



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO SPALOVNU ODPADU

STEAM TURBINE FOR A WASTE INCINERATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Balažovič

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Lukáš Balažovič
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína pro spalovnu odpadu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Povedte technické porovnání varianty jedno a dvou–hřídelového provedení kondenzační parní turbíny pro spalovnu odpadů.

Otáčky pro obě varianty vhodně zvolte s ohledem na doporučené obvodové rychlosti.

Navrhněte parní turbínu pro spalovnu odpadů pro tyto parametry:

- hmotnostní průtok páry 100 t/h
- teplota páry na vstupní přírubě turbíny 420°C
- tlak páry na vstupní přírubě 4 MPa
- tlak výstupní páry ve vzduchem chlazeném kondenzátoru (měřeno na výstupním hrdle turbíny) 0,01 MPa
- obvodová rychlost lopatkování regulačního stupně cca 260 m/s
- střední obvodová rychlost lopatkování posledního stupně cca 380 m/s

Cíle diplomové práce:

- Termodynamický výpočet lopatkování pro obě varianty.
- Ideový návrhový řez obou provedení.
- Technicko – ekonomické srovnání variant.

Seznam doporučené literatury:

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

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. 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. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce obsahuje návrh a porovnání dvou parních turbín pro spalovnu odpadu typu ZEVO. Jedna parní turbína je jednohřídelová, druhá je rozdělena na dva díly, vysokootáčkový a nízkootáčkový, na dvou samostatných hřídelích. Je proveden termodynamický výpočet lopatkování obou variant, který je následně vyhodnocen. Dále jsou vypočteny axiální a radiální síly v turbíně, na jejichž základě jsou zvolena vhodná ložiska. Na konci diplomové práce je provedeno zjednodušené ekonomické srovnání zimního provozu, kdy pára odchází do systému centrálního zásobování teplem. V případě jednohřídelové turbíny se asi 10 % páry maří v nízkotlaké části turbíny, zatímco v případě druhé varianty odchází všechna pára do výměňkové stanice. Na základě návrhu jsou vypracovány tři ideové výkresy.

Klíčová slova

Parní turbína, spalovna odpadu, ZEVO, přetlakové lopatkování, dvouhřídelová turbína, jednohřídelová turbína

ABSTRACT

The diploma thesis contains the design and comparison of two steam turbines for a waste-to-energy plant. One turbine is single shaft and the second is divided into two parts, high speed and low speed, on two separate shafts. A thermodynamic calculation of the blading of both variants is performed and subsequently evaluated. Furthermore, the axial and radial forces in the turbine are calculated, based on which suitable bearings are selected. At the end of the thesis, a simplified economic comparison is made for the winter operation when the steam goes to the central heating system. In the case of the single shaft turbine, about 10 % of the steam is thwarted in the low pressure section of the turbine, while in the second variant all the steam goes to the heat exchanger. Based on the design, three conceptual drawings are drawn.

Key words

Steam turbine, waste incinerator, waste-to-energy plant, reaction blading, two-shaft turbine, single shaft turbine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BALAŽOVIČ, Lukáš. *Parní turbína pro spalovnu odpadu* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148782>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

PROHLÁŠENÍ

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

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a odbornému konzultantovi ze společnosti Siemens Energy, s.r.o. Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za cenné připomínky a rady, které mi poskytli při vypracování závěrečné práce.

Rovněž děkuji své rodině za podporu během studia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Zařízení na energetické využívání odpadu a parní oběh	12
1.1 Parní oběh	13
1.2 Parní turbína.....	14
1.2.1 Základní rozdělení parních turbín.....	14
1.2.2 Stupeň parní turbíny	15
2 Rozbor zadání	18
2.1 Jednohřídelové provedení	18
2.2 Dvouhřídelové provedení	20
2.3 Základní parametry navrhovaných turbín.....	21
2.3.1 Izoentropický spád na turbínu a tlakové ztráty.....	21
3 Návrh regulačního stupně – obě provedení	24
3.1 Předběžný návrh regulačního stupně – jednohřídelové provedení	24
3.1.1 Délka lopatek RS a stanovení parciálního ostříku.....	26
3.1.2 Stanovení předběžné účinnosti a výkonu	28
3.2 Detailní návrh regulačního stupně	31
3.2.1 Rozdělení entalpického spádu	32
3.2.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků	32
3.2.3 Návrh geometrie lopatek	34
3.2.4 Pevnostní kontrola RS	37
3.2.5 Stanovení ztrát, termodynamické účinnosti a výkonu RS.....	39
4 Návrh vysokotlaké části – jednohřídelové provedení.....	47
4.1 Vzorový výpočet stupně	47
4.1.1 Geometrie stupně.....	47
4.1.2 Rozdělení entalpického spádu	49
4.1.3 Výpočet rychlostních trojúhelníků	50
4.1.4 Určení stavů páry a profilových ztrát	53
4.1.5 Ztráty a účinnost stupně.....	54
4.2 Výsledky výpočtu ostatních stupňů	57
4.3 Základní parametry navržené vysokotlaké části	65
5 Návrh lopatkování VT dílu – dvouhřídelové provedení.....	69
5.1 Výsledky výpočtu VT dílu.....	69
5.2 Základní parametry navrženého VT dílu	72
6 Návrh kondenzační části – obě provedení.....	76
6.1 Výsledky výpočtu kondenzační části.....	77
6.2 Základní parametry navržené nízkotlaké části.....	80
7 Návrh vyrovnávacího pístu a axiálního ložiska.....	84
7.1 Návrh vyrovnávacího pístu a určení celkové axiální síly	84
7.2 Volba axiálního ložiska	87

8	Výpočet radiálních ložisek.....	88
8.1	Jednohřídelová turbína.....	88
8.2	Dvouhřídelová turbína.....	89
9	Volba převodovky a generátoru.....	91
9.1	Volba převodovky.....	91
9.2	Volba generátoru.....	91
10	Parametry navržených turbín a základní technické srovnání.....	92
10.1	Jednohřídelová turbína.....	92
10.2	Dvouhřídelová turbína.....	93
10.2.1	VT díl.....	93
10.2.2	NT díl.....	94
10.3	Srovnání navržených turbín.....	96
11	Srovnání ekonomiky provozu.....	98
11.1	Jednohřídelové provedení.....	98
11.1.1	Výpočet tepelného výkonu a ztrát.....	99
11.2	Dvouhřídelová varianta.....	100
11.2.1	Výpočet tepelného výkonu.....	101
11.3	Srovnání výsledků.....	101
	DISKUSE.....	103
	ZÁVĚR.....	105
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	107
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	108
	SEZNAM PŘÍLOH.....	112

ÚVOD

Energetické využití odpadu je v současnosti stále skloňovanějším tématem. To je dáno hned několika faktory. Množství odpadu stále narůstá, což společnost nutí hledat cesty, jak s ním nakládat. Zároveň se zpřísnuje enviromentální legislativa a roste společenská poptávka po řešení ekologických problémů, proto lze očekávat stále větší ústup od skládkování právě ve prospěch spalování a recyklace. Energetické využití odpadu má samozřejmě i značný ekonomický smysl, protože umožňuje využít nechtěnou surovinu, která by jinak pravděpodobně skončila na skládce, a využít ji ke generování zisku. Současný přístup v ekologii navíc říká, že když už je něco vyrobeno, tak to má být maximálně využito. Maximalizace zisku je tedy z tohoto hlediska i poměrně ekologická. Trendem v energetice a teplotnictví je navíc kogenerační výroba tepla i elektřiny, která je velmi výhodná z hlediska účinnosti celého cyklu, a kterou spalovny odpadů typu ZEVO umožňují.

Spalovny odpadu mají samozřejmě i řadu odpůrců. Častým argumentem je, že spalovny umožňují velmi snadný způsob zbavení se odpadu, což následně vede k tomu, že se méně recykluje. Evergreenem jsou debaty o vlivu spaloven na ovzduší v dané lokalitě. Proti stavění spaloven často bojují ekologické organizace, rovněž vznikají petice místních proti výstavbě atp., což rozvoj této technologie brzdí. Přesto v ČR už fungují spalovny poblíž velkých měst (Praha, Brno, Liberec, Plzeň) a výstavba dalších je v plánu. Právě zařízení typu ZEVO, které umožňuje kogenerační výrobu tepla a elektřiny, může obraz spaloven odpadu v očích veřejnosti vylepšit.

V rámci této diplomové práce jsou navrženy dvě parní turbíny pro spalovnu odpadu. Návrh slouží jako porovnání dvou možných variant řešení. Tradičnější jednohřídelová turbína je jednodušší, ale neumožňuje plně využít možnosti kogenerace během zimního provozu, kdy je největší poptávka po výrobě tepla, protože z konstrukčních a provozních důvodů se asi 10 % páry, která by mohla jít do systému centrálního zásobování teplem, musí mařit v nízkotlaké části turbíny. Provozem nízkotlaké části zároveň vznikají další ztráty. Toto eliminuje složitější dvouhřídelová turbína, která má dva díly každý na jiné hřídeli. Nízkotlaký díl je možné během zimního provozu odpojit a veškerá pára pak odchází z vysokotlakého dílu do systému centrálního zásobování teplem, čímž dochází k maximálnímu využití zbylé energie páry.

1 Zařízení na energetické využívání odpadu a parní oběh

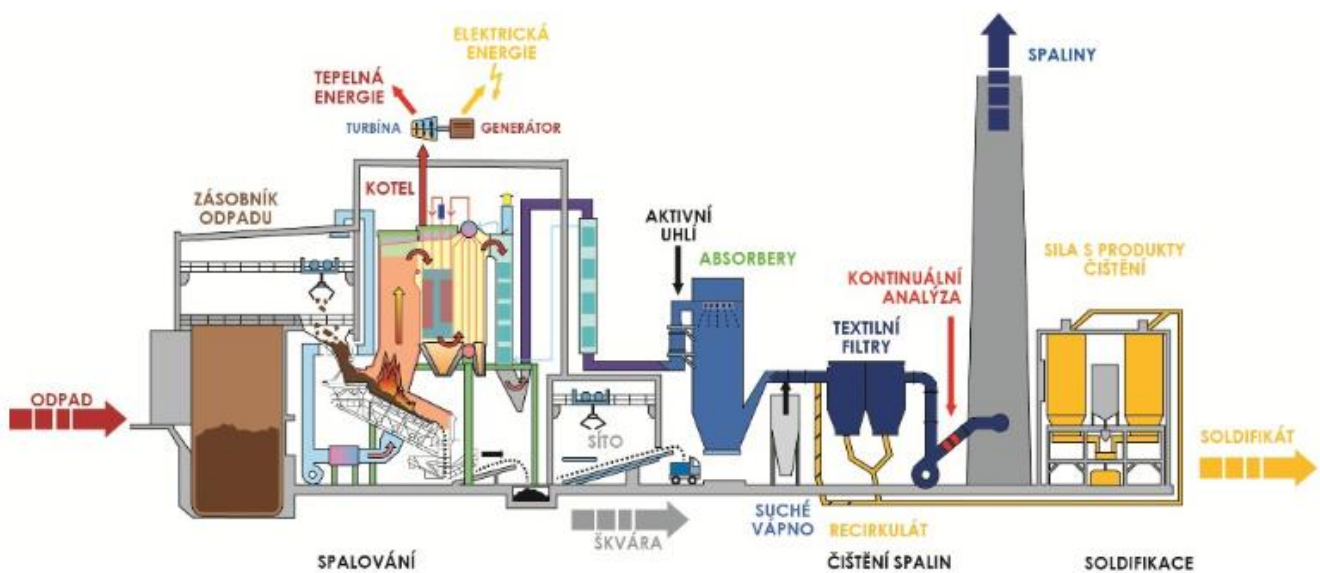
Zařízení na energetické využívání odpadu (ZEVO) slouží jednak ke spálení odpadu a jeho inertizaci, jednak ke kombinované výrobě tepla a elektřiny. ZEVO tak splňuje moderní požadavky na co největší možnost kogenerace a na co nejšetrnější využívání zdrojů.

Energetické využívání odpadu má v České republice dlouhou historii. V Brně byla první elektřina z odpadu vyrobena již v roce 1905 a už tehdy byla k její výrobě použita parní turbína, konkrétně Parsonsova [4].

ZEVO bývají umístěny na okrajích velkých měst, protože tam je z důvodu velkého množství lidí a firem zajištěna dostatečná dodávka odpadu. Z hlediska veřejnosti žádná spalovna odpadů není populární, ale ZEVO má výhodu v možnosti dodávat teplo i elektřinu do domácností v daném městě.

Ve spalovnách se používají kotle s roštovými ohništi. Teplota v ohništi dosahuje až 1100 °C a odpad hoří sám bez dalšího paliva [5]. Jedinou výjimkou je najíždění kotle, kdy je nutné používat hořáky. Teplo uvolněné při spalování odpadu je využito pro výrobu přehřáté vodní páry, která je dovedena na turbínu, kde dochází k přeměně tlakové a tepelné energie (tzv. expanze) na mechanickou energii (otáčky rotoru). Turbína pohání generátor, který generuje elektrickou energii. Turbína je opatřena systémem odběrů páry, kterými je pára odvedena do výměňkové stanice, kde kondenzuje a uvolněné teplo přes tepelný výměník ohřívá topnou vodu pro systém centrálního zásobování teplem (CZT).

Na Obr. 1.1 je schéma brněnského ZEVO, které provozuje společnost SAKO Brno a.s.

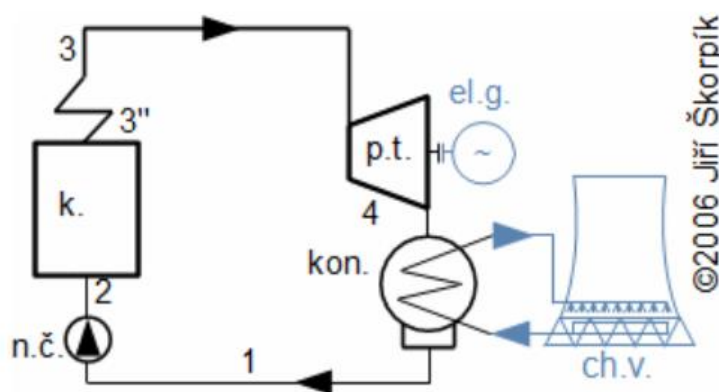


Obr. 1.1 Zařízení na energetické využívání odpadu SAKO Brno [4]

1.1 Parní oběh

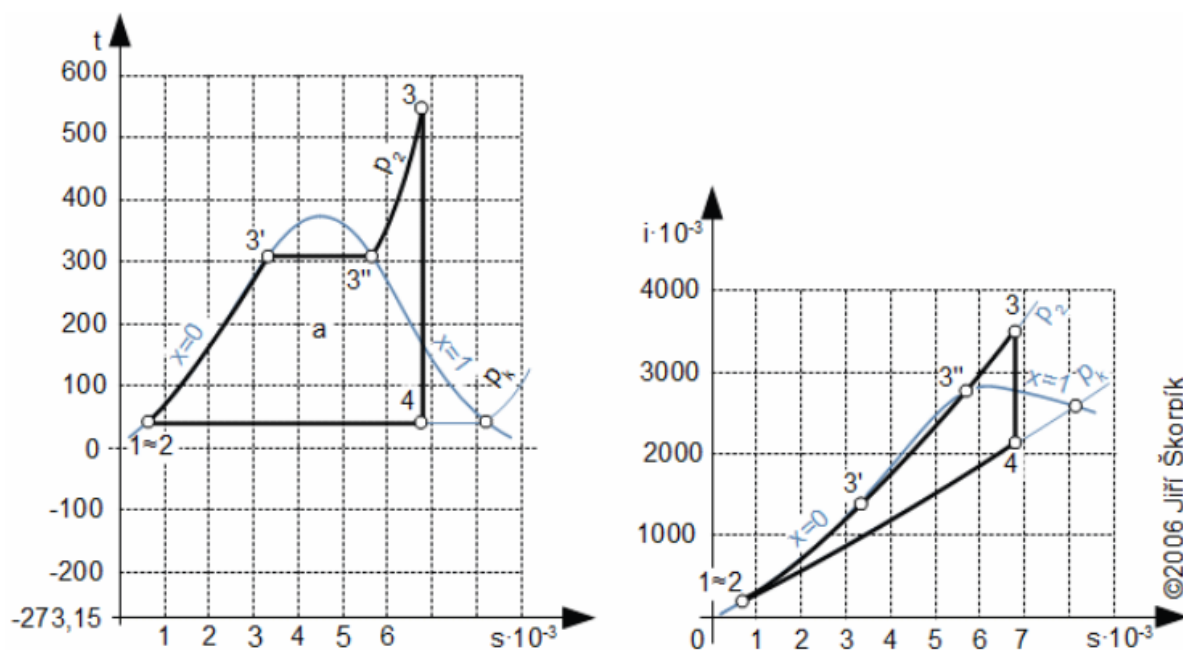
Parní cyklus (Rankine-Clausiiův cyklus) je tepelný oběh, na jehož principu fungují parní elektrárny a teplárny. Pracovním médiem je voda v kapalné formě a ve formě mokré/syté/přehřáté páry.

Nezákladnější schéma R-C cyklu je na Obr. 1.2. Základní princip spočívá v tom, že je do kotle přivedena natlakovaná napájecí voda (bod 2), ve výparníku kotle dojde k fázové změně (vypařování) napájecí vody. Výparník opouští sytá vodní pára (bod 3''), která je následně přehřátá v přehříváku (bod 3). Tato přehřátá pára o vysokém tlaku a teplotě (kvalita páry) je přivedena na turbínu, kde expanduje a dochází tak k transformaci energie proudu páry na práci turbíny, která je spojena s generátorem elektrické energie. Pára v turbíně expanduje až do oblasti mokré páry a na výstupu z turbíny má velmi nízké parametry (bod 4). Následně je přivedena do vodou či vzduchem chlazeného kondenzátoru, kde zkondenzuje a vrací se zpět do napájecí nádrže a k napájecímu čerpadlu (bod 1).



Obr. 1.2 Základní schéma R-C cyklu [2]

Na Obr. 1.3 je Rankine-Clausiiův cyklus vykreslen v T-s a i-s diagramu vodní páry.



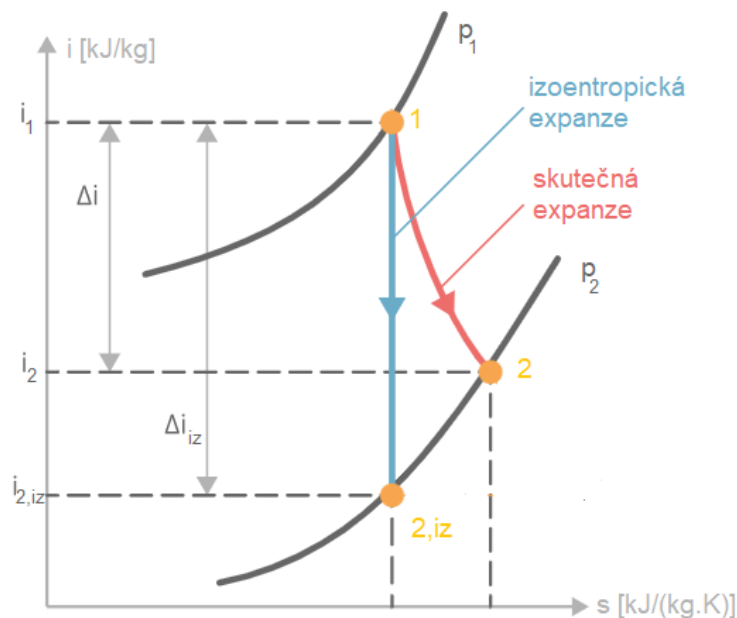
Obr. 1.3 Rankine-Clausiiův cyklus v T-s a i-s diagramu vodní páry [2]

1.2 Parní turbína

Parní turbína je lopatkový stroj, který je základní komponentou parního oběhu. Tento typ turbíny je tedy umístěn v každé parní elektrárně (uhelná, paroplynová, jaderná) nebo teplárně. V turbíně dochází k expanzi páry o vyšších parametrech (tlak, teplota) na parametry nižší, čímž dochází k transformaci energie proudící páry na mechanickou práci rotačního stroje. Účinnost této transformace má vliv na tepelnou účinnost celého parního oběhu a je snahou konstruktérů ji co nejvíce zvyšovat.

Během expanze zároveň narůstá měrný objem páry (u kondenzačních turbín se mezi prvním a posledním stupněm může změnit až o tři řády). Tento nárůst měrného objemu je kompenzován použitím delších lopatek, aby proud páry mohl být zpracován. Poslední stupně parních turbín tak mají mnohonásobně delší lopatky než lopatky vysokotlaké části. Parní turbína pak má kuželovitý tvar.

Zjednodušený průběh expanze v turbíně je znázorněn v i - s diagramu na Obr. 1.4. Izoentropická expanze je expanze beze ztrát, tudíž je při ní zpracován maximální možný entalpický spád. Ve skutečnosti nejde izoentropická expanze realizovat, ale slouží jako ideální model, se kterým je možno porovnat skutečný průběh expanze a stanovit tak vnitřní účinnost stupně turbíny.



Obr. 1.4 Expanze ve stupni parní turbíny [6]

1.2.1 Základní rozdělení parních turbín

Parní turbíny je možné dělit podle několika kritérií, ať už z hlediska účelu použití, výkonu nebo principu funkce. Každý výrobce se specializuje pouze na určitý segment turbín, proto je toto rozdělení vhodné i z hlediska zákazníků.

Dělení PT podle tlaku za posledním stupněm

- protitlaká PT – tlak na konci turbíny je vyšší než atmosférický (např. 0,4 MPa), pára je následně dále využita v průmyslových procesech/teplárenství. Nemusí používat kondenzátor.
- PT s potlačenou kondenzací – na konci turbíny je nižší tlak než atmosférický (např. 80 kPa), pára může být využita k ohřevu vody a není nutné použít kondenzátor.

- PT s rozvinutou kondenzací – pára v turbíně expanduje až takřka do vakua a na konci turbíny je tlak výrazně nižší než atmosférický (např. 6 kPa). Tyto turbíny mají vždy kondenzátor (vodní/vzduchový). Typicky turbíny v elektrárenském provozu.

Dělení PT podle počtu stupňů a výkonu

- jednostupňové turbíny – pro výkony do 2 MW
- vícestupňové turbíny – pro výkony v rozsahu jednotek až stovek MW

Dělení PT dle typu lopatkování

- turbíny s přetlakovým lopatkováním
- turbíny s rovnotlakým lopatkováním

Dělení PT podle pohonu stroje

- pro pohon pracovního stroje – pro pohon čerpadel a kompresorů (až desítky MW)
- pro pohon generátoru – turbína je spojena s dvou/čtyřpólovým generátorem na výrobu elektřiny

Dělení PT podle počtu těles

- jednotělesové – celá expanze probíhá v jednom dílu
- více těles na jedné hřídeli – turbína má oddělený vysokotlaký a nízkotlaký díl, které jsou ale na jedné hřídeli. Po expanzi ve vysokotlakém dílu je pára vyvedena buď přímo do NT dílu, nebo je vyvedena zpět do kotle, kde dojde k jejímu přehřátí a posléze je přivedena do nízkotlakého dílu. U velkých strojů může být i středotlaký díl.
- dvouhřídelové provedení – jednotlivé díly turbíny jsou na jiné hřídeli, každá může mít jiné otáčky

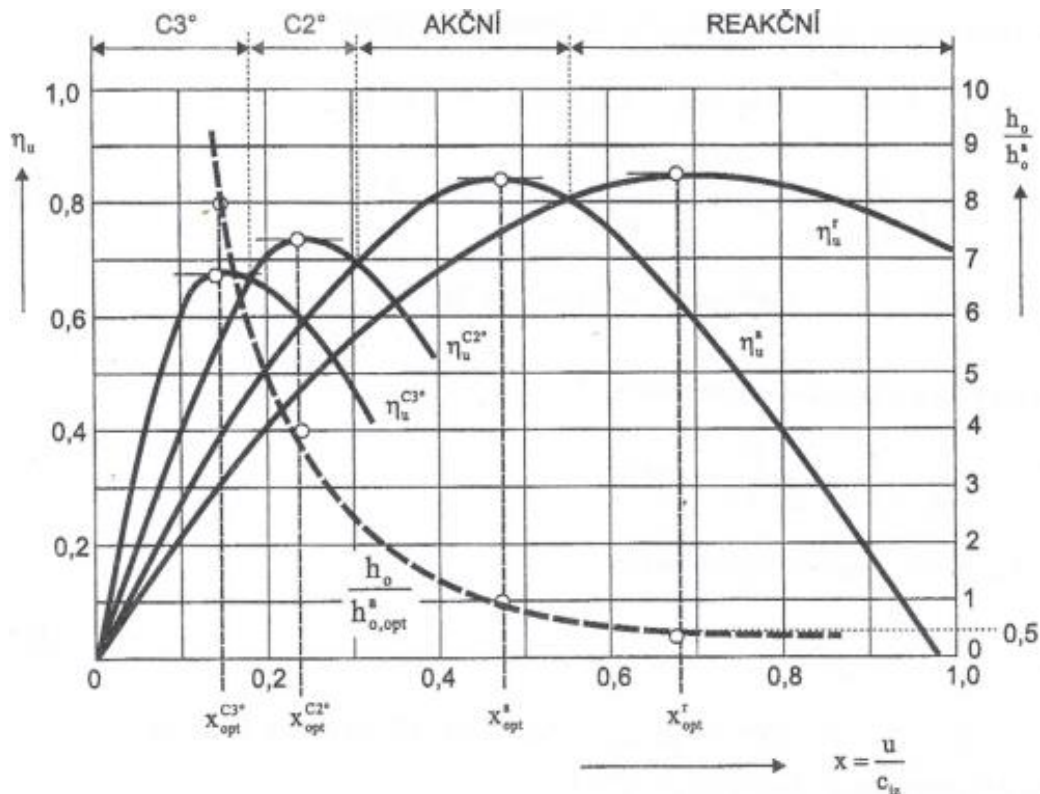
1.2.2 Stupeň parní turbíny

Stupeň parní turbíny je tvořen statorovou a rotorovou řadou lopatek. Parní turbína může být buď jednostupňová, kde je veškerý entalpický spád zpracován jen v jednom stupni, nebo může mít vícero stupňů. U turbín větších výkonů (elektrárenské, teplárenské) se používá výhradně vícestupňové provedení. Volba typu stupně (lopatkování) je pro konstrukci turbíny zásadní. Rozlišují se dvě varianty – rovnotlaký (akční) stupeň turbíny a přetlakový (reakční) stupeň turbíny, přičemž v konstrukci turbíny mohou být použity i oba typy.

Základním kritériem, které určuje, zda je stupeň přetlakový či rovnotlaký je stupeň reakce. Stupeň reakce popisuje rozložení entalpického spádu mezi rotor a stator. Jedna z možných definic stupně reakce je dána poměrem izoentropického entalpického spádu na rotorovou řadu ku spádu ku izoentropickému entalpickému spádu na celý stupeň.

$$\rho = \frac{h_{iz,R}}{h_{iz}} \quad (1.1)$$

Obecně platí, že účinnost obou typů stupňů je při optimálních podmínkách srovnatelná. Určující je závislost obvodové účinnosti na rychlostním poměru u/c_{iz} (Obr. 1.5). Významnou roli ve volbě koncepce má rovněž tradice výrobce.



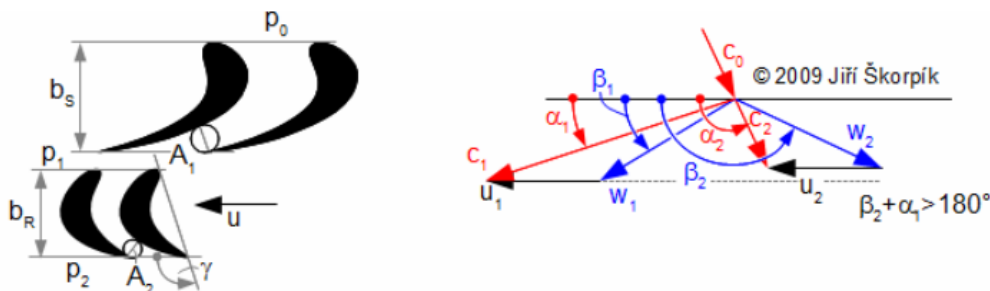
Obr. 1.5 Závislost obvodové účinnosti na rychlostním poměru u/c_{iz} [7]

Rovnotlaký (akční) stupeň

Čistě rovnotlaký akční stupeň má stupeň reakce roven nule, celý spád je tedy zpracován jenom ve statorové řadě a tlak páry při průchodu rotorovou řadou zůstává konstantní. Avšak v praxi se používá mírný stupeň reakce ($0,03 \div 0,06$), tedy stupeň má mírný přetlak před rotorovou řadou. Optimální rychlostní poměr u/c_{iz} je u akčního stupně $0,4 \div 0,5$ (Obr. 1.5) [1].

Výhodou akčního stupně je vyšší zpracovaný spád než v případě reakčního stupně a rovněž vznikají výrazně menší axiální síly působící na rotor, což znamená menší namáhání a ztráty axiálního ložiska. U akčního stupně je rovněž možné provést parciální ostřík. Zároveň platí, že na zpracování entalpického spádu v turbíně je potřeba poloviční množství stupňů oproti reakčnímu provedení. Nevýhodou rovnotlakého stupně jsou velmi vysoké rychlosti páry na výstupu ze statorové řady. Platí, že čím vyšší výstupní rychlost, tím vyšší profilové ztráty (narůstají s kvadrátem rychlosti). Právě proto je při konstrukci používán mírný stupeň reakce, aby došlo ke snížení těchto ztrát.

Rovnotlaké lopatkování s malým stupněm reakce a typický rychlostní trojúhelník tohoto stupně je na Obr. 1.6.



Obr. 1.6 Typický rychlostní trojúhelník rovnotlakého stupně s malým stupněm reakce [3]

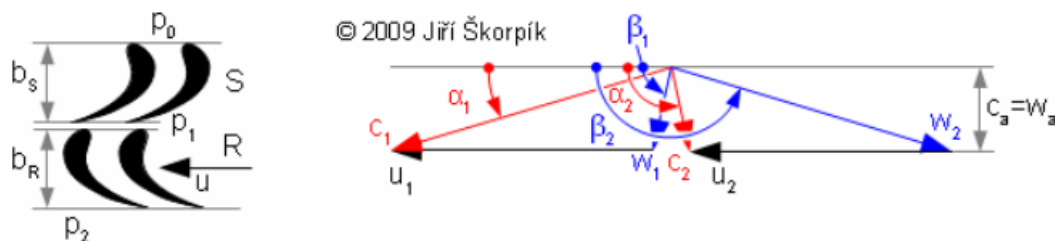
Přetlakový (reakční) stupeň

Reakční stupně se konstruují se stupněm reakce 0,5 na středním průměru lopatkování. Optimální rychlostní poměr je v rozmezí $0,6 \div 0,8$ (Obr. 1.5). Expanze probíhá ve statorové i rotorové řadě lopatek. Přetlakové stupně se tedy vyznačují postupným poklesem tlaku napříč stupněm.

Výhodou této koncepce je, že rychlostní trojúhelník přetlakového stupně má symetrický tvar, což dále znamená, že u přetlakového stupně lze použít stejný profil lopatek pro statorovou i rotorovou řadu. Rovněž lze použít stejný úhel nastavení lopatek v lopatkové mříži. Stupně s reakcí 0,5 mají nejnižší profilové ztráty. Výhodou je rovněž to, že závislost obvodové účinnosti na rychlostním poměru u/c_{iz} je poměrně plochá (Obr. 1.5) a stroj tak může pracovat s vysokou účinností při širším rozpětí nenávrhových stavů, aniž by došlo k výraznému poklesu účinnosti.

Mezi nevýhody patří, že u přetlakového lopatkování nelze provést parciální ostřík, proto tyto turbíny mohou mít na začátku vysokotlaké části zařazen rovnotlaký regulační stupeň. Velkým problémem oproti akčnímu lopatkování je vznik velkých axiálních sil, což vede k nutnosti použití velkého vyrovnávacího pístu a větších axiálních ložisek. Přetlakový stupeň zpracuje přibližně poloviční spád oproti akčnímu, tedy je potřeba přibližně dvakrát více stupňů, čímž se zvyšuje axiální délka turbíny [1].

Reakční lopatkování a jeho symetrický rychlostní trojúhelník je na Obr. 1.7.



Obr. 1.7 Lopatkování a rychlostní trojúhelník přetlakového stupně [3]

Regulační stupeň

Regulační stupeň bývá řazen jako první stupeň turbíny, protože umožňuje provedení parciálního ostříku, tedy ostříknutí pouze části lopatek, což umožňuje využít delší lopatky, které by bez parciálního ostříku vycházely z důvodu malých měrných objemů velmi krátké. Používá se u turbín s tzv. dýzovou (skupinovou) regulací, jež patří ke třem základním způsobům regulace výkonu parní turbíny. Statorovou řadu tvoří do několika skupin rozdělené dýzy, každá skupina má svůj vlastní regulační ventil. Skupinová regulace umožňuje regulaci hmotnostního toku (kvantitativní regulace) změnou velikosti průtočného průřezu. Ventily jednotlivých skupin dýz jsou ovládány tak, aby ke škrcení páry docházelo nejvýše v jednom ventilu. Pořadí otevírání ventilů musí probíhat tak, aby výsledný proud páry byl co nejrovnoměrnější. Turbíny s regulovaným odběrem mívají další regulační stupeň za místem odběru.

V regulačních stupních je zpracováván výrazně vyšší tepelný spád než v ostatních stupních čímž dochází k úspoře počtu standardních stupňů nutných ke zpracování spádu. Rovněž dochází k rychlému poklesu tlaku a teploty v jednom stupni, což vede k menšímu pevnostnímu a tepelnému namáhání dalších stupňů. Zároveň během expanze dostatečně narůstá měrný objem a tedy i délka lopatek, takže v dalších stupních už není třeba použít parciální ostřík.

Regulační stupeň v provedení A-kolo funguje jako standardní rovnotlaký stupeň, avšak uvažuje se u něj parciální ostřík.

2 Rozbor zadání

Před samotným návrhem parní turbíny je nutné zvolit základní koncepci stroje, dle které se pak odvíjí celý výpočet. V zadání práce je stanoveno, že turbína pro spalovnu odpadu má být navržena ve dvou provedeních – jedno a dvouhřídelovém. Pro obě turbíny je zvoleno přetlakové lopatkování. Jeho vlastnosti byly popsány v předchozí kapitole. Při spalování odpadu je z důvodu nehomogenity paliva nutno počítat s výkyvy výkonu kotle. Reakční lopatkování je z hlediska účinnosti méně ovlivněno změnami výkonu. Výroba parních turbín s přetlakovým lopatkováním má navíc v Brně dlouholetou tradici. Obě turbíny mají před reakčním lopatkováním regulační stupeň typu A-kolo.

Požadován je jeden teplotní odběr za účelem odvodu páry do výměňkové stanice CZT. Protitlak je volen z rozsahu $0,2 \div 0,25$ MPa, aby došlo k co největšímu využití spádu ve vysokotlaké části turbíny, a aby zároveň pára měla dostatečnou teplotu. Voda pro zásobování teplem je ohřívána na 90 °C. Teplotní spád mezi párou a teplou vodou musí být aspoň 20 °C. Požadavky na další odběry zadání nespécifikuje a dle odborného konzultanta není komplexní návrh s odběry na regeneraci či odplynění cílem práce. Je tedy uvažováno, že tyto funkce zajišťuje jiná turbína v daném technologickém celku.

Vzhledem k tomu, že se jedná o návrh dvou turbín podobného výkonu a značně odlišného provedení, přičemž nejsou známy detailní požadavky na tepelné schéma, je cílem práce spíše ukázání rozdílů obou provedení a jejich výhod/nevýhod než detailně propočítaný návrh obou variant.

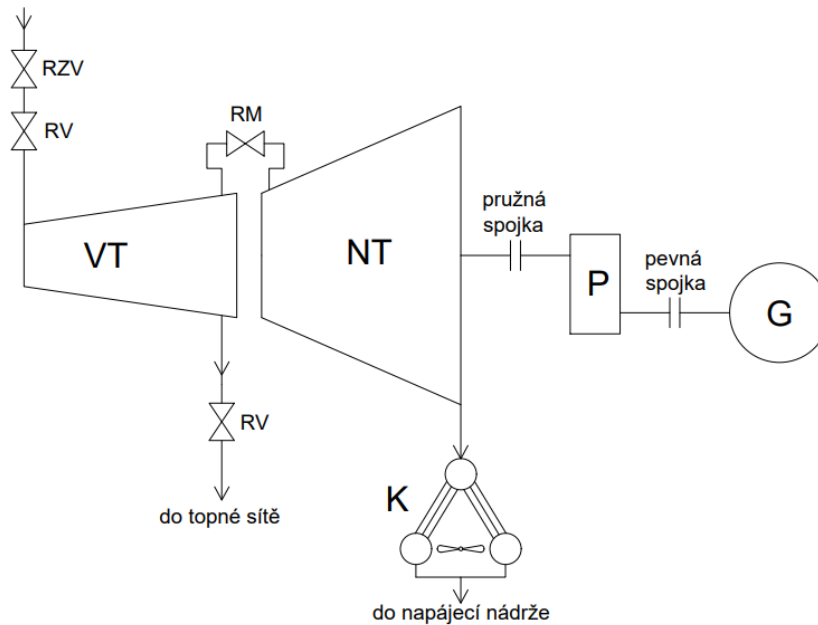
2.1 Jednohřídelové provedení

Jednohřídelová turbína se vyznačuje tím, že všechny její stupně (případně díly) jsou na jedné hřídeli. V navrhovaném řešení je turbína spojena pružnou spojkou s převodovkou, která je přes pevnou spojkou propojena s čtyřpólovým generátorem el. energie. Teplotní odběr je v případě tohoto provedení realizován za vysokotlakou částí lopatkování, přičemž pára ve vysokotlaké části expanduje přibližně na mez sytosti. Jedná se o regulovaný odběr, který je řízen regulační mezistěnou umístěnou v průtočné části turbíny. Tento způsob regulace je vhodný pro nižší tlaky páry. Rovněž příliš nezvyšuje axiální délku rotoru.

Za odběrem je kondenzační část turbíny, která se na výrobě elektřiny podílí především mimo topnou sezónu, kdy není realizován teplotní odběr. V topné sezóně je přibližně 90 % páry odebíráno do systému CZT a zbytek je přepouštěn přes kondenzační část turbíny, aby docházelo k ochlazení průtočných částí, protože stupně v kondenzační části ventilují a zahřívají se (ventilace je tření rotoru o pracovní tekutinu). Přepouštěná pára se v tomto případě prakticky maří, protože nedodává teplo do CZT, ani nezvyšuje podíl vyrobené elektřiny, nebo se na výrobě podílí minimálně, přičemž část mechanické energie turbíny se naopak spotřebovává na překonání velkého třecího odporu, který klade pracovní tekutina proti otáčení rotoru (ventilační ztráta).

Kondenzační část jednohřídelové turbíny má velmi dlouhé lopatky, proto jsou pro jednohřídelovou turbínu zvoleny otáčky 5500 min^{-1} , aby nedocházelo k příliš velkému namáhání lopatek posledních stupňů.

