



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO BIOMASOVOU TEPLÁRNU

STEAM TURBINE FOR BIOMASS HEATING PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Cmajdálka

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Cmajdálka**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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 biomasovou teplárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro biomasový blok spalující dřevní štěpku pro následující parametry:

svorkový výkon letní / zimní režim 25,0 / 15,0 MWe

tepelný výkon ZO letní / zimní režim 0 / 35,0 MWt

tlak admisní páry 120,0 bar(a)

teplota admisní páry 520,0 °C

teplotní spád topné vody ZO 110 / 90 °C

průměrná teplota okolního vzduchu 25,0 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT,
- 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 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny pro biomasový blok spalující dřevní štěpku s jedním regulovaným odběrem pro topný výměník pracujícím při teplotním spádu 90/110 °C a jmenovitém tepelném výkonu 35 MWt.

V práci je proveden detailní návrh průtočných částí parní turbíny od návrhu tepelného schéma pro zadané parametry, přes návrh prvního regulačního stupně a stupňové části turbíny včetně pevnostního výpočtu, až po návrhy vyrovnávacího pístu, systému ucpávek a ložisek. V závěru práce je zkonstruována provozní charakteristika navržené turbíny.

ABSTRACT

This master thesis deals with the design of a condensing steam turbine for a biomass block burning wood chips with one regulated take for a hot water heat exchanger. The temperature gradient for the hot water is 90/110 ° C. The thesis guides through the designing proces of a steam turbine from the thermal scheme proposed according to the specified parameters, through the design of the regulatory stage and the stage part of the turbine, including strength calculation, to the design of the compensating piston, seals system and bearings. Finally, the operating characteristic of the turbine is constructed.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, regulovaný odběr, pevnostní výpočet, vyrovnávací píst, ložiska, provozní charakteristika

KEYWORDS

Steam turbine, regulated také, strength calculation, compensating piston, bearings, operating characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CMAJDÁLKA, Ondřej. Parní turbína pro biomasovou teplárnu [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139067>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PODĚKOVÁNÍ

Příležitost poděkovat využiji k vyjádření velkého díku panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a za všechny čas, který mi věnoval při konzultacích mé závěrečné práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Petra Kracíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu literatury.

V Brně dne 20.5.2022

.....

Ondřej Cmajdálka

OBSAH

ÚVOD	13
1 NÁVRH TEPELNÉHO SCHÉMA	15
1.1 Termodynamický výpočet.....	15
1.1.1 Vstup páry do turbíny	16
1.1.2 Kondenzátor	16
1.1.3 Napájecí nádrž	17
1.1.4 Kondenzátní čerpadlo	17
1.1.5 Odběr pro odplynovák a topný ohříváč vody.....	18
1.1.6 Odběr pro NTO2.....	21
1.1.7 Odběr pro NTO1.....	23
1.1.8 Výstup z turbíny	25
1.2 Hmotnostní a energetická bilance.....	26
1.2.1 Letní režim	27
1.2.2 Zimní režim	30
2 NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ	33
2.1 Předběžný návrh	33
2.2 Detailní návrh.....	38
3 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI.....	51
3.1 Návrh prvního kužele.....	51
3.1.1 Parametry na vstupu a výstupu z kužele:.....	52
3.1.2 Předběžný výpočet Parsonsovou metodou.....	53
3.1.3 Výpočet ztrát a účinnost stupňové části parní turbíny.....	55
3.1.4 Konečný stav a výkon.....	57
3.2 Výsledky předběžného návrhu	58
4 DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI	61
4.1 Zvolené profily	61
4.2 Výpočet posledního stupně	64
4.2.1 Vstupní geometrie.....	64
4.2.2 Výpočet rotoru.....	65
4.2.3 Výpočet statoru.....	67
4.2.4 Ostatní ztráty a účinnost stupně.....	69
4.2.5 Charakteristika stupně.....	70
4.2.6 Optimalizace.....	71
4.2.7 Pevnostní výpočet.....	72
4.2.8 Výpočet dalších stupňů	76
4.2.9 Regulační clona	77
4.3 Shrnutí detailního návrhu.....	78
5 VYROVNÁVACÍ PÍST A UCPÁVKY	95
5.1 Vyrovnávací píst.....	95
5.1.1 Výpočet axiální síly	95
5.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu.....	96
5.2 Ucpávkový systém turbíny.....	98
6 LOŽISKA.....	99

6.1	Návrh axiálního ložiska	99
6.2	Návrh radiálního ložiska	101
7	PŘEVODOVKA	105
8	PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKA	107
	ZÁVĚR	108
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	111
	SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	113
	SEZNAM OBRÁZKŮ	116
	SEZNAM TABULEK.....	118

ÚVOD

V 19. století proběhla průmyslová revoluce, kdy převážně ruční práci v manufakturách začaly postupně nahrazovat stroje poháněné párou a začalo docházet k industrializaci měst. Postupem času a pokrokem ve vývoji byly parní stroje postupně nahrazeny stroji elektrickými. To vede k vysoké poptávce po elektrické energii. Parní stroje se v současnosti používají právě k výrobě elektrické energie, kdy většina světové elektrické energie je vyráběna právě pomocí parního stroje, parní turbíny.

Koncepce parní turbíny, jak ji známe dnes, vznikla již před více než sto lety. Přesto stále představuje nejúčinnější způsob kontinuální transformace tepelné energie páry na mechanickou práci. Tu je možno následně transformovat na energii elektrickou, nebo ji lze využít k pohonu dalšího zařízení, kterými jsou převážně kompresory a čerpadla. Návrhy parních turbín se stále zdokonalují, a to převážně v posledních desetiletích, díky hojně využívané výpočetní technice, pomocí které lze navrhovat vysoce optimalizované geometrie průtočných kanálů a tím dosáhnout lepší účinnosti stroje.

Cílem práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu pro biomasový blok spalující dřevní štěpku. Dle zadání byla turbína navržena pro dva stavy, letní a zimní režim. Při letním režimu turbína funguje čistě v kondenzačním režimu. V zimním režimu je významná část páry z turbíny odebírána pro topný výměník pro ohřev teplé vody. Zadané jsou následující parametry:

svorkový výkon v letním/zimním režimu:

$$P_{sv} = 25/15 \text{ MWe} \quad (0.1)$$

tepelný výkon pro letní/zimní režim:

$$P_{tep} = 0/35 \text{ MW} \quad (0.2)$$

tlak admisní páry:

$$p_{00} = 120 \text{ bar} \quad (0.3)$$

teplota admisní páry:

$$t_{00} = 520 \text{ °C} \quad (0.4)$$

teploty vody v topném ohříváku:

$$t_{w_in} = 90 \text{ °C} \quad (0.5)$$

$$t_{w_out} = 110 \text{ °C} \quad (0.6)$$

průměrná teplota okolního vzduchu:

$$t_{vzduch} = 25 \text{ °C} \quad (0.7)$$

teplota vody v napájecí nádrži

$$t_{NN} = 105 \text{ °C} \quad (0.8)$$

První částí výpočtu je návrh tepelného schéma, ve kterém by měla být turbína provozována. V tepelném schématu byla navržena koncepce turbíny a počet ohříváků a zjištěny parametry páry ve významných bodech návrhu. V závěru první kapitoly byl ve výpočtu hmotnostní bilance určen hmotnostní průtok páry turbínou. Následující kapitola byla věnována návrhu regulačního stupně. Další dvě kapitoly byly určeny výpočtu

stupňové části turbíny, kdy v první z nich byl proveden předběžný návrh pro přibližné určení tvaru průtočného kanálu. V detailním návrhu byl tento návrh zpřesněn a výpočtem, provedeným po jednotlivých řadách lopatek, bylo docíleno finálního návrhu průtočných kanálů. Kapitola byla zakončena pevnostním výpočtem pro ověření, zda navržené lopatkování snese zatížení během provozu. V následujících kapitolách byly postupně zapsány výpočty vyrovnávacího pístu, ucpávek a ložisek. Na závěr výpočtu byla sestrojena provozní charakteristika, ve které je zobrazena závislost svorkového výkonu na průtoku páry turbínou a tepelným ohřívákem vody.

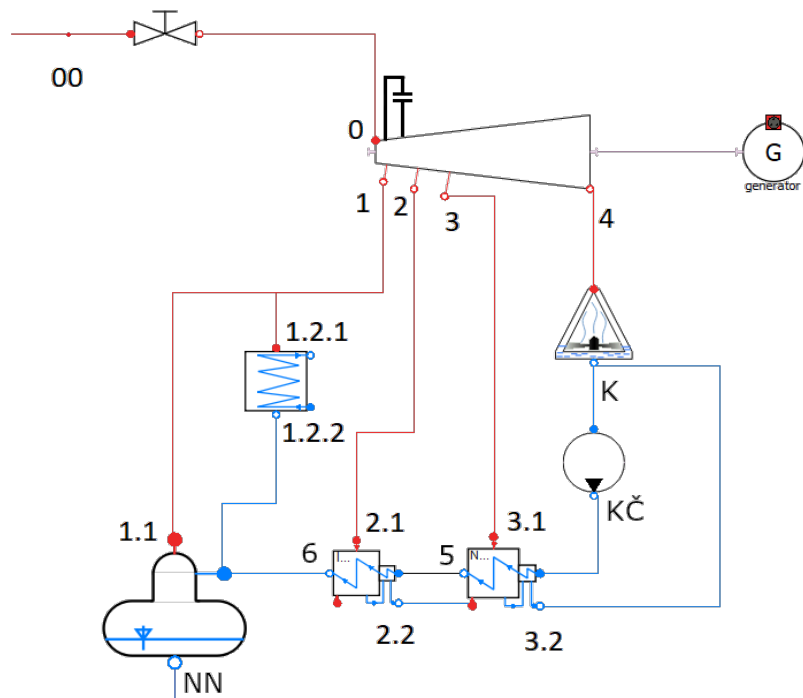
Výpočet probíhal iteračně, proto bylo potřeba na začátku výpočtu zvolit hodnoty některých veličin a následně je dopočítat a postupně zpřesnit. K výpočtu byl použit program Microsoft Excel s rozšířením X Steam Tables v2.6. [1]

1 NÁVRH TEPELNÉHO SCHÉMA

V této kapitole byl uveden termodynamický výpočet, v kterém proběhlo určení koncepce turbíny, počet ohříváků a byly určeny stavy páry ve významných bodech. V druhé části potom byl vypočten průtok páry turbínou pomocí hmotnostní a energetické bilance. V kapitole byly především určeny parametry v jednotlivých odběrech a na výstupu z turbíny, které měly význam v následujících krocích výpočtu. Ve schématech na konci kapitoly byly vyobrazeny hodnoty parametrů páry v jednotlivých bodech turbíny z první iterace výpočtu. Postup výpočtu byl převzat z [2].

1.1 Termodynamický výpočet

Turbína je navržena jako jednotělesová se třemi odběry. Dva odběry jsou neregulované a odvádějí páru do nízkoteplotních ohříváků kondenzátu pro zlepšení účinnosti cyklu. Třetí odběr je regulovaný a odebírá páru pro odplynění do napájecí nádrže a také pro teplotní ohřívák vody. Za tímto odběrem byla umístěna clona pro udržení tlaku v odběru i při vyšších průtocích páry do ohříváku. Tepelné schéma je zobrazeno na (obr. 1). Ze schématu je patrné, že výpočet je ohraničen parametry páry na vstupu do hlavní uzavírací armatury v bodě 00 a stavem v napájecí nádrži, kterému odpovídá bod NN. Schéma bylo vytvořeno v programu OpenModelica [3] a ikony jednotlivých komponent byly vytvořeny Ing. Liborem Kudelou a poskytnuté studentům ve cvičení předmětu Projektování a ekonomika. Ve schématu jsou vyznačeny významné body, ve kterých jsou počítány stavové veličiny vody a páry.



Obr. 1 Tepelné schéma.

1.1.1 Vstup páry do turbíny

Hodnoty tlaku a teploty přiváděné páry jsou uvedeny v úvodu práce. Zbývající hodnoty byly získány pomocí X Steam Tables v2.6. [1] a jsou uvedeny v následujících rovnicích:

$$i_{00} = f(t_{00}; p_{00}) = 3403,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.1)$$

$$s_{00} = f(p_{00}; i_{00}) = 6,5584 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.2)$$

$$v_{00} = f(p_{00}; i_{00}) = 0,0278 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.3)$$

Před vstupem do turbíny se nachází hlavní uzavírací armatura, v ní dochází k tlakové ztrátě 0,03 až 0,05 určené podle [4]:

$$\xi_{z1} = 0,04 \quad (1.4)$$

Škrčení je děj izoentalpický, proto se entalpie páry na vstupu do turbíny rovná entalpii přiváděné páry. Výpočet tlaku a určení zbývajících hodnot na vstupu do turbíny je popsáno v následujících rovnicích:

$$p_0 = p_{00}(1 - \xi_{z1}) = 120(1 - 0,04) = 115,2 \text{ bar} \quad (1.5)$$

$$i_0 = i_{00} = 3403,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.6)$$

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 517,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.7)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,5756 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.8)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,029 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.9)$$

1.1.2 Kondenzátor

V kondenzátoru dochází ke kondenzaci páry vystupující z turbíny. Ze zadání bylo známa teplota okolního vzduchu. Kondenzátor byl tedy zvolen vzduchový a zbylé veličiny musely být vhodně zvoleny. Kondenzace je izobaricko-izotermický děj. Průběh teplot byl znázorněn na schéma (obr. 2).

Zvolenými parametry jsou nedohřev kondenzátoru δ_k a ohřátí chladícího vzduchu Δt_{vz} :

$$\delta_k = 7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.10)$$

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

Nyní lze ze zvolených teplot dopočítat teplotu kondenzace:

$$t_k = t_{vzduch} + \delta_k + \Delta t_{vz} = 25 + 10 + 7 = 42 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.12)$$

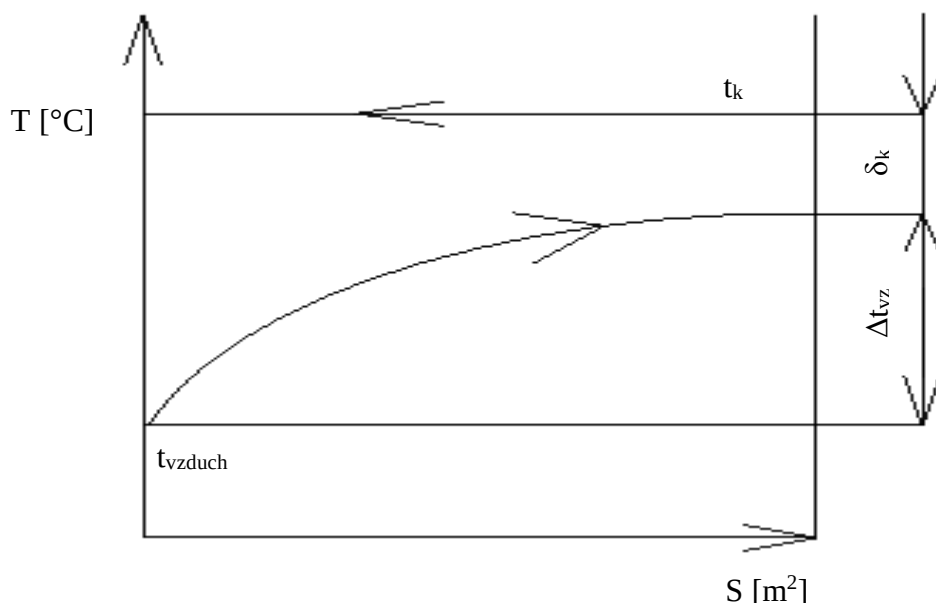
Z kondenzátoru vystupuje sytý kondenzát, ze znalosti teploty a suchosti byl určen tlak kondenzace a následně všechny zbylé veličiny:

$$p_k = f(t_k; x_k = 0) = 0,082 \text{ bar} \quad (1.13)$$

$$i_k = f(t_k; p_k) = 175,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.14)$$

$$s_k = f(p_k; i_k) = 0,5992 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.15)$$

$$v_k = f(p_k; i_k) = 0,001 \frac{m^3}{kg} \quad (1.16)$$



Obr. 2. Tepelné schéma kondenzátoru

1.1.3 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž s odplynovákem má funkci termického odplynění kondenzátu. K určení entalpie v napájecí nádrži byla použita zadaná teplota v napájecí nádrži a suchost syté kapaliny. Tlak v napájecí nádrži je roven saturačnímu tlaku při dané teplotě. Zbylé hodnoty jsou následně určeny z entalpie a tlaku v napájecí nádrži.

$$i_{NN} = f(t_{NN}; x_{NN} = 0) = 440,2 \frac{kJ}{kg} \quad (1.17)$$

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x_{NN} = 0) = 1,2 \text{ bar} \quad (1.18)$$

$$s_{NN} = f(p_{NN}; i_{NN}) = 1,3632 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.19)$$

$$v_{NN} = f(p_{NN}; i_{NN}) = 0,001 \frac{m^3}{kg} \quad (1.20)$$

1.1.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo je využíváno ke zvýšení tlaku kondenzátu za kondenzátorem. Tlak je nutné zvýšit na úroveň tlaku v napájecí nádrži se započtením ztrát mezi napájecí nádrží a kondenzátorem. Tlakových ztrát existuje několik druhů (v potrubí, v armaturách, ...), zde je kvůli neznámé geometrii potrubních tras uvažována pouze ztráta v nízkotlakých

ohřívacích kondenzátu. Ztráty na ohřívacích a účinnost čerpadla $\eta_{K\check{c}}$ byly zvoleny podle [4].

Zvolená tlaková ztráta v jednom NTO a účinnost čerpadla:

$$\Delta p_{NTO} = 0,75 \text{ bar} \quad (1.21)$$

$$\eta_{K\check{c}} = 0,78 \quad (1.22)$$

V návrhu je počítáno se dvěma nízkotlakými ohříváky. Započtením tlakových ztrát na ohřívacích byl spočítán tlak za kondenzátním čerpadlem.

$$p_{K\check{c}} = p_{NN} + 2\Delta p_{NTO} = 1,2 + 2 \cdot 0,75 = 2,7 \text{ bar} \quad (1.23)$$

K určení entalpie za čerpadlem je nutné nejprve stanovit izoentropickou entalpii, a následně ji přepočíst pomocí upravené rovnice pro výpočet účinnosti čerpadla. Entalpie a entropie před čerpadlem jsou rovny hodnotám na výstupu z kondenzátoru.

$$i_{K\check{c}_{iz}} = f(p_{K\check{c}}, s_k) = 176,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.24)$$

$$\begin{aligned} i_{K\check{c}} &= i_{K\check{c}_{iz}} + \frac{i_{K\check{c}_{iz}} - i_k}{\eta_{K\check{c}}} = 176,2 + \frac{176,2 - 175,9}{0,78} = \\ &= 176,296 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (1.25)$$

Nyní jsou známy hodnoty tlaku a entalpie za kondenzátním čerpadlem a lze určit všechny zbylé veličiny:

$$t_{K\check{c}} = f(p_{K\check{c}}; i_{K\check{c}}) = 42,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.26)$$

$$s_{K\check{c}} = f(p_{K\check{c}}; i_{K\check{c}}) = 0,5996 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.27)$$

$$v_{K\check{c}} = f(p_{K\check{c}}; i_{K\check{c}}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.28)$$

1.1.5 Odběr pro odplynovák a topný ohříváč vody

Termickým odplyněním kondenzátu se z něj převážně odstraňuje rozpuštěný kyslík, který způsobuje korozi a do kondenzátu se dostává netěsnostmi v systému. Dále jsou z kondenzátu odplyňovány nerozpustné plyny, které snižují koeficient přestupu tepla vody. Teplota pro dokonalé odplynění musí být minimálně 105 °C. Nejprve je nutné určit tlakovou ztrátu mezi místem odběru a napájecí nádrží. Tlaková ztráta odplynění na vstupu do napájecí nádrže Δp_{NN} byla určena po konzultaci s vedoucím diplomové práce a ztráta potrubí δp_{p_1} byla vypočtena podle [2].

$$\Delta p_{NN} = 0,5 \text{ bar} \quad (1.29)$$

$$\delta p_{p_1} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 3}{100} = 0,08 \quad (1.30)$$

Přičtením ztrát byl zjištěn tlak požadovaný v odběru z turbíny:

$$\begin{aligned} p_1 &= (p_{NN} + \Delta p_{NN}) \cdot (1 + \delta p_{p_1}) = \\ &= (1,2 + 0,5) \cdot (1 + 0,08) = 1,9 \text{ bar} \end{aligned} \quad (1.31)$$

Nyní lze určit izoentropickou entalpii v odběru použitím tlaku a entropie na vstupu do turbíny:

$$i_{1_{iz}} = f(p_1; s_0) = 2476,6 \frac{kJ}{kg} \quad (1.32)$$

Celková entalpie v místě odběru byla vypočtena pomocí vztahu pro účinnost. Účinnost prvního kužele byla zvolena pro první iterační krok po konzultaci s vedoucím diplomové práce.

$$\eta_{t_1} = 0,82 \quad (1.33)$$

$$\begin{aligned} i_0 - \eta_{t_1} \cdot (i_0 - i_{1_{iz}}) &= 3403,4 - 0,82 \cdot (3403 - 2476,6) = \\ &= 2643,457 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.34)$$

Ze znalosti tlaku a entalpie v místě odběru byly určeny zbývající veličiny v místě odběru:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 117,692 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.35)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,002 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.36)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,9293 \frac{m^3}{kg} \quad (1.37)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0,973 \quad (1.38)$$

Na vstupu do napájecí nádrže je tlak roven tlaku v napájecí nádrži s připočtenou tlakovou ztrátou odplynění a entalpie stejná jako v odběru z turbíny. Zbytek hodnot lze určit ze znalosti těchto dvou veličin, které jsou uvedeny v následujících rovnicích:

$$p_{1.1} = p_{NN} + \Delta p_{NN} = 1,2 + 0,5 = 1,7 \text{ bar} \quad (1.39)$$

$$i_{1.1} = i_1 = 2643,5 \frac{kJ}{kg} \quad (1.40)$$

$$t_{1.1} = f(i_{1.1}; p_{1.1}) = 115,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.41)$$

$$s_{1.1} = f(i_{1.1}; p_{1.1}) = 7,0362 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.42)$$

$$v_{1.1} = f(i_{1.1}; p_{1.1}) = 1,000 \frac{m^3}{kg} \quad (1.43)$$

$$x_{1.1} = f(i_{1.1}; p_{1.1}) = 0,98 \quad (1.44)$$

Pára pro topný ohřívák vody je odebírána stejným odběrem, jako pára pro odplyněvák z důvodu podobných požadovaných parametrů páry. V ohříváku byl uvažován nedohřev $5 \text{ } ^\circ\text{C}$ a teplota požadované páry vyšla shodná s teplotou na vstupu do napájecí nádrže. Na vstupu do topného ohříváče je tlak snížen o ztrátu v potrubí oproti tlaku v odběru. Entalpie je potom stejná jako v odběru. Hodnoty jsou tedy shodné s hodnotami tlaku a entalpie odplynění. Pro přehlednost jsou hodnoty zbylých veličin na vstupu do topného výměníku uvedeny v následujících rovnicích:

$$p_{1.2.1} = \frac{p_1}{(1 + \delta p_{p-1})} = \frac{1,8}{(1 + 0,08)} 1,7 \text{ bar} \quad (1.45)$$

$$i_{1.2.1} = i_1 = 2643,5 \frac{kJ}{kg} \quad (1.46)$$

$$t_{1.2.1} = f(i_{1.2.1}; p_{1.2.1}) = 115,3^{\circ}\text{C} \quad (1.47)$$

$$s_{1.2.1} = f(i_{1.2.1}; p_{1.2.1}) = 7,0362 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.48)$$

$$v_{1.2.1} = f(i_{1.2.1}; p_{1.2.1}) = 1,000 \frac{m^3}{kg} \quad (1.49)$$

$$x_{1.2.1} = f(i_{1.2.1}; p_{1.2.1}) = 0,98 \quad (1.50)$$

V topném výměníku dochází ke kondenzaci páry. Velikost podchlazení kondenzátu $\delta t_{p_{TO}}$ byla zvolena. Teplota kondenzátu vystupujícího z výměníku je potom rovna teplotě vstupující ohřívané vody a přičtením zvolené teploty podchlazení. Tlak na výstupu z výměníku je ponížěn o zvolenou tlakovou ztrátu Δp_{TO} . Průběhy teplot byly znázorněny na diagramu (obr. 3). Z výměníku vystupuje kondenzát ve formě podchlazené kapaliny. Hodnoty na výstupu z topného ohříváče vody jsou zapsány v následujících rovnicích:

$$\Delta p_{TO} = 0,5 \text{ bar} \quad (1.51)$$

$$p_{1.2.2} = p_{1.2.1} - \Delta p_{TO} = 1,7 - 0,5 = 1,2 \text{ bar} \quad (1.52)$$

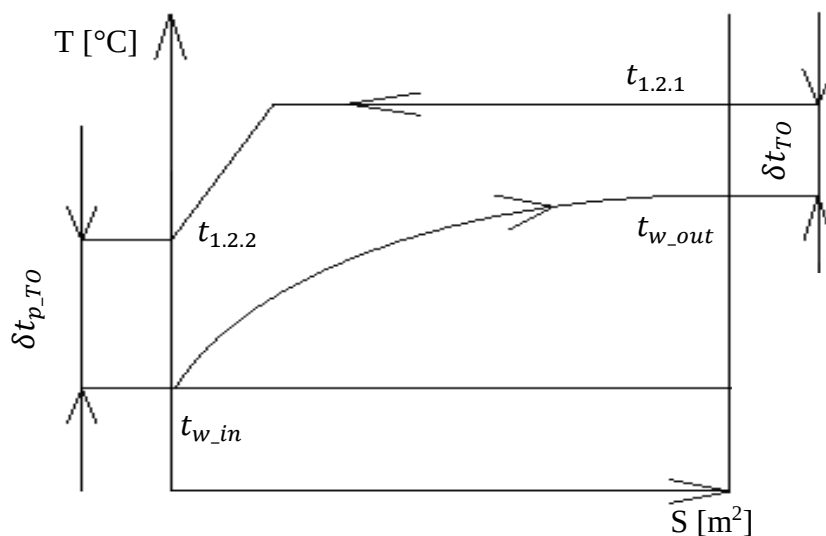
$$\delta t_{p_{TO}} = 5^\circ\text{C} \quad (1.53)$$

$$t_{1.2.2} = t_{w \text{ in}} + \delta t_{p \text{ TO}} = 90 + 5 = 95 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.54)$$

$$i_{1.2.2} = f(p_{1.2.2}; t_{1.2.2}) = 398,0 \frac{kJ}{kg} \quad (1.55)$$

$$s_{1.2.2} = f(p_{1.2.2}; i_{1.2.2}) = 1,2502 \frac{kJ}{kgK} \quad (1.56)$$

$$v_{1.2.2} = f(p_{1.2.2}; i_{1.2.2}) = 0,001 \frac{m^3}{kg} \quad (1.57)$$



Obr. 3 Tepelné schéma topného ohříváče vody

1.1.6 Odběr pro NTO2

Teplota kondenzátu vstupujícího do napájecí nádrže má být pro správnou funkci odplynění o 15 až 20 °C nižší, než je teplota v napájecí nádrži. Na tuhle teplotu je kondenzát ohříván pomocí nízkotlakých ohříváků. V nízkotlakém ohříváku je doporučeno volit ohřátí kondenzátu o maximálně 30 °C. Pro požadované ohřátí v případě navrhované turbíny je počítáno se dvěma NTO. V každém je kondenzát ohříván o 24 °C. Byl zvolen nízkoteplotní ohřívák s chladičem páry a tomu odpovídající nedohřev δt_{NTO2} a podchlazení δt_{p_NTO2} . Ze znalosti teploty kondenzace a tlakové ztráty v potrubí lze určit tlak páry v odběru.

Teploty na vstupu t_5 a výstupu t_6 kondenzátu z NTO2:

$$\Delta t_{NTO} = 24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.58)$$

$$t_5 = t_{K\check{C}} + \Delta t_{NTO} = 42,1 + 24 = 66,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.59)$$

$$t_6 = t_5 + \Delta t_{NTO} = 66,1 + 24 = 90,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.60)$$

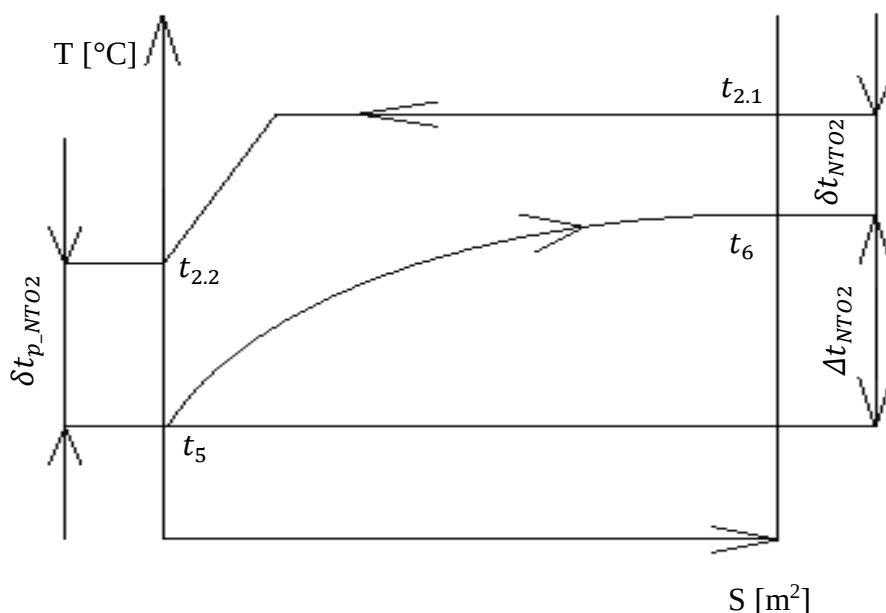
Nedohřev δt_{NTO2} se u tohoto typu ohříváku volí mezi 1 °C až 2 °C. Hodnota podchlazení δt_{p_NTO2} byla taktéž zvolena a je počítána od teploty kondenzátu na vstupu, aby bylo zamezeno možnému podkročení této teploty (obr. 4).

$$\delta t_{NTO2} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.61)$$

$$\delta t_{p_NTO2} = 6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.62)$$

Teplota kondenzace tedy vychází:

$$t_{2.1} = t_6 + \delta t_{NTO2} = 90,1 + 2 = 92,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.63)$$



Obr. 4 Teplotní schéma NTO2

A této teplotě odpovídá saturační tlak:

$$p_{2.1} = f(t_{2.1}; x = 0) = 0,76 \text{ bar} \quad (1.64)$$

Užitím stejného vzorce jako u prvního odběru byla vypočtena tlaková ztráta a z ní následně tlak v odběru páry z turbíny:

$$\delta p_{p-2} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 \quad (1.65)$$

$$p_2 = p_{2.1}(1 + \delta p_{p-2}) = 0,76(1 + 0,09) = 0,83 \text{ bar} \quad (1.66)$$

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

$$i_{2-iz} = f(p_2; s_1) = 2512,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.67)$$

Účinnost druhého stupně turbíny byla zvolena na základě konzultace s vedoucím diplomové práce a s její pomocí byla vypočítána celková hodnota entalpie v místě druhého odběru pro první iterační krok:

$$\eta_{t-2} = 0,86 \quad (1.68)$$

$$\begin{aligned} i_2 &= i_1 - \eta_{t-2} \cdot (i_1 - i_{2-iz}) = 2643,5 - 0,86 \cdot (2643,5 - 2512,1) = \\ &= 2530,475 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (1.69)$$

Nyní jsou známy hodnoty entalpie a tlaku v místě odběru, na jejichž základě byly určeny zbylé stavové veličiny v místě odběru:

$$t_2 = f(i_2; p_2) = 94,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.70)$$

$$s_2 = f(i_2; p_2) = 7,0525 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.71)$$

$$v_2 = f(i_2; p_2) = 1,903 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.72)$$

$$x_2 = f(i_2; p_2) = 0,94 \quad (1.73)$$

Velikost entalpie je stejná v místě odběru i na vstupu páry do NTO2. Tlak je také známý, je roven tlaku kondenzace. Ze znalosti těchto dvou veličin byly určeny zbylé stavové veličiny na vstupu do NTO2:

$$i_{2.1} = i_2 = 2530,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.74)$$

$$s_{2.1} = f(i_{2.1}; p_{2.1}) = 7,0894 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.75)$$

$$v_{2.1} = f(i_{2.1}; p_{2.1}) = 2,067 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.76)$$

$$x_{2.1} = f(i_{2.1}; p_{2.1}) = 0,94 \quad (1.77)$$

Na výstupu zkondenzované páry z NTO2 je známa její teplota, která je odvozena od vstupní teploty ohřívaného kondenzátu. Tlak je stejný jako na vstupu do NTO2. Z teploty a tlaku byla určena entalpie na výstupu z výměníku, následně pomocí hodnoty entalpie a tlaku, zbytek stavových veličin na výstupu zkondenzované páry z NTO2:

$$p_{2.2} = p_{2.1} = 0,76 \text{ bar} \quad (1.78)$$

$$t_{2.2} = t_5 + \delta_{p_NTO2} = t_5 + \delta_{p_NTO2} = 66,1 + 6 = 72,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.79)$$

$$i_{2.2} = f(t_{2.2}; p_{2.2}) = 301,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.80)$$

$$s_{2.2} = f(i_{2.2}; p_{2.2}) = 0,9800 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.81)$$

$$v_{2.2} = f(i_{2.2}; p_{2.2}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.82)$$

Na straně ohřívaného kondenzátu jsou známy tlaky a teploty vypočítané podle zvolených tlakových ztrát a ohřátí v jednotlivých výměnících, jak na vstupu, tak na výstupu z NTO2, pomocí nich byla určena entalpie a z ní následně zbylé hodnoty stavových veličin na vstupu a výstupu z výměníku.

Vstup kondenzátu do NTO2:

$$p_5 = p_{NN} + \Delta p_{NTO} = 1,96 \text{ bar} \quad (1.83)$$

$$i_5 = f(t_5; p_5) = 276,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.84)$$

$$s_5 = f(i_5; p_5) = 0,9065 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.85)$$

$$v_5 = f(i_5; p_5) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.86)$$

Výstup kondenzátu z NTO2:

$$p_6 = p_{NN} = 1,21 \text{ bar} \quad (1.87)$$

$$i_6 = f(t_6; p_6) = 377,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.88)$$

$$s_6 = f(i_6; p_6) = 1,1932 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.89)$$

$$v_6 = f(i_6; p_6) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.90)$$

1.1.7 Odběr pro NTO1

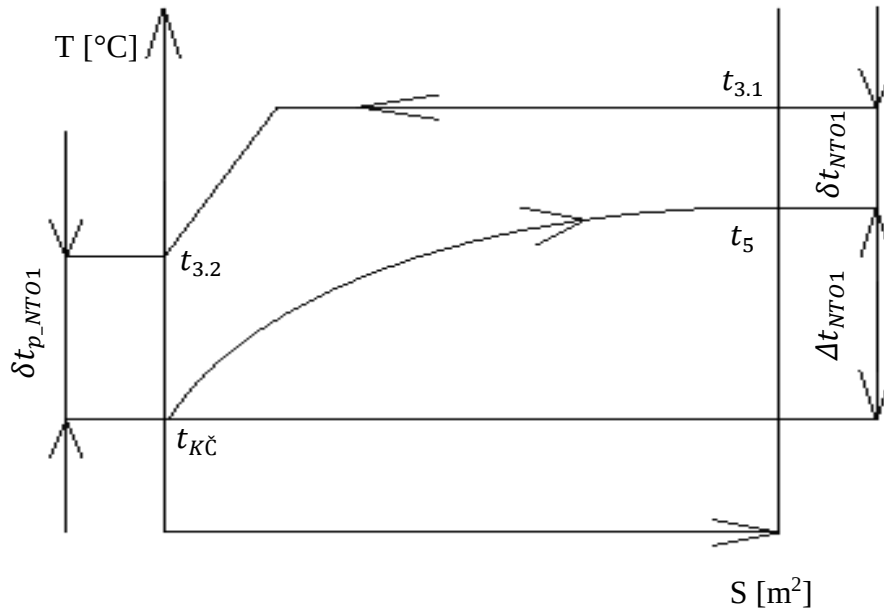
Výpočet stavových veličin v odběru pro NTO1 a na jednotlivých vstupech a výstupech ze samotného výměníku byl proveden stejným způsobem, jako výpočet NTO2 s tím, že stavy na straně kondenzátu jsou již známy. Výstup kondenzátu z výměníku NTO1 se rovná hodnotám na vstupu do NTO2, tedy v bodě 5 a vstupní hodnoty jsou pak hodnoty za kondenzátním čerpadlem, tedy bod KČ. Průběhy teplot jsou znázorněny na (obr. 5).

