



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO MALÝ JADERNÝ ZDROJ

STEAM TURBINE FOR A SMALL NUCLEAR POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Biskup

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Michal Biskup**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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 malý jaderný zdroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro malý jaderný zdroj pro následující parametry:

svorkový výkon 50,0 MWe

tlak admisní páry 43,2 bar(a)

teplota admisní páry 255,0 °C

teplota napájecí vody 225,0 °C

průměrná teplota chladicí vody 20,0 °C

Další nspecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

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

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem parní turbíny pro malý jaderný zdroj o výkonu 50 MWe. V první části práce je navrženo tepelné a bilanční schéma. Turbína má celkem sedm neregulovatelných odběrů, které jsou rozděleny následovně: dva jsou pro vysokotlaké ohříváky, čtyři pro nízkotlaké ohříváky a jeden pro odplynění. Další kapitola se zabývá výpočtem regulačního stupně v provedení A-kolo a je zde také provedena pevnostní kontrola. Poté je stanoven předběžný návrh a detailní návrh stupňové části pro přetlakové lopatkování. Stupňová část je tvořena z osmi kuželů o celkovém počtu 27 stupňů. V následujících kapitolách je proveden výpočet vyrovnávacího pístu, ucpávek a ložisek. V závěru práce je uvedena provozní charakteristika. Součástí práce je také koncepční řez vybraného uzlu turbíny. Výsledná parní turbína má svorkový výkon 50,197 MW a vnitřní termodynamickou účinnost 73,9 %.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, tepelné schéma, neregulované odběry, přetlakové lopatkování.

Abstract

This master's thesis deals with the design of a steam turbine for a small nuclear power plant with a power of 50 MWe. In the first part of the work is proposed thermal and mass balance. The turbine has seven unregulated steam extractions, which are divided: two are for high-pressure feedwater heater, four are for low-pressure condensate heater and one is for degassing. The next chapter deals with the calculation of the regulation stage which is designed like an A-wheel and here is also strength control. Then, a pre-design and a detailed design of the stage part with the reaction blading. The stage part is consisted of eight cones with a total number of 27 stages. In the following chapters, is calculated the compensating piston, seals system and bearings. In the end, is made the consumption diagram. Part of the work is a conceptual drawing of a steam turbine section. The resulting steam turbine has a power output 50,197 MW and an internal thermodynamic efficiency of 73,9 %.

Key words

Condensing steam turbine, heat balance scheme, unregulated extractions, reaction blades.

Bibliografická citace

BISKUP, Michal. Parní turbína pro malý jaderný zdroj. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132031>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

Prohlášení

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

.....
Datum

.....
Bc. Michal Biskup

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D., za odbornou pomoc, cenné rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.

Obsah

Úvod.....	10
1 Návrh tepelného schématu	11
1.1 Tlakové ztráty ve vstupních a výstupních částech turbíny	11
1.2 Kondenzátor.....	12
1.3 Napájecí nádrž	13
1.4 Kondenzátní čerpadlo	13
1.5 Napájecí čerpadlo	14
1.6 Volba počtu NTO a VTO	15
1.7 Vysokotlaké ohříváky.....	16
1.7.1 Vysokotlaký ohřívák VTO2	16
1.7.2 Vysokotlaký ohřívák VTO1	18
1.8 Odplyňovač a napájecí nádrž.....	20
1.9 Nízkotlaký ohřívák	21
1.9.1 Nízkotlaký ohřívák NTO4.....	22
1.10 Nízkotlaký ohřívák NTO3	23
1.11 Nízkotlaký ohřívák NTO2	25
1.12 Nízkotlaký ohřívák NTO1	27
1.13 Stav páry na výstupu z turbíny.....	29
2 Bilanční schéma	30
2.1 Bilance kondenzátoru	31
2.2 Průtoky v jednotlivých kuželech	32
2.3 Výpočet hmotnostního průtoku	33
3 Konečné parametry v důležitých bodech	34
4 Regulační stupeň	36
4.1 Předběžný návrh A-kola	36
4.2 Detailní návrh regulačního stupně	40
4.2.1 Rychlostní trojúhelníky A-kola.....	41
4.2.2 Výpočet průtočných průřezů	43
4.2.3 Volba profilů:	44
4.2.4 Energetické ztráty a výpočet výkonu	46
4.3 Pevnostní kontrola	48
5 Předběžný návrh stupňové části	51
5.1 Předběžný návrh prvního kužele	51

5.1.1	Stav páry na vstupu a na výstupu	51
5.1.2	Předběžný výpočet Parsonsovou metodou	52
5.1.3	Výpočet ztrát a účinnost stupňové části parní turbíny	54
5.1.4	Konečný stav a výkon	56
5.2	Shrnutí výsledků předběžného návrhu	57
6	Detailní návrh stupňové části	63
6.1	Zvolené profily	63
6.2	Vzorový výpočet posledního stupně.....	65
6.2.1	Vstupní geometrie	66
6.2.2	Výpočet rotoru.....	67
6.2.3	Výpočet statoru	69
6.2.4	Ostatní ztráty a účinnost	71
6.2.5	Charakteristika stupně	73
6.2.6	Pevnostní výpočet stupňové části.....	74
6.2.7	Výpočet dalších stupňů	75
6.3	Shrnutí detailního návrhu	76
7	Vyrovnávací píst a ucpávky	93
7.1	Vyrovnávací píst.....	93
7.1.1	Výpočet axiální síly.....	93
7.1.2	Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu	94
7.2	Ucpávkový systém turbíny	96
8	Ložiska	98
8.1	Návrh axiálního ložiska	98
8.2	Návrh radiálního ložiska.....	99
9	Výsledné parametry turbíny	103
9.1	Výkon a účinnost turbíny	103
10	Provozní charakteristika	106
	Závěr.....	107
	Seznam použitých zdrojů	109
	Seznam použitých zkratk a symbolů	110
	Seznam příloh.....	114

Úvod

Období páry, které se významně podílelo na růstu průmyslu zejména v 19. století, je už dávno za námi. Parní stroje byly nahrazeny převážně za stroje elektrické. Elektřina se stala součástí našeho života a bez ní se v dnešní době jednoduše neobejdeme. Máme mnoho způsobů, jak vyrábět elektrickou energii a jedna z nejvyužívanějších metod výroby elektřiny je stále za pomoci páry. Ačkoliv pístové parní stroje jsou pro nás už minulostí, tak pára v energetice má ještě stále velký význam. A pro tyto účely využíváme právě parní turbíny.

Parní turbíny se vyvíjí už několik desítek let a neustále dochází k jejich zdokonalování. Jedná se o rotační stroj, který převádí tepelnou a kinetickou energii na mechanickou práci. Mechanická práce se dále využívá buď pro výrobu elektrické energie v generátoru, anebo pro pohon různých strojů (čerpadel, kompresorů atd.).

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny o požadovaném výkonu 50 MWe na svorkách generátoru pro zadané parametry. První část práce se bude zabývat návrhem tepelného schématu, v němž budou zvoleny důležité parametry páry a kondenzátu, ve významných bodech. Dále bude stanoveno bilanční schéma, ve kterém budou vypočítány hmotnostní průtoky v jednotlivých odběrech a průtok páry do turbíny. Následně bude navržen první (regulační) stupeň turbíny, jenž bude proveden jako A-kolo. Hlavní část práce bude spočívat v návrhu stupňové části, který bude rozdělen na dvě kapitoly, a to předběžný a detailní návrh stupňové části. Cílem návrhu stupňové části bude stanovení geometrie lopatkových stupňů s jejich charakteristikami. Dále bude určen vyrovnávací píst, ucpávky a ložiska. Na závěr bude proveden výpočet výsledných parametrů turbíny a stanovena provozní charakteristika. Součástí práce bude i tvorba výkresu koncepčního řezu vybraného uzlu turbíny.

Výpočet bude iteračního charakteru, tudíž je nutné na začátku některé hodnoty vhodně odhadnout, následně vypočítat a postupně odhady zpřesňovat. Celý výpočet bude probíhat v programu MS Excel. Ten navíc obsahuje doplněk X Steam Tables v2.6, který slouží pro učení parametrů páry nebo vody. Výkres a obrázky budou vytvořeny v programu AutoCad 2021.

1 Návrh tepelného schématu

Tato kapitola se zabývá návrhem tepelného schématu. Jedná se o nedílnou součást jakéhokoliv návrhu parní turbíny. Primárně slouží pro stanovení parametrů páry, popřípadě vody, v důležitých bodech tepelného schématu, které budou použity pro výpočet hmotnostní bilance v následující kapitole. Dále zde bude stanoven počet nízkotlakých a vysokotlakých ohříváků, které budou uvažovány s podchlazením kondenzátu, a to z důvodu zvýšení účinnosti celého oběhu. Veškeré odběry z turbíny jsou uvažované jako neregulované odběry. Důležitým výstupem této kapitoly je stanovení parametrů páry v jednotlivých odběrech a na výstupu z parní turbíny. Návrh vychází ze zadaných parametrů, které jsou zobrazeny v tab. 1.

V následujících podkapitolách bude znázorněn postup a vypočítané hodnoty odhadovaného výpočtu. Vzhledem k tomu, že se jedná o výpočet iteračního charakteru, tak na začátku výpočtu bylo potřeba některé veličiny odhadnout. Po provedení výpočtu v kapitole 6 byly zjištěny parametry páry v jednotlivých odběrech a výpočet byl přepočítán. Skutečné hodnoty jsou znázorněny v kapitole 3. Výpočet bude proveden podle postupu uvedeného v literatuře [1], pokud nebude uvedeno jinak.

Tab. 1 Zadané parametry pro návrh turbíny

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon na svorkách generátoru	P_{sv}	50	MW
Jmenovitý tlak admisní páry	p_0	43,2	bar
Jmenovitá teplota admisní páry	t_0	255	°C
Teplota napájecí vody	t_{NV}	225	°C
Průměrná teplota chladicí vody	t_{CH}	20	°C

1.1 Tlakové ztráty ve vstupních a výstupních částech turbíny

Ze zadaných parametrů páry byla stanovena entalpie a entropie:

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 2799,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.1)$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) = 6,038 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.2)$$

Tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech, byla zvolena z doporučeného rozmezí 0,03-0,05 [2]. Výsledný tlak před regulačním stupněm:

$$p_{RS,0} = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_0 = (1 - 0,04) \cdot 43,2 = 41,47 \text{ bar} \quad (1.3)$$

Vzhledem k tomu, že v hlavní a v regulačních armaturách dochází ke škrcení, jedná se tedy o izoentalpický děj, tudíž entalpie je rovna entalpii páry na vstupu:

$$i_{RS,0} = i_0 = 2799,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.4)$$

Poté lze určit následující stavové parametry:

$$t_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 252,51 \text{ °C} \quad (1.5)$$

$$s_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 6,053 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.6)$$

$$v_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 0,047933 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.7)$$

$$x_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 0,9995 [-] \quad (1.8)$$

Rychlost páry na výstupu z posledního stupně bývá u kondenzačních turbín v rozmezí 150 až 300 m/s [2].

$$c_E = 200 \text{ m/s} \quad (1.9)$$

Součinitel ztrát, na který má vliv tvarování výstupního difuzoru je 0,6-1,4 [2]. Ztráta ve výstupním hrdle byla stanovena:

$$\Delta p_{z,E} = 0,038 \cdot (\xi - 1) \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_0 = 0,038 \cdot (1,1 - 1) \left(\frac{200}{100}\right)^2 \cdot 43,2 \quad (1.10)$$

$$\Delta p_{z,E} = 0,015 [-]$$

1.2 Kondenzátor

Parní kondenzátory dělíme na vodou chlazené, vzduchem chlazené anebo kombinované (glykol + suché chladiče). Pro naše účely byl zvolen vodou chlazený kondenzátor. V kondenzátoru dochází k izobaricko-izotermickému ději, což znamená, že pára vystupující z turbíny v kondenzátoru kondenzuje za konstantního tlaku a teploty. Na obr. 1.1 je znázorněno zapojení a tepelné schéma kondenzátoru. Index $t_{K,in}$ značí přívod páry vystupující z turbíny, $t_{K,out}$ značí odvod kondenzátu, $t_{NTO1,2}$ značí přívod kaskádovaného kondenzátu z jednotlivých nízkoteplotních ohříváků, $t_{CH,in}$ značí přívod a $t_{CH,out}$ odvod chladicí vody. Ze zadání je známá pouze průměrná teplota chladicí vody, a proto byly zbylé parametry vhodně zvoleny.

Zvolené ohřátí chladicí vody:

$$\Delta t_w = 10 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.11)$$

Zvolený nedohřev:

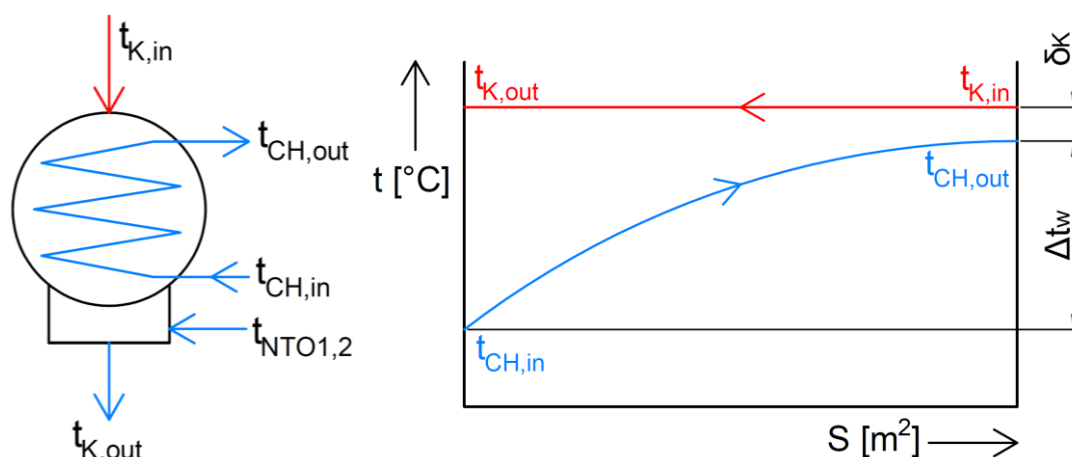
$$\delta_K = 5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.12)$$

Vstupní průměrná teplota chladicí vody dle zadání:

$$t_{CH,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.13)$$

Výstupní teplota chladicí vody:

$$t_{CH,out} = t_{CH,in} + \Delta t_w = 20 + 10 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.14)$$



Obr. 1.1 Zapojení a tepelné schéma kondenzátoru

Teplota kondenzace:

$$t_K = t_{CH,out} + \delta_K = 30 + 5 = 35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.15)$$

V kondenzátoru probíhá izobaricko-izotermický děj, tudíž lze určit tlak v kondenzátoru:

$$p_K = f(t_K; x = 0) = 0,056 \text{ bar} \quad (1.16)$$

Poté byly stanoveny i ostatní parametry kondenzátu:

$$i_{K,out} = f(t_K; x = 0) = 146,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.17)$$

$$s_{K,out} = f(t_K; i_{K,out}) = 0,505 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.18)$$

$$v_{K,out} = f(t_K; i_{K,out}) = 0,001006 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.19)$$

1.3 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž s odplynovákem slouží jako zásobárna vody, dochází zde k termickému odplynění vody a zároveň k regeneraci přiváděného kondenzátu.

Teplota v napájecí nádrži byla zvolena:

$$t_{NN} = 159 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.20)$$

Pomocí teploty lze stanovit tlak v napájecí nádrži:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 1) = 6,03 \text{ bar} \quad (1.21)$$

Následně byla stanovena entalpie vody v napájecí nádrži, která dále jde přes napájecí čerpadlo:

$$i_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 671,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.22)$$

Výstupní teplota kondenzátu z napájecí nádrže byla snížena vlivem tepelných ztrát. Výstupní teplota z NN je tedy:

$$t_{NN,out} = t_{NN} - (0 \div 2) = 159 - 2 = 157 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.23)$$

$$p_{NN,out} = p_{NN} = 6,03 \text{ bar} \quad (1.24)$$

$$i_{NN,out} = f(t_{NN,out}; p_{NN,out}) = 662,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.25)$$

$$s_{NN,out} = f(p_{NN,out}; i_{NN,out}) = 1,913 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.26)$$

1.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo je umístěno mezi kondenzátorem a prvním nízkoteplotním ohřívákem (NTO1) a slouží pro zvýšení tlaku na takovou úroveň, aby byla zajištěna doprava kondenzátu do napájecí nádrže, respektive do odplynění. Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle závisí na dílčích tlakových ztrátách. Tlaková ztráta daná převýšením odplynovače vůči kondenzátnímu čerpadlu bude zanedbána, protože nejsou známy projekční podklady. Výpočet bude proveden podle postupu uvedeného v literatuře [1].

Dílčí tlakové ztráty:

- a) Součet tlakových ztrát v nízkotlakých ohřívácích:

$$\Delta p_{NTO} = (0,5 \div 1) \cdot 4 \text{ ks} = 0,75 \cdot 4 = 3 \text{ bar} \quad (1.27)$$

- b) Tlaková ztráta při čištění a úpravě kondenzátu:

$$\Delta p_{\check{c}k} = (3 \div 5) \text{ bar} = 4 \text{ bar} \quad (1.28)$$

- c) Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace:

$$\Delta p_{kp} = (1 \div 2) \text{ bar} = 1,5 \text{ bar} \quad (1.29)$$

Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle:

$$\begin{aligned} \Delta p_{k\check{c}} &= p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{\check{c}k} + \Delta p_{kp} - p_K \\ \Delta p_{k\check{c}} &= 6,03 + 3 + 4 + 1,5 - 0,056 = 14,47 \text{ bar} \end{aligned} \quad (1.30)$$

Tlak za kondenzátním čerpadlem:

$$p_{k\check{c}} = \Delta p_{k\check{c}} + p_K = 14,47 + 0,056 = 14,53 \text{ bar} \quad (1.31)$$

Účinnost čerpadla byla odhadnuta:

$$\eta_{k\check{c}} = 0,8 [-] \quad (1.32)$$

Rovnice pro účinnost čerpadla vychází z definice:

$$\eta_{k\check{c}} = \frac{i_{k\check{c},iz} - i_{K,out}}{i_{k\check{c}} - i_{K,out}} \quad (1.33)$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem při izoentropické kompresi:

$$i_{k\check{c},iz} = f(p_{k\check{c}}, s_{K,out}) = 148,17 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.34)$$

Z rovnice (1.33) lze vyjádřit entalpii za kondenzátním čerpadlem:

$$i_{k\check{c}} = i_{K,out} + \frac{i_{k\check{c},iz} - i_{K,out}}{\eta_{k\check{c}}} = 146,64 + \frac{148,17 - 146,64}{0,8} \quad (1.35)$$

$$i_{k\check{c}} = 148,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Zbylé parametry za kondenzátním čerpadlem:

$$t_{k\check{c}} = f(p_{k\check{c}}; i_{k\check{c}}) = 35,16 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.36)$$

$$s_{k\check{c}} = f(p_{k\check{c}}; i_{k\check{c}}) = 0,507 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.37)$$

$$v_{k\check{c}} = f(p_{k\check{c}}; i_{k\check{c}}) = 0,001005 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.38)$$

1.5 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo je umístěno mezi napájecí nádrží a prvním vysokoteplotním ohřívákem (VTO1). Slouží pro zvýšení tlaku kondenzátu na takovou úroveň, aby byly překonány tlakové ztráty a dosažen požadovaný tlak na vstupu do turbíny. Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle závisí na dílčích tlakových ztrátách. Tlaková ztráta daná převýšením napájecího čerpadla vůči výstupnímu hrdlu z parogenerátoru bude zanedbána, protože nejsou známy projekční podklady. Výpočet bude proveden podle postupu uvedeného v literatuře [1].

Tlak páry před turbínou:

$$p_{RS,0} = 41,47 \text{ bar} \quad (1.39)$$

Dílčí tlakové ztráty:

- a) Tlakové ztráty v parním potrubí mezi parogenerátorem a turbínou:

$$\Delta p_{pp} = (0,04 \div 0,09) \cdot p_{RS,0} = 0,075 \cdot 41,47 = 3,11 \text{ bar} \quad (1.40)$$

- b) Tlakové ztráty v parogenerátoru:

$$\Delta p_k = (0,15 \div 0,2) \cdot p_{RS,0} = 0,175 \cdot 41,47 = 7,26 \text{ bar} \quad (1.41)$$

- c) Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody:

$$\Delta p_{np} = (2 \div 3) \text{ bar} = 2,5 \text{ bar} \quad (1.42)$$

- d) Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody:

$$\Delta p_{rn} = 10 \text{ bar} \quad (1.43)$$

- e) Tlaková ztráta vysokotlakého ohříváku:

$$\Delta p_{VTO} = 1 \text{ bar} \cdot 2 \text{ ks} = 2 \text{ bar} \quad (1.44)$$

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle:

$$\Delta p_{n\check{c}} = p_{RS,0} + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} - p_{NN,out} \quad (1.45)$$

$$\Delta p_{n\check{c}} = 47,47 + 3,11 + 7,26 + 2,5 + 10 + 2 - 6,03 = 60,31 \text{ bar}$$

Tlak za napájecím čerpadlem:

$$p_{n\check{c}} = \Delta p_{n\check{c}} + p_{NN,out} = 60,31 + 6,03 = 66,34 \text{ bar} \quad (1.46)$$

Účinnost čerpadla byla odhadnuta:

$$\eta_{n\check{c}} = 0,8 [-] \quad (1.47)$$

Rovnice pro účinnost čerpadla vychází z definice:

$$\eta_{n\check{c}} = \frac{i_{n\check{c},iz} - i_{NN,out}}{i_{n\check{c}} - i_{NN,out}} \quad (1.48)$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem při izoentropické kompresi:

$$i_{n\check{c},iz} = f(p_{n\check{c}}, s_{NN,out}) = 669,29 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.49)$$

Z rovnice (1.48) lze vyjádřit entalpii za napájecím čerpadlem:

$$i_{n\check{c}} = i_{NN,out} + \frac{i_{n\check{c},iz} - i_{NN,out}}{\eta_{n\check{c}}} = 662,57 + \frac{669,29 - 662,57}{0,8} \quad (1.50)$$

$$i_{n\check{c}} = 670,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ostatní parametry za napájecím čerpadlem:

$$t_{n\check{c}} = f(p_{n\check{c}}; i_{n\check{c}}) = 158,13 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.51)$$

$$s_{n\check{c}} = f(p_{n\check{c}}; i_{n\check{c}}) = 1,917 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.52)$$

$$v_{n\check{c}} = f(p_{n\check{c}}; i_{n\check{c}}) = 0,001096 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.53)$$

1.6 Volba počtu NTO a VTO

Zvolený počet nízkotlakých (NTO) a vysokotlakých ohříváků (VTO) závisí na správném rozvržení jednotlivých ohřátí kondenzátu a napájecí vody. Pro výpočet počtu NTO byl zvolen nedohřev hlavního kondenzátu na vstupu do odplyňovače, který by neměl být větší než 15 až 20 °C [1]:

$$t_{NN,in} = t_{NN} - (15 \div 20) = 159 - 15 = 144 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.54)$$

Počet NTO byl zvolen:

$$n_{NTO} = 4 \text{ ks} \quad (1.55)$$

Ohřátí kondenzátu připadající na jeden NTO by se ideálně mělo pohybovat v rozmezí 20 až 30 °C [2].

$$\Delta t_{NTO} = \frac{t_{NN,in} - t_{k\check{c}}}{n_{NTO}} = \frac{144 - 35,16}{4} = 27,21 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.56)$$

Počet VTO byl zvolen:

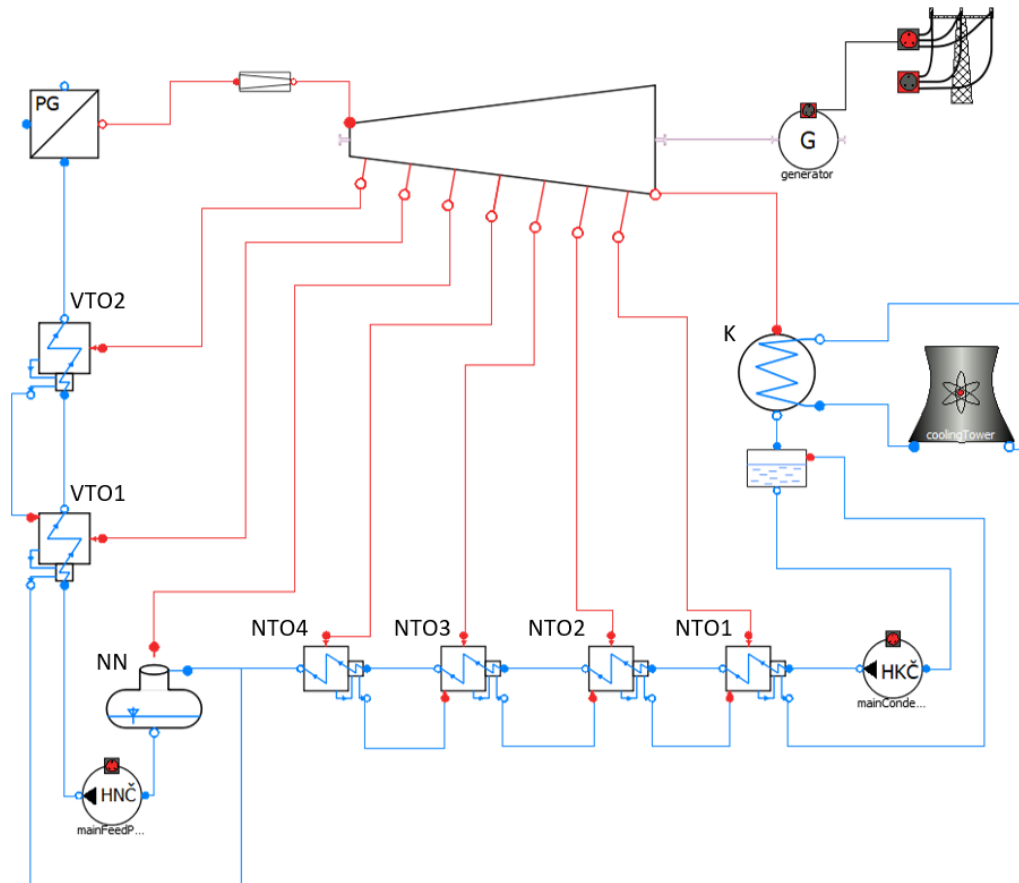
$$n_{VTO} = 2 \text{ ks} \quad (1.57)$$

Z termodynamických důvodů bylo zvoleno ohřátí VTO2 přibližně 1,5x větší než ohřátí ve VTO1 [1]. Teoretické ohřátí napájecí vody připadající na jednotlivé VTO:

$$\Delta t_{VTO1} = \frac{2 \cdot (t_{NV} - t_{n\check{c}})}{5} = \frac{2 \cdot (225 - 158,13)}{5} = 26,75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.58)$$

$$\Delta t_{VTO2} = \frac{3 \cdot (t_{NV} - t_{n\check{c}})}{5} = \frac{3 \cdot (225 - 158,13)}{5} = 40,12 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.59)$$

Toto jsou ideální odhadované parametry. Skutečné hodnoty se budou lehce lišit z důvodu optimalizace turbíny. Na obr. 1.2 je znázorněné tepelné schéma celého oběhu, které bylo vytvořeno v programu OpenModelica. Pára vystupující z PG jde přes škrticí ventil do turbíny. Z turbíny je pára odváděna pomocí sedmi neregulovaných odběrů, které vedou do dvou VTO, čtyř NTO a jeden odběr slouží pro odplynění v NN. Pára, která vystupuje z turbíny prochází přes kondenzátor, kde zkondenzuje. Kondenzát poté prochází přes HKČ, kde dojde ke zvýšení tlaku a následně prochází přes čtyři NTO do NN. Z NN kondenzát prochází HNCČ, kde dojde opět ke zvýšení tlaku a následně prochází přes dvě VTO zpět do PG.



Obr. 1.2 Tepelné schéma

1.7 Vysokotlaké ohříváky

Vysokotlaké ohříváky jsou nutné pro dosažení požadované teploty napájecí vody do parogenerátoru. Každý VTO má svůj neregulovaný odběr (NERO) z turbíny. Zde se bude jednat o první a druhý odběr. Kondenzát z VTO2 je pomocí kaskádování kondenzátu zaveden do VTO1 a následně je kondenzát zaveden do NN. Vysokotlaké ohříváky jsou zvoleny s podchlazením kondenzátu z důvodu zvýšení účinnosti celého oběhu.

1.7.1 Vysokotlaký ohřívák VTO2

VTO2 je umístěno mezi parogenerátorem a prvním vysokotlakým ohřívákem. Do něj je zavedena pára z prvního NERO. Na obr. 1.3 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy do VTO2. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným

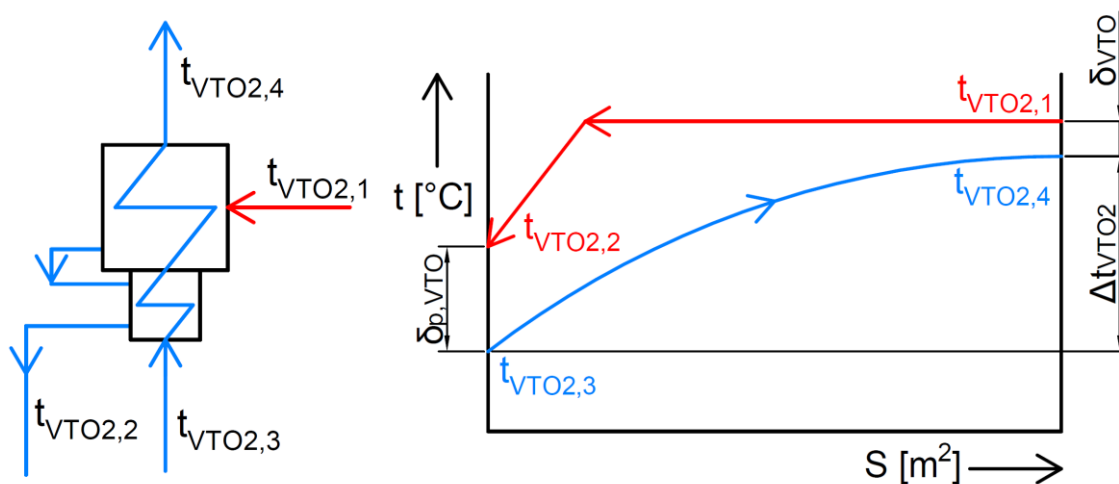
podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu napájecí vody (modrá křivka).

Teplota napájecí vody na výstupu:

$$t_{VTO2,4} = t_{NV} = 225 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.60)$$

Tlak napájecí vody byl ponížěn o tlakové ztráty vznikající v jednotlivých VTO:

$$p_{VTO2,4} = p_{nč} - 2 \cdot \Delta p_{VTO} = 66,34 - 2 \cdot 1 = 64,34 \text{ bar} \quad (1.61)$$



Obr. 1.3 Zapojení a tepelné schéma VTO2

Následně byla stanovena entalpie napájecí vody na výstupu:

$$i_{VTO2,4} = f(t_{VTO2,4}; p_{VTO2,4}) = 967,78 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.62)$$

Teplota napájecí vody na vstupu:

$$t_{VTO2,3} = t_{VTO2,4} - \Delta t_{VTO2} = 225 - 40,12 = 184,88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.63)$$

Tlak na vstupu do VTO2 je ponížěn o tlakovou ztrátu, která vzniká při průchodu napájecí vody ve VTO1:

$$p_{VTO2,3} = p_{nč} - \Delta p_{VTO} = 66,34 - 1 = 65,34 \text{ bar} \quad (1.64)$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do ohříváku:

$$i_{VTO2,3} = f(t_{VTO2,3}; p_{VTO2,3}) = 787,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.65)$$

Nedohřev pro vysokotlaký ohřívák byl zvolen [2]:

$$\delta_{VTO2} = (3 \div 5) = 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.66)$$

Následně byla určena teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru:

$$t_{VTO2,1} = t_{VTO2,4} + \delta_{VTO2} = 225 + 4 = 229 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.67)$$

$$p_{VTO2,1} = p_{saturační}(t_{VTO2,1}) = 27,46 \text{ bar} \quad (1.68)$$

Aby bylo možné získat entalpii páry na vstupu do ohříváku, bylo potřeba nejdříve zjistit tlak páry v odběru. Původní tlak v bodě 2,1 byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu, přičemž parametr „j“ je pořadové číslo ohříváku počítané od kondenzátoru [2]:

$$p'_{VTO2,1} = p_{VTO2,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 27,46 \cdot \left(1 + \frac{11-7}{100}\right) = 28,56 \text{ bar} \quad (1.69)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost expanze první části PT:

$$\eta_{TDI,1} = 0,78 [-] \quad (1.70)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{VTO2,1iz} = f(p'_{VTO2,1}; s_{RS,0}) = 2726,95 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.71)$$

Definice účinnosti expanze první části PT:

$$\eta_{TDI,1} = \frac{i_{RS,0} - i_{VTO2,1}}{i_{RS,0} - i_{VTO2,1iz}} \quad (1.72)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o izoentropický děj, tak entalpie v odběru je stejná, jako na vstupu do ohříváku. Z rovnice (1.72) byla vyjádřena entalpie v bodě 2,1:

$$\begin{aligned} i_{VTO2,1} &= i_{RS,0} - \eta_{TDI,1} \cdot (i_{RS,0} - i_{VTO2,1iz}) \\ i_{VTO2,1} &= 2799,30 - 0,78 \cdot (2799,3 - 2726,95) = 2742,48 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.73)$$

Entropie páry v prvním odběru:

$$s_{VTO2,1} = f(p'_{VTO2,1}; i_{VTO2,1}) = 6,085 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.74)$$

Pro zjištění teploty v bodě 2,2 bylo nutné zvolit podchlazení. Pro vysokotlaké ohříváky bylo podchlazení zvoleno [1]:

$$\delta_{p,VTO} = (6 \div 12) = 8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.75)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{VTO2,2} = t_{VTO2,3} + \delta_{p,VTO} = 184,88 + 8 = 192,88 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.76)$$

Jelikož se jedná o izobarický děj, tak tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku bude stejný jako na vstupu do ohříváku:

$$p_{VTO2,2} = p_{VTO2,1} = 27,46 \text{ bar} \quad (1.77)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{VTO2,2} = f(p_{VTO2,2}; t_{VTO2,2}) = 821,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.78)$$

1.7.2 Vysokotlaký ohřívák VTO1

Je umístěn mezi druhým vysokotlakým ohřívákem a napájecím čerpadlem. Do VTO1 je zavedena pára z druhého NERO. Na obr. 1.4 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy i s přivedeným kondenzátem z VTO2. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu napájecí vody (modrá křivka).

Teplota vystupující napájecí vody:

$$t_{VTO1,4} = t_{VTO2,3} = 184,88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.79)$$

Tlak napájecí vody na výstupu ponížený o tlakovou ztrátu:

$$p_{VTO1,4} = p_{VTO2,3} = p_{n\check{c}} - \Delta p_{VTO} = 66,34 - 1 = 65,34 \text{ bar} \quad (1.80)$$

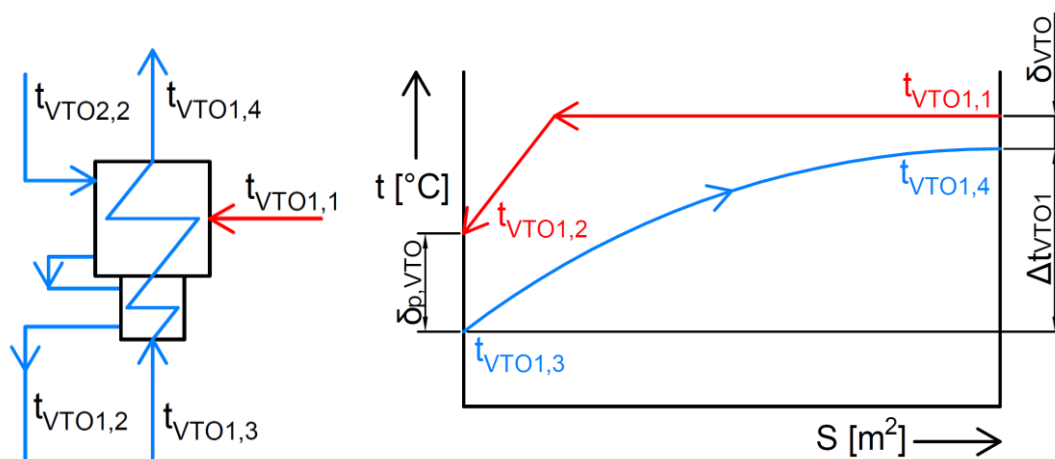
Následně byla stanovena entalpie napájecí vody na výstupu:

$$i_{VTO1,4} = f(t_{VTO1,4}; p_{VTO1,4}) = 787,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.81)$$

Teplota a tlak napájecí vody na vstupu do ohříváku je stejný jako za napájecím čerpadlem:

$$t_{VTO1,3} = t_{n\check{c}} = 158,13 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.82)$$

$$p_{VTO1,3} = p_{n\check{c}} = 66,34 \text{ bar} \quad (1.83)$$



Obr. 1.4 Zapojení a tepelné schéma VTO1

Entalpie napájecí vody na vstupu do ohříváku:

$$i_{VTO1,3} = f(t_{VTO1,3}; p_{VTO1,3}) = 670,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.84)$$

Nedohřev pro vysokotlaký ohřívák byl zvolen [2]:

$$\delta_{VTO1} = (3 \div 5) = 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.85)$$

Teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru je tedy:

$$t_{VTO1,1} = t_{VTO1,4} + \delta_{VTO1} = 184,88 + 4 = 188,88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.86)$$

$$p_{VTO1,1} = p_{\text{saturační}}(t_{VTO1,1}) = 12,25 \text{ bar} \quad (1.87)$$

Tlak páry v druhém odběru pro VTO1:

$$p'_{VTO1,1} = p_{VTO1,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 12,82 \cdot \left(1 + \frac{11-6}{100}\right) = 12,86 \text{ bar} \quad (1.88)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost expanze druhé části PT:

$$\eta_{TDI,II} = 0,8 [-] \quad (1.89)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{VTO1,1iz} = f(p'_{VTO1,1}; s_{VTO2,1}) = 2594,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.90)$$

Definice účinnosti expanze druhé části PT:

$$\eta_{TDI,II} = \frac{i_{VTO2,1} - i_{VTO1,1}}{i_{VTO2,1} - i_{VTO1,1iz}} \quad (1.91)$$

Z rovnice (1.91) byla vyjádřena entalpie v bodě 1,1:

$$\begin{aligned} i_{VTO1,1} &= i_{VTO2,1} - \eta_{TDI,II} \cdot (i_{VTO2,1} - i_{VTO1,1iz}) \\ i_{VTO1,1} &= 2742,48 - 0,8 \cdot (2742,48 - 2594,49) = 2624,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.92)$$

Entropie páry ve druhém odběru:

$$s_{VTO1,1} = f(p'_{VTO1,1}; i_{VTO1,1}) = 6,149 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.93)$$

Podchlazení bylo zvoleno v rovnici (1.75). Teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{VTO1,2} = t_{VTO1,3} + \delta_{p,VTO} = 166,13 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.94)$$

Tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku:

$$p_{VTO1,2} = p_{VTO1,1} = 12,24 \text{ bar} \quad (1.95)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{VTO1,2} = f(p_{VTO1,2}; t_{VTO1,2}) = 702,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.96)$$

1.8 Odplyňovač a napájecí nádrž

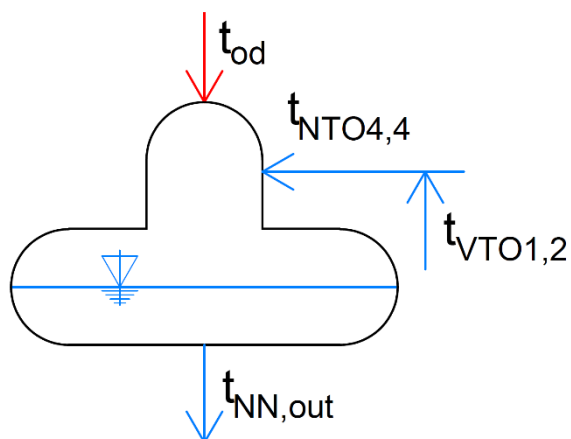
Termické odplynění slouží pro odloučení nerozpustných plynů, a tím se zvyšuje kvalita vody. Odloučení probíhá ohřátím napájecí vody na bod varu, při kterém dochází k intenzivnímu vypuzování rozpuštěných plynů ve vodě [1]. Nerozpuštěné plyny ve vodě snižují součinitele přestupu tepla a způsobují korozi na teplosměnných plochách. Pro dokonalé termické odplynění je nutné, aby teplota vody byla alespoň 105 °C. Odplyňovač je směšovací výměník a nedohřev zde má tedy nulovou hodnotu. Na obr. 1.5 je znázorněno zapojení napájecí nádrže. Do NN přitéká kondenzát z NTO4 a VTO1. Pára pro odplynění se bere ve třetím odběru.

