**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**

**FAKULTA STROJNÍ**


**Studijní program:** **N0715A270013 – Stavba energetických strojů a zařízení**

**Studijní specializace:** **Stavba energetických strojů a zařízení**

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Vysokootáčková turbína s odpojitelným NT dílem**


Autor: Bc. Jan BRČÁK

Vedoucí práce: Ing. Pavel Žitek



Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2022/2023

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

| | |
|---|---|
| Jméno a příjmení: | **Bc. Jan BRČÁK** |
| Osobní číslo: | **S20N0041P** |
| Studijní program: | **N0715A270013 Stavba energetických strojů a zařízení** |
| Specializace: | **Stavba energetických strojů a zařízení** |
| Téma práce: | **Vysokootáčková turbína s odpojitelným NT dílem** |
| Zadávající katedra: | **Katedra energetických strojů a zařízení** |

## Zásady pro vypracování

Navrhněte dvoutělesovou vysokootáčkovou parní turbínu s odpojitelným NT dílem a výstupem do teplofikace.
Úkoly:

1. Spočítat bilanční schéma pro zadané parametry – samostatný provoz VT dílu a provoz VT dílu s připojeným NT dílem.
2. Navrhnout průtočnou část turbíny pro VT i NT díl a provést základní pevnostní dimenzování včetně výpočtu kritických otáček.
3. Navrhnout vhodné uspořádání soustrojí včetně uložení synchronizační spojky.
4. Nakreslit podélný řez strojem.

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- Tepelné turbíny; J. Bečvář a kol.
- Parní turbíny – návrh a výpočet; Doc. Ing. Jan Fiedler, Dr., CERM – Brno 2004
- Parní turbína – tepelný a pevnostní výpočet; prof. Ing. Jan Škopek, CSc., ZČU Plzeň 2007
- Tepelné turbíny a turbokompresory, Kadrnožka J., CERM – Brno 2007
- Doporučená znalost grafických programů (Catia, Autodesk Inventor, Autocad, SolidWorks, atd.)

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Žitek**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Michal Buršík**
Doosan Škoda Power s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **31. října 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**
děkan

**Doc. Ing. Václav Dostál, Sc.D.**
vedoucí katedry

V Plzni dne 31. října 2022

# 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: …….  …….

podpis autora

**Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Žitkovi a konzultantovi Michalovi Buršíkovi za ochotu a cenné rady, bez kterých by tato práce nevznikla. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, přátelům a kolegům za podporu během celého studia.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

| | | | |
|---|---|---|---|
| **AUTOR** | **Příjmení**<br>Brčák | **Jméno**<br>Jan | |
| **STUDIJNÍ PROGRAM** | 2301R016 / Stavba energetických strojů a zařízení | | |
| **VEDOUCÍ PRÁCE** | **Příjmení (včetně titulů)**<br>Ing. Žitek | **Jméno**<br>Pavel | |
| **PRACOVIŠTĚ** | ZČU - FST - KKE | | |
| **DRUH PRÁCE** | **DIPLOMOVÁ** | ~~**BAKALÁŘSKÁ**~~ | **Nehodící se škrtněte** |
| **NÁZEV PRÁCE** | Vysokootáčková turbína s odpojitelným NT dílem | | |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **FAKULTA** | strojní | **KATEDRA** | KKE | **ROK ODEVZD.** | 2023 |

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| **CELKEM** | 92 | **TEXTOVÁ ČÁST** | 69 | **GRAFICKÁ ČÁST** | 23 |

| | |
|---|---|
| **STRUČNÝ POPIS**<br><br>**ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY** | Cílem této diplomové práce je navrhnout vysokootáčkovou parní turbínu s odpojitelným NT dílem pro zadané parametry. Práce obsahuje postup návrhu VT a NT dílu vysokootáčkové turbíny, včetně pevnostních výpočtů. Součástí práce je podélný řez celým strojem. |
| **KLÍČOVÁ SLOVA** | Parní turbína, bilanční schéma, návrh lopatek, pevnostní výpočet, synchronizační spojka, SSS spojka, odpojitelný NT díl |

# SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

| | | | |
|---|---|---|---|
| **AUTHOR** | **Surname**<br>Brčák | **Name**<br>Jan | |
| **STUDY PROGRAMME** | 2301R016 / Design engineering of power machines and equipment | | |
| **SUPERVISOR** | **Surname (Inclusive of Degrees)**<br>Ing. Žitek | **Name**<br>Pavel | |
| **INSTITUTION** | ZČU - FST - KKE | | |
| **TYPE OF WORK** | **DIPLOMA** | ~~**BACHELOR**~~ | **Delete when not applicable** |
| **TITLE OF THE WORK** | High-speed turbine with detachable LP part | | |

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **FACULTY** | Mechanical Engineering | | **DEPARTMENT** | Design of Power Machines and Equipment | | **SUBMITTED IN** | 2023 |

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

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **TOTALLY** | 92 | | **TEXT PART** | 69 | | **GRAPHICAL PART** | 23 |

| | |
|---|---|
| **BRIEF DESCRIPTION**<br><br>**TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS** | The aim of this thesis is to design a high-speed steam turbine with detachable LP part for specified parameters. The thesis includes the design procedure of the HP and LP part of the high-speed turbine, including strength calculations. The work includes a longitudinal section through the whole machine. |
| **KEY WORDS** | Steam turbine, heat balance diagram, blade design, design strength, SSS clutch, synchro-self-shifting clutch, detachable LP part |

# Přehled použitých zkratek a symbolů

## Přehled zkratek

| | |
|---|---|
| VT | Vysokotlaký díl |
| NT | Nízkotlaký díl |
| OTV | Ohřívák topné vody |
| K | Kotel |
| NN | Napájecí nádrž |
| NTO | Nízkotlaký ohřívák |
| VTO | Vysokotlaký ohřívák |
| KČ | Kondenzátní čerpadlo |
| NČ | Napájecí čerpadlo |
| C | Kondenzátor |
| RS | Regulační stupeň |
| RL | Rozváděcí lopatka |
| OL | Oběžná lopatka |
| P | Převodovka |
| G | Generátor |
| DŠP | Doosan Škoda Power |
| DP | Diplomová práce |

## Přehled symbolů

| Veličina | Jednotka | Název |
|---|---|---|
| p | [ Pa ] | tlak |
| m | [ $kg \cdot s^{-1}$ ] | hmotnostní tok |
| t,T | [ K ] | teplota |
| n | [1/min] | otáčky |
| $\Delta p$ | [ Pa ] | tlaková ztráta |
| i | [kJ/kg] | entalpie |
| v | [$m^{-3}$/kg] | měrný objem |
| s | [kJ/kg*K] | entropie |
| $\delta$ | [ K ] | koncový teplotní rozdíl |
| $\eta$ | [-] | účinnost |
| h | [kJ/kg] | entalpický spád |
| x | [-] | suchost |
| y | [-] | měrný hmotnostní tok |
| $c_p$ | [kJ/kg ˚C] | měrná tepelná kapacita vody |

| | | |
|---|---|---|
| u | [m/s] | obvodová rychlost |
| D | [m] | průměr |
| c | [m/s] | absolutní rychlost |
| z | [kJ/kg] | ztráta entalpie |
| α | [˚] | výstupní úhel z rozváděcí mříže |
| L | [m] | délka lopatky |
| s | [-] | dělení ostřiku |
| ε | [-] | parciálnost ostřiku |
| ξ | [-] | poměrná ztráta |
| P | [kW] | výkon |
| Ψ | [-] | rychlostní součinitel OL |
| φ | [-] | rychlostní součinitel RL |
| w | [m/s] | relativní rychlost |
| β | [˚] | úhel relativní rychlosti |
| a | [m/s] | rychlost zvuku |
| Ma | [-] | Machovo číslo |
| c | [mm] | délka tětivy |
| γ | [˚] | úhel nastavení |
| B | [mm] | šířka |
| z | [-] | počet lopatek |
| s,t | [mm] | rozteč |
| S | [$mm^2$] | plocha |
| $\rho$,R | [-] | reakce stupně |
| $F$ | [$N$] | síla |
| $\sigma$ | [$MPa$] | normálové napětí |
| $M$ | [$Nm$] | ohybový moment |
| $\rho$ | [$kg/m^3$] | hustota |
| Pa | [-] | Parsonsovo číslo |
| z | [-] | počet stupňů |
| k | [mm] | radiální vůle |
| f | [-] | součinitel zpětného využití tepla |
| W | [$cm^3$] | modul pružnosti v ohybu |
| V | [$cm^3$] | objem |
| m, G | [kg] | hmotnost |
| $L$ | [$mm$] | ložisková vzdálenost |

| | | |
|---|---|---|
| R | [N] | silová reakce |
| $\tau$ | $[MPa]$ | smykové napětí |
| ω | [m/s] | úhlová rychlost |
| Q | [kW] | teplo |

# Obsah

Úvod ... 13
1 Synchronizační spojka (SSS spojka) ... 14
2 Výpočet bilančního schématu ... 15
2.1 Zadané parametry ... 15
2.2 Vstupní parametry páry do turbíny ... 16
2.3 Výstupní parametry z VT a NT dílu ... 16
2.3.1 Výstup VT dílu ... 16
2.3.2 Výstup NT dílu ... 17
2.4 Výpočet regenerace ... 17
2.5 Množství topné páry do regeneračních ohříváků ... 21
2.6 Výpočet ohříváků topné vody ... 22
2.7 Shrnutí vypočtených výsledků ... 23
3 Návrh průtočné části VT dílu ... 23
3.1 Předběžný výpočet A-kola ... 23
3.2 Detailní výpočet A-kola ... 25
3.2.1 Výpočet rychlostí v A-kole ... 26
3.2.2 Průtočný průřez stupně ... 27
3.3 Namáhání oběžných lopatek A-kola ... 30
3.4 Předběžný výpočet stupňové části ... 31
3.4.1 Hodnoty na vstupu do stupňové části ... 31
3.4.2 Hodnoty na výstupu ze stupňové části ... 31
3.4.3 Účinnost stupňové části ... 32
3.5 Detailní výpočet skupiny přetlakových stupňů ... 35
3.5.1 Rozdělení průtočných částí na stupně ... 35
3.5.2 Výpočet stupňů metodou ($c_a$/u) ... 38
3.5.3 Výpočet rychlostí, ztrát a vnitřního výkonu ... 40
3.6 Pevnostní výpočet lopatek VT dílu ... 43
3.6.1 Namáhání oběžných lopatek ... 43
3.6.2 Namáhání rozváděcích lopatek ... 44
3.6.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek ... 46
3.7 Kritické otáčky ... 49
3.8 Návrh ložisek ... 50
3.8.1 Radiální ložisko ... 50
3.8.2 Kontrola rozměrů ložisek ... 52

3.8.3 Kombinované ložisko ... 52
3.8.4 Rozměry kombinovaného ložiska ... 52
3.9 Pevnostní výpočet vnitřního tělesa ... 52
4 Návrh průtočné části NT dílu ... 55
4.1 Výpočet základních rozměrů průtočné části ... 55
4.2 Výpočet rychlostí ve stupni ... 59
4.3 Volba lopatkového profilu ... 60
4.4 Tepelný výpočet stupně ... 62
4.5 Délky lopatek ... 63
4.6 Pevnostní výpočet ... 64
4.6.1 Namáhání oběžných lopatek ... 64
4.6.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek ... 65
4.6.3 Namáhání rozváděcích lopatek ... 67
4.7 Kritické otáčky rotoru ... 67
4.8 Ložiska ... 68
5 Účinnost cyklu ... 69
6 Uspořádání soustrojí ... 70
Závěr ... 71
Seznam obrázků ... 73
Seznam tabulek ... 74
Seznam příloh ... 75

# Úvod

Cílem diplomové práce je pro zadané parametry navrhnout dvoutělesovou vysokootáčkovou turbínu s odpojitelným nízkotlakým (NT) dílem a výstupem do teplofikace. Odpojení NT dílu je zprostředkováno pomocí SSS spojky, která umožňuje připojení nebo odpojení NT dílu za chodu stroje.

V úvodní části práce je stručně popsán princip fungování synchronizační spojky. Dále je navrženo a vypočteno bilanční schéma pro teplofikační provoz, kdy je NT díl odpojen a pára se po expanzi v turbíně využívá pro dodávku tepla. Druhý provoz je kondenzační, kdy je NT díl připojen a pára, která expandovala v turbíně dále kondenzuje v kondenzátoru a zvyšuje tak výrobu elektrické energie v období, kdy není nutné vytápění. Vysokotlaký (VT) díl má čtyři odběry, které jsou vedeny do systému regenerace. Z výstupu turbíny je v zimním provozu pára vedena do ohříváku topné vody. Ohřev topné vody je volen z důvodu zadaného ohřátí vody jako jednostupňový. Tepelný cyklus ovšem obsahuje 2 ohříváky, přičemž jeden je brán jako špičkovací a není s ním v rámci této práce počítáno. Špičkovací ohřívák má společný odběr s jedním z regeneračních ohříváků. V případě letního provozu je pára z výstupu VT dílu převáděna do NT dílu, který je koncipován jako dvouproudý a má jeden odběr pro regeneraci napájecí vody.

Bilanční schéma slouží jako podklad pro výpočet a návrh průtočné části turbíny. Zpočátku je vypočten VT díl, kdy je tepelný spád rozdělen v rámci úseků mezi jednotlivými odběry a jsou určeny základní parametry jako patní průměry, délky lopatek, vnitřní výkon a účinnost. Dále následují pevnostní výpočty, při kterých jsou voleny vhodné profily a šířky lopatek, díky čemuž je možné rozkreslit základní tvar průtočné části.

Dále byla v práci navržena radiální ložiska, vypočtena tloušťka stěny vnitřního VT tělesa a dále například kritické otáčky rotoru. K výpočtu ložisek a zjištění kritických otáček, je třeba uskutečnit konstrukční návrh rotoru a určit jeho hmotnost. Hmotnost byla určena pomocí programu CatiaV5, kde byl vytvořen 3D model rotoru.

Dle zadání byl VT díl koncipován v bubnovém uspořádání. NT díl je navržen s kolovým uspořádáním. Návrh NT dílu je, vlivem kolového uspořádání, veden dle jiné metodiky, ale postup je podobný. Stejně jako u VT dílu, jsou i u NT dílu navrženy ložiska a určeny kritické otáčky.

V rámci diplomové práce byly vytvořeny podélné řezy obou dílů a navrženo uspořádání soustrojí, včetně uložení synchronizační spojky.

# 1 Synchronizační spojka (SSS spojka)

Synchronizační spojka je velmi jednoduché, plně mechanické zařízení, které v reálném životě známe v mnoha podobách. Vyskytuje se v automobilové, či lodní dopravě, ale také, aniž bychom si to uvědomovali, u věcí nám zcela běžných. Stejného principu využívá například volnoběžka v jízdním kole.

Taktéž v energetice je její použití zcela běžné. Využívá se například u automatického připojování a odpojování natáčedel parních turbín či spínání motorů a čerpadel. Všechna tato zařízení jsou ale dimenzována na velmi malé přenášené momenty, a proto jejich konstrukce není nikterak složitá.

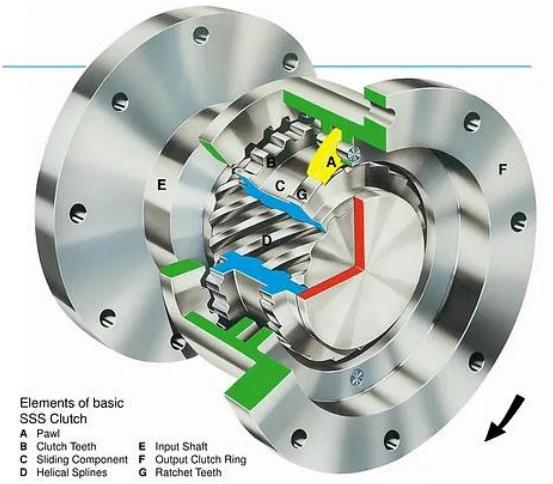
Možnost automatického připojování či odpojování jednotlivých částí rotorové soustavy existuje již řadu let. Asi nejvíce se tyto mechanismy ujaly v rámci „single-shaft“ řešení u paroplynových elektráren, kde je na jedné hřídeli ke generátoru napojena jak plynová, tak parní turbína. Připojování, či odpojování jednotlivých rotorů parní turbíny není v současné době až tak rozšířené, jak by se z hlediska potenciálu mohlo zdát. Důvodem bývají často liché předsudky provozovatelů o nespolehlivosti a komplikovanosti řešení. Ekonomická stránka věci nehraje v tomto případě zásadní roli. Vzhledem k benefitům, které toto řešení přináší, se zvýšené náklady zaplatí ve velmi krátké době.

V období zimy musí teplárny dodávat především teplo. V letním období je ovšem poptávka po tepelné energii snížena a možnost vyrobit více elektrické energie pak zvyšuje energetickou hodnotu díla a ekonomické ukazatele. Pokud není nutné dodávat teplo, je možné jednoduše připojit NT díl, kde bude pára dále pokračovat v expanzi a vyrobí více elektrické energie, namísto využití k vytápění. Další výhodou odpojitelného NT dílu je možnost libovolně měnit elektrický výkon, ten je u čistě protitlakových turbín přímo závislý na požadavcích tepelné sítě.

Pokud hřídel NT dílu (červená – viz obrázek 1), která je napojena na spojovací součást přes šroubovici, dosáhne stejných či vyšších otáček jako hřídel VT dílu (zelená), dojde k tomu, že západka ve spojkovém poli přestane „přeskakovat“ a je zaseknuta za hranu. To má za následek posun prstence (modrý) po šroubovici směrem k NT dílu, spojka je v tuto chvíli spojena a přenáší moment. Pro lepší vysvětlení je možné si představit jednu část jako matici a druhou část jako šroub. Pokud se bude šroub i matice otáčet stejnými otáčkami (a směrem), nebude zde docházet k axiálnímu posunu, tedy k dotažení. Jakmile ale jedna ze součástí dosáhne vyšších otáček, automaticky jsou postupem času staženy.

Má-li tedy zelená část vyšší otáčky, zobáček (žlutý) po zubech přeskakuje a NT díl je odpojen. Přidáním páry ze strany NT dílu (navýšení otáček) má za následek zaseknutí zobáčku o hranu a následné spojení obou dílů.

Stejný princip platí i u rozpojení. Jakmile začnou klesat otáčky hřídele NT dílu, dojde k axiálnímu posuvu prstence (modrý) zpět přes šroubovici a zobáček po zubech opět přeskakuje. To způsobí, že je spojka rozpojena a nedochází k přenosu krouticího momentu. [9]




**Obrázek 1 Naznačení principu fungování SSS spojky [9]**

# 2 Výpočet bilančního schématu

Cílem této kapitoly je návrh bilančního schématu turbíny pro zadané parametry. Vypočteny jsou dva provozy. Zimní provoz, kdy je NT díl odpojen, turbína je uvažována jako protitlaková a pára je po expanzi v parní turbíně využita do teplofikačního okruhu. V letním provozu je NT díl připojen a veškerá pára je užívána k výrobě elektrické energie. Cyklus je navržen s regeneračním ohřevem napájecí vody pro kotel.

Výpočet byl realizován v prostředí MS Excel 2016 s doplňkem XSteam.tables, který obsahuje parametry vody a vodní páry. Díky tomu mohly být odhady učiněné na začátku průběžně optimalizovány a zpřesňovány. Metodika výpočtu byla převzata ze zdrojů [1] a [2].

## 2.1 Zadané parametry

| Zadané parametry | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Název | Označení | Hodnota | Jednotka |
| Vstup do Turbíny | Tlak | $p_a$ | 100 | bar |
| | Teplota | $t_a$ | 540 | ˚C |
| | Hmotnostní průtok | $m_0$ | 50 | kg/s |
| Chladící voda | Teplota na vstupu | $t_{v1}$ | 20 | ˚C |
| | Hmotnostní průtok | $m_v$ | 7880 | t/h |
| Topná voda | Teplota na vstupu | $t_{tv1}$ | 60 | ˚C |
| | Teplota na výstupu | $t_{tv2}$ | 80 | ˚C |
| | Hmotnostní průtok | $m_{tv}$ | 640 | kg/s |
| Regenerace | Teplota odplynění | $t_o$ | 165 | ˚C |
| | Teplota napájecí vody kotle | $t_{NV}$ | 190 | ˚C |
| | otáčky | n | 5500 | ot/min |

**Tabulka 1 Tabulka zadaných parametrů**

## 2.2 Vstupní parametry páry do turbíny

Před vstupem do průtočné části prochází pára přes rychlozávěrné a regulační ventily a je nutné její parametry ponížit o tlakovou ztrátu v těchto ventilech. Tuto tlakovou ztrátu není možné předem určit výpočtem, je tedy volena dle zkušeností. Škrcení páry ve ventilech je izoentalpický děj, proto je možné určit ostatní parametry páry za soustavou ventilů. Z tlaku a teploty admisní páry lze určit entalpii a entropii. Tlak za soustavou ventilů lze vypočítat po zvolení tlakové ztráty $\Delta p_z = 3\ \%$. Poté jsou určeny parametry páry na vstupu do průtočné části turbíny.

$$i_a = f(p_a; t_a) = 3476{,}9\ [kJ/kg]$$ entalpie admisní páry (2.1)

$$s_a = f(p_a; t_a) = 6{,}7277\ [kJ/kg \cdot K]$$ entropie admisní páry (2.2)

$$p_0 = p_a \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right) = 97\ [bar]$$ tlak za ventilem (2.3)

$$i_0 = i_a = 3476{,}9\ [kJ/kg]$$ entalpie na vstupu turbíny (2.4)

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 538{,}75\ [kJ/kg]$$ teplota na vstupu turbíny (2.5)

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0{,}03619\ [m^3/kg]$$ měrný objem na vstupu turbíny (2.6)

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6{,}7409\ [kJ/kg \cdot K]$$ entropie na vstupu turbíny (2.7)

## 2.3 Výstupní parametry z VT a NT dílu

Následuje popis výpočtu parametrů páry na výstupu z VT dílu a NT dílu. Parametry na výstupu VT dílu jsou dány ohřívákem topné vody podle potřeb odběratele. Parametry na výstupu NT dílu jsou určeny kondenzátorem.

### 2.3.1 Výstup VT dílu

Ze zadání je známo, že topnou vodu je potřeba ohřát z $t_{tv1} = 60\ °C$ na $t_{tv2} = 80\ °C$. Vzhledem k poměrně malému rozdílu $\Delta t_{tv}$ je volen jednostupňový ohřev s jedním ohřívákem. Ohřívák topné vody bude dále značen zkratkou OTV1, obrázek 2 obsahuje i druhý ohřívák (OTV2), ten je brán pouze jako špičkovací a v rámci této práce s ním není počítáno. Teplotu syté páry v OTV1 lze získat přičtením koncového rozdílu k $t_{tv2}$. Koncový rozdíl $\delta_{OTV1}$ je podle literatury volen 3 ˚C. Při použití jednoho ohříváku bude výpočet následovný.

$$t_{OTV1,sat} = t_{tv2} + \delta_{OTV1} = 83\ [°C]$$ teplota syté páry v OTV1 (2.8)

$$p_{OTV1,sat} = f(t_{OTV1,sat}; x = 0) = 0{,}535\ [bar]$$ tlak syté páry v OTV1 (2.9)

Tlak páry na výstupu z VT dílu je navýšen o tlakovou ztrátu potrubí, která je volena v rozsahu $1{,}08 \div 1{,}1$. Dále je vypočtena entalpie na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi. Skutečná entalpie na výstupu je vypočtena v kapitole 3.4.3.

$$p'_{OTV1,sat} = p_2 = p_{OTV1,sat} \cdot 1{,}08 = 0{,}578\ [bar]$$ tlak na výstupu VT dílu (2.10)

$$i_{2,iz} = f(p'_{OTV1,sat}; s_0) = 2363{,}6\ [kJ/kg]$$ entalpie na výstupu VT dílu (2.11)

$i_{2,sk} = 2484{,}5\ [kJ/kg]$ skutečná entalpie na výstupu VT dílu (2.12)

$t_{VTO1} = t_2 = f(p_2; i_{OTV1,sk}) = 84{,}95\ [^{\circ}C]$ teplota páry na výstupu VT dílu (2.13)

### 2.3.2 Výstup NT dílu

Výstupní parametry NT dílu jsou dány především průměrnou teplotou vody pro chlazení kondenzátoru. Teplota chladící vody $t_{v1}$ je známa ze zadání. Ohřátí chladící vody je zvoleno $\Delta t_v = 5\ ^{\circ}C$. K získání teploty $t_k$, při níž v kondenzátoru dochází ke kondenzaci páry, je nutné k $t_{v2}$ přičíst koncový teplotní rozdíl, který je podle literatury volen v rozmezí $7 \div 9\ ^{\circ}C$ a je tedy zvolen $\delta_{tk} = 7\ ^{\circ}C$. Teplotě $t_k$ odpovídá tlak na mezi sytosti $p_k$. Tlak na výstupu z NT dílu je vyšší o tlakovou ztrátu ve výstupní části turbíny $\Delta p$.

$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v = 25\ [^{\circ}C]$ teplota ohřáté chladící vody (2.14)

$t_k = t_{v2} + \delta_{tk} = 32\ [^{\circ}C]$ teplota kondenzace páry (2.15)

$p_k = f(t_k; x = 0) = 0{,}0476\ [bar]$ tlak na mezi sytosti (2.16)

$\Delta p = \varsigma \cdot \left(\frac{c}{100}\right)^2 \cdot p_k = 0{,}0320\ [bar]$ tlaková ztráta výstupní části turbíny (2.17)

Hodnota $c$ značí rychlost páry v hrdle kondenzátoru, která je volena podle literatury a po konzultaci s DŠP zvolena $c = 80\ m/s$, konstanta $\varsigma$ je volena v rozmezí $\varsigma = (0{,}05 \div 0{,}10) = 0{,}05$.

$p_{3,sk} = p_k + \Delta p = 0{,}07959\ [bar]$ skutečný tlak na výstupu z turbíny (2.18)

$i_{3,iz} = f(p_{3,sk}; s_0) = 2107{,}9\ [kJ/kg]$ entalpie na výstupu z turbíny (2.19)

$h_{iz} = i_0 - i_{3,iz} = 1369\ [kJ/kg]$ izoentropický spád (2.20)

Skutečná entalpie na výstupu je vypočtena v kapitole 4.1.

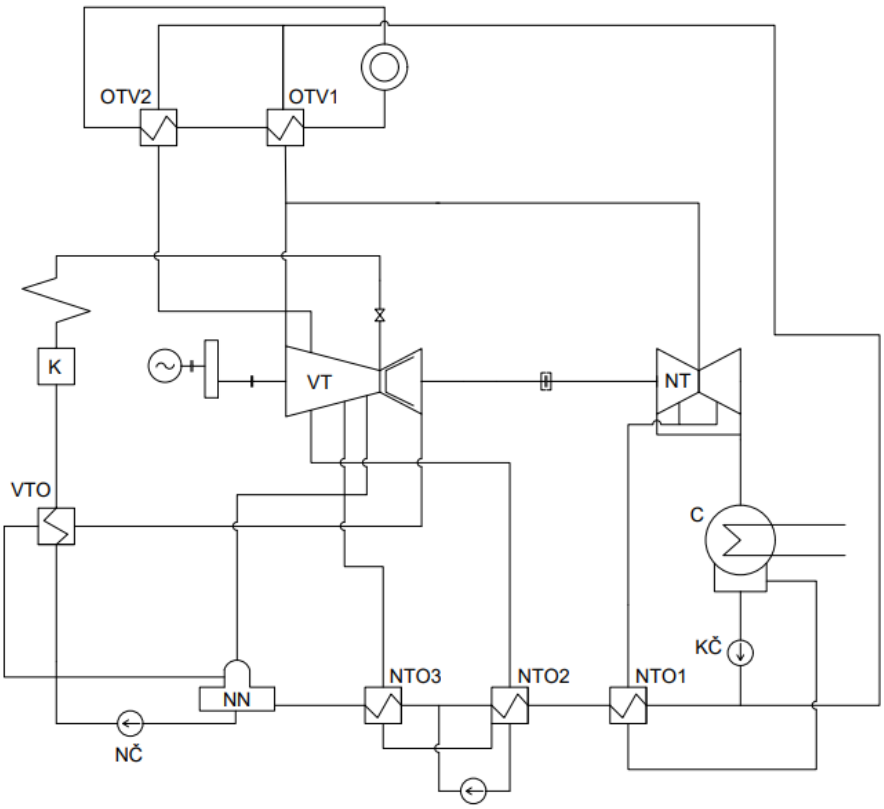
$i_{3,sk} = 2260{,}0\ [kJ/kg]$ skutečná entalpie na výstupu NT dílu (2.21)

$t_3 = f(p_{3,sk}; i_{3,sk}) = 41{,}4\ [^{\circ}C]$ teplota na výstupu z NT dílu (2.22)

## 2.4 Výpočet regenerace

Regenerační ohřev slouží ke zvýšení účinnosti cyklu. Hlavní kondenzát a napájecí voda je ohřívána parou odebranou během expanze z turbíny. Pára z odběrů je vedena do výměníků, kde předává teplo hlavnímu kondenzátu nebo napájecí vodě.

Dle předchozího výpočtu kondenzátoru, pára kondenzuje při teplotě $t_k = 32\ ^{\circ}C$, teploty odplynění $t_o$ a napájecí vody $t_{NV}$ jsou známy ze zadání. Pro výpočet byl zvolen jeden vysokotlaký ohřívák a tři nízkotlaké ohříváky, jak je možné vidět na obrázku 2.




**Obrázek 2 Tepelné schéma turbíny**

Vstupní tlak do prvního nízkotlakého ohříváku udává tlak za kondenzátním čerpadlem. Kondenzátní čerpadlo má za úkol zvýšit tlak kondenzátu na úroveň tlaku v napájecí nádrži. Tlak na mezi sytosti v napájecí nádrži odpovídá teplotě odplynění.

$$p_o = f(t_o; x = 0) = 7{,}0082\ [bar] \quad \text{tlak v napájecí nádrži} \quad (2.23)$$

Prací čerpadla dochází k ohřátí kondenzátu, toto ohřátí je odhadnuto jako $\Delta t_{K\check{C}} = 1\ ^{\circ}C$.

$$t_{NTO1,3} = t_k + \Delta t_{K\check{C}} = 33\ [^{\circ}C] \quad \text{teplota kondenzátu na vstupu do NTO1} \quad (2.24)$$

$$i_{NTO1,3} = f(p_o; t_{NTO1,3}) = 135{,}21\ [kJ/kg] \quad \text{entalpie kondenzátu na vstupu do NTO1} \quad (2.25)$$

Rozložení ohřátí vody v nízkotlakých ohřívácích se odvíjí od teploty za kondenzátním čerpadlem. Ohřátí je rozloženo rovnoměrně mezi tři nízkotlaké ohříváky a odplyňovák. Teploty na výstupu z jednotlivých NTO.

$$t_{NTO1,4} = t_{NTO1,3} + \frac{t_o - t_{NTO1,3}}{4} = 66\ [^{\circ}C] \quad (2.26)$$

$$t_{NTO2,4} = t_{NTO1,4} + \frac{t_o - t_{NTO1,3}}{4} = 99\ [^{\circ}C] \quad (2.27)$$

$$t_{NTO3,4} = t_{NTO2,4} + \frac{t_o - t_{NTO1,3}}{4} = 132\ [^{\circ}C] \quad (2.28)$$

Výstupní tlak ohřáté vody v ohřívácích je dán kondenzátním čerpadlem a rovná se tlaku v napájecí nádrži $p_o = p_{NTO1} = p_{NTO2} = p_{NTO3} = 7{,}0082\ bar$.

Dále lze určit entalpii v na výstupu jednotlivých NTO

$$i_{NTO1,4} = f\left(p_{NTO1}; t_{NTO1,4}\right) = 276{,}82\ [kJ/kg] \tag{2.29}$$

$$i_{NTO2,4} = f\left(p_{NTO2}; t_{NTO2,4}\right) = 415{,}33\ [kJ/kg] \tag{2.30}$$

$$i_{NTO3,4} = f\left(p_{NTO3}; t_{NTO3,4}\right) = 555{,}21\ [kJ/kg] \tag{2.31}$$

Teplota za vysokotlakým ohřívákem se rovná teplotě napájecí vody kotle $t_{VTO,4} = t_{NV} = 190\ [^{\circ}C\ ]$. Tlak za vysokotlakým ohřívákem je dán tlakem na výtlaku z napájecího čerpadla, který odpovídá tlaku admisní páry navýšenému o tlakovou ztrátu kotle, která je odhadnuta na 25 %.

$$p_{VTO,4} = p_{NV} = 1{,}25 \cdot p_a = 125\ [bar]$$ tlak na vstupu do kotle (2.32)

$$i_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) = 812{,}88\ [kJ/kg]$$ entalpie na vstupu do kotle (2.33)

Koncové teplotní rozdíly v nízkotlakých a vysokotlakých ohřívácích jsou voleny v rozsahu $\delta_{NTO} = (3 \div 4)\ ^{\circ}C = 3\ ^{\circ}C$, $\delta_{TVO} = (4 \div 5)\ ^{\circ}C = 5\ ^{\circ}C$. Jelikož je odplyňovák směšovací výměník, bude jeho koncový teplotní rozdíl nulový. Pomocí koncového rozdílu jsou stanoveny teploty syté páry v ohřívácích.

$$t_{NTO1,sat} = t_{NTO1,4} + \delta_{NTO} = 69\ [^{\circ}C\ ] \tag{2.34}$$

$$t_{NTO2,sat} = t_{NTO2,4} + \delta_{NTO} = 102\ [^{\circ}C\ ] \tag{2.35}$$

$$t_{NTO3,sat} = t_{NTO3,4} + \delta_{NTO} = 135\ [^{\circ}C\ ] \tag{2.36}$$

$$t_o = 165\ [^{\circ}C\ ] \tag{2.37}$$

$$t_{VTO,sat} = t_{VTO,4} + \delta_{VTO} = 195\ [^{\circ}C\ ] \tag{2.38}$$

Teplotě syté páry odpovídá tlak páry na vstupu do ohříváku

$$p_{NTO1,sat} = f(t_{NTO1,sat}; x = 0) = 0{,}2988\ [bar] \tag{2.39}$$

$$p_{NTO2,sat} = f(t_{NTO2,sat}; x = 0) = 1{,}0887[bar] \tag{2.40}$$

$$p_{NTO3,sat} = f(t_{NTO3,sat}; x = 0) = 3{,}1320\ [bar] \tag{2.41}$$

$$p_o = f(t_o; x = 0) = 7{,}0082\ [bar] \tag{2.42}$$

$$p_{VTO,sat} = f(t_{VTO,sat}; x = 0) = 13{,}986\ [bar] \tag{2.43}$$

Tlak páry v místě odběru musí být navýšen o tlakovou ztrátu v potrubí mezi turbínou a ohřívákem, tato ztráta je volena v rozsahu $1{,}08 \div 1{,}1$.

$$p'_{NTO1,sat} = p_{NTO1,sat} \cdot 1{,}08 = 0{,}3227\ [bar] \tag{2.44}$$

$$p'_{NTO2,sat} = p_{NTO2,sat} \cdot 1{,}08 = 1{,}1758\ [bar] \tag{2.45}$$

$$p'_{NTO3,sat} = p_{NTO3,sat} \cdot 1{,}08 = 3{,}3826\ [bar] \quad (2.46)$$

$$p'_o = p_o \cdot 1{,}08 = 7{,}5689\ [bar] \quad (2.47)$$

$$p'_{VTO,sat} = p_{VTO,sat} \cdot 1{,}08 = 15{,}105\ [bar] \quad (2.48)$$

Entalpie páry v odběrech při izoentropické expanzi

$$i_{NTO1,iz} = f\left(p'_{NTO1,sat}; s_0\right) = 2283{,}0\ [kJ/kg] \quad (2.49)$$

$$i_{NTO2,iz} = f\left(p'_{NTO2,sat}; s_0\right) = 2469{,}5\ [kJ/kg] \quad (2.50)$$

$$i_{NTO3,iz} = f\left(p'_{NTO3,sat}; s_0\right) = 2644{,}0\ [kJ/kg] \quad (2.51)$$

$$i_{o,iz} = f(p'_o; s_0) = 2793{,}0\ [kJ/kg] \quad (2.52)$$

$$i_{VTO,iz} = f\left(p'_{VTO,sat}; s_0\right) = 2941{,}2\ [kJ/kg] \quad (2.53)$$

Skutečné entalpie páry v odběrech jsou vypočteny v kapitole 3.4.3. a 4.1 pro odběr vedený do NTO1.

$$i_{NTO1,sk} = 2409{,}7\ [kJ/kg] \quad (2.54)$$

$$i_{NTO2,sk} = 2577{,}8\ [kJ/kg] \quad (2.55)$$

$$i_{NTO3,sk} = 2735{,}4\ [kJ/kg] \quad (2.56)$$

$$i_{o,sk} = 2876{,}8\ [kJ/kg] \quad (2.57)$$

$$i_{VTO,sk} = 3017{,}9\ [kJ/kg] \quad (2.58)$$

Teplota páry na vstupu do ohříváku.

$$t_{NTO1,1} = f(p_{NTO1,sat}; i_{NTO1,sk}) = 69\ [^\circ C\ ] \quad (2.59)$$

$$t_{NTO2,1} = f(p_{NTO2,sat}; i_{NTO2,sk}) = 102\ [^\circ C\ ] \quad (2.60)$$

$$t_{NTO3,1} = f(p_{NTO3,sat}; i_{NTO3,sk}) = 138{,}7\ [^\circ C\ ] \quad (2.61)$$

$$t_{o,1} = f(p_o; i_{o,sk}) = 214{,}2\ [^\circ C\ ] \quad (2.62)$$

$$t_{VTO,1} = f(p_{VTO,sat}; i_{VTO,sk}) = 289{,}5\ [^\circ C\ ] \quad (2.63)$$

Entalpie páry na výstupu z ohříváku je vypočtena jako stav syté kapaliny a vychází z tlaku páry na vstupu do ohříváku.

$$i_{NTO1,2} = f\left(p_{NTO1,sat}; x = 0\right) = 288{,}8\ [kJ/kg] \quad (2.64)$$

$$i_{NTO2,2} = f\left(p_{NTO2,sat}; x = 0\right) = 427{,}5 [kJ/kg] \quad (2.65)$$

$$i_{NTO3,2} = f\left(p_{NTO3,sat}; x = 0\right) = 567{,}8\ [kJ/kg] \tag{2.66}$$

$$i_{VTO,2} = f\left(p_{VTO,sat}; x = 0\right) = \ 829{,}9\ [kJ/kg] \tag{2.67}$$

## 2.5 Množství topné páry do regeneračních ohříváků

Výpočet vychází z tepelné bilance každého ohříváku. Postup výpočtu je veden podle metodiky [1]. Pro zjednodušení výpočtu, je uvažované vstupní množství do turbíny $m = 1\ kg/s$. Díky tomu budou vypočtená množství páry do jednotlivých ohříváků též poměrná. Účinnosti jednotlivých ohříváků jsou voleny $\eta_{VTO} = 0{,}98$; $\eta_{NTO1,2,3} = 0{,}99$. Účinnost odplyňováku se rovná jedné $\eta_o = 1$ , díky přímému kontaktu a promísení médií. Do výpočtu je zahrnuto i množství přidané vody $y_d$, jež má nahradit netěsnosti v celém systému, volí se v rozmezí $y_d = (0{,}03 \div 0{,}05) = 0{,}03$ o teplotě $t_d = 50\ ^\circ C$. Poměrná odběrová množství z turbíny pro jednotlivé ohříváky jsou vypočtena následovně. Měrná tepelná kapacita vody $c_p = 4{,}187\ kJ/kg\ ^\circ C$.