Nedohřev i hodnota podchlazení byly opět zvoleny a byla vypočtena teplota kondenzace:

$$\delta t_{NTO1} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.91)$$

$$\delta t_{p_NTO1} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.92)$$

$$t_{3,1} = t_5 + \delta t_{NTO1} = 62,1 + 6 = 68,1 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.93)$$



Obr. 5 Teplotní schéma NTO1

Z teploty kondenzace byl určen tlak syté kapaliny:

$$p_{3,1} = f(t_{3,1}; x = 0) = 0,29 \text{ bar} \quad (1.94)$$

Užitím již známého vzorce byla vypočtena tlaková ztráta. Poté byl určen tlak v odběru z turbíny:

$$\delta p_{p,1} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 1}{100} = 0,1 \quad (1.95)$$

$$p_3 = p_{3,1} \cdot (1 + \delta p_{p,1}) = 0,29 \cdot (1 + 0,1) = 0,32 \text{ bar} \quad (1.96)$$

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

$$i_{3,iz} = f(p_3; s_2) = 2386,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.97)$$

Nyní bylo třeba opět určit účinnost, tentokrát třetího stupně turbíny, která byla pro první iterační krok opět odhadnuta na základě konzultace s vedoucím diplomové práce a vypočítat celkovou hodnotu entalpie v místě odběru:

$$\eta_{t,3} = 0,75 \quad (1.98)$$

$$\begin{aligned} i_3 &= i_2 - \eta_{t,3} \cdot (i_2 - i_{3,iz}) = 2530,5 - 0,75 \cdot (2530,5 - 2386,9) = \\ &= 2422,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (1.99)$$

Zbývající hodnoty v třetím odběru z turbíny:

$$t_3 = f(i_3; p_3) = 70,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.100)$$

$$s_3 = f(i_3; p_3) = 7,1570 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.101)$$

$$v_3 = f(i_3; p_3) = 4,554 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.102)$$

$$x_3 = f(i_3; p_3) = 0,91 \quad (1.103)$$

Stavové veličiny na vstupu páry do NTO1 byly opět určeny ze znalosti entalpie, která je stejná jako v místě odběru a tlaku, který se rovná tlaku kondenzace v NTO1.

$$i_{3,1} = i_3 = 2422,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.104)$$

$$s_{3,1} = f(i_{3,1}; p_{3,1}) = 7,1969 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.105)$$

$$v_{3,1} = f(i_{3,1}; p_{3,1}) = 4,990 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.106)$$

$$x_{3,1} = f(i_{3,1}; p_{3,1}) = 0,91 \quad (1.107)$$

Určení hodnot na výstupu zkondenzované páry z NTO1:

$$p_{3,2} = p_{3,1} = 0,29 \text{ bar} \quad (1.108)$$

$$t_{3,2} = t_{K\check{C}} + \delta_{p_NTO1} = 42,1 + 6 = 48,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.109)$$

$$i_{3,2} = f(t_{3,2}; p_{3,2}) = 201,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.110)$$

$$s_{3,2} = f(i_{3,2}; p_{3,2}) = 0,6786 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.111)$$

$$v_{3,2} = f(i_{3,2}; p_{3,2}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.112)$$

1.1.8 Výstup z turbíny

Výstupní tlak z turbíny je roven tlaku v kondenzátoru za turbínou a navýšený o ztráty ve výstupním hrdle turbíny. Ztráta ve výstupním hrdle je závislá na výstupní rychlosti z posledního stupně. Pro první iteraci výpočtu je nutné tuhle rychlost odhadnout. Pomocí tohoto tlaku a entropie z předešlého odběru byla určena izoentropická entalpie. Ta byla následně pomocí, pro první iteraci opět zvolené, účinnosti posledního stupně turbíny přepočtena na entalpii celkovou. Z celkové entalpie a tlaku byly nakonec určeny stavové veličiny v posledním bodě tepelného schématu.

Výstupní rychlost páry z posledního stupně u kondenzačních turbín se pohybuje v rozmezí 150 až 300 m/s [4]. Na začátku výpočtu bylo nutno rychlost odhadnout. Její přesná hodnota je následně dopočítána (4.22) a do výpočtu doplněna:

$$c_E = 200 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.113)$$

Ztráta ve výstupním hrdle se rovná:

$$\begin{aligned}\Delta p_{z,E} &= 0,038 \cdot (\xi - 1) \left(\frac{c_E}{100} \right)^2 \cdot p_k = \\ &= 0,038 \cdot (1,1 - 1) \left(\frac{200}{100} \right)^2 \cdot 0,08 = \\ &= 0,0012 \text{ bar}\end{aligned}\quad (1.114)$$

kde ξ je součinitel ztrát výstupního difuzoru, který se v závislosti na tvaru difuzoru pohybuje v rozmezí 0,6 až 1,4 [4] a p_k je tlak v kondenzátoru.

Stavové veličiny na výstupu z turbíny mají následující hodnoty:

$$p_4 = p_k + \Delta p_{z,E} = 0,08 + 0,0012 = 0,08 \text{ bar} \quad (1.115)$$

$$i_{4_{iz}} = f(p_4; s_3) = 2224,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.116)$$

$$\eta_{t_4} = 0,75 \quad (1.117)$$

$$\begin{aligned}i_4 &= i_3 - \eta_{t_4} \cdot (i_3 - i_{4_{iz}}) = 2422,8 - 0,75 \cdot (2422,8 - 2224,5) = \\ &= 2289,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\end{aligned}\quad (1.118)$$

$$s_4 = f(i_4; p_4) = 7,2983 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (1.119)$$

$$v_4 = f(i_4; p_4) = 15,323 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.120)$$

$$x_4 = f(i_4; p_4) = 0,88 \quad (1.121)$$

1.2 Hmotnostní a energetická bilance

V této podkapitole jsou spočteny hmotnostní průtoky páry a kondenzátu procházející vybranými místy tepelného schématu. Hodnota hmotnostního průtoku plní významnou roli ve výpočtu celé turbíny. Právě přes hmotnostní průtok je provázán celý výpočet stupňové části a tepelného schéma. Z návrhu stupňové části vzejdou jiné hodnoty entalpie v jednotlivých odběrech a na základě těchto hodnot se přepočítá celé schéma a následně i návrh stupňů. V této kapitole je popsán výpočet první iterace hmotnostního průtoku, ve schéma na konci kapitoly jsou potom zobrazeny výsledné hodnoty po optimalizaci pro jednotlivé stavy. Zadaný je výkon turbíny a tepelného ohříváku pro dva stavy odpovídající letnímu a zimnímu provozu. Výpočet byl zahájen stavem při letním provozu, kdy do tepelného ohříváku neteče žádná pára. Nejprve je počítáno s poměrným hmotnostním tokem a je vypočtena měrná práce turbíny. Z měrné práce a zadané hodnoty výkonu byl následně určen hmotnostní průtok páry turbínou. Výpočet byl proveden užitím zákonů zachování energie (1.122) a zachování hmoty (1.123).

$$\sum_i m_i i_i = 0 \quad (1.122)$$

$$\sum_i m_i = 0 \quad (1.123)$$

$$\alpha_i = \frac{m_i}{m_0} \quad (1.124)$$

1.2.1 Letní režim

Napájecí nádrž

Hmotnostní a energetická bilance NN:

$$\alpha_{NN} = \alpha_{1.1} + \alpha_{1.2.2} + \alpha_6 \quad (1.125)$$

$$\alpha_{NN} i_{NN} = \alpha_{1.1} i_{1.1} + \alpha_{1.2.2} i_{1.2.2} + \alpha_6 i_6 \quad (1.126)$$

Rovnice byly sloučeny a řešeny pro hmotnostní tok kondenzátu α_6 a byly užity předpoklady, že tepelným výměníkem v letním režimu neprotéká žádná pára a že z NN odchází stejné množství páry, jako přitéká do turbíny. Vypočtená hodnota hmotnostního toku kondenzátu byla následně dosazena do rovnice (1.125) a spočtena velikost hmotnostního toku páry na odplynění $\alpha_{1.1}$, která se v letním provozu rovná velikosti toku v odběru z turbíny.

$$\alpha_{NN} = 1 \quad (1.127)$$

$$\alpha_{1.2.2} = 0 \quad (1.128)$$

$$\begin{aligned} \alpha_6 &= \frac{\alpha_{NN}(i_{NN} - i_{1.1}) + \alpha_{1.2.2}(i_{1.1} - i_{1.2.2})}{i_6 - i_{1.1}} = \\ &= \frac{(440,2 - 2643,5) + 0(2643,5 - 398,0)}{377,2 - 2643,5} = \\ &= 0,972 \end{aligned} \quad (1.129)$$

$$\alpha_{1.1} = \alpha_1 = \alpha_{NN} - \alpha_{1.2.2} - \alpha_6 = 1 - 0 - 0,972 = 0,028 \quad (1.130)$$

NTO2

Energetická bilance pro NTO2:

$$\alpha_{2.2} i_{2.2} + \alpha_6 i_6 = \alpha_{2.1} i_{2.1} + \alpha_5 i_5 \quad (1.131)$$

Rovnice hmotnostní bilance není potřeba kvůli zavedení předpokladu, že si je roven hmotnostní tok kondenzátu na výstupu i vstupu do výměníku a stejně tak si je roven i tok páry a jejího kondenzátu. Rovnice energetické bilance byla vyřešena pro $\alpha_{2.1}$ která udává hodnotu poměrného hmotnostního toku na vstupu páry do NTO2.

$$\alpha_6 = \alpha_5 \quad (1.132)$$

$$\alpha_{2.1} = \alpha_{2.2} \quad (1.133)$$

$$\alpha_{2.1} = \alpha_{2.2} = \frac{\alpha_6(i_5 - i_6)}{i_{2.2} - i_{2.1}} = \frac{0,972(276,6 - 377,2)}{301,7 - 2530,5} = 0,044 \quad (1.134)$$

NTO1

Energetická bilance NTO1 a rovnice pro výpočet hmotnosti kondenzátu páry, který z výměníku vystupuje:

$$\alpha_{3,2} = \alpha_{2,2} + \alpha_{3,1} \quad (1.135)$$

$$\alpha_{K\check{c}} i_{K\check{c}} + \alpha_{3,1} i_{3,1} + \alpha_{2,2} i_{2,2} = \alpha_{3,2} i_{3,2} + \alpha_5 i_5 \quad (1.136)$$

Předpoklady jsou obdobné jako u výměníku NTO2. Hmotnostní toky na vstupech a výstupech se rovnají, pouze k hmotnostnímu toku na výstupu zkondenzované páry byl přičten kaskádovaný tok kondenzátu z NTO2. Po dosazení do rovnice energetické bilance byla rovnice vyřešena pro poměrný tok páry z odběru do NTO1 značený $\alpha_{3,1}$.

$$\alpha_{K\check{c}} = \alpha_5 \quad (1.137)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{3,1} = \alpha_{3,2} &= \frac{\alpha_{2,2}(i_{3,2} - i_{2,2}) + \alpha_{K\check{c}}(i_5 - i_{K\check{c}})}{i_{3,1} - i_{3,2}} \\ &= \frac{0,044(201,2 - 301,7) + 0,972(276,6 - 176,3)}{2422,8 - 201,2} \\ &= 0,042 \end{aligned} \quad (1.138)$$

Dosazením do rovnice (1.135) byla spočtena velikost toku kondenzátu na výstupu z NTO1.

$$\alpha_{3,2} = \alpha_{2,2} + \alpha_{3,1} = 0,044 + 0,042 = 0,086 \quad (1.139)$$

Kondenzátor

Zbývá určit poměrný hmotnostní tok α_4 . K jeho určení stačí rovnice hmotnostní bilance. Hmotnostní tok na výstupu z kondenzátoru je stejný jako tok na vstupu do NTO1.

$$\alpha_K = \alpha_{K\check{c}} \quad (1.140)$$

$$\alpha_4 = \alpha_K - \alpha_{3,2} = 0,972 - 0,086 = 0,886 \quad (1.141)$$

Výpočet hmotnostního toku

Nejdříve bylo nutné určit velikost práce získané z jednoho kilogramu páry. Následným užitím její hodnoty a zadané hodnoty výkonu byl určen tok páry turbínou. Hodnoty jednotlivých účinností byly pro první iterační krok zvoleny na základě konzultace s vedoucím diplomové práce.

$$\begin{aligned} a_T &= i_0 - i_1 + (i_1 - i_2) \cdot (1 - \alpha_1) + (i_2 - i_3) \cdot \\ &\quad \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2) + (i_3 - i_4) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) = \\ &= 3403,4 - 2643,5 + (2643,5 - 2530,5)(1 - 0,028) + \\ &\quad + (2530,5 - 2422,8)(1 - 0,028 - 0,044) + \\ &\quad + (2422,8 - 2289,1)(1 - 0,028 - 0,044 - 0,042) = \\ &= 1088,2 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.142)$$

Zvolené hodnoty jednotlivých účinností pro první iteraci výpočtu:

$$\eta_{mech} = 0,99 \quad (1.143)$$

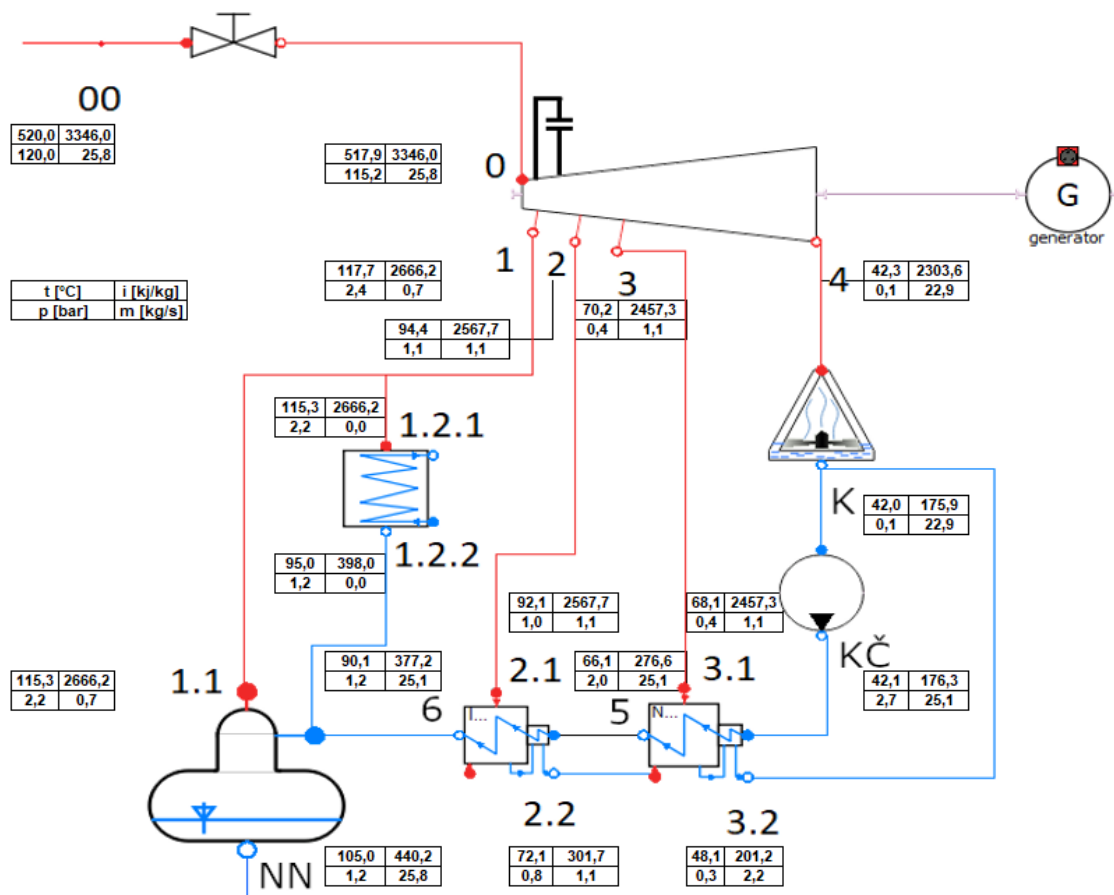
$$\eta_{přev} = 0,98 \quad (1.144)$$

$$\eta_{gen} = 0,98 \quad (1.145)$$

Hmotnostní průtok páry turbínou, výkon je zadán v rovnici (0.1):

$$m_0 = \frac{P_{sv_l}}{a_T \eta_{mech} \eta_{přev} \eta_{gen}} = \frac{25000}{1088,2 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 24,2 \frac{kg}{s} \quad (1.146)$$

Na následujícím schéma (obr. 6) jsou vyobrazeny výsledné hodnoty ve významných bodech po optimalizaci. Z hodnot je patrné, že entalpie a tlaky v odběrech vyšly vyšší než v původním návrhu. Tlaková ztráta odplynění vychází 1 *bar*. Tato hodnota je na horní hraně přípustného intervalu pro požadovanou páru pro odplyněním. Tato skutečnost je způsobena nutností umístit alespoň dva stupně lopatek mezi jednotlivé odběry, kde i přes odlehčení posledních stupňů nebylo možné dosáhnout tak nízkých hodnot v odběrech. Poslední stupeň turbíny má nakrucovaný profil lopatek, který je potřeba počítat jiným způsobem, jehož komplexnost převyšuje rozsah této práce. Užitím vhodné výpočtové metody by na tomto stupni vyšlo nižší zatížení, a bylo by možné dále snížit parametry v nízkotlakové části turbíny.



Obr. 6 Teplotní schéma pro letní režim

1.2.2 Zimní režim

K výpočtu průtoků při zimním režimu lze využít stejné rovnice jako při výpočtu letního režimu. Nejprve byl určen celkový tok páry tepelným ohřívákem vody. Požadovaný výkon ohříváku je určen v zadání diplomové práce. Ze stavu páry na vstupu a kondenzátu na výstupu lze určit potřebné množství páry pro ohřívák. Opět je zaveden předpoklad, že nedochází ke ztrátám a hmotnostní tok páry na vstupu i výstupu z výměníku mají stejnou hodnotu. Hodnota výkonu ohříváku je zadána v rovnici (0.2).:

$$\begin{aligned} m_{1.2.1} = m_{1.2.2} &= \frac{P_{tep}}{i_{1.2.1} - i_{1.2.2}} = \frac{35000}{2643,5 - 398,0} = \\ &= 15,59 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.147)$$

Dosazením do rovnic z výpočtu letního režimu byly vypočteny hodnoty hmotnostních toků v jednotlivých bodech tepelného schématu pro zimní režim. Nyní je již známa velikost celkového hmotnostního toku páry ohřívákem teplé vody. Je tedy potřeba počítat s hmotnostními průtoky m_i , které v rovnicích nahradí měrné průtoky a_i . Následně bylo potřeba spočítat jednotkový výkon a s jeho pomocí celkový průtok páry turbínou v zimním režimu. Spočtený průtok byl potom zpětně dosazen do rovnic. Výsledné hodnoty jsou vypsány v následujících rovnicích:

Z rovnice (1.129):

$$m_6 = 3,31 \frac{kg}{s} \quad (1.148)$$

Z rovnice (1.130):

$$m_{1.1} = 0,39 \frac{kg}{s} \quad (1.149)$$

Hmotnostní tok prvním odběrem je poté součtem toku tepelným výměníkem a tokem pro odplynění:

$$m_1 = m_{1.1} + m_{1.2.1} = 15,98 \frac{kg}{s} \quad (1.150)$$

Z rovnice (1.134):

$$m_{2.1} = m_2 = 0,15 \frac{kg}{s} \quad (1.151)$$

Z rovnice (1.138):

$$m_{3.1} = m_3 = 0,13 \frac{kg}{s} \quad (1.152)$$

Z rovnice (1.139):

$$m_{3.2} = 0,28 \frac{kg}{s} \quad (1.153)$$

Z rovnice (1.141):

$$m_4 = 3,03 \frac{kg}{s} \quad (1.154)$$

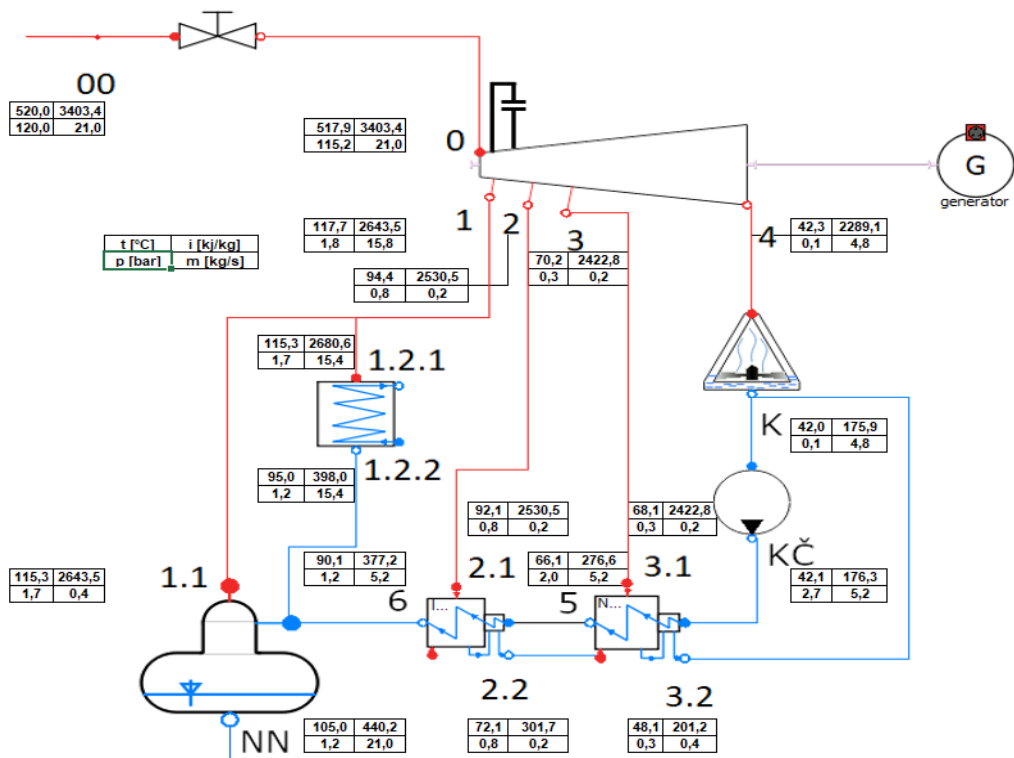
Ze znalosti hmotnostních toků a stavů páry ve všech odběrech z turbíny lze určit jednotkový výkon turbíny v zimním režimu.

$$\begin{aligned}
 a_T &= [(i_0 - i_1)m_0 + (i_1 - i_2)(m_0 - m_1) + (i_2 - i_3) \cdot \\
 &\quad \cdot (m_0 - m_1 - m_2) + (i_3 - i_4)(1 - m_0 - m_1 - m_2 - m_3)]/m_0 = \\
 &= (3403,4 - 2643,5) \cdot 19,29 + (2643,5 - 2530,5)(19,29 - 15,98) + \\
 &\quad + (2530,5 - 2422,8)(19,29 - 15,98 - 0,15) + \\
 &\quad + (2422,8 - 2289,1)(19,29 - 15,98 - 0,15 - 0,13) = \\
 &= 817,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned} \tag{1.155}$$

A následně lze určit hmotnostní průtok páry turbínou v zimním režimu z vypočtené jednotkové práce, zadaného výkonu a pro první iteraci výpočtu odhadnutých účinností:

$$\begin{aligned}
 m_0 &= \frac{P_{sv,z}}{a_T \eta_{mech} \eta_{přev} \eta_{gen}} = \frac{15000}{817,9 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = \\
 &= 19,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned} \tag{1.156}$$

V níže uvedeném schéma jsou zobrazeny optimalizované hodnoty ve významných bodech pro zimní režim. U odplynováku dochází ke stejnému problému, jako u letního režimu, nicméně tlaková ztráta je stále v přípustném intervalu. V dalších oděrech naopak vlivem zaškrčení páry clonou tlak poklesl pod požadované hodnoty. Nízkotlaká regenerace tím pádem nebude mít vhodné parametry, pro správný chod. Nicméně kondenzát z topného ohříváku vody má teplotu mírně vyšší, než byla požadovaná výstupní teplota z nízkotlaké regenerace a je zaveden do společného potrubí s nízkotlakou regenerací. Kondenzát, vracející se do napájecí nádrže, tedy má i přes nízké parametry nízkotlaké regenerace mírně vyšší teplotu než v letním režimu.



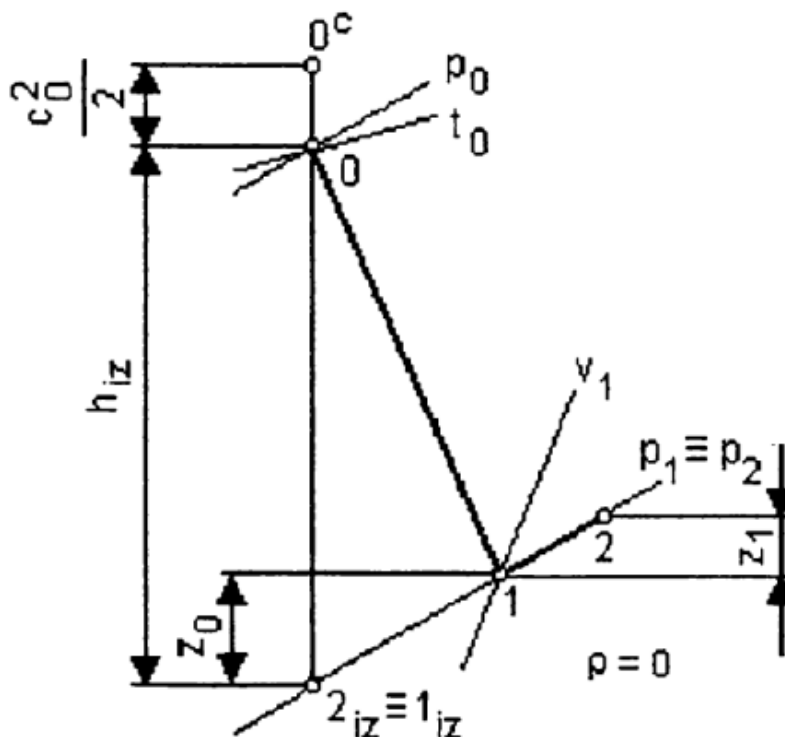
Obr. 7 Teplotní schéma pro zimní režim

2 NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

Existují dva základní druhy lopatkování v parních turbínách, přetlakové a rovnotlaké neboli reakční a akční. Přetlakové lopatkování se běžně používá u stupňové části turbíny, dosahuje lepších účinností a velkou výhodou představuje stejný tvar lopatek statoru a rotoru, který zjednodušuje výrobu. U reakčního lopatkování však nelze využít parciálního ostříku, a proto je u prvního, regulačního, stupně turbíny běžně voleno rovnotlaké akční lopatkování, které bylo zvoleno i v rámci této práce.

2.1 Předběžný návrh

Predběžný návrh je vypracován za účelem předběžného stanovení geometrie regulačního stupně a jeho výkonových charakteristik. Pro zjednodušení je uvažován v předběžném návrhu nulový stupeň reakce. To znamená, že celý entalpický spád je zpracován na lopatkách statoru a pára na rotoru již neexpanduje a dochází zde pouze k zakřivení směru proudění. Kromě zvolených hodnot jsou ve výpočtu používány i hodnoty získané výpočtem tepelného schématu v předcházející kapitole. Uvedené hodnoty ve výpočtech byly brány z prvního návrhu před optimalizací. Výsledné hodnoty po optimalizaci byly uvedeny na konci detailního výpočtu regulačního stupně. Výpočet vychází z [5].



Obr. 8 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni [5]

Na diagramu bod 0 představuje stav před statorem, bod 1 před rotorem a bod 2 za rotorem na výstupu ze stupně.

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

$$D_s = 0,68 \text{ m} \quad (2.1)$$

$$n = 5600 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 93,33 \frac{\text{ot}}{\text{s}} \quad (2.2)$$

Z otáček a středního průměru byla spočtena obvodová rychlost, jejíž hodnota by měla vyjít v rozmezí 160 – 260 m/s.

$$u = \pi D_s n = \pi \cdot 93,33 \cdot 0,68 = 199,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.3)$$

Do vzorce byly dosazeny otáčky v otáčkách za sekundu a vypočtená hodnota obvodové rychlosti vyšla uvnitř požadovaného intervalu.

Dále bylo potřeba zvolit poměr u/c_{iz} , ten se volí s ohledem na dosažení maximální účinnosti stupně, pro A-kolo se jeho hodnota volí v rozmezí 0,4 – 0,5.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,45 \quad (2.4)$$

Izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy potom vyjde:

$$c_{1_{iz}} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{199,4}{0,45} = 443,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.5)$$

Další volenou hodnotou byla vstupní rychlost páry v přívodním potrubí. Ta se volí v rozmezí do 30 m/s.

$$c_0 = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.6)$$

Izoentropický spád, který je zpracováván regulačním stupněm, je možné spočítat pomocí následujícího vzorce:

$$h_{iz} = \frac{c_{1_{iz}}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{443,1^2}{2} - \frac{30^2}{2} = 98,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.7)$$

Izoentropická entalpie za stupněm je získána odečtením izoentropického spádu od hodnoty entalpie na vstupu do turbíny:

$$i_{2_{iz}} = i_0 - h_{iz} = 3403,4 - 98,0 = 3305,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.8)$$

Tlak páry za stupněm byl určen pomocí izoentropické entalpie a hodnoty entropie na vstupu do turbíny.

$$p_2 = f(i_{2_{iz}}; s_0) = 85,1 \text{ bar} \quad (2.9)$$

Dále je nutné ověřit, k jakému typu proudění dochází na výstupu ze stupně. Toho lze docílit porovnáním vypočteného tlaku s tlakem kritickým. Vypočtený tlakový poměr by zároveň neměl překročit hodnotu 0,8. Regulačním stupněm proudí přehřátá pára, pro kterou platí rovnice (2.10) na výpočet kritického tlaku.

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 115,2 = 62,9 \text{ bar} \quad (2.10)$$

$$p_2 > p_{krit} \quad (2.11)$$

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{85,1}{115,2} = 0,74 < 0,8 \quad (2.12)$$

Tlak na výstupu ze stupně je vyšší než tlak kritický a nedochází tedy ke kritickému proudění. Zároveň je tlakový poměr menší než požadovaná hodnota, podmínka je tedy splněna. Na základě těchto skutečností je použita nerozšířená dýza s válcovým provedením průtočného kanálu viz (obr. 9).

Pro výpočet měrného objemu za statorem je nutné určit ztráty ve statoru. Pro první iteraci byl zvolen rychlostní součinitel a následně byl dopočítán a upraven. V následujících rovnicích je již použita vypočtená hodnota z rovnice (2.70). Pro dýzu je součinitel volen v rozmezí 0,95 – 0,98.

$$\varphi = 0,98 \quad (2.13)$$

Ztráty ve statoru byly spočteny pomocí následujícího vzorce:

$$z_0 = (1 - \varphi^2)h_{iz} = (1 - 0,98^2)98,0 = 3,6 \frac{kJ}{kg} \quad (2.14)$$

Stavové veličiny za statorem byly určeny pomocí známého tlaku. Ten je díky předpokládanému nulovému stupni reakce stejný za statorem i na výstupu ze stupně a entalpie, která byla určena přičtením ztráty v rotoru k hodnotě izoentropické entalpie.

$$i_1 = i_{2_{iz}} + z_0 = 3305,4 + 3,6 = 3309,0 \frac{kJ}{kg} \quad (2.15)$$

$$p_1 = p_2 = 85,1 \text{ bar} \quad (2.16)$$

$$v_1 = f(i_1; p_1) = 0,037 \frac{m^3}{kg} \quad (2.17)$$

$$t_1 = f(i_1; p_1) = 466,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.18)$$

Před výpočtem délky výstupní hrany rozváděcí lopatky je třeba zvolit výstupní úhel z rozváděcí mříže, obvykle se volí v rozsahu $13^\circ - 18^\circ$.

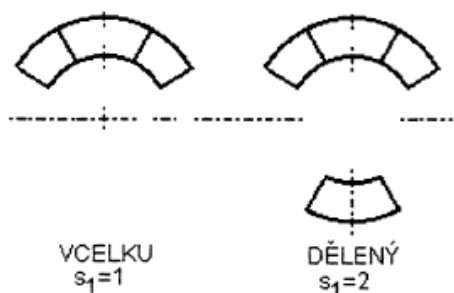
$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (2.19)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostríku je:

$$l_{ot} = \frac{m_0 v_1}{\pi D_s c_{1_{iz}} \varphi \sin(\alpha_1)} = \frac{24,2 \cdot 0,037}{\pi \cdot 0,68 \cdot 0,98 \cdot \sin(13^\circ)} = 4,3 \text{ mm} \quad (2.20)$$

Pro určení předběžného výkonu a účinnosti A-kola lze použít experimentálně získané vztahy. Pro jejich vyčíslení je nutné určit délku lopatky. Nejdříve byla vypočtena optimální délka lopatky.

Dále je nutné zvolit tvar parciálního ostríku v regulačním stupni. Dle obrázku (obr. 9) byl zvolen parciální ostrík.

$$s_1 = 1 \quad (2.21)$$


Obr. 9 Koeficient zohledňující parciální ostrík [5]

Experimentální konstanta c/a , která má pro A-kolo hodnotu:

$$\frac{c}{a} = 0,1467 \quad (2.22)$$

Součinitel δ

$$\delta = \frac{c}{a} \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\pi \left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,45}{\pi \cdot \left(\frac{5600}{1000}\right)^{0,2} 0,68^{0,5}} = 0,057 \quad (2.23)$$

Konstanta b/a .

$$\frac{b}{a} = 0,0398 \quad (2.24)$$

Součinitel α .

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} s_1 + \delta D_s}} = \sqrt{\frac{0,68}{0,0398 \cdot 1 + 0,057 \cdot 0,68}} = 2,95 \quad (2.25)$$

Pomocí součinitele α byla spočtena optimální délka rozváděcí lopatky, kde délku výstupní hrany je třeba dosazovat v cm .

$$l_{opt} = \alpha \sqrt{l_{ot}} = 2,95 \sqrt{0,43} = 19,23 \text{ mm} \quad (2.26)$$

Zaokrouhlením na celé desetiny mm byla získána skutečná délka lopatky.

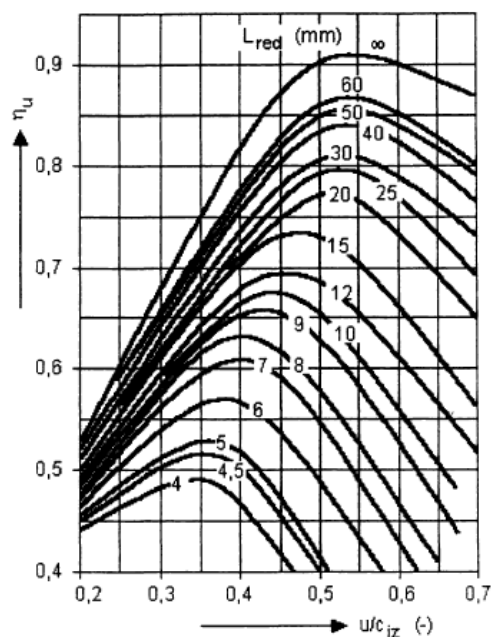
$$l_0 = 19,2 \text{ mm} \quad (2.27)$$

Redukovaná délka lopatky je taková délka lopatky, se kterou dosáhneme stejné účinnosti při plném ostříku, jako při parciálním ostříku a délce lopatky l_0 . Rozměry je třeba do výpočtu dosadit v m .