Teplota a tlak v napájecí nádrži byly zvoleny v rovnici (1.20) a (1.21). Tlak topné páry pro odplynění by měl být minimálně o 0,5 bar větší než tlak v NN. Zvýšení tlaku pro odplynění bylo zvoleno:

$$\Delta p_{od} = 0,5 \text{ bar} \quad (1.97)$$

Tlak pro odplynění je tedy:

$$p_{od} = p_{NN} + \Delta p_{od} = 6,03 + 0,5 = 6,53 \text{ bar} \quad (1.98)$$



Obr. 1.5 Zapojení napájecí nádrže

Tlak pro odplynění byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu v potrubí mezi PT a odplyňovačem a tím byl získán tlak v odběru:

$$p'_{od} = p_{od} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 6,53 \cdot \left(1 + \frac{11-5}{100}\right) = 6,92 \text{ bar} \quad (1.99)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost třetí části PT:

$$\eta_{TDI,III} = 0,82 [-] \quad (1.100)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{od,iz} = f(p'_{od}; s_{VTO1,1}) = 2516,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.101)$$

Definice účinnosti expanze třetí části PT:

$$\eta_{TDI,III} = \frac{i_{VTO1,1} - i_{od}}{i_{VTO1,1} - i_{od,iz}} \quad (1.102)$$

Entalpie pro odplynění byla vyjádřena z rovnice (1.102):

$$\begin{aligned} i_{od} &= i_{VTO1,1} - \eta_{TDI,III} \cdot (i_{VTO1,1} - i_{od,iz}) \\ i_{od} &= 2624,09 - 0,82 \cdot (2624,09 - 2516,08) = 2535,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.103)$$

Entropie páry ve třetím odběru:

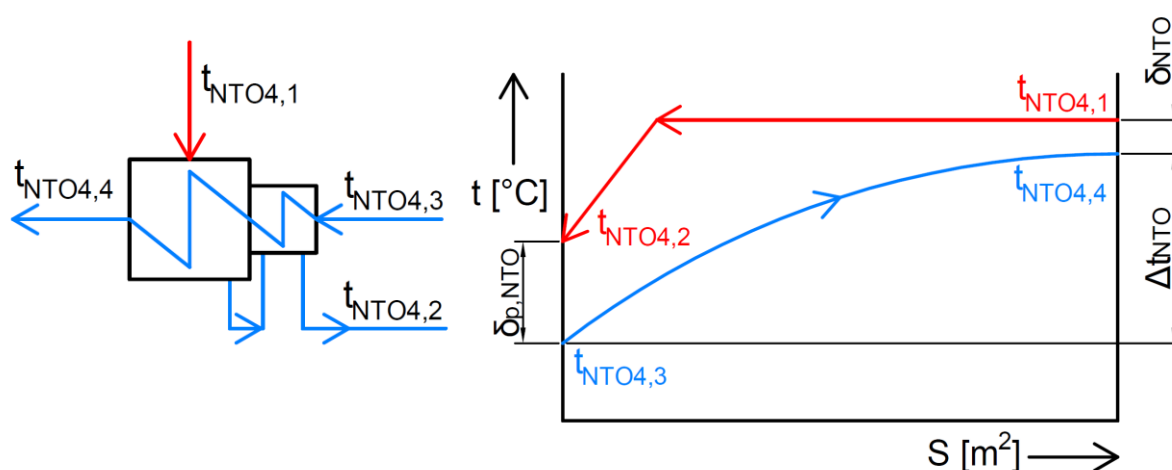
$$s_{od} = f(p'_{od}; i_{od}) = 6,193 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.104)$$

1.9 Nízkotlaký ohřívák

Nízkotlaké ohříváky jsou nutné pro ohřátí kondenzátu na považovanou hodnotu pro NN, respektive pro odplynění. Každý NTO má svůj neregulovaný odběr. Zde se bude jednat o odběry čtyři až sedm. Veškeré kondenzáty jsou zavedeny do následujících ohříváků pomocí kaskádování. Nízkotlaké ohříváky budou zvoleny s podchlazením kondenzátu z důvodu zvýšení účinnosti celého oběhu.

1.9.1 Nízkotlaký ohřívák NTO4

Na obr. 1.6 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy páry a kondenzátu. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu kondenzátu (modrá křivka).



Obr. 1.6 Zapojení a tepelné schéma NTO4

Teplota ohřátého kondenzátu byla určena v rovnici (1.54):

$$t_{NTO4,4} = 144 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.105)$$

Tlak na výstupu z ohříváku byl ponížěn o tlakové ztráty vznikající v jednotlivých ohřívácích:

$$p_{NTO4,4} = p_{k\check{c}} - 4 \cdot \Delta p_{NTO} = 14,53 - 4 \cdot 0,75 = 11,53 \text{ bar} \quad (1.106)$$

Entalpie vystupujícího ohřátého kondenzátu:

$$i_{NTO4,4} = f(t_{NTO4,4}; p_{NTO4,4}) = 606,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.107)$$

Teplota ohřivaného kondenzátu:

$$t_{NTO4,3} = t_{NTO4,4} - \Delta t_{NTO} = 144 - 27,21 = 116,79 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.108)$$

Tlak na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO4,3} = p_{k\check{c}} - 3 \cdot \Delta p_{NTO} = 14,53 - 3 \cdot 0,75 = 12,28 \text{ bar} \quad (1.109)$$

Entalpie ohřivaného kondenzátu:

$$i_{NTO4,3} = f(t_{NTO4,3}; p_{NTO4,3}) = 490,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.110)$$

Nedohřev pro nízkotlaký ohřívák byl zvolen [2]:

$$\delta_{NTO4} = (1,5 \div 3) = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.111)$$

Následně byla určena teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru:

$$t_{NTO4,1} = t_{NTO4,4} + \delta_{NTO4} = 144 + 2 = 146 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.112)$$

$$p_{NTO4,1} = p_{\text{saturační}}(t_{NTO4,1}) = 4,27 \text{ bar} \quad (1.113)$$

Původní tlak v bodě 4,1 byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu, tím byl získán tlak v odběru:

$$p'_{NTO4,1} = p_{NTO4,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 4,27 \cdot \left(1 + \frac{11-4}{100}\right) = 4,57 \text{ bar} \quad (1.114)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost čtvrté části PT:

$$\eta_{TDI,IV} = 0,82 [-] \quad (1.115)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{NTO4,1iz} = f(p'_{NTO4,1}; s_{od}) = 2466,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.116)$$

Definice účinnosti expanze čtvrté části PT:

$$\eta_{TDI,IV} = \frac{i_{od} - i_{NTO4,1}}{i_{od} - i_{VTO4,1iz}} \quad (1.117)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o izoentropický děj, tak entalpie v odběru je stejná jako na vstupu do ohříváku. Z rovnice (1.117) byla vyjádřena entalpie v bodě 4,1:

$$\begin{aligned} i_{NTO4,1} &= i_{od} - \eta_{TDI,IV} \cdot (i_{od} - i_{NTO4,1iz}) \\ i_{NTO4,1} &= 2535,52 - 0,82 \cdot (2535,52 - 2466,75) = 2479,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.118)$$

Entropie páry ve čtvrtém odběru:

$$s_{NTO4,1} = f(p'_{NTO4,1}; i_{NTO4,1}) = 6,222 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.119)$$

Pro zjištění teploty kondenzátu v bodě 4,2 bylo nutné zvolit podchlazení. Pro nízkotlaké ohříváky bylo zvoleno podchlazení [1]:

$$\delta_{p,NTO} = (6 \div 12) = 6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.120)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{NTO4,2} = t_{NTO4,3} + \delta_{p,VTO} = 116,79 + 6 = 122,79 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.121)$$

Jelikož se jedná o izobarický děj, tak tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku bude stejný jako na vstupu do ohříváku:

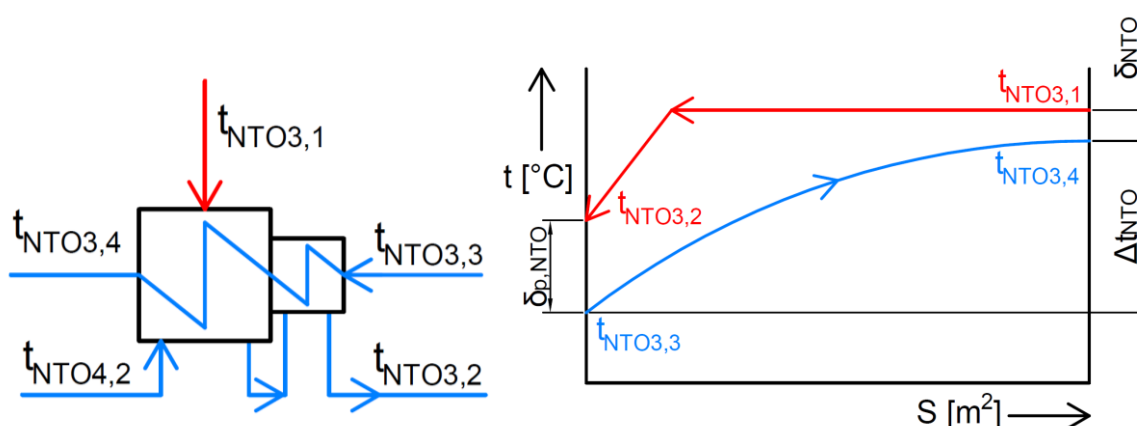
$$p_{NTO4,2} = p_{NTO4,1} = 4,27 \text{ bar} \quad (1.122)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{NTO4,2} = f(p_{NTO4,2}; t_{NTO4,2}) = 515,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.123)$$

1.10 Nízkotlaký ohřívák NTO3

Na obr. 1.7 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy páry a kondenzátu i s přivedeným kaskádováním kondenzátu z NTO4. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu kondenzátu (modrá křivka).



Obr. 1.7 Zapojení a tepelné schéma NTO3

Teplota ohřátého kondenzátu:

$$t_{NTO3,4} = t_{NTO4,3} = 116,79 \text{ °C} \quad (1.124)$$

Tlak na výstupu z ohříváku byl ponížěn o tlakové ztráty vznikající v jednotlivých ohřívácích:

$$p_{NTO3,4} = p_{kč} - 3 \cdot \Delta p_{NTO} = 14,53 - 3 \cdot 0,75 = 12,28 \text{ bar} \quad (1.125)$$

Entalpie vystupujícího ohřátého kondenzátu:

$$i_{NTO3,4} = f(t_{NTO3,4}; p_{NTO3,4}) = 490,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.126)$$

Teplota ohřivaného kondenzátu:

$$t_{NTO3,3} = t_{NTO3,4} - \Delta t_{NTO} = 116,79 - 27,21 = 89,58 \text{ °C} \quad (1.127)$$

Tlak kondenzátu na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO3,3} = p_{kč} - 2 \cdot \Delta p_{NTO} = 14,53 - 2 \cdot 0,75 = 13,03 \text{ bar} \quad (1.128)$$

Entalpie ohřivaného kondenzátu:

$$i_{NTO3,3} = f(t_{NTO3,3}; p_{NTO3,3}) = 376,16 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.129)$$

Nedohřev pro nízkotlaký ohříváky byl zvolen:

$$\delta_{NTO3} = (1,5 \div 3) = 2 \text{ °C} \quad (1.130)$$

Následně byla určena teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru:

$$t_{NTO3,1} = t_{NTO3,4} + \delta_{NTO3} = 116,79 + 2 = 118,79 \text{ °C} \quad (1.131)$$

$$p_{NTO3,1} = p_{saturační}(t_{NTO3,1}) = 1,91 \text{ bar} \quad (1.132)$$

Původní tlak v bodě 3,1 byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu, tím byl získán tlak v odběru:

$$p'_{NTO3,1} = p_{NTO3,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 1,91 \cdot \left(1 + \frac{11-3}{100}\right) = 2,06 \text{ bar} \quad (1.133)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost páté části PT:

$$\eta_{TDI,V} = 0,8 [-] \quad (1.134)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{NTO3,1iz} = f(p'_{NTO3,1}; s_{NTO4,1}) = 2355,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.135)$$

Definice účinnosti expanze páte části PT:

$$\eta_{TDI,V} = \frac{i_{NTO4,1} - i_{NTO3,1}}{i_{NTO4,1} - i_{NTO3,1iz}} \quad (1.136)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o izoentropický děj, tak entalpie v odběru je stejná jako na vstupu do ohříváku. Z rovnice (1.136) byla vyjádřena entalpie v bodě 3,1:

$$\begin{aligned} i_{NTO3,1} &= i_{NTO4,1} - \eta_{TDI,V} \cdot (i_{NTO4,1} - i_{NTO3,1iz}) \\ i_{NTO3,1} &= 2479,13 - 0,8 \cdot (2479,13 - 2355,15) = \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.137)$$

Entropie páry ve pátém odběru:

$$s_{NTO3,1} = f(p'_{NTO3,1}; i_{NTO3,1}) = 6,285 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.138)$$

Podchlazení bylo zvoleno v rovnici (1.120), tudíž teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{NTO3,2} = t_{NTO3,3} + \delta_{p,VTO} = 89,58 + 6 = 95,58 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.139)$$

Jelikož se jedná o izobarický děj, tak tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku bude stejný jako na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO3,2} = p_{NTO3,1} = 1,91 \text{ bar} \quad (1.140)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{NTO3,2} = f(p_{NTO3,2}; t_{NTO3,2}) = 400,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.141)$$

1.11 Nízkotlaký ohřívák NTO2

Na obr. 1.8 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy páry a kondenzátu i s přivedeným kaskádováním kondenzátu z NTO3. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu kondenzátu (modrá křivka).

Teplota ohřátého kondenzátu:

$$t_{NTO2,4} = t_{NTO3,3} = 89,58 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.142)$$

Tlak na výstupu z ohříváku byl ponížěn o tlakové ztráty vznikající v jednotlivých ohřívácích:

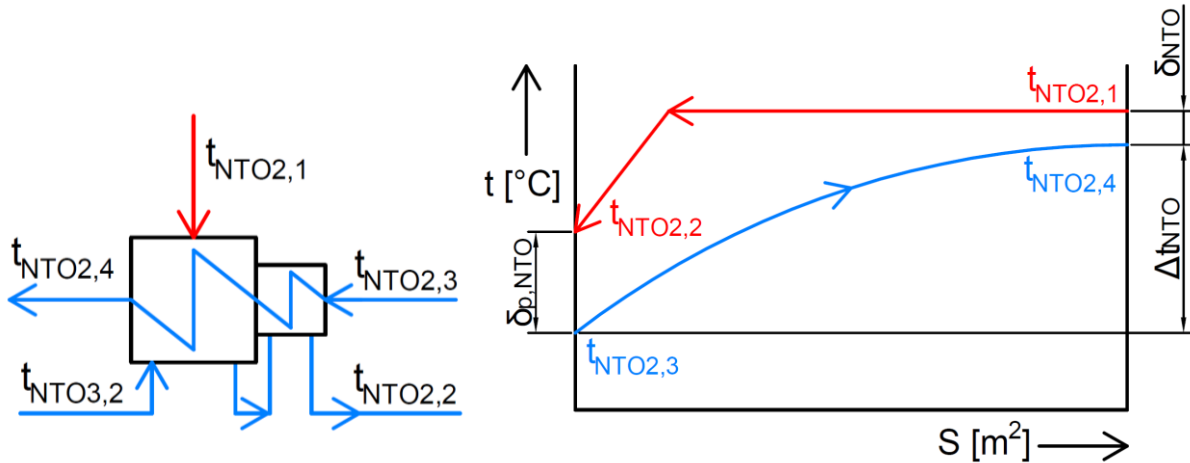
$$p_{NTO2,4} = p_{kč} - 2 \cdot \Delta p_{NTO} = 14,53 - 2 \cdot 0,75 = 13,03 \text{ bar} \quad (1.143)$$

Entalpie vystupujícího ohřátého kondenzátu:

$$i_{NTO2,4} = f(t_{NTO2,4}; p_{NTO2,4}) = 376,16 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.144)$$

Teplota ohřivaného kondenzátu:

$$t_{NTO2,3} = t_{NTO2,4} - \Delta t_{NTO} = 89,58 - 27,21 = 62,37 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.145)$$



Obr. 1.8 Zapojení a tepelné schéma NTO2

Plak kondenzátu na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO2,3} = p_{kč} - \Delta p_{NTO} = 14,53 - 0,75 = 13,78 \text{ bar} \quad (1.146)$$

Entalpie ohřívaného kondenzátu:

$$i_{NTO2,3} = f(t_{NTO2,3}; p_{NTO2,3}) = 262,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.147)$$

Nedohřev pro nízkotlaký ohřívák byl zvolen:

$$\delta_{NTO2} = (1,5 \div 3) = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.148)$$

Následně byla určena teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru:

$$t_{NTO2,1} = t_{NTO2,4} + \delta_{NTO2} = 89,58 + 2 = 91,58 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.149)$$

$$p_{NTO2,1} = p_{\text{saturační}}(t_{NTO2,1}) = 0,75 \text{ bar} \quad (1.150)$$

Původní tlak v bodě 2,1 byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu, tím byl získán tlak v odběru:

$$p'_{NTO2,1} = p_{NTO2,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{11-2}{100}\right) = 0,81 \text{ bar} \quad (1.151)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost šesté části PT:

$$\eta_{TDI,VI} = 0,78 [-] \quad (1.152)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{NTO2,1iz} = f(p'_{NTO2,1}; s_{NTO3,1}) = 2246,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.153)$$

Definice účinnosti expanze šesté části PT:

$$\eta_{TDI,VI} = \frac{i_{NTO3,1} - i_{NTO2,1}}{i_{NTO3,1} - i_{NTO2,1iz}} \quad (1.154)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o izoentropický děj, tak entalpie v odběru je stejná jako na vstupu do ohříváku. Z rovnice (1.154) byla vyjádřena entalpie v bodě 2,1:

$$\begin{aligned} i_{NTO2,1} &= i_{NTO3,1} - \eta_{TDI,VI} \cdot (i_{NTO3,1} - i_{NTO2,1iz}) \\ i_{NTO2,1} &= 2379,95 - 0,78 \cdot (2379,95 - 2246,05) = 2275,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.155)$$

Entropie páry ve šestém odběru:

$$s_{NTO2,1} = f(p'_{NTO2,1}; i_{NTO2,1}) = 6,365 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.156)$$

Podchlazení bylo zvoleno v rovnici (1.120), tudíž teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{NTO2,2} = t_{NTO2,3} + \delta_{p,VTO} = 62,37 + 6 = 68,37 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.157)$$

Jelikož se jedná o izobarický děj, tak tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku bude stejný jako na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO2,2} = p_{NTO2,1} = 0,75 \text{ bar} \quad (1.158)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{NTO2,2} = f(p_{NTO2,2}; t_{NTO2,2}) = 286,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.159)$$

1.12 Nízkotlaký ohřívák NTO1

Na obr. 1.9 vlevo jsou znázorněny jednotlivé vstupy a výstupy páry a kondenzátu i s přivedeným kaskádováním kondenzátu z NTO2. Napravo je pak teplotní průběh kondenzující odběrové páry s následným podchlazením kondenzátu (červená křivka) a teplotní průběh ohřevu kondenzátu (modrá křivka).

Teplota ohřátého kondenzátu:

$$t_{NTO1,4} = t_{NTO2,3} = 62,37 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.160)$$

Tlak na výstupu z ohříváku byl ponížěn o tlakové ztráty vznikající v jednotlivých ohřívácích:

$$p_{NTO1,4} = p_{k\check{c}} - p_{NTO} = 14,53 - 0,75 = 13,78 \text{ bar} \quad (1.161)$$

Entalpie vystupujícího ohřátého kondenzátu:

$$i_{NTO1,4} = f(t_{NTO1,4}; p_{NTO1,4}) = 262,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.162)$$

Teplota ohřívaného kondenzátu:

$$t_{NTO1,3} = t_{NTO1,4} - \Delta t_{NTO} = 62,37 - 27,21 = 35,16 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.163)$$

Tlak kondenzátu na vstupu do ohříváku:

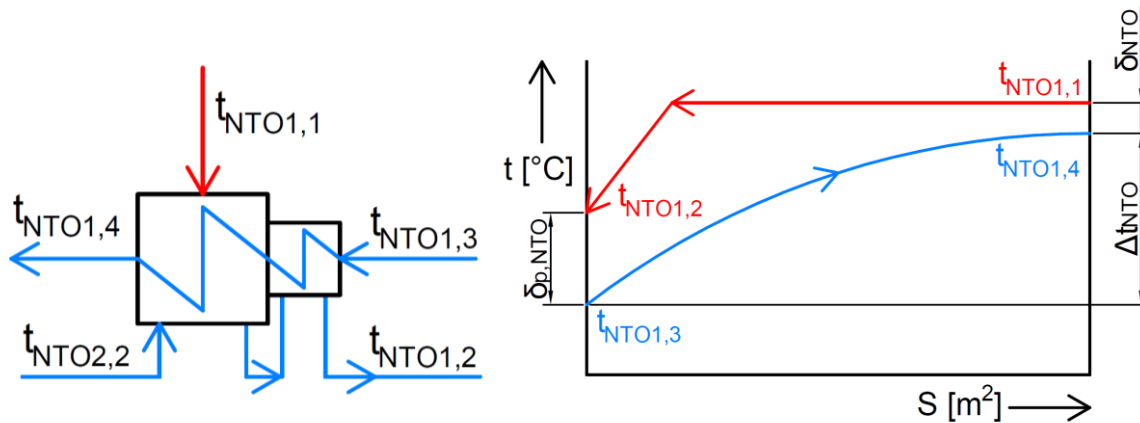
$$p_{NTO1,3} = p_{k\check{c}} = 14,53 - 0,75 = 13,78 \text{ bar} \quad (1.164)$$

Entalpie ohřívaného kondenzátu:

$$i_{NTO1,3} = f(t_{NTO1,3}; p_{NTO1,3}) = 148,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.165)$$

Nedohřev pro nízkotlaký ohřívák byl zvolen:

$$\delta_{NTO1} = (1,5 \div 3) = 2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.166)$$



Obr. 1.9 Zapojení a tepelné schéma NTO1

Následně byla určena teplota a tlak páry vstupující do ohříváku z odběru:

$$t_{NTO1,1} = t_{NTO1,4} + \delta_{NTO1} = 62,37 + 2 = 64,37 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.167)$$

$$p_{NTO1,1} = p_{\text{saturační}}(t_{NTO1,1}) = 0,24 \text{ bar} \quad (1.168)$$

Původní tlak v bodě 2,1 byl navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu, tím byl získán tlak v odběru:

$$p'_{NTO1,1} = p_{NTO1,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,24 \cdot \left(1 + \frac{11-1}{100}\right) = 0,27 \text{ bar} \quad (1.169)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost šesté části PT:

$$\eta_{TDI,VII} = 0,75 [-] \quad (1.170)$$

Izoentropická expanze:

$$i_{NTO1,1iz} = f(p'_{NTO1,1}; s_{NTO2,1}) = 2130,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.171)$$

Definice účinnosti expanze šesté části PT:

$$\eta_{TDI,VII} = \frac{i_{NTO2,1} - i_{NTO1,1}}{i_{NTO2,1} - i_{NTO1,1iz}} \quad (1.172)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o izoentropický děj, tak entalpie v odběru je stejná, jako na vstupu do ohříváku. Z rovnice (1.172) byla vyjádřena entalpie v bodě 1,1:

$$i_{NTO1,1} = i_{NTO2,1} - \eta_{TDI,VII} \cdot (i_{NTO2,1} - i_{NTO1,1iz}) \quad (1.173)$$

$$i_{NTO1,1} = 2275,5 - 0,75 \cdot (2275,5 - 2130,63) = 2166,85 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entropie páry ve šestém odběru:

$$s_{NTO1,1} = f(p'_{NTO1,1}; i_{NTO1,1}) = 6,472 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.174)$$

Podchlazení bylo zvoleno v rovnici (1.120), tudíž teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu:

$$t_{NTO1,2} = t_{NTO1,3} + \delta_{p,VTO} = 35,16 + 6 = 41,16 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.175)$$

Jelikož se jedná o izobarický děj, tak tlak podchlazeného kondenzátu na výstupu z ohříváku bude stejný jako na vstupu do ohříváku:

$$p_{NTO1,2} = p_{NTO1,1} = 0,24 \text{ bar} \quad (1.176)$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{NTO1,2} = f(p_{NTO1,2}; t_{NTO1,2}) = 172,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.177)$$

1.13 Stav páry na výstupu z turbíny

Ztráta ve výstupní hrdle byla určena v rovnici (1.10):

$$\Delta p_{z,E} = 0,015 \text{ bar} \quad (1.178)$$

Tlak na výstupu z turbíny za posledním stupněm:

$$p_{out} = p_{k,in} + \Delta p_{z,E} = 0,056 + 0,015 = 0,071 \text{ bar} \quad (1.179)$$

Odhadnutá termodynamická účinnost osmé části PT:

$$\eta_{TDI,VIII} = 0,68 \text{ [-]} \quad (1.180)$$

Aby bylo možné získat entalpii v odběru bylo nutné nejprve zjistit izoentropickou entalpii:

$$i_{out,iz} = f(p_{out}; s_{NTO1,1}) = 2022,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.181)$$

Definice účinnosti expanze osmé části PT:

$$\eta_{TDI,VIII} = \frac{i_{NTO1,1} - i_{out}}{i_{NTO1,1} - i_{out,iz}} \quad (1.182)$$

Z definice účinnosti expanze byla vyjádřena entalpie na vstupu do NTO1:

$$\begin{aligned} i_{out} &= i_{NTO1,1} - \eta_{TDI,VIII} \cdot (i_{NTO1,1} - i_{out,iz}) \\ i_{out} &= 2166,85 - 0,68 \cdot (2166,85 - 2022,45) = 2061,16 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.183)$$

Stav páry na výstupu je důležitý pro prvotní výpočet detailního návrhu stupňové části.

2 Bilanční schéma

Bilanční schéma slouží pro stanovení celkového průtoku a průtoků v jednotlivých odběrech. Výpočet byl prováděn v poměrných veličinách β a byl proveden podle postupu uvedeného v literatuře [2].

Poměrný odběrový průtok pro VTO2:

$$\beta_{VTO2,1} = \frac{i_{VTO2,4} - i_{VTO1,4}}{i_{VTO2,1} - i_{VTO2,2}} = \frac{967,78 - 787,43}{2742,48 - 821,05} = 0,09386 \quad [-] \quad (2.1)$$

Poměrný odběrový průtok pro VTO1:

$$\beta_{VTO1,1} = \frac{i_{VTO1,4} - i_{VTO1,3}}{i_{VTO1,1} - i_{VTO1,2}} - \frac{\beta_{VTO2} \cdot (i_{VTO2,2} - i_{VTO1,2})}{i_{VTO1,1} - i_{VTO1,2}}$$

$$\beta_{VTO1,1} = \frac{787,43 - 670,97}{2624,09 - 702,57} - \frac{0,09386 \cdot (821,05 - 702,57)}{2624,09 - 702,57} \quad (2.2)$$

$$\beta_{VTO1,1} = 0,05482 \quad [-]$$

Poměrný průtok kondenzátu z VTO1:

$$\beta_{VTO1,2} = \beta_{VTO2,1} + \beta_{VTO1,1} = 0,09386 + 0,05482 = 0,14868 \quad [-] \quad (2.3)$$

Poměrný odběrový průtok pro odplynovač:

$$\beta_{od} = \frac{\beta_{VTO1,2} \cdot (i_{VTO1,2} - i_{NTO4,4}) + i_{NN} - i_{NTO4,4}}{i_{od} - i_{NTO4,4}}$$

$$\beta_{od} = \frac{0,14868 \cdot (702,57 - 606,87) + 661,57 - 606,87}{2535,52 - 606,87} = 0,02586 \quad [-] \quad (2.4)$$

Poměrný průtok ohřátého kondenzátu z nízkotlakých ohříváků do NN:

$$\beta_{NTO4,4} = 1 - \beta_{od} - \beta_{VTO1,2} = 1 - 0,02586 - 0,14868 = 0,82546 \quad [-] \quad (2.5)$$

Poměrný odběrový průtok pro NTO4:

$$\beta_{NTO4,1} = \frac{\beta_{NTO4,4} \cdot (i_{NTO4,4} - i_{NTO4,3})}{i_{NTO4,1} - i_{NTO4,2}} = \frac{0,82546 \cdot (606,87 - 490,89)}{2479,13 - 515,8}$$

$$\beta_{NTO4,1} = 0,04876 \quad [-] \quad (2.6)$$

Poměrný odběrový průtok pro NTO3:

$$\beta_{NTO3,1} = \frac{\beta_{NTO4,4} \cdot (i_{NTO3,4} - i_{NTO3,3})}{i_{NTO3,1} - i_{NTO3,2}} - \frac{\beta_{NTO4,1} \cdot (i_{NTO4,2} - i_{NTO3,2})}{i_{NTO3,1} - i_{NTO3,2}}$$

$$\beta_{NTO3,1} = \frac{0,82546 \cdot (490,89 - 376,16)}{2379,95 - 400,54} - \frac{0,04876 \cdot (515,8 - 400,54)}{2379,95 - 400,54} \quad (2.7)$$

$$\beta_{NTO3,1} = 0,04501 \quad [-]$$

Poměrný průtok kondenzátu z NTO3:

$$\beta_{NTO3,2} = \beta_{NTO4,1} + \beta_{NTO3,1} = 0,04876 + 0,04501 = 0,09377 \quad [-] \quad (2.8)$$

Poměrný odběrový průtok pro NTO2:

$$\beta_{NTO2,1} = \frac{\beta_{NTO4,4} \cdot (i_{NTO2,4} - i_{NTO2,3})}{i_{NTO2,1} - i_{NTO2,2}} - \frac{\beta_{NTO3,2} \cdot (i_{NTO3,2} - i_{NTO2,2})}{i_{NTO2,1} - i_{NTO2,2}}$$

$$\beta_{NTO2,1} = \frac{0,82546 \cdot (376,16 - 262,2)}{2275,5 - 286,23} - \frac{0,09377 \cdot (400,54 - 286,23)}{2275,5 - 286,23} \quad (2.9)$$

$$\beta_{NTO2,1} = 0,0419 [-]$$

Poměrný průtok kondenzátu z NTO2:

$$\beta_{NTO2,2} = \beta_{NTO2,1} + \beta_{NTO3,2} = 0,13567 \quad (2.10)$$

Poměrný odběrový průtok pro NTO1:

$$\beta_{NTO1,1} = \frac{\beta_{NTO4,4} \cdot (i_{NTO1,4} - i_{NTO1,3})}{i_{NTO1,1} - i_{NTO1,2}} - \frac{\beta_{NTO2,2} \cdot (i_{NTO2,2} - i_{NTO1,2})}{i_{NTO1,1} - i_{NTO1,2}}$$

$$\beta_{NTO1,1} = \frac{0,82546 \cdot (262,2 - 148,55)}{2166,85 - 172,4} - \frac{0,13567 \cdot (286,23 - 172,4)}{2166,85 - 172,4} \quad (2.11)$$

$$\beta_{NTO1,1} = 0,0393 [-]$$

Po vynásobení poměrných odběrových průtoků hmotnostním průtokem, který byl vypočítán v rovnici (2.42), dostaneme hmotnostní průtoky v jednotlivých odběrech:

$$\dot{M}_{NTO1} = \dot{M} \cdot \beta_{NTO1,1} = 96,85 \cdot 0,0393 = 3,81 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.12)$$

$$\dot{M}_{NTO2} = \dot{M} \cdot \beta_{NTO2,1} = 96,85 \cdot 0,0419 = 4,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.13)$$

$$\dot{M}_{NTO3} = \dot{M} \cdot \beta_{NTO3,1} = 96,85 \cdot 0,04501 = 4,36 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.14)$$

$$\dot{M}_{NTO4} = \dot{M} \cdot \beta_{NTO4,1} = 96,85 \cdot 0,04876 = 4,72 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.15)$$

$$\dot{M}_{VTO1} = \dot{M} \cdot \beta_{VTO1,1} = 96,85 \cdot 0,05482 = 5,31 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.16)$$

$$\dot{M}_{VTO2} = \dot{M} \cdot \beta_{VTO2,1} = 96,85 \cdot 0,09386 = 9,09 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.17)$$

Ztráty odluhem a doplňování vody do systému jsou zanedbány. Hmotnostní průtok pro odplynění:

$$\dot{M}_{od} = \dot{M} \cdot \beta_{od} = 96,85 \cdot 0,02586 = 2,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.18)$$

2.1 Bilance kondenzátoru

Poměrný průtok na vstupu do kondenzátoru:

$$\beta_{k,in} = 1 - \beta_{VTO2,1} - \beta_{VTO1,1} - \beta_{od} - \beta_{NTO4,1} - \beta_{NTO3,1} - \beta_{NTO2,1} - \beta_{VTO1,1}$$

$$\beta_{k,in} = 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 - 0,04876 - 0,04501 - 0,0419 - 0,0393 = 0,65 [-] \quad (2.19)$$

Poměrný průtok na výstupu z kondenzátoru je stejný jako průtok kondenzátu jednotlivými nízkotlakými ohříváky:

$$\begin{aligned}\beta_{k,out} &= \beta_{k,in} + \beta_{NTO2,2} + \beta_{NTO1,1} = 0,65 + 0,13567 + 0,0393 \\ \beta_{k,out} &= 0,82546 [-]\end{aligned}\quad (2.20)$$

Hmotnostní průtoky v kondenzátoru potom jsou:

$$\dot{M}_{k,in} = \dot{M} \cdot \beta_{k,in} = 96,85 \cdot 0,65 = 63 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.21)$$

$$\dot{M}_{k,out} = \dot{M} \cdot \beta_{k,out} = 96,85 \cdot 0,82546 = 79,95 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.22)$$

2.2 Průtoky v jednotlivých kuželech

Průtoky v jednotlivých kuželech jsou důležité pro výpočet celkového průtoku. Nejdříve byly spočítány v poměrných veličinách:

$$\beta^I = 1 [-] \quad (2.23)$$

$$\beta^{II} = 1 - \beta_{VTO2} = 1 - 0,09386 = 0,90614 [-] \quad (2.24)$$

$$\beta^{III} = 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} = 1 - 0,09386 - 0,05482 = 0,85132 [-] \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned}\beta^{IV} &= 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} - \beta_{od} \\ \beta^{IV} &= 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 = 0,82546 [-]\end{aligned}\quad (2.26)$$

$$\begin{aligned}\beta^V &= 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} - \beta_{od} - \beta_{NTO4} \\ \beta^V &= 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 - 0,04876 = 0,7767 [-]\end{aligned}\quad (2.27)$$

$$\begin{aligned}\beta^{VI} &= 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} - \beta_{od} - \beta_{NTO4} - \beta_{NTO3} \\ &= 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 - 0,04876 - 0,04501 = 0,73169 [-]\end{aligned}\quad (2.28)$$

$$\begin{aligned}\beta^{VII} &= 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} - \beta_{od} - \beta_{NTO4} - \beta_{NTO3} - \beta_{NTO2} \\ \beta^{VII} &= 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 - 0,04876 - 0,04501 - \\ &= 0,68979 [-]\end{aligned}\quad (2.29)$$

$$\begin{aligned}\beta^{VIII} &= 1 - \beta_{VTO2} - \beta_{VTO1} - \beta_{od} - \beta_{NTO4} - \beta_{NTO3} - \beta_{NTO2} - \beta_{NTO1} \\ \beta^{VIII} &= 1 - 0,09386 - 0,05482 - 0,02586 - 0,04876 - 0,04501 - \\ &= 0,6505 [-]\end{aligned}\quad (2.30)$$

Po zjištění celkového hmotnostního průtoku, který byl stanoven v rovnici (2.42), byly vypočteny průtoky jednotlivými částmi PT:

$$\dot{M}^I = \dot{M} = 96,85 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.31)$$

$$\dot{M}^{II} = \dot{M} \cdot \beta^{II} = 87,76 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.32)$$

$$\dot{M}^{III} = \dot{M} \cdot \beta^{III} = 82,45 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.33)$$

$$\dot{M}^{IV} = \dot{M} \cdot \beta^{IV} = 79,95 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.34)$$

$$\dot{M}^V = \dot{M} \cdot \beta^V = 75,23 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.35)$$

$$\dot{M}^{VI} = \dot{M} \cdot \beta^{VI} = 70,87 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.36)$$

$$M^{\dot{VII}} = \dot{M} \cdot \beta^{VII} = 66,81 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.37)$$

$$M^{\dot{VIII}} = \dot{M} \cdot \beta^{VIII} = 63 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.38)$$

2.3 Výpočet hmotnostního průtoku

Celkový hmotnostní průtok je určen pomocí poměrných veličin a zjištěných entalpií. Důležité je také vhodně odhadnout elektrickou a mechanickou účinnost, která byla zvolena za pomoci vedoucího práce. Po stanovení reakcí v ložiskách a zjištění ztrátového výkonu byla mechanická účinnost přepočítána. Tím se změnil celkový hmotnostní průtok a výpočet byl opět přepočítán.

