



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO POHON DRTIČKY V CUKROVARU

STEAM TURBINE TO DRIVE THE CRUSHER IN THE SUGAR FACTORY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Erik Ruzsík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Erik Ruzsík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické
inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 pohon drtičky v cukrovaru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte protitlakou parní turbínu s převodovkou pro pohon drtičky v cukrovaru na společném rámu pro následující parametry:

požadovaný výkon stroje: 2 200,0 kW,

teplota admisní páry: 380,0 °C,

tlak admisní páry: 30,0 bar(a),

tlak ve výstupním hrdle turbíny: 2,05 bar(a),

požadované otáčky poháněného stroje: 1 000,0
1/min.

Další nspecifikované parametry vhodně zvolte s důrazem na standard API 612.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

- 1) termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny,
- 2) základní návrh ucpávkové páry a ložisek PT,
- 3) detailní konstrukční návrh turbíny na společném rámu s převodovkou.

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 2018/19

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 protitlakové parní turbíny pro pohon drtičky v cukrovaru o příkonu drtičky 2 200 kW. V práci je postupně proveden termodynamický návrh dvou koncepčních variant s cílem stanovit hmotnostní tok páry turbínou. V první variantě je zvoleno regulační stupeň v provedení A-kola a v druhém variantě Curtisvo kolo. Stupňová část obou variant je tvořena řadově akčními stupni. Dále je zpracován základní výpočet ucpávkového systému a dýzová regulace turbín. Radiální i axiální ložiska jsou navrženy na základě působících sil. Součástí práce je i pevnostní kontrola vybraných komponentů. Závěr práce se zabývá porovnáním a vyhodnocením optimálního řešení. Vzhledem k malému rozdílu hmotnosti rotoru ($\Delta m_R = 19,72 \text{ kg}$), a hlavně menší spotřebě páry ($\dot{M}_0 = 4,87 \text{ kg/s}$), je možné uvažovat první variantu za optimální řešení. Práce je doplněna o konstrukční výkres podélného řezu turbíny na společném rámu s převodovkou.

Klíčová slova

parní turbína, termodynamický výpočet, pohon drtičky, Doosan Škoda Power

ABSTRACT

The thesis is focused on designing of backpressure steam turbine to drive the crusher in the sugar factory having the power input of the 2 200 kW. Thermodynamic calculation of two conceptual variations is gradually implemented in the thesis with the aim to determine the steam mass flow through the turbine. In the first version the control stage is selected as an A-wheel and in the second version as a Curtis wheel. The stage part of both versions consists of series action stages. Furthermore, it contains basic design of the gland steam system and the nozzle control system. Both radial and thrust bearings are designed based on the acting forces. The thesis also includes strength calculation of the selected components. The final part deals with comparison and evaluation of the optimal solution. Due to the small difference in rotor weight ($\Delta m_R = 19,72 \text{ kg}$), and especially for the less steam consumption ($\dot{M}_0 = 4,87 \text{ kg/s}$), the first version can be considered as an optimal solution. This thesis is amended by a mechanical drawing of the turbine cross-section on a common frame with a gearbox.

Key words

steam turbine, thermodynamic calculation, drive the crusher, Doosan Škoda Power

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RUZSÍK, Erik. *Parní turbína pro pohon drtičky v cukrovaru*. Brno, 2019. 102 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116468>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. 5. 2019

.....
Datum

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za cenné rady a čas, který mi věnoval při vypracování závěrečné práce a mým kolegům z Doosan Škoda Power, kteří mi rovněž poskytli cenné informace. V neposlední řadě děkuji své rodině a přátelům, kteří mě podporovali po celou dobu studia.

OBSAH

ÚVOD.....	- 15 -
1 Základní koncepce turbíny	- 16 -
1.1 Volba regulačního stupně.....	- 16 -
1.2 Volba typu lopatkování stupňové části	- 17 -
1.3 Volba otáček stroje.....	- 18 -
2 Termodynamický výpočet I. varianty.....	- 19 -
2.1 Předběžný návrh A-kola.....	- 19 -
2.2 Detailní výpočet A-kola	- 23 -
2.3 Stupňová část.....	- 30 -
3 Termodynamický výpočet II. varianty	- 34 -
3.1 Předběžný výpočet dvouvěncového C-kola	- 34 -
3.2 Detailní výpočet dvouvěncového C-kola	- 38 -
3.3 Stupňová část.....	- 48 -
4 Ucpávky parní turbíny	- 53 -
4.1 Vnější ucpávky	- 53 -
4.2 Vnitřní ucpávky	- 56 -
5 Návrh vyrovnávacích otvorů	- 57 -
5.1 Bilance hmotnostních toků páry.....	- 59 -
5.2 Ztráta vnitřní netěsností.....	- 60 -
6 Profily lopatek	- 62 -
6.1 Rozměry statorových lopatek.....	- 64 -
6.2 Rozměry rotorových lopatek.....	- 65 -
7 Pevnostní kontrola.....	- 67 -
7.1 Namáhání ohybem.....	- 67 -
7.2 Namáhání tahem.....	- 68 -
7.3 Celkové namáhání	- 68 -
7.4 Kontrola rotoru na namáhání krutem	- 69 -
8 Výpočet a návrh ložisek	- 71 -
8.1 Návrh radiálních ložisek.....	- 71 -
8.2 Návrh axiálního ložiska.....	- 73 -
9 Regulace turbíny.....	- 76 -
9.1 Návrh skupinové regulace pro variantu č. I	- 76 -
9.2 Návrh skupinové regulace pro variantu č. II.....	- 77 -
10 Výkon a účinnost turbosoustrojí.....	- 79 -
10.1 Přirazení převodovky	- 80 -
10.2 Porovnávání výsledků navržených variant.....	- 81 -
11 Výkres a model turbosoustrojí	- 83 -

ZÁVĚR	- 84 -
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	- 86 -
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	- 87 -
SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	- 91 -
SEZNAM PŘÍLOH.....	- 93 -

ÚVOD

Parní turbíny jsou rotační stroje, které se používají k výrobě elektřiny nebo k pohonu mechanických strojů. Tepelná a kinetická energie vstupní páry je transformována na mechanickou práci na rotoru. Hřídel turbíny následně pohání buď generátor, v případě výroby elektřiny, nebo další libovolný průmyslový stroj využívající jako pohon rotující hřídel.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem parní turbíny pro pohon drtičky v cukrovaru. Hlavním úkolem je stanovení hmotnostního průtoku páry turbínou tak, aby bylo dosaženo požadovaného příkonu poháněného stroje. Pro zadané parametry je proveden výpočet dvou koncepcí turbín – první varianta s regulačním stupněm v provedení A-kola a druhá dvouvěncovým Curtisovým kolem. Cílem je najít ekonomicky výhodné termodynamické a konstrukční řešení protitlakové parní turbíny.

Samotný výpočet je rozdělen do kapitol, které na sebe chronologicky navazují. První část práce je věnována termodynamickému výpočtu průtočných částí, jehož součástí je i návrh ucpávkového systému. Výstupem z ní jsou informace o geometrii průtočného kanálu, což je výchozí zdroj pro jejich pevnostní ověření. V rámci práce je proveden i základní návrh jednotlivých celků parní turbíny jako například ložiska nebo regulace průtoku páry turbínou. Závěr diplomové práce se věnuje celkovému porovnání a zhodnocení navržených variant. Výstupem práce je rovněž výkres vybraného řešení turbíny na společném rámu s převodovkou.

Návrh turbíny se provádí s ohledem na americkou normu API 612. Tato norma specifikuje minimální požadavky turbíny pro mechanické pohony využití v plynárenském, ropném nebo chemickém průmyslu. Tyto požadavky zahrnují základní konstrukci, materiály, olejové hospodářství, řídicí systémy a další.