Poměrné množství odebrané ohřívákem VTO:

$$y_{VTO} \cdot \left(i_{VTO,sk} - c_p \cdot t_{VTO,1}\right) \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_d) \cdot c_p \cdot (t_{NV} - t_o)$$

$$y_{VTO} = \frac{(1 + y_d) \cdot c_p \cdot (t_{NV} - t_o)}{\left(i_{VTO,sk} - c_p \cdot t_{VTO,1}\right) \cdot \eta_{VTO}} = 0{,}062\ [-] \tag{2.68}$$

Poměrné množství odebrané odplyňovákem:

$$[y_o \cdot \left(i_{o,sk} - c_p \cdot t_{o,1}\right) + \mathrm{y}_{VTO} \cdot c_p \cdot (t_{VTO,1} - t_{o,1})]\eta_o$$
$$= (1 - y_{VTO} - y_o) \cdot c_p \cdot (t_{o,1} - t_{NTO3,4}) + y_d \cdot c_p \cdot (t_{o,1} - t_d)$$

$$y_o = \frac{(c_p - y_{VTO}) \cdot (t_{o,1} - t_{NTO3,4}) - y_{VTO} \cdot c_p \cdot \eta_o \cdot (t_{VTO,1} - t_{o,1}) + y_d \cdot c_p \cdot (t_{o,1} - t_d)}{\eta_o \cdot (i_{o,sk} - c_p \cdot t_{o,1}) + (t_{o,1} - t_{NTO3,4})} = \ 0{,}062\ [-] \tag{2.69}$$

Poměrné množství odebrané ohřívákem NTO3:

$$y_{NTO3} \cdot \left(i_{NTO3,sk} - c_p \cdot t_{NTO3,4}\right) \cdot \eta_{NTO}$$
$$= (1 - y_{VTO} - y_o) \cdot c_p \cdot (t_{NTO3,4} - t_{NTO2,4})$$

$$y_{NTO3} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_o) \cdot c_p \cdot (t_{NTO3,4} - t_{NTO2,4})}{(i_{NTO3,sk} - c_p \cdot t_{NTO3,4}) \cdot \eta_{NTO}} = 0{,}056\ [-] \tag{2.70}$$

Poměrné množství odebrané ohřívákem NTO2:

$$y_{NTO2} \cdot \left(i_{NTO2,sk} - c_p \cdot t_{NTO2,4}\right) \cdot \eta_{NTO}$$
$$= (1 - y_{VTO} - y_o - y_{NTO3}) \cdot c_p \cdot (t_{NTO2,4} - t_{NTO1,4})$$

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_o - y_{NTO3}) \cdot c_p \cdot (t_{NTO2,4} - t_{NTO1,4})}{(i_{NTO2,sk} - c_p \cdot t_{NTO2,4}) \cdot \eta_{NTO}} = 0{,}053\ [-] \tag{2.71}$$

Poměrné množství odebrané ohřívákem NTO1:

$$y_{NTO1} \cdot \left(i_{NTO1,sk} - c_p \cdot t_{NTO1,4}\right) \cdot \eta_{NTO} = (1 - y_{VTO} - y_o - y_{NTO3} - y_{NTO2}) \cdot c_p \cdot (t_{NTO1,4} - t_{NTO1,3})$$

$$y_{NTO1} = \frac{(1-y_{VTO}-y_o-y_{NTO3}-y_{NTO2})\cdot c_p\cdot(t_{NTO1,4}-t_{NTO1,3})}{(i_{NTO1,sk}-c_p\cdot t_{NTO1,4})\cdot\eta_{NTO}} = 0{,}052\ [-] \quad (2.72)$$

Skutečný hmotností průtok odebrané páry potřebný pro regeneraci se vypočte vynásobením hmotnostního průtoku na vstupu do turbíny poměrným odběrovým množstvím.

$$m_{VTO} = y_{VTO} \cdot m_0 = 3{,}09\ [kg/s] \quad (2.73)$$

$$m_o = y_o \cdot m_0 = 3{,}12\ [kg/s] \quad (2.74)$$

$$m_{NTO3} = y_{NTO3} \cdot m_0 = 2{,}83\ [kg/s] \quad (2.75)$$

$$m_{NTO2} = y_{NTO2} \cdot m_0 = 2{,}67\ [kg/s] \quad (2.76)$$

$$m_{NTO1} = y_{NTO1} \cdot m_0 = 2{,}59\ [kg/s] \quad (2.77)$$

## 2.6 Výpočet ohříváků topné vody

Již bylo zmíněno, že při zimním provozu je NT díl odpojen. V provozu není ani kondenzátor. Po expanzi v turbíně předá pára teplo topné vodě. Postup výpočtu je veden dle přednášek [8]. Topná voda má být ohřáta z $t_{tv1} = 60\ ^\circ C$ na $t_{tv2} = 80\ ^\circ C$. Pro takové ohřátí je možno využít pouze jeden ohřívák topné vody (OTV1). Hmotnostní průtok topné vody je $m_v = 640\ kg/s$.

$$i_{tv1} = f(t_{tv1}; x = 0) = 251{,}15\ [kJ/kg]$$ entalpie topné vody na vstupu OTV1 (2.78)

$$i_{tv2} = f(t_{tv2}; x = 0) = 334{,}95\ [kJ/kg]$$ entalpie topné vody za OTV1 (2.79)

Tlak $p_{OTV1,sat}$ a teplota syté páry v OTV1 $t_{OTV1,sat}$ jsou vypočteny výše v kapitole 2.3.1.

$$t_{OTV1,1} = f\left(p_{OTV1,sat}; i_{OTV1,sk}\right) = 83\ [^\circ C\ ]$$ teplota páry na vstupu do OTV1 (2.80)

$$i_{OTV1,2} = f\left(p_{OTV1,sat}; x = 0\right) = 347{,}54\ [kJ/kg]$$ entalpie na výstupu z OTV1 (2.81)

Potřebný hmotnostní průtok páry k ohřátí topné vody vychází z tepelné bilance OTV1.

$$m_v \cdot (i_{tv2} - i_{tv1}) = m_{OTV1} \cdot \left(i_{2,sk} - i_{OTV1,2}\right)$$

$$m_{OTV1} = \frac{m_v\cdot(i_{tv2}-i_{tv1})}{(i_{2,sk}-i_{OTV1,2})} = 25{,}09\ [kg/s] \quad (2.82)$$

## 2.7 Shrnutí vypočtených výsledků

| Zařízení pracovního okruhu | | VTO | NN | NTO3 | NTO2 | NTO1 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Odběr | | V | IV | III | II | I |
| Tlak páry v odběru | $p'_1$ [bar] | 15,105 | 7,569 | 3,382 | 1,176 | 0,323 |
| Tlak páry v ohříváku | $p_1$ [bar] | 13,986 | 7,008 | 3,132 | 1,088 | 0,298 |
| Entalpie páry v odběru | $i_1$ [kJ/kg] | 3017,9 | 2876,8 | 2735,4 | 2577,8 | 2409,7 |
| Teplota páry-vstup do ohříváku | $t_1$ [˚C] | 289,5 | 214,2 | 138,7 | 102 | 69 |
| Teplota sytosti páry v ohířiváku | $t_{1sat}$ [˚C] | 195 | 165 | 135 | 102 | 69 |
| Entalpie kondenzátu topné páry | $i_2$ [kJ/kg] | 829,9 | - | 567,8 | 427,5 | 288,8 |
| Ohřívané médium - výstupní teplota | $t_4$ [˚C] | 190 | 165 | 132 | 99 | 66 |
| Ohřívané médium - výstupní tlak | $p_4$ [bar] | 125 | 7,008 | 7,008 | 7,008 | 7,008 |
| Ohřívané médium - výstupní entalpie | $i_4$ [kJ/kg] | 812,9 | 697,3 | 555,2 | 415,3 | 276,8 |
| Účinnost ohříváku | $\eta_{oh}$ [-] | 0,98 | 1 | 0,99 | 0,99 | 0,99 |
| Poměrný odběr | y [-] | 0,062 | 0,062 | 0,056 | 0,053 | 0,052 |
| Hm. Průtok odběru | m [kg/s] | 3,09 | 3,12 | 2,83 | 2,67 | 2,59 |

**Tabulka 2 Parametry bilančního schématu**

# 3 Návrh průtočné části VT dílu

Průtočná část turbíny se skládá z jednotlivých stupňů, které jsou tvořeny statorovou a rotorovou řadou lopatek. V zadání stojí, že turbína má být bubnového provedení, je tedy zvoleno přetlakové lopatkování. Oběžné lopatky jsou upevněny v rotorových bubnech, válcového, nebo kuželového tvaru. Rozváděcí neboli rotorové lopatky jsou uloženy přímo v tělese turbíny. Bubnové uspořádání se často používá u přetlakových turbín, kde působí přetlak na mnohem menší plochu a součásti rotoru nejsou zdaleka tak namáhány. Přetlaková turbína může mít i rovnotlaké stupně, které jsou využívány jako regulační. Regulační stupeň dokáže zpracovat velký teplotní spád a snížit vysoké parametry na vstupu. Výpočet regulačního stupně a průtočné části vychází z návrhu uvedeném v [2]. Postup a a správnost výpočtu je ověřena v [7], což je práce zabývající se taktéž návrhem přetlakové turbíny vypracované pomocí stejné metodiky.

V této kapitole je popsán postup výpočtu průtočné části. Výpočet začíná regulačním stupněm (RS) a pokračuje návrhem dalších stupňů. Dále jsou provedeny pevnostní výpočty lopatek a jejich závěsů. Následuje určení kritických otáček, výpočet ložisek a pevnostní výpočet vnitřního tělesa.

## 3.1 Předběžný výpočet A-kola

Parametry páry před difuzorem a otáčky turbíny jsou známy ze zadání. Další veličiny je třeba odhadnout a dále zkontrolovat v detailním výpočtu. Ze začátku je volena obvodová rychlost v mezích $u = 160 \div 260\ m/s$. Pomocí obvodové rychlosti a otáček je možné určit střední průměr A-kola $D_{RS}$. Obvodová rychlost volena $u = 196\ m/s$.

$$D_{RS} = \frac{u}{\pi \cdot \frac{n}{60}} = 0{,}680\ [m] \qquad \text{střední průměr A-kola} \qquad (3.1)$$

Pomocí zvoleného rychlostní poměru $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$, který je volen v rozmezí $0{,}4 \div 0{,}5$; je zjištěna izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy. Zvolený poměr $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0{,}46$.

$$\left(\frac{u}{c_{1iz}}\right) = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right) \rightarrow c_{1iz} = \left(\frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}\right) = 426{,}09\ [m/s] \qquad \text{iz. absolutní rychlost} \qquad (3.2)$$

Dále je volena absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy $c_0 = (30 \div 50\ m/s) = 50\ m/s$ a je určen izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm. Pak je možné určit entalpii a tlak na výstupu regulačního stupně. Entalpie na vstupu $i_{RS0}$ se rovná entalpii na vstupu do turbíny $i_0$, obdobné je to i s ostatními parametry, jež byly vypočteny v kapitole 2.2.

$$h_{RSiz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 89{,}5\ [kJ/kg] \qquad \text{iz. spád zpracovaný RS} \qquad (3.3)$$

$$i_{RSiz2} = i_{RS0} - h_{RSiz} = 3387{,}3\ [kJ/kg] \qquad \text{entalpie na výstupu RS} \qquad (3.4)$$

$$p_{RS2} = f(i_{RSiz2}; s_{RS0}) = 76{,}92\ [bar] \qquad \text{tlak na výstupu RS} \qquad (3.5)$$

Poměr tlaků $\frac{p_{RS2}}{p_{RS0}}$ by neměl přesáhnout hodnotu 0,8. Dále je zjištěna hodnota kritického tlaku v dýze. Pokud je $p_{RS2} \geq p_{krit}$, je možno využít nerozšířenou dýzu. Parametry páry za statorem lze určit po výpočtu statorové ztráty. Rychlostní součinitel $\varphi$ je odhadnut z mezí $\varphi = (0{,}95 \div 0{,}98) = 0{,}965$.

$$\frac{p_{RS2}}{p_{RS0}} = 0{,}792\ [-] \qquad \text{poměr tlaků RS} \qquad (3.6)$$

$$p_{krit} = 0{,}546 \cdot p_{RS0} = 52{,}96\ [bar] \qquad \text{kritický tlak} \qquad (3.7)$$

$$z_s = (1 - \varphi^2) \cdot h_{RSiz} = 6{,}16\ [kJ/kg] \qquad \text{ztráta statoru} \qquad (3.8)$$

$$i_{RS1} = i_{RS2} + z_s = 3393{,}5\ [kJ/kg] \qquad \text{entalpie za dýzou} \qquad (3.9)$$

$$v_{RS1} = f(p_{RS2}; i_{RS1}) = 0{,}0433\ [m^3/kg] \qquad \text{měrný objem za dýzou} \qquad (3.10)$$

Pro výpočet délky výstupní hrany lopatky je volen výstupní úhel z rozváděcí mříže $\propto_1 = (13^\circ \div 18^\circ) = 15^\circ$. Délka výstupní hrany lopatky vychází z rovnice kontinuity pro totální ostřik. Rozváděcí lopatka by neměla být menší než 12 mm. V případě, kdy lopatka vyjde kratší, je nutné využít parciální ostřik.

$$L_{0t} = \frac{m \cdot v_{RS1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{1iz} \cdot \sin\propto} = 0{,}009 < 0{,}012\ [m] \qquad \text{délka výstupní hrany lopatky} \qquad (3.11)$$

K určení optimální délky lopatky je třeba znát součinitel $\alpha_s$, k jehož výpočtu je nutné využít experimentální konstantu $\frac{c}{a}$, jejíž hodnota pro A-kolo je $\frac{c}{a} = 0{,}1467$. Další konstantou je $\frac{b}{a} = 0{,}0398$. Součinitel $s_1$ představuje dělení parciálního sestřiku (1=sestřik vcelku, 2=dělený sestřik). Volen sestřik dělený $s_1 = 2$. Velikost parciálního sestřiku $\varepsilon$ by měla být vyšší než 0,2.

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0{,}2} \cdot \sqrt{D_{RS}}} = 0{,}058\ [-] \qquad \text{Součinitel } \delta \qquad (3.12)$$

$$\alpha_s = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a}\cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = 2{,}39\ [-]$$ součinitel $\alpha_s$ (3.13)

$$L_{opt} = \propto_s \cdot \sqrt{L_{0t} \cdot 100} = 2{,}33\ [cm]$$ optimální délka lopatky (3.14)

$$L_0 = 0{,}024\ [mm]$$ zvolená délka lopatky

$$\varepsilon = \frac{L_{0t}}{L_0} = 0{,}4\ [-]$$ velikost parciálního ostřiku (3.15)

Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně je potřeba zjistit redukovanou obvodovou účinnost $\eta_u$ a poměrné ztráty. Účinnost $\eta_u = 0{,}7$ je odečtena z přílohy č. 1 podle redukované délky lopatky $L_{red}$, jež představuje takovou délku lopatky, při níž se dosáhne stejné účinnosti s plným ostřikem ($\varepsilon = 1$), jako s parciálním ostřikem a délkou lopatky $L_0$. Součinitel ztráty třením a ventilací $k$ je odečten z přílohy č. 2, $k = 4$.

$$L_{red} = \frac{L_0}{1 + \left(\frac{L_0}{L_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot L_0} = 1{,}25\ [cm]$$ redukovaná délka lopatky (3.16)

$$z_{tv} = \frac{k}{m \cdot v_{RS1}} = 1{,}848\ [kJ/kg]$$ ztráta třením a ventilací (3.17)

$$\xi_{tv} = \frac{z_{tv}}{h_{RSiz}} = 0{,}021\ [-]$$ poměrná ztráta třením a ventilací (3.18)

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_{tv} = 0{,}69\ [-]$$ vnitřní termodynamická účinnost RS (3.19)

$$P_i = m \cdot h_{RSiz} \cdot \eta_{tdi} = 3085{,}7\ [kW]$$ vnitřní výkon RS (3.20)

$$i_{RS2} = i_{RS0} + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{RSiz} = 3416{,}4\ [kJ/kg]$$ entalpie na výstupu RS (3.21)

$$s_{RS2} = f(p_{RS2}; i_{RS2}) = 6{,}7653[\ kJ/kg \cdot K]$$ entropie na výstupu RS (3.22)

$$z_{tv} = \frac{k}{m \cdot v_{RS1}} = 1{,}848\ [kJ/kg]$$ ztráta třením a ventilací (3.23)

## 3.2 Detailní výpočet A-kola

Pro zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek se v praxi nepoužívá čistě akční stupeň (nulová reakce). Reakce $\rho$ je volena v rozmezí $\rho = 0{,}03 \div 0{,}06 = 0{,}03$. Reakcí je zpracovaný spád rozdělen na stator a rotor.

$$h_{rRSiz} = (1 - \rho) \cdot h_{RSiz} = 2{,}69\ [kJ/kg]$$ spád zpracovaný rotorem (3.24)

$$h_{sRSiz} = \rho \cdot h_{RSiz} = 86{,}84\ [kJ/kg]$$ spád zpracovaný statorem (3.25)

$$p_{RS1} = f(i_{RS0} - h_{sRSiz}; s_{RS0}) = 77{,}54\ [bar]$$ tlak za statorem (3.26)

$$v_{RS1iz} = f(i_{RS0} - h_{sRSiz}; s_{RS0}) = 0{,}0428\ [m^3/kg]$$ měrný objem za statorem (3.27)

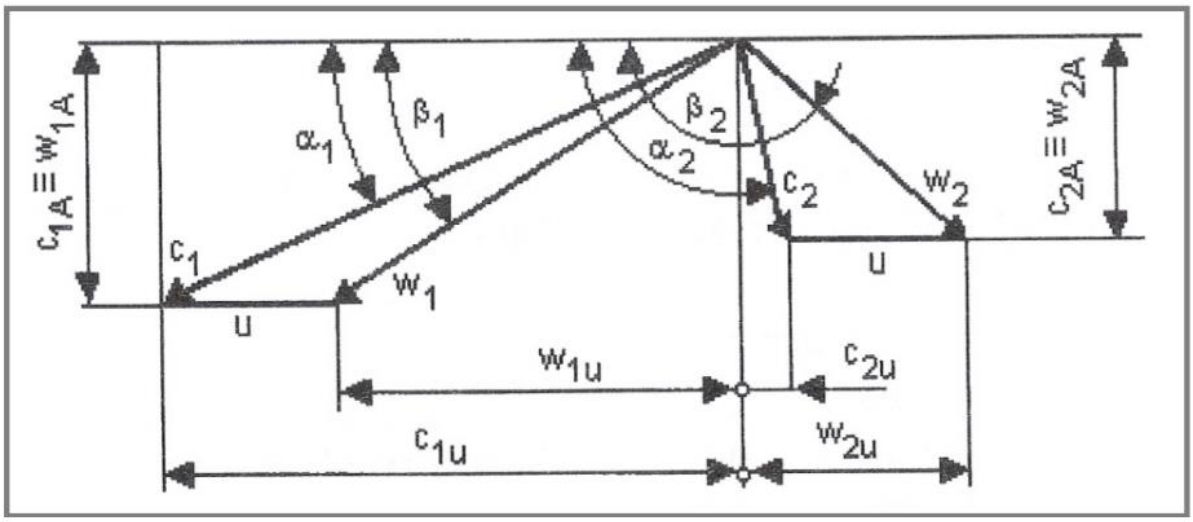
$\frac{p_{RS1}}{p_{RS0}} = 0{,}799 \leq 0{,}8\ [-]$ tlakový poměr (3.28)

Poměr $\frac{p_{RS1}}{p_{RS0}}$ je menší než 0,8; může být využita nerozšířená dýza.

$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{sRSiz} + c_0^2} = 419{,}74\ [m/s]$ teoretická rychlost na výstupu z RL (3.29)

### 3.2.1 Výpočet rychlostí v A-kole

Následující vzorce jsou využity k výpočtu rychlostí v A-kole. Hodnota rychlostního součinitele pro rotor $\Psi = 0{,}92$ je odečtena z přílohy č. 3. Rovnice jsou odvozeny podle obrázku 3.




**Obrázek 3 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů [2]**

$u_s = \pi \cdot D_{RS} \cdot \frac{n}{60} = 195{,}8\ [m/s]$ skut. obvod. rychlost (3.30)

$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 405{,}0\ [m/s]$ abs. rychlost na výstupu z RL (3.31)

$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_s^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_s \cdot \cos \alpha_1}$
$= 221{,}8\ [m/s]$ relativní rychlost páry na výstupu z RL (3.32)

$c_{1u} = c_1 \cdot cos\ \alpha_1 = 391{,}2\ [m/s]$ obvodová složka rychlosti $c_1$ (3.33)

$w_{1u} = c_{1u} - u = 195{,}4\ [m/s]$ obvodová složka rychlosti $w_1$ (3.34)

$w_{1a} = c_{1a} = c_1 \cdot sin\ \alpha_1 = 104{,}8\ [m/s]$ axiální složka rychlosti $w_1$ a $c_1$ (3.35)

$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = 28{,}21\ [°]$ úhel relativní rychlosti $w_1$ (3.36)

$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot h_{rRSiz} + w_1^2} = 233{,}6\ [m/s]$ teoretická relativní rychlost na výstupu RL (3.37)

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} = 214{,}9\ [m/s]$$ skutečná rel. rychlost na výstupu OL (3.38)

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5\ ^\circ)] = 156{,}79\ [^\circ]$$ úhel relativní rychlosti $w_2$ (3.39)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_s^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_s \cdot \cos(180 - \beta_2)} = 84{,}7\ [m/s]$$ absolutní rychlost na výstupu OL (3.40)

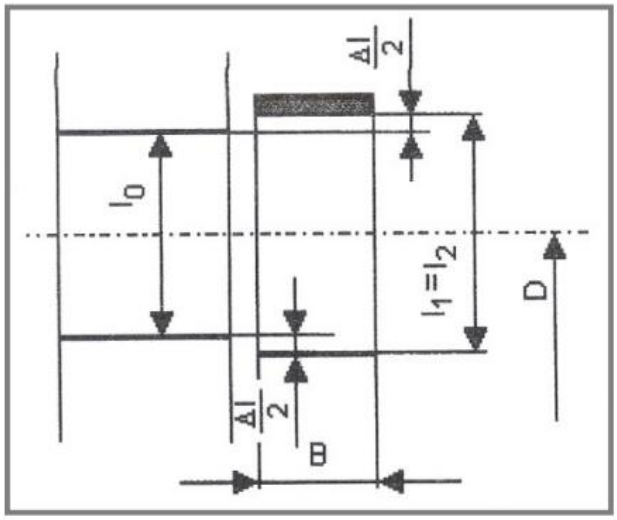
$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90) = 197{,}5\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $w_2$ (3.41)

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 1{,}66\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $c_2$ (3.42)

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \cos(\beta_2 - 90) = 84{,}7\ [m/s]$$ axiální složka rychlosti $w_2$ a $c_2$ (3.43)

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{c_{2u}}{c_{2a}}\right) = 91{,}12\ [^\circ]$$ úhel absolutní rychlosti $c_2$ (3.44)

### 3.2.2 Průtočný průřez stupně




**Obrázek 4 Průtočný kanál A-kola [2]**

Výstupní délka hrany rozváděcí lopatky vychází opět z rovnice kontinuity. Plocha je zmenšena parciálním ostřikem. Jelikož je kanál oběžných lopatek nerozšířená válcová plocha, je výstupní délka lopatky spočtena pomocí přesahu $\Delta l = 0{,}0019\ m$, jež je volen v rozsahu $(1 \div 3)\ mm$.

$$L_{RS0} = \frac{m \cdot v_{RS1iz}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = 0{,}0241\ [m]$$ výstupní délka RL (3.45)

$$L_{RS1} = L_{RS2} = L_{RS0} + \Delta l = 0{,}026\ [m]$$ vstupní a výstupní délka OL (3.46)

Další rozměry průtočného průřezu jsou určeny podle zvoleného profilu z přílohy č.4. Volba profilu závisí na mimo jiné i na Machově čísle. Výpočet rychlosti zvuku a Machova čísla je následující.

$$a_0 = f(p_{RS0}; i_{RS0}) = 669{,}3\ [m/s] \tag{3.47}$$

$$a_1 = f(p_{RS1}; i_{RS1}) = 652{,}4\ [m/s] \tag{3.48}$$

$$a_2 = f(p_{RS2}; i_{RS2}) = 657{,}2\ [m/s] \tag{3.49}$$

$$Ma_0 = \frac{c_1}{a_0} = 0{,}605\ [-] \tag{3.50}$$

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = 0{,}621[-] \tag{3.51}$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = 0{,}327\ [-] \tag{3.52}$$

Pro další výpočty byly zvoleny profily statorových lopatek TS-1A a profily rotorových lopatek TR-1A. Doporučené hodnoty optimálního úhlu nastavení $\gamma$ a optimální rozteče jednotlivých profilů $\left(\frac{s}{c}\right)$ jsou zvoleny následovně. Dále je volena i délka tětivy profilu $c$. Index „r“ stojí pro rotor, index „s“ pro stator.

$$\gamma_s = 32 \div 36 = 34\ [°] \tag{3.53}$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_s = 0{,}74 \div 0{,}9 = 0{,}75\ [-] \tag{3.54}$$

$$\gamma_r = 76 \div 79 = 76\ [°] \tag{3.55}$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_r = 0{,}6 \div 0{,}7 = 0{,}6\ [-] \tag{3.56}$$

$$c_s = 0{,}04\ [m] \tag{3.57}$$

$$c_r = 0{,}025\ [m] \tag{3.58}$$

$$B_s = c_s \cdot \cos\ \gamma_s = 0{,}033\ [m] \tag{3.59}$$

$$B_r = c_r \cdot \cos\ \gamma_r = 0{,}006\ [m] \tag{3.60}$$

$$s_s = c_s \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_s = 0{,}03\ [m] \tag{3.61}$$

$$s_r = c_r \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_r = 0{,}015\ [m] \tag{3.62}$$

$$z_s = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_s} \cdot \varepsilon = 28{,}2 \rightarrow z_s = 29\ [-] \quad \text{počet statorových lopatek} \tag{3.63}$$

$$z_r = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_{rtěš}} \cdot \varepsilon = 142{,}4 \rightarrow\ z_s = 143\ [-] \quad \text{počet rotorových lopatek} \tag{3.64}$$

Dále jsou vypočteny ztráty v rozváděcích a oběžných řadách lopatek a obvodová účinnost $\eta_u$.

$$z_{RL} = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = 6{,}24\ kJ/kg] \quad \text{ztráta v rozváděcích lopatkách} \quad (3.65)$$

$$z_{OL} = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = 4{,}19\ kJ/kg \quad \text{ztráta v oběžných lopatkách} \quad (3.66)$$

$$\eta_u = \frac{\left(h_{RSiz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_{RL} - z_{OL}}{h_{RSiz} + \frac{c_0^2}{2}} = 0{,}88 \quad \text{obvodová účinnost} \quad (3.67)$$

Hodnoty vnitřní termodynamické účinnosti a vnitřního výkonu stupně jsou vypočteny pomocí dalších ztrát, vznikajících v průtočném kanále. Jedná se o poměrnou ztrátu třením (ventilací) disku $\xi_{td}$, k jejímuž výpočtu je třeba zvolit konstantu $k_{td}$ v mezích $(0{,}45 \div 0{,}80) \cdot 10^{-3}$. Konstanta byla zvolena $k_{td} = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$. Další ztrátou je poměrná ztráta parciálním ostřikem $\xi_p$, jež se skládá ze dvou ztrát. Ztráta ventilací neostříknutých lopatek $\xi_{p1}$ a ztráta vznikající na okraji pásma ostřiku $\xi_{p2}$. Poslední uvažovaná ztráta je ztráta radiální mezerou $\xi_{rm}$.

$$S = \pi \cdot D_{RS} \cdot L_{RS1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = 0{,}0057\ [m^2] \quad \text{průtočný průřez} \quad (3.68)$$

$$\xi_{td} = k_{td} \cdot \frac{D_{RS}^2}{S} \cdot \left(\frac{u_s}{\sqrt{2 \cdot h_{RSiz}}}\right)^2 = 0{,}0048\ [-] \quad \text{poměrná ztráta třením disku} \quad (3.69)$$

$$\xi_{p1} = \frac{0{,}065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u_s}{\sqrt{2 \cdot h_{RSiz}}}\right)^2 = 0{,}038\ [-] \quad \text{ztráta ventilací neostříknutých lopatek} \quad (3.70)$$

$$\xi_{p2} = 0{,}25 \cdot \frac{c_r \cdot L_{RS2}}{S} \cdot \left(\frac{u_s}{\sqrt{2 \cdot h_{RSiz}}}\right) \cdot \eta_u \cdot s_1 = 0{,}023\ [-] \quad \text{ztráta na okraji pásma ostřiku} \quad (3.71)$$

$$\xi_p = \xi_{p1} + \xi_{p2} = 0{,}061[-] \quad \text{poměrná ztráta parciálním ostřikem} \quad (3.72)$$

$$\delta = \frac{D_{RS}}{1000} + 0{,}1 = 0{,}00078\ [mm] \quad \text{velikost radiální mezery} \quad (3.73)$$

$$S_{rm} = \pi \cdot (D_{RS} + L_{RS1}) \cdot \delta = 0{,}0017\ [m^2] \quad \text{průřez radiální mezery} \quad (3.74)$$

$$\rho_{\check{s}} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{L_{RS1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{L_{RS1}}} = 0{,}066\ [-] \quad \text{reakce na špičce lopatky} \quad (3.75)$$

$$\xi_{rm} = 1{,}5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{rm} \cdot \eta_u}{S} \cdot \frac{\rho_{\check{s}}}{1-\rho} = 0{,}014\ [-] \quad \text{poměrná ztráta radiální mezerou} \quad (3.76)$$

Doporučená hodnota průtokového součinitele $\mu_1 = 0{,}5$ je převzata ze zdroje [2].

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_{rm} - \xi_p - \xi_{td} = 0{,}81\ [-] \quad \text{vnitřní termodynamická účinnost} \quad (3.77)$$

$$P_{iRS} = m \cdot h_{RSiz} \cdot \eta_{tdi} = 3605\ [kW] \quad \text{vnitřní výkon A-kola} \quad (3.78)$$

$$h_{RS} = h_{RSiz} \cdot \eta_{tdi} = 72{,}1[\ kJ/kg] \quad \text{skutečný entalpický spád} \quad (3.79)$$

$$i_{RS2} = i_{RS0} - h_{RS} = 3404{,}77\ [kJ/kg] \quad \text{entalpie na výstupu RS} \quad (3.80)$$

$$s_{RS2} = f(p_{RS2}; i_{RS2}) = 6{,}75\ [kJ/kg \cdot K] \quad \text{entropie na výstupu RS} \quad (3.81)$$

## 3.3 Namáhání oběžných lopatek A-kola

Oběžná lopatka je namáhána ohybem od proudu páry a tahem od odstředivé síly. Nejvyšší axiální a obvodová síla působí na ostříknuté lopatky. Vzhledem k tomu, že je stanovena mírná reakce $\rho$, vzniká u oběžných lopatek axiální síla vlivem rozdílu tlaků před a za lopatkou. Hodnoty průřezového modulu v ohybu $W_{min} = 0{,}208\ [cm^3]$ a plochy profilu pro zvolený typ lopatky $S_R = 1{,}812\ [cm^2]$ je odečten z přílohy č. 4. Hustota oceli $\rho = 7850\ [kg/m^3]$. U odstředivé síly je třeba počítat s navýšenými otáčkami o 10 %, což je hodnota otáček, při kterých zasáhne otáčková ochrana. V praxi se uvažuje ještě vyšší navýšení otáček, a to o 25 až 30 %. Důvodem je vyvážení a odstředění rotoru v tunelu. V diplomové práci je uvažováno navýšení pouze o 10 %.

$$z_{ro} = z_r \cdot \varepsilon = 57\ [-] \quad \text{počet ostříknutých lopatek} \quad (3.82)$$

$$F_u = m_0 \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{ro}} = 345{,}15\ [N] \quad \text{obvodová síla na OL} \quad (3.83)$$

$$\Delta p_{RSr} = p_{RS1} - p_{RS2} = 0{,}625\ [bar] \quad \text{axiální síla} \quad (3.84)$$

$$F_a = \frac{m_0 \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z_{ro}} + \Delta p_{RSr} \cdot L_{RS1} \cdot s_r = 17{,}85\ [N] \quad \text{výsledná síla působící na OL} \quad (3.85)$$

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = 345{,}61\ [N] \quad \text{maximální ohybový moment} \quad (3.86)$$

$$M_{max} = F \cdot \frac{L_{RS1}}{2} = 4{,}515\ [Nm] \quad \text{ohybové namáhání} \quad (3.87)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{min}} = 21{,}71\ [MPa] \quad \text{otáčky navýšené o 10 \%} \quad (3.88)$$

$$n_{110\%} = \frac{1{,}1 \cdot n}{60} = 100{,}83\ [1/s] \quad \text{odstředivá síla OL} \quad (3.89)$$

$$F_o = \rho \cdot S_r \cdot L_{RS1} \cdot \frac{D_{RS}}{2} \cdot n_{110\%} = 5072{,}45\ [N] \quad \text{tahové namáhání} \quad (3.90)$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_R} = 27{,}99\ [MPa] \quad \text{počet ostříknutých lopatek} \quad (3.91)$$

Materiál oběžných lopatek je volen z přílohy č.5 podle teploty páry v okolí. Teplota materiálu je cca o 50 $^{\circ}C$ nižší než teplota páry. Byl zvolen materiál PAK 2MV.7, jehož hodnota dovoleného napětí při dané teplotě je $\sigma_{DOV} = 123\ [MPa]$, celkové namáhání nesmí překročit tuto hodnotu.

$$t_{RS1} = f(p_{RS1}; i_{RS1}) = 501{,}5\ [^{\circ}C] \quad \text{teplota páry za RL} \quad (3.92)$$

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 71{,}41\ [MPa] \quad \text{celkové namáhání} \quad (3.93)$$

## 3.4 Předběžný výpočet stupňové části

Z počátku je proveden předběžný návrh hlavních rozměrů stupňové části, který je určen k výpočtu hodnot na vstupu a výstupu stupňové části a také k určení počtu stupňů. Stupňová část je v tomto případě brána jako celek.