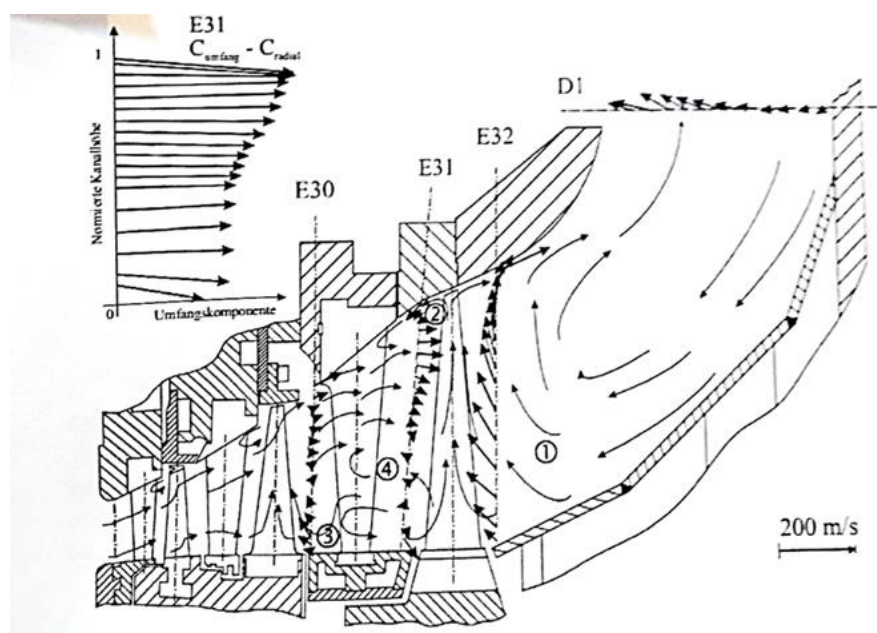
Základní schéma zapojení PT v jednohřídelovém provedení je na obr 2.1.



Obr. 2.1 Schéma zapojení PT v jednohřídelovém provedení
RZV- rychlozávěrný ventil, RV – regulační ventil, RM – regulační mezistěna, P - převodovka, K – vzduchový kondenzátor, G – generátor

Lopatky kondenzační části musí být velmi pečlivě navrženy, neboť vedle zahřívání dochází i ke značnému dynamickému namáhání od zpětného proudění páry, a také k erozi náběžné i odtokové hrany lopatek. Při komplexním návrhu se tak musí používat tlumící elementy, robustnější lopatky, konstrukční úpravy na odvodnění či erozní ochrany lopatek. Rovněž jsou nutné častější kontroly, případně výměny lopatek.

Chování páry ve ventilačním režimu je schematicky znázorněno na obr 2.2. Šipky představují proudnice páry. Pára se vlivem odstředivých sil koncentruje u špičky lopatky, k patě lopatky pak proudí pára z prostoru za stupněm (zpětné proudy).



Obr. 2.2 Poslední stupně PT při velmi malém průtoku páry [14]

2.2 Dvuhřídelové provedení

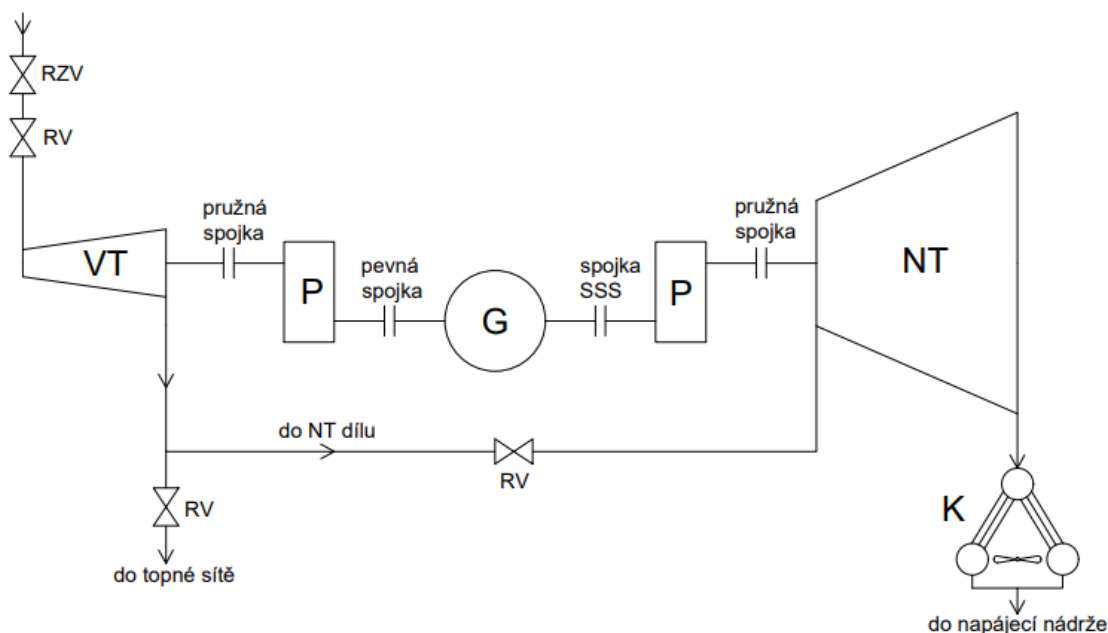
Dvuhřídelové provedení odstraňuje výše uvedené nevýhody jednohřídelové varianty. Turbína je rozdělena na dva díly, vysokotlaký (VT) a nízkotlaký (NT), které jsou na jiné hřídeli. Oba díly mají samostatnou převodovku. To umožňuje v zimních měsících odpojit NT díl. Pára pak prochází pouze VT dílem a je všechna odebírána do systému CZT. Další výhodou dvuhřídelové varianty je možnost zvolit jiné otáčky pro VT a NT díl. V praxi to znamená, že otáčky VT dílu mohou být výrazně vyšší než otáčky NT dílu. To je dáno tím, že délka lopatek a velikost středních průměrů VT dílu je výrazně menší než NT dílu, tedy při vyšších otáčkách (a vysokých obvodových rychlostech) nevzniká tak velká odstředivá síla a od ní se odvíjející tahové namáhání lopatek. Vysokootáčková turbína rovněž dokáže zpracovat daný entalpický spád pomocí menšího množství stupňů, čímž se zmenší axiální délka turbíny, což je výhodné jednak z prostorových důvodů, jednak z důvodu ušetření materiálu. Stejně tak mají vysokootáčkové turbíny výrazně menší průměr rotoru než nízkootáčkové, čímž se dále snižuje množství použitého materiálu na výrobu turbíny. To je výhodné i z hlediska prohřívání turbíny a rychlosti nájezdu.

Pro NT díl jsou zvoleny stejné otáčky jako pro jednohřídelovou turbínu, tedy 5500 min^{-1} . Pro VT díl byl zvolen dvojnásobné otáčky, tedy 11000 min^{-1} .

VT i NT díl jsou propojeny s převodovkami přes pružné spojky. Převodovka VT dílu je spojena s generátorem přes pevnou spojku. Převodovka NT dílu je připojena ke generátoru pomocí výsuvné samo-synchronizační spojky (SSS), která automaticky spojuje turbínu s generátorem po dosažení určitých otáček turbíny.

Teplárenský odběr je za VT dílem a z hlediska turbíny se jedná o neregulovaný odběr, k regulaci průtoku dochází až v potrubní trase pomocí regulačních ventilů. Pokud je požadován odběr páry i mimo topnou sezónu (např. na ohřev teplé užitkové vody), pak je tlak v odběru udržován automatickým otvíráním/zavíráním regulačního ventilu NT dílu.

Schéma zapojení PT ve dvuhřídelovém provedení je na obr 2.3.



Obr. 2.3 Schéma zapojení PT ve dvuhřídelovém provedení

2.3 Základní parametry navrhovaných turbín

Ze zadání práce je znám hmotnostní průtok páry, její stav na vstupní přírubě turbíny, tedy před rychlozávěrným a regulačním ventilem, a také tlak páry na vstupu do kondenzátoru. Zadané parametry jsou shrnuty v tab. 2.1. Stavové veličiny páry jsou zjištěny pomocí programu XSteam_v2.6.

Tab. 2.2.1 Zadané parametry PT

Název veličiny	značka	jednotka	hodnota
Zadané parametry			
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}	[t/h]	100
Teplota páry na vstupní přírubě	t_A	[°C]	420
Tlak páry na vstupní přírubě	p_A	[MPa]	4
Tlak páry na vstupu do kondenzátoru	p_K	[MPa]	0,01
Střední obvodová rychlost regulačního stupně	u_{RS}	[m/s]	≈ 260
Střední obvodová rychlost posledního stupně	u_{PS}	[m/s]	≈ 380
Stavové veličiny na vstupu			
Entalpie páry na vstupní přírubě	i_A	[kJ/kg]	3261,36
Entropie páry na vstupní přírubě	s_A	[kJ/(kg.K)]	6,84
Měrný objem na vstupní přírubě	v_A	[m ³ /kg]	0,0761

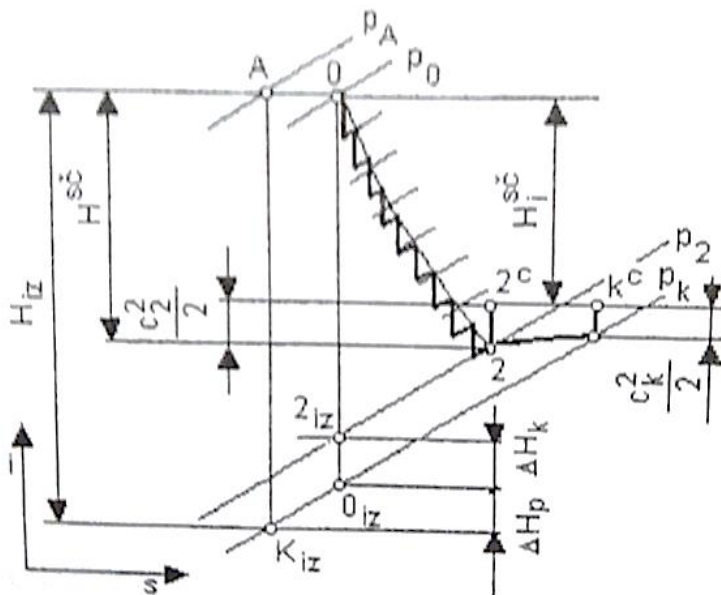
2.3.1 Izoentropický spád na turbínu a tlakové ztráty

I-s diagram expanze ve víceúrovňové turbíně je na obr 2.4. V rovnicích je k označení některých veličin přidán index T, aby bylo zřejmé, že jsou vztažené pro celou turbínu, a ne pro stupeň. Celkový izoentropický spád H_{iz} představuje entalpický spád, který je k dispozici pro danou turbínu. Jeho velikost závisí pouze na parametrech páry z kotle a výstupním tlaku z turbíny. Tento spád by zpracovala turbína, která by pracovala se stoprocentní účinností, přičemž by ke ztrátám nemohlo docházet ani ve ventilech, hrdlech atd.

Entalpie páry v kondenzátoru při izoentropické expanzi ($A \rightarrow K_{iz}$) a celkový izoentropický spád

$$i_{K_{iz}} = f(s_A; p_K) = 2166,4061 \text{ kJ/kg} \quad (2.1)$$

$$H_{iz} = i_A - i_{K_{iz}} = 3261,36 - 2166,4061 = 1094,954 \text{ kJ/kg} \quad (2.2)$$



Obr. 2.4 i-s diagram víceetapňové expanze [1]

Mezi vstupní přírubou spouštěcího ventilu a regulačním stupněm vznikají tlakové ztráty průchodem páry jednotlivými armaturami. Poměr tlaku před regulačním stupněm a tlaku na vstupní přírubě spouštěcího ventilu se udává v rozsahu 0,95 ÷ 0,98 [1]. Škrčení je izoentalpický děj, proto má pára po průchodu ventily stejnou entalpii jako na vstupní přírubě. Pomocí tlaku a entalpie se určí zbylé stavové veličiny páry na vstupu do regulačního stupně.

$$p_0^{RS} = 0,96 \cdot p_A = 0,96 \cdot 4 = 3,84 \text{ MPa} \quad (2.3)$$

$$i_0^{RS} = i_A = 3261,36 \text{ kJ/kg} \quad (2.4)$$

$$t_0^{RS} = f(p_0^{RS}; i_0^{RS}) = 418,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

$$v_0^{RS} = f(p_0^{RS}; i_0^{RS}) = 0,0793 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.6)$$

$$s_0^{RS} = f(p_0^{RS}; i_0^{RS}) = 6,858 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.7)$$

Entalpie páry v kondenzátoru při izoentropické expanzi ve stupních turbíny (0 -> 0_{iz})

$$i_{0iz}^T = f(p_K, s_0) = 2172,1474 \text{ kJ/kg} \quad (2.8)$$

Pokles spádu vlivem škrčení na vstupu

$$\Delta H_p = i_{0iz}^T - i_{Kiz} = 2172,1474 - 2166,4061 = 5,74 \text{ kJ/kg} \quad (2.9)$$

Rovněž ve výstupním hrdle turbíny vzniká tlaková ztráta. Tlak za posledním stupněm turbíny se tak mírně liší od tlaku v kondenzátoru. Poměr tlaku v kondenzátoru a tlaku za posledním stupněm se udává v rozsahu 0,96 ÷ 0,98. Takto vypočtený tlak za posledním stupněm je určující pro návrh obou turbín, protože představuje spodní tlakovou hranici pro expanzi.

$$p_2^T = \frac{p_K}{0,98} = \frac{0,01}{0,98} = 0,010204 \text{ MPa} \quad (2.10)$$

Entalpie páry za posledním stupněm při izoentropické expanzi ve stupních turbíny (0 -> 2iz)

$$i_{2iz}^T = f(p_{2,T}; s_0) = 2174,603 \text{ kJ/kg} \quad (2.11)$$

Pokles spádu vlivem škrcení na výstupu

$$\Delta H_k = i_{2iz}^T - i_{0iz}^T = 2174,6026 - 2172,1474 = 2,456 \text{ kJ/kg} \quad (2.12)$$

Se zohledněním tlakových ztrát na vstupu a výstupu by byl izoentropický entalpický spád na stupňovou část dán rovnicí 2.13, avšak během skutečné expanze ve víceetapové turbíně se část tepla ze ztrát ve stupni využije k ohřevu páry vstupující do dalšího stupně. Součet entalpických spádů na jednotlivé stupně je tak vždy vyšší, než izoentropický spád daný rovnicí 2.13. Tuto skutečnost vyjadřuje tzv. součinitel zpětného využití ztrát, což je poměr přírůstku spádu při expanzi se ztrátami k izoentropickému spádu na stupňovou část. Využití spádu závisí na vnitřní termodynamické účinnosti navrhovaných stupňů a ztrátě výstupní rychlosti páry. Vnitřní termodynamická účinnost navrhovaných turbín, včetně součinitele zpětného využití ztrát, je pak určena v rámci vyhodnocení návrhu v kapitole 10.

$$H_{iz}^{S\check{c}} = H_{iz} - \Delta H_p - \Delta H_k = 1086,756 \text{ kJ/kg} \quad (2.13)$$

Poslední veličinou, kterou je nutné zvolit před samotným návrhem, je hodnota protitlaku (tlaku v odběru). Už bylo uvedeno, že protitlak je volen z rozsahu 0,2 ÷ 0,25 MPa, aby došlo k co největšímu využití spádu ve vysokotlaké části turbíny, pára v odběru měla dostatečnou teplotu, a zároveň aby expanze ve VT části nekončila příliš v mokré páře.

$$p_{protitlak} = 0,24 \text{ MPa} \quad (2.14)$$

3 Návrh regulačního stupně – obě provedení

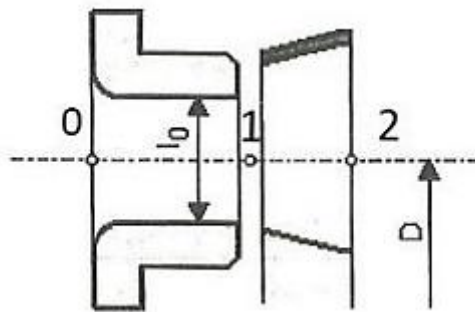
V této kapitole je proveden výpočet regulačního stupně typu A-kolo, který se skládá ze dvou částí. Důvody použití RS u turbín s přetlakovým lopatkováním byly uvedeny v kapitole 1.

V první části je vypracován předběžný návrh, jehož výstupem je znalost délky lopatek RS, otáček a také hodnoty parciálního ostříku. Druhou částí je detailní výpočet, do kterého vstupují hodnoty z předběžného výpočtu. V detailním výpočtu je stanovena termodynamická účinnost, výpočet rychlostních trojúhelníků, volba profilů lopatek a určení stavu páry na výstupu z regulačního stupně.

Návrh regulačního stupně je iterační proces, na jehož počátku nejsou známy všechny vstupní parametry, které tak musejí být voleny a postupně optimalizovány. Hodnoty uvedené ve výpočtu jsou hodnoty po optimalizaci. Postup výpočtu je pro obě provedení turbín stejný. Pro lepší přehlednost je detailně rozepsán pouze návrh regulačního stupně jednohřídelové turbíny. Výpočty obou RS jsou shrnuty v tabulkách 3.1, 3.2 a 3.3.

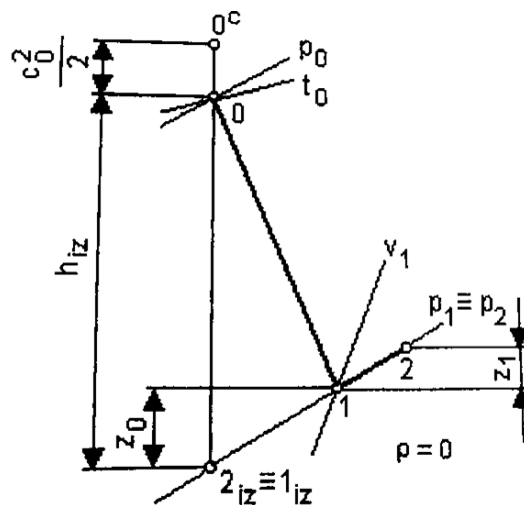
3.1 Předběžný návrh regulačního stupně – jednohřídelové provedení

Návrh RS bude probíhat dle literatury [1]. V souladu s obvyklým značením bude stav před stupněm (dýzou/statorem) značen indexem 0, stav za dýzou indexem 1 a stav za rotorovou řadou indexem 2, jak je vidět na obr. 3.1. Index PŘ znamená, že je veličina vztažena pouze k předběžnému návrhu.



Obr. 3.1 Regulační stupeň typu A-kolo [1]

Předběžný výpočet uvažuje nulový stupeň reakce, tedy čistě rovnotlaké lopatkování. Veškerý spád bude zpracován v dýzách, jak je ukázáno na obr. 3.2. Tlak za dýzami je tedy roven tlaku za rotorovou řadou.



Obr. 3.2 Expanze v regulačním stupni při nulovém stupni reakce [1]

Jelikož ze zadání nejsou známy otáčky turbíny, střední průměr lopatkování RS ani tlak za RS, tak je třeba dvě veličiny zvolit. Otáčky už byly zvoleny, a druhou zvolenou veličinou je tlak za RS. Vzhledem k tomu, že v zadání je uvedeno, že obvodová rychlost na středním průměru RS má být přibližně 260 m/s, je tlak za RS zvolen tak, aby rychlostní poměr u/c_{iz} byl přibližně 0,46, což je optimální hodnota. Druhou zvolenou veličinou jsou otáčky turbíny.

$$u = 258,5 \text{ m/s} \quad (3.1)$$

$$p_2 = 2,2 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

U zvoleného tlaku je třeba zkontrolovat, zda není nižší než tlak kritický. Pokud by nižší byl, bylo by vhodnější použít rozšířenou dýzu, která je ovšem dražší. Rovněž musí být splněno, že poměr výstupního tlaku ku vstupnímu nebude vyšší jak 0,8.

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 3,84 = 2,1 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{2,2}{3,84} = 0,57 \quad (3.4)$$

Z kapitoly 2 jsou známy parametry páry na vstupu do dýz (stav za regulačním a rychlozávěrným ventilem).

$$p_0 = 3,84 \text{ MPa} \quad (3.5)$$

$$t_0 = 418,9 \text{ °C} \quad (3.6)$$

$$i_0 = 3261,36 \text{ kJ/kg} \quad (3.7)$$

$$v_0 = 0,0793 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.8)$$

$$s_0 = 6,858 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.9)$$

Nyní je možné určit entalpii na konci izoentropické expanze, která bude použita ke stanovení izoentropického spádu na regulační stupeň.

$$i_{2iz} = i_{1iz,PŘ} = f(s_0, p_2) = 3101,898 \text{ kJ/kg} \quad (3.10)$$

Zvolené otáčky

$$n = 91,667 \text{ s}^{-1} = 5500 \text{ min}^{-1} \quad (3.11)$$

Střední průměr lopatkování RS je pak:

$$D = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{258,5}{\pi \cdot 91,667} = 0,898 \text{ m} \quad (3.12)$$

Dále je zvolena absolutní rychlost páry na vstupu do dýz z rozsahu 30 ÷ 50 m/s [1].

$$c_0 = 40 \text{ m/s} \quad (3.13)$$

Izoentropický spád je pak:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 3261,36 - 3101,898 = 159,462 \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

Izoentropický spád je možno vyjádřit jako rychlost:

$$c_{iz} = \sqrt{2h_{iz}} = \sqrt{2 \cdot 159,462 \cdot 1000} = 564,734 \text{ m/s} \quad (3.15)$$

Termodynamická účinnost akčního (včetně regulačního stupně typu A-kolo) dle obr. 1.7 dosahuje maxima, pokud je rychlostní poměr u/c_{iz} v rozsahu $0,4 \div 0,5$, přičemž nejvyšší hodnoty jsou přibližně při hodnotě $0,46$. Z předchozích výpočtů je možno tento poměr vypočítat a ověřit, zda spadá do požadovaného rozsahu.

$$\frac{u}{c_{iz}} = \frac{258,5}{564,734} = 0,458 \approx 0,46 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.16)$$

3.1.1 Délka lopatek RS a stanovení parciálního ostříku

Při výpočtu délky lopatek je nejprve uvažován tzv. totální ostřík, tedy stupeň bez parciálního ostříku, nicméně v takovém případě jsou výsledné lopatky RS velmi krátké. To je dáno velmi malým měrným objemem páry v RS. Z tohoto důvodu je zaváděn parciální ostřík, kdy je ostříknuta vždy pouze část lopatek. Po expanzi v RS bude mít pára dostatečně velký měrný objem, aby v dalších stupních nebyl potřeba parciální ostřík, a tedy bude možné použít přetlakové lopatkování.

Nejprve se stanoví měrný objem za dýzou (stav 1 na obr 3.2), k čemuž je nutné znát ztráty ve statoru. Ty jsou stanoveny ze znalosti izoentropického spádu a rychlostního součinitele pro dýzu, který je v rozsahu $0,95 \div 0,98$.

$$z_{0,PŘ} = h_{iz}(1 - \varphi^2) = 159,462 \cdot (1 - 0,98^2) = 6,31 \text{ kJ/kg} \quad (3.17)$$

$$\varphi = (0,95 \div 0,98) = 0,98 \quad (3.18)$$

Entalpie a měrný objem za statorovou řadou:

$$i_{1,PŘ} = i_{1iz,PŘ} + z_{0,PŘ} = 3101,898 + 6,31 = 3108,21 \text{ kJ/kg} \quad (3.19)$$

$$v_{1,PŘ} = f(i_{1,PŘ}, p_2) = 0,12286 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.20)$$

Poslední dvě veličiny, které je třeba určit pro výpočet délky lopatky, jsou teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy a úhel absolutní rychlosti na výstupu z dýzy.

$$c_{1iz,PŘ} = \sqrt{2h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 159,462 \cdot 1000 + 40^2} = 566,15 \text{ m/s} \quad (3.21)$$

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (3.22)$$

Délka výstupní hrany dýzy při totálním ostříku je pak:

$$l_{ot} = \frac{\dot{m} \cdot v_{1,PŘ}}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz,PŘ} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{27,78 \cdot 0,12286}{\pi \cdot 0,898 \cdot 566,15 \cdot 0,98 \cdot \sin 12} \quad (3.23)$$

$$= 0,0105 \text{ m}$$

Tato délka je nevyhovující, proto bude nutný parciální ostřík. Pro určení velikosti parciálního ostříku je nutné stanovit optimální délku lopatky, pro jejíž výpočet jsou dvě zavedeny experimentální konstanty a součinitele zohledňující geometrické a rychlostní parametry stupně.

Experimentální konstanta c/a pro A-kolo [1]:

$$\frac{c}{a} = 0,1467 \quad (3.24)$$

Součinitel δ :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,458}{\left(\frac{5500}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,898^{0,5}} = 0,0504 \quad (3.25)$$

Experimentální konstanta b/a pro A-kolo [1]:

$$\frac{b}{a} = 0,0398 \quad (3.26)$$

Dále je třeba rozhodnout, zda parciální ostřík bude dělený, nebo nedělený. Dělení parciálního ostříku je schematicky znázorněno na obr 3.3. V případě jednohřídelové varianty byl zvolen dělený parciální ostřík.

$$s_{PO} = 2 \quad (3.27)$$

Obr. 3.3 Dělení parciálního ostříku [1]

Poslední částí výpočtu optimální délky lopatky je součinitel α

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_{PO} + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,898}{0,0398 \cdot 2 + 0,0504 \cdot 0,898}} = 2,6815 \quad (3.28)$$

Nyní je možné dopočítat optimální délku pomocí součinitele α a délky lopatky při totálním ostříku, přičemž do vzorce je nutno dosazovat délku lopatky v centimetrech.

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = \frac{2,6815 \cdot \sqrt{0,0105 \cdot 100}}{100} = 0,0274 \text{ m} \quad (3.29)$$

Skutečná délka lopatky se získá zaokrouhlením optimální délky na celé milimetry

$$l_{0,PŘ} = 0,027 \text{ m} \quad (3.30)$$

Parciální ostřík je pak

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_{0,PŘ}} = \frac{0,0105}{0,027} = 0,3886 \quad (3.31)$$

3.1.2 Stanovení předběžné účinnosti a výkonu

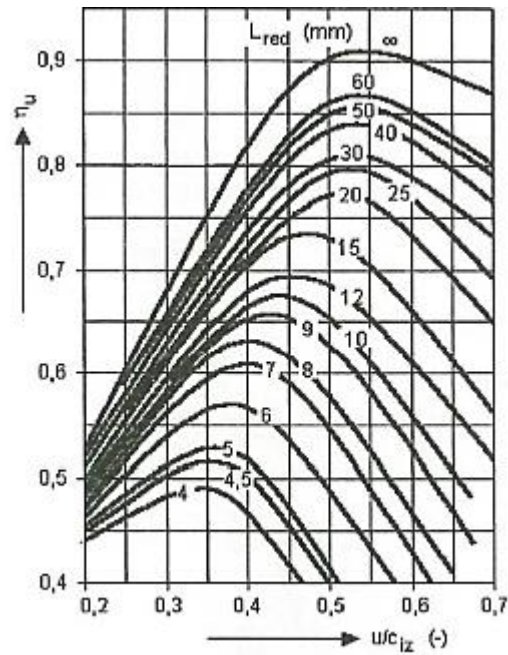
Pomocí dosavadních výsledků z předběžného návrhu je možno předběžně stanovit i vnitřní účinnost RS, nicméně její hodnota je spíše orientační a v detailním návrhu bude vypočtena jiná se zohledněním dalších ztrát.

Výpočet začíná stanovením redukované délky lopatky L_{red} , což je délka lopatky, při které by bylo dosaženo při totálním ostříku stejné účinnosti RS, jako při použití delší lopatky l_0 při parciálním ostříku.

$$\begin{aligned} L_{red} &= \frac{l_{0,PŘ}}{1 + \left(\frac{l_{0,PŘ}}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_{0,PŘ}} = \frac{2,7}{1 + \left(\frac{2,7}{2,74}\right)^2 - 0,0504 \cdot 2,7} = 1,48 \text{ cm} \\ &= 0,0148 \text{ m} \end{aligned} \quad (3.32)$$

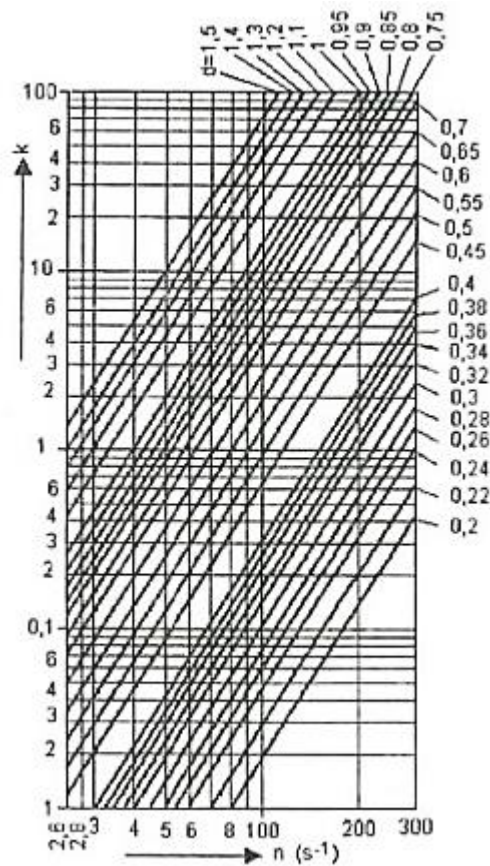
Z obr. 3.4 se odečte redukováná účinnost RS

$$\eta_{u,PŘ} = f\left(L_{red}; \frac{u}{c_{iz}}\right) = f(14,8; 0,458) = 0,725 \quad (3.33)$$



Obr. 3.4 Redukovaná účinnost [1]

Dále se z obr. 3.5 určí třecí součinitel



Obr. 3.5 Součinitel tření RS [1]

$$k_{p\check{r}} = f(n; D) = f(91,667; 0,898) = 7 \quad (3.34)$$

Třecí součinitel je využit k výpočtu absolutní a poměrné ztráty třením a ventilací

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_{1,PŘ}} = \frac{7}{27,78 \cdot 0,12286} = 2,05105 \text{ kJ/kg} \quad (3.35)$$

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{2,05105}{159,426} = 0,0128623 \quad (3.36)$$

Vnitřní účinnost RS je pak

$$\eta_{i,PŘ} = \eta_u - \xi_5 = 0,725 - 0,0128623 = 0,7121 \quad (3.37)$$

A vnitřní výkon RS

$$P_{i,PŘ} = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{i,PŘ} = 27,78 \cdot 159,426 \cdot 0,7121 = 3154,4 \text{ kW} \quad (3.38)$$

Hodnoty z předběžného výpočtu jsou shrnuty v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Výsledky předběžného výpočtu

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	dvou- hřídelová
Základní charakteristiky stupně				
Hmotnostní průtok	\dot{m}	[kg/s]	27,78	27,78
Obvodová rychlost na středním průměru	u	[m/s]	258,5	258,5
Otáčky turbíny	n	[1/s]	91,667	183,33
Stupeň reakce	$\rho_{PŘ}$	[-]	0	0
Střední průměr stupně	D	[m]	0,898	0,45
Absolutní rychlost na vstupu do RS	c_0	[m/s]	40	40
Rychlostní součinitel pro dýzu	φ	[-]	0,98	0,981
Úhel abs. rychlosti na výstupu z dýzy	α_1	[°]	12	13
Tlak za RS	$p_2 = p_{1,PŘ}$	[MPa]	2,2	2,2
Rozložení entalpického spádu				
Entalpie za RS při izotropické expanzi	$i_{2iz} = i_{1iz}$	[kJ/kg]	3101,898	3101,898
Izotropický spád na stupeň	h_{iz}	[kJ/kg]	159,462	159,462
Izoentr. spád vyjádřený jako rychlost	c_{iz}	[m/s]	564,734	564,734
Rychlostní poměr	u/c_{iz}	[-]	0,458	0,458
Teor. abs. rychlost na výstupu z dýzy	$c_{1iz,PŘ}$	[m/s]	566,15	566,15
Velikost ztráty v dýzách	$z_{0,PŘ}$	[kJ/kg]	6,31	6
Entalpie na výstupu z dýz	$i_{1,PŘ}$	[kJ/kg]	3108,21	3107,9
Geometrie stupně a parciální ostřík				
Měrný objem na výstupu z dýz	$v_{1,PŘ}$	[m ³ /kg]	0,12286	0,12283
Délka výstup. hrany dýzy při tot. ostříku	l_{0t}	[m]	0,0105	0,0194

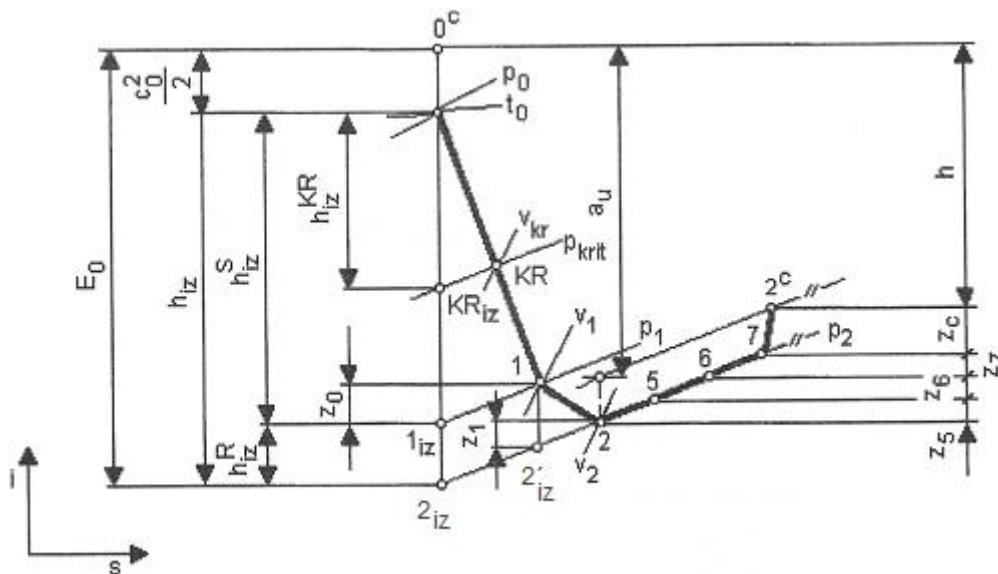
Dělení parciálního ostříku	S_{PO}	[-]	2	1
Optimální délka výstupní hrany dýzy	l_{opt}	[m]	0,0274	0,036
Skutečná délka výstupní hrany dýzy	$l_{0,PŘ}$	[m]	0,027	0,036
Parciální ostřík	ε	[-]	0,3886	0,5380
Účinnost RS a výkon				
Redukovaná délka lopatky	L_{red}	[m]	0,0148	0,0202
Třecí součinitel	$k_{PŘ}$	[-]	7	2,9
Absolutní ztráta třením a ventilací	z_5	[kJ/kg]	2,051	0,85
Poměrná ztráta třením a ventilací	ξ_5	[-]	0,01286	0,00533
Redukovaná účinnost RS	$\eta_{u,PŘ}$	[-]	0,725	0,76
Předběžná vnitřní účinnost RS	$\eta_{i,PŘ}$	[-]	0,712	0,7547
Předběžný výkon RS	$P_{i,PŘ}$	[kW]	3154,4	3342,81

3.2 Detailní návrh regulačního stupně

Po předběžném návrhu následuje detailní návrh RS, ve kterém je vypočten rychlostní trojúhelník stupně, navržena geometrie, určeny stavy za RS a vypočtena termodynamická účinnost se zohledněním všech ztrát. Výpočet vychází z některých hodnot, které byly stanoveny v předběžném návrhu, jako jsou velikost parciálního ostříku, přibližná délka lopatek, střední průměr stupně, izoentropický spád, otáčky a rychlostní poměr u/c_{iz} . Základním rozdílem oproti předběžnému návrhu je to, že není uvažován nulový stupeň reakce, ale z důvodu zajištění lepšího obtékání lopatek je zvolen malý stupeň reakce 0,05.

$$\rho = 0,05 \quad (3.39)$$

Průběh expanze v regulačním stupni s malým stupněm reakce je na obr. 3.6.



Obr. 3.6 Expanze v RS s malým stupněm reakce [1]

3.2.1 Rozdělení entalpického spádu

Z předběžného návrhu je známý izoentropický spád na stupeň. V detailním návrhu je nutné jej rozložit mezi stator a rotor, protože už není uvažován nulový stupeň reakce. Entalpický spád na stator je pak:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 159,462 = 151,49 \text{ kJ/kg} \quad (3.40)$$

A entalpický spád na rotor

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 159,462 = 7,9731 \text{ kJ/kg} \quad (3.41)$$

Dále se stanoví entalpie po izoentropické expanzi z bodu 0 do bodu 1_{iz}.

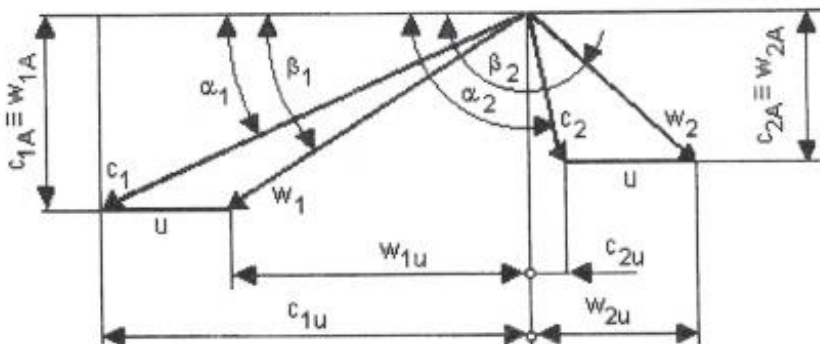
$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3261,36 - 151,49 = 3109,87 \text{ kJ/kg} \quad (3.42)$$

A pomocí této entalpie je možno určit tlak za státorem

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) = 2,26592 \text{ MPa} \quad (3.43)$$

3.2.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků

Na základě znalosti jednotlivých entalpických spádů lze přistoupit k výpočtu rychlostních trojúhelníků. Typický trojúhelník regulačního stupně je na obr. 3.7. Značení i kótování úhlů je provedeno v souladu s tímto obrázkem.



Obr. 3.7 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně [1]

Nejprve je vypočtena teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýzy, jejíž hodnota se bude lišit od té, která byla vypočtena v předběžném výpočtu, protože je uvažován nenulový stupeň reakce.

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 159,462 \cdot 1000 + 40^2} \quad (3.44)$$

$$= 551,89 \text{ m/s}$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy je pak

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,98 \cdot 551,89 = 540,85 \text{ m/s} \quad (3.45)$$

Absolutní rychlost na výstupu z dýzy je dále rozložena do axiálního a obvodového směru.

$$c_{1,a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 540,85 \cdot \sin 12 = 112,45 \text{ m/s} \quad (3.46)$$

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 540,85 \cdot \cos 12 = 529,03 \text{ m/s} \quad (3.47)$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy se určí pomocí kosinové věty na základě znalosti absolutní a obvodové rychlosti.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.48)$$

$$= \sqrt{540,85^2 + 258,5^2 - 2 \cdot 540,85 \cdot 258,5 \cdot \cos 12} = 292,97 \text{ m/s}$$

A jednotlivé složky relativní rychlosti na výstupu z dýzy

$$w_{1,a} = c_{1,a} = 112,45 \text{ m/s} \quad (3.49)$$

$$w_{1,u} = c_{1,u} - u = 529,03 - 258,5 = 270,53 \text{ m/s} \quad (3.50)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýzy

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{270,53}{551,89} = 22,57^\circ \quad (3.51)$$

Nyní je možné přistoupit k výpočtu rychlostí za rotorovou řadou. Iteračním procesem byl stanoven úhel relativní rychlosti na výstupu ze stupně. Rovněž bude vypočten rozdíl úhlů relativních rychlostí.

$$\beta_2 = 158^\circ \quad (3.52)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 158 - 22,57 = 135,4^\circ \quad (3.53)$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 159,462 \cdot 1000 + 292,97^2} \quad (3.54)$$

$$= 306,27 \text{ m/s}$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z rotoru se pak vypočte obdobně jako skutečná absolutní rychlost na výstupu ze statoru, ale musí být zaveden rychlostní součinitel pro rotor.

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0,927 \quad (3.55)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,927 \cdot 306,27 = 283,92 \text{ m/s} \quad (3.56)$$

Jednotlivé složky relativní rychlosti na výstupu z rotoru

$$w_{2,a} = c_{2,a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 283,92 \cdot \sin 158 = 106,36 \text{ m/s} \quad (3.57)$$

$$w_{2,u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 283,92 \cdot \cos 158 = -263,24 \text{ m/s} \quad (3.58)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru se určí pomocí kosinové věty na základě znalosti relativní a obvodové rychlosti.

