



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO BIOMASOVOU ELEKTRÁRNU

STEAM TURBINE FOR BIOMASS POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Urbánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Roman Urbánek**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína pro biomasovou elektrárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro biomasovou elektrárnu. Součástí návrhu uvažujte nízkotlakou regeneraci s napájecí nádrží, dodávkou tepla do SCZT a vzduchem chlazeným kondenzátorem.

Zadanými parametry jsou:

teplota admisní páry 475,0 °C,

tlak admisní páry 72,0 bar(a),

průtok admisní páry 125 t/h,

teplotní spád v SCZT (léto a zima) 60/80 °C a 70/125 °C,

požadovaný výkon v SCZT (léto a zima) 0–10 MWt a 0–50 MWt,

průměrná teplota okolí 25 °C.

Další nespécifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny pro biomasovou elektrárnu s odběry pro topné ohříváky s teplotním spádem 60/80 °C v létě a 70/125 °C v zimě a odběry pro nízkotlakou regeneraci. Jmenovitý tepelný výkon výměníků je 0-10 MWt letních a 0-50 MWt zimních. V práci je proveden detailní návrh průtočných částí parní turbíny, od návrhu regulačního stupně, stupňovité části turbíny a pevnostní kontroly jednotlivých stupňů až po návrh vyrovnávacího pístu, systému ucpávek a návrhu ložisek. V závěru práce je vykreslena provozní charakteristika navržené parní turbíny.

Klíčová slova

Parní turbína, tepelná schéma, termodynamický výpočet, regenerace, rovnotlaké lopatkování, přetlakové lopatkování, regulační stupeň, pevnostní výpočet, vyrovnávací píst, ložiska, provozní charakteristika

ABSTRACT

The master's thesis deals with the design of a condensing steam turbine for a biomass power plant with off-takes for heating heaters with a temperature drop of 60/80 °C in summer and 70/125 °C in winter, and off-takes for low-pressure regeneration. The nominal thermal output of the heat exchangers is 0-10 MWt in summer and 0-50 MWt in winter. The thesis includes a detailed design of the flow parts of the steam turbine, from the design of the control stage, the staged part of the turbine, and the strength verification of individual stages to the design of the balancing piston, sealing system, and bearing design. In conclusion, the operational characteristics of the proposed steam turbine are depicted.

Key words

Steam turbine, heat balance diagram, thermodynamic calculation, regeneration, impulse staging, reaction staging, regulatory stage, strength calculation, compensating piston, bearings, operating characteristics.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

URBÁNEK, Roman. Parní turbína pro biomasovou elektrárnu [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-02-24]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157345>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Parní turbína pro biomasovou elektrárnu vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za ochotu a cenné rady při vedení diplomové práce a všem učitelům, kteří nám předávali svoje vědomosti. Můj vděk rovněž patří mým rodičům, kteří mi poskytli neustálou podporu během mého studia a mým kamarádům, kteří mi byli povzbuzením i v nejtěžších chvílích.

OBSAH

ÚVOD	13
1 Tepelný oběh.....	17
1.1 Termodynamický výpočet.....	18
1.1.1 Stav páry na vstupu do turbíny	18
1.1.2 Kondenzátor	19
1.1.3 Napájecí nádrž.....	20
1.1.4 Kondenzátní čerpadlo	20
1.1.5 Odběr pro špičkový ohřívák vody a odplynovák	21
1.1.6 Odběr pro základní ohřívák vody a NTO2.....	24
1.1.7 Odběr páry pro NTO1	27
1.1.8 Výstup z parní turbíny.....	29
1.2 Hmotnostní a energetická bilance	30
1.2.1 Hmotnostní bilance	30
1.2.2 Energetická bilance	33
1.3 Výsledky návrhu tepelného schématu.....	33
2 Návrh regulačního stupně	38
2.1 Předběžný návrh A-kola.....	38
2.2 Detailní výpočet A-kola	44
2.2.1 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně	45
2.2.2 Výpočet průtočných průřezů regulačního stupně.....	47
2.2.3 Volba profilů lopatek regulačního stupně.....	48
2.2.4 Ztráty, účinnost, výkon regulačního stupně.....	50
2.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně	53
2.4 Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně	55
3 Předběžný návrh stupňové části	60
3.1 Návrh prvního kužele.....	60
3.1.1 Parametry na vstupu a výstupu z kužele	61
3.1.2 Návrh geometrie a výpočet rychlostí v prvním kuželu	61
3.1.3 Ztráty, účinnost, výkon stupňové části parní turbíny	63
3.1.4 Výpočet ztráty výstupní rychlostí v posledním kuželu.....	66
3.2 Výsledky předběžného návrhu stupňové části	67
4 Detailní návrh stupňové části	71
4.1 Volba profilu lopatek	71
4.2 Vstupní geometrie	74
4.3 Vzorový výpočet posledního stupně.....	77
4.3.1 Výpočet rotoru	78
4.3.2 Výpočet statoru	80
4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně.....	82
4.3.4 Charakteristiky posledního stupně.....	84
4.3.5 Pevnostní výpočet posledního stupně	85
4.4 Výpočet ostatních řadových stupňů	87

4.5	Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty	87
4.5.1	Propojení s regulačním stupněm.....	87
4.5.2	Propojení s tepelným schématem	88
4.5.3	Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami	88
4.6	Optimalizace	89
4.7	Výsledky detailního návrhu parní turbíny	90
5	Vyrovnávací píst a ucpávky	112
5.1	Vyrovnávací píst.....	112
5.1.1	Výpočet axiální síly	112
5.1.2	Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu.....	114
5.2	Ucpávkový systém turbíny	116
6	Ložiska	117
6.1	Axiálního ložisko.....	117
6.2	Radiální ložiska	120
7	Výsledné parametry parní turbíny	123
7.1	Termodynamická účinnost a výkon turbíny	123
7.2	Provozní charakteristika turbíny.....	125
	ZÁVĚR.....	127
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	129
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	130

ÚVOD

Lidské pokolení se snaží od nepaměti usnadňovat si práci a svůj život pomocí strojů. Stroje neobyčejně ulehčily a zrychlily lidské činnosti ve všech oborech a moderní život je bez nich nepředstavitelný. Základním principem strojních zařízení je využívání a přeměna energie. Energetika je pak průmyslovým odvětvím, která se zabývá jejími jednotlivými formami. Teplo a elektrická energie jsou jedním z nejpodstatnějších komodit lidské civilizace. K jejich výrobě a získávání se využívá široká škála transformačních technologií, ale nejvýznamnější z nich je prostřednictvím elektrického generátoru poháněného turbínou.

Turbína je srdcem energetiky. Jedná se o mechanický, rotační, lopatkový stroj. Její hlavní částí je rotor, což je hřídel po obvodu opatřená lopatkami (tzv. oběžné kolo). Lopatky tvoří lopatkový kanál, ve kterém proudí pracovní tekutina. K transformaci energie pak dochází vlivem vzájemného silového působení mezi pracovní tekutinou a lopatkami. Turbíny se dělí na mnoho druhů. Pro výrobu elektrické energie se primárně používají turbíny větrné, které přeměňují kinetickou energii větru, vodní využívající vodního spádu, plynové se spalovací komorou a kompresorem a turbíny parní. Parní turbíny jsou nejrozšířenější a nejvíce výkonné ze všech transformačních strojů.

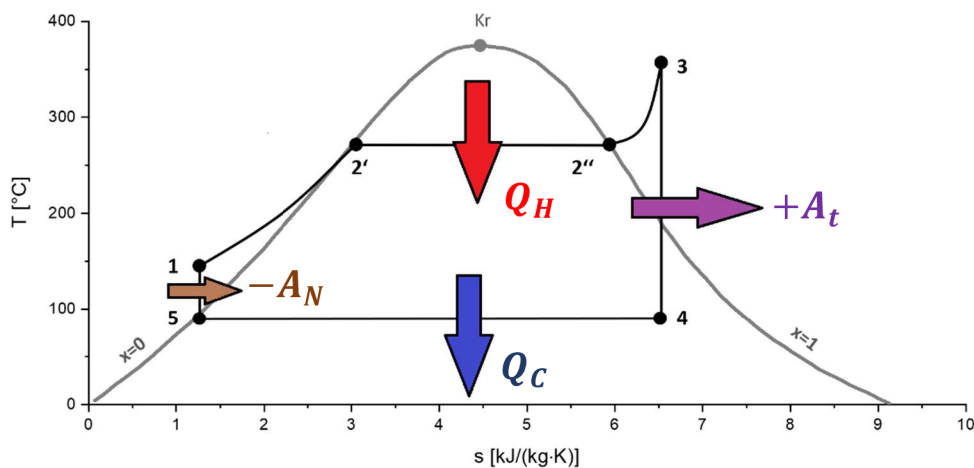
Parní turbína kontinuálně přeměňuje tepelnou a tlakovou energii obsaženou v páře na kinetickou energii proudu páry. Urychlený proud je následně zbrzděn rotorovými lopatkami a v důsledku změny hybnosti proudící páry vznikne kroutící moment na hřídeli a turbína koná práci. Kinetická energie je přeměněna na mechanickou energii rotačního pohybu hřídele. Pro usměrnění proudu pracovní tekutiny pod požadovaným úhlem a rychlostí směrem na rotorovou řadu lopatek se využívá předsazená rozváděcí lopatková řada, zvaná stator. Stupeň lopatkového stroje obsahuje statorovou a rotorovou řadu lopatek. Parní turbíny jsou konstruovány převážně jako mnohostupňové s několika stupni řazenými za sebou pro zpracování největšího množství energie s nejvyšší účinností.

Elektrický generátor přeměňuje mechanickou energii hřídele na energii elektrickou pomocí elektromagnetické indukce – jevu který byl poprvé popsán Michaelem Faradayem již v roce 1831. Ve vodiči je indukováno napětí, pokud se vodič a magnetické pole vůči sobě pohybují. Všechny elektrárny fungují na stejném principu. Liší se pouze podle způsobu získávání páry, respektive tepla pro její výrobu. Ať už se jedná o spalování uhlí, plynu, nebo využití jaderného štěpení v reaktoru, princip, na kterém parní turbína pracuje se nemění.

Historie vzniku parních turbín sahá až do sedmnáctého století, kdy Giovanni de Branca objevil princip akční parní turbíny, když pustil proud páry na lopatkové kolo. Nicméně první reálnou rovnotlakou turbínu sestrojil až švédský inženýr Carl Gustav de Laval během průmyslové revoluce roku 1883. U Lavalovy turbíny se kompletní expanze uskutečňovala v rozváděcích dýzách a v kanálech oběžných lopatek docházelo pouze ke změně směru páry. Díky tomu byla turbína charakteristická vysokými otáčkami, až 30 000 1/min a obvodovou rychlostí dosahující hodnoty 350 m/s. Bez převodovky našel takový stroj malé využití, avšak položil základy pro budoucí akční turbíny, které dnes slouží lidstvu. S rozdílným nápadem přišel roku 1884 britský inženýr Charles Algernon Parsons. V Parsonově turbíně se expanze páry uskutečňovala zároveň v rozváděcích i oběžných lopatkových řadách. Zároveň měla

turbína větší počet stupňů a zpracovávala menší tepelný spád připadající na jeden stupeň. Tím došlo ke snížení rychlosti, což později vedlo k možnosti přímého spojení s generátorem. Dnes těmto turbínám říkáme přetlakové či reakční. V roce 1896 byla Charlesem Gordonem Curtisem patentována další koncepce parní turbíny, v jejímž řešení se kombinovaly jednotlivé prvky Lavalovy i Parsonsovy turbíny. Jednalo se o rovnotlakou turbínu se dvěma, či třemi rychlostními stupni, která byla schopna zpracovávat větší tepelné spády za cenu nižší účinnosti [3]. Koncepce parní turbíny, jak ji známe dnes, vznikla již před více než sto lety. Přesto stále představuje nejúčinnější způsob kontinuální transformace tepelné energie páry na mechanickou práci.

Koloběh vody a páry v elektrárně je popsán pomocí termodynamického Rankin-Clausiova cyklu. Cyklus se vždy skládá z několika hlavních komponent. Ze zdroje tepla (např. parního kotle), turbosoustrojí parní turbíny s alternátorem, kondenzátoru, napájecí nádrže a napájecích čerpadel. Ve své nejjednodušší, ideální formě v cyklu probíhají dva izobarické a dva izoentropické děje. Na obrázku 1 je znázorněn T-s diagram, který jednotlivé děje popisuje. Během děje 5-1 probíhá zvýšení tlaku pomocí napájecího čerpadla. Čerpadlo vyžaduje pro svoji funkci dodat práci, která je však zanedbatelná vzhledem k práci v turbíně. V parním kotli je přivedeno teplo přeměnou chemické energie v palivu a voda se ohřívá a vypařuje až do přehřátého stavu 3. Následně pára s požadovanými parametry vstupuje do parní turbíny, kde v ideální případě probíhá izoentropická expanze, děj 3-4. Expanzí vzniká námi kýžená práce. Posledním dějem je izobarický odvod studeného tepla kondenzací páry v kondenzátoru při změně skupenství z plynného na kapalné, děj 4-5.



Obrázek 1 T-s diagram parního oběhu; upraveno z [6]

Skutečný cyklus parní elektrárny se liší od svého ideálního vzoru ztrátami, které vznikají v jednotlivých částech zařízení. Nižší účinnost způsobují především nevratné děje probíhající v samotné turbíně a čerpadlech, kde vykonaná či potřebná práce je vyšší oproti izoentropickému vzoru, úniky tepla do okolí a tlakové ztráty způsobené třením při průchodu pracovní tekutiny potrubím a komponentami. Ideální cyklus je používán pro teoretickou analýzu a určení ztrát.

Cílem diplomové práce je navrhnout kondenzační parní turbínu pro biomasový blok s vzduchovým kondenzátorem a odběry páry pro centrální zásobování teplem pro zimní, letní a kondenzační režim. Výpočet vychází ze zadaných hodnot a hodnot volených dle doporučené literatury. Pro určení stavových hodnot páry v celé práci, a i pro její iterační výpočet je využit program Microsoft Excel. s doplňkem X Steam Tables v2.6. Obrázky byly kresleny v programu Autodesk Inventor Professional 2024.

Zadané parametry pro výpočet diplomové práce jsou následující:

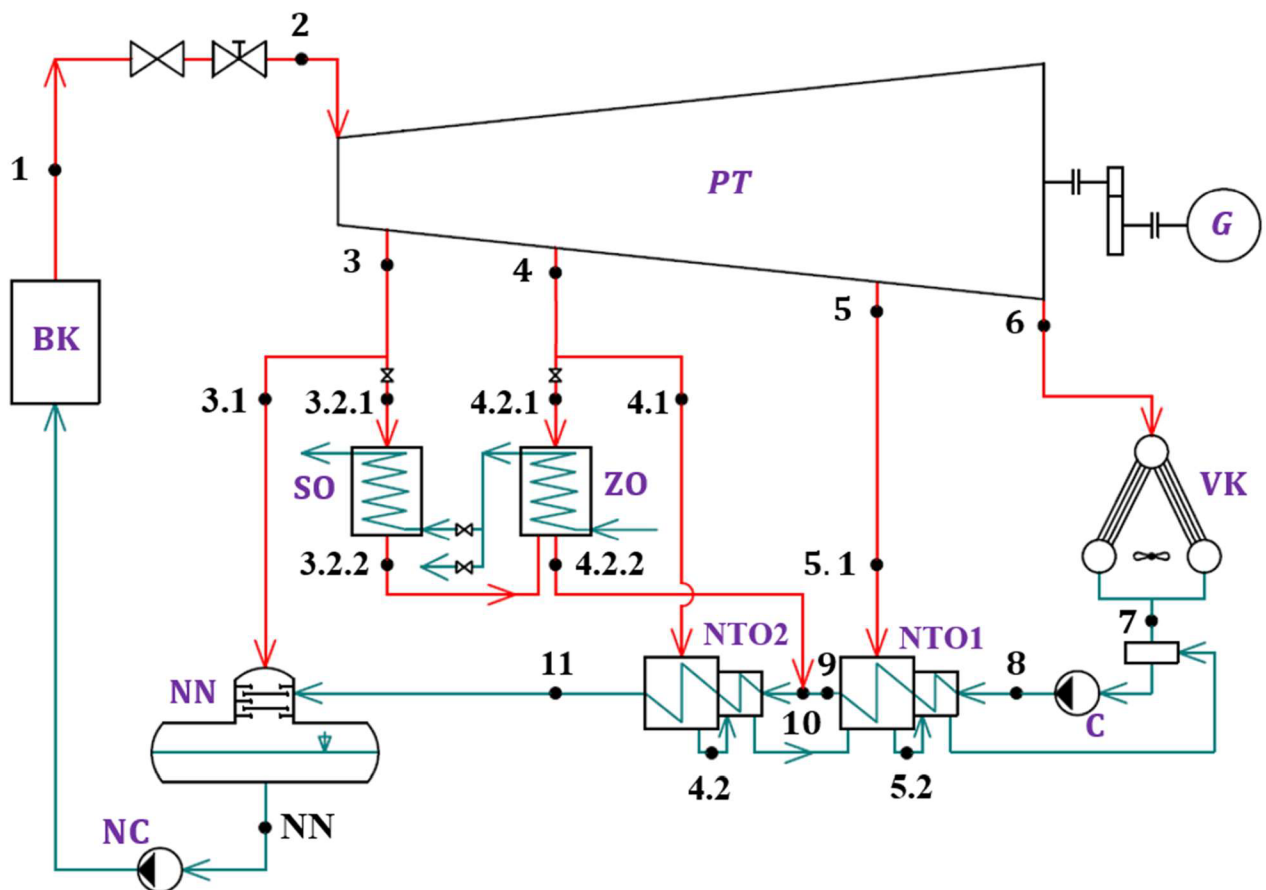
Tabulka 1 Zadané parametry pro výpočet parní turbíny

Maximální hmotnostní průtok páry do turbíny	\dot{m}_{ad}	$125 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
Tlak admisní páry	p_{ad}	72 bar
Teplota admisní páry	t_{ad}	475 °C
Požadovaný tepelný výkon léto	\dot{Q}_{tep_l}	0 – 10 MWt
Požadovaný tepelný výkon zima	\dot{Q}_{tep_z}	0 – 50 MWt
Průměrná teplota okolního vzduchu	t_{vz_1}	25 °C
Vstupní teplota vody v SCZT léto/zima	$t_{w_{in}}$	60/70 °C
Výstupní teplota vody v SCZT léto/zima	$t_{w_{out}}$	80/125 °C

V rámci práce bude nejprve určena koncepce samotné parní turbíny, počet ohříváků pro regeneraci, počet topných výměníků, sestaveno tepelné schéma parního oběhu a následný termodynamický výpočet parametrů v jednotlivých bodech schématu. V bodech je třeba určit stavové veličiny a hmotnostní průtoky páry pro konstrukční návrh stroje. Po určení schématu pokračuje návrh regulačního stupně a následně samotná stupňovitá část. První přijde na řadu předběžný návrh a následně detailní, kde se jednotlivé veličiny upřesní. Výpočet téměř každého stroje je iterační a stejně je tomu tak i u parních turbín, kde se na počátku návrhu volí mnoho parametrů, které se následně musí ověřovat a upravovat výpočtem. Detailní návrh se musí poté propojit s tepelným schématem. Po dokončení lopatkové části následuje návrh vyrovnávacího pístu k vyrovnání axiálních sil a ucpávek páry pro dosažení co nejlepší termodynamické účinnosti. Ke konci je třeba zvolit radiální a axiální ložiska, které kompenzují síly vznikající v rotujícím stroji. Poslední kapitolou je shrnutí výsledných parametrů turbíny jako je účinnost, výkon a její provozní charakteristika.

1 Tepelný oběh

Pro samotný návrh parní turbíny je třeba znát parametry páry jako jsou stavové veličiny, či hmotnostní průtoky v jednotlivých klíčových bodech celého tepelného oběhu. Prvním krokem řádného výpočtu je pak určení tepelného schématu, jehož je turbína součástí. Navržené schéma je na obr. 1.1 a skládá se z kotle na biomasu (BK), parní turbíny (PT) s generátorem (G), vzduchového kondenzátoru (VK), kondenzátního čerpadla (C), dvou nízkotlakých ohříváků (NTO), napájecí nádrže s odplyněním (NN), základního topného ohříváku (ZO), špičkového topného ohříváku (SO) pro zimní režim a hlavního napájecího čerpadla (NC). Po určení stavových veličin je vypočítán hmotnostní průtok pomocí energetické a hmotnostní bilance. Celý postup je iterační, hodnoty v jednotlivých bodech byly dále upravovány v průběhu samotného návrhu turbíny. Vzorový výpočet je proveden pro zimní provozní režim.



Obrázek 1.1 Tepelné schéma

1.1 Termodynamický výpočet

Turbína je navržena jako jednotělesová se třemi odběry páry. První odběr je určen pro odplynění v napájecí nádrži a pro špičkový ohřívák. Druhým odběrem proudí pára do základního topného ohříváku a do výměníku pro druhou nízkotlakou regeneraci. Poslední odběr směřuje do prvního nízkoteplotního ohříváku kondenzátu.

1.1.1 Stav páry na vstupu do turbíny

Na základě zadané teploty a tlaku admisní páry byly určeny stavové veličiny jako entalpie, entropie a měrný objem před vstupem páry do parní turbíny – bod 1.

$$h_1 = f(p_{ad}; t_{ad}) = 3347,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.1)$$

$$s_1 = f(p_{ad}; t_{ad}) = 6,7038 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.2)$$

$$v_1 = f(p_{ad}; t_{ad}) = 0,0448 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.3)$$

Před samotným prvním regulačním stupněm turbíny se nachází hlavní uzavírací armatura a regulační ventily. Zde dochází k škrcení páry. Škrcení je izoentalpickým dějem, při kterém je snižována velikost hodnoty tlaku, přičemž entalpie vstupující páry se nemění.

$$h_2 = h_1 = 3347,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.4)$$

Tlak páry v bodě 2, je snížen o tlakové ztráty s ztrátovým součinitelem odpovídající v rozmezí 0,03 – 0,05 [1]. Ztrátový součinitel byl zvolen.

$$\xi_{z_{1-2}} = 0,04 \quad (1.5)$$

$$\Delta p_{z_{1-2}} = p_{ad} \cdot \xi_{z_{1-2}} = 72 \cdot 0,04 = 2,88 \text{ bar} \quad (1.6)$$

Tlak za ventily, tj. před regulačním stupněm pak je:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{z_{1-2}} = 72 - 2,88 = 69,12 \text{ bar} \quad (1.7)$$

Z tlaku a entalpie byly následně stanoveny zbylé stavové veličiny páry pro bod 2.

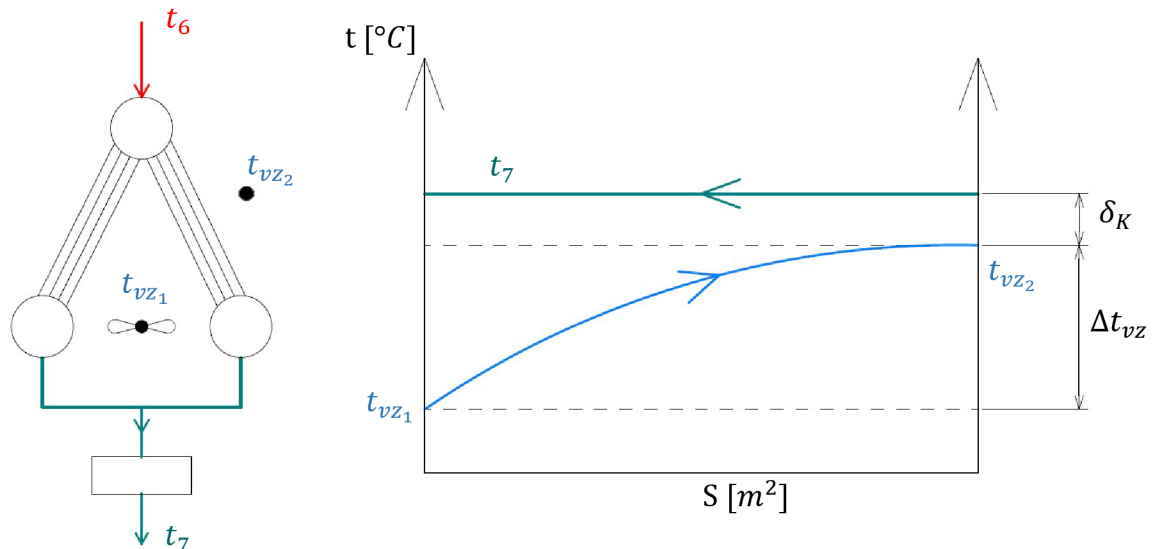
$$t_2 = f(p_2; h_2) = 473,46 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.8)$$

$$s_2 = f(p_2; h_2) = 6,7214 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.9)$$

$$v_2 = f(p_2; h_2) = 0,0467 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.10)$$

1.1.2 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník zajišťující odvod zbytkového tepla za turbínou. Dochází zde ke kondenzaci mokré páry (ideálně izobaricky–izotermický děj) zpět na kapalinu pomocí odebrání tepla. Při použití vzduchem chlazeného kondenzátoru je teplo odváděno pomocí okolního proudícího vzduchu vháněného ventilátory. Schéma kondenzátoru s průběhem teplot je znázorněn na obr. 1.2



Obrázek 1.2 Schéma a průběh teplot v kondenzátoru

Nedohřev kondenzátoru δ_K je koncový rozdíl teplot topné látky vstupující do výměníku a chladicí látky odváděné z výměníku. Jeho hodnota se pohybuje v rozmezí 5 až 10 °C. Velikost maximálního ohřevu chladicí tekutiny Δt_{vz} se volí mezi 10 až 15 °C [1]. Zvolené hodnoty jsou následující:

$$\delta_K = 5 \text{ °C} \quad (1.11)$$

$$\Delta t_{vz} = 10 \text{ °C} \quad (1.12)$$

Výstupní teplota vzduchu z kondenzátoru je součtem teploty okolního vzduchu a zvoleného ohřátí.

$$t_{vz2} = t_{vz1} + \Delta t_{vz} = 25 + 10 = 35 \text{ °C} \quad (1.13)$$

Kondenzační teplota a tlak:

$$t_7 = t_{vz2} + \delta_K = 35 + 5 = 40 \text{ °C} \quad (1.14)$$

$$p_7 = f(t_7; x = 0) = 0,074 \text{ bar} \quad (1.15)$$

Zbylé parametry kondenzátu:

$$h_7 = f(p_7; x = 0) = 167,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.16)$$

$$s_7 = f(p_7; x = 0) = 0,5724 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.17)$$

$$v_7 = f(p_7; x = 0) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.18)$$

1.1.3 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž s odplynovákem má funkci termického odplynění kondenzátu. Odplynění slouží k odstranění nerozpustných plynů z napájecí vody. Jedná se zejména o oxid uhličitý, kyslík a dusík, který se do oběhu dostává netěsnostmi a způsobuje nežádoucí korozi. Hodnota nebyla zadána, a proto je určena v minimální potřebné výši 105 °C, která je obvyklé u biomasových kotlů. Tlak v napájecí nádrži je roven saturačnímu tlaku při dané teplotě. Zbylé hodnoty byly následně určeny z hodnot entalpie a tlaku v napájecí nádrži.

$$h_{NN} = f(105 \text{ °C}; x = 0) = 440,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.19)$$

$$p_{NN} = f(105 \text{ °C}; x = 0) = 1,21 \text{ bar} \quad (1.20)$$

$$s_{NN} = f(p_{NN}; h_{NN}) = 1,3632 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.21)$$

$$v_{NN} = f(p_{NN}; h_{NN}) = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.22)$$

1.1.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo zvyšuje tlak kondenzátu za kondenzátorem. Tlak je nutné zvýšit na úroveň tlaku v napájecí nádrži se započtením tlakových ztrát mezi samotnou nádrží a kondenzátorem. V napájecí nádrži musí být dosaženo příslušného tlaku pro odplynění pracovní kapaliny. Jsou uvažovány jen tlakové ztráty v nízkotlakých ohřivacích kondenzátu. Doporučené hodnoty ztrát v ohřivacích a účinnosti čerpadla byly voleny podle [2].

$$\Delta p_{NTO} = 0,5 \text{ bar} \quad (1.23)$$

$$\eta_{KC} = 0,78 \quad (1.24)$$

V návrhu je počítáno s dvěma nízkotlakými ohřiváky. Započtením tlakových ztrát na ohřivacích byl určen tlak za kondenzačním čerpadlem.

$$p_8 = p_{NN} + 2 \cdot \Delta p_{NTO} = 1,21 + 2 \cdot 0,5 = 2,21 \text{ bar} \quad (1.25)$$

K určení entalpie za čerpadlem je nutné nejprve stanovit izoentropickou entalpii a následně z rovnice pro účinnost čerpadla vypočítat skutečnou entalpii v bodě. Hodnoty entalpie a entropie jsou rovny hodnotám výstupu z kondenzátoru.

$$h_{8is} = f(p_8; s_7) = 167,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.26)$$

$$\eta_{KC} = \frac{h_{8is} - h_7}{h_8 - h_{8is}} \quad (1.27)$$

$$h_8 = h_{8is} + \frac{h_{8is} - h_7}{\eta_{KC}} \quad (1.28)$$

$$h_8 = 167,74 + \frac{167,74 - 167,54}{0,78} = 167,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.29)$$

S vypočítanými hodnotami tlaku a entalpie za kondenzátním čerpadlem byly určeny všechny zbylé stavové veličiny.

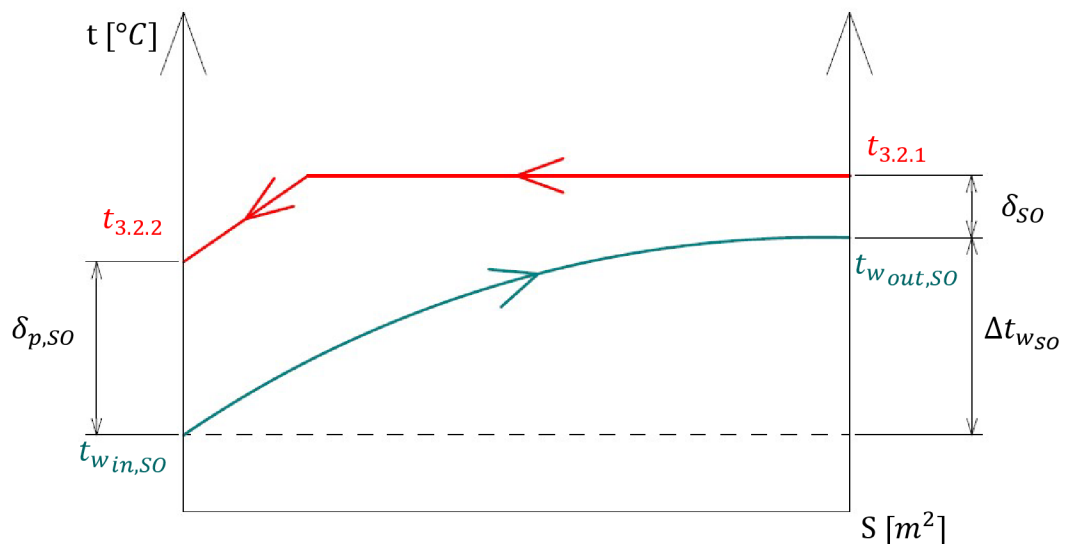
$$t_8 = f(p_8; h_8) = 40,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.30)$$

$$s_8 = f(p_8; h_8) = 0,5734 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.31)$$

$$v_8 = f(p_8; h_8) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.32)$$

1.1.5 Odběr pro špičkový ohřívák vody a odplyňovák

Pára pro špičkový topný ohřívák vody je odebírána stejným odběrem, jako pára pro odplyňovák z důvodu podobných požadovaných parametrů páry v zimním režimu. Ve špičkovacím ohříváku dochází ke kondenzaci odebírané páry. Výměník je využíván pouze v zimním režimu. V letním provozu se veškerý topný výkon zprostředkuje pomocí základního ohříváku vody. Pro zimu, bylo stanoven ohřev topné vody v základním ohříváku o 25 stupňů celsia a v špičkovacím výměníku o dalších 30 stupňů pro dosažení požadovaných 125 stupňů na výstupu. Tlak na výstupu z výměníku je snížen o zvolenou tlakovou ztrátu Průběh teplot lze vidět na obrázku 1.3.



Obrázek 1.3 Průběh teplot ve špičkovém topném ohříváči

Ohřátí vody ve výměnících:

$$\Delta t_{wZO} = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.33)$$

$$\Delta t_{wSO} = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.34)$$

Teploty ohřívání vody ve výměnících:

$$t_{w_{out,ZO}} = t_{w_{in,ZO}} = t_{w_{in,ZO}} + \Delta t_{w_{ZO}} = 70 + 25 = 95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.35)$$

$$t_{w_{out,SO}} = t_{w_{in,SO}} + \Delta t_{w_{SO}} = 95 + 30 = 125 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.36)$$

Optimální nedohřev je volen:

$$\delta_{SO} = 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.37)$$

Parametry před špičkovacím topným ohřívákem jsou rovny parametrům před odplyněním. Teplota a tlak na vstupu do výměníku je poté:

$$t_{3.2.1} = t_{3.1} = t_{w_{out,SO}} + \delta_{SO} = 125 + 4 = 129 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.38)$$

$$p_{3.2.1} = p_{3.1} = f(t_{3.2.1}; x = 0) = 2,62 \text{ bar} \quad (1.39)$$

Pro určení optimální tlaku odběru je třeba znát tlakové ztráty potrubí. Ty byly počítány dle [1], kde j značí pořadové číslo ohříváku počítané od kondenzátoru, kdy kondenzátor má j rovno jedné.

$$\delta p_{pot} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 4}{100} = 0,07 \quad (1.40)$$

Po započtení ztrát byl stanoven tlak požadovaný na odběru z turbíny:

$$p_3 = \frac{p_{3.1}}{1 - \delta p_{pot}} = \frac{2,62}{1 - 0,07} = 2,82 \text{ bar} \quad (1.41)$$

Nyní lze určit izoentropickou entalpii v odběru funkcí vypočteného tlaku a entalpie v stupu do turbíny.

$$h_{3_{is}} = f(p_3; s_2) = 2604,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.42)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, odplynění a před výměníkem byla vypočtena pomocí vztahu pro účinnost prvního kužele. Její hodnota byla předběžně stanovena na 84 %.

$$\eta_{t_1} = 0,84 \quad (1.43)$$

$$\eta_{t_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3_{is}}} \quad (1.44)$$

$$h_3 = h_2 - \eta_{t_1} \cdot (h_2 - h_{3_{is}}) \quad (1.45)$$

$$h_3 = h_{3.1} = h_{3.2.1} = 3347,57 - 0,84 \cdot (3347,57 - 2604,4) = 2723,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.46)$$

Nyní je možné určit zbývající veličiny v místě odběru.

$$t_3 = f(p_3; h_3) = 131,99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.47)$$

$$s_3 = f(p_3; h_3) = 7,0153 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.48)$$

$$v_3 = f(p_3; h_3) = 0,643 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.49)$$

Zbylé stavové veličiny na vstupu do špičkovacího ohříváku a před odplyněním byly určeny funkcí dvou vypočtených hodnot.

$$s_{3.1} = s_{3.2.1} = f(p_{3.1}; h_{3.1}) = 7,0478 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.50)$$

$$v_{3.1} = v_{3.2.1} = f(p_{3.1}; h_{3.1}) = 0,6912 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.51)$$

Optimální tlak pro odplynění by se měl rovnat tlaku napájecí nádrže plus půl až jeden bar.

$$p_{opt} = p_{NN} + 0,5 = 1,21 + 0,5 = 1,71 \text{ bar} \quad (1.52)$$

Rozdíl oproti optimu by měl být nula a vyšší:

$$\Delta p_{opt} = p_{3.1} - p_{opt} = 2,62 - 1,71 = 0,91 \text{ bar} \quad (1.53)$$

Nyní je třeba dopočítat parametry páry na výstupu ze špičkovacího ohříváku. Velikost podchlazení kondenzátu byla zvolena 5°C . Tlak na výstupu je roven tlaku na vstupu do výměníku tepla.

$$p_{3.2.2} = p_{3.2.1} = 2,62 \text{ bar} \quad (1.54)$$

$$\delta_{p,SO} = 5^\circ\text{C} \quad (1.55)$$

$$t_{3.2.2} = t_{win,SO} + \delta_{p,SO} = 95 + 5 = 100^\circ\text{C} \quad (1.56)$$

Zbylé stavové veličiny byly určeny pomocí parních hodnoty tlaku a teploty.

$$h_{3.2.2} = f(p_{3.2.2}; t_{3.2.2}) = 419,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.57)$$

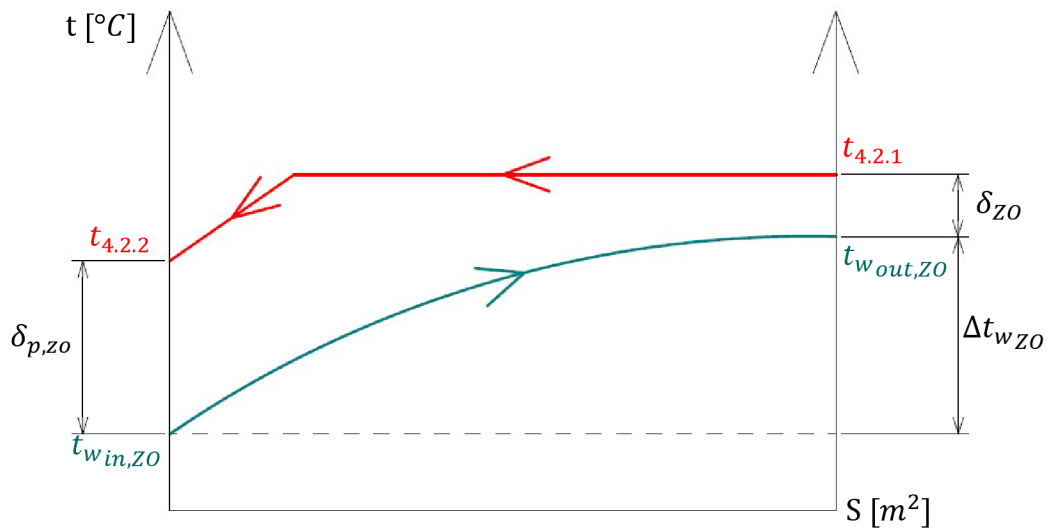
$$s_{3.2.2} = f(p_{3.2.2}; h_{3.2.2}) = 1,3069 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.58)$$

$$v_{3.2.2} = f(p_{3.2.2}; h_{3.2.2}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.59)$$

1.1.6 Odběr pro základní ohřívák vody a NTO2

Základní ohřívák

Pára pro základní topný ohřívák vody bude odebírána v provozních režimech jak pro léto, tak zimu. V ohříváku byl uvažováno ohřátí topné vody o 25 °C a nedohřev 4 °C. Na vstupu do topného ohříváče je tlak nižší o ztrátu v potrubí oproti tlaku v odběru. Entalpie na vstupu je rovna entalpii v odběru.