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta l_0} = \frac{0,0192}{1 + \left(\frac{0,0192}{0,01923}\right)^2 - 0,057 \cdot 0,0192} = 9,62 \text{ mm} \quad (2.28)$$

Z diagramu (obr. 10) určíme účinnost v závislosti na zvoleném poměru u/c_{iz} a vypočtené redukované délky.

$$\eta_u = 0,675 \quad (2.29)$$



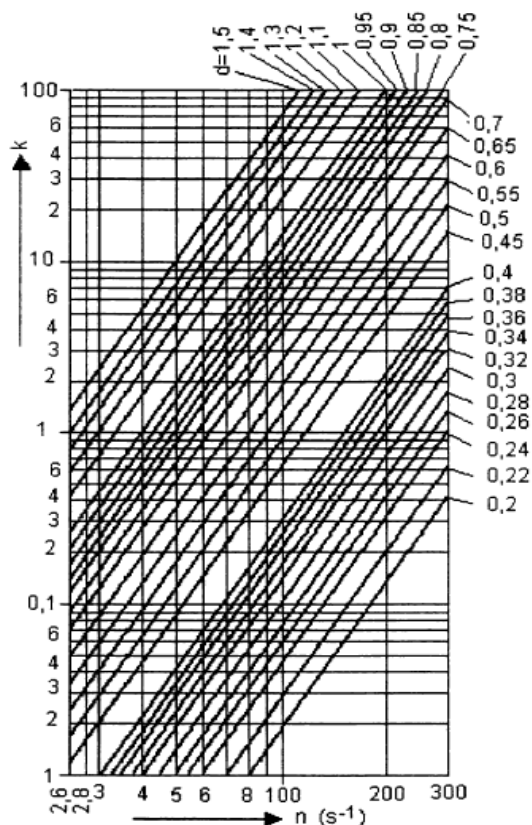
Obr. 10 Redukovaná obvodová účinnost [5]

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

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0043}{0,0192} = 0,223 \quad (2.30)$$

Pro předběžné určení výkonu je nejprve nutné určit absolutní hodnotu ztráty třením a ventilací. K výpočtu ztráty odečteme nejprve koeficient k z diagramu (Obr. 11).

$$k = 4 \quad (2.31)$$



Obr. 11 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [5]

Absolutní ztráta třením a ventilací.

$$Z_5 = \frac{k}{m_0 v_1} = \frac{4}{24,2 \cdot 0,037} = 4,5 \frac{kJ}{kg} \quad (2.32)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací.

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = \frac{4,5}{98,0} = 0,046 \quad (2.33)$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně potom vychází.

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,675 - 0,046 = 0,629 \quad (2.34)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně.

$$P_i = \left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) m_0 \eta_{tdi} = \left(98,0 + \frac{20^2}{2} \right) 24,2 \cdot 0,629 = \quad (2.35)$$

$$= 1501,44 \text{ kW}$$

K určení předběžných stavových veličin za stupněm je nutné nejprve určit hodnotu entalpie za stupněm. Pomocí hodnoty entalpie a tlaku následně lze určit zbylé veličiny.

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} h_{iz} = 3403,4 + \frac{20^2}{2} - 0,629 \cdot 98,0 = \quad (2.36)$$

$$= 3341,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_{2c} = f(p_2; i_2) = 6,6246 \frac{kJ}{kgK} \quad (2.37)$$

$$v_{2c} = f(p_2; i_2) = 0,038 \frac{m^3}{kg} \quad (2.38)$$

$$t_{2c} = f(p_2; i_2) = 479,7^\circ C \quad (2.39)$$

2.2 Detailní návrh

Detailní výpočet se provádí za účelem upřesnění tvaru průtočného kanálu navrženého při předběžném výpočtu. V předběžném výpočtu bylo počítáno s nulovým stupněm reakce. V detailním návrhu je počítáno s nenulovým stupněm reakce, a tedy k expanzi páry dochází i v rotorové řadě lopatek. Dále jsou v detailním návrhu do výpočtu zahrnuty i geometrické ztráty. Do výpočtu detailního návrhu vstupují hodnoty určené v minulých výpočtech. V postupu jsou uvedeny hodnoty prvního iteračního kroku návrhu, hodnoty po optimalizaci jsou následně uvedeny v závěru kapitoly. Postup výpočtu je převzat z [5].

Regulační stupeň s nulovým stupněm reakce se v praxi nepoužívá. Pro zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek se volí stupeň reakce v rozmezí 0,03 až 0,06.

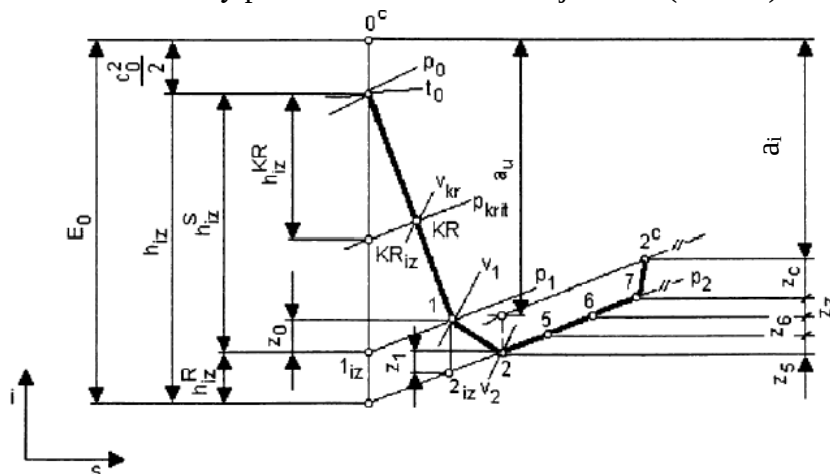
$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^S} = 0,05 \quad (2.40)$$

Pomocí zvoleného stupně reakce byly spočteny entalpie zpracované rotorem a statorem, celkový tepelný spád na regulační stupeň byl dosazen z rovnice (2.7):

$$h_{iz}^R = h_{iz} \rho = 98,0 \cdot 0,05 = 4,9 \frac{kJ}{kg} \quad (2.41)$$

$$h_{iz}^S = h_{iz} (1 - \rho) = 98,0 \cdot (1 - 0,05) = 93,1 \frac{kJ}{kg} \quad (2.42)$$

Expanzní čára má tedy po zahrnutí ztrát následující tvar (obr. 12):



Obr. 12 Průběh expanze v A – kole se zahrnutými ztrátami[5]

Pro ověření, k jakému proudění dochází na výstupu ze statoru bylo nutné určit izoentropickou entalpii na výstupu ze statoru. Entalpie na vstupu do turbíny byla dosazena z rovnice (1.6).

$$i_{1_{iz}} = h_0 - h_{iz}^S = 3403,4 - 93,1 = 3310,3 \frac{kJ}{kg} \quad (2.43)$$

Hodnotě entalpie a entropie, která je stejná jako na vstupu páry do turbíny (1.8) odpovídá tlak páry za dýzou.

$$p_1 = f(i_{1_{iz}}; s_0) = 86,4 \text{ bar} \quad (2.44)$$

Tlak je opět vyšší, než je kritický tlak (2.10) a nedochází tedy ke kritickému proudění.

Obvodová rychlost i výstupní úhel z rozváděcí mříže jsou totožné jako v předběžném návrhu.

$$u = 199,4 \frac{m}{s} \quad (2.45)$$

$$\alpha_1 = 13,0^\circ \quad (2.46)$$

Výpočet rychlostního trojúhelníku

Po započtení stupně reakce se změnil výstupní teoretická rychlost proudění z dýzy. Její nová hodnota byla vypočtena v následující rovnici:

$$\begin{aligned} c_{1_{iz}} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 93,1 + 30^2} = \\ &= 431,9 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.47)$$

Rychlostní součinitel profilu statoru byl, stejně jako v předběžném návrhu, nejprve odhadnut a následně upřesněn výpočtem v rovnici (2.70). V následující rovnici je uvedena odhadnutá hodnota, v dalším textu je již počítáno s upřesněnou hodnotou.

$$\varphi = 0,98 \quad (2.48)$$

Absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi c_{1_{iz}} = 0,981 \cdot 431,9 = 423,8 \frac{m}{s} \quad (2.49)$$

Užitím kosinové věty byla vypočtena relativní rychlost na výstupu z dýzy:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 u \cos(\alpha_1)} = \\ &= \sqrt{432,8^2 + 199,4^2 - 2 \cdot 432,8 \cdot 199,4 \cdot \cos(13)} \\ &= 233,9 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.50)$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cos(\alpha_1) = 423,8 \cdot \cos(13) = 413,0 \frac{m}{s} \quad (2.51)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 413,0 - 199,4 = 213,6 \frac{m}{s} \quad (2.52)$$

V axiálním směru mají složky absolutní i relativní rychlosti stejnou velikost která je určena v následující rovnici:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \sin(\alpha_1) = 423,8 \cdot \sin(13) = 95,3 \frac{m}{s} \quad (2.53)$$

Nyní jsou známy všechny složky relativní rychlosti na výstupu z dýzy. Lze tedy určit úhel relativní rychlosti.

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{213,6}{233,9}\right) = 24,1^\circ \quad (2.54)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru byl nejprve odhadnut v rovnici (2.55), ve které je volen počet odečítaných stupňů a následně upřesněn výpočtem v rovnici (2.67). Zde je opět uvedena odhadnutá hodnota, v následujícím výpočtu je již použita hodnota vypočtená.

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \text{ až } 5)^\circ] = 180 - [24,1 - 3] = 158,9^\circ \quad (2.55)$$

Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z rotoru je:

$$\begin{aligned} w_{2_{iz}} &= \sqrt{\rho h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 98,0 + 233,4^2} = \\ &= 244,1 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.56)$$

Rychlostní součinitel profilu rotoru byl stejně jako součinitel pro stator nejprve odhadnut. K získání přibližné hodnoty došlo dosazením odhadnutého úhlu β_2 do výpočtu a následně byl součinitel přepočítán v rovnici (2.71) dosazením úhlu vypočteného. V dalším výpočtu je počítáno se zpřesněnou hodnotou.

$$\Psi = 0,8495 \quad (2.57)$$

Skutečná relativní rychlost páry na výstupu z rotoru má hodnotu:

$$w_2 = \Psi w_{2_{iz}} = 0,8495 \cdot 244,1 = 227,3 \frac{m}{s} \quad (2.58)$$

Užitím kosinové věty byla určena velikost absolutní rychlosti páry na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 u \cos(180 - \beta_2)} \\ &= \sqrt{227,3^2 + 199,4^2 - 2 \cdot 227,3 \cdot 199,4 \cdot \cos(180 - 157,4)} \\ &= 88,0 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.59)$$

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

$$\begin{aligned} w_{2u} &= w_2 \sin(\beta_2 - 90) = 227,3 \cdot \sin(158,9 - 90) = \\ &= 209,9 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.60)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 209,9 - 199,4 = 10,5 \frac{m}{s} \quad (2.61)$$

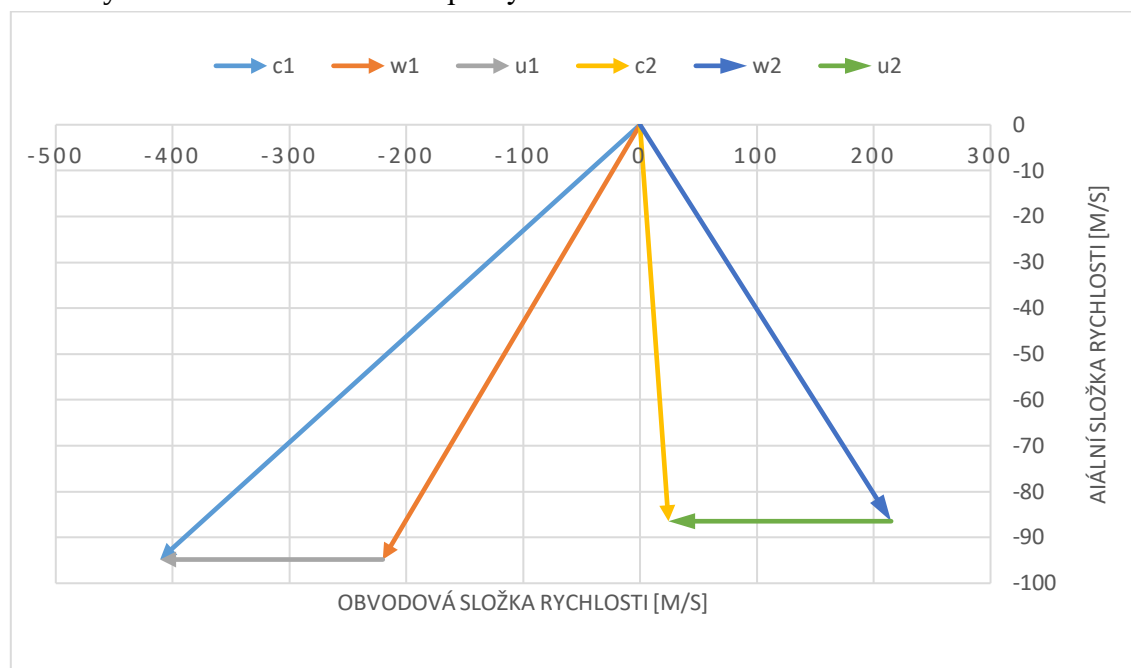
Absolutní a relativní složka rychlosti do axiálního směru jsou si opět rovny a jejich velikost je určena následující rovnicí:

$$\begin{aligned} c_{2a} = w_{2a} &= w_2 \sin(\beta_2) = 227,3 \cdot \sin(157,4) = \\ &= 87,4 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (2.62)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti z regulačního stupně je:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) = \arctg\left(\frac{10,5}{88,0}\right) = 91,4^\circ \quad (2.63)$$

Jednotlivé rychlosti regulačního stupně byly vyneseny v rychlostním trojúhelníku (obr. 13). Hodnoty jsou již po optimalizaci stupně a shodují se tedy s hodnotami uvedenými v tabulce na závěru kapitoly:



Obr. 13 rychlostní trojúhelník regulačního stupně po optimalizaci

Výpočet lopatek

K přesnému určení úhlu relativní rychlosti na výstupu z rotoru bylo potřeba provést výpočet průřezu stupně. Nejprve byla určena výstupní délka rozváděcích lopatek. Do rovnice byly dosazeny hodnoty hmotnostního průtoku (1.146), měrného objemu za statorem (2.17), středního průměru lopatkování (2.1) a stupně parciálního ostříku (2.30).

$$l_0 = \frac{m_0 v_1}{\pi D_s \varepsilon c_1 \sin(\alpha_1)} = \frac{24,2 \cdot 0,037}{\pi \cdot 0,68 \cdot 0,22 \cdot 423,8 \cdot \sin(13)} = \quad (2.64)$$

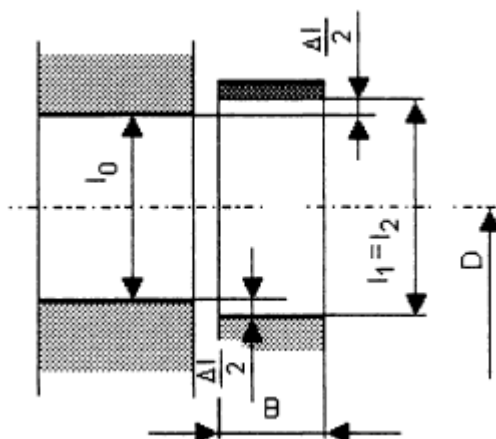
$$= 0,02 \text{ m}$$

Zavedením předpokladu válcového omezení průtočného kanálu na základě spočtených tlakových diferencí a kritického tlaku je určen výpočet výstupní délky lopatky rotoru. Přesah lopatek je volen v rozmezí 1 až 3 mm.

$$\Delta l = 0,002 \text{ m} \quad (2.65)$$

Lopatka rotoru má stejnou délku na náběžné i odtokové hraně. Tato délka lopatky rotoru je dána rovnicí:

$$l_2 = l_1 = l_0 + \Delta l = 0,02 + 0,002 = 0,022 \text{ mm} \quad (2.66)$$



Obr. 14 Válnový průtočný kanál [5]

Nyní lze spočítat skutečný výstupní úhel rotorové lopatky:

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \frac{m_0 v_2}{\pi D_s \varepsilon w_2 l_2} = \quad (2.67)$$

$$= 180 - \arcsin \frac{24,2 \cdot 0,038}{\pi \cdot 0,68 \cdot 0,22 \cdot 0,022} =$$

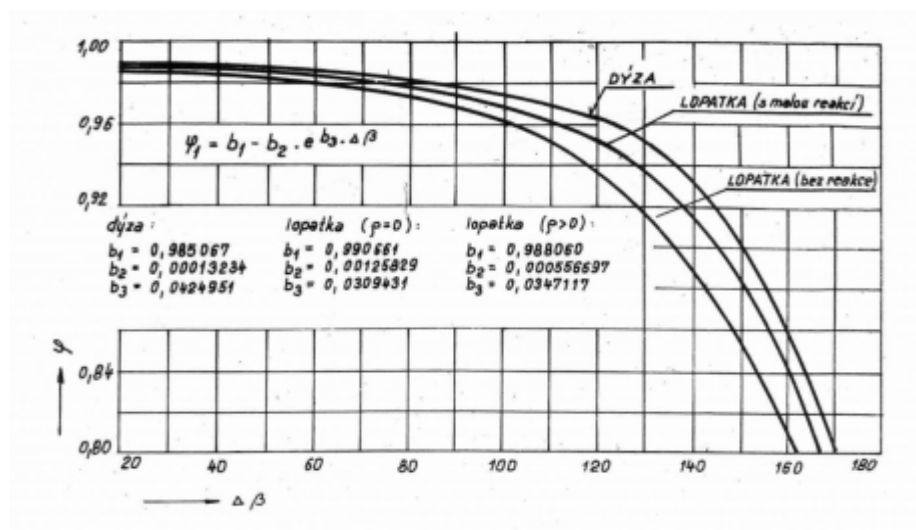
$$= 157,4^\circ$$

Velikosti ohnutí proudu absolutní a relativní rychlosti jsou:

$$\Delta \alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 91,4 - 13 = 78,4^\circ \quad (2.68)$$

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 = 157,4 - 24,1 = 133,3^\circ \quad (2.69)$$

Velikosti ohnutí proudu u jednotlivých rychlostí jsou potřebné k přesnému výpočtu hodnot rychlostních součinitelů. K výpočtu rychlostních součinitelů pro stator i rotor byly použity vztahy uvedeny v (obr. 15) [4].



Obr. 15 Závislost rychlostního součinitele na ohnutí proudu [4]

$$\varphi = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = 0,981361 \quad (2.70)$$

$$\Psi = 0,988060 - 0,000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot \Delta\beta} = 0,931079 \quad (2.71)$$

Z tabulky v literatuře [5] byly vybrány profily lopatek statoru a oběžných lopatek regulačního stupně tak, aby vyhovovaly pevnostnímu výpočtu. Pevnostní výpočet pro lopatky regulačního stupně byl proveden společně s pevnostním výpočtem stupňové části lopatek v kapitole 4.2.6.

Velikost poměrné rozteče lopatek regulačního stupně se pro rozváděcí lopatky volí v rozmezí:

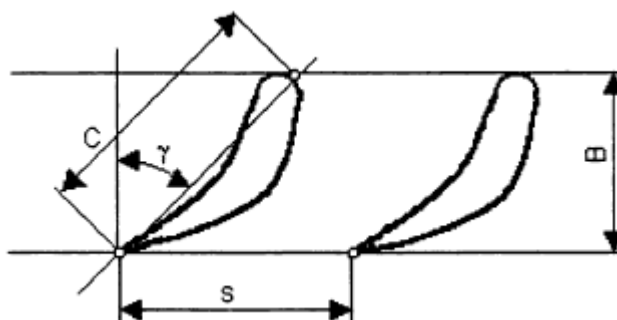
$$\left(\frac{S}{c}\right)_s = (0,65 \text{ až } 0,95) \quad (2.72)$$

Pro oběžné lopatky:

$$\left(\frac{S}{c}\right)_R = (0,5 \text{ až } 0,75) \quad (2.73)$$

Kde c je délka tělivy profilu a volí se podle namáhání závěsu v rozmezí:

$$c = (25 \text{ až } 70) \text{ mm} \quad (2.74)$$



Obr. 16: Označení charakteristických rozměrů profilu lopatky [5]

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

$$\text{Poměrná rozteč: } \frac{s}{c} = 0,8 \quad (2.75)$$

$$\text{Délka tětiny profilu: } c = 0,05 \text{ m} \quad (2.76)$$

$$\text{Optimální úhel nastavení: } \gamma = 33^\circ \quad (2.77)$$

Pro oběžné lopatky regulačního stupně byl zvolen profil s označením 25TR1, jehož parametry jsou uvedeny v následujících rovnicích:

$$\text{Poměrná rozteč: } \frac{s}{c} = 0,65 \quad (2.78)$$

$$\text{Délka tětiny profilu: } c = 0,0269 \text{ m} \quad (2.79)$$

$$\text{Optimální úhel nastavení: } \gamma = 10,4^\circ \quad (2.80)$$

$$\text{Ohybový modul: } W_{\min} = 0,2078 \text{ cm}^3 \quad (2.81)$$

$$\text{Plocha lopatky: } S = 1,812 \text{ cm}^3 \quad (2.82)$$

Šířka oběžné lopatky:

$$B = c \cdot \cos(\gamma) = 0,0269 \cdot \cos(10,4) = 0,0265 \text{ m} \quad (2.83)$$

Rozteč oběžných lopatek:

$$s = c \left(\frac{c}{s} \right) = 0,0269 \cdot 0,65 = 0,0175 \text{ m} \quad (2.84)$$

Rozteč lopatek statoru:

$$s = 0,050 \cdot 0,8 = 0,040 \text{ m} \quad (2.85)$$

Počet rotorových lopatek:

$$z_R = \frac{\pi D_s}{s} = \frac{\pi \cdot 0,68}{0,0175} \doteq 117 \text{ ks} \quad (2.86)$$

Počet statorových lopatek při zohlednění parciálního ostríku:

$$z_S = \frac{\pi D_s \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,68 \cdot 0,22}{0,040} \doteq 14 \text{ ks} \quad (2.87)$$

Ztráty v lopatkování

Následuje výpočet jednotlivých energetických ztrát v lopatkování.

Ztráta v rozváděcí dýze:

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \frac{443,1^2}{2} (1 - 0,981^2) = 3,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.88)$$

Ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} (1 - \psi^2) = \frac{244,1^2}{2} (1 - 0,931^2) = 4,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.89)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{88,0^2}{2} = 3,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.90)$$

Obvodová účinnost stupně je definována na středním průměru lopatkování jako podíl obvodové práce stupně vůči celkové využitelné energii:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \quad (2.91)$$

$$= \frac{\left(98,0 + \frac{20^2}{2}\right) - 3,6 - 4,0 - 3,9}{98,0 + \frac{20^2}{2}} = 0,88$$

Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti je nutné nejprve určit jednotlivé poměrné ztráty:

Poměrná ztráta třením (ventilací disku):

$$\xi_5 = k_{tř} \frac{D^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = 0,00065 \frac{0,68^2}{0,00235} \left(\frac{199,4}{\sqrt{2 \cdot 98,0}} \right)^3 = \quad (2.92)$$

$$= 0,0117$$

Kde $k_{tř}$ je třecí součinitel a volí se v rozmezí 0,00045 až 0,0008 a S je průtočný průřez pro páru vypočítaný podle následujícího vzorce:

$$k_{tř} = 0,00065 \quad (2.93)$$

$$S = \pi D l_1 \varepsilon \sin(\alpha_1) = \pi \cdot 0,68 \cdot 0,022 \cdot 0,22 \cdot \sin(13) = \quad (2.94)$$

$$= 0,00235 \text{ m}^2$$

Další ztráta je poměrná ztráta parciálním ostřikem. Tato ztráta je součtem ztrát vznikajících ventilací neostříknutých lopatek ξ_{61} a ztrát vznikajících na okraji pásma ostříku ξ_{62} .

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \frac{0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = \quad (2.95)$$

$$= \frac{0,065}{\sin(13)} \frac{0,5 \cdot (1 - 0,22)}{0,22} \left(\frac{199,4}{\sqrt{2 \cdot 98,0}} \right)^3 = 0,0463$$

$$\xi_{62} = 0,25 \frac{cl_2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \eta_u z_{segm} = \quad (2.96)$$

$$= 0,25 \frac{0,03 \cdot 0,022}{0,00235} \left(\frac{199,4}{\sqrt{2 \cdot 98,0}} \right) \cdot 0,88 \cdot 1 =$$

$$= 0,0280$$

Veličina z_{segm} se volí podle uspořádání ostříku a má stejnou hodnotu jako koeficient v rovnici (2.21).

$$z_{segm} = 1 \quad (2.97)$$

Celková hodnota poměrné ztráty parciálním ostřikem vychází:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0463 + 0,0280 = 0,0742 \quad (2.98)$$

Poslední poměrnou ztrátou zahrnutou do výpočtu je ztráta radiální mezerou. Pro její výpočet je nutné nejprve vypočítat průřez radiální mezery:

$$S_{1R} = \pi(D + l_1)\delta = \pi(0,68 + 0,022) \cdot 0,00088 = 0,00194 \text{ m}^2 \quad (2.99)$$

Kde δ je radiální mezera:

$$\delta = \frac{D_s}{1000} + 0,2 = \frac{0,68}{1000} + 0,2 = 0,88 \text{ mm} \quad (2.100)$$

Určit průtokový součinitel:

$$\mu_1 = 0,5 \quad (2.101)$$

A vypočítat stupeň reakce na špičce lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \frac{\frac{0,68}{0,022}}{1 + \frac{0,68}{0,022}} = 0,080 \quad (2.102)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou je po dosazení rovna:

$$\begin{aligned} \xi_7 &= 1,5 \frac{\mu_1 S_{1R} \eta_u}{S} \left(\frac{\rho_s}{1 - \rho} \right)^{0,5} = \\ &= 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,00088 \cdot 0,88}{0,00235} \left(\frac{0,080}{1 - 0,05} \right)^{0,5} = 0,159 \end{aligned} \quad (2.103)$$

Započtením poměrných ztrát byla vypočtena hodnota termodynamické účinnosti navrženého regulačního stupně:

$$\begin{aligned} \eta_{tdi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = \\ &= 0,88 - 0,0117 - 0,0742 - 0,159 = 0,639 \end{aligned} \quad (2.104)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně:

$$\begin{aligned} P_i^{RS} &= m_0 \left(\frac{c_0^2}{2} + h_{iz} \right) \eta_{tdi} = 24,2 \left(\frac{20^2}{2} + 98,0 \right) 0,639 = \\ &= 1,514 \text{ MW} \end{aligned} \quad (2.105)$$

Ověření výpočtu a stavové veličiny

Přičtením ztrát v rozváděcí dýze k izoentropické entalpii na výstupu ze statoru byla zjištěna skutečná hodnota entalpie za statorem rozváděcího stupně:

$$i_1 = i_{1_{iz}} + z_0 = 3310,3 + 3,6 = 3313,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.106)$$

Pro tuto hodnotu entalpie a tlaku na výstupu ze statoru mají stavové veličiny následující hodnoty:

$$t_1 = f(i_1; p_1) = 469,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.107)$$

$$v_1 = f(i_1; p_1) = 0,0364 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.108)$$

$$s_1 = f(i_1; p_1) = 6,5805 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (2.109)$$

Celková entalpie za rotorem byla spočtena pomocí následujícího vzorce:

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - a_i = 3403,4 + \frac{20^2}{2} - 62,7 = 3340,9 \frac{kJ}{kg} \quad (2.110)$$

Kde a_i je skutečný entalpický spád stupně:

$$\begin{aligned} a_i &= \left(\frac{c_0^2}{2} + h_{iz} \right) \eta_{tai} = \left(\frac{20^2}{2} + 98,0 \right) \cdot 0,639 = \\ &= 62,7 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (2.111)$$

Hodnotě entalpie a tlaku za rotorem byly opět určeny odpovídající stavové veličiny:

$$t_2 = f(i_2; p_2) = 469,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.112)$$

$$v_2 = f(i_2; p_2) = 0,048 \frac{m^3}{kg} \quad (2.113)$$

$$s_2 = f(i_2; p_2) = 6,7273 \frac{kJ}{kgK} \quad (2.114)$$

Podmínkou správně provedeného výpočtu je hodnota rozdílu mezi výkonem vypočteným v předběžném a detailním návrhu menší než 5%:

$$\Delta P = \frac{P_i^{RS} - P_i}{P_i^{RS}} = \frac{1,514 - 1,501}{1,514} = 0,86 \% \quad (2.115)$$

Výsledná hodnota podmínku splňuje.

Další kontrolou je výpočet tlakového čísla určujícího zatížení stupně. Tlakové číslo by mělo vyjít v rozmezí 4,0 až 7,0, kdy nejvyšší účinnosti je dosaženo při hodnotách 4,5 až 5,5.

$$\psi^{RS} = \frac{h_{iz}}{0,5u^2} = \frac{98,0}{0,5 \cdot 199,4^2} = 4,93 \quad (2.116)$$

Výsledná hodnota spadá do intervalu s nejvyšší účinností.

V následující tabulce (tabulka 1) byly vyplněny výsledné hodnoty po optimalizaci návrhu stupňové části při plně kondenzačním, tedy letním, provozním režimu turbíny. Ve zbylých provozních stavech bylo hlídáno ohybové napětí působící na lopatky regulačního stupně. Tento výpočet je uveden v pevnostním výpočtu 4.2.6. Právě kvůli vysokému napětí působícímu na lopatky regulačního stupně bylo nutné při optimalizaci zmenšit střední průměr regulačního stupně:

Tabulka 1 Výsledky návrhu regulačního stupně po optimalizaci stupňové části

Značka a název		Hodnota	Jednotka
Izoentalpický spád			
ρ	Stupeň reakce	0,05	-
h_{iz}^S	Izoentropický spád na statoru	91,0	kJ/kg
h_{iz}^R	Izoentropický spád na rotoru	4,3	kJ/kg
Stav páry za statorem			
i_{1-iz}	Izoentropická entalpie	3312,4	kJ/kg
p_1	Tlak	85,7	bar
i_1	Entalpie	3311,1	kJ/kg
s_1	Entropie	6,5804	kJ/kgK
t_1	Teplota	470,5	$^{\circ}\text{C}$
v_1	Měrný objem	0,036	m^3/kg
Stav páry za rotorem			
i_2	Entalpie	3315,3	kJ/kg
s_2	Entropie	6,5861	kJ/kgK
t_2	Teplota	469,5	$^{\circ}\text{C}$
v_2	Měrný objem	0,037	m^3/kg
Rychlostní trojúhelník			
c_{1-iz}	Teoretická rychlost na výstupu z dýz	427,1	m/s
c_1	Absolutní rychlost na výstupu z dýz	419,1	m/s
w_1	Relativní rychlost na výstupu z dýz	237,3	m/s
c_{1u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do dýzy	408,4	m/s
w_{1u}	Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	217,8	m/s
c_{1a}	Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy	94,3	m/s
w_{1a}	Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	94,3	m/s
β_1	Úhel relativní rychlosti na výstupu z dýzy	23,4	m/s
β_2	Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru	158,0	m/s
w_{2-iz}	Teoretická rychlost na výstupu z rotoru	247,2	m/s
w_2	Skutečná rychlost na výstupu z rotoru	229,6	m/s
c_2	Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	88,9	m/s
c_{2u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru	22,2	m/s
w_{2u}	Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	212,8	m/s
c_{2a}	Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru	86,1	m/s
w_{2a}	Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	86,1	m/s

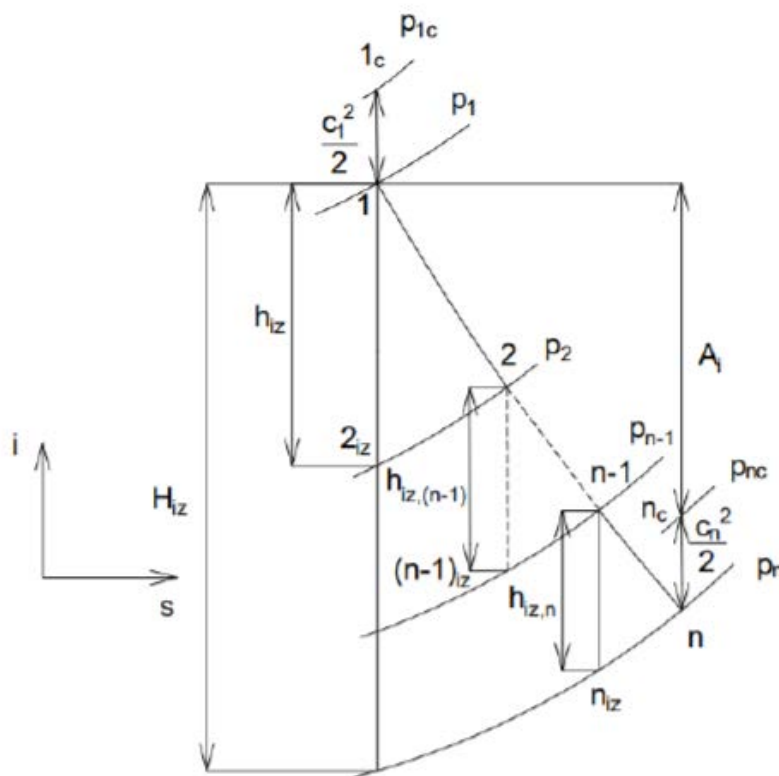
Značka a název		Hodnota	Jednotka
Rychlostní trojúhelník			
α_2	Výstupní úhel absolutní rychlosti z rotoru	91,5	°
$\Delta\alpha$	Ohnutí proudu absolutní rychlosti	78,5	°
$\Delta\beta$	Ohnutí proudu relativní rychlosti	134,6	°
φ	Rychlostní součinitel pro stator	0,981	-
ψ	Rychlostní součinitel pro rotor	0,929	-
Geometrie průtočného kanálu			
l_0	Výstupní délka rozváděcích lopatek	0,021	m
$l_1; l_2$	Délka oběžné lopatky	0,023	m
B_S	Šířka lopatky statoru	41,9	mm
B_R	Šířka lopatky rotoru	26,5	mm
s_S	Rozteč lopatek statoru	40	mm
s_R	Rozteč lopatek rotoru	17,5	mm
z_S	Počet statorových lopatek	12	-
z_R	Počet rotorových lopatek	117	-
S	Průtočný průřez	0,0025	m ²
Ztráty a výkon			
z_0	Ztráta v rozváděcí mříži	3,55	kJ/kg
z_1	Ztráta oběžné lopatkové řady	4,21	kJ/kg
z_c	Ztráta výstupní rychlostní	3,95	kJ/kg
η_u	Obvodová účinnost	0,88	-
ξ_5	Ztráta třením	0,0092	-
ξ_{61}	Ztráta ventilací neostříkнутých lopatek	0,039	-
ξ_{62}	Ztráta na okraji pásma ostříku	0,024	-
ξ_6	Ztráta parciálním ostříkem	0,064	-
ρ_s	Stupeň reakce na špici lopatky	0,082	-
δ_r	Radiální mezera	0,85	mm
S_{1R}	Průřez radiální mezery	0,0018	m ²
ξ_7	Ztráta radiální mezerou	0,142	-
η_{tdi}	Termodynamická účinnost	0,66	-
P_i	Vnitřní výkon	1,595	MW
Ψ	Tlakové číslo	5,27	-

3 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

V této kapitole je předběžně určena geometrie průtočného kanálu na základě návrhu tepelného schéma a regulačního stupně. Ze získané geometrie následně vycházel podrobný výpočet stupňové části turbíny, který je uveden v následující kapitole. Předběžný návrh byl počítán po jednotlivých kuželech stupňové části ve směru od regulačního stupně po výstup do kondenzátoru. Počet kuželů byl volen podle odběrů páry z turbíny, kdy mezi každými dvěma odběry je jeden kužel. Dalším kritériem bylo omezení maximálního počtu stupňů v kuželu na deset stupňů. Kvůli tomuto omezení je část turbíny před prvním odběrem rozdělena na tři kužely. Tímto rozdělením je také docíleno lepší optimalizace průtočného kanálu. V kapitole je uveden pouze výpočet prvního stupně. Následujících pět stupňů bylo počítáno stejným způsobem, změněny byly vždy hodnoty entalpie a tlaku vstupující do kuželu, které byly převzaty jako výstupní hodnoty z kuželu předešlého. Výsledky výpočtu všech stupňů jsou uvedeny v tabulce na konci kapitoly. Výpočet byl proveden podle postupu v literatuře [5].