Elektrická účinnost generátoru volena ve výši:

$$\eta_{el} = 0,982 [-] \quad (2.39)$$

Mechanická účinnost, zde je uvedena odhadnutá hodnota:

$$\eta_m = 0,92 [-] \quad (2.40)$$

Práce turbíny [2]:

$$\begin{aligned} a_i^T &= \sum_{j=1}^{VIII} \beta^j \cdot H_j = \beta^I \cdot (i_{RS,0} - i_{VTO2,1}) + \beta^{II} \cdot (i_{VTO2,1} - i_{VTO1,1}) + \\ &\beta^{III} \cdot (i_{VTO1,1} - i_{od}) + \beta^{IV} \cdot (i_{od} - i_{NTO4,1}) + \beta^V \cdot (i_{NTO4,1} - i_{NTO3,1}) \\ &\beta^{VI} \cdot (i_{NTO3,1} - i_{NTO2,1}) + \beta^{VII} \cdot (i_{NTO2,1} - i_{NTO1,1}) + \beta^{VIII} \cdot \\ &(i_{NTO1,1} - i_{out}) \end{aligned} \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} a_i^T &= (2799,3 - 2742,48) + 0,90614 \cdot (2742,48 - 2624,09) + \\ &0,85132 \cdot (2624,09 - 2535,52) + 0,82546 \cdot (2535,52 - 2479,13) + \\ &0,7767 \cdot (2479,13 - 2379,95) + 0,73169 \cdot (2379,95 - 2275,5) + \\ &0,68979 \cdot (2275,5 - 2166,85) + 0,6505 \cdot (2166,85 - 2061,16) \\ a_i^T &= 594,75 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Pozn.: Parametr „j“ značí jednotlivé části PT

Hmotnostní průtok páry turbínou byl stanoven [2]:

$$\dot{M} = \frac{P_{sv}}{\eta_{el} \cdot \eta_m \cdot a_i^T} = \frac{50 \cdot 1000}{0,982 \cdot 0,92 \cdot 594,75} = 96,85 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.42)$$

3 Konečné parametry v důležitých bodech

Po vypočítání veškerých parametrů v kapitole 6 turbína stanovila jednotlivé tlaky a entalpie v jednotlivých odběrech. Následně byl propojen výpočet tepelného a bilančního schématu s detailním výpočtem a pomocí iteračního výpočtu došlo k přepočítání predikovaných parametrů. Skutečné parametry, které byly získány po optimalizaci jsou znázorněny ve schématu na obr. 3.1. V rámci optimalizace byla upravena jednotlivá ohřátí kondenzátu a napájecí vody. Skutečná ohřátí kondenzátu po optimalizaci:

$$\Delta t_{NT01} = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

$$\Delta t_{NT02} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

$$\Delta t_{NT03} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{NT04} = 27,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

Ohřátí kondenzátu v nízkotlakých ohřívácích je dáno rozmezím 20 až 30 °C [2]. Toto rozmezí bylo dodrženo. Dále bylo možné provést kontrolu nedohřevu hlavního kondenzátu, který by neměl překračovat 15 až 20 °C [1]:

$$\delta = t_{NN} - \sum_{i=1}^4 \Delta t_{NT0i} - t_{k\check{c}} = 159 - 112,4 - 35,16 = 11,44 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

Teplota nedohřevu nepřekračuje dané rozmezí, tudíž návrh vyhovuje. Skutečné ohřátí napájecí vody:

$$\Delta t_{VT01} = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

$$\Delta t_{VT02} = 37,97 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

Dalším kontrolovaným parametrem jsou nedohřevy a podchlazení v ohřívácích. U nízkotlakých ohříváků byl nedohřev zvolen na 2 °C a podchlazení na 6 °C a u vysokotlakých ohříváků byl nedohřev zvolen na 4 °C a podchlazení zvoleno na 8 °C. Výsledné nedohřevy a podchlazení ohříváků po provedení optimalizace:

$$\delta_{NT04} = 1,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

$$\delta_{NT03} = 1,97 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

$$\delta_{NT02} = 1,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

$$\delta_{NT01} = 1,97 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.11)$$

$$\delta_{VT02} = 4,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.12)$$

$$\delta_{VT01} = 4,04 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

$$\delta_{p,NT04} = 6,01 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.14)$$

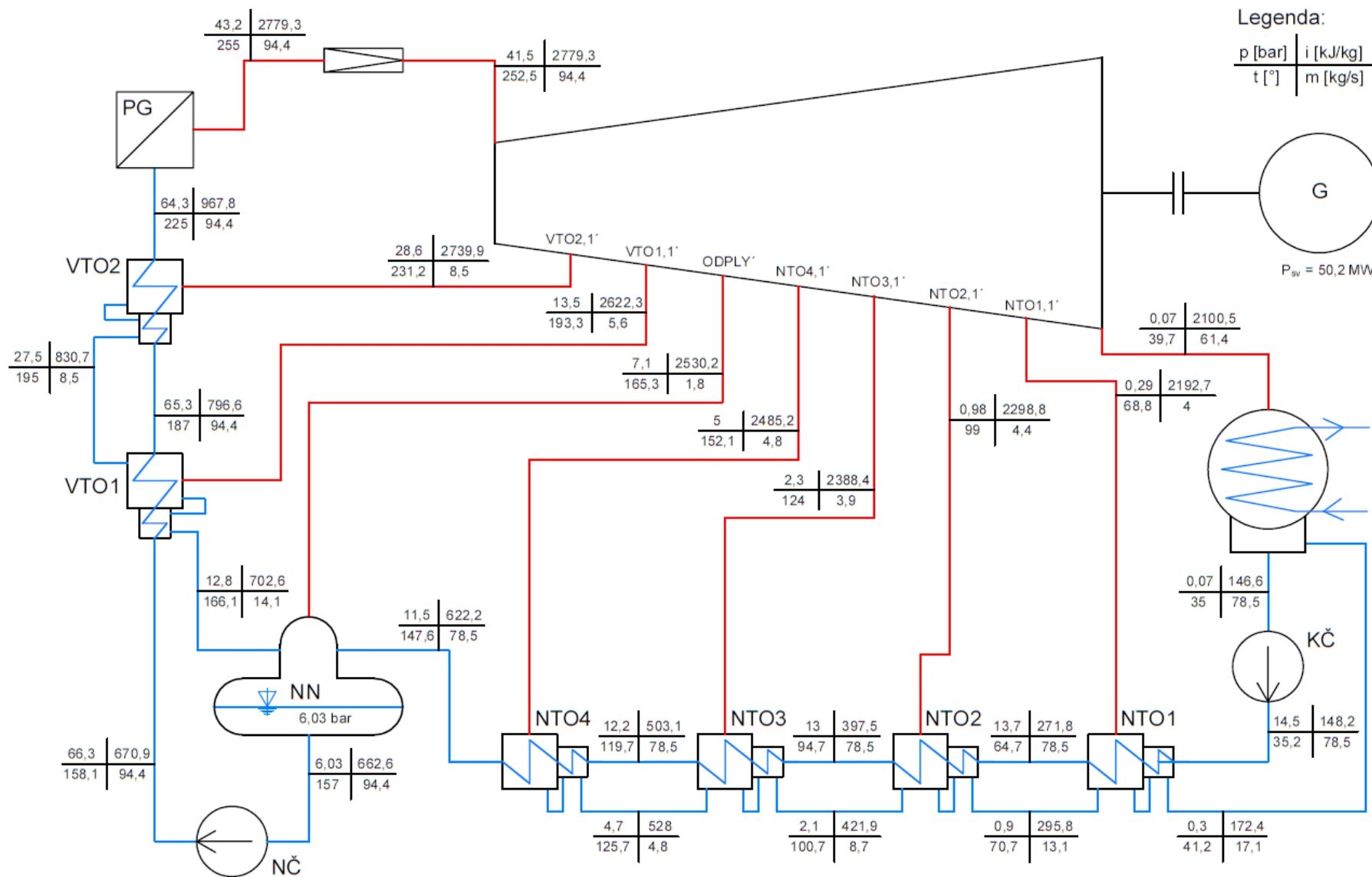
$$\delta_{p,NT03} = 6,00 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.15)$$

$$\delta_{p,NT02} = 6,00 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.16)$$

$$\delta_{p,NT01} = 6,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.17)$$

$$\delta_{p,VT02} = 8,01 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.18)$$

$$\delta_{p,VT01} = 8,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.19)$$



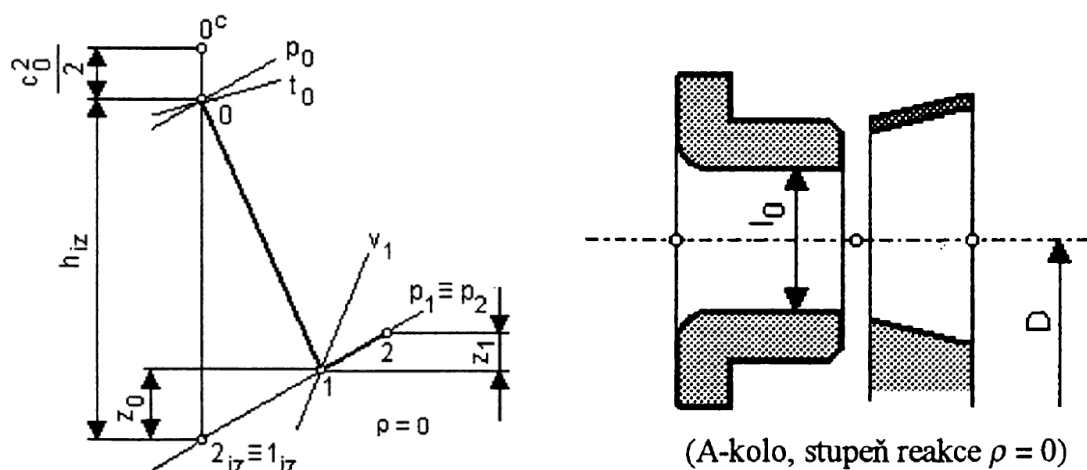
Obr. 3.1 Tepelné schéma skutečných parametrů po optimalizaci

4 Regulační stupeň

Předběžné parametry páry turbíny na vstupu, výstupu a v odběrech byly stanoveny v předchozích kapitolách. Tím pádem se lze přesunout na výpočet regulačního stupně. Volba regulačního stupně výrazně ovlivňuje zpracovaný spád, počet řadových stupňů, provozní vlastnosti, účinnost a cenu celé parní turbíny. Vzhledem k relativně nízkým vstupním parametrům bylo zvoleno A-kolo, protože není potřeba zpracování velkého spádu a má vyšší účinnost než regulační stupeň v provedení Curtisova stupně [3]. Výpočet je rozdělen na předběžný, ve kterém dojde k předběžnému stanovení parametrů a následně v detailním výpočtu dojde k zpřesnění celého výpočtu. Pozici, před statorem značí index 0, mezi statorem a rotorem index 1 a za rotorem index 2. Výpočet bude proveden podle postupu uvedeného v literatuře [3], pokud nebude uvedeno jinak. Uvedené hodnoty jsou konečné výsledky po provedení optimalizace.

4.1 Předběžný návrh A-kola

V předběžném návrhu A-kola bude stanovena přibližná geometrie a výkonové parametry regulačního stupně a také parametry páry za regulačním stupněm.



Obr. 4.1 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni [1]

Otáčky byly zvoleny:

$$n = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1} \quad (4.1)$$

Zvolený střední průměr:

$$D_s^{RS} = 1,1 \text{ m} \quad (4.2)$$

Obvodová rychlost na střední průměru. Tato rychlost by neměla přesáhnout 160 až 260 m/s:

$$u = \pi \cdot D_s^{RS} \cdot n = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 50 = 172,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.3)$$

Zvolený rychlostní poměr u/c_{iz} , který by měl být volen v rozmezí 0,4 až 0,5 dle doporučení vedoucího práce. Hodnota byla nejdříve odhadnuta a následně zjištěna pomocí optimalizace. Zde je uvedena hodnota po optimalizaci:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,452 \text{ [-]} \quad (4.4)$$

Absolutní rychlost páry na vstupu byla zvolena v rozmezí 20 až 30 m/s [3]:

$$c_0 = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Následně byla vypočítána izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu za dýzou:

$$c_{iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{172,79}{0,452} = 382,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Výsledný izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm:

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{382,15^2 - 25^2}{2} = 72,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.7)$$

Entalpie na výstupu z regulačního stupně při izoentropické expanzi:

$$i_{2,iz} = i_0 - h_{iz} = 2799,3 - 72,71 = 2726,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.8)$$

Pára pro první NERO je odebírána za regulačním stupněm, tudíž tlak na výstupu z regulačního stupně musí být větší nebo roven tlaku v prvním odběru:

$$p_2 = f(i_{2,iz}; s_0) = 28,56 \text{ bar} \quad (4.9)$$

Tato podmínka je splněna.

Ověření, zda nedochází ke kritickému proudění, kritický tlak pro sytou páru je:

$$p_{krit} = 0,577 \cdot p_0 = 0,577 \cdot 41,47 = 23,93 \text{ bar} \quad (4.10)$$

$$p_2 > p_{krit}; 28,56 > 23,93 \quad (4.11)$$

Tlak na výstupu je vyšší než tlak kritický a nedochází tedy ke kritickému proudění. Další podmínka, která musí být ještě splněna, je podmínka tlakového poměru:

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{28,56}{41,47} = 0,69 \leq 0,8 \quad (4.12)$$

Tato podmínka je také splněna a lze tedy použít nerozšířenou dýzu.

Rychlostní součinitel byl odhadnut a poté vypočítán v rovnici (4.40), zde uvedena vypočítaná hodnota:

$$\varphi = 0,981 [-] \quad (4.13)$$

Výpočet satorové ztráty:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,981^2) \cdot 72,71 = 2,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.14)$$

Pomocí satorové ztráty bylo možné určit stav páry mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i_{2,iz} + z_0 = 2726,59 + 2,68 = 2729,28 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.15)$$

$$v_1 = f(p_2; i_1) = 0,06717 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.16)$$

Výstupní úhel pro výpočet délky hrany lopatky byl zvolen v rozmezí 13 až 18°:

$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (4.17)$$

Délka výstupní hrany lopatky při totální ostřiku se vypočte, nejmenší délka lopatky je 12 mm:

$$l_{ot} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D_s^{RS} \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{94,4 \cdot 0,06717}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 382,15 \cdot 0,981 \cdot \sin(13)} \quad (4.18)$$

$$l_{ot} = 0,0218 \text{ m}$$

Experimentální konstanta c/a pro A-kolo je 0,1467. V této rovnici jsou otáčky záměrně dosazeny v min^{-1} :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u}{c_{1iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,452}{\left(\frac{3000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 1,1^{0,5}} = 0,051 [-] \quad (4.19)$$

Pro výpočet součinitele α je potřeba znát konstantu b/a , která má hodnotu 0,0398. Součinitel s_1 zohledňuje dělení parciální ostříku. Zde je parciální ostřík nedělený, takže $s_1 = 1$. Výsledný součinitel α pak je:

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{1,1}{0,0398 \cdot 1 + 0,051 \cdot 1,1}} = 3,39 [-] \quad (4.20)$$

Pro výpočet optimální délky rozváděcí lopatky je nutné dosazovat v centimetrech:

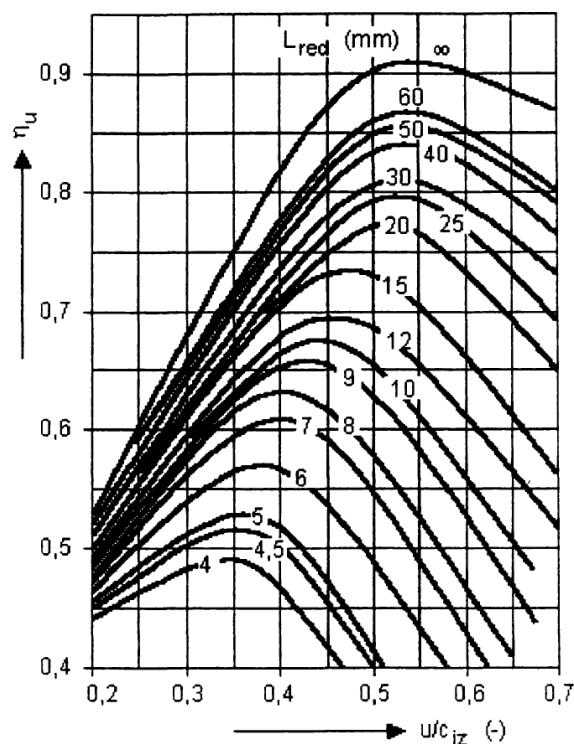
$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 3,39 \cdot \sqrt{2,18} = 5 \text{ cm} \quad (4.21)$$

Skutečnou délku lopatky získáme po zaokrouhlení na celé milimetry z rovnice (4.21):

$$l_0 = 50 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Výpočet redukované délky lopatky, dosazeno v milimetrech:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{50}{1 + \left(\frac{50}{21,8}\right)^2 - 0,051 \cdot 50} = 25,04 \text{ mm} \quad (4.23)$$



Obr. 4.2 Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kolo) [1]

Velikost parciálního ostříku by měla být v rozmezí 0,2 až 0,5 [3]:

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0218}{0,05} = 0,435 [-] \quad (4.24)$$

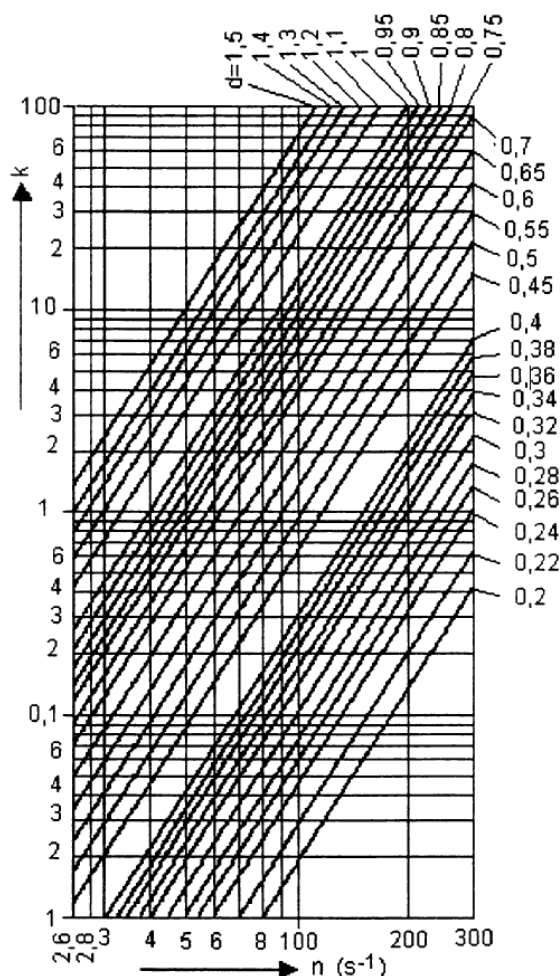
Tato podmínka je splněna. Z diagramu na obr. 4.2 se určí redukovaná obvodová účinnost:

$$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = 0,77 [-] \quad (4.25)$$

Součinitel ztráty třením a ventilací se určí z obr. 4.3 a následně se vypočítají absolutní ztráty třením a ventilací:

$$k = 13 [-] \quad (4.26)$$

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M} \cdot v_1} = \frac{13}{94,4 \cdot 0,06717} = 2,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.27)$$



Obr. 4.3 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]

Poměrná ztráta se stanoví ze vztahu:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{2,05}{72,71} = 0,0282 [-] \quad (4.28)$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,77 - 0,0282 = 0,742 [-] \quad (4.29)$$

Vnitřní výkon stupně při zanedbání vstupní a výstupní kinetické energie se stanoví dle vztahu:

$$P_i = \dot{M} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 94,4 \cdot 72,71 \cdot 0,742 = 5109 \text{ kW} \quad (4.30)$$

Na závěr předběžného výpočtu byly stanoveny předběžné parametry na výstupu z regulačního stupně:

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 2799,3 + \frac{25^2}{2} - 72,71 \cdot 0,742 \quad (4.31)$$

$$i_{2c} = 2745,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{2c} = f(p_2; i_2) = 6,091 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.32)$$

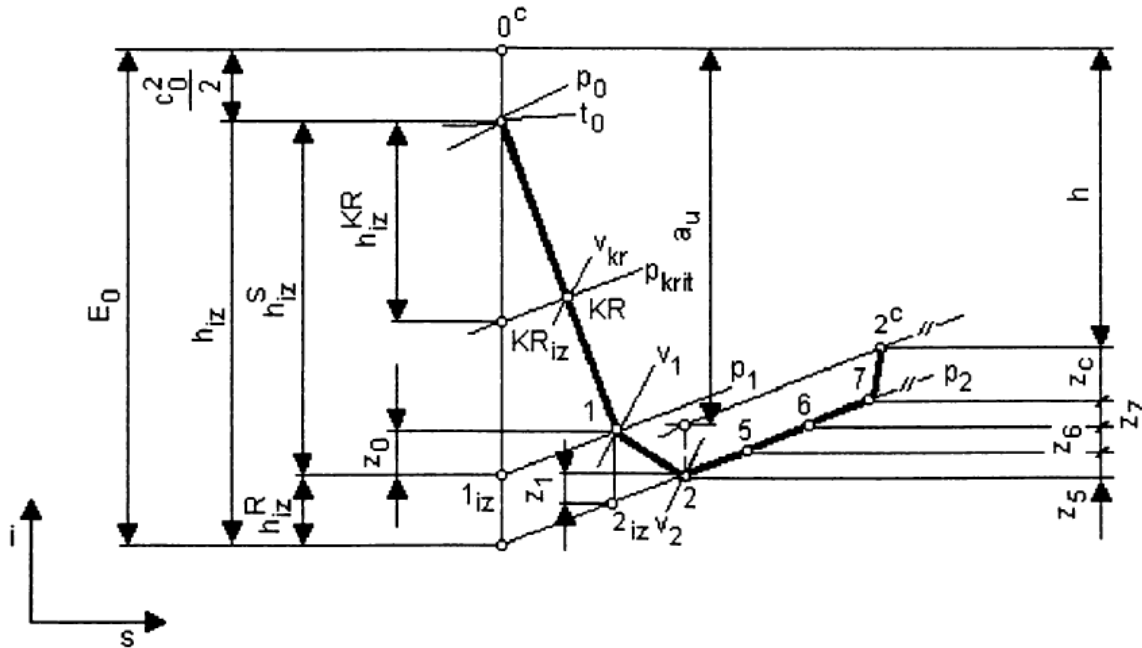
$$v_{2c} = f(p_2; i_2) = 0,06779 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.33)$$

4.2 Detailní návrh regulačního stupně

Předběžné parametry byly stanoveny v předchozí kapitole. Zde bude proveden detailní výpočet regulačního stupně, jehož hlavním cílem je zpřesnění předběžných výsledků, dále určení celkových parametrů za regulačním stupněm a určení skutečného výkonu.

Stupeň reakce je zvolen z doporučeného rozmezí 0,03 až 0,06 [3]:

$$\rho = 0,05 [-] \quad (4.34)$$



Obr. 4.4 Průběh expanze v A-kole [1]

Celkový tepelný spád je rozdělen na stator a rotor:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 72,71 = 69,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.35)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 72,71 = 3,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.36)$$

Entalpie páry vystupující ze statoru na konci izoentropické expanze:

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}^S = 2799,3 - 69,07 = 2730,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.37)$$

Poté byl stanoven tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(i_{1,iz}; s_{RS,0}) = 29,13 \text{ bar} \quad (4.38)$$

Kontrola z hlediska kritického proudění:

$$p_1 \geq p_{krit}; 29,13 \geq 23,93 \quad (4.39)$$

Ověřeno, nejedná se o kritické proudění.

4.2.1 Rychlostní trojúhelníky A-kola

V této kapitole bude proveden výpočet absolutních, relativních a celkových rychlostí. Důležité je zde určení ohnutí proudu, které slouží pro výpočet rychlostního součinitele. V této fázi výpočtu není známý úhel α_2 , ten je právě nutný pro určení ohnutí proudu. V první fázi výpočtu byl úhel α_2 vhodně zvolen a následně po vypočítání úhlu α_2 byla tato hodnota dosazena na místo původní odhadované hodnoty. Tímto způsobem byl za pomoci iteračního počtu určen úhel α_2 dokud se veškeré hodnoty nevyrovnaly. Na obr. 4.5 jsou znázorněny rychlostní trojúhelníky, které slouží pro výpočet jednotlivých rychlostí.

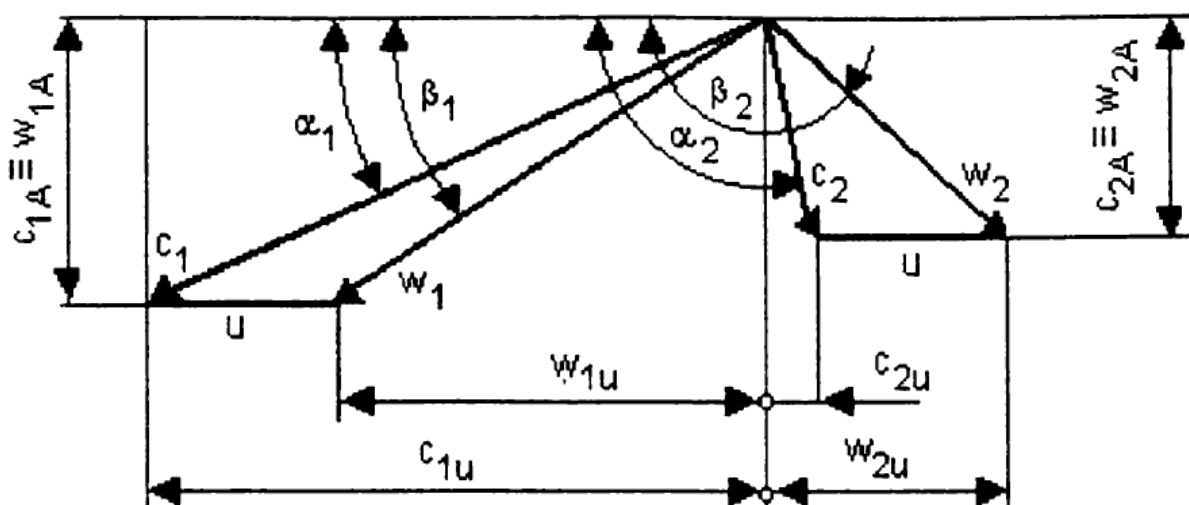
Výpočet rychlostního součinitele, ohnutí proudu byl nejdříve odhadnut a poté vypočítané v rovnici (4.58):

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,9814 [-] \quad (4.40)$$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 72714 + 25^2} \quad (4.41)$$

$$c_{1iz} = 372,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



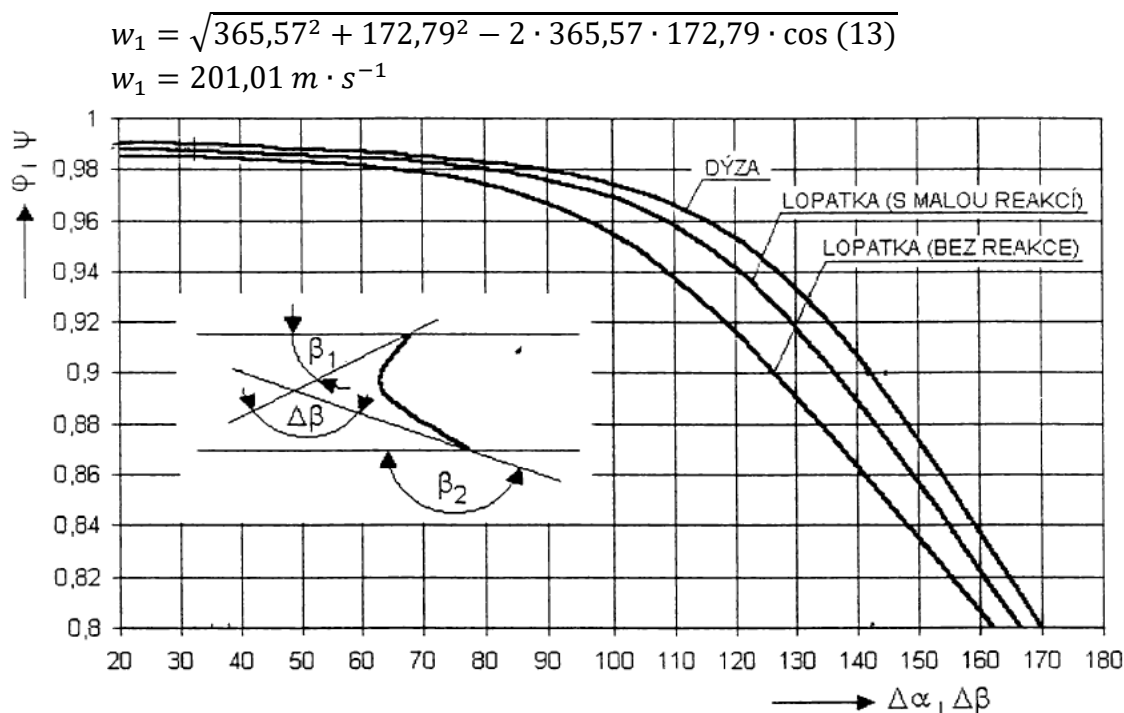
Obr. 4.5 Rychlostní trojúhelníky s označením rychlosti a úhlů [1]

Pro výpočet rychlostního trojúhelníku je nutné znát hodnoty rychlostních součinitelů. Ty se určí z grafu na obr. 4.6. Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je určena za pomoci rychlostního součinitele:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,9813 \cdot 372,15 = 365,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.42)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (4.43)$$



Obr. 4.6 Závislost rychlostního součinitele φ , ψ na ohnutí proudu $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ [1]

Složky rychlostní do obvodového a axiálního směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 365,57 \cdot \cos(13) = 356,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.44)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 356,20 - 172,79 = 183,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.45)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 365,57 \cdot \sin(13) = 82,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.46)$$

Úhel relativní rychlosti za státorem:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{183,41}{201,01}\right) = 24,15^\circ \quad (4.47)$$

Úhel relativní rychlosti za rotorem se volí, zpřesněn v rovnici (4.62), zde zpřesněná hodnota:

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - (3 \div 5)) = 180 - (24,15 - 3) = 156,26^\circ \quad (4.48)$$

Teoretická rychlost páry na výstupu z rotoru, nutné h_{iz} dosadit v [J/kg]:

$$w_{2,iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 72714 + 201,01^2} = 209,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.49)$$

Ohnutí proudu a rychlostní součinitel pro rotor, který byl určen z grafu na obr. 4.6:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 156,26 - 24,15 = 132,11^\circ \quad (4.50)$$

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0,9334 [-] \quad (4.51)$$

Skutečná relativní rychlost páry na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,9334 \cdot 209,85 = 195,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.52)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} = m \cdot s^{-1}$$

$$c_2 = \sqrt{195,89^2 + 172,79^2 - 2 \cdot 195,89 \cdot 172,79 \cdot \cos(180 - 156,26)} \quad (4.53)$$

$$c_2 = 79,13 m \cdot s^{-1}$$

Složky rychlostí do obvodového a axiálního směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 195,89 \cdot \cos(156,26) = 179,32 m \cdot s^{-1} \quad (4.54)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 179,32 - 172,79 = 6,53 m \cdot s^{-1} \quad (4.55)$$

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 195,89 \cdot \sin(156,26) = 78,86 m \cdot s^{-1} \quad (4.56)$$

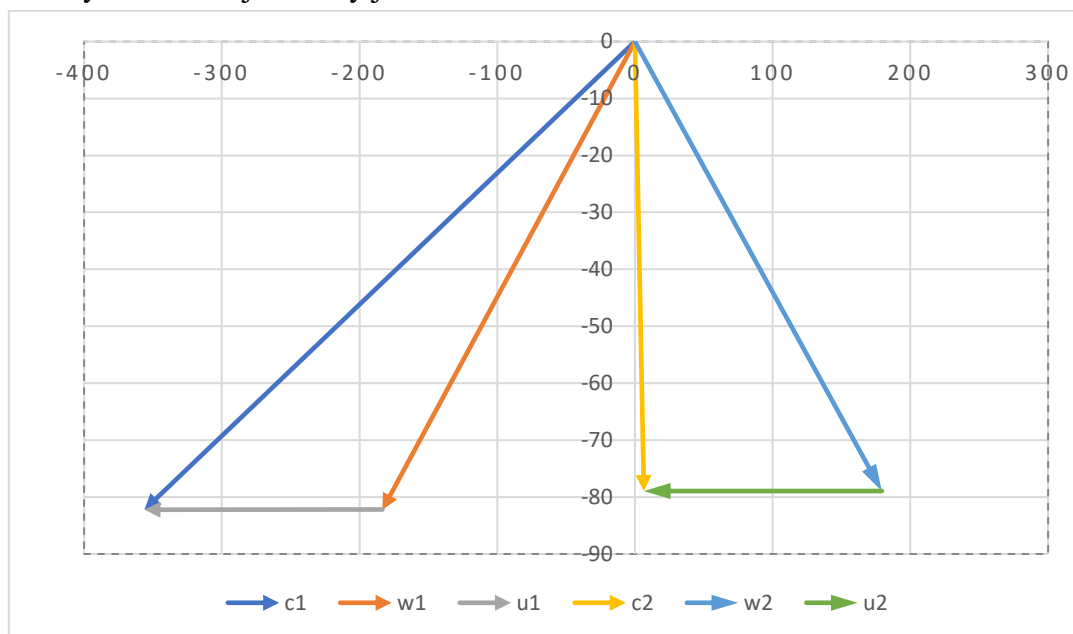
Úhel výstupní absolutní rychlosti z oběžných lopatek:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) = \arctg\left(\frac{78,86}{6,53}\right) = 91,36^\circ \quad (4.57)$$

Následně bylo možné vypočítat ohnutí proudu nutné pro výpočet rychlostního součinitele, který byl poté přepočítán:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 91,36 - 13 = 78,36^\circ \quad (4.58)$$

Výsledné rychlostní trojúhelníky jsou znázorněné na obr. 4.7:



Obr. 4.7 Rychlostní trojúhelníky

4.2.2 Výpočet průtočných průřezů

V této kapitole bude proveden návrh finální geometrie lopatek. Průtočný kanál je uvažován jako válcový a je zobrazený na obr. 4.8. Výstupní délka rozváděcích lopatek (dýz) vychází z rovnice kontinuity:

$$l_0 = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{94,4 \cdot 0,06717}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,435 \cdot 365,57 \cdot \sin(13)} \quad (4.59)$$

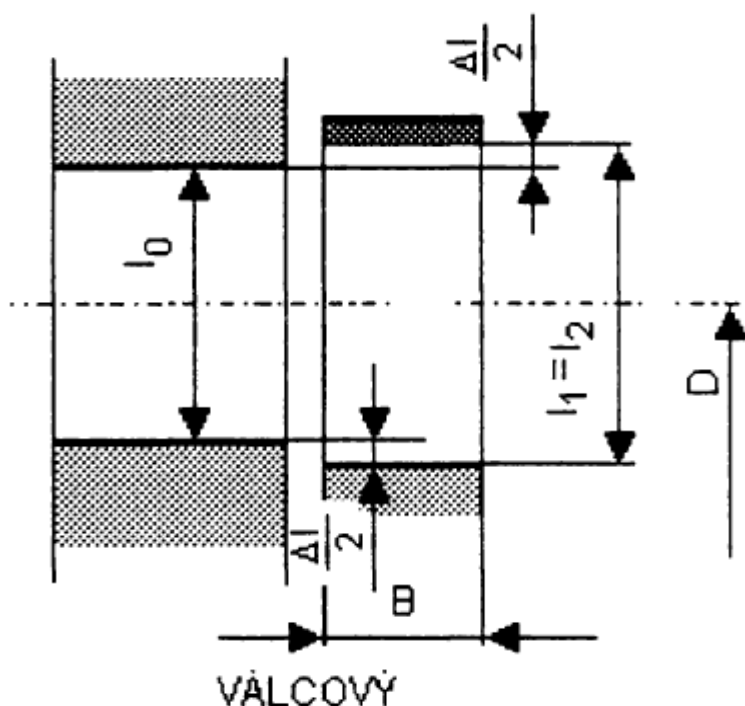
$$l_0 = 0,051 \text{ m}$$

Přesah lopatek byl zvolen:

$$\Delta l = 3 \text{ mm} \quad (4.60)$$

Délka oběžných lopatek je pro válcový průtočný kanál konstantní po celé šířce:

$$l_2 = l_1 = l_0 + \Delta l = 0,051 + 0,003 = 0,054 \text{ m} \quad (4.61)$$



Obr. 4.8 Průtočný kanál A-kola [1]

Dále je nutné dopočítat výstupní úhel z oběžných lopatek:

$$\beta_2 = 180 - \frac{\dot{M} \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} = 180 - \frac{94,4 \cdot 0,06779}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,435 \cdot 195,9 \cdot 0,054} \quad (4.62)$$

$$\beta_2 = 156,26^\circ$$

Přepočítání ohnutí proudu a rychlostního součinitele pro rotor, který byl určen z grafu na obr. 4.6:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 156,26 - 24,15 = 132,11^\circ \quad (4.63)$$

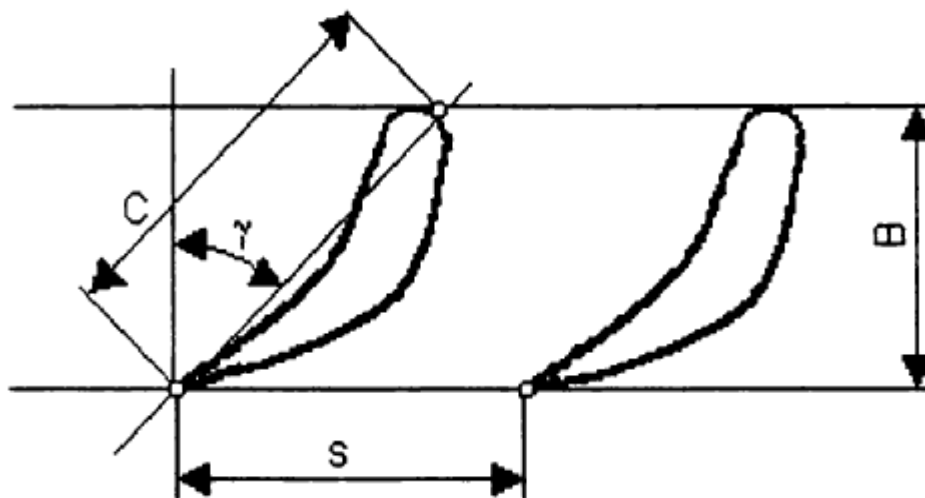
$$\psi = f(\Delta\beta) = 0,9334 [-] \quad (4.64)$$

4.2.3 Volba profilů:

Pro stator byl zvolen profil TS-1A a pro rotor byl zvolen 40TR3. Značení bylo zavedeno následovně: index „S“ náleží statoru a index „R“ náleží rotoru. Volba profilů byla optimalizována v závislosti na pevnostním výpočtu. Vstupní hodnoty byly získány z literatury [3] a jsou uvedeny současně s vypočtenými hodnotami v tab. 2. Výpočet byl proveden podle následujících vzorců, které byly určeny z obr. 4.9.