Obrázek 1.4 Průběh teplot v základním ohříváku

Zvolené nedohřev:

$$\delta_{ZO} = 4 \text{ °C} \quad (1.60)$$

Vstupní teplota páry do základního ohříváku:

$$t_{4,2,1} = t_{w,out,ZO} + \delta_{ZO} = 95 + 4 = 99 \text{ °C} \quad (1.61)$$

Následně zjistíme saturační tlak

$$p_{4,2,1} = f(t_{4,2,1}; x = 0) = 0,979 \text{ bar} \quad (1.62)$$

Se započítáním potrubních ztrát je stanoven tlak v odběru z parní turbíny.

$$\delta p_{pot} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 3}{100} = 0,08 \quad (1.63)$$

$$p_4 = \frac{p_{4,2,1}}{1 - \delta p_{pot}} = \frac{0,979}{1 - 0,08} = 1,06 \text{ bar} \quad (1.64)$$

Pomocí tlaku v odběru páry a entropie z předešlého odběru byla určena izoentropická entalpie:

$$h_{4is} = f(p_4; s_3) = 2556,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.65)$$

Hodnota účinnosti druhého kužele byla stanovena na 85 %.

$$\eta_{t_2} = 0,85 \quad (1.66)$$

$$\eta_{t_2} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad (1.67)$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{t_2} \cdot (h_3 - h_{4is}) \quad (1.68)$$

$$h_4 = 2723,31 - 0,82 \cdot (2723,31 - 2556,79) = 2581,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.69)$$

Se známou hodnotou entalpie a tlaku je možné vědět zbylé stavové veličiny.

$$s_4 = f(p_4; h_4) = 7,082 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.70)$$

$$v_4 = f(p_4; h_4) = 1,5311 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.71)$$

$$t_4 = f(p_4; h_4) = 101,34 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.72)$$

Zbylé stavové veličiny byly určeny funkcí dvou vypočtených hodnot.

$$h_{4.2.1} = h_4 = 2581,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.73)$$

$$s_{4.2.1} = f(p_{4.2.1}; h_{4.2.1}) = 7,1183 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.74)$$

$$v_{4.2.1} = f(p_{4.2.1}; h_{4.2.1}) = 1,6582 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.75)$$

Velikost podchlazení kondenzátu byla zvolena $\delta_{p,TO} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota kondenzátu vystupujícího z výměníku je rovna teplotě vstupující ohřívané vody plus zvolená hodnota pochlazení. Tlak na výstupu je roven tlaku na vstupu.

$$p_{4.2.2} = p_{4.2.1} = 0,98 \text{ bar} \quad (1.76)$$

$$\delta_{p,ZO} = 5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.77)$$

$$t_{4.2.2} = t_{win,ZO} + \delta_{p,ZO} = 70 + 5 = 75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.78)$$

Zbylé stavové veličiny byly určeny pomocí hodnoty tlaku a teploty.

$$h_{4.2.2} = f(p_{4.2.2}; t_{4.2.2}) = 314,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.79)$$

$$s_{4.2.2} = f(p_{4.2.2}; h_{4.2.2}) = 1,0156 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.80)$$

$$v_{4.2.2} = f(p_{4.2.2}; h_{4.2.2}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.81)$$

NTO2

Pro správnou funkci odplynění musíme snížit teplotu kondenzátu vstupujícího do napájecí nádrže. Podchlazení kondenzátu se volí 10 až 20 $^\circ\text{C}$. Správné teploty kondenzátu je dosaženo ohříváním v nízkotlakých ohřívácích. V nízkotlakém ohříváku je doporučeno volit ohřátí kondenzátu o maximálně 30 $^\circ\text{C}$.

$$\delta_{p,NN} = 10 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.82)$$

$$\Delta t_{NTO} = (t_{NN} - \delta_{p,NN}) - t_8 = (105 - 10) - 40,1 = 54,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.83)$$

Ohřev kondenzátu v nízkotlakých výměnících:

$$\Delta t_{NTO1} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.84)$$

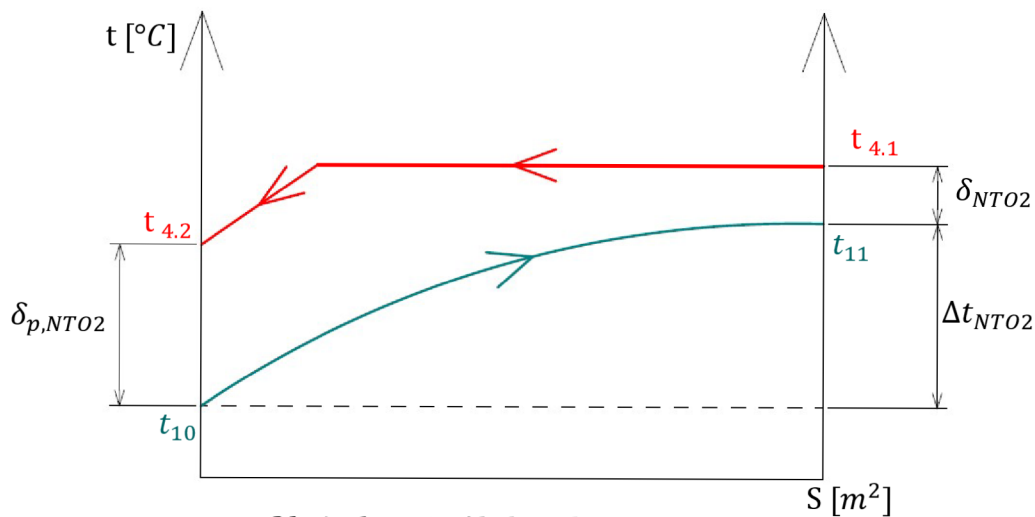
$$\Delta t_{NTO2} = \Delta t_{NTO} - \Delta t_{NTO1} = 54,9 - 30 = 24,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.85)$$

Teploty na výstupu z nízkotlakých ohříváku jsou:

$$t_9 = t_8 + \Delta t_{NTO1} = 40,1 + 30 = 70,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.86)$$

$$t_{11} = t_{NN} - \delta_{p,NN} = 105 - 10 = 95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.87)$$

Pro výpočet druhé nízkotlaké regenerace je třeba znát entalpii a tlak na vstupu do ohříváku. Ta je v zimním režimu ovlivňována špičkovacím ohřívákem, neboť sem zavádíme topnou páru na výstupu z výměníku. Potřebné parametry zjistíme až v bilanci uzlu v následujících kapitolách.



Obrázek 1.5 Průběh teplot v NTO2

Stavové veličiny před nízkotlakou regenerací jsou stejné jako před základním ohřívákem:

$$p_{4.1} = p_{4.2.1} = 0,98 \text{ bar} \quad (1.88)$$

$$h_{4.1} = h_{4.2.1} = 2581,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.89)$$

$$t_{4.1} = t_{4.2.1} = 99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.90)$$

$$s_{4.1} = s_{4.2.1} = 7,1183 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.91)$$

$$v_{4.1} = v_{4.2.1} = 1,6582 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.92)$$

Parametry před vstupem do napájecí nádrže:

$$p_{11} = p_{NN} = 1,21 \text{ bar} \quad (1.93)$$

$$h_{11} = f(p_{11}; t_{11}) = 398,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.94)$$

$$s_{11} = f(p_{11}; h_{11}) = 1,2502 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.95)$$

$$v_{11} = f(p_{11}; h_{11}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.96)$$

Velikostí podchlazení:

$$\delta_{p,NTO2} = 6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.97)$$

Tlak je zjištěn rovnicí (1.130) a entalpie (1.181) v následujících kapitolách:

$$p_{10} = p_9 = 1,71 \text{ bar} \quad (1.98)$$

$$h_{10} = 306,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.99)$$

$$t_{10} = f(p_{10}; h_{10}) = 73,11 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.100)$$

$$s_{10} = f(p_{10}; h_{10}) = 0,9931 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.101)$$

$$v_{10} = f(p_{10}; h_{10}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.102)$$

Vlastnosti kondenzátu:

$$p_{4.2} = p_{4.1} = 0,98 \text{ bar} \quad (1.103)$$

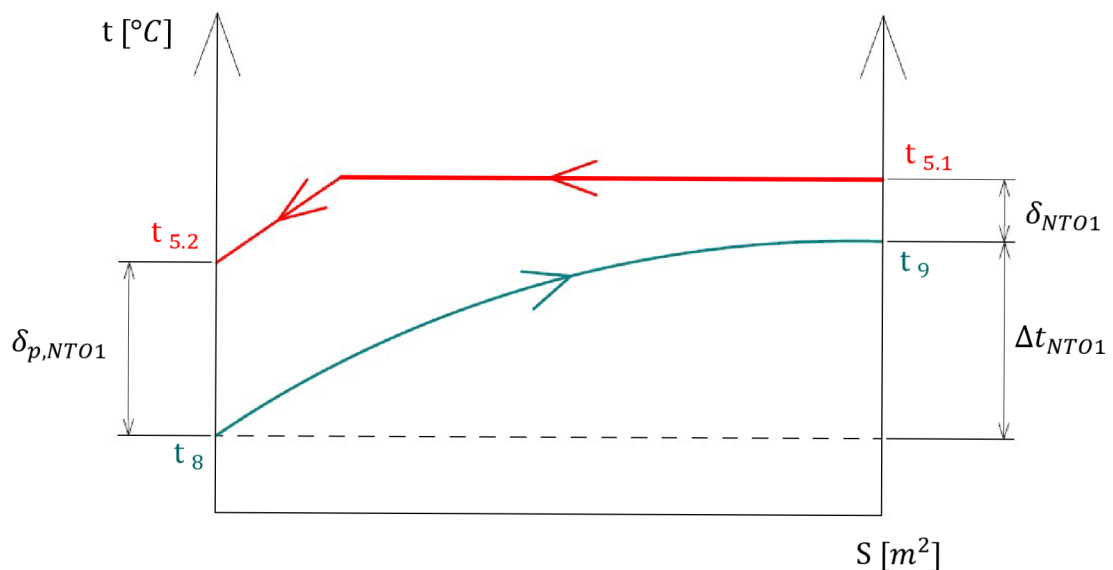
$$t_{4.2} = t_{10} + \delta_{p,NTO2} = 73,11 + 6 = 79,11 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.104)$$

$$h_{4.2} = f(p_{4.2}; t_{4.2}) = 331,42 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.105)$$

$$s_{4.2} = f(p_{4.2}; h_{4.2}) = 1,0652 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.106)$$

$$v_{4.2} = f(p_{4.2}; h_{4.2}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.107)$$

1.1.7 Odběr páry pro NTO1



Obrázek 1.6 Průběh teplot v NTO1

Optimální hodnota nedohřevu a podchlazení:

$$\delta_{NTO1} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.108)$$

$$\delta_{p,NTO1} = 6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.109)$$

Optimální teplota kondenzace je tedy:

$$t_{5,1} = t_9 + \delta_{NTO1} = 70,1 + 2 = 72,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.110)$$

Této teplotě odpovídá saturační tlak:

$$p_{5,1} = f(t_{5,1}; x = 0) = 0,34 \text{ bar} \quad (1.111)$$

Tlaková ztráta a tlak v odběru z páry turbíny:

$$\delta p_{pot} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 \quad (1.112)$$

$$p_5 = \frac{p_{5,1}}{1 - \delta p_{pot}} = \frac{0,34}{1 - 0,09} = 0,38 \text{ bar} \quad (1.113)$$

Izoentropická entalpie:

$$h_{5is} = f(p_5; s_4) = 2423,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.114)$$

Celková hodnota entalpie v místě prvního odběru:

$$\eta_{t_3} = 0,75 \quad (1.115)$$

$$\eta_{t_3} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5is}} \quad (1.116)$$

$$h_5 = h_4 - \eta_{t_3} \cdot (h_4 - h_{5is}) \quad (1.117)$$

$$h_5 = 2581,77 - 0,75 \cdot (2581,77 - 2423,53) = 2460,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.118)$$

Se známou hodnotou entalpie a tlaku je možné stanovit stavové veličiny v místě odběru.

$$t_5 = f(p_5; h_5) = 74,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.119)$$

$$s_5 = f(p_5; h_5) = 7,19438 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.120)$$

$$v_5 = f(p_5; h_5) = 3,9275 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.121)$$

Velikost entalpie je stejná v místě odběru i na vstupu do NTO1.

$$h_{5,1} = h_5 = 2460,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.122)$$

$$s_{5,1} = f(p_{5,1}; h_{5,1}) = 7,2338 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.123)$$

$$v_{5,1} = f(p_{5,1}; h_{5,1}) = 4,2987 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.124)$$

Určení hodnot na výstupu zkondenzované páry z NTO1:

$$p_{5,2} = p_{5,1} = 0,34 \text{ bar} \quad (1.125)$$

$$t_{5,2} = t_8 + \delta_{p,NTO1} = 40,08 + 6 = 46,08 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.126)$$

$$h_{5,2} = f(p_{5,2}; t_{5,2}) = 192,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.127)$$

$$s_{5,2} = f(p_{5,2}; t_{5,2}) = 0,6529 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.128)$$

$$v_{5,2} = f(p_{5,2}; t_{5,2}) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.129)$$

Stavové veličiny na výstupu z první nízkotlaké regenerace byly vypočítány pomocí známé teploty a dopočítaného tlaku. Tlak na výstupu z NTO1 je roven tlaku z kondenzátního čerpadla minus takové ztráty.

$$p_9 = p_8 - \Delta p_{NTO} = 2,2 - 0,5 = 1,7 \text{ bar} \quad (1.130)$$

$$h_9 = f(p_9; t_9) = 293,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.131)$$

$$s_9 = f(p_9; t_9) = 0,9559 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.132)$$

1.1.8 Výstup z parní turbíny

Výstupní tlak z turbíny je roven tlaku v kondenzátoru za turbínou plus ztráty ve výstupním hrdle turbíny. Ztráty ve výstupním hrdle jsou závislé na součiniteli ztrát výstupního difuzoru (v závislosti na tvaru difuzoru se pohybuje v rozmezí 0,6 až 1,4) a výstupní rychlosti z posledního stupně. Ta se u kondenzačních turbín pohybuje v rozmezí 150 až 300 m/s [1]. Pro první iteraci výpočtu byly odhadnuty parametry:

$$c_E = 200 \text{ m/s} \quad (1.133)$$

$$\xi = 1,1 \quad (1.134)$$

Pomocí vypočítaného tlaku a entropie z předešlého odběru byla určena izoentropická entalpie. Celková entalpie byla stanovena pomocí zvolené účinnosti posledního stupně turbíny η_{t_4} a výstupní rychlosti. Z celkové entalpie a tlaku byly určeny stavové veličiny v posledním bodě tepelného schématu. Ztráta ve výstupním hrdle parní turbíny:

$$\Delta p_E = 0,038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_7 \quad (1.135)$$

$$\Delta p_E = 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{200}{100}\right)^2 \cdot 0,074 = 0,0011 \text{ bar} \quad (1.136)$$

Stavové veličiny na výstupu z turbíny mají poté následující hodnoty:

$$p_6 = p_7 + \Delta p_E = 0,074 + 0,0011 = 0,075 \text{ bar} \quad (1.137)$$

$$h_{6is} = f(p_6; s_5) = 2242,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.138)$$

Účinnost posledního kužele a odečtená entalpie na výstupu:

$$\eta_{t_4} = 0,75 \quad (1.139)$$

$$\eta_{t_4} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6is}} \quad (1.140)$$

$$h_6 = h_5 - \eta_{t_4} \cdot (h_5 - h_{6is}) \quad (1.141)$$

$$h_6 = 2460,62 - 0,75 \cdot (2460,62 - 2242,89) = 2297,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.142)$$

Zbývající stavové veličin včetně suchosti páry opět určíme funkcí tlaku a entalpie:

$$s_6 = f(p_6; h_6) = 7,3675 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.143)$$

$$x_6 = f(p_6; h_6) = 0,88 \quad (1.144)$$

$$v_6 = f(p_6; h_6) = 17,0281 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.145)$$

1.2 Hmotnostní a energetická bilance

Po určení stavových veličin je třeba zjistit hmotnostní průtoky páry a kondenzátu v jednotlivých bodech tepelného schématu. Hodnota hmotnostního průtoku významně ovlivňuje celý výpočet stupňové části a tepelného schématu. Z návrhu stupňové části vzejdou jiné hodnoty entalpie v jednotlivých odběrech páry a na základě těchto spočtených hodnot musíme přepočítávat celé schéma a následně i stupňovou část iteračním procesem. Nebyly uvažovány ztráty netěsnostmi a hmotnostní toky na vstupu a výstupu z výměníku mají stejnou hodnotu.

Termodynamické schéma je třeba počítat pro zimní provoz, letní provoz a plně kondenzační režim turbíny bez odběrů pro centrální zásobování teplem. V následující kapitole je popsán výpočet první iterace hmotnostního průtoku ve schéma pro zimní režim. Výpočet pro ostatní režimy probíhá analogicky. Na konci kapitoly je zobrazen celý termodynamický oběh s vypočtenými parametry páry v jednotlivých bodech pro jednotlivé režimy. Výpočet byl proveden užitím zákona zachování energie (1.146) a zachování hmoty (1.147). Poté následoval přepočet na poměrný hmotnostní tok (1.148) a předběžný výpočet měrné práce turbíny.

$$\sum_i \dot{m}_i \cdot h_i = 0 \quad (1.146)$$

$$\sum_i \dot{m}_i = 0 \quad (1.147)$$

$$\alpha_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{ad}} \quad (1.148)$$

1.2.1 Hmotnostní bilance

Prvním krokem výpočtu průtoků je určení toku páry tepelnými ohřívákem vody. Požadovaný celkový tepelný výkon turbíny je určen zadáním. Z něho a parametrů průtoku topné vody stanovíme dílčí výkony pro základní a špičkový výměník tepla. Následovat budou výpočty hmotnostních toků v jednotlivých bodech schématu.

Základní a špičkový topný ohřívák

Tlak se na hodnotě entalpie vody podílí minimálně, tudíž je možné odhadnout jeho velikost na osm barů, respektive tlakové ztráty ve výměnících na půl baru.

$$h_{w_{in,ZO}} = f(p = 8 \text{ bar}; t_{w_{in,ZO}}) = 293,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.149)$$

$$h_{w_{out,ZO}} = h_{w_{in,SO}} = f(p = 7,5 \text{ bar}; t_{w_{out,ZO}}) = 398,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.150)$$

$$h_{w_{out,SO}} = f(p = 7 \text{ bar}; t_{w_{out,SO}}) = 525,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.151)$$

Z rovnice pro tepelný výkon zjistíme hmotnostní průtok ohřívané vody.

$$\dot{Q}_{tep} = \dot{m}_w \cdot (h_{w_{out,ZO}} - h_{w_{in,ZO}}) + \dot{m}_w \cdot (h_{w_{out,SO}} - h_{w_{in,SO}}) \quad (1.152)$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_{tep}}{(h_{w_{out,ZO}} - h_{w_{in,ZO}}) + (h_{w_{out,SO}} - h_{w_{in,SO}})} \quad (1.153)$$

$$\dot{m}_w = \frac{50000}{(398,53 - 293,65) + (525,38 - 398,53)} = 215,76 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.154)$$

Nyní je možné zjistit výkony pro jednotlivé ohříváky.

$$\dot{Q}_{ZO} = \dot{m}_w \cdot (h_{w_{out,ZO}} - h_{w_{in,ZO}}) \quad (1.155)$$

$$\dot{Q}_{ZO} = 215,76 \cdot (398,53 - 293,65) = 22628,87 \text{ kW} \quad (1.156)$$

$$\dot{Q}_{\dot{s}O} = \dot{m}_w \cdot (h_{w_{out,SO}} - h_{w_{out,SO}}) \quad (1.157)$$

$$\dot{Q}_{\dot{s}O} = 215,76 \cdot (525,38 - 398,53) = 27371,13 \text{ kW} \quad (1.158)$$

Se známými výkony je možné vypočítat hmotnostní toky ohřívací páry jednotlivými výměníky.

$$\dot{m}_{3.2.1} = \frac{\dot{Q}_{\dot{s}O}}{h_{3.2.1} - h_{3.2.2}} \quad (1.159)$$

$$\dot{m}_{3.2.1} = \dot{m}_{3.2.2} = \frac{27371,13}{2723,31 - 419,22} = 11,88 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.160)$$

Jelikož chceme maximalizovat tepelnou účinnost stroje, kondenzát opouštějící špičkový ohřívák nadále pokračuje do ohříváku základního, kde předává část svého tepla ohřívání vodě.

$$\dot{Q}_{ZO} = \dot{m}_{4.2.1} \cdot (h_{4.2.1} - h_{4.2.2}) + \dot{m}_{3.2.2} \cdot (h_{3.2.2} - h_{4.2.2}) \quad (1.161)$$

$$\dot{m}_{4.2.1} = \frac{\dot{Q}_{ZO} - \dot{m}_{3.2.2} \cdot (h_{3.2.2} - h_{4.2.2})}{h_{4.2.1} - h_{4.2.2}} \quad (1.162)$$

$$\dot{m}_{4.2.1} = \frac{22628,87 - 11,88 \cdot (419,22 - 314,02)}{2581,77 - 314,02} = 9,43 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.163)$$

$$\alpha_{4.2.1} = \frac{\dot{m}_{4.2.1}}{\dot{m}_{ad}} = \frac{21,31}{34,72} = 0,272 \quad (1.164)$$

Hmotnostní tok za základním ohřívákem je pak roven součtu toku ze špičkového ohříváku a toku který do základního ohříváku vtéká:

$$\dot{m}_{4.2.2} = \dot{m}_{4.2.1} + \dot{m}_{3.2.2} = 9,43 + 11,88 = 21,31 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.165)$$

$$\alpha_{4.2.2} = \frac{\dot{m}_{4.2.2}}{\dot{m}_{ad}} = \frac{21,31}{34,72} = 0,614 \quad (1.166)$$

Napájecí nádrž

Bilance napájecí nádrže

$$\alpha_{NN} = \alpha_{3.1} + \alpha_{11} \quad (1.167)$$

$$\alpha_{NN} \cdot h_{NN} = \alpha_{3.1} \cdot h_{3.1} + \alpha_{11} \cdot h_{11} \quad (1.168)$$

Z napájecí nádrže odchází stejné množství páry, jako přitéká do turbíny.

$$\alpha_{NN} = 1 \quad (1.169)$$

Vyjádřením získáme poměrné hmotnostní toky před napájecí nádrží a v prvním odběru:

$$\alpha_{3.1} = \frac{\alpha_{NN} \cdot (h_{NN} - h_{11})}{h_{3.1} - h_{11}} \quad (1.170)$$

$$\alpha_{3.1} = \frac{1 \cdot (440,21 - 398,05)}{2723,31 - 398,05} = 0,018 \quad (1.171)$$

$$\alpha_{11} = \alpha_{NN} - \alpha_{3.1} = 1 - 0,018 = 0,982 \quad (1.172)$$

$$\alpha_3 = \alpha_{3.1} + \alpha_{3.2.1} = 0,018 + 0,34 = 0,358 \quad (1.173)$$

NTO2

Před druhý nízkotlaký ohřívák zavádíme kondenzát z topných ohříváků. Hmotnostní a energetická bilance nízkotlakého ohříváku 2 pak je:

$$\alpha_{11} + \alpha_{4.2} = \alpha_{4.1} + \alpha_{10} \quad (1.174)$$

$$\alpha_{11} \cdot h_{11} + \alpha_{4.2} \cdot h_{4.2} = \alpha_{4.1} \cdot h_{4.1} + \alpha_{10} \cdot h_{10} \quad (1.175)$$

Hmotnostní tok páry a jejího kondenzátu jsou si rovny. Z první rovnice poté je možné zjistit hmotnostní tok před výměníkem.

$$\alpha_{4.1} = \alpha_{4.2} \quad (1.176)$$

$$\alpha_{10} = \alpha_{11} = 0,982 \quad (1.177)$$

$$\alpha_9 = \alpha_{10} - \alpha_{4.2.2} = 0,982 - 0,614 = 0,368 \quad (1.178)$$

Je také třeba dopočíst entalpii, která vznikne směsí kondenzátů:

$$h_{10} \cdot \alpha_9 + h_{10} \cdot \alpha_{4.2.2} = h_9 \cdot \alpha_9 + h_{4.2.2} \cdot \alpha_{4.2.2} \quad (1.179)$$

$$h_{10} = \frac{\alpha_9 \cdot h_9 + \alpha_{4.2.2} \cdot h_{4.2.2}}{\alpha_{4.2.2} + \alpha_9} \quad (1.180)$$

$$h_{10} = \frac{0,368 \cdot 293,46 + 0,614 \cdot 314,02}{0,614 + 0,368} = 306,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.181)$$

Se vstupující entalpií poté je možné zjistit potřebný tok páry z turbíny:

$$\alpha_{4.1} = \frac{\alpha_{11} \cdot h_{11} - \alpha_{10} \cdot h_{10}}{h_{4.1} - h_{4.2}} \quad (1.182)$$

$$\alpha_{4.1} = \alpha_{4.2} = \frac{0,982 \cdot 398,05 - 0,982 \cdot 306,31}{2581,77 - 331,41} = 0,04 \quad (1.183)$$

$$\alpha_4 = \alpha_{4.2.1} + \alpha_{4.1} = 0,272 + 0,04 = 0,312 \quad (1.184)$$

NTO1 a kondenzátor

Energetická a hmotnostní bilance prvního nízkotlakého ohříváku:

$$\alpha_{5.2} + \alpha_9 = \alpha_{5.1} + \alpha_{4.2} + \alpha_8 \quad (1.185)$$

$$\alpha_{5.2} \cdot h_{5.2} + \alpha_9 \cdot h_9 = \alpha_{5.1} \cdot h_{5.1} + \alpha_{4.2} \cdot h_{4.2} + \alpha_8 \cdot h_8 \quad (1.186)$$

Od kondenzátoru po nízkotlaké výměníky je hmotnostní tok stejný.

$$\alpha_8 = \alpha_7 = \alpha_9 \quad (1.187)$$

$$\alpha_{5.1} = \frac{\alpha_8 \cdot (h_9 - h_8) + \alpha_{4.2} \cdot (h_{5.2} - h_{4.2})}{h_{5.1} - h_{5.2}} \quad (1.188)$$

$$\alpha_{5.1} = \alpha_5 = \frac{0,37 \cdot (293,46 - 167,99) + 0,04 \cdot (192,97 - 331,41)}{2460,62 - 192,97} = 0,02 \quad (1.189)$$

$$\alpha_{5.2} = \alpha_{4.2} + \alpha_{5.1} = 0,04 + 0,02 = 0,06 \quad (1.190)$$

Výstup ze samotné parní turbíny je roven toku z kondenzátoru mínus kaskádovaný kondenzát.

$$\alpha_6 = \alpha_7 - \alpha_{5.2} = 0,37 - 0,06 = 0,31 \quad (1.191)$$

1.2.2 Energetická bilance

Prvním krokem energetické bilance je určit velikost předběžné práce parní turbíny získané z jednoho kilogramu páry. Této práci říkáme měrná. Další podstatnou veličinou je normální práce turbíny, kterou zjistíme vynásobením měrné práce s hmotnostním tokem admisní páry. Hodnoty jednotlivých účinností byly pro první iterační krok vhodně zvoleny.

$$a_T = (h_2 - h_3) + (1 - \alpha_3) \cdot (h_3 - h_4) + (1 - \alpha_3 - \alpha_4) \cdot (h_4 - h_5) + (1 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) \cdot (h_5 - h_6) + (1 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) \cdot (h_6 - h_7) \quad (1.192)$$

$$a_T = 805,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.193)$$

Předběžná práce turbíny tedy je rovna:

$$A_T = \dot{m}_{ad} \cdot a_T = 34,72 \cdot 805,24 = 27959,88 \text{ kW} \quad (1.194)$$

Zvolené hodnoty jednotlivých účinností pro první iteraci výpočtu:

$$\eta_{mech} = 0,99 \quad (1.195)$$

$$\eta_{přev} = 0,98 \quad (1.196)$$

$$\eta_{gen} = 0,99 \quad (1.197)$$

Předběžný svorkový výkon turbíny v zimním režimu je poté dán rovnicí:

$$P_{SV} = A_T \cdot \eta_{me} \cdot \eta_{přev} \cdot \eta_{gen} = 27959,88 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 26855,41 \text{ kJ} \quad (1.198)$$

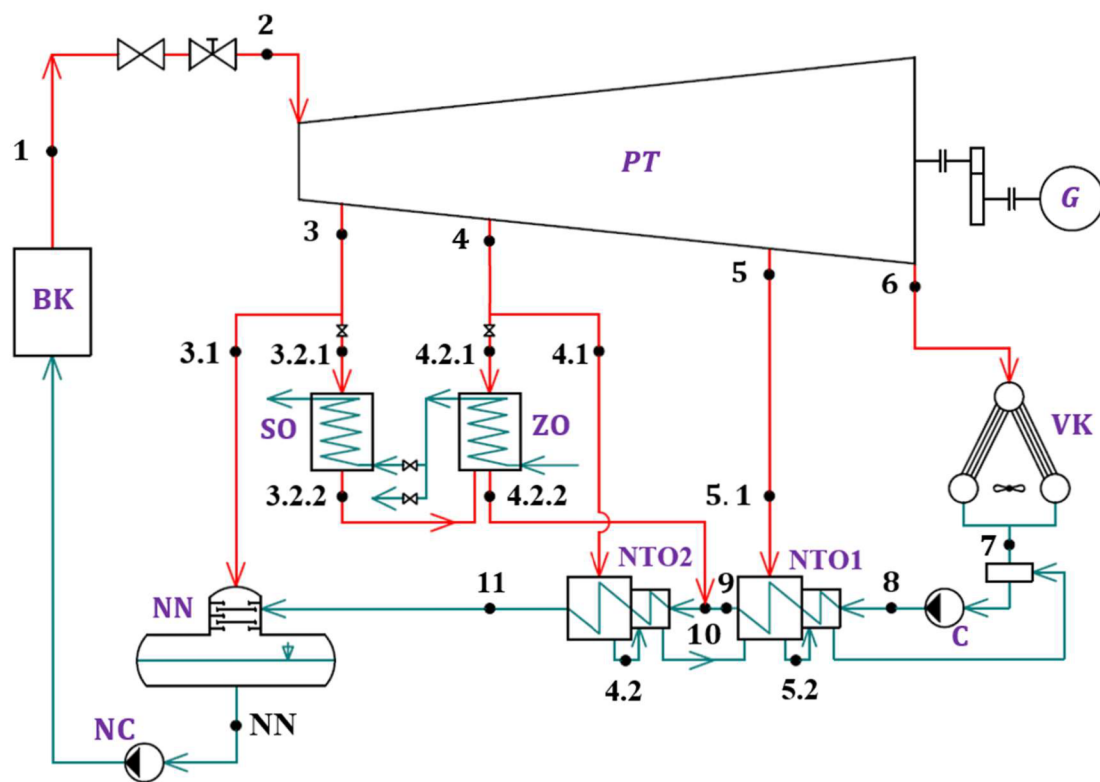
$$P_{SV} = 27959,88 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 26855,41 \text{ kJ} = 26,86 \text{ MW} \quad (1.199)$$

1.3 Výsledky návrhu tepelného schématu

Předběžným výpočtem tepelného schématu jsme získali přibližné, požadované hodnoty stavových veličin v jednotlivých bodech. Následují výpočty průtočné části, vyrovnávacího pístu a ucpávek které schéma silně ovlivňují a probíhají nezávisle. Proto je na konci musíme propojit. Při předběžném návrhu je svorkový výkon roven 34,07 MW při plné kondenzaci, 26,86 MW v zimě a 32,95 MW létě.

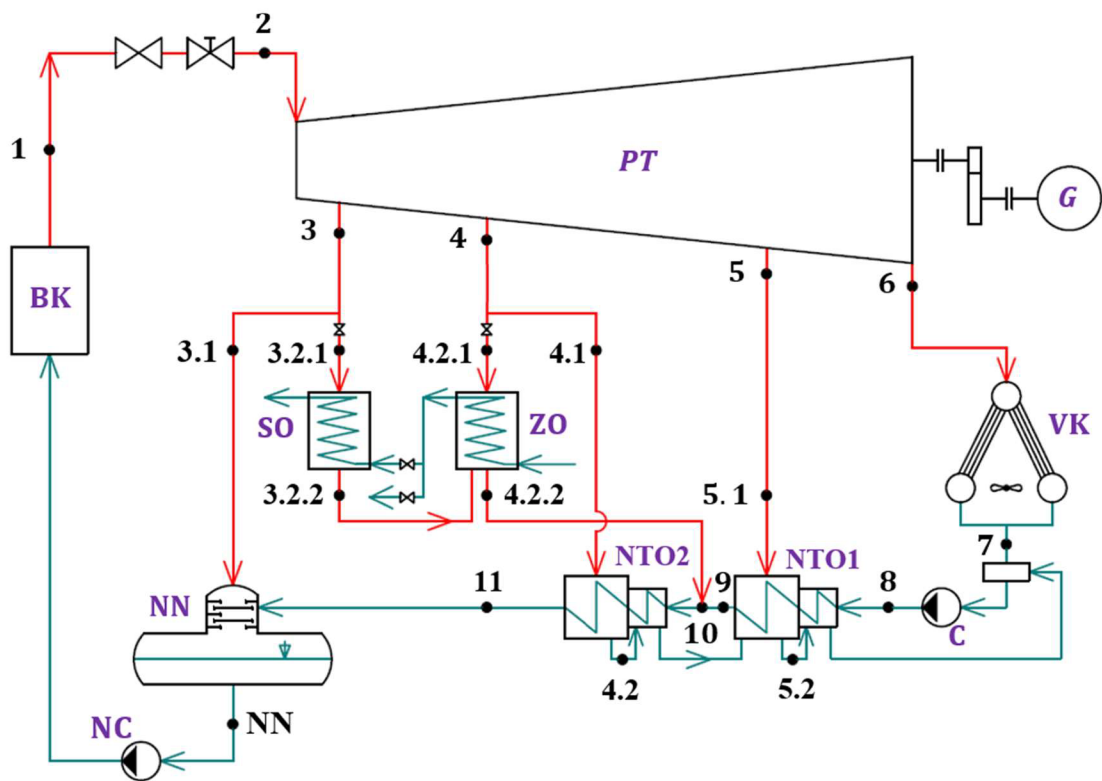
V následujících schématech jsou zobrazeny již propojené a optimalizované parametry páry, kondenzátu a hmotnostní průtoky v jednotlivých bodech navrženého tepelného schématu pro případ plné kondenzace, maximálního odběru v létě a maximálního odběru v zimě.

KODENZAČNÍ REŽIM



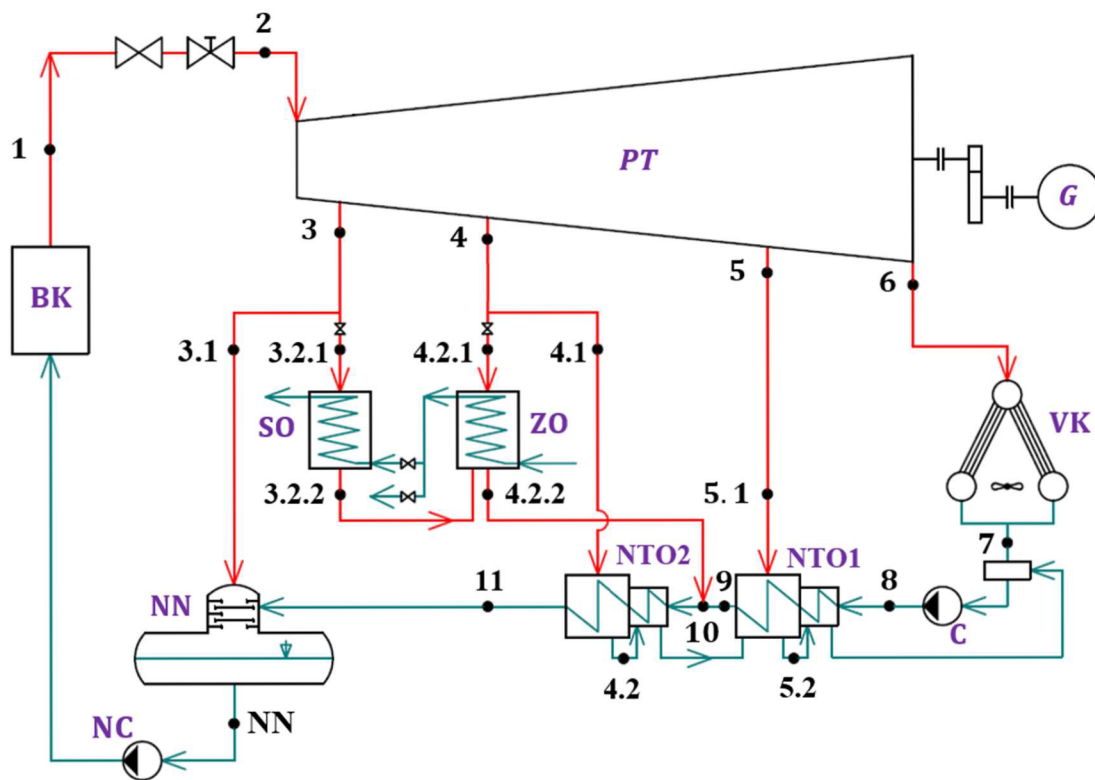
	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	ṁ [kg/s]
1	72,00	475,00	3347,57	34,72
2	69,12	473,46	3347,57	34,72
3	3,91	142,79	2686,33	0,64
3.1	3,64	140,20	2686,33	0,64
3.2.1	-	-	-	-
3.2.2	-	-	-	-
4	1,51	3,00	2537,45	1,61
4.1	1,39	108,98	2537,45	1,61
4.2.1	-	-	-	-
4.2.2	-	-	-	-
4.2	1,39	76,08	318,58	1,61
5	0,42	77,25	2390,03	1,85
5.1	0,39	74,98	2390,03	1,85
5.2	0,39	46,08	192,97	3,46
6	0,075	40,29	2187,93	30,62
7	0,074	40,00	167,54	34,08
8	2,21	40,08	167,99	34,08
9	1,71	70,08	293,46	34,08
10	1,71	70,08	293,46	34,08
11	1,21	95,00	398,05	34,08
NN	1,21	105,00	440,21	34,72

ZIMNÍ REŽIM



	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	ṁ [kg/s]
1	72,00	475,00	3347,57	34,72
2	69,12	473,46	3347,57	34,72
3	2,92	132,61	2648,31	12,93
3.1	2,72	130,16	2648,31	0,65
3.2.1	2,72	130,16	2648,31	12,28
3.2.2	2,72	100,00	419,23	12,28
4	1,46	3,00	2535,77	11,02
4.1	1,35	108,14	2535,77	1,41
4.2.1	1,35	108,14	2535,77	9,60
4.2.2	1,35	75,00	314,05	21,88
4.2	1,35	79,24	331,81	1,41
5	0,47	80,04	2385,63	0,61
5.1	0,43	77,73	2385,63	0,61
5.2	0,43	46,08	192,97	2,02
6	0,075	40,29	2187,93	10,17
7	0,074	40,00	167,54	12,19
8	2,21	40,08	167,99	12,19
9	1,71	70,08	293,46	12,19
10	1,71	73,24	306,69	34,07
11	1,21	95,00	398,05	34,07
NN	1,21	105,00	440,21	34,72

LETNÍ REŽIM



	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	\dot{m} [kg/s]
1	72,00	475,00	3347,57	34,72
2	69,12	473,46	3347,57	34,72
3	3,82	141,95	2683,05	0,64
3.1	3,55	139,38	2683,05	0,64
3.2.1	-	-	-	-
3.2.2	-	-	-	-
4	1,27	3,00	2515,32	6,12
4.1	1,17	104,11	2515,32	1,66
4.2.1	1,17	104,11	2515,32	4,46
4.2.2	1,17	65,00	272,16	4,46
4.2	1,17	75,41	315,77	1,66
5	0,37	73,99	2372,67	1,61
5.1	0,34	71,77	2372,67	1,61
5.2	0,34	46,08	192,97	3,28
6	0,075	40,29	2187,93	26,35
7	0,074	40,00	167,54	29,62
8	2,21	40,08	167,99	29,62
9	1,71	70,08	293,46	29,62
10	1,71	69,41	290,68	34,08
11	1,21	95,00	398,05	34,08
NN	1,21	105,00	440,21	34,72

2 Návrh regulačního stupně

V parních turbínách existují dva základní typy lopatkování, a to rovnotlaké čili akční a přetlakové neboli reakční. U přetlakového lopatkování, běžně používaného u stupňovité části turbíny, se vyskytuje signifikantní rozdíl tlaků před a za oběžnou lopatkovou řadou. Dochází zde k expanzi páry i v rotorové řadě lopatek a dosahuje lepších účinností, než její protějšek (ztráty jsou přibližně rovnoměrně rozděleny mezi stator a rotor). Jejich další velkou výhodou představuje stejný tvar lopatek statoru a rotoru, která markantně zjednodušuje výrobu, a tedy i cenu. U rovnotlakového lopatkování nedochází v rotorové řadě lopatek k expanzi páry, ale pouze ke směru toku pracovní tekutiny. Veškerá expanze probíhá v dýze, která předchází rotor. Při stejné obvodové rychlosti zpracují akční stupně přibližně dvojnásobný izoentropický tepelný spád. Je dosaženo maximálního výkonu, ale vlivem velkého zakřivení proudu vznikají ztráty, tedy snižuje se účinnost.