Pojmem stupňová část je myšlen úsek turbíny, kde se nemění hmotnostní průtok. Jednotlivé úseky jsou od sebe odděleny regeneračními odběry či teplofikačními odběry. Předběžný výpočet VT dílu je tedy rozdělen na 5 částí.

Uveden bude pouze výpočet pro jeden úsek, který je dále pro všechny úseky totožný. Všechny hodnoty předběžného výpočtu jsou uvedeny v tabulce 3.

### 3.4.1 Hodnoty na vstupu do stupňové části

Počátečním bodem expanze daného úseku je koncový bod expanze úseku předchozího. V případě prvního úseku, jde o koncový bod regulačního stupně. Koncový bod expanze každého úseku je určen v místě odběru. Nejprve je pro celý úsek zvolena velikost bezrozměrného středního Parsonsova čísla $Pa_s$. Tuto hodnotu je vhodné volit v rozmezí $Pa_s = 0{,}6 \div 0{,}85$. Dále je volena délka lopatky na vstupu $L_1$ (min 30 mm) a hodnota výstupního úhlu statorové lopatky $\alpha_1$ $(12 \div 40^{\circ})$. Následuje výpočet středního Parsonsova čísla na vstupu. Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený výstupní úhel, je možné odečíst poměr $(ca/u)$ z přílohy č. 6. Pomocí otáček a známého hmotnostního průtoku je dále možno určit střední průměr lopatkování na vstupu. Index „1“ je určen pro parametry na vstupu.

$$Pa_1 = (0{,}9 - 0{,}95) \cdot Pa_s \; [-]$$ Parsonsovo číslo na vstupu (3.94)

$$D_{s1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 \cdot v_1}{n \cdot L_1 \cdot (c_a/u)_1}} \; [m]$$ střední průměr na vstupu (3.95)

Dalším krokem je výpočet špičkového a patního průměru obvodové patní rychlosti, která nesmí být vyšší než 200 m/s.

$$D_{š1} = D_{s1} + L_1 \; [m]$$ špičkový průměr na vstupu (3.96)

$$D_{p1} = D_{s1} - L_1 \; [m]$$ patní průměr na vstupu (3.97)

$$u_{p1} = \pi \cdot D_{p1} \cdot n \; [m/s]$$ obvodová rychlost na patě (3.98)

### 3.4.2 Hodnoty na výstupu ze stupňové části

Konec expanze na výstupu ze stupňové části je určen tlakem v místech odběrů nebo na výstupu z turbíny. Tyto parametry byly vypočteny v rámci bilančního schématu. Pro určení středních průměrů a délky lopatek je ovšem nutné vypočítat hodnoty dalších veličin na výstupu. Index „n“ stojí pro parametry na výstupu daného úseku.

$$i_{izn} = f(p_n; s_1) \; [kJ/kg]$$ entalpie na výstupu (3.99)

$$v_{izn} = f\left(p_n; i_{iz,n}\right) \; [m^3/kg]$$ měrný objem na výstupu (3.100)

$$h_{iz} = i_1 - i_{iz,n} \; [kJ/kg]$$ izoentropický spád stupňové části (3.101)

Následuje výpočet průměru a délky lopatek na výstupu. Délku poslední lopatky nelze volit přímo, proto je volen poměr $L_n/D_{sn} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{10}$. Stejným způsobem, jako bylo určeno Parsonsovo číslo na vstupu, bude určeno i na výstupu $Pa_n$. To samé platí pro poměr $\left(\frac{c_a}{u}\right)_n$ a výstupní úhel statorové lopatky $\alpha_1$.

$$D_{sn} = \sqrt[3]{\frac{m_1 \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (L_n/D_{sn})_n \cdot n}}\ [mm]$$ střední průměr na výstupu (3.102)

$$L_n = D_{sn} \cdot (L_n/D_{sn})_n\ [mm]$$ délka výstupní lopatky (3.103)

$$D_{šn} = D_{sn} + L_n\ [mm]$$ špičkový průměr na výstupu (3.104)

$$D_{pn} = D_{sn} - L_n\ [mm]$$ patní průměr na výstupu (3.105)

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{s1}+D_{sn}}{2} \cdot n\ [m/s]$$ střední obvodová rychlost (3.106)

$$z = \frac{Pa_s \cdot h_{iz}}{{u_s}^2}\ [-]$$ počet stupňů (3.107)

### 3.4.3 Účinnost stupňové části

Nejdříve je vypočtena poměrná ztráta radiální mezerou $\xi_{rm}$ na vstupu a výstupu pro zvolenou výrobní toleranci y, která je podle literatury volena v rozmezí $y = 0{,}1 \div 0{,}3$. Poté jsou určeny ztráty rozvějířením $\xi_v$ a vlhkostí páry $\xi_x$. Dále jsou vypočteny střední ztráty pro každou stupňovou část. Index $i$ vyjadřuje hodnoty na vstupu a výstupu ze stupňové části $i = 1; n$.

$$k_i = \frac{D_{ši}}{1000} + y\ [mm]$$ radiální vůle (3.108)

$$\xi_{rmi} = 4{,}5 \cdot \frac{0{,}3+k}{l_i}\ [-]$$ poměrná ztráta radiální mezerou (3.109)

$$\xi_{rms} = \frac{\xi_{r1}+\xi_{rn}}{2}\ [-]$$ střední ztráta radiální mezerou (3.110)

$$\xi_{vi} = \left(\frac{l_i}{D_{si}}\right)^2\ [-]$$ poměrná ztráta rozvějířením (3.111)

$$\xi_{vs} = \frac{\xi_{v1}+\xi_{vn}}{2}\ [-]$$ střední ztráta radiální mezerou (3.112)

$$x_i = f(p_i; i_{izi})[-]$$ měrná suchost páry (3.113)

$$\xi_{xs} = 1 - \frac{x_1+x_n}{2}\ [-]$$ střední ztráta vlhkostí páry (3.114)

Ke zjištění vnitřní účinnosti je dále potřeba odhad součinitele zpětného využití tepla $f = 1{,}02$ a účinnost přetlakového stupně pro nekonečně dlouhou lopatku $\eta_\infty$, která je odečtena z přílohy č. 7.

$$\eta_{tdi,n} = \eta_\infty \cdot f \cdot (1 - \xi_{rms} - \xi_{vs} - \xi_{xs})[-]$$ vnitřní účinnost stupňové části (3.115)

$$h_{i,n} = h_{izn} \cdot \eta_{tdi}\ [-]$$ skutečný entalpický spád (3.116)

$$P_{i,n} = h_{i,n} \cdot m\ [-]$$ vnitřní výkon (3.117)

$$i_n = i_{iz,n} + (h_{iz} - h_i)[-]$$ skutečná entalpie na výstupu (3.118)

$$s_n = f(p_n; i_n)[-]$$ entropie na výstupu (3.119)

Schématické znázornění tvaru průtočné části a průběh měrného objemu a tlaku je uveden níže na obrázku č. 5 a č. 6. Dále je uvedena tabulka 3, kde jsou výsledky předběžného výpočtu.

| Úsek | I | II | III | IV | V |
|---|---|---|---|---|---|
| $i_1$ [kJ/kg] | 3404,8 | 3017,9 | 2876,8 | 2735,4 | 2577,8 |
| $p_1$ [bar] | 76,920 | 15,105 | 7,569 | 3,383 | 1,176 |
| $s_1$ [kJ/kg K] | 6,765 | 6,881 | 6,919 | 6,964 | 7,028 |
| $v_1$ [m3/kg] | 0,044 | 0,165 | 0,287 | 0,545 | 1,388 |
| $p_n$ [bar] | 15,105 | 7,569 | 3,383 | 1,176 | 0,578 |
| $i_{izn}$ [kJ/kg] | 2954,3 | 2858,3 | 2717,1 | 2553,6 | 2466,4 |
| $v_{izn}$ [m3/kg] | 0,156 | 0,281 | 0,538 | 1,373 | 2,603 |
| $h_{iz}$ [kJ/kg] | 450,5 | 159,6 | 159,7 | 181,9 | 111,4 |
| m [ks/s] | 50,0 | 46,9 | 43,8 | 41,0 | 38,3 |
| $Pa_s$ [-] | 0,670 | 0,700 | 0,850 | 0,650 | 0,650 |
| $Pa_1$ [-] | 0,637 | 0,665 | 0,808 | 0,618 | 0,585 |
| $Pa_n$ [-] | 0,603 | 0,630 | 0,765 | 0,618 | 0,585 |
| $\alpha_1$ [ ° ] | 13 | 26 | 27 | 29 | 40 |
| $\alpha_n$ [ ° ] | 25 | 27 | 34 | 40 | 42 |
| $(c_a / u)_1$ [-] | 0,280 | 0,520 | 0,550 | 0,640 | 0,700 |
| $(c_a / u)_n$ [-] | 0,560 | 0,600 | 0,760 | 1,000 | 1,200 |
| $L_1$ [m] | **0,035** | **0,056** | **0,071** | **0,085** | **0,12** |
| $D_{s1}$ [m] | 0,496 | 0,543 | 0,597 | 0,673 | 0,837 |
| $D_{p1}$ [m] | **0,461** | **0,487** | **0,526** | **0,588** | **0,717** |
| $D_{š1}$ [m] | 0,531 | 0,599 | 0,668 | 0,758 | 0,957 |
| $L_n/D_{sn}$ [-] | 0,1 | 0,125 | 0,12 | 0,14 | 0,135 |
| $D_{sn}$ [m] | 0,536 | 0,579 | 0,658 | 0,763 | 0,880 |
| $L_n$ [m] | **0,054** | **0,072** | **0,079** | **0,107** | **0,119** |
| $D_{šn}$ [m] | 0,589 | 0,652 | 0,737 | 0,870 | 0,999 |
| $D_{pn}$ [m] | **0,482** | **0,507** | **0,579** | **0,656** | **0,761** |
| $u_s$ [m/s] | 148,5 | 161,6 | 180,7 | 206,8 | 247,2 |
| z [-] | **14** | **4** | **4** | **3** | **1** |
| y [mm] | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| $k_1$ [mm] | 0,7 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,1 |
| $k_n$ [mm] | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1,1 |
| $\xi_{rm1}$ [-] | 0,129 | 0,080 | 0,070 | 0,064 | 0,053 |
| $\xi_{rmn}$ [-] | 0,084 | 0,068 | 0,068 | 0,055 | 0,053 |
| $\xi_{rms}$ [-] | 0,106 | 0,074 | 0,069 | 0,059 | 0,053 |
| $\xi_{v1}$ [-] | 0,005 | 0,011 | 0,014 | 0,016 | 0,021 |
| $\xi_{vn}$ [-] | 0,010 | 0,016 | 0,014 | 0,020 | 0,018 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $\xi_{vs}$ [-] | 0,007 | 0,013 | 0,014 | 0,018 | 0,019 |
| $x_1$ [-] | 1 | 1 | 1 | 0,994 | 0,943 |
| $x_n$ [-] | 1 | 1 | 0,994 | 0,943 | 0,919 |
| $\xi_{xs}$ [-] | 0 | 0 | 0,003 | 0,029 | 0,063 |
| f [-] | 1,02 | 1,02 | 1,02 | 1,02 | 1,02 |
| $\eta_\infty$ [-] | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| $\eta_{tdi}$ [-] | **0,859** | **0,884** | **0,885** | **0,867** | **0,838** |
| $h_i$ [kJ/kg] | 386,8 | 141,1 | 141,4 | 157,6 | 93,3 |
| $P_i$ [kW] | **19342,1** | **6621,2** | **6190,2** | **6458,8** | **3576,7** |
| $i_n$ [kJ/kg] | 3017,9 | 2876,8 | 2735,4 | 2577,8 | 2484,5 |
| $s_n$ [kJ/kg K] | 6,881 | 6,919 | 6,964 | 7,028 | 7,078 |

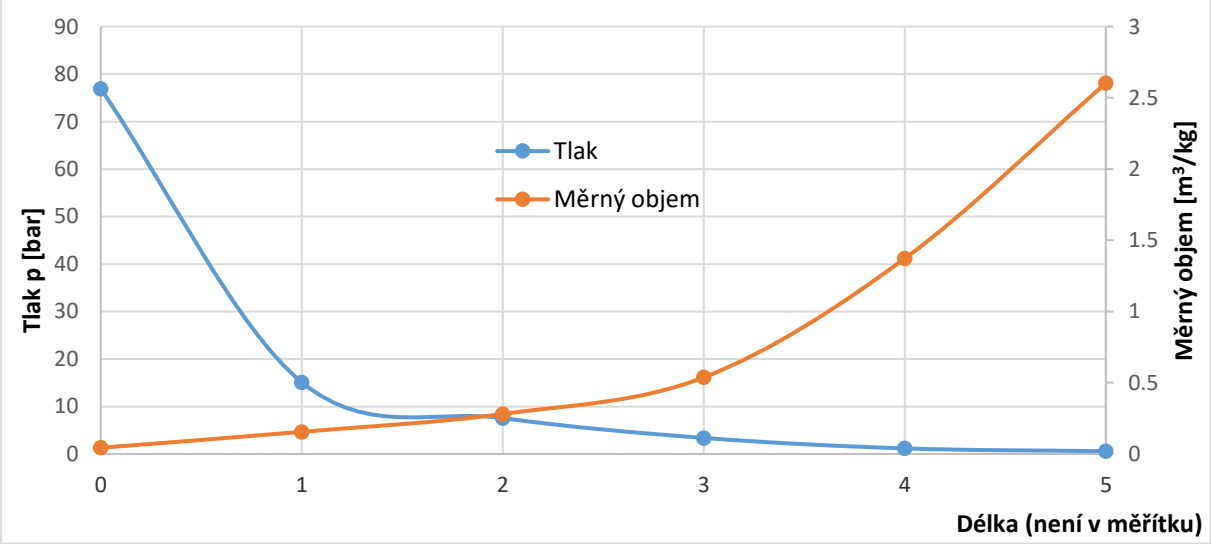
**Tabulka 3 Výsledky předběžného výpočtu**

Celkový vnitřní výkon se rovná součtu vnitřních výkonů jednotlivých úseků mezi odběry a vnitřnímu výkonu regulačního stupně.

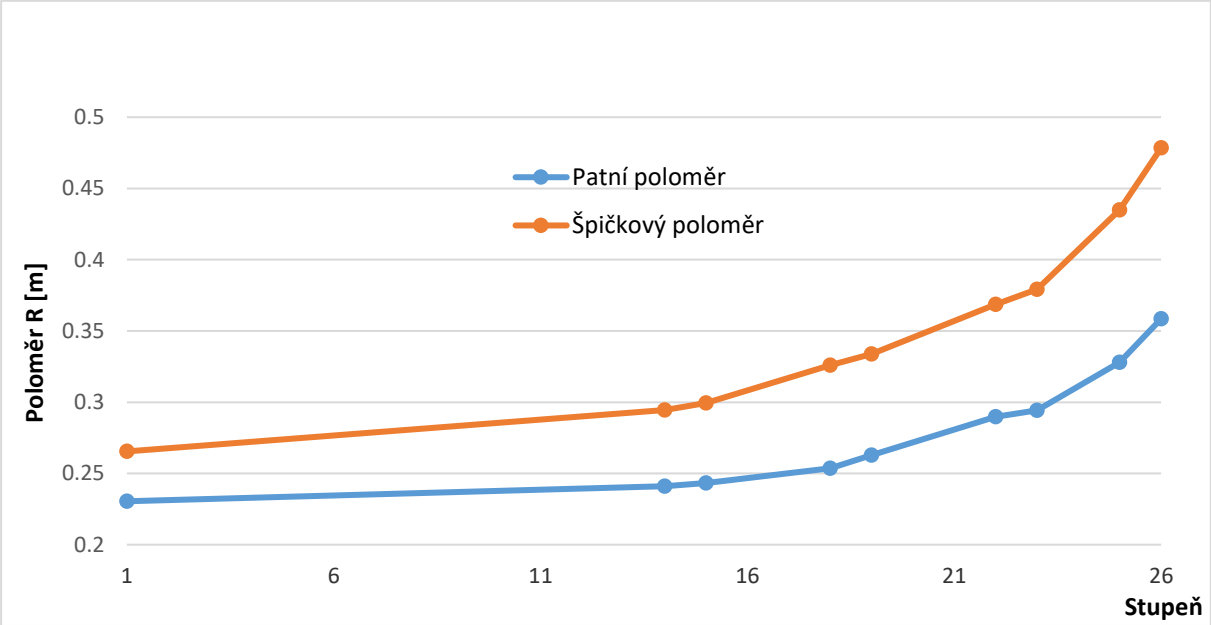
$$P_i = P_{i,RS} + \sum_{n=1}^{5} P_{i,n} = 45793{,}8\ [kW]$$ celkový vnitřní výkon (3.120)

$$P_{i,iz} = h_{RS,iz} \cdot m_{RS} + \sum_{n=1}^{5} h_{iz,n} \cdot m_n = 53202\ [kW]$$ výkon při izoentropické expanzi (3.121)

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = 0{,}86\ [-]$$ vnitřní termodynamická účinnost (3.122)




**Obrázek 5 Průběh změny tlaku a měrného objemu**




**Obrázek 6 Schématické znázornění průtočné části**

## 3.5 Detailní výpočet skupiny přetlakových stupňů

K výpočtu je použita metoda $(c_a/u)$ podle metodiky [2]. Výpočet každé části s rozdílným hmotnostním průtokem je brán zvlášť.

### 3.5.1 Rozdělení průtočných částí na stupně

Pro každý úsek jsou převzaty hodnoty parametrů páry na vstupu a na výstupu z předběžného výpočtu. Dále jsou převzaty průměry, délky lopatek, účinnosti a další údaje potřebné k následujícímu výpočtu. Prvním krokem je vytvoření p-v diagramu pro izoentropický spád každé části, který je rovnoměrně rozdělen podle počtu stupňů.

$$h_{izs} = \frac{h_{iz}}{z}\ [kJ/kg] \qquad \text{izoentropický spád na stupeň} \qquad (3.123)$$

Ke zjištění funkcí změny objemu a tlaku v závislosti na změně entalpického spádu, jsou určeny stavy páry ve zbylých bodech expanze podle následujícího algoritmu. Označení „(z)“ stojí pro stávající stupeň a „(z+1)“ označuje stav v následujícím stupni, kde jsou hledány hodnoty.

$$i_{i,iz,(z+1)} = i_{i,(z)} - h_{izs}\ [kJ/kg] \qquad (3.124)$$

$$i_{i,(z+1)} = i_{i,(z)} - h_{izs} \cdot \eta_i\ [kJ/kg] \qquad (3.125)$$

$$p_{i,(z+1)} = f\left(i_{i,iz,(z+1)}; s_{i,(z)}\right)\ [bar] \qquad (3.126)$$

$$s_{i,(z+1)} = f\left(i_{i,(z+1)}; p_{i,(z+1)}\right)\ [kJ/kg\ K] \qquad (3.127)$$

$$v_{i,(z+1)} = f\left(i_{i,(z+1)}; p_{i,(z+1)}\right)\ [m^3/kg] \qquad (3.128)$$

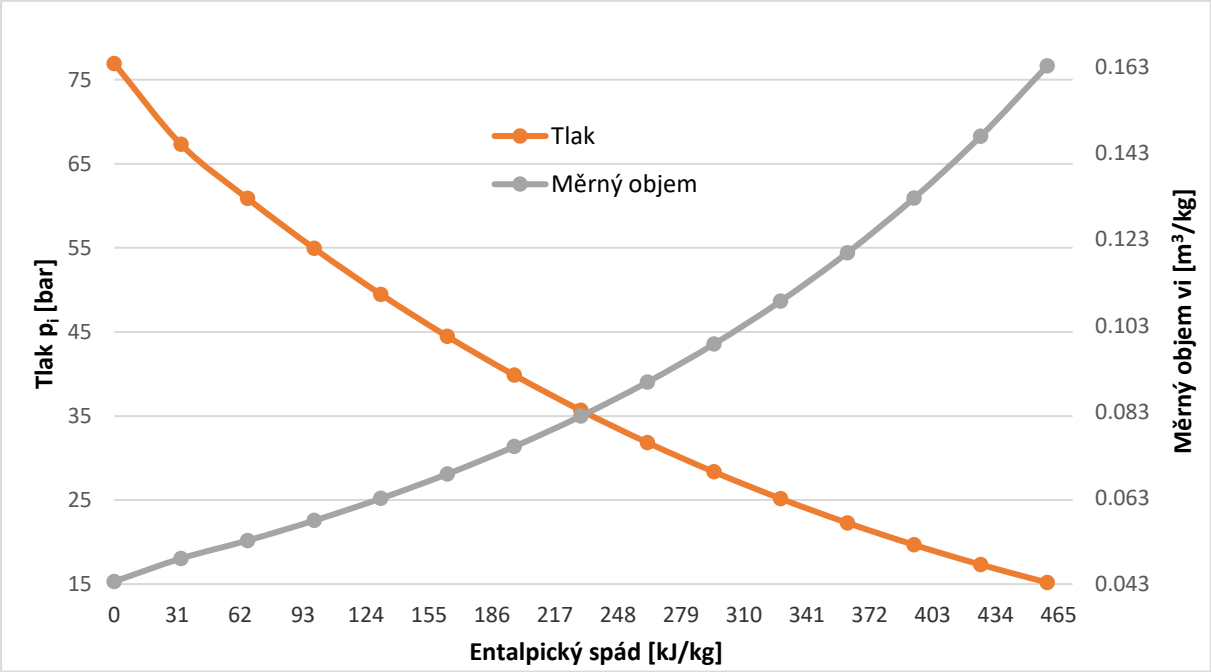
Níže je uvedena tabulka 4 s výslednými hodnotami a p-v diagramy, kde na svislých osách figuruje tlak a měrný objem a vodorovná osa představuje entalpický spád navýšený o reheat faktor, jehož velikost byla volena a konzultována v DŠP. Obrázky p-v diagramů jsou

uvedeny zvlášť pro každý úsek průtočné části turbíny, až na poslední diagram, kde jsou poslední 2 úseky sloučeny.

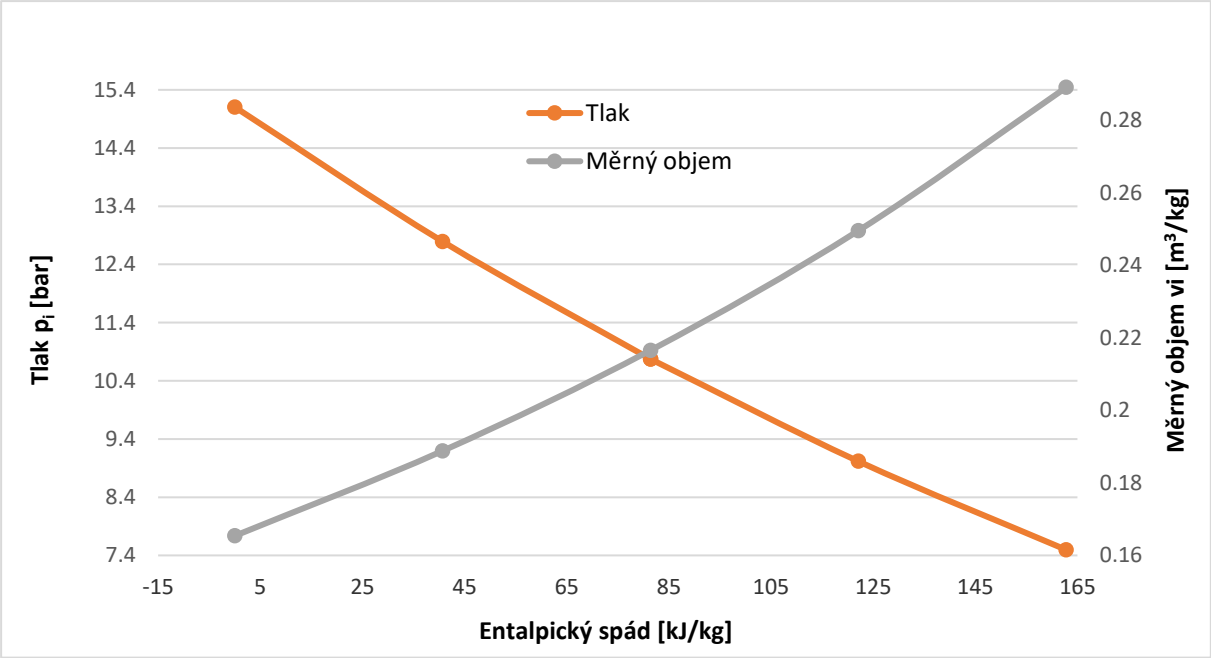
| Úsek | Stupeň | $s_i$ [kJ/kg K] | $p_i$ [bar] | $i_{iz}$ [kJ/kg] | $i_i$ [kJ/kg] | $v_i$ [$m^3$/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 1 | 6,765 | 76,92 | 3404,8 | 3404,8 | 0,044 |
| | 2 | 6,771 | 67,31 | 3371,9 | 3376,6 | 0,049 |
| | 3 | 6,778 | 60,86 | 3343,8 | 3348,4 | 0,053 |
| | 4 | 6,784 | 54,92 | 3315,6 | 3320,2 | 0,058 |
| | 5 | 6,791 | 49,46 | 3287,4 | 3292,0 | 0,063 |
| | 6 | 6,797 | 44,45 | 3259,2 | 3263,8 | 0,069 |
| | 7 | 6,804 | 39,86 | 3231,0 | 3235,7 | 0,075 |
| | 8 | 6,811 | 35,67 | 3202,8 | 3207,5 | 0,082 |
| | 9 | 6,818 | 31,83 | 3174,7 | 3179,3 | 0,090 |
| | 10 | 6,825 | 28,34 | 3146,5 | 3151,1 | 0,099 |
| | 11 | 6,833 | 25,16 | 3118,3 | 3122,9 | 0,109 |
| | 12 | 6,841 | 22,28 | 3090,1 | 3094,7 | 0,120 |
| | 13 | 6,849 | 19,67 | 3061,9 | 3066,6 | 0,133 |
| | 14 | 6,857 | 17,31 | 3033,7 | 3038,4 | 0,147 |
| II | 15 | 6,881 | 15,10 | 3005,6 | 3017,9 | 0,165 |
| | 16 | 6,890 | 12,79 | 2977,2 | 2981,9 | 0,189 |
| | 17 | 6,899 | 10,77 | 2941,2 | 2945,9 | 0,217 |
| | 18 | 6,908 | 9,02 | 2905,2 | 2910,0 | 0,250 |
| III | 19 | 6,919 | 7,57 | 2869,3 | 2876,8 | 0,287 |
| | 20 | 6,929 | 6,25 | 2836,1 | 2840,7 | 0,334 |
| | 21 | 6,940 | 5,12 | 2800,0 | 2804,7 | 0,392 |
| | 22 | 6,950 | 4,16 | 2764,0 | 2768,7 | 0,462 |
| IV | 23 | 6,964 | 3,38 | 2727,9 | 2735,4 | 0,545 |
| | 24 | 6,984 | 2,40 | 2673,6 | 2681,8 | 0,736 |
| | 25 | 7,00 | 1,68 | 2620,0 | 2628,2 | 1,012 |
| V | 26 | 7,079 | 1,15 | 2566,4 | 2574,7 | 1,411 |

**Tabulka 4 Předběžný výpočet stavů páry ve stupni**

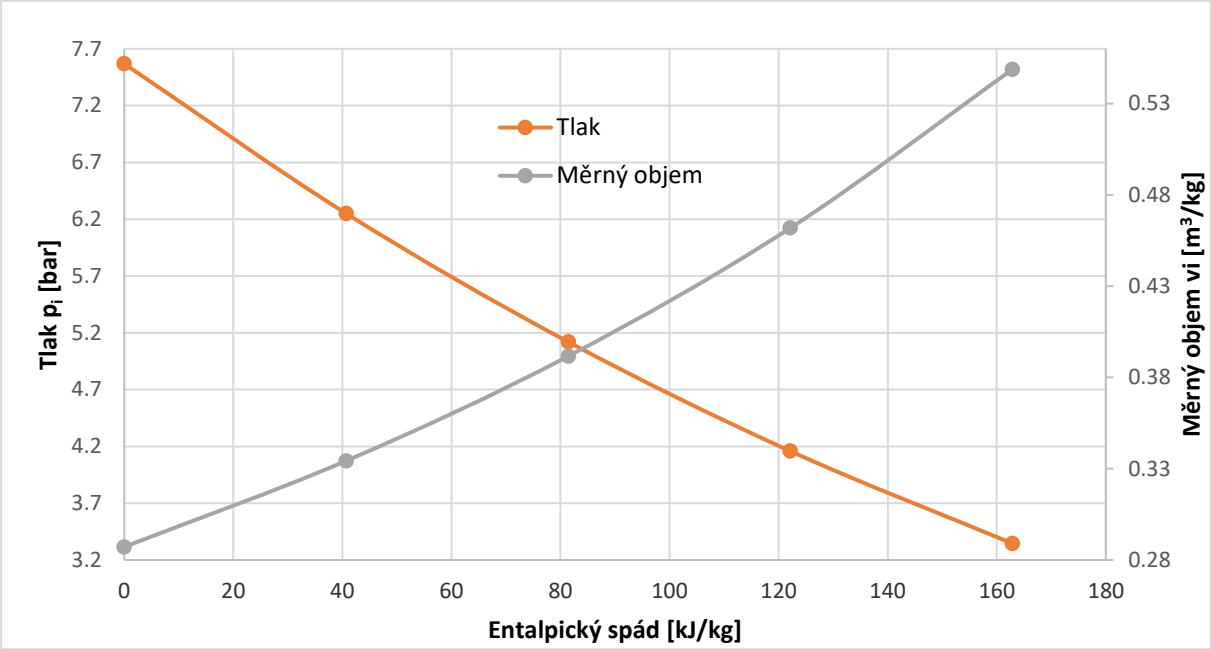
Pomocí Excelu byly zjištěny rovnice křivek změny objemu v závislosti na entalpickém spádu.



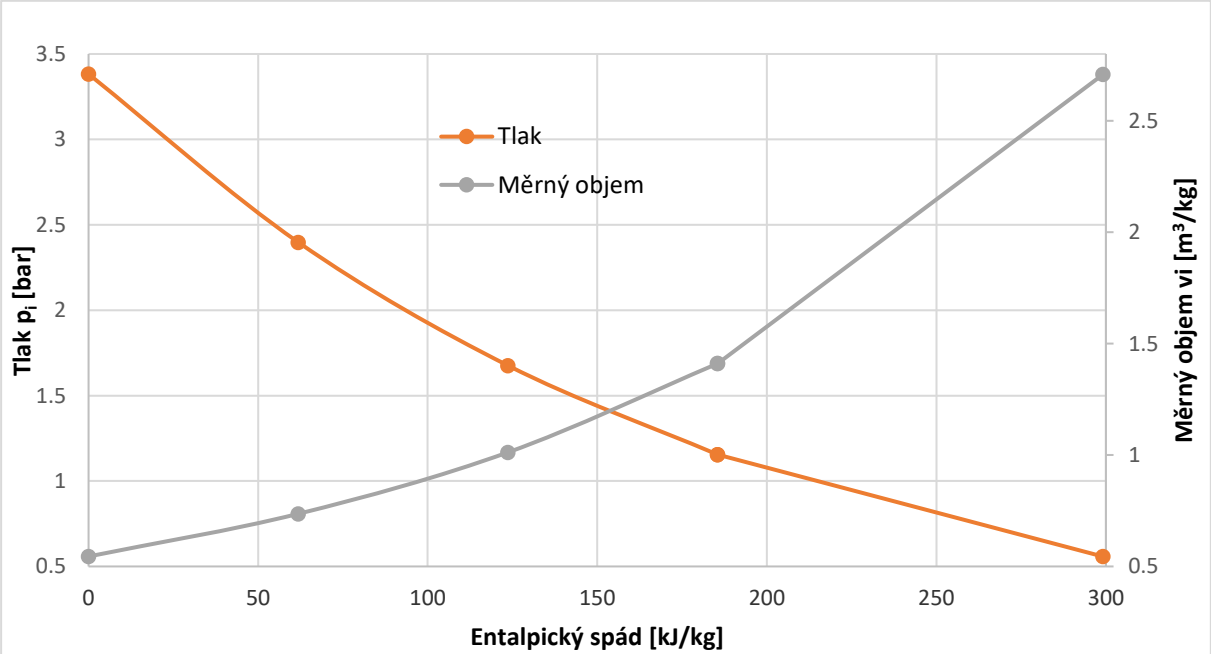

**Obrázek 7 p-v diagram úseku I**




**Obrázek 8 p-v diagram úseku II**




**Obrázek 9 p-v diagram úseku III**




**Obrázek 10 p-v diagram úseku IV a V**

### 3.5.2 Výpočet stupňů metodou ($c_a/u$)

Výpočet jednotlivých stupňů v každém úseku je vhodné vést z místa nejnižšího tlaku, je tedy doporučeno začít od posledního stupně daného úseku. Pro výpočet posledního stupně daného úseku jsou použity hodnoty získané předběžným výpočtem. Postup výpočtu je veden podle metody ($c_a/u$), kde je uvažován stupeň reakce $\rho = 0{,}5$.