Při výpočtu je potřeba v prvních krocích odhadnout veličiny, které se postupně zpřesňují. Výpočet byl realizován v programu Microsoft Excel 2016 s pomocí makra X-Steam. Díky tomu bylo možné jednoduše doladit veličiny a počítat bez zbytečného zaokrouhlování.

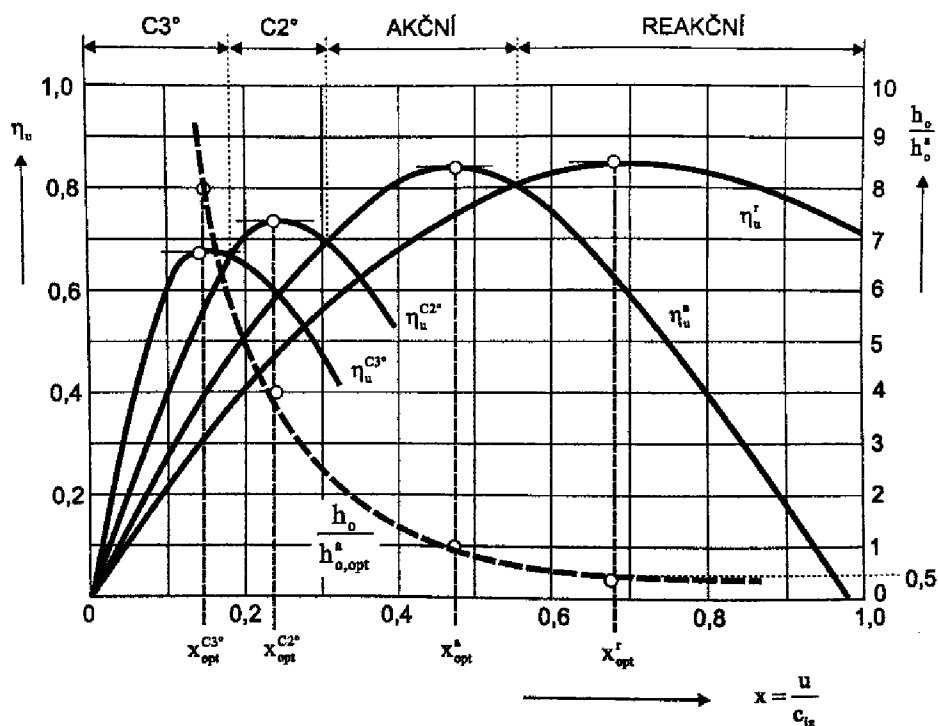
1 ZÁKLADNÍ KONCEPCE TURBÍNY

Parní turbína může mít několik základních konstrukčních variant. Některé koncepční varianty mohou výrazně ovlivnit termodynamické vlastnosti, konstrukci a z toho vyplývající cenu turbíny. Vzhledem ke způsobu využití stroje – v této práci je určen pro pohon drtičky v cukrovaru – je snaha o co nejjednodušší konstrukční řešení, vysokou spolehlivost a v neposlední řadě i konkurenceschopnost. To znamená, že před samotným návrhem je potřeba uvědomit si možnosti řešení a vybírat ty nejhodnější z technického i ekonomického pohledu. Jedná se především o způsob volby otáček, regulačního stupně a lopatkování.

1.1 Volba regulačního stupně

Parní turbíny od výkonů jednotek MW jsou prováděny jako vícestupňové. V případě využití skupinové regulace se regulační stupeň považuje za první stupeň. V regulačním stupni je obvykle zpracováván větší tepelný spád než v ostatních řadových stupních. Pro malé požadované výkony (v řádu stovek kW až jednotek MW) se často používá místo A-kola dvouvěncový Curtisův stupeň (dále jen 2°C). Nevýhodou je nižší účinnost stupně (viz obr. 1.1), ale zpracováváním podstatně většího tepelného spádu se významně snižuje počet řadových stupňů. [1]

Proto je základní myšlenkou práce porovnávání určitých parametrů dvou návrhu a posouzení nejhodnějšího řešení. První varianta je navrhována s regulačním stupněm v provedení A-kola, druhá se dvouvěncovým Curtisem. Pro každou variantu je pak navrhována stupňová část s výběrem profilů, ucpávkový systém, ložiska a vyrovnávací otvory. Další pomocná zařízení, jako například převodovka nebo olejový systém, jsou uvažovány jako shodné.

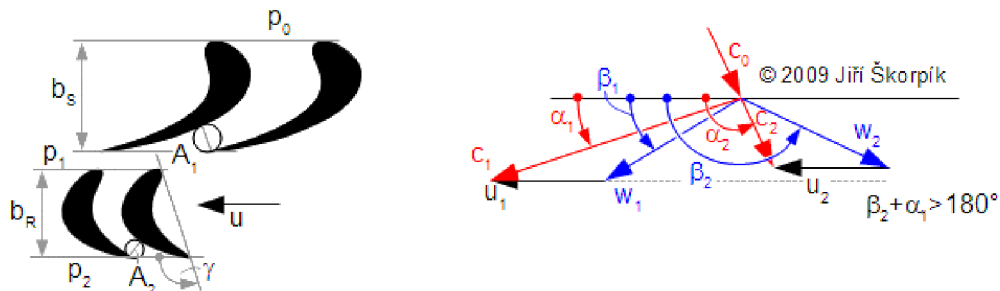


Obr. 1.1: Srovnání obvodové účinnosti pro jednotlivé typy stupňů axiálních turbín [3]

1.2 Volba typu lopatkování stupňové části

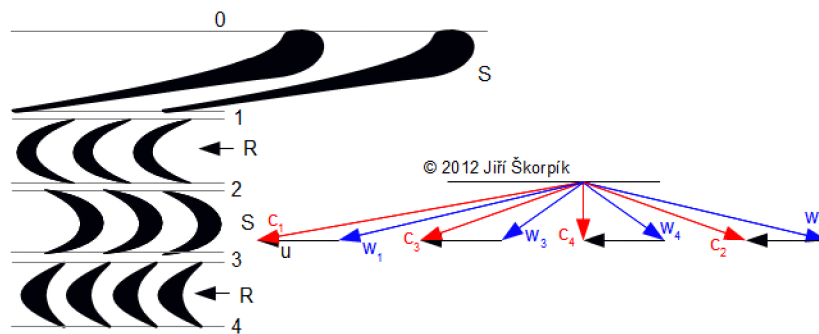
Volba typu lopatkování má výrazný vliv na otáčky, účinnost a rozměry turbín. Axiální stupně je možné navrhovat ve třech základních konstrukčních koncepcích, a to jako akční (rovnotlakový) stupeň, Curtisův stupeň a reakční (přetlakový) stupeň.

Charakteristickým rysem čistě rovnotlakého normálního elementárního stupně je stejný tlak před a za oběžnou rotorovou řadou, tedy nulový stupeň reakce. Výhodou akčního stupně je malá axiální síla působící na rotorovou řadu lopatek, dále také zpracovává relativně vysoký entalpický spád. Nevýhodou je vysoká výstupní rychlost páry ze statorové řady lopatek, která významně zvyšuje energetické ztráty. Snížení těchto ztrát lze dosáhnout nízkou expanzí i v oběžné lopatkové řadě ($\rho = 0,03$ až $0,06$). [6]



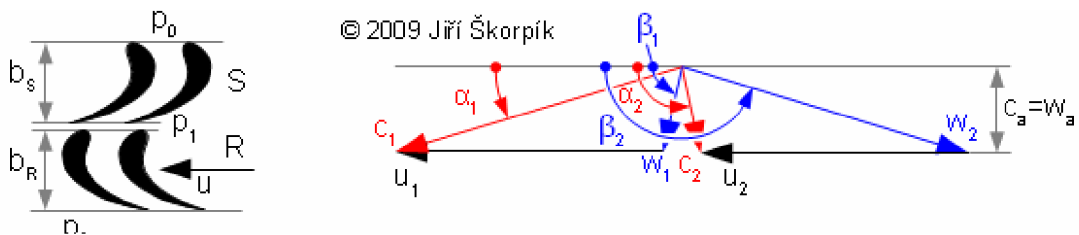
Obr. 1.2: Válcový řez rovnotlakého stupně a jeho rychlostní trojúhelník [6]

