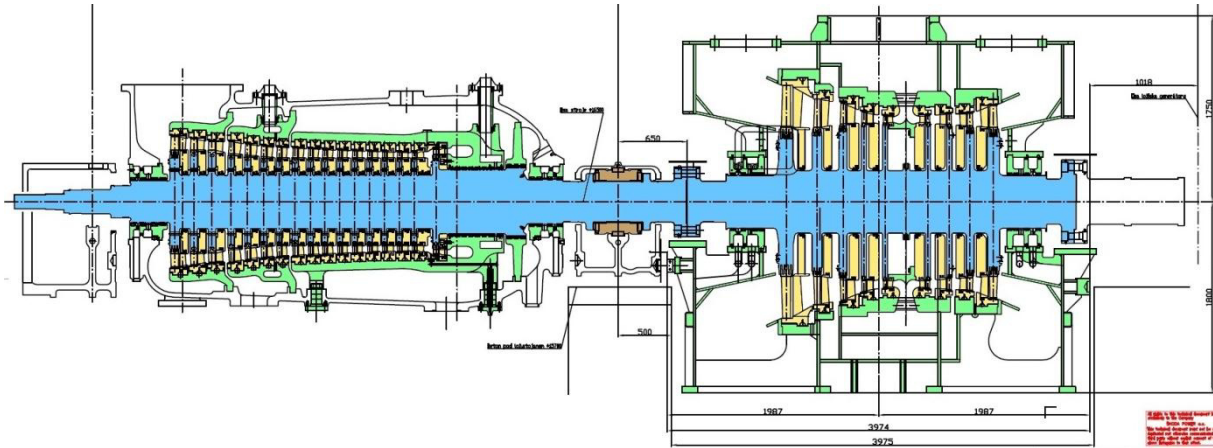
Obrázek 7: ST díl turbíny KWU [12]

| Technická data            | Originální turbína       | Po retrofitu           |
|---------------------------|--------------------------|------------------------|
| <b>Nominální výkon</b>    | 124,4MW, uhelný kotel    | 130MW, uhelný kotel    |
| <b>Ostrá pára</b>         | 177,6 bar, 525°C, 870t/h | 180bar, 517°C, 425 t/h |
| <b>Přihřátá pára</b>      | 32,4 bar, 535°C          | 26,1 bar, 520°C        |
| <b>Otáčky</b>             | 3000 ot/min              | 3000 ot/min            |
| <b>Typ lopatkování</b>    | Akční                    | Akční                  |
| <b>Uvedení do provozu</b> | 1972/1982                | 2016                   |

Tabulka 1: ST díl turbíny KWU [12]



### 4.3.2. Turbína BBC



Obrázek 8: Turbína BBC s nesymetrickým NT dílem [12]

| Technická data     | Originální turbína     | Po retrofitu           |
|--------------------|------------------------|------------------------|
| Nominální výkon    | 166MW                  | 177/169MW              |
| Ostrá pára         | 130 bar, 535°C, 710t/h | 180bar, 535°C, 710 t/h |
| Otáčky             | 3000 ot/min            | 3000 ot/min            |
| Typ lopatkování    | Reakční                | Reakční                |
| Uvedení do provozu | 1983                   | 2012                   |

Tabulka 2: Turbína BBC s nesymetrickým NT dílem [12]

## 5. Reverse Engineering v oboru parních turbín

Tento pojem je v češtině taktéž známý jako reverzní, neboli zpětné inženýrství. V dnešní době se jedná o poměrně mocný nástroj průmyslových koncernů při získávání konstrukčních informací o daném objektu. Při aplikaci tohoto způsobu inženýrství tak dokáže jakákoliv společnost efektivně a rychle rozšiřovat svoje „know-how“.

Pokud se na inženýrskou činnost podíváme z hlediska dělení na dva základní způsoby, rozeznáváme inženýrství dopředné (forward engineering) a zpětné (reverse engineering). Pod dopředným inženýrstvím rozumíme tradiční inženýrský proces při vývoji a výrobě nového produktu. Tímto pojmem je tedy myšlena veškerá intelektuální činnost, která je následně převedena do fyzické podoby pomocí výpočtů, modelování části, výkresu části, technologického postupu a nakonec strojního zpracování a montáže.

Zpětné inženýrství je pak procesem opačným k inženýrství dopřednému. V podstatě se jedná o analýzu tvaru, popřípadě funkčních specifik strojní části, nebo zařízení. Obecně se dá říci, že tento druh inženýrství objasňuje principy fungování a odkrývá tak nové znalosti a poznatky ohledně zkoumaného objektu. Osoba, nebo společnost, která reverse engineering využívá, pak získává výhodu v soutěži s konkurencí.

V úvodní části této kapitoly byl popsán účel zpětného inženýrství. Aby však byly objasněny důvody k jeho využívání, je potřeba se podívat na celou situaci poněkud komplexněji. Ve své podstatě se jedná o jeden z nástrojů pro úspěšný návrh retrofitu turbíny. Parní turbína je neodmyslitelnou součástí elektrárny a její vlastník tudíž samozřejmě dostává od výrobce veškerou potřebnou výkresovou a jinou dokumentaci v papírové podobě. Pakliže vlastník elektrárny dospěje do stadia kdy má zájem o retrofit, předkládá dokumentaci nabízejícím společnostem, která je po letech nekompletní, neaktuální a často i poničená. Aby tyto společnosti byly schopné vytvořit rozumnou, proveditelnou a konkurenceschopnou nabídku, reverse engineering je často jediným způsobem jak cíle dosáhnout. Konstrukční data můžeme v zásadě získávat způsoby uvedenými níže.

### 5.1. Získávání dat z výkresové a jiné dokumentace

Tato metoda je tím nejzákladnějším způsobem k získávání potřebných dat pro jejich převod do elektronické formy za použití 3D CAD systému. Je-li v ideálním případě výkresová dokumentace kompletní, konstruktér je schopen přenést informace z výkresu do 3D modelu. V tomto případě se jedná o velmi přesný způsob zpětného inženýrství. Bohužel často se však stává, že jsou k dispozici pouze výkresy sestav a rozměry, popřípadě celé tvary různých elementů jsou pak neznámou. Samotná kvalita výkresů jak již bylo zmíněno výše, nemusí být vždy dobrá a některé informace jsou pak nečitelné. Pokud tedy potřebná data chybí, přichází na řadu scaling, což znamená převedení výkresu do předem stanovené velikosti a následné odečtení rozměrů prokládáním geometrických tvarů. Tento způsob je však poměrně nepřesný, tudíž jej doporučuji užívat jen pro méně důležité rozměry.

### 5.2. Získávání dat pomocí konvenčního měření

Fyzické měření je ve strojírenství základním nástrojem ke kontrole výrobků, nebo ke zjišťování rozměrů předmětů, u kterých chybí dokumentace. Tím pádem je možné tento způsob využívat i pro reverse engineering. V praxi to funguje tak, že pověřená osoba odjíždí na elektrárnu, kde potřebné části měří. Využívá se zde běžných měřících nástrojů, jejichž

charakteristikou je mimo jiné omezená přesnost měření závislá od druhu měřidla. Běžně je používáno svinovacího metru pro zjištění největších rozměrů, dále pak pro menší rozměry posuvného měřidla. Zřídka se užívá mikrometru. Data z měření tohoto typu jsou většinou dostatečná pro nabídku, nikoliv však pro vlastní realizaci. Nevýhodou ovšem bývá situace, když měření provádí nezkušená osoba, což může mít za následek chybná data i o několik procent. Další nevýhodou je fakt, že takto nelze měřit veškeré potřebné rozměry.

### **5.3. Získávání dat z fotografií**

Další možností jak získávat představu o objektu je použití fotografií. Tento způsob je však velmi nepřesný a je vhodný jen pro získání hrubého obrazu. Fotografie se zpravidla pořizují při první návštěvě elektrárny u příležitosti prvních obchodně technických jednání. Ač panuje snaha pořídit snímek veškerých důležitých komponent, téměř pokaždé se stává, že nějaká důležitá část pro vytvoření nabídky chybí. Tomuto se těžko předchází, jelikož celé zařízení je natolik obsáhlé a komplexní, že odhadnout potřebu zdokumentování té které části, jsou v podstatě jen dohady. Pokud je tedy tato dokumentace nedostatečná, přichází na řadu následující způsob.

### **5.4. Data vytvořená vlastní úvahou**

Tento způsob je pochopitelně nejméně přesný a přesto vyžaduje zkušenosti těch nejpovolanějších inženýrů. Občas se totiž stane, že k danému elementu nejsou k dispozici žádná data. V tomto případě je nutné, aby se do procesu odhalování tvaru a funkce zapojil člověk, který dokáže přesně odhadnout provedení dané části zařízení. Pakliže se mu povede problém vyřešit, je potřeba mít stále na paměti, že se jedná o pouhý odhad, ačkoliv odborný, a pokud to není nutné, je dobré nebrat v úvahu tento poznatek jako hlavní pilíř pro sestavení nabídky.

### **5.5. Získávání dat pomocí 3D skenování**

Tato metoda se dnes ve společnosti Doosan Škoda Power těší veliké oblibě, zejména pro svoji spolehlivost a přesnost měření. Spadá do metod nedestruktivních, bezkontaktních měření. Tato diplomová práce je specificky zaměřená na reálný projekt, proto zde nebudu uvádět principy, druhy a typy všech skenovacích zařízení, která lze pro reverzní inženýrství použít. Podrobněji popíši jen ta zařízení, která jsou ve společnosti používána a hrají významnou roli při vytváření nabídky.

V první řadě je potřeba si definovat účel těchto skenerů. Jejich pomocí získáváme velmi přesnou představu o tvaru a provedení skenovaných dílů. Velikostí předmětu skener v podstatě není nijak limitován, je pouze potřeba brát zřetel na manipulaci s předmětem (pokud je možná). Znamená to tedy, že minimální velikost skenovaných předmětů se pohybuje v řádech milimetrů, zatímco maximální velikost je v podstatě libovolná, omezená pouze fyzickými možnostmi přesunutí skeneru na potřebné místo a časem potřebným pro naskenování.

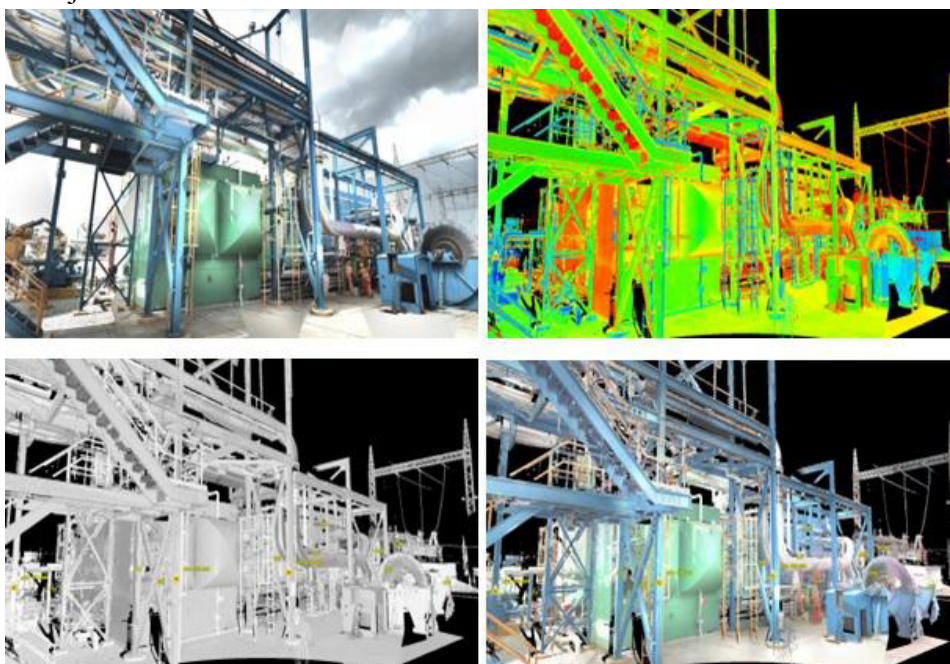
Druhy skenovacích zařízení používané ve společnosti můžeme dle principů skenování rozdělit na laserový skener a na skener využívajícího strukturovaného světla.



### 5.5.1. Laserový skener

Laserový skener využívá principu doby letu laserového paprsku. Skener paprsek vypustí směrem na skenovaný předmět, odkud se odrazí zpět. Z doby letu paprsku je pak možné vypočítat vzdálenost místa dopadu od skeneru. Tímto způsobem se zjistí i všechny další body. Tímto vznikne mrak bodů v prostoru, jejichž hustota je samozřejmě dána nastavením i kvalitou skeneru. Tento mrak bodů je následně proložen virtuální plochou. Ve výsledku je tedy v softwaru dostupný pohled na sken reprezentovaný plochou, která je ovšem jen přiblížením skutečných souřadnic naskenovaných bodů. Chyba, která proložením vznikne, je ale pro běžné účely v projektantské praxi zanedbatelná.

Technologie laserového skenování jsou ideální pro skenování rozlehlých objektů a prostorů. V Doosan Škoda Power jich je využíváno především pro skenování strojoven za účelem zjišťování tzv. „as-built“ stavu. Tento termín označuje porovnání skutečného stavu se stavem navrženým. Vzhledem k rozsáhlosti a komplexnosti elektrárenských celků je téměř nemožné navrhnout dispozičně všechna potrubí tak, aby spolu v některých místech nekolidovala. Je vhodné, když existuje softwarový model návrhu strojovny a k němu náležící sken strojovny. Porovnáním těchto dat můžeme zjistit rozpory mezi stavem skutečným a navrhovaným. Aby projektanti měli čtení ze skenů usnadněné, provádí se běžně ještě snímkování prostoru. To je časově mnohem náročnější než samotné skenování, nicméně data získaná snímkováním mají pro post-processing velkou hodnotu. Různé formy výstupů ze zpracování dat jsou k vidění na obrázku 9.



Obrázek 9: Výstupy laser scanningu v různých fázích zpracování [12]

Není pravidlem, že by laserové skenery byly používány pouze pro skenování velkých objektů, jako jsou například právě strojovny. Lze jich efektivně využít i pro skenování rotorů turbín, popřípadě průtočné části bez rotoru. Je však potřeba pamatovat na to, že právě kvůli prokládání plochy skrze naskenované body dochází k malé nepřesnosti. Použití laserového skeneru při skenování turbíny a turbínových dílů je proto vždy otázkou kompromisu. Na jedné straně hraje proti určitá nepřesnost měření, na straně druhé můžeme ale vyzdvihnout kompaktnost skeneru a jeho lehkou uživatelskou obsluhu. Dále je potřeba zmínit fakt, že při

leteckých cestách do zahraničí je laserový skener z hlediska cestovní administrativy mnohem přijatelnější volbou, než skener se strukturovaným světlem. Typický model laserového skeneru je k vidění na obrázku 10.



**Obrázek 10: Obsluha připravující laserový skener ke sběru dat [12]**

Laserové skenery dokážou za jednu sekundu určit polohy až sta tisíce bodů v prostoru a v kompletním skenu je pak bodů až několik milionů [9]. Skenování probíhá běžně na vzdálenosti jednotek až desítek metrů. Nicméně skener je schopen detekovat body i stovky metrů vzdálené. S přibývajícím vzdáleností taktéž vzrůstá vzdálenost mezi body a nepřesnost měření. Na to je potřeba pamatovat, chce-li operátor skeneru zachytit například potrubí o malém průměru, je nutné, aby bylo od skeneru v dostatečné blízkosti.

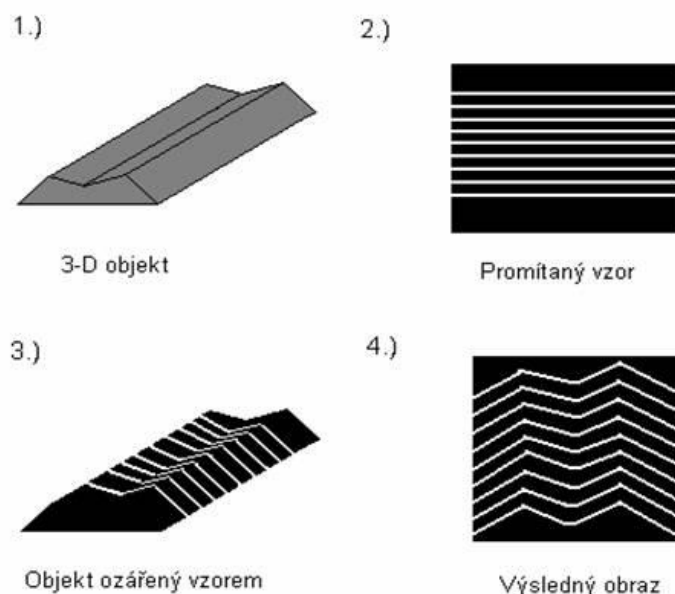
Tento druh skeneru je v prostoru orientován pomocí referenčních terčů zobrazených na obrázku 11. Aby byl skener jednoznačně schopen určit svojí polohu v prostoru, musí mít ve svém zorném poli minimálně tři terče, nicméně čím více terčů má jako referenci, tím přesněji pak daný sken zapadne do celkového skládaného modelu. Postupem skenování je zapotřebí přidávat dalších referencí a jednotlivými skeny je provazovat s referencemi již zaznamenanými. Jednotlivé terče nejsou nijak kódovány, aby je skener mohl rozeznat. Musí být tedy před každým měřením opětovně definovány. Každý sken dokáže pak skener unikátně zařadit podle rozpoznatelné kombinace rozložení definovaných terčů v prostoru.



**Obrázek 11: Referenční terč pro laserový skener [19]**

### 5.5.2. Skener se strukturovaným světlem

Princip těchto druhů skenerů spočívá v promítání čárového rastru na skenovaný objekt. Každý rastr má jasně definovanou tloušťku a směr promítaných čar. Tento obraz je snímán dvěma vysokorychlostními CCD kamerami, každou z jiného úhlu. Následně může v procesoru počítače probíhat vyhodnocování tvaru promítaného obrazu, který se do procesoru dostane v podobě binárního kódu. Zjednodušeně řečeno lze princip chápat tak, že podle zakřivení a tloušťky čar je skener schopen určit přesně tvar skenovaného předmětu. Pro lepší pochopení principu je zde uveden obrázek číslo 12.



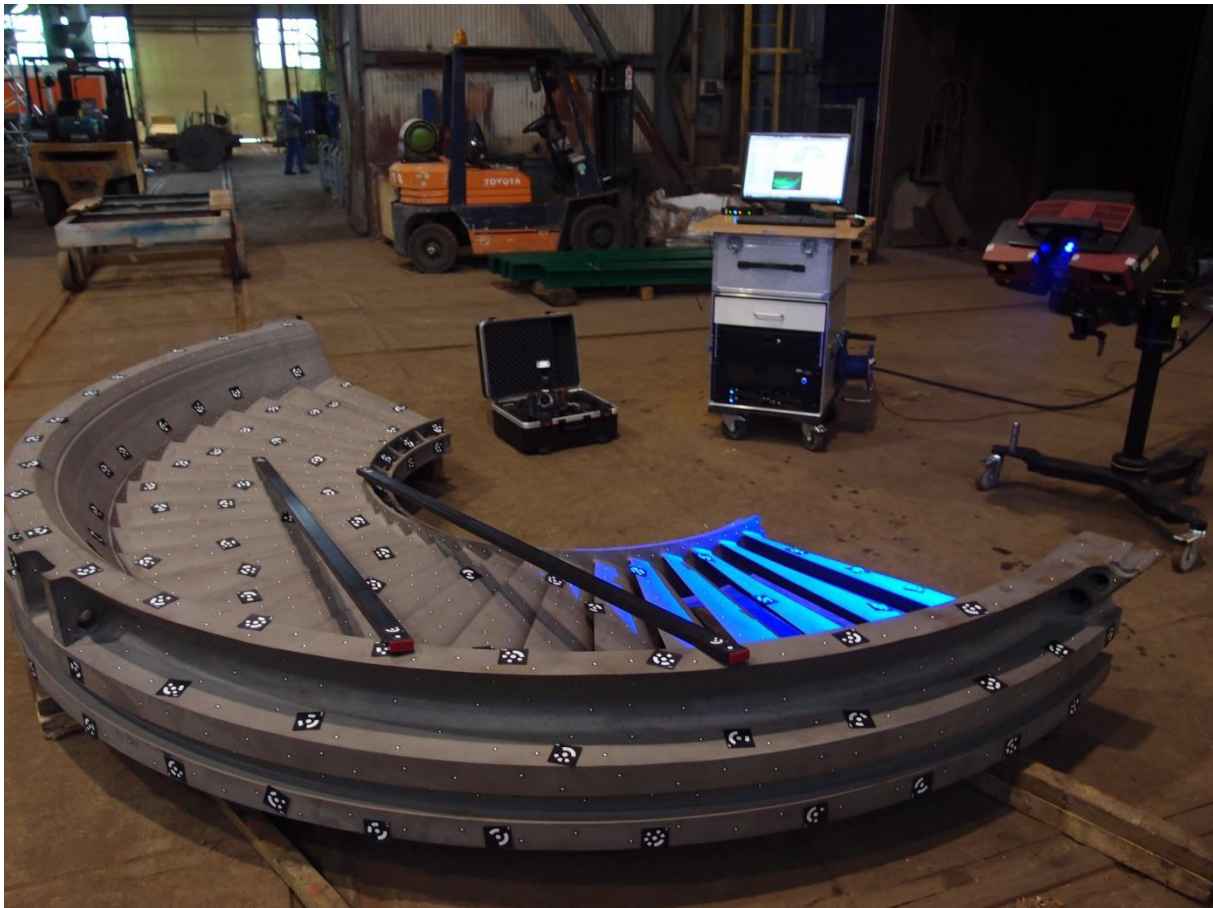
Obrázek 12: Princip metody optické triangulace [13]

Existují dva způsoby jak vytvořit komplexní model pořízený skenováním. Za prvé se jedná o funkci, která dokáže prokládat geometrie jednotlivých ploch přes sebe a při nalezení shody pak plochy vůči sobě ustaví.

Druhou cestou je použití referenčních bodů, které se připevní na skenovaný předmět. Podobně jako u laserového skeneru, i zde je hledána jedinečná kombinace v rozložení bodů, podle které se skener dokáže zorientovat. Znamená to tedy, že při prvním snímání skener zaznamená určitý počet bodů a při dalších skenech musejí být v zorném poli minimálně tři body z předchozích měření, které jednoznačně určují polohu v trojrozměrném prostoru.

U některých dílů mající specifický tvar, který umožňuje provázat body na potřebných površích jen obtížně, je vhodné před vlastním skenováním vykonat fotogrammetrické měření, které je provedeno vysoce kvalitním zrcadlovým fotoaparátem. Při tomto druhu měření zůstávají nekódované body na objektu jako v předchozím případě, pouze s tím rozdílem, že se na předmět, nebo do jeho blízkosti ustaví unikátní kódované referenční body, díky kterým dokážeme zachytit síť nekódovaných bodů ještě před pořízením prvního skenu. Pro skenování je to výhodné z hlediska nepotřebnosti vyhledávat nekódované body z předchozích skenů a tím tato metoda při dostatečně velkých, nebo tvarově nepříznivých objektech dokáže uspořit poměrně velké množství času. Použití těchto bodů jako referencí je k vidění na obrázku 13.





Obrázek 13: Rozváděcí kolo definované referenčními body [12]

Skenování strukturovaným světlem přináší velmi přesná data až na úrovni mikrometrů. Přesnost samozřejmě závisí na kvalitě skenovacího zařízení a tudíž na schopnosti jeho maximálního rozlišení. Pro účely skenování jsou k dispozici různé skenovací objemy, které jsou dle své velikosti vhodné pro měření milimetrových dílů až po díly několika metrových rozměrů. Dalším důležitým aspektem je i zkušenost obsluhy skeneru, jelikož je potřeba umět adekvátně reagovat na všechny vnější i vnitřní faktory, které mají na skenování vliv.

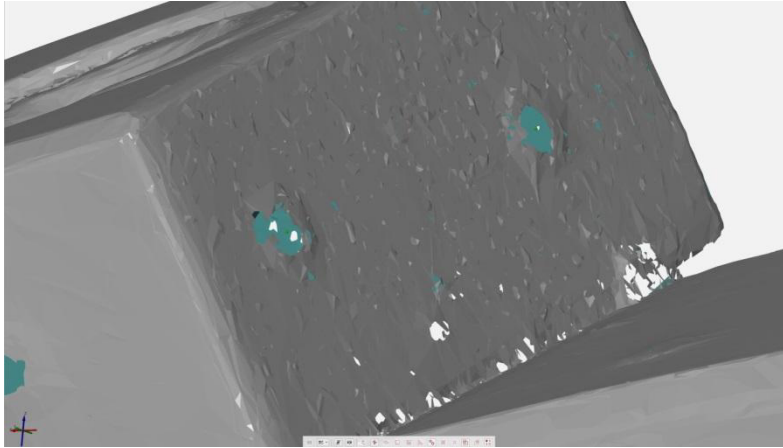
### ***faktory ovlivňující skenování***

#### **pohyb:**

Aby bylo možné přesně a efektivně zjistit tvar skenovaného předmětu je potřeba skener vůči objektu a referenčním značkám pevně zafixovat. Skener není schopen vytvořit snímek objektu, pokud je relativní posun skeneru vůči objektu během snímkování vyšší než desetina pixelu CCD kamery. Z toho je tedy zřejmé, že problémem pro skenování mohou být vibrace způsobené různými důvody. Při skenování uvnitř budov, může způsobovat vibrace například pojezd mostového jeřábu, při venkovních akcích pak hrají významnou roli povětrnostní podmínky. Proto je důležité, aby tuhost stativu skeneru byla pokud možno co nejvyšší.