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \\ &= \sqrt{283,92^2 + 258,5^2 - 2 \cdot 283,92 \cdot 258,5 \cdot \cos(180 - 158)} \\ &= 106,46 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (3.59)$$

A jednotlivé složky absolutní rychlosti na výstupu

$$c_{2,a} = w_{2,a} = 106,36 \text{ m/s} \quad (3.60)$$

$$c_{2,u} = w_{2,u} + u = -263,24 + 258,5 = -4,74 \text{ m/s} \quad (3.61)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru

$$\alpha_2 = \arctg \frac{|c_{2,u}|}{c_{2,a}} + 90 = \arctg \frac{|-4,74|}{106,36} + 90 = 92,55^\circ \quad (3.62)$$

Rozdíl úhlů absolutních rychlostí (ohnutí proudu)

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 92,55 - 12 = 80,55^\circ \quad (3.63)$$

3.2.3 Návrh geometrie lopatek

V předběžném návrhu byla stanovena délka výstupní hrany dýzy, aby mohla být vypočítána hodnota parciálního ostříku. V detailním návrhu bude tato délka spočítána znovu, protože je třeba zohlednit, že se liší absolutní rychlosti na výstupu z dýzy v předběžném a detailním návrhu a také měrné objemy páry. Nejprve je tedy třeba stanovit stav páry na výstupu z dýzy. Stejně jako v předběžném návrhu je k určení entalpie potřeba znát hodnotu energetických ztrát ve statoru.

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2000} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{551,89^2}{2000} \cdot (1 - 0,98^2) = 6,031 \text{ kJ/kg} \quad (3.64)$$

Entalpie, měrný objem a entropie za statorovou řadou

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3109,87 + 6,031 = 3115,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.65)$$

$$v_1 = f(i_1; p_1) = 0,120055 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.66)$$

$$s_1 = f(i_1; p_1) = 6,86782 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.67)$$

Délka vstupní hrany dýzy

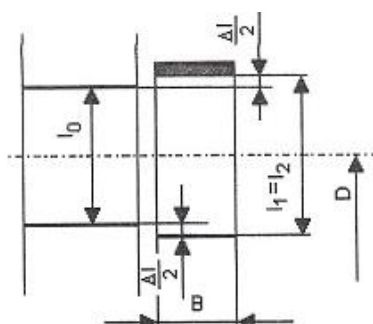
$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{27,78 \cdot 0,120055}{\pi \cdot 0,898 \cdot 0,3886 \cdot 3115,9 \cdot 0,98 \cdot \sin 12} \quad (3.68)$$

$$= 0,027 \text{ m}$$

Dále bude vypočítána délka vstupní hrany rotorové lopatky. K výpočtu se využije délka vstupní hrany dýzy, ke které bude přičten malý přesah Δl . Bude zaveden předpoklad válcového průtočného kanálu, což znamená, že se délka vstupní hrany rotorové lopatky bude rovnat délce výstupní hrany rotorové lopatky (obr. 3.8).

$$\Delta l = (0,001 \div 0,003) = 0,002 \text{ m} \quad (3.69)$$

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 0,027 + 0,002 = 0,029 \text{ m} \quad (3.70)$$



Obr. 3.8 Válcový průtočný kanál RS [1]

Nyní je možné přistoupit k výběru profilu lopatky z katalogu v [1]. Výběr lopatek RS závisí na vstupních a výstupních úhlech proudu a na Machově čísle. Pro vypočtení Machova čísla je nutné znát rychlost zvuku za dýzami a za rotorem, proto bude nejprve určen stav páry za rotorem. Entalpie páry na výstupu z rotoru se stanoví tak, že nejprve bude uvažována izoentropická expanze z bodu 1 do bodu 2', zde bude odečtena příslušná entalpie a následně k ní budou přičteny energetické ztráty v rotoru, čímž bude získána entalpie ve stavu 2.

$$i_{2'iz} = f(s_1; p_2) = 3107,89 \text{ kJ/kg} \quad (3.71)$$

$$z_1 = \frac{w_{2'iz}^2}{2000} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{306,27^2}{2000} \cdot (1 - 0,927^2) = 6,60 \text{ kJ/kg} \quad (3.72)$$

$$i_2 = i_{2'iz} + z_1 = 3107,89 + 6,60 = 3114,49 \text{ kJ/kg} \quad (3.73)$$

Rychlosti zvuku na výstupu z dýz a rotoru

$$a_1 = f(i_1; p_1) = 592,68 \text{ m/s} \quad (3.74)$$

$$a_2 = f(i_2; p_2) = 592,42 \text{ m/s} \quad (3.75)$$

Machovo číslo

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{540,85}{592,68} = 0,91 \quad (3.76)$$

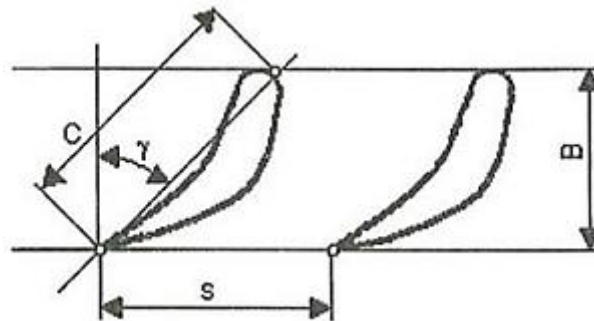
$$Ma_2 = \frac{c_2}{a_2} = \frac{283,92}{592,42} = 0,48 \quad (3.77)$$

Doporučené délky tětivy profilu pro statorové a rotorové lopatky se pohybují v rozmezí od 25 do 70 mm a doporučené poměrné rozteče pro statorové lopatky v rozmezí od 0,65 do 0,95. Pro rotorové lopatky pak od 0,5 do 0,75 [1]. Značení jednotlivých parametrů je dle obr. 3.9. Zvolené profily a jejich charakteristiky jsou uvedeny v tab. 3.2.

Pro statorové lopatky je zvolen profil TS-1B [1]. U profilu je uveden optimální rozsah úhlu nastavení v mříži γ a také optimální rozsah poměrné rozteče s/c .

$$\gamma_S = (32 \div 36) = 34^\circ \quad (3.78)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_S = (0,74 \div 0,95) = 0,8 \quad (3.79)$$



Obr. 3.9 Charakteristické rozměry profilu [1]

Délka tětivy c_S je zvolena z doporučeného rozsahu a následně je dopočítána šířka lopatkové řady B_S a rozteč s .

$$c_S = (0,025 \div 0,070) = 0,04 \text{ m} \quad (3.80)$$

$$B_S = c_S \cdot \cos \gamma_S = 0,04 \cdot \cos 34 = 0,033 \text{ m} \quad (3.81)$$

$$s_S = c_S \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_S = 0,004 \cdot 0,8 = 0,032 \quad (3.82)$$

Při stanovení počtu lopatek statorové řady je nutné zohlednit parciální ostřík.

$$z_S = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s_S} = \frac{\pi \cdot 0,898 \cdot 0,3886}{0,032} = 34,24 \approx 35 \text{ ks} \quad (3.83)$$

Obdobně byl vybrán profil rotorových lopatek 30TR1 [1]. U profilu je uveden konkrétní úhel nastavení v mříži a také rozteč.

$$\gamma_R = 79,05^\circ \quad (3.84)$$

$$s_R = 0,021 \text{ m} \quad (3.85)$$

Délka tětivy c_R je zvolena z doporučeného rozsahu a následně je dopočítána šířka lopatky B_R a poměrná rozteč s/c .

$$c_R = (0,025 \div 0,070) = 0,03 \text{ m} \quad (3.86)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos(90 - \gamma_R) = 0,03 \cdot \cos(90 - 79,05) = 0,029 \text{ m} \quad (3.87)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_R = \frac{s_R}{c_R} = \frac{0,021}{0,03} = 0,7 \quad (3.88)$$

Počet lopatek rotorové řady

$$z_R = \frac{\pi \cdot D}{s_R} = \frac{\pi \cdot 0,898}{0,021} = 134,25 \approx 135 \text{ ks} \quad (3.89)$$

Tab. 3.2 Geometrie lopatek

Název	značka	jedn.	stator		rotor	
			jednohřídelová	rotor	dvouhřídelová	rotor
Profil lopatky	-	[-]	TS-1B	30TR1	TS-1B	30TR3
Rozsah Machova čísla	-	[-]	0,85÷1,3	0,3÷0,9	0,85÷1,3	0,3 ÷0,9
Úhel nastav. profilu v mříži	γ	[°]	34	79,05	36	80,08
Poměrná rozteč	s/c	[-]	0,8	0,7	0,8	0,64
Délka tětivy	c	[m]	0,04	0,03	0,04	0,0211
Rozteč	s	[m]	0,032	0,021	0,032	0,0135
Šířka lopatky	B	[m]	0,033	0,029	0,032	0,021
Délka lopatky	l	[m]	0,027	0,029	0,036	0,038
Počet lopatek	z	[ks]	35	135	24	105
Průřezový modul v ohybu	W_{\min}	[cm ³]	-	0,3420	-	0,3158
Plocha profilu	Sp	[cm ²]	-	2,607	-	2,418

3.2.4 Pevnostní kontrola RS

Po vybrání jednotlivých profilů lopatek je možné přistoupit k pevnostní kontrole, ve které bude ověřeno, zda vybraný profil vyhovuje z pevnostního hlediska. Metodika výpočtu vychází z literatury [8]. Výpočet spočívá ve stanovení ohybového napětí od proudu páry v patě lopatky a tahového napětí od odstředivých sil, k čemuž je nejprve nutné vypočítat jednotlivé síly působící na lopatku. Výpočet bude proveden pouze pro rotorové lopatky s uvažováním parciálního ostříku, kde je předpokládán největší zatížení. Počet rotorových lopatek tedy bude zmenšen úměrně velikosti parciálního ostříku.

Počet ostříknutých lopatek

$$z_{R,O} = z_R \cdot \varepsilon = 135 \cdot 0,3886 = 52,46 \approx 53 \text{ ks} \quad (3.90)$$

Celková síla, která způsobuje ohybové namáhání lopatek, má dvě složky – obvodovou a axiální. Velikost obvodové složky celkové síly je závislá na hmotnostním průtoku a rozdílu obvodových složek absolutních rychlostí.

$$F_{c,u} = \dot{m} \cdot \frac{c_{1,u} - c_{2,u}}{z_{R,0}} = 27,78 \cdot \frac{529,03 - 4,74}{53} = 274,8 \text{ N} \quad (3.91)$$

Axiální složka celkové rychlosti je závislá na hmotnostním průtoku, rozdílu axiálních složek absolutních rychlostí a také na rozdílech tlaků před a za rotorem, protože je uvažován malý stupeň reakce.

$$F_{c,a} = \dot{m} \cdot \frac{c_{1,a} - c_{2,a}}{z_{R,0}} + (p_1 - p_2) \cdot l_1 \cdot s_R = 27,78 \cdot \frac{112,45 - 106,36}{53} + (2,266 - 2,2) \cdot 10^6 \cdot 0,029 \cdot 0,021 = 43,43 \text{ N} \quad (3.92)$$

Celková síla na jednu lopatku

$$F_c = \sqrt{F_{c,u}^2 + F_{c,a}^2} = \sqrt{274,8^2 + 43,43^2} = 278,2 \text{ N} \quad (3.93)$$

Maximální ohybový moment způsobený touto silou je uvažován u paty lopatky.

$$M_o = F_c \cdot \frac{l_1}{2} = 278,2 \cdot \frac{0,029}{2} = 4,043 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.94)$$

Průřezový modul v ohybu (tab. 3.2)

$$w_{min} = 0,342 \text{ cm}^3 \quad (3.95)$$

Výsledné ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} = \frac{4,043}{0,342} = 11,82 \text{ MPa} \quad (3.96)$$

Velikost odstředivé síly ovlivňují otáčky turbíny, průřez profilu lopatky a hustota zvoleného materiálu.

Hustota oceli

$$\rho_o = 7850 \text{ kg/m}^3 \quad (3.97)$$

Průřez lopatky (tab. 3.2)

$$S_p = 2,607 \text{ cm}^2 \quad (3.98)$$

Úhlová rychlost

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 91,667 = 575,96 \text{ rad/s} \quad (3.99)$$

Odstředivá síla působící na lopatky

$$F_{od} = \rho_o \cdot l_1 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot S_p \cdot \omega^2 = 7850 \cdot 0,029 \cdot \frac{0,898}{2} \cdot 2,607 \cdot 10^{-4} \cdot 575,96^2 = 8855,77 \text{ N} \quad (3.100)$$

Výsledné tahové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{8855,77 \cdot 10^{-6}}{2,607 \cdot 10^{-4}} = 33,97 \text{ MPa} \quad (3.101)$$

Celkové napětí

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 2 \cdot 11,82 + 33,97 = 57,61 \text{ MPa} \quad (3.102)$$

Z katalogu [8] vybrána ocel 15 320.9 vhodná pro méně namáhané rotory. Mez kluzu v tahu je pro tuto ocel 490 MPa a dovolené napětí v ohybu je 147 MPa při teplotě 350° C.

$$\sigma_c = 57,61 < 147 \text{ MPa} \rightarrow \text{zvolený profil vyhovuje} \quad (3.103)$$

3.2.5 Stanovení ztrát, termodynamické účinnosti a výkonu RS

Vnitřní účinnost RS stupně stanovená v předběžném výpočtu nezohledňovala vliv ztráty parciálním ostřikem ani vliv ztráty radiální mezerou, proto musí být vypočtena znovu v detailním výpočtu, kde budou zahrnuty všechny ztráty. Energetické ztráty v lopatkování byly stanoveny už během výpočtu rychlostních trojúhelníků, tedy zbývá vypočítat výše uvedené ztráty a také ztrátu výstupní rychlostí. Nejprve bude vypočtena tzv. obvodová účinnost, která zohledňuje ztráty energetické a výstupní rychlostí, posléze se dopočtou ostatní ztráty, které budou využity ke stanovení výsledné termodynamické účinnosti regulačního stupně. Výpočet je znovu dle metodiky v [1].

Ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{106,46^2}{2000} = 5,67 \text{ kJ/kg} \quad (3.104)$$

Pro výpočet obvodové účinnosti se nejprve vypočte celková využitelná energie na stupeň E_0 a obvodová práce stupně a_u .

$$E_0 = h_{iz} + \frac{c_0^2}{2000} = 159,462 + \frac{40^2}{2000} = 160,262 \text{ kJ/kg} \quad (3.105)$$

$$\begin{aligned} a_u &= E_0 - z_0 - z_1 - z_c = 160,262 - 6,031 - 6,6 - 5,67 \\ &= 141,9665 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (3.106)$$

Obvodová účinnost

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{141,9665}{160,262} = 0,8858 \quad (3.107)$$

První z uvažovaných ztrát je poměrná (a absolutní) ztráta třením disku ξ_s (z_s), jejíž velikost závisí na středním průměru, průtočném průřezu, obvodové rychlosti, entalpickém spádu a třecím koeficientu. Nejprve je tedy nutné určit velikost průtočného průřezu S a určit třecí koeficient $k_{tř}$, zbylé veličiny jsou známé.

$$k_{tř} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3} = 0,0006 \quad (3.108)$$

$$\begin{aligned} S &= \pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 0,898 \cdot 0,3886 \cdot 0,029 \cdot \sin 12 \\ &= 6,62 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (3.109)$$

$$\begin{aligned}\xi_5 &= k_{tr} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ &= 0,0006 \cdot \frac{0,898^2}{6,62 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{258,5}{\sqrt{2} \cdot 159,462 \cdot 1000} \right)^3 = 0,007\end{aligned}\quad (3.110)$$

$$z_5 = \xi_5 \cdot E_0 = 0,007 \cdot 160,262 = 1,1222 \text{ kJ/kg} \quad (3.111)$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem se skládá ze dvou dílčích ztrát – ztráty ventilací neostříkнутých lopatek ξ_{61} ze ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku ξ_{62} . Rovněž bude stanovena absolutní hodnota této ztráty.

$$\begin{aligned}\xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ &= \frac{0,065}{\sin 12} \cdot \frac{(1 - 0,3886)}{0,3886} \cdot \left(\frac{258,5}{\sqrt{2} \cdot 159,462 \cdot 1000} \right)^3 = 0,04718\end{aligned}\quad (3.112)$$

$$\begin{aligned}\xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_{PO} \\ &= 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,029}{6,62 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{258,5}{\sqrt{2} \cdot 159,462 \cdot 1000} \right) \cdot 0,8858 \cdot 2 = 0,01335\end{aligned}\quad (3.113)$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,06053 \quad (3.114)$$

$$z_6 = \xi_6 \cdot E_0 = 0,06056 \cdot 160,262 = 9,7004 \text{ kJ/kg} \quad (3.115)$$

Poslední ztráta, která bude stanovena, je ztráta radiální mezerou. Výpočet je platný pro akční stupeň bez bandáže. Bandážované lopatky nebyly při návrhu uvažovány, tedy je možné vztah použít. Nejprve se stanoví velikost radiální mezery δ_{RM} a její průřez S_{RM} .

$$\delta_{RM} = \frac{D}{1000} + 0,2 = \frac{898}{1000} + 0,2 = 1,098 \text{ mm} = 0,001098 \text{ m} \quad (3.116)$$

$$S_{RM} = \pi \cdot \delta_{RM} \cdot (D + l_1) = \pi \cdot 0,001098 \cdot (0,898 + 0,029) = 0,0032 \text{ m}^2 \quad (3.117)$$

Dále je třeba stanovit průtokový součinitel μ_1 a stupeň reakce ρ_s na špici lopatky.

$$\mu_1 = 0,5 \quad (3.118)$$

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,898}{0,029}}{1 + \frac{0,898}{0,029}} = 0,0798 \quad (3.119)$$

Poměrná a absolutní ztráta radiální mezerou je pak

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{RM} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,0032 \cdot 0,8858}{6,62 \cdot 10^{-3}} \cdot \sqrt{\frac{0,0798}{1 - 0,05}} \quad (3.120)$$

$$= 0,092923$$

$$z_7 = \xi_6 \cdot E_0 = 0,092923 \cdot 160,262 = 14,892 \text{ kJ/kg} \quad (3.121)$$

Vnitřní práce regulačního stupně

$$a_i = a_u - z_5 - z_6 - z_7 = 141,9665 - 1,222 - 9,7 - 14,892 \quad (3.122)$$

$$= 116,252 \text{ kJ/kg}$$

Termodynamická účinnost regulačního stupně

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{E_0} = \frac{116,252}{160,262} = 0,7254 \quad (3.124)$$

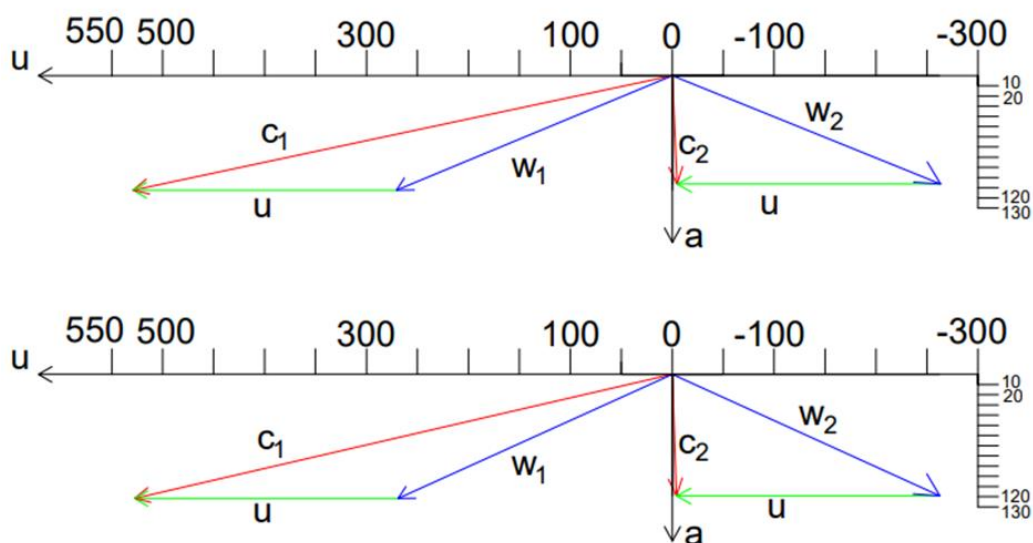
Vnitřní výkon regulačního stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot a_i = 27,78 \cdot 116,252 = 3229,22 \text{ kW} \quad (3.125)$$

Celková entalpie na výstupu z RS

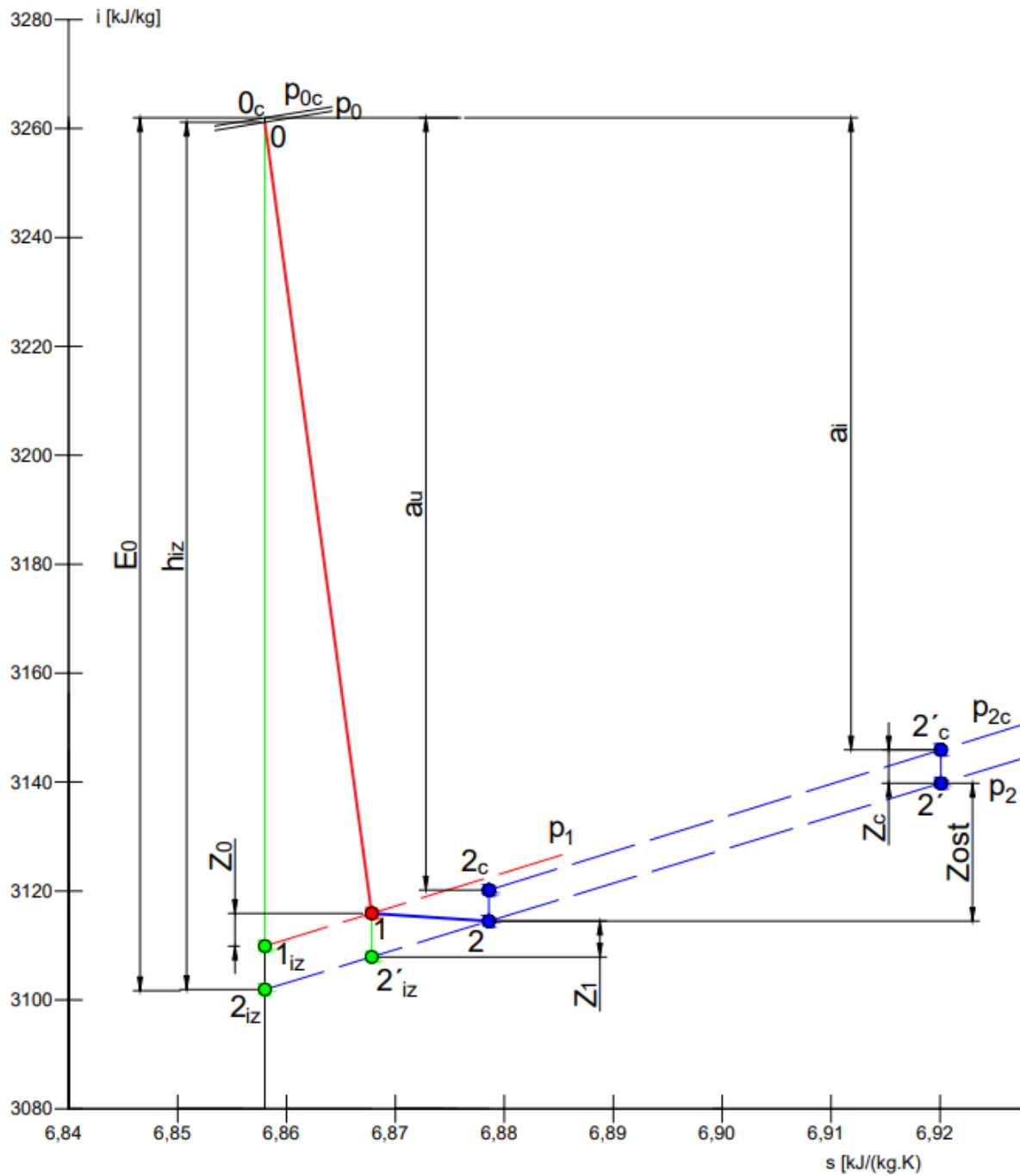
$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2000} - a_i = 3261,36 + \frac{40^2}{2000} - 116,252 = 3145,908 \text{ kJ/kg} \quad (3.126)$$

Rychlostní trojúhelníky obou RS jsou na obr. 3.10.



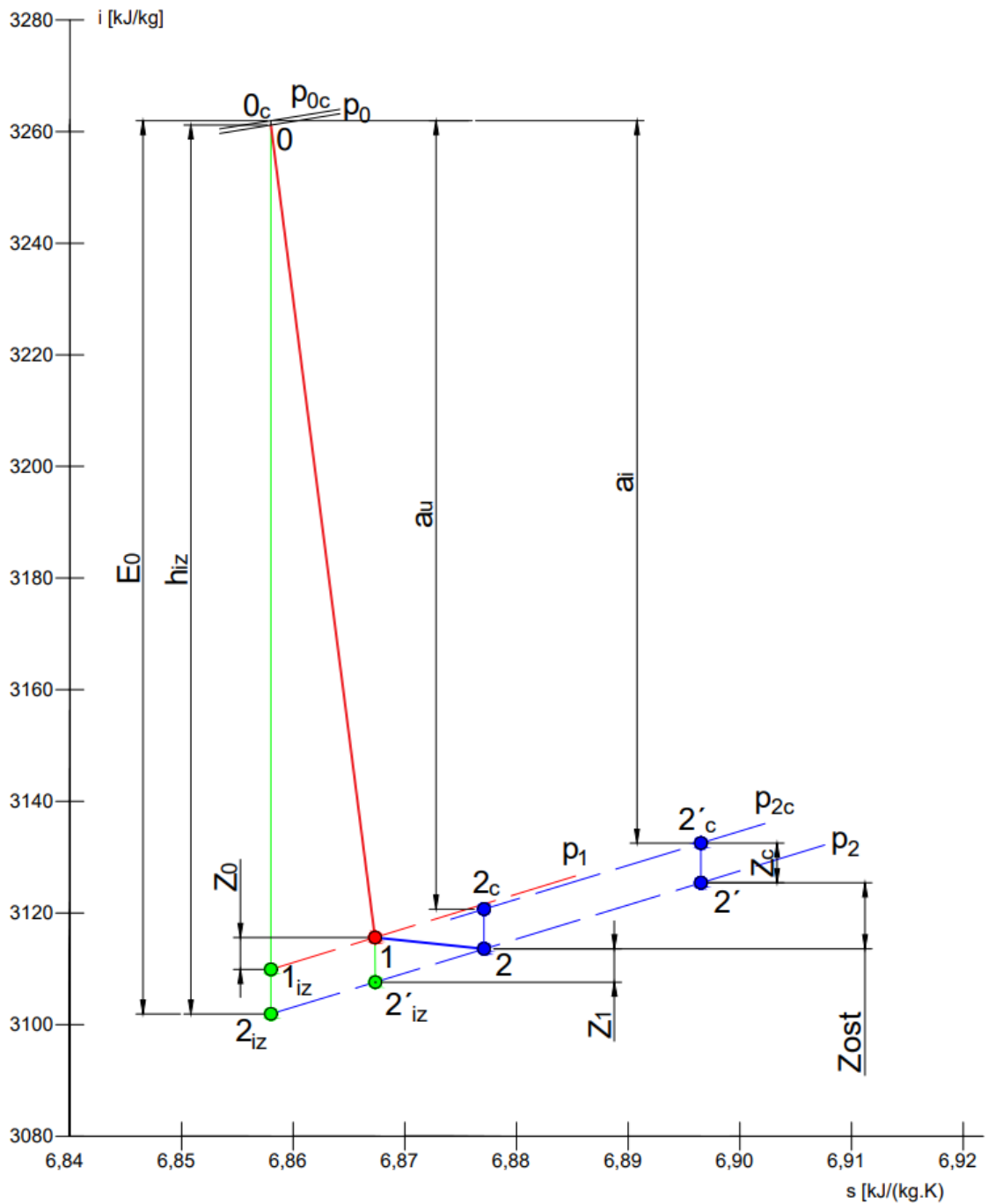
Obr. 3.10 Rychlostní trojúhelníky RS obou provedení (jednohřídelové nahoře)

Na obr 3.11 je i-s diagram regulačního stupně jednohřídelové turbíny.



Obr. 3.11 i-s diagram RS – jednohřídelové provedení

Na obr. 3.12 je i-s diagram regulačního stupně dvouhřídelové turbíny.



Obr. 3.12 *i-s* diagram RS – dvouhřídelové provedení

Výsledky detailního návrhu obou RS jsou uvedeny v tab. 3.3.

Tab. 3.3 Výsledky detailního výpočtu RS

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	dvou- hřídelová
Základní charakteristiky stupně				
Hmotnostní průtok	\dot{m}	[kg/s]	27,78	27,78
Obvodová rychlost na středním průměru	u	[m/s]	258,5	258,5
Otáčky turbíny	n	1/s	91,667	183,33
Stupeň reakce	ρ	[-]	0,05	0,05
Střední průměr stupně	D	m	0,898	0,45
Absolutní rychlost na vstupu do RS	c_0	[m/s]	40	40
Rychlostní součinitel pro dýzu	φ	[-]	0,98	0,981
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	[-]	0,927	0,935
Úhel abs. rychlosti na výstupu z dýzy	α_1	[°]	12	13
Úhel rel. rychlosti na výstupu z rotoru	β_2	[°]	158	155,6
Tlak za RS	p_2	[MPa]	2,2	2,2
Rozložení entalpického spádu				
Entalpie za RS při izoentrop. expanzi	i_{2iz}	[kJ/kg]	3101,898	3101,898
Izoentropický spád na stupeň	h_{iz}	[kJ/kg]	159,462	159,462
Izoentrop. spád vyjádřený jako rychlost	c_{iz}	[m/s]	564,734	564,734
Rychlostní poměr	u/c_{iz}	[-]	0,458	0,458
Entalpický spád na stator	h_{iz}^S	[kJ/kg]	151,49	151,49
Entalpický spád na rotor	h_{iz}^R	[kJ/kg]	7,9731	7,9731
Stav páry za statorem				
Entalpie za statorem při izoentrop. expanzi	$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3109,87	3109,87
Energetické ztráty statoru	z_0	[kJ/kg]	6,031	5,732
Tlak za statorem	p_1	[MPa]	2,266	2,266
Entalpie páry za statorem	i_1	[kJ/kg]	3115,9	3115,6
Teplota páry za statorem	t_1	[°C]	343	343
Měrný objem páry za statorem	v_1	[m ³ /kg]	0,120055	0,120024
Měrná entropie páry za statorem	s_1	[kJ/(kg.K)]	6,86782	6,86733
Rychlostní trojúhelník stator				
Teor. abs. rychlost na výstupu z dýzy	$c_{1,iz}$	[m/s]	551,89	551,89
Abs. rychlost páry na výstupu z dýzy	c_1	[m/s]	540,85	541,40
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1,u}$	[m/s]	529,03	527,52
Axiální složka absolutní rychlosti	$c_{1,a}$	[m/s]	112,45	121,79
Rel. rychlost páry na výstupu z dýzy	w_1	[m/s]	292,97	295,31

Obvodová složka relativní rychlosti	$w_{1,u}$	[m/s]	270,53	269,02
Axiální složka relativní rychlosti	$w_{1,a}$	[m/s]	112,45	121,79
Úhel rel. rychlosti na výstupu z dýzy	β_1	[°]	22,6	24,36
Rozdíl úhlů rel. rychlostí	$\Delta\beta$	[°]	135,43	131,24
Rychlost zvuku za dýzami	a_1	[m/s]	592,68	593,03
Machovo číslo mezi stat. a rotorem	Ma_1	[-]	0,91	0,91
Stav páry za rotorem				
Entalpie za rot. při izoent. expanzi 1- >2'	$i_2'_{iz}$	[kJ/kg]	3107,89	3107,60
Energetické ztráty rotoru	z_1	[kJ/kg]	6,60	5,99
Entalpie páry za rotorem	i_2	[kJ/kg]	3114,49	3113,58
Teplota páry za rotorem	t_2	[°C]	341,6	341,2
Měrný objem páry za rotorem	v_2	[m ³ /kg]	0,123522	0,123426
Měrná entropie páry za rotorem	s_2	[kJ/(kg.K)]	6,87857	6,87709
Rychlostní trojúhelník - rotor				
Teor. rel. rychlost na výstupu z rotoru	$w_{2,iz}$	[m/s]	306,27	308,51
Rel. rychlost páry na výstupu z rotoru	w_2	[m/s]	283,92	288,46
Obvodová složka absolutní rychlosti	$w_{2,u}$	[m/s]	-263,24	-262,69
Axiální složka absolutní rychlosti	$w_{2,a}$	[m/s]	106,36	119,16
Rel. rychlost páry na výstupu z dýzy	c_2	[m/s]	106,46	119,24
Obvodová složka relativní rychlosti	$c_{2,u}$	[m/s]	-4,74	-4,19
Axiální složka relativní rychlosti	$c_{2,a}$	[m/s]	106,36	119,16
Úhel rel. rychlosti na výstupu z dýzy	α_2	[°]	92,55	92,02
Rozdíl úhlů abs. rychlostí	$\Delta\alpha$	[°]	80,55	79,02
Rychlost zvuku za rotorem	a_2	[m/s]	592,42	592,58
Machovo číslo za rotorem	Ma_2	[-]	0,48	0,49
Pevnostní kontrola				
Parciální ostřík	ε	[-]	0,3886	0,5380
Počet oběžných lopatek	Z_R	[-]	135	105
Počet ostříknutých oběžných lopatek	$Z_{R,ostr}$	[-]	52,46	56,49
Zaokrouhl. počet ostříknutých lopatek	$Z_{R,ostr}$	[-]	53	57
Obvodová síla na jednu lopatku	F_u	[N]	274,8	255,0
Axiální síla na jednu lopatku	F_a	[N]	43,43	35,17
Celková síla na jednu lopatku	F	[N]	278,2	257,45
Max. ohybový moment na lopatku	$M_{o,max}$	[N.m]	4,04	4,9
Minimální průřezový modul v ohybu	W_{min}	[cm ³]	0,342	0,3158

Ohybové napětí	σ_o	[MPa]	11,82	15,53
Plocha profilu oběžné lopatky	S_R	[cm ²]	2,607	2,418
Úhlová rychlost	ω	[1/s]	576	1151,9
Hustota materiálu lopatek	ρ_R	[kg/m ³]	7850	7850
Odstředivá síla na jednu lopatku	F_{od}	[N]	8855,77	21526,7
Napětí v tahu	σ_t	[MPa]	33,97	89,03
Celkové namáhání	σ	[MPa]	57,6	120,07
Dovol. napětí (16 236.6), t = 350 °C	σ_{dov}	[MPa]	157	157
Ztráty stupně				
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	[kJ/kg]	5,67	7,11
Třecí součinitele $k_{tř}$	$k_{tř}$	[-]	0,0006	0,0006
Průtočný průřez stupně	S	[m ²]	0,0066	0,0065
Poměrná ztráta třením (ventilací) disku	ξ_5	[-]	0,0070	0,0018
Absolutní hodnota ztráty třením disku	z_5	[kJ/kg]	1,1222	0,2858
Ztráta ventilací neostříkнутých lopatek	ξ_{61}	[-]	0,0472	0,0238
Ztráta na okraji pásma ostříku	ξ_{62}	[-]	0,0133	0,0125
Poměrná ztráta parciálním ostříkem	ξ_6	[-]	0,0605	0,0363
Abs. hodnota ztráty parciálním ostříkem	z_6	[kJ/kg]	9,7004	5,8142
Stupeň reakce na špici lopatky RS	ρ_s	[-]	0,0798	0,1243
Radiální mezera	δ_{RM}	[m]	0,0011	0,0006
Průřez radiální mezery	S_{RM}	[m ²]	0,0032	0,0010
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_7	[-]	0,0929	0,0366
Abs. hodnota ztráty radiální mezerou	z_7	[kJ/kg]	14,8921	5,8594
Účinnost stupně a výkon				
Obvodová práce regulačního stupně	$a_{u,RS}$	[kJ/kg]	141,9665	141,4357
Celková využitelná energie na stupeň	E_0	[kJ/kg]	160,2620	160,2620
Obvodová účinnost RS	η_u	[-]	0,8858	0,8825
Vnitřní práce stupně	a_i	[kJ/kg]	116,252	129,476
Termodynamická účinnost	η_{tdi}	[-]	0,725	0,808
Vnitřní výkon stupně	P_i	[kW]	3229,22	3578,61
Celková entalpie za stupněm	i_{2c}	[kJ/kg]	3145,908	3132,684

4 Návrh vysokotlaké části – jednohřídelové provedení

Po návrhu regulačního stupně následuje návrh přetlakových stupňů vysokotlaké části jednohřídelové turbíny. V této kapitole je ukázán pouze výpočet prvního přetlakového stupně za RS, jelikož výpočet dalších stupňů je analogický. Výsledky výpočtu všech stupňů jsou shrnuty v tabulkách na konci kapitoly. Výpočet je proveden dle metodiky v [1].

Předpoklady:

- hmotnostní tok páry je konstantní v celé turbíně (100 t/hod)
- změny průtoku vlivem úniku páry přes kartáčové ucpávky jsou zanedbány
- výpočet probíhá na středním průměru lopatkování, lopatky jsou prizmatické
- stupeň reakce na středním průměru je 0,5
- tlak v odběru je 0,24 MPa
- optimální rychlostní poměr je uvažován v rozsahu $x = 0,615 \div 0,64$, tento rozsah se liší od hodnot na Obr. 1.5 a byl doporučen odborným konzultantem na základě neveřejných firemních podkladů společnosti Siemens Energy s.r.o [14]

4.1 Vzorový výpočet stupně

Některé parametry stupně jsou známy (hmotnostní průtok, stupeň reakce či otáčky), jiné musí být iteračně zvoleny (geometrie, tlak za stupněm, úhly rychlostí nebo rychlostní součinitele) tak, aby rychlostní poměr u/c_{iz} byl v optimálním rozsahu. V této kapitole jsou uvedeny pouze finální hodnoty iteračního výpočtu, tedy hodnoty po optimalizaci.

4.1.1 Geometrie stupně

Průtočný kanál je navržen tak, aby nedocházelo k výrazným změnám středního průměru. Na obr. 4.1 jsou schematicky znázorněny dva stupně turbíny a je uvedeno značení jednotlivých rozměrů. Index p označuje patní průměr a index h hlavový průměr, 0 vstup do statorové řady, 1 výstup ze statorové řady a 2 výstup z rotorové řady. Šířka lopatek je volena tak, aby poměr výstupní hrany lopatky lopatky ku její šířce byl menší než tři.