Šířka lopatky:

$$B = c \cdot \cos(\gamma) \quad (4.65)$$



Obr. 4.9 Označení rozměrů charakterizujících profil [1]

Rozteč lopatek pro zvolenou poměrnou rozteč:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) \quad (4.66)$$

Počet rotorových lopatek zaokrouhlený na celé číslo:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} \quad (4.67)$$

Statorové lopatky se netočí, a tudíž je potřeba vzít v úvahu ostříknutí lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon}{s} \quad (4.68)$$

Tab. 2 Parametry jednotlivých profilů [3]

	Označení	Stator	Rotor	Jednotka
Zvolený profil	-	TS-1A	40TR3	-
Ohybový moment	w_{\min}	-	0,7313	cm^3
Úhel nastavení profilu	γ	33	9,93	$^\circ$
Šířka lopatky	B	41,9	42,7	mm
Zvolená poměrná rozteč	s/c	0,8	0,6	-
Rozteč lopatky	s	40	26	mm
Délka těživy profilu	c	50	43,3	mm
Počet lopatek	z	16	133	-

U každého profilu byla provedena kontrola absolutní rychlosti, která se musí pohybovat v daném rozmezí. Kontrolní výpočet byl proveden ve výpočetní části práce a tato rozmezí byla splněna.

4.2.4 Energetické ztráty a výpočet výkonu

Energetická ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{372,51^2}{2} \cdot (1 - 0,9814^2) = 2,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.69)$$

Energetická ztráta v oběžném lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{209,85^2}{2} \cdot (1 - 0,9334^2) = 2,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.70)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{79,13^2}{2} = 3,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.71)$$

Obvodová účinnost stupně je podíl obvodové práce a celkové využitelné energie ze stupně:

$$\eta_u = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(72,71 + \frac{25^2}{2}\right) - 2,7 - 2,83 - 3,13}{72,71 + \frac{25^2}{2}} \quad (4.72)$$

$$\eta_u = 0,88 [-]$$

Pro vypočítání vnitřní termodynamické účinnosti je nutné dopočítat dílčí poměrné ztráty. První z těchto ztrát bude poměrná ztráta třením (ventilací) disku. Abychom mohli stanovit tuto ztrátu, je nejdříve potřeba znát průtočný průřez pro páru:

$$S = \pi \cdot D_s \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,054 \cdot 0,435 \cdot \sin(13) \quad (4.73)$$

$$S = 0,01826 \text{ m}^2$$

Dále je potřeba určit konstantu $k_{tř}$:

$$k_{tř} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3} = 0,00065 [-] \quad (4.74)$$

Poměrná ztráta třením disku:

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_s^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 = 0,00065 \cdot \frac{1,1^2}{0,01826} \cdot \left(\frac{172,79}{\sqrt{2 \cdot 72,71}}\right)^3 \quad (4.75)$$

$$\xi_5 = 0,004 [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostríkem se skládá ze ztrát vznikajících ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \cdot \frac{0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \quad (4.76)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(13)} \cdot \frac{0,5 \cdot (1 - 0,435)}{0,435} \cdot \left(\frac{172,79}{\sqrt{2 \cdot 72,71}}\right)^3 = 0,0302 [-]$$

A ze ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku, přičemž je nutné znát počet segmentů po obvodu:

$$z_{segm} = 1 [-] \quad (4.77)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (4.78)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{43,3 \cdot 0,054}{0,01826} \cdot \left(\frac{172,79}{\sqrt{2 \cdot 72,71}} \right)^3 \cdot 0,88 \cdot 1 = 0,0175 [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0302 + 0,0175 = 0,0302 [-] \quad (4.79)$$

Další ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Abychom získali tuto ztrátu je nutné postupovat následovně. Nejdříve se musí provést výpočet stupně reakce na špici lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_s}{l_1}}{1 + \frac{D_s}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{1,1}{0,054}}{1 + \frac{1,1}{0,054}} = 0,094 [-] \quad (4.80)$$

Volba radiální mezery:

$$\delta = \frac{1}{1000} \cdot D_s + 0,2 = \frac{1}{1000} \cdot 1,1 + 0,2 = 0,0013 \text{ m} \quad (4.81)$$

Průřez radiální mezery:

$$S_{1R} = \pi \cdot (D_s + l_1) \cdot \delta = \pi \cdot (1,1 + 0,054) \cdot 0,0013 = 0,0047 \text{ m}^2 \quad (4.82)$$

Průtokový součinitel:

$$\mu_1 = 0,5 [-] \quad (4.83)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,0047 \cdot 0,88}{0,01826} \cdot \sqrt{\frac{0,094}{1 - 0,05}} \quad (4.84)$$

$$\xi_7 = 0,0538 [-]$$

Poslední poměrná ztráta je ztráta vlhkostí páry. Vzhledem k tomu, že se jedná o mokrou páru, musí být brána v potaz i tato ztráta. Aby bylo možné vypočítat tuto ztrátu, je třeba znát suchosti páry:

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 1 [-] \quad (4.85)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,97 \quad (4.86)$$

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{1 + 0,97}{2} = 0,0177 [-] \quad (4.87)$$

Po vypočtení veškerých ztrát byla stanovena vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\begin{aligned}\eta_{tdi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 - \xi_x \\ \eta_{tdi} &= 0,88 - 0,004 - 0,0302 - 0,0538 - 0,0177 = 0,776 [-]\end{aligned}\quad (4.88)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$\begin{aligned}P_i^{RS} &= \dot{M} \cdot \left(\frac{c_0^2}{2} + h_{iz} \right) \cdot \eta_{tdi} = 94,4 \cdot \left(\frac{25^2}{2} + 72,71 \right) \cdot 0,776 \\ P_i^{RS} &= 5229 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.89)$$

Vnitřní výkon stupně by se neměl lišit o více než 5 % s předběžným výpočtem:

$$\frac{P_{i,předb}}{P_i^{RS}} = \frac{5109}{5229} = 4,66 \% \quad (4.90)$$

Tato podmínka je splněna.

Tlakové číslo stupně by se mělo pohybovat v rozmezí 4 až 7. Nejvyšší účinnosti je však dosaženo v rozmezí 4,5 až 5,5 [5]. Tlakové číslo se stanoví:

$$\psi^{RS} = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{72,71}{\frac{1}{2} \cdot 172,79^2} = 4,87 [-] \quad (4.91)$$

Tato podmínka je také splněna.

Na závěr této kapitoly je potřeba stanovit koncový bod expanze, který bude potřeba pro další návrh. Skutečný entalpický spád:

$$a_i = \left(\frac{c_0^2}{2} + h_{iz} \right) \cdot \eta_{tdi} = \left(\frac{25^2}{2} + 72,71 \right) \cdot 0,776 = 55,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.92)$$

Celková a statická entalpie na konci expanze:

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - a_i = 2799,3 + \frac{25^2}{2000} - 55,63 = 2742,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.93)$$

$$i_2 = i_{2c} - \frac{c_2^2}{2} = 2742,98 - \frac{79,13^2}{2} = 2739,85 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.94)$$

4.3 Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrola slouží pro zjištění tahového a ohybového napětí rotorových lopatek. Dále zde bude vypočtena celková axiální síla, která bude využita pro pozdější výpočet vyrovnávacího pístu. Výpočet bude proveden podle postupu uvedeného v literatuře [4].

Počet ostříknutých lopatek:

$$z_o = \varepsilon \cdot z_R = 0,435 \cdot 133 = 58 \text{ ks} \quad (4.95)$$

Síla v obvodovém směru, která působí na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{M} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_o} = 94,4 \cdot \frac{356,2 - 6,53}{58} = 569,25 \text{ N} \quad (4.96)$$

Axiální síla na jednu ostříkнутou lopatku:

$$F_{a1} = \dot{M} \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z_o} + \frac{\pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2)}{z_R}$$

$$F_{a1} = 94,4 \cdot \frac{82,24 - 78,86}{58} + \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,054 \cdot (29,13 - 28,56)}{133} \quad (4.97)$$

$$F_{a1} = 82,2 \text{ N}$$

Celková axiální síla bude potřeba pro návrh vyrovnávacího pístu a axiálního ložiska:

$$F_a = \dot{M} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2)$$

$$F_a = 94,4 \cdot (82,24 - 78,86) + 3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,054 \cdot (29,13 - 28,56) = \quad (4.98)$$

$$F_a = 10,52 \text{ kN}$$

Moment působící na oběžnou lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 569,25 \cdot \frac{0,054}{2} = 15,37 \text{ Nm} \quad (4.99)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_{a1} \cdot \frac{l_2}{2} = 82,2 \cdot \frac{0,054}{2} = 2,22 \text{ Nm} \quad (4.100)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{15,37^2 + 2,22^2} = 15,53 \text{ Nm} \quad (4.101)$$

Aby bylo možné stanovit ohybové napětí v patním průřezu oběžné lopatky, je nutné znát ohybový modul průřezu. Ten byl stanoven v tab. 2 a má hodnotu:

$$W_{min} = 0,7313 \text{ cm}^3 \quad (4.102)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{15,53}{0,7313} = 21,23 \text{ MPa} \quad (4.103)$$

Pro výpočet tahového napětí působícího na oběžnou lopatku je nutné určit několik parametrů. Prvním je úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.104)$$

Hustota, která bude uvažována:

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.105)$$

Průřez lopatky pro daný profil:

$$S_p = 4,283 \text{ cm}^2 \quad (4.106)$$

Díky těmto parametrům lze určit odstředivou sílu působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = \rho \cdot S_p \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 = 7850 \cdot 4,283 \cdot 10^{-4} \cdot 0,054 \cdot \frac{1,1}{2} \cdot 314,14^2$$
$$F_{od} = 9,855 \text{ kN} \quad (4.107)$$

K této síle musí být připočtena odstředivá síla od bandáže, tudíž je nutné zvolit tloušťku bandáže:

$$t_b = 0,003 \text{ m} \quad (4.108)$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = D_s + l_2 + t_b = 1,1 + 0,054 + 0,003 = 1,16 \text{ m} \quad (4.109)$$

Odstředivá síla od bandáže:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot \frac{D_b}{2} \cdot t_b \cdot \omega^2}{z_R}$$
$$F_{od,b} = \frac{7850 \cdot 3,14 \cdot 0,054 \cdot \frac{1,16}{2} \cdot 0,003 \cdot 314,16^2}{133} = 1715,1 \text{ N} \quad (4.110)$$

Celková odstředivá síla působící na jednu rotorovou lopatku:

$$F_{od,c} = F_{od} + F_{od,b} = 9,855 + 1,715 = 11570,5 \text{ kN} \quad (4.111)$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od,c}}{S_p} = \frac{11570,5}{4,283 \cdot 10^{-4}} = 27,01 \text{ MPa} \quad (4.112)$$

5 Předběžný návrh stupňové části

V této kapitole je řešen předběžný výpočet stupňové části s přetlakovým lopatkováním. Cílem předběžného návrhu je stanovení počtu stupňů a předběžná volba geometrie první a poslední lopatkové řady jednotlivých kuželů. Dále zde budou také určeny ztráty, stanovena termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupňové části. Turbína bude rozdělena na několik částí (kuželů). Celkový počet kuželů bude stanoven s ohledem na počet odběrů. Z těchto získaných parametrů poté bude vycházet detailní návrh stupňové části metodou c_a/u . Tuto metodu lze použít při splnění těchto předpokladů [3]:

- hmotnostní průtok skupinou stupňů se nemění (není mezi nimi odběr)
- proudění je sledováno ne středním průměru po válcové ploše
- axiální rychlost na výstupu a vstupu ze stupně je stejná
- stupeň reakce je 0,5, (rychlostní trojúhelníky jsou symetrické)

Přesnost této metody závisí na dodržení těchto předpokladů a také pokud měrný objem páry při expanzi nevzrůstá příliš rychle a střední průměry prvního a posledního stupně se příliš neliší [3]. Výpočet v této kapitole bude proveden dle metodiky uvedené v literatuře [3].

5.1 Předběžný návrh prvního kužele

V této kapitole bude popsán výpočet prvního kuželu, tj. kužel následující za regulačním stupněm. Tento výpočet má zejména informativní charakter a hodnoty v detailním výpočtu se mohou lišit. Následující kužely se počítají podle obdobné metodiky. Výpočet bude proveden pouze pro první kužel a pro zbylé kužely budou vypočítané hodnoty uvedeny v kapitole 5.2.

5.1.1 Stav páry na vstupu a na výstupu

Parametry páry na vstupu do prvního kuželu byly vypočítány v regulačním stupni. U následujících kuželů jsou parametry vždy rovny parametrům páry na výstupu z předchozího kuželu. Vstupní parametry do prvního kužele:

$$p_1^I = 29,18 \text{ bar} \quad (5.1)$$

$$i_1^I = 2745,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.2)$$

$$t_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 232,32 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.3)$$

$$s_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 6,083 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.4)$$

$$v_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 0,06639 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.5)$$

Tlak na výstupu z kužele byl stanoven v tepelném schématu a rovná se tlaku v druhém odběru:

$$p_n^I = p_{VT01} = 12,86 \text{ bar} \quad (5.6)$$

Entalpie izoentropické expanze na konci kužele:

$$i_{n,iz}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 2593,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.7)$$

Teplota izoentropické expanze:

$$t_{n,iz}^I = f(p_n^I; i_{n,iz}^I) = 191,11 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.8)$$

Izoentropický spád prvního kužele:

$$H_{iz}^I = i_1^I - i_{n,iz}^I = 2745,62 - 2593,55 = 152,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.9)$$

Vnitřní termodynamická účinnost kužele byla nejdříve odhadnuta a poté vypočítaná v rovnici (5.59), zde je uvedena vypočítaná hodnota:

$$\eta_{tdi}^I = 0,77 [-] \quad (5.10)$$

Předběžný skutečný spád kužele:

$$H_p^I = H_{iz}^I \cdot \eta_{tdi}^I = 152,07 \cdot 0,77 = 117,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.11)$$

Předběžné parametry páry na výstupu z prvního kužele:

$$i_{np}^I = i_1^I - H_p^I = 2745,62 - 117,51 = 2628,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.12)$$

$$t_{np}^I = f(p_n^I; i_{np}^I) = 191,11 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.13)$$

$$v_{np}^I = f(p_n^I; i_{np}^I) = 0,14065 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.14)$$

Hmotnostní průtok páry pro první kužel musí být ponížěn o první odběr, který vede do VTO2. V této části výpočtu se ještě neuvažuje odběr páry pro vyrovnávací píst. První odběr je odveden hned za regulačním stupněm a do stupňové části tedy proudí:

$$\dot{M}^{II} = 87,76 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.15)$$

5.1.2 Předběžný výpočet Parsonsovou metodou

Na začátku je nutné zvolit střední Parsonsovo číslo, které se obvykle volí v rozmezí 0,6 až 0,85:

$$Pa_s = 0,8 [-] \quad (5.16)$$

U prvního a posledního stupně se očekává pokles o 5 až 10 % oproti střednímu Parsonsovu číslu:

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72 [-] \quad (5.17)$$

$$Pa_n = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72 [-] \quad (5.18)$$

Volba výstupního úhlu lopatky je možná v rozsahu 12 až 36°. Na prvních stupních je nejmenší a postupně roste s axiální délkou turbíny. Na posledním stupni dosahuje nejvyšší hodnoty. Pro první statorovou lopatku prvního kužele byl zvolen výstupní úhel:

$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (5.19)$$

Na základě znalosti těchto hodnot bylo možné dále určit poměr c_a/u , který byl určen z obr. 5.1:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = f(Pa_1; \alpha_1) = 0,261 [-] \quad (5.20)$$

Volba délky první lopatky:

$$l_1 = 0,094 \text{ m} \quad (5.21)$$

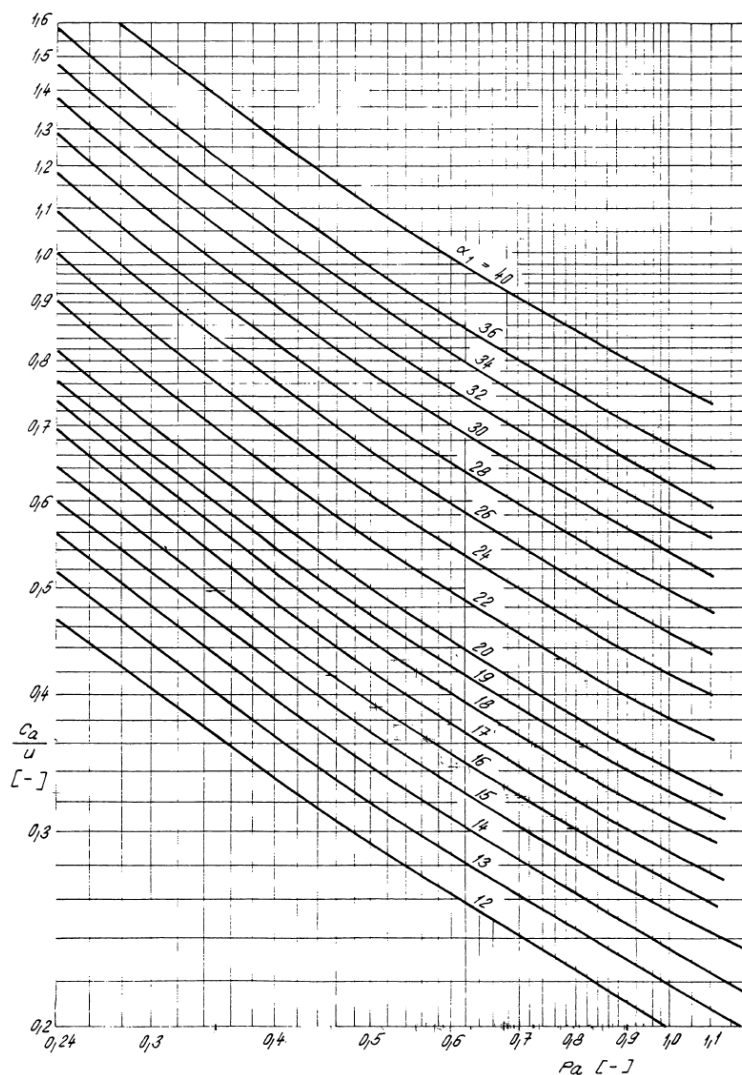
Střední průměr první lopatkové řady:

$$D_1^I = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}^{II} \cdot v_1^I}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{87,76 \cdot 0,06639}{50 \cdot 0,094 \cdot 0,261}} = 0,694 \text{ m} \quad (5.22)$$

Poté byl vypočítán patní průměr, který je stejný pro celý kužel a vnější průměr první lopatkové řady:

$$D_{1p}^I = D_1^I - l_1 = 0,694 - 0,094 = 0,6 \text{ m} \quad (5.23)$$

$$D_{1v}^I = D_1^I + l_1 = 0,694 + 0,094 = 0,756 \text{ m} \quad (5.24)$$



Obr. 5.1 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [1]

Střední obvodová rychlost pro první řadu lopatek by neměla překonat 320 m/s a vypočítá se:

$$u_1 = \pi \cdot n \cdot D_1^I = 3,14 \cdot 50 \cdot 0,694 = 109,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.25)$$

Geometrie pro první řadu lopatek byla stanovena a obdobným způsobem bude stanovena geometrie i pro poslední řadu lopatek. Výstupní úhel rotorových lopatek byl zvolen:

$$\alpha_n = 14^\circ \quad (5.26)$$

Parsonsovo číslo pro poslední rotorovou řadu bylo stanoveno v (5.18), je tedy možný určit poměr c_a/u :

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = f(Pa_n; \alpha_n) = 0,28 [-] \quad (5.27)$$

Délku lopatek poslední řady většinou není možné zvolit, a proto je nutné zvolit poměr $(l/D)_n$. Tento poměr se volí tak, aby patní průměr byl stejný pro celý kužel. Současně by poměr dle doporučení neměl přesáhnout hodnotu 0,1. Pokud hodnota poměru bude větší než 0,1, správně by se měly volit zkrucované listy lopatek. Pro zjednodušení výpočtu bude uvažován výpočet pro prizmatické listy lopatek. Poměr $(l/D)_n$ byl zvolen:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,21 \quad (5.28)$$

Potom střední průměr poslední lopatkové řady je:

$$D_n^l = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}^{II} \cdot v_n^l}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{87,76 \cdot 0,14065}{3,14^2 \cdot 0,28 \cdot 0,21 \cdot 50}} = 0,756 \text{ m} \quad (5.29)$$

Délka poslední lopatky:

$$l_n = D_n^l \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,756 \cdot 0,21 = 0,156 \text{ m} \quad (5.30)$$

Patní průměr poslední lopatkové řady musí být stejný jako první lopatkové řady:

$$D_{np}^l = D_n^l - l_n = 0,756 - 0,156 = 0,6 \text{ m} \quad (5.31)$$

Vnější průměr poslední řady:

$$D_{nv}^l = D_n^l + l_n = 0,756 + 0,156 = 0,912 \text{ m} \quad (5.32)$$

Obvodová rychlost na patě nesmí přesáhnout 200 m/s a stanoví se:

$$u_p = \pi \cdot D_{np}^l \cdot n = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 50 = 94,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.33)$$

Střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n = 3,14 \cdot \left(\frac{0,694 + 0,756}{2}\right) \cdot 50$$

$$u_s = 113,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.34)$$

Počet stupňů přetlakového lopatkování:

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}^l}{u_s^2} = \frac{0,8 \cdot 152,08}{113,88^2} = 9,38 \rightarrow 9 [-] \quad (5.35)$$

5.1.3 Výpočet ztrát a účinnost stupňové části parní turbíny

Účinnost bude stanovena v závislosti na jednotlivých ztrátách v lopatkování, a to konkrétně ztráta radiální mezerou, rozvějířením a vlhkostí páry. Jako první z těchto ztrát bude vyjádřena ztráta radiální mezerou. Pro stanovení této ztráty bylo nejdříve potřeba určit toleranci radiální vůle v lopatkování:

$$x_{t1} = 0,3 \text{ mm} \quad (5.36)$$

$$x_{tn} = 0,3 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Radiální vůle poté jsou:

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x_{t1} = \frac{0,788}{1000} + 0,3 = 1,1 \text{ mm} \quad (5.38)$$

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x_{tn} = \frac{0,912}{1000} + 0,3 = 1,2 \text{ mm} \quad (5.39)$$

Poměrné ztráty radiální mezerou:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,0011}{0,094} \cdot 4,5 = 0,067 [-] \quad (5.40)$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,0012}{0,156} \cdot 4,5 = 0,043 [-] \quad (5.41)$$

Střední poměrné ztráty radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0,067 + 0,043}{2} = 0,055 [-] \quad (5.42)$$

Poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1^I}\right)^2 = \left(\frac{0,094}{0,694}\right)^2 = 0,018 [-] \quad (5.43)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n^I}\right)^2 = \left(\frac{0,156}{0,756}\right)^2 = 0,043 [-] \quad (5.44)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = \frac{0,018 + 0,043}{2} = 0,03 [-] \quad (5.45)$$

Poslední a nejvýraznější ztráta je ztráta vlhkostí páry. Ze zadaných parametrů a z předchozího výpočtu bylo zjištěno, že turbína bude pracovat už od regulačního stupně v oblasti mokré páry, a tudíž ztráta vlhkostí páry bude mít velký vliv. Zejména u následujících kuželů, kdy se bude snižovat suchost páry, tato ztráta výrazně poroste. Suchost páry na začátku a na konci prvního kužele je:

$$x_1 = f(p_1^I; i_1^I) = 0,968 [-] \quad (5.46)$$

$$x_n = f(p_n^I; i_n^I) = 0,93 [-] \quad (5.47)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_n}{2} = 1 - \frac{0,968 + 0,93}{2} = 0,051 [-] \quad (5.48)$$

Faktor zpětného využití ztrát, kde t je [°C] a T je [K]:

$$(1 + f) = \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi}^I) \cdot \frac{t_1 - t_{n,iz}}{T_1 + T_2} =$$

$$(1 + f) = \frac{9 - 1}{9} \cdot (1 - 0,77) \cdot \frac{232,32 - 191,11}{273,15 \cdot (232,32 + 191,11)} \quad (5.49)$$

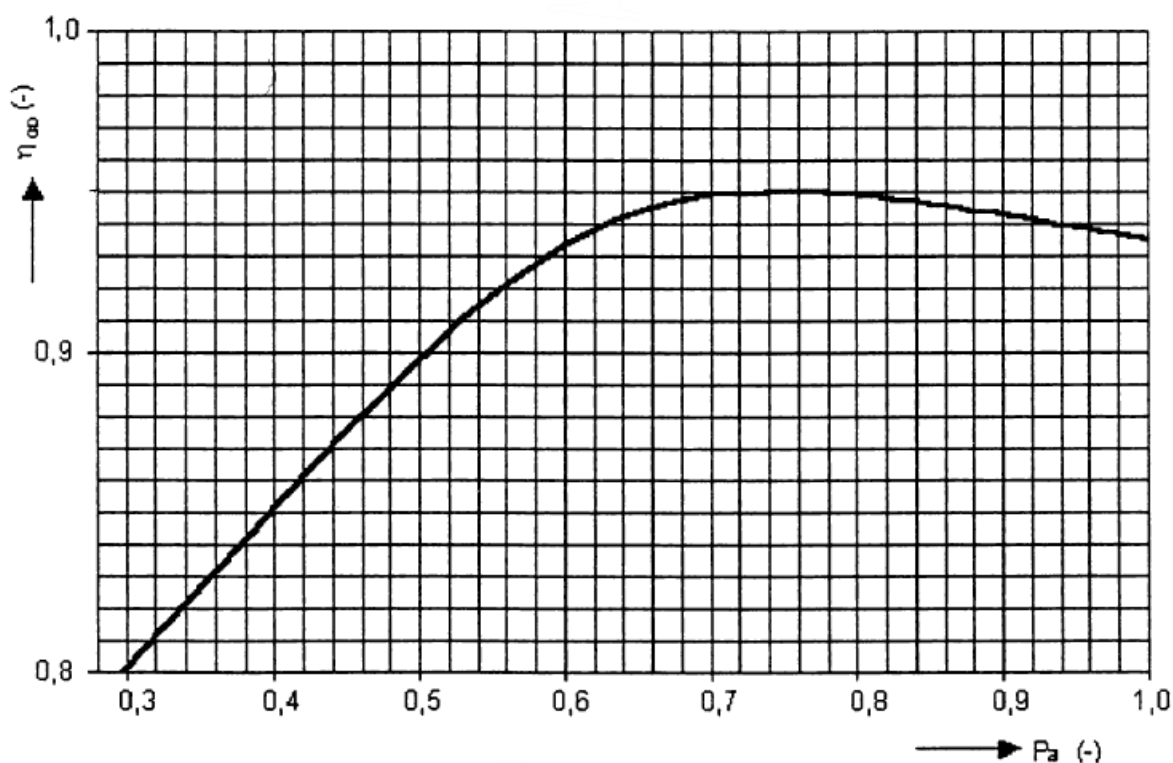
$$(1 + f) = 1,009[-]$$

Obvodová účinnost se určí z obr. 5.2:

$$\eta_{\infty} = 0,951[-] \quad (5.50)$$

Poté byla určena vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez uvažování ztrát výstupní rychlosti:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_{\infty} + (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \\ \eta_i &= 0,951 + 1,009 \cdot (1 - 0,055 - 0,03 - 0,051) = 0,828[-] \end{aligned} \quad (5.51)$$



Obr. 5.2 Obvodová účinnost

5.1.4 Konečný stav a výkon

Entalpie páry na výstupu při zanedbání vstupní a výstupní kinetické energie:

$$i_n = i_1 - H_{iz} \cdot \eta_i = 2745,62 - 152,07 \cdot 0,828 = 2648,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.52)$$

Zbývající parametry páry na výstupu:

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,1422 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.53)$$

$$s_n = f(p_n; i_n) = 6,201 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.54)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování:

$$c_{An} = \frac{\dot{M}^{II} \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{87,76 \cdot 0,1422}{3,14 \cdot 0,756 \cdot 0,156} = 33,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.55)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně:

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n) - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} \quad (5.56)$$

$$c_{2n} = 33,68 \cdot \sqrt{[\cotg(14) - 0,28]^2 + 1} = 130,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlosti:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{130,11^2}{2} = 8,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.57)$$

Následně lze stanovit měrnou práci, která zahrnuje veškeré ztráty:

$$a_i = \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz} \right) \cdot \eta_i - z_c = \left(\frac{3,89^2}{2} + 152,07 \right) \cdot 0,828 - 8,46 \quad (5.58)$$

$$a_i = 117,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny:

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}} = \frac{117,49}{\frac{3,89^2}{2} + 152,07} = 0,773 [-] \quad (5.59)$$

Jako poslední byl stanoven vnitřní výkon stupňové části přetlakového lopatkování:

$$P_i = a_i \cdot \dot{M}^I = 117,49 \cdot 87,76 = 10\,311 \text{ kW} \quad (5.60)$$

Pro zbylých sedm kuželů je postup výpočtu stejný. Vstupními parametry do následujícího kuželu jsou vždy výstupní parametry předchozího kuželu.

5.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu

Celkem bylo navrženo osm kuželů o celkovém počtu 30 stupňů. Předběžný návrh vycházel z predikovaných hodnot z tepelného schématu a regulačního stupně. Výsledkem předběžného výpočtu je stanovení přibližného počtu stupňů a určení geometrie, která slouží pro prvotní výpočet detailního návrhu stupňové části. Na základě stanovených hodnot bylo možné vytvořit předběžný návrh průtočného kanálu, který je zobrazen na obr. 5.3 a průběh tlaku a měrného objemu v jednotlivých stupních, který je znázorněn v grafu na obr. 5.4.

Tab. 3 Výsledné parametry předběžného návrhu I až IV kuželu 1. část

Značka	Jednotka	Kužel			
		I	II	III	IV
Stav páry na vstupu					
p_1	bar	30,00	12,86	6,92	4,57
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2745,62	2648,31	2585,64	2551,32
t_1	$^{\circ}\text{C}$	232,32	191,11	164,47	148,49
s_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,083	6,201	6,307	6,394
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,066	0,142	0,252	0,371
Stav páry na výstupu					
p_n	bar	12,86	6,92	4,57	2,06
$i_{n,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2593,55	2538,91	2515,04	2422,68
$t_{n,iz}$	$^{\circ}\text{C}$	191,11	164,47	148,49	121,22
H_{iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	152,07	109,40	70,60	128,65
η_{tdi}	-	0,77	0,71	0,61	0,67
H	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	117,49	77,89	43,34	85,94
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2628,13	2570,43	2542,30	2465,38
t_n	$^{\circ}\text{C}$	191,11	164,47	148,49	121,22
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,14	0,25	0,37	0,77
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	87,76	82,45	79,95	75,23
Geometrie první řady					
Pa_s	-	0,8	0,8	0,8	0,8
Pa_1	-	0,72	0,72	0,72	0,72
α_1	$^{\circ}$	13	13	15	15
$(c_a/u)_1$	-	0,261	0,261	0,300	0,300
l_1	m	0,094	0,140	0,165	0,200
D_1	m	0,694	0,807	0,908	0,970
D_{1p}	m	0,600	0,667	0,743	0,770
D_{1v}	m	0,788	0,947	1,073	1,170
u_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	109,01	126,76	142,63	152,37
Geometrie poslední řady a počet stupňů					
Pa_n	-	0,72	0,72	0,72	0,72
α_n	$^{\circ}$	14	16	16	20
$(c_a/u)_n$	-	0,280	0,318	0,318	0,405
$(l/D)_n$	-	0,207	0,214	0,219	0,258
D_n	m	0,756	0,849	0,951	1,038
l_n	m	0,156	0,182	0,208	0,268
D_{np}	m	0,600	0,667	0,743	0,770
D_{nv}	m	0,912	1,031	1,159	1,306
u_p	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	94,25	104,77	116,71	120,95
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	113,88	130,06	146,01	157,71
z	-	9	5	3	4

Tab. 3 Výsledné parametry předběžného návrhu I až IV kuželu 2. část

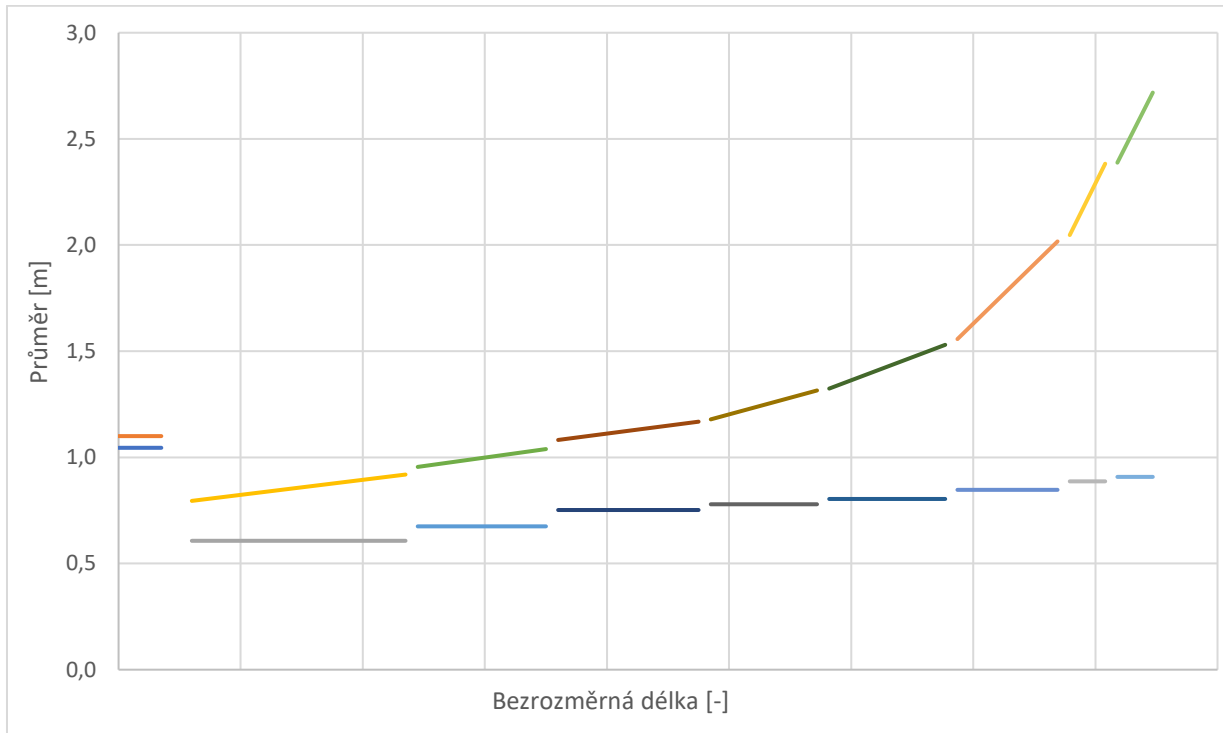
Ztráty					
x_{t1}	mm	0,3	0,3	0,3	0,3
x_{tn}	mm	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,1	1,2	1,4	1,5
k_n	mm	1,2	1,3	1,5	1,6
ξ_{k1}	-	0,0670	0,0482	0,0464	0,0405
ξ_{kn}	-	0,0433	0,0396	0,0389	0,0319
ξ_k	-	0,0551	0,0439	0,0427	0,0362
ξ_{v1}	-	0,0183	0,0301	0,0330	0,0425
ξ_{vn}	-	0,0426	0,0460	0,0478	0,0667
ξ_v	-	0,0305	0,0380	0,0404	0,0546
x_1	-	0,968	0,930	0,915	0,909
x_n	-	0,930	0,915	0,909	0,898
ξ_x	-	0,051	0,078	0,088	0,096
$1+f$	-	1,009	1,007	1,005	1,008
η_∞	-	0,951	0,951	0,951	0,951
η_i	-	0,828	0,805	0,792	0,780
Konečný stav a výkon					
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2648,31	2585,64	2551,32	2484,33
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,142	0,252	0,371	0,773
s_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,201	6,307	6,394	6,550
c_{an}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	33,68	42,87	47,71	66,50
c_{2n}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	130,11	142,46	158,54	169,37
z_c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	8,46	10,15	12,57	14,34
H_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	117,49	77,89	43,34	85,94
η_{tdi}	-	0,773	0,712	0,614	0,668
P_i	kW	10311	6422	3465	6465