#### snímaný povrch:

Skener dokáže zachytit všechny tvary i druhy povrchů tuhých těles za předpokladu, že je povrch náležitě upraven. Obecně platí, že čím je povrch matnější, tím dokážeme vytvořit kvalitnější sken. Pokud se setkáváme s povrchy lesklými, je potřeba je upravit. Běžně se používá křída ve spreji, která dokáže odlesky zcela eliminovat. Pokud by byla plocha příliš lesklá, nebyla by vůbec zachycena, popřípadě by byla znatelně zdeformovaná, viz obrázek 14.



**Obrázek 14: Deformace plochy způsobená nevhodnými světelnými podmínkami [12]**

Jestli-že je křída nanášena v malém množství, rozměry předmětu se tím změní maximálně o mikrometry. Pokud však potřebujeme povrch zmatnit dokonale, je zapotřebí mnohem většího množství křída, čímž se samozřejmě chyba stává větší. Vysoce kontrastní plochy nejsou ke skenování vhodné i proto je žádoucí nanášet křídu ve stejném množství po celé ploše. Zmatňování povrchu je tedy vždy otázkou kompromisu mezi přesností a kvalitou zachycené plochy. Poměrně dobře se skenují plochy, které jsou již zmatněné pískováním, nebo jinou povrchovou úpravou, naopak mastné plochy například od oleje nebo konzervace jsou bez předchozího očištění prakticky neskenovatelné.

#### světelné podmínky:

Světlo je při skenování zásadním aspektem. Velké množství okolního světla s sebou totiž nese přílišný lesk skenovaných ploch (tento problém je podrobněji vysvětlen výše). Běžně proto přistupujeme ke skenování bez osvětlení, popřípadě s osvětlením se sníženou intenzitou. Pokud je zapotřebí skenovat mimo budovy, skenování za jasného světla je velmi obtížný úkol. Proto venkovní skenování standardně probíhá v noci, nebo při zatažené obloze pokud není jiné možnosti.

#### prach:

Poletující částičky prachu, nebo různých suspenzí mohou působit problémy, které skener vyhodnotí jako pohyb. Tato situace nastane, dostanou-li se částice prachu mezi skener a skenovaný předmět. Tomuto se dá těžko aktivně zabránit, proto je potřeba vyhledávat pro skenování neprašné prostory, a pokud to situace neumožňuje, musíme pak počítat s časovou prodlevou, která vznikne opakovanými pokusy o snímkování.

#### personál:

Na tento faktor lze pohlížet dvěma způsoby. Za prvé se jedná o personál obsluhující skener. Tento musí být proškolen v různých oblastech. Samozřejmě ve skenování samotném,

ale dále musí splňovat proškolení o bezpečnosti a ochraně zdraví při práci. Z povahy některých úkolů je nutné, aby byl personál proškolen pro práci ve výškách, jelikož se pracovníci pohybují například v místech dělicí roviny NT dílu turbíny, tedy nad kondenzátorem, kde by jakákoliv chvilková nepozornost mohla mít fatální důsledky. Proto jsou pracovníci vybaveni lezeckým materiálem, který zajišťuje jejich bezpečnost. Tato činnost vyžaduje vedle know-how i fyzickou zdatnost a základní lezecké dovednosti.

Za druhé se jedná o personál elektrárny, nebo podniku, ve kterém skenování probíhá. Je potřeba s těmito lidmi neustále komunikovat, protože často skenovacímu týmu zajišťují podporu především s manipulací jednotlivých dílů, nebo skenovacího zařízení a jeho příslušenství. Nicméně pracovníci elektrárny svojí prací v blízkosti skeneru mohou produkovat nežádoucí faktory, jako jsou vibrace, popřípadě podle druhu jejich práce prašné prostředí. Na místě je uvažovat i lidskou zvědavost, protože díky ní a neznalosti skenovacího procesu tyto lidé často narušují referenční síť bodů tím, že s jednotlivými referencemi manipulují.

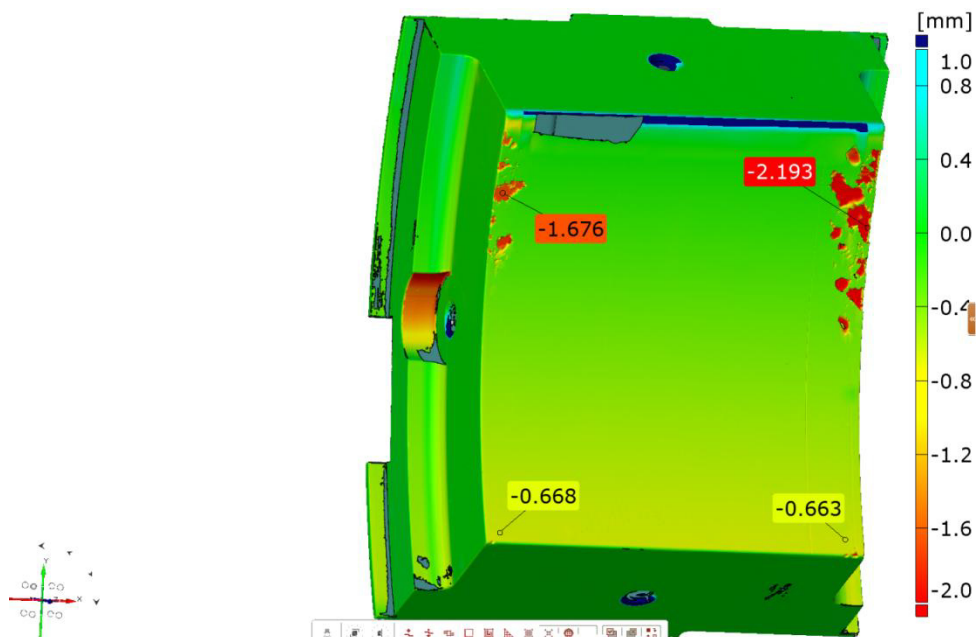
### ***Možnosti post-processingu***

Veškerá činnost 3D skenování je prováděna z důvodu následného softwarového zpracovávání. V první řadě je potřeba znát kvalitativní požadavky na sken. Od této informace se odvíjí další postupy. Pokud je specifikováno, může být sken zbaven svých nedokonalostí vzniklých nevhodnými podmínkami při skenování. To ovšem může vnést určitou chybu do daného měření. Je vždy potřeba zvažovat nutnost těchto oprav a používat je výhradně v případech, kdy si je zákazník vyžádá, nebo na jejich základě bude stavěna analýza měřeného objektu.

Z naměřených dat je možné kupříkladu sestavovat tzv. „mrtvé geometrie“, které jsou následně použity ve 3D CAD systémech jako přesné předlohy pro modelování obdobného objektu, který byl naskenován. Pro konstruktéra je tento způsob značným usnadněním práce, pokud nemá dostatek podkladů ve formě výkresové dokumentace.

Software pro vyhodnocování skenů je schopen po základních úpravách počítat objem naskenovaných předmětů, popřípadě určovat velikost plochy.

Mocným nástrojem celé myšlenky skenování je porovnávání skenů s dostupnými CAD modely. Výsledkem je pak 3D barevné zobrazení určující velikosti odchylek skutečného tvaru od nominálního. Tvarové odchylky mohou být dále zobrazeny jak v definovaných bodech, tak i v řezech. Pro ilustraci je zde uveden obrázek 15.



Obrázek 15: Segment radiálního ložiska se zvýrazněnými deformacemi [12]

Na skenu je možné vytvářet geometrické primitivy jako úsečky, roviny, kružnice, koule, válce, atp. [14]. Díky těmto funkcím je po jejich proložení skenem možné zjišťovat požadované rozměry.

### 5.5.3. Zhodnocení používaných 3D skenovacích metod

Získávání dat pomocí 3D skenovacích zařízení má ve společnosti své nezastupitelné místo. Za hlavní přínosy lze považovat jejich rychlost získávání dat, množství dat a bezkonkurenční přesnost. Tato pozitiva jsou ovšem vykoupena vysokou pořizovací a režijní cenou a vysokou náročností na hardware počítačů zpracovávajících tato data.

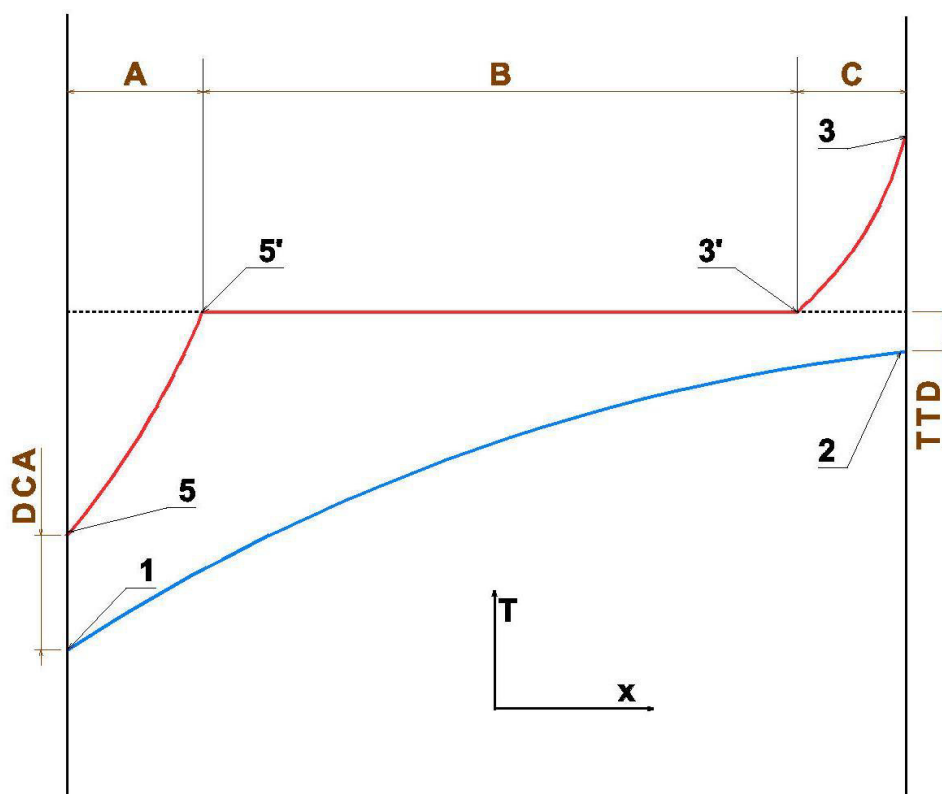
## 6. Teorie k výpočtové části

### 6.1. Tepelné bilance

Účelem tepelného výpočtu je určit výkon stroje. Abychom mohli výkon stanovit, je při daném uspořádání bloku zapotřebí zjistit hmotnostní průtoky páry jednotlivými sekcemi v turbíně a jejich entalpické spády. Průtok turbínou se postupně mění podle toho, kolik páry proudí do jednotlivých odběrů. Určení množství páry v odběru provádíme pomocí rovnice tepelné bilance výměníku. Takto určené hmotnostní průtoky pak už jen postupně odečteme od vstupního množství páry do turbíny, čímž budeme přesně znát hmotnostní průtok páry v jednotlivých sekcích.

Funkcí ohříváků v regeneraci je ohřát kondenzát, nebo popřípadě napájecí vodu tak, aby zdroj tepla musel do cyklu dodávat co nejméně tepla a zvýšila se tak tepelná účinnost. Tomuto principu se říká „Carnotizace“.

Na obrázku 16 je zobrazen diagram průběhu teplot v ohříváku. Červenou barvou je znázorněna změna teploty média na straně odběru (topná pára vstupuje do výměníku v bodě 3 a vystupuje z něj v bodě 5 – číselná koncepce bude blíže vysvětlena v kapitole „Tepelný výpočet parního cyklu“). Toto médium postupně předává teplo kondenzátu (modrá barva). Díky tomu teplota ohřivaného média postupně roste (kondenzát, nebo napájecí voda vstupuje do výměníku v bodě 1 a vystupuje z něj v bodě 2).



Obrázek 16: Výměna tepla v ohříváku

V případech, kdy je v odběru médium o příliš vysokých parametrech, instaluje se před (ve směru proudu páry z odběru) vlastní ohřívák srážecí přehřátí, jehož úkolem je danému topnému médiumu odebrat teplo a díky vysokému teplotnímu gradientu pak teplo předat ohřivanému médium (oblast „C“). Podmínkou je, aby topné médium ve srážeci nezačalo



kondenzovat. Proto do vlastního ohříváku vstupuje médium o parametrech nad pravou mezní křivkou.

V oblasti jenž je vidět jako vodorovná čára (oblast „B“) probíhá přeměna páry na tekutinu při konstantní teplotě, přičemž předává teplo kondenzátu (nebo napájecí vodě), který se tak ohřívá.

Na výstupu topné páry se používá tzv. podchlazovač (oblast „A“) jehož úkolem je již sytou kapalinu ještě podchládit a tím předat více tepla do ohřivaného média.

V popisovaném diagramu jsou znázorněny dva důležité teplotní rozdíly, které jsou řídicími parametry při návrhu ohříváků. Jsou jimi TTD (terminal temperature difference) a DCA (drain cooler approach). V češtině tyto pojmy známe jako koncový teplotní rozdíl (TTD), který udává rozdíl teplot mezi ohřátým kondenzátem (nebo napájecí vodou) a teplotou sytosti páry z odběru. Koncový teplotní rozdíl na podchlazovači (DCA) udává rozdíl mezi teplotou kondenzátu vstupujícího do výměníku a teplotou podchlazeného média na straně topné páry. Obecně platí, že čím menší hodnoty nabývá TTD, nebo DCA je zapotřebí větší teplosměnné plochy ohříváků. Proto se vždy hledá ekonomické optimum.

## 6.2. Základní rovnice proudění

Při analytických výpočtech proudění se vychází ze zjednodušujících předpokladů. Zejména uvažujeme jednodimenzionální stacionární proudění, tedy proudění, které se nemění v čase [3]. Tyto předpoklady samozřejmě výpočet dělají méně přesný, ale jsou nutné k tomu, aby složitost použitých rovnic byla pro praxi přijatelná.

Nicméně v dnešní době existuje řada softwarových nástrojů, které jsou schopny proudění velmi dobře modelovat nestacionárně v trojdimenzionálním prostoru. Jako příklad takového softwarového nástroje můžeme uvést program Ansys, jenž zahrnuje nejrůznější aplikace pro řešení inženýrských úloh, včetně proudění a přestupu tepla.

Obecně pro proudění páry v turbínových lopatkových mřížích užíváme čtyř základních rovnic:

### 6.2.1. Stavová rovnice

Pro ideální plyn má stavová rovnice známý tvar:

$$pv = rT \quad (2)$$

Plynová konstanta  $r$  se v páře mění s tlakem a teplotou a rovnice v tomto tvaru je tedy poněkud nepřesná. Rovnici pro reálný plyn dokážeme zpřesnit použitím následujícího tvaru, kde členy „ $a$ “ jsou zpřesňující funkce:

$$pv = rT[1 + a_1(T) \cdot \rho + a_2(T) \cdot \rho^2 + \dots] \quad (3)$$

Pakli-že zavedeme předpoklad nulové výměny tepla s okolím a bezetrátovou expanzi páry, dostaneme vztah známý jako rovnice adiabaty:

$$pv^\kappa = konst \quad (4)$$

Exponent  $\kappa$  se u přehřáté páry pohybuje v mezích od  $\kappa = 1,26$  až  $1,33$  a jako střední hodnota se užívá  $\kappa = 1,3$ . Pro sytou páru platí  $\kappa = 1,135$  [3]. Vzhledem k nedostatečné

přesnosti uvedených vztahů a potřeby určování hodnot ve dvoufázovém prostředí mokré páry, je používáno parních tabulek, které dokážou efektivně poskytnout žádanou informaci.

### 6.2.2. Rovnice kontinuity

Tato rovnice vychází z předpokladu, že hmotnostní tok na vstupu musí být roven hmotnostnímu toku na výstupu. V integrálním tvaru zapíšeme rovnost následovně:

$$\int_S \rho d\vec{S} \vec{w} dt = - \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV \quad (5)$$

Po vykrácení časového diferenciálu a převedení plošného integrálu na objemový pomocí Gauss-Ostrogradského věty dostáváme:

$$\int_V \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} dV = - \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \quad (6)$$

Index „ $k$ “ značí sčítací operátor a v podstatě tedy říká, postupně dosazovat za „ $k$ “ a následně sčítat. Tento index bude použit i v dalších rovnicích této podkapitoly.

$$\int_V \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} \right) dV = 0 \quad (7)$$

Pakliže se integrál rovná nule bude se i jeho argument rovnat nule:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (8)$$

Rovnice (7) je rovnicí kontinuity v diferenciálním tvaru pro stlačitelné nestacionární proudění. Různými předpoklady může být tato rovnice převedena do různých zjednodušených tvarů. Pro podrobnější vysvětlení doporučuji zdroj [2].

### 6.1.3. Navier-Stokesova rovnice

Tato rovnice vychází z principu silové rovnováhy na vytknutém objemu a ploše tekutiny. Základní rovnice má obecně pro  $i$ -tý směr tento tvar:

$$m \frac{d\vec{w}}{dt} = \sum_1^n \vec{F}_i \quad (9)$$

Jednotlivé síly můžeme rozepsat do rovnice následovně, přičemž je potřeba dodat, že není uvažován silový účinek od elektromagnetických sil.

$$\int_V \rho dV \frac{d\vec{w}}{dt} = \int_V \rho dV \vec{R} + \int_S \vec{\sigma}_S dS \quad (10)$$

Nahradíme-li vektory tenzorovým zápisem, a použijeme-li Gauss-Ostrogradského větu, po vykrácení měrnou hmotností dostaneme tvar:

$$\int_V \frac{dw_i}{dt} dV = \int_V R_i dV + \int_V \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial k} dV \quad (11)$$

Navier-Stokesova rovnice v diferenciálním tvaru pak bude:

$$\frac{dw_i}{dt} = R_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial k} \quad (12)$$

Z teorie tenzoru napětí v tekutině můžeme následně detailněji vyjádřit tenzor  $\sigma_{ik}$  a při použití sub-stacionární derivace pro levou stranu rovnice (12) dostaneme následující tvar Navier-Stokesovy rovnice:

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_i}{\partial k} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left( \frac{\partial w_k}{\partial k} \right) \quad (13)$$

Jednotlivé členy (počítáno zleva) reprezentují [2]:

1. Místní zrychlení
2. Vnitřní setrvačné zrychlení
3. Vnější setrvačné zrychlení
4. Zrychlení od tlakových sil
5. Zrychlení od třecích sil bez ohledu na stlačitelnost proudění
6. Zrychlení od třecích sil s ohledem na stlačitelnost proudění

Vynecháním členů 5 a 6 dostaneme Eulerovu rovnici, která je velice často používanou rovnicí v oboru turbostrojů.

#### 6.1.4. Energetická rovnice

Energetická rovnice vychází z definování celkové energie tekutiny jejími jednotlivými energetickými složkami. Řadí se mezi ně energie vyvolaná hmotnostními silami, povrchovými silami, přestupem tepla, vnitřním zdrojem tepla a silami způsobenými elektromagnetickými účinky. Poslední zmíněné se v teorii proudění zanedbávají. Odvozování energetické rovnice je značně náročné a proto zde uvedu jen její výsledný tvar podle přednášek profesora Linharta. Pro odvození její varianty odkážu například na zdroj [3].

$$\frac{di}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \cdot \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho} \quad (14)$$

Indexy „k“ a „l“ jsou zde sčítacími indexy. Index „v“ označuje vnitřní zdroj tepla. Vysvětlení jednotlivých členů provedu stejným způsobem jako v předešlém oddílu přičemž celá levá strana rovnice bude považována za 1. člen.

Jednotlivé členy reprezentují:

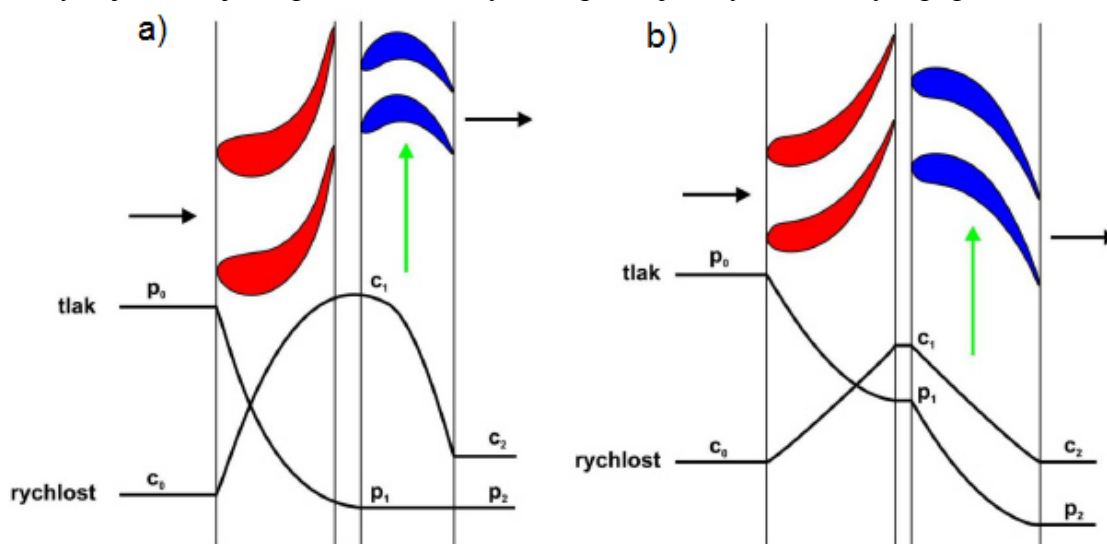
1. Změnu energie 1kg proudící tekutiny za 1 sekundu
2. Disipaci tepla
3. Difúzi tepla
4. Produkci tepla

### 6.3. 2D lopatkové kaskády

V problematice parních turbín rozeznáváme dva druhy lopatkování a sice druh akční (rovnotlaký) a reakční (přetlakový). Termodynamický rozdíl v těchto koncepcích spočívá ve způsobu zpracovávání entalpického spádu na jednotlivých stupních. U rovnotlakového designu je veškerý entalpický spád zpracováván v rozváděcích lopatkách kde je přeměňován na kinetickou energii páry. Pokud bychom uvažovali bezeztrátové proudění, bude nulový tlakový rozdíl mezi vstupem a výstupem oběžné řady lopatek.

U přetlakového provedení se podle velikosti reakce zpracovává určitá část entalpického spádu v rozváděcích lopatkách a zbylá část pak v lopatkách oběžných. Tlak páry se zmenšuje průchodem přes statorovou i rotorovou část stupně.

Abychom docílili požadovaných reakcí, rychlostí, entalpických a tlakových spádů musíme zvolit příslušný tvar lopatky. Typické tvary průřezů lopatek pro různé koncepce jsou k vidění na obrázku 17, kde část a) znázorňuje lopatkování akčního stupně, a část b) lopatkování reakčního stupně. Pod jednotlivými druhy lopatkování je vizualizován průběh změny nejdůležitějších parametrů, který koresponduje s výše uvedeným popisem.