Délky hran lopatek prvního stupně

$$l_0 = 0,0377 \text{ m} \quad (4.1)$$

$$l_1 = 0,0386 \text{ m} \quad (4.2)$$

$$l_2 = 0,0397 \text{ m} \quad (4.3)$$

Střední průměry stupně

$$D_0 = 0,587 \text{ m} \quad (4.4)$$

$$D_1 = 0,591 \text{ m} \quad (4.5)$$

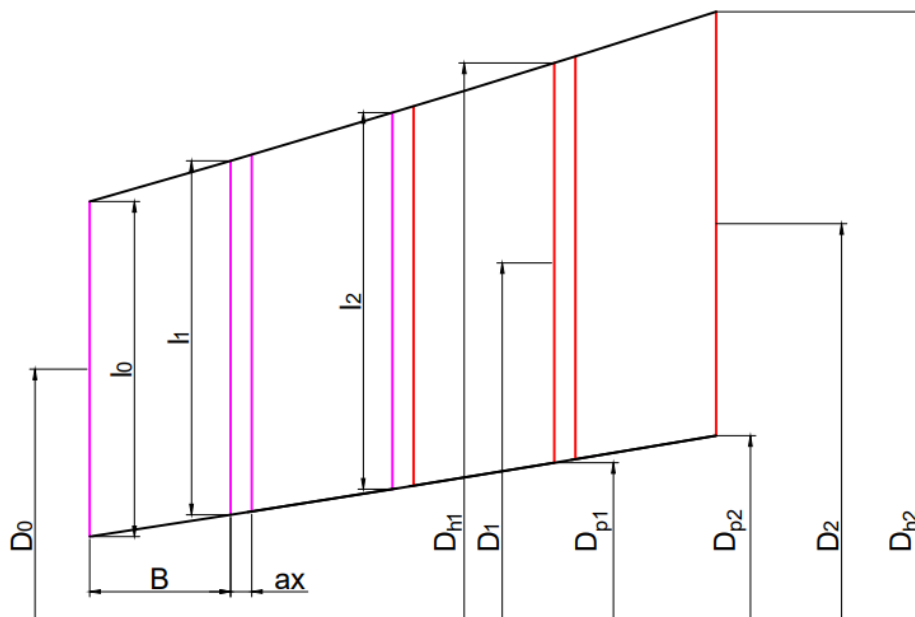
$$D_2 = 0,597 \text{ m} \quad (4.6)$$

Šířka lopatek prvního stupně a axiální mezera mezi lopatkami

$$B = 0,0144 \text{ m} \quad (4.7)$$

$$ax = 0,005 \text{ m}$$

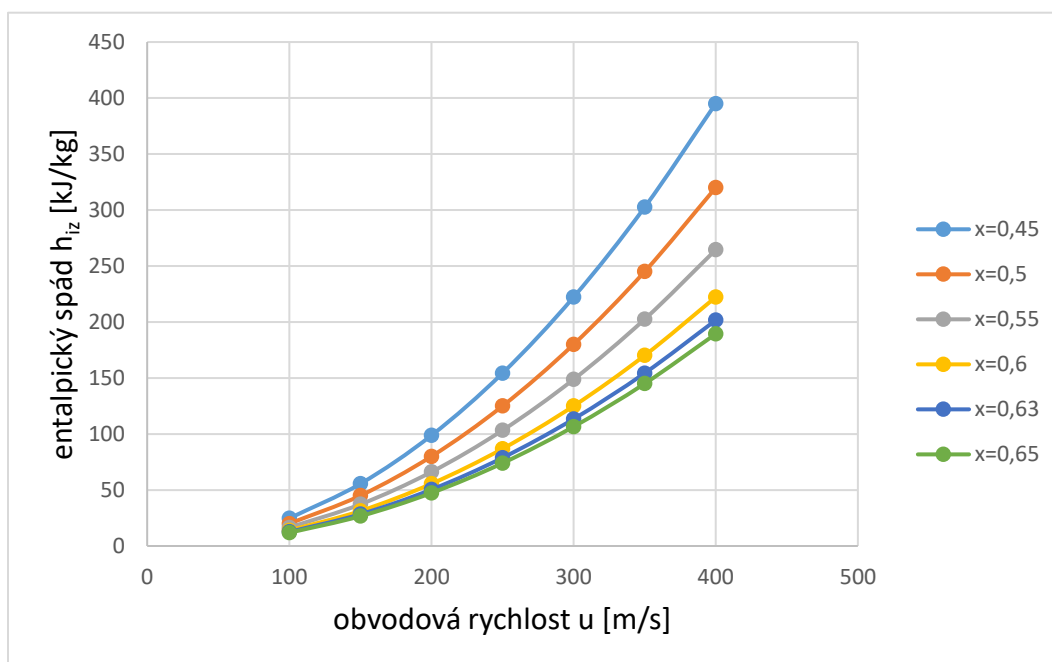
(4.8)



Obr. 4.1 Geometrie stupně

Platí, že čím větší střední průměr a otáčky, tím větší obvodová rychlost a entalpický spád na stupeň. Závislost velikosti entalpického spádu na obvodové rychlosti a rychlostním poměru u/c_{iz} popisuje rovnice 4.9. V grafu na obr. 4.2 je pak tato závislost vykreslena pro různé hodnoty rychlostního poměru a různé hodnoty obvodových rychlostí.

$$h_{iz} = \frac{u^2}{2x^2} = \frac{u^2}{2 \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^2} \quad (4.9)$$



Obr. 4.2 Velikost entalpického spádu v závislosti na obvodové rychlosti a rychlostním poměru

Při znalosti otáček a středních průměrů lopatkování je možné vypočítat obvodové rychlosti na středním průměru statorové a rotorové řady. Střední obvodová rychlost stupně se určí jejich aritmetickým průměrem.

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,591 \cdot 91,667 = 170,21 \text{ m/s} \quad (4.10)$$

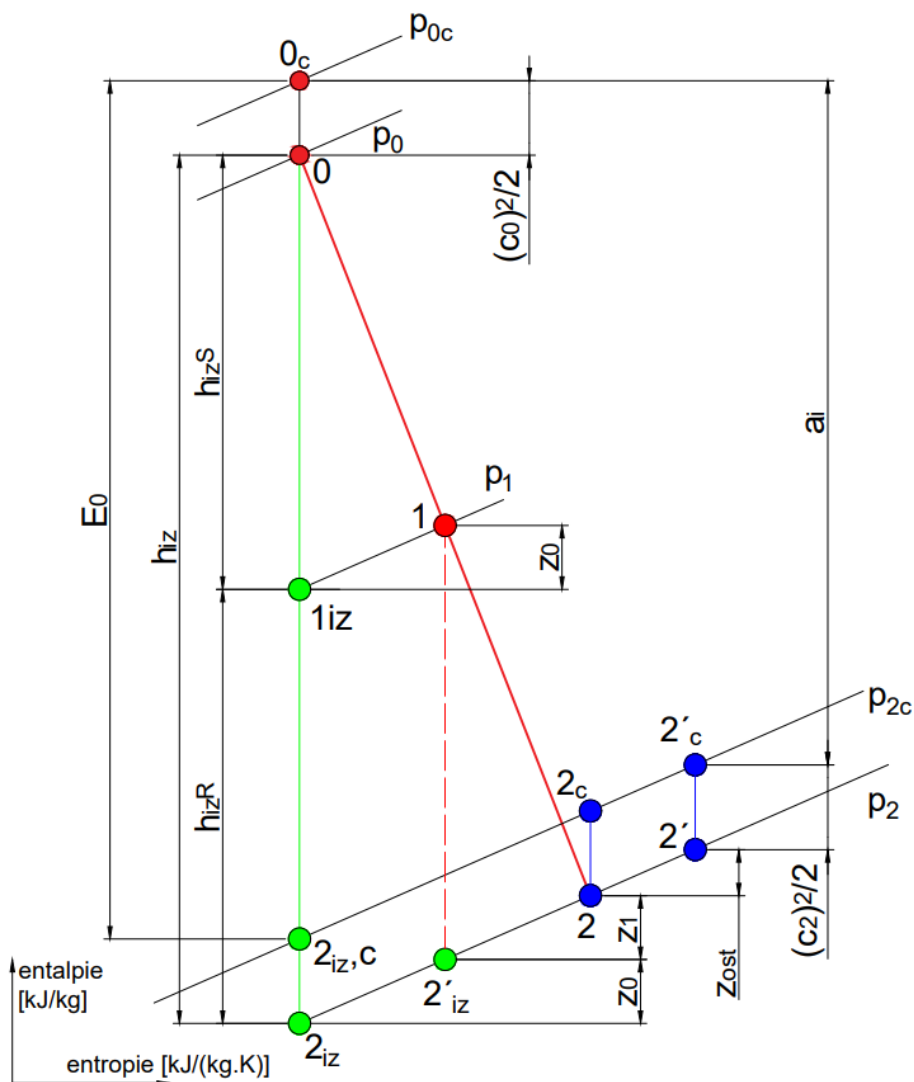
$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n = \pi \cdot 0,5966 \cdot 91,667 = 171,8 \text{ m/s} \quad (4.11)$$

$$u_{st} = \frac{u_1 + u_2}{2} = \frac{170,21 + 171,8}{2} = 171 \text{ m/s} \quad (4.12)$$

4.1.2 Rozdělení entalpického spádu

Z výpočtu regulačního stupně je znám stav páry na výstupu, tedy stav páry na vstupu do prvního přetlakového stupně. Stejně jako u regulačního stupně je indexem 0 označen stav na vstupu do stupně, indexem 1 stav za statorovou řadou a indexem 2 stav za rotorovou řadou.

Expanze v přetlakovém stupni je znázorněna v i-s diagramu na obr. 4.3.



Obr. 4.3 i-s diagram expanze v přetlakovém stupni

Parametry páry na vstupu do stupně

$$p_0 = 2,2 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

$$i_0 = 3140,24 \text{ kJ/kg} \quad (4.14)$$

$$t_0 = 353 \text{ °C} \quad (4.15)$$

$$s_0 = 6,92008 \text{ kJ/(kg.K)} \quad (4.16)$$

$$v_0 = 0,12621 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.17)$$

Pro výpočet izoentropického spádu zpracovaného stupněm je třeba nejprve zvolit tlak za stupněm.

$$p_2 = 1,913 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Entalpie za rotorem při izoentropické expanzi ($0 \rightarrow 2_{iz}$)

$$i_{2_{iz}} = f(s_0; p_2) = 3102,0317 \text{ kJ/kg} \quad (4.19)$$

Izoentropický spád na stupeň

$$h_{iz} = i_0 - i_{2_{iz}} = 3140,24 - 3102,0317 = 38,21 \text{ kJ/kg} \quad (4.20)$$

Izoentropický spád vyjádřený jako rychlost

$$c_{iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz}} = \sqrt{2 \cdot 38,21 \cdot 1000} = 276,44 \text{ m/s} \quad (4.21)$$

Rychlostní poměr stupně u/c_{iz} je pak

$$x = \frac{u_{st}}{c_{iz}} = \frac{171}{276,44} = 0,619 \quad (4.22)$$

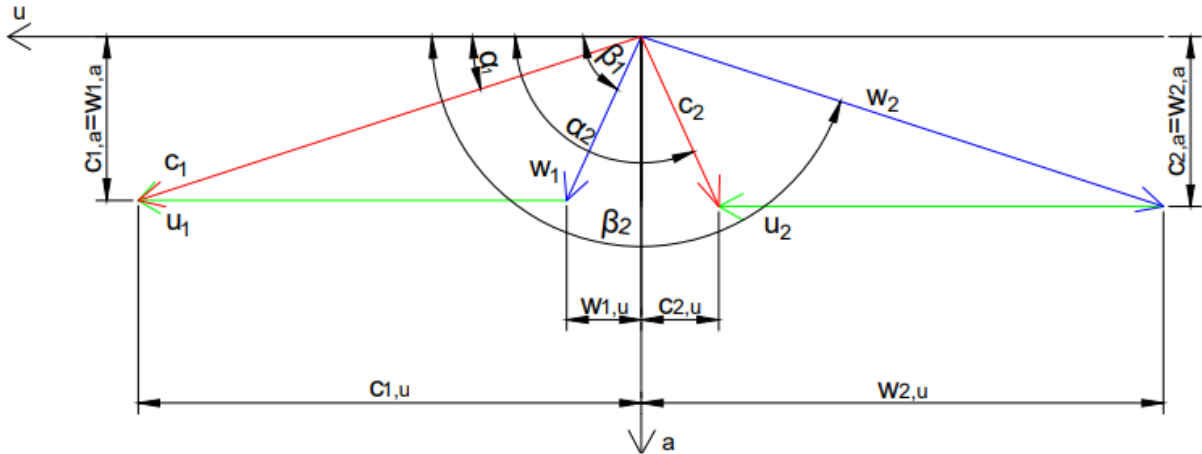
Stupeň reakce a rozložení spádu na stator a rotor

$$\rho = 0,5 \quad (4.23)$$

$$h_{iz}^S = h_{iz}^R = 0,5 \cdot h_{iz} = 0,5 \cdot 38,21 = 19,105 \text{ kJ/kg} \quad (4.24)$$

4.1.3 Výpočet rychlostních trojúhelníků

Výpočet rychlostního trojúhelníku přetlakového stupně probíhá stejně jako u regulačního stupně. Výsledné rychlostní trojúhelníky se ale značně liší, protože vlastností přetlakových stupňů je, že jejich rychlostní trojúhelníky jsou přibližně symetrické, jak bylo uvedeno v kapitole 1. Výpočet je ukázán pouze pro první stupeň, nicméně na konci kapitoly jsou graficky zpracovány rychlostní trojúhelníky všech stupňů. Značení rychlostí a úhlů je podle vzorového rychlostního trojúhelníku na obr. 4.4.



Obr. 4.4 Rychlostní trojúhelník přetlakového stupně

Vstupní rychlost páry do prvního stupně je uvažována jako čistě axiální ($\alpha_2 = 90^\circ$), protože první stupeň je ve velké vzdálenosti od regulačního stupně. U dalších stupňů je zohledněn výstupní úhel absolutní rychlosti páry z předchozího stupně.

$$c_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot l_0 \cdot \sin \alpha_2} = \frac{27,78 \cdot 0,12621}{\pi \cdot 0,587 \cdot 0,0377 \cdot \sin 90} = 50,42 \text{ m/s} \quad (4.25)$$

Teoretická absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,5) \cdot 38,21 \cdot 1000 + 50,42^2} \quad (4.26)$$

$$= 201,87 \text{ m/s}$$

Rychlostní součinitel pro statorovou řadu

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,9733 \quad (4.27)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,9733 \cdot 201,87 = 196,48 \text{ m/s} \quad (4.28)$$

Zvolený úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statorové řady

$$\alpha_1 = 15,2^\circ \quad (4.29)$$

Axiální a obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{1,a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 196,48 \cdot \sin 15,2 = 51,51 \text{ m/s} \quad (4.30)$$

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 196,48 \cdot \cos 15,2 = 189,61 \text{ m/s} \quad (4.31)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statorové řady

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.32)$$

$$= \sqrt{196,48^2 + 170,21^2 - 2 \cdot 196,48 \cdot 170,21 \cdot \cos 15,2} = 55,05 \text{ m/s}$$

Axiální a obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{1,a} = c_{1,a} = 51,51 \text{ m/s} \quad (4.33)$$

$$w_{1,u} = c_{1,u} - u_1 = 187,52 - 170,21 = 19,40 \text{ m/s} \quad (4.34)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statorové řady

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{19,4}{51,51} = 69,37^\circ \quad (4.35)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotorové řady byl iteračně zvolen. Dále je možno dopočítat rozdíl úhlů relativních rychlostí, dle kterého se odvíjí velikost rychlostního součinitele pro rotorovou řadu.

$$\beta_2 = 164,6^\circ \quad (4.36)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 164,6 - 69,37 = 95,23^\circ \quad (4.37)$$

Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z rotorové řady

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 0,5 \cdot 38,21 \cdot 1000 + 55,05^2} \quad (4.38)$$

$$= 203,07 \text{ m/s}$$

Rychlostní součinitel pro rotorovou řadu

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0,973 \quad (4.39)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z rotoru

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,973 \cdot 203,07 = 197,59 \text{ m/s} \quad (4.40)$$

Axiální a obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotorové řady

$$w_{2,a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 197,59 \cdot \sin 164,6 = 52,47 \text{ m/s} \quad (4.41)$$

$$w_{2,u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 197,59 \cdot \cos 164,6 = -190,50 \text{ m/s} \quad (4.42)$$

Axiální a obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotorové řady

$$c_{2,a} = w_{2,a} = 52,47 \text{ m/s} \quad (4.43)$$

$$c_{2,u} = w_{2,u} + u_2 = -190,50 + 171,8 = -18,70 \text{ m/s} \quad (4.44)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z rotorové řady

$$c_2 = \sqrt{c_{2,u}^2 + c_{2,a}^2} = \sqrt{-18,70^2 + 52,47^2} = 55,70 \text{ m/s} \quad (4.45)$$

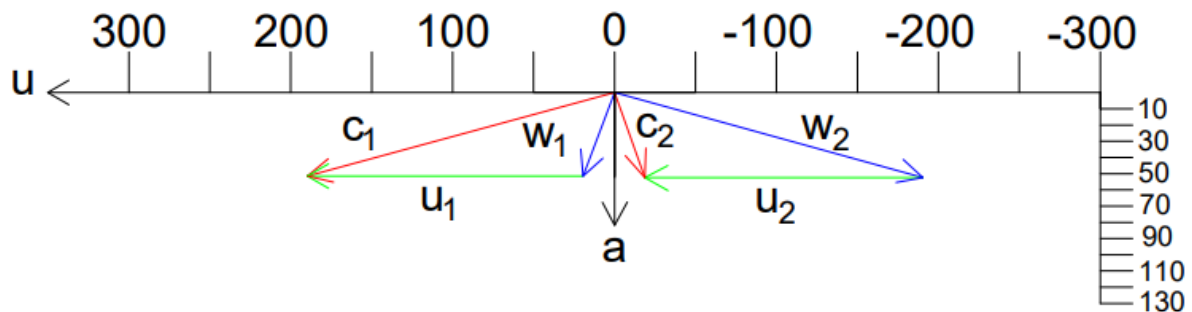
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotorové řady

$$\alpha_2 = \arctg \frac{|c_{2,u}|}{c_{2,a}} + 90 = \arctg \frac{|-18,70|}{52,47} + 90 = 109,62^\circ \quad (4.46)$$

Rozdíl úhlů absolutních rychlostí

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 109,62 - 15,2 = 94,42^\circ \quad (4.47)$$

Výsledný rychlostní trojúhelník je na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Rychlostní trojúhelník prvního přetlakové stupně – jednohřídelová varianta

4.1.4 Určení stavů páry a profilových ztrát

Nyní je možno přistoupit k určení stavů za statorovou a rotorovou řadou. Expanze ve stupni a jednotlivé stavy jsou znázorněny na obr. 4.3.

Entalpie za statorovou řadou při izoentropické expanzi ($0 \rightarrow 1_{iz}$)

$$i_{1iz} = i_0 - h_{1iz}^S = 3140,24 - 19,10 = 3121,14 \text{ kJ/kg} \quad (4.48)$$

Tlak za statorovou řadou

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) = 2,0526 \text{ MPa} \quad (4.49)$$

Profilové ztráty statorové řady

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2000} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{201,87^2}{2000} \cdot (1 - 0,9733^2) = 1,073532 \text{ kJ/kg} \quad (4.50)$$

Entalpie za statorovou řadou

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3121,14 + 1,073532 = 3122,21 \text{ kJ/kg} \quad (4.51)$$

Měrný objem za statorovou řadou

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,1333 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.52)$$

Měrná entropie za statorovou řadou

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,92182 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.53)$$

Entalpie za rotorovou řadou při izoentropické expanzi ($1 \rightarrow 2'_{iz}$)

$$i_{2'_{iz}} = f(p_2; s_1) = 3103,09 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.54)$$

Profilové ztráty rotorové řady

$$z_1 = \frac{w_{2'_{iz}}^2}{2000} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{203,07^2}{2000} \cdot (1 - 0,973^2) = 1,09843 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.55)$$

Entalpie za rotorovou řadou

$$i_2 = i_{2'_{iz}} + z_1 = 3103,09 - 1,09843 = 3104,188 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.56)$$

Měrný objem za rotorovou řadou

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,1409 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.57)$$

Měrná entropie za rotorovou řadou

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,92363 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.58)$$

4.1.5 Ztráty a účinnost stupně

V poslední části výpočtu jsou stanoveny ostatní ztráty stupně, přičemž jsou uvažovány ztráty radiální mezerou, rozvějířením, sekundárním prouděním, vlhkostí páry a výstupní rychlostí. Kinetická energie páry na výstupu ze stupně (ztráta výstupní rychlostí) je využita v následujícím stupni, o ztrátu se tedy bude jednat až za posledním stupněm.

Ztráta výstupní rychlostí stupně

$$z_c = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{55,70^2}{2000} = 1,55 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.59)$$

Celková využitelná energie ve stupni

$$E_0 = h_{iz} + \frac{c_0^2}{2000} - \frac{c_2^2}{2000} = 38,21 + \frac{50,42^2}{2000} - \frac{55,70^2}{2000} = 37,93 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.60)$$

Poměrná a absolutní ztráta vlhkostí páry je u prvních stupňů nulová, protože je pára v přehřátém stavu. Expanze v posledním stupni vysokotlaké části končí mírně v mokré páře, takže je nutné započítat i ztrátu vlhkostí páry.

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_{2'}}{2}\right) = 0 \quad (4.61)$$

$$z_x = \xi_x \cdot E_0 = 0 \cdot 37,93 = 0 \text{ kJ/kg} \quad (4.62)$$

Ztráta radiální mezerou je největší u prvního stupně s nejkratšími lopatkami, protože poměr velikosti radiální mezery ku velikosti průtočného kanálu je zde největší. Tuto ztrátu je možné významně snížit použitím bandážovaných lopatek. Výpočet bandážovaných lopatek je proveden dle Traupelovy metodiky uvedené v [7].

Velikost radiální mezery statorové a rotorové řady

$$\delta_{RM1} = \frac{D_{v1}}{1000} + 0,2 = \frac{630}{1000} + 0,2 = 0,83 \text{ mm} = 0,00083 \text{ m} \quad (4.63)$$

$$\delta_{RM2} = \frac{D}{1000} + 0,2 = \frac{636}{1000} + 0,2 = 0,836 \text{ mm} = 0,000836 \text{ m} \quad (4.64)$$

Počet břitů bandáže pro statorovou i rotorovou řadu

$$z_{bandáž} = 3 \quad (4.65)$$

Střední hodnota koeficientu pro výpočet bandáže dle Traupela [7]

$$k_{bandáž} = 1,06 \quad (4.66)$$

Ekvivalentní vůle statorové a rotorové řady dle Traupela [7]

$$\delta_{E1} = \delta_{RM1} \cdot z_{bandáž}^{-0,5} = 0,83 \cdot 3^{-0,5} = 0,479 \text{ mm} = 0,000479 \text{ m} \quad (4.67)$$

$$\delta_{E2} = \delta_{RM2} \cdot z_{bandáž}^{-0,5} = 0,836 \cdot 3^{-0,5} = 0,483 \text{ mm} = 0,000483 \text{ m} \quad (4.68)$$

Délky vstupní a výstupní hrany lopatky se liší, proto je stanovena střední hodnota délky lopatky

$$l_{S,ST} = 0,03815 \text{ m} \quad (4.69)$$

$$l_{R,ST} = 0,03931 \text{ m} \quad (4.70)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru, rotoru a celého stupně

$$\xi_{k1} = k_{bandáž} \cdot \frac{\delta_{E1}}{l_{S,ST} \cdot \sin \alpha_1} = 1,06 \cdot \frac{0,000479}{0,03815 \cdot \sin 15,2} = 0,050760 \quad (4.71)$$

$$\xi_{k2} = k_{bandáž} \cdot \frac{\delta_{E2}}{l_{R,ST} \cdot \sin \beta_2} = 1,06 \cdot \frac{0,000483}{0,03931 \cdot \sin 164,6} = 0,049028 \quad (4.72)$$

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{k2}}{2} = \frac{0,050760 + 0,049028}{2} = 0,049894 \quad (4.73)$$

Absolutní ztráta radiální mezerou

$$z_k = \xi_k \cdot E_0 = 0,049894 \cdot 37,93 = 1,892 \text{ kJ/kg} \quad (4.74)$$

Poměrná ztráta rozvějířením je nejmenší u prvních stupňů, kde je prakticky zanedbatelná, a narůstá se zvětšujícím se poměrem délky lopatky ku střednímu průměru. Nejvýznamnější je tedy u posledních stupňů.

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,0386}{0,5910}\right)^2 = 0,00426 \quad (4.75)$$

$$\xi_{v2} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,03973}{0,5966}\right)^2 = 0,00444 \quad (4.76)$$

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{v2}}{2} = \frac{0,00426 + 0,00444}{2} = 0,00435 \quad (4.77)$$

Absolutní ztráta rozvějířením

$$z_v = \xi_v \cdot E_0 = 0,00435 \cdot 37,93 = 0,166 \text{ kJ/kg} \quad (4.78)$$

Poslední uvažovanou ztrátou je ztráta sekundárním prouděním, která bude vypočtena dle metodiky Dunham – Came uvedené v [7].

Úhel aerodynamické střední rychlosti statoru

$$\begin{aligned} \alpha_{ST} &= \arctg\left(\frac{-\cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1}{2}\right) \quad (4.79) \\ &= \arctg\left(\frac{-\cotg 109,62 + \cotg 15,2}{2}\right) = 63,645^\circ \end{aligned}$$

Úhel aerodynamické střední rychlosti rotoru

$$\begin{aligned} \beta_{ST} &= \arctg\left(\frac{\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2}{2}\right) \quad (4.80) \\ &= \arctg\left(\frac{\cotg 69,37 - \cotg 164,6}{2}\right) = 63,475^\circ \end{aligned}$$

Aerodynamické zatížení statoru

$$\begin{aligned} S_{zat} &= 4 \cdot (-\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)^2 \cdot \frac{\sin^2 \alpha_1}{\cos \alpha_{ST}} \quad (4.81) \\ &= 4 \cdot (-\cotg 109,62 - \cotg 15,2)^2 \cdot \frac{\sin^2 15,2}{\cos 63,645} = 6,845 \end{aligned}$$

Aerodynamické zatížení rotoru

$$\begin{aligned} R_{zat} &= 4 \cdot (\cotg \beta_1 + \cotg \beta_2)^2 \cdot \frac{\sin^2 \beta_2}{\cos \beta_{ST}} \quad (4.82) \\ &= 4 \cdot (\cotg 69,37 + \cotg 164,6)^2 \cdot \frac{\sin^2 164,6}{\cos 63,475} = 6,688 \end{aligned}$$

Poměrná ztráta sekundárním prouděním statoru, rotoru a celého stupně

$$\xi_{s1} = 0,0334 \cdot \frac{c_s \cdot \sin \alpha_1}{l_{s,ST} \cdot \sin \alpha_2} = 0,0334 \cdot \frac{0,0224 \cdot \sin 15,2}{0,038 \cdot \sin 109,62} = 0,03736 \quad (4.83)$$

$$\xi_{s2} = 0,0334 \cdot \frac{c_R \cdot \sin \beta_2}{l_{R,ST} \cdot \sin \beta_1} = 0,0334 \cdot \frac{0,0224 \cdot \sin 164,6}{0,038 \cdot \sin 69,37} = 0,03612 \quad (4.84)$$

$$\xi_s = \frac{\xi_{s1} + \xi_{s2}}{2} = \frac{0,03736 + 0,03612}{2} = 0,03674 \quad (4.85)$$

Absolutní ztráta sekundárním prouděním

$$z_s = \xi_s \cdot E_0 = 0,03674 \cdot 37,93 = 1,394 \text{ kJ/kg} \quad (4.86)$$

Součet ostatních ztrát stupně

$$z_{ost} = z_x + z_k + z_v + z_s = 0 + 1,892 + 0,166 + 1,394 = 3,4521 \text{ kJ/kg} \quad (4.87)$$

Vnitřní práce stupně

$$\begin{aligned} a_i &= E_0 - z_0 - z_1 - z_{ost} = 37,93 - 1,0735 - 1,0984 - 3,4521 \\ &= 32,305 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.88)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{E_0} = \frac{32,305}{37,93} = 0,852 \quad (4.89)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot a_i = 27,78 \cdot 32,305 = 897,353 \text{ kW} \quad (4.90)$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně se zohledněním ostatních ztrát stupně

$$i_{2'} = i_2 + z_{ost} = 3104,188 + 3,4521 = 3107,641 \text{ kJ/kg} \quad (4.91)$$

Celková entalpie na výstupu ze stupně

$$i_{2'c} = i_{2'} + z_c = 3107,641 + 1,55 = 3109,192 \text{ kJ/kg} \quad (4.92)$$

4.2 Výsledky výpočtu ostatních stupňů

Jak bylo uvedeno na začátku kapitoly, výsledky výpočtu všech stupňů jsou shrnuty v tabulkách 4.1 a 4.2. Platí, že výstupní tlak p_2 a entalpie $i_{2'}$ n-tého stupně jsou vstupními parametry do následujícího stupně (n+1).

$$p_{2,n} = p_{0,n+1} \quad (4.93)$$

$$i_{2',n} = i_{0,n+1} \quad (4.94)$$

Zbylé stavové veličiny jsou pak funkcí vstupního tlaku a entalpie

$$v_{0,n+1} = f(p_{0,n+1}, i_{0,n+1}) \quad (4.94)$$

$$s_{0,n+1} = f(p_{0,n+1}, i_{0,n+1}) \quad (4.95)$$

$$t_{0,n+1} = f(p_{0,n+1}, i_{0,n+1}) \quad (4.96)$$

Tab. 4.1 Výsledky výpočtu prvního až pátého stupně

značka	jednotka	1	2	3	4	5
Základní parametry stupně						
m	[kg/s]	27,78	27,78	27,78	27,78	27,78
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
n	[1/s]	91,67	91,67	91,67	91,67	91,67
α_1	[°]	15,2	15,3	15,3	15,4	15,4
β_2	[°]	164,6	164,6	164,5	164,4	164,4
φ	[-]	0,9733	0,9744	0,9744	0,9735	0,9745
ψ	[-]	0,973	0,9734	0,973	0,9735	0,9724
D ₀	[m]	0,5870	0,5980	0,6112	0,6249	0,6393
D ₁	[m]	0,5910	0,6029	0,6163	0,6303	0,6474
D ₂	[m]	0,5966	0,6096	0,6232	0,6375	0,6577
l ₀	[m]	0,0377	0,0400	0,0436	0,0474	0,0514
l ₁	[m]	0,0386	0,0413	0,0450	0,0489	0,0537
l ₂	[m]	0,0397	0,0431	0,0469	0,0509	0,0566
u ₁	[m/s]	170,21	173,63	177,49	181,52	186,44
u ₂	[m/s]	171,80	175,54	179,48	183,59	189,41
u _{stř}	[m/s]	171,00	174,59	178,49	182,56	187,93
p ₂	[MPa]	1,913	1,65	1,409	1,185	0,983
Stav páry na vstupu do stupně (0)						
p ₀	[MPa]	2,200	1,913	1,650	1,409	1,185
i ₀	[kJ/kg]	3140,24	3107,64	3073,88	3038,69	3001,14
t ₀	[°C]	353	335,7	317,8	299,1	279,1
s ₀	[kJ/(kg.K)]	6,92008	6,92930	6,93872	6,94844	6,95963
v ₀	[m ³ /kg]	0,12621	0,14132	0,15921	0,18077	0,20779
x ₀	[-]	-	-	-	-	-
c ₀	[m/s]	50,42	55,46	55,78	56,62	59,07
Rozdělení entalpického spádu						
i _{2,iz}	[kJ/kg]	3102,0317	3068,317	3033,131	2995,446	2956,57
h _{iz}	[kJ/kg]	38,21	39,32	40,75	43,25	44,57
c _{iz}	[m/s]	276,44	280,44	285,47	294,10	298,56
E ₀	[kJ/kg]	37,93	39,28	40,67	43,06	44,54
x = u/c _{iz}	[-]	0,619	0,623	0,625	0,621	0,629
h _{iz} ^S	[kJ/kg]	19,10	19,66	20,37	21,62	22,29
h _{iz} ^R	[kJ/kg]	19,10	19,66	20,37	21,62	22,29

Výpočet rychlostního trojúhelníku - stator						
$c_{1,iz}$	[m/s]	201,87	205,91	209,43	215,53	219,22
c_1	[m/s]	196,48	200,64	204,06	209,82	213,63
w_1	[m/s]	55,05	56,56	57,21	59,46	60,00
$c_{1,u}$	[m/s]	189,61	193,53	196,83	202,28	205,96
$w_{1,u}$	[m/s]	19,40	19,89	19,34	20,77	19,52
$c_{1,a}$	[m/s]	51,51	52,94	53,85	55,72	56,73
β_1	[°]	69,37	69,41	70,25	69,56	71,01
$\Delta\beta$	[°]	95,23	95,19	94,25	94,84	93,39
Stav páry za statorovou řadou (1)						
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3121,14	3087,98	3053,50	3017,07	2978,86
p_1	[MPa]	2,0526	1,7777	1,5258	1,2933	1,0803
z_0	[kJ/kg]	1,07353	1,071506	1,108415	1,2147	1,20988
i_1	[kJ/kg]	3122,21	3089,05	3054,61	3018,28	2980,07
s_1	[kJ/(kg.K)]	6,92182	6,93109	6,94063	6,95059	6,96190
v_1	[m ³ /kg]	0,13330	0,14970	0,16930	0,19334	0,22339
x_1	[-]	-	-	-	-	-
Výpočet rychlostního trojúhelníku - rotor						
$w_{2,iz}$	[m/s]	203,07	206,21	209,81	216,29	219,48
w_2	[m/s]	197,59	200,72	204,15	210,56	213,42
c_2	[m/s]	55,70	56,25	57,22	59,79	59,62
$w_{2,u}$	[m/s]	-190,50	-193,52	-196,72	-202,80	-205,56
$c_{2,u}$	[m/s]	-18,70	-17,98	-17,24	-19,21	-16,15
$c_{2,a} = w_{2,a}$	[m/s]	52,47	53,30	54,56	56,62	57,39
α_2	[°]	109,62	108,64	107,54	108,74	105,71
$\Delta\alpha$	[°]	94,42	93,34	92,24	93,34	90,31
Stav páry za rotorovou řadou (2)						
i'_{2iz}	[kJ/kg]	3103,09	3069,371	3034,2191	2996,628	2957,771
z_1	[kJ/kg]	1,098432	1,12	1,17	1,22	1,31
i_2	[kJ/kg]	3104,188	3070,487	3035,392	2997,851	2959,082
s_2	[kJ/(kg.K)]	6,92363	6,93297	6,94267	6,95280	6,96440
v_2	[m ³ /kg]	0,14090	0,15874	0,18022	0,20705	0,24054
x_2	[-]	-	-	-	-	-
Geometrie lopatek a stupně						
D_{v1}	[m]	0,630	0,644	0,661	0,679	0,701
D_{v2}	[m]	0,636	0,653	0,670	0,688	0,714

D_{p1}	[m]	0,552	0,562	0,571	0,581	0,594
D_{p2}	[m]	0,557	0,566	0,576	0,587	0,601
(s/c) _S	[-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,67
(s/c) _R	[-]	0,73	0,73	0,73	0,73	0,65
γ_S	[°]	49	44,5	44,5	44,5	41,5
γ_R	[°]	49	44,5	44,5	44,5	41,5
c_S	[m]	0,0224	0,0224	0,0224	0,0224	0,0310
c_R	[m]	0,0224	0,0224	0,0224	0,0224	0,0310
B_S	[m]	0,0144	0,0157	0,0157	0,0157	0,0228
B_R	[m]	0,0144	0,0157	0,0157	0,0157	0,0228
$S_{\text{profil, stator}}$	[cm ²]	0,78	0,78	0,78	0,78	1,115
$S_{\text{profil, rotor}}$	[cm ²]	0,78	0,78	0,78	0,78	1,115
S_{Stator}	[m]	0,0168	0,0168	0,0168	0,0168	0,0208
S_{Rotor}	[m]	0,0164	0,0164	0,0164	0,0164	0,0202
Z_{Stator}	[ks]	111	113	116	118	98
Z_{Rotor}	[ks]	115	117	120	123	103
a_X	[m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Ztráty stupně						
z_c	[kJ/kg]	1,55	1,58	1,64	1,79	1,78
ξ_x	[-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
z_x	[kJ/kg]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
δ_{RM1}	[m]	0,000830	0,000844	0,000861	0,000879	0,000901
δ_{RM2}	[m]	0,000836	0,000853	0,000870	0,000888	0,000914
$Z_{\text{bandáž}}$	[-]	3	3	3	3	3
$k_{\text{bandáž}}$	[-]	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
δ_{E1}	[m]	0,000479	0,000487	0,000497	0,000508	0,000520
δ_{E2}	[m]	0,000483	0,000492	0,000502	0,000513	0,000528
ξ_{k1}	[-]	0,050760	0,048158	0,045114	0,042106	0,039533
ξ_{k2}	[-]	0,049028	0,046292	0,043159	0,040339	0,037571
ξ_k	[-]	0,049894	0,047225	0,044137	0,041223	0,038552
z_k	[kJ/kg]	1,892	1,855	1,795	1,775	1,717
ξ_{v1}	[-]	0,00426	0,00470	0,00533	0,00601	0,00687
ξ_{v2}	[-]	0,004435	0,005009	0,005663	0,006372	0,0074
z_v	[kJ/kg]	0,166	0,191	0,224	0,268	0,318
α_{st}	[°]	63,64542	63,39258	63,27035	63,26069	62,92066
β_{st}	[°]	63,475	63,470	63,233	63,171	63,003

S_{zat}	[-]	6,845	6,847	6,905	6,791	6,950
R_{zat}	[-]	6,688	6,690	6,686	6,600	6,679
$l_{s,st}$	[-]	0,038	0,041	0,044	0,048	0,053
$l_{r,st}$	[-]	0,039	0,042	0,046	0,050	0,055
ξ_{s1}	[-]	0,03736	0,03508	0,03229	0,02961	0,03779
ξ_{s2}	[-]	0,03612	0,03345	0,03077	0,02827	0,03551
ξ_s	[-]	0,03674	0,03427	0,03153	0,02894	0,03665
z_s	[kJ/kg]	1,394	1,346	1,282	1,246	1,632
z_{ost}	[kJ/kg]	3,4521	3,3917	3,3009	3,2892	3,6676
Vnitřní účinnost a výkon						
a_i	[kJ/kg]	32,305	33,699	35,085	37,335	38,349
η_{tdi}	[-]	0,852	0,858	0,863	0,867	0,861
P_i	[kW]	897,353	936,093	974,574	1037,086	1065,243
i_2'	[kJ/kg]	3107,641	3073,879	3038,693	3001,140	2962,749
$i_2'c$	[kJ/kg]	3109,192	3075,461	3040,329	3002,928	2964,527

Tab. 4.2 Výsledky výpočtu šestého až desátého stupně

značka	jednotka	6	7	8	9	10
Základní parametry stupně						
m	[kg/s]	27,78	27,78	27,78	27,78	27,78
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
n	[1/s]	91,67	91,67	91,67	91,67	91,67
α_1	[°]	15,4	15,5	15,5	15,6	16,4
β_2	[°]	164,4	164,2	164,2	163,8	162,4
φ	[-]	0,974	0,9738	0,974	0,974	0,9753
ψ	[-]	0,973	0,973	0,973	0,9724	0,9745
D_0	[m]	0,6595	0,6807	0,7030	0,7356	0,7702
D_1	[m]	0,6680	0,6897	0,7169	0,7504	0,7859
D_2	[m]	0,6787	0,7009	0,7334	0,7679	0,8045
l_0	[m]	0,0571	0,0632	0,0698	0,0795	0,0900
l_1	[m]	0,0596	0,0659	0,0739	0,0839	0,0948
l_2	[m]	0,0627	0,0692	0,0788	0,0892	0,1005
u_1	[m/s]	192,38	198,62	206,45	216,09	226,33
u_2	[m/s]	195,46	201,86	211,20	221,14	231,68
$u_{stř}$	[m/s]	193,92	200,24	208,83	218,62	229,01
p_2	[MPa]	0,8	0,632	0,48	0,35	0,24