Nejdříve je potřeba určit axiální průtočnou plochu ve vztažné rovině, která je umístěna mezi rozváděcí a oběžnou lopatkou. Pak je možné určit obvodovou rychlost na středním průměru. Patní průměry prvního a druhého úseku byly voleny jako konstantní.

$$S_a = \pi \cdot D_s \cdot L \ [mm^2]$$ axiální průtočná plocha ve vztažné rovině (3.129)

$$u = \pi \cdot D_s \cdot \frac{n}{60} \ [m/s]$$ obvodová rychlost na středním průměru (3.130)

Dále je odhadnut entalpický spád na stupeň $h_{izs}$, který je díky reakci $\rho = 0{,}5$ rovnoměrně rozdělen na stator a rotor. Spád je na konci tohoto výpočtu zkontrolován a iterován. V polovině tohoto spádu lze z výše uvedených p-v diagramů vyjádřit tlak ($p_1$) a měrný objem ($v_1$). Pomocí hmotnostního průtoku je pak možné vypočítat axiální rychlost ve vztažné rovině.

$$c_a = \frac{m \cdot v_1}{S_a} \ [m/s]$$ axiální rychlost ve vztažné rovině (3.131)

Následuje výpočet poměru $c_a/u$ a stanovení Parsonsova čísla

$$Pa = \frac{1}{\frac{0{,}12}{sin^2\alpha_1} \cdot \left(c_a/u\right)^2 + \frac{2}{tg\alpha_1}\left(c_a/u\right) - 1} \ [-]$$ Parsonsovo číslo (3.132)

Kde úhel $\alpha_1$ je volen v předběžném návrhu a jeho hodnota se musí pohybovat mezi zvolenými úhly prvního a posledního stupně daného úseku. Parsonsovo číslo je rovněž definováno velikostí zpracovaného spádu.

$$Pa = \frac{u^2}{(h_{izs})_{vyp}} \rightarrow (h_{izs})_{vyp} = \frac{u^2}{Pa} \ [-]$$ vypočtený entalpický spád (3.133)

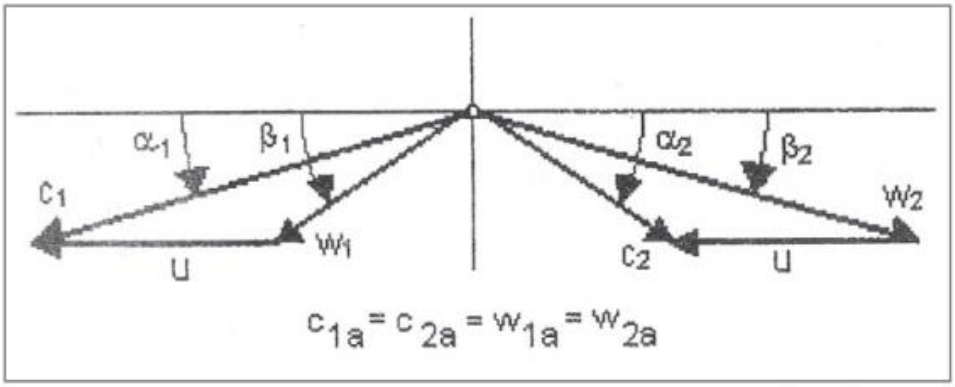
Pokud se $(h_{izs})_{vyp}$ shoduje s původně odhadnutým $h_{iz}$, nebo je jejich rozdíl do 5 kJ/kg, je možno ve výpočtu pokračovat k dalšímu stupni a podle stejné metodiky postupovat. Je-li rozdíl odhadnutého a vypočteného spádu větší, musí se zvolit nový odhad a výpočet je nutné opakovat. Výpočet je ukončen u prvního stupně daného úseku. Posledním krokem je zjištění, zda se součet vypočtených entalpických spádů rovná spádu, který je pro daný úsek k dispozici, jako dobrá shoda je považován rozdíl do 1 %. Vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v tabulce 5.

| Stupeň | $D_s$ [m] | $D_p$ [m] | L [m] | $S_a$ [$m^2$] | u [m/s] | $v_1$ [$m^3$/kg] | $c_{1a}$ [m/s] | Pa [-] | $\alpha_1$ [°] | $(h_{iz})_{vyp}$ [kJ/kg] | $h_{iz}$ [kJ/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 26 | 0,730 | **0,620** | **0,110** | 0,252 | 210,22 | 1,935 | 314,20 | 0,396 | 40 | **111,61** | 113,88 |
| 25 | 0,674 | **0,590** | **0,084** | 0,178 | 194,10 | 1,086 | 250,15 | 0,392 | 40 | **96,22** | 97,87 |
| 24 | 0,663 | **0,580** | **0,083** | 0,173 | 190,93 | 0,739 | 175,09 | 0,699 | 40 | **52,13** | 53,18 |
| 23 | 0,651 | **0,570** | **0,081** | 0,166 | 187,47 | 0,587 | 145,28 | 0,979 | 40 | **35,90** | 36,73 |
| 22 | 0,615 | **0,540** | **0,075** | 0,145 | 177,11 | 0,495 | 149,73 | 0,635 | 36 | **49,42** | 50,48 |
| 21 | 0,610 | **0,540** | **0,070** | 0,134 | 175,67 | 0,410 | 133,93 | 0,720 | 35 | **42,88** | 43,85 |
| 20 | 0,581 | **0,510** | **0,071** | 0,130 | 167,32 | 0,351 | 118,51 | 0,829 | 35 | **33,76** | 34,57 |
| 19 | 0,577 | **0,510** | **0,067** | 0,121 | 166,16 | 0,305 | 110,15 | 0,820 | 33 | **33,67** | 34,46 |
| 18 | 0,558 | **0,490** | **0,068** | 0,119 | 160,69 | 0,264 | 104,04 | 0,560 | 27 | **46,11** | 47,60 |
| 17 | 0,554 | **0,490** | **0,064** | 0,111 | 159,54 | 0,227 | 95,74 | 0,639 | 27 | **39,84** | 41,19 |
| 16 | 0,550 | **0,490** | **0,060** | 0,104 | 158,39 | 0,198 | 89,69 | 0,657 | 26 | **38,19** | 39,49 |
| 15 | 0,546 | **0,490** | **0,056** | 0,096 | 157,24 | 0,174 | 85,15 | 0,712 | 26 | **34,70** | 35,93 |
| 14 | 0,519 | **0,460** | **0,059** | 0,096 | 149,46 | 0,148 | 76,68 | 0,669 | 24 | **33,41** | 33,41 |
| 13 | 0,517 | **0,460** | **0,057** | 0,093 | 148,89 | 0,134 | 72,62 | 0,673 | 23 | **32,92** | 32,78 |
| 12 | 0,515 | **0,460** | **0,055** | 0,089 | 148,31 | 0,123 | 68,95 | 0,673 | 22 | **32,69** | 32,58 |
| 11 | 0,512 | **0,460** | **0,052** | 0,084 | 147,45 | 0,112 | 66,85 | 0,643 | 21 | **33,79** | 33,79 |
| 10 | 0,510 | **0,460** | **0,050** | 0,080 | 146,87 | 0,102 | 63,50 | 0,638 | 20 | **33,81** | 33,73 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 9 | 0,508 | **0,460** | **0,048** | 0,077 | 146,29 | 0,093 | 60,40 | 0,629 | 19 | **34,05** | 33,98 |
| 8 | 0,506 | **0,460** | **0,046** | 0,073 | 145,72 | 0,084 | 57,49 | 0,616 | 18 | **34,48** | 34,49 |
| 7 | 0,506 | **0,460** | **0,046** | 0,073 | 145,72 | 0,077 | 52,35 | 0,653 | 17 | **32,51** | 32,46 |
| 6 | 0,505 | **0,460** | **0,045** | 0,071 | 145,43 | 0,070 | 48,97 | 0,655 | 16 | **32,31** | 32,27 |
| 5 | 0,503 | **0,460** | **0,043** | 0,067 | 144,71 | 0,064 | 47,71 | 0,680 | 16 | **30,80** | 30,77 |
| 4 | 0,501 | **0,460** | **0,041** | 0,065 | 144,28 | 0,059 | 45,44 | 0,654 | 15 | **31,82** | 31,79 |
| 3 | 0,501 | **0,460** | **0,041** | 0,064 | 144,13 | 0,054 | 42,14 | 0,658 | 14 | **31,59** | 31,56 |
| 2 | 0,499 | **0,460** | **0,039** | 0,060 | 143,56 | 0,049 | 40,61 | 0,609 | 13 | **33,81** | 33,79 |
| 1 | 0,497 | **0,460** | **0,037** | 0,058 | 143,13 | 0,045 | 38,71 | 0,659 | 13 | **31,06** | 31,06 |

**Tabulka 5 Výsledky výpočtu stupňů metodou ($c_a$/u)**

### 3.5.3 Výpočet rychlostí, ztrát a vnitřního výkonu




**Obrázek 11 rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s označením rychlostí a úhlů [2]**

Velikosti rychlostí v axiálním směru jsou stejně velké. Axiální rychlost v rovině výtoku $c_a$ byla vypočtena v předchozí kapitole a platí že $c_a = c_{1a} = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a}$.

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{sin\alpha_1}\ [m/s]$$ absolutní rychlost za RL (3.134)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot cos\alpha_1}\ [m/s]$$ relativní rychlost před RL (3.135)

$$\beta_1 = arcsin\frac{w_{1a}}{w_1}\ [°]$$ vstupní úhel proudu páry do OL (3.136)

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot h_{iz} + w_1^2}\ [m/s]$$ relativní izoentropická rychlost za OL (3.137)

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \Psi\ [m/s]$$ kutečná relativní rychlost (3.138)

$$\beta_2 = arcsin\frac{w_{1a}}{w_2}\ [°]$$ výstupní úhel relativní rychlosti (3.139)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot cos\beta_2}\ [m/s]$$ absolutní rychlost na výstupu ze stupně (3.140)

$$\alpha_2 = \arcsin\frac{c_{2a}}{c_2}\ [m/s]$$ výstupní úhel absolutní rychosti (3.141)

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1\ [m/s]$$ obvodová složka absolutní rychlosti za OL (3.142)

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos\beta_1 \ [m/s]$$ obvodová složka relativní rychlosti RL (3.143)

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos\alpha_2 \ [m/s]$$ obvodová složka absolutní rychlosti za OL (3.144)

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 \ [m/s]$$ obvodová složka relativní rychlosti za OL (3.145)

| Stupeň | $c_1$ [m/s] | $w_1$ [m/s] | $\beta_1$ [°] | $w_{2iz}$ [m/s] | $\Psi$ [-] | $w_2$ [m/s] | $\beta_2$ [°] | $c_2$ [m/s] | $\alpha_2$ [°] | $c_{1u}$ [m/s] | $w_{1u}$ [m/s] | $c_{2u}$ [m/s] | $w_{2u}$ [m/s] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 26 | 444,35 | 330,96 | 71,69 | 470,26 | 0,99 | 465,55 | 42,45 | 341,32 | 67,01 | 314,20 | 103,98 | 133,31 | 343,54 |
| 25 | 389,16 | 270,91 | 67,42 | 411,84 | 0,99 | 407,73 | 37,84 | 280,94 | 62,92 | 298,11 | 104,01 | 127,88 | 321,98 |
| 24 | 272,39 | 175,98 | 84,22 | 288,27 | 0,98 | 285,39 | 37,84 | 178,44 | 78,87 | 208,66 | 17,73 | 34,44 | 225,37 |
| 23 | 226,02 | 145,99 | 84,37 | 239,20 | 0,98 | 236,80 | 37,84 | 145,28 | 89,81 | 173,14 | 14,33 | 0,47 | 187,00 |
| 22 | 254,73 | 152,50 | 79,05 | 269,58 | 0,99 | 266,89 | 34,13 | 156,01 | 73,69 | 206,08 | 28,97 | 43,82 | 220,93 |
| 21 | 233,50 | 134,83 | 83,35 | 247,11 | 0,99 | 244,64 | 33,19 | 137,04 | 77,76 | 191,27 | 15,60 | 29,06 | 204,72 |
| 20 | 206,62 | 118,53 | 89,07 | 218,66 | 0,99 | 216,47 | 33,19 | 119,31 | 83,34 | 169,25 | 1,93 | 13,84 | 181,15 |
| 19 | 202,24 | 110,20 | 88,21 | 214,03 | 0,99 | 211,89 | 31,32 | 111,14 | 82,32 | 169,61 | 3,45 | 14,85 | 181,01 |
| 18 | 229,18 | 112,77 | 67,31 | 242,54 | 0,99 | 240,11 | 25,68 | 118,02 | 61,83 | 204,20 | 43,50 | 55,71 | 216,40 |
| 17 | 210,90 | 99,86 | 73,50 | 223,19 | 0,99 | 220,96 | 25,68 | 103,61 | 67,53 | 187,91 | 28,37 | 39,60 | 199,14 |
| 16 | 204,59 | 93,24 | 74,13 | 216,52 | 0,99 | 214,35 | 24,73 | 96,75 | 67,97 | 183,88 | 25,50 | 36,30 | 194,69 |
| 15 | 194,24 | 86,90 | 78,49 | 205,56 | 0,98 | 203,51 | 24,73 | 89,51 | 72,04 | 174,58 | 17,34 | 27,60 | 184,84 |
| 14 | 188,52 | 79,98 | 73,47 | 199,51 | 0,98 | 195,52 | 23,09 | 82,48 | 68,38 | 172,22 | 22,76 | 30,39 | 179,85 |
| 13 | 185,86 | 75,94 | 73,00 | 196,70 | 0,98 | 192,77 | 22,13 | 78,45 | 67,77 | 171,09 | 22,20 | 29,68 | 178,56 |
| 12 | 184,06 | 72,48 | 72,04 | 194,79 | 0,98 | 190,89 | 21,17 | 75,07 | 66,70 | 170,65 | 22,35 | 29,70 | 178,01 |
| 11 | 186,53 | 71,98 | 68,23 | 197,40 | 0,98 | 193,45 | 20,21 | 75,04 | 62,98 | 174,14 | 26,69 | 34,09 | 181,54 |
| 10 | 185,65 | 69,23 | 66,52 | 196,48 | 0,98 | 192,55 | 19,26 | 72,46 | 61,20 | 174,46 | 27,59 | 34,91 | 181,78 |
| 9 | 185,51 | 67,05 | 64,26 | 196,33 | 0,98 | 192,40 | 18,30 | 70,51 | 58,94 | 175,41 | 29,11 | 36,38 | 182,68 |
| 8 | 186,04 | 65,42 | 61,50 | 196,88 | 0,98 | 192,95 | 17,33 | 69,17 | 56,21 | 176,93 | 31,22 | 38,47 | 184,18 |
| 7 | 179,04 | 58,22 | 64,03 | 189,47 | 0,98 | 185,69 | 16,37 | 61,58 | 58,21 | 171,21 | 25,50 | 32,44 | 178,15 |
| 6 | 177,66 | 55,14 | 62,63 | 188,02 | 0,98 | 184,26 | 15,41 | 58,61 | 56,67 | 170,78 | 25,35 | 32,20 | 177,63 |
| 5 | 173,08 | 52,39 | 65,58 | 183,17 | 0,98 | 179,50 | 15,41 | 55,49 | 59,29 | 166,37 | 21,66 | 28,34 | 173,05 |
| 4 | 175,57 | 52,01 | 60,88 | 185,80 | 0,98 | 182,09 | 14,45 | 55,61 | 54,80 | 169,59 | 25,31 | 32,05 | 176,33 |
| 3 | 174,19 | 48,93 | 59,44 | 184,34 | 0,97 | 180,65 | 13,49 | 52,63 | 53,19 | 169,01 | 24,88 | 31,54 | 175,67 |
| 2 | 180,55 | 51,93 | 51,45 | 191,08 | 0,97 | 185,34 | 12,66 | 55,13 | 47,45 | 175,92 | 32,36 | 37,28 | 180,84 |
| 1 | 172,08 | 45,84 | 57,62 | 182,11 | 0,97 | 176,65 | 12,66 | 48,51 | 52,94 | 167,67 | 24,55 | 29,23 | 172,36 |

**Tabulka 6 Výsledky výpočtu rychlostí a úhlů**

Pro výpočet vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů, je třeba určit poměrné ztráty radiální mezerou, rozvějířením a ztrátu vlhkostí. Tyto ztráty jsou vypočteny analogicky k výpočtu v kapitole 3.4.3. Účinnost přetlakových stupňů $\eta_\infty$, pomocí které je vypočítána vnitřní účinnost, je opět odečtena z přílohy č. 7. Dále lze vypočítat skutečný entalpický spád a vnitřní výkon stupně.

$$h = (h_{iz})_{vyp} \cdot \eta_i \ [kJ/kg]$$ skutečný entalpický spád zpracovaný stupněm (3.146)

$$P_i = h \cdot m_i \ [kW]$$ vnitřní výkon stupně (3.147)

| Stupeň | k [mm] | $\xi_{rm}$ [-] | $\xi_v$ [-] | $\xi_x$ [-] | $\eta_\infty$ [-] | $\eta_i$ [-] | $h_i$ [kJ/kg] | $P_i$ [kW] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 26 | 1,0 | 0,055 | 0,023 | 0,113 | 0,89 | **0,72** | 80,4 | **3081** |
| 25 | 1,0 | 0,067 | 0,016 | 0,021 | 0,89 | **0,80** | 76,7 | **3144** |
| 24 | 0,9 | 0,068 | 0,016 | 0,016 | 0,94 | **0,85** | 44,1 | **1808** |
| 23 | 0,9 | 0,068 | 0,015 | 0,000 | 0,95 | **0,87** | 31,2 | **1280** |
| 22 | 0,9 | 0,071 | 0,015 | 0,000 | 0,94 | **0,86** | 42,4 | **1859** |
| 21 | 0,9 | 0,076 | 0,013 | 0,000 | 0,95 | **0,87** | 37,1 | **1625** |
| 20 | 0,9 | 0,073 | 0,015 | 0,000 | 0,95 | **0,87** | 29,3 | **1281** |
| 19 | 0,8 | 0,077 | 0,013 | 0,000 | 0,95 | **0,86** | 29,1 | **1274** |
| 18 | 0,8 | 0,075 | 0,015 | 0,000 | 0,94 | **0,86** | 39,5 | **1852** |
| 17 | 0,8 | 0,079 | 0,013 | 0,000 | 0,95 | **0,86** | 34,4 | **1612** |
| 16 | 0,8 | 0,083 | 0,012 | 0,000 | 0,95 | **0,86** | 32,8 | **1540** |
| 15 | 0,8 | 0,089 | 0,011 | 0,000 | 0,95 | **0,86** | 29,7 | **1393** |
| 14 | 0,8 | 0,082 | 0,013 | 0,000 | 0,95 | **0,85** | 28,5 | **1424** |
| 13 | 0,8 | 0,085 | 0,012 | 0,000 | 0,94 | **0,85** | 27,9 | **1397** |
| 12 | 0,8 | 0,088 | 0,011 | 0,000 | 0,94 | **0,85** | 27,7 | **1384** |
| 11 | 0,8 | 0,092 | 0,010 | 0,000 | 0,94 | **0,84** | 28,5 | **1425** |
| 10 | 0,8 | 0,095 | 0,010 | 0,000 | 0,94 | **0,83** | 28,1 | **1407** |
| 9 | 0,8 | 0,099 | 0,009 | 0,000 | 0,93 | **0,84** | 28,6 | **1428** |
| 8 | 0,8 | 0,103 | 0,008 | 0,000 | 0,94 | **0,84** | 28,8 | **1441** |
| 7 | 0,8 | 0,103 | 0,008 | 0,000 | 0,94 | **0,84** | 27,2 | **1358** |
| 6 | 0,8 | 0,105 | 0,008 | 0,000 | 0,94 | **0,84** | 27,2 | **1361** |
| 5 | 0,7 | 0,111 | 0,007 | 0,000 | 0,95 | **0,84** | 27,1 | **1354** |
| 4 | 0,7 | 0,114 | 0,007 | 0,000 | 0,95 | **0,83** | 26,3 | **1314** |
| 3 | 0,6 | 0,105 | 0,007 | 0,000 | 0,93 | **0,83** | 26,1 | **1306** |
| 2 | 0,6 | 0,110 | 0,006 | 0,000 | 0,93 | **0,82** | 27,8 | **1391** |
| 1 | 0,6 | 0,114 | 0,006 | 0,000 | 0,93 | **0,82** | 25,4 | **1272** |

**Tabulka 7 Výsledky výpočtu vnitřních ztrát, účinností a vnitřního výkonu**

Na závěr jsou porovnány vnitřní výkony jednotlivých úseků, které byly vypočítány v předběžném návrhu a součet vnitřních výkonů stupňů, které náleží danému úseku.

$$\Delta P_{i,I} = \sum P_i - P_{i,I} = -495\ [kW]\ (-14\ \%) \tag{3.148}$$

$$\Delta P_{i,II} = \sum P_i - P_{i,II} = -227\ [kW]\ (-3{,}5\ \%) \tag{3.149}$$

$$\Delta P_{i,III} = \sum P_i - P_{i,III} = -151\ [kW]\ (-2{,}4\ \%) \tag{3.150}$$

$$\Delta P_{i,IV} = \sum P_i - P_{i,IV} = -224\ [kW]\ (-3{,}3\ \%) \tag{3.151}$$

$$\Delta P_{i,V} = \sum P_i - P_{i,V} = -79\ [kW]\ (-0{,}4\ \%) \tag{3.152}$$

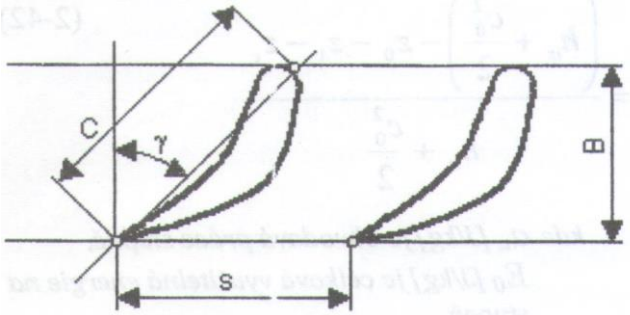
Celkový vnitřní výkon VT dílu včetně A-kola je $\boldsymbol{P_{VT} = 44\,613\ kW}$. Vnitřní termodynamická účinnost VT podle detailního výpočtu vychází $\boldsymbol{\eta_{td} = 82{,}9}$ % .

## 3.6 Pevnostní výpočet lopatek VT dílu

Z přílohy č. 8 byl zvolen profil PB550, který je vyhovující pro výpočet rozváděcích i oběžných lopatek. Hodnoty v následující tabulce jsou totožné pro všechny lopatky.

| profil PB550 | | | |
|---|---|---|---|
| ρ | 7850 | [kg/m$^3$] | hustota |
| s/c | 0,67 | [-] | poměr s/c |
| γ | 44,5 | [ ° ] | úhel natočení |
| B | 27,4 | [mm] | šířka lopatky |
| c | 39,2 | [mm] | tětiva lopatky |
| s | 26,3 | [mm] | rozteč |
| $W_{min}$ | 0,2385 | [cm$^3$] | modul pružnosti v ohybu |
| $S_{top}$ | 2,385 | [cm$^2$] | plocha lopatky |

**Tabulka 8 Zvolený profil lopatek**




**Obrázek 12 Označení rozměrů charakterizujících profil [2]**

### 3.6.1 Namáhání oběžných lopatek

Oběžné lopatky jsou namáhány na ohyb vlivem obvodové síly, která odpovídá výkonu stupně připadajícího na jednu lopatku. Dále jsou lopatky namáhány tahem, vlivem odstředivých sil všech hmot, které se nacházejí nad kontrolovaným průřezem profilu.

$$z = \pi \cdot \frac{D_p}{s} \; [-]$$ počet lopatek (3.153)

$$F_u = m \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} \; [N]$$ obvodová síla (3.154)

$$F_a = \frac{m \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_s \cdot L \cdot (p_1 - p_2)}{z} \; [N]$$ axiální síla (3.155)

$$M_u = \frac{F_u \cdot L}{2} \; [Nm]$$ ohybový moment od $F_u$ (3.156)

$$M_a = \frac{F_a \cdot L}{2} \; [Nm]$$ ohybový moment od $F_a$ (3.157)

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} \; [Nm]$$ výsledný moment (3.158)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} \; [MPa]$$ ohybové napětí (3.159)

Aby oběžné lopatky vyhověly, musí platit $\sigma_o \leq 40\,MPa$. K výpočtu tahového namáhání je nutné určit rozměry bandáže a to šířku $b_b = 27{,}4\,mm$ a výšku $h_b = 3\,mm$. Dále je třeba počítat s navýšením otáček o 10 %, kdy zasahuje otáčková ochrana turbíny.

$$n^{110\%} = 1{,}1 \cdot n\ [1/s] \quad \text{otáčky} \quad (3.160)$$

$$V_b = \frac{\pi \cdot (D_s + L + h_b) \cdot h_b \cdot b_b}{z}\ [m^3] \quad \text{objem bandáže} \quad (3.161)$$

$$F_{od} = \rho \cdot \left(S_{top} \cdot L + V_b\right) \cdot \frac{D_s + h_b}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n^{110\%})^2\ [N] \quad \text{odstředivá síla} \quad (3.162)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_{top}}\ [MPa] \quad \text{tahové napětí} \quad (3.163)$$

Dále lze zjistit celkové napětí $\sigma_c$, které musí být nižší než dovolené napětí $\sigma_D$; to je možné vyčíst z přílohy č. 5. Dovolené napětí je určeno materiálem a teplotou prostředí, ve kterém se lopatky vyskytují. Povrchovou teplotu lopatek lze předpokládat o 50 ˚C nižší, než je teplota páry za rozváděcí lopatkou $t_1$.

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t\ [MPa] \quad \text{celkové napětí} \quad (3.164)$$

$$t_p = t_1 - 50\ [^\circ] \quad \text{povrchová teplota lopatky} \quad (3.165)$$

### 3.6.2 Namáhání rozváděcích lopatek

Napětí na rozváděcích lopatkách je vypočteno analogicky k výpočtu napětí na oběžných lopatkách s tím rozdílem, že zde není uvažováno tahové napětí. Materiál a dovolené napětí je vybrán z přílohy č. 5. Pro rozváděcí lopatky byl zvolen materiál 15 128.50 a pro oběžné lopatky materiál PAK M2V7. V následujících tabulkách jsou uvedeny hodnoty namáhání statorových i rotorových lopatek.

| Úsek | I | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Stupeň | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Oběžné lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $F_u$ [N] | 125,85 | 126,04 | 124,98 | 125,03 | 125,48 | 125,98 | 126,16 |
| $F_a$ [N] | 316,30 | 359,13 | 354,27 | 361,62 | 280,58 | 313,11 | 322,59 |
| $M_u$ [Nm] | 2,328 | 2,426 | 2,531 | 2,563 | 2,667 | 2,835 | 2,902 |
| $M_a$ [Nm] | 5,851 | 6,913 | 7,174 | 7,413 | 5,962 | 7,045 | 7,420 |
| $M_o$ [Nm] | 6,298 | 7,327 | 7,607 | 7,844 | 6,531 | 7,594 | 7,967 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 26,41 | 30,72 | 31,90 | 32,89 | 27,39 | 31,84 | 33,40 |
| $V_b$ [$cm^3$] | 2,52 | 2,53 | 2,55 | 2,56 | 2,57 | 2,6 | 2,61 |
| $F_{od}$ [N] | 8937 | 9258 | 9688 | 9796 | 10122 | 10668 | 10887 |
| $\sigma_t$ [MPa] | 37,47 | 38,82 | 40,62 | 41,07 | 42,44 | 44,73 | 45,65 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **90,28** | **100,26** | **104,41** | **106,85** | **97,21** | **108,41** | **112,46** |
| $t_p$ [ ˚C] | 442 | 426 | 409 | 392 | 376 | 360 | 343 |
| $\sigma_D$[MPa] | **142** | **162** | **162** | **167** | **172** | **176** | **181** |
| Rozváděcí lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $F_u$ [N] | -143,87 | -151,80 | -145,18 | -144,32 | -140,12 | -143,05 | -142,61 |
| $F_a$ [N] | 394,67 | 357,42 | 352,61 | 359,82 | 212,42 | 311,15 | 320,48 |
| $M_u$ [Nm] | -2,662 | -2,922 | -2,940 | -2,959 | -2,977 | -3,219 | -3,280 |

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $M_a$ [Nm] | 7,301 | 6,880 | 7,140 | 7,376 | 4,514 | 7,001 | 7,371 |
| $M_o$ [Nm] | 7,771 | 7,475 | 7,722 | 7,947 | 5,408 | 7,705 | 8,068 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 32,58 | 31,34 | 32,38 | 33,32 | 22,67 | 32,31 | 33,83 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **32,58** | **31,34** | **32,38** | **33,32** | **22,67** | **32,31** | **33,83** |
| $t_p$ [ ℃] | 451 | 434 | 417 | 401 | 384 | 368 | 351 |
| $\sigma_D$[MPa] | **86** | **133** | **133** | **133** | **153** | **153** | **172** |

**Tabulka 9 Ověření pevnosti lopatek, 1. část**

| Úsek | I | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Stupeň | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| Oběžné lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $F_u$ [N] | 125,88 | 126,38 | 126,86 | 127,31 | 128,14 | 128,56 | 128,93 |
| $F_a$ [N] | 236,38 | 243,97 | 253,26 | 185,76 | 190,55 | 199,47 | 211,25 |
| $M_u$ [Nm] | 2,895 | 3,033 | 3,172 | 3,310 | 3,524 | 3,664 | 3,803 |
| $M_a$ [Nm] | 5,437 | 5,855 | 6,332 | 4,830 | 5,240 | 5,685 | 6,232 |
| $M_o$ [Nm] | 6,160 | 6,594 | 7,082 | 5,855 | 6,315 | 6,763 | 7,301 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 25,83 | 27,65 | 29,69 | 24,55 | 26,48 | 28,36 | 30,61 |
| $V_b$ [$cm^3$] | 2,61 | 2,62 | 2,64 | 2,66 | 2,69 | 2,71 | 2,73 |
| $F_{od}$ [N] | 10887 | 11329 | 11774 | 12223 | 12901 | 13357 | 13816 |
| $\sigma_t$ [MPa] | 45,65 | 47,50 | 49,37 | 51,25 | 54,09 | 56,00 | 57,93 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **97,30** | **102,80** | **108,75** | **100,35** | **107,05** | **112,72** | **119,15** |
| $t_p$ [ ℃] | 375 | 357 | 339 | 321 | 304 | 287 | 269 |
| $\sigma_D$[MPa] | **181** | **186** | **191** | **191** | **191** | **201** | **201** |
| Rozváděcí lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $F_u$ [N] | -145,62 | -142,45 | -139,64 | -137,21 | -132,15 | -130,06 | -128,33 |
| $F_a$ [N] | 286,92 | 241,42 | 250,60 | 355,51 | 187,76 | 196,51 | 208,06 |
| $M_u$ [Nm] | -3,349 | -3,419 | -3,491 | -3,567 | -3,634 | -3,707 | -3,786 |
| $M_a$ [Nm] | 6,599 | 5,794 | 6,265 | 9,243 | 5,163 | 5,600 | 6,138 |
| $M_o$ [Nm] | 7,400 | 6,728 | 7,172 | 9,908 | 6,314 | 6,716 | 7,211 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 31,03 | 28,21 | 30,07 | 41,54 | 26,47 | 28,16 | 30,24 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **31,03** | **28,21** | **30,07** | **41,54** | **26,47** | **28,16** | **30,24** |
| $t_p$ [ ℃] | 384 | 366 | 348 | 331 | 312 | 295 | 278 |
| $\sigma_D$[MPa] | **172** | **172** | **172** | **172** | **172** | **196** | **196** |

**Tabulka 10 Ověření pevnosti lopatek, 2. část**

| Úsek | II | | | | III | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Stupeň | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
| Oběžné lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 59 | 59 | 59 | 59 | 61 | 61 | 65 |
| $F_u$ [N] | 116,87 | 117,35 | 117,93 | 118,07 | 111,11 | 111,57 | 109,29 |
| $F_a$ [N] | 155,31 | 184,23 | 156,31 | 193,31 | 115,40 | 103,93 | 104,07 |
| $M_u$ [Nm] | 3,272 | 3,520 | 3,774 | 4,014 | 3,722 | 3,961 | 3,825 |
| $M_a$ [Nm] | 4,349 | 5,527 | 5,002 | 6,572 | 7,008 | 6,735 | 6,980 |
| $M_o$ [Nm] | 5,442 | 6,553 | 6,266 | 7,701 | 7,935 | 7,813 | 7,960 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 22,82 | 27,48 | 26,27 | 32,29 | 33,27 | 32,76 | 33,37 |
| $V_b$ [$cm^3$] | 2,65 | 2,68 | 2,72 | 2,75 | 2,74 | 2,77 | 2,71 |
| $F_{od}$ [N] | 13842 | 14805 | 15780 | 16767 | 17104 | 18131 | 18744 |
| $\sigma_t$ [MPa] | 58,04 | 62,07 | 66,16 | 70,30 | 71,72 | 76,02 | 78,59 |

| $\sigma_c$ [MPa] | **103,68** | **117,03** | **118,71** | **134,88** | **138,26** | **141,54** | **145,34** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t_p$ [ ℃] | 230 | 211 | 190 | 168 | 155 | 137 | 117 |
| $\sigma_D$[MPa] | **201** | **201** | **201** | **201** | **201** | **211** | **211** |
| Rozváděcí lopatky | | | | | | | |
| z [ks] | 59 | 59 | 59 | 59 | 61 | 61 | 65 |
| $F_u$ [N] | -110,22 | -113,69 | -114,79 | -123,49 | -67,76 | -69,95 | -70,99 |
| $F_a$ [N] | 147,65 | 179,60 | 167,80 | 186,87 | 104,19 | 107,63 | 108,55 |
| $M_u$ [Nm] | -3,086 | -3,411 | -3,673 | -4,199 | -2,270 | -2,483 | -2,485 |
| $M_a$ [Nm] | 4,134 | 5,388 | 5,370 | 6,354 | 3,491 | 3,821 | 3,799 |
| $M_o$ [Nm] | 5,159 | 6,377 | 6,506 | 7,616 | 4,164 | 4,557 | 4,540 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 21,63 | 26,74 | 27,28 | 31,93 | 17,46 | 19,11 | 19,03 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **21,63** | **26,74** | **27,28** | **31,93** | **17,46** | **19,11** | **19,03** |
| $t_p$ [ ℃] | 241 | 221 | 201 | 180 | 165 | 146 | 128 |
| $\sigma_D$[MPa] | **196** | **196** | **196** | **196** | **196** | **207** | **207** |

**Tabulka 11 Ověření pevnosti lopatek, 3. část**

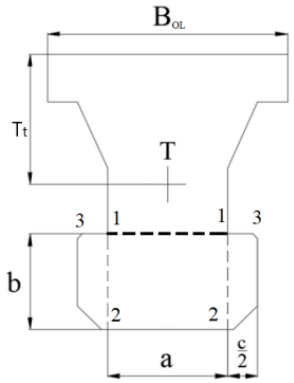
| Úsek | III | IV | | | V |
|---|---|---|---|---|---|
| Stupeň | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 |
| Oběžné lopatky | | | | | |
| z [ks] | 65 | 68 | 69 | 71 | 74 |
| $F_u$ [N] | 109,32 | 104,04 | 103,46 | 98,24 | 93,73 |
| $F_a$ [N] | 101,40 | 78,62 | 87,26 | 95,69 | 87,39 |
| $M_u$ [Nm] | 4,099 | 4,214 | 4,293 | 4,126 | 5,155 |
| $M_a$ [Nm] | 7,347 | 6,512 | 7,543 | 8,510 | 4,806 |
| $M_o$ [Nm] | 8,413 | 7,756 | 8,679 | 9,457 | 7,048 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 35,28 | 32,52 | 36,39 | 39,65 | 29,55 |
| $V_b$ [$cm^3$] | 2,75 | 2,79 | 2,8 | 2,77 | 2,94 |
| $F_{od}$ [N] | 20097 | 22781 | 23712 | 24320 | 33694 |
| $\sigma_t$ [MPa] | 84,26 | 95,52 | 99,42 | 101,97 | 141,27 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **154,81** | **160,56** | **172,20** | **181,28** | **200,38** |
| $t_p$ [ ℃] | 93 | 105 | 76 | 61 | 46 |
| $\sigma_D$[MPa] | **211** | **211** | **211** | **211** | **221** |
| Rozváděcí lopatky | | | | | |
| z [ks] | 65 | 68 | 69 | 71 | 74 |
| $F_u$ [N] | -74,99 | -45,35 | -47,73 | -77,66 | -69,59 |
| $F_a$ [N] | 105,36 | 64,15 | 89,17 | 96,46 | 27,89 |
| $M_u$ [Nm] | -2,812 | -1,837 | -1,981 | -3,262 | -3,827 |
| $M_a$ [Nm] | 3,951 | 2,598 | 3,701 | 4,051 | 1,534 |
| $M_o$ [Nm] | 4,849 | 3,182 | 4,197 | 5,201 | 4,123 |
| $\sigma_o$ [MPa] | 20,33 | 13,34 | 17,60 | 21,81 | 17,29 |
| $\sigma_c$ [MPa] | **20,33** | **13,34** | **17,60** | **21,81** | **17,29** |
| $t_p$ [ ℃] | 106 | 90 | 96 | 70 | 53 |
| $\sigma_D$[MPa] | **207** | **207** | **207** | **207** | **207** |

**Tabulka 12 Ověření pevnosti lopatek, 4. část**

### 3.6.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Všechny závěsy VT dílu jsou v provedení T-nožky. Rozměry závěsu jsou zobrazeny na obrázku 13 a v příloze č. 9, respektive v tabulce 13. Materiál je totožný jako materiál

oběžných lopatek a dovolená napětí jsou zjištěna obdobně, jako v případě lopatek, z přílohy č. 5. Následující vzorce jsou využity pro ověření namáhání závěsů oběžných lopatek.