3.1 Návrh prvního kužele

V této kapitole je uveden postup, podle kterého byl vypočítán předběžný návrh prvního kuželu turbíny. Výsledné hodnoty, stejně jako hodnoty z výpočtu zbylých kuželů, jsou zobrazeny v tabulce na konci kapitoly. Předpoklad expanze páry v předběžném návrhu je vyobrazen v (obr. 17).



Obr. 17 Expanze páry v předběžném návrhu vícešupňové turbíny [5]

3.1.1 Parametry na vstupu a výstupu z kužele:

Parametry páry vstupující a vystupující z kuželu. Mění se s jednotlivými kužely a závisí vždy na výstupních hodnotách předešlého kuželu. Vstupní parametry do prvního kuželu jsou:

$$p_1^I = 85,1 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$i_1^I = 3340,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.2)$$

$$t_1^I = 479,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$s_1^I = 6,6232 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (3.4)$$

$$v_1^I = 0,038 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.5)$$

Tlak na výstupu bylo potřeba zvolit vyšší, než je tlak v prvním odběru, a tak rozdělit první kužel na více kuželů, kvůli velkému entalpickému spádu před prvním odběrem a velkému počtu vycházejících stupňů. Zvolený výstupní tlak:

$$p_n^I = 39,1 \text{ bar} \quad (3.6)$$

Entalpie izoentropické expanze na konci kužele:

$$i_{n_{iz}}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 3111,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.7)$$

Izoentropické expanzi odpovídající teplota:

$$t_{n_{iz}}^I = f(p_n^I; i_{n_{iz}}^I) = 356,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

Izoentropický spád prvního kužele

$$H_{iz}^I = i_1^I - i_{n_{iz}}^I = 3340,9 - 3111,5 = 229,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.9)$$

Odhad účinnosti, sloužící pro první iteraci výpočtu, dále počítáno již s vypočtenou hodnotou z rovnice (3.59):

$$\eta_{tai}^I = 0,85 \quad (3.10)$$

Předběžný skutečný spád

$$H_p^I = H_{iz}^I \eta_{tai}^I = 229,4 \cdot 0,85 = 180,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.11)$$

Předběžné parametry na výstupu z kuželu:

$$i_{np}^I = i_1^I - H_p^I = 3340,9 - 180,6 = 3160,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.12)$$

$$t_{np}^I = f(p_n^I; i_{np}^I) = 376,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

$$v_{np}^I = f(p_n^I; i_{np}^I) = 0,072 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.14)$$

Hmotnostní průtok páry prvním kuželem vycházející z hmotnostní bilance:

$$m_I = m_0 = 24,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.15)$$

3.1.2 Předběžný výpočet Parsonsovou metodou

Na začátku výpočtu bylo potřeba zvolit hodnotu Parsonsova čísla, obvykle se volí v rozmezí 0,6 až 0,85.

$$Pa_s = 0,8 \quad (3.16)$$

U prvního a posledního stupně se počítá u Parsonsova čísla s poklesem o 5 až 10 %.

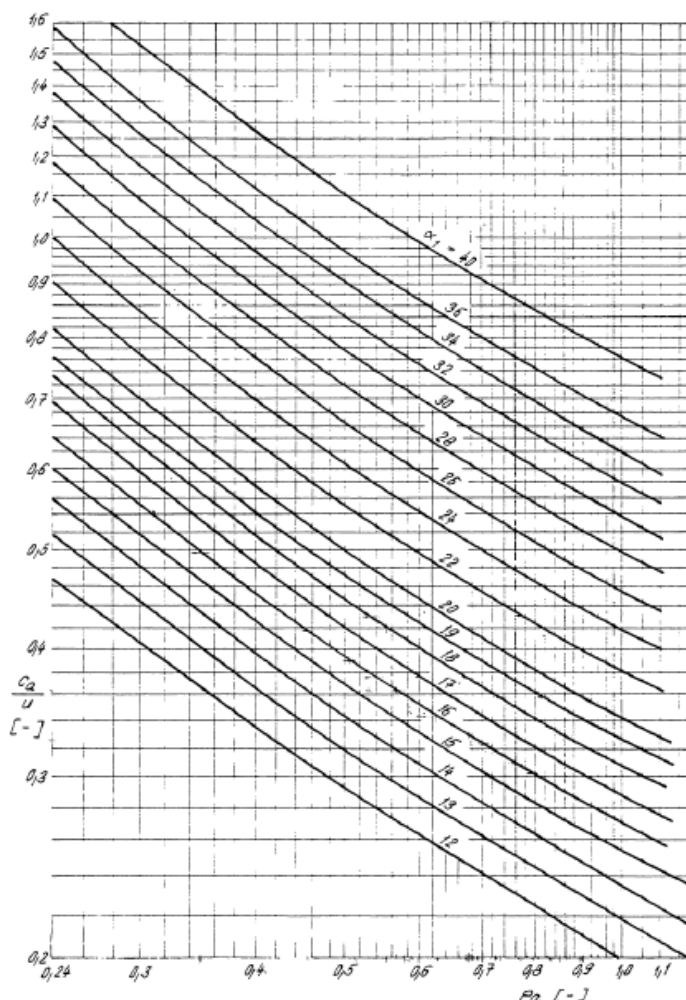
$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95)Pa_s = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72 \quad (3.17)$$

$$Pa_n = (0,9 \div 0,95)Pa_s = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72 \quad (3.18)$$

Volba výstupního úhlu lopatky v rozsahu $12^\circ - 36^\circ$. Čím vyšší hodnota je zvolena, tím více je lopatková řada odlehčena. Na začátku turbíny se volí nejmenší úhly. Po směru toku páry se úhly postupně zvyšují až k nejvyšším přípustným hodnotám na konci turbíny:

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (3.19)$$

Poměr $\left(\frac{c_a}{u}\right)$ byl odečten z diagramu (obr. 18).



Obr. 18 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [5]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = f(Pa_1; \alpha_1) = 0,24 \quad (3.20)$$

Zvolená délka lopatky první lopatkové řady:

$$l_1 = 0,02 \text{ m} \quad (3.21)$$

Střední průměr první lopatkové řady:

$$D_1^I = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{m_l v_1^I}{n l_1 \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{24,2 \cdot 0,038}{93,3 \cdot 0,02 \cdot 0,24}} = 0,450 \text{ m} \quad (3.22)$$

Patní a hlavový průměr první lopatkové řady:

$$D_{1p}^I = D_1^I - l_1 = 0,450 - 0,02 = 0,430 \text{ m} \quad (3.23)$$

$$D_{1v}^I = D_1^I + l_1 = 0,450 + 0,02 = 0,470 \text{ m} \quad (3.24)$$

Střední obvodová rychlost pro první řadu lopatek. Tato rychlost by neměla překročit hodnotu $320 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

$$u_1 = \pi n D_1^I = \pi \cdot 93,3 \cdot 0,45 = 131,95 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.25)$$

Výstupní úhel rotorových lopatek poslední řady stupně byl zvolen:

$$\alpha_1 = 13^\circ \quad (3.26)$$

Poměr $\left(\frac{c_a}{u}\right)$ pro poslední řadu lopatek odečten z (obr. 18):

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = f(Pa_n; \alpha_n) = 0,26 \quad (3.27)$$

Poslední řada lopatek se navrhuje volbou poměru $\left(\frac{l}{D}\right)_n$, který je volen iteračně tak, aby se průměr patní kružnice po délce kužele neměnil a byl stejný na vstupu i výstupu z kužele.

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,0724 \quad (3.28)$$

Střední průměr poslední lopatkové řady:

$$D_n^I = \sqrt[3]{\frac{m_l v_n^I}{\pi^2 \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \left(\frac{l}{D}\right)_n n}} = \sqrt[3]{\frac{24,2 \cdot 0,072}{\pi^2 \cdot 0,26 \cdot 0,0724 \cdot 93,3}} = 0,464 \text{ m} \quad (3.29)$$

Délka lopatky poslední lopatkové řady:

$$l_n = D_n^I \left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,464 \cdot 0,0724 = 0,034 \text{ m} \quad (3.30)$$

Patní a hlavový průměr poslední lopatkové řady:

$$D_{np}^I = D_n^I - l_n = 0,464 - 0,034 = 0,430 \text{ m} \quad (3.31)$$

$$D_{nv}^I = D_n^I + l_n = 0,464 + 0,034 = 0,498 \text{ m} \quad (3.32)$$

Obvodová rychlost na patě nesmí z pevnostních důvodů přesáhnout hodnotu $200 \frac{\text{m}}{\text{s}}$:

$$u_1 = \pi n D_{np}^I = \pi \cdot 93,3 \cdot 0,430 = 126,08 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.33)$$

Střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) n = \pi \left(\frac{0,450 + 0,464}{2} \right) \cdot 93,3 = 134,00 \frac{m}{s} \quad (3.34)$$

Počet stupňů lopatkování, zaokrouhlený na celé číslo:

$$z = \frac{Pa_s H_{iz}^I}{u_s^2} = \frac{0,72 \cdot 229400}{134^2} = 10 \quad (3.35)$$

3.1.3 Výpočet ztrát a účinnost stupňové části parní turbíny

Do hodnoty účinnosti se projeví hodnoty jednotlivých ztrát v lopatkování. Uvažované ztráty jsou ztráta radiální mezerou, ztráta rozvějířením a ztráta vlhkostí páry.

Ztráta radiální mezerou:

Určení tolerance radiální vůle v lopatkování pro první a poslední stupeň:

$$x_{t1} = 0,2 \text{ mm} \quad (3.36)$$

$$x_{tn} = 0,2 \text{ mm} \quad (3.37)$$

Z toho spočtené radiální vůle:

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x_{t1} = \frac{470}{1000} + 0,2 = 0,7 \text{ mm} \quad (3.38)$$

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x_{tn} = \frac{498}{1000} + 0,2 = 0,7 \text{ mm} \quad (3.39)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou, kdy délkové rozměry byly dosazeny v mm:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,7}{20} \cdot 4,5 = 0,225 \quad (3.40)$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,7}{34} \cdot 4,5 = 0,132 \quad (3.41)$$

Střední ztráty radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0,225 + 0,132}{2} = 0,178 \quad (3.42)$$

Poměrná ztráta rozvějířením pro první a poslední stupeň:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1^I} \right)^2 = \left(\frac{0,02}{0,45} \right)^2 = 0,00198 \quad (3.43)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n^I} \right)^2 = \left(\frac{0,034}{0,464} \right)^2 = 0,00537 \quad (3.44)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = \frac{0,00198 + 0,00537}{2} = 0,00367 \quad (3.45)$$

Ztráta vlhkostí páry. První kužel pracuje v oblasti přehřáté páry, a ztráta vlhkostí je tedy nulová. Významnější roli představuje u posledních stupňů turbíny, proto je zde výpočet vzorově uveden. Suchost na vstupu a výstupu z kužele:

$$x_1 = f(p_1^l; i_1^l) = 1 \quad (3.46)$$

$$x_n = f(p_n^l; i_n^l) = 1 \quad (3.47)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_n}{2} = 1 - \frac{1 + 1}{2} = 0 \quad (3.48)$$

Faktor zpětného využití ztrát. Teplota označená t_i je dosazena ve $[^\circ\text{C}]$ a teplota označená T_i je dosazena ve $[K]$:

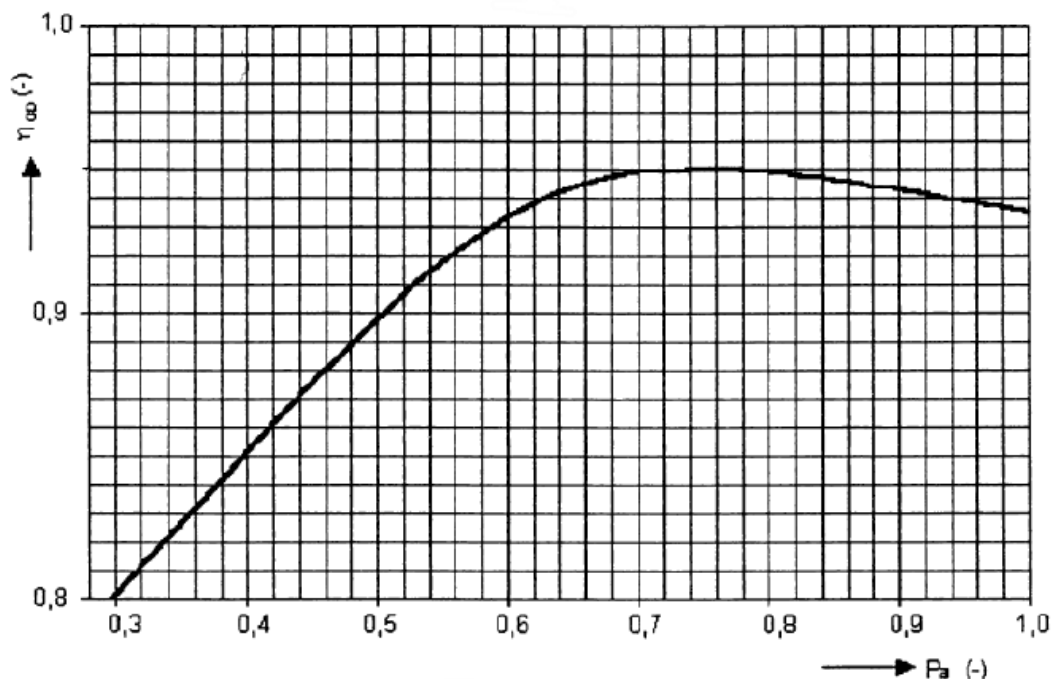
$$\begin{aligned} (1 + f) &= 1 + \frac{z - 1}{z} (1 - \eta_{tdi}) \frac{t_1 - t_{n,iz}}{T_1 + T_2} = \\ &= 1 + \frac{10 - 1}{10} (1 - 0,79) \frac{479,2 - 356,5}{752,35 + 629,65} = 1,017 \end{aligned} \quad (3.49)$$

Obvodová účinnost byla určena z digramu (obr. 19):

$$\eta_\infty = 0,951 \quad (3.50)$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování při uvažování výše uvedených ztrát:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_\infty + (1 + f)(1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = \\ &= 0,951 + 1,017 \cdot (1 - 0,178 - 0,00367 - 0) = 0,79 \end{aligned} \quad (3.51)$$



Obr. 19 Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky[5]

3.1.4 Konečný stav a výkon

Zde byly spočteny výstupní parametry z prvního kuželu. Jejich hodnoty představují vstupní hodnoty do druhého kuželu. Vstupní a výstupní rychlosti jsou také přebírány sousedními kužely, není tedy uvažována její možná změna vlivem geometrie průtočného kanálu. Entalpie páry na výstupu bez vstupní a výstupní kinetické energie:

$$i_n = i_1 - H_{iz}^I \eta_i = 3340,9 - 229,4 \cdot 0,79 = 3159,5 \frac{kJ}{kg} \quad (3.52)$$

Zbylé parametry páry na výstupu, tlak je roven hodnotě v rovnici (3.6):

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,072 \frac{m^3}{kg} \quad (3.53)$$

$$s_n = f(p_n; i_n) = 6,6983 \frac{kJ}{kgK} \quad (3.54)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování:

$$c_{An} = \frac{m_l v_n}{\pi D_n l_n} = \frac{24,2 \cdot 0,072}{\pi \cdot 0,464 \cdot 0,034} = 35,1 \frac{m}{s} \quad (3.55)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně, která je vstupní rychlostí do dalšího kuželu:

$$\begin{aligned} c_{2n} &= c_{An} \sqrt{\left[\cot(\alpha_n) - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} = \\ &= 35,1 \sqrt{\left[\cot(13) - \frac{1}{0,26} \right]^2 + 1} = 39,1 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (3.56)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{39,1^2}{2} = 0,77 \frac{kJ}{kg} \quad (3.57)$$

Měrná práce kuželu, která zahrnuje veškeré ztráty:

$$\begin{aligned} a_i &= \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz} \right) \eta_i - z_c = \left(\frac{88,0^2}{2} + 229,4 \right) 0,79 - 0,77 = \\ &= 183,7 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.58)$$

Vnitřní termodynamická účinnost, které byla dosazena místo odhadnuté hodnoty z rovnice (3.10):

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}} = \frac{183,7}{\frac{88,0^2}{2} + 229,4} = 0,787 \quad (3.59)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = a_i m_l = 183700 \cdot 24,2 = 4,437 \text{ MW} \quad (3.60)$$

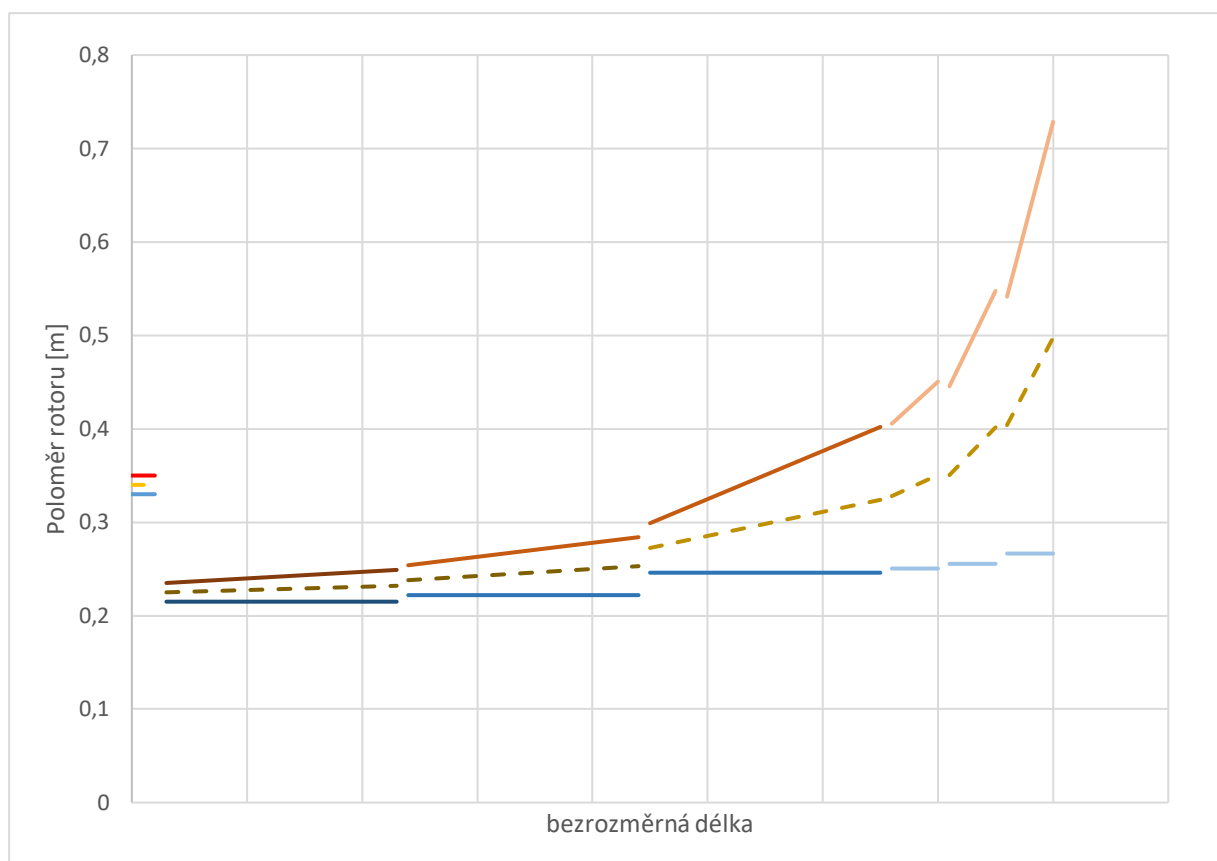
3.2 Výsledky předběžného návrhu

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky předběžného návrhu všech šesti kuželů turbíny. Na základě spočtených hodnot byl vytvořen předběžný tvar průtočného kanálu, který je vyobrazen na (obr. 20) a průběh tlaku a měrného objemu páry při průchodu turbínou na (obr. 21).

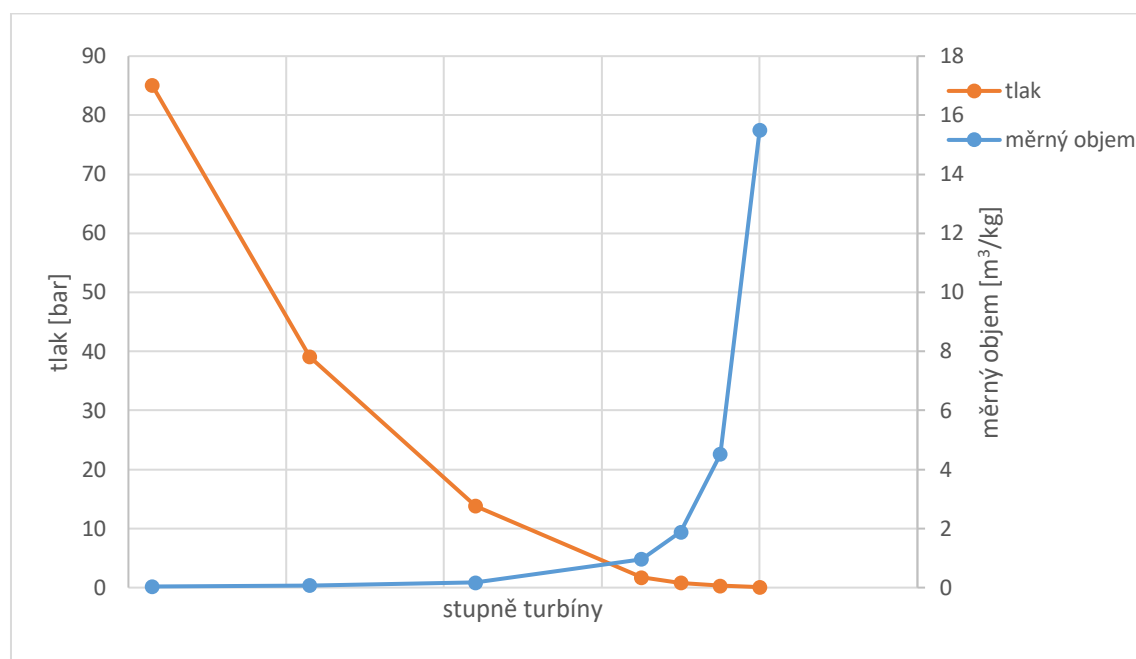
Tabulka 2 Výsledky předběžného návrhu stupňové části turbíny

		Kužel					
Značka	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
		Stav páry na vstupu					
p_1	bar	85,09	39,08	13,79	1,75	0,83	0,32
i_1	kJ/kg	3340,90	3159,54	2938,32	2612,43	2515,58	2408,36
t_1	$^{\circ}\text{C}$	479,24	376,26	254,12	115,97	94,37	70,25
s_1	kJ/kgK	6,62	6,70	6,78	6,95	7,01	7,12
v_1	m^3/kg	0,0377	0,0720	0,1678	0,9662	1,8897	4,5233
		Stav páry na výstupu					
p_n	bar	39,08	13,79	1,85	0,83	0,32	0,08
$i_{n,iz}$	kJ/kgK	3111,50	2898,45	2554,65	2491,77	2372,95	2231,29
$t_{n,iz}$	$^{\circ}\text{C}$	356,50	237,15	117,69	94,37	70,25	42,29
H_{iz}	kJ/kg	229,39	261,09	383,67	120,66	142,63	177,07
η_{tdi}	—	0,79	0,84	0,84	0,76	0,69	0,54
H_p	kJ/kg	180,61	220,21	323,15	91,65	97,79	94,84
i_{np}	kJ/kg	3160,29	2939,33	2615,18	2520,77	2417,78	2313,52
t_{np}	$^{\circ}\text{C}$	376,58	254,56	117,69	94,37	70,25	42,29
v_{np}	m^3/kg	0,07	0,17	0,92	1,89	4,54	15,50
m	kg/s	24,16	24,16	24,16	23,49	22,43	21,42
		Geometrie stupně					
Pa_s	—	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Pa_1	—	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
Pa_n	—	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
α_1	$^{\circ}$	12	13	14	18	24	28
$(Ca/u)_1$	—	0,2443	0,2605	0,2798	0,3690	0,4925	0,5863
l_1	m	0,02	0,032	0,053	0,155	0,19	0,275
D_1	m	0,45	0,476	0,545	0,656	0,701	0,808
D_{1p}	m	0,43	0,444	0,492	0,501	0,511	0,533
D_{1v}	m	0,47	0,508	0,598	0,811	0,891	1,083
v_1	m/s	131,95	139,57	159,80	192,35	205,54	236,92
α_n	$^{\circ}$	13	14	18	24	28	36
$(Ca/u)_n$	—	0,2605	0,2798	0,3690	0,4925	0,5863	0,7877
$(l/D)_n$	—	0,0724	0,1218	0,24	0,2846	0,3639	0,4648
D_n	m	0,464	0,506	0,648	0,701	0,803	0,995
l_n	m	0,034	0,062	0,156	0,2	0,292	0,462
D_{np}	m	0,43	0,444	0,492	0,501	0,511	0,533
D_{nv}	m	0,498	0,568	0,804	0,901	1,095	1,457
u_p	m/s	126,08	130,19	144,26	146,90	149,83	156,28

Značka	Jednotka	Kužel					
		I	II	III	IV	V	VI
		Geometrie stupně					
u_s	m/s	134,00	143,97	174,90	198,95	220,50	264,33
z	—	10	10	10	2	2	2
		Ztráty					
x_{t1}	mm	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
x_{tn}	mm	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	0,7	0,7	0,9	1,1	1,2	1,4
k_n	mm	0,7	0,9	1,1	1,2	1,4	1,8
ξ_{k1}	—	0,2250	0,1406	0,1019	0,0406	0,0355	0,0278
ξ_{kn}	—	0,1324	0,0871	0,0404	0,0338	0,0262	0,0205
ξ_k	—	0,1787	0,1139	0,0711	0,0372	0,0309	0,0241
ξ_{v1}	—	0,0020	0,0045	0,0095	0,0558	0,0735	0,1158
ξ_{vn}	—	0,0054	0,0150	0,0580	0,0814	0,1322	0,2156
ξ_v	—	0,0037	0,0098	0,0337	0,0686	0,1028	0,1657
ξ_x	—	0,0000	0,0000	0,0204	0,0530	0,0800	0,1069
x_1	—	1,0000	1,0000	1,0000	0,9604	0,9335	0,9065
x_n	—	1,0000	1,0000	0,9592	0,9335	0,9065	0,8797
$(1 + f)$	—	1,0168	1,0167	1,0211	1,0034	1,0053	1,0099
η_∞	—	0,9510	0,9510	0,9510	0,9510	0,9510	0,9510
η_i	—	0,7906	0,8473	0,8494	0,8027	0,7517	0,6753
		Konečný stav a výkon					
i_n	kJ/kg	3159,54	2938,32	2612,43	2515,58	2408,36	2288,78
v_n	m^3/kg	0,0720	0,1678	0,9159	1,8897	4,5233	15,3206
s_n	kJ/kgK	6,6983	6,7752	6,9230	7,0119	7,1151	7,2973
c_{an}	m/s	35,08	41,13	69,68	100,78	137,73	227,21
c_{2n}	m/s	39,11	44,89	74,24	103,10	139,83	228,50
z_c	kJ/kg	0,7646	1,0075	2,7558	5,3148	9,7759	26,1055
a_i	kJ/kg	183,65	220,86	323,99	93,75	101,44	100,08
c_0	m/s	88,00	39,11	44,89	74,24	103,10	139,83
η_{tdi}	—	0,79	0,84	0,84	0,76	0,69	0,54
P_i	kW	4437,39	5336,29	7828,25	2202,12	2275,25	2143,34



Obr. 20 Výsledná geometrie vycházející z předběžného návrhu



Obr. 21 Průběh tlaku a měrného objemu při průchodu páry turbínou

4 DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI

Přetlakové lopatkování stupňové části je v detailním návrhu počítáno pomocí metody c_a/u . Tato metoda má několik omezení, které je nutné dodržet, aby byly dosaženy výsledky přesné. Tyto omezení jsou [5]:

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

Tyto podmínky prakticky znamenají, že metoda c_a/u je použitelná pro kužely, ve kterých nedochází k příliš rychlé expanzi plynu a u kterých není velký rozdíl v průměru prvního a posledního stupně lopatek. Z předběžného návrhu je patrné, že metoda bude dobře aplikovatelná na vysokotlaké stupně. Středo a nízkotlaké už ale podmínky metody nesplňují, a tedy výsledky metodou obdržené nejsou příliš přesné. Poslední stupně lopatek jsou navíc tvořeny zkrucovanými profily, jejichž výpočet dalece přesahuje rozsah této práce. Pro jednoduchost je i u posledních stupňů využita metoda c_a/u .

Detailní výpočet byl proveden od konce turbíny, kdy byl dosazen tlak na výstupu z turbíny a následně byly počítány jednotlivé parametry po jednotlivých stupních směrem ke vstupu do turbíny. V turbíně se nachází clona za odběrem pro odplynění, který je společný i pro ohřívák teplé vody. Clonou je turbína rozdělena na dvě části. Při výpočtu se clona projevuje konstantním tlakem, který je udržován na výstupu ze třetího kuželu.

V následující kapitole je popsán výpočet posledního stupně. Výpočet dalších stupňů je obdobný. Z tohoto důvodu jsou uvedeny pouze výsledky v přehledné tabulce. Dále v kapitole je uveden pevnostní výpočet. Pevnostním výpočtem je kontrolováno tahové a ohybové napětí působící na lopatky jednotlivých stupňů.

Na závěr kapitoly jsou uvedeny výsledky z výpočtu dalších stupňů a provedená optimalizace návrhu, ve které byl návrh stupňové části propojen s tepelným schéma a výpočtem regulačního stupně. Postup výpočtu detailního návrhu stupňů parní turbíny byl přebrán z literatury [5].

4.1 Zvolené profily

Pro výpočet detailního návrhu je nutné určit geometrii průtočného kanálu, a tedy zvolit profily lopatek. Profily byly nejprve zvoleny z literatury [5]. V pevnostním výpočtu se ukázalo, že ani nejpevnější profil s označením 1560 nesnese ohybové síly působící od proudící páry. S vedoucím diplomové práce proto byly vybrány modifikované profily, jejichž charakteristika je uvedena v následující tabulce. Jedná se o profily zkroucené, které se používají u lopatek s vyšším l/D než 1/10. Takové profily je třeba počítat jiným

způsobem, který je mnohem složitější a není cílem práce, proto jsou i tyto lopatky řešeny výpočtem na středním poloměru, který se používá u prizmatických lopatek.

Tabulka 3 Zvolené profily stupňové části turbíny

Stupeň	Řada	Profil	B	s/c	c	γ	$W_{\min}$	S	s
			mm	-	mm	°	cm ³	cm ²	mm
36	72	1560x2	48	0,67	54,4	28	1,965	8,01	36,45
	71	1560x2	48	0,67	54,4	28	1,965	8,01	36,45
35	70	1560x1	43,4	0,67	53	35	1,406	6,25	35,51
	69	1560x1	41,5	0,67	53	38,5	1,406	6,25	35,51
34	68	1560x1	41,5	0,67	53	38,5	1,406	6,25	35,51
	67	1560x1	39,7	0,67	53	41,5	1,406	6,25	35,51
33	66	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
	65	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
32	64	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
	63	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
31	62	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
	61	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
30	60	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
	59	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
29	58	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
	57	560x	32,5	0,67	45,6	44,5	1,15	8,08	30,552
28	56	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
	55	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
27	54	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
	53	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
26	52	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
	51	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
25	50	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
	49	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
24	48	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
	47	550	25,7	0,67	39,2	49	0,2915	2,385	26,264
23	46	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
	45	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
22	44	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
	43	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
21	42	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
	41	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
20	40	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
	39	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
19	38	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
	37	540	20,3	0,67	31	49	0,1439	1,496	20,77
18	36	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	35	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
17	34	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	33	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
16	32	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	31	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
15	30	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	29	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
14	28	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	27	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
13	26	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	25	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008

Stupeň	Řada	Profil	B	s/c	c	γ	$W_{\min}$	S	s
			mm	-	mm	°	cm ³	cm ²	mm
12	24	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	23	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
11	22	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	21	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
10	20	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
	19	530	17,6	0,67	26,8	49	0,093	1,115	17,956
9	18	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	17	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
8	16	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	15	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
7	14	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	13	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
6	12	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	11	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
5	10	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	9	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
4	8	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
	7	520	14,7	0,67	22,4	49	0,0543	0,78	15,008
3	6	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261
	5	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261
2	4	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261
	3	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261
1	2	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261
	1	510	12	0,67	18,3	49	0,0304	0,5099	12,261

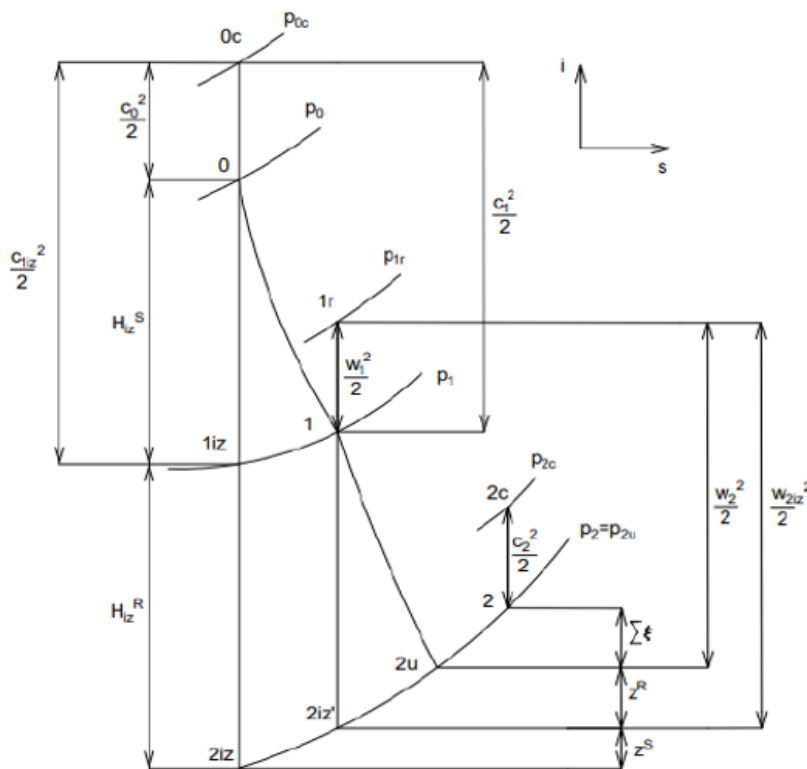
V tabulce vystupující úhly nastavení γ byly voleny podle následující tabulky:

Tabulka 4 Úhly nastavení lopatek v závislosti na výstupním úhlu

Veličina		Hodnota						
Výstupní úhel	α [°]	≤14	≤18,5	≤21,5	≤24,5	≤26,9	≤31,45	≤36
Úhel nastavení	γ [°]	49	44,5	41,5	38,5	35	30	28

4.2 Výpočet posledního stupně

V této kapitole byl proveden vzorový výpočet posledního stupně parní turbíny. Jednotlivé veličiny, vyskytující se ve výpočtu, jsou zobrazeny v následujícím diagramu (obr. 22).