Mezi rovnotlaké lopatkování se řadí také Curtisovo kolo. Je to speciální typ akčního lopatkování a vyznačuje se tím, že oběžné kolo má dva, případně i tři věnce lopatek. Mezi jednotlivé oběžné řady je vložena další takzvaná vratná statorová řada, která pouze mění směr proudění. Výhoda tohoto typu stupně spočívá v tom, že dokáže zpracovat vyšší entalpický spád oproti ostatním stupňům, avšak na úkor obvodové účinnosti. [6]



Obr. 1.3: Válcový řez Curtisovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník [6]

U přetlakového lopatkování dochází ke změně tlaku jak ve statorové, tak i v rotorové části. Při volbě reakce normálního elementárního stupně $\rho = 0,5$ jsou nejnižší profilové ztráty, rychlostní trojúhelníky jsou symetrické a je možné použít stejné statorové a rotorové lopatky. [6]



Obr. 1.4: Válcový řez přetlakovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník [6]

Při porovnání poměru optimálních entalpických spádů za stejných podmínek ve zmíněných stupních je možné zjistit, že přetlakový stupeň zpracuje zhruba poloviční tepelný spád než stupeň rovnotlakový. Dvouvěncový Curtisův stupeň zpracuje přibližně 4krát větší spád. [3]

Z těchto důvodů je voleno rovnotlaké lopatkování i pro stupňovou část. Tím je dosaženo přibližně polovičního počtu stupňů oproti přetlakovému lopatkování a zároveň dojde k vyhýbání těžkého vyrovnávacího pístu. Pozitivem jsou také menší axiální síly působící na rotor a možnost jejich zachycení axiálním ložiskem. Všechny tyto úvahy vedou ke snížení hmotnosti rotoru a ke snížení konečné ceny turbíny.

1.3 Volba otáček stroje

Mezi základní parametry turbín patří jejich otáčky, které mají velký vliv na celkový počet a rozměry stupňů. S rostoucími otáčkami klesá počet stupňů a celkové rozměry stroje.

Na základě velikosti otáček lze turbosoustrojí konstruovat ve dvou variantách. První z nich je nízkootáčkový stroj, který je obvykle přímo spojen s elektrickým generátorem (poháněným strojem). V případě vysokootáčkových strojů je nutno použít pro redukci otáček převodové ústrojí mezi turbínou a poháněným zařízením. Při zvyšování otáček klesá průměr oběžného kola a samozřejmě se zvyšuje i obvodová rychlost. Dosáhne se tak vyšší účinnosti při malých rozměrech. Nevýhodou vysokootáčkových strojů je vyšší hladina vibrací a hlučnosti při použití převodovky, která zvyšuje i cenu. [2]

Podle zadání práce je turbína spojená s hnaným strojem pomocí převodovky, kde jsou požadované otáčky drtičky $1\,000\text{ min}^{-1}$. Otáčky turbín jsou v obou návrhových variantách stejné a jsou zvoleny na co nejvyšší hodnotu s přihlédnutím na pevnostní limity použitého materiálu. Do této části návrhu je nutné zahrnout normu API 612, podle které jsou návrhové otáčky 105% jmenovitých a kontrolní výpočet je třeba provádět pro 127% jmenovitých otáček.

2 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET I. VARIANTY

V první variantě návrhu je regulační stupeň (RS) v provedení A-kola. Jedná se o první stupeň s akčním lopatkováním. Prováděný výpočet je spočítán na 105 % jmenovitých otáček vyplývající z normy API 612. Není-li uvedeno jinak, postup výpočtu vychází ze zdroje [1].

Před vlastním výpočtem je nutné zahrnout vstupní ztráty v regulačním ústrojí a výstupní ztráty, které sníží celkový využitelný tepelný spád. Při průchodu páry přívodním potrubím, rychlozávěrným ventilem a skupinovou regulací je uvažována tlaková ztráta $\Delta p_z = 2 \%$, a na výstupním hrdle $\Delta p_{VH} = 2,6 \%$. Zadané parametry jsou následující:

- požadovaný výkon stroje $P = 2\,200 \text{ kW}$
- požadované otáčky poháněného stroje $n = 1\,000 \text{ min}^{-1}$
- tlak admisní páry $p_A = 30 \text{ bar}$
- teplota admisní páry $t_A = 380 \text{ °C}$
- tlak ve výstupním hrdle $p_{VH} = 2,05 \text{ bar}$

Potom tlak před vstupem do turbíny a za posledním stupněm je

$$p_0 = p_A \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right) = 30 \cdot \left(1 - \frac{2}{100}\right) = 29,4 \text{ bar} \quad (2.1)$$

$$p_N = p_{VH} \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_{VH}}{100}\right) = 2,05 \cdot \left(1 - \frac{2,6}{100}\right) = 2,1 \text{ bar} \quad (2.2)$$

Celkový izoentropický spád $H_{iz} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$ na turbíně se vypočítá z rozdílu entalpií na vstupu a na výstupu.

$$i_0 = f(p_0; t_A) = 3186,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.3)$$

$$s_0 = f(p_0; t_A) = 6,8649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (2.4)$$

$$i_{Niz} = f(p_N; s_0) = 2611,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.5)$$

$$H_{iz} = i_0 - i_{Niz} = 3186,9 - 2611,8 = 575,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.6)$$

Hlavním cílem výpočtu je určit hmotnostní tok páry turbínou tak, aby bylo dosaženo požadovaného příkonu poháněného stroje.

2.1 Předběžný návrh A-kola

Cílem předběžného výpočtu regulačního stupně je stanovení základních geometrických a výkonových charakteristik včetně stavů páry za stupněm. Pro zjednodušení je na začátku uvažován čistě rovnotlaký normální elementární stupeň s nulovou reakcí ($\rho = 0$).

Stavy páry na vstupu do regulačního stupně:

$$p_0 = 29,4 \text{ bar} \quad (2.1)$$

$$i_0 = 3186,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.3)$$

$$s_0 = 6,8649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad (2.4)$$

$$t_0 = t_A = 380,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

$$v_0 = f(p_0; t_0) = 0,098 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.8)$$

Tlak na výstupu z regulačního stupně je stanoven iteračně (zpětným dosažením) tak, aby byla splněna jednotlivá pozdější kritéria.

$$p_2 = p_0 \cdot \Delta p_{RS} = 29,4 \cdot 0,7 = 20,6 \text{ bar}, \quad (2.9)$$

kde Δp_{RS} [1] je odhadnutý poměr tlaků za a před regulačním stupněm.

Z požadovaného tlaku za stupněm je možno určit izoentropickou entalpii a expanzi.

$$i_{2iz} = f(p_2; s_0) = 3088,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.10)$$

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 3186,9 - 3088,2 = 98,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.11)$$

Vstupní rychlost páry do dýz volíme dle doporučení ($c_0 = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) a stanovíme teoretickou izoentropickou absolutní rychlost páry na výstupu z dýz.