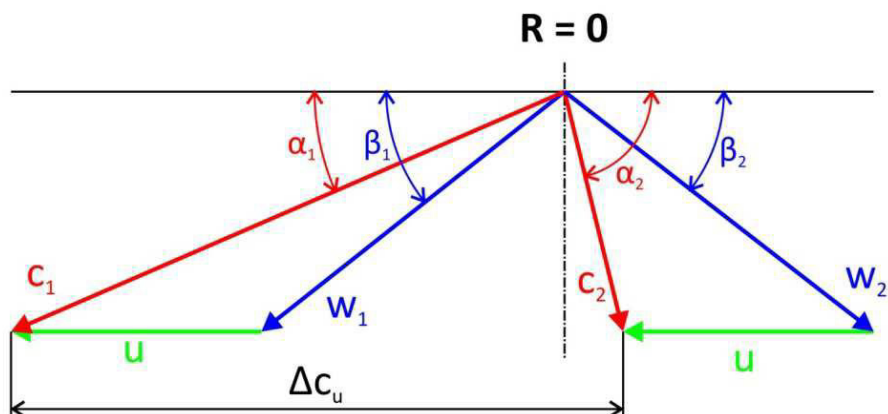


Obrázek 17: 2D lopatkové kaskády [11]

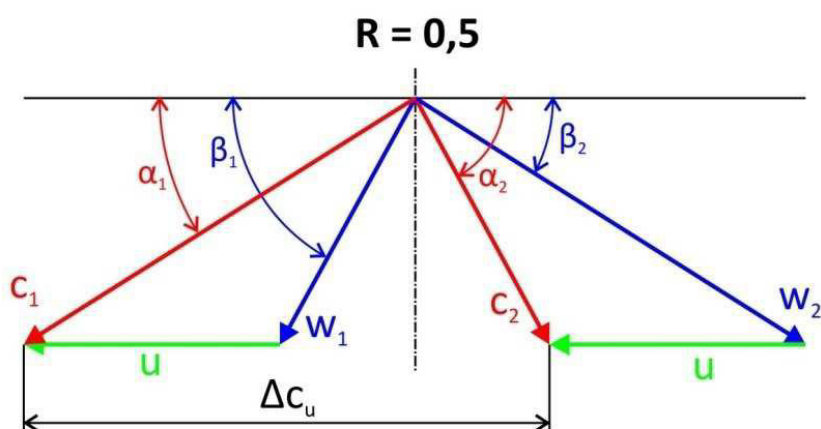
a) Rovnotlaký stupeň, b) Přetlakový stupeň

### 6.4. Rychlostní trojúhelníky

S problematikou 2D lopatkových kaskád úzce souvisejí rychlostní trojúhelníky. Na základě volby určitých parametrů se dopočítávají velikosti, popřípadě směry jednotlivých rychlostí. Postup takového výpočtu bude prakticky ukázán v kapitole „Konstrukční výpočet“. Hlavním geometrickým ukazatelem pro návrh lopatkování jsou úhly relativních rychlostí, které dávají informaci o tom, jak by měla být lopatka nastavena v proudu páry na vstupu a výstupu. Reálně samozřejmě tyto úhly nelze přesně dodržet, kvůli potřebné minimální tloušťce lopatky z výrobních i provozních důvodů. Geometrie hran vlastních profilů je pak odlišná od spočítané střednice profilu. Na následujících obrázcích 18, 19 jsou k vidění rychlostní trojúhelníky pro různé reakce stupně skládajícího se z rozváděcích a oběžných lopatek.



Obrázek 18: Rychlostní trojúhelníky čistě rovnotlakého stupně s nulovou reakcí [11]



Obrázek 19: Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s 50% reakcí [11]

Rychlosti „ $c$ “ jsou absolutní rychlosti proudícího média. Těmto rychlostem náleží úhel  $\alpha$ . Rychlosti označené jako „ $w$ “ jsou tzv. relativní rychlosti. Podle sklonu úhlu  $\beta$  jsou konstruovány profily lopatek. Rychlost „ $u$ “ je rychlost rotace lopatkové mříže. S rostoucím průměrem se rychlost „ $u$ “ zvětšuje

Pro stupeň s padesáti procentní reakcí bývají trojúhelníky symetrické kolem osy, tak jak je tomu na obrázku 19. Je vhodné podotknout, že při zvyšování reakce klesá  $\Delta c_u$ , (viz. obrázek 19) stupeň s vyšší reakcí tedy zpracuje menší spád [11].

## 6.5. Ztráty

### 6.5.1. Profilové ztráty

Tento druh ztrát je vyvolán prouděním média v těsné blízkosti profilu lopatky, z čehož vycházejí dva druhy ztrát, které se řadí pod ztráty profilové. Jedním z nich je ztráta třením na lopatkách, které svým tvarem určují lopatkový kanál. Třecí ztráty do značné míry závisí na kvalitě povrchu lopatek, tedy na jejich drsnosti. Velkou roli hrají především na podtlakové hraně lopatky [3]. Z tohoto důvodu je při výrobě lopatek dbáno na finální úpravu povrchu lopatky, který je potřeba upravit do co nejvíce hladkého stavu.

Druhou ztrátou jsou ztráty vytvořené konečnou tloušťkou odtokové hrany lopatky. Na těchto hranách se proudění odtrhává, což zapříčiňuje vířivé proudění za lopatkou. Tato oblast

je počátkem úplavu. Profesor Škopek tu samou ztrátu popisuje jako ztrátu energie v úplavu za rozváděcí lopatkou, potřebnou na urychlení tekutiny zpomalené v mezní vrstvě na obou stranách lopatkového profilu [4].

### **6.5.2. Sekundární ztráty**

Jsou způsobeny prostorovým charakterem proudění v prostoru mezi lopatkami s konečnou délkou. V důsledku tlakového rozdílu na hřbetu a v korytě lopatky vznikají příčná sekundární proudění, která mají za následek energetickou ztrátu proudícího média. Mezní vrstva na podtlakové části profilu u konců lopatky, která se pohybuje na omezujících válcových stěnách, se vzájemně ovlivňuje s mezní vrstvou na podtlakové části profilu, která se pohybuje po trajektoriích paralelních s omezující stěnou [3]. Díky této interakci dochází na koncích podtlakové části profilů ke zvyšování tloušťky mezní vrstvy. Na obou koncích lopatky dochází ke vzniku vírů, které se otáčejí v protichůdném smyslu.

Obecně platí, že sekundární ztráty mají výraznější vliv u krátkých lopatek, kde mohou ovlivnit celou výšku průtočného kanálu. U dlouhých lopatek, jako je tomu například v NT dílu turbíny, mají tyto ztráty na účinnost stupně menší vliv.

Výzkum v oblasti proudění ukázal, že toto třídímenzionální proudění je důsledkem vazkosti a ohnutí proudu v lopatkovém kanálu [11]. Aby se sekundárním ztrátám co možná nejlépe předcházelo, jsou neustále vyvíjeny tvary lopatek, které nežádoucí efekty sekundárního proudění stále více zmenšují.

### **6.5.3. Ztráty únikem páry nadbandážovou ucpávkou**

Tato ztráta je způsobena určitou vůlí mezi špičkou lopatky a statorem. Vzniká tak prostor pro mírný únik páry, která by jinak mohla konat práci. Tento druh ucpávky mívá většinou charakter nepravého labyrintu, přičemž způsob proudění skrze něj vychází z teorie Fannova jevu. Ztráty únikem páry se zvětšují s rostoucí reakcí na špičce. Znamená to tedy, že jsou významnější u přetlakových stupňů.

Konstrukční řešení pro eliminaci těchto ztrát spočívá především v navýšení délky lopatky s cílem zmenšit vůli mezi špičkou lopatky a statorem. Provádí se to úzkým ocelovým profilem o tloušťce zhruba jednoho až dvou milimetrů, jenž je umístěn na špičce lopatky. Při dotyku tohoto profilu se statorem při nominálních otáčkách se má profil jednoduše zbrousit a nadále může se sníženou účinností plnit svoji funkci. Předchází se tak havárii, která by nastala v případě kontaktu lopatky a statoru.

### **6.5.4. Ztráty únikem páry vnitřní ucpávkou**

Tomuto ději se u NT dílů zpravidla předchází nepravými labyrinty. U rovnotlakých stupňů je předpoklad, že únik páry, který projde vnitřní ucpávkou ze stupně, odchází vyrovnávacími otvory disku rotoru a pracovního děje se ve stupni již nezúčastní. Experimentálně bylo zjištěno, že odsávání vyrovnávacími otvory lehce zvyšuje účinnost stupně a to zřejmě kvůli odsávání mezní vrstvy u stěny [11]. Tyto otvory by měly ideálně odvádět veškerou páru procházející skrze vnitřní ucpávku.

### **6.5.5. Ztráty parciálním ostřikem**

Tyto ztráty vznikají v situaci, kdy jsou lopatky stupně ostřikovány jen na části svého obvodu. Ztráta energie probíhá v oblasti, kde pracovní tekutina vyplňuje mezeru mezi rotorem

a statorem. Při urychlování této statické tekutiny vznikají víry na vstupu do oběžné řady lopatek. Podobně je tomu tak i na výstupu z oběžné řady lopatek.

#### **6.5.6. Ventilační ztráta**

Tato ztráta je významná především u diskových konstrukcí rotorů z důvodu velké plochy disku, která je ve styku s médiem, jenž je mezi rotorem a statorem. V důsledku otáčení rotoru vzniká velký rychlostní gradient, kde průběh rychlosti je nulový na statorové části a rovný unášivé rychlosti na stěně rotorové části stupně. Mezi jednotlivými proudnicemi tak vzniká tření z důvodu viskozity média a produkuje se tak teplo. Především se tímto způsobem vytváří odpor proti otáčení disku.

#### **6.5.7. Ztráta vlhkostí páry [11]**

Zvyšující se vlhkostí páry vznikají ztráty. Jednotlivými důvody jsou například zvyšování třecích ztrát ve vodním filmu a mezní vrstvě, která je tvořena dvoufázovým prostředím, ztráta energie proudu páry spotřebovávanou na urychlení vodních kapek a tření mezi oběma fázemi. Dále se zvětší úplav na odtokových hranách, což bude mít za následek zvýšení vířivosti proudu a zintenzivní se sekundární proudění.

#### **6.5.8. Ztráta rozvějířením [1]**

Pokud použijeme dlouhé lopatky s neproměnným profilem po délce, vzniknou ztráty rozvějířením. Správné proudové poměry jsou pouze na středu lopatky, kdežto na jiných místech se zhoršují. Děje se tak v důsledku nevýhodné poměrné rozteče. Optimální rozteč lze u válcových lopatek dodržet jen na středním průměru. Proto se přistupuje k instalaci zkroucených lopatek.

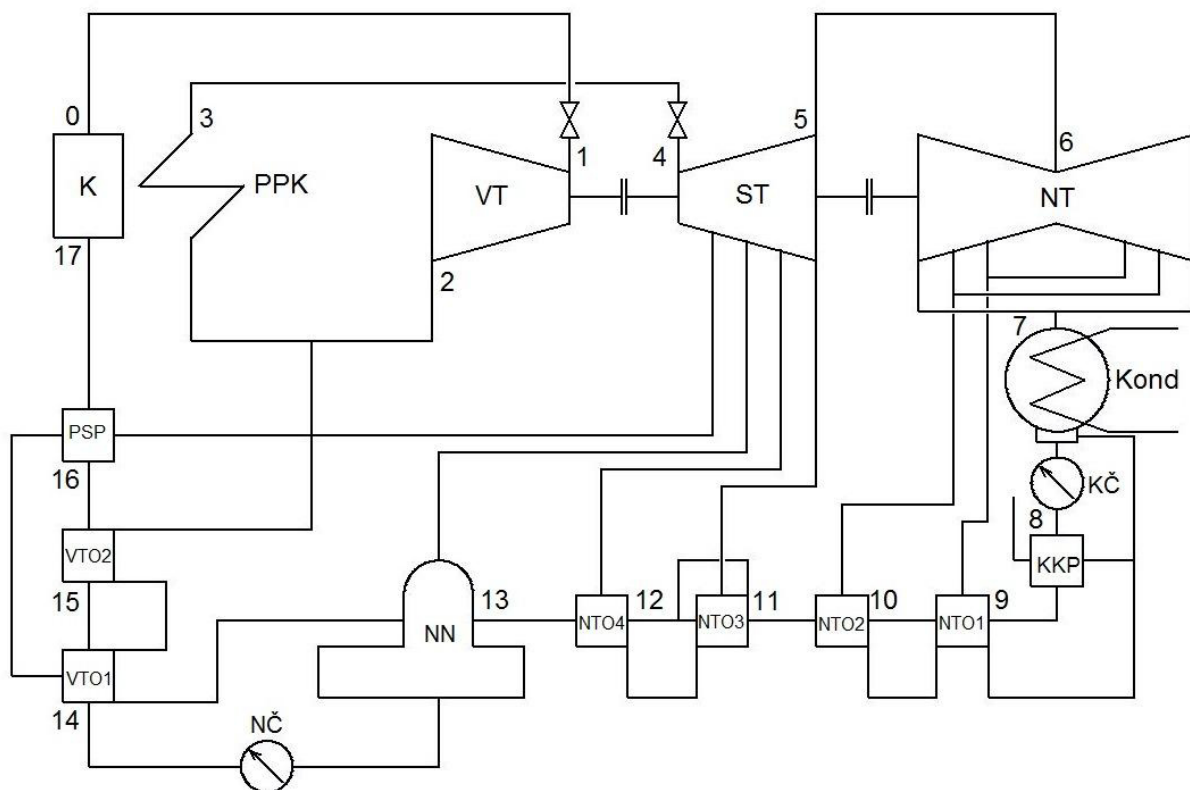
## 7. Tepelný výpočet parního cyklu

V následující kapitole se budu zabývat analytickým výpočtem parametrů parního Rankin-Claussiova cyklu s přehříváním a regenerací. Rankin-Claussioův diagram pro počítaný cyklus je k nahlédnutí v příloze 7. Tepelný výpočet je při návrhu elektrárenského bloku základním výpočtem, ze kterého pak vychází výpočet průtočné části turbíny. V této práci se výpočet skládá z určení expanze v turbíně, průtoků páry v odběrech pro regenerační ohříváky a výpočtu výkonu na základě entalpických spádů mezi jednotlivými odběry a tělesy.

Analytický výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel 2007 s doplňkem IAPWS IF 97, který slouží jako elektronické parní tabulky v podobě funkcí.

Je potřeba říct, že se nejedná o výpočet nově navrhovaného bloku, nýbrž o retrofítní projekt, jehož rozsah je daný dle požadavků zákazníka, které byly blíže popsány v kapitole „Představení projektu“. Pro potřeby tepelného výpočtu to znamená, že bude uvažována původní troj-tělesová koncepce s neměnným počtem ohříváků a napájecí nádrží. Kvůli rozdílnému klimatu v cílové oblasti se však zvýší teplota chladicí vody, což se projeví negativně na zvýšení tlaku v kondenzátoru, a tedy i na snížení výkonu turbogenerátoru.

Pro přiřazení jednotlivých indexů ve výpočtu cyklu bylo vyhotoveno schéma na obrázku 20, ve kterém jsou znázorněny jednotlivé odběry a naznačeny trasy kaskádování a přečerpávání. Otevřená trasa vedoucí do kondenzátoru komínkové páry, by vycházela ze systému komínkové páry, který na obrázku není vyznačen z důvodu příliš velkého množství potrubních tras.



Obrázek 20: Bilanční schéma projektu



Napájecí voda vstupuje do kotle kde při konstantním tlaku (v ideálním případě) a teplotě probíhá její vypařování. Za kotlem vstupuje pára do přehříváku, kde se podstatně zvýší její teplota. Následně pára je pára vedena přes hlavní parní kolektor přívodní potrubí rychlozávěrné a regulační ventily až do průtočné části turbíny. Pro případ řešený v této práci pára projde VT dílem, kde se transformuje část její energie na užitnou práci.

Pára je následně vedena do přehříváku, kde se zvýší její teplota, ale i entropie. Posléze expanduje v ST a NT dílu a jako v předchozím případě předá energii využitou k mechanické práci, která je následně v generátoru přetransformována na elektrickou energii.

Již mokrá pára zkondenzuje v kondenzátoru. Jako sytá kapalina vstupuje médium do kondenzátního čerpadla, které dopravuje kondenzát přes nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže. Mezi napájecí nádrží a kotlem dopravuje napájecí vodu přes vysokotlakou regeneraci napájecí čerpadlo.

Bližší popis jednotlivých prvků regenerace uvedu v průběhu této kapitoly při relevantní části výpočtu.

Parametry cyklu byly zadány následovně:

| Parametry parního cyklu: |          |          |          |                        |
|--------------------------|----------|----------|----------|------------------------|
| Označení                 | Původní  | Nové     | Jednotky | Popis                  |
| $\dot{m}_0$              | 928,6056 | 928,6056 | t/h      | Množství admisní páry  |
| $p_0$                    | 177,5    | 184      | bar      | Tlak admisní páry      |
| $t_0$                    | 532      | 532      | °C       | Teplota admisní páry   |
| $\dot{m}_2$              | 854,8092 | /        | t/h      | Množství do přehříváku |
| $p_3$                    | 37,3     | 39,3     | bar      | Tlak za přehřívákem    |
| $t_3$                    | 534      | 534      | °C       | Teplota za přehřívákem |
| $t_{NV}$                 | 252,9    | /        | °C       | Teplota napájecí vody  |
| $p_7$                    | 0,051    | 0,0743   | bar      | Tlak v kondenzátoru    |
| $P_{sv}$                 | 330      | /        | MW       | Výkon na svorkách      |
| $n$                      | 3000     | 3000     | 1/min    | Otáčky turbíny         |
| $\eta_{VT}$              | /        | 0,8247   | -        | Účinnost VT            |
| $\eta_{ST}$              | /        | 0,917    | -        | Účinnost ST            |

Tabulka 3: Parametry parního cyklu  
/ znamená, že parametry nejsou známé

## 7.1. Určení expanze v turbíně pro novou variantu

### 7.1.1. Parametry před RZ,RV

Na základě zadaných parametrů můžeme dle parních tabulek určit entalpii i entropii:

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 3361,490 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (15)$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) = 6,3298 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (16)$$

### 7.1.2. Parametry před VT dílem

Tlaková ztráta ve ventilech před VT dílem:

$$Z_{VTvent} = 0,035 [-] \quad (17)$$

$$p_1 = p_0 \cdot (1 - Z_{VTvent}) = 177,560 \text{ [bar]} \quad (18)$$

Pára je škrcena ventilem, klesá tedy tlak. Jedná se o izoentalpický děj.

$$i_1 = i_0 = 3361,490 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (19)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,3442 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (20)$$

### 7.1.3. Parametry za VT dílem (před přehřívákem)

Ztráta v přehříváku páry byla stanovena na 10%.

$$Z_{PPK} = 0,1 \text{ [-]} \quad (21)$$

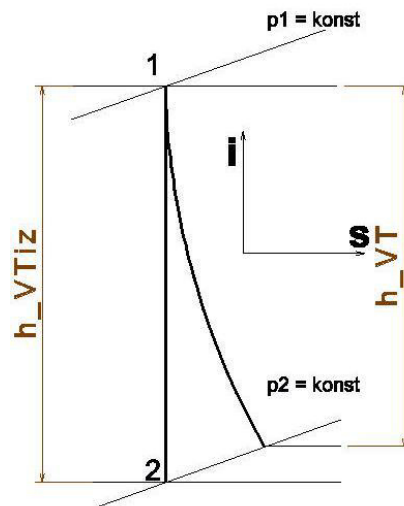
$$p_2 = \frac{p_3}{(1 - Z_{PPK})} = 43,667 \text{ [bar]} \quad (22)$$

Při uvažování ideální expanze můžeme entropii za VT dílem i před VT dílem považovat za rovnou a entalpie je tedy funkcí téže entropie.

$$i_{2iz} = f(p_2; s_1) = 2971,058 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

$$h_{VTiz} = i_1 - i_{2iz} = 390,432 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (24)$$

Se znalostí termodynamické účinnosti VT dílu můžeme určit reálný entalpický spád principiálně podle obrázku 21.



Obrázek 21: Porovnání izoentropické a reálné expanze

$$h_{VT} = h_{VTiz} \cdot \eta_{VT} = 321,989 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (25)$$

$$i_2 = i_1 - h_{VT} = 3039,501 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (26)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 332,63 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (27)$$

#### 7.1.4. Parametry za přehřívákem

Opět na základě zadaných hodnot můžeme určit entalpii i entropii za přehřívákem jako funkci tlaku a teploty.

$$i_3 = f(p_3; t_3) = 3524,313 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (28)$$

$$s_3 = f(p_3; t_3) = 7,199 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (29)$$

#### 7.1.5. Parametry na vstupu do ST dílu

Tlaková ztráta ve ventilech před ST dílem:

$$Z_{STvent} = 0,03 [-] \quad (30)$$

$$p_4 = p_3 \cdot (1 - Z_{STvent}) = 38,121 [bar] \quad (31)$$

$$i_4 = i_3 = 3524,313 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (32)$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,2129 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (33)$$

#### 7.1.6. Parametry na výstupu ST dílu

Tlak za ST dílem byl odhadnut na základě původního schématu a velikosti nového tlaku na výstupu z přehříváku.

$$p_5 = 4,300 [bar] \quad (34)$$

Při izoentropické expanzi pak můžeme psát:

$$s_{5iz} = s_4 = 7,2129 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (35)$$

$$t_{5iz} = f(p_5; s_5) = 217,53 [^{\circ}C] \quad (36)$$

$$i_{5iz} = f(p_5; s_5) = 2896,266 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (37)$$

$$h_{STiz} = i_4 - i_{5iz} = 628,047 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (38)$$

$$h_{ST} = h_{STiz} \cdot \eta_{VT} = 575,919 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (39)$$

$$i_5 = i_4 - h_{ST} = 2948,394 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (40)$$

$$s_5 = f(p_5; i_5) = 7,3165 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (41)$$

$$t_5 = f(p_5; i_5) = 242,66 [^{\circ}C] \quad (42)$$

#### 7.1.7. Parametry před NT dílem

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí:

$$Z_{PřPotrub\ i} = 0,01 [-] \quad (43)$$

$$p_6 = p_5 \cdot (1 - Z_{PřPotrub\ i}) = 4,257 [bar] \quad (44)$$

$$i_6 = i_5 = 2948,394 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (45)$$

$$s_6 = f(p_6; i_6) = 7,3210 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (46)$$

$$t_6 = f(i_6; s_6) = 242,59 [^{\circ}C] \quad (47)$$

### 7.1.8. Parametry páry v kondenzátoru

$$s_{7iz} = s_6 = 7,3210 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (48)$$

Tlak v kondenzátoru dle zadání:

$$p_7 = 0,0743 [bar] \quad (49)$$

$$i_{7iz} = f(p_7; s_{7iz}) = 2281,644 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (50)$$

Termodynamická účinnost NT dílu byla odhadnuta na 90%. Tedy:

$$\eta_{NT} = 0,90 [-] \quad (51)$$

$$h_{NTiz} = i_6 - i_{7iz} = 666,750 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (52)$$

Pak můžeme určit reálný entalpický spád na NT dílu:

$$h_{NT} = h_{NTiz} \cdot \eta_{NT} = 600,075 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (53)$$

Reálnou entalpii v kondenzátoru pak určíme jako:

$$i_7 = i_6 - h_{NT} = 2348,319 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (54)$$

$$t_7 = f(p_7; i_7) = 40,12 [^{\circ}C] \quad (55)$$

$$s_7 = f(p_7; i_7) = 7,5339 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (56)$$

Abychom mohli pro informativní účel určit suchost páry v kondenzátoru, musíme nejprve stanovit hodnoty na mezích sytosti na základě tlaku v kondenzátoru. Tedy:

$$i_7' = f(p_7) = 168,0235 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (57)$$

$$i_7'' = f(p_7) = 2573,7487 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (58)$$

$$x = \frac{i_7 - i_7'}{i_7'' - i_7'} = 0,9063 [-] \quad (59)$$

## 7.2. Regenerace

Pro retrofítový projekt jako je tento nebude výpočet regenerace probíhat dle běžných zvyklostí, které může výpočtář aplikovat u návrhu nového systému.

Pokud by se počítal nový návrh, bylo by v první řadě nutné určit teplotu napájecí vody, která by dosahovala teploty 65 až 75 procent teploty sytosti při tlaku páry za kotlem. Teplota v napájecí nádrži se zvolí v rozsahu 130°C až 180°C. Mezi tyto dvě určené teploty je potřeba navrhnout vysokotlakou regeneraci, jejíž počet ohříváků bude záviset na teplotním rozdílu před a za ohřívákem, přičemž jeden ohřívák dokáže zvýšit teplotu napájecí vody i o 40°C. Obdobně se bude postupovat při návrhu nízkotlaké regenerace s uvažováním teplotního rozdílu mezi napájecí nádrží a kondenzátorem. Při návrhu je vhodné volit ohřátí vody v ohřívácích o stejný počet stupňů, pokud je to možné.

V tomto případě se ale jedná o tepelný přepočít, nikoliv o návrh, jelikož veškeré zařízení již bylo dříve instalováno a má se dle požadavků zákazníka použít opětovně.

Při retrofítovému přepočtu budu pro určení mnoha hodnot vycházet z původního bilančního schématu, ze kterého dostanu informaci především o TTD (terminal temperature difference) a DCA (drain cooling approach) na jednotlivých ohřívácích. Dále toto schéma dobře pomůže při odhadování nespécifikovaných parametrů.

## 7.3. Výpočet vysokotlaké regenerace

Vysokotlaká regenerace se v tomto případě skládá z předřazeného srážecí přehřátí, kterým protéká pára ze šestého odběru ST tělesa turbíny. Dále je zde zařazen VTO2 s integrovaným srážecím přehřátím a integrovaným podchlazovačem. Na začátku vysokotlaké regenerace je zařazen VTO1 s integrovaným podchlazovačem, do kterého proudí pára z předřazeného srážecí a z VTO2 je sem kaskádován kondenzát z důvodu ekonomičtějšího ohřevu napájecí vody.