U vícestupňových parních turbín je před stupňovou částí předřazen regulační stupeň, který umožňuje parciální ostřík. Pomocí regulačního stupně regulujeme hmotnostní tok páry proměnnou velikostí průtočného průřezu. U reakčního lopatkování nelze využít parciálního ostříku, a proto je u prvního, regulačního stupně turbíny běžně voleno rovnotlaké, akční lopatkování. První stupeň tedy zpracuje vyšší entalpický spád, a tedy sníží celkový počet požadovaných stupňů a rozměry stroje. Pára je přivedena do regulačního stupně pomocí několika skupin statorových dýz, a každá skupina má svůj vlastní regulátor průtoku. Tím pádem se pára rozvádí do regulačního stupně nejednotně po obvodu, což vede k částečnému ostříku lopatek rotorové řady.

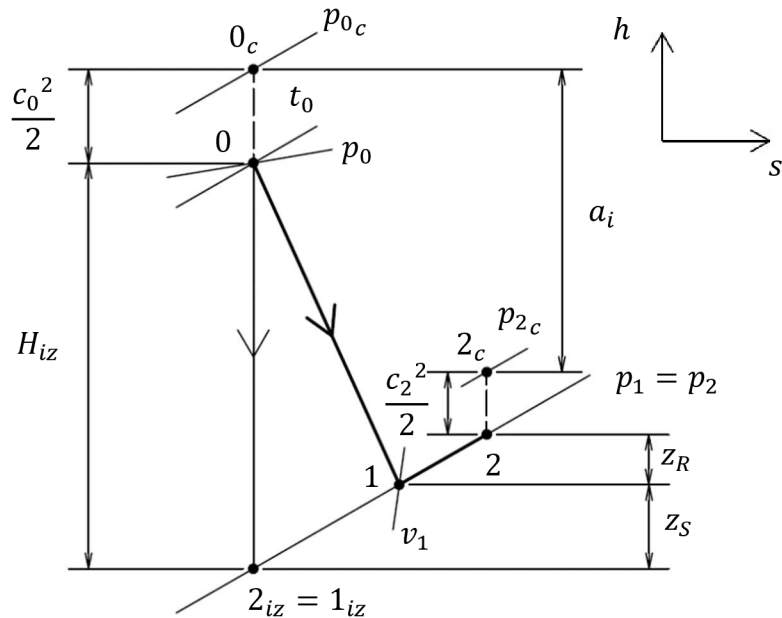
Pro regulační stupeň se používají dvě provedení a to A-kolo nebo Curtisův stupeň. Curtisův stupeň zpracuje větší entalpické spády, a proto pracovní látka vystupuje z lopatkových řad velkou rychlostí, tedy za cenu vysokých ztrát. Pro návrh elektrárny bylo zvoleno A-kolo, pro dosažení nejvyšší účinnosti.

2.1 Předběžný návrh A-kola

Stupeň reakce p popisuje rozložení energie mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek. Definuje změny stavových veličin na konkrétním proudovém vláknu. Na základě hodnoty stupně reakce rozdělujeme ony dvě základní koncepce lopatkování, a to akční a reakční.

Předběžný návrh je vypracováván za účelem prvotního stanovení geometrie regulačního stupně a jeho výkonových charakteristik. Pro zjednodušení je uvažován nulový stupeň reakce. Nulový stupeň reakce znamená, že celý entalpický spád je zpracován na lopatkách statoru a pára na rotoru již neexpanduje. V reálném oběžném kole stupeň reakce není úplně nulový, kvůli překonání odporů při proudění. Vlivem velkého zakřivení proudu v oběžné lopatkové řadě dochází ke vzniku energetických ztrát, což vede ke zpomalení pracovní látky a následně nižší dosahované účinnosti stupně. Při zařazení malého stupně reakce ve velikosti 0,03 až 0,06 v oběžné lopatkové řadě dojde k mírnému urychlení pracovní látky a zlepšení parametrů. Výsledné hodnoty po optimalizaci jsou uvedeny na konci detailního výpočtu regulačního stupně. Postup výpočtu návrhu regulačního stupně vychází z [4].

Na obrázku 2.1 je znázorněna zjednodušená expanze v regulačním stupni pro předběžný návrh. Bod 0 značí stav před statorem (dýzou), bod 1 je stav mezi statorem a rotorem a bod 2 označuje stav na výstupu z rotorové řady lopatek. U předběžného návrhu platí zjednodušující předpoklad čistě rovnotlakého stupně, tedy $\rho = 0$ [-].



Obrázek 2.1 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni; upraveno z [4]

Nejprve bylo nutné zvolit střední průměr oběžného kola a otáčky turbíny. Průměr by měl být alespoň 0,35 m. Otáčky turbíny byly zvoleny mimo provozní hodnotu otáček generátoru, tudíž musí být do turbosoustrojí zařazena i převodovka.

$$D_{RS} = 1 \text{ m} \quad (2.1)$$

$$n = 4500 \text{ min}^{-1} = 75 \text{ s}^{-1} \quad (2.2)$$

Ze zvolených parametru byla vypočítána obvodová rychlost, jejíž hodnota by se měla nacházet v rozmezích 160 – 260 m/s.

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n \quad (2.3)$$

$$u = \pi \cdot 1 \cdot 75 = 235,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.4)$$

Pro dosažení nejvyšší účinnosti se volí parametr zvaný rychlostní poměr v rozsahu 0,4 až 0,5.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,5 \quad (2.5)$$

Izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je pak:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{235,62}{0,5} = 461,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6)$$

Dalším voleným parametrem je vstupní rychlost páry v přívodním potrubí, která se musí pohybovat v rozmezí do 30 m/s.

$$c_0 = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.7)$$

Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm:

$$H_{RS_{iz}} = \frac{c_{1_{iz}}^2 - c_0^2}{2} = \frac{471,24^2 - 25^2}{2 \cdot 1000} = 110,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.8)$$

Entalpie za regulačním stupněm při izoentropické expanzi:

$$H_{RS_{iz}} = h_{RS_0} - h_{RS_{2_{iz}}} \quad (2.9)$$

$$h_{RS_{2_{iz}}} = H_{RS_{iz}} - h_{RS_0} = 3347,57 - 110,83 = 3236,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.10)$$

Tlak za regulačním stupněm je určen jako funkce entalpie za regulačním stupněm při izoentropické expanzi a entropie před stupněm (vstup do turbíny, bod 2 ve schématu).

$$s_{RS_0} = s_2 = 6,7214 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.11)$$

$$p_{RS_2} = f(h_{2_{iz}}; s_{RS_0}) = 48,37 \text{ bar} \quad (2.12)$$

Nyní je třeba nutné ověřit, k jakému typu proudění dochází na výstupu ze stupně. Toho docílíme porovnáním vypočteného tlaku s tlakem kritickým. Vypočtený tlakový poměr by zároveň neměl překročit hodnotu 0,8.

$$p_{RS_0} = p_2 = 69,12 \text{ bar} \quad (2.13)$$

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_{RS_0} = 0,546 \cdot 69,12 = 37,74 \text{ bar} \quad (2.14)$$

$$p_{RS_2} > p_{krit} \rightarrow 48,37 > 37,74 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.15)$$

Další podmínkou je tlakový poměr, který nesmí přesáhnout hodnotu 0,8.

$$\frac{p_{RS_2}}{p_{RS_0}} = \frac{48,37}{69,12} = 0,7 \quad (2.16)$$

$$0,7 < 0,8 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.17)$$

Obě podmínky jsou splněny, je tedy použita nerozšířená dýza. Rychlostní součinitel byl nejdříve volen v rozmezí 0,95 až 0,98 a později upřesněn výpočtem v rovnici (2.91).

$$\varphi = 0,98 [-] \quad (2.18)$$

Ztráta ve statoru je určena pomocí vztahu:

$$z_S = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1_{iz}}^2}{2} = (1 - 0,98^2) \cdot \frac{461,74^2}{2000} = 4,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.19)$$

Entalpie za dýzou je rovna:

$$z_S = h_{RS_1} - h_{RS_{2_{iz}}} \quad (2.20)$$

$$h_{RS_1} = h_{RS_{2_{iz}}} + z_0 = 3236,74 + 4,4 = 3241,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.21)$$

Díky předpokládanému nulovému stupni reakce víme, že za statorem a na výstupu ze stupně je stejný tlak. Měrný objem za dýzou je pak roven:

$$p_{RS_1} = p_{RS_2} = 48,37 \text{ bar} \quad (2.22)$$

$$v_{RS_1} = f(p_{RS_1}; h_{RS_1}) = 0,0619 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.23)$$

Výstupní úhel z rozváděcí mříže se volí obvykle v rozsahu 13° až 18° .

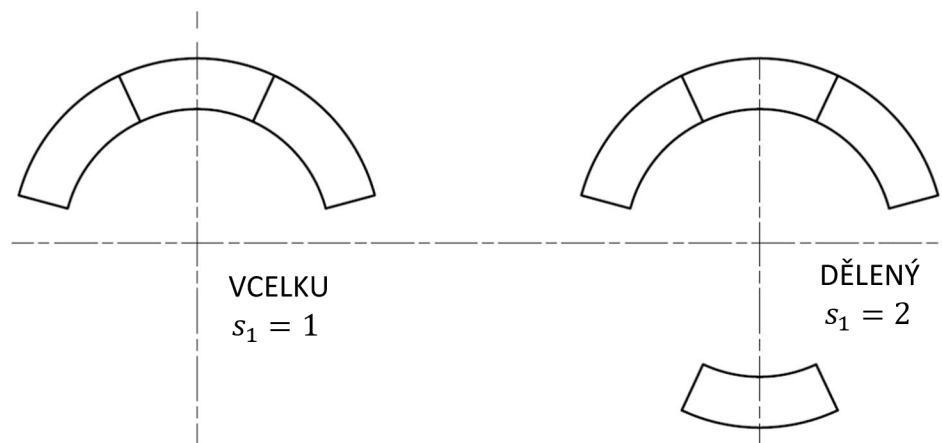
$$\alpha_1 = 14^\circ \quad (2.24)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostřík use vypočte pomocí vztahu:

$$l_{0t} = \frac{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS_1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{1iz} \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.25)$$

$$l_{0t} = \frac{34,72 \cdot 0,0619}{\pi \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 471,24 \cdot \sin(14^\circ) \cdot 100} = 0,61 \text{ cm} \quad (2.26)$$

Pro určení předběžného výkonu a účinnosti A-kola lze použít empiricky získané vztahy. Pro jejich vyčíslení je nutné určit délku lopatky. Nejdříve byla vypočtena optimální délka lopatky. Dále je nutné zvolit tvar parciálního ostříku v regulačním stupni. Byl zvolen ostřík $s_1 = 1$ viz obrázek 2.2.



Obrázek 2.2 Koefficient zohledňující parciální ostřík; upraveno z [4]

Empirická konstanta c/a pro A-kolo činí 0,1467. S ní můžeme určit součinitel δ :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \cdot D_{RS}^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,5}{\left(\frac{4500}{1000}\right)^2 \cdot 1^{0,5}} = 0,05 \quad (2.27)$$

Konstanta b/a je pro A-kolo rovna 0,0398, poté je součinitel α :

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = \sqrt{\frac{1}{0,0398 \cdot 1 + 0,05 \cdot 1}} = 3,26 \quad (2.28)$$

Pomocí součinitele α byla spočtena optimální délka rozváděcí lopatky.

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 3,26 \cdot \sqrt{0,61} = 2,55 \text{ cm} \quad (2.29)$$

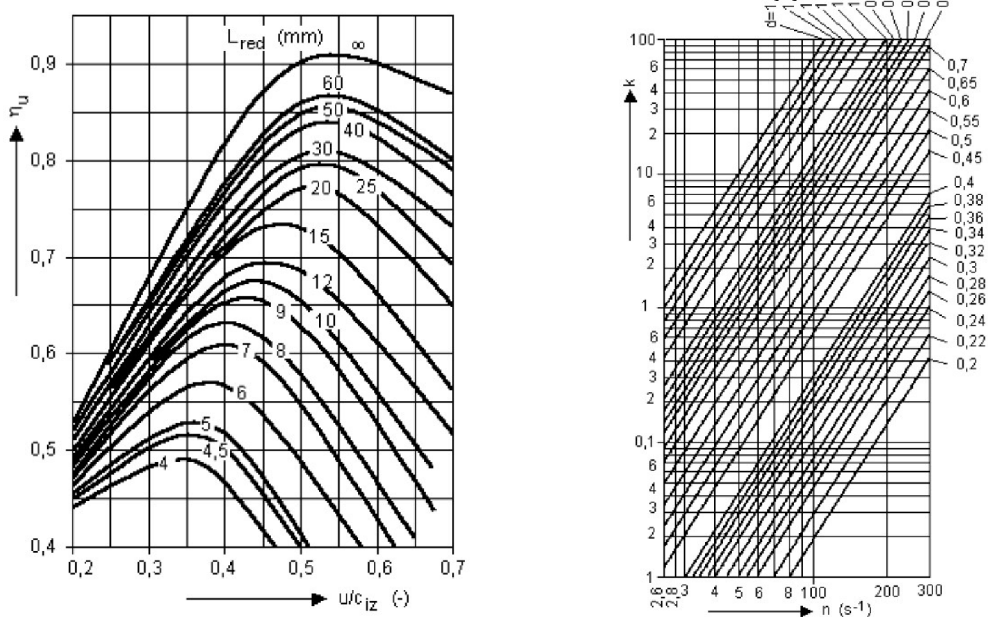
Po zaokrouhlení na celé desetiný milimetru byla získána skutečná délka lopatky.

$$l_0 = 2,6 \text{ cm} \quad (2.30)$$

Redukovaná délka lopatky je taková délka lopatky, se kterou dosáhneme stejné účinnosti při plném ostříku, jako při parciálním ostříku a skutečné délce lopatky l_0 .

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{2,6}{1 + \left(\frac{2,6}{2,55}\right)^2 - 0,05 \cdot 2,6} = 1,37 \text{ cm} \quad (2.31)$$

Pomocí parametrů redukované lopatky, zvoleného rychlostního poměru a diagramu na obrázku 2.3 je možné určit obvodovou účinnost regulačního stupně. Obvodová účinnost je podílem obvodové práce (též Eulerovy) stupně vůči celkové využitelné energii. Vnitřní práce je tedy průměrnou hodnotou veškeré pracovní tekutiny, která protéká stupněm a Eulerova práce je přesná hodnota na dané proudnici. Reálná obvodová účinnost je vyšší než předběžná.



Obrázek 2.3 Obvodová účinnost A-kola (vlevo), Ztráta třením a ventilací (vpravo) [4]

Odečtená hodnota je rovna:

$$\eta_{RSu} = \frac{a_{RSu}}{E_{RS0}} = 0,72 \quad (2.32)$$

Parciální ostřík v navrhovaném A-kole musí vyjít v rozmezí mezi 0,2 až 0,5.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,61}{2,6} = 0,24 \quad (2.33)$$

K předběžnému určení výkonu je nejprve nutné určit absolutní hodnotu ztráty třením a ventilací. K výpočtu ztráty odečteme nejprve koeficient k z diagramu viz obrázek 2.3. Odečtená hodnota je rovna:

$$k = 4 \quad (2.34)$$

Absolutní ztráta třením a ventilací:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS_1}} = \frac{4}{34,72 \cdot 0,0616} = 1,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.35)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{H_{RS_{iz}}} = \frac{1,87}{110,83} = 0,02 \quad (2.36)$$

Předběžná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{RS_{t_i}} = \eta_{RS_u} - \xi_5 = 0,72 - 0,02 = 0,7 \quad (2.37)$$

Předběžný vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_i = \dot{m}_{RS} \cdot H_{RS_{iz}} \cdot \eta_{RS_{t_i}} = 34,72 \cdot 110,83 \cdot 0,7 = 2706,22 \text{ kW} \quad (2.38)$$

Entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni dostaneme ze vztahu pro účinnost:

$$\eta_{RS_{t_i}} = \frac{h_{RS_0} - h_{RS_2}}{H_{RS_{iz}}} \quad (2.39)$$

$$h_{RS_2} = h_{RS_0} - \eta_{RS_{t_i}} \cdot H_{RS_{iz}} \quad (2.40)$$

$$h_{RS_2} = 3347,57 - 0,7 \cdot 110,83 = 3269,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.41)$$

Zbylé stavové veličiny páry v koncovém bodě expanze v regulačním stupni:

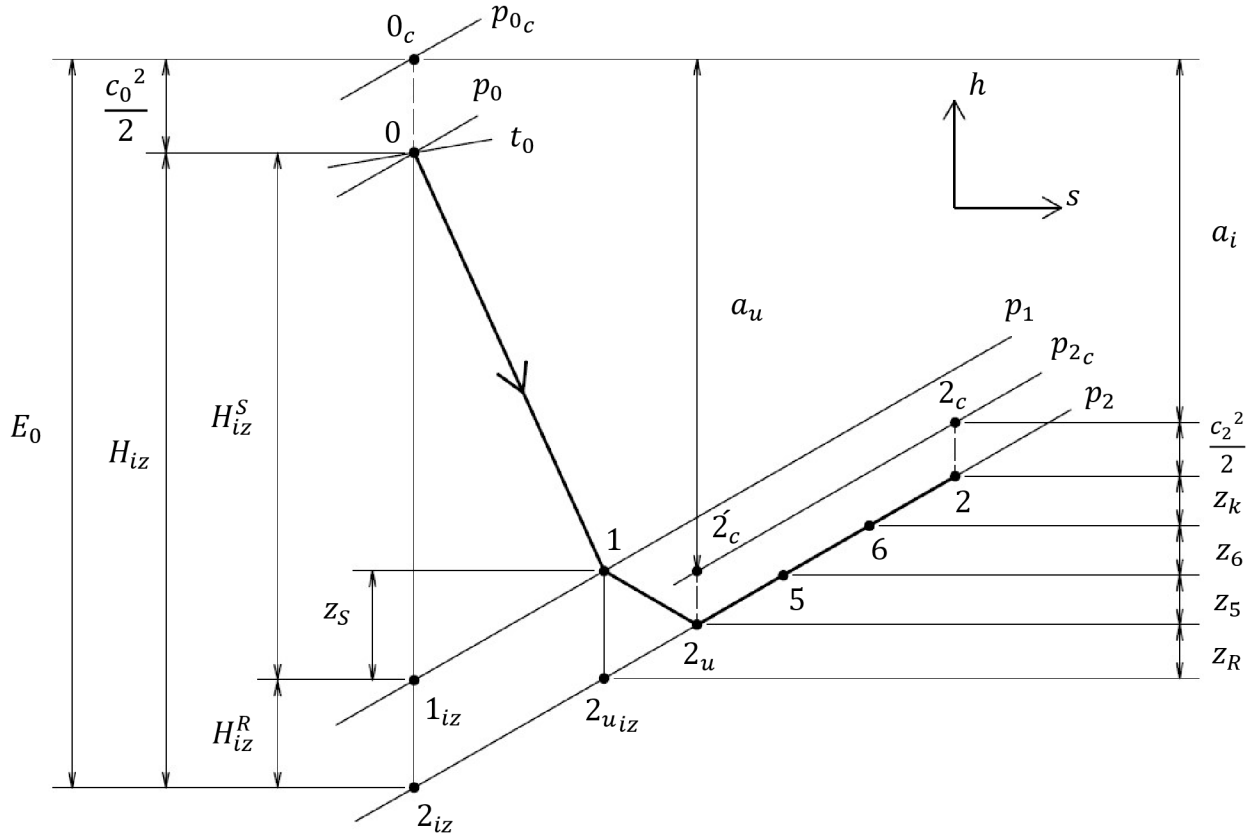
$$v_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 0,0633 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.42)$$

$$s_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 6,7687 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.43)$$

$$t_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 429,06 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.44)$$

2.2 Detailní výpočet A-kola

Detailní výpočet se provádí za účelem upřesnění tvaru průtočného kanálu navrženého při předběžném výpočtu. Do detailního výpočtu vstupují hodnoty určené v minulých výpočtech a jsou do něj zahrnuty i geometrické ztráty. Průběh expanze je znázorněn na obrázku 2.5.



Obrázek 2.5 Průběh expanze v RS pro detailní návrh; upraveno z [4]

V praxi se nepoužívá u regulačního stupně, čistě akční stupeň, ale volí se mírný stupeň reakce v rozsahu 0,03 až 0,06, který vede ke zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek.

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}} = 0,04 \quad (2.45)$$

Pomocí zvoleného stupně reakce byly vyvozeny entalpie zpracované rotorem a statorem a celkový tepelný spád na regulační stupeň.

$$H_{RS_{iz}}^R = \rho \cdot H_{RS_{iz}} = 0,04 \cdot 110,83 = 4,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.46)$$

$$H_{RS_{iz}}^S = H_{RS_{iz}} \cdot (1 - \rho) = 110,83 \cdot (1 - 0,04) = 106,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.47)$$

Pro ověření, k jakému proudění dochází na výstupu ze statoru bylo nutné určit izoentropickou entalpii na výstupu ze statoru. Hodnotě entalpie a entropie, která je stejná jako na vstupu páry do turbíny.

$$h_{RS_0} = h_2 = 3347,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.48)$$

$$s_{RS_0} = s_2 = 6,7214 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.49)$$

$$h_{RS_{1iz}} = h_{RS_0} - H_{RS_{iz}}^S = 3347,57 - 106,4 = 3241,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.50)$$

Tlak mezi statorem a rotorem je:

$$p_{RS_1} = f(h_{1RS_{iz}}; s_{RS_0}) = 49,09 \text{ bar} \quad (2.51)$$

Tlakový poměr, nesmí opět přesáhnout hodnotu 0,8:

$$\frac{p_{RS_1}}{p_{RS_0}} = \frac{49,09}{69,12} = 0,71 \quad (2.52)$$

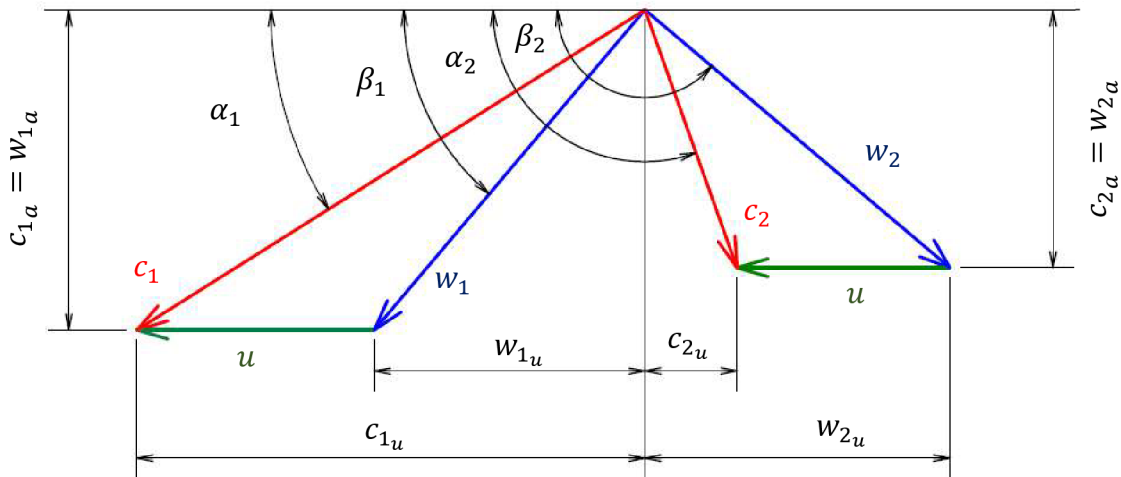
$$0,71 < 0,8 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.53)$$

a zkontrolovat, zda je tlak p_{RS_1} vyšší než tlak kritický určený rovnicí (2.16)

$$p_{RS_1} > p_{krit} \rightarrow 49,09 > 37,74 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.54)$$

2.2.1 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

Nyní je třeba stanovit parametry rychlostního trojúhelníku. Byly vypočteny absolutní a relativní rychlosti a jejich úhly. Obvodová rychlost i výstupní úhel rozváděcí mříže jsou totožné jako v předběžném návrhu. Nákres rychlostního trojúhelníku je naznačen na obrázku 2.6.



Obrázek 2.6 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

Pro výpočet rychlostí je nutné znát rychlostní součinitel pro stator φ a pro rotor ψ . Stejně jako v předběžném návrhu byly součinitelé nejprve odhadnuty a následně upřesněny výpočtem v rovnicích (2.86) a (2.87).

$$\varphi = 0,98 \quad (2.55)$$

$$\psi = 0,94 \quad (2.56)$$

Po započtení stupně reakce se změní výstupní teoretická rychlost proudění z dýzy. Její nová hodnota byla vypočtena z h-s diagramu:

$$H_{RS_{iz}}^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (2.57)$$

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot H_{RS_{iz}}^S + c_0^2} \quad (2.58)$$

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot 106,4 + 20^2} = 461,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.59)$$

Skutečná rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 461,74 \cdot 0,98 = 452,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.60)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy je odvozena z kosinové věty:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (2.61)$$

$$w_1 = \sqrt{452,5^2 + 235,62^2 - 2 \cdot 452,5 \cdot 235,62 \cdot \cos(14^\circ)} = 231,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.62)$$

Obvodová složky absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 452,5 \cdot \cos(14^\circ) = 439,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.63)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 439,06 - 235,62 = 203,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.64)$$

V axiálním směru mají složky absolutní i relativní rychlosti stejnou velikost:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 452,5 \cdot \sin(14^\circ) = 109,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.65)$$

Se známými relativními rychlostmi můžeme určit úhel rychlosti:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{203,44}{231,02}\right) = 28,28^\circ \quad (2.66)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu podléhá odhadu a v budoucnu je ve výpočtech zpřesněn.

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \text{ až } 5)^\circ] = 180 - [28,28 - (3)] = 154,72^\circ \quad (2.67)$$

Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z rotoru turbíny je rovna:

$$H_{RSiz}^R = w_{2iz}^2 - w_1^2 \quad (2.68)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{H_{RSiz}^R + w_1^2} \quad (2.69)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{4,43 \cdot 1000 + 231,02^2} = 240,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.70)$$

Po započtení rychlostního součinitele je pak hodnota rovna:

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi = 240,43 \cdot 0,94 = 225,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.71)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z rotorové řady je určena opět užitím kosinové věty:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (2.72)$$

$$c_2 = \sqrt{225,52^2 + 235,62^2 - 2 \cdot 225,52 \cdot 235,62 \cdot \cos(25,28)} = 101,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.73)$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru jsou:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90) = 225,52 \cdot \sin(154,72 - 90) = 203,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.74)$$

$$c_{2u} = u - w_{2u} = 235,62 - 203,91 = 31,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.75)$$

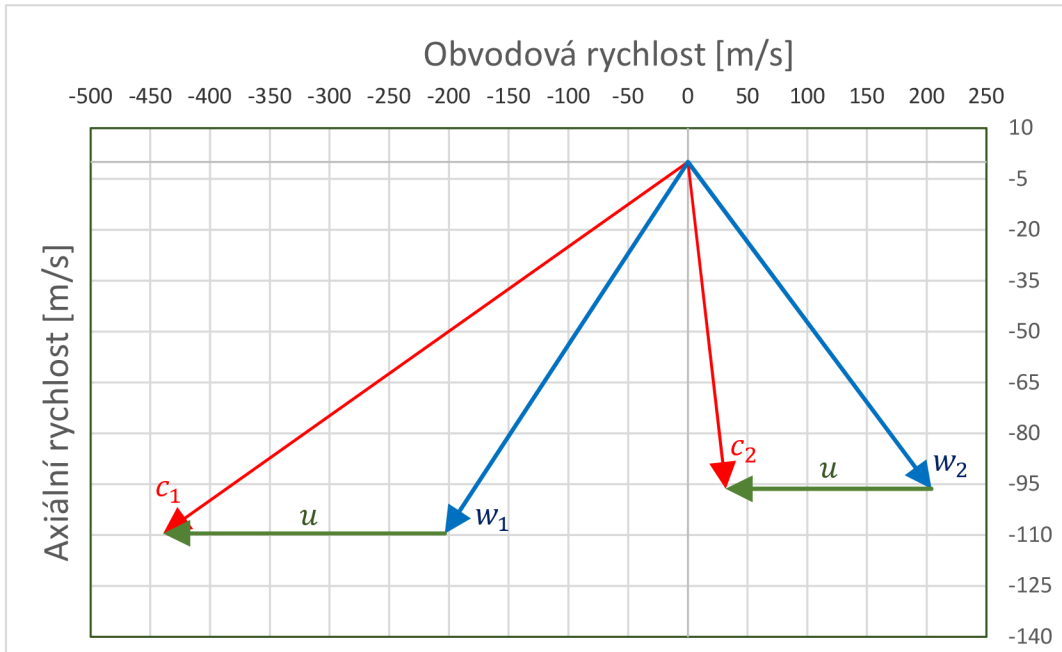
Absolutní a relativní složka rychlostí do axiálního směru jsou opět rovné a byly vypočteny:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 225,52 \cdot \sin(154,72^\circ) = 96,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.76)$$

Nakonec je třeba znát výstupní absolutní úhel rychlosti z regulačního stupně:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) + 90 = \arctg\left(\frac{31,7}{101,41}\right) + 90 = 107,36^\circ \quad (2.77)$$

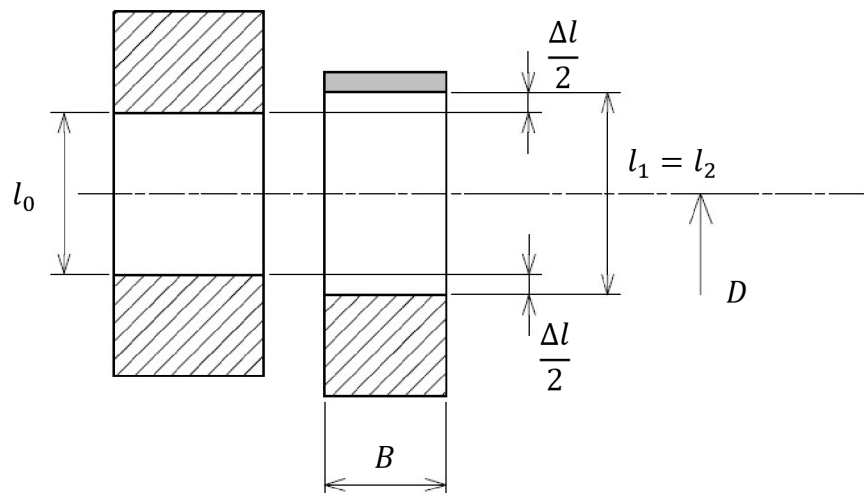
Jednotlivé rychlosti regulačního stupně byly vyneseny v rychlostním trojúhelníku na obrázku 2.7. Hodnoty jsou již po optimalizaci stupně.



Obrázek 2.7 Vykreslený rychlostní trojúhelník regulačního stupně

2.2.2 Výpočet průtočných průřezů regulačního stupně

Průtočný průřez stupně byl zvolen válcový průtočný kanál, který je znázorněn na obrázku 2.8.



Obrázek 2.8. Válcový průtočný kanál A-kola; upraveno z [4]

K přesnému určení úhlu relativní rychlosti na výstupu z rotoru bylo potřeba provést výpočet průřezu stupně. Prvně bylo třeba určit výstupní délku rozváděcích lopatek.

$$l_{RS0} = \frac{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.78)$$

$$l_{RS0} = \frac{34,72 \cdot 0,061 *}{\pi \cdot 1 \cdot 0,24 \cdot 452,5 \cdot \sin(14^\circ)} = 0,0265 \text{ m} \quad (2.79)$$

Přesah lopatek Δl je volen mezi jedním až třetím milimetrem. Zvolenou hodnotou je:

$$\Delta l = 0,002 \text{ m} \quad (2.80)$$

Lopatka rotoru má stejnou délku na náběžné i odtokové hraně. Hodnota délky je dána:

$$l_{RS2} = l_{RS1} = l_{RS0} + \Delta l = 0,0265 + 0,002 = 0,0285 \text{ m} \quad (2.81)$$

Skutečný výstupní úhel rotorové lopatky je dán rovnicí:

$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS2}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_{RS2}}\right) \quad (2.82)$$

$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{34,72 \cdot 0,0633}{\pi \cdot 1 \cdot 0,24 \cdot 225,52 \cdot 0,0285}\right) = 154,72^\circ \quad (2.83)$$

Velikost ohnutí proudu absolutní a relativní rychlosti poté jsou:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 107,36 - 14 = 93,36^\circ \quad (2.84)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 152,62 - 28,28 = 124,25^\circ \quad (2.85)$$

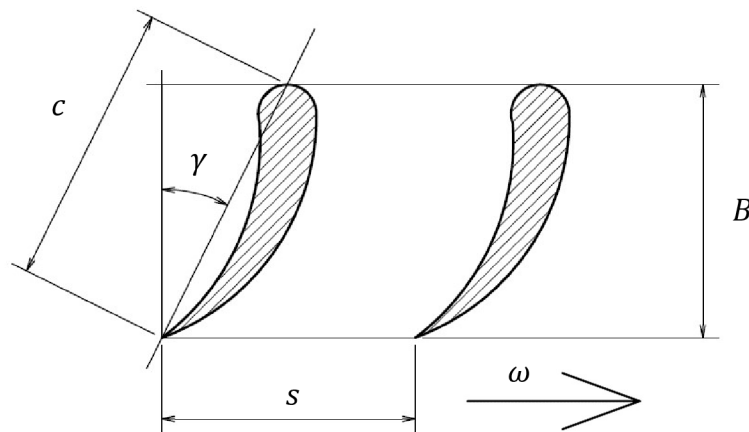
Velikost ohnutí proudu jednotlivých rychlostí jsou potřebné k přesnému výpočtu hodnot rychlostních součinitelů. Vztahy pro výpočet součinitelů pro stator i rotor byly převzaty z [2].

$$\varphi = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = 0,98 \quad (2.86)$$

$$\psi = 0,98806 - 0,000556697 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\beta} = 0,94 \quad (2.87)$$

2.2.3 Volba profilů lopatek regulačního stupně

Jedním z klíčových návrhu výpočtu parní turbíny je třeba určit ztráty ve stroji. Proto je třeba vybrat konkrétní profily lopatek. Charakteristické rozměry profilu lopatky viditelné na obrázku 2.9. Profily lopatek byly voleny dle tabulek ve zdroji [4].



Obrázek 2.9 Označení charakteristických rozměrů profilu lopatky; upraveno z [4]

Zvolením typu lopatky regulačního stupně také získáme velikost plochy lopatky a ohybového modulu. Tyto parametry jsou nezbytné pro pevnostní výpočet stupně, kde byly určeny přípustné napětí pro tahové a ohybové namáhání. Parametry s indexem S náleží statorové řadě a index R rotorové řadě.

Pro stator regulačního stupně byl zvolen profil lopatky s označením: TS-1A

Poměrná rozteč:

$$\left(\frac{S}{c}\right)_S = 0,8 \quad (2.88)$$

Délka tětiny profilu:

$$c_S = 0,05 \text{ m} \quad (2.89)$$

Úhel nastavení profilu:

$$\gamma_S = 38^\circ \quad (2.90)$$

Pro rotor regulačního stupně byl zvolen profil lopatky s označením: 25TR1

Poměrná rozteč:

$$\left(\frac{S}{c}\right)_R \quad (2.91)$$

Délka tětiny profilu:

$$c_R = 0,03 \text{ m} \quad (2.92)$$

Optimální úhel nastavení profilu:

$$\gamma_R = 12,2^\circ \quad (2.93)$$

Ohybový modul:

$$w_{min_R} = 0,8945 \text{ cm}^3 \quad (2.94)$$

Plocha lopatky:

$$S_R = 4,618 \text{ cm}^2 \quad (2.95)$$

Šířka profilu je poté:

$$B_S = c_S \cdot \cos \gamma_S = 0,05 \cdot \cos(38^\circ) = 0,0394 \text{ m} \quad (2.96)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R = 0,03 \cdot \cos(12,2^\circ) = 0,0293 \text{ m} \quad (2.97)$$

Počet lopatek v řadě statorové při zohlednění parciálního ostříku je:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_S} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 1}{0,04} \cdot 0,24 = 19 \quad (2.98)$$

Počet rotorových lopatek je:

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_R} = \frac{\pi \cdot 1}{0,0198} = 159 \quad (2.99)$$

2.2.4 Ztráty, účinnost, výkon regulačního stupně

S vypočtenými geometrickými parametry je možné stanovit energetické ztráty v regulačním stupni a následně stanovit účinnost a výkon stupně.

Energetická ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{461,74^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,98^2) = 4,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.100)$$

Energetická ztráta v oběžné řadě lopatek:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{240,43^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,94^2) = 3,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.101)$$

Energetická ztráta výstupní rychlostí:

$$z_C = \frac{c_2^2}{2} = \frac{101,41^2}{2 \cdot 1000} = 5,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.102)$$

Celková přivedená energie do stupně:

$$E_{RS0} = H_{RSiz} + \frac{c_0^2}{2} = 110,83 + \frac{20^2}{2 \cdot 1000} = 111,03 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.103)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_{RSu} = \frac{a_{RSu}}{E_{RS0}} = \frac{E_{RS0} - z_S - z_R - z_C}{E_{RS0}} \quad (2.104)$$

$$\eta_{RSu} = \frac{111,03 - 4,62 - 3,02 - 5,14}{111,03} = 0,885 \quad (2.105)$$

Další poměrné ztráty je potřeba znát pro určení vnitřní termodynamické účinnosti.

Třecí součinitel je volen v rozsahu 0,00045 až 0,0008:

$$k_{tř} = 0,00065 \quad (2.106)$$

Průtočný průřez pro páru je vypočítán podle následujícího vzorce:

$$S_{RS} = \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \quad (2.107)$$

$$S_{RS} = \pi \cdot 1 \cdot 0,0275 \cdot 0,24 \cdot \sin(14^\circ) = 0,0051 \text{ m}^2 \quad (2.108)$$

Poměrná ztráta třením (ventilací) disku je ekvivalentní Eulerovi práci. Je to energie nutná k překonání třecího odporu tekutiny proti otáčení rotoru.

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_{RS}^2}{S_{RS}} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RSiz}}} \right)^3 \quad (2.109)$$

$$\xi_5 = 0,00065 \cdot \frac{1^2}{0,0051} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 110,83 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,016 \quad (2.110)$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem se skládá ze dvou částí. První z nich je ztráta ventilací neostříknutých lopatek při zakrytí oběžného kola mimo provedený ostřík:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{2 \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS_{iz}}}} \right)^3 \quad (2.111)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(14^\circ)} \cdot \frac{1 - 0,24}{2 \cdot 0,24} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 110,83 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,055 \quad (2.112)$$

Druhou z nich je ztráta vznikající na okraji pásma ostříku. Pro konstantu typu ostříku vcelku.