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 98711 + 25^2} = 445,0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.12)$$

Pro zjištění středního průměru regulačního stupně je potřeba si zvolit rychlostní poměr $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$ v rozmezí 0,4 až 0,5 a otáčky rotoru n [s^{-1}]. Otáčky jsou obvykle zadány nebo jsou odvozeny od hnaného stroje, případně od převodového poměru zvolené převodovky. Otáčky turbíny bylo potřeba snižovat až na 12000 min^{-1} , aby délky rozváděcích dýz na vstupu turbíny byly minimálně 12 mm.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,45 \quad (2.13)$$

Dle API 612 jsou návrhové otáčky 105% jmenovité,

$$n' = n \cdot 1,05 = \frac{12000}{60} \cdot 1,05 = 210 \text{ s}^{-1} \quad (2.14)$$

potom

$$D_S = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right) \cdot \frac{c_{1iz}}{\pi \cdot n'} = 0,45 \cdot \frac{445,0}{\pi \cdot 210} = 303,5 \text{ mm} \quad (2.15)$$

Následuje kontrola obvodové rychlosti na středním průměru lopatkování z hlediska dovoleného pevnostního namáhání a tlakového čísla. Její hodnota by neměla přesáhnout 160 až $260 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

$$u = \pi \cdot D_S \cdot n' = \pi \cdot 0,3035 \cdot 210 = 200,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.16)$$

Tlakové číslo charakterizuje zatížení stupně a v případě akčních stupňů by se mělo pohybovat v rozmezí 4 až 7. [3].

$$\psi = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{98711}{\frac{1}{2} \cdot 200,3^2} = 4,92 \quad (2.17)$$

Rozváděcí lopatky je nutné zkontrolovat na kritické proudění. Pro přehřátou vodní páru se kritický tlak určí ze vztahu (2.18) a poměr tlaků za a před stupněm by neměl překročit hodnotu 0,8.

$$p_{krit} = \pi_{krit} \cdot p_0 = 0,546 \cdot 29,4 = 16,1 \text{ bar} \quad (2.18)$$

$$\pi = \frac{p_2}{p_0} = \frac{20,6}{29,4} = 0,7 \quad (2.19)$$

Je-li $p_2 > p_{krit}$, nedochází ke kritickému proudění a je možné použít nerozšířenou dýzu. V opačném případě je vhodné použít rozšířenou dýzu, jinak dochází k odklonu proudu páry při výtoku z dýzy.

Pro stanovení měrného objemu páry $v_1 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$ za dýzou je nutno určit hodnotu ztráty ve statoru. Rychlostní součinitel φ [1] pro dýzu se volí v rozmezí 0,95 až 0,98.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,97^2) \cdot 98711 = 5,8 \frac{kJ}{kg} \quad (2.20)$$

Stanoví se skutečná hodnota entalpie za dýzou, která leží na izobaře $p_1 \equiv p_2$ (při předběžném návrhu je považován tlak za statorem a rotorem stejný).

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 = 3088,2 + 5,8 = 3094,0 \frac{kJ}{kg} \quad (2.21)$$

Měrný objem za statorem je funkcí tlaku a entalpie v tomto místě.

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,130 \frac{m^3}{kg} \quad (2.22)$$

Délka výstupní hrany dýzy při totálním ostříku se určí ze vztahu (2.23). K tomu je ještě potřeba si zvolit výstupní úhel $\alpha_1 [^\circ]$ z dýzy v rozsahu 13 až 18° a stanovit předběžný hmotnostní tok $\dot{M} \left[\frac{kg}{s} \right]$ páry turbínou, viz rovnice (10.1). Výpočet je proveden pro finální hodnotu hmotnostního toku páry (stanovený v kap. 10), který zahrnuje úniky ucpávkovým systémem (viz kap. č. 4). Výstupní úhel je zpětně upraven dle zvoleného profilu tak, aby délka lopatky dosáhla minimální doporučenou hodnotu.

$$\alpha_1 = 12^\circ$$

$$\dot{M}_0 = 4,87 \frac{kg}{s}$$

$$l_{0t} = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_S \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{4,87 \cdot 0,130}{\pi \cdot 0,3035 \cdot 445,0 \cdot 0,97 \cdot \sin 12^\circ} = 7,4 \text{ mm} \quad (2.23)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky pro totální ostřík je příliš krátká. Proto je výhodné využít parciální ostřík, aby výška lopatek byly delší. Vypočítá se optimální délka l_{opt} [cm] pomocí několika součinitelů:

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n'}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,45}{\left(\frac{12600}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,3035^{0,5}} = 0,073 \quad (2.24)$$

kde $\frac{c}{a}$ [1] je experimentální konstanta pro A-kolo.

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,3035}{0,0398 \cdot 1 + 0,073 \cdot 0,3035}} = 2,214 \quad (2.25)$$

kde $\frac{b}{a}$ [1] je konstanta a s_1 [1] zohledňuje dělení parciálního ostříku (vcelku $\rightarrow s_1 = 1$; dělený $\rightarrow s_1 = 2$).

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,214 \cdot \sqrt{0,74} = 1,9 \text{ cm} \quad (2.26)$$

Zaokrouhlením na celé milimetry optimální délky lopatky dostaneme skutečnou délku lopatky.

$$l_0 \doteq l_{opt} = 19 \text{ mm} \quad (2.27)$$

Stanoví se parciální ostřík ε [1] s omezením minimální parciálnosti 0,2.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{7,4}{19} = 0,389 \quad (2.28)$$

Pomocí redukované délky lopatky L_{red} [cm] a rychlostního poměru se určí obvodová účinnost η_u [1] z přílohy č. 1a. Redukovaná délka je přepočtení skutečné délky lopatky na totální ostřík při zachování stejné účinnosti.

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{1,9}{1 + \left(\frac{1,9}{1,9}\right)^2 - 0,073 \cdot 1,9} = 1,0 \text{ cm} \quad (2.29)$$

$$\eta_u = 0,68 \quad (2.30)$$

Pro předběžný výpočet vnitřní termodynamické účinnosti η_{TDi} [1] regulačního stupně je nutno odečíst poměrnou ztrátu ventilací a třením ξ_5 [1], která se stanoví z absolutní hodnoty této ztráty.

$$z_5 = \frac{k}{M_0 \cdot v_1} = \frac{0,9}{4,87 \cdot 0,130} = 1,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad (2.31)$$

kde součinitel k [1] je odečtený z přílohy č. 2.

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{1,3}{98,7} = 0,013 \quad (2.32)$$

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 = 0,68 - 0,013 = 0,67 \quad (2.33)$$

Se známou termodynamickou účinností se vypočítá vnitřní výkon P_i [W] stupně.

$$P_i = \dot{M}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 4,87 \cdot 98,7 \cdot 0,67 = 320,7 \text{ kW} \quad (2.34)$$

Stanoví se koncový bod expanze ve stupni a měrný objem za regulačním stupněm jako podklad pro výpočet další části lopatkování.

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \cdot h_{iz} = 3186,9 + \frac{25^2}{2} - 0,67 \cdot 98,7 = 3121,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.35)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,133 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.36)$$

2.2 Detailní výpočet A-kola

Detailní výpočet stupně vychází z hodnot vypočtených v předcházející podkapitole. Během detailního výpočtu (který je proveden dle literatury [1]) bude přesně vypočtena geometrie lopatkování, ztráty a účinnosti stupně. Jsou známy tyto hodnoty:

- střední průměr lopatkování $D_S = 0,304 \text{ m}$
- rychlostní poměr $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,45$
- celkový tepelný spád na reg. stupeň $h_{iz} = 98,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- otáčky rotoru turbíny $n' = 210 \text{ s}^{-1}$
- tlak páry za reg. stupněm $p_2 = 20,6 \text{ bar}$
- kritický tlak $p_{krit} = 16,1 \text{ bar}$
- přibližná délka lopatky $l_0 = 19 \text{ mm}$
- stupeň parciálního ostříku $\varepsilon = 0,389$
- hmotnostní průtok páry $\dot{M}_0 = 4,87 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Z důvodu zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek v praxi se nepoužívá čistě akční stupeň. Proto se stupeň reakce volí v rozmezí 0,03 až 0,06.