Tab. 4 Výsledné parametry předběžného návrhu V až VIII kuželu 1. část

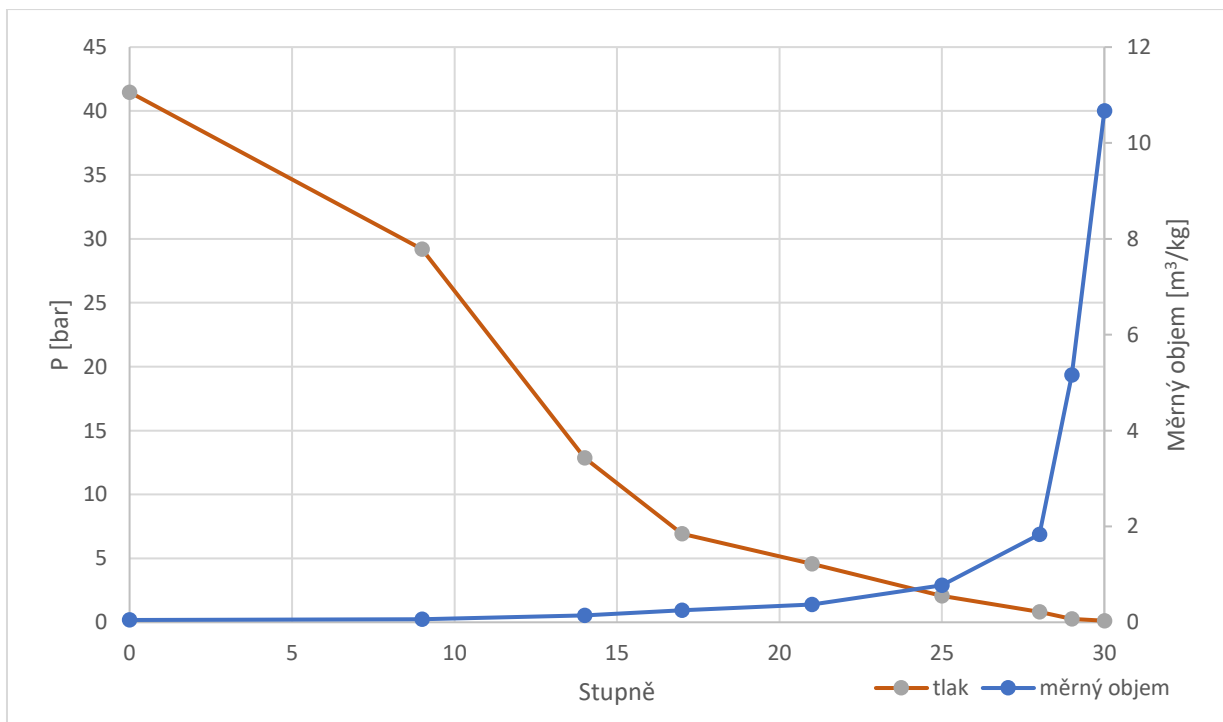
Značka	Jednotka	Kužel			
		V	VI	VII	VIII
Stav páry na vstupu					
p_1	bar	2,06	0,81	0,27	0,12
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2484,33	2416,18	2354,86	2330,30
t_1	$^{\circ}\text{C}$	121,22	93,89	66,51	50,08
s_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,550	6,749	7,026	7,266
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,773	1,832	5,158	10,670
Stav páry na výstupu					
p_n	bar	0,81	0,27	0,12	0,06
$i_{n,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2343,20	2260,81	2252,72	2229,86
$t_{n,iz}$	$^{\circ}\text{C}$	93,89	66,51	50,08	35,00
H_{iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	141,13	155,37	102,14	100,44
η_{tdi}	-	0,64	0,56	0,37	0,23
H	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	90,38	86,60	37,77	22,89
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2393,95	2329,58	2317,09	2307,41
t_n	$^{\circ}\text{C}$	93,89	66,51	50,08	35,00
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	1,81	5,09	10,60	22,53
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	70,87	66,81	63,00	63,00
Geometrie první řady					
Pa_s	-	0,8	0,8	0,8	0,8
Pa_1	-	0,72	0,72	0,72	0,72
α_1	$^{\circ}$	19	24	26	32
c_a/u	-	0,384	0,493	0,537	0,690
l_1	m	0,260	0,355	0,580	0,740
D_1	m	1,054	1,191	1,454	1,633
D_{1p}	m	0,794	0,836	0,874	0,893
D_{1v}	m	1,314	1,546	2,034	2,373
u_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	165,56	187,08	228,39	256,51
Geometrie poslední řady a počet stupňů					
Pa_n	-	0,72	0,72	0,72	0,72
α_n	$^{\circ}$	26	28	32	36
$(c_a/u)_n$	-	0,537	0,586	0,690	0,788
$(l/D)_n$	-	0,314	0,411	0,461	0,531
D_n	m	1,156	1,420	1,620	1,902
l_n	m	0,362	0,584	0,746	1,009
D_{np}	m	0,794	0,836	0,874	0,893
D_{nv}	m	1,518	2,004	2,366	2,911
u_p	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	124,72	131,32	137,29	140,27
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	173,57	205,07	241,43	277,64
z	-	4	3	1	1

Tab. 4 Výsledné parametry předběžného návrhu V až VIII kuželu 2. část

Ztráty					
x_{t1}	mm	0,3	0,3	0,3	0,3
x_{tn}	mm	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,6	1,8	2,3	2,7
k_n	mm	1,8	2,3	2,7	3,2
ξ_{k1}	-	0,0329	0,0266	0,0202	0,0182
ξ_{kn}	-	0,0261	0,0200	0,0181	0,0156
ξ_k	-	0,0295	0,0233	0,0191	0,0169
ξ_{v1}	-	0,0609	0,0888	0,1591	0,2053
ξ_{vn}	-	0,0981	0,1691	0,2121	0,2814
ξ_v	-	0,0795	0,1290	0,1856	0,2434
x_1	-	0,898	0,890	0,887	0,885
x_n	-	0,890	0,887	0,885	0,882
ξ_x	-	0,106	0,112	0,111	0,106
$1+f$	-	1,010	1,011	1,000	1,000
η_∞	-	0,951	0,951	0,951	0,951
η_i	-	0,754	0,708	0,650	0,603
Konečný stav a výkon					
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2416,18	2354,86	2330,30	2316,51
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	1,832	5,158	10,670	22,622
s_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,749	7,026	7,266	7,547
c_{an}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	98,77	132,26	177,06	236,40
c_{2n}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	179,12	216,34	239,38	274,32
z_c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	16,04	23,40	28,65	37,63
H_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	90,38	86,60	37,77	22,89
η_{tdi}	-	0,640	0,557	0,370	0,228
P_i	kW	6405	5786	2380	1442



Obr. 5.3 Geometrie předběžného návrhu stupňové části



Obr. 5.4 Průběh tlaku a měrného objemu

6 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh stupňové části přetlakového lopatkování bude probíhat podle metody c_a/u . Postup výpočtu této metody je uvedený v literatuře [3]. Výpočet bude probíhat od konce, tedy od posledního stupně k prvnímu. V kapitole 0 bude znázorněn výpočet posledního stupně. Metodika pro výpočet dalších stupňů je obdobná, tudíž výsledky zbylých stupňů budou uvedeny v kapitole 6.3. Mezi sledované parametry patří stupeň reakce, tlakové číslo a účinnost stupně. Dále bude ještě proveden pevnostní výpočet jednotlivých stupňů, kde bude kontrolováno tahové a ohybové napětí.

Výpočet je iteračního charakteru a v rámci optimalizačního procesu je potřeba propojit jednotlivé výpočty mezi sebou, protože skutečné parametry stanoví až detailní návrh stupňové části. V tepelném a bilančním schématu byly předběžně stanoveny parametry a průtoky páry v jednotlivých odběrech, tudíž celý výpočet bude přepočítán podle nových parametrů. Celkový tlak za regulačním stupněm se bude rovnat tlaku před prvním stupněm a regulační stupeň bude také přepočítán. Dále je uvažováno s vyrovnávacím pístem, pro který je odebíraná pára za regulačním stupněm a mimo ztráty v ucpávkách je opět zavedena za čtvrtý kužel. To vše bude propojeno a iteračně dopočítáno. Na závěr bude zkontrolována entalpie na výstupu z regulačního stupně s entalpií stanovenou před prvním stupněm stupňové části, které by se měly přibližně shodovat.

6.1 Zvolené profily

Výběr profilů byl proveden za pomoci vedoucího práce, protože v doporučené literatuře uvedené profily lopatek nevyhovovaly pro daný typ turbíny. Volba vhodného profilu je součástí optimalizačního procesu. Profily se volí pro každou řadu zvlášť, přičemž byly prvotně zvoleny z literatury [3] a následně za pomoci vedoucího vhodně upraveny. Jedná se tedy o modifikované profily, které vyhovují pevnostním kritériím. Zvolené profily jsou zobrazeny v tab. 6. Profily označené 1560.xn vycházejí z profilu 1560 a profily 560.x z profilu 560. Profil 1560 je zkroucený neboli úhlově korigovaný po výšce lopatky. Volba nakrucovaného profilu závisí na poměru l/D . Pokud je tento poměr větší než $1/10$, bude stupeň pracovat s velmi proměnnou reakcí podél zvyšujícího se poloměru od patního průměru ke špičkovému. Aby byl zachován princip radiální rovnováhy a eliminovalo se nesprávné proudění ve směru poloměru, bude lopatkování posledních pěti stupňů provedeno jako zkroucené [4]. Výpočet zkroucených lopatek není cílem práce a výpočet bude zjednodušen, přičemž se bude předpokládat proudění na všech válcových plochách stejné [3]. Výpočet tedy proběhne na středním průměru lopatkování a nebude se lišit od výpočtu prizmatických lopatek. Úhel γ byl volen v závislosti na výstupním úhlu statorových lopatek α_1 .

Tab. 5 Závislost úhlu γ na α_1

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

Tab. 6 Zvolené profily 1.část

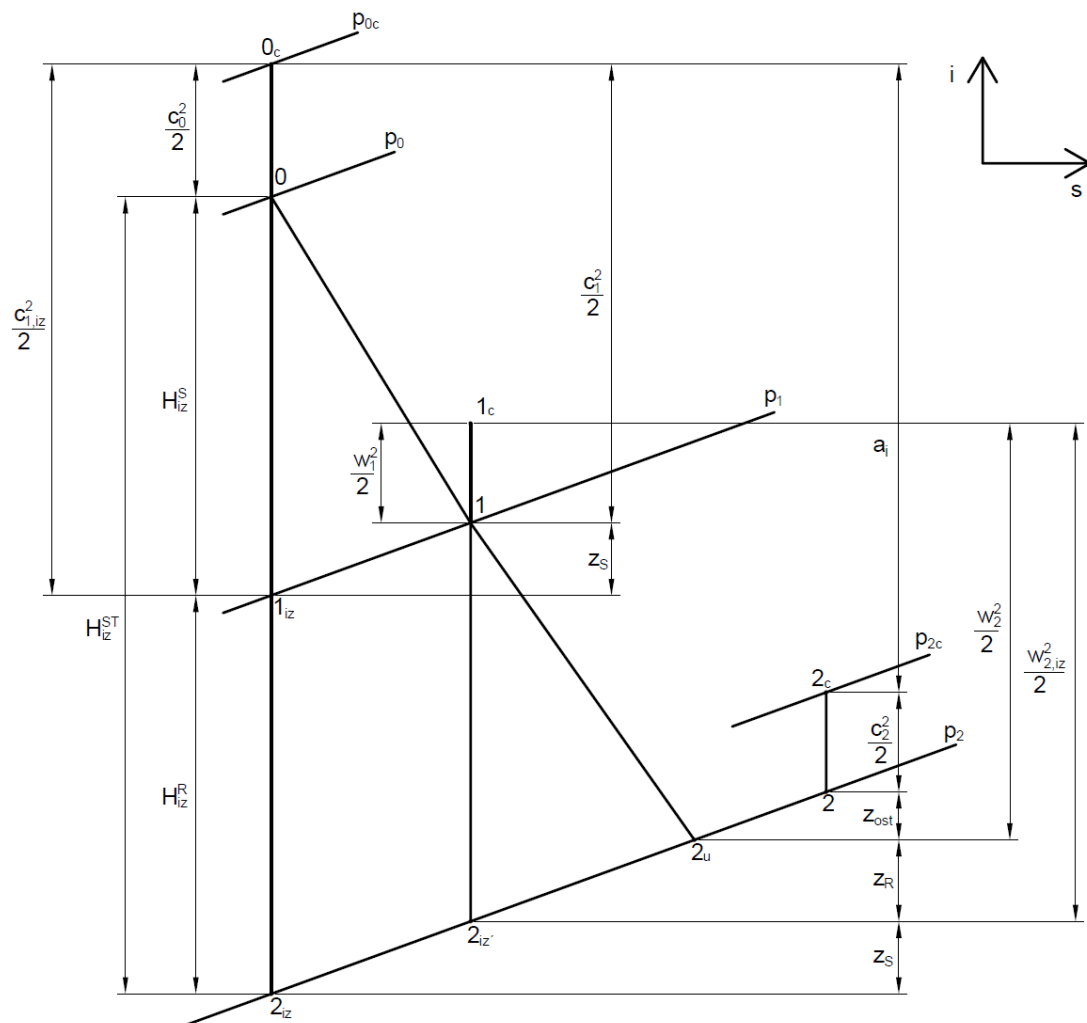
Stupeň	Řada	Profil	B	s/c	c	γ	W_{min}	S	s
			[mm]	[-]	[mm]	[°]	[cm ³]	[cm ²]	[mm]
27	54	1560.xn	100	0,67	125	36,9	9,54	3,74	83,8
	53	1560.xn	100	0,67	125	36,9	9,54	3,74	83,8
26	52	1560.xn-1	65	0,67	80,5	36,2	4,53	3,74	53,9
	51	1560.xn-1	65	0,67	80,5	36,2	4,53	3,74	53,9
25	50	1560.xn-2	45	0,67	59,6	30	2,88	3,74	39,9
	49	1560.xn-2	45	0,67	59,6	30,0	2,88	3,74	39,9
24	48	1560.xn-2	45	0,67	59,6	35	2,88	3,74	39,9
	47	1560.xn-2	45	0,67	59,6	35,0	2,88	3,74	39,9
23	46	1560.xn-2	45	0,67	59,6	38,5	2,88	3,74	39,9
	45	1560.xn-2	45	0,67	59,6	38,5	2,88	3,74	39,9
22	44	560.x	37,4	0,67	45,6	35	1,38	8,24	30,6
	43	560.x	37,4	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
21	42	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
	41	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
20	40	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
	39	560.x	35,7	0,67	45,6	41,5	1,38	8,24	30,6
19	38	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
	37	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
18	36	560.x	35,7	0,67	45,6	38,5	1,38	8,24	30,6
	35	560.x	35,7	0,67	45,6	41,5	1,38	8,24	30,6
17	34	560.x-1	35,7	0,67	45,6	38,5	0,92	5,49	30,6
	33	560.x-1	35,7	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
16	32	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	31	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
15	30	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	29	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
14	28	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	27	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
13	26	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	25	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
12	24	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	23	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
11	22	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	21	560.x-1	34,2	0,67	45,6	44,5	0,92	5,49	30,6
10	20	560.x-1	34,2	0,67	45,6	41,5	0,92	5,49	30,6
	19	560.x-1	34,2	0,67	45,6	44,5	0,92	5,49	30,6
9	18	560.x-1	32,5	0,67	45,6	44,5	0,92	5,49	30,6
	17	560.x-1	32,5	0,67	45,6	44,5	0,92	5,49	30,6
8	16	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
	15	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6

Tab. 6 Zvolené profily 2.část

7	14	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
	13	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
6	12	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
	11	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
5	10	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
	9	560.x	32,5	0,67	45,6	49,0	1,38	8,24	30,6
4	8	560.x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,38	8,24	30,6
	7	560.x	32,5	0,67	45,6	49,0	1,38	8,24	30,6
3	6	560.x	29,9	0,67	45,6	49	1,38	8,24	30,6
	5	560.x	29,9	0,67	45,6	49,0	1,38	8,24	30,6
2	4	560.x	29,9	0,67	45,6	49	1,38	8,24	30,6
	3	560.x	29,9	0,67	45,6	49,0	1,38	8,24	30,6
1	2	560.x	29,9	0,67	45,6	49	1,38	8,24	30,6
	1	560.x	29,9	0,67	45,6	49,0	1,38	8,24	30,6

6.2 Vzorový výpočet posledního stupně

V této kapitole bude proveden výpočet posledního stupně stupňové části. Označení jednotlivých veličin je uvedeno v i-s diagramu na obr. 6.1.



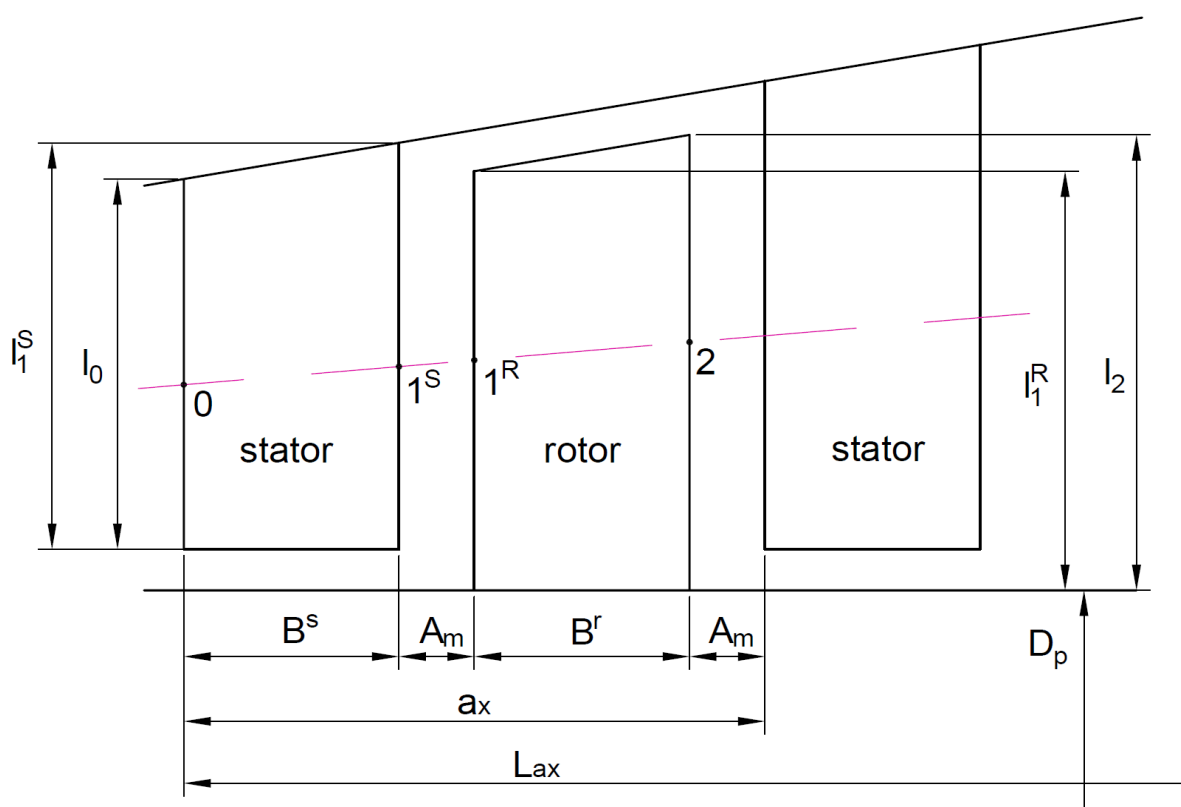
Obr. 6.1 i-s diagram stupňové části

6.2.1 Vstupní geometrie

V předběžném návrhu stupňové části byla stanovena vstupní a výstupní geometrie jednotlivých kuželů. Z této geometrie bylo vycházeno pro výpočet jednotlivých stupňů. Následně byly tyto parametry upraveny, a tím došlo k optimalizaci návrhu. Parametry, které byly upraveny jsou patní průměry, délky lopatek a výstupní úhly z lopatkové řady. Délky lopatek byly stanoveny ze vstupní a výstupní délky lopatek jednotlivých kuželů a následně byly dopočítány pomocí lineární interpolace na základě axiální polohy. Proto bylo nutné znát axiální mezeru před každou řadou, která závisí na šířce lopatky:

$$A_m = \frac{B}{3} + 0,00025 = \frac{0,1}{3} + 0,00025 = 0,034 \text{ m} \quad (6.1)$$

Značení geometrie je uvedeno na obr. 6.2, kde index 0 značí vstupní geometrii statoru, index 1 je mezi státorem a rotorem a index 2 značí výstupní geometrii rotoru.



Obr. 6.2 Geometrie pro výpočet délky lopatek

Jednotlivé délky lopatek byly stanoveny za pomoci lineární interpolace:

$$l_x = l_1 + \frac{(l_n - l_1) \cdot (a_x)}{L_{ax}} \quad (6.2)$$

- kde
- l_1 je délka lopatek na začátku kužele,
 - l_n je délka lopatek na konci kužele,
 - a_x označuje vzdálenost od začátku kužele po bod, ve kterém je hledaná délka lopatky,
 - L_{ax} je délka kužele.

Tab. 7 Vstupní geometrie pro dopočet geometrie ostatních stupňů

Kužel	Počet stupňů	D_p [m]	l_1 [m]	l_n [m]	L_{ax} [m]
VIII.	1	0,88	0,66	0,865	0,234
VII.	1	0,87	0,54	0,616	0,152
VI.	3	0,85	0,32	0,498	0,345
V.	3	0,825	0,206	0,298	0,279
IV.	4	0,79	0,141	0,201	0,367
III.	2	0,75	0,125	0,142	0,173
II.	5	0,695	0,105	0,128	0,445
I.	8	0,6	0,099	0,124	0,663

6.2.2 Výpočet rotoru

Parní průměr rotoru je konstantní pro všechny stupně daného kuželu:

$$D_{p2} = 0,88 \text{ m} \quad (6.3)$$

Vstupní a výstupní délka rotorové řady:

$$l_1^R = 0,865 \text{ m} \quad (6.4)$$

$$l_2 = 0,865 \text{ m} \quad (6.5)$$

Střední průměry lopatkové řady:

$$D_{1s}^R = 1,745 \text{ m} \quad (6.6)$$

$$D_{2s} = 1,745 \text{ m} \quad (6.7)$$

Vnější průměry lopatkové řady:

$$D_{1v}^R = 2,61 \text{ m} \quad (6.8)$$

$$D_{2v} = 2,61 \text{ m} \quad (6.9)$$

Zvolený výstupní úhel:

$$\beta_2 = 36^\circ \quad (6.10)$$

Hmotnostní tok posledním kuželem:

$$\dot{M} = 61,41 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.11)$$

Parametry na výstupu z turbíny:

$$p_2 = 0,073 \text{ bar} \quad (6.12)$$

$$i_2 = 2100,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.13)$$

$$v_2 = 15,952 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.14)$$

$$x_2 = 0,804 [-] \quad (6.15)$$

Axiální průtočná plocha na výstupu z rotoru:

$$S_{a2} = \pi \cdot D_{2s} \cdot l_2 = 4,74 \text{ m}^2 \quad (6.16)$$

Dále bylo nutné odhadnout ostatní ztráty, které zahrnují ztrátu radiální mezerou, rozvějířením a ztrátu vlhkostí páry. Následně budou iteračně dopočteny v (6.86), zde uvedená vypočtená hodnota:

$$z_{ost} = 44,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.17)$$

Entalpie snižená o dané ztráty:

$$i_{2u} = i_2 - z_{ost} = 2100,55 - 45,08 = 2055,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.18)$$

Obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$u_2 = \pi \cdot D_{2s} \cdot n = 3,14 \cdot 1,745 \cdot 50 = 274,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.19)$$

Absolutní a relativní axiální rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{\dot{M} \cdot v_2}{S_{a2}} = \frac{61,41 \cdot 15,952}{4,74} = 206,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.20)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{206,58}{\sin 36} = 351,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.21)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (6.22)$$

$$c_2 = \sqrt{351,42^2 + 274,1^2 - 2 \cdot 351,42 \cdot 274,1 \cdot \cos 13}$$

$$c_2 = 206,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti by měl být blízký 90°, aby byla co nejmenší ztráta výstupní rychlostí:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{206,58}{206,81}\right) = 87,17^\circ \quad (6.23)$$

Absolutní a relativní obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 206,81 \cdot \cos 87,17 = 10,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.24)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 351,42 \cdot \cos 87,17 = 284,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.25)$$

Rychlostní součinitel rotoru byl určen z obr. 4.6. Hodnota úhlu β_1 pro určení ohnutí proudu zatím není známa, a proto byla nejdříve odhadnuta a následně iteračně dopočítána, zde je uvedena vypočítaná hodnota:

$$\psi = f(\Delta\beta) = f(180 - \beta_1 - \beta_2) = 0,983 [-] \quad (6.26)$$

Relativní izoentropická rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2,iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{351,42}{0,983} = 357,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.27)$$

Relativní rychlost w_1 byla nejdříve odhadnuta a následně iteračně dopočítána v rov. (6.54), zde je uvedena už vypočítaná hodnota:

$$w_1 = 136,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.28)$$

Izoentropický spád na rotoru:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{357,42^2}{2} - \frac{136,2^2}{2} = 54,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.29)$$

Profilová ztráta rotoru se určí:

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{357,42^2}{2} \cdot (1 - 0,983^2) = 2,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.30)$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i'_{2,iz} = i_{2u} - z_R = 2055,39 - 2,13 = 2053,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.31)$$

Entropie v tomto bodě byla stanovena:

$$s'_{2,iz} = f(p_2; i'_{2,iz}) = 6,6007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.32)$$

Následně byla stanovena entalpie mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i'_{2,iz} + H_{iz}^R = 2053,26 + 54,6 = 2107,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.33)$$

Tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(i_1; s'_{2,iz}) = 0,116 \text{ bar} \quad (6.34)$$

Ostatní parametry mezi statorem a rotorem:

$$s_1 = f(i_1; p_1) = 6,6007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.35)$$

$$v_1 = f(i_1; p_1) = 10,152 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.36)$$

$$x_1 = f(i_1; p_1) = 0,798 [-] \quad (6.37)$$

6.2.3 Výpočet statoru

Vstupní a výstupní délka statorové řady:

$$l_0 = 0,66 \text{ m} \quad (6.38)$$

$$l_1^S = 0,865 \text{ m} \quad (6.39)$$

Střední průměry:

$$D_{0s} = 1,54 \text{ m} \quad (6.40)$$

$$D_{1s}^S = 1,745 \text{ m} \quad (6.41)$$

Vnější průměry:

$$D_{0v} = 2,2 \text{ m} \quad (6.42)$$

$$D_{1v}^S = 2,61 \text{ m} \quad (6.43)$$

Výstupní úhel ze statorové řady lopatek:

$$\alpha_1 = 23^\circ \quad (6.44)$$

Axiální průtočná plocha statoru na vstupu a výstupu:

$$S_{a0} = \pi \cdot D_{0s} \cdot n = 3,14 \cdot 1,54 \cdot 50 = 3,193 \text{ m}^2 \quad (6.45)$$

$$S_{a1} = \pi \cdot D_{1s}^S \cdot n = 3,14 \cdot 1,745 \cdot 50 = 4,742 \text{ m}^2 \quad (6.46)$$

Ohnutí proudu absolutní rychlosti:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 23 - 87,17 = 69,83^\circ \quad (6.47)$$

Absolutní rychlost na vstupu do statoru byla nejdříve odhadnuta a následně iteračně dopočítána, přičemž rychlost c_2 , průtočná plocha na výstupu S_{a2} a měrný objem v_2 jsou převzaty z výpočtu předchozího stupně. Vzhledem k tomu, že mezi některými kužely jsou odběry, je nutné výpočet lehce upravit o daný odběr právě mezi sousedními kužely, aby byl zachován konstantní hmotnostní průtok. Mezi posledními kužely není odběr, tudíž absolutní rychlost se stanoví:

$$c_0 = \left(\frac{S_{a2} \cdot c_2}{v_2} - \dot{M}_{odb} \right) \cdot \frac{v_0}{S_{a0}} = \left(\frac{2,876 \cdot 154,05}{7,1496} - 0 \right) \cdot \frac{7,0149}{3,193} \quad (6.48)$$

$$c_0 = 136,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlostní součinitel statoru byl určen z obr. 4.6:

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,983 [-] \quad (6.49)$$

Absolutní a relativní axiální rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{S_{1a}} = \frac{61,41 \cdot 10,152}{4,742} = 131,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.50)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{131,46}{\sin 23} = 336,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.51)$$

Absolutní izoentropická rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1,iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{336,45}{0,983} = 342,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.52)$$

Obvodová rychlost:

$$u_1 = \pi \cdot D_{1s}^S \cdot n = 3,14 \cdot 1,745 \cdot 50 = 274,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.53)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (6.54)$$

$$w_1 = \sqrt{336,45^2 + 274,1^2 - 2 \cdot 336,45 \cdot 274,1 \cdot \cos 23}$$

$$w_1 = 136,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti ze statoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{131,46}{136,2}\right) = 74,85^\circ \quad (6.55)$$

Ohnutí proudu relativní rychlosti:

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 74,85 - 36 = 69,15^\circ \quad (6.56)$$

Absolutní a relativní obvodová rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 336,45 \cdot \cos 23 = 309,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.57)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 136,2 \cdot \cos 23 = 35,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.58)$$

Izoentropický spád na stator:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{342,24^2}{2} - \frac{136,13^2}{2} = 49,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.59)$$

Profilová ztráta statoru:

$$z_s = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{342,24^2}{2} \cdot (1 - 0,983^2) = 1,96 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.60)$$

Entalpie a entropie na konci izoentropické expanze:

$$i_{1,iz} = i_1 - z_s = 2107,76 - 1,96 = 2105,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.61)$$

$$s_{1,iz} = f(p_1; i_{1,iz}) = 6,601 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.62)$$

Entalpie před statorem:

$$i_0 = i_{1,iz} + H_{iz}^S = 2105,9 + 49,3 = 2155,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.63)$$

Tlak před statorem:

$$p_0 = f(i_0; s_{1,iz}) = 0,175 \text{ bar} \quad (6.64)$$

Ostatní parametry před statorem:

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,595 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.65)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 7,0149 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.66)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,81 [-] \quad (6.67)$$

6.2.4 Ostatní ztráty a účinnost

Izoentropický spád stupně:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 54,6 + 49,3 = 103,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.68)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{0s} + D_{2s}}{2} \cdot n = 3,14 \cdot \frac{1,54 + 1,745}{2} \cdot 50 = 258 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.69)$$

Parsonsovo číslo:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{258^2}{103,9} = 0,73 [-] \quad (6.70)$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouho lopatku se určí z obr. 5.2:

$$\eta_\infty = 0,951 [-] \quad (6.71)$$

Výpočet ztráty radiální mezerou byl proveden podle literatury [5] a byl proveden podle Traupela. Všechny lopatkové řady byly opatřeny bandáží. Výjimkou je posledních pět rotorových řad, které jsou provedeny bez bandáže. Radiální vůle rotoru:

$$\delta_r^R = \frac{D_{2v}}{1000} + 0,25 = \frac{2610}{1000} + 0,25 = 2,86 \text{ mm} \quad (6.72)$$

Součinitel pro výpočet ztráty radiální mezerou bez bandáže byl volen z rozmezí 1,36 až 1,62:

$$k_r = 1,49 [-] \quad (6.73)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou rotoru bez bandáže:

$$\xi_k^R = k_r \cdot \frac{\delta_r^R}{l_2 \cdot \sin \beta_2} = 1,49 \cdot \frac{2,86}{0,865 \cdot \sin 36} = 0,008 [-] \quad (6.74)$$

Radiální vůle statoru:

$$\delta_r^S = \frac{D_{1v}^S}{1000} + 0,25 = \frac{2610}{1000} + 0,25 = 2,86 \text{ mm} \quad (6.75)$$

Počet bandáží:

$$z_b = 3 [-] \quad (6.76)$$

Ekvivalentní radiální vůle:

$$\delta_e^S = \delta_r^S \cdot z_b^{-0,5} = 2,86 \cdot 3^{-0,5} = 1,651 \text{ mm} \quad (6.77)$$

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou s bandáží byl zvolen z rozmezí 1,06 až 1,41:

$$k_r^b = 1,235 [-] \quad (6.78)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r^b \cdot \frac{\delta_e^S}{l_{1s}^S \cdot \sin \alpha_1} = 1,235 \cdot \frac{1,651}{0,865 \cdot \sin 23} = 0,006 [-] \quad (6.79)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro stupeň:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0,08 + 0,06}{2} = 0,007 [-] \quad (6.80)$$

Výpočet ztráty rozvějířením byl proveden podle literatury [3]. Poměrná ztráta rozvějířením na rotoru a statoru byla stanovena:

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_2}{D_{2s}} \right)^2 = \left(\frac{0,865}{1,745} \right)^2 = 0,246 [-] \quad (6.81)$$

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_{1s}^S}{D_{1s}^S} \right)^2 = \left(\frac{0,865}{1,745} \right)^2 = 0,246 [-] \quad (6.82)$$

Poměrná ztráta rozvějířením stupně:

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = \frac{0,246 + 0,246}{2} = 0,246 [-] \quad (6.83)$$

Poslední ze ztrát je ztráta vlhkostí pára, která byla stanovena:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,81 + 0,804}{2} = 0,193 [-] \quad (6.84)$$

Vnitřní účinnost stupně:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_\infty \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,946 \cdot (1 - 0,007 - 0,246 - 0,193) \\ \eta_i &= 0,527 [-] \end{aligned} \quad (6.85)$$

Nyní byly vypočítány ostatní ztráty, které nahradily odhadnutou hodnotu v rovnici (6.17) a výpočet byl přepočítáván, dokud se hodnoty neustálily:

$$\begin{aligned} z_{ost} &= (1 - \eta_i) \cdot H_{iz}^{ST} - z_R - z_S = (1 - 0,527) \cdot 103 - 2,13 - 1,96 \\ z_{ost} &= 45,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.86)$$

Skutečný práce stupně:

$$\begin{aligned} a_i &= \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}^{ST} \right) \cdot \eta_i = \left(\frac{136,13^2}{2000} + 103 \right) \cdot 0,527 \\ a_i &= 59,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.87)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = a_i \cdot \dot{M} = 59,6 \cdot 61,41 = 3660 \text{ kW} \quad (6.88)$$

6.2.5 Charakteristika stupně

Pro zhodnocení vypočítaných hodnot nám slouží základní charakteristika stupně. Jedná se především o vnitřní účinnost, tlakové číslo a stupeň reakce. Dále bylo také určeno Machovo číslo, které je zejména důležité u posledního stupně. Tlakové číslo popisuje zatížení daného stupně. Aby bylo dosaženo nejvyšší účinnosti mělo by se tlakové číslo pohybovat v rozmezí 2,5 až 3:

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0,5 \cdot u_2^2} = \frac{103}{0,5 \cdot 274,1^2} = 2,77 [-] \quad (6.89)$$

Stupeň reakce stanovuje poměr zpracovaného spádu statoru a rotoru a ideálně by se měl pohybovat v okolí hodnoty 0,5:

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{54,6}{103} = 0,53 [-] \quad (6.90)$$

Poslední důležitá charakteristika je Machovo číslo, které by nemělo přesáhnout hodnotu 1,02. Aby bylo možné stanovit Machovo číslo, bylo nejdříve nutné stanovit rychlost zvuku na výstupu z lopatkování:

$$w_a = f(p_2; i_2) = 651,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.91)$$

Machovo číslo:

$$Ma = \frac{w_2}{w_a} = \frac{351,42}{651,27} = 0,54 [-] \quad (6.92)$$

6.2.6 Pevnostní výpočet stupňové části

Tato podkapitola se zabývá pevnostním výpočtem stupňové části, ve které bude stanoveno tahové a ohybové napětí. Vzorový výpočet bude opět proveden pouze pro poslední lopatkovou řadu. Dále zde bude uveden výpočet axiální síly, který bude nutný pro výpočet vyrovnávacího pístu. Výsledky zbylých řad budou uvedeny v kapitole 6.3. Výpočet je stejný jako v kapitole 4.3 je provedený podle postupu uvedeného v literatuře [4].