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{RS2}}{S_{RS}} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS_{iz}}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1 \quad (2.113)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,0285}{0,0051} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 110,83 \cdot 1000}} \right) \cdot 0,885 \cdot 1 = 0,019 \quad (2.114)$$

Výsledná poměrná ztráta parciálním ostříkem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,052 + 0,019 = 0,073 \quad (2.115)$$

Poslední poměrnou ztrátou je ztráta radiální mezerou neboli okrajová ztráta. Kvůli snížení této markantní ztráty u parních turbín je uvažováno bandážování rotorové řady lopatek a výpočet je proveden podle Traupela z literatury [4]. Prvně je třeba zvolit počet břitů bandáže:

$$z_b = 3 \quad (2.116)$$

Radiální mezera je s axiální mezerou 0,002 m poté:

$$\delta_r = \frac{D_{RS}}{1000} + 0,0002 = \frac{1}{1000} + 0,0002 = 0,0012 \text{ m} \quad (2.117)$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_b}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,0012^2}}} = 0,00049 \text{ m} \quad (2.118)$$

Stupeň reakce na špici lopatky je:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{l_{RS1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{l_{RS1}}} = 1 - (1 - 0,04) \cdot \frac{\frac{1}{0,0285}}{1 + \frac{1}{0,0285}} = 0,067 \quad (2.119)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou je poté:

$$\xi_k = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_{RS} + l_{RS0})}{S_{RS}} \quad (2.120)$$

$$\xi_k = 0,00049 \cdot \sqrt{\frac{0,067}{1 - 0,04}} \cdot \frac{\pi \cdot (1 + 0,0265)}{0,0051} = 0,07 \quad (2.121)$$

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{RS_{t_i}} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_k \quad (2.122)$$

$$\eta_{RS_{t_i}} = 0,885 - 0,016 - 0,073 - 0,072 = 0,72 \quad (2.123)$$

Měrná vnitřní práce regulačního stupně:

$$\eta_{RS_{t_i}} = \frac{a_{RS_i}}{E_{RS_0}} \quad (2.124)$$

$$a_{RS_i} = E_{RS_0} \cdot \eta_{RS_{t_i}} = 111,03 \cdot 0,72 = 80,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.125)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_{RS_i} = \dot{m}_{RS} \cdot a_{RS_i} = 34,72 \cdot 80,32 = 2788,83 \text{ kW} \quad (2.126)$$

Kontrolou regulačního stupně je tlakové číslo, které by pro rovnotlaká stupeň mělo ležet v intervalu 4 až 7 [4].

$$\psi_{RS} = \frac{H_{RS_{iz}}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{110,83 \cdot 1000}{\frac{1}{2} \cdot 235,62^2} = 4 \quad (2.127)$$

Nyní dopočteme zbývající stavové veličiny ve stupni. Přičtením ztrát v rozváděcí dýze k izoentropické entalpii na výstupu ze statoru byla zjištěna skutečná hodnota entalpie za statorem rozváděcího stupně.

$$h_{RS_1} = h_{RS_{1iz}} + z_S = 3241,18 + 4,624 = 3245,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.128)$$

Stavové veličiny před vstupem do rotorové řady lopatek:

$$v_{RS_1} = f(p_{RS_1}; h_{RS_1}) = 0,0612 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.129)$$

$$s_{RS_1} = f(p_{RS_1}; h_{RS_1}) = 6,7281 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.130)$$

$$t_{RS_1} = f(p_{RS_1}; h_{RS_1}) = 419,59 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.131)$$

Celková entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni:

$$a_{RS_i} = h_{RS_{0c}} - h_{RS_{2c}} \quad (2.132)$$

$$h_{RS_{2c}} = h_{RS_0} + \frac{c_0^2}{2} - a_{RS_i} = 3347,57 + \frac{20^2}{2 \cdot 1000} - 80,32 = 3267,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.133)$$

Statická entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni:

$$h_{RS_2} = h_{RS_{2c}} - \frac{c_2^2}{2} = 3267,46 - \frac{101,41^2}{2 \cdot 1000} = 3262,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.134)$$

Pomocí hodnoty entalpie a známého tlaku za rotorem byly opět určeny stavové veličiny:

$$v_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 0,0629 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.135)$$

$$s_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 6,7583 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.136)$$

$$t_{RS_2} = f(p_{RS_2}; h_{RS_2}) = 425,99 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.137)$$

2.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně

Silovým působením proudící páry vzniká v lopatkách ohybové napětí a odstředivou silou tahové napětí. Z tohoto důvodu je nezbytné provést pevnostní kontrolu, která slouží k ověření, zda hodnoty ohybového a tahového napětí nepřesahují stanovené limity. Zároveň se provede výpočet celkové axiální síly působící na oběžné kolo, která je následně využita při návrhu vyrovnávacího pístu axiálního ložiska. Výpočet je proveden dle literatury [5].

Počet ostříknutých lopatek při plném průtoku dýzami:

$$z_{R0} = z_R \cdot \varepsilon = 159 \cdot 0,24 = 38 \quad (2.138)$$

Rozdíl tlaků před a za rotorem:

$$\Delta p_{RSR} = p_{RS1} - p_{RS2} = 49,09 - 48,6 = 0,49 \text{ bar} \quad (2.139)$$

Obvodová síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_u = \dot{m}_{RS} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{R0}} = 34,72 \cdot \frac{439,06 - 31,7}{38} = 377,64 \text{ N} \quad (2.140)$$

Axiální síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_{a1} = \dot{m}_{RS} \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z_{R0}} + \Delta p_{RSR} \cdot l_{RS2} \quad (2.141)$$

$$F_{a1} = 34,72 \cdot \frac{109,47 - 96,32}{39} + 0,49 \cdot 10^5 \cdot 0,0285 = 1410,41 \text{ N} \quad (2.142)$$

Celková axiální síla působící na oběžné kolo regulačního stupně:

$$F_a^{RS} = \dot{m}_{RS} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p_{RSR} \cdot \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS2} \quad (2.143)$$

$$F_a^{RS} = 34,72 \cdot (109,47 - 96,32) + 0,49 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,0285 = 4849,16 \text{ N} \quad (2.144)$$

Výslednice sil působící na lopatku:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{377,64^2 + 1410,41^2} = 1460,09 \text{ N} \quad (2.145)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = F \cdot \frac{l_{RS2}}{2} = 1460,096 \cdot \frac{0,0285}{2} = 20,83 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.146)$$

Ohybové napětí v lopatce, nesmí překročit hodnotu 30 MPa.

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{w_{min_R}} = \frac{20,83}{0,8945} = 23,29 \text{ MPa} \quad (2.147)$$

Tahové působení je zapříčiněno působením odstředivé síly, kterou lze rozdělit na odstředivou sílu působící na lit lopatky a odstředivou sílu působící na horní bandáže lopatky. Pro konstrukci lopatek a bandáží byl zvolen materiál s hustotou:

$$\rho_{mat} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.148)$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 75 = 471,24 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.149)$$

Odstředivá síla působící na list lopatky:

$$F_{od_l} = \rho_{mat} \cdot S_R \cdot \frac{D_{RS}}{2} \cdot l_{RS2} \cdot \omega^2 \quad (2.150)$$

$$F_{od_l} = 7850 \cdot 4,618 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,0285 \cdot 471,24^2 = 11485,66 \text{ N} \quad (2.151)$$

Tloušťka bandáže je:

$$t_b = 0,003 \text{ m} \quad (2.152)$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = D_{RS} + \frac{l_{RS2}}{2} + \frac{t_b}{2} = 1 + \frac{0,0285}{2} + \frac{0,003}{2} = 1,02 \text{ m} \quad (2.153)$$

Odstředivá síla působící na bandáže jedné lopatky:

$$F_{od_b} = \frac{\rho_{mat} \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_R \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2}{z_R} \quad (2.154)$$

$$F_{od_b} = \frac{7850 \cdot \pi \cdot 1,02 \cdot 0,0293 \cdot \frac{1,02}{2} \cdot 471,24^2}{159} = 6635,57 \text{ N} \quad (2.155)$$

Odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = F_{od_l} + F_{od_b} = 11485,66 + 6635,57 = 18121,23 \text{ N} \quad (2.156)$$

Tahové napětí by nemělo překročit hodnotu 50 MPa.

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{F_{od}}{S_R} = \frac{18121,23}{4,618} = 39,24 \text{ MPa} \quad (2.157)$$

Všechny požadované pevnostní podmínky jsou splněny.

2.4 Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně

V tabulce 2.1 jsou uvedeny optimalizované výsledky návrhu regulačního stupně pro plně kondenzační režim provozu turbíny.

Tabulka 2.1 Výsledky návrhu regulačního stupně

Název	Značka	Jednotka	Hodnota
Izoentalpický spád			
Hmotnostní tok	\dot{m}_{RS}	$kg \cdot s^{-1}$	34,72
Otáčky	n	min^{-1}	4500
Střední průměr	D_{RSs}	m	1
Stupeň reakce	ρ	–	0,04
Izoentropická spád na rotor	H_{RSiz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,43
Izoentropická spád na stator	H_{RSiz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	106,4
Využitelná energie stupně	E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	111,03
Rychlostní poměr	u/c_{iz}	–	0,5
Parciální ostřík	ε	–	0,24
Stav páry před státorem			
Tlak před státorem	p_{RS0}	bar	69,12
Entalpie před státorem	h_{RS0}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3347,57
Entropie před státorem	s_{RS0}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7214
Měrný objem před státorem	v_{RS0}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,04671
Teplota před státorem	t_{RS0}	$^{\circ}C$	473,46
Stav páry před rotorem			
Tlak před rotorem	p_{RS1}	bar	49,09
Izoentropická entalpie před rotorem	h_{RS1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3241,18
Entalpie před rotorem	h_{RS1}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3245,8
Entropie před rotorem	s_{RS1}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7281
Měrný objem před rotorem	v_{RS1}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0612
Teplota před rotorem	t_{RS1}	$^{\circ}C$	419,59
Stav páry za rotorem			
Tlak za rotorem	p_{RS2}	bar	48,63
Izoentropická entalpie za rotorem	h_{RS2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3236,74
Entalpie za rotorem	h_{RS2}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3261,95
Entropie za rotorem	s_{RS2}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7554

Měrný objem za rotorem	v_{RS2}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0626
Teplota za rotorem	t_{RS2}	$^{\circ}C$	426,01
Rychlostní trojúhelník			
Obvodová rychlost	u	$m \cdot s^{-1}$	235,62
Absolutní rychlost před statorem	c_0	$m \cdot s^{-1}$	20
Izoentropická rychlost před rotorem	c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	461,74
Absolutní rychlost před rotorem	c_1	$m \cdot s^{-1}$	452,5
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	109,47
Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	439,06
Úhel absolutní rychlosti na vstupu	α_1	$^{\circ}$	14
Relativní rychlost před rotorem	w_1	$m \cdot s^{-1}$	231,02
Axiální složka relativní rychlosti	w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	109,47
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	203,44
Úhel relativní rychlosti na vstupu	β_1	$^{\circ}$	28,28
Absolutní rychlost za rotorem	c_2	$m \cdot s^{-1}$	101,41
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	96,32
Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	31,7
Úhel absolutní rychlosti na výstupu	α_2	$^{\circ}$	107,36
Izoentropická rychlost za rotorem	w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	240,43
Relativní rychlost za rotorem	w_2	$m \cdot s^{-1}$	225,52
Axiální složka relativní rychlosti	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	96,32
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	203,91
Úhel relativní rychlosti na výstupu	β_2	$^{\circ}$	154,72
Ohnutí proudu absolutní rychlosti	$\Delta\alpha$	$^{\circ}$	93,36
Ohnutí proudu relativní rychlosti	$\Delta\beta$	$^{\circ}$	124,34
Rychlostní součinitel pro stator	φ	—	0,98
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	—	0,95
Průtočný průřez			
Výstupní délka rozváděcích lopatek	l_{RS0}	m	0,0255
Přesah lopatky	Δl	m	0,002
Délka oběžné lopatky	$l_1 = l_2$	m	0,0275

Volba profilů lopatek

Stator			TS-2A
Úhel nastavení úhlu profilu	γ_S	°	38
Poměr vzdáleností	s/c_S	-	0,8
Tětiva statoru	c_S	<i>m</i>	0,05
Rozteč lopatek statoru	s_S	<i>m</i>	0,04
Počet statorových lopatek	z_S	–	19
Šířka lopatky statoru	B_S	<i>m</i>	0,039
Rotor			40TR1
Úhel nastavení úhlu profilu	γ_R	°	12,2
Poměr vzdáleností	s/c_R	–	0,66
Tětiva rotoru	c_R	<i>m</i>	0,03
Rozteč lopatek rotoru	s_R	<i>m</i>	0,0198
Počet rotorových lopatek	z_R	–	159
Šířka lopatky rotoru	B_R	<i>m</i>	0,02932
Modul průřezu rotoru	w_{min_R}	<i>cm</i> ³	0,8945
Plocha lopatky rotoru	S_R	<i>cm</i> ²	4,618
Ztráty, účinnost, výkon			
Ztráta v rozváděcí mříži	z_S	<i>kJ · kg</i> ⁻¹	4,62
Ztráta oběžné lopátkové řady	z_R	<i>kJ · kg</i> ⁻¹	3,02
Ztráta výstupní rychlostní	z_C	<i>kJ · kg</i> ⁻¹	5,14
Třecí součinitel	<i>k</i>	–	0,00065
Průřez radiální mezery	<i>S</i>	<i>m</i> ²	0,0051
Ztráta třením	ξ_5	–	0,016
Ztráta ventilací lopatek	ξ_{61}	–	0,052
Ztráta na okraji pásma ostříku	ξ_{62}	–	0,018
Ztráta parciálním ostříkem	ξ_6	–	0,07
Počet břitů bandáže	z_b	–	3
Axiální mezera	δ_a	<i>m</i>	0,002
Radiální mezera	δ_r	<i>m</i>	0,0012
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	<i>m</i>	0,00049
Stupeň reakce na špici lopatky	ρ_{ξ}	–	0,066
Ztráta radiální mezerou	ξ_k	–	0,072
Obvodová účinnost	η_{RSu}	–	0,885

Termodynamická účinnost	η_{RSi}	–	0,73
Vnitřní měrná práce	a_{RSi}	$kJ \cdot kg^{-1}$	80,68
Vnitřní výkon	P_{RSi}	kW	2801,49
Tlakové číslo	ψ_{RS}	–	4

Pevnostní výpočet

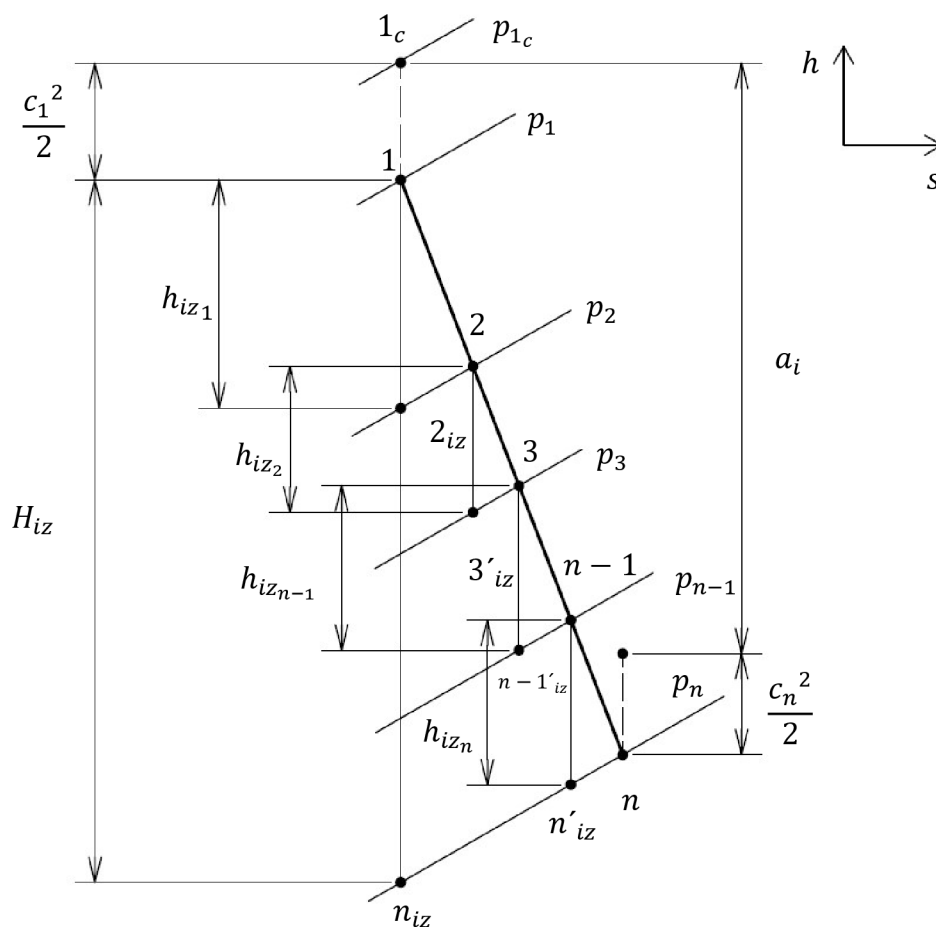
Počet ostříknutých lopatek	z_o	–	39
Tlakový rozdíl	Δp_{RSR}	bar	0,49
Obvodová síla	F_u	N	365,09
Axiální síla působící na jednu lopatku	F_{a1}	N	1360
Axiální síla celková	F_a	N	4692,05
Celková síla	F	N	1408,15
Maximální ohybový moment	$M_{o_{max}}$	$N \cdot m$	19,37
Ohybové napětí	σ_o	MPa	21,66
Odstředivá síla na lopatku	F_{odl}	N	11074,86
Průměr bandáže	D_b	m	1,02
Odstředivá síla na bandáž	F_{odb}	N	6408,57
Celková odstředivá síla	F_{od}	N	17483,44
Odstředivé napětí	σ_{od}	MPa	37,86

3 Předběžný návrh stupňové části

Po návrhu tepelného schématu a regulačního stupně následuje výpočet stupňové části parní turbíny. Pro stupňovou část bylo zvoleno přetlakové lopatkování, pro dosažení nejvyšší termodynamické účinnosti stroje. Výpočet se dělí na předběžný a detailní. Cílem předběžného návrhu je určit počet stupňů a hlavní parametry průtočného kanálu. Získané veličiny poté slouží k detailnímu výpočtu stupňové části, který je uveden v následující kapitole. Kýženými parametry je vstupní a výstupní geometrie jednotlivých kuželů, jejich ztráty, účinnost a výkon. Předběžný výpočet předpokládá konstantní hmotnostní průtok kužely a konstantní stupeň reakce $\rho = 0,5$. Stupňovitá část se počítá pro režim kondenzace, neboť při tomto stavu prochází celou stupňovou částí maximální množství páry. Části turbíny oddělené jednotlivými odběry se označují jako kužely. Ty jsou počítány postupně ve směru od regulačního stupně po výstup do kondenzátoru. Maximální počet stupňů v kuželu je stanoven na deset. Tímto rozdělením je docíleno lepší optimalizace průtočného kanálu. Výpočet byl proveden dle literatury [4].

3.1 Návrh prvního kužele

V této kapitole byl popsán postup výpočtu prvního kužele parní turbíny. Následující stupně byly počítány stejným způsobem, kdy výstupní hodnoty z kužele jsou vstupními hodnotami kužele následujícího. Při návrhu se kontrolují hodnoty Parsonsova čísla a tlakového čísla. Výsledky byly následně shrnuty na konci kapitoly.



Obrázek 3.1 Expanze páry v předběžném návrhu vicestupňové turbíny; upraveno z [4]

3.1.1 Parametry na vstupu a výstupu z kužele

Parametry páry vstupující na vystupující z kuželu se mění s jednotlivými kužely a závisí vždy na výstupních hodnotách předešlého kuželu. Vstupními parametry do prvního kuželu jsou hodnoty na výstupu z regulačního stupně:

$$\dot{m}^I = \dot{m}_{RS} = 34,72 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.1)$$

$$p_1^I = p_{RS_2} = 48,6 \text{ bar} \quad (3.2)$$

$$h_1^I = h_{RS_2} = 3261,09 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3)$$

$$s_1^I = s_{RS_2} = 6,7546 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.4)$$

$$t_1^I = t_{RS_2} = 425,63 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

$$v_1^I = v_{RS_2} = 0,06255 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.6)$$

Výstupní tlak z prvního kužele byl potřeba zvýšit, než je tlak v prvním odběru, a tak rozdělit první kužel na více kuželů, kvůli vysokému entalpickému spádu před prvním odběrem, a tedy velkému počtu vycházejících stupňů, zvolený výstupní tlak:

$$p_n^I = 18,8 \text{ bar} \quad (3.7)$$

Entalpie a teplota páry na výstupu z prvního kužele je při izoentropické expanzi:

$$h_{n_{iz}}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 3000,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.8)$$

$$t_{n_{iz}}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 288,42 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

$$v_{n_{iz}}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 0,1307 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.10)$$

Izoentropický spád prvního kužele je poté roven:

$$H_{iz}^I = h_1^I - h_{n_{iz}}^I = 3261,09 - 3000,91 = 260,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.11)$$

3.1.2 Návrh geometrie a výpočet rychlostí v prvním kuželu

Prvně bylo potřeba zvolit hodnotu délky první lopatky, která se volí nejméně 20 mm.

$$l_1^I = 0,03 \text{ m} \quad (3.12)$$

Volený patní průměr je pro celý kužel konstantní:

$$D_{p,1}^I = D_{p,n}^I = 0,63 \text{ m} \quad (3.13)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele je poté:

$$D_1^I = D_{p,1}^I + l_1^I = 0,6 + 0,02 = 0,66 \text{ m} \quad (3.14)$$

Nyní je třeba zvolit délku poslední lopatky prvního kužele:

$$l_n^I = 0,05 \text{ m} \quad (3.15)$$

Střední průměr na konci kužele:

$$D_n^I = D_{p,n}^I + l_n^I = 0,63 + 0,05 = 0,68 \text{ m} \quad (3.16)$$

Pro umožnění použití prizmatických lopatek je třeba splnit podmínku:

$$\frac{l_n^I}{D_n^I} = \frac{0,05}{0,68} = 0,073 < 0,125 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.17)$$

Hlavové průměry prvního kužele na vstupu a výstupu:

$$D_{h,1}^I = D_1^I + l_1^I = 0,66 + 0,03 = 0,69 \text{ m} \quad (3.18)$$

$$D_{h,n}^I = D_n^I + l_n^I = 0,68 + 0,05 = 0,73 \text{ m} \quad (3.19)$$

Zvolený počet stupňů v prvním kuželi:

$$z^I = 8 \quad (3.20)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_s^I = \pi \cdot n \cdot \left(\frac{D_1^I + D_n^I}{2} \right) = \pi \cdot 75 \cdot \left(\frac{0,66 + 0,68}{2} \right) = 157,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.21)$$

Střední hodnota Parsonsova čísla by měla ležet v intervalu $\langle 0,6 \div 0,85 \rangle$ [4]:

$$P_{a_s}^I = \frac{z^I \cdot u_s^{I2}}{H_{iz}^I} = \frac{8 \cdot 157,87^2}{260,18 \cdot 1000} = 0,77 \quad (3.22)$$

U prvního a posledního stupně se očekává pokles Parsonsova čísla o 5 – 10 %:

$$P_{a_1}^I = P_{a_n}^I = 0,95 \cdot 0,62 = 0,59 \quad (3.23)$$

Nyní je třeba vypočítat rychlostní poměr na vstupu do kužele:

$$\left(\frac{c_a}{u} \right)_1^I = \frac{\dot{m}^I \cdot v_1^I}{n \cdot l_1^I \cdot (\pi \cdot D_1^I)^2} = \frac{34,72 \cdot 0,0626}{50 \cdot 0,02 \cdot (\pi \cdot 0,8)^2} = 0,23 \quad (3.24)$$

Rychlostní poměr na výstupu z kužele:

$$\left(\frac{c_a}{u} \right)_n^I = \frac{\dot{m}^I \cdot v_n^I}{n \cdot l_n^I \cdot (\pi \cdot D_n^I)^2} = \frac{34,72 \cdot 0,1307}{50 \cdot 0,04 \cdot (\pi \cdot 0,82)^2} = 0,27 \quad (3.25)$$

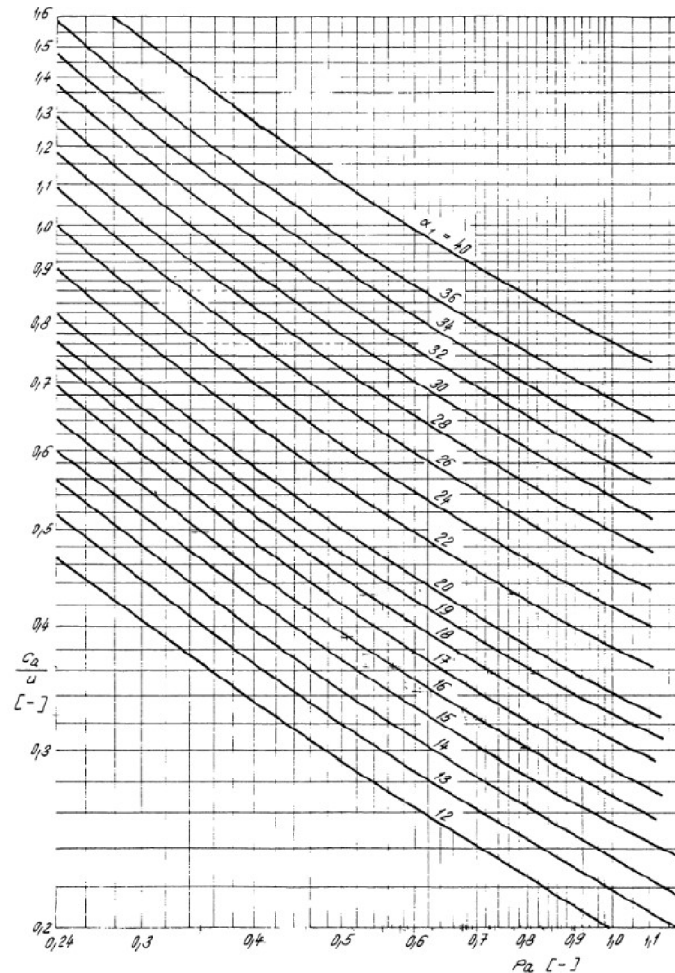
S vypočtenými rychlostními poměry se odečtou hodnoty výstupního úhlu statorových lopatek prvního stupně z příloženého diagramu. Čím je vyšší hodnota úhlu, tím více je lopatková řada odlehčena, avšak zmenšuje se vykonaná práce. Na začátku turbíny jsou nejvhodnější nejmenší úhly a po směru toku páry by se měly úhly postupně zvětšovat až k nejvyšším přípustným hodnotám na konci turbíny.

$$\alpha_1^I = f \left(P_{a_1}^I; \left(\frac{c_a}{u} \right)_1^I \right) = 12^\circ \quad (3.26)$$

$$\alpha_n^I = f \left(P_{a_n}^I; \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^I \right) = 13^\circ \quad (3.27)$$

Obvodová rychlost na patě nesmí z pevnostních požadavků přesáhnout hodnotu 200 m/s.

$$u_p^I = \pi \cdot n \cdot D_n^I = \pi \cdot 75 \cdot 0,73 = 148,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.28)$$



Obrázek 3.2 Diagram po výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_d/u [4]

3.1.3 Ztráty, účinnost, výkon stupňové části parní turbíny

Do výsledné účinnosti se projeví hodnoty jednotlivých ztrát v lopatkování. Uvažovanými ztrátami jsou ztráta radiální mezerou (okrajová ztráta), což je přetékaní pracovní tekutiny u špic lopatek z přetlakové na sací stranu. Tato ztráta zvyšuje víření (koutové víry) a snižuje obvodovou složku síly na lopatku, která koná práci, ztráta rozvějířením (ztráta sekundárním prouděním), kde vzniká nevyužitelné příčné proudění v důsledku rozdílných tlaků v lopatkovém kanále a ztráta vlhkostí páry. Čím je nižší vlhkost páry, tedy její kvalita, tím se i zhoršují pracovní podmínky pro turbínu. Proto také nemožné posílat příliš vlhkou páru na turbínu. Tento fakt zohledňuje ztráta vlhkostí páry.

Pro zjištění ztráty radiální mezerou, musíme prvně stanovit tolerance radiální vůle v lopatkování pro první a poslední stupeň:

$$x_1 = 0,1 \text{ mm} \quad (3.29)$$

$$x_n = 0,1 \text{ mm} \quad (3.30)$$

Radiální vůle je poté:

$$k_1 = D_{h,1}^I + x_{t,1} = \frac{0,69}{1000} + 0,1 = 0,79 \text{ mm} \quad (3.31)$$

$$k_n = D_{h,n}^I + x_{t,n} = \frac{0,73}{1000} + 0,1 = 0,83 \text{ mm} \quad (3.32)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k_1}^I = \frac{0,3 + k_1}{1000 \cdot l_1^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,79}{1000 \cdot 0,03} \cdot 4,5 = 0,16 \quad (3.33)$$

$$\xi_{k_n}^I = \frac{0,3 + k_n}{1000 \cdot l_n^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,83}{1000 \cdot 0,05} \cdot 4,5 = 0,1 \quad (3.34)$$

Střední ztráty radiální mezerou:

$$\xi_k^I = \frac{\xi_{k_1}^I + \xi_{k_n}^I}{2} = \frac{0,16 + 0,1}{2} = 0,13 \quad (3.35)$$

Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro první a poslední stupeň:

$$\xi_{v_1}^I = \left(\frac{l_1^I}{D_1^I} \right)^2 = \left(\frac{0,03}{0,66} \right)^2 = 0,002 \quad (3.36)$$

$$\xi_{v_n}^I = \left(\frac{l_n^I}{D_n^I} \right)^2 = \left(\frac{0,05}{0,68} \right)^2 = 0,005 \quad (3.37)$$

Střední ztráty radiální mezerou:

$$\xi_v^I = \frac{\xi_{v_1}^I + \xi_{v_n}^I}{2} = \frac{0,002 + 0,005}{2} = 0,0037 \quad (3.38)$$

Ztráta vlhkostí páry se u prvního kužele nevyskytuje, neboť první kužel pracuje v oblasti přehřáté páry. Ztráta koná významnou roli u posledních stupňů parní turbíny, proto je uveden vzorový výpočet. Suchost na vstupu a výstupu z kužele je rovna:

$$x_1^I = f(p_1^I; h_1^I) = 1 \quad (3.39)$$

$$x_n^I = f(p_n^I; h_n^I) = 1 \quad (3.40)$$

Poměrná ztráta vlhkostí je pak rovna:

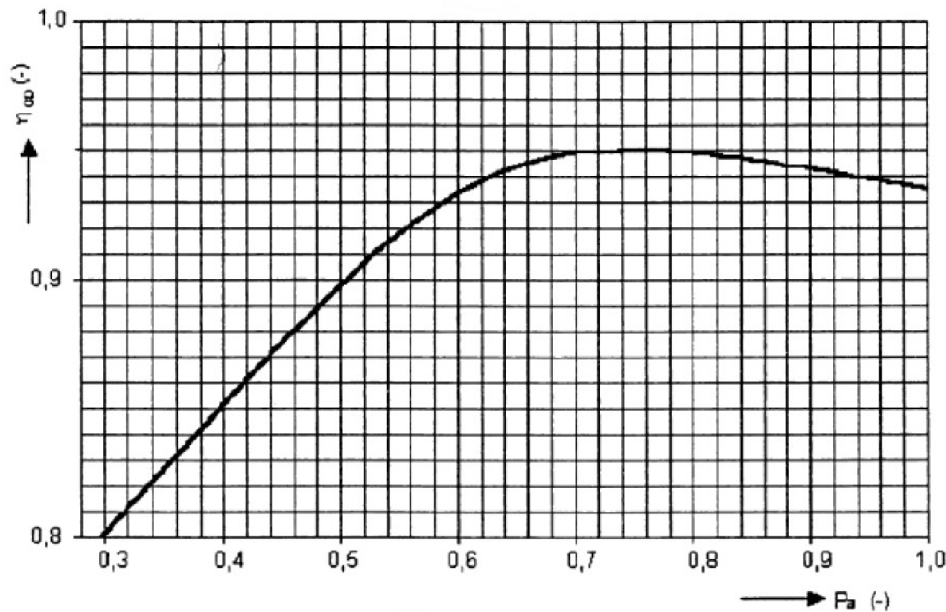
$$\xi_x^I = 1 - \frac{x_1^I + x_n^I}{2} = 1 - \frac{1 + 1}{2} = 0 \quad (3.41)$$

Faktor zpětného využití ztrát (reheat faktor) určuje o kolik je účinnost kužele vyšší oproti samotnému stupni. Pára při průchodu strojem má ztráty, které uvolní teplo, které následně koná v nadcházejícím stupni práci. Teplota značená malým písmenem t je dosazována ve stupních celsia. Termodynamická teplota se značí velkým písmenem T a má SI jednotku Kelvin.

$$(1 + f)^I = 1 + \frac{z^I - 1}{z^I} \cdot (1 - \eta_{t_i}^I) \cdot \frac{t_1^I - t_{n_{iz}}^I}{T_1^I + T_n^I} \quad (3.42)$$

$$(1 + f)^I = 1 + \frac{7}{8} \cdot (1 - 0,85) \cdot \frac{425,63 - 288,42}{(425,63 + 273,15) + (288,42 + 273,15)} = 1,014 \quad (3.43)$$

Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky vychází z diagramu na obrázku 3.3:



Obrázek 3.3 Účinnost přetlakových stupňů [4]

Odečtená hodnota:

$$\eta_{\infty}^I = f(Pa^I) = 0,95 \quad (3.44)$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí je rovna:

$$\eta_{t_i}^I = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (3.45)$$

$$\eta_{t_i}^I = 0,95 \cdot 1,014 \cdot (1 - 0,1326 - 0,0054 - 0) = 0,83 \quad (3.46)$$

Skutečná entalpický spád na kužel je roven:

$$H_i^I = H_{iz}^I \cdot \eta_{t_i}^I = 260,18 \cdot 0,83 = 216,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.47)$$

Entalpie páry na výstupu z prvního kužele:

$$h_n^I = h_1^I - H_i^I = 3261,09 - 216,52 = 3044,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.48)$$

Stavové veličiny na výstupu z prvního kužele:

$$t_n^I = f(p_n^I; h_n^I) = 307,38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.49)$$

$$s_n^I = f(p_n^I; h_n^I) = 6,8309 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.50)$$

$$v_n^I = f(p_n^I; h_n^I) = 0,1361 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.51)$$

Axiální složka výstupní rychlosti páry z lopatkování vychází z rovnice kontinuity:

$$c_{2a_n}^I = \frac{\dot{m}_1^I \cdot v_n^I}{\pi \cdot D_n^I \cdot l_n^I} = \frac{34,72 \cdot 0,1361}{\pi \cdot 0,68 \cdot 0,05} = 42,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.52)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně:

$$c_{2n}^I = c_{2a_n}^I \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n^I) - \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^{-1} \right]^2 + 1} \quad (3.53)$$

$$c_{2n}^I = \sqrt{[\cotg(13) - 0,27^{-1}]^2 + 1} = 48,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.54)$$

Vstupní rychlost do prvního kuželu je stejná jako výstupní rychlost z regulačního stupně. Měrná práce je pak:

$$c_0^I = c_{RS_2} = 101,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.55)$$

$$a_i^I = \left(H_{iz}^I + \frac{c_0^{I2}}{2} \right) \cdot \eta_{t_i}^I = \left(216,52 + \frac{101,41^2}{2 \cdot 1000} \right) \cdot 0,83 = 220,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.56)$$

Vnitřní výkon kužele:

$$P_i^I = \dot{m}^I \cdot a_i^I = 34,72 \cdot 220,8 = 7666,68 \text{ kW} \quad (3.57)$$

Hodnota tlakového čísla by měla náležet intervalu $\langle 2 \div 4 \rangle$:

$$\Psi^I = \frac{2 \cdot H_{iz}^I}{z^I \cdot u_s^{I2}} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 216,52}{8 \cdot 157,87^2} = 2,61 \quad (3.58)$$

3.1.4 Výpočet ztráty výstupní rychlostí v posledním kuželu

U posledního kuželu je třeba do výpočtu zahrnout ztrátu výstupní rychlostí.

$$c_{2n}^V = c_{2a_n}^V \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n^I) - \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^{-1} \right]^2 + 1} \quad (3.59)$$

$$c_{2n}^V = \sqrt{[\cotg(31) - 0,62^{-1}]^2 + 1} = 201 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.60)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{(c_{2n}^V)^2}{2} = \frac{201^2}{2 \cdot 1000} = 20,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.61)$$

Skutečná měrná práce v posledním kuželi:

$$a_i^V = \left(H_{iz}^V + \frac{c_0^{V2}}{2} \right) \cdot \eta_{t_i}^I - z_c \quad (3.62)$$

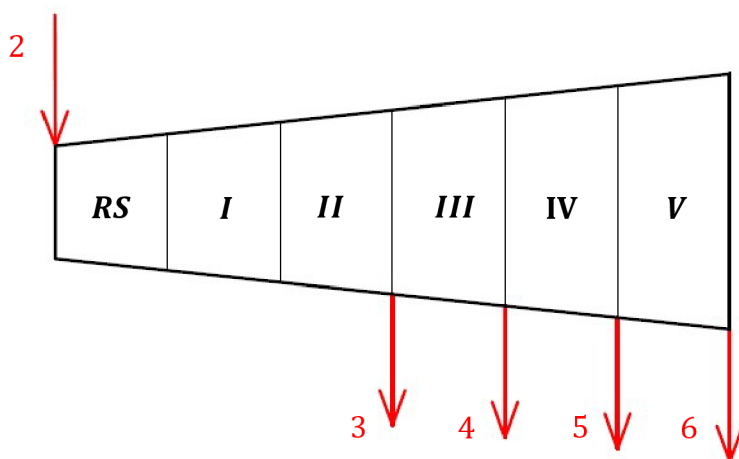
$$a_i^V = \left(256,51 + \frac{168,03^2}{2 \cdot 1000} \right) \cdot 0,71 - 20,2 = 171,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.63)$$

Vnitřní výkon posledního kužele:

$$P_i^V = \dot{m}^V \cdot a_i^V = 30,93 \cdot 171,05 = 5290,13 \text{ kW} \quad (3.64)$$

3.2 Výsledky předběžného návrhu stupňové části

V následující tabulce jsou shrnuty výsledky předběžného návrhu stupňové části parní turbíny, které slouží jako vstupní hodnoty do detailního výpočtu stroje. Turbína je rozdělena na pět kuželů, kde první je rozdělen na dva kvůli příliš velkému entalpickému spádu a ostatní oddělují odběry z turbíny. Musí být splněna podmínka, že mezi jednotlivými odběry jsou minimálně dva stupně. Římskými písmeny jsou označeny jednotlivé kužele. Na obrázku 3.4 lze vidět názorné schéma rozdělení turbíny na jednotlivé části.