Při výpočtu VT regenerace bylo použito informací na tepelném schématu. Aby bylo možné lépe a efektivně pracovat s indexy při výpočtu je potřeba je jednoznačně určit. Pro každý ohřívák můžeme zvolit koncepci vstupů a výstupů médií následovně dle tabulky 4:

| Číslo vstupu nebo výstupu | Médium, jeho pozice a zdroj                                     |
|---------------------------|---|
| 1                         | Napájecí voda na vstupu do ohříváku                             |
| 2                         | Napájecí voda na výstupu z ohříváku                             |
| 3                         | Vstup páry z odběru do srážecí, nebo ohříváku                   |
| 4                         | Vstup páry nebo kondenzátu do ohříváku ze srážecí, nebo kaskády |
| 5                         | Výstup páry nebo kondenzátu ze srážecí, nebo ohříváku           |

Tabulka 4: Koncepce vstupů a výstupů ohříváků

Jednotlivé hodnoty parametrů dle původního schématu ve vysokotlaké regeneraci jsou zobrazeny v následující tabulce 5.

| Parametr                | Číslo vstupu | PSP    | VTO2   | VTO1  | Jednotky: |
|-------------------------|--------------|--------|--------|-------|-----------|
| Teplota                 | 1            | 249,2  | 212,1  | 190,4 | °C        |
| Teplota                 | 2            | 252,9  | 249,2  | 212,1 | °C        |
| Teplota                 | 3            | -      | 250,6  | 214,3 | °C        |
| Teplota                 | 4            | -      | -      | 218,1 | °C        |
| Teplota                 | 5            | 264,2  | 218,1  | 196,4 | °C        |
| Tlak                    | 3            | 21,605 | 40,20  | 20,76 | Bar       |
| Entalpie                | 1            | 1083,6 | 915,6  | 820,1 | kJ/kg     |
| Entalpie                | 2            | 1101,0 | 1083,6 | 915,6 | kJ/kg     |
| Rozdíl teplot nap. vody | -            | 3,7    | 37,1   | 21,7  | °C        |

Tabulka 5: Parametry původní VT regenerace

Pro všechna zařízení ve VT regeneraci byly zvoleny tlakové ztráty v odběrových potrubích  $Z = 3 \%$ . Účinnosti výměníků ve VT regeneraci jsou stanoveny dle doporučení ve skriptech profesora Škopka na  $\eta_v = 0,98$  [5].

Základem pro výpočet jednotlivých výměníků je volený teplotní rozdíl  $\Delta t$  na jejich vstupu a výstupu na straně vody zobrazený v následující tabulce 6. Pro určení jednotlivých teplotních rozdílů, bylo přihlédnuto k původnímu tepelnému schématu.

| KKP | NTO1 | NTO2 | NTO3 | NTO4 | NN | VTO1 | VTO2 | PSP | Jednotky |
|-----|------|------|------|------|----|------|------|-----|----------|
| 0,5 | 20   | 41,5 | 38,6 | 24,6 | 20 | 21,7 | 37   | 3,5 | °C       |

Tabulka 6: Teplotní rozdíly na výměnících nové regenerace

Samotný výpočet regenerace bude potom vypadat následovně:

### 7.3.1. PSP – Předřazený srážec přehřátí

Součtem všech teplotních rozdílů napájecí vody a kondenzátu na jednotlivých výměnících se dostaneme na teplotu napájecí vody těsně před kotlem:

$$t_{PSP,2} = t_7 + \Delta t_{KKP} + \sum_{i=1}^4 \Delta t_{NTO,i} + \Delta t_{NN} + \sum_{i=1}^2 \Delta t_{VTO,i} + \Delta t_{PSP} = 253,02 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (60)$$

$$t_{PSP,1} = t_{PSP,2} - \Delta t_{PSP} = 249,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (61)$$

Tlak v odběru byl odhadnut na základě původního schématu a znalosti nového tlaku páry za kotlem:

$$p_{PSP,odběr} = 22,7 \text{ [bar]} \quad (62)$$

Určení tlaku těsně před srážecem určíme na základě tlaku a tlakové ztráty v odběru:

$$p_{PSP,3} = p_{PSP,odběr} \cdot (1 - Z_{PSP,3}) = 22,019 \text{ [bar]} \quad (63)$$

Teplota páry vstupující do srážeče byla odhadnuta na základě původního schématu:

$$t_{PSP,3} = 450 [^{\circ}C] \quad (64)$$

Teplota páry na výstupu pak dle teplotního rozdílu viditelném na původním schématu:

$$t_{PSP,5} = t_{PSP,1} + 15 = 268,02 [^{\circ}C] \quad (65)$$

$$i_{PSP,3} = f(p_{PSP,3}; t_{PSP,3}) = 3355,369 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (66)$$

Jelikož ochlazování páry probíhá ve výměníku izobaricky, můžeme psát:

$$p_{PSP,5} = p_{PSP,3} = 22,019 [bar] \quad (67)$$

$$i_{PSP,5} = f(p_{PSP,5}; t_{PSP,5}) = 2940,773 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (68)$$

K určení entalpií napájecí vody je zapotřebí znát tlak. Tlak za napájecím čerpadlem dle původního schématu je:

$$p'_{N\check{c}} = 238 [bar] \quad (69)$$

Uvážíme-li, že tlaková ztráta mezi napájecím čerpadlem a potrubím vystupujícím z přehříváku činila zhruba 25% ( $Z=0,2542$ ), je možné dle původního tlaku dopočítat tlak za napájecím čerpadlem při novém tlaku za přehřívákem.

$$p_{N\check{c}} = \frac{p_0}{(1-Z)} = 246,715 [bar] \quad (70)$$

Vzhledem k tomu, že se entalpie vody mění s tlakem jen málo, můžeme pro celou VT regeneraci uvažovat tlak konstantní, ačkoliv reálně zde dochází k tlakovým ztrátám.

$$i_{PSP,1} = f(p_{N\check{c}}; t_{PSP,1}) = 1085,031 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (71)$$

$$i_{PSP,2} = f(p_{N\check{c}}; t_{PSP,2}) = 1101,304 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (72)$$

$$\dot{m}_{NV} = \dot{m}_0 = 928,6056 [t/h] \quad (73)$$

S těmito známými hodnotami je nyní možno sestavit bilanční rovnici výměníku:

$$\dot{m}_{PSP,3} \cdot (i_{PSP,3} - i_{PSP,5}) \cdot \eta_V = \dot{m}_{NV} \cdot (i_{PSP,2} - i_{PSP,1}) \quad (74)$$

Po úpravě pak dostaneme vztah pro poměrný průtok:

$$y_{PSP} = \frac{\dot{m}_{PSP,3}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{(i_{PSP,2} - i_{PSP,1})}{(i_{PSP,3} - i_{PSP,5}) \cdot \eta_V} = 0,0401 [-] \quad (75)$$

A následně můžeme určit průtok odběrem pro srážeč přehřátí:

$$\dot{m}_{PSP,3} = y_{PSP} \cdot \dot{m}_{NV} = 37,191 [t/h] \quad (76)$$

### 7.3.2. VT02 - Vysokotlaký ohřívák 2

$$t_{VT02,2} = t_{PSP,1} = 249,52 [^{\circ}C] \quad (77)$$

$$t_{VT02,1} = t_{VT02,2} - \Delta t_{VT02} = 212,52 [^{\circ}C] \quad (78)$$

Teplota na vstupu do integrovaného srážече přehřátí je rovna teplotě na výstupu z VT tělesa.

$$t_{VT02,3} = 332,63 [^{\circ}C] \quad (79)$$

Dle teplotního rozdílu na původním schématu můžeme určit teplotu v kaskádě

$$t_{VT02,5} = t_{VT02,1} + 6 = 218,52 [^{\circ}C] \quad (80)$$

Tlak odebírané páry je v ideálním případě roven tlaku na výstupu z VT dílu. Tedy:

$$p_{VT02,odb\check{e}r} = 43,667 [bar] \quad (81)$$

$$p_{VT02,3} = p_{VT02,odb\check{e}r} \cdot (1 - Z_{VT02,3}) = 42,357 [bar] \quad (82)$$

$$i_{VT02,3} = f(p_{VT02,3}; t_{VT02,3}) = 3039,501 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (83)$$

Jelikož za ohřívákem je pára již zkondenzovaná, entalpii určíme následovně:

$$i_{VT02,5} = f(t_{VT02,5}; p_{VT02,5}) = 937,353 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (84)$$

$$i_{VT02,1} = f(p_{N\check{c}}; t_{VT02,1}) = 917,668 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (85)$$

$$i_{VT02,2} = f(p_{N\check{c}}; t_{VT02,2}) = 1085,031 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (86)$$

Bilanční rovnice pak nabyde tvar:

$$\dot{m}_{VT02,3} \cdot (i_{VT02,3} - i_{VT02,5}) \cdot \eta_V = \dot{m}_{NV} \cdot (i_{VT02,2} - i_{VT02,1}) \quad (87)$$

Poměrný průtok pak určíme následovně:

$$y_{VT02} = \frac{\dot{m}_{VT02,3}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{(i_{VT02,2} - i_{VT02,1})}{(i_{VT02,3} - i_{VT02,5}) \cdot \eta_V} = 0,0812 [-] \quad (88)$$

Množství páry v odběru pak bude:

$$\dot{m}_{VT02,3} = y_{VT02} \cdot \dot{m}_{NV} = 75,440 [t/h] \quad (89)$$



### 7.3.3. VT01 – Vysokotlaký ohřívák 1

Tento ohřívák se z výpočetní metodiky tepelného cyklu v tomto případě poněkud vymyká, protože do něj přímo nevstupuje pára z odběru, nýbrž z předřazeného srážče přehřátí a VT02 kaskády. Proto by byl výpočet průtoku z hlediska zjišťování výkonu turbíny bezpředmětný, nicméně bude potřebný pro sestavení tepelné bilance v napájecí nádrži. Výpočet teplot je pak nutný pro určení entalpie média vstupujícího do NN.

$$t_{VT01,2} = t_{VT02,1} = 212,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (90)$$

$$t_{VT01,1} = t_{VT01,2} - \Delta t_{VT01} = 190,82 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (91)$$

Dle teplotního rozdílu na původním schématu můžeme určit teplotu kondenzátu páry:

$$t_{VT01,5} = t_{VT01,1} + 6 = 196,82 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (92)$$

$$i_{VT01,5} = f(p_{NN,5}; t_{VT01,5}) = 838,381 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (93)$$

Pro určení množství vycházejícího z VT01 na straně páry a topného kondenzátu stačí pouze sečíst předešle spočtené průtoky. Tedy:

$$\dot{m}_{VT01,5} = \dot{m}_{PSP,3} + \dot{m}_{VT02,3} = 112,631 \text{ [t/h]} \quad (94)$$

### 7.4. Výpočet napájecí nádrže

Napájecí nádrž je zvláštním typem výměníku v parním cyklu elektrárny. Jako jediný výměník v tomto tepelném schématu je totiž směšovacího typu. Z NN pak odchází napájecí voda směrem do kotle o dané teplotě a k ní náležitěmu tlaku na mezi syté kapaliny. Na mezi sytosti se z kondenzátu uvolňují plyny, jež jsou clonami odváděny do atmosféry [10]. Hlavními funkcemi NN jsou:

1. Akumulace dostatečného množství vody pro případ, že by nebylo možné vodu z nějakého důvodu v cyklu kontinuálně přivádět do kotle. Voda musí do kotle proudit minimálně do té doby, než se kotel odstaví, aby nedošlo k porušení výparníku z důvodu příliš velkého tepelného namáhání bez vnitřního chlazení vodou.
2. Odplynění kondenzátu, neboť kyslík obsažený v kondenzátu by působil korozivně na trubky v kotli a způsobil by tak jejich značné snížení životnosti.
3. Ohřátí kondenzátu topnou párou na výstupní teplotu napájecí vody z NN.
4. Zvýšení tlaku vody na sání napájecích čerpadel díky hydrostatickému tlaku. Tímto se zabrání kavitaci na lopatkách čerpadel. Napájecí nádrž se obvykle umísťuje vysoko nad napájecí čerpadla (v řádech desítek metrů).

Po konzultaci s odborníky na tepelné výpočty v Doosan Škoda Power, byla účinnost napájecí nádrže stanovena na  $\eta_v = 1$ . V následujících rovnicích je účinnost zahrnuta pouze pro názornou ukázkou, kde by s tímto členem bylo potřeba počítat, pokud bychom účinnost uvažovali nižší.

Pokud by bylo úkolem uvažovat zdroj demineralizované vody, byl by přiveden právě do napájecí nádrže. Zdroj demineralizované vody pro cyklus se běžně uvažuje kolem 3 až 5% z množství napájecí vody do kotle. Pro výpočet tohoto cyklu nebyl zdroj demineralizované vody uvažován.

#### 7.4.1. NN - Napájecí nádrž

Nárůst teploty ve výměníku byl volbou definován v tabulce 6. Teplota napájecí vody však nebude rovna teplotě na vstupu do VTO1 kvůli zvýšení teploty v napájecím čerpadle. Tento nárůst teploty byl odhadnut na  $\Delta t_{N\check{C}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$  dle původního schématu. Teplota na výstupu z NN bude tedy:

$$t_{NN,2} = t_{VTO1,1} - \Delta t_{N\check{C}} = 185,82 \text{ } [^\circ\text{C}] \quad (95)$$

$$t_{NN,1} = t_{NN,2} - \Delta t_{NN} = 165,82 \text{ } [^\circ\text{C}] \quad (96)$$

Jelikož vystupuje voda z NN jako sytá kapalina, je tlak funkcí teploty:

$$p_{NN,2} = f(t_{NN,2}) = 11,440 \text{ } [bar] \quad (97)$$

Tlak a teplota v odběru byly zvoleny odhadem na základě původního schématu porovnáním tlaku a entalpie proti očekávané entalpii v ST dílu při novém zapojení:

$$p_{NN,3} = 12,500 \text{ } [bar] \quad (98)$$

$$t_{NN,3} = 382 \text{ } [^\circ\text{C}] \quad (99)$$

Rozdíl mezi dvěma posledními spočtenými tlaky je způsoben seškrcením v regulačním ventilu.

Aby bylo možné vypočítat entalpie kondenzátu, je nutné znát tlak za kondenzátním čerpadlem. Po konzultaci s výpočtáři ve společnosti Doosan Škoda Power byl tento tlak stanoven na hodnotu o 25% vyšší, nežli je tlak v NN.

$$p_{KOND} = p_{NN,2} \cdot 1,25 \text{ } [bar] \quad (100)$$

$$i_{NN,1} = f(t_{NN,1}; p_{KOND}) = 713,145 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (101)$$

$$i_{NN,2} = f(p_{NN,2}; x = 0) = 788,944 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (102)$$

Entalpii v odběru určíme na základě tlaku a teploty:

$$i_{NN,3} = f(p_{NN,3}; t_{NN,3}) = 3221,784 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (103)$$

$$i_{NN,4} = i_{VTO1,5} = 838,381 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (104)$$

Pro sestavení bilanční rovnice budeme potřebovat vyjádřit poměrné množství kondenzátu přitékajícího do napájecí nádrže.

$$y_{KOND} = y_{NV} - y_{PSP} - y_{VTO2} - y_{NN} \quad (105)$$

Nyní můžeme vyjádřit bilanční rovnici pro napájecí nádrž:

$$y_{NN} \cdot (i_{NN,3} - i_{NN,2}) \cdot \eta_V + (y_{VTO2} + y_{PSP}) \cdot (i_{VTO1,5} - i_{NN,2}) \cdot \eta_V = y_{KOND} \cdot (i_{NN,2} - i_{NN,1}) \quad (106)$$

Po dosazení rovnice (105) do rovnice (106) pak můžeme napsat:

$$\begin{aligned} y_{NN} \cdot (i_{NN,3} - i_{NN,2}) \cdot \eta_V + (y_{VTO2} + y_{PSP}) \cdot (i_{VTO1,5} - i_{NN,2}) \cdot \eta_V \\ = (y_{NV} - y_{PSP} - y_{VTO2} - y_{NN}) \cdot (i_{NN,2} - i_{NN,1}) \end{aligned} \quad (107)$$

Z této rovnice pak vyjádříme poměrný průtok v odběru pro napájecí nádrž:

$$y_{NN} = \frac{(y_{NV} - y_{PSP} - y_{VTO2}) \cdot (i_{NN,2} - i_{NN,1}) - (y_{VTO2} + y_{PSP}) \cdot (i_{VTO1,5} - i_{NN,2}) \cdot \eta_V}{(i_{NN,3} - i_{NN,1}) \cdot \eta_V} \quad (108)$$

Protože

$$y_{NV} = 1 [-], \quad (109)$$

bude pak

$$y_{NN} = 0,0240 [-]. \quad (110)$$

Množství páry v odběru do napájecí nádrže pak spočteme dle následující rovnice:

$$\dot{m}_{NN,3} = y_{NN} \cdot \dot{m}_{NV} = 22,319 [t/h] \quad (111)$$

## 7.5. Výpočet nízkotlaké regenerace

Výpočet nízkotlaké regenerace se principiálně bude počítat jako regenerace vysokotlaká. Nicméně je potřeba zde počítat s menším množstvím kondenzátu, než bylo množství napájecí vody. Dále v této části regenerace nejsou použity srážecí přehřátí a u jednoho ohříváku je namísto kaskádování zkondenzované páry použito přečerpávání. Kombinace kaskádování a přečerpávání se u parních bloků používá zcela běžně. Přečerpávání je z pohledu cyklu přínosnější než kaskádování, avšak znamená vyšší počáteční investiční náklady. Čerpadla dopravující kondenzát do hlavní trasy musejí být zálohována, tzn. minimálně v konfiguraci 2x100%. Je důležité vzít také v potaz dopad do vlastní spotřeby bloku, neboť čerpadla pro svůj provoz potřebují elektrickou energii [10].

Pro určení potřebných parametrů bylo opět použito původní schéma, jehož jednotlivé hodnoty fyzikálních veličin zobrazených v následující tabulce 7 pro nízkotlakou regeneraci jsou:

| Parametr                 | Číslo vstupu | NTO4  | NTO3  | NTO2  | NTO1  | KKP   | Jednotky: |
|--------------------------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|
| Teplota                  | 1            | 135,2 | 97,9  | 58,3  | 34,6  | 33,5  | °C        |
| Teplota                  | 2            | 161,7 | 135,2 | 97,9  | 58,3  | 34,6  | °C        |
| Teplota                  | 3            | 164,5 | 138,9 | 102,0 | 60,7  | -     | °C        |
| Teplota                  | 4            | -     | 141,2 | -     | 64,3  | -     | °C        |
| Teplota                  | 5            | 141,2 | -     | 64,3  | 40,6  | 75    | °C        |
| Tlak                     | 3            | 6,923 | 3,506 | 1,087 | 0,205 | 0,371 | bar       |
| Entalpie                 | 1            | 569,7 | 411,4 | 245,4 | 146,6 | 141,7 | kJ/kg     |
| Entalpie                 | 2            | 683,5 | 569,7 | 411,4 | 245,4 | 146,6 | kJ/kg     |
| Rozdíl teplot kondenzátu | -            | 26,5  | 37,3  | 39,6  | 23,7  | 1,1   | °C        |
| Účinnost výměníku        | -            | 99    | 99    | 99    | 99    | 99    | %         |

Tabulka 7: Parametry původní nízkotlaké regenerace

Pro všechny ohříváky i kondenzátor komínkové páry byla uvažována tlaková ztráta v odběrových potrubích v hodnotě 3% ( $Z=0,03$ ).

#### 7.5.1. NTO4 – Nízkotlaký ohřívák 4

$$t_{NTO4,2} = t_{NN,1} = 165,82[°C] \quad (112)$$

$$t_{NTO4,1} = t_{NTO4,2} - \Delta t_{NTO4} = 141,22[°C] \quad (113)$$

Dle bilančního schématu byl zjištěn TTD a DCA a na jejich základě spočtené teploty v odběru a odváděcím potrubí zkondenzované páry:

$$t_{NTO4,SAT} = t_{NTO4,2} + 2,8 = 168,62[°C] \quad (114)$$

$$t_{NTO4,5} = t_{NTO4,1} + 6 = 147,22[°C] \quad (115)$$

$$p_{NTO4,3} = f(t_{NTO4,SAT}; x = 1) = 7,659 [bar] \quad (116)$$

$$p_{NTO4,odběr} = p_{NTO4,3} \cdot (1 + Z) = 7,889 [bar] \quad (117)$$

V nízkotlaké regeneraci určíme entalpie na straně kondenzátu pomocí teploty vody a tlaku kondenzátu:

$$i_{NTO4,1} = f(t_{NTO4,1}; p_{KOND}) = 595,100 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (118)$$

$$i_{NTO4,2} = f(t_{NTO4,2}; p_{KOND}) = 713,512 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (119)$$

Díky znalosti tlaku v odběru jsme schopni zjistit entalpický spád mezi pátým a čtvrtým odběrem následovně:

$$s_{NTO4,odb\check{e}r,iz} = f(p_{PSP,odb\check{e}r}; i_{PSP,3}) = 7,2447 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (120)$$

$$i_{NTO4,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO4,odb\check{e}r}; s_{NTO4,odb\check{e}r,iz}) = 3059,135 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (121)$$

V následující části jsou v indexech uvedeny římské číslice označující úsek v turbíně. Pro kompletní přehled jsou indexy vysvětleny v tabulce 8.

$$h_{IV,iz} = i_{NN,3} - i_{NTO4,odb\check{e}r,iz} = 161,816 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (122)$$

$$h_{IV} = h_{IV,iz} \cdot \eta_{ST} = 133,450 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (123)$$

$$i_{NTO4,odb\check{e}r} = i_{NN,3} - h_{IV} = 3087,502 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (124)$$

$$i_{NTO4,3} = i_{NTO4,odb\check{e}r} = 3087,502 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (125)$$

Kondenzace topné páry bude v ohříváku probíhat izobaricky až na mez syté kapaliny. V podchlazovači pak bude dále izobaricky snižována teplota kondenzátu, kondenzát páry bude tedy podchlazován.

$$i_{NTO4,5} = f(p_{NTO4,3}; t_{NTO4,5}) = 620,441 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (126)$$

Nízkotlakou regenerací protéká menší množství kondenzátu, než je množství napájecí vody. Konkrétně se jedná o součet množství v odběrech pro napájecí nádrž a vysokotlakou regeneraci. Tento korekční součinitel bude označován velkým písmenem, v jehož indexu bude zapsán výměník, na který má korekce vliv. Zmíněné snížení vyjádříme jako:

$$Y_{NTO(4)} = 1 - (y_{PSP} + y_{VTO2} + y_{NN}) = 0,8547[-] \quad (127)$$

Nyní můžeme přistoupit k sestavení bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{NTO4} \cdot (i_{NTO4,3} - i_{NTO4,5}) \cdot \eta_V = Y_{NTO(4,3)} \cdot \dot{m}_{NV} \cdot (i_{NTO4,2} - i_{NTO4,1}) \quad (128)$$

$$y_{NTO4} = \frac{\dot{m}_{NTO4}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{Y_{NTO(4,3)} \cdot (i_{NTO4,2} - i_{NTO4,1})}{(i_{NTO4,3} - i_{NTO4,5}) \cdot \eta_V} = 0,0414 [-] \quad (129)$$

$$\dot{m}_{NTO4} = y_{NTO4} \cdot \dot{m}_{NV} = 38,4778 [t/h] \quad (130)$$

### 7.5.2. NTO3 – Nízkotlaký ohřívák 3

U NTO3 je zařazeno přečerpávání. Teplota kondenzátu vstupujícího do NTO4 je proto lehce vyšší než teplota kondenzátu na výstupu z NTO3. Uvažujme hodnotu změněnou asi o 0,5°C:

$$t_{NTO3,2} = t_{NTO4,1} - 0,5 = 140,72[°C] \quad (131)$$

$$t_{NTO3,1} = t_{NTO3,2} - \Delta t_{NTO3} = 102,12[°C] \quad (132)$$

Dle znalosti TTD opět určíme teplotu sytosti v ohříváku:

$$t_{NTO3,SAT} = t_{NTO3,2} + 4,1 = 144,82[^\circ C] \quad (133)$$

Teplota v potrubí odvádějícím kondenzát páry byla stanovena odhadem:

$$t_{NTO3,5} = 145[^\circ C] \quad (134)$$

Entalpie spočteme obdobně jako u NTO4:

$$i_{NTO3,1} = f(t_{NTO3,1}; p_{KOND}) = 429,014 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (135)$$

$$i_{NTO3,2} = f(t_{NTO3,2}; p_{KOND}) = 592,958 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (136)$$

$$p_{NTO3,3} = f(t_{NTO3,SAT}; x = 1) = 4,135 [bar] \quad (137)$$

$$p_{NTO3,odb\check{e}r} = p_{NTO3,3} \cdot (1 + Z) = 4,259 [bar] \quad (138)$$

$$s_{NTO3,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO4,odb\check{e}r}; i_{NTO4,3}) = 7,2936 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (139)$$

$$i_{NTO3,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO3,odb\check{e}r}; s_{NTO3,odb\check{e}r,iz}) = 2934,443 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (140)$$

$$h_{V,iz} = i_{NTO4,3} - i_{NTO3,odb\check{e}r,iz} = 153,058 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (141)$$

$$h_V = h_{V,iz} \cdot \eta_{ST} = 126,227 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (142)$$

$$i_{NTO3,odb\check{e}r} = i_{NTO4,3} - h_V = 2961,274 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (143)$$

$$i_{NTO3,3} = i_{NTO3,odb\check{e}r} = 2961,274 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (144)$$

$$i_{NTO3,4} = i_{NTO4,5} = 620,441 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (145)$$

$$i_{NTO3,5} = f(p_{NTO3,3}; t_{NTO3,5}) = 609,900 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (146)$$