**Obrázek 13 Závěs typu T [5]**

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\rho$ | 7850 | [kg/m$^3$] | hustota |
| $B_{OL}$ | 25 | [mm] | šířka závěsu |
| $T_t$ | 14,5 | [mm] | délka $T_t$ viz obr. 12 |
| b | 10 | [mm] | výška paty závěsu |
| a | 12 | [mm] | šířka a viz obr 12 |
| c | 6 | [mm] | přesah výstupků |
| $S_z$ | 5,9 | [cm$^2$] | plocha závěsu |

**Tabulka 13 rozměry závěsu**

$$D_{tz} = D_p - 2 \cdot T_t \ [mm]$$ průměr těžiště závěsu (3.166)

$$t_{tz} = \pi \cdot \frac{D_{tz}}{z} \ [mm]$$ rozteč těžiště závěsu (3.167)

$$m_z = \rho \cdot \ t_{tz} \cdot S_z \ [kg]$$ hmotnost závěsu (3.168)

$$F_{odz} = m_z \cdot (2 \cdot \pi \cdot n^{110\%})^2 \cdot \frac{D_{tz}}{2} \ [N]$$ odstředivá síla závěsu (3.169)

$$S_{tah} = a \cdot t_{tz} \ [mm^2]$$ plocha namáhaná na tah (3.170)

$$\sigma_{tz} = \frac{F_{od}+F_{odz}}{S_{tah}} \ [MPa]$$ napětí v tahu (3.171)

$$S_{střih} = 2 \cdot b \cdot t_{tz} \ [mm^2]$$ plocha namáhaná na střih (3.172)

$$\sigma_{sz} = \frac{F_{od}+F_{odz}}{S_{střih}} \ [MPa]$$ napětí ve střihu (3.173)

$$S_{tlak} = c \cdot t_{tz} \ [mm^2]$$ plocha namáhaná na otlačení (3.174)

$$\sigma_{so} = \frac{F_{od}+F_{odz}}{S_{tlak}} \ [MPa]$$ napětí v otlačení (3.175)

Hodnota dovoleného namáhání v tahu je stejná, jako pro lopatky. Hodnoty dovoleného namáhání ve střihu a v otlačení vypadají následovně.

$$\sigma_{Dt} = \sigma_D \ [MPa]$$ dovolené namáhání v tahu (3.176)

$$\sigma_{Ds} = (0{,}6 \div 0{,}7) \cdot \sigma_D \ [MPa]$$ dovolené namáhání ve smyku (3.177)

$$\sigma_{Do} = 200 \ [MPa]$$ dovolené namáhání v otlačení (3.178)

| Stupeň | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D_{tz}$ [m] | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 |
| $t_{tz}$ [mm] | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $m_z$ [kg] | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 |
| $F_{odz}$ [N] | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 |
| $S_{tah}$ [mm$^2$] | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 |
| $\sigma_{tz}$ [MPa] | **63,64** | **64,72** | **66,18** | **66,55** | **67,65** | **69,49** | **70,24** |
| $\sigma_{Dt}$ [MPa] | **142** | **162** | **162** | **167** | **172** | **176** | **181** |
| $S_{střih}$ [mm$^2$] | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 |
| $\sigma_{sz}$ [MPa] | **38,18** | **38,83** | **39,71** | **39,93** | **40,59** | **41,70** | **42,14** |
| $\sigma_{Ds}$ [MPa] | **99,4** | **113,4** | **113,4** | **116,9** | **120,4** | **123,2** | **126,7** |
| $S_{tlak}$ [mm$^2$] | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 |
| $\sigma_{so}$ [MPa] | **127,28** | **129,45** | **132,36** | **133,09** | **135,29** | **138,99** | **140,48** |
| $\sigma_{Do}$ [MPa] | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** |

**Tabulka 14 Ověření namáhání závěsu, 1. část**

| Stupeň | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D_{tz}$ [m] | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 | 0,431 |
| $t_{tz}$ [mm] | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $m_z$ [kg] | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 |
| $F_{odz}$ [N] | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 | 9863 |
| $S_{tah}$ [mm$^2$] | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 | 295,42 |
| $\sigma_{tz}$ [MPa] | **70,24** | **71,73** | **73,24** | **74,76** | **77,05** | **78,60** | **80,15** |
| $\sigma_{Dt}$ [MPa] | **181** | **186** | **191** | **191** | **191** | **201** | **201** |
| $S_{střih}$ [mm$^2$] | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 | 246,19 |
| $\sigma_{sz}$ [MPa] | **42,14** | **43,04** | **43,94** | **44,85** | **46,23** | **47,15** | **48,09** |
| $\sigma_{Ds}$ [MPa] | **126,7** | **130,2** | **133,7** | **133,7** | **133,7** | **140,7** | **140,7** |
| $S_{tlak}$ [mm$^2$] | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 | 147,71 |
| $\sigma_{so}$ [MPa] | **140,48** | **143,47** | **146,48** | **149,52** | **154,11** | **157,19** | **160,30** |
| $\sigma_{Do}$ [MPa] | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** |

**Tabulka 15 Ověření namáhání závěsu, 2. část**

| Stupeň | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D_{tz}$ [m] | 0,461 | 0,461 | 0,461 | 0,461 | 0,481 | 0,481 | 0,511 |
| $t_{tz}$ [mm] | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $m_z$ [kg] | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,114 | 0,115 | 0,115 | 0,114 |
| $F_{odz}$ [N] | 10519 | 10519 | 10519 | 10519 | 11076 | 11076 | 11731 |
| $S_{tah}$ [mm$^2$] | 294,56 | 294,56 | 294,56 | 294,56 | 297,27 | 297,27 | 296,37 |
| $\sigma_{tz}$ [MPa] | **82,70** | **85,97** | **89,28** | **92,63** | **94,80** | **98,25** | **102,83** |
| $\sigma_{Dt}$ [MPa] | **201** | **201** | **201** | **201** | **201** | **211** | **211** |

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $S_{střih}$ [mm$^2$] | 245,47 | 245,47 | 245,47 | 245,47 | 247,72 | 247,72 | 246,98 |
| $\sigma_{sz}$ [MPa] | **49,62** | **51,58** | **53,57** | **55,58** | **113,76** | **117,90** | **123,39** |
| $\sigma_{Ds}$ [MPa] | **140,7** | **140,7** | **140,7** | **140,7** | **140,7** | **147,7** | **147,7** |
| $S_{tlak}$ [mm$^2$] | 147,28 | 147,28 | 147,28 | 147,28 | 160,52 | 160,52 | 160,04 |
| $\sigma_{so}$ [MPa] | **165,40** | **171,94** | **178,56** | **185,26** | **175,55** | **181,95** | **190,42** |
| $\sigma_{Do}$ [MPa] | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** |

**Tabulka 16 Ověření namáhání závěsu, 3. část**

Pro poslední 4 stupně byl zvolen větší závěs, jeho rozměry jsou uvedeny v tabulce 17.

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\rho$ | 7850 | [kg/m$^3$] | hustota |
| $B_{OL}$ | 25 | [mm] | šířka závěsu |
| $T_t$ | 13,8 | [mm] | délka $T_t$ viz obr, 12 |
| b | 13 | [mm] | výška paty závěsu |
| a | 12 | [mm] | šířka a viz obr 12 |
| c | 10 | [mm] | přesah výstupků |
| $S_z$ | 6,2 | [cm$^2$] | plocha závěsu |

**Tabulka 17 Rozměry závěsu**

| Stupeň | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 |
|---|---|---|---|---|---|
| $D_{tz}$ [m] | 0,511 | 0,542 | 0,552 | 0,562 | 0,592 |
| $t_{tz}$ [mm] | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $m_z$ [kg] | 0,114 | 0,122 | 0,122 | 0,121 | 0,122 |
| $F_{odz}$ [N] | 11731 | 13276 | 13571 | 13670 | 14553 |
| $S_{tah}$ [mm$^2$] | 296,37 | 298,62 | 301,81 | 300,71 | 301,80 |
| $\sigma_{tz}$ [MPa] | **107,39** | **119,91** | **123,53** | **127,22** | **159,86** |
| $\sigma_{Dt}$ [MPa] | **211** | **211** | **211** | **211** | **221** |
| $S_{střih}$ [mm$^2$] | 246,98 | 323,50 | 326,96 | 325,76 | 326,95 |
| $\sigma_{sz}$ [MPa] | **128,87** | **110,68** | **114,03** | **117,43** | **147,57** |
| $\sigma_{Ds}$ [MPa] | **147,7** | **147,7** | **147,7** | **147,7** | **154,7** |
| $S_{tlak}$ [mm$^2$] | 160,04 | 250,59 | 251,51 | 248,85 | 251,50 |
| $\sigma_{so}$ [MPa] | **198,87** | **143,89** | **148,24** | **152,66** | **191,84** |
| $\sigma_{Do}$ [MPa] | **200** | **200** | **200** | **200** | **200** |

**Tabulka 18 Ověření namáhání závěsu, 4. část**

## 3.7 Kritické otáčky

Kritické otáčky musejí být dostatečně vzdáleny od jmenovitých otáček a zahřívacích otáček stroje, kvůli bezpečnosti a plynulému chodu. Z hlediska přípustného statického průhybu hřídele by neměly podkročit hodnotu 50 % otáček provozních. Přibližný výpočet kritických otáček je dán následujícím vztahem.

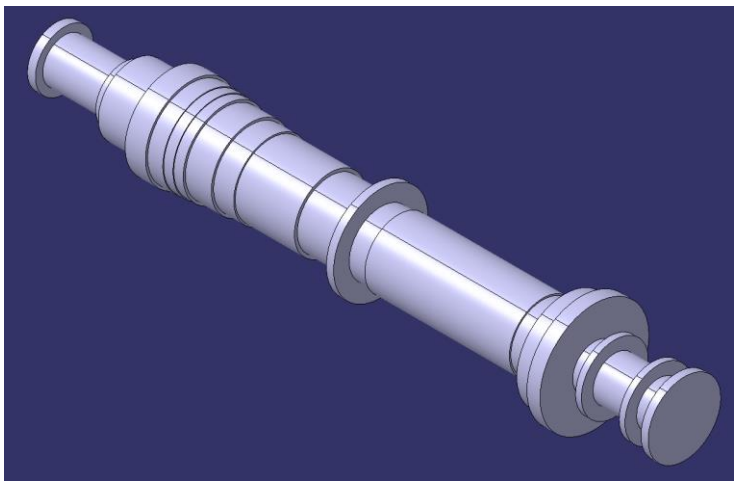
$$n_k = 7{,}5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} = 3560\ [1/min] \qquad \text{kritické otáčky turbíny} \qquad (3.179)$$

Kde $d_0$ představuje maximální průměr hřídele, $L = 3{,}9\ m$ je ložisková vzdálenost a $G$ je celková hmotnost rotoru. Hmotnost rotoru $m_{rot} = 6180\ kg$ byla určena pomocí modelu vytvořeného v programu Catia V5 a hmotnost lopatek byla vypočtena dle následujícího vztahů.

$$m_{lop,i} = z \cdot \left(\rho \cdot S_{top} \cdot L + m_z + \rho \cdot V_b\right) [kg]$$ hmotnost lopatek jednoho stupně (3.180)

$$m_{lop} = \sum m_{lop,i} = 180 \; [kg]$$ celková hmotnost všech lopatek (3.181)

$$G = m_{rot} + m_{lop} = 6360 \; [kg]$$ celková hmotnost rotoru (3.182)



**Obrázek 14 Model rotoru VT dílu**

## 3.8 Návrh ložisek

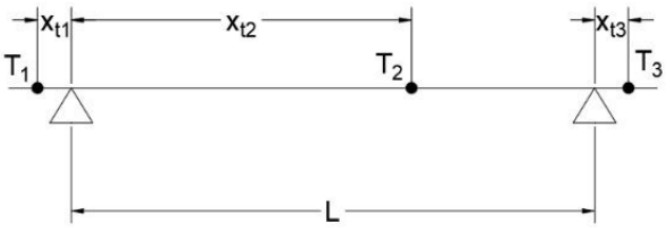
Rotor je uložen na segmentových ložiskách. V přední části turbíny, mezi turbínou a generátorem, je ložisko radiální a v zadním ložiskovém stojanu je ložisko kombinované, které má za úkol zachytit síly v axiálním směru.

Mnohostupňové turbíny s přetlakovým lopatkováním jsou vystaveny značným axiálním silám, které působí vlivem rozdílu tlaků páry před a za řadou rotorových lopatek. Axiální síla působí také na plochy od různých průměrů rotoru, které se nacházejí v různých tlakových hladinách. Axiální síla vzniká také ve vnějších a vnitřních ucpávkách. Výsledné síly u turbín s přetlakovým lopatkováním prakticky pokaždé dosahují takových hodnot, že je není možné zachytit pomocí axiálního ložiska. Proto je nutné část těchto sil vyrovnat jiným způsobem. Jednou možností je použití vyrovnávacího pístu, druhou možností je změna toku páry.

Po konzultaci v DŠP bylo doporučeno využít koncepci s otočeným proudem, vzhledem k vysokým průměrům případného vyrovnávacího pístu. Proud páry je otočen po expanzi v prvním úseku.

### 3.8.1 Radiální ložisko

Radiální ložiska jsou určena k ustavení polohy rotoru a k zachycení tíhových sil od vlastní hmotnosti rotoru, a sil od parciálního ostřiku regulačního stupně. Pomocí programu Catia byl model rotoru a rozdělen na 3 části (viz obrázek 15). Dále byly zjištěny hmotnosti jednotlivých částí rotoru a vzdálenosti těžiště těchto částí od podpory. Následuje výpočet reakce od vlastní hmotnosti.




**Obrázek 15 Návrh ložisek [4]**

| | Přední část, i=1 | Prostřední část, i=2 | Zadní část, i=3 | |
|---|---|---|---|---|
| $m_{ri}$ [kg] | 190 | 5717 | 273 | Hmotnost |
| G [$m^2/s$] | 9,81 | 9,81 | 9,81 | Tíhová konstanta |
| $Fg_i$ [N] | 1864 | 56084 | 2678 | Tíhová síla |
| $x_{ti}$ [m] | 0,165 | 1,737 | 0,199 | rozměry |

**Tabulka 19 Zatížení od vlastní hmotnosti rotoru**

$$R_{m2} = \frac{F_{g2}\cdot x_{t2} - F_{g1}\cdot x_{t1} + F_{g3}\cdot L + x_{t3}}{L} = 29{,}1\ [kN]$$ reakce zadní podpory (3.183)

$$R_{m1} = F_{g1} + F_{g2} + F_{g3} - R_{m2} = 31{,}3\ [kN]$$ reakce přední podpory (3.184)

Dalším krokem je výpočet reakce od parciálního ostřiku, kdy jsou využity hodnoty výkonu A-kola a rychlostí na středním průměru A-kola. Koeficient $\Delta F_u = 0{,}157$, který je potřeba k výpočtu síly od parciálního ostřiku, je zjištěn pomocí grafu v příloze č 10. Hodnoty týkající se A-kola byly vypočteny při jeho detailním návrhu.

$$F_{u1} = \frac{P_{RS}}{u_1} = 18{,}4\ [kN]$$ obvodová síla A-kola (3.185)

$$F_{up} = F_{u1}\cdot(1 - \Delta F_u) = 15{,}5\ [kN]$$ ob. síla při respektování parciálnosti (3.186)

$$R_{p2} = \frac{F_{up}\cdot x_{tu}}{L} = 8{,}48\ [kN]$$ reakce zadní podpory od parc. (3.187)

$x_{tu} = 2{,}02\ m$ je vzdálenost parciální síly od předního ložiska.

$$R_{p1} = F_{up} - R_{p2} = 7{,}35\ [kN]$$ reakce přední podpory od parc. (3.188)

Nakonec jsou vypočteny celkové reakce od radiálních sil v ložiskách:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{m1}^2 - R_{p1}^2} = 32{,}3\ [kN]$$ reakce přední podpory v radiálním směru (3.189)

$$R_{r2} = \sqrt{R_{m2}^2 - R_{p2}^2} = 30{,}3\ [kN]$$ reakce zadní podpory v radiálním směru (3.190)

### 3.8.2 Kontrola rozměrů ložisek

Bylo vybráno ložisko o průměru $D_b = 200\ [mm]$. Délka nosné pánve byla zvolena $L = 150\ [mm]$. Měl by být dodržen poměr $\frac{L}{D_b} = 0{,}5 \div 0{,}8$. Specifický tlak by se měl pohybovat v rozmezí $0{,}8 \div 2\ [MPa]$.

$$p_{r1} = \frac{R_{r1}}{L \cdot D_b} = 1{,}076\ [MPa]$$ specifický tlak předního ložiska (3.191)

$$p_{r2} = \frac{R_{r2}}{L \cdot D_b} = 1{,}010\ [MPa]$$ specifický tlak zadního ložiska (3.192)

### 3.8.3 Kombinované ložisko

K výpočtu kombinovaného ložiska je nutné určit axiální síly, které na rotor působí. Kombinované ložisko je segmentové. Axiální síla od vnitřních ucpávek je zanedbatelná. Axiální síla na lopatky byla určena při pevnostních výpočtech. Výsledná axiální síla se rovná součtu všech osových sil působících na lopatky s ohledem na znaménka, která závisí na směru proudění.

$$F_{1a} = \pi \cdot D_s \cdot L \cdot (p_1 - p_2)$$ síla působící na řadu lopatek (3.193)

$$F_{ah\check{r}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{1h\check{r}}^2 - D_{2h\check{r}}^2) \cdot (p_{1h\check{r}} - p_{2h\check{r}})$$ axiální síla od odstupňování (3.194)

$$F_{ac} = \sum F_{1a} + \sum F_{ah\check{r}} = 205\,548\ [N]$$ (3.195)

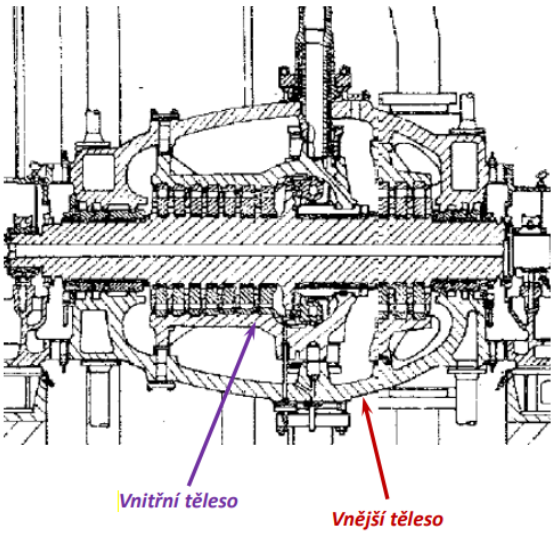
### 3.8.4 Rozměry kombinovaného ložiska

| | | |
|---|---|---|
| $D_s\ [m]$ | 0,27 | Střední průměr ložiska |
| $b_{seg}\ [m]$ | 0,05 | Výška segmentu |
| $a_{seg}/b_{seg}$ | 0,95 | Poměr $a_{seg}/b_{seg}$ |
| $a_{seg} = b_{seg} \cdot \frac{a_{seg}}{b_{seg}}\ [m]$ | 0,0475 | Obvodový rozměr segmentu |
| $z_{seg}$ | 6 | Počet segmentů |
| $S_{seg} = a_{seg} \cdot b_{seg} \cdot z_{seg}\ [m^2]$ | 0,01425 | Plocha segmentů |
| $b_{seg} = \frac{F_{ac}}{S_{seg} \cdot z_{seg}}\ [MPa]$ | 2,4 | Tlak na segment |

**Tabulka 20 Rozměry kombinovaného ložiska**

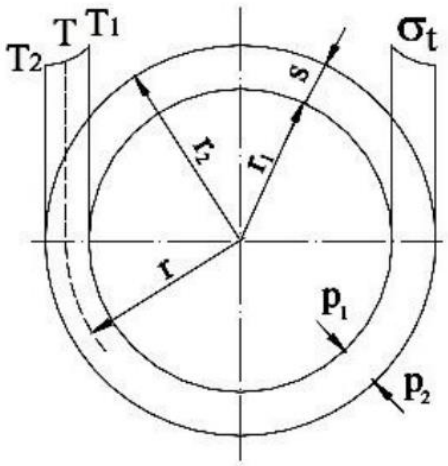
## 3.9 Pevnostní výpočet vnitřního tělesa

Turbíny, které pracují s vysokými parametry (teplota, tlak) mají dvojitá tělesa, kde je vnitřní těleso obklopené vnějším, viz obrázek 16. Ve vnitřním tělese mohou být uloženy všechny stupně, nebo jen ty, které pracují na vysokém tlaku. Stěny vnitřních těles jsou tenčí, rychleji se prohřívají a tepelné rozdíly na vnitřních a vnějších stěnách tělesa jsou také menší, takže namáhání od teplotních gradientů je nižší než u provedení bez vnitřního tělesa. V rámci této diplomové práce je ve vnitřním tělese uloženo 14 stupňů prvního úseku. [10]




**Obrázek 16 Vnitřní a vnější těleso turbíny [3]**

Pevnostní výpočet a určení tloušťky stěny vnitřního tělesa vychází ze vztahů pro tlustostěnný válec. Jako vnitřní průměr vnitřního tělesa byl uvažován nejvyšší špičkový průměr, což je špičkový průměr na 14. stupni. Pomocí poměrů vnitřního a vnějšího poloměru tělesa je možno vyjádřit namáhání působící na vnitřní těleso. Metodika výpočtu je vedena podle [1].




**Obrázek 17 Vnitřní těleso – schématicky [1]**

$Y = \frac{r_2}{r_1} =;\ y = \frac{r}{r_1}$ poměr poloměrů vnitřního tělesa při volbě tloušťky stěny $s = 50\ mm.$

r stojí pro obecný poloměr. Největší namáhání je na povrchu vnitřního tělesa, tedy pro $r = r_1$ a $y = 1.$

$$\sigma_{tp} = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \frac{Y^2+y^2}{Y^2-1} = 369{,}7\ [MPa]$$ tangenciální namáhání od přetlaku (3.196)

$$\sigma_{rp} = -\frac{\Delta p}{y^2} \cdot \frac{Y^2-y^2}{Y^2-1} = -61\ [MPa]$$ radiální namáhání (3.197)

$$\sigma_{ap} = \frac{\Delta p}{Y^2-1} = 154{,}4\ [MPa]$$ axiální namáhání (3.198)

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{tp} - \sigma_{rp}}{2} = 215{,}4\ [MPa] \quad \text{maximální smykové namáhání} \tag{3.199}$$

Maximální namáhání ekvivalentní pro $\tau_{max}$ lze získat po dosazení $\sigma_{tp}$ a $\sigma_{rp}$.

$$\sigma_{\max p} = \Delta p \cdot \frac{2 \cdot Y^2}{Y^2 - 1} = 430{,}8\ [MPa] \tag{3.200}$$

Další přídavná namáhání vznikají od rozdílu teplot $\Delta T$ na vnitřním a vnější povrchu tělesa. Označení $T_1$ stojí pro teplotu na vnitřním poloměru a $T_2$ na vnějším.

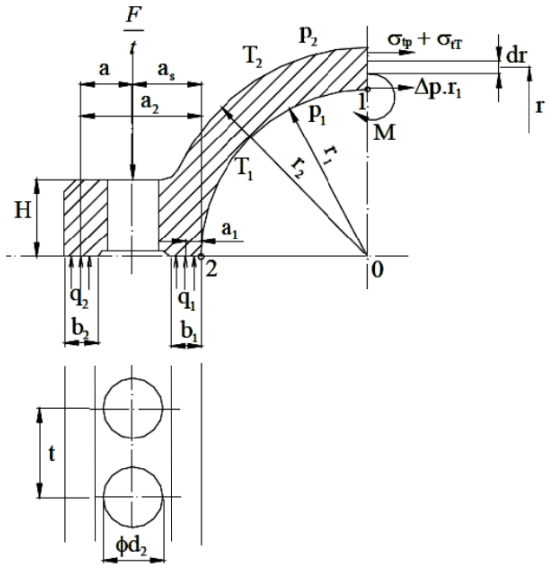
$$\Delta T = T_1 - T_2 = 222{,}9\ [°C] \quad \text{rozdíl teplot na vnitřním a vnějším průměru} \tag{3.201}$$

Maximální namáhání od rozdílu teplot se vyskytuje, také na vnitřním poloměru $r_1$ a lze určit z následujícího vztahu.

$$\sigma_{\max T} = -\frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - v)} \cdot \left[ \frac{Y^2 + 1}{Y^2 - 1} - \frac{1 - \ln \frac{Y}{y}}{\ln Y} \right] = [MPa] \tag{3.202}$$

Modul pružnosti v tahu $E$ je možné vyčíst z přílohy č 11. Poisonova konstanta $v = 0{,}3$ a koeficient tepelné roztažnosti $\beta = 11 \cdot 10^{-6}\ [1/K]$ .

Vnitřní těleso je děleno horizontální rovinou, která prochází osou turbíny. Následující vzorce byly použity pro výpočet horizontální příruby a šroubů. Rozměry příruby jsou voleny viz tabulka 21.




**Obrázek 18 Horizontální příruba [1]**

| | |
|---|---|
| $b_1$ [m] | 0,055 |
| $b_2$ [m] | 0,056 |
| $d_2$ [m] | 0,12 |
| H [m] | 0,13 |
| T [m] | 0,175 |
| $d_{šroub}$ [m] | 0,11 |
| $a_1$ [m] | 0,028 |
| $a_2$ [m] | 0,203 |
| $a_s$ [m] | 0,115 |

| | |
|---|---|
| r [m] | 0,276 |
| r [m] | 0,088 |

**Tabulka 21 Zvolené rozměry příruby**

$$\frac{F}{t} = \frac{1}{a_2 - a_s}\{q_1(a_2 - a_1)\cdot b_1 + \Delta p \cdot r_1 \cdot a_2 - r_1^2[\Delta p \cdot F_{zp} + \beta E \Delta T F_{ZT}]\} = 2{,}1\ [MPa]$$ měrná síla na rozteč šroubů (3.203)

$$F_{zp} = \frac{Y^2 \ln Y}{Y^2 - 1} - \frac{1}{2} = 0{,}0879\ [-]$$ koeficient pro výpočet horizontální příruby (3.204)

$$F_{ZT} = \frac{1}{2(1-v)}\left[\frac{Y^2 \ln Y}{Y^2 - 1} - \frac{Y^2 - 1}{4 \ln Y}\right] = -0{,}0039\ [-]$$ koeficient pro výpočet horizontální příruby (3.205)

$$q_2 = \frac{1}{b_2}\left(\frac{F}{t} - q_1 b_1 - \Delta p \cdot r_1\right) = 18{,}67\ [MPa]$$ tlak ve vnější liště (3.206)

$$q_1 = p_1 \cdot (2 \div 3) = 19{,}23\ [MPa]$$ tlak ve vnitřní liště (3.207)

$$\sigma_o = \frac{q_2 \cdot b_2 \cdot a}{\frac{1}{6}\cdot(t - d_2)\cdot H^2} = 593{,}98\ [MPa]$$ ohyb. nam. příruby v průřezu mezi otvory pro šrouby (3.208)

Pevnostní výpočet šroubů je následující

$$F_{ŠROUB} = \frac{F}{t} \cdot t = 368\,081\ [N]$$ (3.209)

$$\sigma_{ŠROUB} = \frac{F_{ŠROUB}}{\frac{\pi}{4} d_{ŠROUB}^2} = 38{,}73\ [MPa]$$ (3.210)

# 4 Návrh průtočné části NT dílu

V této kapitole je popsán výpočet NT dílu, po konzultaci s DŠP je volena koncepce dvouproudého NT dílu s rovnotlakými lopatkami. Jak již bylo zmíněno NT díl lze, díky SSS spojce, za běhu odpojit, či připojit. V rámci DP Je využíván pouze pro letní provoz, kdy není využit okruh teplofikace.

Jelikož je NT díl koncipován jako rovnotlaký, nelze uplatnit metodu $c_a/u$, jež byla použita při návrhu VT dílu. Návrh průtočné části je tedy řešen podle metodiky [1]. Statorové lopatky jsou součástí rozváděcích kol, která jsou dělená v horizontální rovině a vložená do spodní a horní části vnějšího tělesa turbíny. Rotorové lopatky jsou vloženy do oběžných kol rotoru.

## 4.1 Výpočet základních rozměrů průtočné části

V této kapitole budou popsány základní rozměry a parametry průtočné části. Pro poslední dva stupně jsou využity modulové lopatky ze společnosti DŠP. Rozměry těchto lopatek jsou tedy přebrány.

Protože se jedná o dvouproudý díl, je nutné počítat pouze s poloviční hodnotou hmotnostního průtoku. Je navržena pouze jedna průtočná část NT dílu, druhá je pak totožná a zrcadlená na druhou stranu. Průtočná část je rozdělena odběrem.

Jako vstupní hodnoty prvního stupně průtočné části s dolním indexem „0“, jsou brány hodnoty na výstupu z VT dílu, viz kapitola 3.4.3. Následuje postup výpočtu jednotlivých stupňů. Patní průměr $D_p$ je konzultován a volen, stejně tak rychlostní poměr na patním průměru $\left(\frac{u}{c_0}\right)_p$.

$$D_s = D_p + L_p \ [m]$$ střední průměr lopatkování (4.1)

$$u = \pi \cdot D_s \cdot \frac{n}{60} \ [m/s]$$ obvodová rychlost na středním průměru (4.2)

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \left(\frac{u}{c_0}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} \ [-]$$ rychlostní poměr na středním průměru (4.3)

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s} \ [m/s]$$ izoentropická výstupní rychlost z RL (4.4)

Dále je třeba zvolit rychlostní ztrátový součinitel pro RL $\varphi$, díky němuž lze získat skutečnou výstupní rychlost z RL $c_1$. Následuje výpočet izoentropického spádu, zpracovaného stupněm. Je uvažován nulový stupeň reakce. V pozdější fázi výpočtu je již zaveden nenulový stupeň reakce $R_p > 0$.

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 \ [m/s]$$ skutečná výstupní rychlost z RL (4.5)

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2000} \ [kJ/kg]$$ izoentropický entalpický spád zpracovaný ve stupni (4.6)

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} \ [kJ/kg]$$ izoentropická entalpie za RL (4.7)

$$\xi_{rk} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \ [kJ/kg]$$ ztráta v rozváděcím kole (4.8)

$$i_1 = i_{1iz} + \xi_{rk} \ [kJ/kg]$$ entalpie za RL (4.9)

$$v_1 = f(p_2; i_1) \ [m^3/kg]$$ měrný objem za RL (4.10)

Tlak za oběžnou lopatkou $p_2$ je vypočten níže. Z rovnice kontinuity vychází výpočet délky rozváděcí lopatky, kde je volen kontrakční součinitel $\varepsilon_r = 0{,}9$, který zohledňuje tloušťku výstupní hrany rozváděcí lopatky. Výstupní úhel z RL $\alpha_1$ je také volen.

$$L = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \ [m]$$ délka rozváděcí Lopatky při totálním ostřiku (4.11)

Podle poměru $\frac{L}{D_s}$ je volen typ lopatek, pokud je hodnota $\frac{L}{D_s} > 0{,}1$, volí se zkroucené lopatky. Je-li poměr $\frac{L}{D_s} \leq 0{,}1$ jsou voleny válcové lopatky. Následuje výpočet ztrát a účinnosti.

$$\eta_\infty = 3{,}74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \ [-]$$ účinnost nekonečně dlouhé lopatky (4.12)

$$\xi_L = \eta_\infty \cdot \frac{0{,}0029}{L_p}\ [-]$$ ztráta konečnou délkou lopatky (4.13)

$$\xi_{rv} = 0{,}5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s}\right)^2\ [-]$$ ztráta rozvějřením (4.14)

$$\xi_{td} = 0{,}003\ \cdot \frac{D_s}{L_p} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3\ [-]$$ ztráta třením disku (4.15)

$$\Delta\eta_D = 0{,}05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\ [-]$$ oprava na odchylný průměr (pouze pro $D_s < 1\ m$) (4.16)

$$\xi_x = 1 - x_0\ [-]$$ ztráta vlhkostí (4.17)

$$\eta_{tdi} = \eta_\infty - (\xi_L + \xi_{rv} + \xi_x + \xi_{td})[-]$$ termodynamická účinnost stupně (4.18)

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi}\ [kJ/kg]$$ užitečný spád zpracovaný stupněm (4.19)

$$P_i = m \cdot h\ [kW]$$ vnitřní výkon stupně (4.20)

Parametry páry za oběžnými lopatkami jsou určeny dle postupu níže.

$$i_2 = i_0 - h\ [kJ/kg]$$ entalpie (4.21)

$$p_2 = f(i_{1iz}; s_0)[bar]$$ tlak (4.22)

$$t_2 = f(p_2; i_2)\ [°C]$$ teplota (4.23)

$$v_2 = f(p_2; i_2)\ [m^3/kg]$$ měrný objem (4.24)

$$s_2 = f(p_2; i_2)\ [kJ/kg\ K]$$ entropie (4.25)

$$x_2 = f(p_2; i_2)\ [-]$$ suchost (4.26)

| Úsek | I | II | |
|---|---|---|---|
| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
| m [kg/s] | 19,17 | 17,87 | 17,87 |
| $i_0$ [kJ/kg] | 2484,5 | 2409,7 | 2324,6 |
| $p_0$ [bar] | 0,578 | 0,320 | 0,153 |
| $t_0$ [°C] | 85,0 | 70,6 | 54,4 |
| $v_0$ [$m^3$/kg] | 2,603 | 4,459 | 8,684 |
| $s_0$ [kJ/kgK] | 7,078 | 7,112 | 7,162 |
| $x_0$ [-] | 0,927 | 0,907 | 0,884 |
| $D_p$ [m] | **0,650** | **0,800** | **0,764** |
| $D_s$ [m] | 0,904 | 1,064 | 1,178 |
| u [m/s] | 260,33 | 306,41 | 339,24 |
| $(u/c_0)_p$ [-] | 0,45 | 0,512 | 0,535 |
| $(u/c_0)_s$ [-] | 0,626 | 0,681 | 0,825 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $c_0$ [m/s] | 415,97 | 449,97 | 411,25 |
| $\varphi$ [-] | 0,97 | 0,97 | 0,97 |
| $c_1$ [m/s] | 403,49 | 436,47 | 398,91 |
| $h_{iz}$ [kJ/kg] | 86,5 | 101,2 | 84,6 |
| $i_{1IZ}$ [kJ/kg] | 2398,0 | 2308,4 | 2240,0 |
| $\xi_{rk}$ [kJ/kg] | 5,11 | 5,98 | 5,00 |
| $i_1$ [kJ/kg] | 2403,1 | 2314,4 | 2245,0 |
| $v_1$ [$m^3$/kg] | 4,445 | 8,642 | 15,710 |
| $\alpha_1$ [°] | 19 | 26 | 31 |
| $\varepsilon_r$ [-] | 0,9 | 0,9 | 0,9 |
| L [m] | **0,254** | **0,264** | **0,414** |
| typ lopatek [-] | Z | Z | Z |
| $\eta_\infty$ [-] | 0,953 | 0,934 | 0,911 |
| $\xi_L$ [-] | 0,011 | 0,010 | 0,006 |
| $\xi_{rv}$ [-] | 0,024 | 0,019 | 0,037 |
| $\Delta\eta_D$ [-] | 0,003 | - | - |
| $\xi_x$ [-] | 0,051 | 0,065 | 0,104 |
| $\eta_{tdi}$ [-] | **0,87** | **0,84** | **0,76** |
| h [kJ/kg] | 74,8 | 85,1 | 64,6 |
| $P_i$ [kW] | **1435** | **1521** | **1154** |
| $i_2$ [kJ/kg] | 2409,7 | 2324,6 | 2260,0 |
| $p_2$ [bar] | 0,320 | 0,153 | 0,079 |
| $t_2$ [$°C$] | 70,6 | 54,4 | 41,4 |
| $v_2$ [$m^3$/kg] | 4,459 | 8,684 | 15,823 |
| $s_2$ [kJ/kgK] | 7,112 | 7,162 | 7,225 |
| $x_2$[-] | 0,907 | 0,884 | 0,868 |

**Tabulka 22 Základní parametry průtočné části**

Následuje shrnutí parametrů pro jednotlivé úseky turbíny a průběh měrného objemu a tlaku v závislosti

$$P_i = \sum_{j=1}^{z} P_{i_j} \ [kW]$$ vnitřní výkon daného úseku (4.27)

$$H = \sum_{j=1}^{z} h_j \ [kJ/kg]$$ užitečný spád zpracovaný daným úsekem (4.28)

$$H_{iz} = i_0 - i_{2iz} \ [kJ/kg]$$ izoentropický spád zpracovaný v daném úseku (4.29)

$i_0$-entalpie na začátku daného úseku

$i_{2iz}$-izoentropická entalpie na konci expanze v daném úseku

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \cdot 100$$ termodynamická účinnost daného úseku (4.30)

| Úsek | I | II | Σ |
|---|---|---|---|
| $P_i$ [kW] | **1435** | **2675** | **4110** |
| $H$ [kJ/kg] | 74,8 | 149,6 | 224,4 |
| $H_{iz}$ [kJ/kg] | 86,5 | 185,2 | 271,7 |
| $\eta_{tdi}$ [-] | **0,87** | **0,81** | **0,83** |

**Tabulka 23 Shrnutí základních parametrů turbíny**

Účinnost NT dílu dle detailního výpočtu průtočné části byla stanovena na $\boldsymbol{\eta_{td}} = \mathbf{83}$ %. Výkon NT dílu za oba proudy je $\boldsymbol{P_{NT}} = \mathbf{8220\ kW}$.