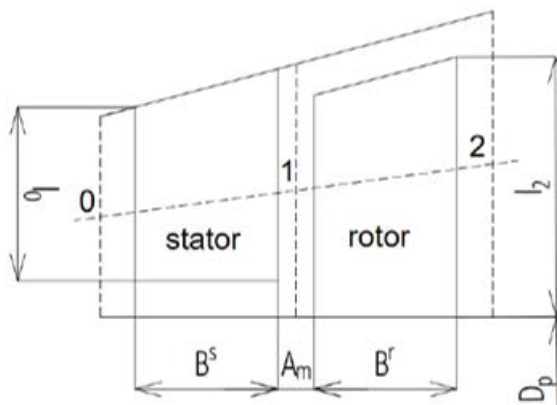


Obr. 22 i-s diagram stupně turbíny

4.2.1 Vstupní geometrie

V návrhu geometrie stupňů v detailním návrhu je vycházeno z geometrie získané v předběžném návrhu. Geometrii bylo nutné upravit v optimalizaci návrhu. Upravovány byly hodnoty délek jednotlivých lopatek, patní kružnice a výstupní úhly z jednotlivých řad lopatek tak, aby byly splněny podmínky na hodnotu tlakového čísla a stupně reakce v jednotlivých lopatkových řadách.

Délky lopatek prostředních řad jednotlivých stupňů byly počítány pomocí rovnice (4.2) z délky první a poslední lopatky ve stupni. Geometrie stupně s označením jednotlivých výpočetních bodů je znázorněna na následujícím obrázku (obr. 23):



Obr. 23 Geometrie délek v řadě lopatek

Axiální mezera mezi lopatkami:

$$A_m = \frac{B}{3} + 0,00025 = 0,0160 \text{ m} \quad (4.1)$$

Výpočet jednotlivých délek lopatek ve stupni probíhal pomocí lineární interpolace:

$$l_x = l_1 + \frac{(l_n - l_1)\alpha_x}{L_{ax}} \quad (4.2)$$

Kde: l_x = délka počítané lopatky

l_1 = délka první lopatky kuželu

l_n = délka poslední lopatky kuželu

α_x = vzdálenost od začátku kuželu a počítané lopatky

L_{ax} = délka kuželu

4.2.2 Výpočet rotoru

Patní průměr rotoru je vždy stejný pro všechny stupně v jednotlivých kuželech

$$D_{p2} = 0,535 \text{ m} \quad (4.3)$$

Vstupní a výstupní délka lopatky:

$$l_1^R = 0,418 \text{ m} \quad (4.4)$$

$$l_2 = 0,475 \text{ m} \quad (4.5)$$

Střední průměry lopatkové řady:

$$D_{1s}^R = 0,895 \text{ m} \quad (4.6)$$

$$D_{2s} = 1,010 \text{ m} \quad (4.7)$$

Vnější průměry lopatkové řady:

$$D_{1v}^R = 1,255 \text{ m} \quad (4.8)$$

$$D_{2v} = 1,485 \text{ m} \quad (4.9)$$

Výstupní úhel rotorové lopatky byl zvolen:

$$\beta_2 = 36^\circ \quad (4.10)$$

Hmotnostní tok páry protékající posledním kuželem:

$$m_{vI} = 23,54 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.11)$$

Parametry páry vystupující z turbíny do kondenzátoru, tlak je dán tepelným schéma a entalpie byla volena tak, aby se entalpie za regulačním stupněm rovnala entalpii na vstupu do turbíny:

$$p_2 = 0,083 \text{ bar} \quad (4.12)$$

$$i_2 = 2267,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.13)$$

$$v_2 = 15,170 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (4.14)$$

$$x_2 = 0,87 \quad (4.15)$$

Axiální průtočná plocha na výstupu z rotoru:

$$S_{a2} = 1,507 \text{ m}^2 \quad (4.16)$$

V dalším kroku byly pro první krok výpočtu odhadnuty ostatní ztráty. V ostatních ztrátách jsou zahrnuty ztráty radiální mezerou, rozvějířením a vlhkostí páry. Ztráty byly následně iteračně spočteny v rovnici (4.84). Zde je uvedena již spočtená hodnota:

$$z_{ost} = 41,91 \frac{kJ}{kg} \quad (4.17)$$

Ztráty byly odečteny od výstupní entalpie:

$$i_{2u} = i_2 - z_{ost} = 2225,8 \frac{kJ}{kg} \quad (4.18)$$

Obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$u_2 = \pi D_{2s} n = 296,1 \frac{m}{s} \quad (4.19)$$

Absolutní a relativní axiální rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{m_{IV} v_2}{S_{a2}} = 236,8 \frac{m}{s} \quad (4.20)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \beta_2} = 402,9 \frac{m}{s} \quad (4.21)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru, tato rychlost vstupuje do výpočtu ztráty ve výstupním hrdle (1.114):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 u_2 \cos \beta_2} = 238,7 \frac{m}{s} \quad (4.22)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti. Pro co nejmenší ztrátu výstupní rychlostí by jeho hodnota měla být co nejbližší 90°.

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{c_{2a}}{c_2} \right) = 82,8^\circ \quad (4.23)$$

Absolutní a relativní obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 29,8 \frac{m}{s} \quad (4.24)$$

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2 = 326,0 \frac{m}{s} \quad (4.25)$$

Hodnotu úhlu β_1 potřebná pro výpočet rychlostního součinitele rotoru musela být pro první iteraci výpočtu odhadnuta a byla dopočtena následně v rovnici (4.53). Výpočet rychlostního součinitele byl proveden podle vzorce v (obr. 15):

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0,983 \quad (4.26)$$

Relativní izoentropická rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2-iz} = \frac{w_2}{\psi} = 409,8 \frac{m}{s} \quad (4.27)$$

I relativní rychlost na výstupu ze statoru bylo nutné pro první iterační krok odhadnout a následně dopočítat v rovnici (4.52). Zde je uvedena již spočtená hodnota:

$$w_1 = 178,8 \frac{m}{s} \quad (4.28)$$

Izoentropický spád na rotoru:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2-iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = 68,0 \frac{kJ}{kg} \quad (4.29)$$

Profilová ztráta na rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2_{iz}}^2}{2} (1 - \psi^2) = 2,79 \frac{kJ}{kg} \quad (4.30)$$

Entalpie po izoentropické expanzi:

$$i'_{2_{iz}} = i_{2u} - z_R = 2222,9 \frac{kJ}{kg} \quad (4.31)$$

Entropie v tomto bodě:

$$s'_{2_{iz}} = f(p_2; i'_{2_{iz}}) = 7,0887 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.32)$$

Nyní bylo možné stanovit entalpii mezi satorovou a rotorovou řadou lopatek:

$$i_1 = i'_{2_{iz}} + H_{iz}^R = 2290,9 \frac{kJ}{kg} \quad (4.33)$$

Tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(i_1; s'_{2_{iz}}) = 0,142 \text{ bar} \quad (4.34)$$

Ostatní parametry páry v prostoru mezi rotorem a statorem:

$$s_1 = f(i_1; p_1) = 7,0887 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.35)$$

$$v_1 = f(i_1; p_1) = 9,176 \frac{m^3}{kg} \quad (4.36)$$

$$x_1 = f(i_1; p_1) = 0,87 \quad (4.37)$$

4.2.3 Výpočet statoru

Vstupní a výstupní délka satorové řady:

$$l_0 = 0,360 \text{ m} \quad (4.38)$$

$$l_1^S = 0,418 \text{ m} \quad (4.39)$$

Střední průměry na vstupu a výstupu:

$$D_{0v} = 0,895 \text{ m} \quad (4.40)$$

$$D_{1v}^S = 0,953 \text{ m} \quad (4.41)$$

Zvolený výstupní úhel ze satorové řady lopatek:

$$\alpha_1 = 28^\circ \quad (4.42)$$

Axiální průtočná plocha na vstupu a výstupu ze statoru:

$$S_{a0} = \pi D_{0s} n = 1,012 \text{ m}^2 \quad (4.43)$$

$$S_{a1} = \pi D_{1s}^S n = 1,249 \text{ m}^2 \quad (4.44)$$

Ohnutí proudu absolutní rychlosti:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 69,18^\circ \quad (4.45)$$

Absolutní rychlost na vstupu do statoru musela být pro první iteraci odhadnuta a následně dopočítána. Hodnoty průtočné plochy na výstupu S_{2a} , rychlosti c_2 a měrného objemu v_2 byly dosazeny z výpočtu předešlého stupně. Dále bylo do výpočtu nutné

započítat hmotnostní průtok m_i příslušným odběrem, pokud se nachází mezi počítanými řadami lopatek:

$$c_0 = \left(\frac{S_{a2} c_2}{v_2} - m_i \right) \frac{v_0}{S_{a0}} = 146,32 \frac{m}{s} \quad (4.46)$$

Rychlostní součinitel byl spočten pomocí rovnice v (obr. 15):

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,983 \quad (4.47)$$

Absolutní a relativní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{m_{v1} v_1}{S_{1a}} = 172,86 \frac{m}{s} \quad (4.48)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = 368,20 \frac{m}{s} \quad (4.49)$$

Absolutní izoentropická rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1_{iz}} = \frac{c_1}{\varphi} = 374,49 \frac{m}{s} \quad (4.50)$$

Obvodová rychlost:

$$u_1 = \pi D_{1s}^S n = 279,29 \frac{m}{s} \quad (4.51)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 u_1 \cos \alpha_1} = 178,82 \frac{m}{s} \quad (4.52)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti:

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{w_{1a}}{w_1} \right) = 75,16^\circ \quad (4.53)$$

Ohnutí proudu relativní rychlosti:

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 68,84^\circ \quad (4.54)$$

Absolutní a relativní obvodová rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 325,10 \frac{m}{s} \quad (4.55)$$

$$w_{1u} = w_1 \cos \beta_1 = 45,81 \frac{m}{s} \quad (4.56)$$

Izoentropický spád statoru:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1_{iz}}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 59,42 \frac{kJ}{kg} \quad (4.57)$$

Profilová ztráta statoru:

$$z_S = \frac{c_{1_{iz}}^2}{2} (1 - \varphi^2) = 2,34 \frac{kJ}{kg} \quad (4.58)$$

Entalpie a entropie po izoentropické expanzi:

$$i_{1_{iz}} = i_1 - z_S = 2288,6 \frac{kJ}{kg} \quad (4.59)$$

$$s_{1_{iz}} = f(p_1; i_{1_{iz}}) = 7,0815 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.60)$$

Entalpie před statorem:

$$i_0 = i_{1_{iz}} + H_{iz}^S = 2348,0 \frac{kJ}{kg} \quad (4.61)$$

Tlak před statorem:

$$p_0 = f(i_0; s_{1_{iz}}) = 0,222 \text{ bar} \quad (4.62)$$

Zbylé parametry páry před statorem:

$$s_0 = f(i_0; p_0) = 7,0815 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.63)$$

$$v_0 = f(i_0; p_0) = 6,152 \frac{m^3}{kg} \quad (4.64)$$

$$x_0 = f(i_0; p_0) = 0,89 \quad (4.65)$$

4.2.4 Ostatní ztráty a účinnost stupně

Izoentropický spád stupně:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 127,4 \frac{kJ}{kg} \quad (4.66)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_s = \pi \frac{D_{0s} + D_{2s}}{2} n = 279,29 \frac{m}{s} \quad (4.67)$$

Parsonsovo číslo:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = 0,69 \quad (4.68)$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku byla určena z (obr. 19):

$$\eta_\infty = 0,949 \quad (4.69)$$

Výpočet ztráty radiální mezerou. Postup výpočtu vychází z literatury [6]. Výpočet byl proveden podle Traupela. Všechny řady lopatek, kromě posledních tří rotorových řad tvořených zkrucovanými lopatkami, jsou opatřené bandážemi. Radiální vůle rotoru:

$$\delta_r^R = \frac{D_{2v}}{1000} + 0,25 = 1,74 \text{ mm} \quad (4.70)$$

Volba součinitele pro výpočet ztráty radiální mezerou bez bandáže v rozmezí 1,36 až 1,62:

$$k_r = 1,49 \quad (4.71)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou rotoru bez bandáže:

$$\xi_k^R = k_r \frac{\delta_r^R}{l_2 \sin \beta_2} = 0,009 \quad (4.72)$$

Radiální vůle statoru:

$$\delta_r^S = \frac{D_{1v}^S}{1000} + 0,25 = 1,62 \text{ mm} \quad (4.73)$$

Počet bandáží:

$$z_b = 3 \quad (4.74)$$

Ekvivalentní radiální vůle:

$$\delta_e^S = \delta_r^S z_b^{-0,5} = 0,94 \text{ mm} \quad (4.75)$$

Volba součinitele pro ztrátu radiální mezerou s bandáží v rozmezí 1,06 až 1,41:

$$k_r^b = 1,235 \quad (4.76)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r^b \frac{\delta_e^S}{l_{1s}^S \sin \alpha_1} = 0,006 \quad (4.77)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro stupeň:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = 0,008 \quad (4.78)$$

Výpočet ztráty rozvějířením vycházející z literatury [5]. Poměrná ztráta na rotoru a statoru:

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_2}{D_{2s}} \right)^2 = 0,221 \quad (4.79)$$

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_{1s}^S}{D_{1s}^S} \right)^2 = 0,192 \quad (4.80)$$

Poměrná ztráta rozvějířením celého stupně:

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = 0,207 \quad (4.81)$$

Ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 0,121 \quad (4.82)$$

Vnitřní účinnost stupně:

$$\eta_i = \eta_\infty (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,631 \quad (4.83)$$

V následujícím kroku byly vypočítány ostatní ztráty, kterými byla nahrazena odhadnutá hodnota v rovnici (4.17) a následně celý výpočet přepočítán, dokud nedošlo k ustálení hodnot:

$$z_{ost} = (1 - \eta_i) H_{iz}^{ST} - z_R - z_S = 41,91 \frac{kJ}{kg} \quad (4.84)$$

Skutečná práce stupně:

$$a_i = \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}^{ST} \right) \eta_i = 87,11 \frac{kJ}{kg} \quad (4.85)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = a_i m_i = 2,050 \text{ MW} \quad (4.86)$$

4.2.5 Charakteristika stupně

Charakteristika stupně plní účel zhodnocení vypočítaných hodnot. Hodnocení probíhá pomocí vnitřní účinnosti, tlakového čísla a stupně reakce. Dalšími měřítky je Machovo číslo, které hraje významnou roli převážně u posledního stupně. Tlakové číslo představuje zatížení daného stupně. Pro nejvyšší dosažitelné účinnosti by tlakové číslo mělo nabývat hodnoty 2,5 až 3:

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0,5u_2^2} = 2,91 \quad (4.87)$$

Tlakové číslo se nachází v intervalu pro nejvyšší účinnost.

Poměr mezi spádem zpracovaným statorem a rotorem je vyjádřen pomocí stupně reakce. Jeho hodnota by měla být v ideálním případě 0,5 a neměla by překročit hodnotu 0,6:

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = 0,53 \quad (4.88)$$

Machovo číslo je důležitou charakteristikou převážně u posledního stupně turbíny, kde kvůli největšímu průměru dosahuje nejvyšších hodnot. Machovo číslo by u posledního stupně nemělo přesáhnout hodnotu 1,02. Rychlost zvuku na výstupu z lopatkování:

$$w_a = f(p_2; i_2) = 438,22 \frac{m}{s} \quad (4.89)$$

Machovo číslo:

$$Ma = \frac{w_2}{w_a} = 0,92 \quad (4.90)$$

Machovo číslo se nachází pod přípustnou maximální hodnotou. Vyšší hodnoty nemohlo být dosaženo kvůli omezení na tahové napětí v závěsu poslední lopatky.

4.2.6 Optimalizace

Hodnoty entalpií v jednotlivých odběrech a následně hmotnostních průtoků jsou během detailního výpočtu stupňové části přepočítávány a doplňovány zpět do tepelného schéma, případně do výpočtu regulačního stupně. Výpočet je iteračního charakteru, kdy celý výpočet je vždy přepočítán podle nových parametrů stanovených v předchozím kroku výpočtu. Po přepočítání hmotnostních průtoků bylo zkontrolováno, zda se rovnají entalpie na vstupu do stupňové části a na výstupu z regulačního stupně. Výpočet je opakován tak dlouho, dokud se entalpie na vstupu do turbíny a entalpie vystupující z regulačního stupně nerovnají.

Další sledovanou hodnotou byly hodnoty nedohřevu v jednotlivých NTO odvozené od tlaku a entalpie v odběru z turbíny. Tyto hodnoty se nepodařilo snížit na hodnoty navržené v tepelném schéma. Výsledné hodnoty jsou kompromisem vyplývajícím z požadovaného umístění alespoň dvou stupňů lopatek mezi dvěma odběry a přípustným odlehčením těchto stupňů.

Přepočítán byl i regulační stupeň. Do výpočtu regulačního stupně byly dosazeny tlak a entalpie určené detailním výpočtem stupňové části. Z těchto hodnot vzejde nová hodnota izoentropické rychlosti na výstupu ze statoru a nový poměr u/c_{iz} . Výsledné hodnoty po optimalizaci regulačního stupně jsou uvedeny v (Tabulka 1). Výsledky detailního návrhu všech stupňů po optimalizaci jsou umístěny v (Tabulka 5) v kapitole 4.3.

4.2.7 Pevnostní výpočet

V následujícím textu byl proveden pevnostní výpočet stupňové části turbíny. Byly stanoveny hodnoty tahového a ohybového napětí, které představují kritéria pro pevnostní kontrolu zvolených profilů lopatek. V kapitole je uveden vzorový výpočet poslední řady lopatek. V kapitole byla též spočtena axiální síla působící na rotor, jejíž hodnota je potřebná pro výpočet vyrovnávacího pístu. Na závěr kapitoly byla uvedena tabulka s výsledky pevnostního výpočtu pro návrhový stav v plně kondenzačním režimu. Uvedeny byly také grafy průběhu napětí po jednotlivých řadách lopatek pro dva návrhové stavy (letní a zimní režim) včetně vyznačené přípustné hodnoty napětí. Výpočet vychází z literatury [7].

Počet ostríknutých lopatek:

$$z = \frac{\pi D_{2s}}{s} = 87 \quad (4.91)$$

Střední průměr rotoru:

$$D_s^R = \frac{D_{1s}^R + D_{2s}}{2} = 0,981 \text{ m} \quad (4.92)$$

Střední délka lopatky:

$$l_s^R = \frac{l_1^R + l_2}{2} = 0,446 \text{ m} \quad (4.93)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_{a1} = m_{vI} \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z} + \frac{\pi D_s^R l_s^R (p_1 - p_2)}{z} = 71,97 \text{ N} \quad (4.94)$$

Celková axiální síla působící na lopatkovou řadu:

$$F_a = F_{a1} z = 6,61 \text{ kN} \quad (4.95)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_{u1} = m_{vI} \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 79,86 \text{ N} \quad (4.96)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_{a1} \frac{l_s^R}{2} = 16,95 \text{ Nm} \quad (4.97)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_{u1} \frac{l_s^R}{2} = 17,82 \text{ Nm} \quad (4.98)$$

Výsledný ohybový moment působící na oběžnou lopatku:

$$M_o = \sqrt{M_a^2 + M_u^2} = 24,59 \text{ Nm} \quad (4.99)$$

Ohybový modul průřezu lopatky, podle zvoleného profilu:

$$w_{min} = 1,406 \text{ cm}^3 \quad (4.100)$$

Ohybové napětí, které v závislosti na suchosti páry musí být nižší než 20 MPa pro $x \leq 0,97$, popřípadě 40 MPa pro vyšší suchost.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} = 17,49 \text{ MPa} \quad (4.101)$$

Parametry potřebné pro výpočet tahového napětí na oběžnou lopatku:

Úhlová rychlost:

$$\omega = 2\pi n = 586,43 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (4.102)$$

Uvažovány jsou ocelové lopatky, hustota má tedy hodnotu:

$$\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.103)$$

Průřez lopatky, podle zvoleného profilu:

$$S_p = 6,25 \text{ cm}^2 \quad (4.104)$$

Odstředivá síla působící na jednu oběžnou lopatku:

$$F_{od} = \rho S_p l_s^R \frac{D_s^R}{2} \omega^2 = 369,41 \text{ kN} \quad (4.105)$$

Tahové napětí, které by nemělo překročit hodnotu 600 MPa:

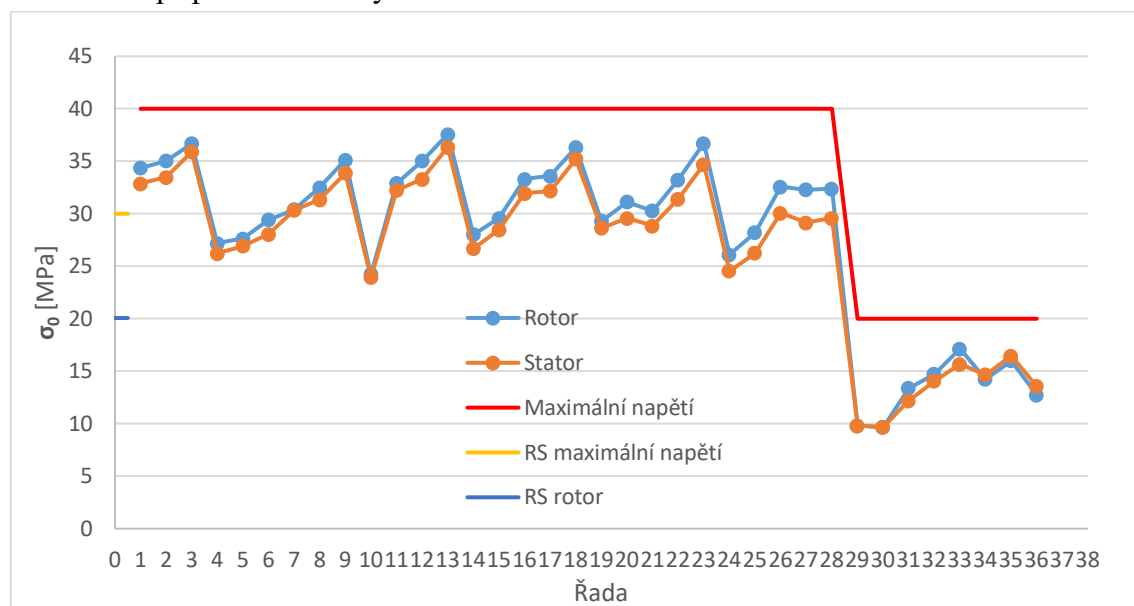
$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = 591,06 \text{ MPa} \quad (4.106)$$

Tabulka 5 Výsledky pevnostního výpočtu

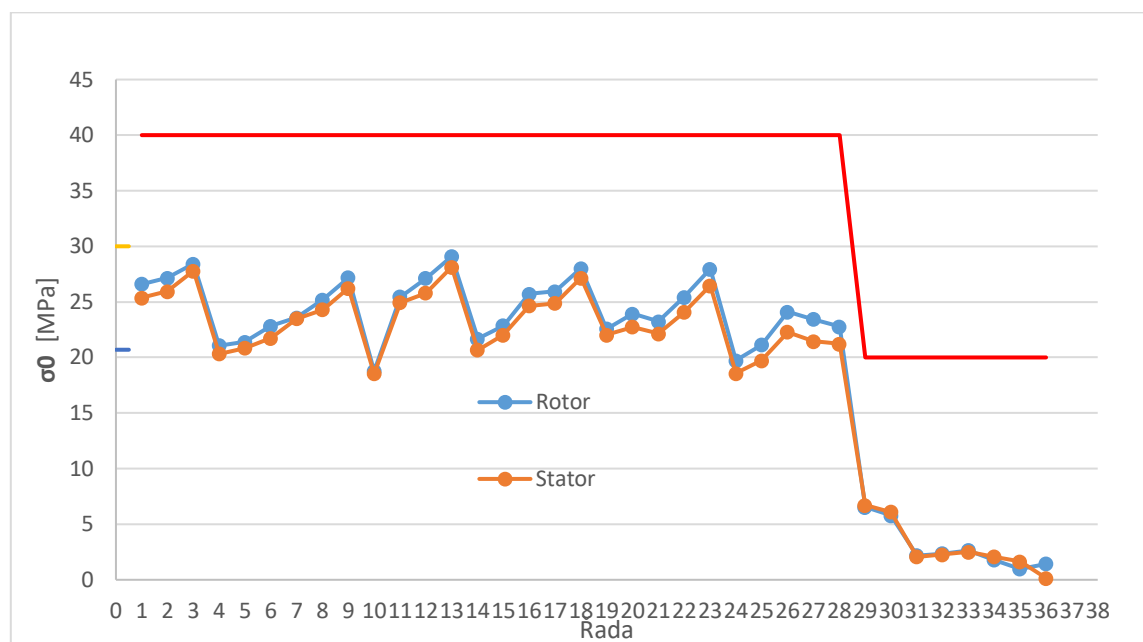
Řada	z	F_a [N]	F_u [N]	M_a [Nm]	M_u [Nm]	M_o [Nm]	σ_o [MPa]	F_t [N]	σ_t [MPa]
Rotor									
72	85	77,75	81,74	17,35	18,24	25,17	12,81	369411,89	591,06
70	78	105,28	77,94	18,16	13,44	22,60	16,07	2561,27	409,80
68	70	116,90	82,07	16,45	11,55	20,10	14,29	1881,44	301,03
66	78	146,31	63,95	18,15	7,93	19,80	17,22	2053,50	254,15
64	74	145,52	72,43	15,21	7,57	16,99	14,77	1641,21	203,12
62	71	159,22	71,41	14,09	6,32	15,44	13,43	1328,03	164,36
60	62	135,14	68,01	9,66	4,86	10,82	9,41	940,45	116,39
58	61	154,59	67,19	10,20	4,43	11,12	9,67	851,86	105,43
56	70	144,60	53,72	8,78	3,26	9,36	32,12	227,21	95,27
54	68	157,26	55,13	8,84	3,10	9,37	32,15	207,27	86,91
52	67	174,26	55,62	9,02	2,88	9,47	32,49	187,84	78,76
50	66	164,10	57,21	7,76	2,71	8,22	28,20	168,92	70,83
48	65	168,22	57,81	7,21	2,48	7,62	26,14	150,52	63,11
46	81	129,17	45,57	4,99	1,76	5,29	36,77	83,81	56,02
44	80	128,40	45,99	4,51	1,62	4,79	33,30	75,24	50,29
42	79	130,01	46,37	4,11	1,47	4,37	30,35	66,87	44,70
40	73	131,63	45,30	4,24	1,46	4,49	31,20	63,10	42,18
38	73	131,86	45,47	4,00	1,38	4,23	29,39	58,86	39,35
36	83	112,60	39,39	3,20	1,12	3,39	36,42	40,75	36,55
34	83	110,01	39,14	2,95	1,05	3,13	33,70	38,28	34,33
32	82	116,40	39,19	2,94	0,99	3,11	33,40	35,83	32,13
30	82	109,12	39,90	2,59	0,95	2,76	29,66	33,41	29,96
28	81	110,76	40,05	2,46	0,89	2,61	28,10	31,02	27,82
26	97	93,45	33,12	1,93	0,68	2,05	37,68	20,05	25,70
24	96	93,71	32,76	1,80	0,63	1,91	35,14	18,55	23,79
22	95	94,98	33,35	1,69	0,59	1,79	33,00	17,08	21,89
20	77	114,01	39,37	2,14	0,74	2,26	24,32	24,69	22,15
18	91	100,76	33,24	1,82	0,60	1,91	35,22	16,55	21,22
16	91	98,08	32,63	1,68	0,56	1,77	32,61	15,66	20,08
14	91	96,47	33,09	1,57	0,54	1,66	30,49	14,78	18,95
12	90	97,50	32,67	1,52	0,51	1,60	29,52	14,15	18,15

Řada	z	F_a [N]	F_u [N]	M_a [Nm]	M_u [Nm]	M_o [Nm]	σ_o [MPa]	F_t [N]	σ_t [MPa]
10	90	96,84	33,15	1,42	0,49	1,50	27,70	13,29	17,03
8	90	100,09	33,26	1,41	0,47	1,48	27,29	12,66	16,24
6	109	80,62	27,07	1,06	0,36	1,12	36,80	7,72	15,14
4	109	80,64	26,67	1,01	0,34	1,07	35,15	7,36	14,44
2	109	82,95	26,97	1,00	0,32	1,05	34,46	7,01	13,75
stator									
71	80	103,76	90,26	20,17	17,54	26,73	13,60	-	-
69	75	122,03	83,02	19,22	13,08	23,25	16,53	-	-
67	69	131,60	84,76	17,39	11,20	20,69	14,71	-	-
65	76	139,87	67,89	16,27	7,90	18,09	15,73	-	-
63	73	150,64	74,36	14,54	7,18	16,21	14,10	-	-
61	69	160,90	74,67	12,95	6,01	14,28	12,42	-	-
59	62	143,12	68,68	9,81	4,71	10,89	9,47	-	-
57	60	162,84	69,13	10,27	4,36	11,15	9,70	-	-
55	69	135,35	55,20	7,93	3,23	8,56	29,38	-	-
53	68	146,43	55,33	7,92	2,99	8,47	29,06	-	-
51	67	166,71	56,89	8,28	2,82	8,75	30,01	-	-
49	66	159,41	57,24	7,20	2,59	7,65	26,26	-	-
47	65	166,10	58,02	6,76	2,36	7,17	24,58	-	-
45	81	127,31	45,66	4,71	1,69	5,00	34,76	-	-
43	80	127,27	45,86	4,26	1,54	4,53	31,49	-	-
41	79	130,64	46,42	3,92	1,39	4,16	28,90	-	-
39	73	128,96	45,54	4,02	1,42	4,27	29,65	-	-
37	72	133,27	46,43	3,90	1,36	4,13	28,70	-	-
35	83	111,73	39,64	3,10	1,10	3,29	35,33	-	-
33	83	107,88	39,01	2,82	1,02	3,00	32,27	-	-
31	82	114,49	39,53	2,82	0,97	2,98	32,05	-	-
29	82	109,37	39,85	2,49	0,91	2,66	28,55	-	-
27	81	110,12	39,90	2,34	0,85	2,49	26,77	-	-
25	96	94,00	33,44	1,86	0,66	1,98	36,45	-	-
23	96	91,48	32,64	1,71	0,61	1,81	33,39	-	-
21	95	96,00	33,81	1,66	0,58	1,76	32,33	-	-
19	76	115,04	39,76	2,11	0,73	2,23	24,00	-	-
17	91	100,41	33,43	1,75	0,58	1,85	33,99	-	-
15	91	96,21	32,72	1,62	0,55	1,71	31,43	-	-
13	90	98,32	33,51	1,56	0,53	1,65	30,42	-	-
11	90	94,67	32,65	1,44	0,50	1,53	28,13	-	-
9	90	96,59	33,02	1,39	0,47	1,47	26,99	-	-
7	89	100,66	33,64	1,36	0,45	1,43	26,32	-	-
5	109	80,44	27,09	1,04	0,35	1,09	35,99	-	-
3	109	78,48	26,56	0,97	0,33	1,02	33,58	-	-
1	109	82,67	27,70	0,95	0,32	1,00	32,98	-	-
RS	27	60,51	358,34	0,70	4,12	4,18	20,11	5347,13	29,5

Grafy vynesných ohybových napětí podle jednotlivých lopatkových řad včetně maximální přípustné hodnoty:



Obr. 24 Ohybové napětí při plně kondenzačním režimu turbíny

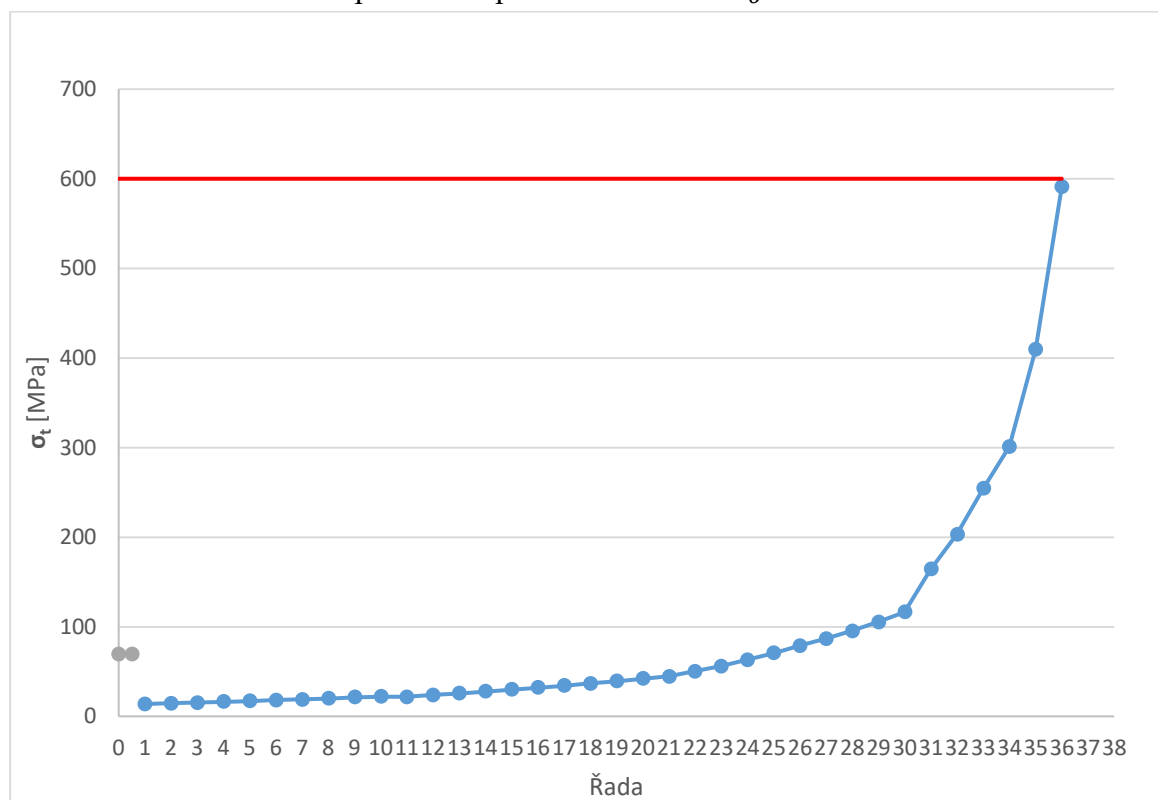


Obr. 25 Ohybové napětí při návrhovém stavu pro zimní režim 15/35 MW

V grafu pro zimní režim si lze všimnout poklesu napětí v posledních řadách lopatek, kterými proudí pouze malé množství páry. Poslední stupeň ventiluje a místo expanze plyn stlačuje. Díky tomu se obrátily na něj působící ohybové síly. V opačném směru je snížena hodnota přípustného napětí na hodnotu $\sigma_o \leq 1,5 \text{ MPa}$. Tato podmínka je splněna. Výsledná hodnota napětí na poslední řadě lopatek (4.107). V grafu je také vidět snížení přípustné hodnoty napětí pro oblast mokré páry.

$$\sigma_{o_{36}} = 1,44 \text{ MPa} \quad (4.107)$$

Graf tahového napětí působícího na lopatkové řady rotoru je zobrazen na následujícím obrázku. Graf je stejný pro všechny návrhové stavy kvůli konstantní hodnotě otáček. Tahové napětí nesmí překročit hodnotu $\sigma_o < 600 \text{ MPa}$.



Obr. 26 Tahové napětí v lopatkách rotoru turbíny

Výsledná hodnota napětí na poslední lopatkové řadě splňuje pevnostní podmínku:

$$\sigma_{t_{36}} = 591,1 \text{ MPa}$$

4.2.8 Výpočet dalších stupňů

V této kapitole je nastíněn postup při přechodu z výpočtu jednoho stupně na druhý. Nejprve musela být určena entalpie na výstupu z rotoru následujícího stupně:

Celková entalpie a tlak na vstupu současného stupně:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2359,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.108)$$

Odpovídající celkový tlak na vstupu do současného stupně:

$$p_{0c} = f(i_{0c}; s_0) = 0,240 \text{ bar} \quad (4.109)$$

Celková entalpie, entropie a tlak na vstupu do současného stupně se rovná celkovým hodnotám na výstupu ze stupně předešlého, proto:

$$i_{2c} = i_{0c} = 2359,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.110)$$

$$p_{2c} = p_{0c} = 0,240 \text{ bar} \quad (4.111)$$

$$s_0 = s_{0c} = s_{2c} = 7,0824 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (4.112)$$

Pro první iteraci výpočtu musela být odhadnuta absolutní rychlost na výstupu z rotoru předešlého stupně, následně byla iteračně dopočtena ve výpočtu příslušné rotorové řady (pro poslední stupeň to byla rovnice (4.22)).