Pro zbylé výměníky v nízkotlaké regeneraci a pro KKP byl použit nový korekční součinitel:

$$Y_{NTO(3,2,1),KKP} = Y_{NTO(4)} - y_{NTO4} = 0,8132 [-] \quad (147)$$

Nyní můžeme přistoupit k sestavení bilanční rovnice:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{NTO3} \cdot (i_{NTO3,3} - i_{NTO3,5}) \cdot \eta_V + \dot{m}_{NTO4} \cdot (i_{NTO3,4} - i_{NTO3,5}) \cdot \eta_V \\ = Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot \dot{m}_{NV} \cdot (i_{NTO3,2} - i_{NTO3,1}) \end{aligned} \quad (148)$$

$$y_{NTO3} = \frac{\dot{m}_{NTO3}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot (i_{NTO3,2} - i_{NTO3,1}) - y_{NTO4} \cdot (i_{NTO3,4} - i_{NTO3,5}) \cdot \eta_V}{(i_{NTO3,3} - i_{NTO3,5}) \cdot \eta_V}$$

$$= 0,0571 [-]$$
(149)

$$\dot{m}_{NTO3} = y_{NTO3} \cdot \dot{m}_{NV} = 53,0106 [t/h]$$
(150)

### 7.5.3. NTO2 - Nízkotlaký ohřívák 2

$$t_{NTO2,2} = t_{NTO3,1} = 102,12[^\circ C]$$
(151)

$$t_{NTO2,1} = t_{NTO2,2} - \Delta t_{NTO2} = 60,62[^\circ C]$$
(152)

Na základě znalosti TTD a DCA z původního schématu je možné určit teploty syté páry v ohříváku a zkondenzované páry v kaskádě.

$$t_{NTO2,SAT} = t_{NTO2,2} + 4,1 = 106,22[^\circ C]$$
(153)

$$t_{NTO2,5} = t_{NTO2,1} + 6 = 66,62[^\circ C]$$
(154)

$$p_{NTO2,3} = f(t_{NTO2,SAT}; x = 1) = 1,261 [bar]$$
(156)

$$p_{NTO2,odb\check{e}r} = p_{NTO2,3} \cdot (1 + Z) = 1,299 [bar]$$
(157)

$$s_{NTO2,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO2,odb\check{e}r}; i_{NTO3,3}) = 7,3456 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$
(158)

$$i_{NTO2,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO2,odb\check{e}r}; s_{NTO2,odb\check{e}r,iz}) = 2715,400 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(159)

$$h_{VI,iz} = i_{NTO3,3} - i_{NTO2,odb\check{e}r,iz} = 232,993 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(160)

$$h_{VI} = h_{VI,iz} \cdot \eta_{NT} = 209,694 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(161)

$$i_{NTO2,odb\check{e}r} = i_{NTO3,3} - h_{VI} = 2738,700 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(162)

$$i_{NTO2,3} = i_{NTO2,odb\check{e}r} = 2738,700 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(163)

$$i_{NTO2,1} = f(t_{NTO2,1}; p_{KOND}) = 254,911 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(164)

$$i_{NTO2,2} = f(t_{NTO2,2}; p_{KOND}) = 429,014 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(165)

$$i_{NTO2,5} = f(p_{NTO2,3}; t_{NTO2,5}) = 278,924 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(166)

Bilanční rovnice pro NTO2 pak nabyde tvar:

$$\dot{m}_{NTO2} \cdot (i_{NTO2,3} - i_{NTO2,5}) \cdot \eta_V = Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot \dot{m}_{NV} \cdot (i_{NTO2,2} - i_{NTO2,1})$$
(167)

$$y_{NTO2} = \frac{\dot{m}_{NTO2}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot (i_{NTO2,2} - i_{NTO2,1})}{(i_{NTO2,3} - i_{NTO2,5}) \cdot \eta_V} = 0,0581 [-] \quad (168)$$

$$\dot{m}_{NTO2} = y_{NTO2} \cdot \dot{m}_{NV} = 53,9913 [t/h] \quad (169)$$

#### 7.5.4. NTO1 - Nízkotlaký ohřívák 1

$$t_{NTO1,2} = t_{NTO2,1} = 60,62 [^{\circ}C] \quad (170)$$

$$t_{NTO1,1} = t_{NTO1,2} - \Delta t_{NTO1} = 40,62 [^{\circ}C] \quad (171)$$

Obdobně jako v předchozích případech i zde využijeme původního schématu k určení teplot média v ohříváku a kaskádě.

$$t_{NTO1,SAT} = t_{NTO1,2} + 2,4 = 63,02 [^{\circ}C] \quad (172)$$

$$t_{NTO1,5} = t_{NTO1,1} + 6 = 46,62 [^{\circ}C] \quad (173)$$

$$p_{NTO1,3} = f(t_{NTO1,SAT}; x = 1) = 0,229 [bar] \quad (174)$$

$$p_{NTO1,odb\check{e}r} = p_{NTO1,3} \cdot (1 + Z) = 0,236 [bar] \quad (175)$$

$$s_{NTO1,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO1,odb\check{e}r}; i_{NTO2,3}) = 7,4038 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (176)$$

$$i_{NTO1,odb\check{e}r,iz} = f(p_{NTO1,odb\check{e}r}; s_{NTO1,odb\check{e}r,iz}) = 2464,862 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (178)$$

$$h_{VII,iz} = i_{NTO2,3} - i_{NTO1,odb\check{e}r,iz} = 273,838 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (179)$$

$$h_{VII} = h_{VII,iz} \cdot \eta_{NT} = 246,454 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (180)$$

$$i_{NTO1,odb\check{e}r} = i_{NTO2,3} - h_{VII} = 2492,246 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (181)$$

$$i_{NTO2,3} = i_{NTO2,odb\check{e}r} = 2492,246 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (182)$$

$$i_{NTO1,1} = f(t_{NTO1,1}; p_{KOND}) = 171,371 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (183)$$

$$i_{NTO1,2} = f(t_{NTO1,2}; p_{KOND}) = 254,911 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (184)$$

$$i_{NTO1,4} = i_{NTO2,5} = 278,924 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (185)$$

$$i_{NTO1,5} = f(p_{NTO1,3}; t_{NTO1,5}) = 195,200 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (186)$$

Se znalostí všech entalpií můžeme přistoupit k vyjádření tepelné rovnováhy ohříváku:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{NTO1} \cdot (i_{NTO1,3} - i_{NTO1,5}) \cdot \eta_V + \dot{m}_{NTO2} \cdot (i_{NTO1,4} - i_{NTO1,5}) \cdot \eta_V \\ = Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot \dot{m}_{NV} \cdot (i_{NTO1,2} - i_{NTO1,1}) \end{aligned} \quad (187)$$



$$y_{NTO1} = \frac{\dot{m}_{NTO1}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot (i_{NTO1,2} - i_{NTO1,1}) - y_{NTO2} \cdot (i_{NTO1,4} - i_{NTO1,5}) \cdot \eta_V}{(i_{NTO1,3} - i_{NTO1,5}) \cdot \eta_V}$$

$$= 0,0277 [-]$$
(188)

$$\dot{m}_{NTO1} = y_{NTO1} \cdot \dot{m}_{NV} = 25,7542 [t/h]$$
(189)

### 7.5.5. KKP - Kondenzátor komínkové páry

Samotný výpočet průtoku páry kondenzátorem komínkové páry není pro určení výkonu zásadní. Je to z toho důvodu, že pára se odebírá z potrubního systému komínkové páry a nikoliv z neregulovaných odběrů turbíny. To znamená, že průtok v turbíně neovlivňuje a tudíž se nepromítne do výpočtu výkonu. Nicméně průtočné množství KKP se principiálně stanoví obdobně jako u ohříváků.

$$t_{KKP,2} = t_{NTO1,1} = 40,62 [^{\circ}C]$$
(190)

$$t_{KKP,1} = t_{KKP,2} - \Delta t_{KKP} = 40,12 [^{\circ}C]$$
(191)

U KKP nebylo dostatečné množství informací z původního schématu, proto byla většina hodnot odhadnuta:

$$t_{KKP,3} = 255 [^{\circ}C]$$
(192)

$$t_{KKP,5} = 74 [^{\circ}C]$$
(193)

$$p_{KKP,3} = 0,371 [bar]$$
(194)

$$i_{KKP,3} = 2990 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(195)

$$i_{KKP,5} = 310 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(196)

Entalpie na straně kondenzátu můžeme určit dle známých parametrů:

$$i_{KKP,1} = f(t_{KKP,1}; p_{KOND}) = 169,284 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(197)

$$i_{KKP,2} = f(t_{KKP,2}; p_{KOND}) = 171,371 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(198)

Rovnice tepelných bilancí pak bude:

$$\dot{m}_{KKP} \cdot (i_{KKP,3} - i_{KKP,5}) \cdot \eta_V = Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot \dot{m}_{NV} \cdot (i_{KKP,2} - i_{KKP,1})$$
(199)

$$y_{KKP} = \frac{\dot{m}_{KKP}}{\dot{m}_{NV}} = \frac{Y_{NTO(3,2,1),KKP} \cdot (i_{KKP,2} - i_{KKP,1})}{(i_{KKP,3} - i_{KKP,5}) \cdot \eta_V} = 0,0006 [-]$$
(200)

$$\dot{m}_{KKP} = y_{KKP} \cdot \dot{m}_{NV} = 0,5942 [t/h]$$
(201)

## 7.6. Výpočet výkonu

Výkon se obecně spočte jako součin hmotnostního průtoku a entalpického spádu. Pro tento případ byla turbína rozdělena na osm úseků oddělených odběry. Díky odběrům je pak v každém úseku různý průtok páry. Ze znalosti entalpií v jednotlivých odběrech jsme schopni spočítat entalpický spád v každém úseku. Takto zjištěné veličiny pak poslouží k výpočtu výkonu.

Jednotlivé úseky jsou rozděleny dle následující tabulky 8.

| Číslo úseku | Vysvětlení                            |
|-------------|---------------------------------------|
| <b>I</b>    | Mezi vstupem do VT a výstupem z VT    |
| <b>II</b>   | Mezi vstupem do ST a šestým odběrem   |
| <b>III</b>  | Mezi šestým odběrem a pátým odběrem   |
| <b>IV</b>   | Mezi pátým odběrem a čtvrtým odběrem  |
| <b>V</b>    | Mezi čtvrtým odběrem a třetím odběrem |
| <b>VI</b>   | Mezi vstupem do NT a druhým odběrem   |
| <b>VII</b>  | Mezi druhým odběrem a prvním odběrem  |
| <b>VIII</b> | Mezi prvním odběrem a výstupem z NT   |

**Tabulka 8: Rozdělení jednotlivých úseků dle průtočného množství páry**

V následující části budu počítat dílčí výkony v jednotlivých úsecích, přičemž veškeré průtoky musí být dosazeny v [kg/s]. Je potřeba poznamenat, že pro zjištění správných entalpických spádů je nutné znát entalpie v odběrech v turbíně. Entalpických spádů dosáhneme jako funkce tlaku v odběru a entropie, přičemž v prvním kroku budeme uvažovat ideální expanzi a následně entalpický spád bude opraven termodynamickou účinností. Tento postup nezaručí přesné výsledky, ale přiblíží hodnoty reálnému stavu jen s malou odchylkou. Pro úsek 2 bude entalpický spád spočten následovně:

$$i_{PSP,odběr,iz} = f(p_{PSP,odběr}; s_4) = 3336,468 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (202)$$

$$h_{II,iz} = i_4 - i_{PSP,odběr} = 187,845 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (203)$$

$$h_{II} = h_{II,iz} \cdot \eta_{ST} = 154,915 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (204)$$

Podobným způsobem by se určily i další entalpické spády. S jejich znalostí můžeme přikročit k výpočtu výkonů v jednotlivých úsecích.

$$P_I = \dot{m}_0 \cdot (i_1 - i_2) = 83055,87 [kW] \quad (205)$$

$$P_{II} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VT02}) \cdot (h_{II}) = 36713,48 [kW] \quad (206)$$

$$P_{III} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VT02} - \dot{m}_{PSP}) \cdot (h_{III}) = 33646,76 [kW] \quad (207)$$

$$P_{IV} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VT02} - \dot{m}_{PSP} - \dot{m}_{NN}) \cdot (h_{IV}) = 29420,28 [kW] \quad (208)$$

$$P_V = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VT02} - \dot{m}_{PSP} - \dot{m}_{NN} - \dot{m}_{NT04}) \cdot (h_V) = 26478,88 [kW] \quad (209)$$

$$P_{VI} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VTO2} - \dot{m}_{PSP} - \dot{m}_{NN} - \dot{m}_{NTO4} - \dot{m}_{NTO3}) \cdot (h_{VI}) = 40900,07 [kW] \quad (210)$$

$$P_{VII} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VTO2} - \dot{m}_{PSP} - \dot{m}_{NN} - \dot{m}_{NTO4} - \dot{m}_{NTO3} - \dot{m}_{NTO2}) \cdot (h_{VII}) \\ = 44373,77 [kW] \quad (211)$$

$$P_{VIII} = (\dot{m}_0 - \dot{m}_{VTO2} - \dot{m}_{PSP} - \dot{m}_{NN} - \dot{m}_{NTO4} - \dot{m}_{NTO3} - \dot{m}_{NTO2} - \dot{m}_{NTO1}) \cdot (h_{VIII}) \\ = 24884,21 [kW] \quad (212)$$

Rozdělení množství páry a entalpického spádu je k vidění v následující tabulce 9:

| Úsek v turbíně | Průtok [kg/s] | Entalpický spád [kJ/kg] | Výkon [kW] |
|----------------|---------------|-------------------------|------------|
| <b>I</b>       | 257,946       | 321,989                 | 83055,87   |
| <b>II</b>      | 236,990       | 154,915                 | 36713,48   |
| <b>III</b>     | 226,670       | 148,446                 | 33646,76   |
| <b>IV</b>      | 220,460       | 133,450                 | 29420,28   |
| <b>V</b>       | 209,772       | 126,227                 | 26478,88   |
| <b>VI</b>      | 195,046       | 209,694                 | 40900,07   |
| <b>VII</b>     | 180,049       | 246,454                 | 44373,77   |
| <b>VIII</b>    | 172,895       | 143,927                 | 24884,21   |

Tabulka 9: Přehled výkonů v jednotlivých úsecích

Celkový výkon turbíny pak dostaneme součtem výkonů na jednotlivých úsecích:

$$P = \sum_{i=I}^{VIII} P_i = 319,47 [MW] \quad (213)$$

Pro zjištění termické účinnosti cyklu potřebujeme znát hodnotu přivedeného a odvedeného tepla:

$$q_{př} = i_4 - i_2 + (i_1 - i_8) = 3677,019 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (214)$$

$$q_{od} = i_7 - i_8 = 2179,035 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (215)$$

Tepelnou účinnost cyklu zjistíme dle známého vztahu:

$$\eta_{CYKLUS} = \frac{q_{př} - q_{od}}{q_{př}} \cdot 100 = 40,74\% \quad (216)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru pak dostaneme součinem výkonu s mechanickou účinností a účinností generátoru. Pokud budeme mechanickou účinnost uvažovat  $\eta_{MECH} = 99\%$  a účinnost generátoru  $\eta_{GEN} = 98,5\%$ , pak

$$P_{SV} = P \cdot \eta_{MECH} \cdot \eta_{GEN} = 311,53 [MW]. \quad (217)$$

### 7.7. Zhodnocení tepelného výpočtu

Výkon původního turbogenerátoru činil 330 MW. V porovnání s výkonem spočteným se jedná o mírný pokles výkonu. Vzhledem k přesunutí elektrárny do obecně teplejšího prostředí bude cyklus chlazen teplejší vodou, což bude mít za následek nárůst tlaku v kondenzátoru. Tato práce počítá s tlakem v kondenzátoru zadaným, je proto možné, že byl tlak zadán nesprávně, nicméně o velkou chybu se nejedná. To samé platí pro zadané účinnosti jednotlivých dílů turbíny. Ve výpočtu nebyl zahrnut vliv reheat faktoru, který by dle mého odhadu mohl zvýšit tepelný výkon zhruba o jednotky procent.

Předpoklad nižšího výkonu se tedy naplnil. Dále je to už pak otázka ekonomická pro majitele elektrárny, zda se mu provoz vyplatí po zvážení počátečních investic a možnosti výtěžku.

Původní tepelné schéma a nové tepelné schéma dle výpočtu uvedeného výše jsou k dispozici v přílohách 3 a 4.

## 8. Konstrukční výpočet

V úvodní kapitole již bylo zmíněno základní rozdělení turbín na radiální a axiální. Vzhledem k tomu, že se v energetice v oboru parních turbín využívají především turbíny axiální, bude tato kapitola zaměřena právě na ně. Z hlediska koncepce axiálních parních turbín rozeznáváme dvě základní, a sice rovnotlakou (akční) a přetlakovou (reakční). Z historického pohledu bylo toto dělení spíše věcí image jednotlivých výrobců turbín. S postupem času však bylo zapotřebí z důvodu konkurenčního boje od historických zvyklostí ustoupit a zaměřit se především na zvyšování funkčnosti turbíny (účinnost, výkon). Dnes se tedy setkáváme s turbínami čistě těchto koncepcí, ale i jejich kombinací, které pro různé případy vycházejí značně příhodněji.

### 8.1. Průtočná část

Metodika výpočtu průtočné části byla převzata ze zdroje [6], přičemž se jedná o soubor vztahů vycházejících z teorie termodynamiky, mechaniky tekutin a kinematiky. Vztahy určující jednotlivé ztráty ve stupni jsou empirické. Při uvádění prvních rovnic v této kapitole byla využita geometrie původního NT dílu k určení přibližného středního průměru lopatky. Výpočtové otáčky turbíny jsou dány zadáním. Rychlostní součinitel se volí v rozmezí  $\varphi = 0,93$  až  $0,98$  [6]. Následující přehled zobrazuje hodnoty použité k prvním výpočtům.

Určené hodnoty:

|                          |           |   |                      |       |
|--------------------------|-----------|---|----------------------|-------|
| Otáčky:                  | n         | = | 3000                 | 1/min |
| Rychlostní součinitel    | $\varphi$ | = | 0,97                 | -     |
| Průměr na středu lopatky | $D_S$     | = | dle původního řešení |       |

Poměr rychlostí:

$$\frac{u}{c_0} [-], \text{voleno}$$

Tento poměr byl dopočítáván iteračně, tak aby spočtené parametry v průtočné části souhlasily s parametry získanými v tepelném výpočtu.

Obvodová rychlost na středu lopaky:

$$u_S = \frac{\pi \cdot D_S \cdot n}{60} [m/s] \quad (218)$$

Absolutní rychlost na vstupu do rozváděcího kola:

$$c_0 = \frac{u_S}{\varphi} [m/s] \quad (219)$$

Absolutní rychlost na vstupu do oběžného kola:

$$c_1 = c_0 \cdot \varphi [m/s] \quad (220)$$

Izoentropický entalpický spád:

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2000} [kJ/kg] \quad (221)$$

Entalpie před oběžným kolem při izoentropické expanzi

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} [kJ/kg] \quad (222)$$

Ztráta v rozváděcím kole:

$$Z_{RK} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} [kJ/kg] \quad (223)$$

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem:

$$i_1 = i_{1iz} + Z_{RK} [kJ/kg] \quad (224)$$

Skutečná entropie byla určena interpolačně pro druhý až čtvrtý stupeň. Je zde tedy předpoklad lineární změny entropie v závislosti na entalpii. Pro první a pátý stupeň je entropie převzata z tepelného výpočtu.

$$s_1 = s_B + \frac{s_E - s_B}{i_B - i_E} \cdot (i_B - i_1) [kJ/kgK] \quad (225)$$

Skutečná teplota za rozváděcím kolem

$$t_1 = f(i_1; s_1) [^\circ C] \quad (226)$$

Tlak za rozváděcím kolem stejným principem:

$$p_1 = f(i_1; s_1) [bar] \quad (227)$$

Měrný objem páry za rozváděcím kolem:

$$v_1 = f(i_1; s_1) [m^3/kg] \quad (228)$$

Úhel náběhu absolutní rychlosti do oběžného kola je potřeba volit dle katalogu rozváděcích lopatek:

$$\alpha_1 [^\circ], \text{voleno}$$

Podobně jako poměr  $u/c_0$  byl i tento parametr volen iteračně s podmínkou, aby úhel zhruba odpovídal reálným rozsahům, které se běžně používají.

Kontrakční součinitel hrubosti profilu na výstupu z lopatkové mříže:

$$\varepsilon_1 = 0,9 [-], \text{voleno}$$

Délku lopatky při totálním ostříku spočteme:

$$l_T = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{S1} \cdot \varepsilon_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} [m] \quad (229)$$

Je potřeba pamatovat, že NT těleso je dvouproudého provedení, proto průtok stupněm  $\dot{m}$  je poloviční, nežli byl napočítán v tepelném výpočtu.

Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$l_{OPT} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot D_S \cdot l_T}{1,26 \cdot n_{ostř} + 14,97 \cdot D_S \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^2}} [m] \quad (230)$$

Parciálnost:

$$\varepsilon = \frac{l_T}{l_{OPT}} [-] \quad (231)$$

Pomocný člen nazývaný se redukováná délka lopatky. Dává informaci o délce lopatky, která by při totálním ostříku dosáhla stejné účinnosti jako při délce  $l_{opt}$  s parciálním ostříkem.

$$l_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_S\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S \cdot \frac{1}{l_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{ostř}}{D_S \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S + 14,97 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^3} [m] \quad (232)$$

Při určování skutečné délky lopatky  $l_P$  bude využito logické podmínky, při které bude porovnávána délka lopatky při totálním ostříku a optimální délka lopatky proti redukováné délce lopatky.

Pokud je:

$$l_{red} > l_T,$$

pak je volen parciální ostřík a skutečná délka lopatky bude  $l_P = l_{OPT}$ .

Pokud je:

$$l_{red} < l_T,$$

pak je volen totální ostřík a skutečná délka lopatky bude  $l_P = l_T$ .

Pro případ nízkotlakého tělesa v této práci je samozřejmě skutečná délka lopatky volena pro všechny stupně v délce lopatky pro totální ostřík.

V této chvíli je možné zvolit typ lopatek podle následujících podmínek:

$$\frac{l_p}{D_S} \leq 0,1 \quad \text{volí se válcové lopatky}$$

$$\frac{l_p}{D_S} \geq 0,1 \quad \text{volí se zkroucené lopatky}$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{inf} = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} [-] \quad (233)$$

Ztráta konečnou délkou lopatky:

$$Z_L = \eta_{inf} \cdot \frac{0,0029}{l_p} [-] \quad (234)$$

Ztráta parciálním ostřikem:

$$Z_{PO} = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_{S1} \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S [-] \quad (235)$$

Tato ztráta by byla uvažována pouze v případě, že by existovala možnost vzniku parciálního ostříku. U NT dílu tuto ztrátu tedy nebudeme uvažovat.

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$Z_V = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_S^3 [-] \quad (236)$$

Pro tento druh ztráty platí to samé, co pro předcházející.

Ztráta rozvějířením:

$$Z_{ROZV} = 0,5 \cdot \left(\frac{l_p}{D_S}\right)^2 [-] \quad (237)$$

Ztráta třením disku:

$$Z_{VK} = 0,003 \cdot \frac{D_S}{l_p} \left(\frac{u_S}{c_{iz}}\right)^3 [-] \quad (238)$$

Suchost páry:

$$x_1 = f(p_1; h_1) [-] \quad (239)$$

Ztráta vlivem suchosti páry:

$$Z_X = 1 - x_1 [-] \quad (240)$$



Skutečná vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdn} = \eta_{inf} - (Z_L + Z_{ROZV} + Z_{VK} + Z_X) [-] \quad (241)$$

Pak můžeme určit užitečný entalpický spád zpracovaný na stupni:

$$h = h_{IZ} \cdot \eta_{tdn} [kJ/kg] \quad (242)$$

Vnitřní výkon stupně tedy bude:

$$P_{STG} = \dot{m} \cdot h [kW] \quad (243)$$

Entalpie za oběžným kolem:

$$i_2 = i_1 - h [kJ/kg] \quad (244)$$

Entropie za oběžným kolem  $s_2$  byla stanovena obdobně jako entropie v rovnici 225, pouze pro jinou hodnotu entalpie.