$$\rho = 0,05$$

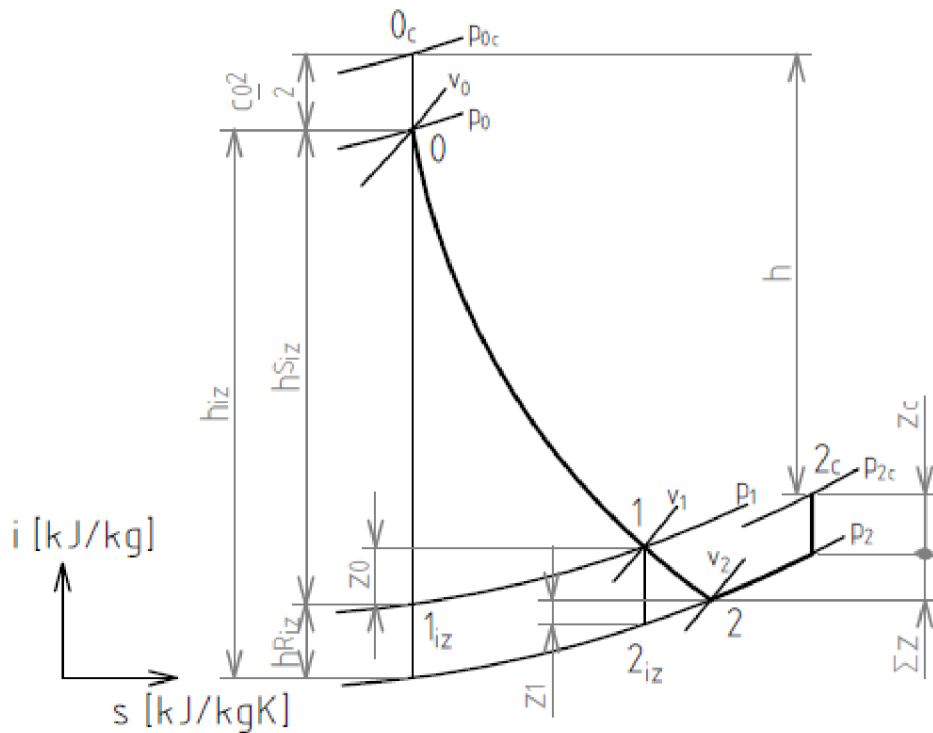
Nyní je možné vypočítat izoentropické spády připadající na rotor h_{iz}^R $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$ a stator h_{iz}^S $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$.

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 98,7 = 93,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.37)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 98,7 = 4,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.38)$$

Z průběhu expanze (viz obr. 2.1) je možné odečíst tlak mezi statorem a rotorem, který je nutno kontrolovat z hlediska kritického proudění. Kritický tlak byl již určen ve vztahu (2.18).

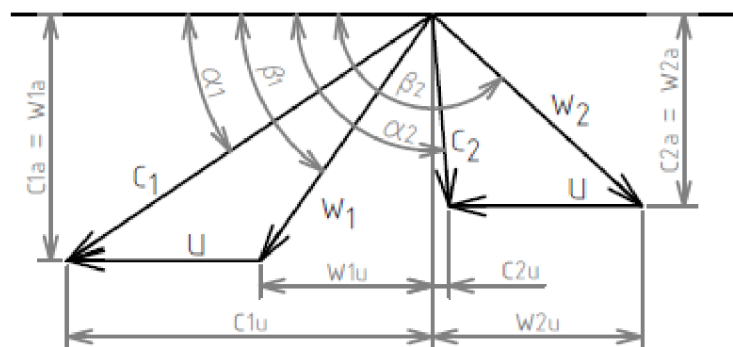
$$p_1 = f(i_0 - h_{iz}^S; s_0) = 21,0 \text{ bar} > p_{krit} \quad (2.39)$$



Obr. 2.1: Průběh expanze v A-kole

Protože $p_1 > p_{krit}$, nedochází ke kritickému proudění ve výstupním průřezu dýzy a úhel profilu je totožný s úhlem výstupního proudu.

Stanoví se teoretická rychlost na výstupu z dýzy a následně se vypočítají rychlostní trojúhelníky stupně. Systém kótování a rovnice pro výpočet úhlů a rychlostí jsou odvozeny z obr. 2.2.



Obr. 2.2: Rychlostní trojúhelníky s označením rychlosti a úhlů (A-kolo)

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^s + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 93775 + 25^2} = 433,8 \frac{m}{s} \quad (2.40)$$

Před výpočtem všech rychlostí v rychlostním trojúhelníku je nutno určit rychlostní součinitel statoru φ [1] a rotoru ψ [1]. Vypočítá se pomocí empirického vztahu dle literatury [7].

$$\varphi = k \cdot \varphi', \quad (2.41)$$

kde opravný součinitel na konečnou délku lopatky k [1] a rychlostní součinitel stanovený pro požadované ohnutí proudu φ' [1] se určí ze vztahu (2.42) a (2.43).

$$k = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_0} \quad (2.42)$$

$$\varphi' = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta} \quad (2.43)$$

Zpětným dosazením výstupní délky lopatky l_2 [m] a ohnutí proudu $\Delta\beta$ [rad] je možné vypočítat rychlostní součinitel statoru [7].

$$\varphi = (0,99885 - 0,08845 \cdot e^{-83,4101 \cdot 0,019}) \cdot (0,98507 - 0,00013 \cdot e^{0,4249 \cdot 2,369}) = 0,99$$

Rychlostní součinitel rotoru se analogicky vypočítá z následujících rovnic:

$$\psi = k \cdot \psi' \quad (2.44)$$

$$k = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_2} \quad (2.45)$$

$$\psi' = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta} \quad (2.46)$$

$$\psi = (0,95939 - 0,191 \cdot e^{-30,2325 \cdot 0,022}) \cdot (0,98806 - 0,001 \cdot e^{0,03471 \cdot 2,369}) = 0,85$$

Konstanty b_1, b_2, b_3 jsou uvedeny v tab. 2.1.

Tab. 2.1: Hodnoty konstant pro výpočet rychlostních součinitelů [7]

	pro dýzu		pro lopatku s malou reakcí	
	k	φ'	k	ψ'
b_1	0,99885	0,98507	0,95939	0,98806
b_2	0,08845	0,00013	0,191	0,001
b_3	-83,4101	0,42495	-30,2325	0,03471

Potom obvodová rychlost je

$$u = \pi \cdot D_S \cdot n' = \pi \cdot 0,3035 \cdot 210 = 200,3 \frac{m}{s} \quad (2.47)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,99 \cdot 433,8 = 427,2 \frac{m}{s} \quad (2.48)$$

Relativní rychlost páry se určí pomocí Kosinovy věty.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (2.49)$$

$$w_1 = \sqrt{427,2^2 + 200,3^2 - 2 \cdot 427,2 \cdot 200,3 \cdot \cos 12^\circ} = 235,0 \frac{m}{s}$$

Složky rychlostí do obvodového směru je

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 427,2 \cdot \cos 12^\circ = 417,8 \frac{m}{s} \quad (2.50)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 417,8 - 200,3 = 217,6 \frac{m}{s} \quad (2.51)$$

Stanoví se složky rychlostí do axiálního směru a úhlu β_1 [°].

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 427,2 \cdot \sin 12^\circ = 88,8 \frac{m}{s} \quad (2.52)$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \frac{w_{1u}}{w_1} = \cos^{-1} \frac{217,6}{235,0} = 22,2^\circ \quad (2.53)$$

Dále se vypočítá výstupní rychlost z oběžné lopatky. Teoretická výstupní relativní rychlost páry je

$$w_{2iz} = \sqrt{h_{iz}^R + w_1^2} = \sqrt{4936 + 235,0^2} = 245,3 \frac{m}{s} \quad (2.54)$$

Skutečná relativní rychlost páry je

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,85 \cdot 245,3 = 208,5 \frac{m}{s} \quad (2.55)$$

Pro válcové omezení průtočného kanálu je nutno dopočítat výstupní úhel β_2 [°] z rovnice kontinuity. Na začátku je vypočten dle vzorce (2.56) a po dopočítání výstupní délky oběžné lopatky l_2 [m] lze přesně určit výstupní úhel zpětným dosazením do rovnice (2.57).