Statická entalpie a tlak:

$$i_2 = i_{2c} - \frac{c_0^2}{2} = 2348,4 \frac{kJ}{kg} \quad (4.113)$$

$$p_2 = f(i_2; s_{2c}) = 0,222 \text{ bar} \quad (4.114)$$

Zbývající parametry na výstupu z předešlého stupně jsou:

$$s_2 = s_{2c} = 7,0824 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.115)$$

$$v_2 = f(i_2; p_2) = 6,151 \frac{m^3}{kg} \quad (4.116)$$

$$x_2 = f(i_2; p_2) = 0,89 \quad (4.117)$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty potřebné k zahájení výpočtu následujícího stupně, obdobným způsobem byl výpočet proveden až k začátku stupňové části.

4.2.9 Regulační clona

Mezi třicátým a jedenatřicátým kuželem se nachází regulační clona. Pomocí clony je regulován tlak v odběru, aby nedocházelo k jeho poklesu při vysokém toku páry odběrem. Ve výpočtu je clona zohledněna pomocí konstantní hodnoty tlaku udržované na výstupu z třicátého stupně. Na buňku ve výpočtu obsahující tento tlak byla vložena následující podmínka:

Pokud je tlak ve stupni za clonou vyšší, než je tlak nastavený na cloně, přebírá se tento vyšší tlak, s přičtenou tlakovou ztrátou při plně otevřené cloně (4.118), pokud je tlak nižší, je na cloně nastavena předdefinovaná hodnota tlaku. Tento stav by ale u optimalizovaného návrhu neměl nastat.

Tlak na cloně byl nastaven v rozporu s návrhem tepelného schéma z důvodu vyššího tlaku vycházejícího na vstupu do kuželu za clonou, podrobněji popsáno v kapitole (4.2.6). Vyšší tlak přesto stále splňuje podmínku na tlakový rozdíl na vstupu do NN.

Tlaková ztráta na cloně byla zvolena:

$$\Delta p_{cl} = 0,2 \text{ bar} \quad (4.118)$$

Tlak nastavený při plně otevřené cloně:

$$p_{cl} = p_{0_31} + \Delta p_{cl} = 2,4 \text{ bar} \quad (4.119)$$

4.3 Shrnutí detailního návrhu

Pro zbylé stupně byl výpočet veden stejným způsobem, kterým byl veden výpočet posledního stupně. Výsledky detailního návrhu jsou shrnuty v následující tabulce 6, v závěru kapitoly jsou uvedeny grafy významných hodnot výpočtu vynesené v závislosti na jednotlivých stupních:

Tabulka 6 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny

Kužel		VI		V		IV	
Značka	Jednotka	36	35	34	33	32	31
Rotor							
D_{p2}	m	0,535	0,535	0,511	0,511	0,511	0,511
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,475	0,360	0,290	0,256	0,215	0,183
D_{1s}^R	m	0,953	0,865	0,784	0,751	0,714	0,682
D_{2s}	m	1,010	0,895	0,801	0,767	0,726	0,694
D_{1v}^R	m	1,370	1,195	1,057	0,992	0,917	0,853
D_{2v}	m	1,485	1,255	1,091	1,022	0,941	0,877
β_2	$^\circ$	36,0	26,0	23,7	18,0	17,5	16,0
m_i	kg/s	23,54	23,54	24,59	24,59	25,70	25,70
p_2	bar	0,08	0,22	0,43	0,70	1,09	1,58
i_2	kJ/kg	2267,97	2348,39	2411,97	2464,31	2516,94	2564,49
v_2	m^3/kg	15,170	6,151	3,381	2,176	1,448	1,037
x_2	—	0,871	0,888	0,902	0,915	0,928	0,941
sa_2	m^2	1,51	1,01	0,73	0,62	0,49	0,40
z_{ost}	kJ/kg	41,92	24,02	16,13	13,40	9,19	6,90
i_{2u}	kJ/kg	2226,1	2324,4	2395,8	2450,9	2507,7	2557,6
u_2	m/s	296,15	262,43	234,87	224,82	212,87	203,48
c_{2a}	m/s	236,93	143,05	113,96	86,88	75,89	66,84
w_{2a}	m/s	236,93	143,05	113,96	86,88	75,89	66,84
w_2	m/s	403,09	326,32	283,52	281,13	252,37	242,49
c_2	m/s	238,82	146,34	116,61	96,74	80,83	73,11
α_2	$^\circ$	82,8	77,8	77,8	63,9	69,9	66,1
c_{2u}	m/s	29,96	30,86	24,74	42,56	27,82	29,62
w_{2u}	m/s	326,11	293,29	259,60	267,37	240,69	233,10
ψ	—	0,983	0,981	0,981	0,978	0,977	0,976
$w_{2,iz}$	m/s	409,95	332,67	289,14	287,33	258,22	248,44
w_1	m/s	178,83	122,08	102,17	79,08	75,05	69,22
H_{iz}^R	kJ/kg	68,04	47,88	36,58	38,15	30,52	28,47
z_R	kJ/kg	2,79	2,09	1,61	1,76	1,49	1,46
$i_{w,iz}$	kJ/kg	2223,3	2322,3	2394,2	2449,1	2506,3	2556,1
$s_{2,iz}$	kJ/kgK	7,0896	7,0046	6,9484	6,9024	6,8693	6,8439
i_1	kJ/kg	2291,3	2370,2	2430,8	2487,3	2536,8	2584,6
p_1	bar	0,14	0,31	0,55	0,89	1,32	1,88
s_1	kJ/kgK	7,0896	7,0046	6,9484	6,9024	6,8693	6,8439
v_1	m^3/kg	9,174	4,450	2,681	1,730	1,216	0,888
x_1	—	0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95
Stator							
l_0	m	0,360	0,300	0,256	0,225	0,187	0,155
l_1^S	m	0,418	0,330	0,273	0,240	0,199	0,167
D_{0s}	m	0,895	0,835	0,767	0,736	0,698	0,666

D_{1s}^S	m	0,953	0,865	0,784	0,751	0,714	0,682
D_{0v}	m	1,255	1,135	1,022	0,961	0,885	0,821
D_{1v}^S	m	1,370	1,195	1,057	0,992	0,909	0,845
α_1	$^\circ$	28,0	22,0	20,8	17,0	16,5	15,7
S_{a0}	m^2	1,01	0,79	0,62	0,52	0,41	0,32
S_{a1}	m^2	1,25	0,90	0,67	0,57	0,45	0,36
$\Delta\alpha$	$^\circ$	69,21	80,18	81,45	99,10	93,63	98,20
c_0	m/s	146,34	116,61	96,74	80,83	73,11	65,18
φ	—	0,983	0,981	0,981	0,975	0,977	0,975
c_{1a}	m/s	172,86	116,81	98,12	75,01	70,02	63,77
c_1	m/s	368,20	311,82	276,32	256,57	246,52	235,67
$c_{1,iz}$	m/s	374,49	317,84	281,74	263,14	252,24	241,61
u_1	m/s	279,29	253,63	229,84	220,31	209,36	199,97
w_1	m/s	178,83	122,08	102,17	79,08	75,05	69,22
β_1	$^\circ$	75,16	73,10	73,82	71,54	68,90	67,12
$\Delta\beta$	$^\circ$	68,84	80,90	82,48	90,46	93,60	96,88
c_{1u}	m/s	325,10	289,11	258,31	245,36	236,37	226,88
w_{1u}	m/s	45,81	35,48	28,47	25,04	27,02	26,91
H_{iz}^S	kJ/kg	59,41	43,71	35,01	31,36	29,14	27,06
z_s	kJ/kg	2,34	1,90	1,51	1,71	1,42	1,42
$i_{1,iz}$	kJ/kg	2289,0	2368,3	2429,3	2485,6	2535,4	2583,2
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	7,0824	6,9991	6,9442	6,8978	6,8655	6,8403
i_0	kJ/kg	2348,4	2412,0	2464,3	2516,9	2564,5	2610,2
p_0	bar	0,22	0,43	0,70	1,09	1,58	2,21
s_0	kJ/kgK	7,0824	6,9991	6,9442	6,8978	6,8655	6,8403
v_0	m^3/kg	6,151	3,381	2,176	1,448	1,037	0,770
x_0	—	0,89	0,90	0,91	0,93	0,94	0,95
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	127,46	91,59	71,59	69,51	59,66	55,53
u_s	m/s	279,29	253,63	229,84	220,31	208,77	199,38
Pa	—	0,69	0,75	0,77	0,73	0,76	0,75
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	1,74	1,51	1,34	1,27	1,19	1,13
k_r	—	1,49	1,49	1,49	1,49	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01	0,02
δ_r^S	mm	1,62	1,45	1,31	1,24	1,16	1,10
z_b	—	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,94	0,83	0,75	0,72	0,67	0,63
k_r^b	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	—	0,006	0,008	0,010	0,013	0,015	0,017
ξ_k	—	0,008	0,011	0,013	0,018	0,014	0,017
ξ_v^R	—	0,221	0,162	0,131	0,111	0,088	0,070
ξ_v^S	—	0,192	0,146	0,121	0,102	0,078	0,060
ξ_v	—	0,207	0,154	0,126	0,107	0,083	0,065
ξ_x	—	0,121	0,105	0,092	0,079	0,065	0,052
η_i	—	0,631	0,694	0,731	0,757	0,797	0,824
z_{ost}	kJ/kg	41,92	24,02	16,13	13,40	9,19	6,90
a_i	kJ/kg	87,17	68,31	55,76	55,11	49,68	47,51
P_i	kW	2052	1608	1371	1355	1277	1221
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,91	2,66	2,60	2,75	2,63	2,68
ρ	—	0,53	0,52	0,51	0,55	0,51	0,51

w_a	m/s	438,22	450,94	459,97	466,86	473,32	478,60
Ma	—	0,92	0,72	0,62	0,60	0,53	0,51

Kužel		III					
Značka	Jednotka	30	29	28	27	26	25
Rotor							
D_{p2}	m	0,460	0,460	0,460	0,460	0,460	0,460
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,145	0,134	0,123	0,114	0,105	0,096
D_{1s}^R	m	0,601	0,590	0,580	0,571	0,562	0,553
D_{2s}	m	0,605	0,594	0,583	0,574	0,565	0,556
D_{1v}^R	m	0,742	0,720	0,700	0,682	0,664	0,646
D_{2v}	m	0,750	0,728	0,706	0,688	0,670	0,652
β_2	$^\circ$	17,0	15,2	14,0	13,0	12,0	12,0
m_i	kg/s	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70
p_2	bar	2,40	3,06	3,87	4,77	5,82	7,10
i_2	kJ/kg	2610,25	2645,56	2681,15	2714,19	2746,71	2780,43
v_2	m^3/kg	0,7111	0,5725	0,4645	0,3858	0,3235	0,2746
x_2	—	0,952	0,963	0,974	0,985	0,996	1,000
sa_2	m^2	0,28	0,25	0,22	0,21	0,19	0,17
z_{ost}	kJ/kg	4,56	3,74	3,03	2,38	1,78	1,77
i_{2u}	kJ/kg	2605,69	2641,82	2678,13	2711,81	2744,93	2778,66
u_2	m/s	177,40	174,14	170,88	168,29	165,69	163,09
c_{2a}	m/s	61,14	54,31	48,96	44,50	41,10	38,70
w_{2a}	m/s	61,14	54,31	48,96	44,50	41,10	38,70
w_2	m/s	209,13	207,13	202,40	197,81	197,66	186,13
c_2	m/s	65,18	60,10	55,21	50,77	49,53	43,10
α_2	$^\circ$	69,7	64,6	62,5	61,2	56,1	63,9
c_{2u}	m/s	22,59	25,74	25,50	24,45	27,65	18,97
w_{2u}	m/s	199,99	199,88	196,39	192,74	193,34	182,06
ψ	—	0,976	0,974	0,978	0,976	0,971	0,974
$w_{2,iz}$	m/s	214,17	212,71	207,05	202,66	203,48	191,11
w_1	m/s	62,43	57,46	48,05	44,83	44,15	41,21
H_{iz}^R	kJ/kg	20,99	20,97	20,28	19,53	19,73	17,41
z_R	kJ/kg	1,07	1,17	0,95	0,97	1,17	0,94
$i_{w,iz}$	kJ/kg	2604,62	2640,65	2677,18	2710,84	2743,77	2777,72
$s_{2,iz}$	kJ/kgK	6,7905	6,7759	6,7635	6,7531	6,7438	6,7347
i_1	kJ/kg	2625,60	2661,62	2697,46	2730,37	2763,49	2795,13
p_1	bar	2,71	3,45	4,33	5,30	6,46	7,76
s_1	kJ/kgK	6,7905	6,7758	6,7635	6,7531	6,7438	6,7347
v_1	m^3/kg	0,6369	0,5145	0,4202	0,3511	0,2958	0,2557
x_1	—	0,956	0,968	0,979	0,990	1,000	1,000
Stator							
l_0	m	0,135	0,124	0,115	0,106	0,098	0,089
l_1^S	m	0,139	0,128	0,119	0,110	0,101	0,092
D_{0s}	m	0,595	0,584	0,575	0,566	0,558	0,549
D_{1s}^S	m	0,601	0,590	0,580	0,571	0,562	0,553
D_{0v}	m	0,731	0,708	0,691	0,673	0,655	0,638
D_{1v}^S	m	0,738	0,716	0,698	0,680	0,662	0,644
α_1	$^\circ$	16,0	14,5	14,0	13,0	12,0	12,0
sa_0	m^2	0,25	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15
sa_1	m^2	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16

$\Delta\alpha$	°	94,28	100,86	103,51	105,79	111,94	104,11
c_0	m/s	60,10	55,21	50,77	49,53	43,10	42,92
φ	—	0,977	0,974	0,972	0,971	0,965	0,972
c_{1a}	m/s	57,50	51,39	45,92	42,17	39,30	37,90
c_1	m/s	208,62	205,23	189,83	187,45	189,04	182,31
$c_{1,iz}$	m/s	213,50	210,70	195,20	193,07	195,80	187,54
u_1	m/s	176,22	173,00	170,06	167,43	164,79	162,15
w_1	m/s	62,43	57,46	48,05	44,83	44,15	41,21
β_1	°	67,08	63,43	72,90	70,16	62,89	66,89
$\Delta\beta$	°	95,92	101,37	93,10	96,84	105,11	101,11
c_{1u}	m/s	200,53	198,70	184,19	182,64	184,90	178,32
w_{1u}	m/s	24,31	25,70	14,12	15,22	20,12	16,17
H_{iz}^S	kJ/kg	20,99	20,67	17,76	17,41	18,24	16,66
z_S	kJ/kg	1,03	1,14	1,03	1,07	1,30	0,97
$i_{1,iz}$	kJ/kg	2624,57	2660,48	2696,42	2729,30	2762,19	2794,17
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	6,7879	6,7731	6,7610	6,7506	6,7408	6,7326
i_0	kJ/kg	2645,56	2681,15	2714,19	2746,71	2780,43	2810,83
p_0	bar	3,06	3,87	4,77	5,82	7,10	8,43
s_0	kJ/kgK	6,7879	6,7731	6,7610	6,7506	6,7408	6,7326
v_0	m ³ /kg	0,5725	0,4645	0,3858	0,3235	0,2746	0,2395
x_0	—	0,96	0,97	0,98	1,00	1,00	1,00
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	41,97	41,64	38,04	36,94	37,97	34,08
u_S	m/s	175,97	172,72	169,79	167,19	164,60	162,00
Pa	—	0,75	0,73	0,77	0,77	0,72	0,78
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90
k_r	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
δ_r^S	mm	0,99	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89
z_b	—	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52
k_r^b	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	—	0,018	0,021	0,023	0,027	0,031	0,033
ξ_k	—	0,018	0,021	0,023	0,026	0,030	0,033
ξ_v^R	—	0,057	0,051	0,044	0,039	0,035	0,030
ξ_v^S	—	0,053	0,047	0,042	0,037	0,032	0,028
ξ_v	—	0,055	0,049	0,043	0,038	0,033	0,029
ξ_x	—	0,042	0,032	0,020	0,009	0,002	0,000
η_i	—	0,841	0,855	0,868	0,880	0,888	0,892
z_{ost}	kJ/kg	4,56	3,74	3,03	2,38	1,78	1,77
a_i	kJ/kg	36,83	36,90	34,15	33,60	34,55	31,22
P_i	kW	873	874	809	796	819	740
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,67	2,75	2,61	2,61	2,77	2,56
ρ	—	0,50	0,50	0,53	0,53	0,52	0,51
w_a	m/s	484,39	487,65	490,68	493,24	495,54	497,68
Ma	—	0,43	0,42	0,41	0,40	0,40	0,37

Kužel		III				II	
Značka	Jednotka	24	23	22	21	20	19
Rotor							
D_{p2}	m	0,460	0,460	0,460	0,460	0,420	0,420
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,087	0,079	0,072	0,065	0,065	0,061
D_{1s}^R	m	0,544	0,536	0,529	0,522	0,484	0,480
D_{2s}	m	0,547	0,539	0,532	0,525	0,485	0,481
D_{1v}^R	m	0,628	0,612	0,598	0,584	0,548	0,540
D_{2v}	m	0,635	0,617	0,603	0,589	0,550	0,543
β_2	$^\circ$	11,8	12,0	12,0	12,0	12,2	12,0
m_i	kg/s	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70
p_2	bar	8,43	9,96	11,59	13,39	15,43	17,41
i_2	kJ/kg	2810,83	2841,29	2870,12	2898,29	2926,84	2951,79
v_2	m^3/kg	0,2395	0,2099	0,1860	0,1659	0,1482	0,1346
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Sa_2	m^2	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09
z_{ost}	kJ/kg	1,55	1,56	1,50	1,37	1,15	1,14
i_{2u}	kJ/kg	2809,28	2839,73	2868,62	2896,92	2925,69	2950,65
u_2	m/s	160,49	157,90	155,85	153,81	142,21	141,12
c_{2a}	m/s	37,78	37,45	36,90	36,94	35,46	34,42
w_{2a}	m/s	37,78	37,45	36,90	36,94	35,46	34,42
w_2	m/s	184,76	180,12	177,47	177,69	167,78	165,57
c_2	m/s	42,92	41,68	40,94	42,01	41,61	40,24
α_2	$^\circ$	61,7	64,0	64,3	61,6	58,4	58,8
c_{2u}	m/s	20,36	18,29	17,74	20,00	21,78	20,83
w_{2u}	m/s	180,85	176,19	173,60	173,81	163,99	161,95
ψ	—	0,971	0,973	0,972	0,969	0,970	0,969
$w_{2, iz}$	m/s	190,27	185,10	182,55	183,36	172,96	170,92
w_1	m/s	42,12	40,67	40,90	42,89	39,93	39,70
H_{iz}^R	kJ/kg	17,21	16,30	15,83	15,89	14,16	13,82
z_R	kJ/kg	1,03	0,91	0,91	1,02	0,88	0,90
$i_{w, iz}$	kJ/kg	2808,24	2838,82	2867,70	2895,89	2924,81	2949,75
$s_{2, iz}$	kJ/kgK	6,7269	6,7195	6,7127	6,7062	6,7004	6,6950
i_1	kJ/kg	2825,46	2855,13	2883,53	2911,78	2938,97	2963,57
p_1	bar	9,18	10,76	12,47	14,38	16,41	18,46
s_1	kJ/kgK	6,7269	6,7195	6,7127	6,7062	6,7005	6,6950
v_1	m^3/kg	0,2237	0,1972	0,1754	0,1566	0,1410	0,1284
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Stator							
l_0	m	0,080	0,073	0,066	0,059	0,062	0,058
l_1^S	m	0,083	0,075	0,068	0,061	0,063	0,059
D_{0s}	m	0,540	0,533	0,526	0,519	0,482	0,478
D_{1s}^S	m	0,544	0,536	0,529	0,522	0,484	0,480
D_{0v}	m	0,620	0,606	0,592	0,578	0,544	0,536
D_{1v}^S	m	0,626	0,610	0,596	0,582	0,546	0,538
α_1	$^\circ$	11,8	12,0	12,0	12,0	12,2	12,0
S_{a0}	m^2	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09
S_{a1}	m^2	0,14	0,13	0,11	0,10	0,10	0,09
$\Delta\alpha$	$^\circ$	106,52	104,03	103,68	106,42	109,36	109,18
c_0	m/s	41,68	40,94	42,01	41,61	40,24	38,33
φ	—	0,970	0,972	0,972	0,970	0,968	0,968

c_{1a}	m/s	37,38	37,00	36,78	37,11	34,88	34,20
c_1	m/s	182,78	177,95	176,88	178,47	165,08	164,49
$c_{1,iz}$	m/s	188,37	183,05	181,90	183,91	170,54	169,91
u_1	m/s	159,51	157,16	155,11	153,06	141,92	140,74
w_1	m/s	42,12	40,67	40,90	42,89	39,93	39,70
β_1	$^\circ$	62,56	65,45	64,04	59,90	60,88	59,49
$\Delta\beta$	$^\circ$	105,64	102,55	103,96	108,10	106,92	108,51
c_{1u}	m/s	178,92	174,06	173,01	174,57	161,35	160,90
w_{1u}	m/s	19,41	16,90	17,90	21,51	19,43	20,16
H_{iz}^S	kJ/kg	16,87	15,92	15,66	16,05	13,73	13,70
z_S	kJ/kg	1,04	0,92	0,90	0,99	0,92	0,91
$i_{1,iz}$	kJ/kg	2824,42	2854,21	2882,63	2910,80	2938,06	2962,66
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	6,7247	6,7176	6,7109	6,7043	6,6987	6,6933
i_0	kJ/kg	2841,29	2870,12	2898,29	2926,84	2951,79	2976,36
p_0	bar	9,96	11,59	13,39	15,43	17,41	19,55
s_0	kJ/kgK	6,7247	6,7176	6,7109	6,7043	6,6987	6,6933
v_0	m^3/kg	0,2099	0,1860	0,1659	0,1482	0,1346	0,1227
x_0	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	34,09	32,22	31,49	31,94	27,89	27,52
u_S	m/s	159,40	157,08	155,04	152,99	141,74	140,65
Pa	—	0,76	0,77	0,77	0,74	0,73	0,72
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	0,88	0,87	0,85	0,84	0,80	0,79
k_r	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
δ_r^S	mm	0,88	0,86	0,85	0,83	0,80	0,79
z_b	—	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,51	0,50	0,49	0,48	0,46	0,45
k_r^b	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	—	0,037	0,039	0,043	0,047	0,043	0,046
ξ_k	—	0,036	0,039	0,042	0,046	0,042	0,045
ξ_v^R	—	0,025	0,021	0,018	0,015	0,018	0,016
ξ_v^S	—	0,023	0,020	0,017	0,014	0,017	0,015
ξ_v	—	0,024	0,020	0,017	0,014	0,017	0,016
ξ_x	—	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_i	—	0,894	0,895	0,895	0,894	0,894	0,893
z_{ost}	kJ/kg	1,55	1,56	1,50	1,37	1,15	1,14
a_i	kJ/kg	31,24	29,58	28,96	29,33	25,67	25,23
P_i	kW	740	701	686	695	608	598
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,65	2,58	2,59	2,70	2,76	2,76
ρ	—	0,51	0,51	0,50	0,50	0,51	0,50
w_a	m/s	499,38	500,86	502,06	503,03	503,80	504,30
Ma	—	0,37	0,36	0,35	0,35	0,33	0,33

Kužel		II					
Značka	Jednotka	18	17	16	15	14	13
Rotor							
D_{p2}	m	0,420	0,420	0,420	0,420	0,420	0,420
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,058	0,054	0,051	0,048	0,045	0,042
D_{1s}^R	m	0,476	0,473	0,470	0,467	0,464	0,461
D_{2s}	m	0,478	0,474	0,471	0,468	0,465	0,462
D_{1v}^R	m	0,532	0,526	0,520	0,514	0,508	0,502
D_{2v}	m	0,535	0,529	0,522	0,516	0,510	0,503
β_2	$^\circ$	12,0	12,0	11,7	12,0	12,0	12,0
m_i	kg/s	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70
p_2	bar	19,55	21,77	24,07	26,64	29,27	32,10
i_2	kJ/kg	2976,36	2999,65	3021,77	3044,56	3066,05	3087,49
v_2	m^3/kg	0,1227	0,1126	0,1039	0,0958	0,0889	0,0825
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Sa_2	m^2	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06
z_{ost}	kJ/kg	1,23	1,31	1,24	1,35	1,35	1,35
i_{2u}	kJ/kg	2975,13	2998,34	3020,53	3043,21	3064,70	3086,15
u_2	m/s	140,03	139,09	138,15	137,21	136,27	135,33
c_{2a}	m/s	33,66	32,93	32,52	32,20	32,23	32,46
w_{2a}	m/s	33,66	32,93	32,52	32,20	32,23	32,46
w_2	m/s	161,90	158,39	160,35	154,89	155,01	156,14
c_2	m/s	38,33	36,54	37,60	35,23	35,69	36,83
α_2	$^\circ$	61,4	64,3	59,9	66,1	64,5	61,8
c_{2u}	m/s	18,33	15,84	18,87	14,29	15,35	17,40
w_{2u}	m/s	158,36	154,93	157,02	151,51	151,62	152,73
ψ	—	0,972	0,974	0,971	0,973	0,972	0,970
$w_{2, iz}$	m/s	166,62	162,69	165,16	159,27	159,51	160,94
w_1	m/s	37,20	35,49	36,08	35,87	36,18	37,08
H_{iz}^R	kJ/kg	13,19	12,60	12,99	12,04	12,07	12,26
z_R	kJ/kg	0,78	0,69	0,78	0,69	0,71	0,76
$i_{w, iz}$	kJ/kg	2974,36	2997,65	3019,75	3042,52	3063,99	3085,39
$s_{2, iz}$	kJ/kgK	6,6897	6,6847	6,6799	6,6750	6,6705	6,6659
i_1	kJ/kg	2987,55	3010,25	3032,73	3054,56	3076,06	3097,65
p_1	bar	20,65	22,92	25,35	27,93	30,66	33,61
s_1	kJ/kgK	6,6897	6,6847	6,6799	6,6750	6,6705	6,6659
v_1	m^3/kg	0,1174	0,1080	0,0997	0,0922	0,0856	0,0795
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Stator							
l_0	m	0,055	0,052	0,048	0,045	0,042	0,039
l_1^S	m	0,056	0,053	0,050	0,046	0,043	0,040
D_{0s}	m	0,475	0,472	0,468	0,465	0,462	0,459
D_{1s}^S	m	0,476	0,473	0,470	0,467	0,464	0,461
D_{0v}	m	0,530	0,523	0,517	0,510	0,504	0,499
D_{1v}^S	m	0,532	0,526	0,520	0,512	0,506	0,500
α_1	$^\circ$	12,0	12,0	11,7	12,0	12,0	12,0
S_{a0}	m^2	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
S_{a1}	m^2	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
$\Delta\alpha$	$^\circ$	106,57	103,68	108,42	101,93	103,46	106,19
c_0	m/s	36,54	37,60	35,23	35,69	36,83	37,06
φ	—	0,970	0,972	0,969	0,973	0,973	0,971

c_{1a}	m/s	33,22	32,51	31,99	32,39	32,36	32,52
c_1	m/s	159,80	156,36	157,77	155,77	155,64	156,40
$c_{1,iz}$	m/s	164,69	160,80	162,85	160,01	160,04	161,14
u_1	m/s	139,57	138,69	137,81	136,93	136,05	135,17
w_1	m/s	37,20	35,49	36,08	35,87	36,18	37,08
β_1	$^\circ$	63,26	66,33	62,47	64,52	63,43	61,28
$\Delta\beta$	$^\circ$	104,74	101,67	105,83	103,48	104,57	106,72
c_{1u}	m/s	156,31	152,94	154,49	152,36	152,24	152,99
w_{1u}	m/s	16,74	14,25	16,68	15,43	16,18	17,81
H_{iz}^S	kJ/kg	12,89	12,22	12,64	12,16	12,13	12,30
z_S	kJ/kg	0,79	0,70	0,81	0,67	0,69	0,75
$i_{1,iz}$	kJ/kg	2986,75	3009,55	3031,92	3053,89	3075,37	3096,90
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	6,6883	6,6835	6,6785	6,6739	6,6693	6,6647
i_0	kJ/kg	2999,65	3021,77	3044,56	3066,05	3087,49	3109,19
p_0	bar	21,77	24,07	26,64	29,27	32,10	35,19
s_0	kJ/kgK	6,6882	6,6835	6,6785	6,6739	6,6693	6,6647
v_0	m^3/kg	0,1126	0,1039	0,0958	0,0889	0,0825	0,0767
x_0	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	26,08	24,82	25,63	24,20	24,19	24,56
u_S	m/s	139,63	138,69	137,75	136,81	135,87	135,01
Pa	—	0,75	0,78	0,74	0,78	0,77	0,75
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	0,79	0,78	0,77	0,77	0,76	0,75
k_r	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06
δ_r^S	mm	0,78	0,78	0,77	0,76	0,76	0,75
z_b	—	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
δ_e^S	mm	0,45	0,45	0,44	0,44	0,44	0,43
k_r^b	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^S	—	0,048	0,050	0,054	0,057	0,060	0,064
ξ_k	—	0,047	0,050	0,054	0,056	0,059	0,063
ξ_v^R	—	0,015	0,013	0,012	0,011	0,009	0,008
ξ_v^S	—	0,014	0,013	0,011	0,010	0,009	0,008
ξ_v	—	0,014	0,013	0,012	0,010	0,009	0,008
ξ_x	—	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_i	—	0,893	0,891	0,889	0,888	0,886	0,884
z_{ost}	kJ/kg	1,23	1,31	1,24	1,35	1,35	1,35
a_i	kJ/kg	23,88	22,75	23,34	22,06	22,04	22,31
P_i	kW	566	539	553	523	522	529
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,66	2,57	2,69	2,57	2,61	2,68
ρ	—	0,51	0,51	0,51	0,50	0,50	0,50
w_a	m/s	504,62	504,76	504,73	504,53	504,19	503,67
Ma	—	0,32	0,31	0,32	0,31	0,31	0,31

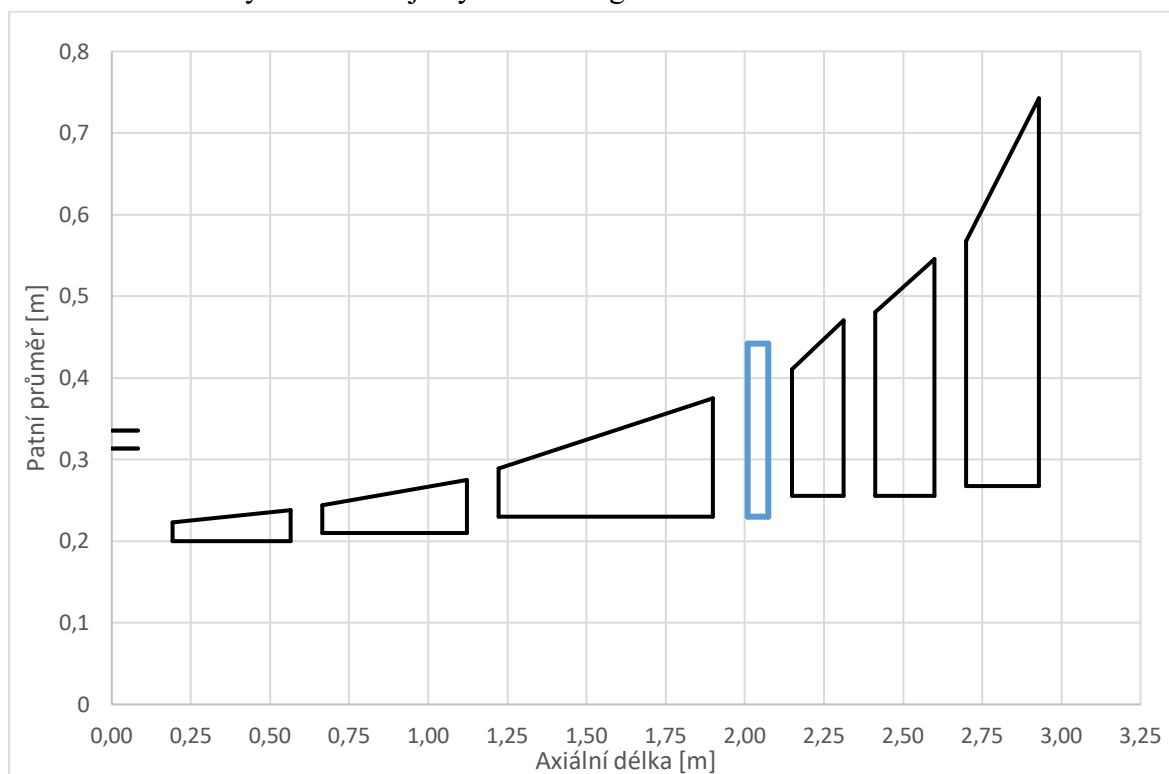
Kůžel		II		I			
Značka	Jednotka	12	11	10	9	8	7
Rotor							
D_{p2}	m	0,420	0,420	0,400	0,400	0,400	0,400
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,039	0,036	0,038	0,036	0,035	0,033
D_{1s}^R	m	0,458	0,455	0,437	0,436	0,434	0,432
D_{2s}	m	0,459	0,456	0,438	0,436	0,435	0,433
D_{1v}^R	m	0,496	0,490	0,474	0,472	0,468	0,464
D_{2v}	m	0,498	0,492	0,476	0,472	0,469	0,466
β_2	$^\circ$	12,0	12,0	11,7	11,5	11,5	11,5
m_i	kg/s	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70
p_2	bar	35,19	38,45	42,07	45,52	49,29	53,12
i_2	kJ/kg	3109,19	3130,45	3152,29	3171,76	3191,69	3210,64
v_2	m^3/kg	0,0767	0,0714	0,0664	0,0623	0,0584	0,0550
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
sa_2	m^2	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04
z_{ost}	kJ/kg	1,40	1,42	1,27	1,27	1,37	1,42
i_{2u}	kJ/kg	3107,80	3129,03	3151,03	3170,49	3190,32	3209,23
u_2	m/s	134,55	133,77	128,43	127,87	127,41	126,94
c_{2a}	m/s	32,42	32,61	30,09	29,86	29,39	29,10
w_{2a}	m/s	32,42	32,61	30,09	29,86	29,39	29,10
w_2	m/s	155,92	156,85	148,40	149,77	147,42	145,98
c_2	m/s	37,06	38,07	34,51	35,33	33,98	33,26
α_2	$^\circ$	61,0	58,9	60,7	57,7	59,9	61,0
c_{2u}	m/s	17,97	19,65	16,89	18,89	17,05	16,11
w_{2u}	m/s	152,52	153,42	145,32	146,76	144,46	143,05
ψ	—	0,971	0,968	0,970	0,967	0,971	0,969
$w_{2, iz}$	m/s	160,51	162,05	153,04	154,91	151,86	150,63
w_1	m/s	35,97	38,20	34,31	35,20	32,65	33,48
H_{iz}^R	kJ/kg	12,24	12,40	11,12	11,38	11,00	10,78
z_R	kJ/kg	0,73	0,83	0,70	0,78	0,66	0,69
$i_{w, iz}$	kJ/kg	3107,07	3128,20	3150,33	3169,71	3189,65	3208,54
$s_{2, iz}$	kJ/kgK	6,6613	6,6566	6,6523	6,6481	6,6439	6,6398
i_1	kJ/kg	3119,31	3140,60	3161,45	3181,08	3200,65	3219,32
p_1	bar	36,82	40,22	43,78	47,37	51,20	55,11
s_1	kJ/kgK	6,6613	6,6566	6,6523	6,6481	6,6439	6,6399
v_1	m^3/kg	0,0739	0,0688	0,0643	0,0603	0,0567	0,0534
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Stator							
l_0	m	0,037	0,034	0,036	0,035	0,033	0,032
l_1^S	m	0,038	0,035	0,037	0,035	0,034	0,032
D_{0s}	m	0,457	0,454	0,436	0,435	0,433	0,432
D_{1s}^S	m	0,458	0,455	0,437	0,436	0,434	0,432
D_{0v}	m	0,493	0,488	0,473	0,470	0,466	0,463
D_{1v}^S	m	0,496	0,490	0,474	0,470	0,468	0,464
α_1	$^\circ$	12,0	12,0	11,7	11,5	11,5	11,5
s_{a0}	m^2	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04
s_{a1}	m^2	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04
$\Delta\alpha$	$^\circ$	107,00	109,08	107,60	110,81	108,62	107,46
c_0	m/s	38,07	34,51	35,33	33,98	33,26	32,89
φ	—	0,970	0,968	0,969	0,967	0,969	0,970

c_{1a}	m/s	32,03	32,59	29,99	29,82	28,96	29,13
c_1	m/s	154,04	156,77	147,88	149,55	145,26	146,11
$c_{1,iz}$	m/s	158,81	161,91	152,53	154,72	149,96	150,69
u_1	m/s	134,29	133,41	128,14	127,84	127,26	126,67
w_1	m/s	35,97	38,20	34,31	35,20	32,65	33,48
β_1	$^\circ$	62,91	58,56	60,93	57,90	62,49	60,46
$\Delta\beta$	$^\circ$	105,09	109,44	107,37	110,60	106,01	108,04
c_{1u}	m/s	150,67	153,34	144,80	146,55	142,34	143,18
w_{1u}	m/s	16,38	19,93	16,67	18,71	15,08	16,51
H_{iz}^S	kJ/kg	11,88	12,51	11,01	11,39	10,69	10,81
z_S	kJ/kg	0,75	0,82	0,70	0,79	0,69	0,68
$i_{1,iz}$	kJ/kg	3118,56	3139,78	3160,75	3180,30	3199,95	3218,64
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	6,6601	6,6553	6,6512	6,6470	6,6429	6,6389
i_0	kJ/kg	3130,45	3152,29	3171,76	3191,69	3210,64	3229,45
p_0	bar	38,45	42,07	45,52	49,29	53,12	57,16
s_0	kJ/kgK	6,6601	6,6553	6,6512	6,6470	6,6429	6,6389
v_0	m^3/kg	0,0714	0,0664	0,0623	0,0584	0,0550	0,0519
x_0	—	1,00	1,00	1,00	1	1	1
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	24,12	24,91	22,13	22,77	21,69	21,60
u_S	m/s	134,23	133,44	128,19	127,68	127,21	126,75
Pa	—	0,75	0,72	0,75	0,72	0,75	0,75
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72	0,72
k_r	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,08
δ_r^S	mm	0,75	0,74	0,72	0,72	0,72	0,71
z_b	—	3,00	3,00	3,00	3	3	3
δ_e^S	mm	0,43	0,43	0,42	0,42	0,41	0,41
k_r^b	—	1,24	1,24	1,24	1,235	1,235	1,235
ξ_k^S	—	0,067	0,073	0,069	0,074	0,076	0,080
ξ_k	—	0,067	0,071	0,068	0,073	0,075	0,079
ξ_v^R	—	0,007	0,006	0,008	0,007	0,006	0,006
ξ_v^S	—	0,007	0,006	0,007	0,006	0,006	0,005
ξ_v	—	0,007	0,006	0,007	0,007	0,006	0,006
ξ_x	—	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_i	—	0,881	0,877	0,880	0,875	0,874	0,871
z_{ost}	kJ/kg	1,40	1,42	1,27	1,269	1,375	1,418
a_i	kJ/kg	21,89	22,37	20,01	20,44	19,44	19,28
P_i	kW	519	530	474	484	461	457
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,66	2,78	2,68	2,79	2,67	2,68
ρ	—	0,51	0,50	0,50	0,5	0,51	0,5
w_a	m/s	502,97	502,10	500,99	499,84	498,45	496,95
Ma	—	0,31	0,31	0,30	0,30	0,30	0,29