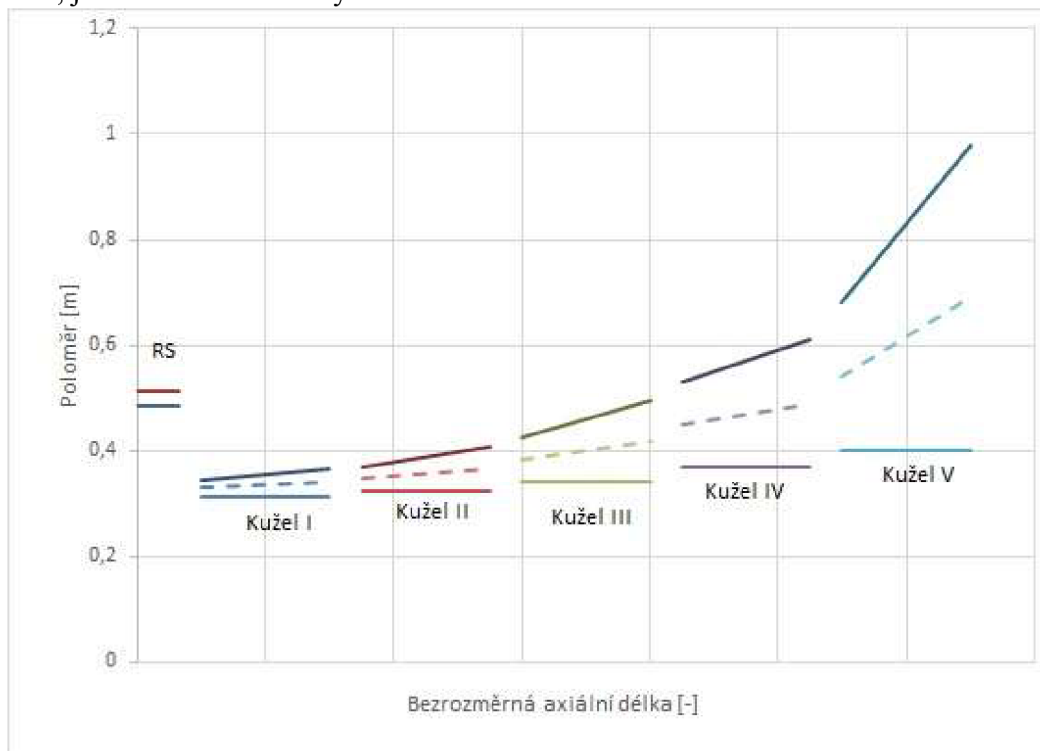
Obrázek 3.4 Kužele parní turbíny

Tabulka 3.1 Výsledky předběžného návrhu stupňové části

Veličina	Jednotka	I	II	III	IV	V
Stav páry na vstupu a výstupu z kužele						
\dot{m}	$kg \cdot s^{-1}$	34,72	34,72	34,09	32,51	30,93
p_1	<i>bar</i>	48,60	18,80	4,00	1,40	0,50
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3261,09	3044,57	2755,00	2597,63	2466,86
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7545	6,8309	6,9357	7,0045	7,0898
t_1	$^{\circ}C$	425,63	307,38	150,98	109,29	81,32
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,06255	0,13605	0,47218	1,18551	2,98949
h_{niz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3000,91	3000,91	2571,32	2436,63	2210,35
t_{niz}	$^{\circ}C$	288,42	288,42	109,29	81,32	40,29
v_{niz}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,13	0,13	1,17	2,95	16,33
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	260,18	260,18	183,68	161,00	256,51
Geometrie a počet stupňů						
l_1	<i>m</i>	0,03	0,04	0,09	0,16	0,28
$D_{p,1} = D_{p,n}$	<i>m</i>	0,63	0,65	0,68	0,74	0,80
l_n	<i>m</i>	0,05	0,08	0,16	0,24	0,58

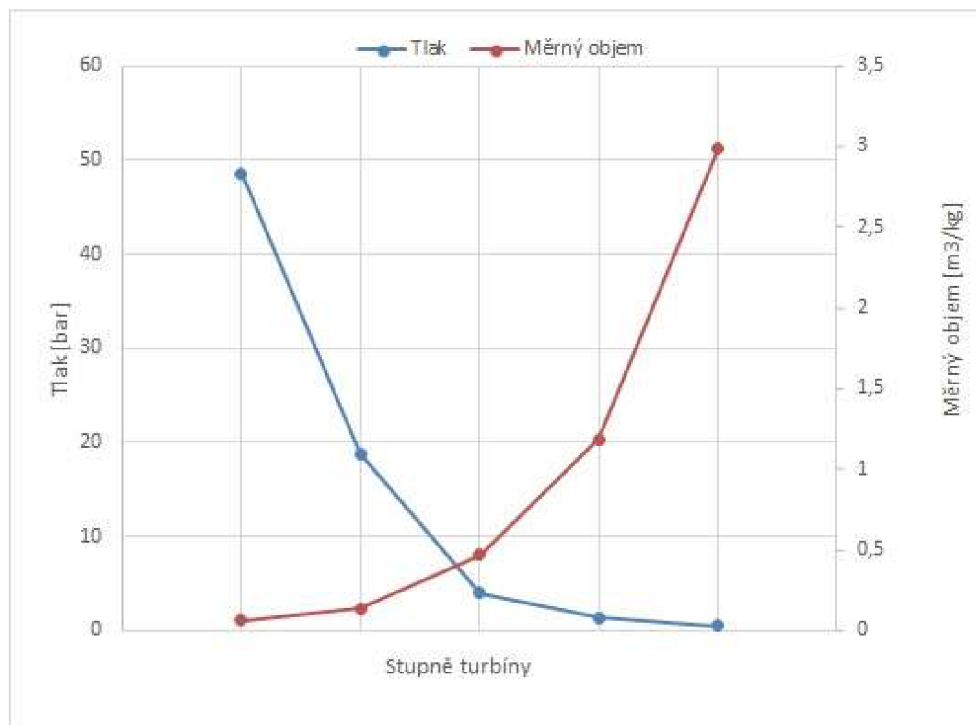
Veličina	Jednotka	I	II	III	IV	V
D_1	m	0,66	0,74	0,85	1,06	1,36
D_n	m	0,73	0,82	0,99	1,22	1,96
$D_{h,1}$	m	0,69	0,74	0,85	1,06	1,36
$D_{h,n}$	m	0,73	0,82	0,99	1,22	1,96
z	—	8,00	10,00	4,00	2,00	2,00
u_s	$m \cdot s^{-1}$	157,87	168,29	188,61	221,48	289,81
P_{a_s}	—	0,77	0,85	0,77	0,61	0,65
$(c_a/u)_1$	—	0,22	0,30	0,44	0,40	0,38
$(c_a/u)_n$	—	0,27	0,47	0,49	0,56	0,62
α_1	$^\circ$	12,00	17,00	18,00	19,00	22,00
α_n	$^\circ$	13,00	19,00	20,00	21,00	31,00
u_p	$m \cdot s^{-1}$	148,44	153,15	160,22	174,36	188,50
Ztráty, účinnost, výkon						
ξ_{k_1}	—	0,16	0,84	0,07	0,04	0,03
ξ_{k_n}	—	0,10	0,92	0,04	0,03	0,02
ξ_k	—	0,13	0,12	0,05	0,04	0,02
ξ_{v_1}	—	0,00	0,12	0,01	0,03	0,07
ξ_{v_n}	—	0,01	0,06	0,03	0,06	0,18
ξ_v	—	0,00	0,09	0,02	0,05	0,12
ξ_x	—	0,00	0,01	0,03	0,07	0,11
$(1 + f)$	—	1,01	1,02	1,01	1,00	1,00
η_i	—	0,83	0,87	0,86	0,81	0,71
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	216,52	289,57	157,37	130,77	181,27
h_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	3044,57	2755,00	2597,63	2466,86	2285,59
p_n	bar	18,80	4,00	1,40	0,50	0,08
s_n	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,83	6,94	7,00	7,09	7,33
t_n	$^\circ C$	307,38	150,98	109,29	81,32	40,29
v_n	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,14	0,47	1,19	2,99	16,93
c_{2a_n}	$m \cdot s^{-1}$	42,48	81,31	97,44	129,66	200,80
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	48,67	102,90	120,40	168,03	201,00
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	220,80	290,60	161,91	136,66	171,05
P_i	kW	7666,68	10090,18	5519,80	4442,75	5290,13

Na obrázku 3.5 je zobrazeno schéma průtočného kanálu z předběžného návrhu stupňovité části i regulačního stupně s vyznačenými odběry. Jelikož nebyly zvoleny konkrétní profily lopatek, je horizontální osa vyobrazena v bezrozměrné délce.



Obrázek 3.5 Schéma průtočného kanálu

Na obrázku 3.6 je vykreslen průběh tlaku a měrného objemu po jednotlivých stupních.



Obrázek 3.6 Průběh tlaku a měrného objemu kuželi

4 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh reakčního lopatkování stupňovité části bude proveden dle metody c_a/u , která je popsána v literatuře [4]. Tato metoda je omezena několika faktory, aby bylo dosaženo co nejpřesnějších výsledků.

- Hmotnostní průtok skupinou stupňů musí být konstantní (nesmí být odběr mezi stupni jednoho kuželu)
- Proudění je vyšetřováno na středním průměru po válcové ploše
- Axiální rychlosti na výstupu a vstupu ze stupně je stejná
- Stupeň reakce je roven 0,5 (rychlostní trojúhelníky jsou symetrické)

Metoda je tedy použitelná pro kužely, kde nedochází k příliš rychlé expanzi plynu a u kterých není velký rozdíl v průměru prvního a posledního stupně lopatek. Metoda je dobře aplikovatelná na vysokotlaké stupně. U středotlakých a nízkotlakých stupňů jsou odchylky od vypočtených a reálných hodnot značné. V rámci zadání diplomové práce však není součástí detailní návrh posledních stupňů řešených na několika řezech.

Detailní výpočet byl proveden od konce turbíny, kde byl dosazen tlak na výstupu a následně byly počítány jednotlivé parametry po jednotlivých stupních směrem k regulačnímu stupni. Výpočet je popsán jen pro poslední stupeň, neboť je obdobný pro stupně ostatní. Vstupními parametry do detailního návrhu jsou výsledky z návrhu předběžného, které jsou optimalizovány tak, aby bylo dosaženo optimální kombinace výsledky tlakového čísla, stupně reakce a vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů. Lopatky je třeba zkontrolovat na tah a ohyb proto je proveden i pevnostní výpočet.

Závěrem jsou uvedeny výsledky návrhu stupňovité části po propojení s tepelným schématem a výpočtem regulačního stupně.

4.1 Volba profilu lopatek

Pro výpočet detailního návrhu je nutné určit geometrii průtočného kanálu, a tedy zvolit profily lopatek. Lopatky byly voleny dle literatury [4]. Pro první iteraci výpočty byly profily odhadnuty a následně voleny na základě výsledků pevnostního výpočtu. U posledních stupňů překračovaly hodnoty napětí kritické meze i u nejpevnějších profilů, proto byly zvoleny, profily modifikované na základě doporučení vedoucího práce.

Kromě veličin získaných z tabulek profilů je nutný i výpočet pro upřesnění některých dalších parametrů geometrie. Úhel profilu γ se volí v závislosti na voleném výstupním úhlu α_1 ze statorových lopatek dle tabulky 4.1.

Veličina	Jednotka	Hodnota						
α_1	[°]	0-14,0	-18,5	-21,5	-24,5	-26,9	-34,5	-36
γ	[°]	49,0	44,5	41,5	38,5	35	30	25

Tabulka 4.1 Závislost úhlu natočení na výstupním úhlu ze statorových lopatek

Na základě tabulkových hodnot úhlu natočení profilu a délky tětiny se vypočítá šířka profilu:

$$B = c \cdot \cos \gamma \quad (4.1)$$

Axiální mezera mezi lopatkami:

$$\delta_a = \frac{B}{3} + 0,25 \quad (4.2)$$

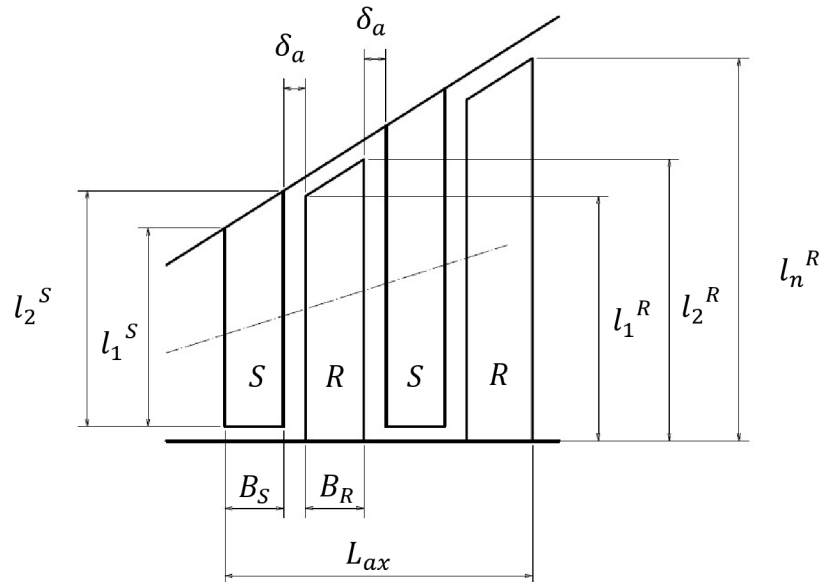
Tabulka 4.2 Profily lopatek turbíny

Kužel	Stupeň	Řada	Profil	s [mm]	c [mm]	α_1 [°]	γ [°]	B [mm]	δ_a [mm]	β_2 [°]	
V	30	60	1560x3	71,69	107	32	30	92,66	31,14	38,9	
		59	1560x3	71,69	107			92,66	31,14		
	29	58	1560x1	35,51	53	31	30	45,90	15,55	36	
		57	1560x1	35,51	53			45,90	15,55		
	28	28	56	1560x1	35,51	53	29,6	30	45,90	15,55	30,4
			55	1560x1	35,51	53			45,90	15,55	
IV	27	54	560x	30,55	45,60	29	30	39,49	13,41	30	
		53	560x	30,55	45,60			39,49	13,41		
	26	52	560x	30,55	45,60	28,6	30	37,35	12,70	29,2	
		51	560x	30,55	45,60			37,35	12,70		
	25	25	50	560x	30,55	45,60	27	30	37,35	12,70	27,8
			49	560x	30,55	45,60			37,35	12,70	
III	24	48	560x	30,55	45,60	26,8	35	35,69	12,15	27,2	
		47	560x	30,55	45,60			35,69	12,15		
	23	46	560x	30,55	45,60	26,5	35	35,69	12,15	26,8	
		45	560x	30,55	45,60			35,69	12,15		
	22	22	44	560x	30,55	45,60	26,3	35	35,69	12,15	26,4
			43	560x	30,55	45,60			35,69	12,15	
21	21	42	550	26,26	39,20	25,4	35	29,36	10,04	25,9	
		41	550	26,26	39,20			29,36	10,04		
II	20	40	550	26,26	39,20	25,2	35	20,07	6,94	25,8	
		39	530	17,96	26,80			20,07	6,94		
	19	38	530	17,96	26,80	24,6	35	20,07	6,94	25,6	
		37	530	17,96	26,80			20,07	6,94		
	18	18	36	530	17,96	26,80	23,4	38,5	20,07	6,94	23,6
			35	530	17,96	26,80			20,07	6,94	
17	17	34	530	17,96	26,80	22,2	38,5	20,07	6,94	23,2	
		33	530	17,96	26,80			20,07	6,94		
16	16	32	530	17,96	26,80	21,2	41,5	20,07	6,94	22,1	
		31	530	17,96	26,80			20,07	6,94		

Kužel	Stupeň	Řada	Profil	s [mm]	c [mm]	α_1 [°]	γ [°]	B [mm]	δ_a [mm]	β_2 [°]	
II	15	30	530	17,96	26,80	20,2	41,5	20,07	6,94	20,4	
		29	530	17,96	26,80			20,07	6,94		
	14	28	530	17,96	26,80	20	41,5	20,07	6,94	20,2	
		27	530	17,96	26,80			20,07	6,94		
	13	26	530	17,96	26,80	19,6	41,5	20,07	6,94	20	
		25	520	15,01	22,40			16,78	5,84		
	12	24	520	15,01	22,40	18,6	41,5	15,98	5,58	19,4	
		23	520	15,01	22,40			15,98	5,58		
	11	22	520	15,01	22,40	18,4	44,5	15,98	5,58	19,2	
		21	520	15,01	22,40			15,98	5,58		
	I	10	20	520	15,01	22,40	17,6	44,5	15,98	5,58	17,8
			19	520	15,01	22,40			15,98	5,58	
		9	18	520	15,01	22,40	16,6	44,5	15,98	5,58	17,6
			17	520	15,01	22,40			15,98	5,58	
8		16	520	15,01	22,40	15,5	44,5	15,98	5,58	17,2	
		15	520	15,01	22,40			15,98	5,58		
7		14	520	15,01	22,40	14,9	44,5	15,98	5,58	16,8	
		13	520	15,01	22,40			15,98	5,58		
6		12	520	15,01	22,40	14,8	44,5	15,98	5,58	16,6	
		11	520	15,01	22,40			15,98	5,58		
5		10	520	15,01	22,40	13,5	49	14,70	5,15	15,3	
		9	520	15,01	22,40			14,70	5,15		
4		8	520	15,01	22,40	12,8	49	14,70	5,15	13,2	
		7	520	15,01	22,40			14,70	5,15		
3		6	520	15,01	22,40	12	49	14,70	5,15	12,4	
		5	520	15,01	22,40			14,70	5,15		
2		4	520	15,01	22,40	12	49	14,70	5,15	12,4	
		3	520	15,01	22,40			14,70	5,15		
1	2	520	15,01	22,40	12	49	14,70	5,15	12,4		
	1	520	15,01	22,40			14,70	5,15			

4.2 Vstupní geometrie

V detailním návrhu se vychází z geometrie získané v návrhu předběžném. Geometrii bylo třeba upravit v optimalizaci návrhu. Měněny byly hodnoty délek jednotlivých lopatek, patní průměry a výstupní úhly v jednotlivých řadách tak, aby byly splněny podmínky pro tlakové čísla a stupně reakce. Na obr. 4.1 je vyobrazeno schéma značení rozměrů průtočného kanálu.



Obrázek 4.1 Značení rozměrů průtočného kanálu v kuželi s dvěma stupni

Celková axiální délka kužele je určena jako součet všech šířek profilu lopatek v kuželu a axiálních mezer mezi nimi. Určí se dle rovnice:

$$L_{ax} = \sum_{i=1}^{2 \cdot z} B_i + \sum_{i=1}^{2 \cdot z - 1} \delta_{a_i} \quad (4.3)$$

Prvně je zvolen konstantní patní průměr D_p pro všechny stupně v jednotlivých kuželech a délky první l_1^S a poslední lopatky ve stupni l_n^R . Lopatky prostředních řad jednotlivých stupňů v kuželi byly dopočítány lineární interpolací z prvních dvou zvolených délek, kde a_x je axiální poloha počítané lopatky.

$$l_x = l_1^S + (l_n^R - l_1^S) \cdot \frac{a_x}{L_{ax}} \quad (4.4)$$

Tabulka 4.3 Hlavní volené parametry a vypočtená axiální délka

Kužel	Stupňů	D_p [m]	l_1^S [m]	l_n^R [m]	L_{ax} [m]
V	3	0,8	0,183	0,5	0,525
IV	3	0,73	0,152	0,231	0,304
III	4	0,67	0,083	0,152	0,388
II	10	0,635	0,042	0,083	0,634
I	10	0,625	0,028	0,04	0,432

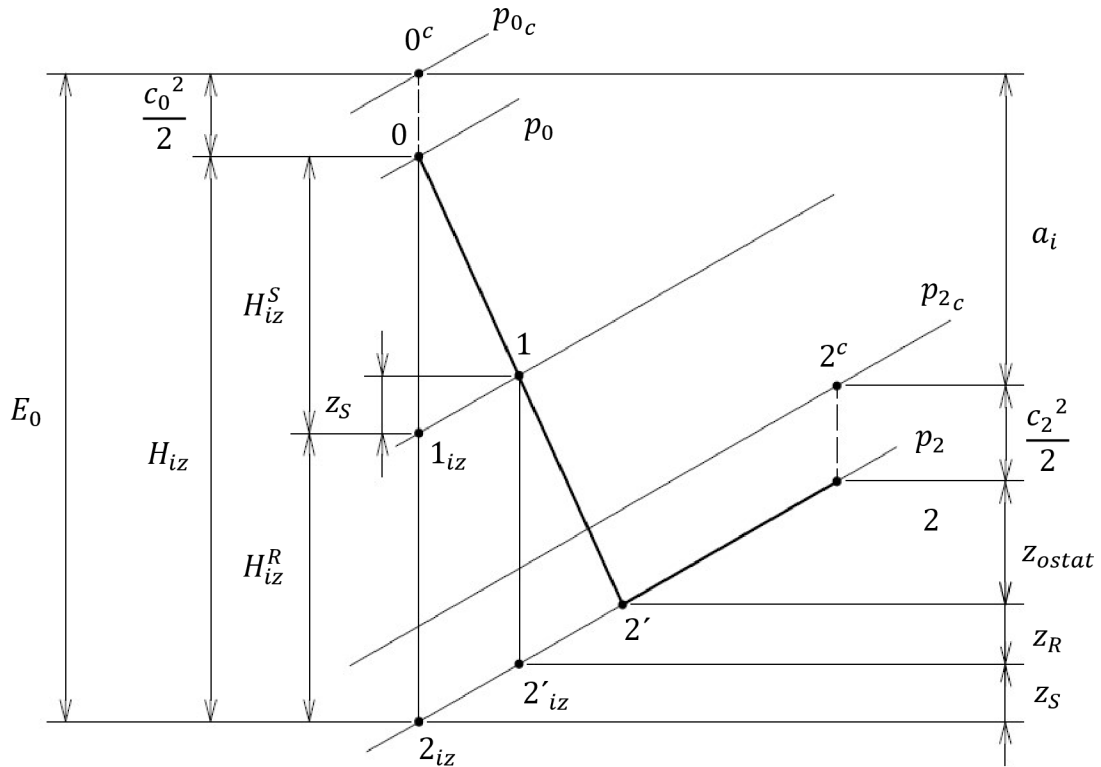
Tabulka 4.4 Základní geometrie turbíny

Kužel	Stupeň	Řada	l_1^S [m]	l_2^S [m]	l_1^R [m]	l_2^R [m]	w_{min} [cm ³]	S [cm ²]
V	30	60	0,369	0,425	0,444	0,500	4,7	8,01
		59					4,7	8,01
	29	58	0,295	0,323	0,332	0,360	1,41	6,25
		57					1,41	6,25
	28	56	0,183	0,211	0,220	0,276	4,7	8,01
		55					1,41	6,25
IV	27	54	0,207	0,217	0,221	0,231	1,15	8,08
		53					1,15	8,08
	26	52	0,179	0,190	0,193	0,204	1,15	8,08
		51					1,15	8,08
	25	50	0,152	0,162	0,166	0,176	1,15	8,08
		49					1,15	8,08
III	24	48	0,136	0,143	0,145	0,152	1,15	8,08
		47					1,15	8,08
	23	46	0,119	0,125	0,128	0,134	1,15	8,08
		45					1,15	8,08
	22	44	0,101	0,107	0,110	0,116	1,15	8,08
		43					1,15	8,08
21	42	0,083	0,090	0,092	0,099	1,15	8,08	
	41					1,15	8,08	
II	20	40	0,078	0,080	0,081	0,083	0,29	2,385
		39					0,29	2,385
	19	38	0,073	0,075	0,075	0,077	0,29	2,385
		37					0,14	1,496
	18	36	0,069	0,070	0,071	0,073	0,14	1,496
		35					0,14	1,496
	17	34	0,065	0,066	0,067	0,068	0,14	1,496
		33					0,14	1,496
	16	32	0,061	0,062	0,063	0,064	0,14	1,496
		31					0,14	1,496

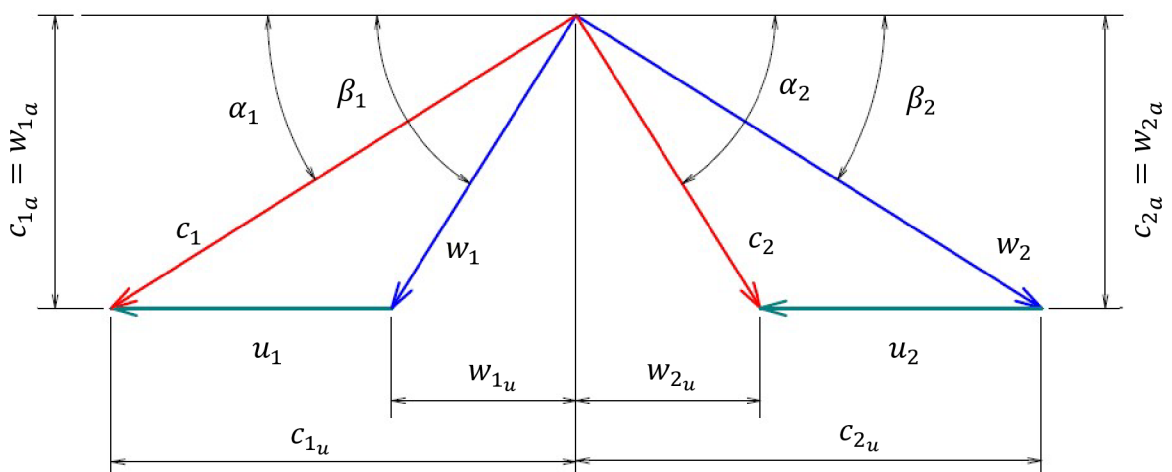
Kužel	Stupeň	Řada	l_1^S [m]	l_2^S [m]	l_2^R [m]	l_2^R [m]	w_{min} [cm ³]	S [cm ²]	
II	15	30	0,057	0,058	0,059	0,060	0,14	1,496	
		29					0,14	1,496	
	14	28	0,053	0,054	0,055	0,056	0,14	1,496	
		27					0,09	1,115	
	13	26	0,049	0,050	0,051	0,052	0,14	1,496	
		25					0,09	1,115	
	12	24	0,045	0,047	0,047	0,049	0,14	1,115	
		23					0,09	1,115	
	11	22	0,042	0,043	0,044	0,045	0,09	1,115	
		21					0,09	1,115	
	I	10	20	0,0389	0,0393	0,0395	0,04	0,09	1,115
			19					0,05	0,780
9		18	0,0376	0,0380	0,0382	0,0387	0,09	1,115	
		17					0,05	0,780	
8		16	0,0362	0,0367	0,0368	0,0374	0,09	11,115	
		15					0,05	0,780	
7		14	0,0349	0,0354	0,0355	0,0361	0,09	1,115	
		13					0,05	0,780	
6		12	0,0336	0,0341	0,0342	0,0347	0,09	1,115	
		11					0,05	0,780	
5		10	0,0324	0,0328	0,0330	0,0334	0,09	1,115	
		9					0,05	0,780	
4		8	0,0313	0,0317	0,0319	0,0323	0,05	0,780	
		7					0,05	0,780	
3		6	0,0302	0,0306	0,0308	0,0312	0,05	0,780	
		5					0,05	0,780	
2		4	0,0291	0,0295	0,0297	0,0301	0,05	0,780	
		3					0,05	0,780	
1		2	0,0280	0,0284	0,0286	0,029	0,05	0,780	
		1					0,05	0,780	

4.3 Vzorový výpočet posledního stupně

V této kapitole byl proveden vzorový výpočet posledního stupně parní turbíny. Ostatní stupně se počítají analogicky. Na následujících obrázcích lze vidět průběh expanze stupněm a rychlostní trojúhelník pro přetlakový typ lopatkování.



Obrázek 4.2 Průběh expanze ve stupni s přetlakovým typem lopatkování



Obrázek 4.3 Rychlostní trojúhelník s přetlakovým typem lopatkování

4.3.1 Výpočet rotoru

Patní průměr:

$$D_p = 0,8 \text{ m} \quad (4.5)$$

Vstupní a výstupní délka rotorové lopatky:

$$l_1^R = 0,444 \text{ m} \quad (4.6)$$

$$l_2^R = 0,5 \text{ m} \quad (4.7)$$

Nyní je třeba dopočítat střední průměry rotorové řady:

$$D_{s_1}^R = D_p + l_1^R = 0,8 + 0,444 = 1,24 \text{ m} \quad (4.8)$$

$$D_{s_2}^R = D_p + l_2^R = 0,8 + 0,5 = 1,3 \text{ m} \quad (4.9)$$

Hlavové průměry rotorové řady:

$$D_{h_1}^R = D_{s_1}^R + l_1^R = 1,24 + 0,444 = 1,69 \text{ m} \quad (4.10)$$

$$D_{h_2}^R = D_{s_2}^R + l_2^R = 1,3 + 0,5 = 1,8 \text{ m} \quad (4.11)$$

Zvolený úhel relativní rychlostí na výstupu z rotoru:

$$\beta_2 = 38,9^\circ \quad (4.12)$$

Hmotnostní průtok posledním kuželem:

$$\dot{m}^V = 30,71 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.13)$$

Tlak páry na výstupu z turbíny do kondenzátoru jsou dány tepelným schématem. Entalpie se následně iteračně měnila tak, aby se rovnaly celkové entalpie na výstupu z regulačního stupně a na vstupu do stupňovité části.

$$p_2 = 0,075 \text{ bar} \quad (4.14)$$

$$h_2 = 2187,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.15)$$

$$v_2 = f(p_2; h_2) = 16,1461 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.16)$$

$$x_2 = f(p_4; h_4) = 0,84 \quad (4.17)$$

Axiální průtočná plocha výstupu z rotoru je dána rovnicí:

$$S_{a_2} = \pi \cdot D_{s_2}^R \cdot l_2^R = \pi \cdot 1,3 \cdot 0,5 = 2,04 \text{ m}^2 \quad (4.18)$$

Nyní je třeba odhadnout ostatní ztráty, do kterých patří ztráta radiální mezerou, ztráta rozvířením a ztráta vlhkostí páry. Dané parametry budou dále zpřesněny výpočtem.

$$z_{ostat} = 27,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.19)$$

Entalpie snižená o ostatní ztráty:

$$h_2' = h_2 - z_{ost} = 2187,93 - 27,33 = 2160,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.20)$$

Obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$u_2 = \pi \cdot D_{s_2}^R \cdot n = \pi \cdot 1,3 \cdot 75 = 306,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.21)$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{\dot{m}^V \cdot v_2}{S_{a2}} = \frac{30,71 \cdot 16,1461}{2,04} = 242,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.22)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{242,83}{\sin(38,9^\circ)} = 386,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.23)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru je ztrátou ve výstupním hrdle:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (4.24)$$

$$c_2 = \sqrt{386,7^2 + 306,31^2 - 2 \cdot 386,7 \cdot 306,31 \cos(38,9^\circ)} = 242,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.25)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti by se měl pohybovat co nejbližší pravému úhlu:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{242,83}{242,89}\right) = 88,74^\circ \quad (4.26)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 242,89 \cdot \cos(88,74^\circ) = 5,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.27)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 386,7 \cdot \cos(38,9^\circ) = 300,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.28)$$

Rychlostní součinitel pro rotor je v první iteraci odhadnut a po vypočtení úhlu β_2 lze určit hodnotu ohnutí proudu, která se dosadí do vztahu převzatého z [2].

$$\psi = 0,98806 - 0,000556697 \cdot e^{0,03471171 \cdot \Delta\beta} = 0,984 \quad (4.29)$$

Teoretická relativní výstupní rychlost při izoentropické expanzi je:

$$w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{386,7}{0,984} = 393,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.30)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru je v prvně odhadnuta a její přesná hodnota je dopočítána.

$$w_1 = 195,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.31)$$

Izoentropická spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{393,05^2}{2 \cdot 1000} - \frac{195,91^2}{2 \cdot 1000} = 58,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.32)$$

Profilová ztráta rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{393,05^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,984^2) = 2,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.33)$$

Entalpie a entropie na výstupu z rotoru při izoentropické expanzi:

$$h_{2iz}' = h_2' - z_R = 2160,6 - 2,47 = 2158,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.34)$$

$$s_{2iz}' = f(p_2; h_{2iz}') = 6,9232 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.35)$$

$$h_1 = h_{2iz}' + H_{iz}^R = 2158,13 + 58,05 = 2216,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.36)$$

Stavové veličiny páry mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(h_1; s_{2_{iz}}) = 0,12 \text{ bar} \quad (4.37)$$

$$s_1 = f(p_1; h_1) = 6,9232 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.38)$$

$$v_1 = f(p_1; h_1) = 10,366 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.39)$$

$$x_1 = f(p_1; h_1) = 0,84 \quad (4.40)$$

4.3.2 Výpočet statoru

Patní průměr:

$$D_p = 0,8 \text{ m} \quad (4.41)$$

Vstupní a výstupní délka statorové lopatky:

$$l_1^S = 0,369 \text{ m} \quad (4.42)$$

$$l_2^S = 0,425 \text{ m} \quad (4.43)$$

Nyní je třeba dopočítat střední průměry statorové řady:

$$D_{s_0}^S = D_p + l_1^S = 0,8 + 0,369 = 1,17 \text{ m} \quad (4.44)$$

$$D_{s_1}^S = D_p + l_2^S = 0,8 + 0,425 = 1,23 \text{ m} \quad (4.45)$$

Hlavové průměry statorové řady:

$$D_{h_0}^S = D_{s_0}^S + l_1^S = 1,17 + 0,369 = 1,54 \text{ m} \quad (4.46)$$

$$D_{h_1}^S = D_{s_1}^S + l_2^S = 1,23 + 0,425 = 1,65 \text{ m} \quad (4.47)$$

Axiální průtočná plocha výstupu z rotoru je dána rovnicí:

$$S_{a_0} = \pi \cdot D_{s_0}^S \cdot l_1^S = \pi \cdot 1,17 \cdot 0,369 = 1,36 \text{ m}^2 \quad (4.48)$$

$$S_{a_1} = \pi \cdot D_{s_1}^S \cdot l_2^S = \pi \cdot 1,23 \cdot 0,425 = 1,64 \text{ m}^2 \quad (4.49)$$

Zvolený úhel absolutní rychlostí na výstupu ze statoru:

$$\alpha_1 = 32^\circ \quad (4.50)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_1 = \pi \cdot D_{s_1}^S \cdot n = \pi \cdot 1,23 \cdot 75 = 288,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.51)$$

Hmotnostní průtok posledním kuželem:

$$\dot{m}^V = 30,71 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.52)$$

Absolutní a axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{\dot{m}^V \cdot v_1}{S_{a_1}} = \frac{30,71 \cdot 10,366}{1,64} = 194,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.53)$$

Úhel výstupní relativní rychlosti ze statoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{194,52}{195,91}\right) = 83,18^\circ \quad (4.54)$$

Ohnutí proudu relativní rychlosti:

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 83,15 - 38,9 = 57,92^\circ \quad (4.55)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{194,52}{\sin(32^\circ)} = 367,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.56)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statorové řady je nyní dopočítána:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.57)$$

$$w_1 = \sqrt{367,08^2 + 288,68^2 - 2 \cdot 367,08 \cdot 288,68 \cdot \cos(32^\circ)} = 195,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.58)$$

Ohnutí proudu absolutní rychlostí:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 32 - 88,74 = 59,26^\circ \quad (4.59)$$

Rychlostní součinitel pro stator byl převzat z [2]:

$$\varphi = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = 0,983 \quad (4.60)$$

Teoretická absolutní výstupní rychlost při izoentropické expanzi ze statoru je:

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{367,08}{0,983} = 373,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.61)$$

Absolutní rychlost na vstupu do statorové řady lopatek je v první iteraci odhadnut a následně přesněn podle veličin z předchozího stupně a rovnice kontinuity. Index z v rovnici značí pořadové číslo stupně. Rozdíl hmotnostních toků zohledňuje odběry v turbíně.

$$c_0^z = \left[\frac{S_{a2}^{z-1} \cdot c_2^{z-1}}{v_2^{z-1}} - (\dot{m}^{z-1} - \dot{m}^z) \right] \cdot \frac{v_0^z}{S_{a0}^z} \quad (4.62)$$

Pro poslední stupeň má rovnice tvar:

$$c_0^{30.st} = \left[\frac{S_{a2}^{29.st} \cdot c_2^{29.st}}{v_2^{29.st}} - (\dot{m}^{29.st} - \dot{m}^{30.st}) \right] \cdot \frac{v_0^{30.st}}{S_{a0}^{30.st}} \quad (4.63)$$

$$c_0^{30.st} = \left[\frac{1,31 \cdot 234,96}{10} - (30,71 - 30,71) \right] \cdot \frac{6,9214}{1,36} = 157,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.64)$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 367,08 \cdot \cos(32^\circ) = 311,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.65)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 195,83 \cdot \cos(32^\circ) = 166,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.66)$$

Izoentropická spád na stator:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{373,27^2}{2 \cdot 1000} - \frac{157,12^2}{2 \cdot 1000} = 57,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.67)$$

Profilová ztráta statoru:

$$z_s = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{373,27^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,983^2) = 2,29 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.68)$$

Entalpie a entropie na výstupu ze statoru při izoentropické expanzi:

$$h_{1iz} = h_1 - z_s = 2216,18 - 2,29 = 2213,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.69)$$

$$s_{1iz} = f(p_1; h_{1iz}) = 6,9161 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.70)$$

Entalpie páry před statorem:

$$h_0 = h_{1iz} + H_{iz}^S = 2213,89 + 57,32 = 2271,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.71)$$

Stavové veličiny páry mezi rozváděcími lopatkami:

$$p_0 = f(h_0; s_{1iz}) = 0,19 \text{ bar} \quad (4.72)$$

$$s_0 = f(p_0; h_0) = 6,9161 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.73)$$

$$v_0 = f(p_0; h_0) = 6,9214 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.74)$$

$$x_0 = f(p_0; h_0) = 0,86 \quad (4.75)$$

Celková entalpie před statorovou řadou lopatek a za celým stupněm:

$$h_{0c} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2271,21 + \frac{157,12^2}{2 \cdot 1000} = 2283,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.76)$$

$$h_{2c} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = 2187,93 + \frac{242,89^2}{2 \cdot 1000} = 2217,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.77)$$

4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně

Izoentropický spád na stupeň:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 57,32 + 58,05 = 115,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.78)$$

Střední obvodová rychlost ve stupni:

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{s0}^S + D_{s2}^S}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{1,17 + 1,3}{2} \cdot 75 = 290,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.79)$$

Parsonsovo číslo stupně:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{290,9^2}{1000 \cdot 115,37} = 0,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.80)$$

Obvodová účinnost byla stanovena z vztahu uvedené v literatuře [2]:

$$\eta_\infty = 0,468089 + 1,46673 \cdot Pa - 1,41229 \cdot Pa^2 + 0,415374 \cdot Pa^3 = 0,95 \quad (4.81)$$

Ztráta radiální mezerou byla vypočtena metodou dle Traupela z literatury [7]. Pro snížení ztráty byly použity bandážované lopatky. Vůle x je volena dle zdroje [4]. Radiální vůle rotoru:

$$\delta_r^R = D_{h2}^R + x = 1,8 + 0,3 = 2,1 \text{ mm} \quad (4.82)$$

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou bez použití bandáží je zvolen $k_r^R = 1,4$. Poměrná ztráta radiální mezerou v rotorové řadě bez bandáže

$$\xi_k^R = k_r^R \cdot \frac{\delta_r^R}{l_2^R \cdot \sin \beta_2} = 1,4 \cdot \frac{2,1}{0,5 \cdot 1000 \cdot \sin(38,9)} = 0,009 \quad (4.83)$$

Radiální vůle statoru:

$$\delta_r^S = D_{h_1}^S + x = 1,65 + 0,3 = 1,95 \text{ mm} \quad (4.84)$$

Statorová řada lopatek je již bandážovaná a počet břitů bandáže byl zvolen:

$$z_b^S = 3 \quad (4.85)$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv}^S = \delta_r^S \cdot z_b^{-0,5} = 1,95 \cdot 3^{-0,5} = 1,13 \text{ mm} \quad (4.86)$$

Součinitel ztráty radiální mezerou při použití bandáží se pohybuje v intervalu $\langle 1,06 \div 1,41 \rangle$

$$k_r^S = 1,2 \quad (4.87)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou ve statorové řadě lopatek s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r^S \cdot \frac{\delta_{ekv}^S}{l_1^S \cdot \sin \alpha_1} = 1,2 \cdot \frac{1,13}{0,369 \cdot 1000 \cdot \sin(32)} = 0,007 \quad (4.88)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou stupně:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0,009 + 0,007}{2} = 0,008 \quad (4.89)$$

Poměrná ztráta rozvějířením v rotorové řadě lopatek:

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_2^R}{D_{s_2}^R} \right)^2 = \left(\frac{0,5}{1,3} \right)^2 = 0,148 \quad (4.90)$$

Poměrná ztráta rozvějířením ve statorové řadě lopatek:

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_1^S}{D_{s_1}^S} \right)^2 = \left(\frac{0,369}{1,23} \right)^2 = 0,091 \quad (4.91)$$

Poměrná ztráta rozvějířením ve stupni:

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = \frac{0,148 + 0,091}{2} = 0,119 \quad (4.92)$$

Ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,86 + 0,84}{2} = 0,151 \quad (4.93)$$

Celková energie stupně:

$$E_0 = H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} \quad (4.94)$$

$$E_0 = 115,37 + \frac{157,12^2}{2 \cdot 1000} = 127,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.95)$$

Celková využitelná energie stupně:

$$e_0 = E_0 - \frac{c_2^2}{2} = 127,72 - \frac{242,89^2}{2 \cdot 1000} = 98,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.96)$$

Přesná hodnota ostatních ztrát:

$$z_{ostat} = e_0 \cdot (\xi_k + \xi_v + \xi_x) = \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.97)$$

$$z_{ostat} = 98,22 \cdot (0,008 + 0,091 + 0,151) = 27,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.98)$$

Vnitřní práce posledního stupně:

$$a_i = e_0 - z_s - z_R - z_{ost} \quad (4.99)$$

$$a_i = 98,22 - 2,29 - 2,47 - 27,33 = 66,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.100)$$

Vnitřní výkon posledního stupně:

$$P_i = \dot{m}^V \cdot a_i = 30,71 \cdot 66,13 = 2030,82 \text{ kW} \quad (4.101)$$

Vnitřní termodynamická účinnost posledního stupně:

$$\eta_{t_i} = \frac{a_i}{e_0} = \frac{66,13}{98,22} = 0,67 \quad (4.102)$$

4.3.4 Charakteristiky posledního stupně

Pro optimalizovaný návrh stroje, jsou zavedeny charakteristické veličiny, které se musí pro co nejlepší vlastnosti stroje pohybovat v doporučeném intervalu. První veličinou je tlakové číslo, které představuje zatížení daného stupně. Mělo by se pohybovat v případě reakčního lopatkování v intervalu $< 2,5 \div 3 >$.