## 4.2 Výpočet rychlostí ve stupni

Uvedené vzorce v této kapitole jsou použity pro výpočet rychlostí a úhlů. Již je uvažován nenulový stupeň reakce, který je v praxi zaváděn k dosažení lepšího proudění v oběžných lopatkách. Stupeň reakce na patě byl zvolen $R_p = 0{,}03$. U válcových lopatek se výpočet provádí s reakcí na středním průměru, kterou je nutné dopočítat. V případě zkroucených lopatek je počítáno s reakcí na patě $R_p$, což je jisté zjednodušení, ale detailní výpočet zkroucených lopatek, kde se výrazně mění obvodová rychlost je nad rámec zadání této DP.

$$u = \pi \cdot D_p \cdot \frac{n}{60}\ [m/s]$$ obvodová rychlost (4.31)

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_p) \cdot h_{iz}}\ [m/s]$$ absolutní rychlost na výstupu z RL (4.32)

$$c_{1a} = c_1 \cdot sin\,\alpha_1\ [m/s]$$ axiální složka rychlosti $c_1$ (4.33)

$$w_{1a} = c_{1a}\ [m/s]$$ axiální složka rychlosti $w_1$ (4.34)

$$c_{1u} = c_1 \cdot cos\,\alpha_1\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $c_1$ (4.35)

$$w_{1u} = c_{1u} - u\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $w_1$ (4.36)

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2}\ [m/s]$$ relativní rychlost na výstupu z RL (4.37)

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right)\ [°]$$ úhel relativní rychlosti $w_1$ (4.38)

$$\Psi = -1{,}0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0{,}002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0{,}7507\ [-]$$ rychlostní ztrátový součinitel pro OL (4.39)

Výstupní úhel $\beta_2$ je volen podle vzoru v [1].

$$w_2 = \Psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_p \cdot h_{iz}}[m/s]$$ relativní rychlost na výstupu z OL (4.40)

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\beta_2\ [m/s]$$ axiální složka rychlosti $w_2$ (4.41)

$$c_{2a} = w_{2a}[m/s]$$ axiální složka rychlosti $c_2$ (4.42)

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $w_2$ (4.43)

$$c_{2u} = w_{2u} - u\ [m/s]$$ obvodová složka rychlosti $c_2$ (4.44)

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2}\ [m/s]$$ abs. Rychlost na výstupu z OL (4.45)

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right)\ [°]$$ úhel absolutní rychlosti $c_2$ (4.46)

| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $R_p$ [-] | 0,03 | 0,03 | 0,03 |
| $R_s$ [-] | 0,43 | 0,35 | 0,45 |
| u [m/s] | 187,19 | 230,38 | 220,02 |
| $c_1$ [m/s] | 397,39 | 429,87 | 392,88 |
| $c_{1a}$ [m/s] | 129,38 | 188,44 | 202,35 |
| $w_{1a}=c_{1a}$ [m/s] | 129,38 | 188,44 | 202,35 |
| $c_{1u}$ [m/s] | 375,74 | 386,37 | 336,76 |
| $w_{1u}$ [m/s] | 188,56 | 155,98 | 116,75 |
| $w_1$ [m/s] | 228,67 | 244,63 | 233,61 |
| $\beta_1$ [°] | 34,46 | 50,38 | 60,02 |
| $\beta_2$ [°] | 28 | 38 | 42 |
| Ψ [-] | 0,89 | 0,93 | 0,94 |
| $w_2$ [m/s] | 214,35 | 238,51 | 229,96 |
| $w_{2a}$ [m/s] | 100,63 | 146,84 | 153,87 |
| $c_{2a}=w_{2a}$ [m/s] | 100,63 | 146,84 | 153,87 |
| $w_{2u}$ [m/s] | 189,26 | 187,94 | 170,89 |
| $c_{2u}$ [m/s] | 2,07 | -42,44 | -49,12 |
| $c_2$ [m/s] | 100,65 | 152,85 | 161,52 |
| $\alpha_2$ [°] | 88,82 | 106,12 | 107,71 |

**Tabulka 24 Výsledné hodnoty rychlostí a úhlů**

## 4.3 Volba lopatkového profilu

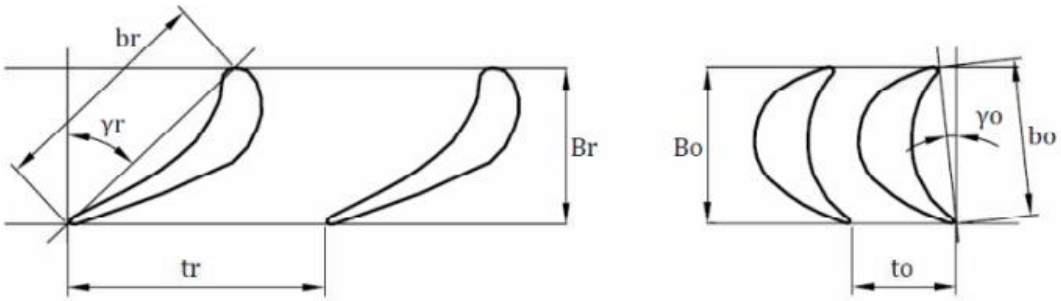
Pro výběr profilu lopatek je nutné určit typ proudění lopatkovým kanálem. Je třeba zjistit jedná-li se o proudění podzvukové, transsonické, nebo nadzvukové. Následuje proto výpočet rychlosti zvuku a Machova čísla jednotlivých stupňů.

$$a = a(p; x = 0) + x(p; i) \cdot \left(a(p; x = 1) - a(p; x = 0)\right)\ [m/s]$$ rychlost zvuku mokré páry (4.47)

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1}\ [-]$$ Machovo číslo pro RL (4.48)

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2}\ [-]$$ Machovo číslo pro OL (4.49)

Lopatkové profily jsou vybrány z přílohy č.12. V tabulkách 25 a 26 níže jsou uvedeny zvolené profily a jejich charakteristické rozměry.




**Obrázek 19 Parametry charakterizující profil lopatek [6]**

Úhly nastavení profilu jsou vypočteny podle následujících vztahů

$$\gamma_o = \arccos\left(\frac{B_o}{b_o}\right)$$ úhel nastavení profilu v lopatkové mříži (4.50)

$$\gamma_r = \arccos\left(\frac{B_r}{b_r}\right)$$ úhel nastavení profilu v lopatkové mříži (4.51)

| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $c_1$ [m/s] | 397.39 | 429.87 | 392.88 |
| $a_1$ [m/s] | 561.25 | 578.59 | 591.58 |
| $Ma_1$ [-] | 0.708 | 0.743 | 0.664 |
| profil | **S90-22-A** | **S90-33-A** | **S90-38-A** |
| rozsah $\alpha_1$ [˚] | 20-24 | 30-36 | 35-42 |
| rozsah $\alpha_0$ [˚] | 70-120 | 70-120 | 70-120 |
| rozsah $t_{opt}$ [-] | 0.7-0.8 | 0.62-0.75 | 0.6-0.73 |
| $b_r$ [cm] | 4.5 | 4.5 | 4.5 |
| $S_0$ [$cm^2$] | 2.35 | 1.84 | 1.75 |
| $W_{0min}$ [$cm^3$] | 0.265 | 0.163 | 0.141 |
| $t_{opt}$ [-] | 0.75 | 0.68 | 0.67 |
| $B_r$ [cm] | 2.5 | 2.5 | 2.5 |
| $\gamma_r$ [˚] | 56.3 | 56.25 | 56.25 |

**Tabulka 25 Profily rozváděcích lopatek**

| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $w_2$ [m/s] | 214,35 | 238,51 | 229,96 |
| $a_2$ [m/s] | 558,67 | 573,74 | 581,73 |
| $Ma_2$ [-] | 0,384 | 0,416 | 0,395 |
| profil | **R-35-25A** | **R-60-38A** | **R60-38-A** |
| rozsah $\beta_2$ [˚] | 22-28 | 35-42 | 35-42 |
| rozsah $\beta_1$ [˚] | 30-50 | 55-75 | 55-75 |
| rozsah $t_{opt}$ [-] | 0,55-0,65 | 0,41-0,51 | 0,41-0,51 |
| bo [cm] | 2,54 | 2,61 | 2,61 |
| $S_0$ [$cm^2$] | 1,62 | 0,76 | 0,76 |
| $W_{0min}$ [$cm^3$] | 0,168 | 0,035 | 0,035 |
| $t_{opt}$ [-] | 0,55 | 0,41 | 0,41 |
| $B_o$ [cm] | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| $\gamma_o$ [˚] | 10,2 | 16,7 | 16,7 |

**Tabulka 26 Profily oběžných lopatek**

## 4.4 Tepelný výpočet stupně

V dalších výpočtech je potřeba znát parametry páry mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami, v této kapitole je popsán jejich výpočet. Jedná se o výpočet na patním průměru lopatek, stejně jako v případě výpočtu rychlostí. Parametry páry za oběžnou řadou by se teoreticky měly rovnat parametrům páry za celým stupněm, které byly určeny v kapitole 4.1, mírná odchylka je způsobena odlišnou metodikou výpočtu. Hodnoty z této kapitoly budou využity v navazujících výpočtech.

$$h_{iz,RL} = (1 - R_p) \cdot h_{iz}\ [kJ/kg]$$ izoentropický spád zpracovaný v RL (4.52)

$$Z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}\ [kJ/kg]$$ ztráta v RL (4.53)

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz,RL}\ [kJ/kg]$$ izoentropická entalpie za RL (4.54)

$$i_1 = i_{1iz} + Z_{RL}\ [kJ/kg]$$ entalpie za RL (4.55)

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0)\ [bar]$$ tlak za RL (4.56)

$$t_1 = f(p_1; i_1)\ [^\circ C]$$ teplota za RL (4.57)

$$v_1 = f(p_1; i_1)\ [m^3/kg]$$ měrný objem za RL (4.58)

$$s_1 = f(p_1; i_1)\ [kJ/kg\ K]$$ entropie za RL (4.59)

$$h_{iz,OL} = R_p \cdot h_{iz}\ [kJ/kg]$$ izoentropický spád zpracovaný v OL (4.60)

$$Z_{OL} = (1 - \Psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000}\ [kJ/kg]$$ ztráta v OL (4.61)

$$i_{2iz} = i_1 - h_{iz,OL}\ [kJ/kg]$$ izoentropická entalpie za OL (4.62)

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_1)\ [bar]$$ tlak za OL (4.63)

Zbytek vypočtených hodnot v tabulce 27 je zjištěn analogicky jako u výpočtu lopatek rozváděcích.

| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $h_{iz,RL}$ [kJ/kg] | 83,92 | 98,20 | 82,02 |
| $Z_{RL}$ [kJ/kg] | 4,96 | 5,80 | 4,85 |
| $i_{1iz}$ [kJ/kg] | 2400,60 | 2310,02 | 2234,86 |
| $i_1$ [kJ/kg] | 2405,56 | 2315,82 | 2239,70 |
| $p_1$ [bar] | 0,33 | 0,16 | 0,08 |
| $t_1$ [°C] | 71,03 | 54,88 | 41,71 |
| $v_1$ [m³/kg] | 4,373 | 8,463 | 15,407 |
| $s_1$ [kJ/kgK] | 7,093 | 7,126 | 7,154 |
| $h_{izOL}$ [kJ/kg] | 2,60 | 3,04 | 2,54 |
| $Z_{OL}$ [kJ/kg] | 5,25 | 4,10 | 3,10 |
| $i_{2\ iz\ OL}$ [kJ/kg] | 2402,97 | 2312,78 | 2237,17 |
| $i_2$ [kJ/kg] | 2408,21 | 2316,88 | 2240,26 |

| $p_2$ [bar] | 0,32 | 0,15 | 0,08 |
|---|---|---|---|
| $t_2$ [°C] | 70,61 | 54,41 | 41,32 |
| $v_2$ [$m^3$/kg] | 4,456 | 8,656 | 15,716 |
| $s_2$ [kJ/kgK] | 7,108 | 7,138 | 7,164 |

**Tabulka 27 Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami**

## 4.5 Délky lopatek

Délky rozváděcích lopatek byly již zvoleny v předchozí kapitole. Skutečná délka rozváděcí lopatky je $L = L_{RL}$. Pro výpočet délky oběžných lopatek je využita rovnice kontinuity pro vstupní a výstupní průřez, jež vychází ze zvolených úhlů $\alpha_1$ a $\beta_2$.

$$L_{OL1}^{'} = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_{1a}} \; [m] \quad \text{délka vstupní hrany oběžné lopatky} \tag{4.64}$$

$$L_{OL2}^{'} = \frac{m \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot w_{2a}} \; [m] \quad \text{délka výstupní hrany oběžné lopatky} \tag{4.65}$$

Tento postup je ovšem pouze informativní, skutečné délky oběžných lopatek proti rozváděcím se zvětšují o takzvaný přesah a jejich vstupní a výstupní hrana je stejná.

$$L_{OL1} = L_{RL} + \Delta \; [m] \quad \text{skutečná délka vstupní hrany oběžné lopatky} \tag{4.66}$$

$$L_{OL2} = L_{OL1} \; [m] \quad \text{skutečná délka výstupní hrany oběžné lopatky} \tag{4.67}$$

Dále je provedena kontrola úhlů $\alpha_1$ a $\beta_2$ podle skutečné délky oběžné lopatky

$$c_{1a}^{'} = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot L_{OL1}} \rightarrow \alpha_1^{'} = \arcsin \frac{c_{1a}^{'}}{c_1} \; [m/s] \quad \text{kontrola úhlu } \alpha_1 \text{ podle skutečné délky } L_{OL1} \tag{4.68}$$

$$w_{2a}^{'} = \frac{m \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot L_{OL2}} \rightarrow \beta_2^{'} = \arcsin \frac{w_{2a}^{'}}{w_2} \; [m/s] \quad \text{kontrola úhlu } \beta_2 \text{ podle skutečné délky } L_{OL1} \tag{4.69}$$

| Stupeň | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $L_{RL}$ [m] | **0,254** | **0,264** | **0,414** |
| $L'_{OL\,1}$ [m] | 0,254 | 0,267 | 0,409 |
| $L_{OL\,1}$ [m] | **0,256** | **0,266** | **0,416** |
| $c'_{1\,a}$ [m/s] | 128,12 | 189,03 | 198,75 |
| $\alpha'_1$ [°] | 18,8 | 26,1 | 30,4 |
| $L'_{OL\,2}$ [m] | 0,332 | 0,350 | 0,548 |
| $L_{OL\,2}$ [m] | **0,256** | **0,266** | **0,416** |
| $w'_{2a}$ [m/s] | 130,54 | 193,33 | 202,73 |
| $\beta'_2$ [°] | 37,5 | 54,2 | 61,8 |

**Tabulka 28 Délky lopatek**

## 4.6 Pevnostní výpočet

V následující kapitole bude popsán výpočet rozváděcích lopatek, oběžných lopatek a závěsů. Poslední 2 lopatky jsou modulové, pevnostní výpočet je tedy počítán pouze pro první lopatku.

### 4.6.1 Namáhání oběžných lopatek

Pro výpočet namáhání oběžných lopatek jsou využity hodnoty z přílohy č. 12, které jsou již uvedené v tabulce 25. Uvedené hodnoty platí pouze pro lopatky o šířce $B_o, B_r = 25\ mm$. Šířka lopatky se musí korigovat s ohledem na dovolené namáhání. Více namáhané lopatky musí být širší a parametry lopatek musí být vzhledem k nové šířce přepočteny. Vzorce pro přepočet jsou uvedeny níže. Nová hodnota $B_o = 50\ mm$.

$$b_o = \frac{B_o}{\cos\gamma_o} = 50{,}8\ [mm]$$ délka tětivy profilu (4.70)

$$S_o = (S_o) \cdot \left(\frac{B_o}{25}\right)^2 = 6{,}48\ [cm^2]$$ plocha profilu na patním průměru (4.71)

$$W_{min} = (W_{min}) \cdot \left(\frac{B_o}{25}\right)^3 = 1{,}344\ [cm^3]$$ ohybový průřezový modul profilu (4.72)

Optimální poměrná rozteč lopatek $t_{opt}$ pro výpočet rozteče lopatek je volena z daného rozsahu, dále je vypočten počet lopatek, jež je kvůli výrobním důvodům zaokrouhlen na sudé číslo. Následně je spočítána skutečná rozteč lopatek.

$$t_o = t_{opt} \cdot b_o = 27{,}94\ [mm]$$ rozteč lopatek (4.73)

$$z_o = \pi \cdot \frac{D_p}{t_o} = 102\ [-]$$ počet lopatek (4.74)

$$t_{o,sk} = \pi \cdot \frac{D_p}{z_o} = 27{,}84\ [mm]$$ skutečná rozteč lopatek (4.75)

Zjištění ohybového namáhání vychází z kroutícího momentu, pomocí kterého se vypočítá obvodová síla působící na lopatku. Dále lze určit ohybový moment a napětí. Dovolené napětí v ohybu bylo stanoveno $\sigma_{oD} = 20\ MPa$.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 575{,}95\ [1/s]$$ úhlová rychlost (4.76)

$$M_k = \frac{P_{ST}}{\omega} \cdot \frac{1}{z_o} = 24{,}42\ [Nm]$$ kroutící moment na jednu lopatku (4.77)

$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_p} = 75{,}1\ [N]$$ obvodová síla na jednu lopatku (4.78)

$$M_o = F_u \cdot \frac{L_{OL}}{2} = 19{,}24\ [Nm]$$ ohybový moment na jednu lopatku (4.79)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = 14{,}31\ [MPa] < \sigma_{oD}$$ napětí v ohybu (4.80)

Dále je popsán výpočet tahového namáhání od odstředivé síly, kdy záleží na hmotnosti lopatky. Je třeba opět počítat s otáčkami navýšenými o 10 %. Hodnota $\rho$ stojí pro hustotu materiálu a k je součinitel odlehčení, jež byl zvolen $k = 1{,}5$. Lopatka je uvažována bez bandáže.

$$m_L = \rho \cdot S_0 \cdot L_{OL} = 1{,}3\ [kg]$$ Hmotnost lopatky (4.81)

$$F_{od} = m_L \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 = 236{,}26\ [kN]$$ odstředivá síla od lopatky (4.82)

$$\omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1{,}1 \cdot n}{60} = 633{,}55\ [1/s]$$ úhlová rychlost (4.83)

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_o \cdot k} = 271{,}69\ [MPa]$$ napětí v tahu (4.84)

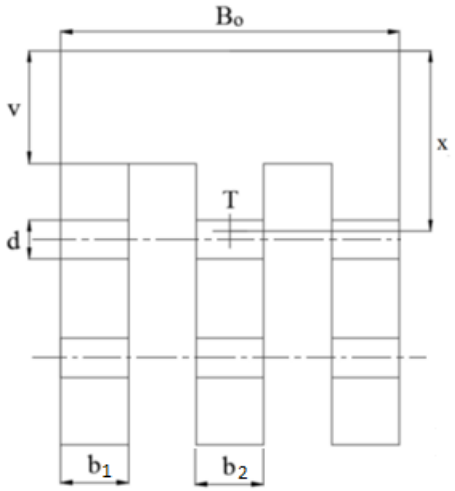
Celkové napětí musí být menší než dovolené napětí $\sigma_D = 275\ [MPa]$, které je stejně jako u VT dílu zjištěno z přílohy č. 5. Byl zvolen materiál P-AK 1 TD.

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 271{,}7 < \sigma_{oD}\ [MPa]$$ celkové napětí (4.85)

$$t_p = t_1 - 50 = 21\ [°C]$$ povrchová teplota lopatky (4.86)

### 4.6.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Závěsy lopatek u prvního stupně jsou voleny vidličkové se dvěma kolíky. Zbylé lopatky NT dílu jsou modulové a mají stromečkový závěs. Rozměry vidličkového typu závěsu jsou popsány na obrázku 20. Závěs byl navržen v AutoCADu.




**Obrázek 20 Vidličkový závěs [5]**

| | |
|---|---|
| $B_o$ [mm] | 55 |
| V [mm] | 15 |
| x [mm] | 33,72 |
| D [mm] | 11.5 |
| $b_1$ [mm] | 11.5 |
| $b_2$ [mm] | 13.5 |
| $S_z$ [$mm^2$] | 2857,6 |

**Tabulka 29 Rozměry vidličkového závěsu dle obrázku 20**

$D_{Tz} = D_p - 2 \cdot x = 0{,}583\ [m]$ průměr těžiště závěsu (4.87)

$t_T = \frac{\pi \cdot D_{Tz}}{z_o} = 0{,}018\ [m]$ rozteč závěsu těžiště (4.88)

$m_Z = \rho \cdot S_z \cdot t_T = 0{,}402\ [kg]$ hmotnost závěsu (4.89)

$F_{oz} = m_z \cdot D_{Tz} \cdot \omega'^2 = 47{,}05\ [kN]$ odstředivá síla závěsu (4.90)

$F_c = F_{oz} + O_L = 204,6\ [kN]$ celková odstředivá síla na lopatku (4.91)

Výpočet jednotlivých ploch, které jsou namáhány tahem, střihem a otlačením je následující. Hodnoty $n_V = 3\ a\ n_K = 2$ stojí pro počet rozvidlení a počet kolíků.

$S_{tah} = (t_T - d_k)\ \cdot (2 \cdot b_1 + b_2) = 260{,}93\ [mm^2]$ plocha závěsu namáhaná na tah (4.92)

$S_{střih} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot n_V \cdot n_K = 1246{,}42\ [mm^2]$ plocha namáhaná na střih (4.93)

$S_{tlak} = d_k\ \cdot (2 \cdot b_1 + b_2) = 465{,}75\ [mm^2]$ plocha namáhaná na otlačení (4.94)

$\sigma_t = \frac{F_c}{S_{tah}} = 783{,}9\ [MPa]$ namáhání v tahu (4.95)

$\sigma_s = \frac{F_c}{S_{střih}} = 164{,}1\ [MPa]$ namáhání ve smyku (4.96)

$\sigma_o = \frac{F_c}{S_{tlak}} = 465{,}75\ [MPa]$ namáhání otlačením (4.97)

$\sigma_{Dt} = \sigma_D = 275\ [MPa]$ dovolené namáhání v tahu (4.98)

$\sigma_{Ds} = (0{,}6 \div 0{,}7) \cdot \sigma_D = 178{,}75\ [MPa]$ dovolené namáhání ve smyku (4.99)

$\sigma_{Do} = 200\ [MPa]$ dovolené namáhání otlačením (4.100)

Výsledná namáhání jsou vyšší než namáhání dovolené, je proto zvolen stromečkový závěs, který snese vyšší zatížení.

### 4.6.3 Namáhání rozváděcích lopatek

Nejvyšší ohybový moment vzniká na patě rozváděcí lopaty, jsou tam tedy nejvíce namáhány. Nová hodnota šířky rozváděcí lopatky $B_r = 57\ mm$.

$$b_r = \frac{B_r}{\cos\gamma_r} = 102{,}6\ [mm]$$ délka tětivy profilu (4.101)

$$S_o = (S_o) \cdot \left(\frac{B_r}{25}\right)^2 = 12{,}2\ [cm^2]$$ plocha profilu na patním průměru (4.102)

$$W_{min} = (W_{min}) \cdot \left(\frac{B_r}{25}\right)^3 = 3{,}14\ [cm^3]$$ ohybový průřezový modul profilu (4.103)

Hodnota optimální rozteče lopatek $t_{opt}$ je uvedena v tabulce 25, stejně tak rozsah, ze kterého je volena. Dále je vypočten počet lopatek. A spočítána skutečná rozteč lopatek.

$$t_r = t_{opt} \cdot b_r = 76{,}9\ [mm]$$ rozteč lopatek (4.104)

$$z_r = \pi \cdot \frac{D_p}{t_r} = 38\ [-]$$ počet lopatek (4.105)

$$t_{r,sk} = \pi \cdot \frac{D_p}{z_r} = 74{,}7\ [mm]$$ skutečná rozteč lopatek (4.106)

K určení síly od přetlaku je nutné zjistit, na jakou plochu přetlak působí. Plocha $S_{př}$ je určena průměrem rotoru $D_2$, ten byl navržen $D_2 = 445\ mm$, a vnějším průměrem rozváděcího kola $D_1$, který je určen špičkovým průměrem rozváděcí lopatky a vnější výškou rozváděcího kola. $D_1 = 1604\ mm$.

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) = 1{,}87\ [m^2]$$ plocha na kterou působí přetlak (4.107)

$$F_{př} = (p_0 - p_1) \cdot S_{př} \cdot \frac{1}{z_r} = 4174{,}6\ [N]$$ síla od přetlaku na jednu lopatku (4.108)

$$F' = F_{př} \cdot \sin\gamma_r = 3758\ [N]$$ síla v ose maximálního kvadratického momentu průřezu (4.109)

$$M_o = F' \cdot f = 950{,}8\ [Nm]$$ ohybový moment na jednu lopatku (4.110)

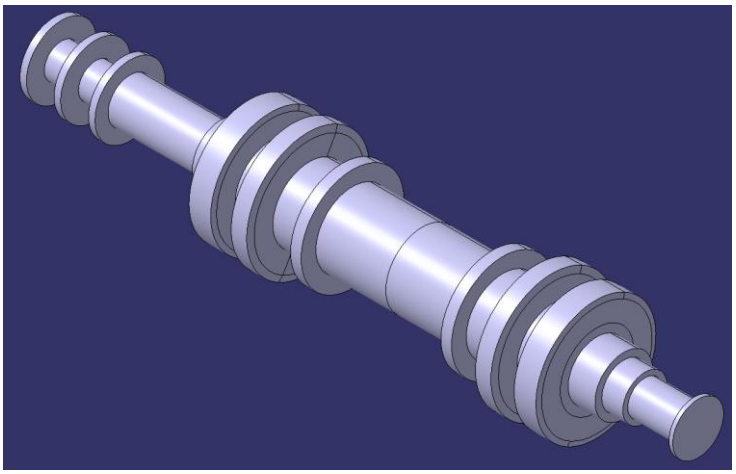
Dovolené napětí pro vybraný materiál, Alsth.C51R-J zvolený z přílohy č. 5, je $\sigma_D = 328\ MPa$.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = 302{,}7\ MPa < \sigma_D$$ napětí v ohybu (4.111)

## 4.7 Kritické otáčky rotoru

Kritické otáčky rotoru NT dílu jsou vypočteny obdobně jako u VT dílu. Opět byl vytvořen modul rotoru a pomocí programu CatiaV5 byla zjištěna jeho hmotnost $m_{rot} = 4840\ kg$. Ložisková vzdálenost $L = 3{,}7\ m$. Součet hmotností lopatek je

$m_{lop} = 472\ kg$. Hmotnost modulových lopatek byla převzata od DŠP. Největší průměr rotoru $d_0 = 445\ mm$.



**Obrázek 21 Model rotoru NT dílu**

$$n_k = 7{,}5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} = 2890{,}52\ [1/min]$$ kritické otáčky rotoru (4.112)

## 4.8 Ložiska

Radiální ložiska byla vypočtena stejným způsobem jako v případě VT dílu. V následující tabulce jsou hodnoty pro rotor, rozdělený na 3 části. Vzhledem k absenci parciálního ostřiku, nevzniká ani reakce způsobená parciálním ostřikem.

| | Přední část, i=1 | Prostřední část, i=2 | Zadní část, i=3 | |
|---|---|---|---|---|
| $m_{ri}$ [kg] | 170 | 4612 | 58 | Hmotnost |
| G [$m^2/s$] | 9,81 | 9,81 | 9,81 | Tíhová konstanta |
| $Fg_i$ [N] | 1668 | 45238 | 573 | Tíhová síla |
| $x_{ti}$ [m] | 0,187 | 1,660 | 0,097 | rozměry |

$$R_{m2} = \frac{F_{g2} \cdot x_{t2} - F_{g1} \cdot x_{t1} + F_{g3} \cdot L + x_{t3}}{L} = 19{,}97\ [kN]$$ reakce zadní podpory (4.113)

$$R_{m1} = F_{g1} + F_{g2} + F_{g3} - R_{m2} = 25{,}61\ [kN]$$ reakce přední podpory (4.114)

Byla zvolena ložiska o průměru $D_b = 200\ [mm]$. Délka nosné pánve předního ložiska byla zvolena $L = 150\ [mm]$, u zadního ložiska $L = 120\ [mm]$.

$$p_{r1} = \frac{R_{r1}}{L \cdot D_b} = 0{,}88\ [MPa]$$ specifický tlak předního ložiska (4.115)

$$p_{r2} = \frac{R_{r2}}{L \cdot D_b} = 0{,}90\ [MPa]$$ specifický tlak zadního ložiska (4.116)

# 5 Účinnost cyklu

V letním provozu dosahuje turbína účinnosti $\eta_{td} = 82{,}9\ \%$**.** Výkon stroje je určen součtem výkonů VT a NT dílu.

$$P_i = P_{VT} + P_{NT} = 52{,}8\ [MW] \qquad \text{vnitřní výkon stroje} \qquad (5.1)$$

K výpočtu elektrického výkonu na svorkách generátoru $P_G$ je nutné odhadnout účinnost elektrického alternátoru $\eta_{el} = 0{,}97$ a mechanickou účinnost $\eta_m = 0{,}99$.

$$P_G = P_i \cdot \eta_{el} \cdot \eta_m = 50{,}7\ [MWe] \qquad \text{výkon na svorkách generátoru} \qquad (5.2)$$

Tepelná účinnost celého cyklu $\eta$ je stanovena poměrem výkonu na svorkách generátoru $P_G$ a tepla přivedeného kotli $Q_p$.

$$Q_p = m \cdot (i_0 - i_{NV}) = 133{,}2\ [MWt] \qquad \text{teplo přivedené kotli} \qquad (5.3)$$

$$\eta = \frac{P_G}{Q_p} \cdot 100 = 38{,}06\ [\%] \qquad \text{účinnost cyklu} \qquad (5.4)$$

Jelikož byla turbína navržena pro letní provoz, dosahuje v tomto provozu nejvyšší účinnosti $\eta_{td} = 82{,}9\ \%$**.** S každou odchylkou od návrhových parametrů dochází k jejímu poklesu. Účinnost při zimním provozu byla odhadnuta po konzultaci v DŠP na $\eta_{td} = 81{,}5\ \%$.

V zimním provozu je NT díl odpojen a v provozu je pouze VT díl, výkon VT dílu v zimním provozu je $P_i$ =23,3 MW. Výkon na svorkách generátoru je vypočten obdobně jako u letního provozu.

$$P_G = P_i \cdot \eta_{el} \cdot \eta_m = 22{,}4\ [MWe] \qquad \text{výkon na svorkách generátoru} \qquad (4.5)$$

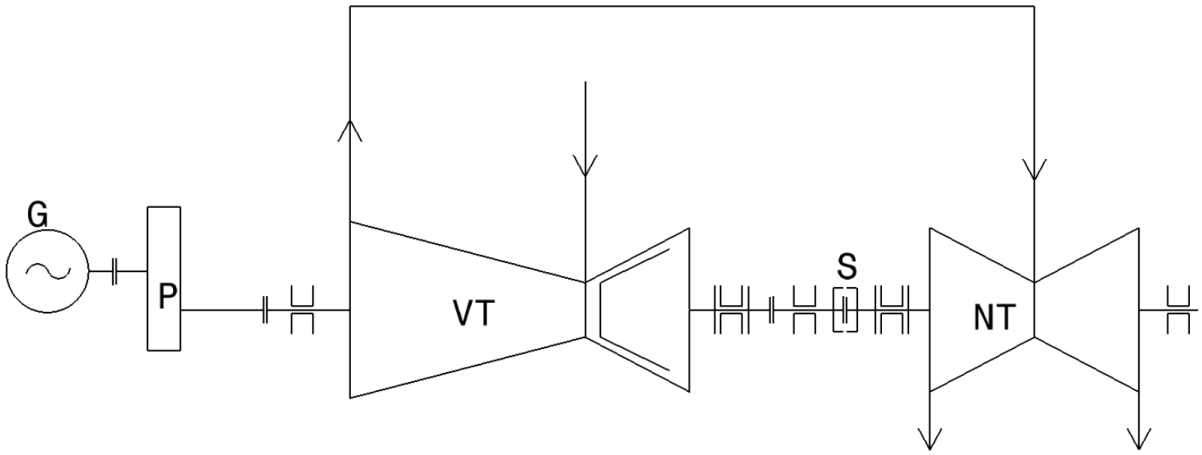
Tepelná účinnost cyklu v zimním provozu je určena navíc tepelným výkonem OTV1.

$$Q_p = m \cdot (i_0 - i_{NV}) = 83\ [MWt] \qquad \text{teplo přivedené kotli} \qquad (4.6)$$

$$Q_{OTV1} = m_V \cdot (i_{tv2} - i_{tv1}) = 53{,}6\ [MWt] \qquad \text{Tepelný výkon OTV1} \qquad (4.7)$$

$$\eta = \frac{P_G + Q_{OTV1}}{Q_p} \cdot 100 = 91{,}61\ [\%] \qquad \text{účinnost cyklu} \qquad (4.8)$$

# 6 Uspořádání soustrojí




**Obrázek 22 Dispoziční uspořádání soustrojí**

Dispoziční uspořádání soustrojí bylo navrženo dle obrázku 22. Na obrázku je vyznačen generátor (G), převodovka (P), VT díl, NT díl, synchronizační spojka (S). Dále jsou zobrazeny ložiska a také poloha vstupu a výstupu z každé turbíny. VT díl je uložen na radiálním a kombinovaném ložisku. Mezikus mezi VT dílem a synchronizační spojkou je uložen na radiálním ložisku, kterým je podepírán. NT díl je také uložen na kombinovaném a radiálním ložisku.

# Závěr

Cílem práce bylo navrhnout vysokootáčkovou dvoutělesovou turbínu s odpojitelným NT dílem, která pracuje se zadanými parametry páry. Kapitola 1 stručně popisuje princip synchronizační spojky, díky které lze za chodu stroje připojit či odpojit NT díl turbíny. Kapitola 2 se zabývá výpočtem bilančního schématu, ze kterého následně vychází kapitola 3, kde je popsán výpočet průtočné části VT dílu a jsou provedeny pevnostní výpočty. Součástí kapitoly 3 je zároveň návrh rotoru a určení jeho kritických otáček, návrh ložisek a určení tloušťky stěny vnitřního tělesa. V kapitole 4 je navržena průtočná část NT dílu, jsou provedeny pevností výpočty a opět jsou spočítány ložiska a kritické otáčky rotoru NT dílu. V kapitole 6 je zobrazeno a stručně popsáno uspořádání soustrojí.