Stav páry na vstupu do stupně (0)						
p_0	[MPa]	0,983	0,800	0,632	0,480	0,350
i_0	[kJ/kg]	2962,75	2921,37	2875,79	2825,81	2771,16
t_0	[°C]	258,6	236,54	212,24	185,6	156,4
s_0	[kJ/(kg.K)]	6,97137	6,98379	6,99840	7,01488	7,03328
v_0	[m ³ /kg]	0,24142	0,28468	0,34374	0,42805	0,55028
x_0	[-]	-	-	-	-	-
c_0	[m/s]	58,88	60,90	65,27	68,44	73,59
Rozdělení entalpického spádu						
$i_{2,iz}$	[kJ/kg]	2915,06	2869,13	2818,31	2763,29	2701,55
h_{iz}	[kJ/kg]	47,69	52,24	57,49	62,52	69,62
c_{iz}	[m/s]	308,85	323,24	339,08	353,62	373,14
E_0	[kJ/kg]	47,51	51,89	57,17	62,12	68,71
$x = u/c_{iz}$	[-]	0,628	0,619	0,616	0,618	0,614
h_{iz}^S	[kJ/kg]	23,85	26,12	28,74	31,26	34,81
h_{iz}^R	[kJ/kg]	23,85	26,12	28,74	31,26	34,81
Výpočet rychlostního trojúhelníku - stator						
$c_{1,iz}$	[m/s]	226,19	236,54	248,49	259,24	273,92
c_1	[m/s]	220,30	230,34	242,03	252,50	267,15
w_1	[m/s]	61,83	65,83	70,00	73,11	81,16
$c_{1,u}$	[m/s]	212,39	221,96	233,23	243,20	256,28
$w_{1,u}$	[m/s]	20,01	23,34	26,77	27,11	29,95
$c_{1,a}$	[m/s]	58,50	61,56	64,68	67,90	75,43
β_1	[°]	71,11	69,24	67,51	68,24	68,34
$\Delta\beta$	[°]	93,29	94,96	96,69	95,56	94,06
Stav páry za statorovou řadou (1)						
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	2938,90	2895,25	2847,05	2794,55	2736,36
p_1	[MPa]	0,8879	0,7122	0,5520	0,4111	0,2910
z_0	[kJ/kg]	1,31287	1,44666	1,58454	1,72467	1,83039
i_1	[kJ/kg]	2940,22	2896,69	2848,63	2796,28	2738,19
s_1	[kJ/(kg.K)]	6,97389	6,98671	7,00179	7,01878	7,03771
v_1	[m ³ /kg]	0,26141	0,31172	0,38199	0,48293	0,63514
x_1	[-]	-	-	-	-	-
Výpočet rychlostního trojúhelníku - rotor						
$w_{2,iz}$	[m/s]	226,97	237,85	249,77	260,52	276,05
w_2	[m/s]	220,84	231,43	243,03	253,33	269,01

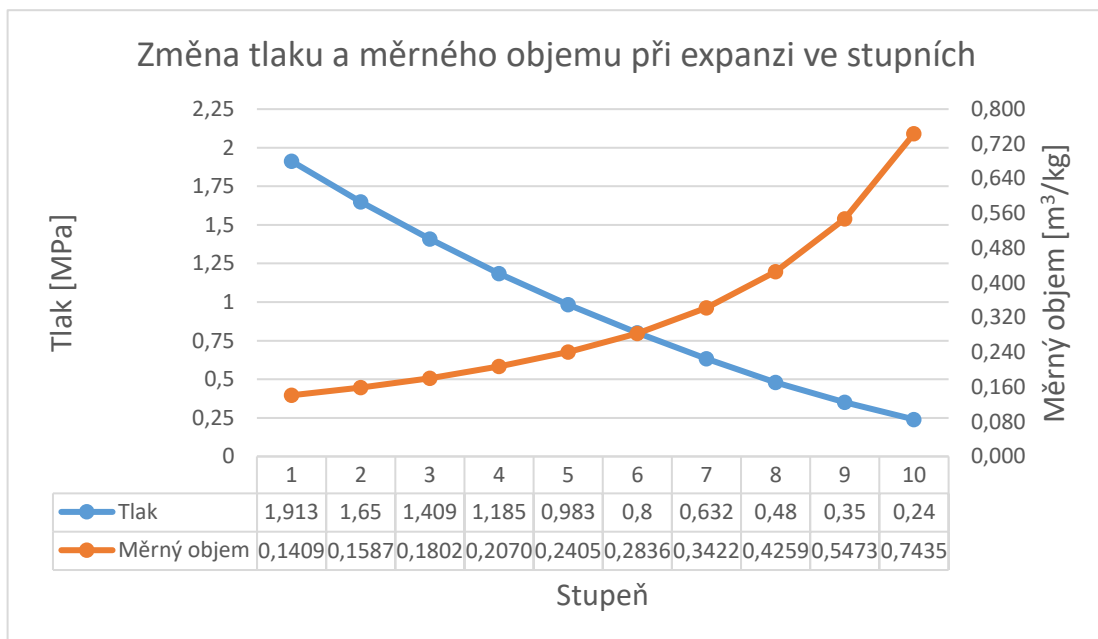
c_2	[m/s]	61,84	66,37	69,94	74,06	85,02
$w_{2,u}$	[m/s]	-212,71	-222,69	-233,85	-243,27	-256,42
$c_{2,u}$	[m/s]	-17,25	-20,83	-22,65	-22,13	-24,74
$c_{2,a} = w_{2,a}$	[m/s]	59,39	63,01	66,17	70,68	81,34
α_2	[°]	106,19	108,29	108,89	107,38	106,92
$\Delta\alpha$	[°]	90,79	92,79	93,39	91,78	90,52
Stav páry za rotorovou řadou (2)						
i'_{2iz}	[kJ/kg]	2916,33	2870,54	2819,85	2764,95	2703,32
z_1	[kJ/kg]	1,37	1,51	1,66	1,85	1,92
i_2	[kJ/kg]	2917,706	2872,045	2821,514	2766,799	2705,235
s_2	[kJ/(kg.K)]	6,97659	6,98983	7,00544	7,02308	7,04252
v_2	[m ³ /kg]	0,28361	0,34220	0,42594	0,54735	0,74351
x_2	[-]	-	-	-	-	0,99782
Geometrie lopatek a stupně						
D_{v1}	[m]	0,728	0,756	0,791	0,834	0,881
D_{v2}	[m]	0,741	0,770	0,812	0,857	0,905
D_{p1}	[m]	0,608	0,624	0,643	0,666	0,691
D_{p2}	[m]	0,616	0,632	0,655	0,679	0,704
$(s/c)_S$	[-]	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
$(s/c)_R$	[-]	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
γ_S	[°]	41,5	41,5	30	30	30
γ_R	[°]	41,5	41,5	30	30	30
c_S	[m]	0,0310	0,0310	0,0392	0,0392	0,0392
c_R	[m]	0,0310	0,0310	0,0392	0,0392	0,0392
$S_{profil, stator}$	[cm ²]	1,115	1,115	2,385	2,385	2,385
$S_{profil, rotor}$	[cm ²]	1,115	1,115	2,385	2,385	2,385
B_S	[m]	0,0228	0,0228	0,0334	0,0334	0,0334
B_R	[m]	0,0228	0,0228	0,0334	0,0334	0,0334
S_{Stator}	[m]	0,0208	0,0208	0,0263	0,0263	0,0263
S_{Rotor}	[m]	0,0202	0,0202	0,0255	0,0255	0,0255
z_{Stator}	[ks]	101	105	86	90	94
z_{Rotor}	[ks]	106	110	91	95	99
a_x	[m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Ztráty stupně						
z_c	[kJ/kg]	1,91	2,20	2,45	2,74	3,61
ξ_x	[-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

z_x	[kJ/kg]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,1499
δ_{RM1}	[m]	0,000928	0,000956	0,000991	0,001034	0,001081
δ_{RM2}	[m]	0,000941	0,000970	0,001012	0,001057	0,001105
$z_{bandáž}$	[-]	3	3	3	3	3
$k_{bandáž}$	[-]	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
δ_{E1}	[m]	0,000536	0,000552	0,000572	0,000597	0,000624
δ_{E2}	[m]	0,000544	0,000560	0,000584	0,000610	0,000638
ξ_{k1}	[-]	0,036649	0,033907	0,031601	0,028821	0,025368
ξ_{k2}	[-]	0,034898	0,032165	0,029685	0,026685	0,022826
ξ_k	[-]	0,03577	0,03304	0,03064	0,02775	0,0241
z_k	[kJ/kg]	1,700	1,714	1,752	1,724	1,656
ξ_{v1}	[-]	0,00795	0,00912	0,01062	0,01251	0,01454
ξ_{v2}	[-]	0,00853	0,00974	0,01155	0,01351	0,01561
z_v	[kJ/kg]	0,393	0,492	0,637	0,813	1,049
α_{st}	[°]	62,97423	63,06623	63,13475	62,81856	61,61884
β_{st}	[°]	62,991	62,928	63,133	62,496	60,600
S_{zat}	[-]	6,926	6,766	6,733	6,765	6,420
R_{zat}	[-]	6,685	6,485	6,388	6,242	5,656
$I_{s,st}$	[-]	0,058	0,065	0,072	0,082	0,092
$I_{r,st}$	[-]	0,061	0,068	0,077	0,087	0,098
ξ_{s1}	[-]	0,03399	0,03055	0,03468	0,03056	0,02686
ξ_{s2}	[-]	0,03204	0,02884	0,03216	0,02825	0,02459
ξ_s	[-]	0,03302	0,02970	0,03342	0,02941	0,02573
z_s	[kJ/kg]	1,569	1,541	1,911	1,827	1,768
z_{ost}	[kJ/kg]	3,6616	3,7478	4,2995	4,3641	4,6225
Vnitřní účinnost a výkon						
a_i	[kJ/kg]	41,168	45,191	49,625	54,186	60,338
η_{tdi}	[-]	0,866	0,871	0,868	0,872	0,878
P_i	[kW]	1143,547	1255,309	1378,465	1505,180	1676,067
i_2'	[kJ/kg]	2921,368	2875,792	2825,814	2771,163	2709,858
$i_2'c$	[kJ/kg]	2923,280	2877,995	2828,260	2773,906	2713,472
x_2'	[-]	-	-	-	-	0,998

4.3 Základní parametry navržené vysokotlaké části

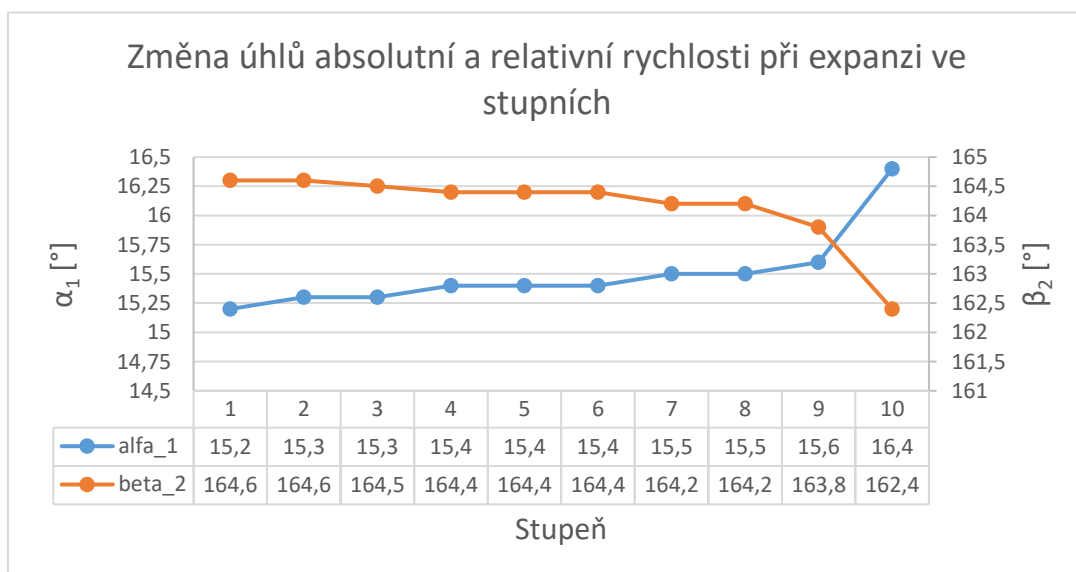
V této podkapitole jsou formou grafů shrnuty základní parametry navržené vysokotlaké části turbíny. Rovněž jsou graficky zpracovány rychlostní trojúhelníky všech stupňů a na obr. 4.9 je nakreslen výsledný tvar průtočného kanálu.

Změny tlaku a měrného objemu při expanzi v turbíně jsou na obr. 4.6. Je patrné, že od osmého stupně začíná rychleji narůstat měrný objem páry, jak se expanze blíží křivce sytosti, což vede i k větším rychlostem páry a rozšiřování kanálu. Objem páry se ale během celé expanze ve vysokotlaké části nezmění ani o jeden řád.



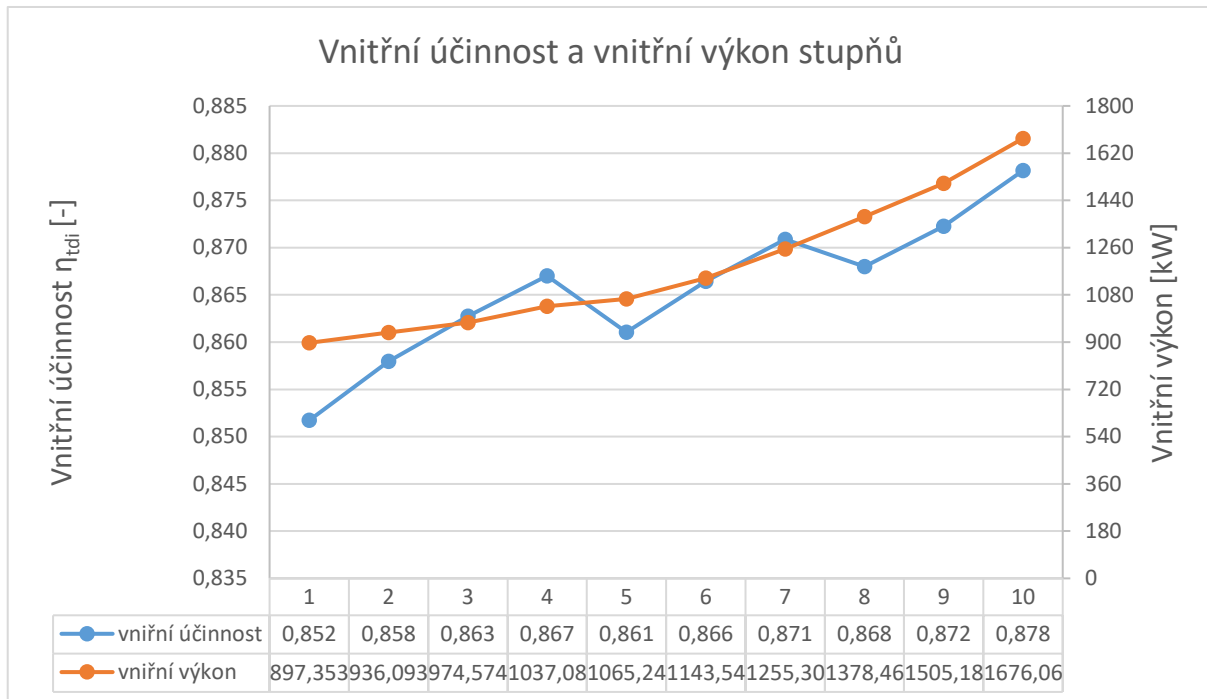
Obr. 4.6 Změny tlaku a měrného objemu během expanze

Změny úhlů absolutní a relativní rychlosti páry během expanze jsou na obr. 4.7. Až do devátého stupně je změna pozvolná. Mezi devátým a desátým stupněm je skoková změna těchto úhlů, jelikož oproti předchozím stupňům dochází k výraznější změně měrného objemu a rychlosti páry, a tedy i k většímu rozšíření kanálu.



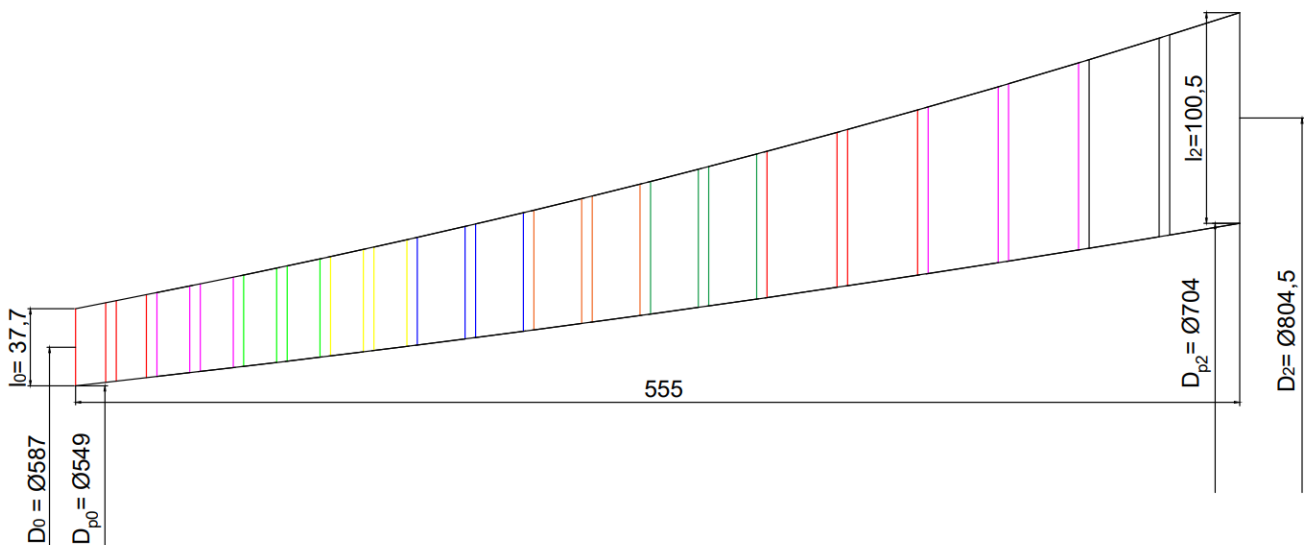
Obr. 4.7 Změny úhlů absolutní a relativní rychlosti páry během expanze ve vysokotlaké části

Graf na obr. 4.8 pak porovnává vnitřní termodynamickou účinnost a vnitřní výkon jednotlivých stupňů.



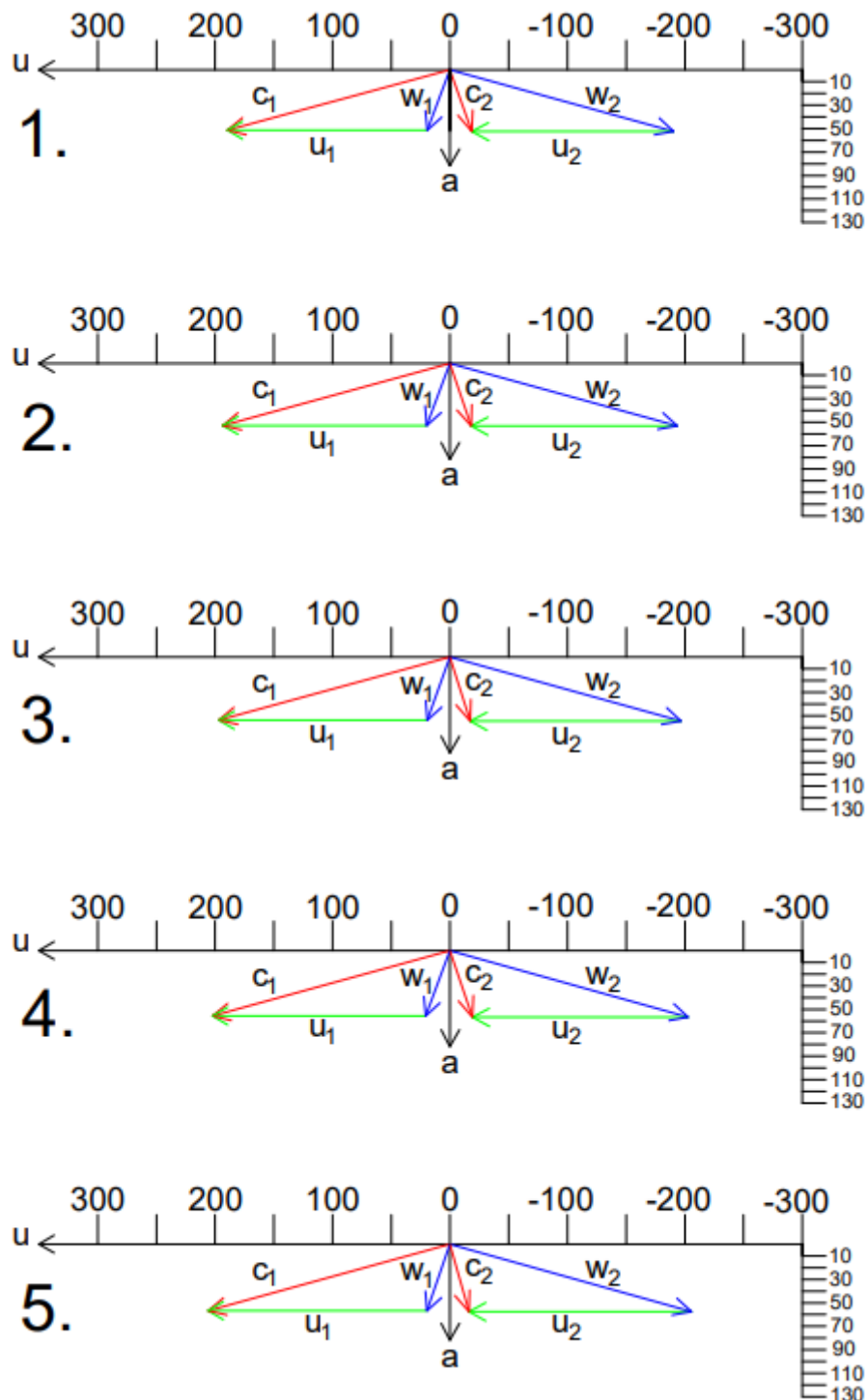
Obr. 4.8 Vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon jednotlivých stupňů

Výsledný tvar průtočného kanálu je na obr. 4.9. Zakótovány jsou střední a patní průměry na vstupu a výstupu z kanálu, délka kanálu a délka vstupní hrany statorové lopatky prvního stupně a délka výstupní hrany rotorové lopatky posledního stupně. Rozměry jsou v milimetrech.

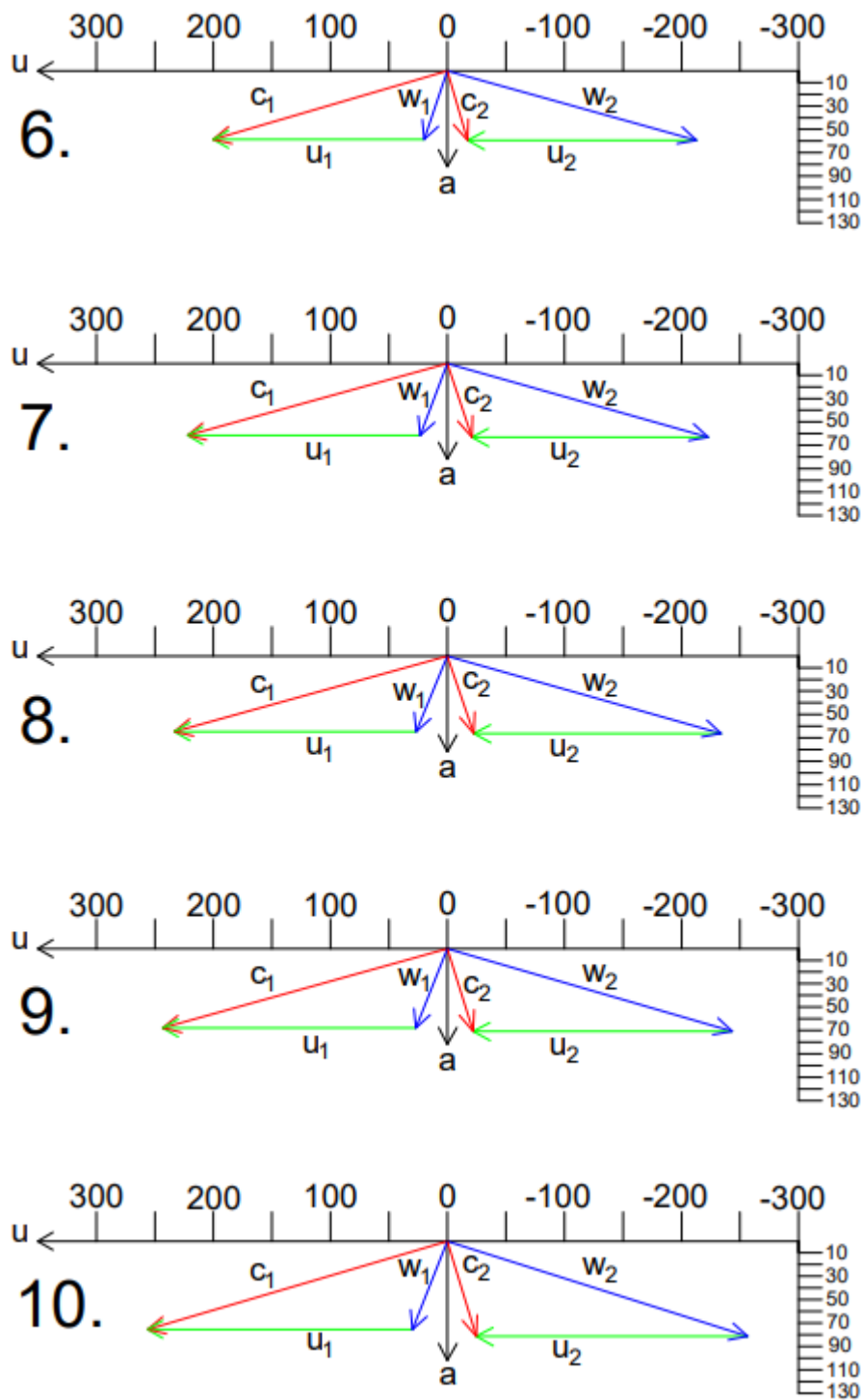


Obr. 4.9 Tvar průtočného kanálu

Rychlostní trojúhelníky všech deseti stupňů jsou na Obr. 4.10 a Obr. 4.11. Z Obr. 4.10 je patrné, že v prvních stupních se rychlost páry zvyšuje minimálně. K výraznějšímu zvyšování rychlosti dochází od sedmého stupně se zvětšujícím se zpracovaným entalpickým spádem a růstem měrného objemu páry. Ze stejného důvodu je u posledního stupně vidět, že axiální rychlost na výstupu z rotoru začíná být vyšší než axiální rychlost na výstupu ze statoru, výsledný rychlostní trojúhelník je pak méně symetrický.



Obr. 4.10 Rychlostní trojúhelníky prvního až pátého stupně



Obr. 4.11 Rychlostní trojúhelníky šestého až desátého stupně

5 Návrh lopatkování VT dílu – dvouhřídelové provedení

Postup výpočtu přetlakového lopatkování VT dílu je stejný jako u jednohřídelové varianty v kapitole 4. Proto jsou výsledky shrnuty pouze v tabulkách, základní parametry navržených stupňů jsou jako v předchozí kapitole zpracovány v grafech, stejně tak jsou na konci kapitoly nakresleny rychlostní trojúhelníky všech stupňů.

Předpoklady:

- hmotnostní tok páry je stejný v celé turbíně (100 t/hod)
- výpočet probíhá na středním průměru lopatkování, lopatky jsou prizmatické
- stupeň reakce na středním průměru je 0,5
- protitlak je 0,24 MPa
- optimální rychlost poměr je v rozmezí $x = 0,615 \div 0,64$

5.1 Výsledky výpočtu VT dílu

Tab. 5.1 Výsledky výpočtu lopatkování VT dílu

značka	jednotka	1	2	3	4	5	6
Základní parametry stupně							
m	[kg/s]	27,78	27,78	27,78	27,78	27,78	27,78
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
n	[1/s]	183,33	183,33	183,33	183,33	183,33	183,33
α_1	[°]	17,4	17,4	17,4	17,5	18,6	20,5
β_2	[°]	162,5	162,5	162,4	161,3	159,8	156,8
φ	[-]	0,9766	0,9752	0,9759	0,9762	0,98	0,981
ψ	[-]	0,9748	0,974	0,9742	0,9745	0,975	0,979
D_0	[m]	0,37	0,38298	0,401	0,42284	0,4496	0,4861
D_1	[m]	0,375	0,390	0,409	0,433	0,464	0,506
D_2	[m]	0,382	0,399	0,421	0,447	0,483	0,531
l_0	[m]	0,04	0,046	0,053	0,060	0,066	0,076
l_1	[m]	0,043	0,049	0,056	0,062	0,071	0,083
l_2	[m]	0,046	0,052	0,059	0,065	0,075	0,090
u_1	[m/s]	216,02	224,46	235,79	249,65	267,42	291,53
u_2	[m/s]	219,80	229,60	242,22	257,37	277,90	305,56
$u_{stř}$	[m/s]	217,91	227,03	239,01	253,51	272,66	298,54
p_2	[MPa]	1,76	1,355	1	0,69	0,430	0,240
Stav páry na vstupu do stupně (0)							
p_0	[MPa]	2,200	1,760	1,355	1,000	0,690	0,430
i_0	[kJ/kg]	3125,58	3073,54	3015,25	2951,31	2878,36	2794,88
t_0	[°C]	346,52	317,3	285,3756	250,2	211,040	166,630

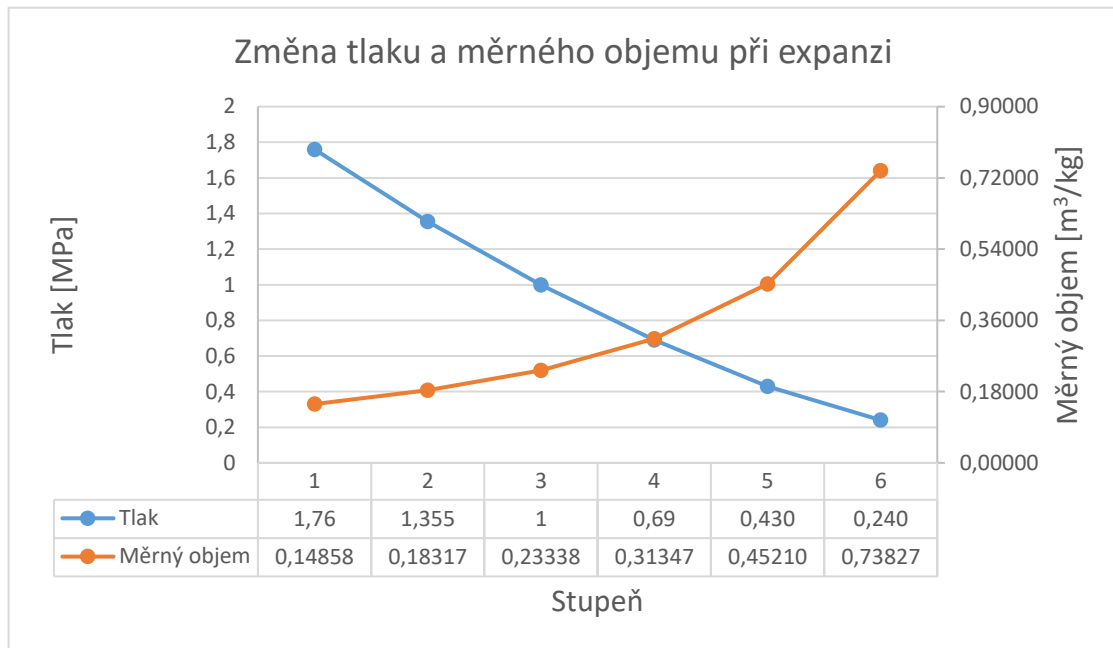
s_0	[kJ/kg.K]	6,89651	6,90949	6,92445	6,94202	6,96495	6,99191
v_0	[m ³ /kg]	0,12468	0,14918	0,18398	0,23462	0,31577	0,45602
x_0	[-]	-	-	-	-	-	-
c_0	[m/s]	74,49	77,11	79,51	84,95	96,54	110,36
Rozdělení entalpického spádu							
$i_{2,iz}$	[kJ/kg]	3065,87	3006,877	2942,088	2867,879	2783,716	2685,031
h_{iz}	[kJ/kg]	59,71	66,66	73,16	83,43	94,64	109,85
c_{iz}	[m/s]	345,56	365,13	382,51	408,49	435,07	468,72
E_0	[kJ/kg]	59,48	66,23	72,59	82,28	93,11	106,55
u/c_{iz}	[-]	0,631	0,622	0,625	0,621	0,627	0,637
h_{iz}^S	[kJ/kg]	29,85	33,33	36,58	41,72	47,32	54,92
h_{iz}^R	[kJ/kg]	29,85	33,33	36,58	41,72	47,32	54,92
Výpočet rychlostního trojúhelníku - stator							
$c_{1,iz}$	[m/s]	255,45	269,45	281,92	301,08	322,44	349,32
c_1	[m/s]	249,47	262,77	275,13	293,91	315,99	342,69
w_1	[m/s]	77,79	82,86	86,51	93,55	105,76	123,57
$c_{1,u}$	[m/s]	238,06	250,75	262,54	280,31	299,48	320,99
$w_{1,u}$	[m/s]	22,04	26,29	26,75	30,66	32,07	29,46
$c_{1a}=w_{1a}$	[m/s]	74,60	78,58	82,27	88,38	100,79	120,01
β_1	[°]	73,54	71,50	71,99	70,87	72,35	76,21
$\Delta\beta$	[°]	88,96	91,00	90,41	90,43	87,45	80,59
Stav páry za statorovou řadou (1)							
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3095,72	3040,21	2978,67	2909,60	2831,04	2739,96
p_1	[MPa]	1,9705	1,5473	1,1671	0,8340	0,5513	0,3261
z_0	[kJ/kg]	1,509079	1,778300	1,892399	2,131776	2,058506	2,296490
i_1	[kJ/kg]	3097,23	3041,99	2980,56	2911,73	2833,10	2742,25
s_1	[kJ/kg.K]	6,89901	6,91258	6,92793	6,94623	6,96943	6,99746
v_1	[m ³ /kg]	0,13596	0,16505	0,20678	0,27035	0,37594	0,57013
x_1	[-]	-	-	-	-	-	-
Výpočet rychlostního trojúhelníku - rotor							
$w_{2,iz}$	[m/s]	256,43	271,15	283,98	303,62	325,32	353,72
w_2	[m/s]	249,97	264,10	276,65	295,88	317,18	346,29
c_2	[m/s]	77,43	82,48	86,36	97,58	111,29	137,01
$w_{2,u}$	[m/s]	-238,40	-251,88	-263,70	-280,26	-297,67	-318,29
$c_{2,u}$	[m/s]	-18,60	-22,28	-21,48	-22,88	-19,77	-12,73
$c_{2a}=w_{2a}$	[m/s]	75,17	79,42	83,65	94,86	109,52	136,42

α_2	[°]	103,90	105,67	104,40	103,56	100,23	95,33
$\Delta\alpha$	[°]	86,50	88,27	87,00	86,06	81,63	74,83
Stav páry za rotorovou řadou (2)							
i'_{2iz}	[kJ/kg]	3067,344	3008,601	2943,909	2869,917	2785,679	2687,25
z_1	[kJ/kg]	1,64	1,89	2,05	2,32	2,61	2,60
i_2	[kJ/kg]	3068,980	3010,488	2945,962	2872,238	2788,292	2689,850
s_2	[kJ/kg.K]	6,90177	6,91595	6,93184	6,95102	6,97539	7,00402
v_2	[m ³ /kg]	0,14858	0,18317	0,23338	0,31347	0,45210	0,73827
x_2	[-]	-	-	-	-	-	0,99
Geometrie lopatek a stupně							
D_{v1}	[m]	0,418	0,439	0,465	0,496	0,535	0,589
D_{v2}	[m]	0,427	0,451	0,480	0,512	0,558	0,620
D_{p1}	[m]	0,332	0,341	0,354	0,371	0,394	0,423
D_{p2}	[m]	0,336	0,346	0,362	0,381	0,407	0,441
(s/c) _S	[-]	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
(s/c) _R	[-]	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
γ_S	[°]	44,5	44,5	35	41,5	35	44,5
γ_R	[°]	44,5	44,5	35	41,5	35	44,5
c_S	[m]	0,0224	0,0268	0,0268	0,0310	0,0310	0,0392
c_R	[m]	0,0224	0,0268	0,0268	0,0310	0,0310	0,0392
$S_{profil,stat}$	[cm ²]	0,78	1,115	1,115	1,496	1,496	2,385
$S_{profil,rot.}$	[cm ²]	0,78	1,115	1,115	1,496	1,496	2,385
B_S	[m]	0,0157	0,0187	0,0216	0,0228	0,0249	0,0274
B_R	[m]	0,0157	0,0187	0,0216	0,0228	0,0249	0,0274
S_{Stator}	[m]	0,0150	0,0180	0,0180	0,0208	0,0208	0,0263
S_{Rotor}	[m]	0,0146	0,0174	0,0174	0,0202	0,0202	0,0255
Z_{Stator}	[ks]	79	69	72	66	71	61
Z_{Rotor}	[ks]	84	72	76	70	76	66
a_X	[m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Ztráty stupně							
z_c	[kJ/kg]	3,00	3,40	3,73	4,76	6,19	9,39
ξ_x	[-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
z_x	[kJ/kg]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,7459
δ_{RM1}	[m]	0,000618	0,000639	0,000665	0,000696	0,000735	0,000789
δ_{RM2}	[m]	0,000627	0,000651	0,000680	0,000712	0,000758	0,000820
Zbandáž	[-]	3	3	3	3	3	3

$k_{\text{bandáž}}$	[-]	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
δ_{E1}	[m]	0,000357	0,000369	0,000384	0,000402	0,000424	0,000456
δ_{E2}	[m]	0,000362	0,000376	0,000392	0,000411	0,000437	0,000474
ξ_{k1}	[-]	0,030651	0,027521	0,024981	0,023188	0,020579	0,017309
ξ_{k2}	[-]	0,028824	0,025957	0,023807	0,021158	0,018312	0,014670
ξ_k	[-]	0,029738	0,026739	0,024394	0,022173	0,019446	0,01599
z_k	[kJ/kg]	1,769	1,771	1,771	1,824	1,811	1,704
ξ_{v1}	[-]	0,01308	0,01576	0,01863	0,02076	0,02306	0,02675
ξ_{v2}	[-]	0,014	0,017	0,020	0,021	0,024	0,029
z_v	[kJ/kg]	0,821	1,100	1,401	1,760	2,239	3,040
α_{st}	[°]	59,815	60,053	59,882	59,629	57,604	54,150
β_{st}	[°]	60,021	60,298	60,096	58,791	56,625	52,203
S_{zat}	[-]	6,164	6,070	6,138	6,143	5,916	5,581
R_{zat}	[-]	5,988	5,876	5,863	5,395	4,993	4,415
$l_{S,ST}$	[-]	0,041	0,047	0,055	0,061	0,069	0,080
$l_{R,ST}$	[-]	0,044	0,051	0,058	0,064	0,073	0,087
ξ_{s1}	[-]	0,034	0,030	0,031	0,032	0,029	0,032
ξ_{s2}	[-]	0,032	0,027	0,029	0,030	0,026	0,027
ξ_s	[-]	0,033	0,029	0,030	0,031	0,027	0,030
z_s	[kJ/kg]	1,967	1,888	2,178	2,539	2,538	3,157
z_{ost}	[kJ/kg]	4,557	4,759	5,350	6,123	6,588	8,646
Vnitřní účinnost a výkon							
a_i	[kJ/kg]	51,780	57,807	63,294	71,704	81,852	93,009
η_{tdi}	[-]	0,871	0,873	0,872	0,871	0,879	0,873
P_i	[kW]	1438,332	1605,754	1758,175	1991,786	2273,668	2583,582
$i_{2'}$	[kJ/kg]	3073,537	3015,246	2951,312	2878,361	2794,880	2698,496
$i_{2'c}$	[kJ/kg]	3076,535	3018,648	2955,041	2883,122	2801,073	2707,882
$x_{2'}$	[-]	-	-	-	-	-	0,993

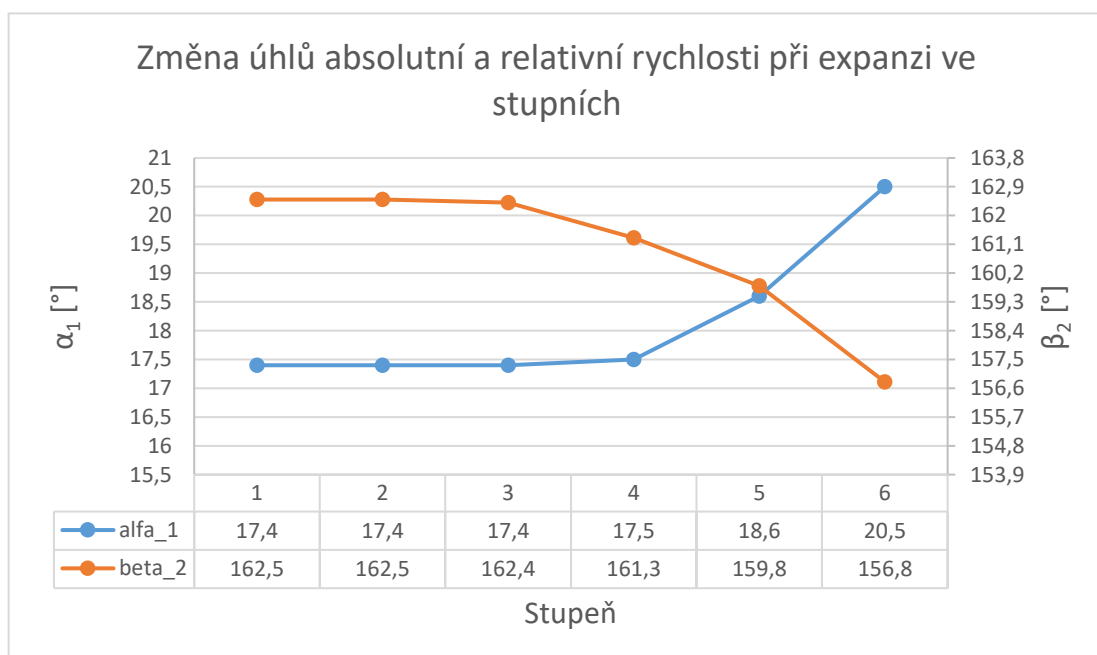
5.2 Základní parametry navrženého VT dílu

V této podkapitole jsou formou grafů shrnuty základní parametry navrženého VT dílu. Změny tlaku a měrného objemu na výstupu ze stupňů při expanzi v turbíně jsou na Obr. 5.1. Mezi dvěma posledními stupni dochází k rychlejšímu nárůstu měrného objemu, jak se expanze blíží mezi sytostí.