Tlak za oběžným kolem:

$$p_2 = f(i_2; s_2) [bar] \quad (245)$$

Suchost páry za oběžným kolem:

$$x_2 = f(p_2; s_2) [-] \quad (246)$$

Patní průměr lopatky:

$$D_P = D_S - l_t [m] \quad (247)$$

Špičkový průměr lopatky:

$$D_\xi = D_S + l_t [m] \quad (248)$$

## 8.2. Výpočet rychlostních trojúhelníků

Metodika výpočtu rychlostních trojúhelníků vychází ze zdroje [7]. Použité rovnice mají základ především v geometrii, vyjma několika empirických vztahů. Pro válcové lopatky se počítá s reakcí na středu lopatky, kdežto pro zborčené lopatky se vychází z hodnot na patě. Proto obvodové rychlosti pro oba druhy lopatkování spočteme následovně:

$$u_S = \frac{\pi \cdot D_S \cdot n}{60} [m/s] \text{ pro válcové lopatky} \quad (249)$$

$$u_P = \frac{\pi \cdot D_P \cdot n}{60} [m/s] \text{ pro zkroucené lopatky} \quad (250)$$

V návrhu oběžného lopatek se počítá s rovnotlakým lopatkováním. Nicméně na doporučení expertů z Doosan Škoda Power se malá reakce na patě rovnotlakých lopatek uvažuje. Proto tedy zavádím:

$$R_P = 0,03 [-] \quad (251)$$

Přepočet této reakce na střední průměr lopatky pro výpočet válcových lopatek vychází ze stanovené hodnoty  $R_P$ .

$$R_S = 1 - \left(\frac{D_P}{D_S}\right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_P) [-] \quad (252)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_S) \cdot h_{iz}} [m/s] \quad (253)$$

Složky absolutní rychlosti:

$$c_{1U} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m/s] \quad (254)$$

$$c_{1A} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m/s] \quad (255)$$

Složky relativní rychlosti:

$$w_{1A} = c_{1A} [m/s] \quad (256)$$

$$w_{1U} = c_{1U} - u_S [m/s] \quad (257)$$

Relativní rychlost na vstupu do oběžných lopatek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1A}^2 + w_{1U}^2} [m/s] \quad (258)$$

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1U}}{w_1}\right) [^\circ] \quad (259)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$\beta_2 [^\circ], \text{voleno} \quad (260)$$

Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky:

$$\Psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 [-] \quad (261)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_S \cdot h_{iz}} [m/s] \quad (262)$$

Pro lopatky zkroucené nebude použita reakce na středu  $R_S$  jako pro válcové lopatky, ale bude použita reakce na patě  $R_P$ .

Složky relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_{2U} = w_2 \cdot \cos\beta_2 \text{ [m/s]} \quad (263)$$

$$w_{2A} = w_2 \cdot \sin\beta_2 \text{ [m/s]} \quad (264)$$

Složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_{2A} = w_{2A} \text{ [m/s]} \quad (265)$$

$$c_{2U} = w_{2U} - u_S \text{ [m/s]} \quad (266)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2A}^2 + c_{2U}^2} \text{ [m/s]} \quad (267)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2U}}{c_2}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (268)$$

Předvedený postup výpočtu průtočné části a rychlostních trojúhelníků reprezentuje základní konstrukční výpočet pro NT díl turbíny. Během postupu byl volen úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžné lopatkové řady a úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatkové řady. Tyto úhly je zapotřebí volit dle katalogu lopatek, ve kterém jsou uvedeny tvarové a pevnostní charakteristiky jednotlivých profilů. Je zapotřebí, aby zvolený profil vyhovoval pevnostně, byl v dovolených mezích Machova čísla a především jeho tvar co nejlépe korespondoval s navrženou geometrií ve výpočtu. Jelikož jsou však profily lopatek jednou z nejcennějších komodit všech výrobců turbín, relevantní katalog není pro tuto diplomovou práci k dispozici. Úhly byly odhadnuty dle základního katalogu, který byl vydán Moskevským energetickým institutem. Tento katalog je publikován ve zdroji [3].

### 8.3. Tabulkový souhrn vypočtených hodnot

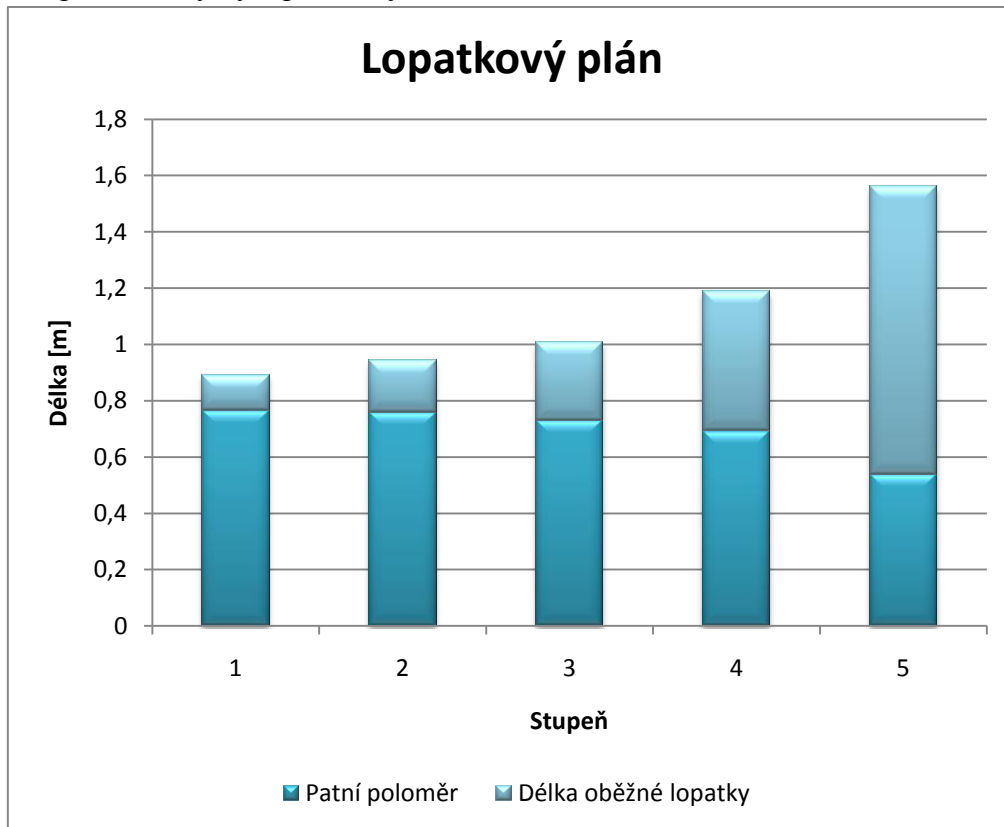
| Veličina        | Stupeň   |           |           |           |           | Jednotky           |
|-----------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------------|
|                 | 1        | 2         | 3         | 4         | 5         |                    |
| n               | 3000     | 3000      | 3000      | 3000      | 3000      | 1/min              |
| $\phi$          | 0,97     | 0,97      | 0,97      | 0,97      | 0,97      | -                  |
| $i_0$           | 2948,394 | 2842,066  | 2733,744  | 2625,074  | 2490,587  | kJ/kg              |
| $i_{1iz}$       | 2830,264 | 2722,029  | 2610,976  | 2463,817  | 2288,997  | kJ/kg              |
| m               | 97,52319 | 97,52319  | 90,02439  | 90,02439  | 86,44742  | kg/s               |
| $i_1$           | 2837,245 | 2729,123  | 2618,232  | 2473,347  | 2300,911  | kJ/kg              |
| $s_1$           | 7,360464 | 7,398814  | 7,438146  | 7,489535  | 7,550695  | kJ/kgK             |
| $t_1$           | 184,3631 | 127,3745  | 85,72786  | 60,59676  | 32,61994  | °                  |
| $p_1$           | 2,360536 | 1,246311  | 0,595387  | 0,205032  | 0,049287  | bar                |
| $x_1$           | 1        | 1         | 0,985047  | 0,942053  | 0,892972  | -                  |
| $D_s$           | 1,6555   | 1,7       | 1,735     | 1,88      | 2,102     | m                  |
| $h_{iz}$        | 118,1301 | 120,0369  | 122,7675  | 161,2571  | 201,5898  | kJ/kg              |
| u               | 260,0453 | 267,0354  | 272,5332  | 295,3097  | 330,1814  | m/s                |
| $c_0$           | 486,066  | 489,9732  | 495,5148  | 567,9033  | 634,9642  | m/s                |
| $c_1$           | 471,4841 | 475,274   | 480,6494  | 550,8662  | 615,9153  | m/s                |
| $(u/c_0)_{stř}$ | 0,535    | 0,545     | 0,55      | 0,52      | 0,52      | -                  |
| $v_1$           | 0,88181  | 1,463246  | 2,710503  | 7,038926  | 25,51321  | m <sup>3</sup> /kg |
| $\alpha_1$      | 18       | 20        | 22        | 26        | 36        | °                  |
| $L_t$           | 126,0991 | 182,6368  | 276,2577  | 493,6603  | 1025,067  | mm                 |
| $L_{red}$       | 13,52947 | 13,81977  | 14,13337  | 14,72636  | 15,10524  | mm                 |
| Ostřík          | 1        | 1         | 1         | 1         | 1         | -                  |
| $\varepsilon$   | 1,169764 | 1,443023  | 1,796068  | 2,20281   | 3,150335  | -                  |
| $L_p$           | 126,0991 | 182,6368  | 276,2577  | 493,6603  | 1025,067  | mm                 |
| $L_p/D_s$       | 0,07617  | 0,107433  | 0,159226  | 0,262585  | 0,487663  | -                  |
| Typ lopatky     | válcové  | zkroucené | zkroucené | zkroucené | zkroucené | -                  |
| $\eta_{inf}$    | 0,930419 | 0,927427  | 0,92565   | 0,933504  | 0,933504  | -                  |
| $Z_L$           | 0,021398 | 0,014726  | 0,009717  | 0,005484  | 0,002641  | -                  |
| $Z_P$           | 0        | 0         | 0         | 0         | 0         | -                  |
| $Z_V$           | 0        | 0         | 0         | 0         | 0         | -                  |
| $Z_{ROZV}$      | 0,002901 | 0,005771  | 0,012677  | 0,034476  | 0,118908  | -                  |
| $Z_{VK}$        | 0,006031 | 0,00452   | 0,003135  | 0,001606  | 0,000865  | -                  |
| $x_{iz}$        | 1        | 1         | 0,985047  | 0,942053  | 0,892972  | -                  |
| $Z_X$           | 0        | 0         | 0,014953  | 0,057947  | 0,107028  | -                  |
| $\eta_{tdn}$    | 0,900089 | 0,902409  | 0,885169  | 0,833991  | 0,704062  | -                  |
| h               | 106,3276 | 108,3223  | 108,6699  | 134,487   | 141,9318  | kJ/kg              |
| $P_{stg}$       | 10369,41 | 10563,94  | 9782,945  | 13115,6   | 13841,64  | kW                 |
| $i_2$           | 2842,066 | 2733,744  | 2625,074  | 2490,587  | 2348,655  | kJ/kg              |
| $s_2$           | 7,358754 | 7,397175  | 7,435719  | 7,48342   | 7,533761  | kJ/kgK             |
| $p_2$           | 2,424791 | 1,2828    | 0,624461  | 0,234141  | 0,074513  | bar                |
| x               | 1        | 1         | 0,987131  | 0,947068  | 0,906389  | -                  |
| $D_{pat}$       | 1,529    | 1,517     | 1,458     | 1,386     | 1,076     | m                  |
| $D_{špič}$      | 1,783    | 1,883     | 2,012     | 2,374     | 3,128     | m                  |

Tabulka 10: Přehled vypočtených hodnot průtočné části

| Veličina   | Stupeň   |          |          |          |          | Jednotky |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|            | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        |          |
| $R_p$      | 0,03     | 0,03     | 0,03     | 0,03     | 0,03     | -        |
| $R_s$      | 0,152749 | 0,197251 | 0,267908 | 0,389749 | 0,574811 | -        |
| $c_1$      | 433,9834 | 468,0906 | 473,3848 | 542,5403 | 606,6062 | m/s      |
| $c_{1u}$   | 412,7427 | 439,8613 | 438,9147 | 487,632  | 490,7547 | m/s      |
| $c_{1a}$   | 134,1082 | 160,0964 | 177,3331 | 237,834  | 356,5542 | m/s      |
| $w_{1u}$   | 152,6974 | 172,8259 | 166,3815 | 192,3223 | 160,5733 | m/s      |
| $w_{1a}$   | 134,1082 | 160,0964 | 177,3331 | 237,834  | 356,5542 | m/s      |
| $w_1$      | 203,2278 | 235,5836 | 243,1663 | 305,8641 | 391,0431 | m/s      |
| $\beta_1$  | 48,70841 | 42,81033 | 46,82495 | 51,03959 | 65,75569 | °        |
| $\beta_2$  | 28       | 36       | 36       | 36       | 36       | °        |
| $\psi$     | 0,915021 | 0,917748 | 0,922695 | 0,927517 | 0,941369 | -        |
| $w_2$      | 254,5501 | 229,8073 | 237,9336 | 298,0035 | 382,3975 | m/s      |
| $w_{2u}$   | -224,754 | -185,918 | -192,492 | -241,09  | -309,366 | m/s      |
| $w_{2a}$   | 119,504  | 135,0774 | 139,8538 | 175,1621 | 224,7676 | m/s      |
| $c_{2u}$   | 35,29095 | 81,11735 | 80,04086 | 54,21982 | 20,81535 | m/s      |
| $c_{2a}$   | 119,504  | 135,0774 | 139,8538 | 175,1621 | 224,7676 | m/s      |
| $c_2$      | 124,606  | 157,5624 | 161,1386 | 183,3618 | 225,7294 | m/s      |
| $\alpha_2$ | 106,4525 | 120,9859 | 119,7833 | 107,1994 | 95,29097 | °        |

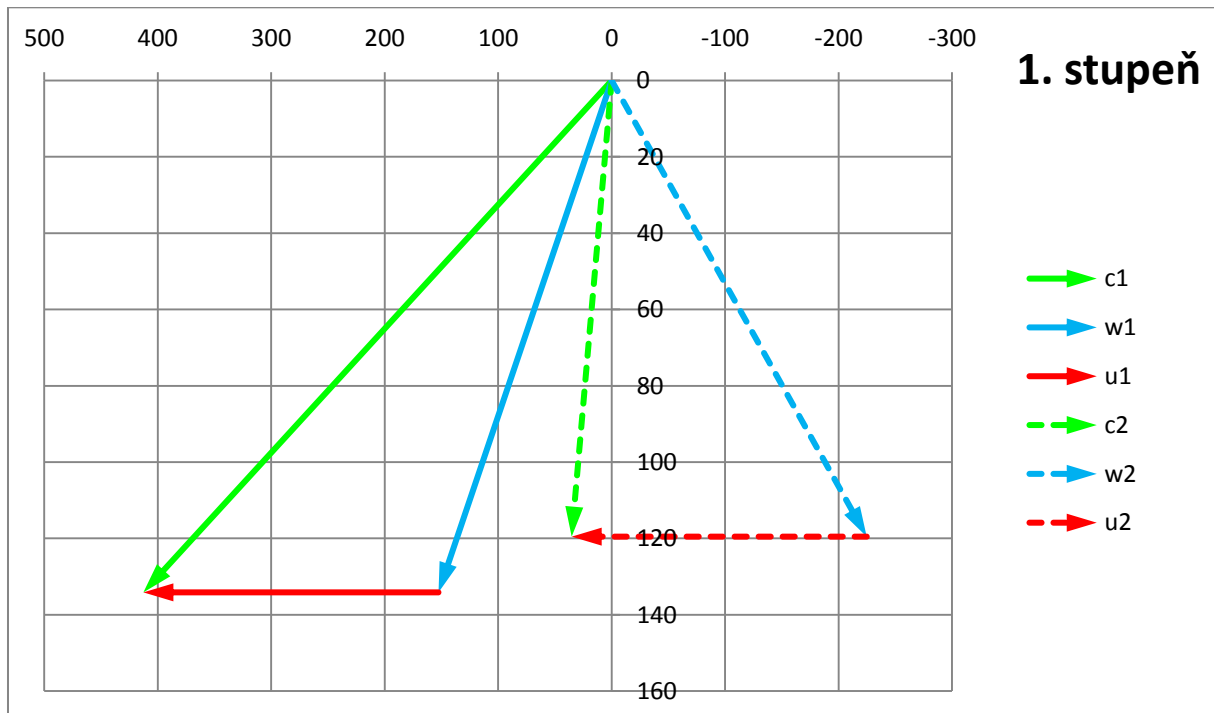
Tabulka 11: Přehled vypočtených rychlostí

Na základě hodnot z tabulky 10 bylo možno provést grafické znázornění průtočné části NT dílu na obrázku 22. Při jejím návrhu byl brán ohled především na plynulost rozšiřování průtočného kanálu. Obrázek 22 zobrazuje pouze jednu polovinu průtočné části NT dílu. Druhá polovina by byla přesně symetrická.

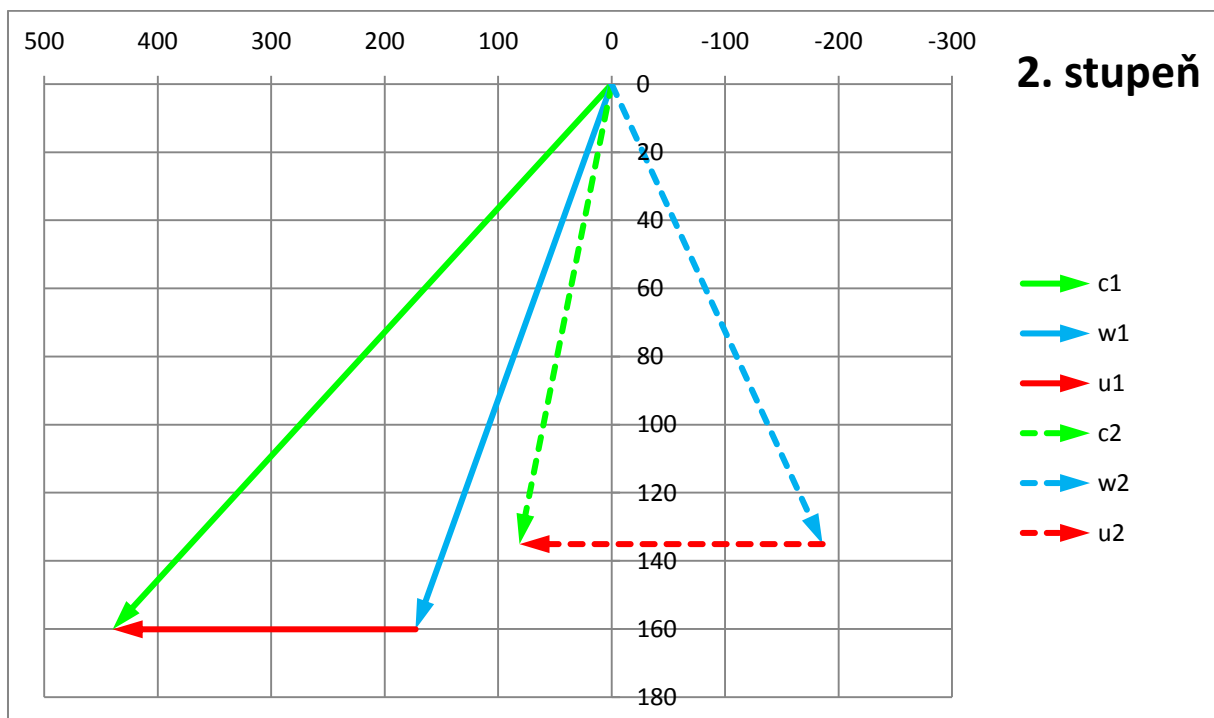


Obrázek 22: Lopatkový plán NT dílu turbíny

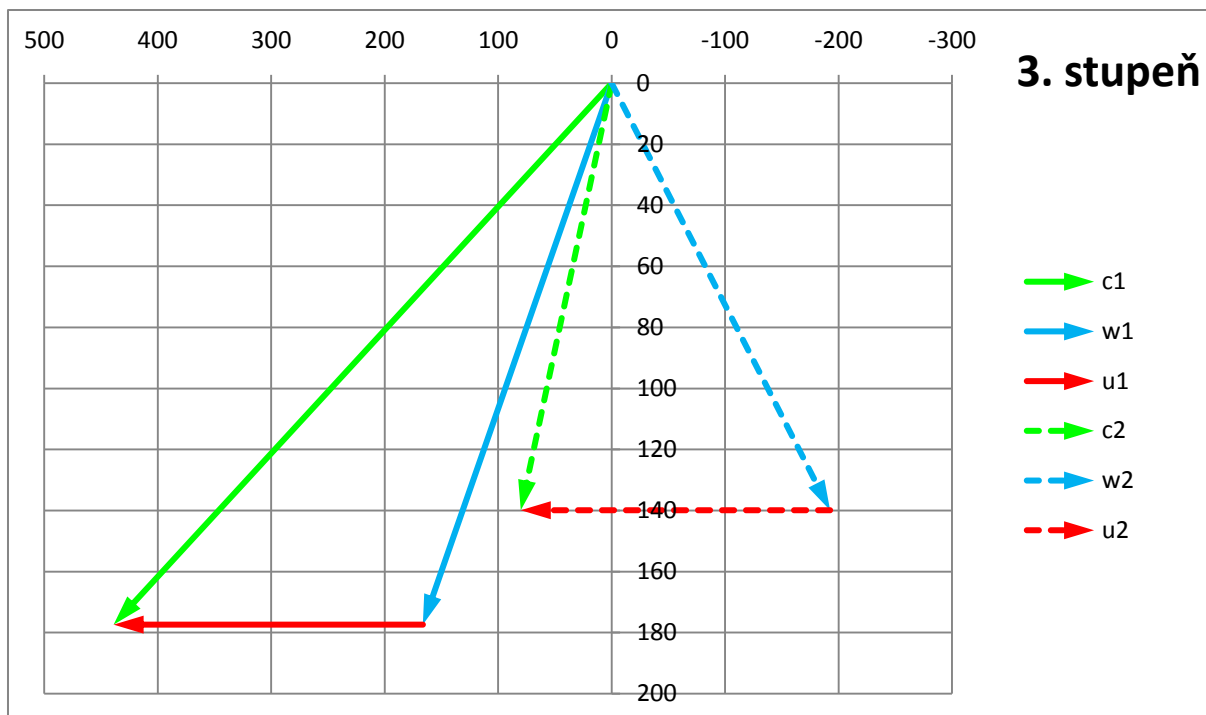
Na základě hodnot z tabulky 11 bylo možné vytvořit geometrii rychlostních trojúhelníků. Rychlostní trojúhelníky pro všech pět stupňů jsou uvedeny na obrázcích 23 až 27.