Kužel		I					
Značka	Jednotka	6	5	4	3	2	1
Rotor							
D_{p2}	m	0,400	0,400	0,400	0,400	0,400	0,400
l_1^R	m	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418	0,418
l_2	m	0,031	0,030	0,028	0,027	0,025	0,024
D_{1s}^R	m	0,431	0,429	0,428	0,426	0,425	0,424
D_{2s}	m	0,431	0,430	0,428	0,427	0,425	0,424
D_{1v}^R	m	0,462	0,458	0,456	0,452	0,450	0,448
D_{2v}	m	0,463	0,460	0,456	0,453	0,451	0,448
β_2	$^\circ$	11,5	11,5	11,4	11,5	11,5	11,4
m_i	kg/s	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70	23,70
p_2	bar	57,16	61,30	65,74	70,60	75,64	80,86
i_2	kJ/kg	3229,45	3247,60	3265,91	3284,71	3303,05	3320,94
v_2	m^3/kg	0,0519	0,0490	0,0463	0,0437	0,0413	0,0391
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
sa_2	m^2	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03
z_{ost}	kJ/kg	1,51	1,53	1,56	1,64	1,72	1,82
i_{2u}	kJ/kg	3227,95	3246,07	3264,35	3283,07	3301,32	3319,12
u_2	m/s	126,48	126,02	125,55	125,09	124,71	124,34
c_{2a}	m/s	28,92	28,88	28,93	29,03	28,93	28,95
w_{2a}	m/s	28,92	28,88	28,93	29,03	28,93	28,95
w_2	m/s	145,05	144,88	146,36	145,61	145,10	146,47
c_2	m/s	32,89	33,00	34,03	33,95	33,80	34,76
α_2	$^\circ$	61,6	61,1	58,2	58,8	58,9	56,4
c_{2u}	m/s	15,66	15,95	17,92	17,60	17,47	19,24
w_{2u}	m/s	142,14	141,97	143,47	142,69	142,19	143,58
ψ	—	0,972	0,970	0,966	0,968	0,970	0,966
$w_{2, iz}$	m/s	149,17	149,44	151,47	150,41	149,60	151,62
w_1	m/s	31,41	33,03	34,82	33,64	32,47	35,00
H_{iz}^R	kJ/kg	10,63	10,62	10,87	10,75	10,66	10,88
z_R	kJ/kg	0,61	0,67	0,76	0,71	0,66	0,77
$i_{w, iz}$	kJ/kg	3227,34	3245,40	3263,59	3282,36	3300,66	3318,35
$s_{2, iz}$	kJ/kgK	6,6358	6,6318	6,6277	6,6234	6,6192	6,6148
i_1	kJ/kg	3237,97	3256,02	3274,45	3293,10	3311,32	3329,23
p_1	bar	59,24	63,50	68,13	73,10	78,26	83,68
s_1	kJ/kgK	6,6359	6,6318	6,6277	6,6234	6,6192	6,6148
v_1	m^3/kg	0,0504	0,0476	0,0450	0,0425	0,0402	0,0380
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Stator							
l_0	m	0,030	0,028	0,027	0,026	0,024	0,023
l_1^S	m	0,031	0,029	0,027	0,026	0,025	0,023
D_{0s}	m	0,430	0,428	0,427	0,426	0,424	0,423
D_{1s}^S	m	0,431	0,429	0,428	0,426	0,425	0,424
D_{0v}	m	0,460	0,457	0,454	0,451	0,449	0,446
D_{1v}^S	m	0,462	0,458	0,454	0,452	0,450	0,446
α_1	$^\circ$	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,6
S_{a0}	m^2	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03
S_{a1}	m^2	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03
$\Delta\alpha$	$^\circ$	106,93	107,41	110,27	109,73	109,63	112,01
c_0	m/s	33,00	34,03	33,95	33,80	34,76	28,68
φ	—	0,970	0,970	0,967	0,968	0,968	0,965

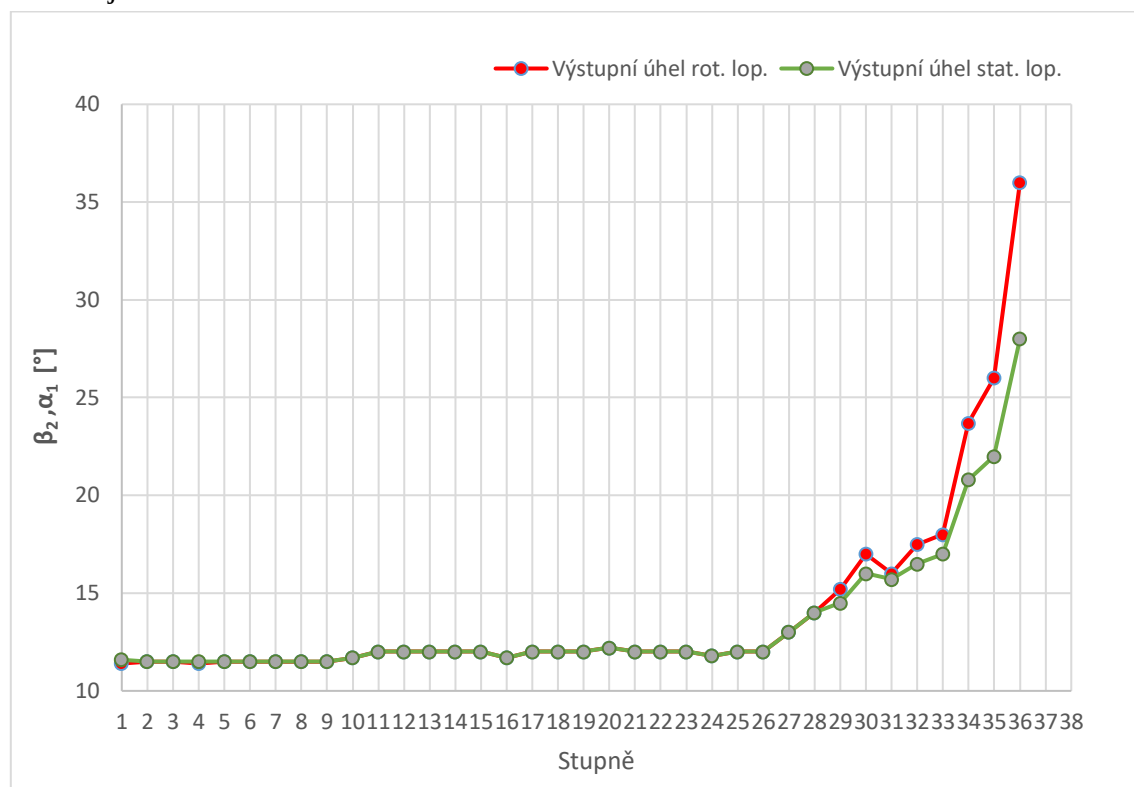
c_{1a}	m/s	28,43	28,86	29,34	28,91	28,51	29,41
c_1	m/s	142,59	144,75	147,19	145,02	143,01	146,27
$c_{1,iz}$	m/s	146,99	149,28	152,19	149,87	147,78	151,52
u_1	m/s	126,38	125,79	125,50	124,91	124,62	124,32
w_1	m/s	31,41	33,03	34,82	33,64	32,47	35,00
β_1	$^\circ$	64,85	60,91	57,44	59,25	61,43	57,19
$\Delta\beta$	$^\circ$	103,65	107,59	111,16	109,25	107,07	111,41
c_{1u}	m/s	139,73	141,85	144,24	142,11	140,14	143,29
w_{1u}	m/s	13,35	16,06	18,74	17,20	15,53	18,96
H_{iz}^S	kJ/kg	10,26	10,56	11,01	10,66	10,32	11,07
z_S	kJ/kg	0,64	0,67	0,75	0,72	0,69	0,78
$i_{1,iz}$	kJ/kg	3237,34	3255,35	3273,71	3292,39	3310,63	3328,45
$s_{1,iz}$	kJ/kgK	6,6349	6,6309	6,6266	6,6224	6,6183	6,6137
i_0	kJ/kg	3247,60	3265,91	3284,71	3303,05	3320,94	3339,52
p_0	bar	61,30	65,75	70,61	75,64	80,86	86,63
s_0	kJ/kgK	6,6350	6,6309	6,6267	6,6224	6,6183	6,6137
v_0	m^3/kg	0,0490	0,0463	0,0437	0,0413	0,0391	0,0370
x_0	—	1	1	1	1	1	1
Ostatní ztráty a účinnost							
H_{iz}^{ST}	kJ/kg	20,89	21,18	21,87	21,41	20,98	21,95
u_S	m/s	126,28	125,82	125,36	124,94	124,56	124,18
Pa	—	0,77	0,75	0,72	0,73	0,74	0,70
η_∞	—	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
δ_r^R	mm	0,71	0,71	0,71	0,70	0,70	0,70
k_r	—	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
ξ_k^R	—	0,08	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10
δ_r^S	mm	0,71	0,71	0,70	0,70	0,70	0,70
z_b	—	3	3	3	3	3	3
δ_e^S	mm	0,41	0,41	0,41	0,41	0,40	0,40
k_r^b	—	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235
ξ_k^S	—	0,082	0,087	0,093	0,097	0,100	0,107
ξ_k	—	0,082	0,086	0,092	0,096	0,100	0,106
ξ_v^R	—	0,005	0,005	0,004	0,004	0,004	0,003
ξ_v^S	—	0,005	0,005	0,004	0,004	0,003	0,003
ξ_v	—	0,005	0,005	0,004	0,004	0,004	0,003
ξ_x	—	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_i	—	0,868	0,865	0,860	0,857	0,853	0,846
z_{ost}	kJ/kg	1,507	1,530	1,563	1,644	1,724	1,825
a_i	kJ/kg	18,61	18,82	19,29	18,82	18,41	18,92
P_i	kW	441	446	457	446	436	448
Charakteristika stupně							
ψ	—	2,61	2,67	2,77	2,74	2,7	2,84
ρ	—	0,51	0,5	0,5	0,5	0,51	0,5
w_a	m/s	495,26	493,43	491,36	488,98	486,40	483,60
Ma	—	0,29	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30

Výsledná geometrie průtočného kanálu je zobrazena na následujícím obrázku, mezi třetím a čtvrtým kuželem je vyznačena regulační clona:



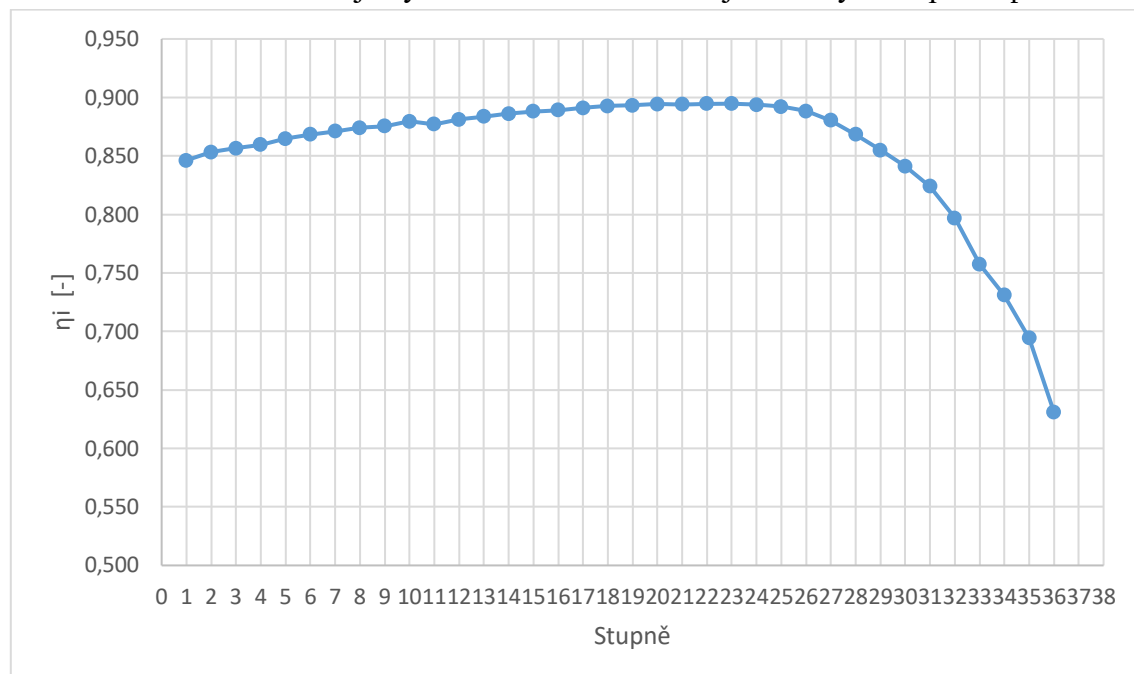
Obr. 27 Geometrie průtočného kanálu s vyznačenou clonou

Zvolené výstupní úhly z jednotlivých lopatkových řad jsou zobrazeny na následujícím obrázku:



Obr. 28 Průběh výstupních úhlů lopatkových řad

Na dalším obrázku je vynesena vnitřní účinnost jednotlivých stupňů lopatkování:

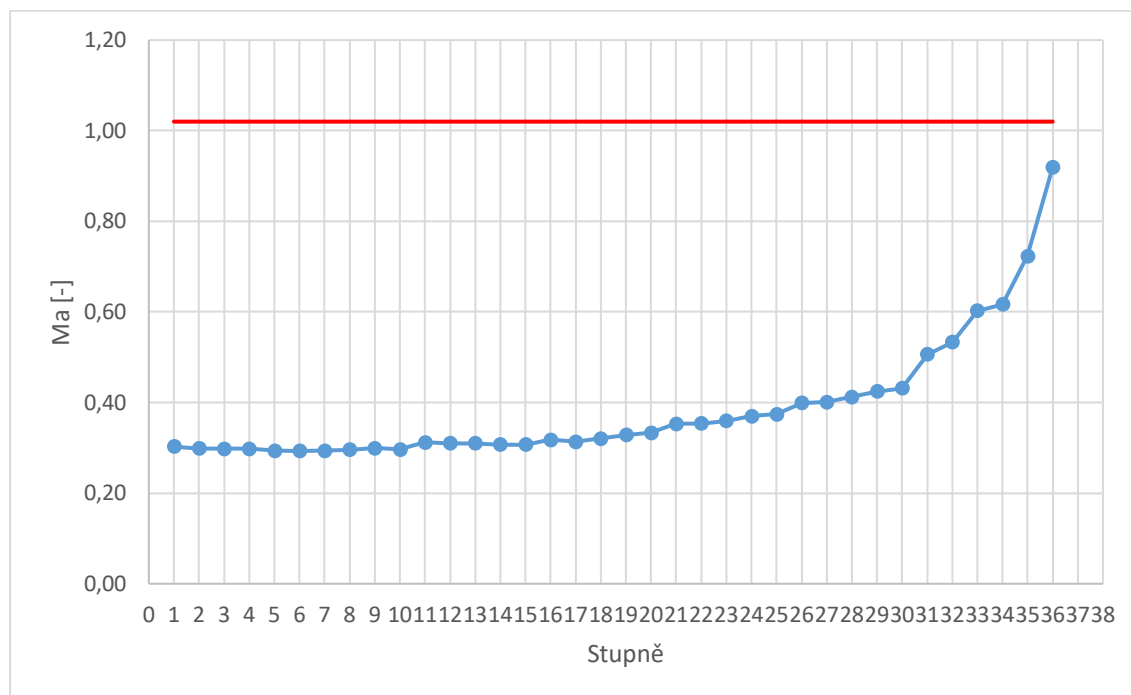


Obr. 29 Vnitřní účinnost jednotlivých stupňů turbíny

Na dalších grafech jsou zobrazena jednotlivá kontrolovaná kritéria, podle kterých byl návrh lopatkování optimalizován. Jedná se o Machovo číslo, stupeň reakce a tlakové číslo. Machovo číslo by nemělo překročit hodnotu 1,02 – 1,05 a hraje významnou roli

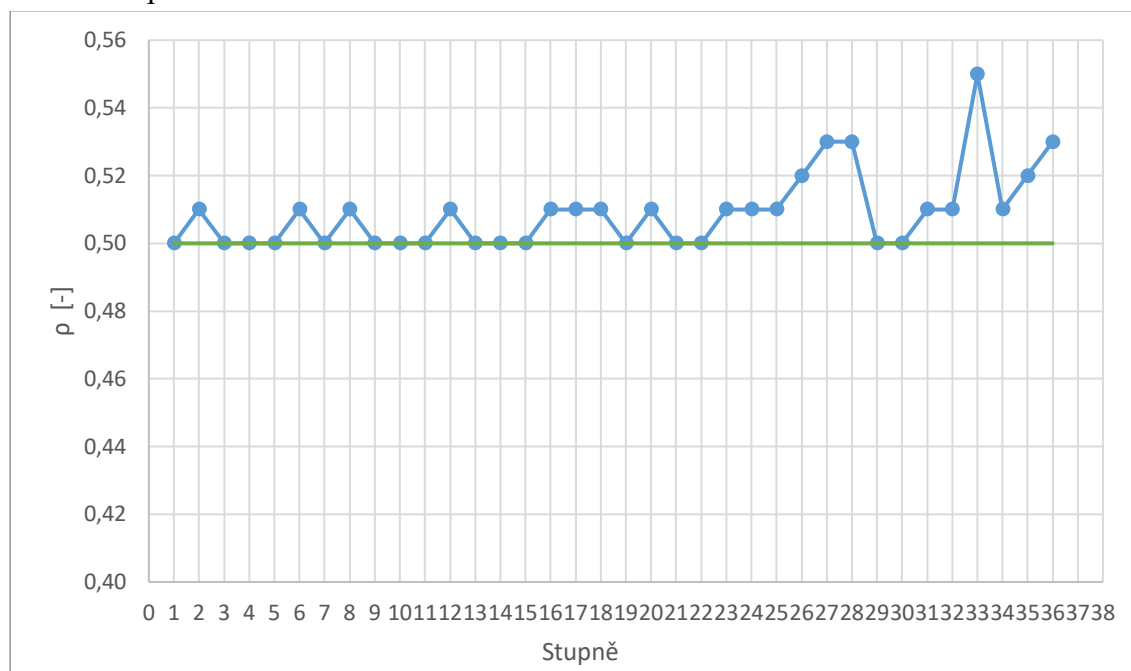
převážně u návrhu posledního stupně lopatkování. Stupeň reakce by měl ideálně mít hodnotu 0,5, přípustné hodnoty jsou 0,5 až 0,6. Ideální hodnota tlakového čísla je rovna 2,8, přípustné hodnoty jsou v intervalu 2,5 až 3,5. Ideální hodnoty u zmíněných kritérií jsou hodnoty, pro které vychází nejlepší účinnosti.

Machovo číslo:



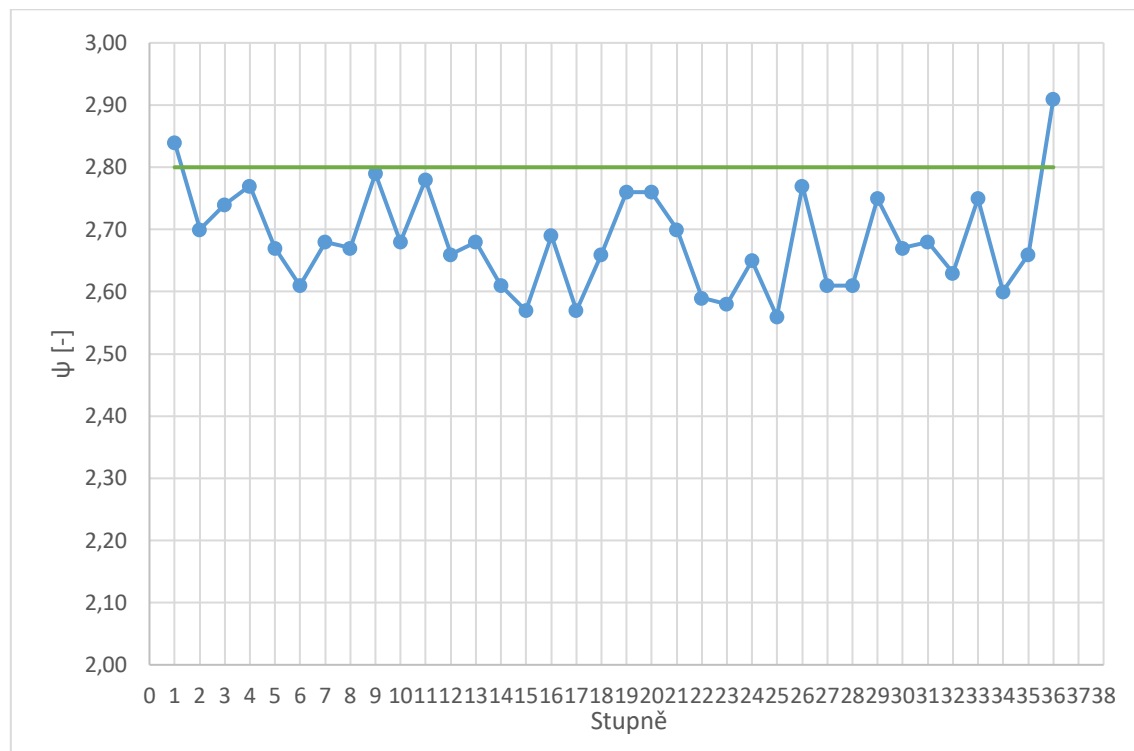
Obr. 30 Příběh Machova čísla

Stupeň reakce:



Obr. 31 Stupeň reakce

Tlakové číslo:



Obr. 32 Tlakové číslo

Z průběhu tlakového čísla je patrné, že turbína je vesměs mírně odlehčená. Pouze první a poslední stupeň jsou zatíženy více, než je ideální stav. Odlehčení v zadní části turbíny je způsobeno snahou přiblížit se parametrům v odběrech v návrhovém stavu z tepelného schéma. Odlehčení v přední části by se dalo vyřešit odebráním několika stupňů lopatkování v podrobném návrhu stupňové části (4.2.8).

Hodnoty spadají do přípustného intervalu, a proto byl návrh ponechán v současné podobě.

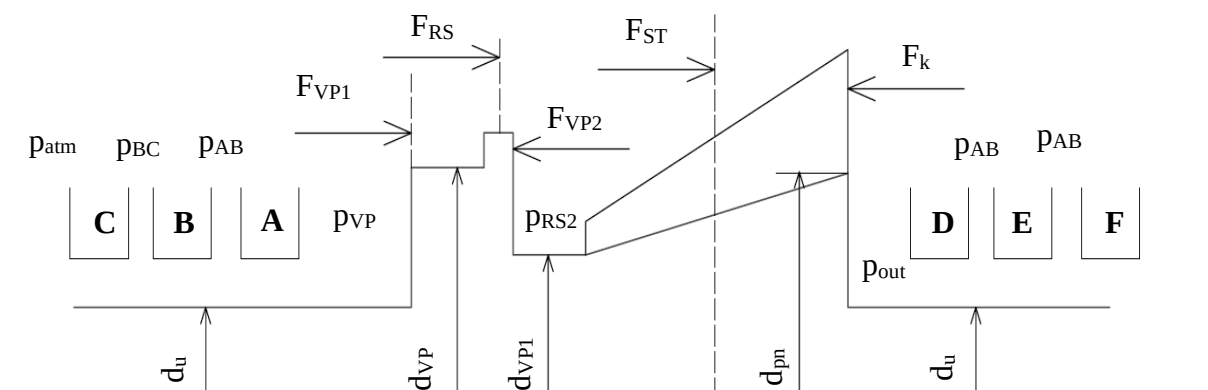
5 VYROVNÁVACÍ PÍST A UCPÁVKY

5.1 Vyrovnávací píst

Stupňová část turbíny je navržena s přetlakovým lopatkováním. Mezi stavem před a za rotorem je tlakový gradient. To znamená, že na rotor nepůsobí pouze síla od proudění páry, ale i síla od rozdílu tlaků. Vzniká tak axiální síla, kterou nelze zachytit pouze axiální ložisko. Sílu lze kompenzovat změnou toku páry, nebo použitím vyrovnávacího pístu. Z turbíny je odvedena část ostré páry a je přivedena na vyrovnávací píst, kde vhodnou volbou průměru pístu lze axiální sílu významně zmenšit. Pára je po expanzi vedena z části do ucpávek a zbytek se vrací zpět do turbíny za vhodně zvolený kužel. Výpočet je převzat z literatury [2].

5.1.1 Výpočet axiální síly

Na obr. 33 jsou znázorněny axiální síly a jejich směry, ve kterém působí na rotor turbíny:



Obr. 33 Axiální síla na rotor

Průměr hřídele s ucpávkami byl zvolen na doporučení vedoucího:

$$d_u = 0,25 \text{ m} \quad (5.1)$$

Průměr vyrovnávacího pístu byl zvolen podle výsledné síly:

$$d_{vp} = 0,455 \text{ m} \quad (5.2)$$

Patní průměr prvního a posledního kužele vycházejí z návrhu stupňové části:

$$d_{p1} = 0,400 \text{ m} \quad (5.3)$$

$$d_{pn} = 0,535 \text{ m} \quad (5.4)$$

Atmosférický tlak a tlak za vyrovnávacím pístem, který byl stanoven v závislosti na místě zavedení páry zpět do turbíny. Tohle místo bylo zvoleno za třetím stupněm turbíny.

$$p_{atm} = 1 \text{ bar} \quad (5.5)$$

$$p_{vp} = 2,4 \text{ bar} \quad (5.6)$$

Tlak za regulačním stupněm a posledním stupněm převzaté z návrhu stupňové části:

$$p_{RS2} = 85,68 \text{ bar} \quad (5.7)$$

$$p_{out} = 0,08 \text{ bar} \quad (5.8)$$

Jednotlivé síly působící na rotor v axiálním směru jsou dány účinky tlakových sil na příslušná mezikruží vzniklá mezi jednotlivými průměry rotoru:

$$F_{VP1} = \pi \frac{d_{VP}^2 - d_u^2}{4} p_{VP} = \pi \frac{d_{VP}^2 - d_u^2}{4} p_{VP} = 27,24 \text{ kN} \quad (5.9)$$

$$F_{VP2} = \pi \frac{d_{VP}^2 - d_{p1}^2}{4} p_{RS2} = \pi \frac{d_{VP}^2 - d_u^2}{4} p_{VP} = 316,43 \text{ kN} \quad (5.10)$$

Osová síla za poslední řadou lopatek:

$$F_k = \pi \frac{d_{pn}^2 - d_u^2}{4} p_{out} = \pi \frac{d_{VP}^2 - d_u^2}{4} p_{VP} = 1,46 \text{ kN} \quad (5.11)$$

Síla působící na lopatky turbíny od protékající páry:

$$F_{ST+RS} = 346,99 \text{ kN} \quad (5.12)$$

Celková síla v axiálním směru:

$$F_a = F_{VP1} + F_{ST+RS} - F_{VP2} - F_k = 56,33 \text{ kN} \quad (5.13)$$

Velikost axiální síly by neměla být vyšší, než je polovina přípustného zatížení axiálního ložiska. Na základě tohoto požadavku bylo zvoleno ložisko s označením 293 se šesti kameny [8].

5.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Vyrovnávací píst je opatřen labyrintovou bezdotykovou ucpávkou, která se využívá ke snížení tlaku páry pomocí vytváření turbulentního proudění a vytvoření rozdílu v působení axiální síly na píst. Průtok páry ucpávkou vyrovnávacího pístu byl vypočten v této kapitole.

Konstanta B závislá na zvoleném materiálu, nyní austenitické oceli:

$$B = 1,35 \quad (5.14)$$

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru:

$$\delta_{VP} = B d_u + 0,25 = 0,588 \text{ mm} \quad (5.15)$$

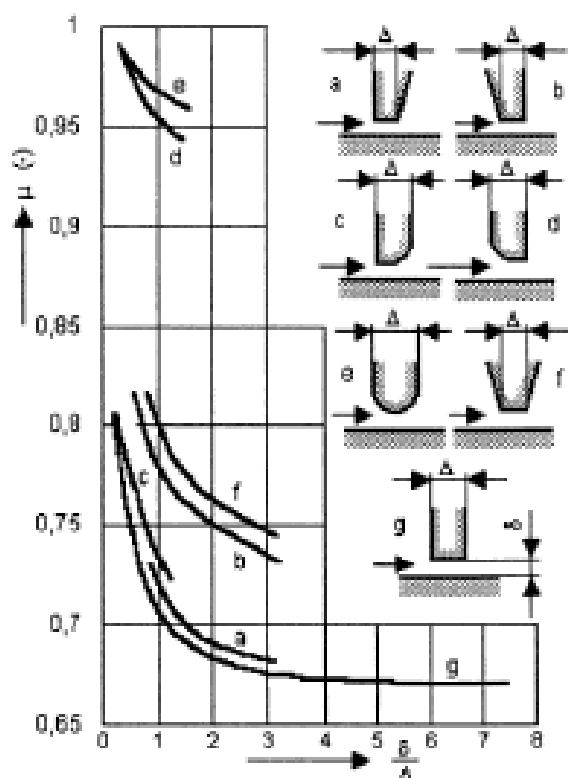
Šířka břitu ucpávky byla zvolena:

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Poměr pro určení průtokového součinitele:

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = 1,958 \quad (5.17)$$

Průtokový součinitel pro typ ucpávky g byl zvolen z diagramu (obr. 34)



Obr. 34 Průtokový součinitel [2].

$$\mu = 0,68 \quad (5.18)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S_{VP} = \pi d_{VP} \delta_{VP} = 0,000084 \text{ m}^2 \quad (5.19)$$

Měrný objem před ucpávkou je stejný, jako měrný objem za regulačním stupněm:

$$v_{RS2} = 0,0368 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (5.20)$$

Nyní bylo potřeba zjistit charakter proudění v ucpávce. Na charakteru proudění ucpávkou je závislý hmotnostní průtok páry. Charakter proudění byl odvozen z rozdílu tlaku před a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_{VP}}{p_{VP2}} = 0,028 \quad (5.21)$$

Volba počtu břitů ucpávky:

$$z = 40 \quad (5.22)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{VP_krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z_{VP} + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,128 \quad (5.23)$$

Tlakový poměr je nižší než kritický. V ucpávce tedy dochází ke kritickému proudění a průtok ucpávkou se vypočte pomocí následujícího vzorce:

$$m_{VP} = \mu S_{VP} \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \frac{p_{RS2}}{v_{RS2}}} = 1,357 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.24)$$

Pokud by ke kritickému proudění nedocházelo, průtok by se počítal pomocí následujícího vztahu:

$$m_{VP} = \mu S_{VP} \sqrt{\frac{p_{RS2}^2 - p_{VP}^2}{p_{RS2} v_{RS2} Z_{VP}}} \quad (5.25)$$

5.2 Ucpávkový systém turbíny

Ucpávkový systém se využívá k těsnění vysokou rychlostí rotujícího hřídele a zabránění úniků páry do okolí. Ucpávky jsou tvořeny třemi segmenty. Mezi dvěma blíže u turbíny je vždy zahlcení a mezi dvěma vzdálenějšími je odsávání směsi páry a přísátého vzduchu, která je vedena do kondenzátoru ucpávkové páry.