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} = \frac{157,12}{\frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 306,31^2} = 2,5 \quad (4.103)$$

Poměr mezi spádem zpracovaným statorem a rotorem, stupeň reakce, by se měl ideálně pohybovat v rozmezí $< 0,5 \div 0,6 >$.

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{58,05}{115,37} = 0,5 \quad (4.104)$$

Rychlost zvuku na výstupu ze stupně se v oblasti přehřáté páry určí jako funkce tlaku a entalpie:

$$a_2 = f(p_2; h_2) \quad (4.105)$$

V oblasti mokré páry musí být vypočítána z vztahu Sira Isaaca Newtona, kde κ je Poissonova konstanta, která je třeba být učena z empirického zdroje:

$$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x_2 = 1,035 + 0,1 \cdot 0,84 = 1,12 \quad (4.106)$$

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,12 \cdot 0,075 \cdot 10^5 \cdot 16,1461} = 368,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.107)$$

Machovo číslo by nemělo překročit hodnotu 1,05, kvůli omezení na tahové napětí v závěsu:

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{386,7}{368,1} = 1,05 \quad (4.108)$$

4.3.5 Pevnostní výpočet posledního stupně

Rotor

Střední průměr rotoru:

$$D_s^R = \frac{D_{s1}^R + D_{s2}^R}{2} = \frac{1,24 + 1,3}{2} = 1,27 \text{ m} \quad (4.109)$$

Počet ostříknutých lopatek (s je rozteč lopatek):

$$z = \frac{\pi \cdot D_s^R}{s} = \frac{\pi \cdot 1,27 \cdot 1000}{71,69} = 56 \quad (4.110)$$

Střední délka rotorové lopatky:

$$l_s^R = \frac{l_1^R + l_2^R}{2} = \frac{+}{2} = 0,47 \text{ m} \quad (4.111)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{m}^v \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 30,71 \cdot \frac{311,3 - 5,36}{56} = 167,79 \text{ N} \quad (4.112)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_{a1} = \dot{m}^v \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_s^R \cdot l_s^R}{z} \quad (4.113)$$

$$F_{a1} = 30,71 \cdot \frac{194,52 - 242,53}{56} + \frac{(0,12 - 0,075) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1,27 \cdot 0,47}{56} = 127,22 \text{ N} \quad (4.114)$$

Celková axiální síla působící na celou rotorovou řadu:

$$F_a = F_{a1} \cdot z = 127,22 \cdot 56 = 7124,39 \text{ N} \quad (4.115)$$

Celková síla na jednu rotorovou lopatku:

$$F = \sqrt{F_{a1}^2 + F_u^2} = \sqrt{127,22^2 + 167,79^2} = 210,56 \text{ N} \quad (4.116)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,max} = F \cdot \frac{l_s^R}{2} = 210,56 \cdot \frac{0,47}{2} = 49,69 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.117)$$

Ohybové napětí by v oblasti mokré páry při menší suchosti než 97 % neměl překročit 20 MPa. V oblasti mokré páry se suchostí větší jak 97 % a oblasti přehřáté páry pak může napětí může dosahovat až 40 MPa.

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{W_{min}} = \frac{49,69}{4,7 \cdot 10^{-6}} = 10,57 \text{ MPa} \quad (4.118)$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 75 = 471,24 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.119)$$

Odstředivá síla působící na lopatku:

$$F_{od} = \rho_{mat} \cdot S_p \cdot l_s^R \cdot \frac{D_s^R}{2} \cdot \omega^2 \quad (4.120)$$

$$F_{od} = 7850 \cdot 8,01 \cdot 10^{-4} \cdot 0,47 \cdot \frac{1,27}{2} \cdot 471,24^2 = 419,17 \text{ kN} \quad (4.121)$$

Tahové napětí by nemělo být větší než 600 MPa:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{419,17}{8,01 \cdot 10^{-4}} = 523,31 \text{ MPa} \quad (4.122)$$

Stator

Střední průměr statoru:

$$D_s^S = \frac{D_{s0}^S + D_{s1}^S}{2} = \frac{1,17 + 1,23}{2} = 1,2 \text{ m} \quad (4.123)$$

Počet ostříknutých lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s^S}{s} = \frac{\pi \cdot 1,2 \cdot 1000}{71,69} = 52 \quad (4.124)$$

Střední délka statorové lopatky:

$$l_s^S = \frac{l_1^S + l_2^S}{2} = \frac{0,369 + 0,425}{2} = 0,4 \text{ m} \quad (4.125)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku (jako c_{0u} je použito c_{2u} předchozího stupně s opačným znaménkem, vzhledem k jinému značení úhlů a rychlostí):

$$F_u = \dot{m} \cdot \frac{c_{0u} - c_{1u}}{z} = 30,71 \cdot \frac{242,83 - 311,3}{52} = -40,44 \text{ N} \quad (4.126)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku (jako c_{0a} je použito c_{2a} předchozího stupně):

$$F_{a1} = \dot{m} \cdot \frac{c_{0a} - c_{1a}}{z} + \frac{(p_0 - p_1) \cdot \pi \cdot D_s^S \cdot l_s^S}{z} \quad (4.127)$$

$$F_{a1} = 30,71 \cdot \frac{242,83 - 194,52}{52} + \frac{(0,19 - 0,12) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1,2 \cdot 0,4}{52} = 224,71 \text{ N} \quad (4.128)$$

Celková axiální síla působící na celou rotorovou řadu:

$$F_a = F_{a1} \cdot z = 224,71 \cdot 52 = 11684,92 \text{ N} \quad (4.129)$$

Celková síla na jednu rotorovou lopatku:

$$F = \sqrt{F_{a1}^2 + F_u^2} = \sqrt{224,71^2 + 40,44^2} = 228,32 \text{ N} \quad (4.130)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,max} = F \cdot \frac{l_s^S}{2} = 228,32 \cdot \frac{0,4}{2} = 45,34 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.131)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{W_{min}} = \frac{45,34}{4,7 \cdot 10^{-6}} = 9,65 \text{ MPa} \quad (4.132)$$

4.4 Výpočet ostatních řadových stupňů

Výpočty jednotlivých stupňů jsou navzájem provázány vstupními a výstupními parametry páry. Výstupní parametry stupně je roven vstupními parametry stupně následujícího.

$$h_{2c}^z = h_{0c}^{z+1} \quad (4.133)$$

$$s_2^z = s_0^{z+1} \quad (4.134)$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně se pak vypočte dle vztahu:

$$h_2^z = h_{2c}^z - \frac{(c_2^z)^2}{2} \quad (4.135)$$

kde výstupní rychlost z rotoru se musí nejprve odhadnout a pak dopočítat. Statický tlak na výstupu ze stupně:

$$p_2^z = f(h_2^z; s_2^z) \quad (4.136)$$

4.5 Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty

Nyní je třeba propojit jednotlivé části výpočtu s detailním návrhem stupňovité části. Propojením všech částí výpočtu dojde k vytvoření řady iteračních smyček a všechny výpočty budou optimalizovány společně pro dokončení stroje.

4.5.1 Propojení s regulačním stupněm

Výstupní parametry páry z regulačního stupně musí být rovny vstupujícím vlastnostem páry do prvního řadového stupně prvního kužele.

$$h_{2c}^{RS} = h_{0c}^{1.st.} \quad (4.137)$$

$$p_{2c}^{RS} = p_{0c}^{1.st.} \quad (4.138)$$

$$s_2^{RS} = s_0^{1.st.} \quad (4.139)$$

Jelikož byl výpočet regulačního stupně proveden samostatně, musí být těchto podmínek dosaženo iterační úpravou entalpie na výstupu ze stupňovité části dle vztahu:

$$h_2^{30.st.} = h_2^{30.st.} + \frac{h_{2c}^{RS} - h_{0c}^{1.st.}}{k} \quad (4.140)$$

kde k je parametry, který zohledňuje poměrnou část rozdílu a zajišťuje plynulou konvergenci iteračního výpočtu. Při výpočtu byla použita velikost kroku $k = 100$, tedy výstupní entalpie je korigována o setinu rozdílu entalpií na výstupu z regulačního stupně a vstupu do stupňovité části. Výpočet probíhá tak dlouho, dokud se nevyrovnají celkové entalpie na výstupu z regulačního stupně a vstupu do statorové řady prvního stupně turbíny.

Pro vyrovnání celkových tlaků použijeme funkci, kterou nahradíme výpočet tlaku na výstupu z regulačního stupně

$$p_2^{RS} = f(h_2^{RS}; s_0^{1.st.}) = 48,6 \text{ bar} \quad (4.141)$$

Entalpie za regulačním stupněm při izoentropické expanzi:

$$h_{2iz}^{RS} = f(p_2^{RS}; s_0^{RS}) = 3238,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.142)$$

Poměr u/c_{iz} by měl náležet intervalu $\langle 0,4 \div 0,5 \rangle$:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} = \frac{u^{RS}}{\sqrt{2 \cdot (h_0^{RS} - h_{2iz}^{RS}) - (c_0^{RS})^2}} \quad (4.143)$$

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} = \frac{235,61}{\sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (3347,57 - 3238,14) - 20^2}} = 0,5 \quad (4.144)$$

4.5.2 Propojení s tepelným schématem

Při návrhu tepelného schématu byly entalpie a tlaky v odběrech předběžně určovány s odhadnutými velikostmi účinnosti jednotlivých kuželů a koncových teplotních rozdílů v jednotlivých výměnících. Iteračním výpočtem je třeba dobrat se k návrhu, kdy entalpie a tlak páry v odběru z tepelného schématu musí být rovna entalpii a tlaku z rotoru příslušného stupně. Na začátku výpočtu byla rovněž odhadnuta velikost absolutní rychlosti na výstupu z turbíny. Její přesná hodnota, určená v detailním výpočtu stupňovité části, byla také zpětně dosazena do návrhu tepelného schématu. Příklad rovnosti tlaků a entalpií:

$$p_3 = p_2^{20.st.} \quad (4.145)$$

$$h_3 = h_2^{20.st.} \quad (4.146)$$

Propojením dojde ke změně parametry párů v odběrech a tím i parametry v jednotlivých nízkotlakých ohřívácích. Proto je nutné vypočítat skutečné hodnoty nedohřevů a případně upravit rozdělení ohřátí v jednotlivých ohřívácích. Postup je vzorově uveden pro ohřívák NTO1. Tlak před nízkotlakým ohřívákem je:

$$p_{5,1} = p_5 \cdot (1 - \delta_{p,NTO2}) = 0,424 \cdot (1 - 0,09) = 0,386 \text{ bar} \quad (4.147)$$

Teplota odběrové páry na vstupu do NTO1:

$$t_{5,1} = f(p_{5,1}; x = 1) = 75^\circ\text{C} \quad (4.148)$$

Skutečná hodnota nedohřevu v NTO1 je rovna rozdílu teploty odběrové páry na vstupu do NTO a teploty kondenzátu na výstupu z NTO1:

$$\delta_{NTO1} = t_{5,1} - t_9 = 75 - 70,1 = 4,9^\circ\text{C} \quad (4.149)$$

4.5.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami

Část páry za regulačním stupněm je odvedena do vyrovnávacího pístu, proto musí být hmotnostní průtok části turbíny o tuto hodnotu ponížen. Tato pára bude opět zavedena do stupňové části za druhým kuželem. Hmotnostní průtok kuželi I a II musí být tedy snížen o hmotnostní průtok do vyrovnávacího pístu. Výpočet hmotnostních toků vyrovnávacím pístem a ucpávkami bude zobrazen v nadcházející kapitole.

$$\dot{m}^I = \dot{m}^{II} = \dot{m}_{TS}^I - \dot{m}_{VP} = 34,72 - 2,012 = 32,71 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.150)$$

kde index TS značí hodnotu průtoku určenou při návrhu tepelného schématu.

Zpět do turbíny není zavedeno celé množství páry z vyrovnávacího píst, neboť část tohoto množství je zaváděno do předních ucpávek turbíny. Od hmotnostních průtoků kuželi III, IV a V je proto odečten hmotnostní průtok do přední ucpávky, který je určen v nadcházející kapitole.

$$\dot{m}^{III} = \dot{m}_{TS}^{III} - \dot{m}_A = 34,08 - 0,09 = 33,99 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.151)$$

$$\dot{m}^{IV} = \dot{m}_{TS}^{IV} - \dot{m}_A = 32,48 - 0,09 = 32,39 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.152)$$

$$\dot{m}^V = \dot{m}_{TS}^V - \dot{m}_A = 30,62 - 0,09 = 30,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.153)$$

Tabulka 4.5 Hmotnostní toky jednotlivými kuželi

Veličina	Jednotka	Kondenzace	Léto	Zima
\dot{m}^I	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	32,71	32,71	32,71
\dot{m}^{II}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	32,71	32,71	32,71
\dot{m}^{III}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	33,99	33,99	21,79
\dot{m}^{IV}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	32,39	27,87	10,78
\dot{m}^V	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	30,53	26,26	10,17

4.6 Optimalizace

Při optimalizaci návrhu se musí dosáhnout rovnosti velkého množství parametrů pomocí iteračního procesu. Při výpočtu parní turbíny se prvně určí předběžný výpočet bilančního schéma a poté předběžný výpočet regulačního stupně. V obou případech je odhadováno mnoho parametrů. S výslednými hodnotami bylo následně uvažováno ve výpočtu stupňovité části lopatkování.

Stupňovitá část také podléhá předběžnému návrhu, kdy se stanoví přibližný vzhled lopatkového kanálu, počty kuželů, stupňů, a základními geometrie. Se získanými parametry poté přijde na řadu výpočet detailní. V detailním výpočtu prvně počítáme rotorovou řadu lopatek a poté statorovou. Při výpočtu rotoru se musí odhadnout suma ostatních ztrát (součet ztráty vlhkostí, rozvějířením a radiální mezerou), součinitel tření, a vstupní relativní rychlost. Při výpočtu statoru se odhaduje vstupní absolutní rychlost. Odhadované veličiny se postupně dopočítávají a odhadované a vypočítané hodnot se musí rovnat. V případě nerovnosti, se výpočet opakuje. Při návrhu se například mění patní průměry, délky první a poslední lopatky v jednotlivých kuželech, vstupní úhel absolutní rychlosti statoru a výstupní úhel relativní rychlosti z rotoru.

S oběma vypočtenými řadami lopatek, poté následuje energetická bilance. S hotovým výpočtem lopatkování, přijde na řadu výpočet charakteristických veličin. Tlakové číslo, stupeň reakce a Machovo číslo musí být rovno požadovaným intervalům. S hotovou energetickou optimalizací, výpočet vstupuje do oblasti pevnosti, kdy stator i rotor musí splňovat kontrolu namáhání.

Nyní je třeba propojit detailní návrh stupňovité části s předchozími samostatnými výpočty. Pomocí úprav výstupní entalpie z turbíny dosáhneme rovnosti vstupní entalpie v regulačním stupni. Poté je třeba dosáhnout rovnosti entalpií a hmotnostních průtoků v odběrech v tepelném schématu. Při jakékoliv změně parametrů, se musí kontrolovat všechny předešlé požadované podmínky.

4.7 Výsledky detailního návrhu parní turbíny

Tabulka 4.6 Shrnutí detailního návrhu stupňovité části turbíny po optimalizaci

Kužel		V			IV		
Stupeň		30	29	28	27	26	25
Výpočet rotoru							
p_2	bar	0,075	0,13	0,27	0,43	0,72	0,90
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	16,15	10,00	4,96	3,37	2,07	1,71
h_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2187,93	2254,06	2320,81	2390,45	2437,27	2489,68
s_2	kJ/kgK	7,02	6,94	6,92	6,90	6,86	6,82
x_2	–	0,84	0,86	0,87	0,89	0,90	0,92
$D_{s_1}^R$	m	1,24	1,13	1,02	0,95	0,92	0,90
$D_{s_2}^R$	m	1,30	1,16	1,08	0,96	0,93	0,91
$D_{h_1}^R$	m	1,69	1,46	1,24	1,17	1,11	1,06
$D_{h_2}^R$	m	1,80	1,52	1,35	1,19	1,13	1,08
S_{a_2}	m^2	2,04	1,31	0,93	0,70	0,59	0,50
h_2'	$kJ \cdot kg^{-1}$	2160,60	2233,42	2304,11	2380,53	2427,21	2482,31
u_2	$m \cdot s^{-1}$	306,31	273,27	253,56	226,43	219,57	213,30
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	242,83	234,34	163,23	157,02	113,66	111,83
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	300,95	290,42	304,42	232,80	255,28	235,51
w_2	$m \cdot s^{-1}$	386,70	373,17	345,42	280,81	279,44	260,71
c_2	$m \cdot s^{-1}$	242,89	234,96	170,97	157,15	119,13	114,01
α_2	°	88,74	85,82	72,69	87,68	72,56	78,77
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	5,36	17,14	50,87	6,37	35,71	22,21
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	300,95	290,42	304,42	232,80	255,28	235,51
ψ	–	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	393,05	379,63	352,84	285,76	285,87	266,27
w_1	$m \cdot s^{-1}$	195,91	186,64	174,73	141,87	105,03	106,93
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	58,05	54,64	46,98	30,76	35,35	29,73
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,47	2,43	2,59	1,40	1,82	1,47
h'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2158,13	2230,99	2301,52	2379,13	2425,39	2480,84
s'_{2iz}	kJ/kgK	6,92	6,95	6,86	6,91	6,82	6,88
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2216,18	2285,63	2348,50	2409,89	2460,73	2510,58
p_1	bar	0,12	0,19	0,39	0,53	0,92	1,09

Kužel		V			IV		
Stupeň		30	29	28	27	26	25
s_1	kJ/kgK	6,95	6,93	6,91	6,88	6,86	6,82
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	10,37	6,76	3,62	2,77	1,67	1,44
x_1	–	0,84	0,86	0,88	0,90	0,91	0,93

Výpočet statoru

$D_{s_0}^S$	m	1,17	1,09	0,98	0,94	0,91	0,88
$D_{s_1}^S$	m	1,23	1,12	1,01	0,95	0,92	0,89
$D_{h_0}^S$	m	1,54	1,39	1,17	1,14	1,09	1,03
$D_{h_1}^S$	m	1,65	1,45	1,22	1,16	1,11	1,05
S_{a_0}	m^2	1,36	1,01	0,57	0,60	0,51	0,42
S_{a_1}	m^2	1,64	1,14	0,67	0,64	0,54	0,45
u_1	$m \cdot s^{-1}$	288,68	264,52	238,15	222,96	216,43	210,16
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	194,52	182,50	166,13	140,09	99,71	103,33
β_1	°	83,18	77,91	71,95	80,90	71,68	75,09
$\Delta\beta$	°	57,92	63,19	79,85	65,10	84,32	79,51
c_1	$m \cdot s^{-1}$	367,08	354,35	336,34	281,88	268,49	259,13
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	311,30	303,73	292,45	244,60	249,29	237,64
$\Delta\alpha$	°	59,26	63,18	77,71	62,52	85,64	77,73
φ	–	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	373,27	360,43	342,69	286,70	273,96	264,03
c_0	$m \cdot s^{-1}$	157,12	149,78	145,48	128,43	89,50	96,81
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	23,27	39,08	54,13	22,43	33,01	27,51
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	57,32	53,74	48,14	32,85	33,52	30,17
z_s	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,29	2,17	2,16	1,37	1,48	1,28
h_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2213,89	2283,46	2346,34	2408,52	2459,25	2509,30
s_{1iz}	kJ/kgK	6,92	6,94	6,85	6,90	6,82	6,88
h_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2271,21	2337,19	2394,48	2441,37	2492,77	2539,46
h_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2283,55	2348,41	2405,06	2449,62	2496,78	2544,15
p_0	<i>bar</i>	0,19	0,29	0,54	0,66	1,14	1,32
s_0	kJ/kgK	6,94	6,90	6,88	6,85	6,84	6,82
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	6,92	4,73	2,67	2,27	1,38	1,22
x_0	–	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93
h_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2217,43	2281,66	2335,42	2402,80	2444,37	2496,18

Kužel	V			IV		
Stupeň	30	29	28	27	26	25

Ztráty, účinnost, výkon

H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	115,37	108,38	95,12	63,62	68,87	59,90
u_s	$m \cdot s^{-1}$	290,90	265,63	242,58	223,40	216,83	210,56
Pa	—	0,73	0,65	0,62	0,78	0,68	0,74
η_∞	—	0,95	0,94	0,93	0,95	0,94	0,95
δ_r^R	mm	2,10	1,82	1,65	1,49	1,43	1,38
ξ_k^R	—	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
δ_r^S	mm	1,95	1,75	1,52	1,46	1,41	1,35
δ_{ekv}^S	mm	1,13	1,01	0,88	0,84	0,81	0,78
ξ_k^S	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
ξ_k	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
ξ_v^R	—	0,15	0,10	0,07	0,06	0,05	0,04
ξ_v^S	—	0,09	0,07	0,03	0,05	0,04	0,03
ξ_v	—	0,12	0,08	0,05	0,05	0,04	0,03
ξ_x	—	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,07
E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	98,22	91,99	91,09	59,51	65,77	58,09
z_{ostat}	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,39	20,66	16,70	9,89	10,05	7,37
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	66,13	66,75	69,64	46,82	52,41	47,97
P_i	kW	2030,82	2050,00	2138,80	1522,25	1703,87	1559,53
η_{ti}	—	0,67	0,73	0,76	0,79	0,80	0,83

Charakteristiky stupně

ψ	—	2,46	2,90	2,96	2,48	2,86	2,63
ρ	—	0,50	0,50	0,49	0,48	0,51	0,50
a_2	$m \cdot s^{-1}$	368,10	378,30	390,62	401,19	410,34	417,77
Ma_2	$m \cdot s^{-1}$	1,05	0,99	0,88	0,70	0,68	0,62

Pevnostní výpočet rotoru

D_s^R	m	1,27	1,15	1,05	0,96	0,93	0,90
l_s^R	m	0,47	0,35	0,25	0,23	0,20	0,17
z	—	56,00	101,00	46,00	98,00	95,00	93,00
F_u	N	167,79	87,15	161,29	79,03	73,09	75,31
F_{a_1}	N	127,22	67,25	200,77	64,27	110,72	95,32
F	N	210,56	110,08	257,53	101,87	132,67	121,48

Kužel		V			IV		
Stupeň		30	29	28	27	26	25
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	49,69	19,04	31,95	11,49	13,06	10,34
σ_o	MPa	10,57	13,54	6,80	9,99	11,36	8,99
F_{od}	N	419169,05	215954,24	181569,60	151745,68	128551,85	107968,41
σ_t	MPa	523,31	345,53	226,68	187,80	159,10	133,62

Pevnostní výpočet statoru

D_s^S	m	1,20	1,11	1,00	0,94	0,91	0,89
l_s^S	m	0,40	0,31	0,20	0,21	0,18	0,16
z	-	52,00	98,00	88,00	97,00	94,00	91,00
F_u	N	-40,44	-21,75	-45,10	-29,35	-46,91	-44,95
F_{a1}	N	224,71	121,34	107,95	89,98	129,10	112,59
F	N	228,32	123,27	116,99	94,65	137,36	121,23
σ_o	MPa	9,65	13,54	8,19	8,67	10,97	8,27

Kužel		III				II	
Stupeň		24	23	22	21	20	19

Výpočet rotoru

p_2	bar	1,51	1,66	2,50	2,67	3,91	4,02
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,07	1,00	0,69	0,66	0,46	0,46
h_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2537,65	2576,98	2613,87	2651,22	2686,42	2719,89
s_2	kJ/kgK	6,88	6,86	6,85	6,82	6,78	6,77
x_2	-	0,93	0,95	0,95	0,97	0,98	0,99
D_{s1}^R	m	0,82	0,80	0,78	0,76	0,72	0,71
D_{s2}^R	m	0,82	0,80	0,79	0,77	0,72	0,71
D_{h1}^R	m	0,96	0,92	0,89	0,85	0,80	0,79
D_{h2}^R	m	0,97	0,94	0,90	0,87	0,80	0,79
S_{a2}	m^2	0,39	0,34	0,29	0,24	0,19	0,17
h_2'	$kJ \cdot kg^{-1}$	2532,06	2572,81	2609,91	2648,42	2683,93	2718,02
u_2	$m \cdot s^{-1}$	193,68	189,51	185,22	181,21	169,17	167,89
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	93,21	100,04	81,45	93,31	85,51	91,30
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	215,40	204,20	201,60	192,16	192,05	188,86
w_2	$m \cdot s^{-1}$	234,71	227,39	217,43	213,62	210,23	209,77
c_2	$m \cdot s^{-1}$	95,71	101,11	83,08	93,95	88,52	93,67
α_2	$^\circ$	76,88	81,64	78,63	83,31	75,02	77,06

Kužel		III				II	
Stupeň		24	23	22	21	20	19
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	21,72	14,69	16,38	10,95	22,88	20,97
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	215,40	204,20	201,60	192,16	192,05	188,86
ψ	—	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	239,67	231,80	222,47	217,95	214,81	214,18
w_1	$m \cdot s^{-1}$	89,27	97,58	82,90	96,55	83,38	89,44
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	24,74	22,10	21,31	19,09	19,60	18,94
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,18	1,01	1,11	0,93	0,97	0,93
h'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2530,88	2571,80	2608,80	2647,49	2682,95	2717,09
s'_{2iz}	kJ/kgK	6,80	6,86	6,78	6,85	6,77	6,84
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2555,62	2593,91	2630,11	2666,58	2702,55	2736,02
p_1	bar	1,76	1,90	2,83	2,97	4,36	4,45
s_1	kJ/kgK	6,86	6,85	6,82	6,80	6,78	6,77
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,94	0,88	0,61	0,59	0,42	0,42
x_1	—	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	1,00

Výpočet statoru

$D_{s_0}^S$	m	0,81	0,79	0,77	0,75	0,71	0,71
$D_{s_1}^S$	m	0,81	0,80	0,78	0,76	0,72	0,71
$D_{h_0}^S$	m	0,94	0,91	0,87	0,84	0,79	0,78
$D_{h_1}^S$	m	0,96	0,92	0,89	0,85	0,80	0,78
S_{a_0}	m^2	0,35	0,29	0,25	0,20	0,18	0,16
S_{a_1}	m^2	0,37	0,31	0,26	0,21	0,18	0,17
u_1	$m \cdot s^{-1}$	191,61	187,34	183,24	179,04	168,54	167,26
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	87,18	96,41	79,42	94,47	80,58	86,66
β_1	°	77,57	81,13	73,35	78,08	75,10	75,67
$\Delta\beta$	°	79,03	72,77	84,65	76,02	80,90	78,53
c_1	$m \cdot s^{-1}$	227,81	223,95	221,63	220,24	206,22	208,17
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	210,46	202,13	206,91	198,95	189,83	189,28
$\Delta\alpha$	°	80,62	72,86	80,37	71,29	81,98	78,34
φ	—	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	232,22	228,02	225,91	224,20	210,27	212,13
c_0	$m \cdot s^{-1}$	82,11	93,79	76,40	96,65	77,64	84,03
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	19,22	15,04	23,76	19,94	21,44	22,13

Kužel		III				II	
Stupeň		24	23	22	21	20	19
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	23,59	21,60	22,60	20,46	19,09	18,97
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,01	0,92	0,96	0,88	0,84	0,83
h_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2554,60	2592,99	2629,15	2665,70	2701,70	2735,19
s_{1iz}	kJ/kgK	6,80	6,86	6,78	6,85	6,77	6,84
h_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2578,19	2614,58	2651,75	2686,16	2720,80	2754,16
h_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2581,56	2618,98	2654,67	2690,83	2723,81	2757,69
p_0	<i>bar</i>	2,02	2,16	3,22	3,34	4,84	4,93
s_0	kJ/kgK	6,80	6,86	6,78	6,85	6,77	6,84
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,82	0,79	0,55	0,54	0,38	0,38
x_0	—	0,94	0,96	0,96	0,98	0,99	1,00
h_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2542,23	2582,09	2617,32	2655,63	2690,33	2724,28

Ztráty, účinnost, výkon

H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	48,33	43,70	43,91	39,55	38,69	37,90
u_S	$m \cdot s^{-1}$	191,87	187,62	183,49	179,31	168,62	167,38
Pa	—	0,76	0,81	0,77	0,81	0,73	0,74
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	<i>mm</i>	1,27	1,24	1,20	1,17	1,10	1,09
ξ_k^R	—	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
δ_r^S	<i>mm</i>	1,26	1,22	1,19	1,15	1,10	1,08
δ_{ekv}^S	<i>mm</i>	0,73	0,70	0,68	0,66	0,63	0,63
ξ_k^S	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
ξ_k	—	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,03
ξ_v^R	—	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01
ξ_v^S	—	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01
ξ_v	—	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01
ξ_x	—	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,00
E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	47,12	42,99	43,38	39,81	37,78	37,05
z_{ostat}	$kJ \cdot kg^{-1}$	5,58	4,17	3,96	2,79	2,49	1,87
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	39,33	36,89	37,35	35,20	33,48	33,41
P_i	<i>kW</i>	1340,92	1257,61	1273,25	1200,03	1162,37	1160,10
η_{ti}	—	0,83	0,86	0,86	0,88	0,89	0,90

Kužel		III				II	
Stupeň		24	23	22	21	20	19
Charakteristiky stupně							
ψ	–	2,58	2,43	2,56	2,41	2,70	2,69
ρ	–	0,51	0,51	0,49	0,48	0,51	0,50
a_2	$m \cdot s^{-1}$	427,22	432,41	439,93	444,75	451,95	456,09
Ma_2	$m \cdot s^{-1}$	0,55	0,53	0,49	0,48	0,47	0,46
Pevnostní výpočet rotoru							
D_s^R	m	0,82	0,80	0,78	0,77	0,72	0,71
l_s^R	m	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,08
z	–	84,00	82,00	81,00	79,00	86,00	85,00
F_u	N	76,60	77,93	80,19	81,13	67,40	68,75
F_{a1}	N	110,27	93,31	112,18	89,71	93,92	85,56
F	N	134,27	121,57	137,90	120,95	115,61	109,76
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	9,98	7,96	7,79	5,78	4,74	4,20
σ_o	MPa	8,68	6,92	6,77	5,03	16,26	14,40
F_{od}	N	85750,18	73816,64	62287,68	51567,34	12220,20	11312,43
σ_t	MPa	106,13	91,36	77,09	63,82	51,24	47,43
Pevnostní výpočet statoru							
D_s^S	m	0,81	0,79	0,77	0,76	0,71	0,71
l_s^S	m	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
z	-	83,00	81,00	80,00	78,00	85,00	107,00
F_u	N	-48,16	-42,97	-53,46	-46,17	-42,61	-31,80
F_{a1}	N	117,82	98,23	125,12	94,93	102,00	74,83
F	N	127,29	107,22	136,06	105,56	110,54	81,31
σ_o	MPa	7,74	5,67	6,18	3,97	15,03	20,91
Kužel		II					
Stupeň		18	17	16	15	14	13
Výpočet rotoru							
p_2	bar	5,76	5,79	8,07	8,46	10,21	10,65
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,33	0,34	0,28	0,26	0,20	0,21
h_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2753,30	2785,07	2815,85	2845,84	2876,53	2905,60
s_2	kJ/kgK	6,84	6,83	6,83	6,76	6,75	6,75
x_2	–	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Kužel		II					
Stupeň		18	17	16	15	14	13
D_{s1}^R	m	0,71	0,70	0,70	0,69	0,69	0,69
D_{s2}^R	m	0,71	0,70	0,70	0,70	0,69	0,69
D_{h1}^R	m	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,74
D_{h2}^R	m	0,78	0,77	0,76	0,76	0,75	0,74
S_{a2}	m^2	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
h_2'	$kJ \cdot kg^{-1}$	2751,35	2783,31	2813,73	2843,80	2874,13	2903,37
u_2	$m \cdot s^{-1}$	166,74	165,76	164,76	163,79	162,82	161,96
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	70,53	77,62	61,90	69,94	56,46	64,58
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	183,73	178,10	181,83	178,48	175,84	177,44
w_2	$m \cdot s^{-1}$	196,80	194,28	192,07	191,69	184,68	188,83
c_2	$m \cdot s^{-1}$	72,55	78,60	64,21	71,47	57,94	66,41
α_2	$^\circ$	76,45	80,97	74,58	78,14	77,02	76,52
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	16,99	12,33	17,07	14,69	13,01	15,48
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	183,73	178,10	181,83	178,48	175,84	177,44
ψ	—	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	201,37	198,49	196,48	196,27	189,40	193,21
w_1	$m \cdot s^{-1}$	70,10	77,41	61,40	71,57	57,99	65,58
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	17,82	16,70	17,42	16,70	16,26	16,51
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,91	0,83	0,86	0,89	0,88	0,84
h'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2750,44	2782,49	2812,88	2842,91	2873,25	2902,53
s'_{2iz}	kJ/kgK	6,76	6,84	6,76	6,83	6,75	6,82
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2768,26	2799,19	2830,29	2859,61	2889,50	2919,05
p_1	bar	6,30	6,32	8,79	8,89	11,46	11,83
s_1	kJ/kgK	6,84	6,83	6,82	6,76	6,76	6,75
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,32	0,30	0,23	0,25	0,19	0,20
x_1	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Výpočet statoru

D_{s0}^S	m	0,70	0,70	0,70	0,69	0,69	0,68
D_{s1}^S	m	0,71	0,70	0,70	0,69	0,69	0,69
D_{h0}^S	m	0,77	0,76	0,76	0,75	0,74	0,73
D_{h1}^S	m	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,74
S_{a0}	m^2	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11

Kužel		II					
Stupeň		18	17	16	15	14	13
S_{a1}	m^2	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
u_1	$m \cdot s^{-1}$	166,25	165,26	164,27	163,30	162,38	161,49
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	67,45	75,10	59,86	68,14	55,13	63,43
β_1	$^\circ$	74,18	75,96	77,16	72,18	71,94	75,28
$\Delta\beta$	$^\circ$	84,82	80,49	84,04	86,42	90,26	84,72
c_1	$m \cdot s^{-1}$	197,20	198,76	187,69	197,32	188,57	189,08
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	185,31	184,02	177,88	185,19	180,33	178,13
$\Delta\alpha$	$^\circ$	83,55	76,83	86,82	81,66	85,98	83,88
φ	—	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	201,13	202,48	191,56	201,18	192,42	192,87
c_0	$m \cdot s^{-1}$	65,06	74,72	59,07	67,45	54,78	63,27
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	19,11	18,77	13,65	21,91	17,98	16,66
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	18,11	17,71	16,60	17,96	17,01	16,60
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,78	0,75	0,73	0,77	0,73	0,72
h_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2767,48	2798,44	2829,56	2858,84	2888,77	2918,32
s_{1iz}	kJ/kgK	6,76	6,83	6,75	6,83	6,75	6,82
h_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2785,59	2816,15	2846,16	2876,81	2905,78	2934,92
h_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2787,70	2818,94	2847,91	2879,08	2907,28	2936,92
p_0	<i>bar</i>	6,88	6,94	9,34	9,52	12,77	12,32
s_0	kJ/kgK	6,83	6,83	6,82	6,76	6,75	6,75
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,30	0,28	0,22	0,23	0,19	0,18
x_0	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
h_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2755,94	2788,16	2817,91	2848,40	2878,21	2907,81

Ztráty, účinnost, výkon

H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,93	34,41	34,02	34,66	33,27	33,11
u_S	$m \cdot s^{-1}$	166,31	165,32	164,33	163,36	162,45	161,57
Pa	—	0,77	0,79	0,79	0,77	0,79	0,79
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	<i>mm</i>	1,08	1,07	1,06	1,06	1,05	1,04
ξ_k^R	—	0,06	0,05	0,07	0,07	0,09	0,08
δ_r^S	<i>mm</i>	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,04
δ_{ekv}^S	<i>mm</i>	0,62	0,62	0,61	0,61	0,60	0,60

Kužel		II					
Stupeň		18	17	16	15	14	13
ξ_k^S	—	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,04
ξ_k	—	0,04	0,04	0,05	0,05	0,07	0,06
ξ_v^R	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_v^S	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_v	—	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_x	—	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,41	34,11	33,70	34,38	33,09	32,91
z_{ostat}	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,95	1,76	2,12	2,04	2,40	2,23
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	31,77	30,78	29,99	30,68	29,08	29,11
P_i	kW	1103,03	1068,80	1041,36	1065,42	1009,59	1010,90
η_{ti}	—	0,90	0,90	0,89	0,89	0,88	0,88

Charakteristiky stupně

ψ	—	2,58	2,50	2,51	2,58	2,51	2,52
ρ	—	0,50	0,49	0,51	0,48	0,49	0,50
a_2	$m \cdot s^{-1}$	462,92	505,44	514,13	523,09	531,23	539,56
Ma_2	$m \cdot s^{-1}$	0,43	0,38	0,37	0,37	0,35	0,35

Pevnostní výpočet rotoru

D_s^R	m	0,71	0,70	0,70	0,69	0,69	0,69
l_s^R	m	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,05
z	—	107,00	106,00	106,00	105,00	104,00	104,00
F_u	N	54,62	56,24	52,68	56,38	55,86	54,30
F_{a_1}	N	83,37	71,27	93,71	79,99	97,47	86,33
F	N	99,67	90,78	107,50	97,86	112,35	101,99
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	3,58	3,07	3,41	2,90	3,11	2,63
σ_o	MPa	24,90	21,36	23,71	20,19	21,59	18,28
F_{od}	N	6626,15	6204,87	5781,32	5374,81	4978,64	4619,08
σ_t	MPa	44,29	41,48	38,65	35,93	33,28	30,88

Pevnostní výpočet statoru

D_s^S	m	0,70	0,70	0,70	0,69	0,69	0,68
l_s^S	m	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
z	-	107,00	106,00	105,00	105,00	120,00	120,00
F_u	N	-37,25	-34,85	-38,35	-38,11	-35,84	-32,85

Kužel		II					
Stupeň		18	17	16	15	14	13
F_{a1}	N	90,34	79,76	94,13	89,46	91,27	77,15
F	N	97,72	87,05	101,65	97,24	98,06	83,86
σ_o	MPa	23,71	19,83	21,69	19,36	28,21	22,41
Kužel		II			I		
Stupeň		12	11	10	9	8	7
Výpočet rotoru							
p_2	bar	13,85	14,50	17,76	18,78	22,72	24,03
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,17	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11
h_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2934,72	2962,25	2991,67	3018,24	3048,78	3075,70
s_2	kJ/kgK	6,82	6,81	6,80	6,74	6,73	6,72
x_2	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
D_{s1}^R	m	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
D_{s2}^R	m	0,68	0,68	0,67	0,66	0,66	0,66
D_{h1}^R	m	0,73	0,72	0,70	0,70	0,70	0,70
D_{h2}^R	m	0,73	0,72	0,71	0,70	0,70	0,70
S_{a2}	m^2	0,10	0,10	0,08	0,08	0,08	0,07
h_2'	$kJ \cdot kg^{-1}$	2932,08	2959,56	2988,79	3014,86	3045,13	3071,79
u_2	$m \cdot s^{-1}$	161,06	160,21	156,69	156,38	156,07	155,76
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	52,94	61,87	53,88	60,53	47,64	53,62
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	173,15	177,66	169,86	190,82	177,80	184,55
w_2	$m \cdot s^{-1}$	181,07	188,12	178,20	200,20	184,08	192,18
c_2	$m \cdot s^{-1}$	54,30	64,28	55,47	69,65	52,37	60,86
α_2	°	77,13	74,25	76,26	60,36	65,48	61,76
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	12,10	17,45	13,18	34,45	21,74	28,79
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	173,15	177,66	169,86	190,82	177,80	184,55
ψ	—	0,98	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	185,56	193,06	182,89	206,02	189,41	198,80
w_1	$m \cdot s^{-1}$	54,25	65,15	55,24	63,59	49,49	60,10
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	15,75	16,51	15,20	19,20	16,71	17,95
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,82	0,94	0,85	1,18	1,00	1,29
h'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2931,26	2958,62	2987,94	3013,68	3044,14	3070,50
s'_{2iz}	kJ/kgK	6,74	6,81	6,73	6,80	6,72	6,79