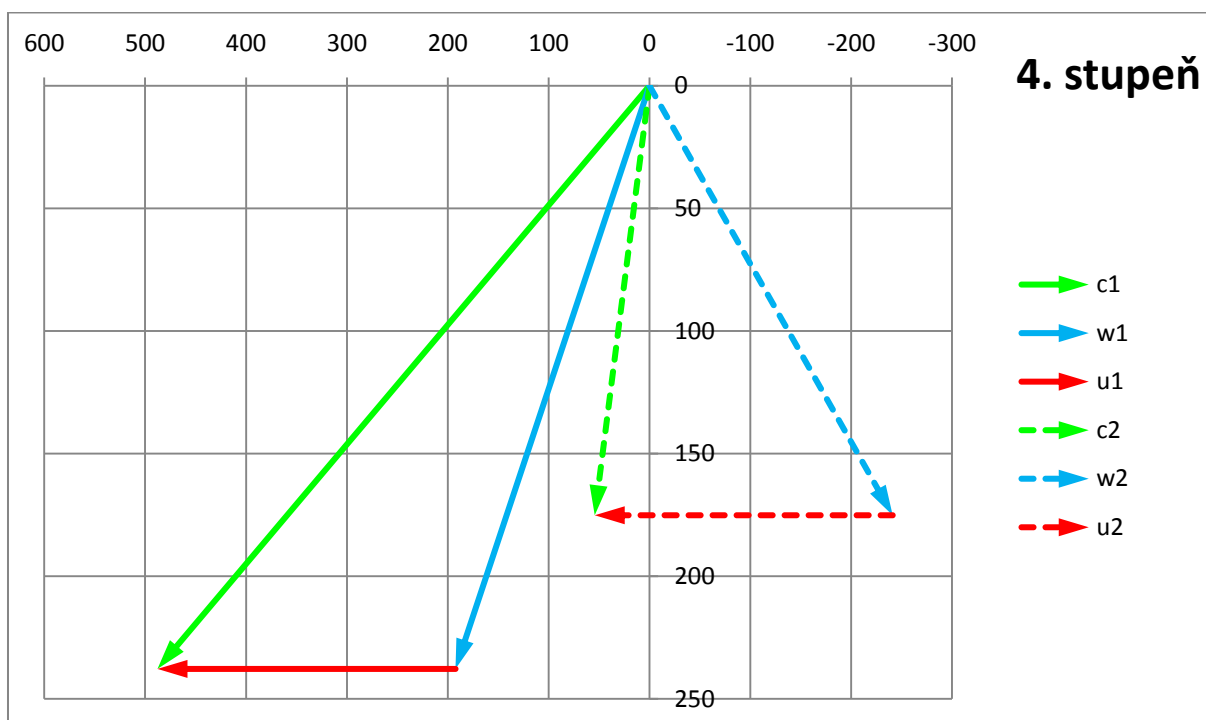
Obrázek 23: Rychlostní trojúhelníky pro 1. stupeň



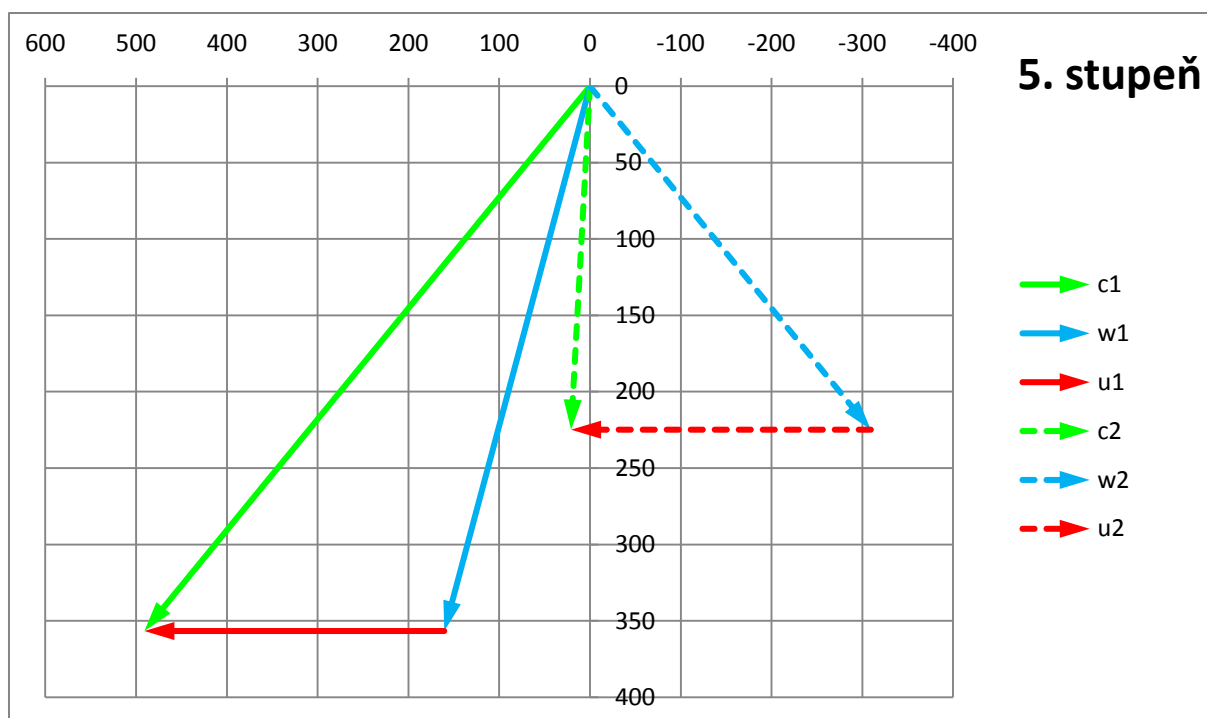
Obrázek 24: Rychlostní trojúhelníky pro 2. stupeň



Obrázek 25: Rychlostní trojúhelníky pro 3. stupeň



Obrázek 26: Rychlostní trojúhelníky pro 4. stupeň



Obrázek 27: Rychlostní trojúhelníky pro 5. stupeň



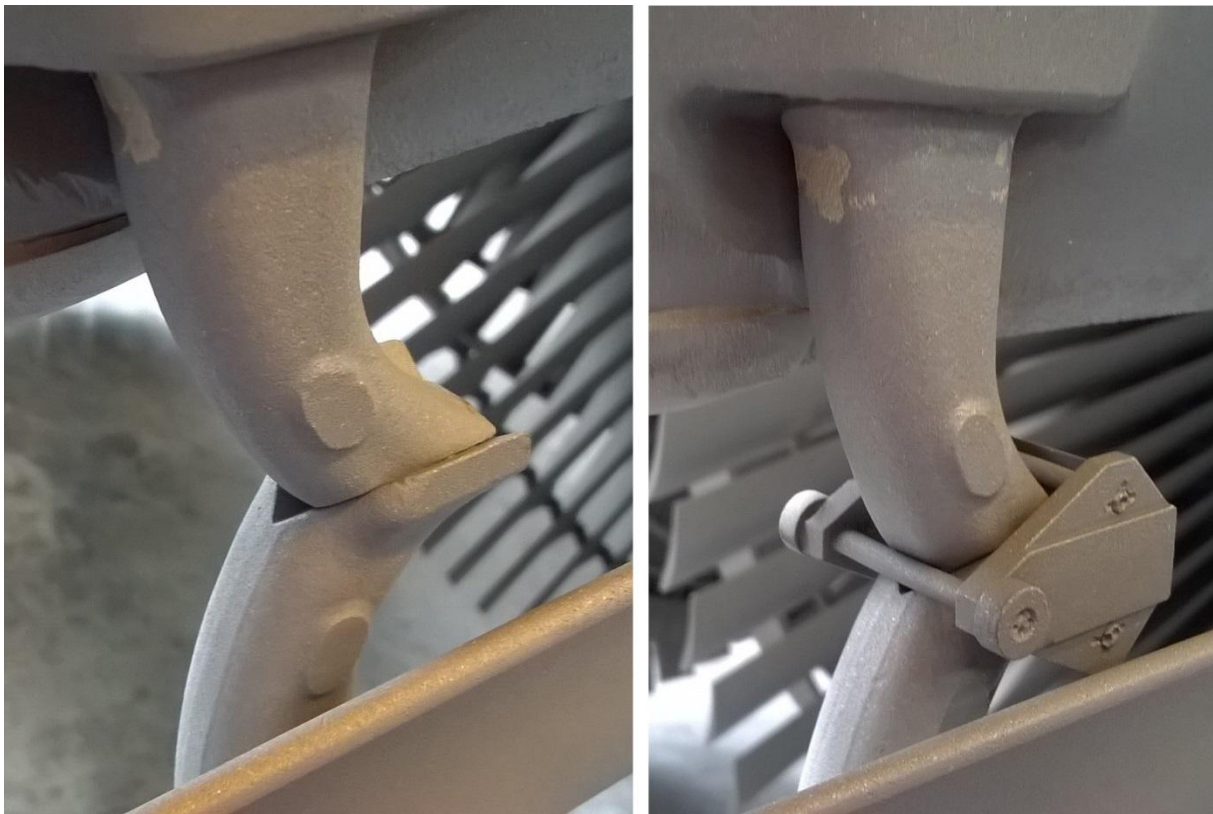
## 9. Konstrukční návrh

Praktická část této diplomové práce byla doposud řešena akademickým přístupem k tepelnému a konstrukčnímu výpočtu. V této kapitole se budu zabývat konstrukčním řešením retrofitu turbíny, přičemž bude vycházet z reálných podkladů k nabídce. Kapitola tedy plynule nenavazuje na předešle zpracovanou část, nýbrž je provedena s použitím konstrukčního know-how společnosti. Z tohoto důvodu v práci nebude k dispozici žádná výkresová dokumentace, bude pouze prezentováno konstrukční řešení formou prostých obrázků.

Zákazník od samotného začátku veškerých jednání projevoval zájem o co nejmenší zásah do turbíny. Vytvoření nabídky v tomto duchu není technicky optimální, z důvodu ponechání relativně nízké účinnosti turbíny potažmo jejího výkonu. Dalším problémem je nutnost dodávky náhradních dílů k retrofitované turbíně. Pakliže bude z velké části ponechán originální design turbíny, bude potřeba veškeré díly nově navrhnut a vyrobit, přestože je nepokrývá know-how společnosti. Nicméně tento způsob je pro kupujícího finančně stále výhodnější, než návrh nové průtočné části a její výroby, tak aby byla aplikovatelná pro ponechaná tělesa turbíny.

### 9.1. Úvod do konstrukčního problému

Ponecháme-li stranou zájmu stav VT a ST tělesa turbíny, je zapotřebí vyřešit problém vznikající na rotoru NT části turbíny. Jak již bylo zmíněno v kapitole „Představení projektu“, byly nalezeny praskliny ve ztužovacích elementech lopatkování posledního stupně, jejichž oprava se vyřešila pomocí třmenů, které ztužovací element zpevní a zabrání tak dalšímu šíření prasklin. Provedení tohoto opatření je k vidění na následujícím obrázku 28, který porovnává mezilopatkovou mechanickou vazbu bez třmenu a se třmenem.



Obrázek 28: Porovnání mechanických vazeb lopatek posledního stupně bez třmenu a se třmenem

Po analýze dané situace byly navrženy 4 varianty možného řešení:

1. Ponechání současného stavu a aplikace třmenů na všechny zbývající vazby, které prozatím nejsou třmeny opatřeny. Toto řešení je provozně ověřené a je funkční.
2. Nový typ ztužovací vazby, který by se převzal ze standardních lopatkových řad používaných v Doosan Škoda Power. Toto řešení by ovšem bylo podmíněno nestandardní výrobou lopatek cizího designu s aplikací jiné vazby, než byla původně pro lopatku navržena. Toto provedení by tedy změnilo vlastní frekvenci lopatky a ta by musela projít verifikačními měřeními.
3. Vyvinutí nové oběžné lopatky včetně vazeb, která by byla vyrobena přesně na míru potřebám tohoto projektu. Nevýhodou by však byla malá pravděpodobnost budoucího znovupoužití tohoto nového designu.
4. Použití standardní řady lopatek vyráběných ve společnosti. Pro úspěšnou realizaci této varianty by bylo zapotřebí strojně odstranit původní disk rotoru posledního stupně a následně navařit nový, aby se mohlo vytvořit uchycení pro závěsy standardních lopatek.

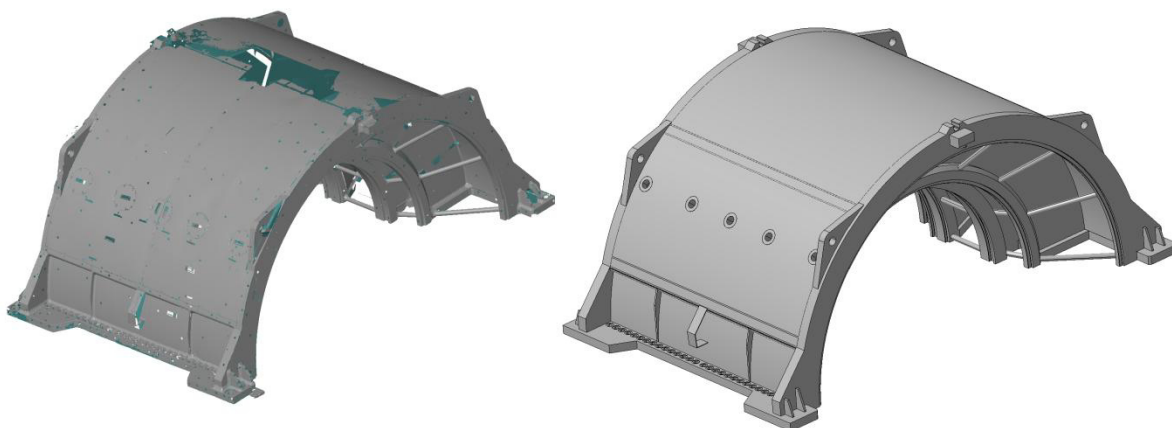
Po zhodnocení výhod a nevýhod těchto variant byly nakonec vybrány pouze varianty 1 a 4, které byly předloženy k posouzení zákazníkovi. Tato diplomová práce bude prezentovat nabízenou variantu č. 4.

## 9.2. Konstrukční návrh 4. varianty

Návrh vycházel z požadavku, aby na vnějším a vnitřním NT tělese bylo provedeno co možná nejméně zásahů, které by celý proces retrofitu zkomplikovaly a prodražily. Použití obou těles (vnitřního i vnějšího) je z hlediska stárnutí materiálu vlivem nízkého počtu provozních hodin možné a pro zákazníka finančně výhodné.

Vytvoření retrofitového řešení oběžného kola z konstrukčního hlediska není problematické, za předpokladu znalosti profilu lopatky. Náročnější disciplínou je však připevnění rozváděcího kola k tělesu turbíny. Proto se v této kapitole budu zabývat konstrukční úpravou rozváděcího kola posledního stupně a jeho usazením v původním vnitřním tělese.

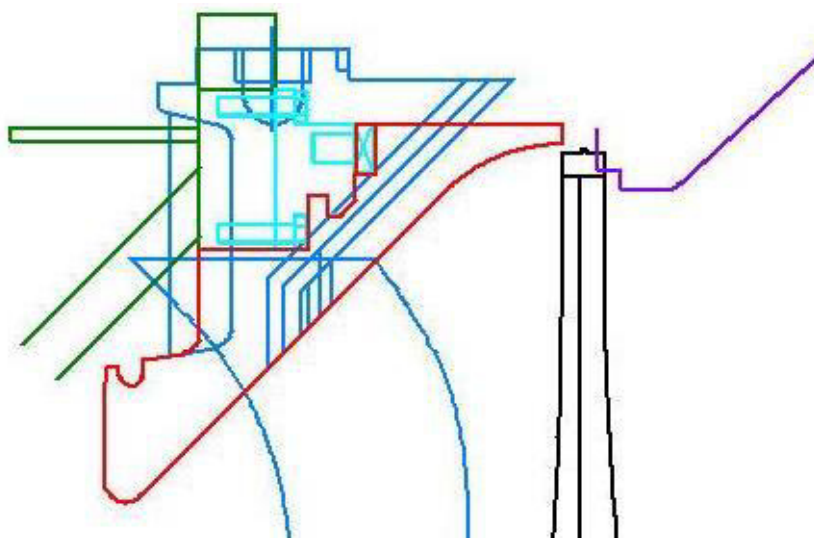
Pro úspěšný komplexní návrh takového řešení je vhodné vytvořit 3D CAD model, na kterém je možné dané řešení vizualizovat. Pro vytvoření takového modelu je zapotřebí aplikovat metody reverzního inženýrství. V tomto případě jsem použil data z původní výkresové dokumentace, fotografií, 3D skenování a vlastního odhadu. Výkresová dokumentace byla velice kusá a v některých případech bez potřebných pohledů a rozměrů. Fotografie dobře prezentovaly tvar dělicí roviny. Bohužel v době pořizování fotografií byl NT rotor posazen v tělese, tudíž nebylo možné vidět bližší detaily i mimo dělicí rovinu nízkotlakého dílu. Velice cenným zdrojem dat byl pro práci 3D sken svršku vnitřního NT tělesa. Díky tomuto bylo možné vyčíst informace, které z fotografií a výkresů nebylo možné zjistit. Bohužel se nepodařilo získat data i pro spodní část vnitřního tělesa a kompletu vnějšího tělesa z důvodu příliš rychlých demontážních prací na elektrárně a následné okamžité expedice demontovaných dílů. Na obrázku 29 je k vidění porovnání skenu reálného tělesa a jeho následné převedení do CAD modelu pomocí metod reverzního inženýrství.



Obrázek 29: Vnitřní NT těleso – 3D sken (vlevo) a 3D CAD model (vpravo)

Od samotného začátku provádění návrhu muselo být počítáno s použitím standardního stupně vyráběného ve společnosti, protože je svými rozměry podobný stupni použitým v původním řešení. V praxi to pro rozváděcí kolo tedy znamená zachovat tvar standardní lopatky a upravit její závěs, tak aby bylo kolo kompatibilní s konstrukcí vnitřního tělesa.

Bylo provedeno několik koncepčních návrhů řešení usazení věnce rozváděcího kola. V první fázi se uvažovalo o odstranění patek se středními čepy na svršku i spodku vnitřního tělesa s tím, že by se po obvodu obruče vnitřního tělesa přišrouboval pomocný nosič. Situace je k vidění na obrázku 30.



Obrázek 30: Skica 4. varianty - první návrh

Světle modrou barvou je kreslen pomocný nosič, přišroubovaný na vnitřní těleso (zelená). Tmavě modrá barva ukazuje rozváděcí lopatku pátého stupně ve standardním provedení. Červenou barvou je prezentován vlastní upravený závěs. Pro lepší orientaci je černou barvou provedena oběžná lopatka a fialovou barvou je naznačena původní poloha difuzoru.

Toto řešení se ukázalo jako zbytečně složité a bylo proto přistoupeno k provedení bez pomocného nosiče.

Pro přehlednější orientaci ve skice je tato zařazena v příloze 6. Obdobně jako u prvního návrhu je tmavě zelenou barvou naznačena část vnitřního tělesa v oblasti patky se středním čepem. Tmavě modrou je barvou je opět provedena rozváděcí lopatka se závěsem.

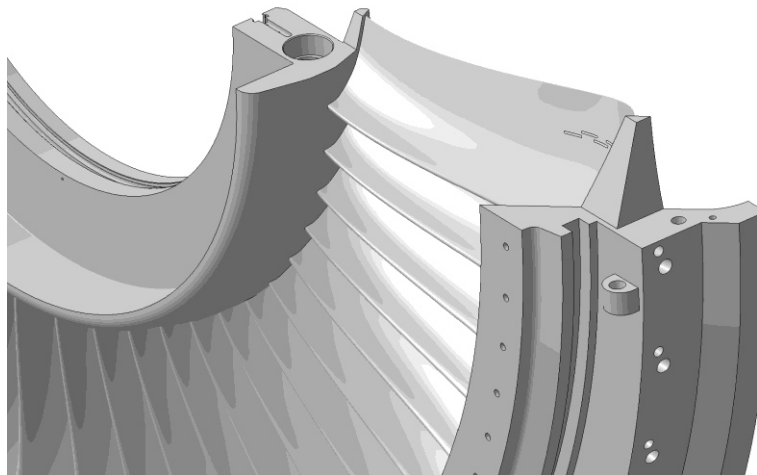
Červenou barvou je proveden závěs rozváděcího kola na němž je přimontován difuzor (hnědá barva) a z druhé strany přeproudění vedoucí od oběžného kola čtvrtého stupně. Fialovou barvou je naznačena konstrukce difuzoru a původního vnějšího tělesa. Světle zelenou je provedena úprava rotorové ucpávky na rozváděcím kole a světle fialovou je zobrazena kontura rotoru. Černě jsou vyhotoveny oběžné lopatky čtvrtého a pátého stupně. Úpravy jednotlivých částí budou komentovány v následujících oddílech s odkazováním na již zmíněnou skicu v příloze 6.

### 9.2.1. Závěs rozváděcí lopatky

Při návrhu jeho úpravy panovaly obavy z nedostatečného množství materiálu v nejužších místech dané kontury. Tento problém byl konzultován s konstruktéry společnosti a s přihlédnutím k původnímu řešení jsme dospěli k závěru, že tloušťka nově navrhovaného závěsu je dostatečná. Nejužší místo v oblasti středícího čepu je na věnci v podstatě anomálií, jelikož na zbytku průměru je materiálu dostatek. Nejužší místo se tedy přesouvá do oblasti styčné plochy mezi závěsem a kroužku vnitřního tělesa pro axiální zajištění polohy rozváděcího kola.

Protože se lopatky posledních stupňů nacházejí v oblasti mokré páry, jsou konstrukčně uzpůsobeny na odvod vlhkosti. Pro věnec to znamená, že v něm musejí být vyvrtány otvory o předepsaném průřezu pro odváděnou kapalinu. Z důvodu změny tvaru závěsu musely být tyto otvory vyvrtány pod jiným úhlem. Vyvedení vlhkosti v místě středícího čepu není možné, z toho důvodu bude jedna lopatka vyrobena bez možnosti odvádění kapaliny. Na množství vody v mokré páře bude mít jedna lopatka jen malý vliv.

Ve vertikálním směru bude rozváděcí kolo zajištěno navařenými patkami na věnci. Pro ilustraci je patka vidět na obrázku 31. Výška posazení rozváděcího kola pak bude záviset na množství a tloušťce podložek, se kterými se bude při montáži operovat.



Obrázek 31: Provedení ustavovací patky na věnci rozváděcího kola

Konec věnce byl navržen tak, aby k němu bylo možné připevnit první část difuzoru. Obdobně byl upraven i předek věnce pro připojení nástavce pro přeproudění od čtvrtého stupně.

### **9.2.2. Vnitřní těleso**

Na vnitřním tělese není zapotřebí žádných zásadnějších konstrukčních změn, což skvěle koresponduje s ekonomickým požadavkem vzneseným při zadávání konstrukčního návrhu. Pouze se předpokládá úběr materiálu s cílem dosáhnout rádius na hlavě středícího čepu a jeho patce. Taktéž bude zapotřebí na kraji vnitřního tělesa v dělicí rovině vytvořit dosedací plochy pro patky věnce rozváděcího kola. Toto může být provedeno vrtáním, nebo frézováním. Všechny ostatní části vnitřního tělesa budou ponechány v nezměněném stavu.

### **9.2.3. Rotorová ucpávka na rozváděcím kole**

Vlastní závěs pro labyrintové kroužky zůstává stejný jako u standardního rozváděcího kola. Vzhledem k nižšímu patnímu průměru oběžné lopatky čtvrtého stupně je ale zapotřebí upravit patu rozváděcí lopatky pátého stupně, tak aby proud páry plynule navazoval. Tím se zmenší prostor pro disk rotorové ucpávky, což ale nepřinese výraznější komplikace.

### **9.2.4. Difuzor**

Původní difuzor, který je součástí vnějšího tělesa, bude upraven. Úprava bude spočívat v odstranění vnitřní části difuzoru, která bude nahrazena novým difuzorem, který bude přimontován na věnci rozváděcího kola. Oba difuzory budou mezi sebou tedy tvořit přeproudění. Na skice v příloze 6 je původní difuzor naznačen fialovou barvou. Podle velikosti nového difuzoru lze odhadnout, kde se bude muset část původního difuzoru odstranit.

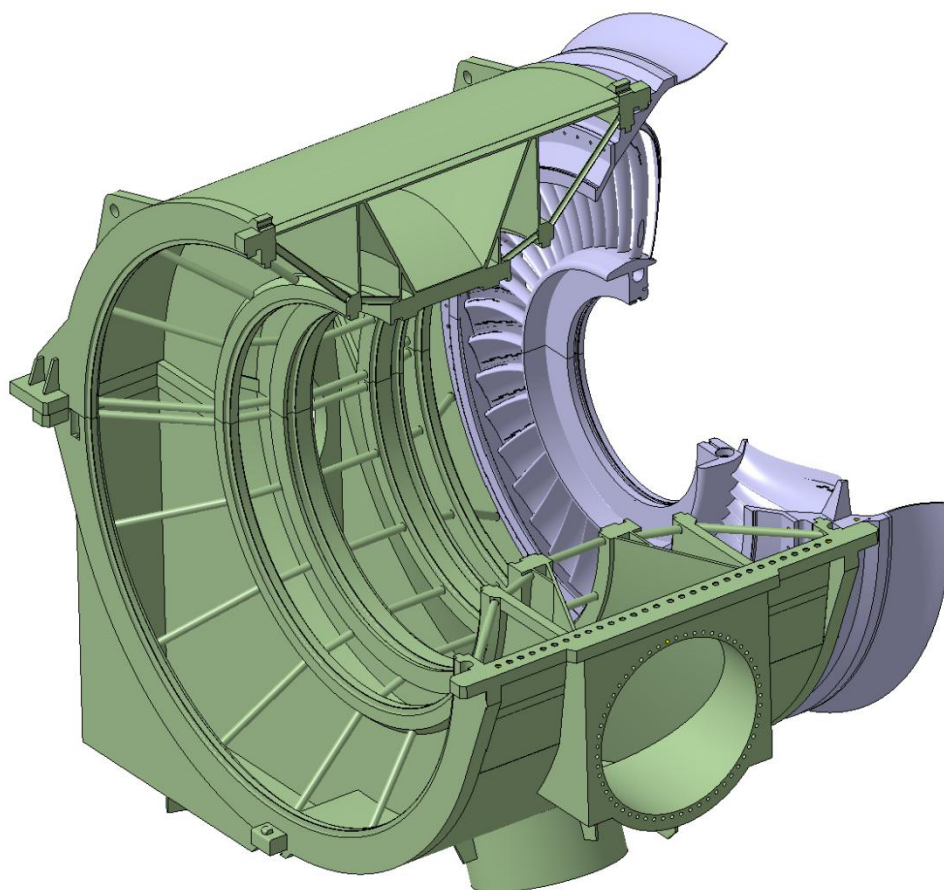
### **9.2.5. Nástavec pro přeproudění mezi stupni**

Protože věnec původního rozváděcího kola zasahoval až k oběžné lopatce čtvrtého stupně, bylo zapotřebí nový věnec uměle prodloužit namontovaným nástavcem. Designu standardního věnce byla odebrána část se žlábkem pro odvedení kapaliny na jeho začátku (Zobrazeno modrou konturou v oblasti spoje přeproudění a věnce). Žlábek bylo ale nutné ponechat, proto se přesunul na nástavec do oblasti, blízko oběžné lopatky čtvrtého stupně.