Navržený VT díl turbíny má 27 stupňů. Podle zadání byl navržen v bubnovém uspořádání, pouze první regulační stupeň je kolový. VT díl je z důvodu snazší kompenzace vznikajících axiálních sil navržen s otočeným proudem. Vzhledem k vysokým vstupním parametrům má VT díl vnitřní těleso, ve kterém je uloženo prvních 15 stupňů (A-kolo + 14 stupňů). Za vnitřním tělesem je proud otočen a pára dále pokračuje v expanzi ve zbylých stupních. VT díl má 4 odběry pro regeneraci, přičemž jeden z odběrů je společný pro špičkovací ohřívák topné vody. Odběry jsou z turbíny vedeny směrem dolů. Výstup z VT dílu je veden z důvodu lepšího dispozičního uspořádání strojovny směrem nahoru. V zimním provozu proudí pára z výstupu do ohříváku topné vody, v letním provozu je pára vedena do NT dílu, kde navyšuje výrobu elektrické energie a zvyšuje tak ekonomičnost díla.

NT díl je koncipován jako dvouproudý. Průtočná část má 2x3 stupně. Byl navržen jako jednoplášťový s výstupem dolu a jedním odběrem do regenerace. Pára z výstupu je dále vedena do kondenzátoru. NT díl je v chodu pouze v letním provozu, kdy nejsou požadavky na dodávku tepla a pára po expanzi ve VT dílu dále pokračuje v expanzi v NT dílu.

Byly napočteny kritické otáčky jednotlivých dílů turbíny. Navržená geometrie splňuje základní požadavky na správný chod rotorové soustavy. Kritické otáčky celé soustavy je však nutné řešit s vazbou na generátor, mezikus pro připojení dílů a také například tuhost synchronizační spojky. Tato úloha nebyla v rámci této práce řešena.

Elektrický výkon stroje v letním provozu byl stanoven na 50,7 MWe a účinnost na 82,9 %. Celková tepelná účinnost cyklu je 38,06 %. V letním provozu byl stanoven elektrický výkon turbíny 22,4 MWe a tepelný výkon topného sytému 53,6 MWt. Celková tepelná účinnost cyklu při letním provozu byla stanovena na 91,61 %.

Dále byly navrženy podélné řezy jednotlivých dílů a také celkový sestavný řez. Tyto výkresy jsou přiloženy v přílohách.

Tlak na co nejvyšší efektivitu využívání primární energie existuje již od počátků jejího zpracování. Současný stav technického poznání však otevírá nové možnosti a nutí výrobce tato poznání využívat. Díky možnosti připojovat za chodu jednotlivé díly parní turbíny se navyšuje flexibilita a celková ekonomičnost provozování a je možné tak efektivně zužitkovat i jinak nevyužitou a ztracenou energii.

# Seznam použitých zdrojů

[1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbíny – tepelný a pevnostní výpočet.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007.

[2] Fiedler, Jan. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004.

[3] J. BEČVÁŘ, Tepelné turbíny, Praha: Nakladateltví technické literatury, 1968.

[4] Lejsek, Adam. DP: *Vliv designu průtočné části na účinnost a cenu parní turbíny*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2020.

[5] Janeček, Martin. DP: *Retrofit parní turbíny 120 MW*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2020.

[6] Kubiš, Zdeněk. DP: *Protitlaková parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2013.

[7] Kracík, Petr. DP: *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2011.

[8] J. LOUTHAN, „Parní turbíny a kondenzátory," Přednáška ZČU, Plzeň, 2019.

[9] SSS Clutch | powersmithgroup1. *Industrial Products and Services, EMF Assessment , Powersmith Group* [online]. Copyright © Copyright 2020 [cit. 23.03.2023]. Dostupné z: https://www.powersmithgroup.com/sss-cluch

[10] J. KUČERA, „Parní turbíny a kondenzátory," Přednáška ZČU, Plzeň, 2019.

# Seznam obrázků

Obrázek 1 Naznačení principu fungování SSS spojky [9] ..... 15
Obrázek 2 Tepelné schéma turbíny ..... 18
Obrázek 3 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů [2] ..... 26
Obrázek 4 Průtočný kanál A-kola [2] ..... 27
Obrázek 5 Průběh změny tlaku a měrného objemu ..... 34
Obrázek 6 Schématické znázornění průtočné části ..... 35
Obrázek 7 p-v diagram úseku I ..... 37
Obrázek 8 p-v diagram úseku II ..... 37
Obrázek 9 p-v diagram úseku III ..... 38
Obrázek 10 p-v diagram úseku IV a V ..... 38
Obrázek 11 rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s označením rychlostí a úhlů [2] ..... 40
Obrázek 12 Označení rozměrů charakterizujících profil [2] ..... 43
Obrázek 13 Závěs typu T [5] ..... 47
Obrázek 14 Model rotoru VT dílu ..... 50
Obrázek 15 Návrh ložisek [4] ..... 51
Obrázek 16 Vnitřní a vnější těleso turbíny [3] ..... 53
Obrázek 17 Vnitřní těleso – schématicky [1] ..... 53
Obrázek 18 Horizontální příruba [1] ..... 54
Obrázek 19 Parametry charakterizující profil lopatek [6] ..... 61
Obrázek 20 Vidličkový závěs [5] ..... 65
Obrázek 21 Model rotoru NT dílu ..... 68
Obrázek 22 Dispoziční uspořádání soustrojí ..... 70

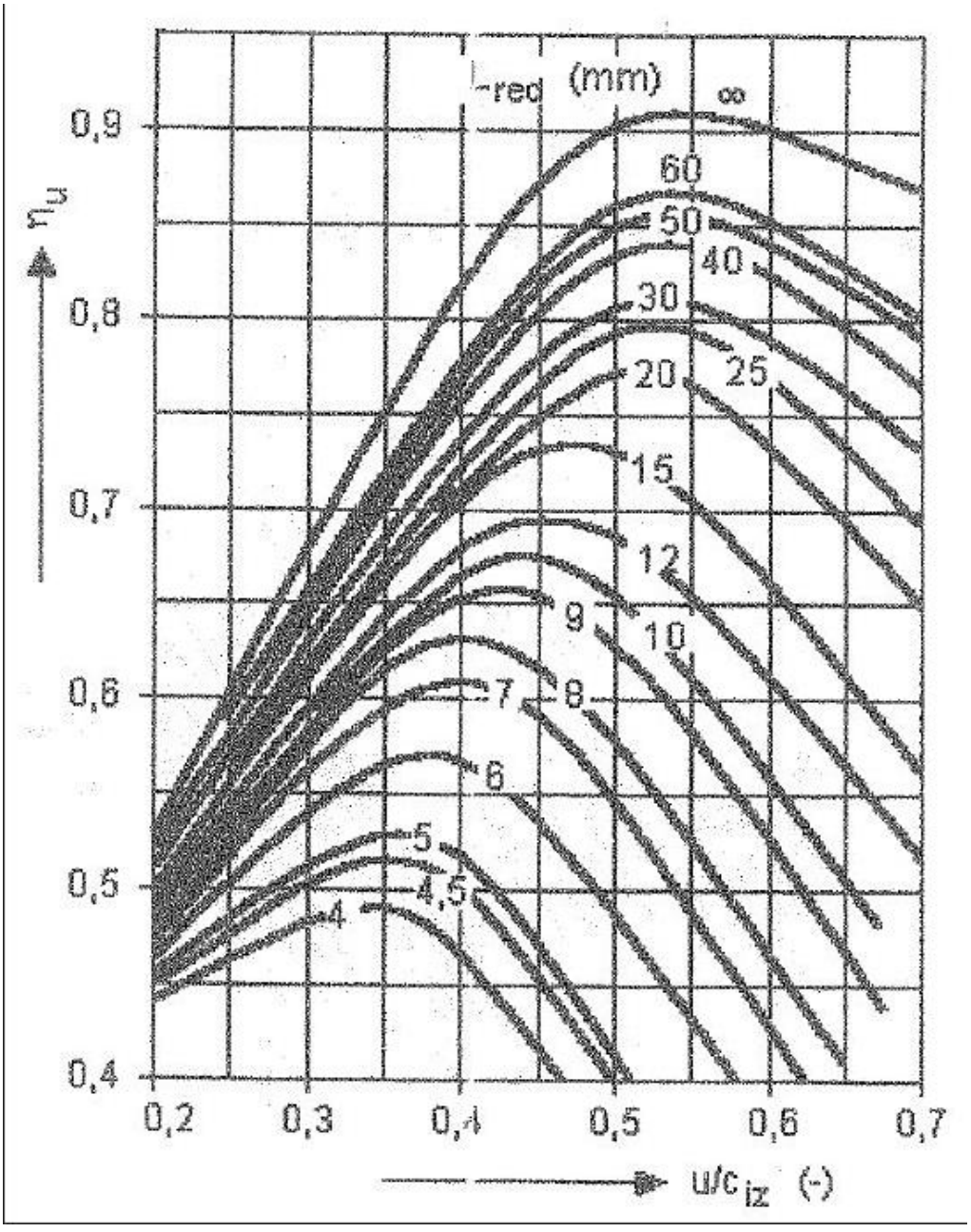
# Seznam tabulek

Tabulka 1 Tabulka zadaných parametrů ..... 15
Tabulka 2 Parametry bilančního schématu ..... 23
Tabulka 3 Výsledky předběžného výpočtu ..... 34
Tabulka 4 Předběžný výpočet stavů páry ve stupni ..... 36
Tabulka 5 Výsledky výpočtu stupňů metodou ($c_a$/u) ..... 40
Tabulka 6 Výsledky výpočtu rychlostí a úhlů ..... 41
Tabulka 7 Výsledky výpočtu vnitřních ztrát, účinností a vnitřního výkonu ..... 42
Tabulka 8 Zvolený profil lopatek ..... 43
Tabulka 9 Ověření pevnosti lopatek, 1. část ..... 45
Tabulka 10 Ověření pevnosti lopatek, 2. část ..... 45
Tabulka 11 Ověření pevnosti lopatek, 3. část ..... 46
Tabulka 12 Ověření pevnosti lopatek, 4. část ..... 46
Tabulka 13 rozměry závěsu ..... 47
Tabulka 14 Ověření namáhání závěsu, 1. část ..... 48
Tabulka 15 Ověření namáhání závěsu, 2. část ..... 48
Tabulka 16 Ověření namáhání závěsu, 3. část ..... 49
Tabulka 17 Rozměry závěsu ..... 49
Tabulka 18 Ověření namáhání závěsu, 4. část ..... 49
Tabulka 19 Zatížení od vlastní hmotnosti rotoru ..... 51
Tabulka 20 Rozměry kombinovaného ložiska ..... 52
Tabulka 21 Zvolené rozměry příruby ..... 55
Tabulka 22 Základní parametry průtočné části ..... 58
Tabulka 23 Shrnutí základních parametrů turbíny ..... 58
Tabulka 24 Výsledné hodnoty rychlostí a úhlů ..... 60
Tabulka 25 Profily rozváděcích lopatek ..... 61
Tabulka 26 Profily oběžných lopatek ..... 61
Tabulka 27 Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami ..... 63
Tabulka 28 Délky lopatek ..... 63
Tabulka 29 Rozměry vidličkového závěsu dle obrázku 20 ..... 66

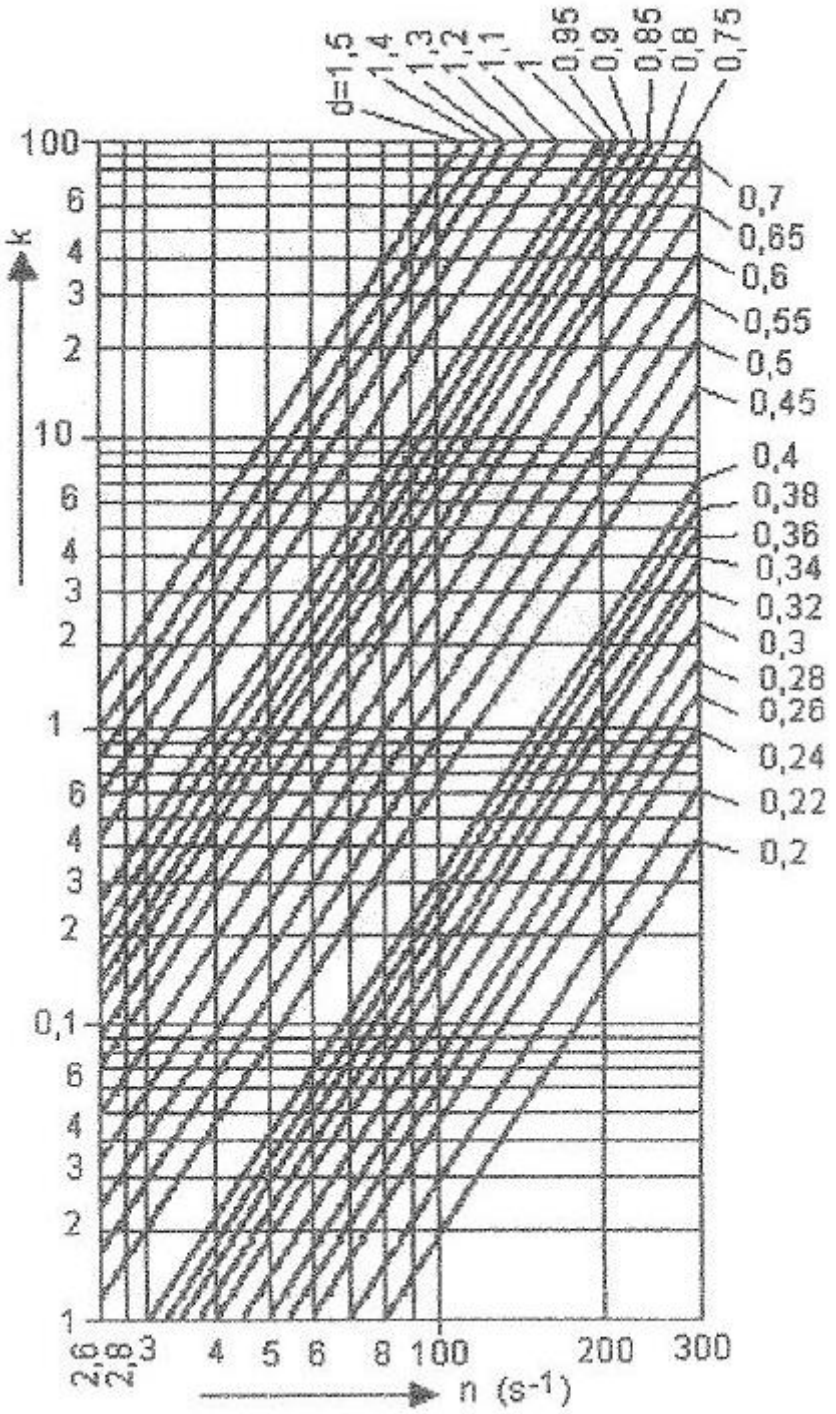
# Seznam příloh

Příloha č. 1 Redukovaná účinnost regulačního stupně [2] ..... i
Příloha č. 2 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2] ..... ii
Příloha č. 3 Závislost rychlostního součinitele na ohnutí proudu [2] ..... iii
Příloha č. 4 Tabulka rovnotlakých profilů [2] ..... iv
Příloha č. 5 Dovolená napětí materiálu [1] ..... v
Příloha č. 6 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou ($c_a/u$) [2] ..... vi
Příloha č. 7 Účinnost přetlakových stupňů [2] ..... vii
Příloha č. 8 Tabulka přetlakových profilů lopatek [2] ..... viii
Příloha č. 9 Závěs lopatek [1] ..... ix
Příloha č. 10 Síly od parciálního ostřiku působící na rotor [1] ..... x
Příloha č. 11 Youngův modul pružnosti [1] ..... xi
Příloha č. 12 Profily lopatek [1] ..... xii
Příloha č. 13 Tepelné schéma – letní provoz ..... xiii
Příloha č. 14 Tepelné schéma – zimní provoz ..... xiv
Příloha č. 15 Podélný řez VT dílu ..... i
Příloha č. 16 Podélný řez NT dílu ..... ii
Příloha č. 17 Podélný řez celým strojem ..... iii

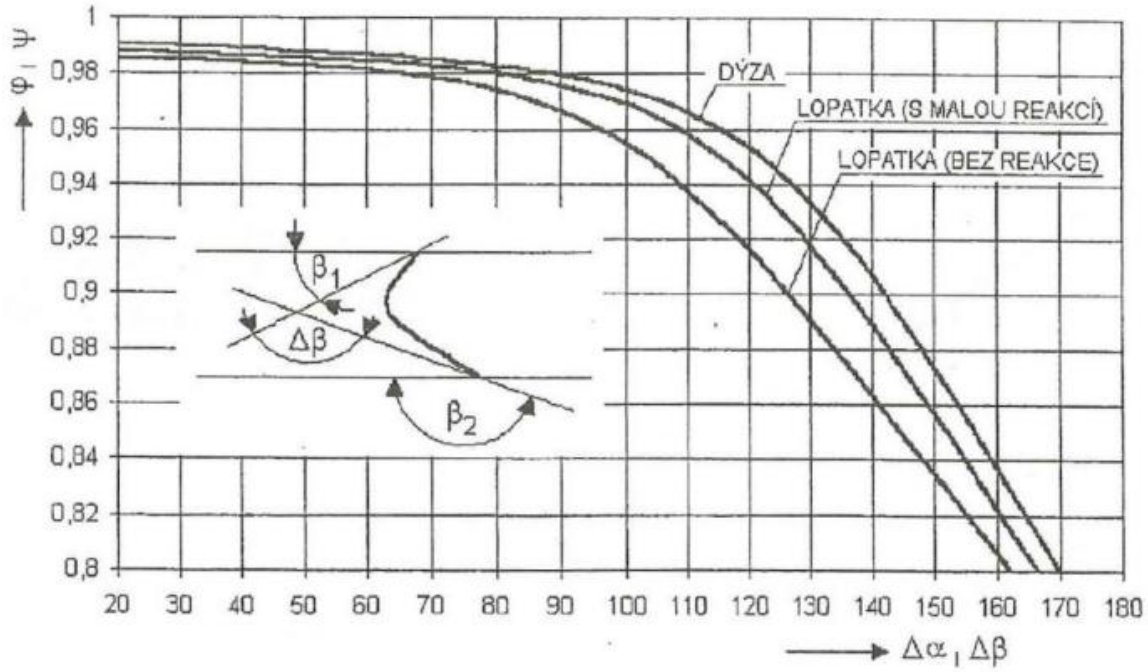
**Příloha č. 1 Redukovaná účinnost regulačního stupně [2]**



**Příloha č. 2 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2]**



**Příloha č. 3 Závislost rychlostního součinitele na ohnutí proudu [2]**



# PŘÍLOHA č. 4 [2]

**Příloha č. 4 Tabulka rovnotlakých profilů [2]**

| Typ mříže | Rozsah Machova čísla | Vstupní úhly do mříže | Výstupní úhly z mříže | Označení profilu | Optimální rozteč $s/c$ | Optimální úhel nastavení $\gamma$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Skupina A | 0,3-0,9 | 70-100 | 8-11 | TS-0A | 0,76-0,95 | 30-33 |
| | | | 10-14 | TS-1A | 0,74-0,90 | 32-36 |
| | | | 13-17 | TS-2A | 0,70-0,90 | 37-41 |
| | | | 16-22 | TS-3A | 0,65-0,85 | 41-46 |
| | | | 22-27 | TS-4A | 0,60-0,74 | 43-46 |
| | | | 27-32 | TS-5A | 0,55-0,64 | 46-49 |
| | | | 33-37 | TS-6A | 0,52-0,60 | 53-56 |
| | | 45-60 | 13-17 | TS-1A-I | 0,74-0,95 | 50-54 |
| | | 55-70 | 17-22 | TS-2A-I | 0,70-0,90 | 56-60 |
| | | 60-70 | 22-27 | TS-3A-I | 0,65-0,85 | 62-66 |
| | | 65--80 | 27-32 | TS-4A-I | 0,60-0,74 | 68-72 |
| | | | 32-37 | TS-5A-I | 0,55-0,64 | 72-75 |
| Skupina B | 0,85-1,3 | 70-110 | 10-14 | TS-1B | 0,74-0,95 | 32-36 |
| | | | 13-17 | TS-2B | 0,70-0,90 | 37-41 |
| | | | 16-22 | TS-3B | 0,65-0,85 | 41-46 |
| | | | 22-27 | TS-4B | 0,58-0,74 | 44-50 |
| | | | 27-32 | TS-5B | 0,55-0,64 | 48-54 |
| Skupina C | 1,3-1,6 | 60-120 | 7-11 | TS-1C | 0,65-0,75 | 27-31 |
| | | | 11-15 | TS-2C | 0,65-0,75 | 37-41 |
| | | | 15-20 | TS-3C | 0,65-0,75 | 37-41 |
| | | | 20-25 | TS-4C | 0,65-0,75 | 46-50 |
| | | 60-120 | 7-11 | TS-1CR | 0,55-0,65 | 27-31 |
| | | | 11-15 | TS-2CR | 0,55-0,65 | 37-41 |
| | | | 15-20 | TS-3CR | 0,52-0,65 | 37-41 |
| | | | 20-25 | TS-4CR | 0,55-0,65 | 46-50 |

*Tab. 10.3 Tabulka rovnotlakových profilů – rotorové*

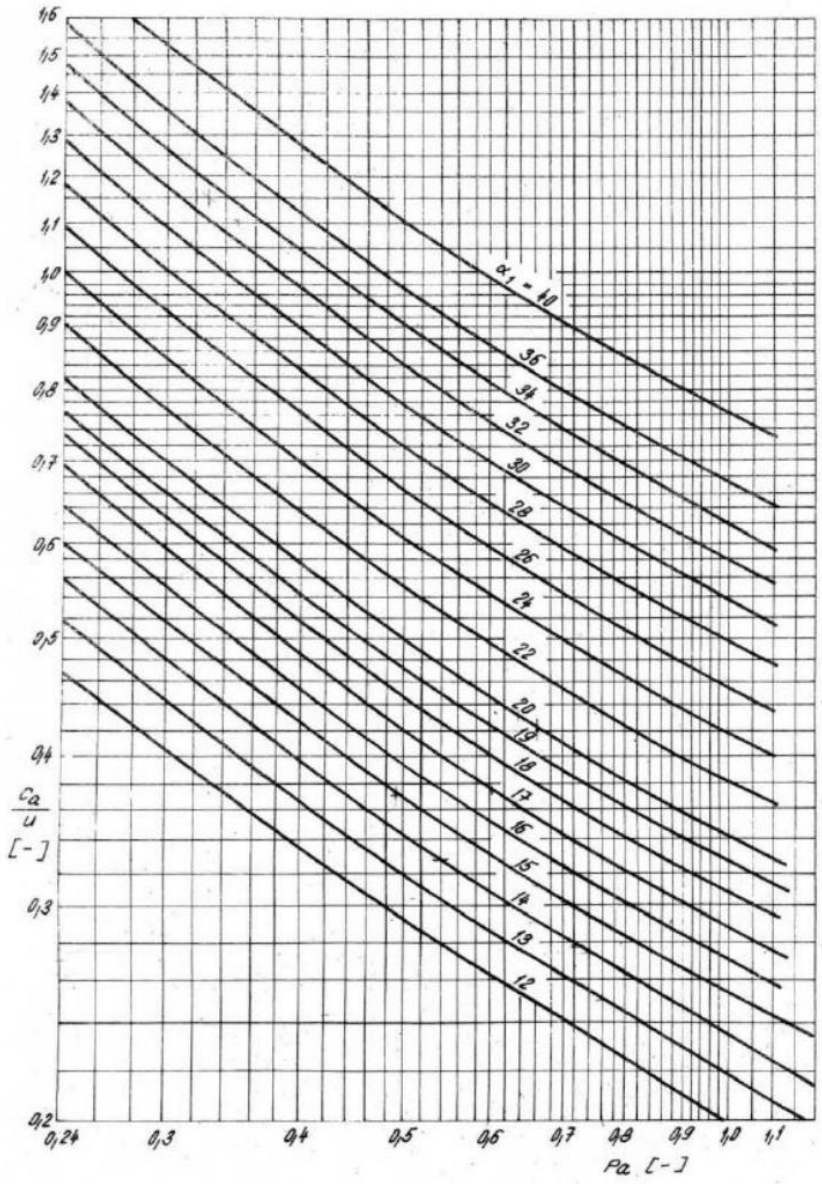
| Typ mříže | Rozsah Machova čísla | Vstupní úhly do mříže | Výstupní úhly z mříže | Označení profilu | Optimální rozteč $s/c$ | Optimální úhel nastavení $\gamma$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Skupina A | 0,3-0,9 | 14-25 | 13-15 | TR-0A | 0,6-075 | 76-79 |
| | | 18-33 | 16-19 | TR-1A | 0,6-0,7 | 76-79 |
| | | 25-40 | 19-22 | TR-2A | 0,58-0,65 | 76-79 |
| | | 28-45 | 24-28 | TR-3A | 0,54-0,64 | 77-80 |
| | | 35-50 | 28-32 | TR-4A | 0,55-0,64 | 74-78 |
| | | 40-55 | 32-36 | TR-5A | 0,52-0,60 | 76-79 |
| | | 45-65 | 36-39 | TR-6A | 0,52-0,58 | 77-81 |
| Skupina B | 0,85-1,25 | 18-28 | 17-20 | TR-1B | 0,59-0,7 | 77-82 |
| | | | | TR-1Bk | | |
| | | 22-33 | 19-22 | TR-2B | 0,58-0,65 | 81-85 |
| | | | | TR-3Bk | | |
| | | 26-38 | 24-28 | TR-3B | 0,57-0,62 | 83-88 |
| | | 30-42 | 27-32 | TR-4B | 0,55-0,60 | 84-88 |
| | | 35-48 | 32-35 | TR-5B | 0,52-0,60 | 85-89 |
| Skupina C | 1,25-1,9 | 18-24 | 18-20 | TR-1C | 0,57-0,65 | 87-89 |
| | | 20-26 | 20-23 | TR-2C | 0,58-0,63 | 87-89 |
| | | 23-30 | 22-26 | TR-3C | 0,55-0,60 | 87-90 |
| | | 26-32 | 25-28 | TR-4C | 0,54-0,58 | 87-90 |

**Příloha č. 5 Dovolená napětí materiálu [1]**

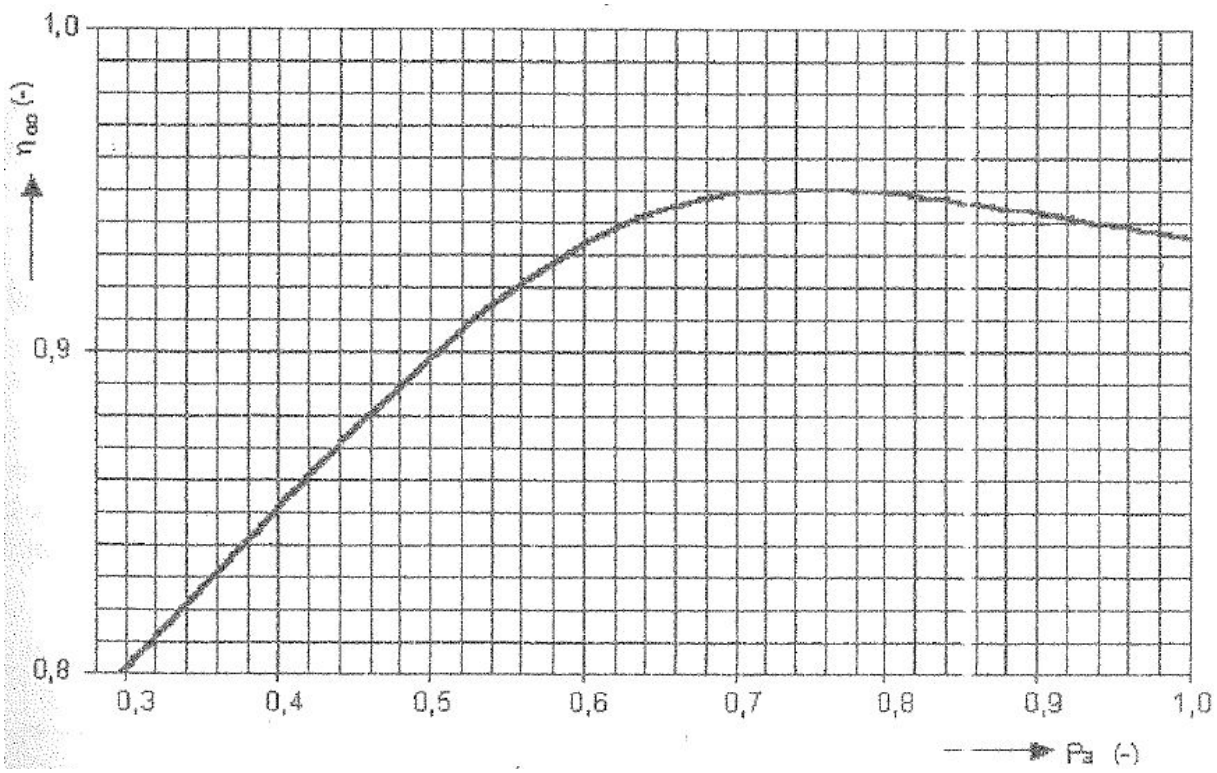
| | *ident | název mater. | Sqkm | Tmax | S20. 100. 200. 300. 350. 375. 400. 420. 440. 460. 480. 500. 510. 520. 530. 540. 550. →T | E20. 100. 200. 300. 400. 500. 600. | * poznámky až do konce |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Rozv. kola | 00101 | 15 128. 5 | 363. | 550. | 181. 172. 159. 147. 139. 135. 132. 128. 125. 121. 109. 84. 75. 66. 56. 50. 44. | 214. 211. 208. 197. 188. 178. 166. | * plechy, výkovky i nad 400° C |
| | 00102 | 11 523. 1 | 304. | 400. | 152. 132. 118. 103. 93. 87. 62. | 210. 210. 208. 197. 188. | * plechy, výkovky i do 400° C |
| | 00103 | 422747. 6 | 410. | 550. | 216. 196. 181. 172. 167. 164. 162. 160. 152. 125. 100. 80. 71. 65. 57. 50. 44. | 213. 211. 204. 193. 186. 177. 167. | * odlitky i nad 400° C |
| | 00104 | 422744. 6 | 284. | 550. | 142. 137. 132. 127. 123. 118. 113. 109. 105. 101. 98. 83. 72. 61. 51. 43. 36. | 213. 210. 204. 197. 188. 179. 168. | * odlitky i nad 400° C |
| | 00105 | 422742. 6 | 314. | 500. | 157. 142. 127. 115. 108. 103. 98. 96. 94. 86. 78. 59. | 212. 209. 203. 196. 187. 176. 164. | * odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun |
| | 00106 | 422713. 5 | 245. | 400. | 123. 113. 98. 83. 69. 59. 49. | 212. 208. 202. 193. 184. | * odlitky i do 400° C |
| | 00107 | 422904. 5 | 294. | 350. | 147. 132. 118. 108. 103. | 216. 211. 204. 196. 187. | * korozivzd. (pro jaderné 220) |
| | 00108 | SN 422903. 6 | 360. | 400. | 180. 145. 140. 135. 132. 131. 130. | 214. 209. 202. 193. 182. | * korozivzd. (pro jaderné 1000) |
| | 00109 | 422425 | 245. | 250. | 59. 59. 59. 59. | 126. 124. 121. 119. | * slitina i do 250° C |
| Rozv. lop. | 00201 | 15 128.5 | 274. | 550. | 220. 214. 207. 196. 172. 172. 172. 153. 153. 133. 133. 133. 86. 86. 59. 59. 59. | | * tyče, vt profily i nad 400° C |
| | 00202 | 15 335.3 | 392 | 550. | 314. 229. 282. 267. 251. 251. 251. 212. 212. 172. 172. 172. 133. 133. 94. 94. 94. | | * tyče, vt profily i nad 400° C |
| | 00203 | 17 021.2 | 274. | 400. | 220. 204. 188. 180. 172. 172. 172. | | * tyče, st profily i do 400° C |
| | 00204 | 422745 | 319. | 550. | 255. 245. 240. 235. 220. 220. 220. 208. 208. 134. 134. 134. 88. 88. 59. 59. 59. | | * přesné odlitky u starých strojů |
| | 00205 | SN 422903 | 360. | 400. | 284. 231. 223. 216. 208. 208. 208. | | * svařovaná rozváděcí kola i do 400° C |
| | 00206 | 422904 | 294. | 400. | 235. 220. 206. 191. 186. 186. 186. | | * svařovaná rozváděcí kola i do 400° C |
| | 00207 | 422905 | 245. | 400. | 196. 180. 169. 161. 153. 153. 153. | | * rozv. lop. zalité v šedé litině (NT) |
| | 00208 | Alsth.C51R-J | 441. | 550. | 353. 328. 309. 279. 258. 258. 258. 231. 231. 147. 147. 147. 115. 115. 88. 88. 88. | | * Alsthom, nahrada 15 335 |
| Rotory | 00301 | 15 335.9 | 490. | 550. | 196. 186. 176. 157. 147. 142. 137. 133. 129. 123. 113. 103. 98. 93. 88. 82. 76. | | * |
| | 00302 | 15 320.9 | 490. | 550. | 196. 186. 176. 157. 147. 142. 137. 133. 129. 123. 108. 83. 70. 59. 50. 42. 35. | | * VT,ST rotory méně namáhané a studenější |
| | 00303 | 16 236.6 | 539. | 550. | 216. 201. 186. 167. 157. 155. 152. 142. 132. 123. 108. 93. 86. 78. 72. 65. 57. | | * VT,ST rotory více namáhané a teplejší |
| | 00304 | 16 431.6 | 588. | 500. | 235. 216. 196. 176. 167. 162. 157. 152. 137. 118. 98. 73. | | * |
| | 00305 | 16 431.9 | 637. | 500. | 255. 235. 216. 196. 186. 181. 176. 172. 137. 118. 98. 73. | | * |
| | 00306 | 16 444.6(.9) | 735. | 420. | 294. 279. 255. 230. 216. 196. 176. 147. | | * disky skládaných rotorů |
| | 00307 | 16 536.6 | 686. | 420. | 276. 260. 235. 216. 206. 191. 176. 147. | | * disky svař. NT rotorů, běžně používaná |
| | 00308 | 16 536.6 a | 314. | 420. | 314. 299. 276. 245. 230. 206. 176. 147. | | * disky do šířky 500 mm |
| Ob.lop. | 00401 | PAK 1.6 | 490. | 460. | 196. 186. 172. 157. 137. 123. 88. 69. 53. 37. | | |
| | 00402 | PAK 1.6 vyk. | 539. | 420. | 216. 206. 186. 172. 152. 132. 98. 78. | | |
| | 00403 | PAK 2MV.7 | 570. | 550. | 230. 221. 211. 201. 191. 186. 181. 176. 172. 167. 162. 142. 123. 103. 88. 74. 59. | | |
| | 00404 | P-AK 1 TD | 686. | 200. | 275. 260. 245. | | |
| kolíky | 00501 | 15 320.9 | 588. | 550. | 157. 150. 144. 125. 115. 110. 105. 102. 99. 96. 82. 63. 52. 44. 37. 31. 26. | | |

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

**Příloha č. 6 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou ($c_a/u$) [2]**



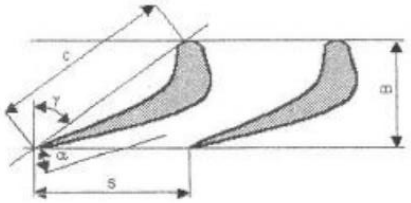
**Příloha č. 7 Účinnost přetlakových stupňů [2]**



**Příloha č. 8 Tabulka přetlakových profilů lopatek [2]**

## 10.2 Tabulky profilů lopatek parních turbín

*Tab. 10.1Přetlakové profily statorových a rotorových lopatek – doporučené hodnoty*