Kružel		II		I			
Stupeň		12	11	10	9	8	7
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2947,01	2975,14	3003,14	3032,88	3060,85	3088,45
p_1	<i>bar</i>	14,84	15,52	19,17	19,98	24,32	25,65
s_1	kJ/kgK	6,81	6,80	6,79	6,74	6,73	6,2
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10
x_1	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Výpočet statoru

$D_{s_0}^S$	<i>m</i>	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
$D_{s_1}^S$	<i>m</i>	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
$D_{h_0}^S$	<i>m</i>	0,73	0,72	0,70	0,70	0,70	0,69
$D_{h_1}^S$	<i>m</i>	0,73	0,72	0,70	0,70	0,70	0,70
S_{a_0}	m^2	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,07
S_{a_1}	m^2	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,07
u_1	$m \cdot s^{-1}$	160,61	159,81	156,53	156,22	155,91	155,60
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	52,24	60,88	52,12	57,90	46,01	51,67
β_1	°	74,34	69,14	70,65	65,58	68,37	59,28
$\Delta\beta$	°	88,66	91,66	91,75	96,82	96,63	104,52
c_1	$m \cdot s^{-1}$	182,84	192,87	182,43	191,49	180,10	193,33
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	175,22	183,01	174,83	182,52	174,13	186,30
$\Delta\alpha$	°	86,27	87,35	87,14	102,04	99,72	102,74
φ	—	0,98	0,98	0,98	0,97	0,98	0,97
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	186,60	196,88	186,21	196,41	184,55	198,36
c_0	$m \cdot s^{-1}$	52,99	61,11	57,76	61,07	50,44	60,17
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	14,64	23,20	18,30	26,29	18,24	30,70
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	16,01	17,51	15,67	17,42	15,76	17,86
z_s	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,69	0,78	0,70	0,95	0,81	0,98
h_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2946,31	2974,36	3002,44	3031,92	3060,04	3087,47
s_{1iz}	kJ/kgK	6,81	6,80	6,79	6,74	6,73	6,72
h_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2962,32	2991,87	3018,11	3049,35	3075,80	3105,33
h_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2963,72	2993,74	3019,78	3051,21	3077,07	3107,14
p_0	<i>bar</i>	15,96	16,62	20,53	21,29	26,22	27,24
s_0	kJ/kgK	6,81	6,80	6,79	6,74	6,73	6,72
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,15	0,14	0,13	0,12	0,10	0,10

Kůžel		II		I			
Stupeň		12	11	10	9	8	7
x_0	–	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
h_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2936,19	2964,31	2993,21	3020,67	3050,16	3077,55
Ztráty, účinnost, výkon							
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	31,75	34,03	30,87	36,62	32,47	35,82
u_s	$m \cdot s^{-1}$	160,69	159,86	156,55	156,24	155,94	155,63
Pa	–	0,81	0,75	0,79	0,67	0,75	0,68
η_∞	–	0,95	0,95	0,95	0,94	0,95	0,94
δ_r^R	mm	1,03	1,02	1,01	1,00	1,00	1,00
ξ_k^R	–	0,10	0,10	0,12	0,12	0,14	0,14
δ_r^S	mm	1,03	1,02	1,00	1,00	1,00	1,00
δ_{ekv}^S	mm	0,59	0,59	0,58	0,58	0,58	0,57
ξ_k^S	–	0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,07
ξ_k	–	0,08	0,08	0,09	0,09	0,11	0,11
ξ_v^R	–	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_v^S	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_v	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_x	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	31,68	33,83	31,00	36,06	32,37	35,78
z_{ostat}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,63	2,68	2,88	3,38	3,65	3,91
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,53	29,42	26,57	30,54	26,91	29,59
P_i	kW	955,88	1021,63	922,64	1060,50	934,48	1027,44
η_{ti}	–	0,87	0,87	0,86	0,85	0,85	0,83
Charakteristiky stupně							
ψ	–	2,45	2,65	2,51	3,00	2,67	2,95
ρ	–	0,50	0,49	0,49	0,52	0,51	0,50
a_2	$m \cdot s^{-1}$	546,85	554,50	561,52	568,69	575,68	582,70
Ma_2	$m \cdot s^{-1}$	0,33	0,34	0,32	0,35	0,32	0,33
Pevnostní výpočet rotoru							
D_s^R	m	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
l_s^R	m	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
z	–	103,00	119,00	116,00	116,00	116,00	116,00
F_u	N	54,99	48,31	48,39	44,32	45,61	47,15

Kužel		II		I			
Stupeň		12	11	10	9	8	7
F_{a1}	N	101,37	78,81	85,68	96,75	106,88	102,02
F	N	115,33	92,44	98,40	106,42	116,21	112,38
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	2,76	2,05	1,95	2,04	2,16	2,01
σ_o	MPa	19,16	22,03	21,02	21,98	23,18	21,63
F_{od}	N	4257,47	2926,44	2566,93	2477,19	2387,78	2298,71
σ_t	MPa	28,46	26,25	23,02	22,22	21,42	20,62

Pevnostní výpočet statoru

D_s^S	m	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
l_s^S	m	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
z	-	119,00	119,00	139,00	139,00	138,00	138,00
F_u	N	-35,68	-35,35	-30,21	-30,47	-31,82	-33,38
F_{a1}	N	90,71	85,35	77,02	77,46	88,15	89,25
F	N	97,48	92,38	82,74	83,24	93,72	95,29
σ_o	MPa	24,12	21,17	29,78	28,96	31,47	30,85

Kužel		I					
Stupeň		6	5	4	3	2	1

Výpočet rotoru

p_2	bar	28,79	30,44	35,37	38,13	39,13	41,22
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06
h_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3105,29	3133,04	3159,79	3185,01	3211,61	3236,46
s_2	kJ/kgK	6,79	6,78	6,77	6,71	6,70	6,69
x_2	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
D_{s1}^R	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,65
D_{s2}^R	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65
D_{h1}^R	m	0,69	0,69	0,69	0,69	0,68	0,68
D_{h2}^R	m	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,68
S_{a2}	m^2	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06
h_2'	$kJ \cdot kg^{-1}$	3100,46	3129,03	3154,78	3180,14	3205,47	3229,57
u_2	$m \cdot s^{-1}$	155,45	155,16	154,86	154,60	154,35	154,09
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	42,61	47,92	38,45	43,89	35,08	40,32
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	184,57	175,16	174,89	181,41	180,49	183,41
w_2	$m \cdot s^{-1}$	189,42	181,59	179,07	186,64	183,87	187,79

Kužel		I					
Stupeň		6	5	4	3	2	1
c_2	$m \cdot s^{-1}$	51,61	51,92	43,35	51,43	43,75	49,86
α_2	°	55,65	67,35	62,49	58,58	53,31	53,98
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	29,12	19,99	20,02	26,81	26,15	29,32
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	184,57	175,16	174,89	181,41	180,49	183,41
ψ	—	0,96	0,97	0,97	0,97	0,96	0,94
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	196,60	187,39	185,51	193,01	191,09	199,68
w_1	$m \cdot s^{-1}$	48,14	52,06	42,50	47,96	39,62	60,68
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	18,17	16,20	16,30	17,48	17,47	18,10
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,39	1,07	1,17	1,21	1,35	2,30
h'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3099,07	3127,96	3153,61	3178,93	3204,12	3227,26
s'_{2iz}	kJ/kgK	6,71	6,78	6,70	6,77	6,69	6,76
h_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3117,24	3144,16	3169,91	3196,41	3221,59	3245,36
p_1	bar	30,52	32,56	37,59	39,42	40,40	42,42
s_1	kJ/kgK	6,71	6,78	6,70	6,77	6,69	6,76
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,08	0,09	0,07	0,08	0,06	0,07
x_1	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Výpočet statoru

D_{s0}^S	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,65
D_{s1}^S	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,65
D_{h0}^S	m	0,69	0,69	0,69	0,69	0,68	0,68
D_{h1}^S	m	0,69	0,69	0,69	0,69	0,68	0,68
S_{a0}	m^2	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06
S_{a1}	m^2	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06
u_1	$m \cdot s^{-1}$	155,30	155,00	154,73	154,48	154,22	153,96
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	41,01	46,59	37,24	42,45	33,95	38,97
β_1	°	58,42	63,51	61,20	62,26	58,96	39,96
$\Delta\beta$	°	108,58	101,19	106,40	104,14	110,04	127,64
c_1	$m \cdot s^{-1}$	185,11	184,23	179,12	181,83	177,91	204,23
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	180,51	178,24	175,21	176,80	174,64	200,48
$\Delta\alpha$	°	111,55	98,00	105,51	107,92	115,69	115,02
φ	—	0,97	0,98	0,97	0,97	0,97	0,97
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	190,85	188,65	184,03	187,05	183,98	211,09

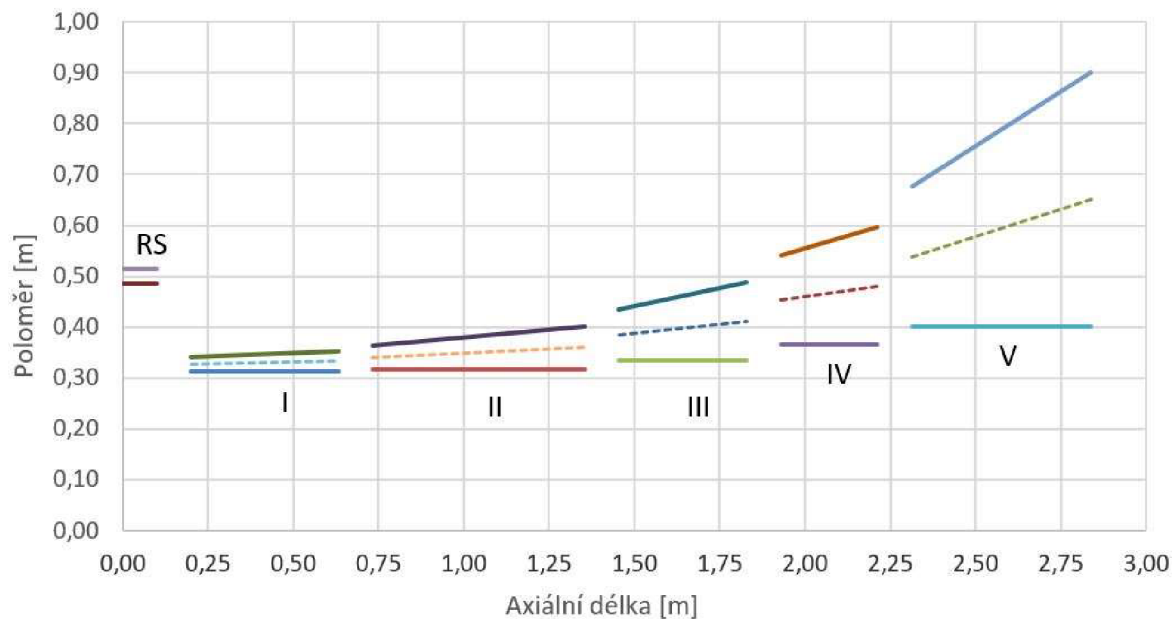
Kužel		I					
Stupeň		6	5	4	3	2	1
c_0	$m \cdot s^{-1}$	42,81	50,87	42,31	51,38	40,79	101,41
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	25,21	23,22	20,48	22,33	20,43	46,51
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	17,30	16,50	16,04	16,17	16,09	17,14
z_s	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,08	0,82	0,89	0,96	1,10	1,42
h_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3116,16	3143,34	3169,02	3195,44	3220,49	3243,93
s_{1iz}	kJ/kgK	6,71	6,78	6,70	6,77	6,69	6,75
h_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3133,46	3159,84	3185,06	3211,62	3236,58	3261,07
h_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3134,37	3161,13	3185,95	3212,94	3237,42	3266,21
p_0	<i>bar</i>	32,38	34,69	36,42	39,74	42,74	48,60
s_0	kJ/kgK	6,79	6,9	6,78	6,77	6,77	6,76
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
x_0	–	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
h_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3106,62	3134,39	3160,73	3186,34	3212,57	3237,70

Ztráty, účinnost, výkon

H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,46	32,70	32,34	33,65	33,57	35,23
u_s	$m \cdot s^{-1}$	155,33	155,03	154,75	154,49	154,23	153,97
Pa	–	0,68	0,73	0,74	0,71	0,71	0,67
η_∞	–	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,94
δ_r^R	<i>mm</i>	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98
ξ_k^R	–	0,18	0,16	0,20	0,19	0,24	0,22
δ_r^S	<i>mm</i>	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98
δ_{ekv}^S	<i>mm</i>	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
ξ_k^S	–	0,09	0,08	0,11	0,10	0,12	0,13
ξ_k	–	0,14	0,12	0,15	0,14	0,18	0,17
ξ_v^R	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_v^S	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_v	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_x	–	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,05	32,65	32,30	33,65	33,44	39,13
z_{ostat}	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,83	4,01	5,00	4,88	6,14	6,90
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,75	26,74	25,23	26,60	24,85	28,51
P_i	<i>kW</i>	963,68	928,62	875,99	923,57	862,72	989,88

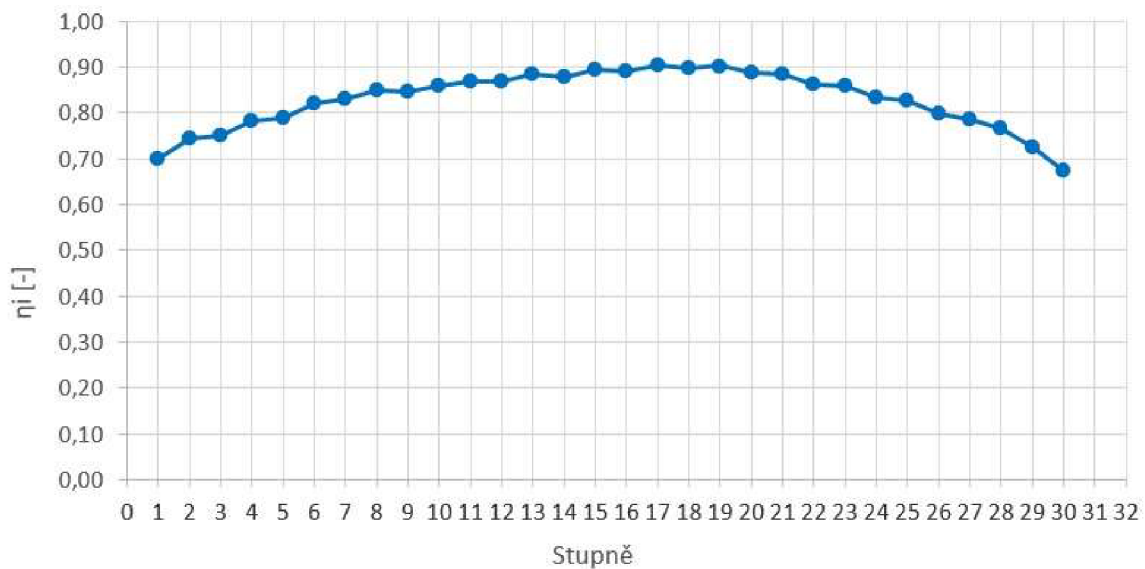
Kužel		I					
Stupeň		6	5	4	3	2	1
η_{ti}	–	0,82	0,79	0,78	0,75	0,74	0,70
Charakteristiky stupně							
ψ	–	2,94	2,72	2,70	2,82	2,82	2,97
ρ	–	0,51	0,50	0,50	0,52	0,52	0,51
a_2	$m \cdot s^{-1}$	589,17	596,18	601,73	607,99	613,33	619,35
Ma_2	$m \cdot s^{-1}$	0,32	0,30	0,30	0,31	0,30	0,30
Pevnostní výpočet rotoru							
D_s^R	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,65
l_s^R	m	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
z	–	115,00	115,00	138,00	137,00	137,00	137,00
F_u	N	45,71	47,78	39,05	38,02	37,64	43,38
F_{a1}	N	131,39	103,59	108,67	102,78	128,73	116,09
F	N	139,11	114,08	115,47	109,59	134,12	123,93
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	2,40	1,90	1,85	1,70	2,00	1,78
σ_o	MPa	25,82	20,41	34,09	31,24	36,87	32,81
F_{od}	N	2212,37	2128,59	1432,22	1380,67	1329,28	1278,05
σ_t	MPa	19,84	19,09	18,36	17,70	17,04	16,39
Pevnostní výpočet statoru							
D_s^S	m	0,66	0,66	0,66	0,66	0,65	0,65
l_s^S	m	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
z	–	138,00	138,00	137,00	137,00	137,00	137,00
F_u	N	-34,70	-32,79	-34,66	-33,69	-35,37	-40,59
F_{a1}	N	108,56	90,90	111,24	98,48	122,19	113,56
F	N	113,97	96,63	116,51	104,08	127,20	120,60
σ_o	MPa	35,60	29,03	33,81	29,14	34,33	31,32

Výsledná geometrie průtočného kanálu je zobrazeno na následujícím obrázku:



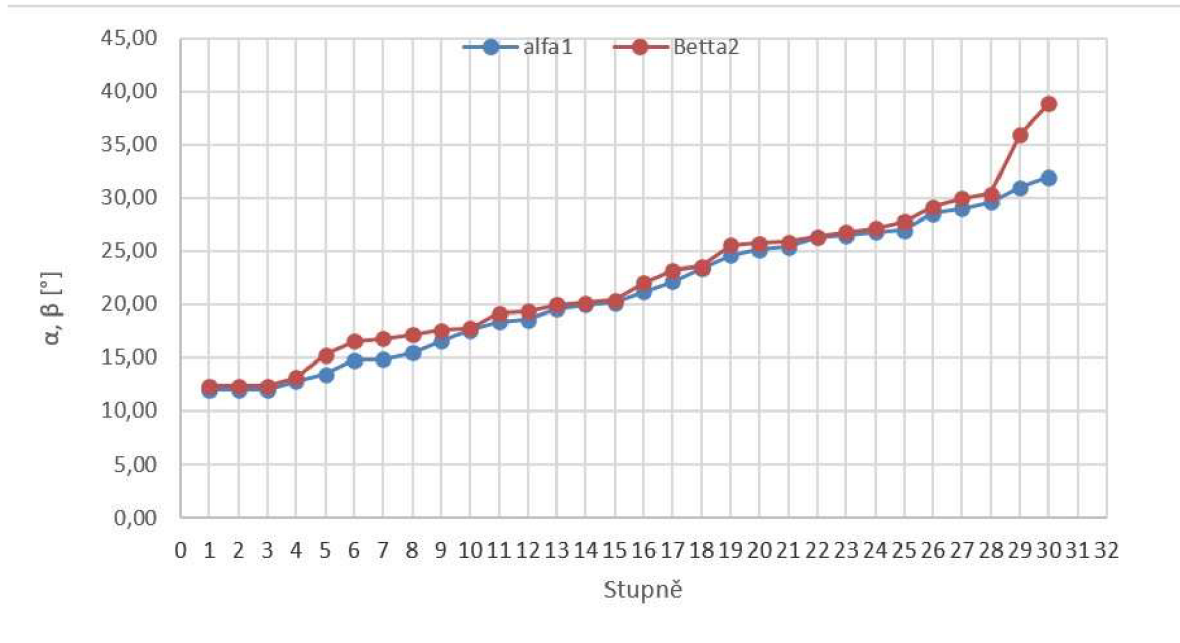
Obrázek 4.6 Průběh výstupních úhlů lopatkových řad

Vynesená vnitřní účinnost jednotlivých stupňů lopatkování:



Obrázek 4.7 Vnitřní účinnost jednotlivých stupňů turbíny

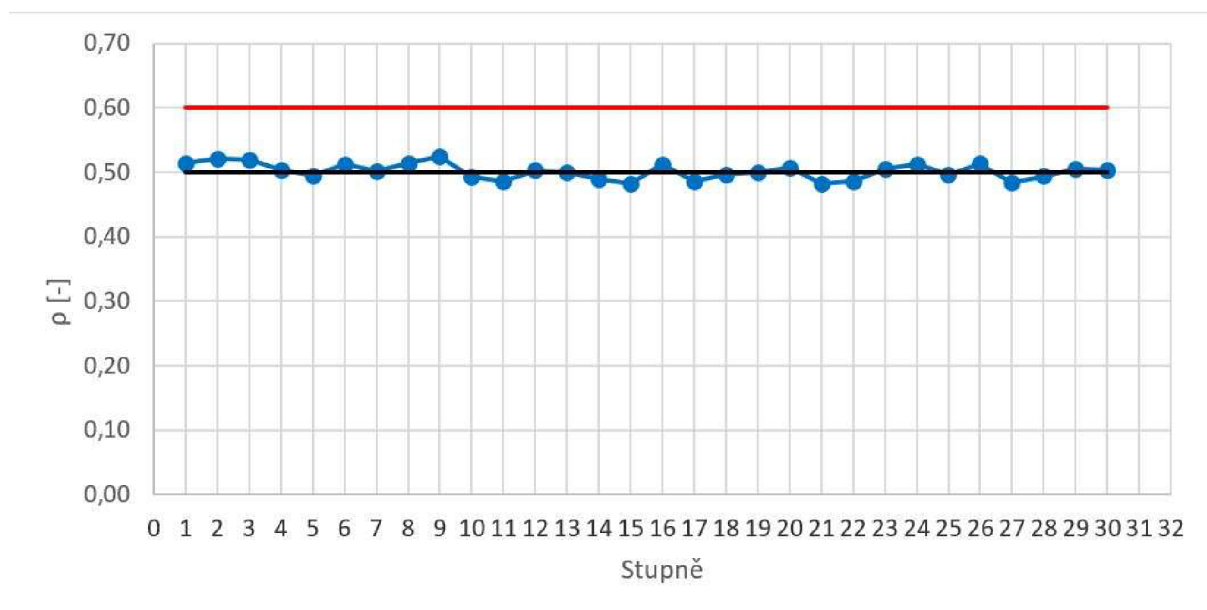
Volené úhly rychlostí:



Obrázek 4.8 Úhly rychlostí ve stupních

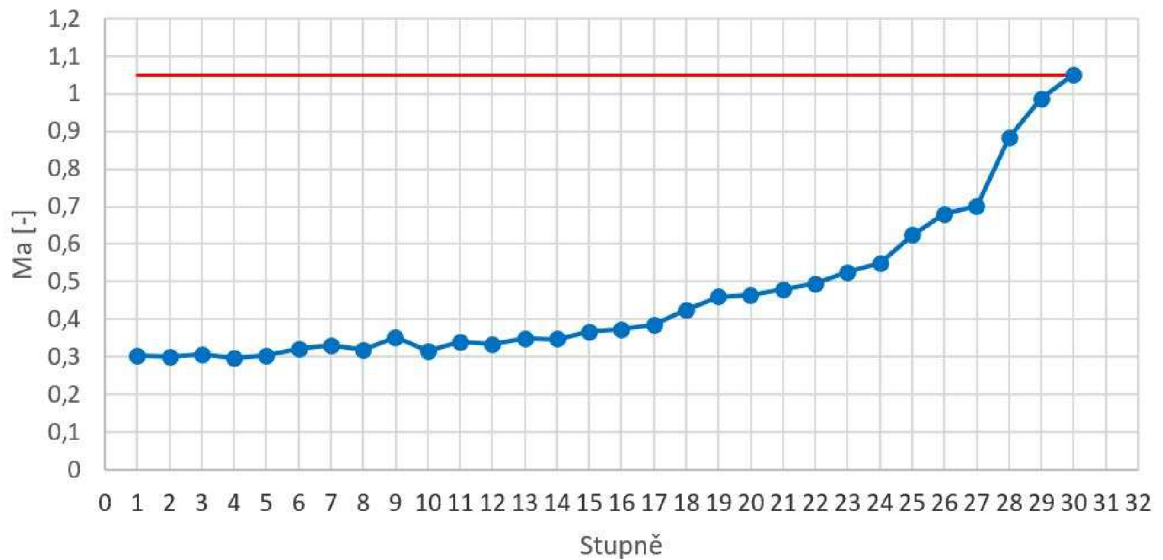
Na následujících grafech jsou vyobrazena jednotlivá kontrolovaná kritéria, podle kterých byl návrh lopatkového stroje optimalizován. Jedná se o Machovo číslo, stupeň reakce a tlakové číslo.

Stupeň reakce by se měl pohybovat mezi hodnotami 0,5 až 0,6:



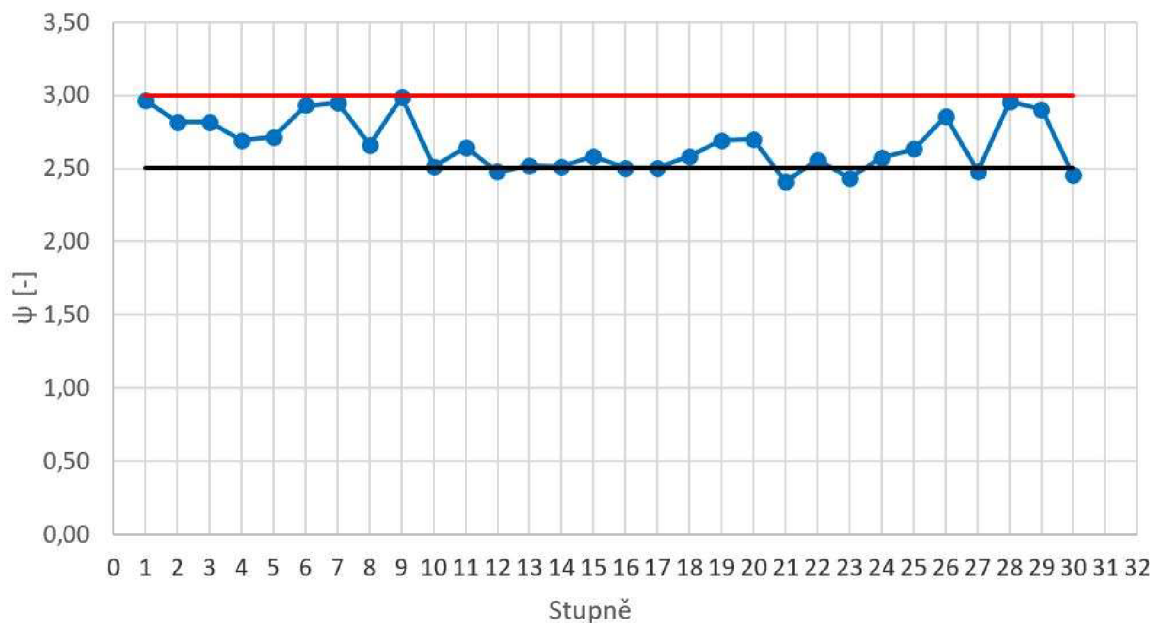
Obrázek 4.9 Průběh tlakového čísla lopatkováním

Machovo číslo by nemělo překročit hodnotu 1,02 – 1,05 a je nejvýznamnější u posledního stupně lopatkování:



Obrázek 4.10 Průběh Machova čísla

Tlakové číslo, určující zatížení jednotlivých stupňů by se optimálně mělo pohybovat v intervalu 2,5 – 3:



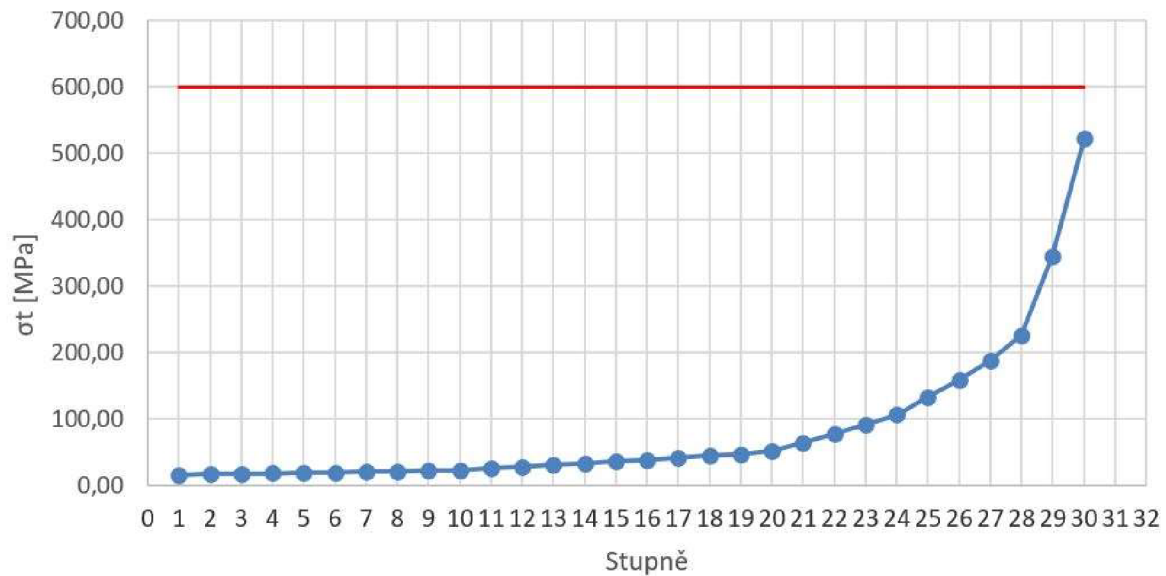
Obrázek 4.10 Tlakové číslo

Turbína musí také splňovat pevnostní výpočty. Graf znázorňuje ohybová napětí lopatkových řad na rotoru, statoru a regulačním stupni. Pro suchost nižší než 0,97 je povoleno 20 MPa, pro vyšší suchost napětí až 40 MPa.



Obrázek 4.11 Ohybové napětí

Tahové napětí nesmí překročit hodnotu 600 MPa.



Obrázek 4.12 Tahové napětí

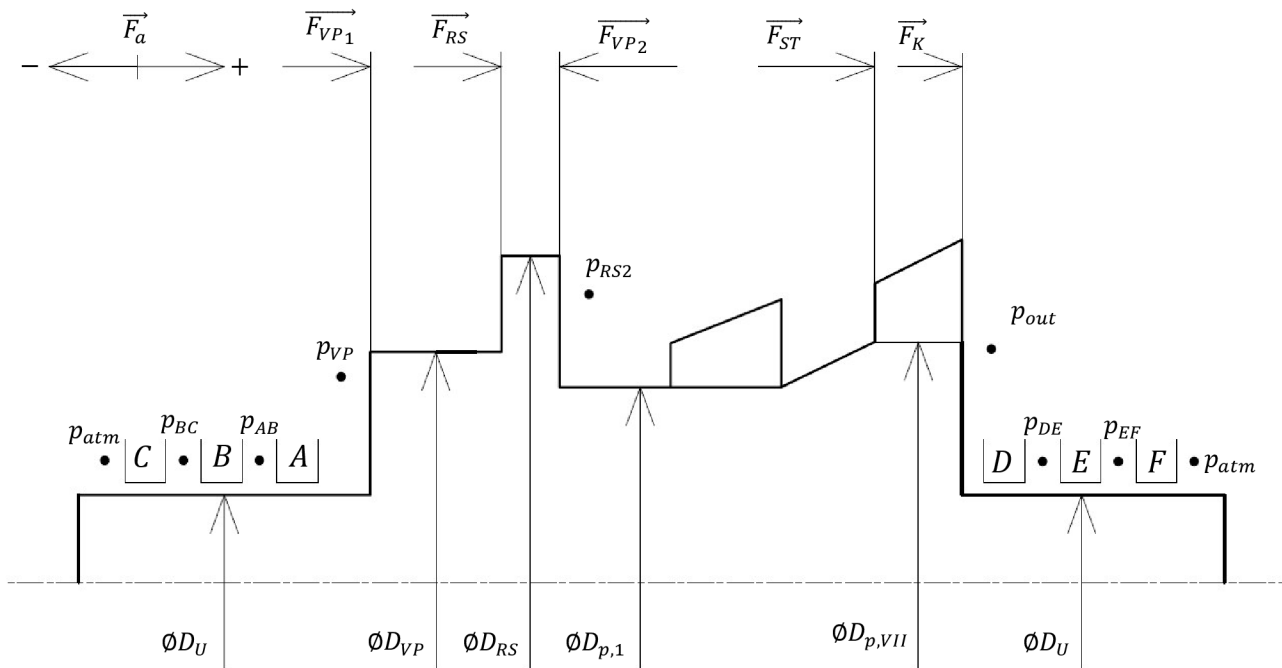
5 Vyrovnávací píst a ucpávky

5.1 Vyrovnávací píst

Stupňová část turbíny je navržena s přetlakovým lopatkováním, což způsobuje tlakový gradient mezi stavem před a za rotorem. To znamená, že na rotor nepůsobí pouze síla od proudění páry, ale také síla od rozdílu tlaků. V důsledku vzniká axiální síla, kterou nelze úplně kompenzovat pouze axiálním ložiskem. Tuto sílu lze kompenzovat buď změnou toku páry, nebo použitím vyrovnávacího pístu. Část ostré páry je odváděna z turbíny a přiváděna k vyrovnávacímu pístu, kde vhodným výběrem průměru pístu lze významně snížit axiální sílu. Pára po expanzi proudí do ucpávek a zbytek se vrací zpět do turbíny za vhodně zvoleným kuželem. Výpočet je proveden dle literatury [1].

5.1.1 Výpočet axiální síly

Na obrázku jsou vyobrazeny axiální síly se směry jejich působení, které působí na rotor turbíny:



Obrázek 5.1 Axiální síly zatěžující rotor

Hodnota průměru vyrovnávacího pístu se volí mezi patním průměrem regulačního stupně a patním průměrem prvního kužele:

$$D_{VP} = 0,7 \text{ m} \quad (5.1)$$

Průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky turbíny je třeba v první iteraci odhadnout a po návrhu radiálních ložisek přizpůsobit zvolenému ložisku a výsledným silám:

$$D_U = 0,24 \text{ m} \quad (5.2)$$

Patní průměr prvního a posledního kužele vychází ze stupňovité části:

$$D_p^I = 0,625 \text{ m} \quad (5.3)$$

$$D_p^V = 0,8 \text{ m} \quad (5.4)$$

Atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1 \text{ bar} \quad (5.5)$$

Tlak páry za vyrovnávacím pístem odpovídá tlaku na výstupu z kužele, za kterým je pára zpětně zaváděna. V tomto případě je pára z vyrovnávacího pístu zaváděna na kužel III:

$$p_{VP} = p_2^{II} = 3,91 \text{ bar} \quad (5.6)$$

Tlak páry za regulačním stupněm:

$$p_{RS_2} = 48,6 \text{ bar} \quad (5.7)$$

Tlak páry za posledním stupněm turbíny:

$$p_{out} = p_2^{30.st.} = 0,075 \text{ bar} \quad (5.8)$$

Nyní lze určit hodnoty jednotlivých axiálních sil znázorněných na obrázku. Síly jsou dány tlakem a plochou mezikruží mezi jednotlivými průměry rotoru na kterou tlak působí. Síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP_1} = \pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{VP} \quad (5.9)$$

$$F_{VP_1} = \pi \cdot \frac{0,7^2 - 0,24^2}{4} \cdot 3,91 \cdot 100 = 150,53 \text{ kN} \quad (5.10)$$

$$F_{VP_2} = -\pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - (D_p^I)^2}{4} \cdot p_{RS_2} \quad (5.11)$$

$$F_{VP_2} = -\pi \cdot \frac{0,7^2 - 0,625^2}{4} \cdot 48,6 \cdot 100 = -379,31 \text{ kN} \quad (5.12)$$

Osová síla za poslední řadou lopatek:

$$F_K = -\pi \cdot \frac{(D_p^V)^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{out} \quad (5.13)$$

$$F_K = -\pi \cdot \frac{0,8^2 - 0,24^2}{4} \cdot 0,075 \cdot 100 = -3,43 \text{ kN} \quad (5.14)$$

Axiální síla působící na lopatky regulačního stupně je rovna po optimalizaci:

$$F_a^{RS} = 4,73 \text{ kN} \quad (5.15)$$

Axiální síla na rotor od oběžných lopatek stupňové části je určen jako součet všech sil na jednotlivé rotorové řady lopatek určených dle rovnice:

$$F_{ST} = \sum_{i=1}^{30} F_{a_i} = 306,05 \text{ kN} \quad (5.16)$$

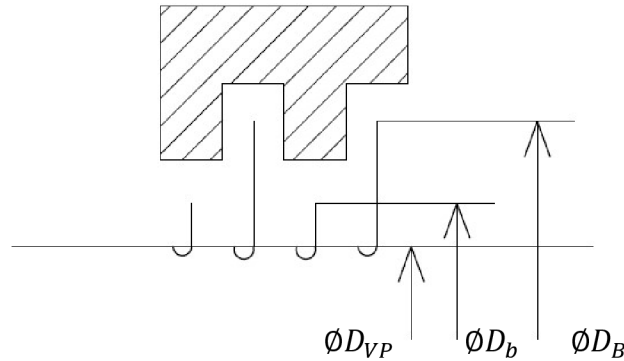
Celková síla v axiálním směru zatěžující rotor turbíny:

$$F_a = F_{VP_1} + F_{VP_2} + F_K + F_a^{RS} + F_{ST} \quad (5.17)$$

$$F_a = 150,53 - 379,31 - 3,43 + 4,73 + 306,05 = 75,57 \text{ kN} \quad (5.18)$$

5.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Vyrovnávací píst je opatřen labyrintovou bezdotykovou ucpávkou, která se využívá ke snížení tlaku páry pomocí turbulentního proudění a vzniku rozdílu působení axiální síly na píst.



Obrázek 5.2 Schéma labyrintových ucpávek; upraveno z [4]

Pro austenitickou ocel konstanta B nabývá hodnoty:

$$B = 1,35 \quad (5.19)$$

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru ucpávky:

$$\delta_{VP} = B \cdot D_{VP} + 0,25 \quad (5.20)$$

$$\delta_{VP} = 1,35 \cdot 0,7 + 0,25 = 1,195 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Šířka břitu ucpávky:

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (5.22)$$

Poměr radiální vůle a šířky břitu ucpávky:

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = \frac{1,195}{0,3} = 3,98 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Podle tohoto poměru byl určen průtokový součinitel ucpávek z diagramu obr. 6.2 z [4]. Průtokový součinitel pro břit typu g:

$$\mu = f\left(\frac{\delta_{VP}}{\Delta}\right) = 0,68 \quad (5.24)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} \quad (5.25)$$

$$S_{VP} = \pi \cdot 0,7 \cdot 1,195 = 0,00263 \text{ m}^2 \quad (5.26)$$

Měrný objem před ucpávkami je stejný jako za regulačním stupněm:

$$v_1 = v_{RS_2} = 0,06259 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.27)$$

Charakter proudění byl odvozen z rozdílu tlaku před a za ucpávkou, kde index 1 značí před ucpávkou a 2 za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{VP}}{p_{RS_2}} = \frac{3,91}{48,6} = 0,08 \quad (5.28)$$

Volba počtu břitů ucpávky:

$$z = 60 \quad (5.29)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,1048 \quad (5.30)$$

Pomocí kritického tlakového poměru určíme, zdali dochází k proudění kritickému, nebo podkritickému. Poté jsme schopni spočítat hmotnostní průtok labyrintovou ucpávkou:

Kritické proudění: $\pi \leq \pi_{krit}$:

$$\dot{m}_{krit} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad (5.31)$$

Podkritické proudění: $\pi > \pi_{krit}$:

$$\dot{m}_{podkrit} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (5.32)$$

V tomto případě jde o proudění kritické:

$$\dot{m}_{VP} = 0,68 \cdot 0,00263 \cdot \sqrt{\frac{1}{60 + 1,25} \cdot \frac{48,6 \cdot 10^5}{0,06259}} = 2,01 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.33)$$

5.2 Ucpávkový systém turbíny

Ucpávkový systém se používá k utěsnění rychle rotujícího hřídele a zabránění úniku páry do okolí při vysokých rychlostech. Používají se bezdotykové labyrintové ucpávky, které jsou složeny ze tří částí. Mezi dvěma segmenty blízkými turbíně dochází k tlakovému zahlcení, zatímco mezi dvěma vzdálenějšími je odváděna směs páry a přisátého vzduchu, která je pak převedena do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP).