Počet lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_{2s}}{s} = \frac{3,14 \cdot 1,745}{0,0838} = 65 [-] \quad (6.93)$$

Střední průměr rotoru:

$$D_s^R = \frac{D_{1s}^R + D_{2s}}{2} = \frac{1,745 + 1,745}{2} = 1,745 \text{ m} \quad (6.94)$$

Střední délka lopatky:

$$l_s^R = \frac{l_1^R + l_2}{2} = \frac{0,865 + 0,865}{2} = 0,865 \text{ m} \quad (6.95)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku, kde \dot{M} značí hmotnostní průtok daným kuželem:

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

$$F_{a1} = 61,4 \cdot \frac{131,46 - 206,56}{65} + \frac{3,14 \cdot 1,745 \cdot 0,865 \cdot (0,12 - 0,073)}{65} \quad (6.96)$$

$$F_{a1} = 248,93 \text{ N}$$

Celková axiální síla:

$$F_a = F_{a1} \cdot z = 248,93 \cdot 65 = 16,18 \text{ kN} \quad (6.97)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku, kde \dot{M} značí hmotnostní průtok daným kuželem:

$$F_{u1} = \dot{M} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 61,4 \cdot \frac{309,7 - 10,2}{65} = 282,94 \text{ N} \quad (6.98)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_{a1} \cdot \frac{l_s^R}{2} = 248,93 \cdot \frac{0,865}{2} = 107,66 \text{ Nm} \quad (6.99)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_{u1} \cdot \frac{l_s^R}{2} = 282,94 \cdot \frac{0,865}{2} = 122,37 \text{ Nm} \quad (6.100)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{107,66^2 + 122,37^2} = 162,99 \text{ Nm} \quad (6.101)$$

Ohybový modul průřezu byl stanoven:

$$W_{min} = 9,54 \text{ cm}^3 \quad (6.102)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{162,99}{9,54} = 17,1 \text{ MPa} \quad (6.103)$$

Pro výpočet tahového napětí působícího na oběžnou lopatku je nutné určit několik parametrů. Prvním je úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.104)$$

Hustota, která bude uvažována:

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (6.105)$$

Průřez lopatky pro daný profil:

$$S_p = 3,74 \text{ cm}^2 \quad (6.106)$$

Odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = \rho \cdot S_p \cdot l_s^R \cdot \frac{D_s^R}{2} \cdot \omega^2 = 7850 \cdot 3,74 \cdot 10^{-4} \cdot 0,86 \cdot \frac{1,745}{2} \cdot 314,16^2$$

$$F_{od} = 218,68 \text{ kN} \quad (6.107)$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{218,68 \cdot 10^{-3}}{3,74 \cdot 10^{-4}} = 584,72 \text{ MPa} \quad (6.108)$$

6.2.7 Výpočet dalších stupňů

Pro výpočet dalších stupňů je potřeba stanovit entalpie na výstupu z rotoru následujícího stupně. Nejprve se stanoví celková entalpie a tlak na vstupu současného stupně:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2155,2 + \frac{136,13^2}{2000} = 2164,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.109)$$

$$p_{0c} = f(i_{0c}; s_0) = 0,189 \text{ bar} \quad (6.110)$$

Celkové entalpie, tlaky a entropie mezi sousedními stupni se rovnají, tudíž:

$$i_{2c} = i_{0c} = 2164,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.111)$$

$$p_{2c} = p_{0c} = 0,189 \text{ bar} \quad (6.112)$$

$$s_0 = s_{2c} = s_{0c} = 6,5945 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.113)$$

Dále byla odhadnuta absolutní rychlosti z rotoru následujícího stupně a poté byla iteračně dopočtena. Statická entalpii a tlak byl stanoven:

$$i_2 = i_{2c} - \frac{c_2^2}{2} = 2164,46 - \frac{154,05^2}{2000} = 2152,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.114)$$

$$p_2 = f(i_2; s_{2c}) = 0,172 \text{ bar} \quad (6.115)$$

Zbývající parametry jsou:

$$s_2 = s_{2c} = 0,5945 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.116)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 7,1496 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.117)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,809 \quad (6.118)$$

Pro zbylé stupně je výpočet obdobný jako v kapitole 6.2.

6.3 Shrnutí detailního návrhu

V této podkapitole jsou shrnuté optimalizované výpočty všech stupňů. Vzhledem k velkému počtu odběrů byly stupně optimalizovány s ohledem na tepelné schéma. Z tohoto důvodu jsou stupně v šestém a sedmém kuželu lehce odlehčené a stupně ve třetím kuželu jsou naopak mírně přetížené. Díky optimalizaci byly ubrány tři stupně a konečný počet stupňů je 27. Důležité charakteristiky jsou uvedeny v grafech pro lepší přehlednost na konci kapitoly. Zbylé vypočítané hodnoty jsou rozděleny podle jednotlivých stupňů do tabulek.

Tab. 8 Výsledné parametry 27 až 22 stupně 1. část

		Kužel					
		VIII.	VII.		VI.		V.
Značka	Jednotka	27	26	25	24	23	22
Rotor							
D_{p2}	m	0,880	0,870	0,850	0,850	0,850	0,825
l_1^R	m	0,865	0,584	0,475	0,413	0,351	0,286
l_2	m	0,865	0,616	0,498	0,436	0,374	0,298
D_{1s}^R	m	1,745	1,454	1,325	1,263	1,201	1,111
D_{2s}	m	1,745	1,486	1,348	1,286	1,224	1,123
D_{1v}^R	m	2,610	2,038	1,800	1,676	1,552	1,397
D_{2v}	m	2,610	2,102	1,846	1,722	1,598	1,421
β_2	°	36,0	31,0	30,2	25,1	22,6	25,3
\dot{M}	kg · s ⁻¹	61,40	61,40	65,39	65,39	65,39	69,77
p_2	bar	0,07	0,17	0,30	0,47	0,70	0,98
i_2	kJ · kg ⁻¹	2100,47	2152,60	2192,81	2230,67	2266,63	2298,76
v_2	m ³ · kg ⁻¹	15,9516	7,1496	4,3105	2,8381	1,9646	1,4406
x_2	-	0,804	0,809	0,815	0,822	0,828	0,834
Sa_2	m ²	4,74	2,88	2,11	1,76	1,44	1,05
z_{ost}	kJ · kg ⁻¹	45,08	24,96	18,51	15,53	12,70	10,12
i_{2u}	kJ · kg ⁻¹	2055,39	2127,63	2174,30	2215,14	2253,93	2288,64
u_2	m · s ⁻¹	274,10	233,42	211,74	202,02	192,29	176,40
c_{2a}	m · s ⁻¹	206,56	152,66	133,65	105,33	89,28	95,60
w_{2a}	m · s ⁻¹	206,56	152,66	133,65	105,33	89,28	95,60
w_2	m · s ⁻¹	351,42	296,41	265,70	248,31	232,31	223,70

Tab. 8 Výsledné parametry 27 až 22 stupně 2. část

c_2	$m \cdot s^{-1}$	206,81	154,05	134,85	107,78	91,99	99,03
α_2	$^\circ$	87,2	82,3	82,4	77,8	76,0	74,9
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	10,20	20,65	17,90	22,84	22,18	25,84
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	284,30	254,07	229,64	224,86	214,47	202,24
ψ	-	0,983	0,984	0,983	0,981	0,980	0,980
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	357,42	301,38	270,38	253,11	237,05	228,15
w_1	$m \cdot s^{-1}$	136,20	127,25	119,44	98,91	88,20	93,49
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	54,60	37,32	29,42	27,14	24,21	21,66
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,13	1,49	1,25	1,20	1,11	1,01
$i'_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2053,26	2126,15	2173,05	2213,94	2252,82	2287,63
$s'_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6007	6,5144	6,4525	6,4017	6,3604	6,3276
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2107,86	2163,47	2202,47	2241,08	2277,03	2309,29
p_1	bar	0,12	0,23	0,37	0,57	0,83	1,14
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6007	6,5144	6,4525	6,4017	6,3604	6,3276
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	10,1523	5,3656	3,4716	2,3435	1,6667	1,2496
x_1	-	0,798	0,808	0,815	0,822	0,828	0,835
Stator							
l_0	m	0,660	0,540	0,444	0,382	0,320	0,269
l_1^S	m	0,865	0,573	0,467	0,405	0,343	0,281
D_{0s}	m	1,540	1,410	1,294	1,232	1,170	1,094
D_{1s}^S	m	1,745	1,454	1,325	1,263	1,201	1,111
D_{0v}	m	2,200	1,950	1,738	1,614	1,490	1,363
D_{1v}^S	m	2,610	2,016	1,784	1,660	1,536	1,387
α_1	$^\circ$	23,0	27,0	26,6	23,0	21,4	23,6
S_{a0}	m^2	3,19	2,39	1,80	1,48	1,18	0,92
S_{a1}	m^2	4,74	2,62	1,94	1,61	1,29	0,98
$\Delta\alpha$	$^\circ$	69,83	70,70	71,03	79,24	82,55	81,53
c_0	$m \cdot s^{-1}$	136,13	109,29	105,07	89,42	82,37	86,11
φ	-	0,983	0,983	0,983	0,981	0,981	0,981
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	131,46	125,88	116,78	95,36	84,21	88,89
c_1	$m \cdot s^{-1}$	336,45	277,27	260,81	244,06	230,80	222,04
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	342,24	282,08	265,36	248,72	235,38	226,40
u_1	$m \cdot s^{-1}$	274,10	228,39	208,13	198,39	188,65	174,52
w_1	$m \cdot s^{-1}$	136,20	127,25	119,44	98,91	88,20	93,49
β_1	$^\circ$	74,85	81,57	77,88	74,60	72,70	71,96
$\Delta\beta$	$^\circ$	69,15	67,43	71,92	80,30	84,70	82,74
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	309,70	247,05	233,21	224,66	214,89	203,47
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	35,60	18,65	25,08	26,27	26,23	28,96
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	49,30	33,81	29,69	26,93	24,31	21,92
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,96	1,35	1,20	1,15	1,07	0,98
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2105,90	2162,12	2201,27	2239,93	2275,96	2308,31
$s_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5946	6,5104	6,4491	6,3984	6,3575	6,3250
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2155,20	2195,93	2230,96	2266,86	2300,27	2330,23
p_0	bar	0,18	0,30	0,47	0,70	0,99	1,33

Tab. 8 Výsledné parametry 27 až 22 stupně 3. část

s_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,5945	6,5104	6,4491	6,3984	6,3575	6,3250
v_0	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	7,0149	4,2175	2,8327	1,9617	1,4269	1,0906
x_0	-	0,81	0,82	0,82	0,83	0,83	0,84
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	103,90	71,13	59,11	54,07	48,52	43,58
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	258,00	227,45	207,49	197,76	188,04	174,12
Pa	-	0,72	0,77	0,76	0,75	0,76	0,71
η_∞	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	2,86	2,35	2,10	1,97	1,85	1,67
k_r	-	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,24
ξ_k^R	-	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
δ_r^S	mm	2,86	2,27	2,03	1,91	1,79	1,64
z_b	-	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	1,65	1,31	1,17	1,10	1,03	0,95
k_r^b	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	-	0,006	0,006	0,007	0,009	0,010	0,010
ξ_k	-	0,007	0,009	0,010	0,012	0,015	0,010
ξ_v^R	-	0,246	0,172	0,136	0,115	0,093	0,070
ξ_v^S	-	0,246	0,155	0,124	0,103	0,082	0,064
ξ_v	-	0,246	0,164	0,130	0,109	0,087	0,067
ξ_x	-	0,193	0,187	0,181	0,175	0,169	0,163
η_i	-	0,527	0,609	0,645	0,669	0,693	0,722
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	45,08	24,96	18,51	15,53	12,70	10,12
a_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	59,61	46,97	41,71	38,87	35,99	34,15
P_i	kW	3660	2884	2727	2542	2353	2383
Charakteristika stupně							
ψ	-	2,77	2,61	2,64	2,65	2,62	2,80
ρ	-	0,53	0,52	0,50	0,50	0,50	0,50
w_a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	651,27	657,81	658,40	656,60	653,66	650,21
Ma	-	0,54	0,45	0,40	0,38	0,36	0,34

Tab. 9 Výsledné parametry 21 až 16 stupně 1. část

		Kužel					
		V.			IV.		
Značka	Jednotka	21	20	19	18	17	16
Rotor							
D_{p2}	m	0,825	0,825	0,790	0,790	0,790	0,790
l_1^R	m	0,253	0,222	0,195	0,180	0,164	0,149
l_2	m	0,265	0,233	0,201	0,185	0,170	0,154
D_{1s}^R	m	1,078	1,047	0,985	0,970	0,954	0,939
D_{2s}	m	1,090	1,058	0,991	0,975	0,960	0,944
D_{1v}^R	m	1,331	1,269	1,180	1,150	1,118	1,088
D_{2v}	m	1,354	1,291	1,192	1,161	1,130	1,098
β_2	°	23,1	21,6	23,9	22,1	20,8	19,9

Tab. 9 Výsledné parametry 21 až 16 stupně 2. část

\dot{M}	kg · s ⁻¹	69,77	69,77	73,54	73,54	73,54	73,54
p_2	bar	1,33	1,76	2,26	2,80	3,44	4,17
i_2	kJ · kg ⁻¹	2330,07	2360,16	2388,41	2413,31	2437,80	2461,86
v_2	m ³ · kg ⁻¹	1,0917	0,8471	0,6738	0,5546	0,4608	0,3864
x_2	-	0,840	0,846	0,852	0,858	0,864	0,869
S_{a2}	m ²	0,91	0,78	0,63	0,57	0,51	0,46
z_{ost}	kJ · kg ⁻¹	8,86	7,76	6,56	6,04	5,55	5,03
i_{2u}	kJ · kg ⁻¹	2321,21	2352,39	2381,85	2407,27	2432,25	2456,83
u_2	m · s ⁻¹	171,17	166,22	155,67	153,21	150,76	148,31
c_{2a}	m · s ⁻¹	84,05	76,23	79,19	71,80	66,20	62,14
w_{2a}	m · s ⁻¹	84,05	76,23	79,19	71,80	66,20	62,14
w_2	m · s ⁻¹	214,23	207,09	195,46	190,84	186,43	182,55
c_2	m · s ⁻¹	87,94	80,65	82,47	75,58	70,26	66,37
α_2	°	72,9	71,0	73,8	71,8	70,4	69,4
c_{2u}	m · s ⁻¹	25,88	26,32	23,03	23,60	23,52	23,34
w_{2u}	m · s ⁻¹	197,05	192,54	178,70	176,82	174,28	171,65
ψ	-	0,979	0,979	0,981	0,980	0,979	0,978
$w_{2,iz}$	m · s ⁻¹	218,73	211,54	199,30	194,74	190,39	186,71
w_1	m · s ⁻¹	84,48	77,96	77,83	71,35	67,15	65,04
H_{iz}^R	kJ · kg ⁻¹	20,35	19,34	16,83	16,42	15,87	15,32
z_R	kJ · kg ⁻¹	0,97	0,93	0,76	0,75	0,75	0,77
$i'_{2,iz}$	kJ · kg ⁻¹	2320,24	2351,46	2381,09	2406,52	2431,51	2456,06
$s'_{2,iz}$	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,2992	6,2744	6,2537	6,2351	6,2180	6,2024
i_1	kJ · kg ⁻¹	2340,59	2370,80	2397,92	2422,94	2447,38	2471,37
p_1	bar	1,53	2,00	2,52	3,11	3,80	4,59
s_1	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,2992	6,2744	6,2537	6,2351	6,2180	6,2024
v_1	m ³ · kg ⁻¹	0,9589	0,7515	0,6087	0,5033	0,4203	0,3541
x_1	-	0,841	0,848	0,854	0,859	0,865	0,871
Stator							
l_0	m	0,238	0,206	0,187	0,172	0,156	0,141
l_1^S	m	0,249	0,218	0,193	0,178	0,162	0,147
D_{0s}	m	1,063	1,031	0,977	0,962	0,946	0,931
D_{1s}^S	m	1,078	1,047	0,985	0,970	0,954	0,939
D_{0v}	m	1,300	1,237	1,165	1,133	1,102	1,072
D_{1v}^S	m	1,323	1,261	1,176	1,146	1,114	1,084
α_1	°	21,8	20,9	23,1	21,5	20,4	19,2
S_{a0}	m ²	0,79	0,67	0,58	0,52	0,46	0,41
S_{a1}	m ²	0,84	0,72	0,60	0,54	0,49	0,43
$\Delta\alpha$	°	85,31	88,15	83,12	86,70	89,16	91,39
c_0	m · s ⁻¹	78,80	73,23	61,08	57,33	54,62	63,20
φ	-	0,980	0,979	0,980	0,980	0,979	0,978
c_{1a}	m · s ⁻¹	79,34	73,12	74,95	68,23	63,67	60,06
c_1	m · s ⁻¹	213,64	204,98	191,02	186,18	182,65	182,62
$c_{1,iz}$	m · s ⁻¹	218,03	209,35	194,84	190,07	186,60	186,70

Tab. 9 Výsledné parametry 21 až 16 stupně 3. část

u_1	$m \cdot s^{-1}$	169,33	164,46	154,72	152,37	149,85	147,50
w_1	$m \cdot s^{-1}$	84,48	77,96	77,83	71,35	67,15	65,04
β_1	$^\circ$	69,90	69,71	74,36	73,00	71,47	67,43
$\Delta\beta$	$^\circ$	87,00	88,69	81,74	84,90	87,73	92,67
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	198,36	191,49	175,71	173,22	171,20	172,46
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	29,03	27,03	20,98	20,86	21,34	24,96
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	20,66	19,23	17,12	16,42	15,92	15,43
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,95	0,91	0,74	0,73	0,73	0,75
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2339,64	2369,89	2397,18	2422,20	2446,65	2470,62
$s_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,2967	6,2721	6,2519	6,2333	6,2163	6,2006
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2360,30	2389,13	2414,30	2438,62	2462,57	2486,05
p_0	bar	1,76	2,27	2,82	3,45	4,19	5,04
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,2967	6,2721	6,2519	6,2333	6,2163	6,2006
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,8464	0,6710	0,5515	0,4587	0,3848	0,3256
x_0	-	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	41,02	38,57	33,95	32,84	31,79	30,75
u_s	$m \cdot s^{-1}$	169,03	164,09	154,59	152,14	149,69	147,27
Pa	-	0,71	0,72	0,71	0,71	0,72	0,72
η_∞	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	1,60	1,54	1,44	1,41	1,38	1,35
k_r	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
δ_r^S	mm	1,57	1,51	1,43	1,40	1,36	1,33
z_b	-	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,91	0,87	0,82	0,81	0,79	0,77
k_r^b	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	-	0,012	0,014	0,013	0,015	0,017	0,020
ξ_k	-	0,012	0,013	0,013	0,015	0,017	0,019
ξ_v^R	-	0,059	0,049	0,041	0,036	0,031	0,027
ξ_v^S	-	0,053	0,043	0,038	0,034	0,029	0,025
ξ_v	-	0,056	0,046	0,040	0,035	0,030	0,026
ξ_x	-	0,157	0,151	0,145	0,139	0,133	0,128
η_i	-	0,737	0,751	0,763	0,771	0,779	0,787
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	8,86	7,76	6,56	6,04	5,55	5,03
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	32,52	30,98	27,32	26,58	25,93	25,77
P_i	kW	2269	2162	2009	1955	1907	1895
Charakteristika stupně							
ψ	-	2,80	2,79	2,80	2,80	2,80	2,80
ρ	-	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
w_a	$m \cdot s^{-1}$	645,77	640,89	635,81	630,92	625,73	620,27
Ma	-	0,33	0,32	0,31	0,30	0,30	0,29

Tab. 10 Výsledné parametry 15 až 11 stupně 1. část

		Kužel				
		III.			II.	
Značka	Jednotka	15	14	13	12	11
Rotor						
D_{p2}	m	0,750	0,750	0,695	0,695	0,695
l_1^R	m	0,139	0,130	0,126	0,121	0,117
l_2	m	0,142	0,133	0,128	0,123	0,118
D_{1s}^R	m	0,889	0,880	0,821	0,816	0,812
D_{2s}	m	0,892	0,883	0,823	0,818	0,813
D_{1v}^R	m	1,028	1,010	0,947	0,937	0,929
D_{2v}	m	1,034	1,016	0,951	0,941	0,932
β_2	°	21,1	19,8	21,2	19,8	18,7
\dot{M}	kg · s ⁻¹	78,32	78,32	80,14	80,14	80,14
p_2	bar	5,03	5,97	7,05	8,07	9,22
i_2	kJ · kg ⁻¹	2485,64	2507,86	2530,24	2548,72	2567,18
v_2	m ³ · kg ⁻¹	0,3263	0,2796	0,2404	0,2127	0,1887
x_2	-	0,875	0,881	0,887	0,892	0,898
Sa_2	m ²	0,40	0,37	0,33	0,32	0,30
z_{ost}	kJ · kg ⁻¹	4,60	4,27	3,47	3,30	3,10
i_{2u}	kJ · kg ⁻¹	2481,04	2503,59	2526,76	2545,42	2564,07
u_2	m · s ⁻¹	140,12	138,69	129,28	128,53	127,77
c_{2a}	m · s ⁻¹	64,22	59,40	58,21	53,82	49,97
w_{2a}	m · s ⁻¹	64,22	59,40	58,21	53,82	49,97
w_2	m · s ⁻¹	178,40	175,37	160,96	158,89	155,84
c_2	m · s ⁻¹	69,41	64,97	61,81	57,76	53,76
α_2	°	67,7	66,1	70,3	68,7	68,3
c_{2u}	m · s ⁻¹	26,32	26,32	20,79	20,97	19,84
w_{2u}	m · s ⁻¹	166,44	165,00	150,07	149,50	147,62
ψ	-	0,979	0,977	0,979	0,979	0,978
$w_{2,iz}$	m · s ⁻¹	182,29	179,52	164,34	162,36	159,40
w_1	m · s ⁻¹	65,92	62,99	58,53	54,85	51,70
H_{iz}^R	kJ · kg ⁻¹	14,44	14,13	11,79	11,68	11,37
z_R	kJ · kg ⁻¹	0,70	0,74	0,55	0,56	0,56
$i_{2,iz}$	kJ · kg ⁻¹	2480,33	2502,85	2526,21	2544,86	2563,51
$s_{2,iz}$	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,1882	6,1750	6,1641	6,1542	6,1448
i_1	kJ · kg ⁻¹	2494,78	2516,98	2538,00	2556,54	2574,88
p_1	bar	5,49	6,49	7,56	8,64	9,84
s_1	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,1882	6,1750	6,1641	6,1542	6,1448
v_1	m ³ · kg ⁻¹	0,3011	0,2588	0,2256	0,1999	0,1778
x_1	-	0,877	0,883	0,889	0,894	0,900
Stator						
l_0	m	0,134	0,125	0,124	0,119	0,114
l_1^S	m	0,137	0,128	0,126	0,121	0,116
D_{0s}	m	0,884	0,875	0,819	0,814	0,809

Tab. 10 Výsledné parametry 15 až 11 stupně 2. část

D_{1s}^S	m	0,889	0,880	0,821	0,816	0,812
D_{0v}	m	1,018	1,000	0,943	0,933	0,924
D_{1v}^S	m	1,024	1,006	0,947	0,937	0,927
α_1	°	20,7	19,2	20,7	19,4	18,2
S_{a0}	m ²	0,37	0,34	0,32	0,30	0,29
S_{a1}	m ²	0,38	0,35	0,32	0,31	0,30
$\Delta\alpha$	°	91,59	94,69	88,95	91,89	93,46
c_0	m · s ⁻¹	54,94	58,19	50,72	47,33	44,78
φ	-	0,978	0,977	0,979	0,978	0,977
c_{1a}	m · s ⁻¹	61,62	57,27	55,62	51,64	48,14
c_1	m · s ⁻¹	174,33	174,14	157,35	155,47	154,12
$c_{1,iz}$	m · s ⁻¹	178,24	178,25	160,74	158,98	157,69
u_1	m · s ⁻¹	139,64	138,23	128,96	128,18	127,55
w_1	m · s ⁻¹	65,92	62,99	58,53	54,85	51,70
β_1	°	69,18	65,39	71,86	70,32	68,60
$\Delta\beta$	°	89,72	94,81	86,94	89,88	92,70
c_{1u}	m · s ⁻¹	163,07	164,46	147,19	146,65	146,41
w_{1u}	m · s ⁻¹	23,43	26,23	18,23	18,47	18,87
H_{iz}^S	kJ · kg ⁻¹	14,37	14,19	11,63	11,52	11,43
z_S	kJ · kg ⁻¹	0,69	0,72	0,54	0,55	0,56
$i_{1,iz}$	kJ · kg ⁻¹	2494,09	2516,26	2537,46	2555,98	2574,33
$s_{1,iz}$	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,1865	6,1733	6,1629	6,1530	6,1436
i_0	kJ · kg ⁻¹	2508,46	2530,45	2549,10	2567,50	2585,76
p_0	bar	5,99	7,06	8,09	9,24	10,50
s_0	kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹	6,1865	6,1733	6,1629	6,1530	6,1436
v_0	m ³ · kg ⁻¹	0,2787	0,2401	0,2123	0,1884	0,1677
x_0	-	0,88	0,89	0,89	0,90	0,90
Ostatní ztráty a účinnost						
H_{iz}^{ST}	kJ · kg ⁻¹	28,82	28,32	23,42	23,19	22,80
u_s	m · s ⁻¹	139,49	138,07	128,95	128,20	127,45
Pa	-	0,68	0,68	0,71	0,71	0,72
η_∞	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	1,28	1,27	1,20	1,19	1,18
k_r	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	-	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
δ_r^S	mm	1,27	1,26	1,20	1,19	1,18
z_b	-	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,74	0,73	0,69	0,69	0,68
k_r^b	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	-	0,019	0,021	0,019	0,021	0,023
ξ_k	-	0,018	0,021	0,019	0,021	0,023
ξ_v^R	-	0,025	0,023	0,024	0,023	0,021
ξ_v^S	-	0,024	0,021	0,024	0,022	0,020
ξ_v	-	0,025	0,022	0,024	0,022	0,021

Tab. 10 Výsledné parametry 15 až 11 stupně 3. část

ξ_x	-	0,122	0,116	0,110	0,105	0,099
η_i	-	0,792	0,798	0,805	0,810	0,815
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	4,60	4,27	3,47	3,30	3,10
a_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	24,02	23,94	19,90	19,69	19,40
P_i	kW	1881	1875	1594	1578	1554
Charakteristika stupně						
ψ	-	2,94	2,95	2,80	2,81	2,79
ρ	-	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
w_a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	614,51	608,84	602,80	597,57	592,14
Ma	-	0,29	0,29	0,27	0,27	0,26

Tab. 11 Výsledné parametry 10 až 6 stupně 1. část

Značka	Jednotka	Kužel				
		II.		I.		
		10	9	8	7	6
Rotor						
D_{p2}	m	0,695	0,695	0,610	0,610	0,610
l_1^R	m	0,112	0,107	0,123	0,119	0,116
l_2	m	0,114	0,109	0,124	0,121	0,117
D_{1s}^R	m	0,807	0,802	0,733	0,729	0,726
D_{2s}	m	0,809	0,804	0,734	0,731	0,727
D_{1v}^R	m	0,919	0,909	0,856	0,848	0,842
D_{2v}	m	0,922	0,913	0,858	0,851	0,845
β_2	°	17,6	16,6	16,8	15,9	15,1
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	80,14	80,14	85,77	85,77	85,77
p_2	bar	10,48	11,89	13,48	14,93	16,50
i_2	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2585,47	2603,71	2622,25	2637,48	2652,64
v_2	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,1680	0,1499	0,1338	0,1220	0,1114
x_2	-	0,904	0,910	0,916	0,921	0,927
sa_2	m^2	0,29	0,27	0,29	0,28	0,27
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2,92	2,73	2,25	2,12	1,98
i_{2u}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2582,55	2600,98	2619,99	2635,36	2650,66
u_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	127,02	126,27	115,30	114,78	114,27
c_{2a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	46,62	43,68	40,12	37,74	35,60
w_{2a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	46,62	43,68	40,12	37,74	35,60
w_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	154,17	152,88	138,82	137,78	136,64
c_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	50,70	48,13	43,81	41,70	39,73
α_2	°	66,9	65,1	66,3	64,8	63,6
c_{2u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	19,93	20,23	17,60	17,72	17,66
w_{2u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	146,95	146,51	132,89	132,50	131,92
ψ	-	0,977	0,975	0,975	0,975	0,974
$w_{2,iz}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	157,84	156,84	142,31	141,36	140,35
w_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	48,94	46,87	42,98	40,68	38,69
H_{iz}^R	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	11,26	11,20	9,20	9,16	9,10

Tab. 11 Výsledné parametry 10 až 6 stupně 2. část

z_R	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0,57	0,61	0,49	0,50	0,51
$i'_{2,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2581,98	2600,37	2619,50	2634,86	2650,15
$s'_{2,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1359	6,1274	6,1202	6,1136	6,1073
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2593,24	2611,57	2628,71	2644,02	2659,25
p_1	bar	11,18	12,66	14,19	15,70	17,34
s_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1359	6,1274	6,1202	6,1136	6,1073
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,1584	0,1415	0,1276	0,1165	0,1064
x_1	-	0,906	0,912	0,918	0,923	0,929
Stator						
l_0	m	0,110	0,105	0,121	0,118	0,115
l_1^S	m	0,111	0,107	0,122	0,119	0,116
D_{0s}	m	0,805	0,800	0,731	0,728	0,725
D_{1s}^S	m	0,807	0,802	0,733	0,729	0,726
D_{0v}	m	0,914	0,905	0,852	0,846	0,839
D_{1v}^S	m	0,917	0,909	0,854	0,848	0,842
α_1	°	17,2	16,0	16,3	15,5	14,7
S_{a0}	m^2	0,28	0,26	0,28	0,27	0,26
S_{a1}	m^2	0,28	0,27	0,28	0,27	0,26
$\Delta\alpha$	°	95,95	98,86	97,38	99,65	101,68
c_0	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	42,62	44,63	41,53	39,57	37,66
φ	-	0,976	0,975	0,976	0,975	0,974
c_{1a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	45,11	42,06	38,97	36,65	34,51
c_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	152,55	152,58	138,85	137,14	135,98
$c_{1,iz}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	156,23	156,47	142,29	140,70	139,67
u_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	126,76	125,98	115,14	114,51	114,04
w_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	48,94	46,87	42,98	40,68	38,69
β_1	°	67,19	63,81	65,05	64,29	63,12
$\Delta\beta$	°	95,21	99,59	98,15	99,81	101,78
c_{1u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	145,73	146,67	133,27	132,16	131,53
w_{1u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	18,97	20,69	18,13	17,65	17,49
H_{iz}^S	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	11,30	11,25	9,26	9,12	9,04
z_S	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0,57	0,60	0,48	0,49	0,51
$i_{1,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2592,67	2610,97	2628,22	2643,53	2658,74
$s_{1,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1347	6,1261	6,1192	6,1126	6,1063
i_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2603,96	2622,21	2637,48	2652,65	2667,79
p_0	bar	11,91	13,48	14,93	16,50	18,21
s_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1347	6,1261	6,1192	6,1126	6,1063
v_0	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,1497	0,1338	0,1220	0,1114	0,1019
x_0	-	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93
Ostatní ztráty a účinnost						
H_{iz}^{ST}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	22,56	22,45	18,46	18,28	18,15
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	126,70	125,97	115,07	114,56	114,04
Pa	-	0,72	0,71	0,72	0,72	0,72
η_∞	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95

Tab. 11 Výsledné parametry 10 až 6 stupně 3. část

δ_r^R	mm	1,17	1,16	1,11	1,10	1,09
k_r	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	-	0,02	0,03	0,02	0,02	0,03
δ_r^S	mm	1,17	1,16	1,10	1,10	1,09
z_b	-	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,67	0,67	0,64	0,63	0,63
k_r^b	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	-	0,025	0,028	0,023	0,025	0,026
ξ_k	-	0,025	0,027	0,023	0,024	0,026
ξ_v^R	-	0,020	0,018	0,029	0,027	0,026
ξ_v^S	-	0,019	0,018	0,028	0,027	0,026
ξ_v	-	0,019	0,018	0,028	0,027	0,026
ξ_x	-	0,093	0,087	0,081	0,076	0,070
η_i	-	0,820	0,824	0,825	0,830	0,835
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2,92	2,73	2,25	2,12	1,98
a_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	19,24	19,32	15,95	15,82	15,74
P_i	kW	1541	1548	1368	1357	1350
Charakteristika stupně						
ψ	-	2,80	2,82	2,78	2,77	2,78
ρ	-	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
w_a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	586,53	580,71	574,57	569,34	563,96
Ma	-	0,26	0,26	0,24	0,24	0,24

Tab. 12 Výsledné parametry 5 až 1 stupně 1. část

		Kužel				
		I.				
Značka	Jednotka	5	4	3	2	1
Rotor						
D_{p2}	m	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610
l_1^R	m	0,113	0,110	0,106	0,103	0,100
l_2	m	0,114	0,111	0,108	0,105	0,102
D_{1s}^R	m	0,723	0,720	0,716	0,713	0,710
D_{2s}	m	0,724	0,721	0,718	0,715	0,712
D_{1v}^R	m	0,836	0,830	0,822	0,816	0,810
D_{2v}	m	0,838	0,832	0,825	0,819	0,813
β_2	°	14,4	13,8	13,2	12,6	12,0
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	85,77	85,77	85,77	85,77	85,77
p_2	bar	18,21	20,05	22,04	24,19	26,52
i_2	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2667,78	2682,83	2697,85	2712,85	2727,88
v_2	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,1019	0,0933	0,0857	0,0787	0,0724
x_2	-	0,933	0,939	0,945	0,952	0,959
Sa_2	m^2	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1,84	1,69	1,54	1,39	1,34
i_{2u}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2665,94	2681,14	2696,31	2711,46	2726,55

Tab. 12 Výsledné parametry 5 až 1 stupně 2. část

u_2	$m \cdot s^{-1}$	113,75	113,24	112,72	112,25	111,78
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	33,64	31,88	30,28	28,74	27,33
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	33,64	31,88	30,28	28,74	27,33
w_2	$m \cdot s^{-1}$	135,28	133,66	132,61	131,76	131,44
c_2	$m \cdot s^{-1}$	37,82	35,93	34,43	33,06	32,08
α_2	$^\circ$	62,8	62,5	61,6	60,4	58,4
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	17,28	16,56	16,39	16,34	16,79
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	131,03	129,80	129,11	128,59	128,57
ψ	-	0,973	0,971	0,970	0,968	0,971
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	139,08	137,63	136,77	136,16	135,38
w_1	$m \cdot s^{-1}$	36,75	35,65	34,31	33,19	30,16
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	9,00	8,84	8,76	8,72	8,71
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,52	0,54	0,56	0,59	0,52
$i'_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2665,42	2680,60	2695,75	2710,87	2726,02
$s'_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,1014	6,0957	6,0903	6,0852	6,0804
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2674,42	2689,44	2704,51	2719,59	2734,73
p_1	bar	19,11	21,01	23,08	25,32	27,75
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,1014	6,0957	6,0903	6,0852	6,0804
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0974	0,0894	0,0821	0,0755	0,0694
x_1	-	0,935	0,942	0,948	0,955	0,962
Stator						
l_0	m	0,111	0,108	0,105	0,102	0,099
l_1^S	m	0,113	0,109	0,106	0,103	0,100
D_{0s}	m	0,721	0,718	0,715	0,712	0,709
D_{1s}^S	m	0,723	0,720	0,716	0,713	0,710
D_{0v}	m	0,833	0,826	0,820	0,814	0,808
D_{1v}^S	m	0,836	0,828	0,822	0,816	0,810
α_1	$^\circ$	14,0	13,4	12,8	12,2	12,0
S_{a0}	m^2	0,25	0,24	0,24	0,23	0,22
S_{a1}	m^2	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22
$\Delta\alpha$	$^\circ$	103,19	104,05	105,62	107,41	109,57
c_0	$m \cdot s^{-1}$	35,77	34,28	32,91	31,93	3,85
φ	-	0,973	0,972	0,971	0,970	0,968
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	32,56	31,10	29,52	28,05	26,69
c_1	$m \cdot s^{-1}$	134,60	134,18	133,27	132,73	128,37
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	138,38	138,03	137,24	136,89	132,64
u_1	$m \cdot s^{-1}$	113,57	113,10	112,47	112,00	111,53
w_1	$m \cdot s^{-1}$	36,75	35,65	34,31	33,19	30,16
β_1	$^\circ$	62,38	60,73	59,36	57,70	62,26
$\Delta\beta$	$^\circ$	103,22	105,47	107,44	109,70	105,74
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	130,60	130,53	129,95	129,73	125,56
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	17,03	17,43	17,49	17,74	14,04
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	8,93	8,94	8,88	8,86	8,79
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,52	0,52	0,54	0,56	0,56