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 4^\circ) = 180 - (22,2 - 4) = 161,8^\circ \quad (2.56)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_2 &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{\dot{M} \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \\ \beta_2 &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{4,87 \cdot 0,133}{\pi \cdot 0,304 \cdot 0,389 \cdot 208,5 \cdot 0,022} = 157,9^\circ \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek se počítá opět dle Kosinovy věty.

$$\left. \begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180^\circ - \beta_2)} \\ c_2 &= \sqrt{208,5^2 + 200,3^2 - 2 \cdot 208,5 \cdot 200,3 \cdot \cos(180^\circ - 157,9^\circ)} \\ c_2 &= 78,6 \frac{m}{s} \end{aligned} \right\} \quad (2.58)$$

Složky rychlostí do obvodového směru jsou

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 208,5 \cdot \cos 157,9^\circ = -193,3 \frac{m}{s} \quad (2.59)$$

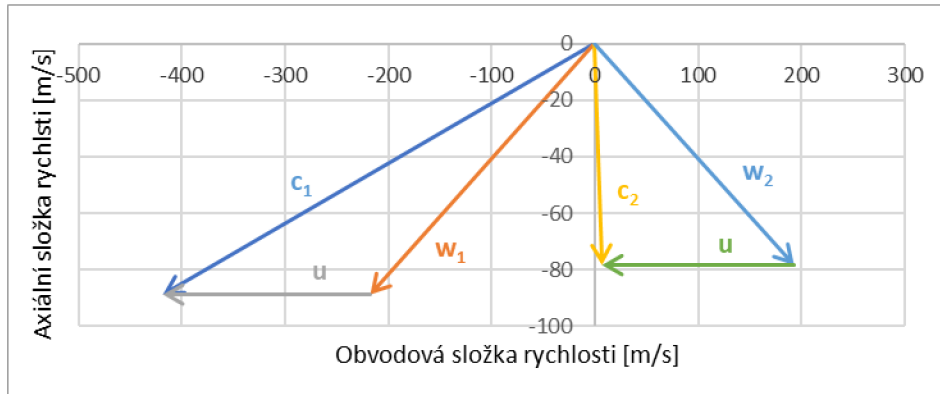
$$c_{2u} = w_{2u} + u = -193,3 + 200,3 = 7,0 \frac{m}{s} \quad (2.60)$$

Složky rychlostí do axiálního směru a dopočet úhlu α_2 [°]

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 208,5 \cdot \sin 157,9^\circ = 78,3 \frac{m}{s} \quad (2.61)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \tan^{-1} \frac{78,3}{7,0} = 84,9^\circ \quad (2.62)$$

Vypočítané výstupní rychlosti a úhly regulačního stupně jsou zobrazeny na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

Stanoví se energetické ztráty ve statoru $z_0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$ a rotoru $z_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$ pro přesné určení stavů páry při průchodu stupněm.

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{433,8^2}{2} \cdot (1 - 0,99^2) = 2,9 \frac{kJ}{kg} \quad (2.63)$$

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{245,3^2}{2} \cdot (1 - 0,85^2) = 8,3 \frac{kJ}{kg} \quad (2.64)$$

Dále se určí ztráty výstupní rychlostí $z_c \left[\frac{kJ}{kg} \right]$ pro daný stupeň, ale výstupní rychlost bude považována současně za vstupní rychlost do stupňové části.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{78,6^2}{2} = 3,1 \frac{kJ}{kg} \quad (2.65)$$

Stavy páry v mezeře mezi státorem a rotorem

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3186,9 - 93,8 = 3093,1 \frac{kJ}{kg} \quad (2.66)$$

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) = 20,9 \text{ bar} \quad (2.67)$$

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3093,1 + 2,9 = 3096,0 \frac{kJ}{kg} \quad (2.68)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,8696 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (2.69)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,128 \frac{m^3}{kg} \quad (2.70)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 332,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.71)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 1 \quad (2.72)$$

Stavy páry za oběžnou řadou

$$i_{2iz} = i_1 - h_{iz}^R = 3096,0 - 4,9 = 3091,1 \frac{kJ}{kg} \quad (2.73)$$

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_1) = 20,6 \text{ bar} \quad (2.74)$$

$$i_2 = i_{2iz} + z_1 = 3091,1 + 8,3 = 3099,4 \frac{kJ}{kg} \quad (2.75)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,8834 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (2.76)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,130 \frac{m^3}{kg} \quad (2.77)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 333,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.78)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 1 \quad (2.79)$$

Následně se vypočítá průtočný průřez stupně pomocí rovnice kontinuity. Výstupní délka rozváděcích lopatek zmenšených parciálním ostřikem je

$$l_0 = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{4,87 \cdot 0,128}{\pi \cdot 0,304 \cdot 0,389 \cdot 427,2 \cdot \sin 12^\circ} \doteq 19 \text{ mm} \quad (2.80)$$

Pro průtočný kanál je voleno válcové omezení. Přesah lopatek oběžné řady nad rozváděcí Δl [mm] je volen z doporučeného rozmezí 1 až 3 mm. Potom lze stanovit délku lopatky oběžné řady.

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 19 + 3 = 22 \text{ mm} \quad (2.81)$$

Obvodová účinnost stupně je definována na středním průměru lopatkování jako poměr obvodové práce a_0 $\left[\frac{J}{kg}\right]$ stupně k celkové využitelné energii E_0 $\left[\frac{J}{kg}\right]$ na stupeň.

$$\left. \begin{aligned} \eta_u &= \frac{a_0}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right)} \\ \eta_u &= \frac{\left(98711 + \frac{25^2}{2}\right) - 2855 - 8334 - 3090}{\left(98711 + \frac{25^2}{2}\right)} = 0,86 \end{aligned} \right\} \quad (2.82)$$

Pro určení vnitřní termodynamické účinnosti stupně je potřeba stanovit další ztráty, které vznikají v lopatkovém kanále. Poměrná ztráta třením disku je

$$\left. \begin{aligned} \xi_5 &= k_{tř} \cdot \frac{D_s^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \\ \xi_5 &= 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,304^2}{1,69 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{200,3}{\sqrt{2 \cdot 98711}}\right)^3 = 0,002 \end{aligned} \right\} \quad (2.83)$$

kde $k_{tř}$ [1] je konstanta z intervalu $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ a S [m²] je průtočný průřez pro páru určený ze vztahu (2.84).

$$\left. \begin{aligned} S &= \pi \cdot D_S \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \\ S &= \pi \cdot 0,304 \cdot 0,022 \cdot 0,389 \cdot \sin 12^\circ = 1686,1 \text{ mm}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2.84)$$

Další ztrátou je poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6 [1], která je součtem ztrát vznikajících ventilací neostříknutých lopatek ξ_{61} [1] a ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku ξ_{62} [1].

$$\left. \begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin 12^\circ} \cdot \frac{1 - 0,389 - 0,5 \cdot (1 - 0,389)}{0,389} \cdot \left(\frac{200,3}{\sqrt{2} \cdot 98711} \right)^3 = 0,023 \end{aligned} \right\} \quad (2.85)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{b' \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \\ \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,021 \cdot 0,022}{1,69 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{200,3}{\sqrt{2} \cdot 98711} \right) \cdot 0,86 \cdot 1 = 0,026 \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

kde b' [m] je skutečná délka tělivity oběžné lopatky a z_{segm} [1] je počet segmentů po obvodu. Potom celková poměrná ztráta parciálním ostřikem je

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,023 + 0,026 = 0,048 \quad (2.87)$$

Pro ztrátu radiální mezery s bandáží ξ_{n2} [1] je nutno spočítat hodnotu δ_{ekv} [1] a stupeň reakce na špičce lopatky ρ_s [1]. [3]

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,006^2} + 1,5 \cdot \frac{2}{0,0005^2}}} = 2,87 \cdot 10^{-4} \quad (2.88)$$

kde z_r [1] je počet břitů bandáže, δ_a [m] je axiální mezera mezi statorem a rotorem a δ_r [m] je radiální mezera mezi lopatkou a skříní. [3]

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_S}{l_1}}{1 + \frac{D_S}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,304}{0,022}}{1 + \frac{0,304}{0,022}} = 0,11 \quad (2.89)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou s bandáží

$$\left. \begin{aligned} \xi_{n2} &= \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_S + l_0)}{S} \\ \xi_{n2} &= 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,11}{1 - 0,05}} \cdot 0,86 \cdot \frac{\pi \cdot (0,304 + 0,019)}{1,68 \cdot 10^{-3}} = 0,051 \end{aligned} \right\} \quad (2.90)$$

Po vypočítání všech uvažovaných ztrát, které na stupni nastanou, je možné určit termodynamickou účinnost stupně.