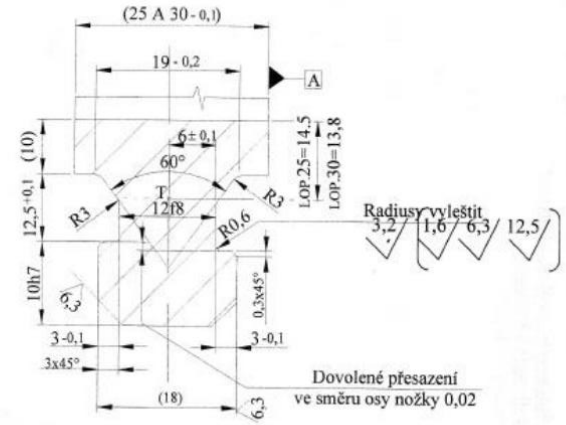


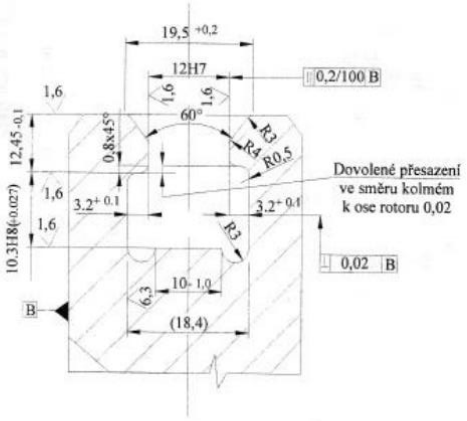

| Profil | B | $\alpha_0$, s [mm] | | | | | | c [mm] | γ | $W_{min}$ [cm³] | S [cm²] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | s/c = 0,67 | | s/c = 0,75 | | s/c = 0,815 | | | | | |
| PB 500 | 8,5<br>9,2<br>9,7<br>10,1 | s = 8,44 | 12<br>16<br>18 | s = 9,9 | 13<br>17<br>20<br>23 | s = 18,758 | 14<br>18<br>21 | 13,2<br>23,0 | 49°<br>44°30´<br>41°30´<br>38°30´ | 0,0114 | 0,265 |
| PB 510 | 11,8<br>12,8<br>13,4<br>14,1<br>14,7 | s = 12,261 | 12<br>16<br>19 | s = 13,725 | 13<br>17<br>20<br>23<br>26 | s = 14,9145 | 14<br>18<br>21 | 18,3 | 49°<br>44°30´<br>41°30´<br>38°30´<br>35° | 0,0304 | 0,5099 |
| PB 520 | 14,4<br>15,7<br>16,5<br>17,2<br>18,0<br>19,1 | s = 15,008 | 12<br>16<br>19 | s = 16,8 | 13<br>17<br>20<br>23<br>26<br>30 | s = 18,256 | 14<br>18<br>20 | 22,4 | 49°<br>44°30´<br>41°30´<br>38°30´<br>35°<br>30° | 0,0543 | 0,780 |
| PB 530 | 18,7<br>19,6<br>20,5<br>21,6<br>22,8 | s = 17,956 | 16<br>19 | s = 20,1 | 17<br>20<br>23<br>26<br>30 | s = 21,842 | 18<br>21 | 26,8 | 44°30´<br>41°30´<br>38°30´<br>35°<br>30° | 0,0930 | 1,115 |
| PB 540 | 21,5<br>22,8<br>23,8<br>24,9<br>26,4 | s = 20,77 | 16<br>19 | s = 23,25 | 17<br>20<br>23<br>26<br>30 | s = 25,265 | 18<br>21 | 31,0 | 44°30´<br>41°30´<br>38°30´<br>35°<br>30° | 0,1439 | 1,496 |
| PB 550 | 27,4<br>28,8<br>30,1<br>31,5<br>33,4 | s = 26,264 | 16<br>19 | s = 29,4 | 17<br>20<br>23<br>26<br>30 | s = 31,948 | 18<br>21 | 39,2 | 44°30´<br>41°30´<br>38°30´<br>35°<br>30° | 0,2915 | 2,385 |
| PB 560 | 38,8<br>40,8 | s = 30,552 | | s = 34,2 | 30<br>33 | s = 37,164 | | 45,6 | 30°<br>25° | 0,460 | 3,230 |

**Příloha č. 9 Závěs lopatek [1]**

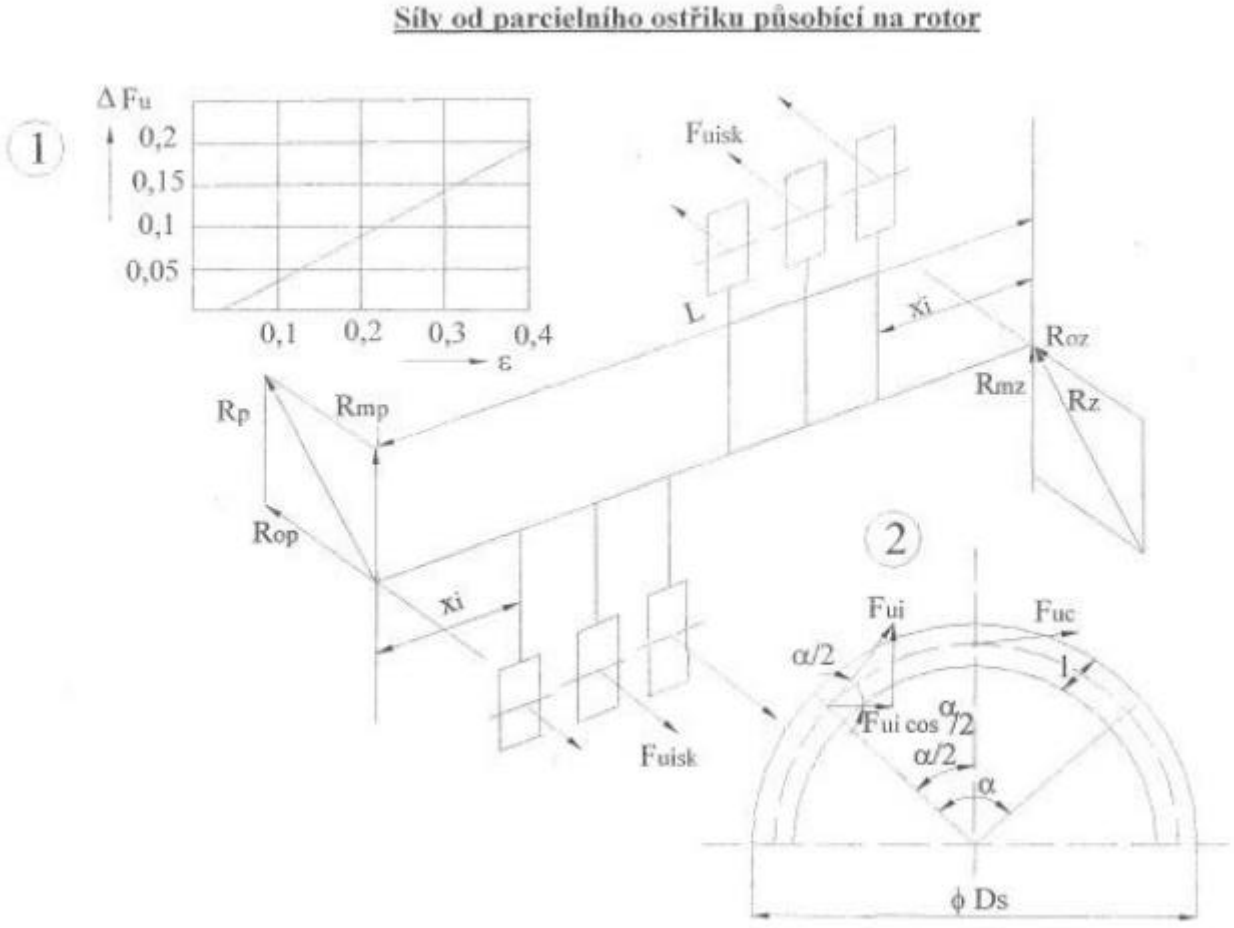
**Závěs lopatek- typ T**
**Oběžné lopatky**

Nožka a drážka 25 a 30 mm
1. „T" Těžiště nožky
2. Plocha nožky „F" pro lop. 25 = 5,9 cm$^2$, pro lop. 30 = 6,4 cm$^2$

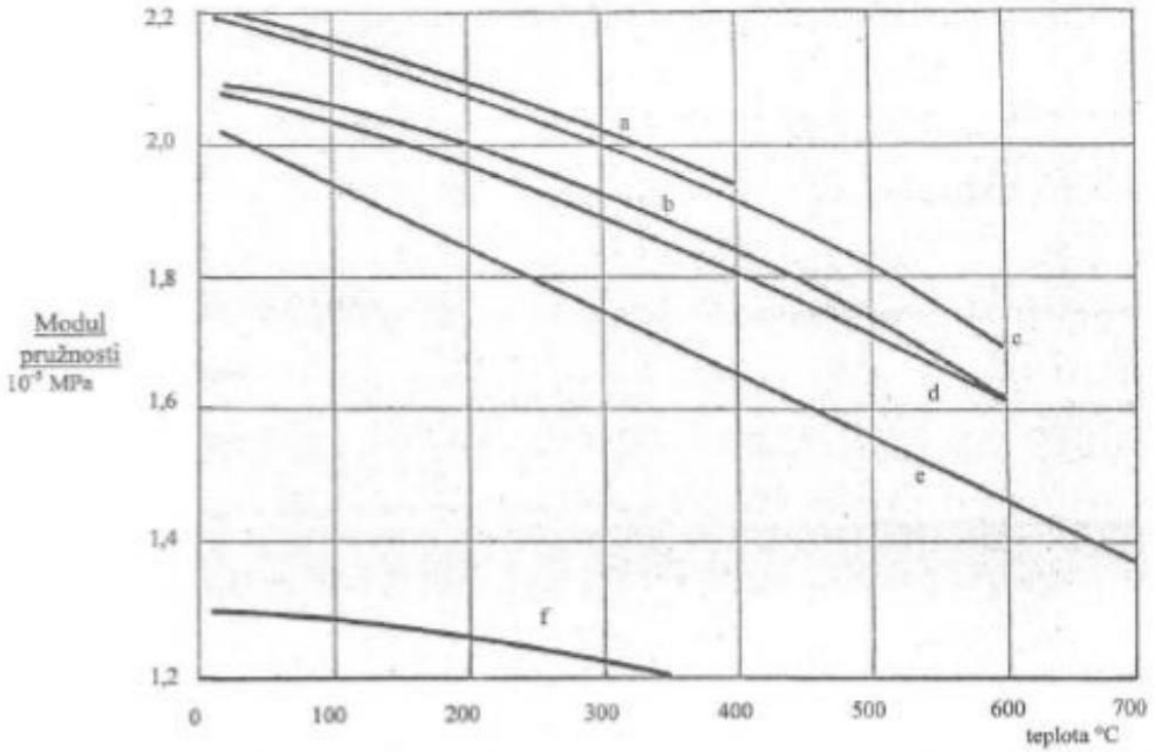


**Příloha č. 10 Síly od parciálního ostřiku působící na rotor [1]**



**Příloha č. 11 Youngův modul pružnosti [1]**




a,b – uhlíkové oceli 500 – 600 Mpa , c – ocel 0.3 C, 0.11 Ni, 007 Cr, d – ocel 0.35 C, 4.21 Ni, 1.22 Cr,
e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina

**Příloha č. 12 Profily lopatek [1]**

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

| Označení Profilu | $\alpha_1$ (°) | $\alpha_0$ (°) | $t_{opt}$ | $M_{1s}^{opt}$, $M_{1s}^{opt}$ | $b_r$ (cm) | $S_0$ ($cm^2$) | $J_{0\,min}$ ($cm^4$) | $W_{0\,min}$ ($cm^3$) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| S - 90 - 09A | 8 až 11 | 70 až 120 | 0,72 až 0,85 | do 0,90 | 6,06 | 3,45 | 0,416 | 0,471 |
| S - 90 - 12A | 10 až 14 | 70 až 120 | 0,72 až 0,87 | do 0,85 | 6,25 | 4,09 | 0,591 | 0,575 |
| S - 90 - 15A | 13 až 14 | 70 až 120 | 0,70 až 0,85 | do 0,85 | 5,15 | 3,3 | 0,36 | 0,45 |
| S - 90 - 18A | 16 až 20 | 70 až 120 | 0,70 až 0,80 | do 0,90 | 4,71 | 2,72 | 0,243 | 0,333 |
| S - 90 - 22A | 20 až 24 | 70 až 120 | 0,70 až 0,80 | do 0,90 | 4,5 | 2,35 | 0,167 | 0,265 |
| S - 90 - 27A | 24 až 30 | 70 až 120 | 0,65 až 0,75 | do 0,90 | 4,5 | 2,03 | 0,116 | 0,195 |
| S - 90 - 33A | 30 až 36 | 70 až 120 | 0,62 až 0,75 | do 0,90 | 4,5 | 1,84 | 0,09 | 0,163 |
| S - 90 - 38A | 35 až 42 | 70 až 120 | 0,60 až 0,73 | do 0,90 | 4,5 | 1,75 | 0,081 | 0,141 |
| S - 55 - 15A | 12 až 18 | 45 až 75 | 0,72 až 0,87 | do 0,90 | 4,5 | 4,41 | 1,195 | 0,912 |
| S - 55 - 20A | 17 až 23 | 45 až 75 | 0,70 až 0,85 | do 0,90 | 4,15 | 2,15 | 0,273 | 0,275 |
| S - 45 - 25A | 21 až 28 | 35 až 65 | 0,60 až 0,75 | do 0,90 | 4,58 | 3,3 | 0,703 | 0,536 |
| S - 60 - 30A | 27 až 34 | 45 až 85 | 0,52 až 0,70 | do 0,90 | 3,46 | 1,49 | 0,118 | 0,154 |
| S - 65 - 20A | 17 až 23 | 45 až 85 | 0,60 až 0,75 | do 0,90 | 4,5 | 2,26 | 0,338 | 0,348 |
| S - 70 - 25A | 22 až 28 | 55 až 90 | 0,50 až 0,67 | do 0,90 | 4,5 | 1,86 | 0,242 | 0,235 |
| S - 90 - 12B | 10 až 14 | 70 až 120 | 0,72 až 0,87 | 0,85 až 1,15 | 5,66 | 3,31 | 0,388 | 0,42 |
| S - 90 - 15B | 13 až 17 | 70 až 120 | 0,70 až 0,85 | 0,85 až 1,15 | 5,2 | 3,21 | 0,326 | 0,413 |
| S - 90 - 12D | 10 až 14 | 70 až 120 | 0,58 až 0,68 | 1,40 až 1,80 | 4,09 | 2,3 | 0,237 | 0,324 |
| S - 90 - 15D | 13 až 17 | 70 až 120 | 0,55 až 0,65 | 1,40 až 1,70 | 4,2 | 2 | 0,153 | 0,238 |

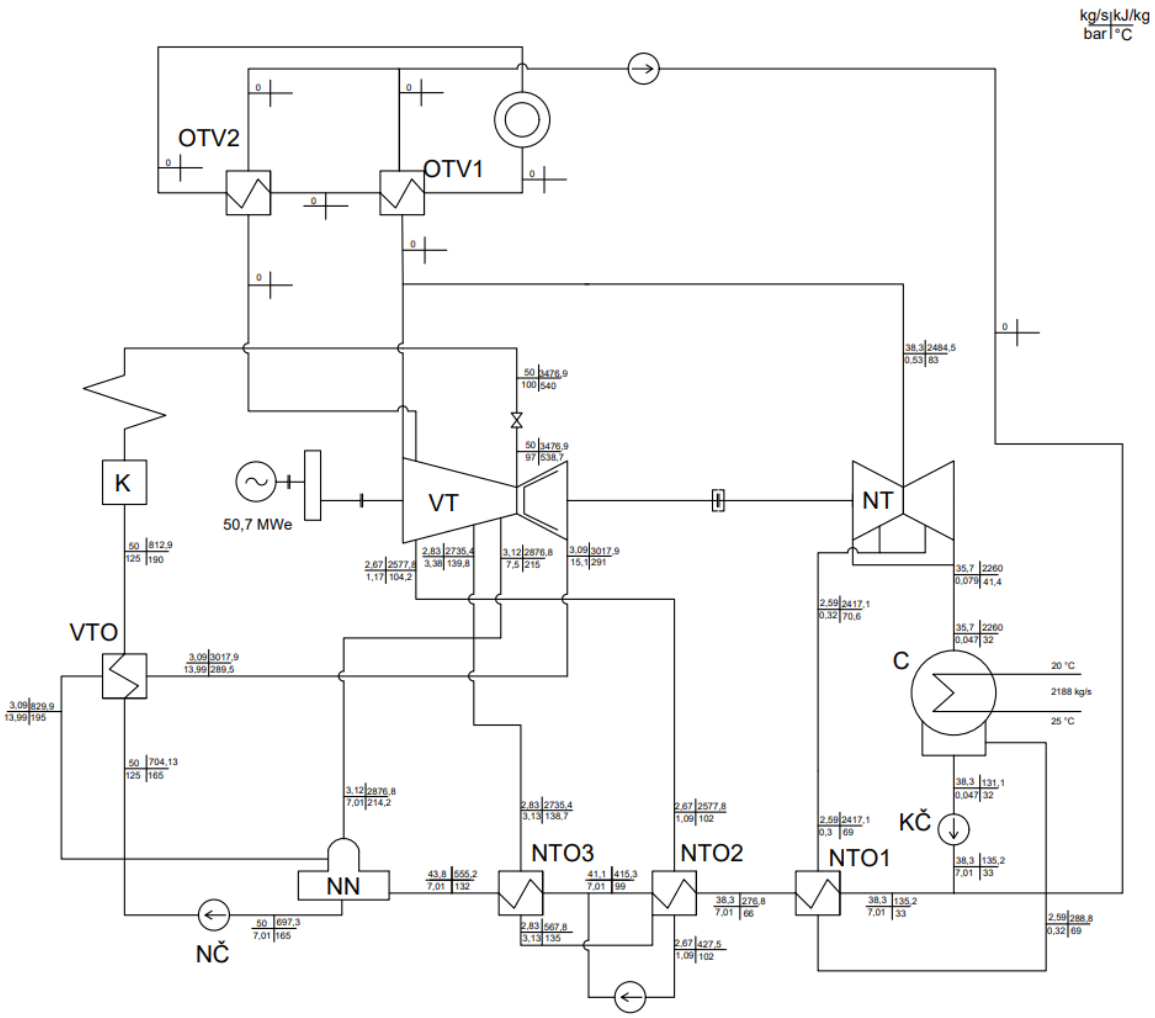
$\alpha_0$ ..... vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

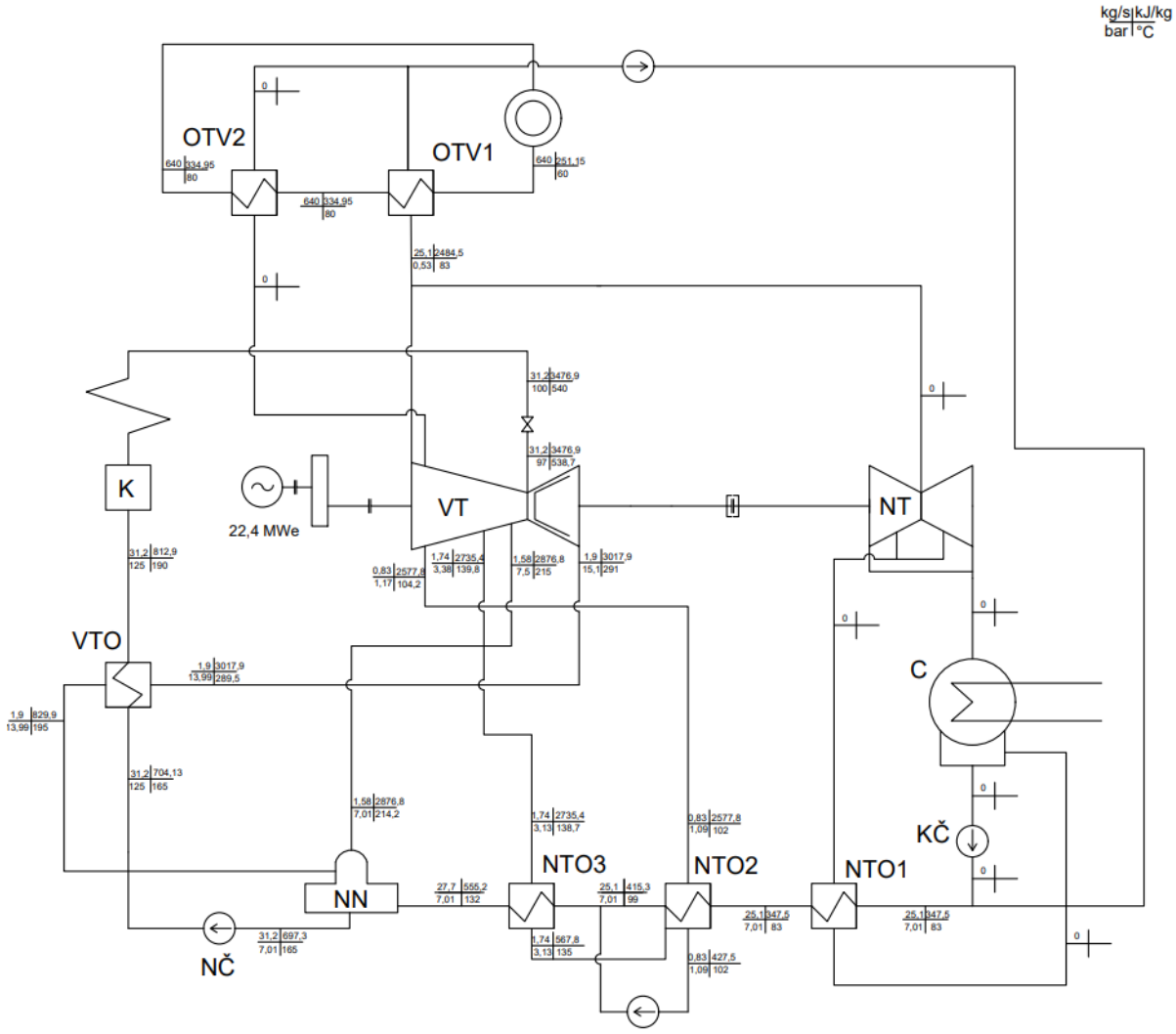
| Označení Profilu | $\beta_2$ (°) | $\beta_1$ (°) | $t_{opt}$ | $M_{1s}^{opt}$, $M_{1s}^{opt}$ | $b_0$ (cm) | $S_0$ ($cm^2$) | $J_{0\,min}$ ($cm^4$) | $W_{0\,min}$ ($cm^3$) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| R - 23 - 14A | 12 až 16 | 20 až 30 | 0,60 až 0,75 | do 0,95 | 2,59 | 2,44 | 0,43 | 0,39 |
| R - 26 - 17A | 15 až 19 | 23 až 35 | 0,60 až 0,70 | do 0,95 | 2,57 | 2,07 | 0,215 | 0,225 |
| R - 30 - 21A | 19 až 24 | 25 až 40 | 0,58 až 0,68 | do 0,90 | 2,56 | 1,85 | 0,205 | 0,234 |
| R - 35 - 25A | 22 až 28 | 30 až 50 | 0,55 až 0,65 | do 0,85 | 2,54 | 1,62 | 0,131 | 0,168 |
| R - 46 - 29A | 25 až 32 | 44 až 60 | 0,45 až 0,58 | do 0,85 | 2,56 | 1,22 | 0,71 | 0,112 |
| R - 60 - 33A | 30 až 36 | 47 až 65 | 0,43 až 0,55 | do 0,85 | 2,56 | 1,02 | 0,044 | 0,079 |
| R - 60 - 38A | 35 až 42 | 55 až 75 | 0,41 až 0,51 | do 0,85 | 2,61 | 0,76 | 0,018 | 0,035 |
| R - 23 - 14$A_k$ | 12 až 16 | 20 až 30 | 0,60 až 0,75 | do 0,95 | 2,59 | 2,35 | 0,387 | 0,331 |
| R - 26 - 17$A_k$ | 15 až 19 | 23 až 45 | 0,60 až 0,70 | do 0,95 | 2,57 | 1,81 | 0,152 | 0,165 |
| R - 27 - 17B | 15 až 19 | 23 až 45 | 0,57 až 0,65 | 0,80 až 1,15 | 2,54 | 2,06 | 0,296 | 0,296 |
| R - 27 - 17$B_k$ | 15 až 19 | 23 až 45 | 0,57 až0,68 | 0,85 až 1,15 | 2,54 | 1,79 | 0,216 | 0,216 |
| R - 30 - 21B | 19 až 24 | 25 až 40 | 0,55 až 0,65 | 0,85 až 1,10 | 2,01 | 1,11 | 0,073 | 0,101 |
| R - 35 - 25B | 22 až 28 | 30 až 50 | 0,55 až 0,65 | 0,85 až 1,10 | 2,52 | 1,51 | 0,126 | 0,159 |
| R - 21 - 18D | 16 až 20 | 19 až 24 | 0,60 až 0,70 | 1,30 až 1,60 | 2 | 1,16 | 0,118 | 0,142 |
| R - 25 - 22D | 20 až 24 | 23 až 27 | 0,54 až 0,67 | 1,35 až 1,60 | 2 | 0,99 | 0,084 | 0,1 |

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm
(jen pro oběžné lopatky)
Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$
B (transonické) $0,9 < M < 1,15$
C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$
D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy $M > 1,3 - 1,5$

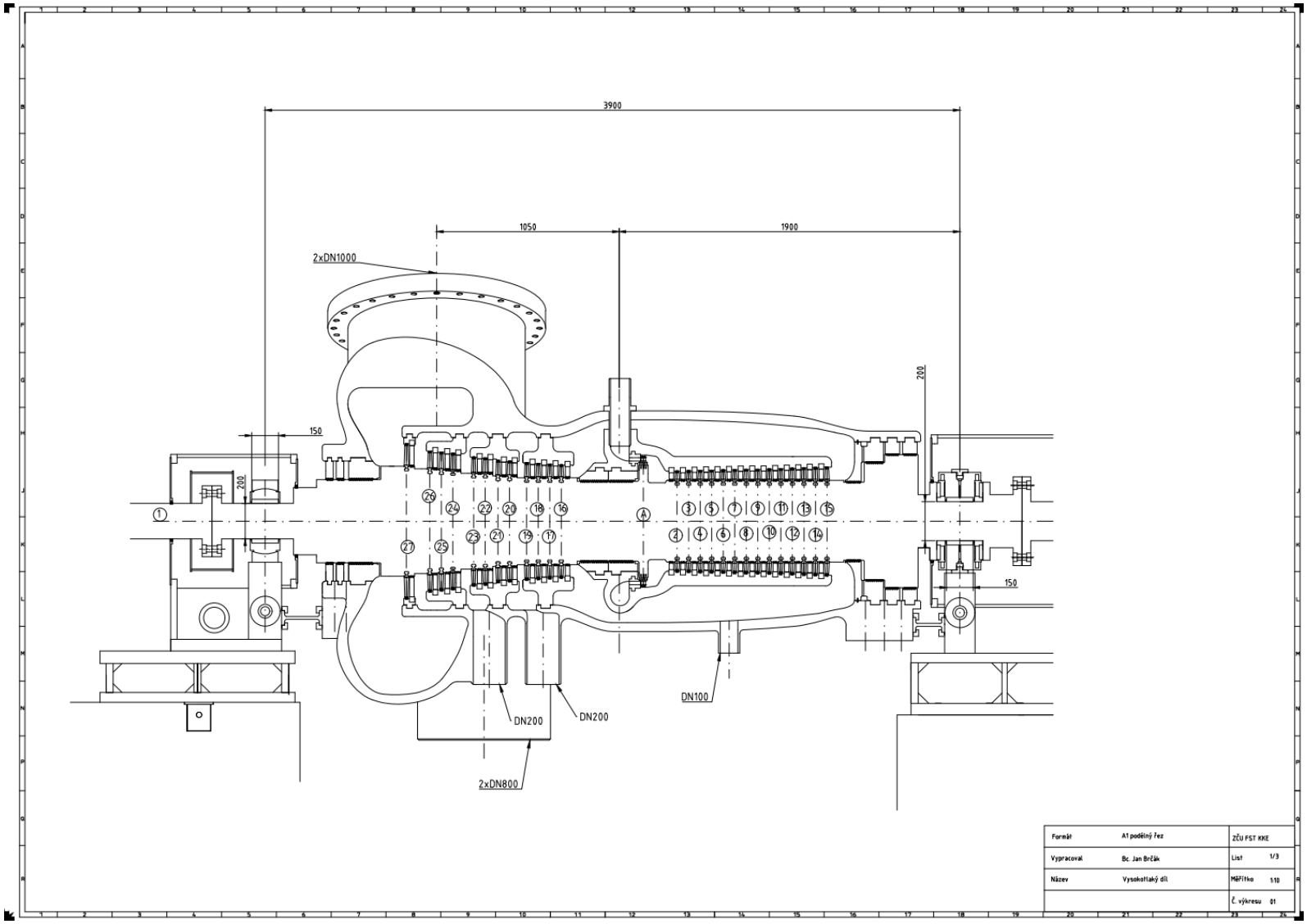
**Příloha č. 13 Tepelné schéma – letní provoz**



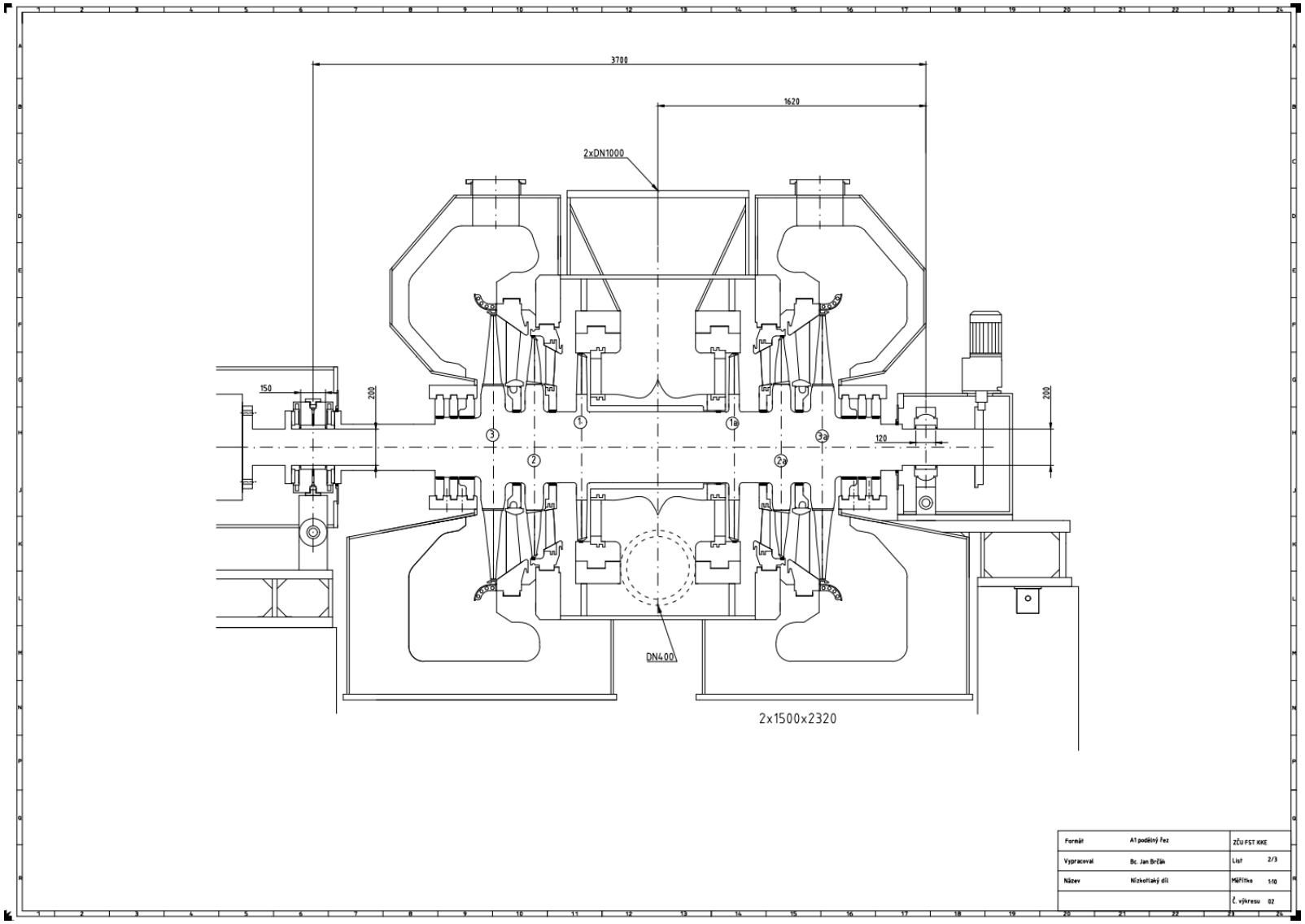
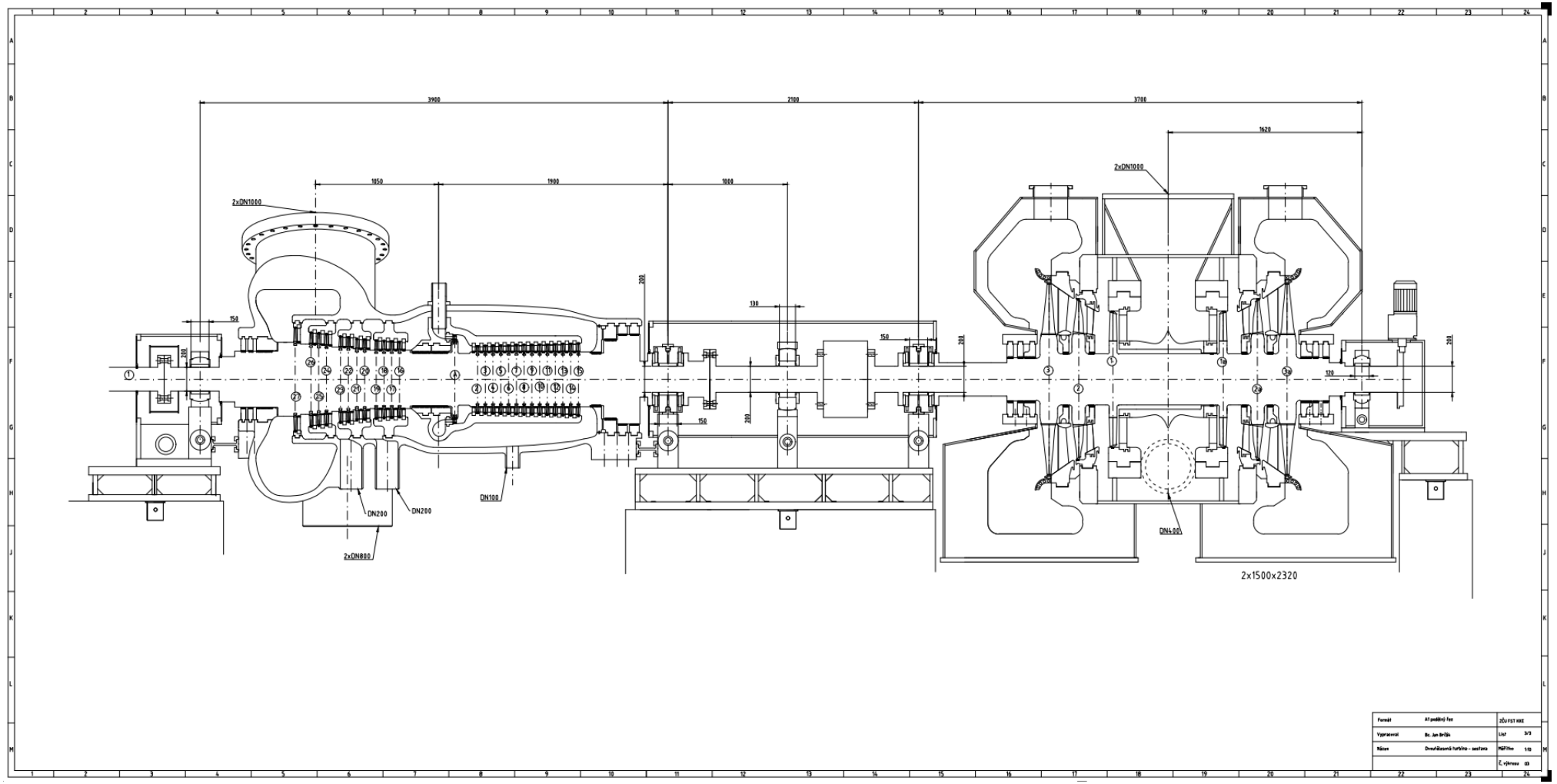
**Příloha č. 14 Tepelné schéma – zimní provoz**



**Příloha č. 15 Podélný řez VT dílu**



**Příloha č. 16 Podélný řez NT dílu**



**Příloha č. 17 Podélný řez celým strojem**