Obr. 5.1 Změna tlaku a měrného objemu během expanze ve stupních VT dílu

Změny úhlů absolutní a relativní rychlosti páry během expanze jsou na Obr. 5.2 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..** U prvních stupňů jsou změny pozvolné, u posledních dvou je skoková změna obou úhlů, což je způsobeno rychlým růstem měrného objemu a potřeby většího



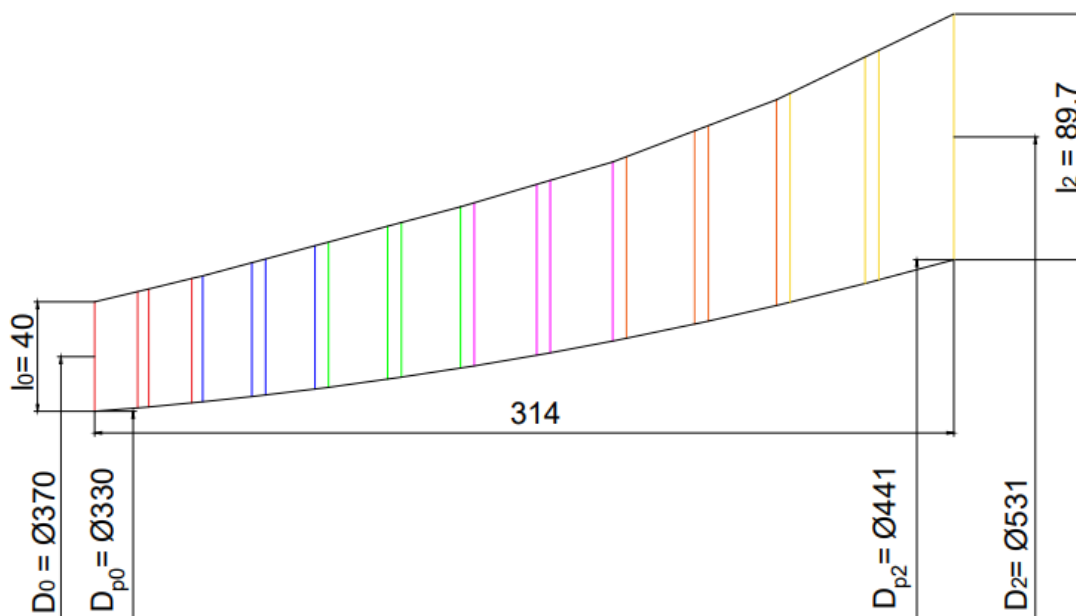
Obr. 5.2 Změny úhlu absolutní a relativní rychlosti při expanzi ve VT dílu rozšiřování kanálu.

Graf na Obr. 5.3 porovnává vnitřní termodynamickou účinnost a vnitřní výkon jednotlivých stupňů.



Obr. 5.3 Vnitřní účinnost a vnitřní výkon stupňů VT dílu

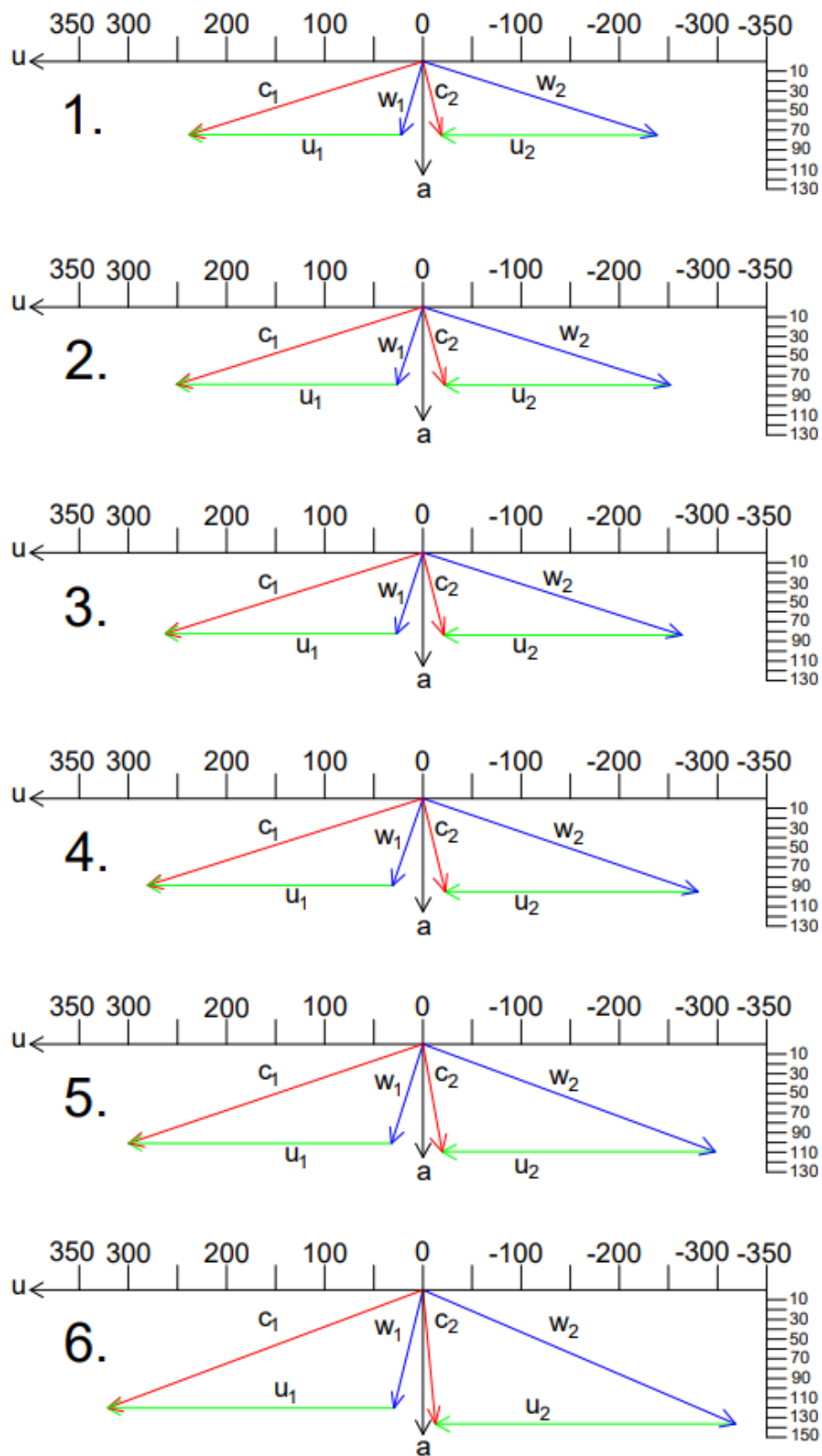
Výsledný tvar průtočného kanálu je na Obr. 5.4. Zakótovány jsou střední a patní průměry na vstupu a výstupu z kanálu, délka kanálu a délka vstupní hrany statorové lopatky prvního stupně a délka výstupní hrany rotorové lopatky posledního stupně. Rozměry jsou v milimetrech.



Obr. 5.4 Průtočný kanál VT dílu

Rychlostní trojúhelníky všech šesti stupňů jsou na Obr. 5.5. Při expanzi v prvních třech stupních se rychlost páry zvyšuje minimálně. K výraznějšímu zvyšování rychlosti dochází od čtvrtého stupně se zvětšujícím se zpracovaným entalpickým spádem a růstem měrného objemu páry. Při

porovnání s rychlostními trojúhelníky jednohřídelové turbíny na Obr. 4.10 a Obr. 4.11 je možné si všimnout vyšších rychlostí páry ve VT dílu.



Obr. 5.5 Rychlostní trojúhelníky stupňů VT dílu

6 Návrh kondenzační části – obě provedení

V této kapitole je navržen NT díl dvouhřídelové turbíny i nízkotlaká část jednohřídelové turbíny. Výpočet je analogický jako výpočet lopatkování v kapitole 4 a vychází z metodiky v [1]. Jelikož otáčky NT dílu jsou stejné jako jednotělesové turbíny (5500 min^{-1}) a parametry páry na výstupu z vysokotlakých částí jsou velmi podobné (tlak páry 0,24 MPa), tak je stejná i geometrie navržených stupňů. Tři první stupně mají bandážované lopatky, poslední stupeň je bez bandáží a reálně by měl zkrucované lopatky, výpočet je však proveden pouze na středním průměru a lopatky jsou při výpočtu uvažovány jako prizmatické. V zadání práce je požadavek, aby poslední stupeň měl obvodovou rychlost přibližně 380 m/s. Výsledky výpočtu jsou v Tab. 6.1.

Expanze ve vysokotlakých částech obou provedení končí mírně v mokré páře. Odborným vedením práce bylo doporučeno uvažovat s vysušením páry vlivem značného rozvíření a značných odstředivých sil na výstupu z vysokotlaké části lopatkování, pára se rovněž vysuší mírným škrcením při průchodu regulačními prvky turbíny. Vlivy vysušení a tlakových ztrát je těžké přesně kvantifikovat, proto je v rámci zjednodušení uvažována stejná tlaková ztráta u obou variant a vysušení páry na mez sytosti. Reálně by tlaková ztráta jednohřídelové turbíny byla menší, protože pára prochází jen přes plně otevřenou regulační mezistěnu, zatímco u dvouhřídelové varianty je nutné počítat s tlakovými ztrátami ve výstupním hrdle, potrubí a regulační armatuře v potrubí. Pára na výstupu z vysokotlaké části jednohřídelové varianty má vyšší suchost ($x_2' = 0,998$), u páry na výstupu z VT dílu dvouhřídelové turbíny ($x_2' = 0,993$) lze předpokládat větší vysušení z důvodu vysokých rychlostí páry a většího škrcení. Změny hmotnostního průtoku vlivem vysušení jsou zanedbány.

Zjednodušení mírně ovlivní výsledky, ale z hlediska celé turbíny nemá zásadní vliv. V kondenzační části turbíny se navíc běžně používají zkrucované lopatky s proměnným stupněm reakce po výšce lopatky, které zohledňují prostorový charakter proudění, a jejichž návrh je značně komplikovanější než výpočet na středním průměru. Stejně tak se objevují jevy spojené s dvoufázovým prouděním. Samotný výpočet na středním průměru lopatkování je tedy u posledních stupňů značně nepřesný a slouží pouze jako první iterace pro další výpočty s využitím numerických metod, jako je výpočtové modelování proudění (CFD) nebo metoda konečných prvků (MKP).

Uvažována tlaková ztráta a parametry syté páry na vstupu do nízkotlaké části / NT dílu

$$\Delta p_z = 0,01 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

$$p_0 = 0,23 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

$$i_0 = 2712,6627 \text{ kJ/kg} \quad (6.3)$$

$$t_0 = 124,7 \text{ °C} \quad (6.4)$$

$$s_0 = 7,0802 \text{ kJ/(kg.K)} \quad (6.5)$$

$$v_0 = 0,77708 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (6.6)$$

$$x_0 = 1 \quad (6.7)$$

$$c_0 = 80 \text{ m/s} \quad (6.8)$$

6.1 Výsledky výpočtu kondenzační části

Tab. 6.1 Výsledky výpočtu lopatkování kondenzační části

značka	jednotka	1	2	3	4
Základní parametry stupně					
m	[kg/s]	27,78	27,78	27,78	27,78
ρ	[-]	0,5	0,5	0,5	0,5
n	[1/s]	91,67	91,67	91,67	91,67
α_1	[°]	16,8	18,3	20,6	23,1
β_2	[°]	161,2	160,3	156	152,4
φ	[-]	0,9773	0,9786	0,9808	0,9823
ψ	[-]	0,9762	0,977	0,9794	0,982
D ₀	[m]	0,879	0,9223	0,9984	1,1034
D ₁	[m]	0,894	0,952	1,038	1,189
D ₂	[m]	0,915	0,99	1,087	1,324
l ₀	[m]	0,10322	0,12554	0,17581	0,24676
l ₁	[m]	0,111	0,145	0,202	0,313
l ₂	[m]	0,120	0,170	0,234	0,417
u ₁	[m/s]	257,53	274,17	298,93	342,41
u ₂	[m/s]	263,37	284,97	312,91	381,13
u _{stř}	[m/s]	260,45	279,57	305,92	361,77
p ₂	[MPa]	0,139	0,075	0,0345	0,010204
Stav páry na vstupu do stupně (0)					
p ₀	[MPa]	0,230	0,139	0,075	0,0345
i ₀	[kJ/kg]	2712,66	2632,46	2541,39	2435,31
t ₀	[°C]	124,7	109,1	91,76	72,34
s ₀	[kJ/kg.K]	7,08020	7,09875	7,12407	7,15576
v ₀	[m ³ /kg]	0,77708	1,21309	2,09937	4,20285
x ₀	[-]	1	0,9743	0,947	0,9163
c ₀	[m/s]	80,00	95,06	107,94	137,09
Rozdělení entalpického spádu					
i _{2,iz}	[kJ/kg]	2625,3688	2532,1458	2424,365	2269,6935
h _{iz}	[kJ/kg]	87,29	100,32	117,02	165,62
c _{iz}	[m/s]	417,84	447,92	483,78	575,53
E ₀	[kJ/kg]	85,51	98,52	112,18	154,82
u/c _{iz}	[-]	0,623	0,624	0,632	0,629
h _{iz} ^S	[kJ/kg]	43,65	50,16	58,51	82,81

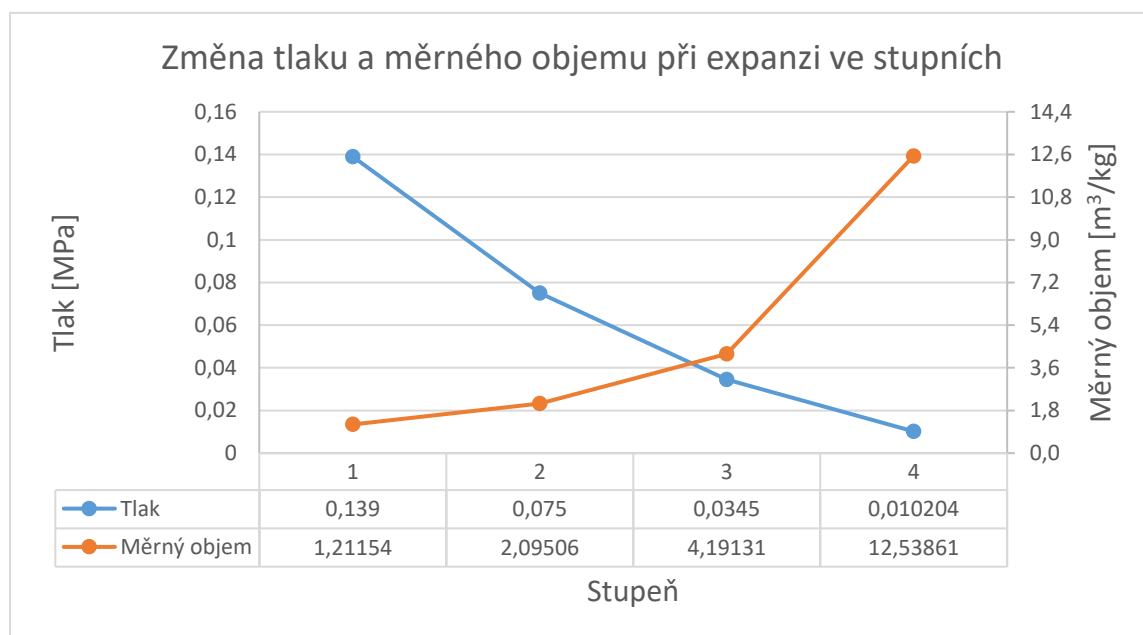
h_{iz}^R	[kJ/kg]	43,65	50,16	58,51	82,81
Výpočet rychlostního trojúhelníku - stator					
c_1	[m/s]	306,09	330,68	358,71	429,43
w_1	[m/s]	299,15	323,61	351,82	421,83
$c_{1,u}$	[m/s]	91,15	106,86	127,46	171,67
$w_{1,u}$	[m/s]	286,38	307,24	329,33	388,01
$c_{1a}=w_{1a}$	[m/s]	28,85	33,07	30,39	45,60
β_1	[°]	86,46	101,61	123,79	165,50
$\Delta\beta$	[°]	71,55	71,97	76,20	74,60
Stav páry za statorovou řadou (1)					
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	2669,02	2582,30	2482,88	2352,50
p_1	[MPa]	0,1795	0,1027	0,0513	0,0191
z_0	[kJ/kg]	2,1027	2,3151	2,4468	3,2352
i_1	[kJ/kg]	2671,12	2584,62	2485,32	2355,74
s_1	[kJ/kg.K]	7,08558	7,10496	7,13094	7,16551
v_1	[m ³ /kg]	0,96669	1,58569	2,94203	6,96896
x_1	[-]	0,986	0,96	0,93	0,894
Výpočet rychlostního trojúhelníku - rotor					
$w_{2,iz}$	[m/s]	309,20	334,27	365,06	441,69
w_2	[m/s]	301,84	326,58	357,54	433,74
c_2	[m/s]	99,81	112,36	146,07	200,98
$w_{2,u}$	[m/s]	-285,73	-307,46	-326,63	-384,38
$c_{2,u}$	[m/s]	-22,36	-22,50	-13,72	-3,25
$c_{2a}=w_{2a}$	[m/s]	97,27	110,09	145,42	200,95
α_2	[°]	102,95	101,55	95,39	90,93
$\Delta\alpha$	[°]	86,15	83,25	74,79	67,83
Stav páry za rotorovou řadou (2)					
i'_{2iz}	[kJ/kg]	2627,426	2534,4116	2426,738	2272,8062
z_1	[kJ/kg]	2,25	2,54	2,72	3,48
i_2	[kJ/kg]	2629,674	2536,952	2429,455	2276,286
s_2	[kJ/kg.K]	7,09146	7,11192	7,13881	7,17640
v_2	[m ³ /kg]	1,21154	2,09506	4,19131	12,53861
x_2	[-]	0,973	0,945	0,914	0,871
Geometrie lopatek a stupně					
D_{v1}	[m]	1,005	1,097	1,240	1,502
D_{v2}	[m]	1,035	1,160	1,321	1,740

D_{p1}	[m]	0,784	0,807	0,836	0,876
D_{p2}	[m]	0,794	0,820	0,852	0,906
$(s/c)_S$	[-]	0,67	0,67	0,67	0,67
$(s/c)_R$	[-]	0,65	0,65	0,65	0,52
γ_S	[°]	27,5	27,5	17,5	17,5
γ_R	[°]	27,5	27,5	17,5	17,5
c_S	[m]	0,0474	0,0609	0,0755	0,1101
c_R	[m]	0,0474	0,0609	0,0755	0,1457
$S_{\text{profil,stat}}$	[cm ²]	3,363	5,56	8,549	18,1815
$S_{\text{profil,rot.}}$	[cm ²]	3,363	5,56	11,088	31,862
B_S	[m]	0,0420	0,0540	0,0720	0,1050
B_R	[m]	0,0420	0,0540	0,0720	0,1390
S_{Stator}	[m]	0,0317	0,0408	0,0506	0,0738
S_{Rotor}	[m]	0,0308	0,0396	0,0491	0,0758
Z_{Stator}	[ks]	89	74	65	51
Z_{Rotor}	[ks]	94	79	70	55
a_x	[m]	0,014	0,014	0,016	0,025
Ztráty stupně					
z_c	[kJ/kg]	4,98	6,31	10,67	20,20
ξ_x	[-]	0,03	0,04	0,07	0,10
z_x	[kJ/kg]	2,1914	3,8732	7,6672	15,8940
δ_{RM1}	[m]	0,001205	0,0013	0,00144	0,0017
δ_{RM2}	[m]	0,001235	0,00136	0,00152	0,00194
$z_{\text{bandáž}}$	[-]	3	3	3	-
$k_{\text{bandáž}}$	[-]	1,06	1,06	1,06	-
δ_{E1}	[m]	0,0007	0,00075	0,00083	-
δ_{E2}	[m]	0,0007	0,00078	0,00088	-
ξ_{k1}	[-]	0,0239	0,018678	0,013258	0,028767
ξ_{k2}	[-]	0,0201	0,015412	0,010354	0,024178
ξ_k	[-]	0,02197	0,0170448	0,011806	0,0264722
z_k	[kJ/kg]	1,879	1,679	1,324	4,098
ξ_{v1}	[-]	0,01530	0,02326	0,03788	0,06939
ξ_{v2}	[-]	0,01733984	0,0295073	0,046423	0,0992774
z_v	[kJ/kg]	1,424	2,647	4,933	13,967
α_{st}	[°]	60,54882	58,21919	54,02026	49,72791
β_{st}	[°]	58,558	57,326	51,246	47,575

S_{zat}	[-]	6,457	5,952	5,550	5,163
R_{zat}	[-]	5,399	5,126	4,231	3,412
$l_{s,st}$	[-]	0,107	0,135	0,189	0,280
$l_{r,st}$	[-]	0,117	0,160	0,221	0,373
ξ_{s1}	[-]	0,028	0,029	0,026	0,027
ξ_{s2}	[-]	0,025	0,023	0,020	0,021
ξ_s	[-]	0,027	0,026	0,023	0,024
z_s	[kJ/kg]	2,274	2,548	2,602	3,716
z_{ost}	[kJ/kg]	7,7686	10,7473	16,5266	37,6757
Vnitřní účinnost a výkon					
a_i	[kJ/kg]	73,393	82,918	90,489	110,430
η_{tdi}	[-]	0,858	0,842	0,807	0,713
P_i	[kW]	2038,707	2303,291	2513,570	3067,494
i_2'	[kJ/kg]	2632,46201	2541,3864	2435,313	2293,7663
$i_2'c$	[kJ/kg]	2637,443	2547,699	2445,981	2313,962
x_2'	[-]	0,9743	0,947	0,9163	0,8784

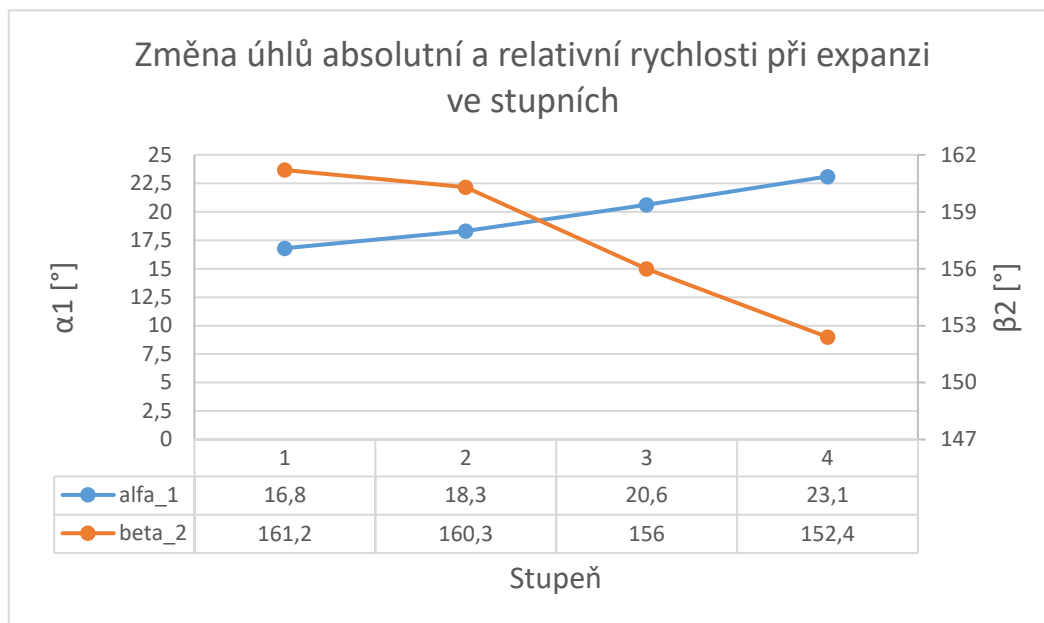
6.2 Základní parametry navržené nízkotlaké části

V této podkapitole jsou formou grafů shrnuty základní parametry navržené nízkotlaké části turbíny. Změny tlaku a měrného objemu páry na výstupu ze stupňů při expanzi v turbíně jsou na Obr. 6.1. Dle očekávání v kondenzační části turbíny dochází k prudkému nárůstu měrného objemu, což je nutné kompenzovat použitím dlouhých lopatek a velkým rozšiřováním kanálu.



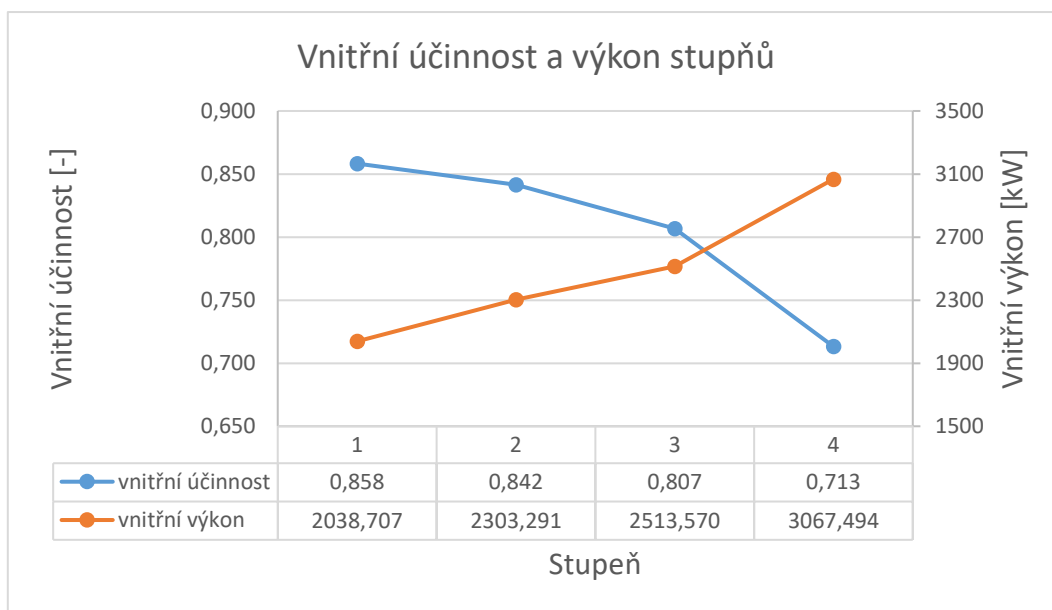
Obr. 6.1 Změny tlaku a měrného objemu při expanzi v nízkotlaké části

Změny úhlů absolutní a relativní rychlosti páry během expanze jsou na Obr. 6.2. Oba úhly se rychle zvětšují z důvodu velkého rozevírání kanálu.



Obr. 6.2 Změna úhlu absolutní a relativní rychlosti při expanzi v NT dílu

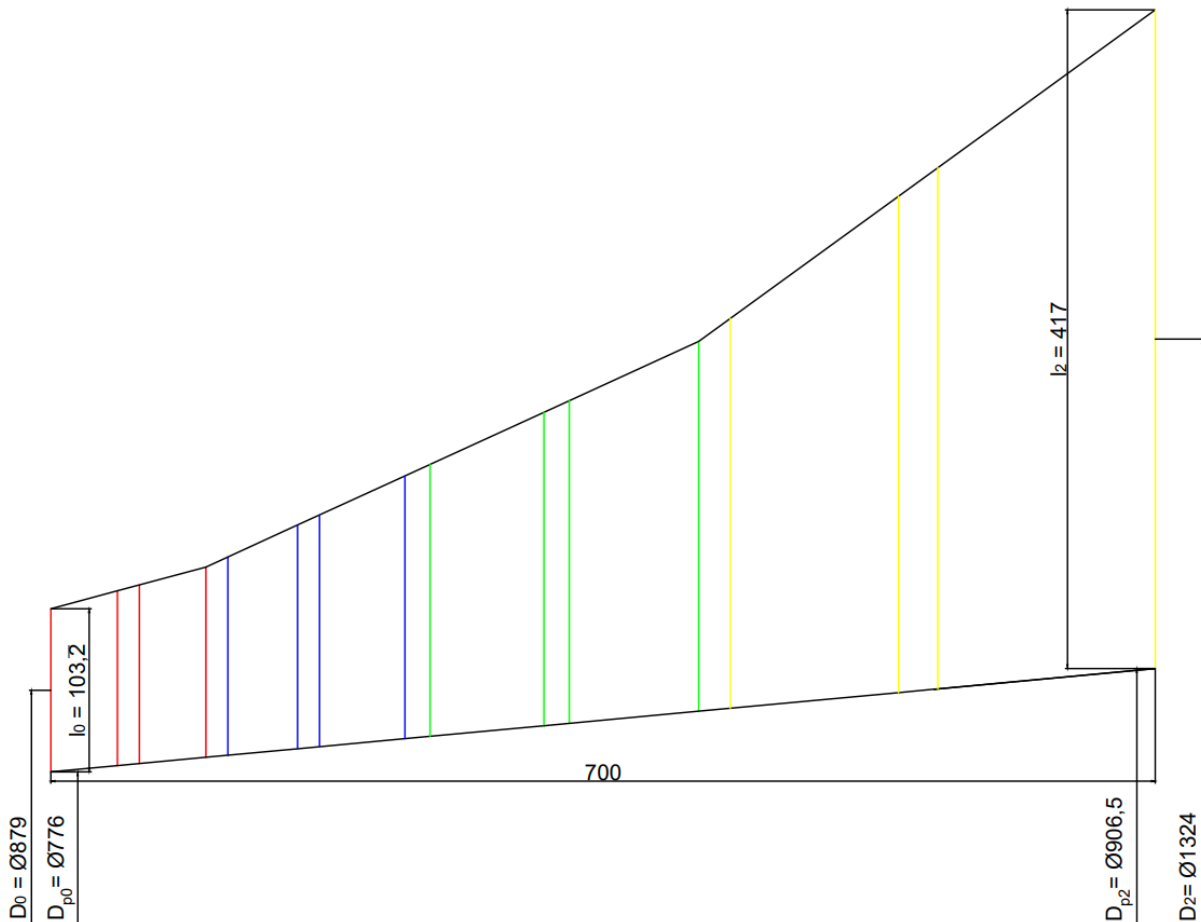
Graf na Obr. 6.3 porovnává vnitřní termodynamickou účinnost a vnitřní výkon jednotlivých stupňů.



Obr. 6.3 Vnitřní účinnost a vnitřní výkon jednotlivých stupňů NT dílu

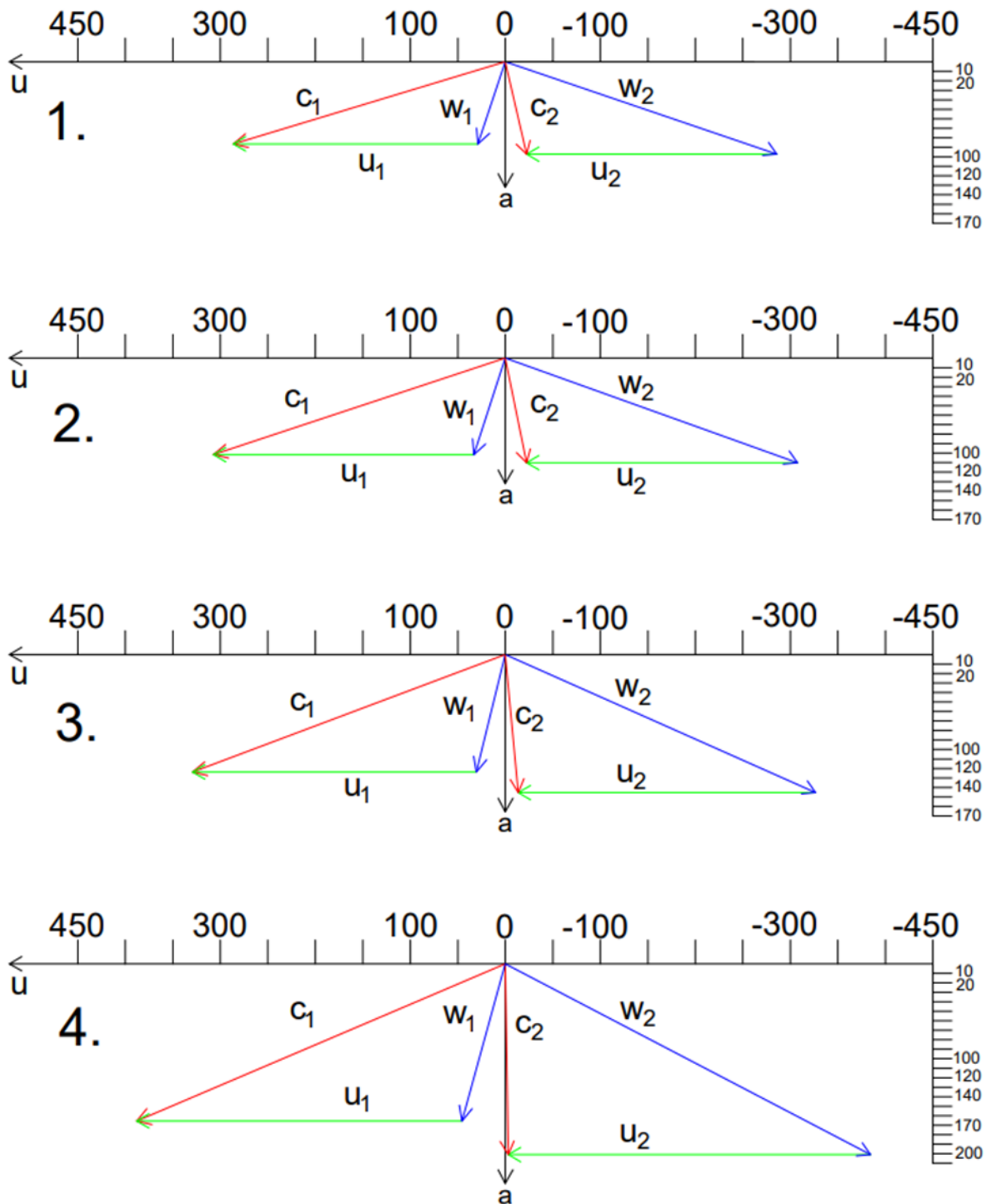
Výsledný tvar průtočného kanálu je na Obr. 6.4. Zakótovány jsou střední a patní průměry na vstupu a výstupu z kanálu, délka kanálu a délka vstupní hrany statorové lopatky prvního stupně a délka výstupní hrany rotorové lopatky posledního stupně. Rozměry jsou v milimetrech. Oproti vysokotlaké části se kanál značně rozšiřuje z důvodu rychlého růstu měrného objemu páry. Kanál se dle očekávání skokově rozevře na vstupu do posledního stupně, protože ten dle požadavků zadání práce zpracovává velmi velký entalpický spád. Rozevření kanálu na

posledních dvou stupních je tak velké, že jsou zvoleny jiné lopatky pro statorovou a jiné pro rotorovou řadu.



Obr. 6.4 Průtočný kanál nízkotlaké části jednohřídelové turbíny a NT dílu dvouhřídelové

Rychlostní trojúhelníky všech čtyřech stupňů jsou na Obr. 6.5. Podle očekávání se rychlost páry v kondenzační části rychle zvyšuje, jelikož stupně zpracovávají velký spád a rychle narůstá objem páry. U posledního stupně je změna měrného objemu mezi statorovou a rotorovou řadou tak velká, že jsou velmi rozdílné i axiální složky rychlostí na výstupu ze statoru a rotoru (o 38 m/s). Obvodová rychlost rotorové řady posledního stupně už je tak velká, že absolutní rychlost na výstupu prakticky nemá obvodovou složku a rychlostní trojúhelník není symetrický. V případě posledního stupně jsou rychlosti páry tak velké, že by došlo ke kritickému proudění.

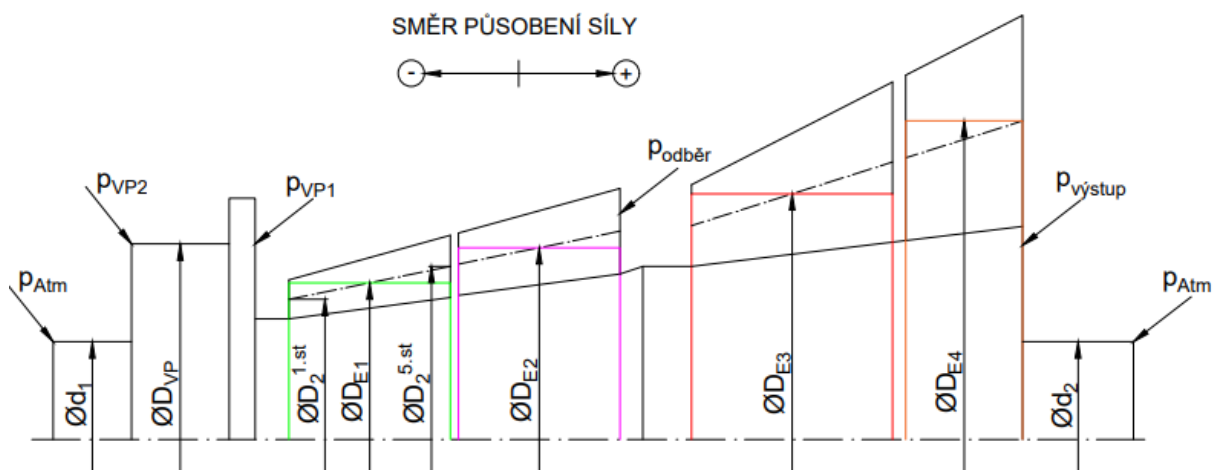


Obr. 6.5 Rychlostní trojúhelníky stupňů kondenzační části

7 Návrh vyrovnávacího pístu a axiálního ložiska

V této kapitole jsou navrženy vyrovnávací písty a axiální ložiska obou turbín. Vyrovnávací píst slouží ke snížení celkové osové síly, kterou musí zachytávat axiální ložisko. Osová síla vzniká vlivem účinků páry při expanzi ve stupních, a také vlivem silových účinků v neolopatkované části turbíny. Zvláště u mnohastupňových turbín s přetlakovým lopatkováním je tato síla tak velká, že je vyrovnávací píst nutností. Výpočet vyrovnávacího pístu vychází z metodiky uvedené v [1] a je ukázán pouze pro jednohřídelovou turbínu, pro dvouhřídelovou turbínu je výpočet analogický. Všechny výsledky jsou shrnuty v Tab. 7.1.