Tab. 12 Výsledné parametry 5 až 1 stupně 3. část

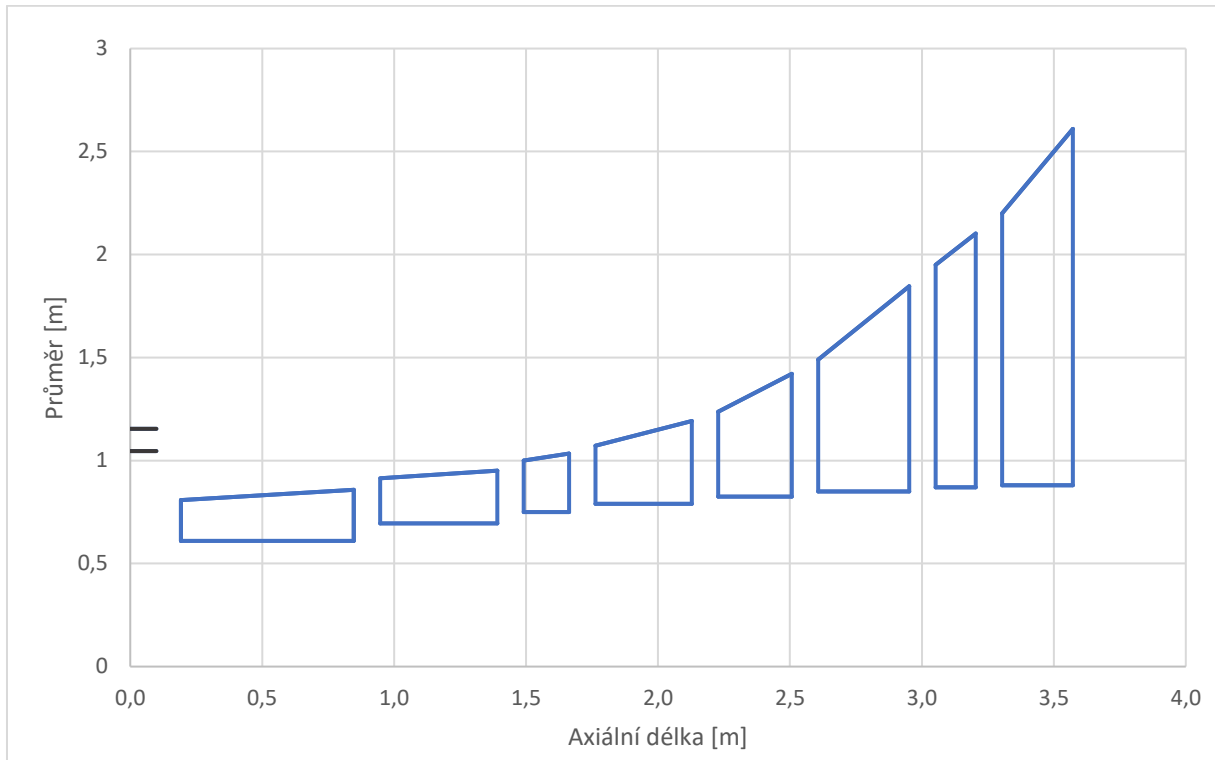
$i_{1,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2673,90	2688,92	2703,97	2719,03	2734,17
$s_{1,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1003	6,0946	6,0892	6,0841	6,0793
i_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2682,84	2697,85	2712,85	2727,89	2742,96
p_0	bar	20,05	22,04	24,19	26,52	29,04
s_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,1003	6,0946	6,0892	6,0841	6,0793
v_0	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,0933	0,0857	0,0787	0,0724	0,0666
x_0	-	0,94	0,95	0,95	0,96	0,97
Ostatní ztráty a účinnost						
H_{iz}^{ST}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	17,93	17,77	17,64	17,58	17,50
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	113,53	113,01	112,52	112,05	111,57
Pa	-	0,72	0,72	0,72	0,72	0,71
η_∞	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	1,09	1,08	1,08	1,07	1,06
k_r	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04
δ_r^S	mm	1,09	1,08	1,07	1,07	1,06
z_b	-	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,63	0,62	0,62	0,62	0,61
k_r^b	-	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	-	0,028	0,030	0,033	0,035	0,036
ξ_k	-	0,028	0,030	0,032	0,034	0,036
ξ_v^R	-	0,025	0,024	0,022	0,021	0,020
ξ_v^S	-	0,024	0,023	0,022	0,021	0,020
ξ_v	-	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020
ξ_x	-	0,064	0,058	0,051	0,044	0,037
η_i	-	0,840	0,845	0,850	0,856	0,862
z_{ost}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1,84	1,69	1,54	1,39	1,34
a_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	15,60	15,52	15,46	15,48	15,08
P_i	kW	1338	1331	1326	1328	1294
Charakteristika stupně						
ψ	-	2,77	2,77	2,78	2,79	2,80
ρ	-	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
w_a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	558,42	552,73	546,87	540,83	534,58
Ma	-	0,24	0,24	0,24	0,24	0,25

Tab. 13 Pevnostní výpočet statoru

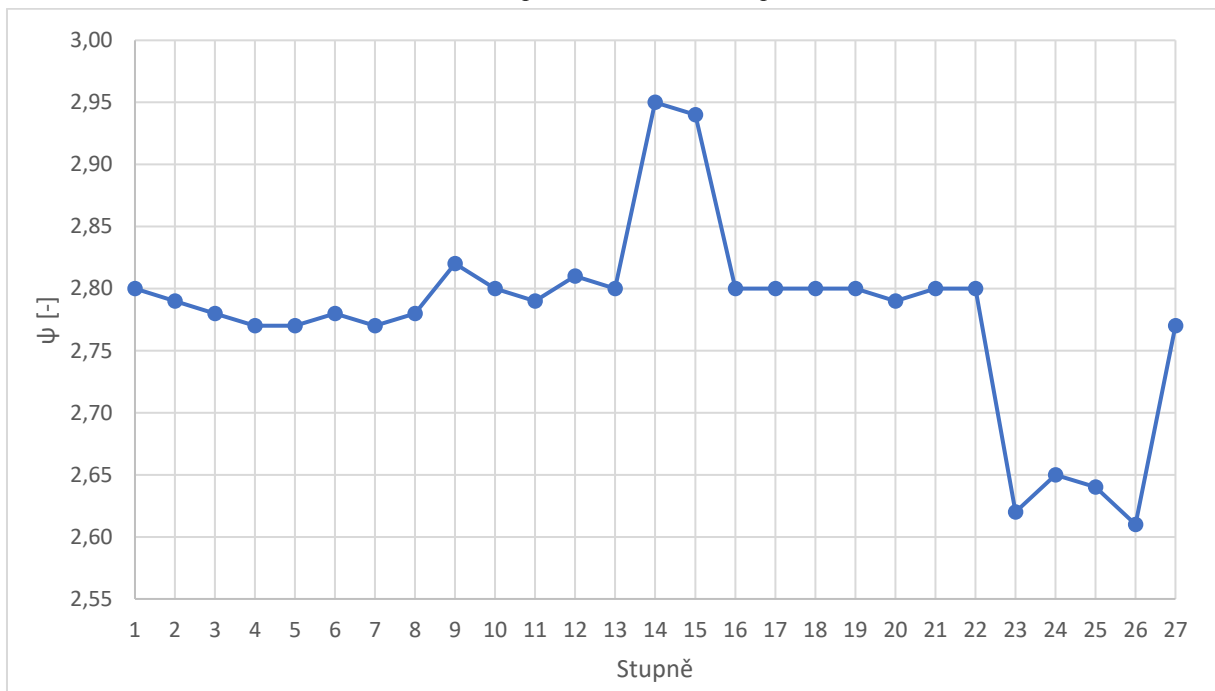
Řada	z	F_a	F_u	M_u	M_a	M_o	σ_o
	[-]	[N]	[N]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[MPa]
53	62	376,94	288,65	143,71	110,05	181,00	19,0
51	83	202,11	172,04	56,24	47,87	73,85	16,3
49	103	163,68	133,92	37,27	30,49	48,16	16,7
47	98	192,32	135,52	37,83	26,66	46,28	16,1
45	93	206,17	135,98	34,17	22,54	40,94	14,2
43	113	154,39	109,99	21,23	15,12	26,06	18,9
41	110	167,63	109,50	20,39	13,32	24,35	17,6
39	107	173,37	111,53	18,38	11,82	21,85	15,8
37	101	168,33	114,04	16,01	10,84	19,33	14,0
35	99	180,87	114,42	15,81	10,00	18,71	13,6
33	98	189,82	114,05	15,10	9,07	17,61	19,1
31	96	198,80	113,75	14,31	8,19	16,49	17,9
29	91	203,36	121,19	13,78	8,21	16,04	17,4
27	90	218,53	126,07	13,82	7,97	15,96	17,3
25	84	201,59	122,85	12,59	7,67	14,75	16,0
23	84	215,25	123,24	12,92	7,40	14,89	16,2
21	83	232,14	124,37	13,36	7,16	15,16	16,5
19	83	245,06	123,41	13,51	6,80	15,13	16,4
17	82	264,60	125,82	14,02	6,67	15,53	16,9
15	75	275,21	132,21	16,73	8,04	18,56	13,4
13	75	287,95	131,02	17,05	7,76	18,73	13,6
11	75	303,18	130,74	17,48	7,54	19,03	13,8
9	74	321,29	132,26	18,02	7,42	19,48	14,1
7	74	337,39	132,37	18,31	7,18	19,66	14,2
5	74	353,06	131,77	18,63	6,95	19,88	14,4
3	73	376,01	132,78	19,27	6,81	20,44	14,8
1	73	392,00	143,01	19,50	7,11	20,76	15,0

Tab. 14 Pevnostní výpočet rotoru

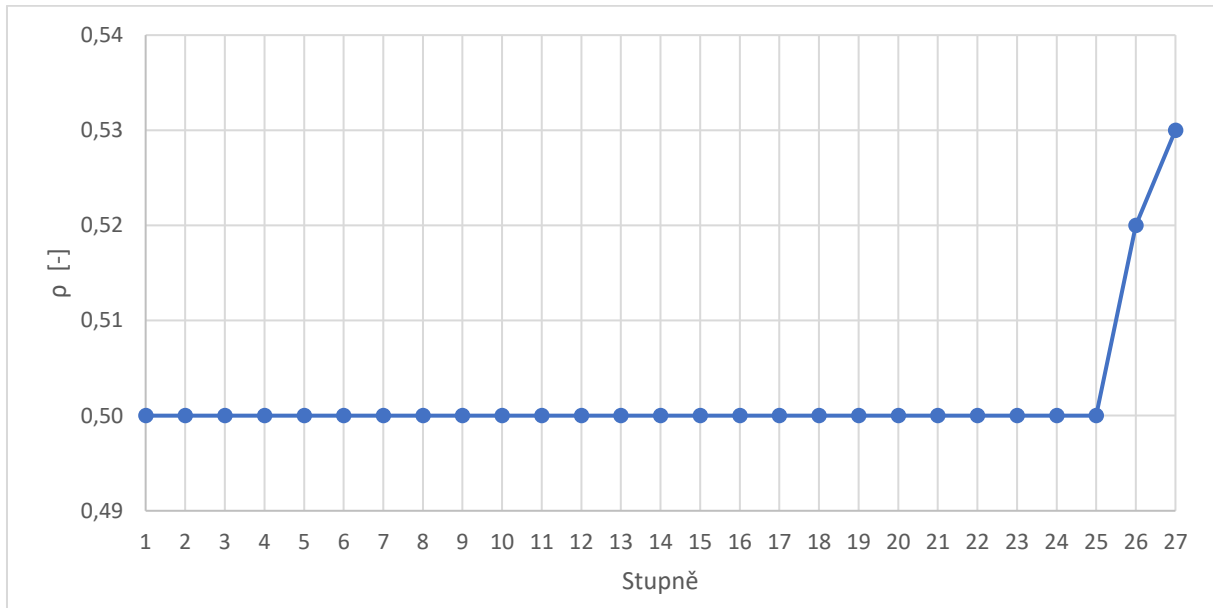
Řada	z	F_a	F_u	M_u	M_a	M_o	σ_o	σ_t
	[-]	[N]	[N]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[MPa]	[MPa]
54	65	248,93	282,94	107,66	122,37	162,99	17,1	584,72
52	86	177,13	161,65	53,14	48,49	71,94	15,9	341,67
50	105	138,56	134,09	33,70	32,62	46,90	16,3	251,88
48	100	173,49	131,97	36,83	28,01	46,27	16,1	209,61
46	95	191,98	132,65	34,80	24,05	42,30	14,7	170,32
44	115	140,31	107,77	20,49	15,73	25,83	18,7	126,35
42	111	155,52	108,41	20,13	14,03	24,54	17,8	108,69
40	108	167,36	106,70	19,05	12,14	22,59	16,4	92,81
38	102	155,67	110,07	15,41	10,90	18,87	13,7	75,78
36	100	171,21	110,03	15,64	10,05	18,59	13,5	68,84
34	98	183,04	110,81	15,27	9,25	17,85	19,4	61,86
32	97	190,17	113,06	14,41	8,57	16,77	18,2	55,29
30	92	194,97	116,41	13,70	8,18	15,95	17,3	48,47
28	91	208,61	118,89	13,71	7,81	15,78	17,2	44,89
26	85	193,18	119,17	12,27	7,57	14,41	15,7	40,44
24	84	209,49	119,90	12,79	7,32	14,74	16,0	38,65
22	84	220,61	120,75	12,99	7,11	14,80	16,1	37,06
20	83	236,96	121,46	13,37	6,85	15,02	16,3	35,31
18	83	251,07	122,07	13,55	6,59	15,07	16,4	33,57
16	75	266,18	132,27	16,44	8,17	18,35	13,3	35,09
14	75	280,80	130,86	16,83	7,84	18,57	13,5	33,89
12	75	296,02	130,22	17,28	7,60	18,87	13,7	32,86
10	74	314,09	131,34	17,84	7,46	19,33	14,0	31,84
8	74	326,11	132,09	18,01	7,29	19,43	14,1	30,82
6	74	339,14	131,62	18,11	7,03	19,43	14,1	29,66
4	73	360,32	133,23	18,70	6,91	19,94	14,4	28,70
2	73	378,44	127,80	19,07	6,44	20,13	14,6	27,75



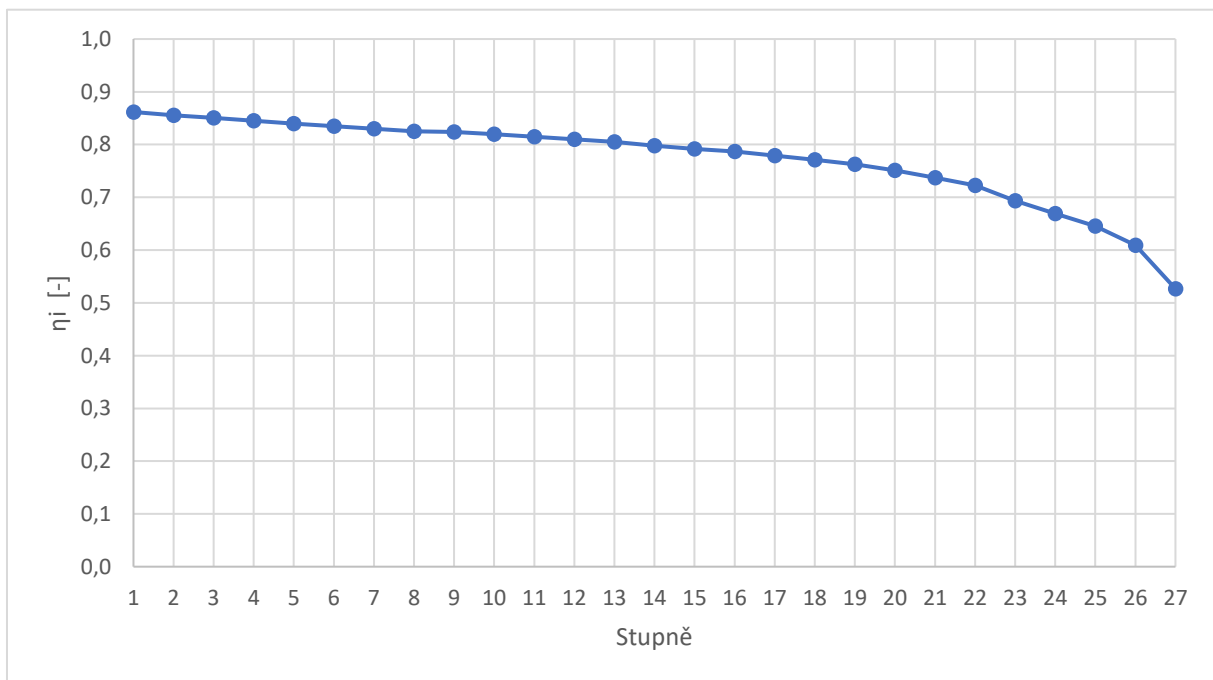
Obr. 6.3 Schéma průtočného kanálu stupňové části



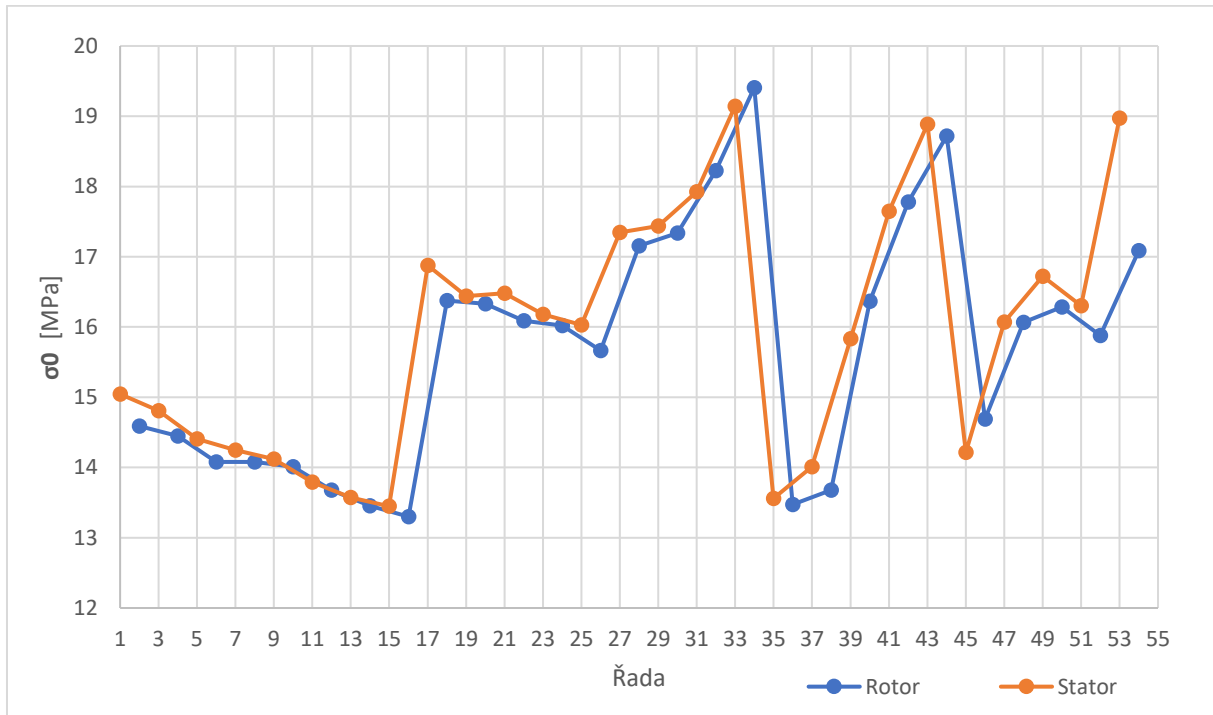
Obr. 6.4 Tlakové číslo jednotlivých stupňů



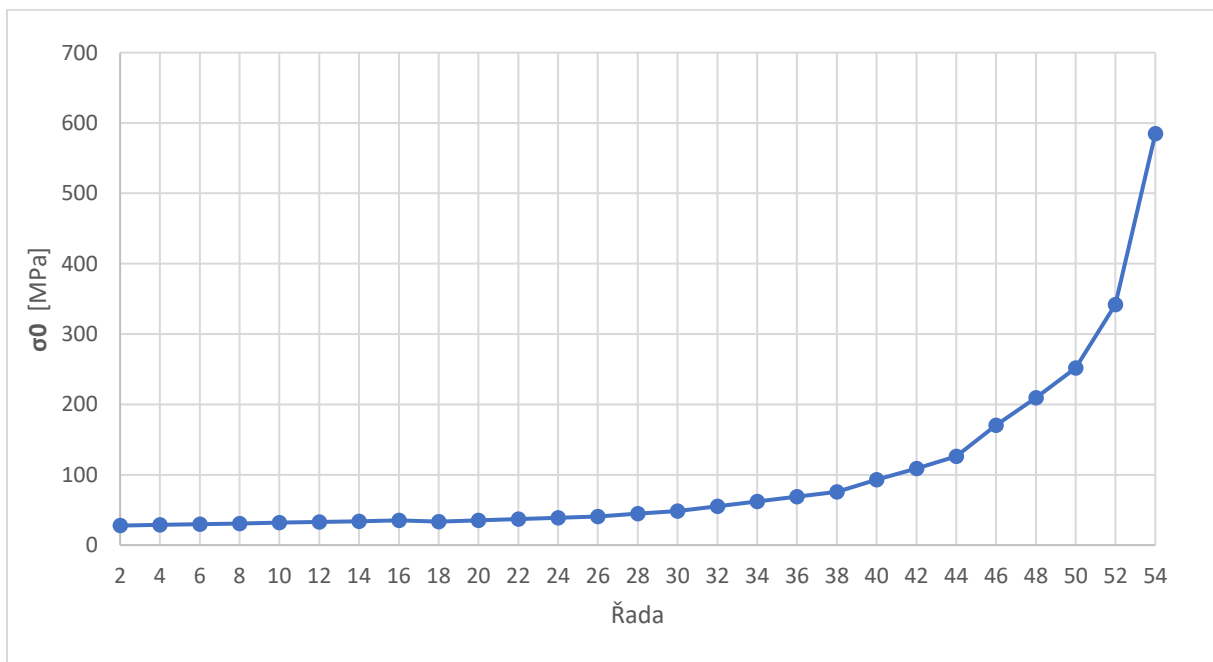
Obr. 6.5 Stupně reakce jednotlivých stupňů



Obr. 6.6 Vnitřní účinnost jednotlivých stupňů



Obr. 6.7 Průběh ohybové napětí stupňové části



Obr. 6.8 Průběh tahového napětí

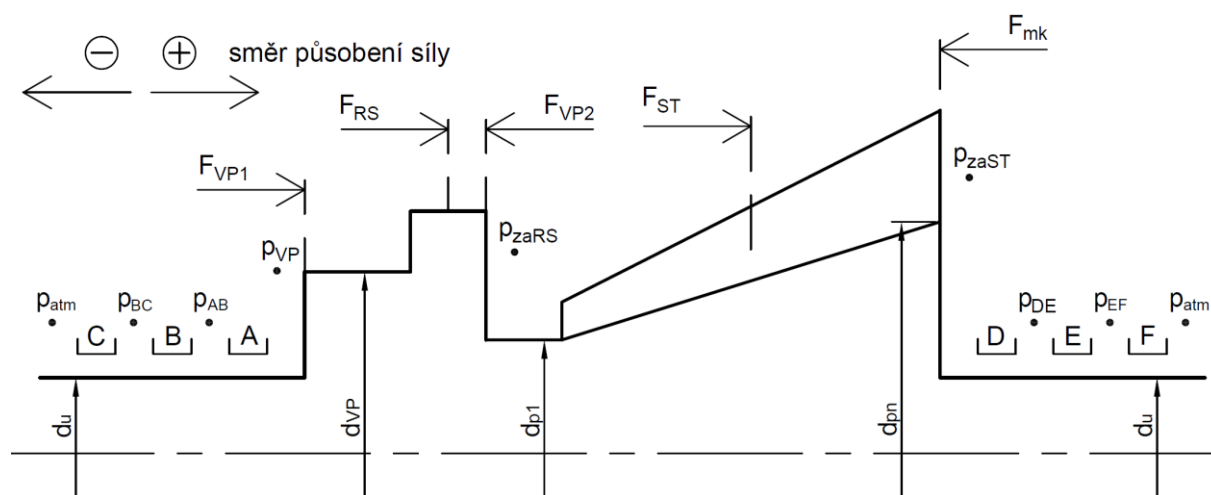
7 Vyrovnávací píst a ucpávky

7.1 Vyrovnávací píst

U mnohastupňové turbíny s přetlakovým lopatkováním osová síla dosahuje hodnot, které nelze zachytit axiálním ložiskem. Tato síla vzniká od proudu páry, která působí na listy lopatek a síly vznikající z rozdílu tlaků páry před a za řadou rotorových lopatek. Tuto sílu lze kompenzovat buď změnou směru toku páry, anebo použitím vyrovnávacího pístu, což bude předmětem návrhu v této kapitole [1]. Výpočet vyrovnávacího pístu má vliv na detailní návrh a je nutné tyto výpočty vzájemně propojit. Pára pro vyrovnávací píst je odebírána za regulačním stupněm. Poté je rozdělena na páru, která proudí do předních ucpávek a část se vrací zpět do turbíny, kde je zavedena mezi čtvrtý a pátý kužel.

7.1.1 Výpočet axiální síly

Výpočet bude proveden v závislosti na obr. 7.1, na kterém jsou znázorněny jednotlivé osové síly, tlaky v důležitých bodech a průměry rotoru. Postup výpočtu je převzatý z literatury [1].



Obr. 7.1 Zjednodušený náčrt rotoru

Aby bylo možné stanovit jednotlivé síly je nutné nejprve určit jednotlivé průměry a tlaky. Průměr hřídele s ucpávkami:

$$d_u = 0,3 \text{ m} \quad (7.1)$$

Průměr vyrovnávacího pístu:

$$d_{VP} = 0,794 \text{ m} \quad (7.2)$$

Patní průměr prvního kužele:

$$d_{p1} = 0,61 \text{ m} \quad (7.3)$$

Patní průměr posledního kužele:

$$d_{pn} = 0,88 \text{ m} \quad (7.4)$$

Atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1 \text{ bar} \quad (7.5)$$

Tlak za vyrovnávacím pístem je daný tlakem v místě, kde je pára zavedena zpět do turbíny. V našem případě je pára zpět zavedena mezi čtvrtý a pátý kužel, kde je tlak:

$$p_{VP} = 2,26 \text{ bar} \quad (7.6)$$

Tlak za regulačním stupněm:

$$p_{zaRS} = 28,58 \text{ bar} \quad (7.7)$$

Tlak za posledním stupněm:

$$p_{zaST} = 0,073 \text{ bar} \quad (7.8)$$

Nyní lze stanovit jednotlivé síly, které jsou dány tlakem působící na mezikruží. Osově síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP1} = \pi \cdot \frac{d_{VP}^2 - d_u^2}{4} \cdot p_{VP} = 3,14 \cdot \frac{0,794^2 - 0,3^2}{4} \cdot 2,26 = 95,87 \text{ kN} \quad (7.9)$$

$$F_{VP2} = \pi \cdot \frac{d_{VP}^2 - d_{p1}^2}{4} \cdot p_{zaRS} = 3,14 \cdot \frac{0,794^2 - 0,61^2}{4} \cdot 28,58 = 579,81 \text{ kN} \quad (7.10)$$

$$F_{VP2} = 579,81 \text{ kN}$$

Síla v místě poslední řadě lopatek:

$$F_k = \pi \cdot \frac{d_{pn}^2 - d_u^2}{4} \cdot p_{zaST} = 3,14 \cdot \frac{0,88^2 - 0,3^2}{4} \cdot 0,073 = 3,9 \text{ kN} \quad (7.11)$$

Síla působící na jednotlivé lopatky od RS a od ST byla vypočítána v rovnicích (4.98) a (6.97).

$$F_{RS} = 10,52 \text{ kN} \quad (7.12)$$

$$F_{ST} = 522,01 \text{ kN} \quad (7.13)$$

Celková osová síla:

$$F_a = F_{VP1} + F_{RS} - F_{VP2} + F_{ST} - F_k \quad (7.14)$$

$$F_a = 95,87 + 10,52 - 579,81 + 522,01 - 3,9 = 44,7 \text{ kN}$$

Výslednice osově síly má kladný směr a velikost je v požadovaném rozmezí do 50 kN, což je polovina maximálního zatížení zvoleného axiálního ložiska. Tudíž vyrovnávací píst vyhovuje.

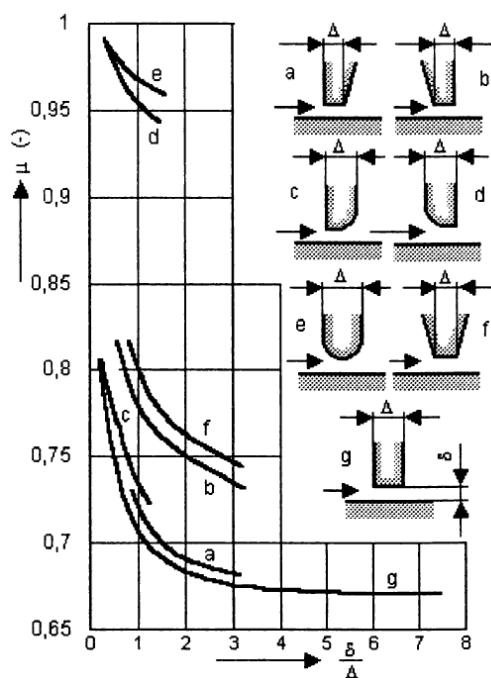
7.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Vyrovnávací píst byl opatřen bezdotykovými ucpávkami, které byly vyrobeny z austenitické oceli. Konstanta B, která záleží na volbě materiálu je:

$$B = 1,35 [-] \quad (7.15)$$

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru:

$$\delta_{VP} = B \cdot d_u + 0,25 = 1,35 \cdot 0,3 + 0,25 = 1,31 \text{ mm} \quad (7.16)$$



Obr. 7.2 Průtokový součinitel [1]

Šířka břítu ucpávky byla zvolena:

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (7.17)$$

Poměr pro určení průtokového součinitele:

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = \frac{1,31}{0,3} = 4,37 [-] \quad (7.18)$$

Průtokový součinitel pro typ ucpávky g byl zvolen z obr. 7.2:

$$\mu = 0,675 [-] \quad (7.19)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S_{VP} = \pi \cdot d_{vp} \cdot \delta_{VP} = 3,14 \cdot 0,794 \cdot 1,31 = 0,00163 \text{ m}^2 \quad (7.20)$$

Měrný objem před ucpávky je roven měrnému objemu za regulačním stupněm:

$$v_{zaRS} = 6,0793 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.21)$$

Charakter proudění ovlivňuje výpočet hmotnostního průtoku ucpávkou a stanoví se z tlaku za a před ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_{VP}}{p_{zaRS}} = \frac{2,26}{28,58} = 0,079 [-] \quad (7.22)$$

Počet břitů ucpávky byl zvolen:

$$z_{VP} = 60 [-] \quad (7.23)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{VP,krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z_{VP} + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,105 [-] \quad (7.24)$$

Vzhledem k tomu že $\pi \leq \pi_{VP,krit}$ tak dochází na posledním labyrintové ucpávky ke kritickému proudění a hmotnostní průtok se tedy vypočte dle vztahu:

$$M_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_{zaRS}}{v_{zaRS}}} \quad (7.25)$$

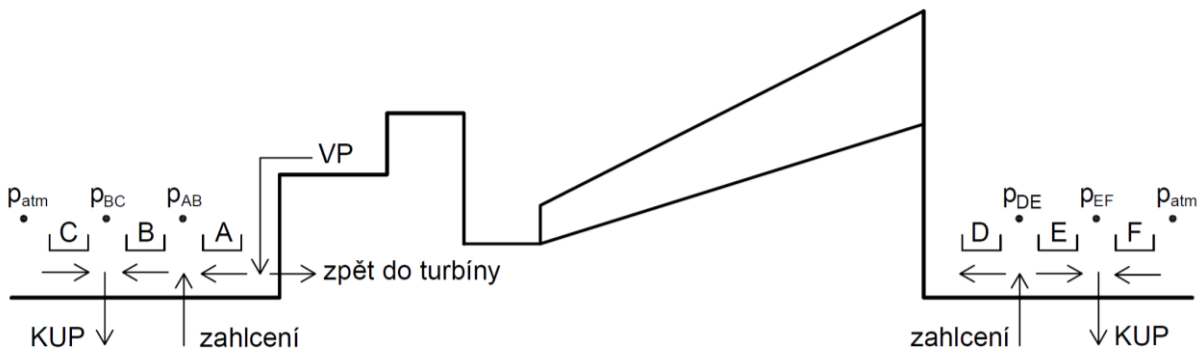
$$M_{VP} = 0,675 \cdot 0,00324 \cdot \sqrt{\frac{1}{60 + 1,25} \cdot \frac{28,58}{6,0793}} = 0,195 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokud by $\pi > \pi_{VP,krit}$, kdy nedochází v ucpávce ke kritickému proudění, tak by se hmotnostní průtok vypočítal dle vztahu:

$$M_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_{zaRS}^2 - p_{VP}^2}{p_{zaRS} \cdot v_{zaRS} \cdot Z_{VP}}} \quad (7.26)$$

7.2 Ucpávkový systém turbíny

Ucpávky jsou umístěny na každém konci turbíny a jejich úkolem je snížit úniky páry do okolí a zabránit přísávání vzduchu z okolí. Pára procházející vyrovnávacím pístem se rozdělí na páru zahlcující ucpávku A a zbylá pára je zavedena zpět do turbíny. Za ucpávkou A dochází k zahlcení a pára pokračuje ucpávkou B. Mezi ucpávkou B a C je mírný podtlak, tudíž dochází k přísávání vzduchu přes ucpávku C. Následně je pára odvedena do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). V ucpávkách D a E dochází k zahlcení a mezi ucpávkami E a F je opět mírný podtlak. Přes ucpávku F dochází k přísávání vzduchu a následně odchází pára z E a vzduch z F do KUP. Směry proudění jsou znázorněny v obr. 7.3.



Obr. 7.3 Směry proudění páry ucpávkami

Měrný objem vzduchu byl určen:

$$v_{vz} = \frac{1}{\rho_{vz}} = \frac{1}{1,2047} = 0,8301 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.27)$$

Zbylé měrné objemy se stanoví za pomoci tlaku a entalpie. Entalpie před a za ucpávkou jsou si rovny, protože se jedná o škrcení. Tudíž entalpie před ucpávkou A se rovná entalpii za RS:

$$i_A = i_{zaRS} = 2740,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.28)$$

Pro ucpávku D je rovna entalpie za posledním stupněm:

$$i_D = i_{zaST} = 2084,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.29)$$

Zbýlý výpočet je stejný jako v kapitole 7.1.2. Vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v tab. 15.

Tab. 15 Výsledky výpočtu ucpávkové páry

Značka	Jednotka	C	B	A	D	E	F
p_1	bar	1	1,2	2,259	1,2	1,2	1
p_2	bar	0,9	0,9	1,2	0,073	0,9	0,9
π	-	0,9	0,750	0,531	0,060	0,750	0,9
z	-	6	9	15	15	9	6
π_{krit}	-	0,305	0,256	0,203	0,203	0,256	0,305
	-	NE	NE	NE	ANO	NE	NE
δ	mm	0,655	0,655	0,655	0,655	0,655	0,655
Δ	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ/Δ	-	2,183	2,183	2,183	2,183	2,183	2,183
μ	-	0,685	0,685	0,685	0,685	0,685	0,685
S	m^2	0,00062	0,00062	0,00062	0,00062	0,00062	0,00062
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	-	2739,83	2739,838	2100,47	2100,47	-
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,830	1,541	0,819	1,058	1,058	0,830
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0026	0,0026	0,0049	0,0353	0,0031	0,0026
\dot{M}_i	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$		0,0075			0,0411	
\dot{M}_c	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$				0,0512		

8 Ložiska

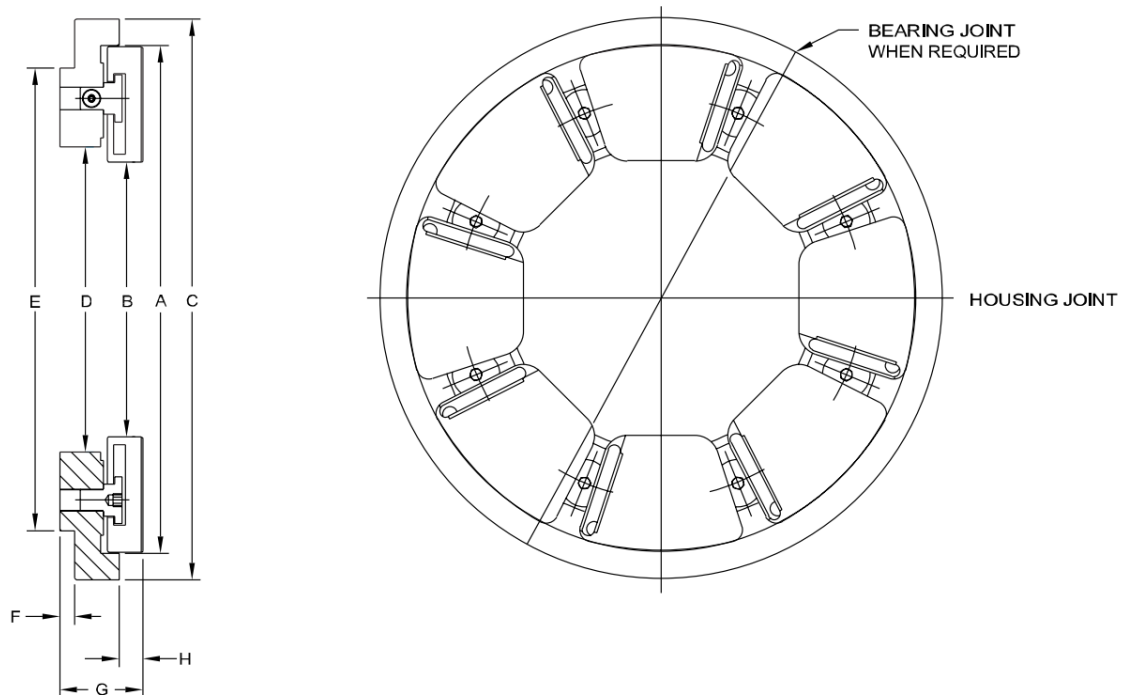
V této kapitole budou zvolena ložiska pro navrhovanou turbínu. Turbína je uložena v předním a zadním radiálním ložisku. Ty slouží pro zachycení síly, která vzniká vlivem tíhy rotoru a lopatek. Pro zachycení zbylé osově síly slouží axiální ložisko.

8.1 Návrh axiálního ložiska

V kapitole 7.1.1 byla stanovena celková osová síla, kterou je nutné zachytit axiálním ložiskem. Velikost této síly je 44,7 kN pro návrhový stav. Z katalogu [6] bylo zvoleno ložisko s 6 segmenty. Z této série vyhovuje ložisko s označením 269. Základní parametry jsou uvedeny v tab. 16 a obr. 8.1.