Ucpávkový systém je znázorněn na obrázku (obr. 33)

K výpočtu byla potřeba hodnota měrného objemu vzduchu:

$$v_{vz} = \frac{1}{\rho_{vz}} = \frac{1}{1,2047} = 0,830 \frac{m^3}{kg} \quad (5.26)$$

Entalpie před a za ucpávkou si jsou rovny, protože se jedná o škrcení. Entalpie ucpávky A a D:

$$i_A = i_{RS2} = 3336,0 \frac{kJ}{kg} \quad (5.27)$$

$$i_D = i_{out} = 2268,0 \frac{kJ}{kg} \quad (5.28)$$

Výpočet byl proveden stejným způsobem jako výpočet ucpávky vyrovnávacího pístu v kapitole 5.1.2, v následující tabulce (Tabulka 7) jsou uvedeny výsledné hodnoty:

Tabulka 7 Systém ucpávkové páry

		C	B	A	D	E	F
tlak před ucpávkou	$p_1 [bar]$	1	1,5	2,4	1,5	1,5	1
tlak za ucpávkou	$p_2 [bar]$	0,8	0,8	1,5	0,083338	0,8	0,8
tlakový poměr	$\pi [-]$	0,8	0,533	0,625	0,056	0,533	0,8
počet břitů	$z [-]$	4	12	24	24	12	4
Charakter proudění	$\pi_{krit} [-]$	0,358	0,225	0,163	0,163	0,225	0,358
Kritické proudění	$[-]$	NE	NE	NE	ANO	NE	NE
Radiální vůle	$\delta [mm]$	0,5875	0,5875	0,5875	0,5875	0,5875	0,5875
Šířka břitů	$\Delta [mm]$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
poměr pro průt. souč.	$\delta/\Delta [-]$	1,958	1,958	1,958	1,958	1,958	1,958
průtokový součinitel	$\mu [-]$	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
průtočný průřez	$S [m^2]$	0,00046	0,00046	0,00046	0,00046	0,00046	0,00046
entalpie v ucpávce	$i [kJ/kg]$	-	3336,0	3336,0	2268,0	2268,0	-
Měrný objem v ucpávce	$v [m^3/kg]$	0,830	2,154	1,346	0,938	0,938	0,830
Hm. Průtok ucpávkou	$m [kg/s]$	0,0033	0,0020	0,0021	0,0250	0,0031	0,0033
Hmotnostní průtok	$m_1 [kg/s]$		0,0041			0,0313	
celkový hm. průtok	$m_c [kg/s]$				0,0387		

6 LOŽISKA

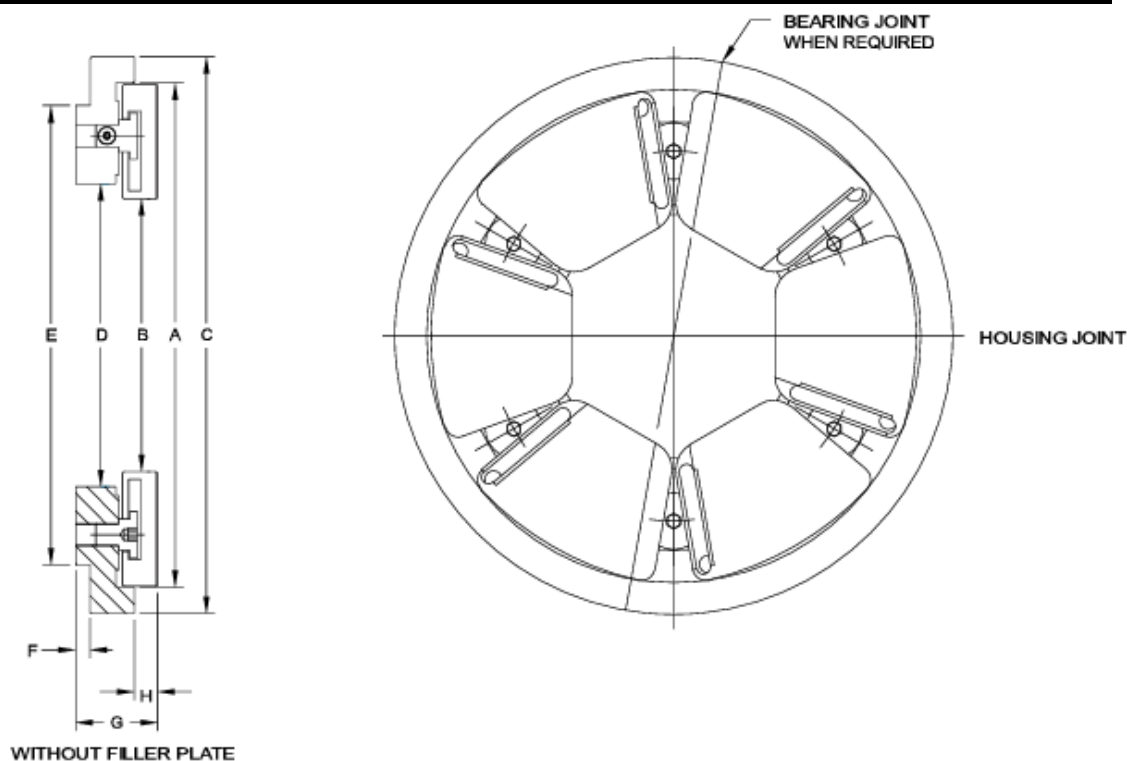
V této kapitole byly pro turbínu vybrána ložiska. Turbína je uložena ve třech ložiskách. Přední a zadní radiální ložiska zachycují sílu vzniklou tíhou rotoru turbíny. Axiální ložisko zachycuje osovou sílu vzniklou od tlaku a proudění páry v turbíně.

6.1 Návrh axiálního ložiska

Axiální ložisko musí zachytit axiální sílu, která byla vypočítána v rovnici (5.14). Ložisko bylo vybráno z katalogu [8] tak, aby jeho maximální možné zatížení bylo minimálně dvojnásobné vůči vypočítané axiální síle. Zvoleno bylo ložisko s označením: 269.

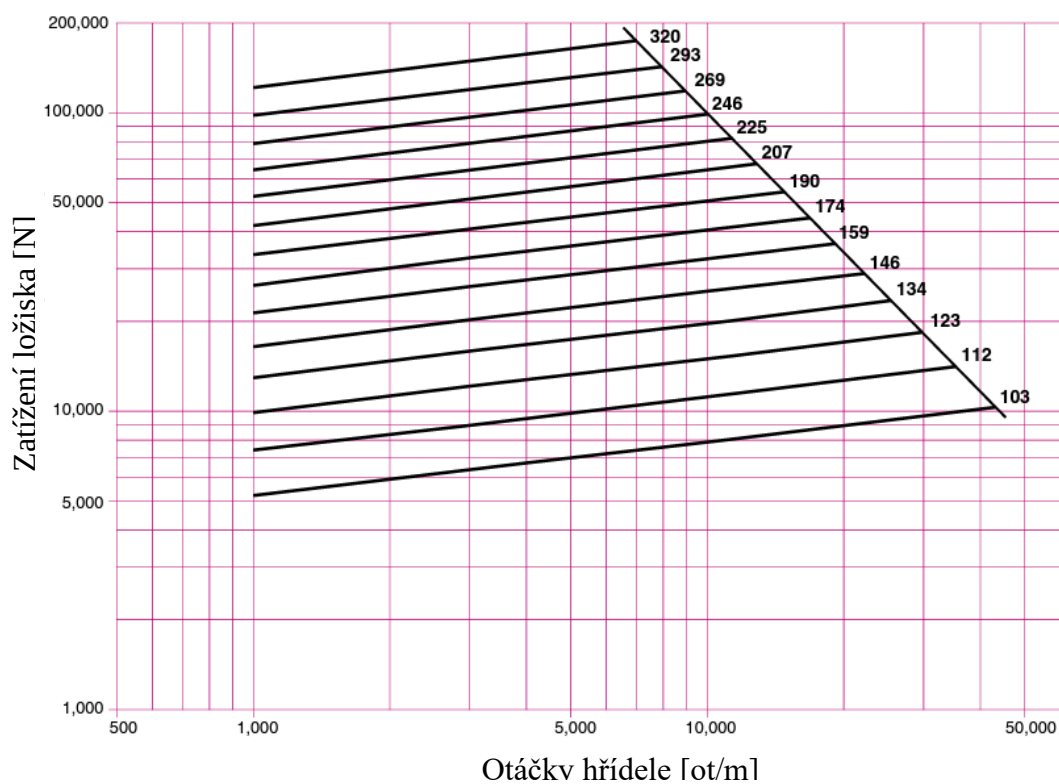
Tabulka 8 Parametry axiálního ložiska

Popis		Jednotka	Hodnota
Vnější průměr segmentů	A	mm	240
Vnitřní průměr segmentů	B	mm	99,8
Vnější průměr pouzdra	C	mm	266,64
Vnitřní průměr pouzdra	D	mm	117
Šířka ložiska	G	mm	47,65
Maximální možné zatížení	F_{max}	kN	120



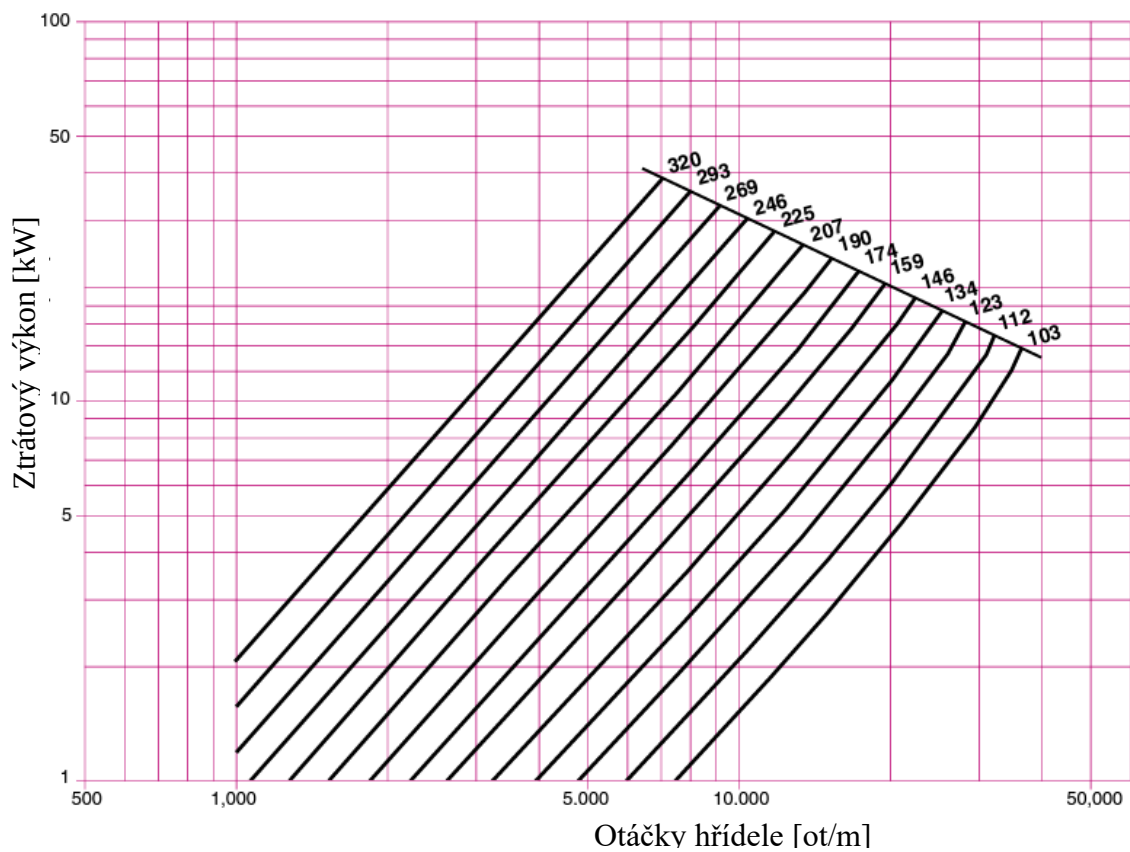
Obr. 35 Parametry axiálního ložiska [8]

Přípustné zatížení ložiska:

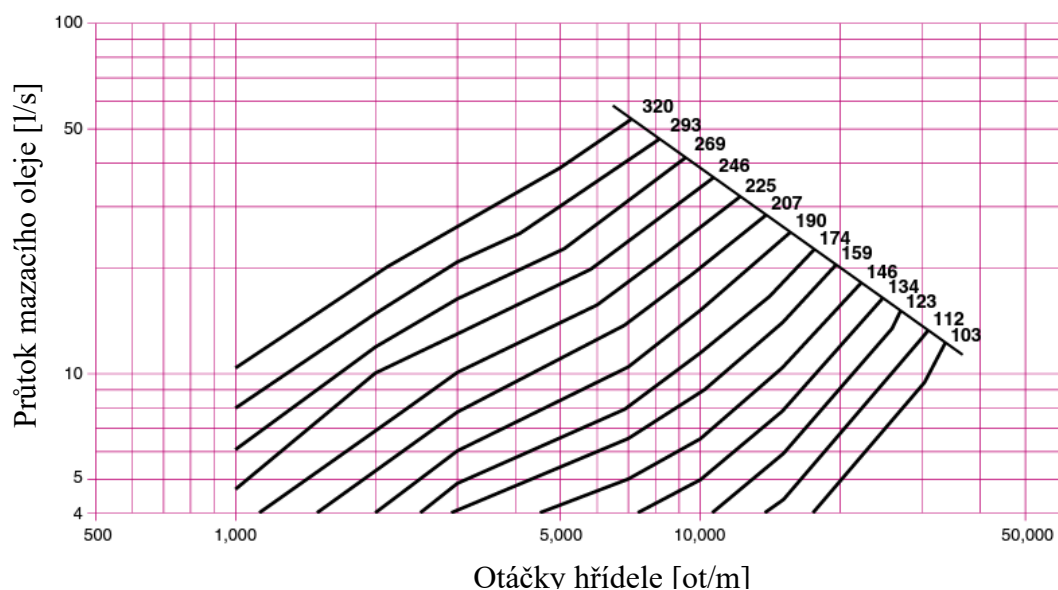


Obr. 36 Přípustné zatížení axiálního ložiska [8]

Ztrátový výkon a průtok mazacího oleje byly určeny z následujících diagramů:



Obr. 37 Ztrátový výkon radiálního ložiska [8]



Obr. 38 Průtok mazacího oleje [8]

$$P_{z_a} = 30 \text{ kW} \quad (6.1)$$

$$V_{o_a} = 27 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad (6.2)$$

6.2 Návrh radiálního ložiska

Turbína je posazena ve dvou radiálních ložiscích, které zachycují tíhu rotoru. Mazací olej, který proudí ložisky, má také funkci chlazení rotoru turbíny. Kritériem výběru byl průměr hřídele a bylo doporučeno, že poměr B/A má mít hodnotu 0,5 až 0,8. V následující tabulce jsou uvedeny parametry zvoleného ložiska z katalogu [8]. Pro ověření, zda ložisko splňuje požadavky na nosnost, byla potřeba určit hmotnost rotoru a zatížení v jednotlivých ložiscích, pro účely této práce byla hmotnost rotoru a reakční síly v jednotlivých ložiscích odhadnuty:

$$L = 4,18 \text{ m} \quad (6.3)$$

Odhadnutá hmotnost rotoru:

$$m = 6\,000 \text{ kg} \quad (6.4)$$

Reakční síla předního ložiska:

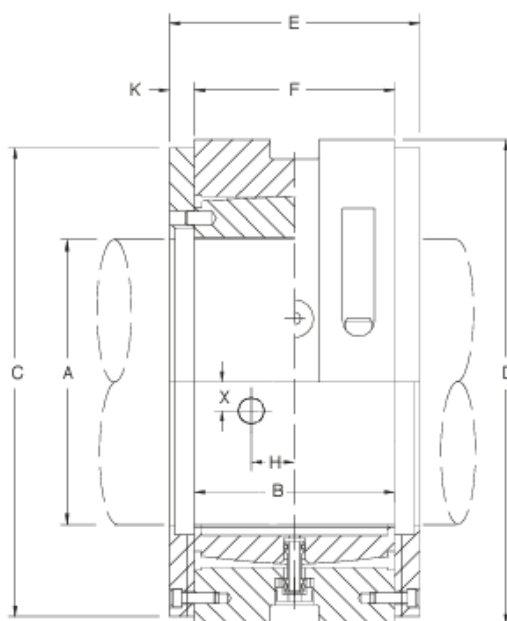
$$F_{N_p} = 25,55 \text{ kN} \quad (6.5)$$

Reakční síla zadního ložiska:

$$F_{N_z} = 33,36 \text{ kN} \quad (6.6)$$

Tabulka 9 Parametry radiálního ložiska

Popis		Jednotka	Hodnota
Poměr B/A	B/A	—	0,7
Průměr hřídele	A	mm	250
Vnější průměr ložiska	B	mm	175
Délka nosné pánve	D	mm	406
Celková šířka ložiska	E	mm	227
Maximální možné zatížení	F_{max}	kN	109,02

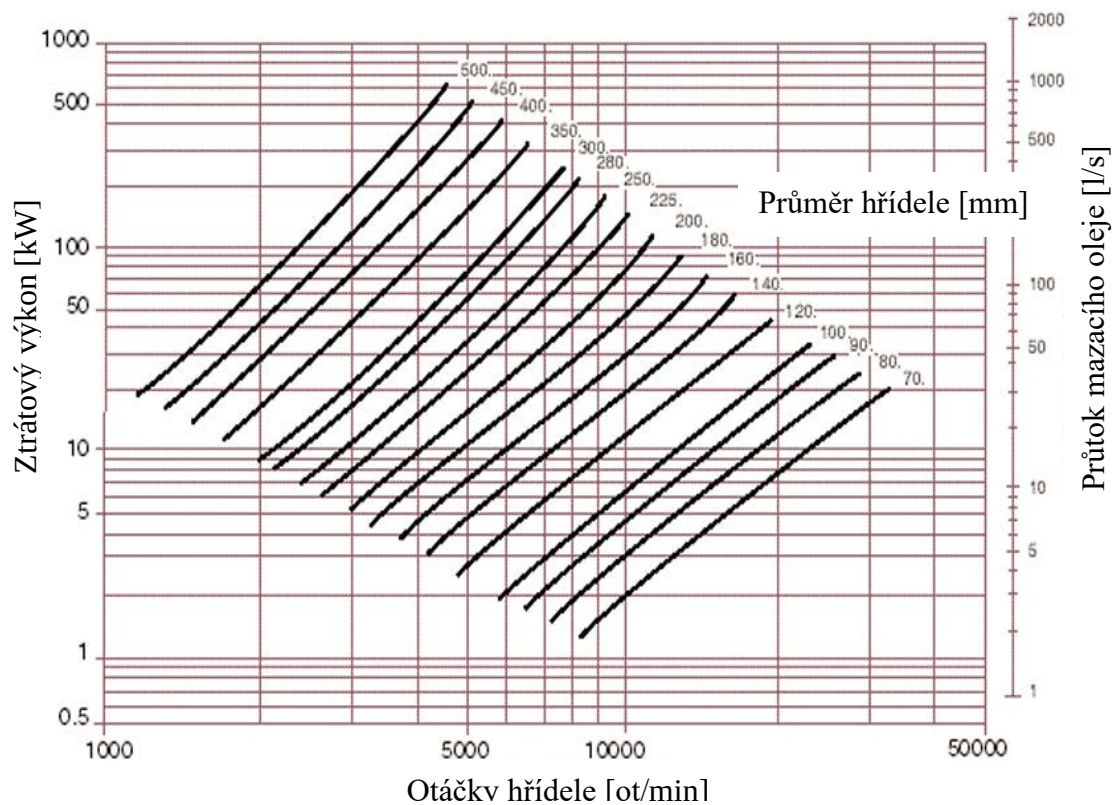


Obr. 39 Schéma radiálního ložiska [8]

Ztrátový výkon ložiska a množství mazacího oleje byly odečteny z diagramu (obr. 40):

$$P_{z_r} = 50 \text{ kW} \quad (6.7)$$

$$V_{o_r} = 70 \frac{l}{s} \quad (6.8)$$



Obr. 40 Ztrátový výkon radiálního ložiska [8]

7 PŘEVODOVKA

Provozní otáčky turbíny byly zvoleny, z důvodu optimalizace průtočného kanálu, mimo provozní otáčky generátoru připojeného do elektrické sítě. Proto je nutné mezi turbínu a generátor vsadit převodovku, která otáčky vyrovná. Zvolena byla dvoušroubovicová převodovka typ: Ta...XI od firmy RENK z katalogu [9]

Převodový poměr, počítán z otáček turbíny a generátoru:

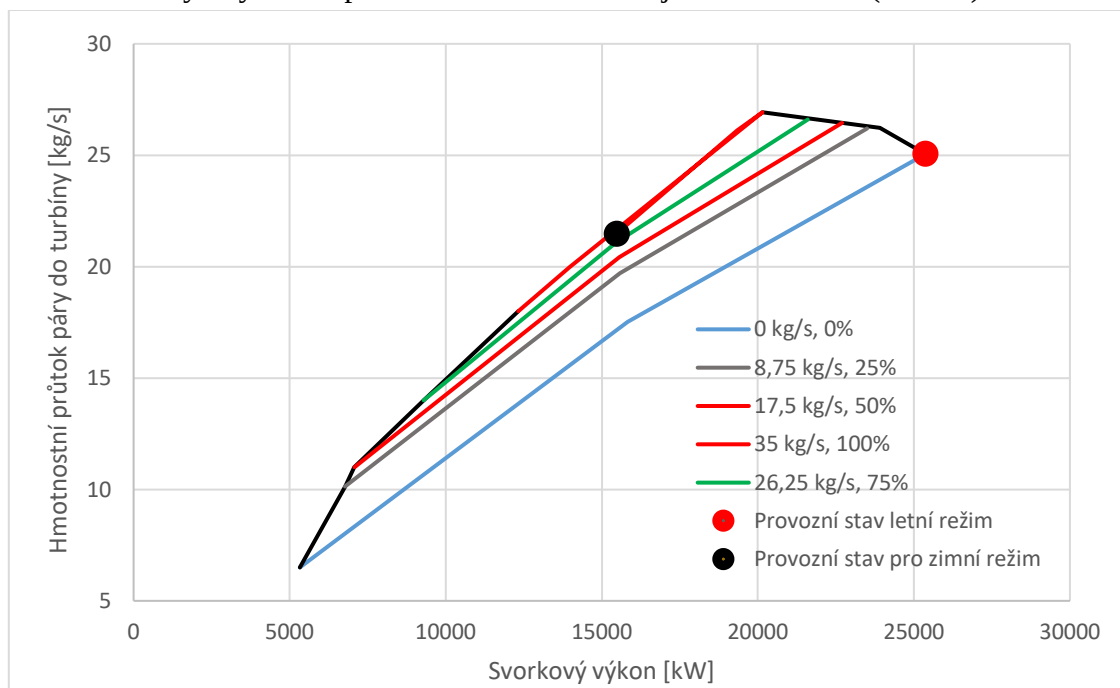
$$i = \frac{n_{turb}}{n_{gen}} = \frac{5600}{3000} = 1,866 \quad (7.1)$$

Typ převodovky splňuje požadavky na převodový poměr, přenášený výkon a předpokládané účinnosti.

8 PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKA

Provozní charakteristika zobrazuje závislost hmotnostního průtoku páry do turbíny na svorkovém výkonu. V hmotnostním průtoku páry je započítán tok páry do lopatkování i tok páry do topného ohříváku vody.

Provozní charakteristika byla zkonstruována postupnou změnou hmotnostního toku páry do turbíny popřípadě topného ohříváku. Změnou hmotnostního toku byl následně přepočítán výkon turbíny. Po ustálení výpočtu byl zkontrolován pevnostní výpočet, zda v některé řadě lopatek nedošlo k překročení povolené hodnoty ohybového napětí. Body, ve kterých k překročení přípustné meze došlo tvoří hranici provozní charakteristiky. Výsledná provozní charakteristika je zobrazena na (obr. 41).



Obr. 41 Provozní charakteristika

Provozní charakteristika byla sestrojena pro tok páry do ohříváku vody 0 %, 25 %, 50 %, 75 % a 100 %. V obrázku jsou také zobrazeny dva návrhové body letního a zimního režimu.

Z provozní charakteristiky je patrné, že minimální výkon turbíny vychází na 5,3 MW. Při nižších výkonech docházelo vlivem zpětného toku páry k změně směru ohybové síly působící na lopatky. V opačném směru je značně snížena přípustná mez zatížení na 1,5 MPa. A je tedy nutné tento stav pečlivě hlídat. Dále provozní charakteristika ukazuje, že k provozování ohříváku na topnou vodu při 25% výkonu ohříváku je nutné mít turbínu na výkonu alespoň 6,7 MW. Plného výkonu ohříváku potom lze dosáhnout při svorkovém výkonu 12,3 MW a lze se svorkovým výkonem vystoupat až na 20,15 MW.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu pro kotel na dřevní štěpku dle zadaných parametrů. Jednotlivými cíli návrhu bylo navrhnout tepelné schéma, následně zpracovat termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria. Vytvořit provozní charakteristiku a ověřit pevnostní kritéria v návrhových bodech, převážně v návrhovém stavu pro letní a zimní režim provozu. A nakonec vytvořit řez vybraného uzlu turbíny.

V první části bylo vytvořeno tepelné a bilanční schéma. Turbína byla navržena jako jednotělesová se dvěma neregulovanými a jedním regulovaným odběrem. Za regulovaným odběrem byla umístěna clona. Neregulované odběry odebírají páru pro nízkotlakou regeneraci, regulovaný odběr odvádí páru do oplyňováků napájecí nádrže a zároveň v zimním režimu přivádí páru k tepelnému topnému výměníku pro ohřev vody. Ve výpočtu bilančního schématu byl pomocí určení jednotkové práce a zadaného požadovaného výkonu vypočten hmotnostní průtok páry do turbíny.

V další kapitole byl proveden návrh regulačního stupně. Regulační stupeň byl navržen jako A-kolo. Průměr regulačního stupně stejně jako otáčky celé turbíny byly vhodně zvoleny pro optimalizaci tlakového čísla na regulačním stupni, entalpického spádu a parciálního ostřiku ve stupni. Regulační stupeň byl navržen s válcovým průtočným kanálem, protože v něm nedochází ke kritickému proudění. V pevnostním výpočtu v pozdější části práce bylo ověřeno, že regulační stupeň snese aplikované namáhání. Regulační stupeň byl navržen o průměru 0,65 m, s délkou rotorové lopatky 21 cm. Parciální ostřík má hodnotu 0,232. Výkon stupně dosahuje při letním režimu 1,595 MW při účinnosti 66 %. Tlakové číslo má hodnotu 5,27, která spadá do přípustného optimálního intervalu.

V následující kapitole byl proveden návrh stupňové části turbíny. Výpočet byl rozdělen na předběžný a detailní návrh. V předběžném návrhu byla turbína rozdělena na šest kuželů a proběhl výpočet po jednotlivých kuželech turbíny. Výpočet byl proveden metodou c_a/u , které se používá pro přetlakové lopatkování. Její platnost je omezena několika kritérii, která jsou uvedena v práci. Vstupní parametry pro předběžný výpočet vychází z tepelného a bilančního schéma a návrhu regulačního stupně. V předběžném návrhu byl stanoven počet stupňů rozdělených po kuželech na: 10-10-10-2-2-2. Rozdělení na kužele bylo dáno tlaky v odběrech z tepelného schéma. První kužel byl potom rozdělen tak, aby v jednom kuželu nebylo víc než deset lopatkových stupňů. Výsledky předběžného návrhu se využívají jako vstupní geometrie pro detailní návrh.

Hlavní částí celé práce je detailní výpočet stupňové části turbíny. Výpočet probíhá po jednotlivých lopatkových řadách a postupuje proti směru toku páry, tedy od konce turbíny na její začátek. Byly zvoleny profily jednotlivých lopatek tak, aby splňovaly pevnostní kritéria v tahovém a ohybovém napětí. Posledních šest řad lopatek je tvořeno zkrucovanými profily, zbytek lopatkování je tvořeno prizmatické profily. Zjednodušeně jsou všechny řady počítány, jako by měli prizmatické lopatky. Volba výsledné geometrie začíná naladěním posledního stupně pomocí kritéria na velikost Machova čísla, kdy je

poslední délka zvolena tak, aby Machovo číslo dosahovalo hodnoty blízko horní přípustnému maximu, které je 1,02 až 1,05. Délky dalších řad lopatek se volí pomocí délky první a poslední lopatky v kuželu a lineární aproximací zbylých délek. Výstupní úhly z lopatkových řad jsou voleny v hodnotě od $11,4^\circ$ u prvních lopatek za regulačním stupněm až po hodnotu 36° u poslední lopatky. Geometrie je postupně odzadu turbíny optimalizována tak, aby hodnota stupně reakce vyšla ideálně na hodnotu 0,5 a tlakového čísla na hodnotu 2,8. Součástí detailního návrhu je pevnostní výpočet, ve kterém bylo ověřeno, že navržené lopatkování snesou síly působící na lopatky. Výsledný výkon stupňové části dosahuje hodnoty 24,983 MW.

V následujících kapitolách byl navržen vyrovnávací píst kompenzující axiální sílu vznikající v lopatkování. Výsledná axiální síla má hodnotu 56,3 kN a je zachycena navrženým axiálním ložiskem.

V poslední kapitole byla sestrojena provozní charakteristika, které zobrazuje přípustné pásmo průtoků a výkonů k provozování navržené turbíny. Oba návrhové body pro letní i zimní režim se nachází uvnitř této oblasti. V zimním režimu, při plně vytížením ohříváku na teplou vodu, lze dosáhnout i vyššího výkonu, než je požadováno zadáním práce.

Výsledkem návrhu je odběrová parní turbína s přetlakovým lopatkováním ve stupňové části a regulačním stupněm ve formě A-kola o svorkovém výkonu 25,371 MW při vnitřní účinnosti 82 %..

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Excel Engineering. Excel Engineering [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [2] 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.
- [3] OpenModelica. OpenModelica [online]. 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://openmodelica.org/>
- [4] 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.
- [5] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů, I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [7] ŠKOPEK, Jan a Západočeská univerzita. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-7043-256-X.
- [8] KingCole: Pivoting Pad Bearings LEG Bearings. Kingsbury, Inc. [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [9] LEG Bearings: Thrust and Journal. Kingsbury, Inc. [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>
- [10] RENK GmbH [online]. 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.renk-group.com/en/products-and-service/products/high-speed-gear-units/helical-gear-units/tpv/>

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$1 + f$	Součinitel zpětného využití ztrát	
a	Měrná práce	kJ/kg
A_m	Axiální mezera mezi lopatkami	mm
B	Šířka lopatky	m
C	Vnější průměr ložiska	
c	Absolutní rychlost, délka tětiny	m/s, m
D, d	Průměr	m
F	Síla	N
G	Šířka ložiska	m
H, h	Entalpie, entalpický spád	kJ/kg
i	entalpie	kJ/kg
k	součinitel, radiální vůle	$-, \text{mm}$
L, l	délka	m
Lax	Délka kužele	m
M, m	hmotnost, hmotnostní průtok, moment síly	kg, kg/s, Nm
Ma	Machovo číslo	$-$
n	Otáčky	ot/min, ot/s
P, p	Výkon, tlak	kW, bar
Pa	Parsonsovo číslo	$-$
s	Entropie, rozteč lopatek	kJ/kgK, mm
S	Obsah	m^2
T, t	Teplota	$\text{K, } ^\circ\text{C}$
u	Obvodová rychlost	m/s
v	Měrný objem	m^3/kg
w	Relativní rychlost	m/s
$w_{\min}$	Ohybový modul	cm^3
x	Suchost	$-$
z	Ztráty	kJ/kg
α	Měrný průtok, Výstupní úhel	$-; ^\circ$
β	Úhel relativní rychlosti	$^\circ$
γ	Úhel nastavené lopatek	$^\circ$
δ	Součinitel radiální vůle	$-,$
$\delta t, \delta t_p$	Nedohřev, podchlazení	$^\circ\text{C}$
ε	Parciální ostřík	$-$
ξ	Poměrná ztráta	$-$
σ	Napětí	MPa
φ, ψ	Rychlostní součinitel	$-$
ω	Úhlová rychlost	rad/s

η	Účinnost	-
Δ	Rozdíl, změna, šířka břitu	-, mm
ρ	Stupeň reakce	-
ρ_s	Reakce na špici lopatky	-
ψ	Tlakové číslo	-

Horní index Význam

R	Rotor
S	Stator
RS	Regulační stupeň

Dolní index Význam

00	Vstup do turbíny před uzavírací armaturou
0	Vstup do turbíny, vstup do statoru
1	První odběr, výstup ze statoru, první řada lopatek
2	Druhý odběr, výstup z rotoru
I,II,...	Číslo kužele
n	Poslední řada lopatek
a	Axiální směr
c	Celková
E	Výstup z turbíny
i	Vnitřní
iz	Izoentropická
K	Kondenzátor
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NT01,2	Nízkoteplotní ohřívák 1, 2
o	Ohyb, olej
opt	Optimální
sv	Svorkový
t	Tah
atm	Atmosférický
tdi	Termodynamická
tep	Tepelný
u	Obvodový směr
ost	Ostatní
VP	Vyrovnávací píst
p	Patní kružnice
v	Hlavová kružnice
vz, vzduch	Vzduch
s	Střední hodnota, statická

krit	Kritický
w_in, w_out	Vstup a výstup vody

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Tepelné schéma.....	15
Obr. 2. Tepelné schéma kondenzátoru.....	17
Obr. 3 Tepelné schéma topného ohřívače vody.....	20
Obr. 4 Teplotní schéma NTO2	21
Obr. 5 Teplotní schéma NTO1	24
Obr. 6 Teplotní schéma pro letní režim.....	29
Obr. 7 Teplotní schéma pro zimní režim.....	31
Obr. 8 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni [citace]	33
Obr. 9 Koeficient zohledňující parciální ostřik [citace].....	35
Obr. 10 Redukovaná obvodová účinnost [citace].....	37
Obr. 11 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [citace]	37
Obr. 12 Průběh expanze v A – kole se zahrnutými ztrátami [citace].....	39
Obr. 13 rychlostní trojúhelník regulačního stupně po optimalizaci.....	41
Obr. 14 Válcový průtočný kanál [citace]	42
Obr. 15 Závislost rychlostního součinitele na ohnutí proudu [citace]	43
Obr. 16: Označení charakteristických rozměrů profilu lopatky [citace].....	43
Obr. 17 Expanze páry v předběžném návrhu víceúhlové turbíny [citace?]....	51
Obr. 18 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [citace]	53
.....	
Obr. 19 Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky [citace].....	56
Obr. 20 Výsledná geometrie vycházející z předběžného návrhu.....	60
Obr. 21 Průběh tlaku a měrného objemu při průchodu páry turbínou	60
Obr. 22 i-s diagram stupně turbíny [Váš? Nebo citace].....	64
Obr. 23 Geometrie délek v řadě lopatek	64
Obr. 24 Ohybové napětí při plně kondenzačním režimu turbíny	75
Obr. 25 Ohybové napětí při návrhovém stavu pro zimní režim 15/35 MW.....	75
Obr. 26 Tahové napětí v lopatkách rotoru turbíny.....	76
Obr. 27 Geometrie průtočného kanálu s vyznačenou clonou.....	90
Obr. 28 Průběh výstupních úhlů lopatkových řad	91
Obr. 29 Vnitřní účinnost jednotlivých stupňů turbíny	91
Obr. 30 Průběh Machova čísla.....	92
Obr. 31 Stupeň reakce	92
Obr. 32 Tlakové číslo.....	93
Obr. 33 Axiální síla na rotor	95
Obr. 34 Průtokový součinitel [citace]	97
Obr. 35 Parametry axiálního ložiska [citace]	99
Obr. 36Přípustné zatížení axiálního ložiska [citace].....	100
Obr. 37 Ztrátový výkon radiálního ložiska [citace].....	100

Obr. 38 Průtok mazacího oleje [citace].....	101
Obr. 39 Schéma radiálního ložiska [citace].....	102
Obr. 40 Ztrátový výkon radiálního ložiska [citace].....	103
Obr. 41 Provozní charakteristika	107

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Výsledky návrhu regulačního stupně po optimalizaci stupňové části	48
Tabulka 2 Výsledky předběžného návrhu stupňové části turbíny	58
Tabulka 3 Zvolené profily stupňové části turbíny	62
Tabulka 4 Úhly nastavení lopatek v závislosti na výstupním úhlu.....	63
Tabulka 5 Výsledky pevnostního výpočtu	73
Tabulka 6 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny	78
Tabulka 7 Systém ucpávkové páry	98
Tabulka 8 Parametry axiálního ložiska	99
Tabulka 9 Parametry radiálního ložiska.....	102