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_{n2} = 0,86 - 0,002 - 0,048 - 0,051 = 0,754 \quad (2.91)$$

Potom vnitřní výkon stupně a koncový bod expanze je

$$P_i = \dot{M} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 4,87 \cdot 98,7 \cdot 0,754 = 362,4 \text{ kW} \quad (2.92)$$

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 3186924 + \frac{25^2}{2} - 98711 \cdot 0,754 = 3112,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.93)$$

$$\left. \begin{aligned} i_2 &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{TDi} - z_c \\ i_2 &= 3186924 + \frac{25^2}{2} - 98711 \cdot 0,754 - 3090 = 3109,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \right\} \quad (2.94)$$

Veškeré vypočítané hodnoty budou shrnuty do přehledné tabulky spolu se stupňovou částí. Výstupní stavy páry (s indexem 2) budou tvořit vstupní hodnoty pro výpočet následujícího stupně ve stupňové části.

2.3 Stupňová část

Základem výpočtu stupňové části je stanovit rozměry průtočného kanálu a určit výkonovou charakteristiku jednotlivých stupňů. Parametry páry před každým stupněm jsou výstupní hodnoty předcházejícího stupně a jsou označeny indexem 0. Samotný výpočet průtočné části probíhal iteračně. Pro stanovení základních parametrů pro každý stupeň se již postup výpočtu ztotožňuje s výpočtem regulačního stupně. Proto zde není znovu rozepsán celý výpočet a výsledky jsou zahrnuty do tab. 2.2.

Stupňová část je tvořena řadovými akčními stupni. Jejich počet je upraven tak, aby jednotlivé stupně zpracovaly co nejvyšší tepelný spád s přihlédnutím na účinnosti, na plavnosti průtočného kanálu a na pevnostní limity materiálu. Rychlostní poměry stupňů jsou voleny podle předpokladu konstantního patního průměru. Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků všech stupňů jsou zobrazeny v příloze č. 3a.

Ztráta parciálním ostřikem pro stupňovou část odpadá kvůli totálnímu ostříku. Z důvodu použití odlehčovacích otvorů jsou do ztráty netěsností zahrnuty i další členy – poměrná ztráta přisáváním v oblasti patního průměru ξ_{n1} [1] a poměrná ztráta obtokem kolem rozváděcí lopatky ξ_{nu} [1]. Tyto ztráty je možné stanovit po zjištění všech hmotnostních průtoků ve stupňové části (uvedené v podkapitole 5.1). Hodnoty těchto ztrát jsou již uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu I. varianty

Označení	Jednotka	RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.
		Hodnota					
Parametry páry na vstupu do stupně							
\dot{M}_0	[kg/s]	4,87	4,70	4,69	4,72	4,73	4,75
p_0	[bar]	29,4	20,6	14,4	9,8	6,4	3,76
i_0	[kJ/kg]	3186,9	3109,7	3031,6	2951,4	2868,9	2776,4
s_0	[kJ/kgK]	6,8649	6,9003	6,9262	6,9514	6,9799	7,0135
v_0	[m ³ /kg]	0,098	0,132	0,176	0,240	0,338	0,516
t_0	[°C]	380,0	338,1	296,3	253,4	209,2	159,7
x_0	[1]	1	1	1	1	1	1

Tab. 2.2: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu I. varianty (pokračování)

Označení	Jednotka	RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.
		Hodnota					
Předběžný návrh							
Δp	[1]	0,70	0,70	0,68	0,65	0,59	0,56
p_2	[bar]	20,6	14,4	9,8	6,4	3,8	2,1
i_{2iz}	[kJ/kg]	3088,2	3017,0	2938,2	2855,2	2761,9	2670,5
h_{iz}	[kJ/kg]	98,7	92,8	93,4	96,2	107,0	105,9
c_0	[m/s]	25,0	78,6	59,9	73,7	78,7	86,9
c_{iz}	[m/s]	445,0	437,8	436,3	444,8	469,2	468,3
u/c_{iz}	[1]	0,450	0,447	0,451	0,450	0,438	0,460
D_s	[m]	0,304	0,297	0,298	0,303	0,312	0,327
u	[m/s]	200,3	195,7	196,8	200,2	205,5	215,4
ψ	[1]	4,92	4,84	4,82	4,80	5,07	4,56
p_{krit}	[bar]	16,1	11,2	7,9	5,3	3,5	2,1
		podkrit.	podkrit.	podkrit.	podkrit.	podkrit.	podkrit.
π	[1]	0,70	0,70	0,68	0,65	0,59	0,56
α_1	[°]	12,0	10,0	12,0	12,0	12,0	12,0
φ	[1]	0,97	0,90	0,97	0,97	0,97	0,97
z_0	[kJ/kg]	5,8	17,6	5,5	5,7	6,3	6,3
i_1	[kJ/kg]	3094,0	3034,6	2943,7	2860,9	2768,2	2676,8
v_1	[m ³ /kg]	0,130	0,176	0,238	0,336	0,511	0,832
l_{ot}	[cm]	0,74	1,30	1,35	1,85	2,61	4,08
b/a	[1]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
s_1	[1]	1	1	1	1	1	1
c/a	[1]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
δ	[1]	0,073	0,073	0,074	0,073	0,070	0,072
α	[1]	2,214	2,196	2,197	2,214	2,248	2,272
l_{opt}	[cm]	1,90	2,50	2,56	3,01	3,63	4,59
l_0	[mm]	19,0	13,0	14,0	19,0	26,0	41,0
L_{red}	[cm]	1,02	1,11	1,17	1,51	1,95	2,73
η_u	[1]	0,68	0,68	0,72	0,74	0,75	0,80
ε	[1]	0,389	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
k	[1]	0,8	0,7	0,8	0,8	1,0	1,2
z_5	[kJ/kg]	1,3	0,8	0,7	0,5	0,4	0,3
ξ_5	[1]	0,013	0,009	0,008	0,005	0,004	0,003
η_{TDi}	[1]	0,667	0,671	0,712	0,735	0,746	0,797
P_i	[kW]	320,7	292,7	312,3	333,4	377,9	400,9
i_2	[kJ/kg]	3121,4	3050,6	2966,9	2883,5	2792,2	2695,8
v_2	[m ³ /kg]	0,133	0,179	0,243	0,344	0,526	0,840

Tab. 2.2: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu I. varianty (pokračování)