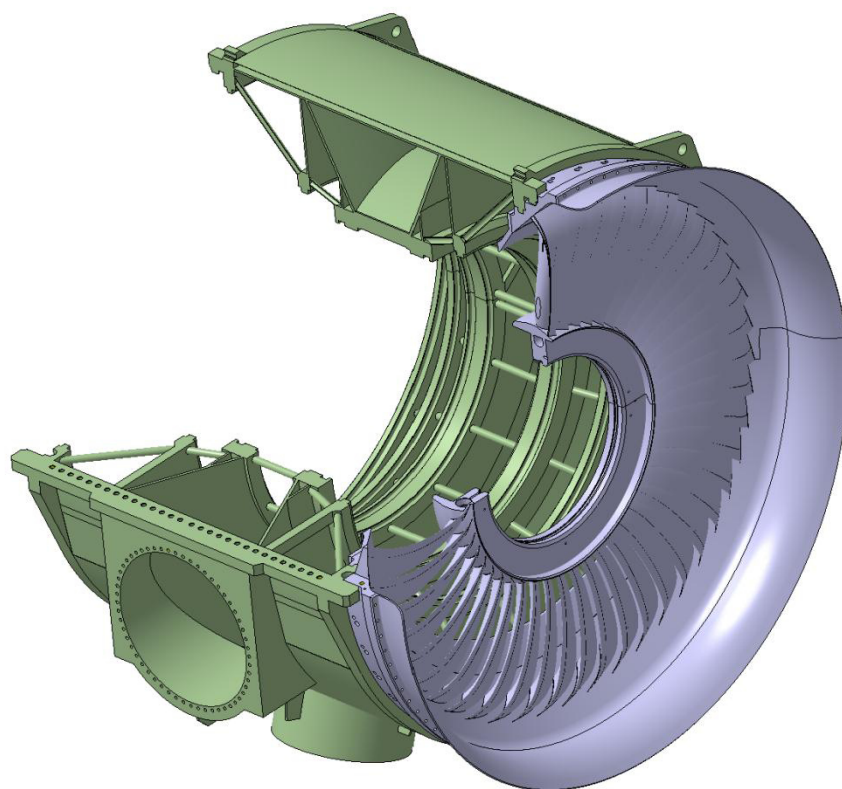
## **9.3. Zhodnocení a vizualizace konstrukčního řešení**

Modely byly vytvořeny v programu CATIA V5. Konstrukční řešení bylo základními analytickými výpočty zkontrolováno v interním programu společnosti pro nominální provoz. Pro detail design by bylo zapotřebí kontrolní výpočet provést i pro nenávrhové provoz, při nichž se bude měnit tlakový spád na stupni. Na následujících obrázcích 32 a 33 je vidět kompletní satorové sestavení vnitřního tělesa a rozváděcího kola pátého stupně. Zelenou barvou je zobrazeno vnitřní těleso, šedou pak rozváděcí kolo s nástavcem pro přeproudění a difuzorem. V příloze 1 je možnost vidět NT rotor tohoto projektu.





**Obrázek 32: Zasazení RK do vnitřního tělesa - pohled od ST dílu**



**Obrázek 33: Zasazení RK do vnitřního tělesa - pohled od generátoru**

## 10. Závěr

Retrofit parní turbíny je při každém projektu různorodá činnost. Každý projekt si totiž vyžaduje individuální přístup, zejména pak při retrofitech turbín cizích výrobců. Pokud má společnost v tomto oboru vytvářet úspěch, je potřeba, aby zainteresovaní inženýři vynakládali své maximální úsilí při aplikaci svých dovedností a zkušeností, přičemž musí zůstat prostor i pro kreativitu, jenž je pro návrhy retrofitů cizích turbín důležitou součástí. V této práci je prezentován jeden z projektů, které jsou ve společnosti v současnosti řešeny.

Stěžejními částmi této diplomové práce v teoretické části jsou kapitoly „Retrofit turbíny“ a „Reverse engineering v oboru parních turbín“. Na Západočeské univerzitě v Plzni se jimi ještě nikdo formou kvalifikační práce nezabýval, proto věřím, že můžou být do budoucna přínosem studentům, kteří se k této problematice přiblíží.

V kapitole „Teorie k výpočtové části“ uvádím základní přehled problematiky, jejíž znalost je pro úspěšný výpočet naprosto nezbytná. Pokud budou jednotlivé statě v této kapitole pro čtenáře nedostatečné, můžu odkázat na literaturu uvedenou ve zdrojích, kde je daná problematika popsána v potřebné míře pro obor parních turbín.

„Tepelný výpočet“ je stěžejní částí v praktické části diplomové práce. Jedná se o přepočtení tepelného cyklu, nikoliv o jeho návrh jak je již v této kapitole popsáno, což znamená určitá výpočtová specifika a jisté odchylky od standardního procesu návrhu tepelného cyklu analytickou cestou.

„Konstrukční výpočet“ zvolenou metodikou popisuje dosáhnutí geometrických parametrů průtočné části, které jsou základním stavebním kamenem pro návrh profilu lopatky, nebo pro jeho výběr z katalogu lopatek.

Obě dvě posledně zmíněné kapitoly jsou řešeny akademickou formou. V praxi se těchto postupů nevyužívá a přistupuje se k softwarovým řešičům, popřípadě numerickým výpočtovým metodám. Principy ovšem zůstávají neměnné a jsou implementovány i v těchto softwarech.

Konstrukční návrh řešený v této práci se své realizace nakonec nedočká, jelikož zákazník zvolil pro něj nejlevnější variantu a přistoupí se tak k instalaci třmenů na vyztužovací elementy oběžných lopatek posledního stupně. Jak již bylo ale v práci zmíněno, nerealizované návrhy jsou přínosem, jelikož je lze aplikovat na budoucí projekt podobného rázu.

Retrofitový projekt je vždy věcí hledání optima mezi technickým řešením a finančními možnostmi poptávajícího.

## 11. Použité zdroje

- [1] Bečvář, J. a kol.: Tepelné turbíny, SNTL Praha, 1968
- [2] Linhart, J.: Mechanika tekutin I, Plzeň, 2009, Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní, KKE, ISBN 978-80-7043-766-7.
- [3] Ščegljajev, A. V.: Parní turbíny, SNTL Praha, 1983.
- [4] Škopek, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, Plzeň, 2010, Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní, KKE, ISBN 978-80-7043-862-6.
- [5] Škopek, J.: Parní turbína tepelný a pevnostní výpočet, Plzeň, 2003, Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní, KKE, ISBN 80-7043-256-X.
  
- [6] Waldmann, V.: Kondenzační parní turbína s jaderným reaktorem IV. generace, Diplomová práce, 2014, Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní, KKE.
- [7] Pavlík, R.: Modernizace ST-NT dílu parní turbíny 300MW, diplomová práce, 2014, VUT v Brně, FSI.
- [8] Novák, M.: Retrofit parní turbíny 250MW na biomasu, diplomová práce 2012 VUT v Brně, FSI.
- [9] Čermák, J.: Metody 3D skenování objektů, Bakalářská práce 2015, VUT v Brně, FSI.
  
- [10] Louthan, J.: Parní turbíny a kondenzátory, Plzeň 2015, Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, KKE, přednáška VŠ
- [11] Kučera, J.: Parní turbíny a kondenzátory, Plzeň 2015, Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní, KKE, přednáška VŠ.
- [12] Materiály Doosan Škoda Power
  
- [13] Kalová, I., Horák, K.: Optické metody měření 3D objektů, 2005, [cit. 2016.04-15]. Dostupné z: <http://www.elektrorevue.cz/clanky/05023/image006.jpg>
- [14] Mcae.cz, GOM Inspect Professional [online], [cit. 2016.04-16]. Dostupné z: <http://www.mcae.cz/gom-inspect-professional>
- [15] Heat rate (efficiency) [online], [cit. 2016.04-17]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_rate\\_\(efficiency\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_rate_(efficiency))
- [16] Heron Alexandrijský [online], [cit. 2015.12-31]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Hero\\_of\\_Alexandria](https://en.wikipedia.org/wiki/Hero_of_Alexandria)
- [17] Heronův hrnec [online], [cit. 2015.12-31]. Dostupné z: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/b/b8/Aeolipile\\_illustration.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/b/b8/Aeolipile_illustration.png)
- [18] Historie parních turbín [online], [cit. 2016.01-01]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Steam\\_turbine](https://en.wikipedia.org/wiki/Steam_turbine)
- [19] Referenční terč [online], [cit.2016.04-14]. Dostupné z: <https://www.sccsurvey.co.uk/media/catalog/product/cache/1/image/800x/040ec09b1e35df139433887a97daa66f/g/z/gzt21.jpg>



## 12. Seznam obrázků:

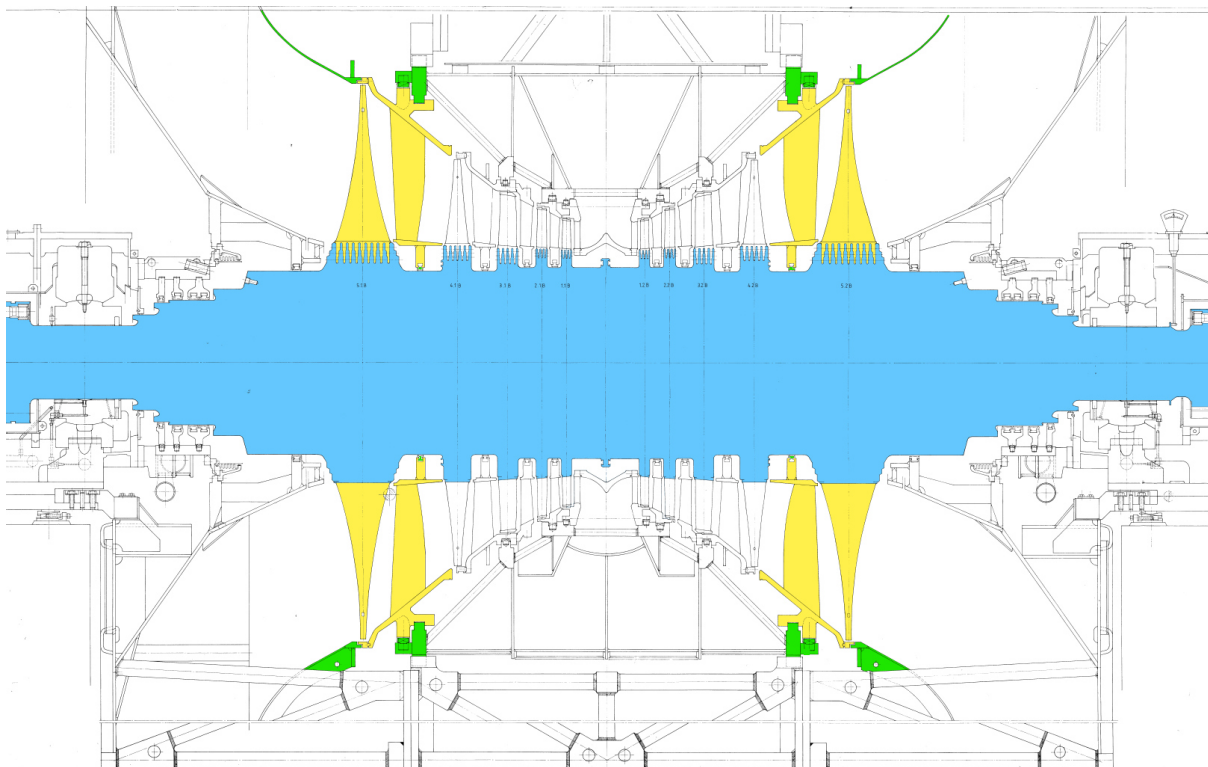
|   |    |
|---|----|
| Obrázek 1: Heronova baňka (Aeolipile) [17] .....  | 15 |
| Obrázek 2: Základní schéma kondenzační turbíny .....  | 16 |
| Obrázek 3: Základní schéma protitlaké turbíny .....   | 17 |
| Obrázek 4: Základní schéma odběrové turbíny .....   | 18 |
| Obrázek 5: Grafické vyjádření přínosu retrofitu a modernizace [12] .....                            | 21 |
| Obrázek 6: Proces reverse engineeringu [12] .....   | 23 |
| Obrázek 7: ST díl turbíny KWU [12] .....  | 25 |
| Obrázek 8: Turbína BBC s nesymetrickým NT dílem [12] .....  | 26 |
| Obrázek 9: Výstupy laser scanningu v různých fázích zpracování [12] .....                           | 29 |
| Obrázek 10: Obsluha připravující laserový skener ke sběru dat [12] .....                            | 30 |
| Obrázek 11: Referenční terč pro laserový skener [19] .....  | 30 |
| Obrázek 12: Princip metody optické triangulace [13] .....   | 31 |
| Obrázek 13: Rozváděcí kolo definované referenčními body [12] .....                                  | 32 |
| Obrázek 14: Deformace plochy způsobená nevhodnými světelnými podmínkami [12]<br>.....               | 33 |
| Obrázek 15: Segment radiálního ložiska se zvýrazněnými deformacemi [12] .....                       | 35 |
| Obrázek 16: Výměna tepla v ohříváku .....   | 36 |
| Obrázek 17: 2D lopatkové kaskády [11] .....   | 40 |
| Obrázek 18: Rychlostní trojúhelníky čistě rovnotlakého stupně s nulovou reakcí [11]<br>.....        | 41 |
| Obrázek 19: Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s 50% reakcí [11] .....                     | 41 |
| Obrázek 20: Bilanční schéma projektu .....  | 44 |
| Obrázek 21: Porovnání izoentropické a reálné expanze .....  | 46 |
| Obrázek 22: Lopatkový plán NT dílu turbíny .....  | 73 |
| Obrázek 23: Rychlostní trojúhelníky pro 1. stupeň .....   | 74 |
| Obrázek 24: Rychlostní trojúhelníky pro 2. stupeň .....   | 74 |
| Obrázek 25: Rychlostní trojúhelníky pro 3. stupeň .....   | 75 |
| Obrázek 26: Rychlostní trojúhelníky pro 4. stupeň .....   | 75 |
| Obrázek 27: Rychlostní trojúhelníky pro 5. stupeň .....   | 76 |
| Obrázek 28: Porovnání mechanických vazeb lopatek posledního stupně bez třmenu a<br>se třmenem ..... | 77 |
| Obrázek 29: Vnitřní NT těleso – 3D sken (vlevo) a 3D CAD model (vpravo) .....                       | 79 |
| Obrázek 30: Skica 4. varianty - první návrh .....   | 79 |
| Obrázek 31: Provedení ustavovací patky na věnci rozváděcího kola .....                              | 80 |
| Obrázek 32: Zasazení RK do vnitřního tělesa - pohled od ST dílu .....                               | 82 |
| Obrázek 33: Zasazení RK do vnitřního tělesa - pohled od generátoru .....                            | 82 |

## 13. Přílohy

### 13.1. Příloha 1 – NT rotor turbíny

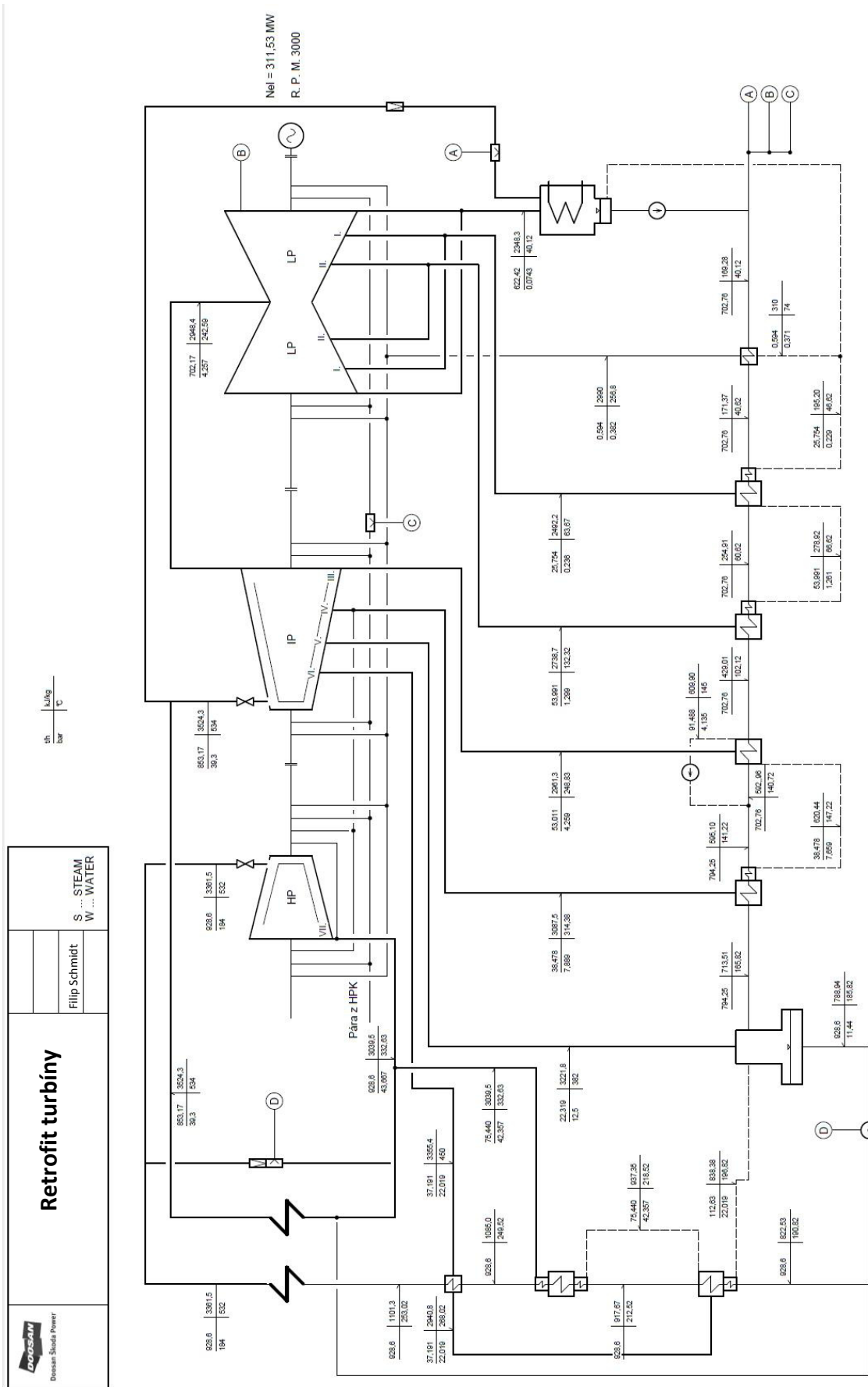


### 13.2. Příloha 2 – Rozsah retrofitu

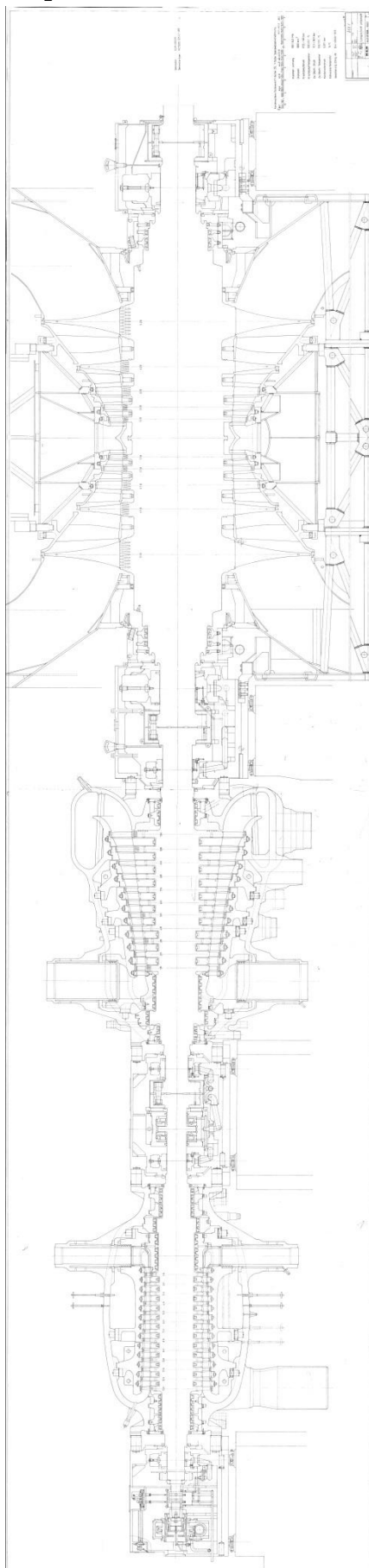




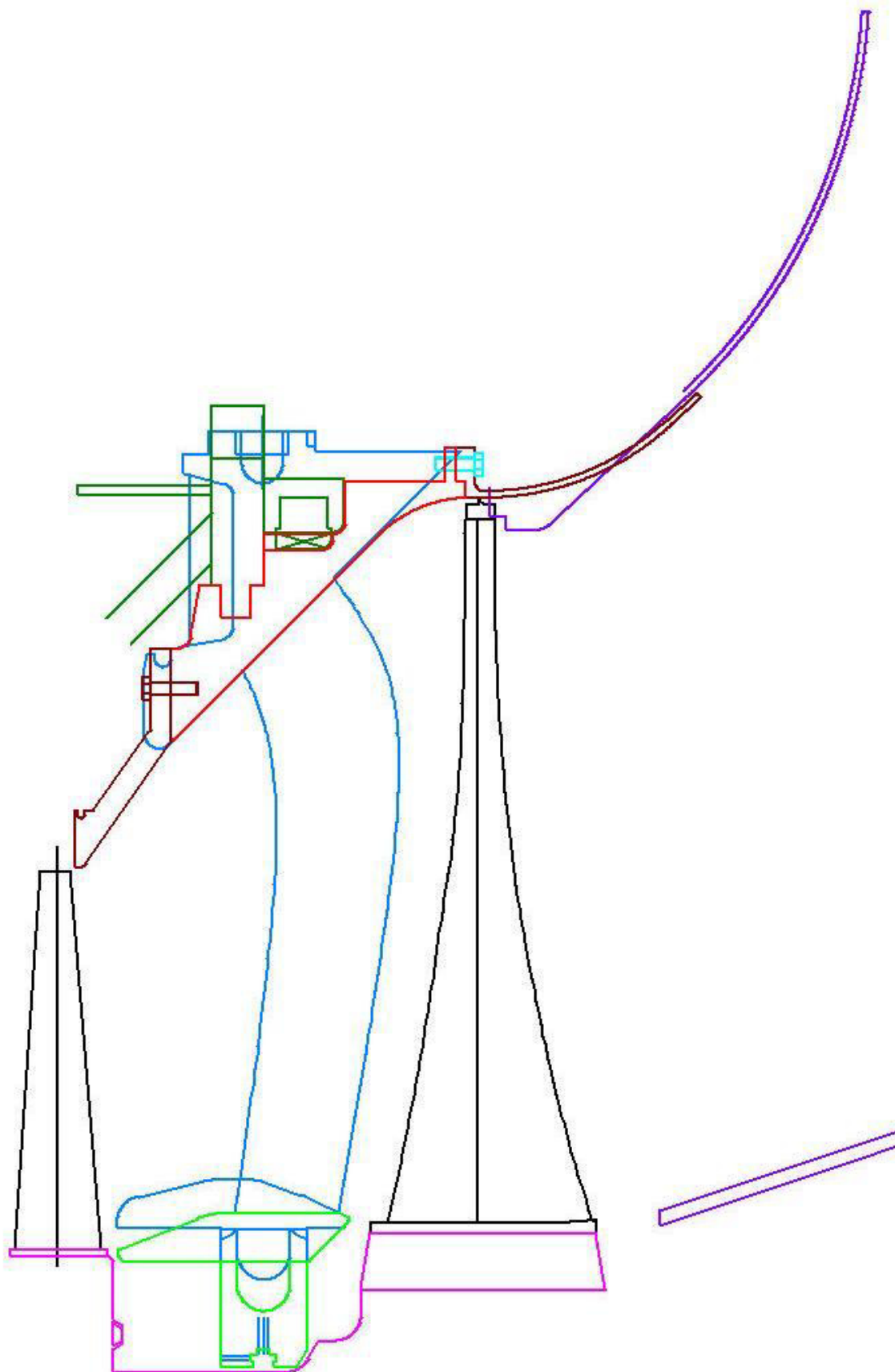
### 13.4. Příloha 4 - Nové tepelné schéma elektrárny



### 13.5. Příloha 5 – Řez původní turbínou



### 13.6. Příloha 6 - Skica návrhu retrofitu posledního stupně



### 13.7. Příloha 7 – Rankin – Clausiův diagram pro počítaný cyklus