Tab. 16 Základní parametry axiálního ložiska

Popis	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr segmentů	A	240	mm
Vnitřní průměr segmentů	B	99,8	mm
Vnější průměr pouzdra	C	266,64	mm
Vnitřní průměr pouzdra	D	117	mm
Šířka ložiska	G	47,65	mm
Maximální možné zatížení ložiska	F_{\max}	96	kN



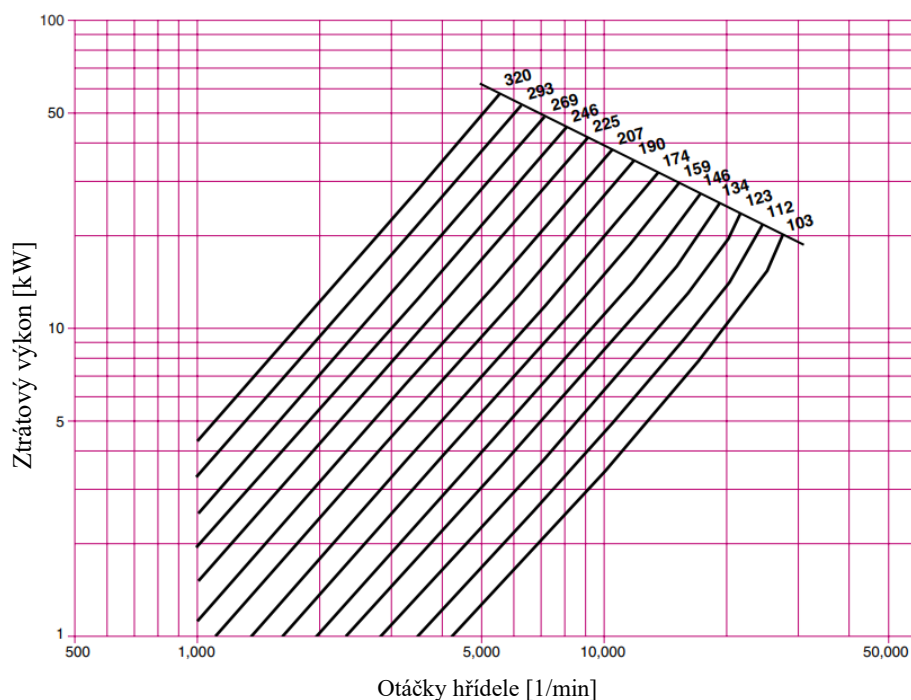
Obr. 8.1 Geometrie axiálního ložiska [6]

Ztrátový výkon ložiska se stanoví odečtením z grafu uvedeného na obr. 8.2.:

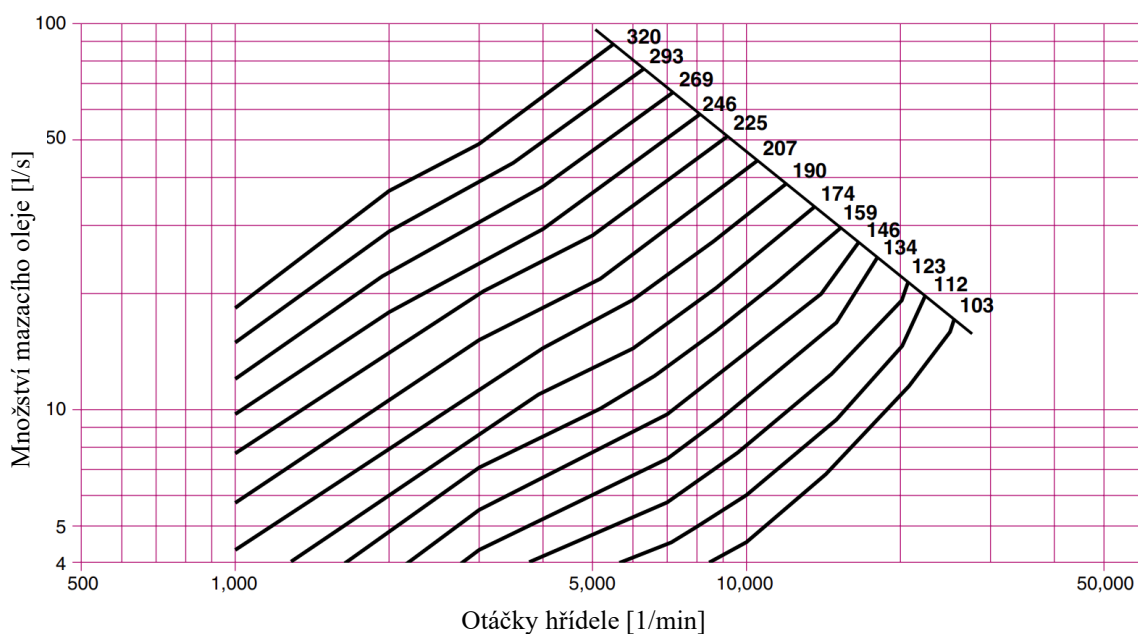
$$P_{z,a} = 6 \text{ kW} \quad (8.1)$$

Potřebné množství mazacího oleje pro axiální ložisko bylo stanoven z grafu na obr. 8.3:

$$\dot{V}_{o,a} = 17 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.2)$$



Obr. 8.2 Ztrátový výkon axiálního ložiska [6]



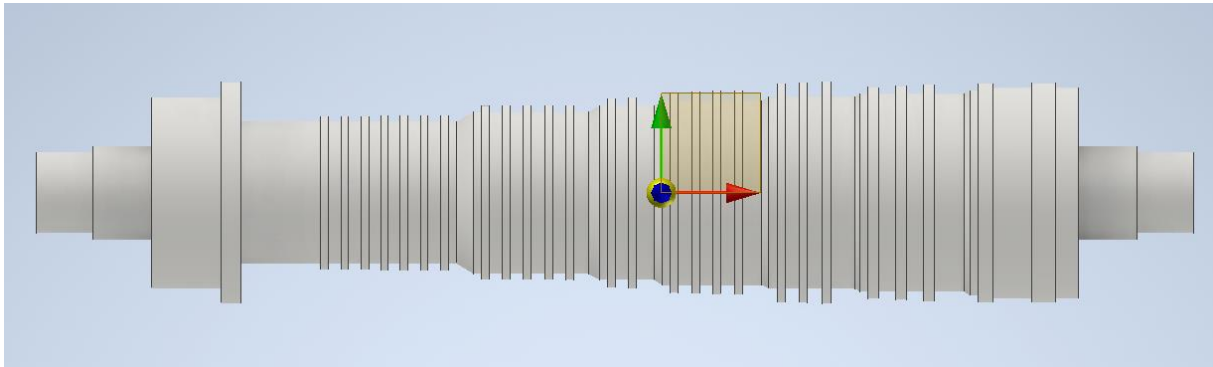
Obr. 8.3 Potřebné množství mazacího oleje pro axiální ložisko [6]

8.2 Návrh radiálního ložiska

Turbína má dvě radiální ložiska, která jsou umístěna v předním a zadním ložiskovém stojanu. Slouží pro zachycení síly, která vzniká tíhou rotoru a lopatek. Pro návrh ložisek bylo nejdříve nutné určit hmotnost a těžiště rotoru turbíny i s lopatkami, které byly určeny zjednodušeným modelem vymodelovaným v programu Autodesk Inventor Professional 2021. Zjednodušený model je znázorněn na obr. 8.4. Rotor byl vymodelovaný bez lopatek, protože hmotnost lopatek je nahrazena mezikruží o stejného objemu, jaký představují jednotlivé lopatky. Pro zjištění poloměru mezikruží byl stanoven objem každé rotorové řady:

$$V_l = S \cdot l \cdot z \quad (8.3)$$

kde S značí průřez lopatky podle zvoleného profilu lopatky,
 l délku lopatek,
 z počet lopatek.



Obr. 8.4 Zjednodušený model rotoru

Vzdálenost mezi předním a zadním ložiskovým stojanem:

$$L = 4727 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Poloha těžiště od předního ložiskového stojanu:

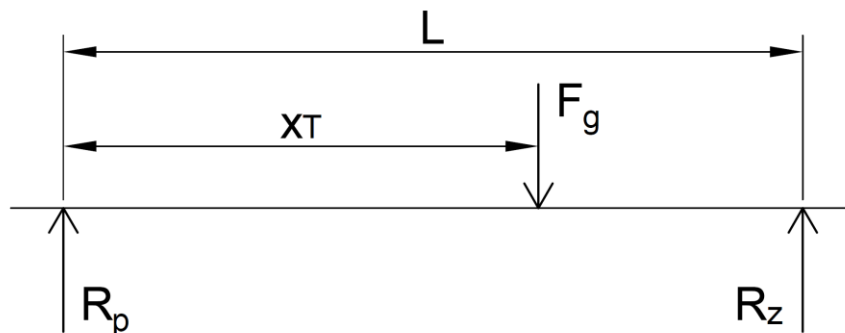
$$x_T = 2685,28 \text{ mm} \quad (8.5)$$

Předpokládaný materiál pro turbínu byla zvolena ocel s hustotou $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Hmotnost rotoru stanovená programem Autodesk Inventor 2021:

$$m = 15\,933,5 \text{ kg} \quad (8.6)$$

Výsledná tíhová síla:

$$F_g = m \cdot g = 15\,933,5 \cdot 9,81 = 156,3 \text{ kN} \quad (8.7)$$



Obr. 8.5 Znáznornění reakčních sil

Z rovnice momentové rovnováhy byla stanovena reakční síla zadního ložiska:

$$R_p \cdot 0 + F_g \cdot x_T - R_z \cdot L = 0 \quad (8.8)$$

$$R_z = \frac{F_g \cdot x_T}{L} = \frac{156,3 \cdot 2685}{4727} = 88,79 \text{ kN} \quad (8.9)$$

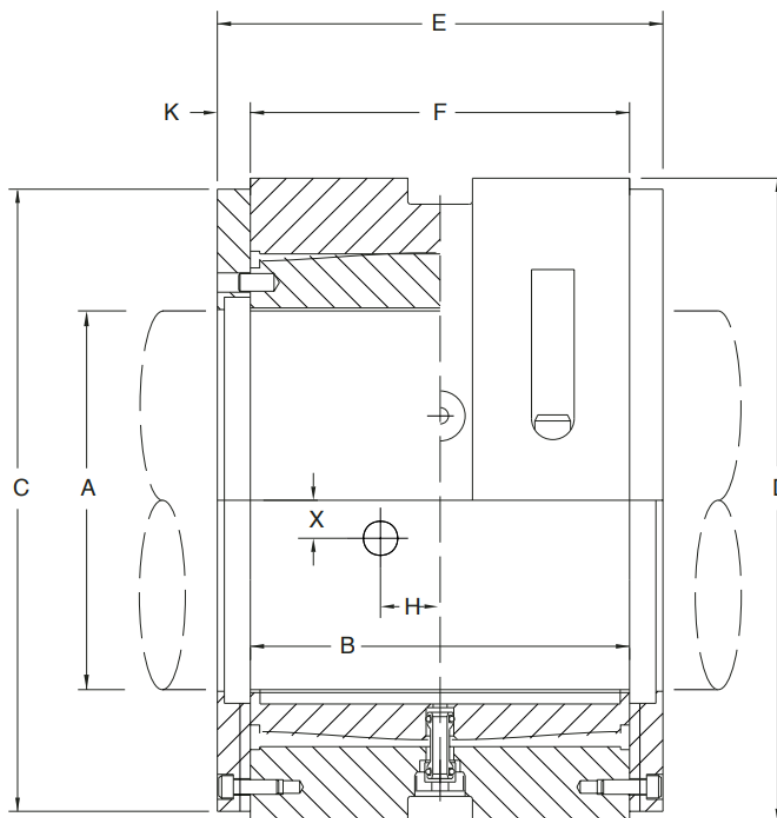
Poté ze silové rovnováhy byla určena reakční síla působící na přední ložisko:

$$R_p = F_g - R_z = 156,3 - 88,79 = 67,51 \text{ kN} \quad (8.10)$$

Poměr mezi délkou nosné pánve L_{ns} a průměrem D by se měl pohybovat v rozmezí 0,5 až 0,8 [4]. Z katalogu [7] bylo zvoleno ložisko jehož parametry jsou uvedeny v tab. 17. Na obr. 3.1 jsou znázorněné rozměry radiálního ložiska. Pro přední i zadní ložiskový stojan byla zvolena stejná ložiska.

Tab. 17 Základní parametry radiálního ložiska [7]

Popis	Značka	Hodnota	Jednotka
Poměr L_{ns}/D	L_{ns}/D	0,7	[-]
Průměr hřídele	A	300	mm
Délka nosné pánve	B	210	mm
Vnější průměr ložiska	D	482	mm
Celková šířka ložiska	E	270	mm
Maximální možné zatížení ložiska	F_{max}	202,4	kN

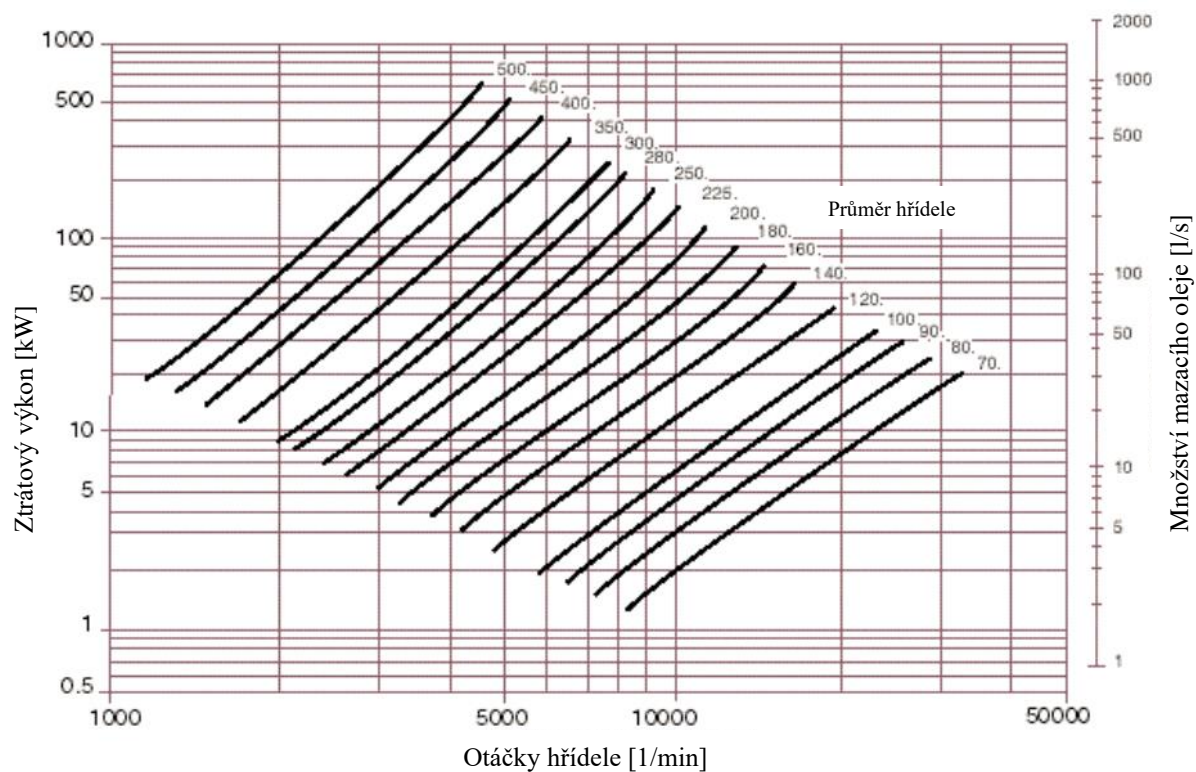


Obr. 8.6 Znázorněné rozměry radiálního ložiska [7]

Ztrátový výkon ložiska a potřebné množství mazacího oleje se určí z grafu na obr. 8.7 :

$$P_{z,a} = 24 \text{ kW} \quad (8.11)$$

$$\dot{V}_{o,a} = 33 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.12)$$



Obr. 8.7 Ztrátový výkon a potřebné množství mazacího oleje pro radiální ložisko [7]

9 Výsledné parametry turbíny

V této kapitole budou stanoveny výsledné parametry turbíny, a to zejména celková vnitřní a termodynamická účinnost, vnitřní výkon a svorkový výkon.

9.1 Výkon a účinnost turbíny

Výpočet bude rozdělen na jednotlivé kužely, protože se v průběhu turbíny mění průtoky vlivem neregulovatelných odběrů. Měrné vnitřní práce kuželů jsou vypočítána z celkových stavů:

$$a_i^I = i_{0c}^1 - i_{2c}^8 = 2742,97 - 2623,21 = 119,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.1)$$

$$a_i^{II} = i_{0c}^9 - i_{2c}^{13} = 2623,21 - 2532,15 = 91,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.2)$$

$$a_i^{III} = i_{0c}^{14} - i_{2c}^{15} = 2532,15 - 2488,05 = 44,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.3)$$

$$a_i^{IV} = i_{0c}^{16} - i_{2c}^{19} = 2488,05 - 2391,81 = 96,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.4)$$

$$a_i^V = i_{0c}^{20} - i_{2c}^{22} = 2391,81 - 2303,66 = 88,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.5)$$

$$a_i^{VI} = i_{0c}^{23} - i_{2c}^{25} = 2303,66 - 2201,9 = 101,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.6)$$

$$a_i^{VII+VIII} = i_{0c}^{26} - i_{2c}^{27} = 2201,9 - 2121,85 \quad (9.7)$$

$$a_i^{VII+VIII} = 80,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečné poměrné průtoky se stanoví jednotlivými částmi PT, ve kterých jsou konstantní hmotnostní průtoky, kde \dot{M} je průtok v řešené části.

$$\beta^{RS} = \frac{\dot{M}^{RS}}{\dot{M}} = \frac{94,41}{94,41} = 1 [-] \quad (9.8)$$

$$\beta^I = \frac{\dot{M}^I}{\dot{M}} = \frac{85,77}{94,41} = 0,9084 [-] \quad (9.9)$$

$$\beta^{II} = \frac{\dot{M}^{II}}{\dot{M}} = \frac{80,14}{94,41} = 0,8488 [-] \quad (9.10)$$

$$\beta^{III} = \frac{\dot{M}^{III}}{\dot{M}} = \frac{78,32}{94,41} = 0,8295 [-] \quad (9.11)$$

$$\beta^{IV} = \frac{\dot{M}^{IV}}{\dot{M}} = \frac{73,54}{94,41} = 0,7789 [-] \quad (9.12)$$

$$\beta^V = \frac{\dot{M}^V}{\dot{M}} = \frac{69,77}{94,41} = 0,739 [-] \quad (9.13)$$

$$\beta^{VI} = \frac{\dot{M}^{VI}}{\dot{M}} = \frac{65,39}{94,41} = 0,6926 [-] \quad (9.14)$$

$$\beta^{VII+VIII} = \frac{\dot{M}^{VII+VIII}}{\dot{M}} = \frac{61,4}{94,41} = 0,6504 [-] \quad (9.15)$$

Skutečný spád stupňové části PT byl stanoven:

$$a_i^T = \sum_{j=I}^{VIII} (a^j \cdot \beta^j) + a^{RS} \cdot \beta^{RS} = 541,96 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.16)$$

Vnitřní výkon turbíny

$$P_i^T = a_i^T \cdot \dot{M} = 541,96 \cdot 94,41 = 51\,168 \text{ kW} \quad (9.17)$$

Mechanická účinnost zahrnuje ztráty v ložiscích:

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{z_{mech}}{P_i^T} = 1 - \frac{6 + 2 \cdot 24}{51168} = 0,999 \text{ [-]} \quad (9.18)$$

Účinnost generátoru byla odhadnuta:

$$\eta_{el} = 0,982 \text{ [-]} \quad (9.19)$$

Skutečný svorkový výkon turbíny se stanoví:

$$P_{sv}^T = P_i^T \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{mech} = 51168 \cdot 0,982 \cdot 0,999 = 50,197 \text{ MW} \quad (9.20)$$

Kde 197 kW je rezerva ve výpočtech, aby byl dosažen požadovaný svorkový výkon 50 MW. Pro stanovení vnitřní termodynamické účinnosti je potřeba nejdříve stanovit izoentropické entalpie, které jsou stanoveny ze statických stavů:

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_2^{RS}; s_{RS,0}) = 2726,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.21)$$

$$i_{2,iz}^I = f(p_2^8; s_0^1) = 2600,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.22)$$

$$i_{2,iz}^{II} = f(p_2^{13}; s_0^9) = 2509,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.23)$$

$$i_{2,iz}^{III} = f(p_2^{15}; s_0^{10}) = 2474,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.24)$$

$$i_{2,iz}^{IV} = f(p_2^{19}; s_0^{16}) = 2360,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.25)$$

$$i_{2,iz}^V = f(p_2^{22}; s_0^{20}) = 2266,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.26)$$

$$i_{2,iz}^{VI} = f(p_2^{25}; s_0^{23}) = 2140,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.27)$$

$$i_{2,iz}^{VII+VIII} = f(p_2^{27}; s_0^{26}) = 2025,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.28)$$

Poté mohla být stanoveny izoentropické práce, které jsou určeny z celkových stavů, kde číslo v horním indexu označuje jednotlivé stupně a římské číslice označují kužely:

$$a_{iz}^{RS} = i_{RS,0} + \frac{c_{RS,0}^2}{2} - i_{2,iz}^{RS} - \frac{c_{RS,2}^2}{2} \quad (9.29)$$

$$a_{iz}^{RS} = 2799,3 + \frac{25^2}{2000} - 2726,58 - \frac{79,13^2}{2000} = 69,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^I = i_{0c}^1 - i_{2,iz}^I - \frac{(c_2^8)^2}{2} = 2742,97 - 2600,4 - \frac{43,8^2}{2000} \quad (9.30)$$

$$a_{iz}^I = 141,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{II} = i_{0c}^9 - i_{2,iz}^{II} - \frac{(c_2^{13})^2}{2} = 2623,21 - 2509,55 - \frac{61,81^2}{2000} \quad (9.31)$$

$$a_{iz}^{II} = 111,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{III} = i_{0c}^{14} - i_{2,iz}^{III} - \frac{(c_2^{15})^2}{2} = 2532,15 - 2474,02 - \frac{69,41^2}{2000} \quad (9.32)$$

$$a_{iz}^{III} = 55,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{IV} = i_{0c}^{16} - i_{2,iz}^{IV} - \frac{(c_2^{19})^2}{2} = 2488,05 - 2360,01 - \frac{82,47^2}{2000} \quad (9.33)$$

$$a_{iz}^{IV} = 124,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^V = i_{0c}^{20} - i_{2,iz}^V - \frac{(c_2^{22})^2}{2} = 2391,81 - 2266,98 - \frac{99,3^2}{2000} \quad (9.34)$$

$$a_{iz}^V = 119,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{VI} = i_{0c}^{23} - i_{2,iz}^{VI} - \frac{(c_2^{25})^2}{2} = 2303,66 - 2140,54 - \frac{134,85^2}{2000} \quad (9.35)$$

$$a_{iz}^{VI} = 154,03 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{VII} = i_{0c}^{26} - i_{2,iz}^{VII+VIII} - \frac{(c_2^{27})^2}{2} = 2195,9 - 2025,01 - \frac{206,81^2}{2000} \quad (9.36)$$

$$a_{iz}^{VII+VIII} = 155,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečný izoentropický spád stupňové části PT byl stanoven:

$$a_{iz}^T = \sum_{j=I}^{VIII} (a_{iz}^j \cdot \beta^j) + a_{iz}^{RS} \cdot \beta^{RS} = 733,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.37)$$

Vnitřní termodynamická účinnost celé PT se stanovila následovně:

$$\eta_{tdi}^T = \frac{a^T}{a_{iz}^T} = \frac{541,96}{733,15} = 0,739[-] \quad (9.38)$$

Pro vypočítání reheat faktoru je potřeba určit izoentropickou entalpii celé turbíny:

$$i_{iz}^T = f(p_2^{27}; s_{RS,0}) = 1881,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.39)$$

Izoentropický spád byl stanoven z rozdílu statických stavů na vstupu a na výstupu z turbíny:

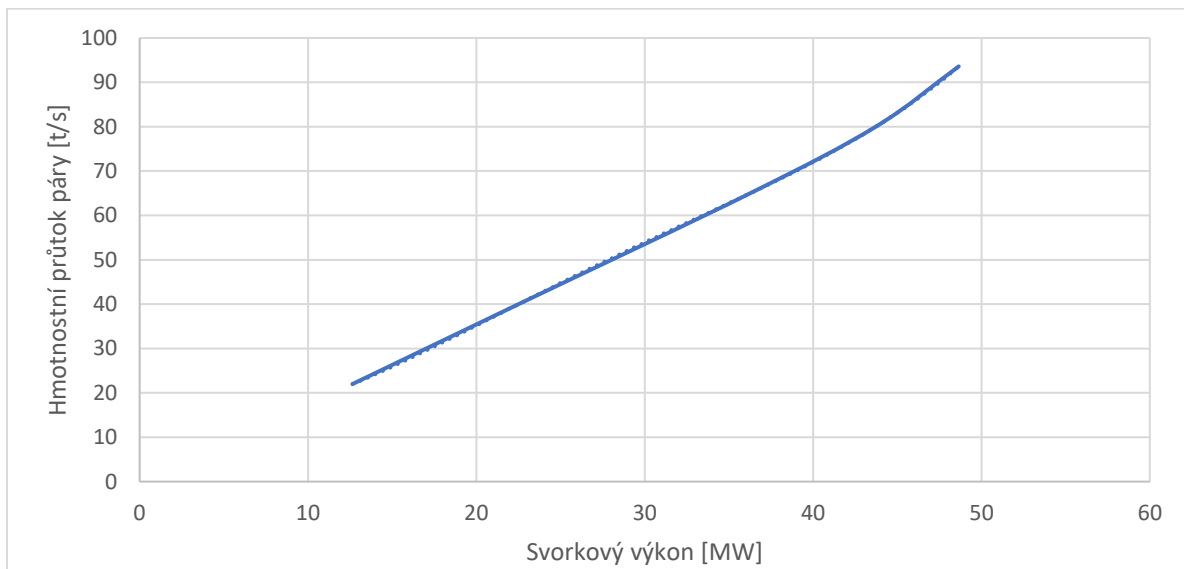
$$H_{iz}^T = i_{RS,0} - i_{iz}^T = 2799,3 - 1881,94 = 917,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9.40)$$

Následně byl stanoven reheat faktor:

$$(1 + f) = \frac{\sum_{j=1}^{27} H_{iz}^j + H_{iz}^{RS}}{a_{iz}^T} = \frac{976,79}{917,79} = 1,065 [-] \quad (9.41)$$

10 Provozní charakteristika

Provozní charakteristika je závislost spotřeby páry na výkonu turbíny při jmenovitých stavech páry na vstupu a výstupu z turbíny [3]. Popisuje tedy chování turbíny při jiném než návrhovém stavu a byla stanovena pro neměnnou geometrii. Pro návrhový stav byl stanoven hmotnostní průtok 94,4 kg/s na vstupu do turbíny. Postupným snižováním páry se snižuje tlakové číslo až na kritickou úroveň, kdy dojde ke zpětnému proudění. Kritickým místem je především poslední stupeň, kde vzniká záporné ohybové napětí, které musí být kontrolováno. Při překročení kritického bodu se totiž turbína začne chovat jako kompresor. Výsledná provozní charakteristika je zobrazena na obr. 10.1.



Obr. 10.1 Provozní charakteristika

Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout parní turbínu o zadaných parametrech. Jednotlivými cíly práce dle zadání byly návrh tepelného schématu, termodynamický návrh s ohledem na vybraná pevnostní kritéria, provozní charakteristika vybraných veličin navržené parní turbíny a koncepční řez vybraného uzlu turbíny. Výpočet byl proveden v programu MS Excel, který obsahoval doplněk X Steam Tables v2.6, výkres v programu AutoCad 2021 a zjednodušený model v programu Inventor 2021.

První část výpočtu se zabývá návrhem tepelného a bilančního schématu. Zadanými parametry byly svorkový výkon, tlak admisní páry, teplota admisní vody, teplota napájecí vody a průměrná teplota chladící vody. Parametry páry byly zadané před vstupní armaturou, proto bylo nutné odečíst příslušné ztráty. Některé ztráty byly však zanedbány, a to z důvodu neznalosti veškerých podrobností, jako například prostorového rozvržení jednotlivých zařízení. V tepelném schématu byl stanoven celkový počet odběrů, a to na sedm odběrů. První dva slouží pro vysokotlaké ohříváky, třetí pro odplynění a zbylé čtyři slouží pro nízkotlaké ohříváky. Na výpočet tepelného schématu navazuje kapitola bilančního schématu, v níž byly stanoveny hmotnostní průtoky ve všech důležitých bodech a na závěr také celkový hmotnostní průtok.

Druhá část výpočtu se věnuje předběžnému a detailnímu výpočtu regulačního stupně. Vzhledem k relativně nízkým vstupním parametrům do RS bylo zvoleno rovnotlaké lopatkování v provedení A-kola. Otáčky byly zvoleny ve shodné výši s otáčkami generátoru tj. 3000 min^{-1} . Tlak za RS byl ovlivněn tlakem páry pro první odběr, která byla odebírána právě za RS. V prvotní fázi výpočtu byl tlak za RS vhodně zvolen díky poměru u/c_{iz} . Později byl výpočet propojen s detailním výpočtem a tlak za RS byl dosazen právě z detailního výpočtu. Tím došlo i k úpravě poměru u/c_{iz} , který se změnil na hodnotu 0,452. Vstupní parametry páry jsou natolik nízké, že turbína pracuje v oblasti mokré páry už od regulačního stupně, tudíž bylo potřeba započítat také ztrátu suchostí páry. Regulační stupeň byl navržen s válcovým průtočným kanálem, jehož střední průměr je 1,1 m, délka rotorové lopatky je 0,054 m a parciální ostřík 0,435. Stupeň reakce byl zvolen 0,05. Zvolené lopatky byly podrobeny pevnostnímu výpočtu a splnily požadovaná kritéria. Výsledná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně je 77,6 %, vnitřní výkon je 5348 kW a tlakové číslo je 4,87.

Další částí výpočtu byl návrh stupňové části, který byl také rozdělen na předběžný a detailní. Výpočet byl proveden podle metody c_a/u , která slouží pro výpočet přetlakového lopatkování. Vstupní parametry do předběžného výpočtu byly převzaty z regulačního stupně a tepelného schématu. Jednotlivé kužely byly rozděleny v závislosti na tlaku v jednotlivých odběrech. Poslední kužel byl rozdělen na dva, a to z důvodu usnadnění optimalizace posledních stupňů. V práci je uvedený vzorový výpočet pro první kužel a pro zbylé kužely je metodika výpočtu obdobná, tudíž byly vypočítané hodnoty uvedeny na konci kapitoly v tabulkách. Pro jednotlivé kužely byla stanovena předběžná geometrie první a poslední lopatky, přibližný počet stupňů a vnitřní výkony. Počet kuželů byl stanoven v předběžném návrhu na osm a rozdělení stupňů je 9-5-3-4-4-3-1-1, tudíž 30 stupňů. Předběžný návrh slouží pro odhad základních parametrů, které následně byly převzaty pro prvotní detailní výpočet.

Detailní výpočet byl klíčový pro návrh celé parní turbíny. Na rozdíl od předběžného výpočtu byl počítán od posledního kuželu a pro každý stupeň zvlášť. Na začátku byly zvoleny profily lopatek, které byly v průběhu optimalizace měněny v závislosti na vypočítaných parametrech v pevnostním výpočtu. Jednotlivé profily byly zvoleny za pomoci vedoucího práce.

Pro posledních pět řad byly zvoleny nakrucované listy lopatek, avšak výpočet byl zjednodušen a byly počítány stejně jako prizmatické profily lopatek. Dále byla určena vstupní a výstupní délka lopatek a patní průměry všech kuželů. Ostatní délky lopatek byly dopočítány pomocí lineární aproximace. V rámci optimalizace byla geometrie průtočného kanálu upravena tak, aby stupeň reakce byl v rozmezí 0,5 až 0,6 a tlakové číslo bylo v rozmezí 2,6 až 3. Následně byly kontrolovány jednotlivé nedohřevy v ohřívácích a z tohoto důvodu jsou stupně v šestém a sedmém kuželu lehce odlehčené. Naopak stupně ve třetím kuželu jsou mírně přetížené. Optimalizací také došlo ke snížení počtu stupňů z 30 na 27. Součástí detailního výpočtu byl i pevnostní výpočet, kde byly lopatky kontrolovány na tahové a ohybové napětí. Výsledkem detailní části byl optimalizovaný návrh stupňové části s celkovým vnitřním výkonem 45,82 MW.

Dále byl proveden výpočet vyrovnávacího pístu, jehož průměr byl zvolen, aby výsledná axiální síla byla při nominálních stavech rovna polovině maximálního dovoleného zatížení axiálního ložiska. Výsledná osová síla má velikost 44,7 kN. Poté byly vypočítány přední a zadní ucpávky. Na základě zjednodušeného modelu, který byl vytvořen v programu Inventor 2021, byla také zvolena radiální ložiska. V poslední fázi výpočtu byly vypočítány výsledné parametry turbíny.

Dalšími cíli bylo stanovení provozní charakteristiky, která je uvedena v závěru práce a provedení koncepčního řezu parní turbíny. Hlavní rozměry byly vypočítány v práci a zbylé byly vhodně zvoleny. Světlosti armatury pro jednotlivé ohříváky byly stanoveny pomocí rovnice kontinuity.

Výsledným návrhem je kondenzační parní turbína s přetlakovým lopatkováním stupňové části o svorkovém výkonu 50,197 MW, s reheat faktorem 1,065 a vnitřní termodynamickou účinností 73,9 %.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR Real, s.r.o, 1999. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. ISBN 55-596-87.
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] ŠKOPEK, Jan a Západočeská univerzita. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-7043-256-X.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*, I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [6] KingCole: Pivoting Pad Bearings LEG Bearings. *Kingsbury, Inc.* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [7] LEG Bearings: Thrust and Journal. *Kingsbury, Inc.* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratky	Význam
G	Generátor
HKČ	Hlavní kondenzátní čerpadlo
HNČ	Hlavní napájecí čerpadlo
K	Kondenzátor
NERO	Neregulovaný odběr
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
PG	Parogenerátor
PT	Parní turbína
SČ	Stupňová část
T	Turbína
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Symbol	Jednotka	Význam
(1 + f)	[–]	Faktor zpětného využití ztrát
\dot{M}	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
\dot{V}	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok
a	[kJ · kg ⁻¹]	Práce
B	[mm]	Šířka lopatky
c	[m · s ⁻¹]	Absolutní rychlost
D	[m]	Průměr
d	[m]	Průměr
F	[N]	Síla
h	[kJ · kg ⁻¹]	Spád
H	[kJ · kg ⁻¹]	Spád
i	[kJ · kg ⁻¹]	Entalpie
k	[–]	Součinitel ztráty
k	[mm]	Radiální vůle
l	[m]	Délka lopatky
L	[mm]	Vzdálenost
M	[Nm]	Moment
m	[kg]	Hmotnost
Ma	[–]	Machovo číslo
n	[min ⁻¹ , s ⁻¹]	Otáčky
P	[kW]	Svorkový výkon
p	[bar]	Tlak
Pa	[–]	Parsonsovo číslo
R	[N]	Reakční síla
s	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Entropie
s	[mm]	Rozteč lopatek

S	$[m^2]$	Plocha
s/c	$[-]$	Poměrná rozteč
t	$[^\circ C]$	Teplota
t	$[m]$	Tloušťka
T	$[K]$	Teplota
v	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Měrný objem
V	$[m^3]$	Objem
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Relativní rychlost
x	$[-]$	Suchost
x	$[mm]$	Tolerance, poloha
z	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Ztráta
z	$[-]$	Počet lopatek, stupňů, bandáž
γ	$[^\circ]$	Úhel nastavení profilu
Δ	$[-]$	Rozdíl, změna, ztráta, šířka břitu
ε	$[-]$	Parciální ostřík
π	$[-]$	Charakter proudění
ρ	$[-]$	Stupeň reakce, hustota
$\Delta\beta$	$[^\circ]$	Ohnutí proudu
$\Delta\alpha$	$[^\circ]$	Ohnutí proudu
Ψ	$[-]$	Tlakové číslo
α	$[^\circ]$	Výstupní úhel
β	$[-]$	Poměrná veličina
β	$[^\circ]$	Úhel relativní rychlosti
δ	$[^\circ C]$	Nedohřev, součinitel, radiální vůle
η	$[-], [-]; [mm]$	Účinnost
μ	$[-]$	Průtokový součinitel
ξ	$[-]$	Tlaková, poměrná ztráta
σ	$[MPa]$	Napětí
φ	$[-]$	Rychlostní součinitel
ψ	$[-]$	Rychlostní součinitel
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost

Dolní indexy

Symbol	Význam
0	Zadané parametry, vstup
0c	Celkový stav na vstupu
0t	Výstupní hrana dýzy
1	Poloha mezi statorovou a rotorovou řadou, vstup do kuželu
2	Výstup
2c	Celkový stav na výstupu
∞	Pro nekonečně dlouho lopatku
a	Axiální směr

atm	Atmosférický
b	Bandáž
c	Rychlost, délka tětiny, celkový stav
čk	Čištění a úprava kondenzátu
E	Výstup z posledního stupně, výstupní hrdlo
e	Ekvivalentní
el	Generátor
g	Tíhová (síla)
CH	Chladící voda
i	Měrný vnitřní
in	Vstup
iz	Izoentropická expanze
j	Pořadové číslo ohřívačku
K	Kondenzátor
k	Ztráta v parogenerátoru
k	Radiální mezera (ztráta)
kč	Kondenzátní čerpadlo
kp	Potrubí nízkotlaké regenerace
krit	Kritický
m	Mechanická
n	Počet
n	Výstup z kuželu
nč	Napájecí čerpadlo
np	Potrubí napájecí vody
NV	Napájecí voda
o	Ohyb (napětí)
o	Olej
od	Odplyňovač, odstředivá
ost	Ostatní (ztráty)
out	Výstup
p	Podchlazení
p	Patní
p	Přední
pp	Potrubí mezi parogenerátorem a turbínou
předb	Předběžný
R	Rotor
r	Radiální
red	Redukovaná (délka lopatek)
rn	Regulační ventil
RS,0	Stav na vstupu do turbíny
w	Ohybový modul
s	Střední
S	Stator

sv	Svorkový výkon
t	Tah (napětí)
T	Těžiště
TDI	Termodynamická účinnost
u	Obvodová rychlost, redukováná obvodová
u	Obvodový směr, ucpávky
v	Rozvějířením (ztráta)
v	Vnější
VP	Vyrovnávací píst
VTO	Vysokotlaký ohřívák
vz	Vzduch
w	Chladící voda
x	Suchost (ztráta)
x,1	Pozice ohříváku, vstup páry do ohříváku
x,2	Pozice ohříváku, výstup kondenzátu z ohříváku
x,3	Pozice ohříváku, vstup kondenzátu/napájecí vody
x,4	Pozice ohříváku, výstup kondenzátu/napájecí vody
z	Ztráta, zadní
zaRS	Za regulačním stupněm
zaST	Za stupňovou částí

Horní index

Symbol	Význam
'	Stav páry v odběru
1 až 27	Označení stupňů
I až VIII	Označení kuželů
R	Rotor
RS	Regulační stupeň
S	Stator
SČ	Stupňová část
T	Turbína

Seznam příloh

0-DP-2021_19197_Řez parní turbínou