Axiální síla není stanovena pro každou lopatkovou řadu zvlášť, nýbrž je lopatkování nahrazeno řadou ekvivalentních válců, jejichž průměr je stanoven aritmetickým průměrem středních průměrů lopatkování oběžných řad na začátku a konci válce. Vysokotlaké části obou turbín jsou nahrazeny dvěma ekvivalentními válci (po pěti stupních u jednohřídelové turbíny, po třech u dvouhřídelové). V případě nízkotlakých částí jsou tři první stupně nahrazeny jedním ekvivalentním válcem a poslední stupeň, který má výrazně větší rozměry než ostatní stupně, je nahrazen dalším ekvivalentním válcem. Schematicky je značení parametrů VP na obr. 7.1.



Obr. 7.1 Zjednodušené schéma turbíny s vyznačením rozměrů a tlaků pro výpočet axiální síly

Tlak před vyrovnávacím pístem je roven tlaku za regulačním stupněm u jednohřídelové turbíny a VT dílu, u NT dílu je roven vstupnímu tlaku. Tlak za vyrovnávacím pístem je roven tlaku za VT tělesem (odběr do CZT) nebo tlaku na konci turbíny (NT díl), jelikož navrhované turbíny nemají jiné odběry. Vyrovnávací písty všech tří těles mají kartáčovou ucpávku.

7.1 Návrh vyrovnávacího pístu a určení celkové axiální síly

Průměr vyrovnávacího pístu a průměry hřídele předních a zadních ucpávek

$$D_{VP} = 0,725 \text{ m} \quad (7.1)$$

$$d_1 = d_2 = 0,35 \text{ m} \quad (7.2)$$

Ekvivalentní průměry jednotlivých válců, kterými je nahrazeno lopatkování

$$D_{E1} = \frac{D_2^{1.st} + D_2^{5.st}}{2} = \frac{0,5966 + 0,6577}{2} = 0,63 \text{ m} \quad (7.3)$$

$$D_{E2} = \frac{D_2^{6.st} + D_2^{10.st}}{2} = \frac{0,6787 + 0,8045}{2} = 0,74 \text{ m} \quad (7.4)$$

$$D_{E3} = \frac{D_2^{11.st} + D_2^{13.st}}{2} = \frac{0,9146 + 1,0866}{2} = 1 \text{ m} \quad (7.5)$$

$$D_{E4} = D_2^{14.st} = 1,323 \text{ m} \quad (7.6)$$

Axiální síla působící na hřídel předních ucpávek

$$F_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot (p_{Atm} - p_{VP2}) = \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} \cdot (0,1013 - 0,24) \cdot 10^6 \quad (7.7)$$

$$= -13\,342 \text{ N}$$

Axiální síla působící na vyrovnávací píst

$$F_{VP} = \frac{\pi \cdot D_{VP}^2}{4} \cdot (p_{VP2} - p_{VP1}) = \frac{\pi \cdot 0,725^2}{4} \cdot (0,24 - 2,2) \cdot 10^6 \quad (7.8)$$

$$= -809\,136 \text{ N}$$

Axiální síla na ekvivalentní válce, kterými byla nahrazena stupňová část

$$F_{E1} = \frac{\pi \cdot D_{E1}^2}{4} \cdot (p_{E1,před} - p_{E1,za}) = \frac{\pi \cdot 0,63^2}{4} \cdot (2,2 - 0,983) \cdot 10^6 \quad (7.9)$$

$$= 375\,932 \text{ N}$$

$$F_{E2} = \frac{\pi \cdot D_{E2}^2}{4} \cdot (p_{E2,před} - p_{E2,za}) = \frac{\pi \cdot 0,74^2}{4} \cdot (0,983 - 0,24) \cdot 10^6 \quad (7.10)$$

$$= 320\,953 \text{ N}$$

$$F_{E3} = \frac{\pi \cdot D_{E3}^2}{4} \cdot (p_{E3,před} - p_{E3,za}) = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot (0,23 - 0,0345) \cdot 10^6 \quad (7.11)$$

$$= 153\,717 \text{ N}$$

$$F_{E4} = \frac{\pi \cdot D_{E4}^2}{4} \cdot (p_{E4,před} - p_{E4,za}) = \frac{\pi \cdot 1,323^2}{4} \cdot (0,0345 - 0,0102) \cdot 10^6 \quad (7.12)$$

$$= 33\,423 \text{ N}$$

Axiální síla působící na hřídel zadních ucpávek

$$F_{d2} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot (p_{výstup} - p_{Atm}) = \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} \cdot (0,0104 - 0,1013) \cdot 10^6 \quad (7.13)$$

$$= -8767 \text{ N}$$

Celková axiální síla

$$F_{ax} = F_{d1} + F_{VP} + \sum_{i=1}^4 F_{Ei} + F_{d2} = \quad (7.14)$$

$$= -13342 - 809136 + 375\,932 + 320953 + 153717 + 33423 - 8767$$

$$= 52\,780 \text{ N}$$

Tab. 7.1 Parametry jednotlivých válců a výsledná axiální síla

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	VT díl	NT díl
Jednotlivé tlaky					
Tlak před VP	p _{VP1}	[MPa]	2,2	2,2	0,23
Tlak za ucpávkou VP	p _{VP2}	[MPa]	0,24	0,24	0,0102
Atmosférický tlak	p _{Atm}	[MPa]	0,1013	0,1013	0,1013
Tlak za VT částí	p _{odběr}	[MPa]	0,24	0,24	-
Tlak na konci turbíny/dílu	p _{výstup}	[MPa]	0,0102	0,24	0,0102
Tlak před 1. ekv. válcem	p _{E1,před}	[MPa]	2,2	2,2	0,23
Tlak za 1. ekv. válcem	p _{E1,za}	[MPa]	0,983	1	0,0345
Tlak před 2. ekv. válcem	p _{E2,před}	[MPa]	0,983	1	0,0345
Tlak za 2. ekv. válcem	p _{E2,za}	[MPa]	0,24	0,24	0,0102
Tlak před 3. ekv. válcem	p _{E3,před}	[MPa]	0,23	-	-
Tlak za 3. ekv. válcem	p _{E3,za}	[MPa]	0,0345	-	-
Tlak před 4. ekv. válcem	p _{E4,před}	[MPa]	0,0345	-	-
Tlak za 4. ekv. válcem	p _{E4,za}	[MPa]	0,0102	-	-
Průměry válců					
Průměr vyrovnávacího pístu	D _{VP}	[m]	0,725	0,38	0,86
Průměr hřídele předních ucpáv.	d ₁	[m]	0,35	0,2	0,35
Průměr hřídele zadních ucpáv.	d ₂	[m]	0,35	0,2	0,35
Průměr 1. ekv. válce, VT část	D _{E1}	[m]	0,63	0,401	1,00
Průměr 2. ekv. válce, VT část	D _{E2}	[m]	0,74	0,489	1,323
Průměr 3. ekv. válce, NT část	D _{E3}	[m]	1,00	-	-
Průměr 4. ekv. válce NT část	D _{E4}	[m]	1,323	-	-
Výsledné osové síly					
Osová síla na 1. ekv. válec	F _{E1}	[N]	375932	151619	153717
Osová síla na 2. ekv. válec	F _{E2}	[N]	320953	142551	33423
Osová síla na 3. ekv. válec	F _{E3}	[N]	153717	-	-
Osová síla na 4. ekv. válec	F _{E4}	[N]	33423	-	-
Síla od vyrovnávacího pístu	F _{VP}	[N]	-809136	-222286	-127677
Síla na hřídel předních ucpávek	F _{d1}	[N]	-13342	-4357	8767
Síla na hřídel zadních ucpávek	F _{d2}	[N]	-8767	4357	-8767
Celková osová síla	F _{AX}	[N]	52780	71884	59462

7.2 Volba axiálního ložiska

Každý z navržených dílů má jedno kluzné axiální ložisko s hydrodynamickým mazáním, které zachycuje vznikající axiální sílu, jež byla stanovena v podkapitole 7.1. U tohoto typu ložiska je mezi hřídelí turbíny a tělesem ložiska olejový film, který brání vzájemnému kontaktu součástí (tzv. kapalinné tření). U turbín je požadována životnost až desítky let a obvykle jsou v provozu tisíce hodin ročně, proto jsou málo opotřebovávaná kluzná ložiska vhodnější. Axiální ložiska jsou vybrána z katalogu společnosti Kingsbury [10], který poskytuje informace i o mechanických ztrátách ložiska a o potřebném množství mazacího oleje.

Zvolená axiální ložiska pro jednotlivé díly jsou na v tab. 7.2.

Tab. 7.2 Vybraná axiální ložiska

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	VT díl	NT díl
Zvolený typ ložiska			KingCole 11-174	KingCole 6-225	KingCole 11-174
Axiální síla v turbíně	F_{AX}	[kN]	52,78	71,9	59,5
Otáčky	n	[min ⁻¹]	5500	11000	5500
Maximální zatížení ložiska	$F_{AX,MAX}$	[kN]	78	80	78
Vnitřní průměr segmentu	D_{AX}	[m]	0,1608	0,081	0,1608
Počet segmentů ložiska	seg	[-]	11	6	11
Mechanická ztráta	$P_{Z,AX}$	[kW]	18	37,5	18
Množství oleje		[litr/min]	30	28	30

8 Výpočet radiálních ložisek

K zachycení tíhové síly od hmotnosti rotoru slouží dvě kluzná radiální ložiska, umístěná na obou koncích rotoru. Pro určení reakčních sil v radiálních ložiskách je potřeba znát polohu těžiště rotoru a jeho hmotnost. Za tímto účelem byly pomocí studentské verze programu Autodesk Inventor Professional 2024 zjednodušeně vymodelovány všechny tři rotory. Detailní modelování lopatek je komplikované, proto jsou oběžné řady nahrazeny mezikružím o stejném objemu, jaký mají jednotlivé řady. Všechna ložiska jsou vybrána z katalogu společnosti Kingsbury [11].

Objem lopatkové řady se vypočte jako součin průřezu profilu lopatky, střední délky lopatky a počtu lopatek v dané řadě

$$V_{řada} = S_{profil} \cdot l_{R,ST} \cdot z_{Rotor} \quad (8.1)$$

Uvažovaná hustota oceli, ze které je rotor vyrobený

$$\rho_{ocel} = 7850 \frac{kg}{m^3} \quad (8.2)$$

8.1 Jednohřídelová turbína

Rotor jednohřídelové turbíny je největší, proto jsou potřeba také největší ložiska, aby byla zachycena velká tíhová síla od hmotnosti rotoru. Lopatky nízkotlaké části nejsou katalogové, tedy je jejich průřez vypočten aproximací pomocí rovnice 8.3, kde c_R je délka tětiny rotorové lopatky a koeficient 0,15 je platný pro přetlakový typ profilu [9]. Model rotoru je na obr. 8.2.

$$S_{profil} = 0,15 \cdot c_R^2 \quad (8.3)$$

Hmotnost rotoru

$$m_{rotor} = 7936 \text{ kg} \quad (8.4)$$

Tíhová síla

$$F_g = 9,81 \cdot m_{rotor} = 77852 \text{ N} \quad (8.5)$$

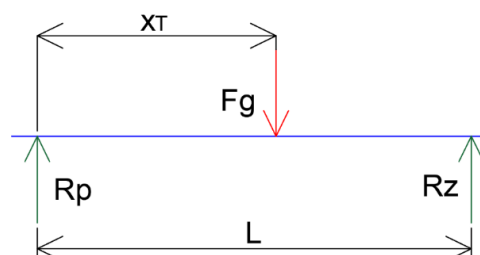
Vzdálenost těžiště od předního radiálního ložiska

$$x_T = 1,486 \text{ m} \quad (8.6)$$

Ložisková vzdálenost

$$L = 2,636 \text{ m} \quad (8.7)$$

Zjednodušený výpočet jednotlivých reakcí vychází z obr. 8.1



Obr. 8.1 Silová rovnováha pro určení reakcí v radiálních ložiskách

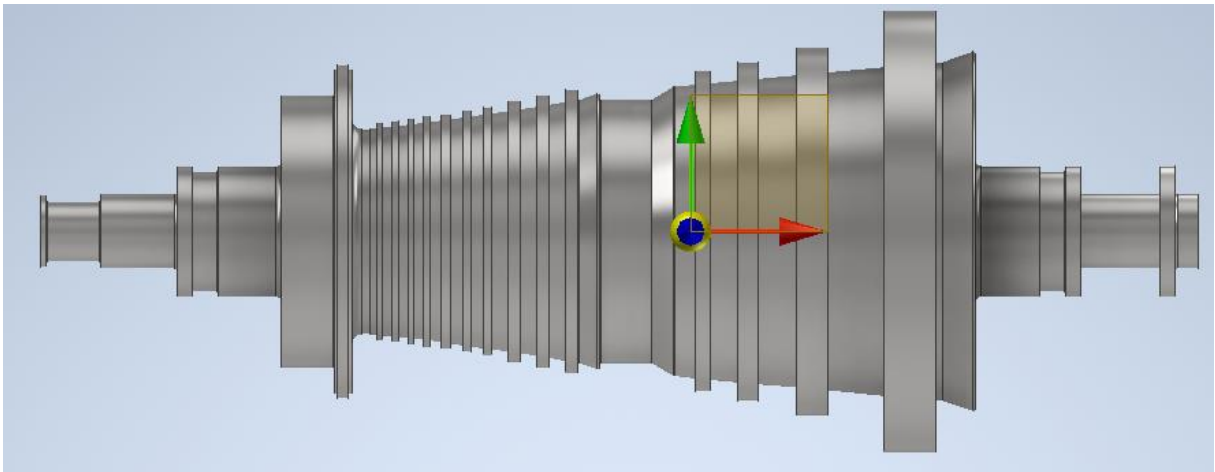
Reakce v zadním ložisku

$$R_Z = \frac{F_g \cdot x_T}{L} = \frac{77852 \cdot 1,486}{2,636} = 43\,887 \text{ N} \quad (8.8)$$

Reakce v předním ložisku

$$R_P = F_g - R_Z = 77932 - 43990 = 33966 \text{ N} \quad (8.9)$$

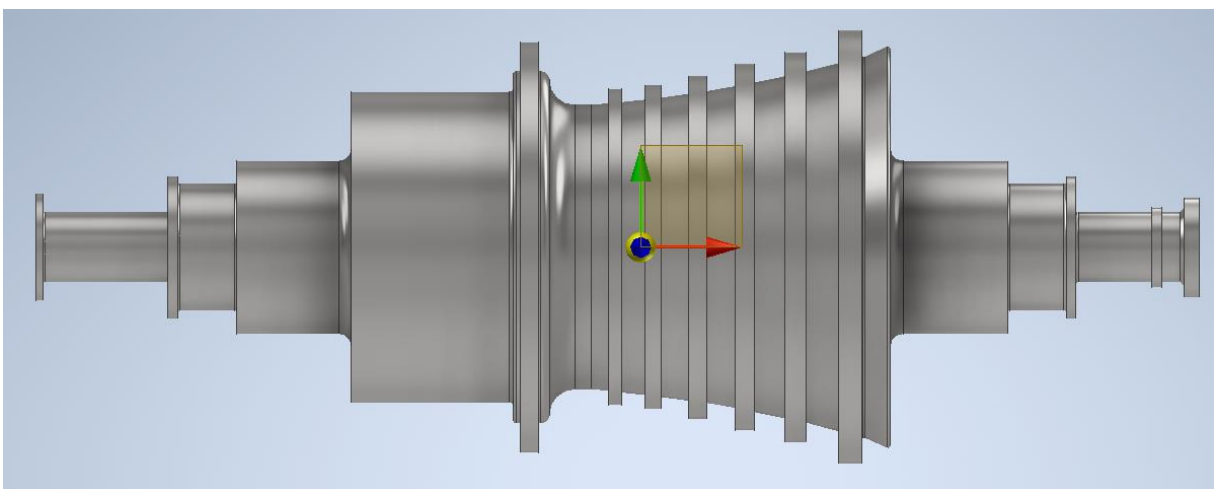
Z katalogu [11] byla vybrána dvě stejná ložiska 0.7B/A s vnitřním průměrem 200 mm a poměrem délky nosné pánve ku průměru hřídele 0,7. Jejich nosnost je 53 kN. Katalog rovněž obsahuje informace o mechanické ztrátě ložiska a potřebném průtoku oleje.



Obr. 8.2 Zjednodušený model rotoru jednohřídelové turbíny s vyznačeným těžištěm

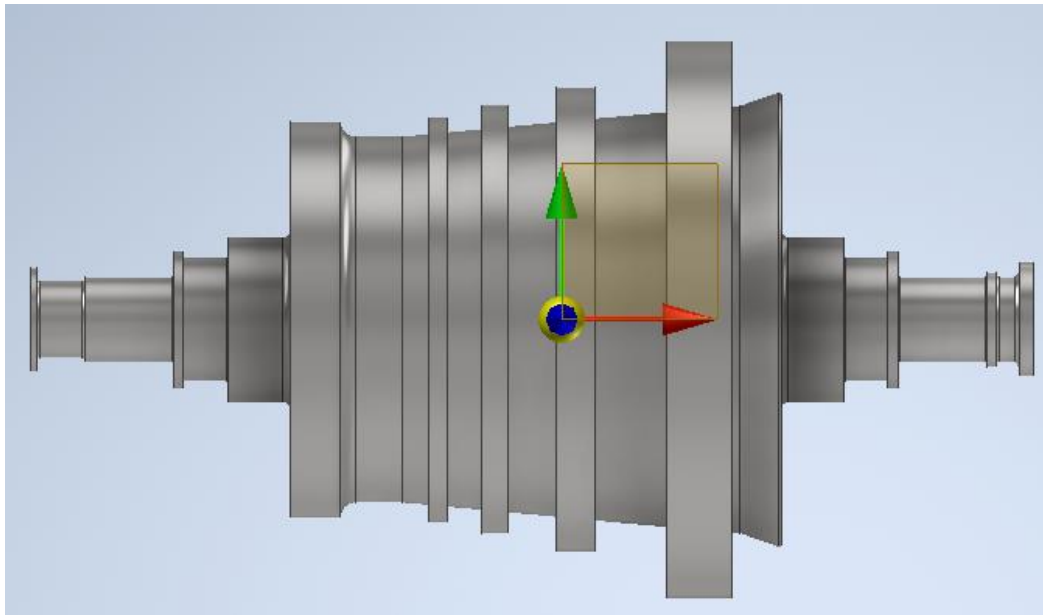
8.2 Dvouhřídelová turbína

Postup výpočtu radiálních ložisek je u dvouhřídelové turbíny stejný, proto jsou výpočty shrnuty pouze v tab. 8.1. Rotor vysokotlakého dílu dvouhřídelové turbíny je z důvodu vysokých otáček nejkratší a má nejmenší průměr, z čehož plyne malá hmotnost rotoru a potřeba použít pouze malá radiální ložiska. Je to další z výhod rozdělení turbíny na samostatné díly.



Obr. 8.3 Zjednodušený model rotoru VT dílu s vyznačeným těžištěm

Rotor NT dílu dvouhřídelové turbíny je výrazně těžší, jelikož má poloviční otáčky oproti VT dílu. Geometrie dílu je společná s nízkotlakou částí jednohřídelové turbíny, průřez lopatek je tedy uvažován stejný, vypočtený s využitím rovnice 8.3.



Obr. 8.4 Zjednodušený model rotoru NT dílu s vyznačeným těžištěm

Tab. 8.1 Vybraná radiální ložiska

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	VT díl	NT díl
Zvolený typ ložiska			Kingsbury 0.7 B/A	Kingsbury 0.7 B/A	Kingsbury 0.7 B/A
Počet		[ks]	2	2	2
Otáčky	n	[min ⁻¹]	5500	11000	5500
Hmotnost rotoru	m _{rotor}	[kg]	7936	682,7	5728
Tíhová síla od rotoru	F _g	[kN]	77,85	6,7	56,13
Poloha T od předního ložiska	x _T	[m]	1,486	0,585	0,918
Ložisková vzdálenost	L	[m]	2,636	1,125	1,725
Reakce v předním ložisku	R _P	[kN]	33,97	3,22	26,3
Reakce v zadním ložisku	R _Z	[kN]	43,89	3,48	29,9
Maximální zatížení ložiska	F _{rad,max}	[kN]	53	8,1	43
Vnitřní průměr	D _{rad}	[m]	0,2	0,08	0,18
Šířka ložiska		[m]	0,18	0,078	0,162
Mechanická ztráta ložiska	P _{z,rad}	[kW]	18,5	3,5	13
Množství oleje		[litr/min]	26	5	20

9 Volba převodovky a generátoru

V této kapitole je z katalogu vybrán generátor a stejně jsou vybrány převodovky. Cílem práce není detailní výpočet těchto komponent, a proto jsou zvoleny katalogové komponenty, které by mohly vyhovovat z hlediska výkonu a otáček. Z hlediska návrhu turbíny je nejdůležitější zjistit účinnost těchto komponent, aby v následující kapitole mohl být stanoven svorkový výkon.

9.1 Volba převodovky

Převodovky pro všechny tři turbíny jsou zvoleny z katalogu výrobce Sumitomo Drive Technologies [12]. Z termodynamického výpočtu je znám vnitřní výkon jednohřídelové turbíny (přibližně 25 MW) a vnitřní výkon VT dílu (15,2 MW) a NT dílu (9,9 MW). Rovněž jsou známy otáčky turbín i čtyřpólového generátoru (1500 min^{-1}). Výběr je ukázán pouze pro jednohřídelovou turbínu a parametry všech tří převodovek jsou shrnuty v tab. 9.1

$$n_G = 1500 \text{ min}^{-1} \quad (9.1)$$

Pro výběr v katalogu je nutné stanovit poměr přenášeného výkonu a otáček generátoru

$$\frac{P_{i,\text{jednohřidel}}}{n_G} = \frac{25000}{1500} = 16,67 \quad (9.2)$$

A také poměr otáček turbíny a otáček generátoru

$$\frac{n_{\text{jednohřidel}}}{n_G} = \frac{5500}{1500} = 3,67 \quad (9.2)$$

Tab. 9.1 Vybrané převodovky [12]

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	VT díl	NT díl
Zvolený model			N-M7585	N-T95A6	N-M5360
Otáčky turbíny	n	$[\text{min}^{-1}]$	5500	11000	5500
Otáčky generátoru	n_G	$[\text{min}^{-1}]$	1500	1500	1500
Vnitřní výkon turbíny	Pi	$[\text{kW}]$	25000	15200	9900
Poměr vnitřního výkonu a otáček generátoru	P_i/n_G	$[-]$	16,67	10,13	6,6
Poměr otáček turbíny a otáček generátoru	n/n_G	$[-]$	3,67	7,33	3,67
Účinnost z rozsahu 0,985÷0,99	η_p	$[-]$	0,9875	0,9875	0,9875

9.2 Volba generátoru

Obě turbíny jsou propojeny s čtyřpólovým generátorem elektrické energie, který má otáčky 1500 min^{-1} . Obě turbíny mají vnitřní výkon přibližně 25 000 kW, proto byl vybrán generátor od výrobce Siemens AG řady SIGENTICS M, jehož rozsah zdánlivého výkonu je v rozmezí 20713 ÷ 29300 kVA [13]. Účinnost tohoto generátoru je při plném zatížení až 0,9877.

$$\eta_G = 0,9877 \quad (9.4)$$

10 Parametry navržených turbín a základní technické srovnání

V této kapitole je vypočteny základní parametry turbín – termodynamická účinnost, vnitřní výkon a svorkový výkon. Výpočet vychází z metodiky v [1].

10.1 Jednohřídelová turbína

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny je stanovena vzhledem k izoentropickému spádu na turbínu $H_{iz}^{SČ}$, stanovenému v kapitole 2 (rce 2.13). Dává informaci o tom, kolik entalpického spádu, který je k dispozici, dokáže turbína využít. Výsledný i-s diagram je na Obr. 10.1.

Vnitřní práce turbíny při skutečné víceetapové expanzi je vypočtena jako součet vnitřních prací jednotlivých stupňů

$$a_i^T = h^{RS} + \sum_{j=1}^{10} a_{i,j}^{VT} + \sum_{j=1}^4 a_{i,j}^{NT} = 116,252 + 427,28 + 357,13 \quad (10.1)$$

$$= 900,664 \text{ kJ/kg}$$

Vnitřní termodynamická účinnost celé turbíny

$$\eta_{TDI}^T = \frac{a_i^T}{H_{iz}^{SČ}} = \frac{900,664}{1086,756} = 0,829 \quad (10.2)$$

Vnitřní výkon celé turbíny je určen součtem vnitřních výkonů všech přetlakových stupňů a vnitřního výkonu regulačního stupně

$$P_i^T = \sum_{j=1}^{10} P_{i,j}^{SČ,VT} + \sum_{j=1}^4 P_{i,j}^{SČ,NT} + P_i^{RS} = 11868,918 + 9920,310 + 3229,91 \quad (10.3)$$

$$= 25018,5 \text{ kW}$$

Pro stanovení svorkového výkonu je nutné zohlednit i mechanickou ztrátu v ložiskách a účinnost převodovky a generátoru. Ztráty v ložiskách byly stanoveny v kapitolách 7 a 8, účinnost zvoleného generátoru a převodovky v kapitole 9.

Celková ztráta v ložiskách

$$P_{z,ložiska} = 2 \cdot P_{z,rad} + P_{z,ax} = 2 \cdot 18,5 + 18 = 55 \text{ kW} \quad (10.4)$$

Svorkový výkon

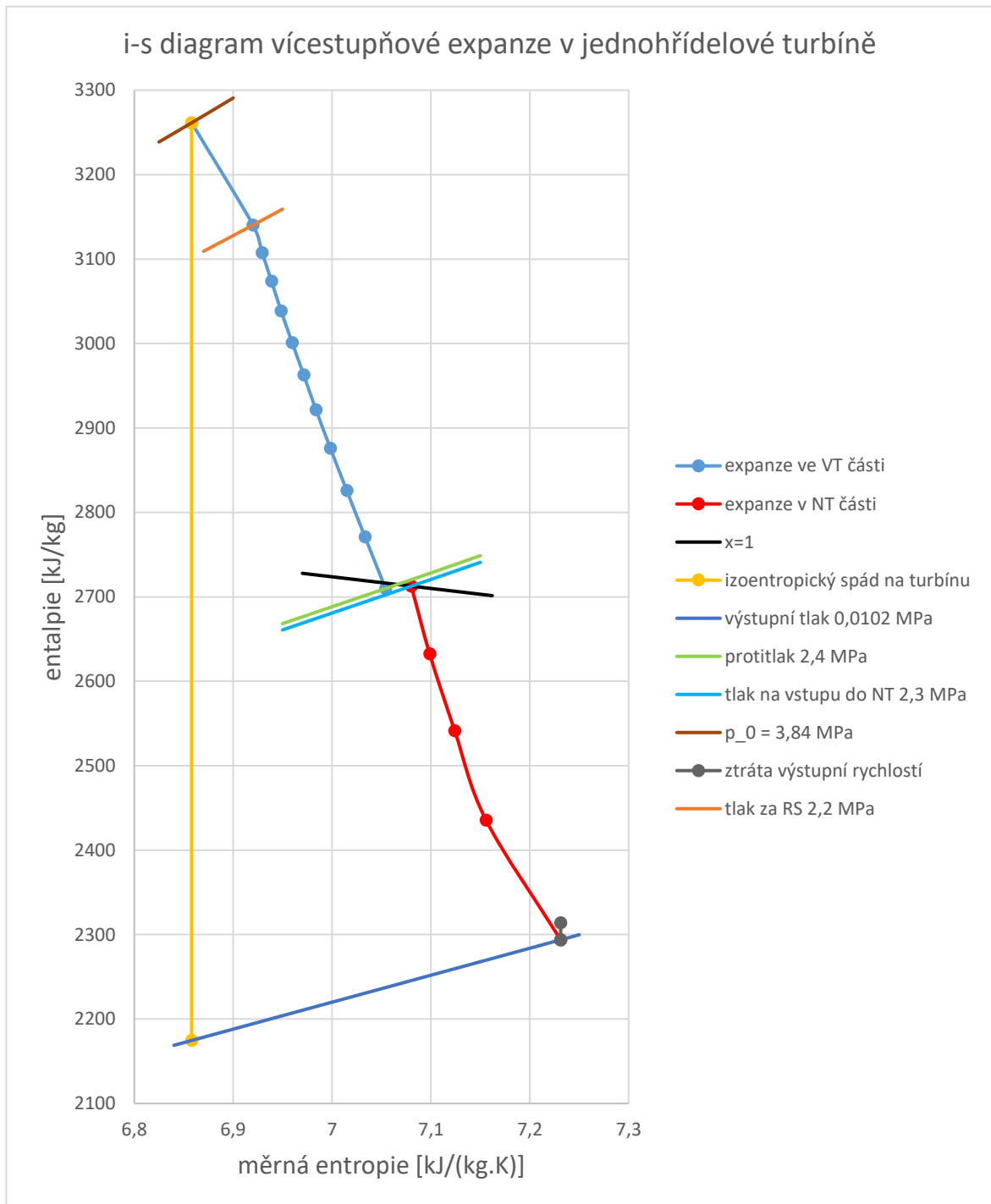
$$P_{SV} = (P_i^T - P_{z,ložiska}) \cdot \eta_P \cdot \eta_G = (25018,5 - 55) \cdot 0,9875 \cdot 0,9877 \quad (10.5)$$

$$= 24\,350 \text{ kW}$$

Součinitel zpětného využití ztrát

$$(1 + f) = \frac{\sum_{j=1}^{10} h_{iz,j}^{VT} + \sum_{j=1}^4 h_{iz,j}^{NT} + h_{iz}^{RS}}{H_{iz}^{SČ}} = \frac{495,66 + 470,54 + 159,462}{1086,756} \quad (10.6)$$

$$= 1,0358$$



Obr. 10.1 i-s diagram vícestupňové expanze v jednohřídelové turbíně

10.2 Dvouhřídelová turbína

V případě dvouhřídelové turbíny budou jednotlivé parametry určeny pro oba díly zvlášť.

10.2.1 VT díl

Entalpie při izoentropické expanzi ve VT dílu ($0^{RS} \rightarrow 2_{iz}^{6.st}$)

$$i_{2_{iz}^{6.st}} = f(s_0^{RS}, p_{protitlak}) = 2631,5725 \text{ kJ/kg} \quad (10.7)$$

Izoentropický spád na stupně VT dílu

$$H_{iz}^{SČ,VT} = i_0^{RS} - i_{2iz}^{6.st} = 3261,36 - 2631,5725 = 629,7875 \text{ kJ/kg} \quad (10.8)$$

Vnitřní práce VT dílu při skutečné vícestupňové expanzi je vypočtena jako součet vnitřních prací jednotlivých stupňů

$$a_i^{VT} = h^{RS,VT} + \sum_{j=1}^6 a_{i,j}^{VT} = 129,476 + 419,447 = 548,923 \text{ kJ/kg} \quad (10.9)$$

Vnitřní termodynamická účinnost VT dílu

$$\eta_{TDI}^{VT} = \frac{a_i^{VT}}{H_{iz}^{SČ,VT}} = \frac{548,923}{629,7875} = 0,8716 \quad (10.10)$$

Vnitřní výkon VT dílu je určen součtem vnitřních výkonů všech přetlakových stupňů a vnitřního výkonu regulačního stupně

$$P_i^{VT} = \sum_{j=1}^6 P_{i,j}^{SČ,VT} + P_i^{RS} = 11651,297 + 3578,609 = 15229,905 \text{ kW} \quad (10.11)$$

Pro stanovení svorkového výkonu je nutné zohlednit i mechanickou ztrátu v ložiskách a účinnost převodovky a generátoru. Ztráty v ložiskách byly stanoveny v kapitolách 7 a 8, účinnost zvoleného generátoru a převodovky v kapitole 9.

Celková ztráta v ložiskách

$$P_{z,ložiska}^{VT} = 2 \cdot P_{z,rad} + P_{z,ax} = 2 \cdot 3,5 + 37,5 = 44,5 \text{ kW} \quad (10.12)$$

Svorkový výkon

$$\begin{aligned} (P_{SV}^{VT} &= (P_i^{VT} - P_{z,ložiska}^{VT}) \cdot \eta_P \cdot \eta_G \\ &= (15229,905 - 44,5) \cdot 0,9875 \cdot 0,9877 = 14\,811 \text{ kW} \end{aligned} \quad (10.13)$$

Součinitel zpětného využití ztrát

$$\begin{aligned} (1 + f) &= \frac{\sum_{j=1}^6 h_{iz,j}^{VT} + h_{iz}^{RS}}{H_{iz}^{SČ,VT}} = \frac{487,45 + 159,462}{629,7875} \\ &= 1,0272 \end{aligned} \quad (10.14)$$

10.2.2 NT díl

Postup výpočtu je analogický jako v předchozím případě. Při uvažování izoentropické expanze by mezi VT a NT dílem nebyly žádné ztráty, pára by tedy na vstupu do NT dílu měla parametry páry na výstupu z VT dílu.

Entalpie při izoentropické expanzi z protitlaku až na výstup z turbíny ($2_{iz}^{6.st} \rightarrow 2_{iz}^T$)

$$i_{2iz}^{NT} = f(s_0^{RS}, p_2^T) = 2174,6 \text{ kJ/kg} \quad (10.15)$$

Izoentropický spád na stupně NT dílu

$$H_{iz}^{SČ,NT} = i_{2iz}^{6,st} - i_{2iz}^T = 2631,5725 - 2174,6 = 456,9725 \text{ kJ/kg} \quad (10.16)$$

Vnitřní práce VT dílu při skutečné vícestupňové expanzi je vypočtena jako součet vnitřních prací jednotlivých stupňů

$$a_i^{NT} = \sum_{j=1}^4 a_{i,j}^{NT} = 357,1312 \text{ kJ/kg} \quad (10.17)$$

Vnitřní termodynamická účinnost VT dílu

$$\eta_{TDI}^{NT} = \frac{a_i^{NT}}{H_{iz}^{SČ,NT}} = \frac{357,1312}{456,9725} = 0,7815 \quad (10.18)$$

Vnitřní výkon NT dílu je určen součtem vnitřních výkonů všech přetlakových stupňů

$$P_i^{NT} = \sum_{j=1}^4 P_{i,j}^{SČ,NT} = 9920,31 \text{ kW} \quad (10.19)$$

Pro stanovení svorkového výkonu je nutné zohlednit i mechanickou ztrátu v ložiskách a účinnost převodovky a generátoru.

Celková ztráta v ložiskách

$$P_{z,ložiska}^{NT} = 2 \cdot P_{z,rad} + P_{z,ax} = 2 \cdot 13 + 18 = 44 \text{ kW} \quad (10.20)$$

Svorkový výkon

$$\begin{aligned} P_{SV}^{NT} &= (P_i^{NT} - P_{z,ložiska}^{NT}) \cdot \eta_P \cdot \eta_G \\ &= (9920,31 - 44) \cdot 0,9875 \cdot 0,9877 = 9633 \text{ kW} \end{aligned} \quad (10.21)$$

Součinitel zpětného využití ztrát

$$(1 + f)^{NT} = \frac{\sum_{j=1}^4 h_{iz,j}^{NT}}{H_{iz}^{SČ,NT}} = \frac{470,54}{456,9725} = 1,03 \quad (10.22)$$

Celkový vnitřní výkon obou dílů

$$P_i^{VT+NT} = P_i^{VT} + P_i^{NT} = 15229,905 + 9920,31 = 25\,150 \text{ kW} \quad (10.23)$$

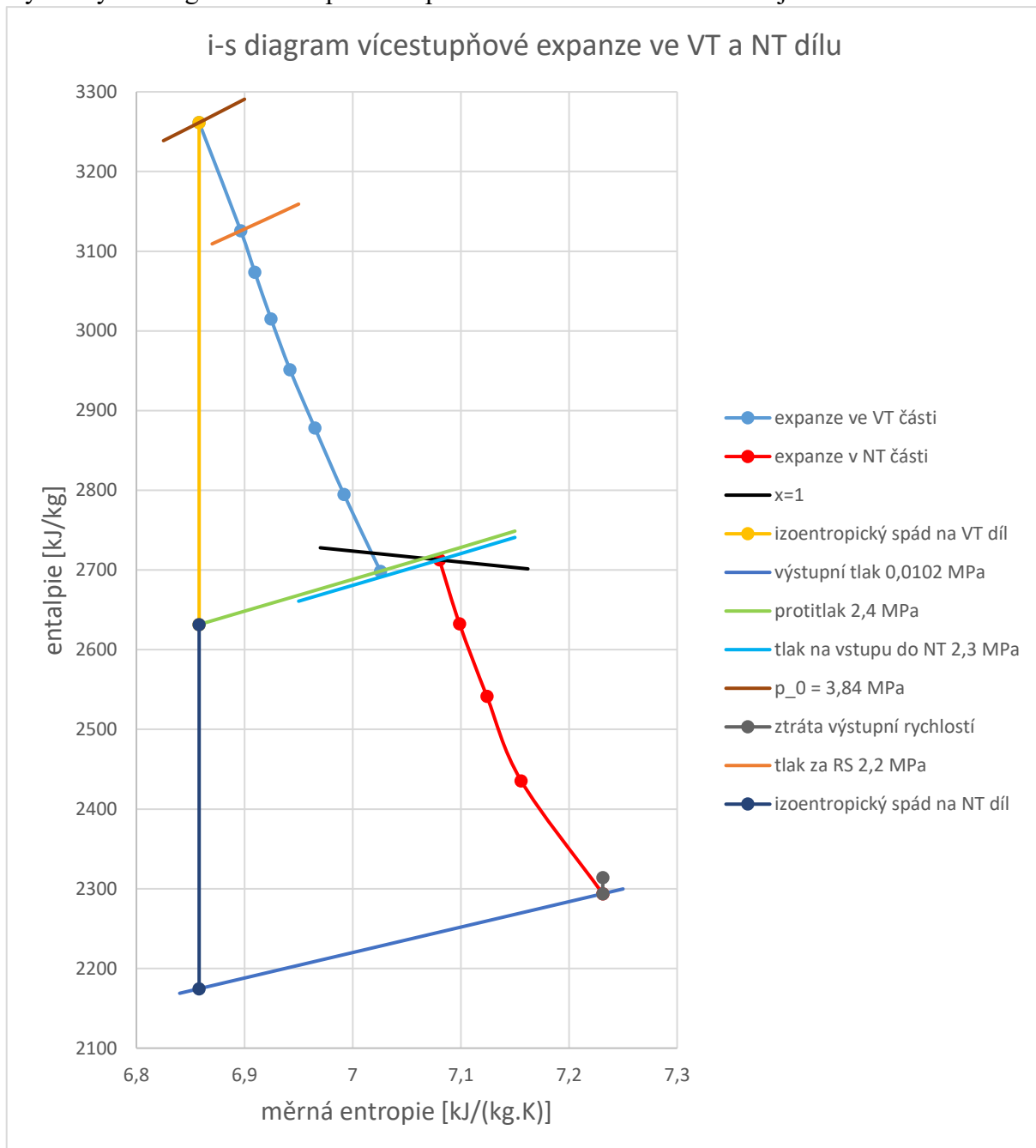
Celkový svorkový výkon obou dílů

$$P_{SV}^{VT+NT} = P_{SV}^{VT} + P_{SV}^{NT} = 14811 + 9633 = 24\,444 \text{ kW} \quad (10.24)$$

Za účelem lepší možnosti srovnání s jednohřídelovou turbínou je možné stanovit i termodynamickou účinnost celé dvouhřídelové turbíny.

$$\eta_{TDI}^{VT+NT} = \frac{a_i^{VT} + a_i^{NT}}{H_{iz}^{SČ}} = \frac{548,923 + 357,1312}{1086,756} = 0,834 \quad (10.25)$$

Výsledný i-s diagram vícestupňové expanze ve dvouhřídelové turbíně je na obr. 10.2.



Obr. 10.2 i-s diagram vícestupňové expanze ve VT a NT dílu

10.3 Srovnání navržených turbín

V této podkapitole jsou shrnuty parametry navržených turbín (Tab. 10.1) a je provedeno jejich základní srovnání.

Celkový počet přetlakových stupňů jednohřídelové turbíny je 14, dvouhřídelové 10. To je dáno právě vyššími otáčkami VT dílu, a tedy vyššími obvodovými rychlostmi. Entalpický spád na stupeň je úměrný kvadrátu obvodové rychlosti $u^2/2x^2$ (Obr. 4.2). Stupně VT dílu mají průměrnou obvodovou rychlost cca 250 m/s, zatímco stupně vysokotlaké části jednohřídelové turbíny pouze 195 m/s.