Skrze vnější ucpávky se přisává i vzduch, a tak ho nutné zahrnout do výpočtu. Hustota vzduchu o teplotě 25 °C, tlaku 1 bar a relativní vlhkosti 50 %:

$$\rho_{vz} = 1,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.34)$$

Měrný objem vzduchu:

$$v_{vz} = \frac{1}{\rho_{vz}} = \frac{1}{1,16} = 0,862 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.35)$$

Entalpie před a za ucpávkou si jsou rovny, protože se jedná o škrcení. Entalpie ucpávky A a D:

$$h_A = h_B = h_C = h_{RS_2} = 3261,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.36)$$

$$h_D = h_E = h_F = h_2^V = 2187,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.37)$$

Při výpočtu se postupuje stejným způsobem jako při návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu

Tabulka 5.1 Výsledky návrhu ucpávek

Veličina	Jednotka	A	B	C	D	E	F
p_1	bar	3,91	1,1	1	1,1	1,1	1
p_2	bar	1,1	0,95	0,95	0,075	0,95	0,95
h_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3261,94	3261,94	3261,94	2187,93	2187,93	2187,93
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,7832923	2,7867837	0,862069	1,21	1,2115248	0,862069
z	—	4	2	2	24	2	1
π	—	0,2812241	0,8636364	0,95	0,0681818	0,8636364	0,95
π_{krit}	—	0,3578773	0,4548542	0,4548542	0,1631861	0,4548542	0,5466667
$\dot{m}_{podkrit}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	3,13E-04	6,54E-05	6,95E-05	5,67E-05	9,92E-05	9,82E-05
\dot{m}_{krit}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0900959	0,0321944	0,0551905	0,0175177	0,0488276	0,0663307
\dot{m}_U	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0900959	6,542E-05	6,947E-05	0,0175177	9,923E-05	9,824E-05
\dot{m}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,1079					

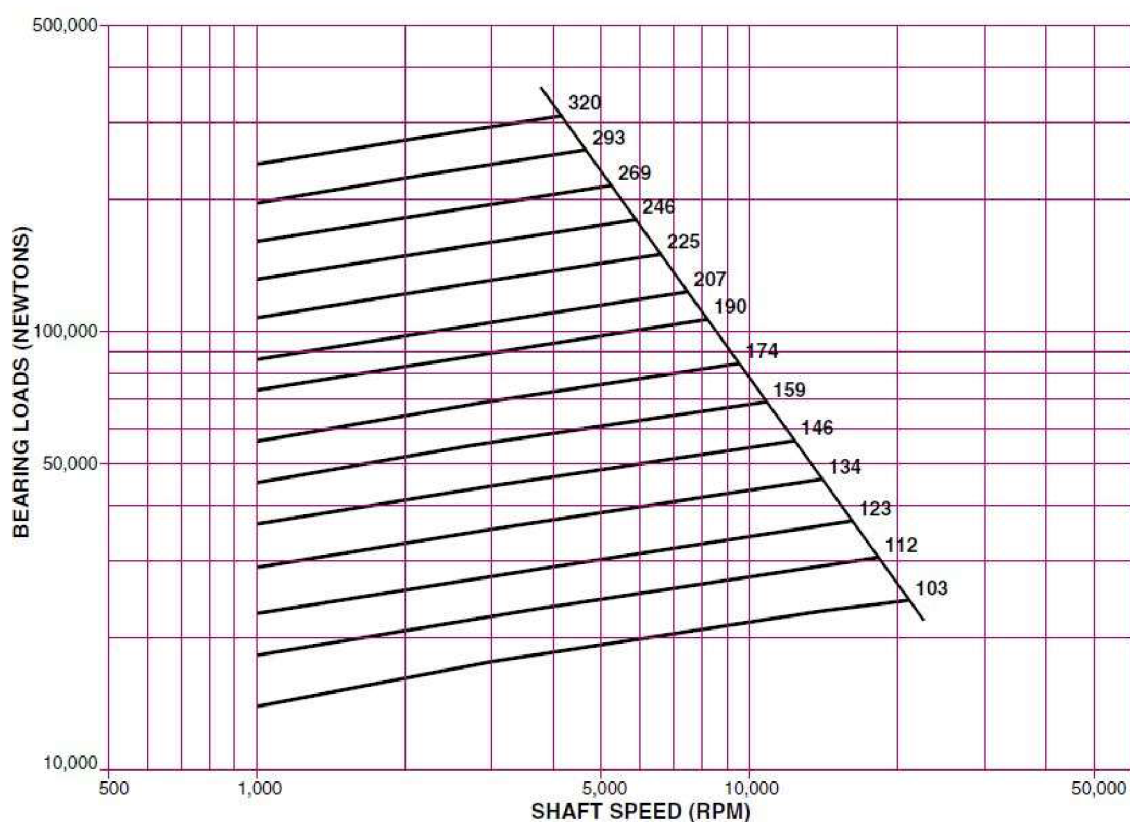
6 Ložiska

Rotor turbíny je uložen ve třech kluzných ložiscích. Přední a zadní radiální ložiska zachycují sílu vzniklou tíhou rotoru turbíny. Axiální ložisko zachycuje osovou sílu vzniklou od tlaku a proudění páry v turbíně. Nejdůležitějšími parametry ložisek je jejich přípustné zatížení, ztrátový výkon a objemový průtok mazacího oleje, které je možné odečíst z následujících grafů.

6.1 Axiálního ložisko

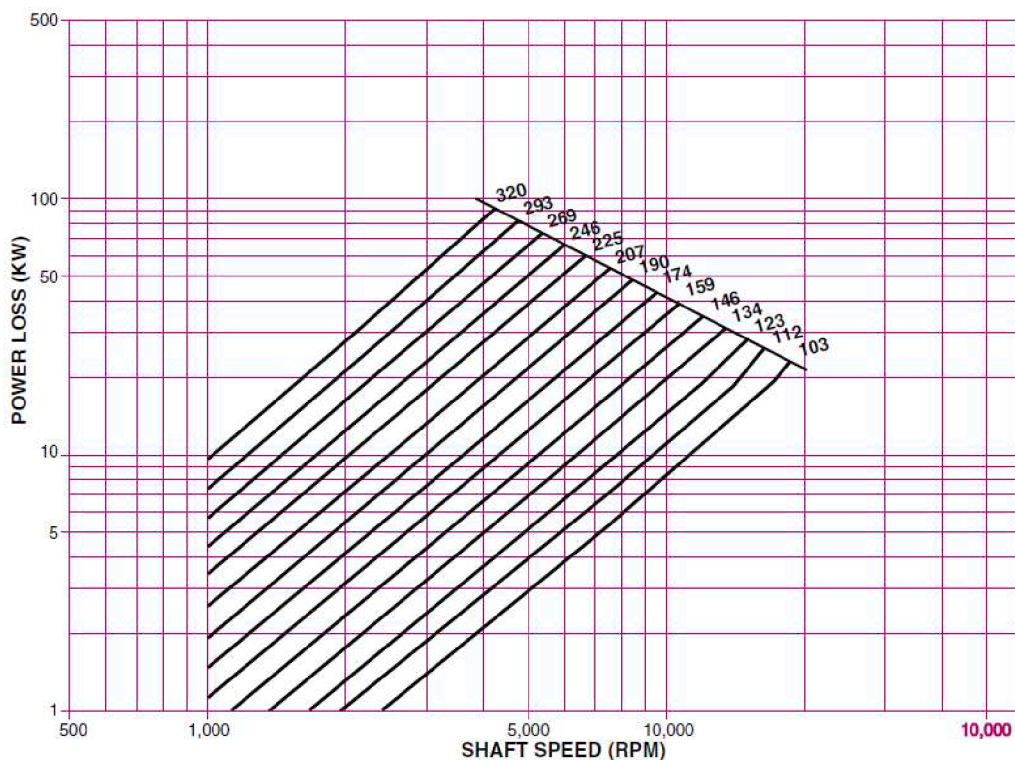
Axiální ložisko musí zachytit axiální sílu, která byla vypočítána v rovnici (5.19). Ložisko bylo vybráno z katalogu tak, aby jeho maximální možné zatížení bylo přibližně dvojnásobné vůči vypočítané axiální síle. Ložisko bylo voleno z katalogu [8].

Od přípustného zatížení se vyvíjí výběr samotného kluzného ložiska :



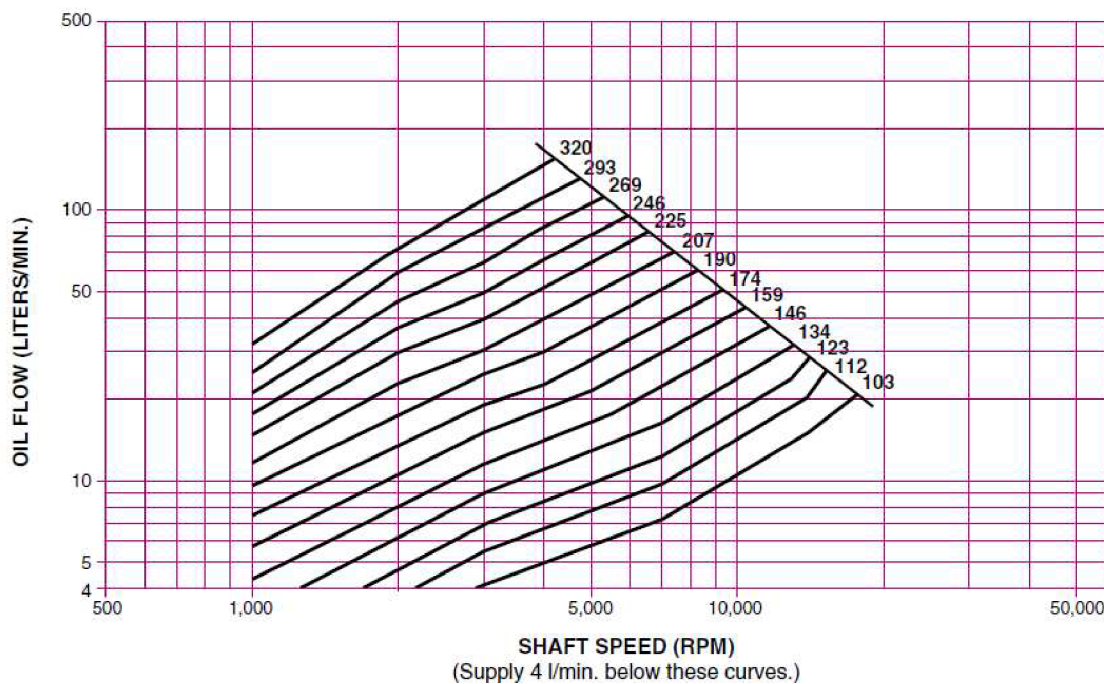
Obrázek 6.1 Přípustné zatížení axiálního ložiska [8]

Ztrátový výkon ložiska:



Obrázek 6.2 Ztrátový výkon axiálního ložiska [8]

Průtok mazacího oleje:

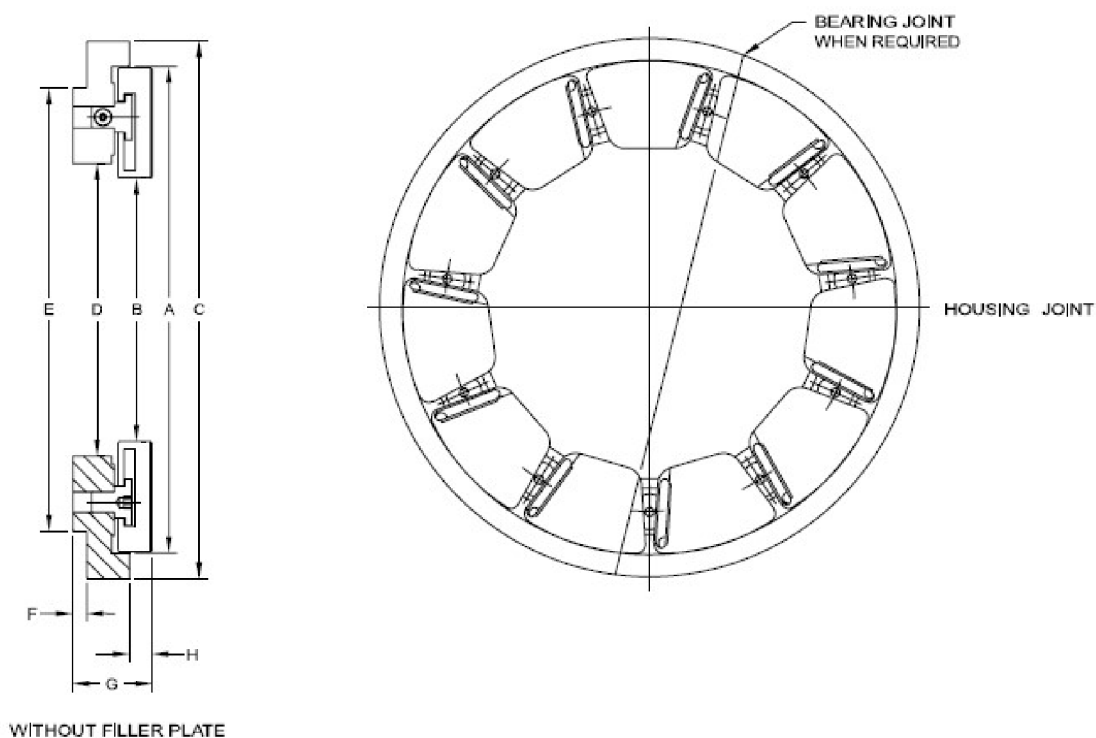


Obrázek 6.3 Průtok mazacího oleje [8]

Zvoleno bylo ložisko s označením 225.

Tabulka 6.1 Základní parametry axiálního ložiska

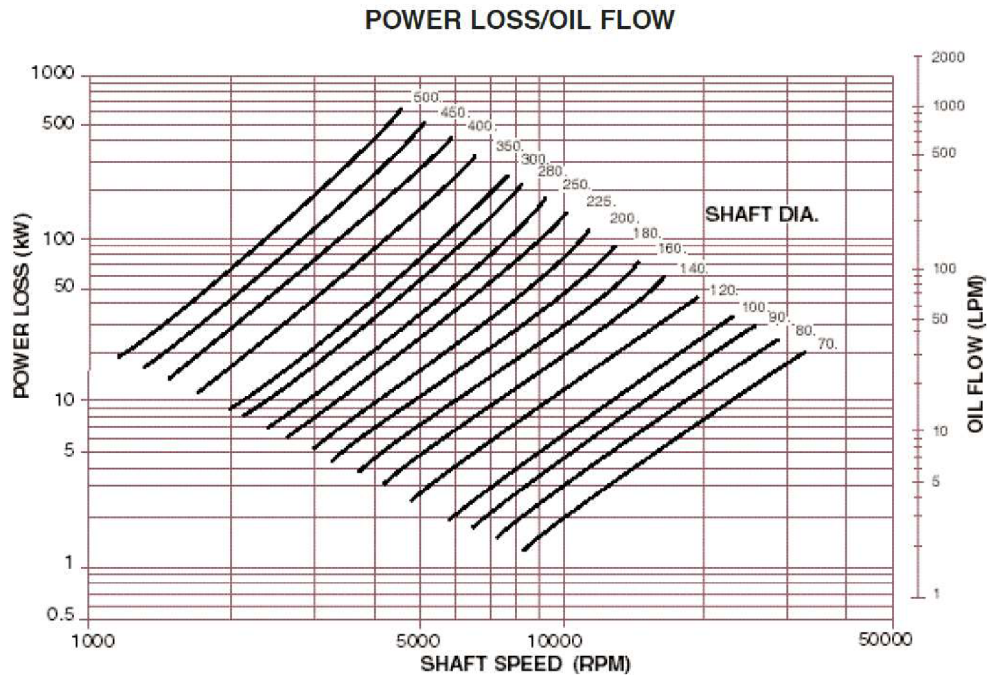
Název	Veličina	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr segmentů	A	mm	324
Vnitřní průměr segmentů	B	mm	209,5
Vnější průměr pouzdra	C	mm	355,5
Vnitřní průměr pouzdra	D	mm	223
Šířka ložiska	G	mm	41,25
Maximální možné zatížení	$F_{a_{max}}$	kN	140
Ztrátový výkon	P_{z_a}	kW	19
Množství mazacího oleje	\dot{V}_{o_a}	$l \cdot min^{-1}$	40



Obrázek 6.4 Schéma axiálního ložiska [8]

6.2 Radiální ložiska

Dvě radiální ložiska zachycují tíhovou sílu vznikající od hmotnosti rotoru turbíny. Pro výpočet a návrh radiálního ložiska je tedy znát hmotnost rotoru a jeho těžiště pro určení místa působení tíhové síly. Pro určení požadovaných veličin byl vytvořen zjednodušený model rotoru pomocí modelovacího programu Autodesk Inventor Profesional 2024. Materiál turbíny byla zvolena ocel s hustotou $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Model je zjednodušen nahrazením lopatek rotoru mezikružím o šířce B lopatkové řady. Ložiska byla volena dle katalogu [9].



Obrázek 6.5 Závislost ztrátového výkonu a průtoku oleje na otáčkách [9]

Nahrazující objem lopatek se určí součinem jejich plochy profilu, střední délky a počet v řadě:

$$V = S \cdot l_s \cdot z \quad (6.1)$$

Výška mezikruží:

$$H = \left(\sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot B} + D_p^2} - D_p \right) \cdot \frac{1}{2} \quad (6.2)$$



Obrázek 6.6 Zjednodušený model rotoru turbíny

Hmotnost rotoru:

$$m = 11849 \text{ kg} \quad (6.3)$$

Vzdálenost těžiště od předního radiálního ložiska:

$$x_T = 2,265 \text{ m} \quad (6.4)$$

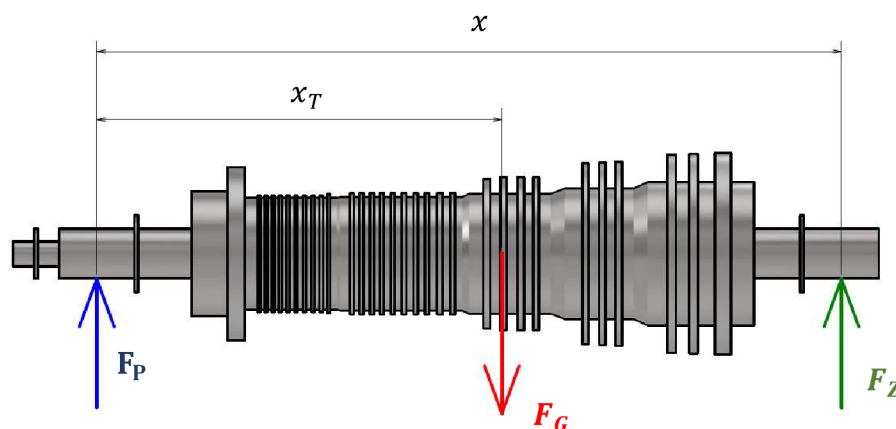
Rozteč ložisek:

$$x = 4,168 \text{ m} \quad (6.5)$$

Tíhová síla rotoru:

$$F_G = m \cdot g = 12198 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 116,24 \text{ kN} \quad (6.6)$$

Síly působící na rotor turbíny:



Obrázek 6.7 Znázornění sil působící na rotor

Nyní můžeme sestavit rovnice statické rovnováhy:

$$F_P + F_Z - F_G = 0 \quad (6.7)$$

$$F_G \cdot x_T - F_Z \cdot x = 0 \quad (6.8)$$

Reakční síla zadního ložiska:

$$F_Z = \frac{F_G \cdot x_T}{x} = \frac{116,24 \cdot 2,265}{4,168} = 63,17 \text{ kN} \quad (6.9)$$

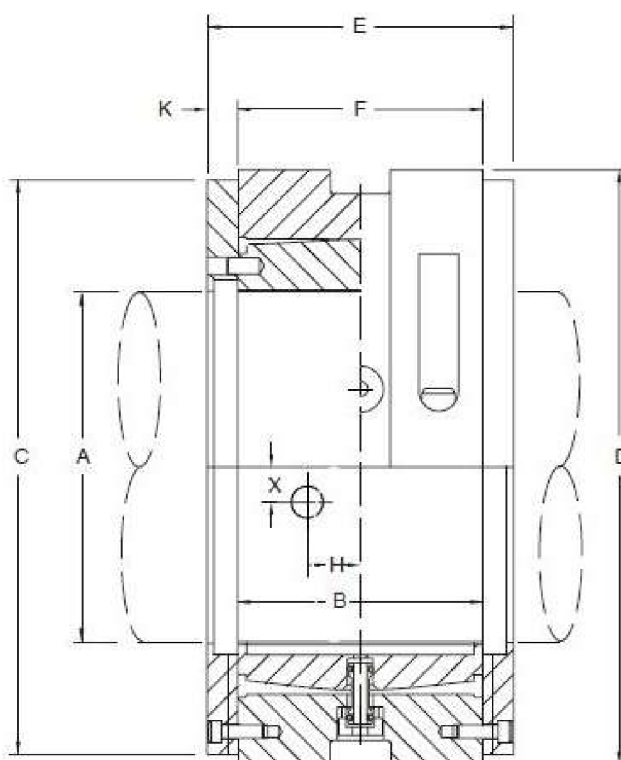
Reakční síla předního ložiska:

$$F_P = F_G - F_Z = 116,24 - 63,17 = 53,06 \text{ kN} \quad (6.10)$$

Na základě vypočtených reakčních sil a průměru hřídele bylo zvoleno ložisko 1.0 B/A 250:

Tabulka 6.2 Základní parametry radiálního ložiska [9]

Název	Veličina	Jednotka	Hodnota
Průměr hřídele	A	mm	250
Vnější průměr ložiska	D	mm	406
Šířka ložiska	E	mm	302
Maximální možné zatížení	$F_{r,max}$	kN	129,74
Ztrátový výkon	P_{z_a}	kW	26
Množství mazacího oleje	$\dot{V}_{o,r}$	$l \cdot min^{-1}$	39



Obrázek 6.8 Schéma radiálního ložiska [9]

7 Výsledné parametry parní turbíny

Pro určení výsledných parametrů parní turbíny bude nejprve stanovena vnitřní termodynamická účinnost, vnitřní výkon a svorkový výkon celého stroje. Poté bude sestavena provozní charakteristika. Výpočet je předveden pro kondenzační režim.

7.1 Termodynamická účinnost a výkon turbíny

Poměrné hmotnostní průtoky jednotlivými kuželi:

$$\alpha^I = \frac{\dot{m}^I}{\dot{m}_{ad}} = \frac{32,71}{34,72} = 0,942 \quad (7.1)$$

$$\alpha^{II} = \frac{\dot{m}^{II}}{\dot{m}_{ad}} = \frac{32,71}{34,72} = 0,942 \quad (7.2)$$

$$\alpha^{III} = \frac{\dot{m}^{III}}{\dot{m}_{ad}} = \frac{34}{34,72} = 0,979 \quad (7.3)$$

$$\alpha^{IV} = \frac{\dot{m}^{IV}}{\dot{m}_{ad}} = \frac{32,42}{34,72} = 0,934 \quad (7.4)$$

$$\alpha^V = \frac{\dot{m}^V}{\dot{m}_{ad}} = \frac{30,62}{34,72} = 0,882 \quad (7.5)$$

Měrné vnitřní práce jednotlivých stupňů byly vypočítány v předcházející kapitole. Měrná práce kuželů a regulačního stupně:

$$a_i^{RS} = 81,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.6)$$

$$a_i^I = \alpha^I \cdot \sum_{z=1}^{10} a_{iz}^I = 253,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.7)$$

$$a_i^{II} = \alpha^{II} \cdot \sum_{z=1}^{10} a_{iz}^{II} = 274,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.8)$$

$$a_i^{III} = \alpha^{III} \cdot \sum_{z=1}^4 a_{iz}^{III} = 145,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.9)$$

$$a_i^{IV} = \alpha^{IV} \cdot \sum_{z=1}^3 a_{iz}^{IV} = 137,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.10)$$

$$a_i^V = \alpha^V \cdot \sum_{z=1}^3 a_{iz}^V = 178,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.11)$$

Vnitřní práce celé turbíny:

$$a_i^T = a_i^{RS} + \sum_{z=I}^V a_i^z = 1071,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.12)$$

Měrné vnitřní práce jednotlivých kuželů a regulačního stupně při izoentropické expanzi lze získat z celkové využitelné energie stupně:

$$a_{i_{iz}}^{RS} = 111,03 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.13)$$

$$a_{i_{iz}}^I = \alpha^I \cdot \sum_{z=1}^{10} e_{0z}^I = 316,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.14)$$

$$a_{i_{iz}}^{II} = \alpha^{II} \cdot \sum_{z=1}^{10} e_{0z}^{II} = 309,25 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.15)$$

$$a_{i_{iz}}^{III} = \alpha^{III} \cdot \sum_{z=1}^4 e_{0z}^{III} = 169,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.16)$$

$$a_{i_{iz}}^{IV} = \alpha^{IV} \cdot \sum_{z=1}^3 e_{0z}^{IV} = 171,16 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.17)$$

$$a_{i_{iz}}^V = \alpha^V \cdot \sum_{z=1}^3 e_{0z}^V = 247,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.18)$$

Vnitřní izoentropická práce celé turbíny:

$$a_{i_{iz}}^T = a_{i_{iz}}^{RS} + \sum_{z=1}^V a_{i_{iz}}^z = 1325,09 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.19)$$

Vnitřní termodynamická účinnost parní turbíny:

$$\eta_{t_i}^T = \frac{a_i^T}{a_{i_{iz}}^T} = \frac{1071,46}{1325,09} = 0,809 \quad (7.20)$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_i^T = \dot{m}_{ad} \cdot a_i^T = 34,72 \cdot 1071,46 = 36027,01 \text{ kW} \quad (7.21)$$

Mechanická účinnost je určena ze ztrátových výkonů v ložiscích:

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{P_{za} + 2 \cdot P_{zr}}{P_i^T} = 1 - \frac{19 + 2 \cdot 26}{36027,01} = 0,998 \quad (7.22)$$

Účinnost generátoru a převodovky byla zvolena na základě daných parametrů:

$$\eta_{gen} = 0,98 \quad (7.23)$$

$$\eta_{prev} = 0,97 \quad (7.24)$$

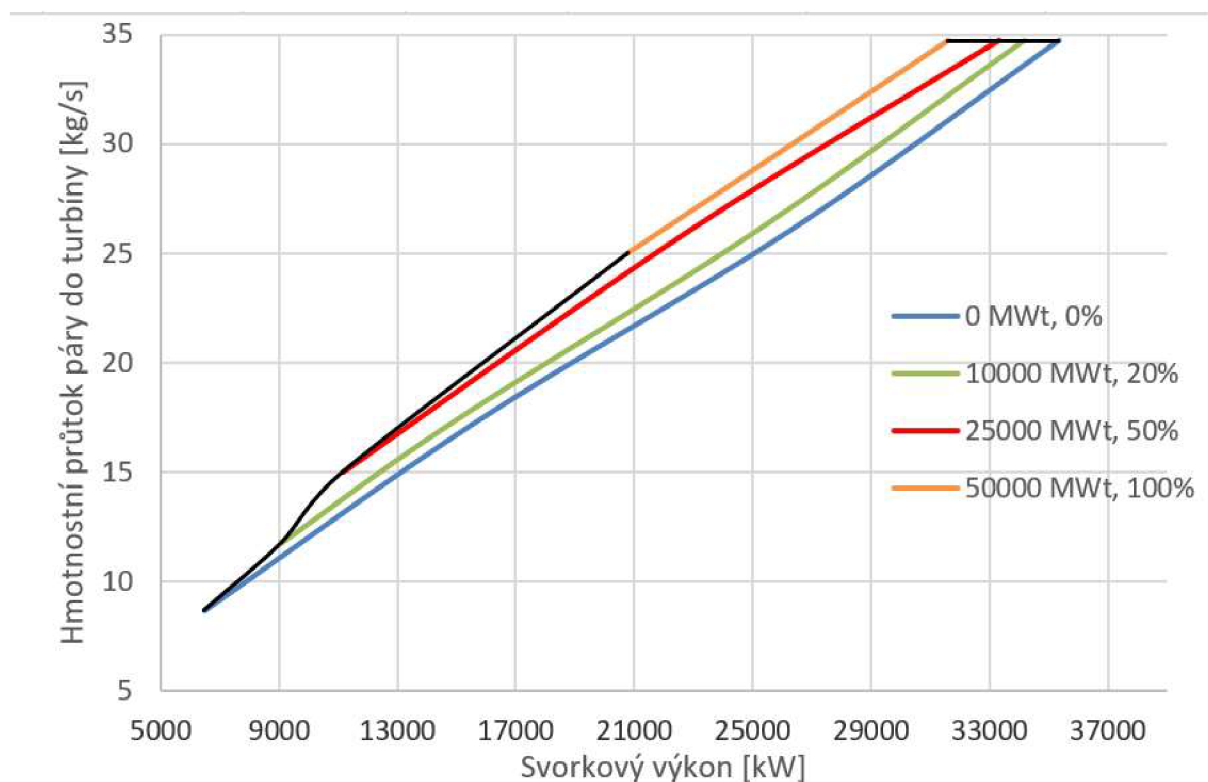
Svorkový výkon parní turbíny:

$$P_{SV} = P_i^T \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{prev} \quad (7.25)$$

$$P_{SV} = 0,998 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 35298,28 \text{ kW} \quad (7.26)$$

7.2 Provozní charakteristika turbíny

Provozní charakteristika zobrazuje vztah mezi svorkovým výkonem a hmotnostním průtokem páry do turbíny. V hmotnostním průtoku páry jsou zahrnuty proudy páry jak do lopatkování, tak do topného ohřivače vody. Celkový průtok turbínou byl snižován až do okamžiku, kdy nenastalo zpětné proudění v turbíně s příslušnými hodnotami ohybového napětí, kdy již nelze turbínu provozovat. Charakteristika je zobrazena na obrázku 7.1.



Obrázek 7.1 Provozní charakteristika

Provozní charakteristika byla sestrojena pro tepelný výkon 0 MWt, 10000MWt, 25000 MWt a 50000 MWt.

V kondenzačním režimu dosahuje turbína maximálního výkonu 35,3 MW při jmenovitém průtoku páry 34,72 kg/s. Ke zpětnému proudění začne docházet při 33 % jmenovitého průtoku, tedy 11,45 kg/s a minimální bezpečný hmotnostní průtok turbínou je roven 8,68 kg/s při výkonu stroje 6,49 MW. Při nižších výkonech dochází zpětným tokem páry k změně směru ohybové síly působící na lopatky. V opačném směru je snížena přípustná mez zatížení na 1,5 MPa. Tento parametr je nutný důsledně kontrolovat. Při potřebě maximálního tepelného výkonu v létě a maximálního průtoku admisní páry turbína dosahuje elektrického výkonu 34,1 MW. Minimální možný hmotnostní tok je pak 11,8 kg/s se svorkovým výkonem 9,1 MW. Při maximálním odběru 50 tepelných megawatt je možné dosáhnout elektrického svorkového výkonu až 29,21 MW ale minimální hmotnostní tok do turbíny je již 25 kg/s při elektrickém výkonu 20,77 MW.

ZÁVĚR

Úkolem práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu pro biomasovou elektrárnu o maximálním hmotnostním průtoku páry 125 t/h, s odběry páry pro centrální zásobování teplem a nízkotlakou regeneraci a s vzduchem chlazeným kondenzátorem. Jednotlivými cíli práce pak bylo navržení tepelného schématu, zpracování termodynamického výpočtu s ohledem na provozní a pevnostní kritéria a následně vytvoření provozní charakteristiky parní turbíny v návrhovém stavu pro letní a zimní režim provozu. Výpočtový model byl vytvořen v programu MS Excel s doplňkem X Steam Tables 2.6, dále byl využit software Autodesk Inventor Profesional 2024 k vytvoření jednotlivých schémat a diagramů.

V první části bylo vytvořené tepelné schéma. Turbína byla navržena jako jednotělesová s čtyřmi odběry. Odběry proudí pára do dvou nízkotlakých tepelných výměníků pro regeneraci, do odplynovaku napájecí nádrže a v zimním a letním režimu do základního a špičkovacího topného ohříváku sloužící pro centrální zásobování teplem do základního a špičkového ohříváku vody. V tepelném schématu byly vypočteny jednotlivé hmotnostní průtoky páry a kondenzátu parního oběhu.

V následující kapitole byl proveden návrh regulačního stupně lopatkového stroje. Pro dosažení vyšší účinnosti byl regulační stupeň navržen jako A-kolo. Střední průměr stupně byl zvolen na 1 metr a otáčky turbíny ustaveny na 4500 za minutu pro optimalizaci tlakového čísla, entalpického spádu a parciálního ostříku ve stupni. Kvůli nesynchronnosti s alternátorem, bylo třeba opatřit turbosoustrojím o převodovku. Stupeň byl kvůli absenci kritického proudění navržen jako válcový. Pevnostní výpočet ověřil, že regulační stupeň snese aplikované namáhání s délkou rotorové lopatky tři centimetry. Parciální ostřík má hodnotu 0,24. Výkon stupně dosahuje při kondenzačním režimu 2,8 MW při účinnosti 73 %.

Dále následoval návrh stupňovité části turbíny. Výpočet byl rozdělen na předběžný a detailní návrh. Lopatkování stupňovité části bylo zvoleno přetlakové pro dosažení optimální účinnosti. Pro předběžný návrh byly vstupními parametry přibližné hodnoty z tepelného schématu a návrhu regulačního stupně. V návrhu byla parní turbína rozdělena na 5 kuželů a byly vypočítány jednotlivé parametry na jejich vstupech a výstupech. Výpočet byl proveden metodou c_a/u . Počet jednotlivých stupňů byl rozdělen po kuželech na: 10-10-4-3-3, tedy celkově 30 stupňů. Rozdělení na kužele bylo dáno entalpickým spády a jednotlivými odběry z turbíny. První kužel byl přitom rozdělen na dva, pro docílení vhodných parametrů na prvním odběru. Výsledky předběžného návrhu se využívají jako vstupní geometrie pro návrh detailní.

Hlavní částí tepelného výpočtu je poté detailní výpočet stupňovité části parní turbíny. Výpočet probíhá iteračně po jednotlivých lopatkových řadách a postupuje se proti směru toku páry, tedy od výstupu do kondenzátoru k regulačnímu stupni. Profily jednotlivých lopatek byly zvoleny tak, aby splňovaly pevnostní kritéria v tahovém a ohybovém namáhání. Maximální tahové napětí je dovoleno do 600 MPa a ohybové napětí 20 MPa ve vlhké páře a 40 MPa v páře přehřáté. Všechny řady jsou počítány jako prizmatické lopatky. Hlavními měněnými parametry při detailním návrhu byl patní průměr, délky první satorové a poslední rotorové lopatky a výstupní úhly z lopatkových řad. Délky lopatek mezi nimi se odpočívají pomocí lineární aproximace. Kromě mechanického zatížení musí správný návrh jednotlivých stupňů splňovat několik kritérií. Tlakové číslo, které určuje zatížení stupně, se pohybuje od 2,5 po 3, stupeň

reakce, který určuje rozložení energie ve stupni je 0,5 až 0,6 a Machovo číslo nesmí u posledního stupně překročit hodnotu 1,05. Výsledný výkon stupňovité části v kondenzačním režimu dosahuje hodnoty 32,5 MW.

V páté části byla vypočítána axiální síla působící na rotor a navržen byl vyrovnávací píst pro její kompenzaci. Výsledná zbytková axiální síla má hodnotu 75,6 kN. Tlak za vyrovnávacím pístem byl stanoven tak, aby odpovídal tlaku v turbínové části, kam bude pára z vyrovnávacího pístu zpětně přiváděna. Pára se zpětně přivádí za druhým kuželem. Dále byly určeny rozměry a počet břitů ucpávek, stejně jako hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu a ucpávkového systému turbíny.

Šestá kapitola byla věnována návrhu ložisek turbíny, které byly voleny z katalogu výrobce. Axiální ložisko bylo zvoleno na základě zbytkové axiální síly a volba radiálních ložisek vycházela z odhadnutých parametrů hmotnosti rotoru a reakční sil v ložiscích.

V sedmé kapitole byly vypočítány výsledné parametry parní turbíny a sestrojena provozní charakteristika vyznačující pásmo bezpečného provozu navrženého stroje.

Výsledkem návrhu je turbína s regulačním stupněm ve formě A-kola, která v kondenzačním režimu zpracovává celý tepelný výkon biomasového kotle dosahující svorkového výkonu 35,3 MW s vnitřní termodynamickou účinností 80,9 %. Turbína v letním režimu při maximálním odběru dosahuje výkonu 34,1 MW a v zimním režimu při maximálním odběru lopatkový stroj docílí výkonu 31 MW.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. Brno: Vysoké učení technické, 1986.
- [3] Shlyakin, P.: Steam Turbines, Theory and designe, University Press of the Pacific, Honolulu, Hawaii, 2005, ISBN 1-4102-2348- 5
- [4] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [5] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. V Plzni: Západočeská univerzita, 2003. ISBN ISBN978-80-7043-256-3.
- [6] Příspěvatelé Wikipedie, Rankinův–Clausiusův cyklus [online], Wikipedie: Otevřená encyklopedie, c2024, Datum poslední revize 24. 02. 2024, 06:43 UTC, [citováno 24. 02.2024]. https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Rankin%C5%AFv%E2%80%93Clausius%C5%AFv_cyklus&oldid=23687678
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [8] KingCole: Pivoting Pad Bearings LEG Bearings. Kingsbury, Inc. [online]. [cit. 2024-04-15]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [9] LEG Bearings: Thrust and Journal. Kingsbury, Inc. [online]. [cit. 2024-04-15]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Měrná práce	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
B	Šířka lopatky	K
C	Vnější průměr ložiska	m
c	Absolutní rychlost / délka tětivy	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1} / \text{m}$
D, d	Průměr	m
E	Celková energie stupně	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
F	Síla	N
G	Šířka ložiska	m
H, h	Entalpický spád, entalpie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
k	Součinitel / radiální vůle	– / m
L, l	Délka	m
L_{ax}	Délka kužele	m
\dot{m}	Hmotnostní tok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
M, m	Moment síly, hmotnost	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1} / \text{kg}$
Ma	Machovo číslo	–
n	Otáčky	1/s
P, p	Výkon, tlak	kW / bar
Pa	Parsonsovo číslo	–
s	Měrná entropie, rozteč lopatek	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} / \text{m}$
S	Obsah	m^2
T, t	Termodynamická teplota, teplota	K, °C
U	Obvodová rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	Měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
w	Relativní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_{min}	Ohybový modul	cm^3
x	Suchost	–
z	Ztráty	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
α	Měrný průtok / výstupní úhel	– / °
β	Úhel relativní rychlosti	°
γ	Úhel nastavení lopatek	°
δ_a	Axiální mezera mezi lopatkami	m
δ	Součinitel radiální vůle / Nedohřev	– / °C
ε	Parciální ostřík	–

ξ	Poměrná ztráta	—
σ	Napětí	MPa
φ, ψ	Rychlostní součinitel	—
ω	Úhlová rychlost	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
η	Účinnost	—
Δ	Rozdíl, změna, šířka břítu	— / m
ρ	Stupeň reakce	—
ψ	Tlakové číslo	—

Horní index	Význam
R	Rotor
S	Stator
RS	Regulační stupeň
ST	Stupeň

Dolní index	Význam
0	Vstup do statoru
1	Výstup ze statoru
2	Výstup z rotoru
I, II ...	Číslo kužele
n	Poslední řada lopatek
a	Axiální směr
c	Celková
E	Výstup z turbíny
i	Vnitřní
iz	Izoentropická
sv	Svorkový
t	Termodynamická
ost	Ostatní
p	Patní kružnice
h	Hlavová kružnice
o	Ohyb, olej
opt	Optimální
in / out	Vstup / výstup
Krit	Kritický