Průměrná termodynamická účinnost navržených stupňů VT dílu je 87,3 %, vysokotlaké části lopatkování jednohřídelové turbíny pak 86,6 %. Nejmarkantnější rozdíl je u termodynamické účinnosti regulačních stupňů, kdy RS VT dílu dosahuje účinnost přes 80 %, zatímco jednohřídelové turbíny pouze 72,5 %. Termodynamická účinnost celé jednohřídelové turbíny je pak 82,9 %. Termodynamická účinnost celého VT dílu je 87,16 %, NT dílu 78,15 % a celé dvouhřídelové turbíny 83,4 %.

Vnitřní výkon jednohřídelové turbíny je 25 018,5 kW a svorkový 24 350 kW. Vnitřní výkon dvouhřídelové 25 150 kW a svorkový 24 444 kW.

Ložisková vzdálenost VT dílu je 1,135 metru, NT dílu 1,725 metru, jednohřídelové turbíny 2,636 metru. Dvouhřídelová turbína tedy na délku zabere více místa, ale přesto je kompaktnější a lehčí, což může být výhodné při přepravě či jakékoliv manipulaci.

Rotor VT dílu neváží ani tunu a střední průměr lopatkování posledního stupně je menší (0,531 m) než střední průměr lopatkování prvního stupně jednohřídelové turbíny (0,587 m).

Dvouhřídelová turbína je kvůli většímu množství komponent náročnější z hlediska údržby, ale má výhodu v tom, že opravy NT dílu mohou probíhat v době, kdy je odstavený, zatímco u jednohřídelové turbíny se musí případně zcela přerušit provoz. Obě turbíny mohou fungovat jako špičkový zdroj elektřiny během zimního provozu. U jednohřídelové turbíny jsou ale výhody špičkování sníženy tím, že mimo špičkový provoz se v kondenzační části maří pára.

Tab. 10.1 Základní parametry navržených turbín

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	VT díl	NT díl
Termodynamické parametry					
Vnitřní výkon turbíny	P_i^T	[kW]	25018		25150
Svorkový výkon	P_{sv}	[kW]	24350		24444
Vnitřní termodyn. účin. turb.	η_{TDI}^T	[-]	0,829		0,834
Konstrukční parametry					
Počet stupňů	Zstupně	[ks]	14	6	4
Ložisková vzdálenost	L	[m]	2,636	1,135	1,725
Hmotnost rotoru	m_{rotor}	[kg]	7936	682,7	5728
Průměr vyrovnávacího pístu	D_{VP}	[m]	0,725	0,38	0,86
Vnitřní průměr rad. ložisek	D_{RAD}	[m]	0,2	0,08	0,18
Vnitřní průměr ax. ložisek	D_{AX}	[m]	0,1608	0,081	0,1608
Střední průměr RS	D_{RS}	[m]	0,898	0,45	-
Nejmenší střední průměr	$D_{0,min}$	[m]	0,587	0,37	0,879
Největší střední průměr	$D_{2,max}$	[m]	1,323	0,531	1,323

11 Srovnání ekonomiky provozu

V této kapitole jsou základně porovnány obě řešené varianty z hlediska ekonomiky provozu. Srovnání se týká pouze zimního provozu, kdy je vysoká poptávka po výrobě tepla, tudíž většina páry z turbíny odchází odběrem do systému CZT. Cílem je určit, jak velká je energetická ztráta jednohřídelové varianty oproti dvouhřídelové za dobu zimního provozu. Tato ztráta bude také vyjádřena jako množství zemního plynu, aby bylo zřejmější, jak velké množství energie se v jednohřídelové variantě maří.

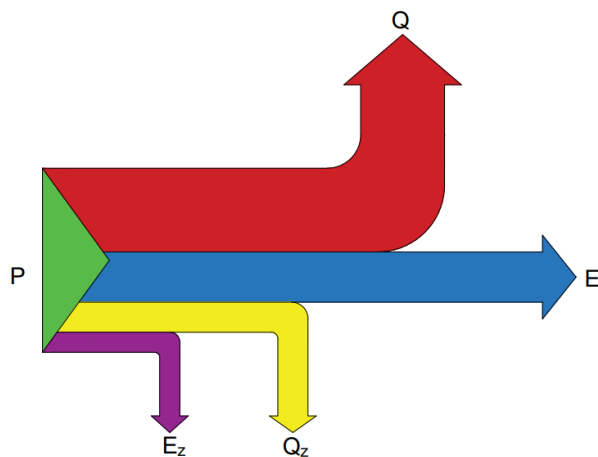
Předpoklady:

- zimní provoz trvá 4000 hodin ročně
- v případě jednohřídelové varianty jde nadále 10 % páry do nízkotlaké části turbíny
- u dvouhřídelové varianty jde 100 % páry do CZT a NT díl je odpojen
- do výměňkové stanice vstupuje sytá pára, veškeré předané teplo je teplo kondenzační
- není zohledněna účinnost přestupu tepla v CZT ani další ztráty vyjma zmíněných

11.1 Jednohřídelové provedení

Během zimního provozu po expanzi ve vysokotlaké části turbíny odchází 90 % páry z turbíny do systému CZT. Zbýlých 10 % páry jde do kondenzační části turbíny za účelem ochlazování průtočných částí, jelikož stupně turbíny za odběrem ventilují a zahřívají se (tzv. ventilační režim), což způsobuje značnou ventilační ztrátu. Pára v nízkotlaké části nekoná práci vůbec, nebo pouze minimálně na prvních stupních (podmínky závisí na konkrétním stroji), a tedy množství vyrobené elektrické energie zvyšuje minimálně nebo prakticky vůbec. Část mechanické energie je naopak spotřebovávána na překonání odporu tekutiny proti otáčení rotoru. Zároveň musí být v provozu veškeré příslušenství turbíny včetně kondenzátoru, vlastní spotřeba bloku tak zůstává stejná jako v letním provozu, přičemž nízkotlaká část je ztrátová.

Energetické toky u jednohřídelové varianty v zimním provozu jsou schematicky znázorněny na obr. 11.1. Písmenem P je označena celková užitečná energie (výkon), kterou turbína může dodávat se zohledněním účinnosti stroje. Teplo dodané do systému CZT je označeno jako Q a tvoří největší část, vyrobená el. energie je označena písmenem E . Ztráta tepelné energie vzniklá přepouštěním deseti procent páry přes kondenzační část je označena Q_z . Ztráta energie daná součtem ventilační ztráty, ztráty provozem kondenzační části a ztrátou nevyrobené el. energie, je označena E_z .



Obr. 11.1 Energetické toky v jednohřídelové turbíně

11.1.1 Výpočet tepelného výkonu a ztrát

Na vstupu do výměňkové stanice jsou uvažovány stejné parametry páry jako na vstupu do nízkotlaké části turbíny. Je tedy zohledněna tlaková ztráta v armaturách i vysušení páry na mez sytosti.

Do systému CZT vstupuje 90 % hmotnostního toku páry.

$$\dot{m}_{90} = 0,9 \cdot \dot{m} = 0,9 \cdot 27,78 = 25 \text{ kg/s} \quad (11.1)$$

Parametry syté páry na vstupu do výměňkové stanice.

$$p_{in} = p'' = 0,23 \text{ MPa} \quad (11.2)$$

$$t_{in} = t'' = 124,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.3)$$

$$i_{in} = i'' = 2712,663 \text{ kJ/kg} \quad (11.4)$$

Parametry syté kapaliny na výstupu z výměňkové stanice

$$p_{out} = p' = 0,23 \text{ MPa} \quad (11.5)$$

$$t_{out} = t' = 124,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.6)$$

$$i_{out} = i' = 523,73 \text{ kJ/kg} \quad (11.7)$$

Tepelný výkon předaný ve výměňkové stanici

$$Q_{90} = \dot{m}_{90} \cdot (i_{in} - i_{out}) = 25 \cdot (2712,663 - 523,73) = 54723,3 \text{ kW} \quad (11.8)$$

Tepelná energie předaná ve výměňkové stanici za 4000 provozních hodin

$$Q_{90,4000} = Q_{90} \cdot 4000 = 54723,3 \cdot 4000 \cdot 0,001 = 218\,893,21 \text{ MWh} \quad (11.9)$$

Tepelný výkon při stoprocentním hmotnostním průtoku

$$Q_{100} = \dot{m} \cdot (i_{in} - i_{out}) = 27,78 \cdot (2712,663 - 523,73) = 60803,67 \text{ kW} \quad (11.10)$$

Ztráta tepelného výkonu vzniklá přepouštěním páry

$$Q_Z = Q_{100} - Q_{90} = 60803,67 - 54723,3 = 6080,37 \text{ kW} \quad (11.11)$$

Ztráta tepelné energie za 4000 provozních hodin (délka zimního provozu)

$$Q_{Z,4000} = Q_Z \cdot 4000 = 6080,37 \cdot 4000 \cdot 0,001 = 24321,48 \text{ MWh} \quad (11.12)$$

$$1 \text{ MWh} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ MJ} \quad (11.13)$$

$$Q_{Z,4000} = Q_{Z,4000} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 24321,48 \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 87\,557\,328 \text{ MJ} \quad (11.14)$$

Uvažovaná výhřevnost zemního plynu

$$Q_{n,ZP} = 34 \text{ MJ/m}^3 \quad (11.15)$$

Tepelné ztráty za 4000 provozních hodin přepočtené na množství zemního plynu

$$m_{ZP,1} = \frac{Q_{ZTE,4000}}{Q_{n,ZP}} = \frac{87\,557\,328}{34} = 2\,575\,215,53 \text{ m}^3 \quad (11.16)$$

Odborným vedením práce byla doporučena hodnota celkových ztrát vzniklých provozem nízkotlaké části, ventilací a nevyrobenou elektřinou v rozsahu 400 ÷ 500 kW (pro turbínu o výkonu 25 MW). Protože se jedná o elektrickou ztrátu, tak je nutné zohlednit tepelnou účinnost výroby této elektřiny.

$$E_Z = 500 \text{ kW} \quad (11.17)$$

$$\eta_{výroba} = 0,35 \quad (11.18)$$

$$E_{Z,výroba} = \frac{500}{0,35} = 1428,57 \text{ kW} \quad (11.19)$$

Ztráta tepelné energie vzniklá za 4000 provozních hodin

$$E_{Z,4000} = E_Z \cdot 4000 = 1428,57 \cdot 4000 \cdot 0,001 = 5714,2857 \text{ MWh} \quad (11.20)$$

$$E_{Z,4000} = E_{Z,4000} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 5714,2857 \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 20\,571\,429 \text{ MJ} \quad (11.21)$$

Tepelné ztráty za 4000 provozních hodin přepočtené na množství zemního plynu

$$m_{ZP,2} = \frac{E_{ZTE,4000}}{Q_{n,ZP}} = \frac{20\,571\,429}{34} = 605\,042 \text{ m}^3 \quad (11.22)$$

Celková ztráta tepelné energie vzniklá 4000 provozních hodin

$$Z_{4000} = Q_{Z,4000} + E_{Z,4000} = 24321,48 + 5714,2857 = 30\,035,77 \text{ MWh} \quad (11.23)$$

Poměr mařené energie a tepelné energie dodané do systému CZT

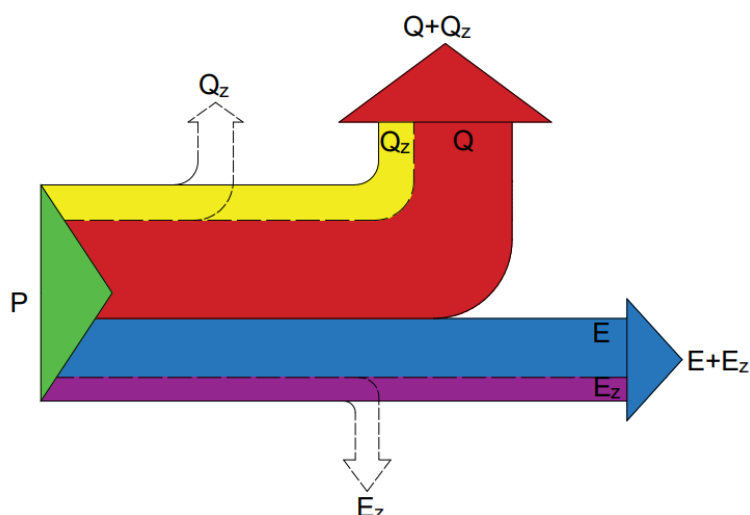
$$Z_{\%} = \frac{Z_{4000}}{Q_{90,4000}} = \frac{30\,035,77}{218\,893,21} = 0,1372 = 13,72 \text{ \%} \quad (11.24)$$

Celková ztráta přepočtená na celkové množství zemního plynu

$$m_{ZP} = m_{ZP,1} + m_{ZP,2} = 2\,575\,215,53 + 605\,042 = 3\,180\,258 \text{ m}^3 \quad (11.25)$$

11.2 Dvuhřídlová varianta

U dvuhřídlové varianty odchází všechna pára po expanzi ve vysokotlakém dílu do systému CZT. Pára tedy není mařena v NT dílu, čímž odpadá ztráta tepelné energie, kterou tato pára obsahuje. Zároveň je NT díl odpojen, čímž odpadá ventilační ztráta a klesá vlastní spotřeba bloku. Schéma energetických toků je na obr. 11.2. Písmenem P je označena celková užitečná energie, kterou turbína může dodávat se zohledněním účinnosti stroje. Čárkovaně jsou naznačeny ztráty jedohřídlové varianty, které u dvuhřídlové varianty odpadají, a naopak zvyšují podíl užitečně využité energie. Ztrátu elektrické energie E_z přičtenou k vyrobené elektrické energii E ($E+E_z$) nelze chápat tak, že je u dvuhřídlové varianty o tolik vyšší výroba elektřiny brutto, ale především že je vyšší výroba elektřiny netto, tedy je zohledněna nižší vlastní spotřeba bloku po odpojení NT dílu.



Obr. 11.2 Energetické toky ve dvouhřídelové variantě

11.2.1 Výpočet tepelného výkonu

Při výpočtu jsou uvažovány stejné parametry páry jako u jednohřídelové varianty.

Do systému CZT vstupuje 100 % hmotnostního toku páry.

$$\dot{m} = 27,78 \text{ kg/s} \quad (11.26)$$

Parametry syté páry na vstupu do výměňkové stanice

$$p_{in} = p'' = 0,23 \text{ MPa} \quad (11.27)$$

$$t_{in} = t'' = 124,7 \text{ °C} \quad (11.28)$$

$$i_{in} = i'' = 2712,663 \text{ kJ/kg} \quad (11.29)$$

Parametry syté kapaliny na výstupu z výměňkové stanice

$$p_{out} = p' = 0,23 \text{ MPa} \quad (11.30)$$

$$t_{out} = t' = 124,7 \text{ °C} \quad (11.31)$$

$$i_{out} = i' = 523,73 \text{ kJ/kg} \quad (11.32)$$

Tepelný výkon předaný ve výměňkové stanici

$$Q_{100} = \dot{m} \cdot (i_{in} - i_{out}) = 27,78 \cdot (2712,663 - 523,73) = 60803,67 \text{ kW} \quad (11.33)$$

Tepelná energie předaná ve výměňkové stanici za 4000 hodin provozu

$$Q_{100,4000} = Q_{100} \cdot 4000 = 60803,67 \cdot 4000 \cdot 0,001 = 243\,214,68 \text{ MWh} \quad (11.34)$$

11.3 Srovnání výsledků

Z hlediska zimního provozu je výhodnější dvouhřídelová turbína s odpojeným NT dílem. V provozu pak zůstává pouze VT díl s vysokou vnitřní účinností a všechna pára odchází do

výměňníkové stanice, energie páry je taky využita v maximální možné míře. U jednohřídelové turbíny vzniká vlivem přepouštění páry přes kondenzační část turbíny celková ztráta 13,72 %. Lze tedy konstatovat, že při uvažovaných podmínkách na jednu dodanou MWh do systému CZT připadá 0,137 MWh zmařené energie. Během zimního provozu se tak zmaří energie odpovídající přibližně 3,18 milionům kubíků zemního plynu. Ztráta do 15 % je v souladu s očekáváním odborného konzultanta na základě firemních podkladů. Vzhledem k vysoké volatilitě cen energií není cílem určit konkrétní finanční ztrátu. Výsledky základního srovnání ekonomiky provozu obou variant jsou uvedeny v tab. 11.1.

Tab. 11.1 Výsledky srovnání ekonomiky provozu

Název veličiny	značka	jednotka	jedno- hřídelová	dvou- hřídelová
Tepelný výkon dodaný do CZT	Q	[MW]	54,723	60,804
Teplo dodané do CZT za 4000 hod.	$Q_{,4000}$	[MWh]	218 893	243 214,7
Ztráta tep. výkonu přepouštěním páry	Q_z	[MW]	6,080	-
Ztráta tep. energie za 4000 hod.	$Q_{z,4000}$	[MWh]	24 321,5	-
Odpovídající množství zemního plynu	$m_{zP,1}$	[m ³]	2 575 216	-
Ztráta výkonu přepouštěním páry	E_z	[MW]	0,5	-
Ztráta tep. výkonu se zohledněním účinnosti výroby elektřiny 0,35	$E_{z,výroba}$	[MW]	1,429	-
Ztráta tep. energie za 4000 hod.	$E_{z,4000}$	[MWh]	5 714,29	-
Odpovídající množství zemního plynu	$m_{zP,2}$	[m ³]	605 042	-
Celkové ztráty za 4000 hod.	$Z_{,4000}$	[MWh]	30 035,8	-
Celkové množství zemního plynu	m_{zP}	[m ³]	3 180 258	-
Procentuální vyjádření celkových ztrát	$Z_{\%}$	[%]	13,72	-

DISKUSE

Na základě konzultací s odborným vedením bylo v rozboru zadání v kapitole 2 uvedeno, že cílem práce není zpracovat detailně propočítaný návrh obou provedení, ale spíše ukázat rozdíly dvou možných konstrukcí a jejich výhody a nevýhody. Z tohoto hlediska bylo možné přistoupit k určitým zjednodušením, aniž by výsledné srovnání bylo zásadně ovlivněno. Jistým limitem návrhu rovněž byla neznalost tepelného schématu.

Výpočet lopatkování byl vypočítán zjednodušeně s uvažováním stupně reakce 0,5 na středním průměru, což je při reálném návrhu nedostatečné, protože se stupeň reakce vždy bude mírně lišit, ale obecně je ambicí u přetlakového lopatkování dosáhnout právě této hodnoty.

Dalším zjednodušením bylo zanedbání úniku páry přes ucpávky rotoru. Výpočet ucpávkového systému nebyl požadavkem práce a z hlediska porovnání dvou variant turbín toto zjednodušení nemá zásadní vliv, uvažovány jsou navíc dotykové kartáčové ucpávky, které významně snižují úniky páry oproti labyrintovým ucpávkám.

Dále byly uvažovány stejné parametry páry na vstupu do NT dílu i nízkotlaké části jednohřídelové turbíny. Toto zjednodušení bylo zavedeno, jelikož byla navržena stejná geometrie stupňů, obě turbíny mají stejné otáčky a pára na výstupu z VT části má podobné parametry. Průběh expanze by se tedy lišil minimálně. Proto bylo uvažováno vysušení páry a mírné škrcení v regulačních prvcích turbíny, čímž se parametry unifikovaly. Tento postup přináší další chybu do výpočtu, která by ale neměla být zásadní.

Především u posledních stupňů je výpočet na středním průměru nedostatečný, stejně tak lopatky posledních stupňů reálně nebývají prizmatické, ale zkrucované. V zadání práce byl požadavek na velký spád na poslední stupeň (střední obvodová rychlost přibližně 380 m/s), což vedlo k velkým rozdílům tlaků před a za stupněm. Při detailním návrhu by poslední stupeň musel být navržen s ohledem na kritické proudění.

Zlepšení návrhu může být dosaženo:

- výpočtem turbíny od posledního stupně bez uvažování stupně reakce 0,5
- výpočtem posledních stupňů s ohledem na prostorový charakter proudění (zkrucované lopatky) a s ohledem na kritické proudění
- zohledněním změn hmotnostního průtoku vlivem úniku přes ucpávky
- přesnějším určením tlakových ztrát při průchodu páry z VT části do NT části, zohledněním změn hmotnostního průtoku vlivem vysoušení páry a odvodnění turbíny
- detailním výpočtem tepelného schématu a případně přidáním dalších odběrů
- další optimalizací geometrie

Celkově lze konstatovat, že navržené turbíny odpovídají předpokladům uvedeným hned v úvodních kapitolách – vysokotlaký díl dvouhřídelové turbíny je výrazně menší a má malý počet stupňů, jeho stupně mají vyšší účinnost než vysokotlaká část lopatkování jednohřídelové turbíny atd. Nicméně zpětným pohledem je patrné, že některé části návrhu mohly být provedeny jinak – z výpočtového hlediska nemuselo být zaváděno tolik zjednodušení, aniž by se návrh výrazněji zkomplikoval, z konstrukčního hlediska by bylo např. vhodnější mít více prostoru na vyrovnávací píst, aby nemusely být použity tak velká ložiska. Nejmarkantnější je to u VT dílu, kde má VP malý průměr a velkou šířku, aby se vůbec vlezly ucpávky, a vznikající axiální síla je značně velká, je tedy problém najít ložisko, které vydrží vysoké otáčky i velkou axiální sílu.

Dále např. regulační stupeň mohl mít bandážované lopatky. Rovněž otáčky mohly být zvoleny vhodněji vzhledem k otáčkám generátoru (6000 NT díl, 12 000 VT díl).

Ekonomické srovnání zimního provozu v kapitole 11 má řadu zjednodušení a bylo provedeno jen z hlediska energetických ztrát, nicméně je to dle odborného vedení práce očekávaný výstup. Ztráty jednohřídelové turbíny přepouštěním páry přes kondenzační část během zimního provozu (cca 13,7 %) přibližně odpovídají hodnotě, kterou očekával odborný konzultant na základě firemních podkladů. Jakkoliv se konkrétní hodnoty mohou lišit provoz od provozu, lze očekávat, že výhody dvouhřídelové turbíny budou stále platné. Nutné je ale dodat, že větší množství komponent (převodovky, spojky, ložiska) a větší komplikovanost provedení může zákazníky odrazovat.

Ekonomické srovnání by šlo dále rozvinout o řadu výpočtů, které by přispěly k celkovému obrazu, ale to by výrazně přesahovalo požadavky práce.

Příklady dalších výpočtů, které by bylo možné zohlednit:

- materiálová úspora při výrobě dvouhřídelové turbíny oproti jednohřídelové
- vstupní náklady na pořízení převodovek a dalších komponent, kterých je u dvouhřídelové turbíny více
- o kolik musí být větší tepelný výměník v CZT při provozu jednohřídelové turbíny, a tedy menší dodávce tepla, aby došlo k požadovanému ohřátí vody
- přesnější stanovení ztrát vlivem ventilace, provozu kondenzační části a nevyráběné elektřiny

ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce je zpracován návrh dvou typů parních turbín, jednohřídelové a dvouhřídelové, je provedeno jejich srovnání z technického a ekonomického hlediska, a nakonec jsou zpracovány tři ideové výkresy.

Stěžejní částí návrhu je termodynamický výpočet obou variant. Jednohřídelová turbína a VT díl dvouhřídelové turbíny mají před přetlakovými stupni zařazen akční regulační stupeň typu A-kolo. Termodynamická účinnost navržených regulačních stupňů je 72,5 % resp. 80 %. Vnitřní výkon stupňů 3,3 MW resp. 3,58 MW. Jednohřídelová turbína má RS s děleným parciálním ostřikem 38,8 % a VT díl má RS s neděleným parciálním ostřikem 53,8 %. Obvodová rychlost na středním průměru obou RS je 258,5 m/s, čímž je splněn požadavek zadání na obvodovou rychlost RS přibližně 260 m/s. Rychlostní poměr u/c_{iz} je 0,458, což je optimální hodnota.

Přetlakové stupně jsou navrženy s ohledem na optimální rychlostní poměr u/c_{iz} v rozsahu 0,615 ÷ 0,64 a s uvažováním stupně reakce 0,5 na středním průměru. Expanze ve vysokotlakých částech končí na tlaku 2,4 MPa (tlak v odběru) a v nízkotlakých částech na tlaku 0,102 MPa.

Jednohřídelová turbína má otáčky 5500 min⁻¹ a celkově má 14 stupňů (10 před odběrem, 4 za odběrem). Vnitřní výkon přetlakové části je 21,8 MW.

Celková vnitřní účinnost turbíny je 82,9 %. Celkový vnitřní výkon jednohřídelové turbíny je 25 018,5 kW a svorkový výkon 24 350 kW.

VT díl má otáčky 11 000 min⁻¹, což umožnilo zpracovat daný entalpický spád v menším množství stupňů, konkrétně v šesti. Vnitřní výkon přetlakové části je 11 651 kW.

Celkový vnitřní výkon VT dílu je 15 230 kW a svorkový výkon 14 810 kW. Termodynamická účinnost celého VT dílu je 87,16 %.

NT díl má otáčky 5500 min⁻¹ a čtyři stupně, které mají stejnou geometrii jako stupně nízkotlaké části jednohřídelové turbíny. Parametry páry na vstupu byly pro obě varianty unifikovány vlivem vysušení a škrcení v regulačních prvních turbíny. Průběh expanze v kondenzační části je tedy pro obě varianty totožný. Termodynamická účinnost celého NT dílu je 78,15 %. Celkový vnitřní výkon 9920,3 kW a svorkový výkon 9633 kW.

Dvouhřídelová turbína má tedy deset stupňů a její celkový vnitřní výkon je 25 150 kW a svorkový výkon je 24 444 kW. Termodynamická účinnost celé dvouhřídelové turbíny je pak 83,4 %.

Navržená jednohřídelová turbína má ložiskovou vzdálenost 2,636 m, hmotnost rotoru 7,93 tun, průměr vyrovnávacího pístu 0,725 m, průměr RS 0,898 m. Vyrovnávací píst má kartáčovou ucpávku. Turbína má jeden regulovaný teplotenský odběr s radiálním výstupem směrem dolů (regulačním prvkem je regulační mezistěna), jsou použita dvě hrdla o průměru 0,5 m. Na konci kondenzační turbíny je výstup rovněž radiální směrem dolů, jsou použita dvě hrdla o průměru 1,5 m. Z důvodu velké hmotnosti musí mít jednohřídelová turbína velká radiální ložiska za účelem zachycení tíhové síly rotoru, proto byla vybrána ložiska s vnitřním průměrem 0,2 m a nosností 53 kN. K zachycení axiální síly o velikosti 52,8 kN bylo vybráno ložisko KingCole11-174, které dokáže zachytit axiální sílu až 78 kN.

VT díl má ložiskovou vzdálenost 1,135 m, hmotnost rotoru 0,683 tun, průměr vyrovnávacího pístu 0,38 m, průměr RS 0,45 m. Vyrovnávací píst má kartáčovou ucpávku. Výstup z VT dílu je radiální směrem nahoru, jsou použita dvě hrdla o průměru 0,4 m. K zachycení radiální síly stačí pouze dvě malá ložiska s vnitřním průměrem 0,08 m a nosností 8,1 kN. Z důvodu malého průměru vyrovnávacího pístu musí axiální ložisko zachytit vysokou osovou sílu 71 kN. Bylo vybráno ložisko KingCole6-225, které dokáže zachytit axiální sílu až 80 kN.

NT díl má ložiskovou vzdálenost 1,725 m, hmotnost rotoru 5,73 tun a průměr vyrovnávacího pístu 0,86 m. Vyrovnávací píst má kartáčovou ucpávku. Výstup z NT dílu je radiální směrem dolů, jsou použita dvě hrdla o průměru 1,5 m. NT díl má podobně jako jednohřídelová turbína velkou hmotnost, musí tedy mít velká radiální ložiska za účelem zachycení tíhové síly rotoru, proto byla vybrána ložiska s vnitřním průměrem 0,18 m a nosností 43 kN. K zachycení axiální síly o velikosti 59,5 kN bylo vybráno ložisko KingCole11-174, které dokáže zachytit axiální sílu až 78 kN.

Střední průměr poslední rotorové řady jednohřídelové turbíny a NT dílu je 1,323 m a střední obvodová rychlost je 381 m/s, čímž je splněn jeden z požadavků zadání na střední obvodovou rychlost posledního stupně v hodnotě přibližně 380 m/s.

Poslední částí výpočtu je ekonomické srovnání zimního provozu obou turbín. V případě jednohřídelové turbíny odchází 90 % páry do systému CZT a zbylých 10 % se maří v nízkotlaké části turbíny, kam musí být přepouštěna za účelem ochlazování stupňové části z důvodu značného zahřívání lopatek vlivem ventilační ztráty. V případě dvouhřídelové turbíny odchází všechna pára do CZT a je tedy maximálně využita tepelná energie páry. Pára přepouštěna přes kondenzační část navíc nevyrábí elektrickou energii (nebo se na výrobě podílí jen velmi málo), zároveň klade značný odpor proti otáčení rotoru (ventilační ztráta) a také musí být v provozu kondenzátor a další příslušenství, což vede k velké vlastní spotřebě bloku, aniž by provoz nízkotlaké části přinášel užitek. Celková ztráta jednohřídelové turbíny za 4000 hodin zimního provozu je 30 035 MWh tepelné energie, což odpovídá energii 3,18 milionům kubíků plynu. Poměr mařené tepelné energie a tepelné energie dodané do CZT je 0,1372. Za uvažovaných podmínek se tedy během zimního provozu jednohřídelové turbíny maří 0,1372 MWh tepelné energie na jednu dodanou MWh do CZT.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, 2006-11, [last updated 2020-11-05]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/06.html>
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2018-12-13]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/19.html>.
- [4] Energetické využití odpadu. *SAKO Brno a.s.* [online]. Brno: SAKO Brno, c2018 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.sako.cz/pro-brnaky/cz/801/energeticke-vyuziti-odpadu/>
- [5] Ohniště a kotel spalovny. *Odpadjeenergie.cz* [online]. Praha: STEO, c2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <http://www.odpadjeenergie.cz/vyroba-energie/proces/ohniste-a-kotel-spalovny>
- [6] Fyzikální principy. *SVĚT ENERGIE: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. Praha: Simopt, c2020 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/parni-turbina/fyzikalni-principy>
- [7] KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [8] ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2020-01] Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.
- [10] KingCole Tilting Pad Leading Edge Groove Bearings. Kingsbury [online]. Dostupné také z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [11] Hydrodynamic LEG Bearings, Thrust and Journal Applications. Kingsbury [online]. Dostupné také z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>
- [12] Sumitomo Drive Technologies. *Shigearbox.com* [online]. Osaka: SEISA Gear, c2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.shigearbox.com/uploads/product/files/file-2601.pdf>
- [13] Sigenics M. *Siemens.com* [online]. Mnichov: c Siemens 1996 – 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [14] Firemní materiály společnosti Siemens Energy, s.r.o.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

značka	Název veličiny	jednotka
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg/s]
u	Obvodová rychlost na středním průměru	[m/s]
n	Otáčky turbíny	1/s
ρ	Stupeň reakce	[-]
D	Střední průměr stupně	m
c_0	Absolutní rychlost na vstupu do RS	[m/s]
φ	Rychlostní součinitel pro dýzu	[-]
ψ	Rychlostní součinitel pro rotor	[-]
α_1	Úhel abs. rychlosti na výstupu z dýzy	[°]
β_2	Úhel rel. rychlosti na výstupu z rotoru	[°]
p_2	Tlak za RS	[MPa]
$i_{2,iz}$	Entalpie za RS při izoentrop. expanzi	[kJ/kg]
h_{iz}	Izoentropický spád na stupeň	[kJ/kg]
c_{iz}	Izoentr. spád vyjádřený jako rychlost	[m/s]
u/c_{iz}	Rychlostní poměr	[-]
h_{iz}^S	Entalpický spád na stator	[kJ/kg]
h_{iz}^R	Entalpický spád na rotor	[kJ/kg]
$i_{1,iz}$	Entalpie za statorem při izoentr. expanzi	[kJ/kg]
z_0	Energetické ztráty statoru	[kJ/kg]
p_1	Tlak za statorem	[MPa]
i_1	Entalpie páry za statorem	[kJ/kg]
t_1	Teplota páry za statorem	[°C]
v_1	Měrný objem páry za statorem	[m ³ /kg]
s_1	Měrná entropie páry za statorem	[kJ/(kg.K)]
$c_{1,iz}$	Teor. abs. rychlost na výstupu z dýzy	[m/s]
c_1	Abs. rychlost páry na výstupu z dýzy	[m/s]
$c_{1,u}$	Obvodová složka absolutní rychlosti	[m/s]
$c_{1,a}$	Axiální složka absolutní rychlosti	[m/s]
w_1	Rel. rychlost páry na výstupu z dýzy	[m/s]
$w_{1,u}$	Obvodová složka relativní rychlosti	[m/s]
$w_{1,a}$	Axiální složka relativní rychlosti	[m/s]
β_1	Úhel rel. rychlosti na výstupu z dýzy	[°]
$\Delta\beta$	Rozdíl úhlů rel. rychlostí	[°]
a_1	Rychlost zvuku za dýzami	[m/s]
Ma_1	Machovo číslo mezi stat. a rotorem	[-]

i_2'	Entalpie za rot. při izoent. expanzi 1->2'	[kJ/kg]
z_1	Energetické ztráty rotoru	[kJ/kg]
i_2	Entalpie páry za rotorem	[kJ/kg]
t_2	Teplota páry za rotorem	[°C]
v_2	Měrný objem páry za rotorem	[m ³ /kg]
s_2	Měrná entropie páry za rotorem	[kJ/(kg.K)]
$w_{2,iz}$	Teor. rel. rychlost na výstupu z rotoru	[m/s]
w_2	Rel. rychlost páry na výstupu z rotoru	[m/s]
$w_{2,u}$	Obvodová složka absolutní rychlosti	[m/s]
$w_{2,a}$	Axiální složka absolutní rychlosti	[m/s]
c_2	Rel. rychlost páry na výstupu z dýzy	[m/s]
$c_{2,u}$	Obvodová složka relativní rychlosti	[m/s]
$c_{2,a}$	Axiální složka relativní rychlosti	[m/s]
α_2	Úhel rel. rychlosti na výstupu z dýzy	[°]
$\Delta\alpha$	Rozdíl úhlů abs. rychlostí	[°]
a_2	Rychlost zvuku za rotorem	[m/s]
Ma_2	Machovo číslo za rotorem	[-]
ε	Parciální ostřík	[-]
Z_R	Počet oběžných lopatek	[-]
$Z_{R,ostr}$	Počet ostříknutých oběžných lopatek	[-]
$Z_{R,ostr}$	Zaokrouhl. počet ostříknutých lopatek	[-]
F_u	Obvodová síla na jednu lopatku	[N]
F_a	Axiální síla na jednu lopatku	[N]
F	Celková síla na jednu lopatku	[N]
$M_{o,max}$	Max. ohybový moment na lopatku	[N.m]
W_{min}	Minimální průřezový modul v ohybu	[cm ³]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
S_R	Plocha profilu oběžné lopatky	[cm ²]
ω	Úhlová rychlost	[1/s]
ρ_R	Hustota materiálu lopatek	[kg/m ³]
F_{od}	Odstředivá síla na jednu lopatku	[N]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
σ	Celkové namáhání	[MPa]
σ_{dov}	Dovol. napětí (16 236.6), t = 350 °C	[MPa]
z_c	Ztráta výstupní rychlosti	[kJ/kg]
$k_{tř}$	Třecí součinitele $k_{tř}$	[-]
S	Průtočný průřez stupně	[m ²]
ξ_5	Poměrná ztráta třením (ventilací) disku	[-]

z_5	Absolutní hodnota ztráty třením disku	[kJ/kg]
ξ_{61}	Ztráta ventilací neostříknutých lopatek	[-]
ξ_{62}	Ztráta na okraji pásma ostříku	[-]
ξ_6	Poměrná ztráta parciálním ostříkem	[-]
z_6	Abs. hodnota ztráty parciálním ostříkem	[kJ/kg]
$\rho_š$	Stupeň reakce na špici lopatky RS	[-]
δ_{RM}	Radiální mezera	[m]
S_{RM}	Průřez radiální mezery	[m ²]
ξ_7	Poměrná ztráta radiální mezerou	[-]
z_7	Abs. hodnota ztráty radiální mezerou	[kJ/kg]
$a_{u,RS}$	Obvodová práce regulačního stupně	[kJ/kg]
E_0	Celková využitelná energie na stupeň	[kJ/kg]
η_u	Obvodová účinnost RS	[-]
a_i	Vnitřní práce stupně	[kJ/kg]
η_{tdi}	Termodynamická účinnost	[-]
P_i	Vnitřní výkon stupně	[kW]
i_2'	Statická entalpie na výstupu ze stupně	[kJ/kg]
$i_2'c$	Celková entalpie za stupněm	[kJ/kg]
ξ_x	Poměrná ztráta vlhkostí páry	[-]
z_x	Absolutní ztráta vlhkostí páry	[kJ/kg]
δ_{RM1}	Velikost radiální mezery statorové řady	[m]
δ_{RM2}	Velikost radiální mezery rotorové řady	[m]
$Z_{bandáž}$	Počet břitů bandáže	[-]
$k_{bandáž}$	Sřední hodnota koeficientu pro výpočet bandáže dle Taufela	[-]
δ_{E1}	Ekvivalentní vůle statorové řady dle Traupela	[m]
δ_{E2}	Ekvivalentní vůle rotorové řady dle Traupela	[m]
ξ_{k1}	Poměrná ztráta radiální mezerou statorové řady	[-]
ξ_{k2}	Poměrná ztráta radiální mezerou rotorové řady	[-]
ξ_k	Poměrná ztráta radiální mezerou stupně	[-]
z_k	Absolutní ztráta radiální mezerou	[kJ/kg]
ξ_{v1}	Poměrná ztráta rozvějířením statorové řady	[-]
ξ_{v2}	Poměrná ztráta rozvějířením rotorové řady	[-]
z_v	Absolutní ztráta rozvějířením	[kJ/kg]
α_{st}	Úhel aerodynamické střední rychlosti statoru	[°]
β_{st}	Úhel aerodynamické střední rychlosti rotoru	[°]
S_{zat}	Aerodynamické zatížení statoru	[-]
r_{zat}	Aerodynamické zatížení rotoru	[-]

$l_{s,st}$	Střední délka statorové lopatky	[-]
$l_{r,st}$	Střední délka rotorové lopatky	[-]
ξ_{s1}	Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro stator	[-]
ξ_{s2}	Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro rotor	[-]
ξ_s	Poměrná ztráta sekundárním prouděním stupně	[-]
z_s	Absolutní ztráta sekundárním prouděním stupně	[kJ/kg]
z_{ost}	Součet ostatních ztrát stupně	[kJ/kg]
D_{v1}	Hlavový průměr statorových lopatek	[m]
D_{v2}	Hlavový průměr rotorových lopatek	[m]
D_{p1}	Patní průměr statorových lopatek	[m]
D_{p2}	Patní průměr rotorových lopatek	[m]
$(s/c)_s$	Optimální rozteč lopatek statorové řady	[-]
γ_s	Optimální úhel nastavení lopatek statorové řady	[°]
$(s/c)_R$	Optimální rozteč lopatek rotorové řady	[-]
γ_R	Optimální úhel nastavení lopatek rotorové řady	[°]
c_s	Délka tětiny statorové lopatky RS	[m]
c_R	Délka tětiny rotorové lopatky RS	[m]
B_s	Šířka statorové lopatky	[m]
B_R	Šířka rotorové lopatky	[m]
S_{Stator}	Rozteč lopatek statorové řady	[m]
S_{Rotor}	Rozteč lopatek rotorové řady	[m]
$z_{s,vyp}$	Počet lopatek ve statorové řadě	[ks]

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Ideový návrhový řez jednohřídelové turbíny
- 2 Ideový návrhový řez VT dílu
- 3 Ideový návrhový řez NT dílu