Označení	Jednotka	RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.
		Hodnota					
Detailní návrh							
ρ	[1]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
$h^{S_{iz}}$	[kJ/kg]	93,8	88,1	88,7	91,4	101,6	100,6
$h^{R_{iz}}$	[kJ/kg]	4,9	4,6	4,7	4,8	5,3	5,3
Rychlostní trojúhelníky							
φ	[1]	0,85	0,83	0,83	0,85	0,87	0,90
ψ	[1]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
c_{1iz}	[m/s]	433,8	427,1	425,5	433,9	457,7	456,8
u	[m/s]	200,3	195,7	196,8	200,2	205,5	215,4
c_1	[m/s]	427,2	420,6	419,0	427,2	450,7	449,8
c_{1a}	[m/s]	88,8	73,0	87,1	88,8	93,7	93,5
c_{1u}	[m/s]	417,8	414,2	409,9	417,9	440,8	440,0
w_1	[m/s]	235,0	230,4	230,2	235,2	253,3	243,3
w_{1a}	[m/s]	88,8	73,0	87,1	88,8	93,7	93,5
w_{1u}	[m/s]	217,6	218,5	213,1	217,7	235,3	224,6
β_1	[°]	22,2	18,5	22,2	22,2	21,7	22,6
β_2	[°]	157,9	162,5	158,6	157,9	157,8	156,8
w_{2iz}	[m/s]	245,3	240,2	240,1	245,2	263,6	253,9
w_2	[m/s]	208,5	198,7	200,0	208,0	228,9	227,6
c_2	[m/s]	78,6	59,9	73,7	78,7	86,9	89,8
w_{2u}	[m/s]	-193,3	-189,6	-186,2	-192,7	-211,9	-209,2
c_{2u}	[m/s]	7,0	6,2	10,6	7,5	-6,4	6,2
w_{2a}	[m/s]	78,3	59,6	72,9	78,4	86,6	89,6
c_{2a}	[m/s]	78,3	59,6	72,9	78,4	86,6	89,6
α_2	[°]	84,9	84,1	81,7	84,6	-85,8	86,0
Stavy pár při průchodu stupňů							
i_{1iz}	[kJ/kg]	3093,1	3021,6	2942,9	2860,0	2767,3	2675,8
p_1	[bar]	21,0	14,7	10,0	6,5	3,9	2,2
i_1	[kJ/kg]	3096,0	3024,4	2945,6	2862,9	2770,4	2679,0
s_1	[kJ/kgK]	6,8696	6,9052	6,9314	6,9574	6,9873	7,0215
v_1	[m ³ /kg]	0,128	0,171	0,233	0,329	0,498	0,809
t_1	[°C]	332,4	293,4	251,1	206,8	157,4	122,8
x_1	[1]	1	1	1	1	1	0,986
i_{2iz}	[kJ/kg]	3091,1	3019,7	2941,0	2858,1	2765,1	2673,7
p_2	[bar]	20,6	14,4	9,8	6,4	3,8	2,1
i_2	[kJ/kg]	3099,4	3028,8	2949,8	2866,5	2773,6	2680,0
s_2	[kJ/kgK]	6,8834	6,9213	6,9483	6,9749	7,0072	7,0376
v_2	[m ³ /kg]	0,130	0,175	0,239	0,338	0,514	0,834
t_2	[°C]	333,5	295,0	252,6	208,1	158,5	121,8
x_2	[1]	1	1	1	1	1	0,987

Tab. 2.2: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu I. varianty (pokračování)

Označení	Jednotka	RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.
		Hodnota					
Energetické ztráty							
z_0	[kJ/kg]	2,9	2,8	2,7	2,9	3,2	3,2
z_1	[kJ/kg]	8,3	9,1	8,8	8,4	8,5	6,3
z_c	[kJ/kg]	3,1	1,8	2,7	3,1	3,8	4,0
Délky lopatek							
l_0	[mm]	19,0	12,0	13,0	18,0	26,0	40,0
Δl	[mm]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
$l_1 = l_2$	[mm]	22,0	15,0	16,0	21,0	29,0	43,0
Ztráty a účinnosti stupňů							
η_u	[1]	0,86	0,86	0,85	0,85	0,86	0,88
k_{tr}	[1]	4,50E-04	4,50E-04	4,50E-04	4,50E-04	4,50E-04	4,50E-04
S	[m ²]	0,002	0,002	0,003	0,004	0,006	0,009
	[mm ²]	1686,1	2401,1	3199,1	4223,7	5842,5	9187,4
δa	[mm]	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
δ_r	[mm]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
z_r	[1]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
δ_{ekv}	[1]	2,87E-04	2,87E-04	2,87E-04	2,87E-04	2,87E-04	2,87E-04
ρ_s	[1]	0,11	0,10	0,10	0,11	0,13	0,16
ξ_5	[1]	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001
ξ_{61}	[1]	0,023	-	-	-	-	-
ξ_{62}	[1]	0,026	-	-	-	-	-
ξ_6	[1]	0,048	-	-	-	-	-
ξ_{nu}	[1]	-	1,38E-02	1,56E-02	1,14E-02	8,28E-03	5,38E-03
ξ_{n1}	[1]	-	4,20E-03	4,16E-03	4,19E-03	4,21E-03	4,29E-03
ξ_{n2}	[1]	0,051	0,031	0,024	0,020	0,017	0,013
ξ_n	[1]	0,051	0,050	0,044	0,036	0,029	0,023
η_{TDi}	[1]	0,754	0,856	0,849	0,854	0,859	0,876
P_i	[kW]	362,4	373,4	372,0	387,5	434,9	440,5
i_{2c}	[kJ/kg]	3112,8	3033,4	2954,2	2872,0	2780,2	2687,4
i_2	[kJ/kg]	3109,7	3031,6	2951,4	2868,9	2776,4	2683,4

3 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET II. VARIANTY

Ve druhé variantě návrhu je regulační stupeň v provedení dvouvěncového C-kola (2°C). Rozdíl oproti A-kolu spočívá v tom, že oběžné kolo má dva věnce lopatek. Mezi oběžné řady je vložena další takzvaná vratná statorová řada, která pouze mění směr proudění. Výhodou tohoto typu stupně je, že dokáže zpracovat vyšší entalpický spád oproti A-kolu, avšak na úkor účinnosti. [6]

Prováděný výpočet je proveden na 105 % jmenovitých otáček vyplývající z normy API 612. Není-li uvedeno jinak, postup výpočtu vychází ze zdroje [1].

Stavy páry na vstupu do regulačního stupně jsou totožné s I. variantou. Podobně na výstupu z turbíny je stejný požadovaný tlak, proto se shoduje i zpracovaný izoentropický spád.

$$p_0 = 29,4 \text{ bar} \quad (2.1)$$

$$i_0 = 3186,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.3)$$

$$s_0 = 6,8649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad (2.4)$$

$$t_0 = 380,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

$$v_0 = 0,098 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.8)$$

$$p_N = 2,1 \text{ bar} \quad (2.2)$$

$$H_{iz} = 575,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.6)$$

3.1 Předběžný výpočet dvouvěncového C-kola

Cílem předběžného výpočtu regulačního stupně je stanovení základních geometrických a výkonových charakteristik včetně stavů páry za stupněm. Pro zjednodušení je počítáno s nulovým stupněm reakce $\rho = 0$ v lopatkování (čistě akční stupeň).

Tlak na výstupu z regulačního stupně je stanoven iteračně tak, aby byla splněna jednotlivá pozdější kritéria.

$$p_4 = p_0 \cdot \Delta p_{RS} = 29,4 \cdot 0,21 = 6,2 \text{ bar}, \quad (3.1)$$

kde Δp_{RS} je odhadnutý poměr tlaků za a před regulačním stupněm.

Z požadovaného tlaku za stupněm je možno určit izoentropickou entalpii a expanzi.

$$i_{4iz} = f(p_4; s_0) = 2808,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.2)$$

$$h_{iz} = i_0 - i_{4iz} = 3186,9 - 2808,5 = 378,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.3)$$

Vstupní rychlost páry do dýz se shoduje u obou variant ($c_0 = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$). Stanoví se teoretické izoentropické absolutní rychlosti páry na výstupu z dýz

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 378375 + 25^2} = 870,3 \frac{m}{s} \quad (3.4)$$

Pro zjištění středního průměru 2°C je potřeba si zvolit rychlostní poměr $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$ v rozmezí 0,2 až 0,28.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,24 \quad (3.5)$$

Jak již bylo zmíněno, otáčky obou variant jsou stejné a podle API 612 jsou návrhové otáčky 105 % jmenovité.

$$n' = 210 \text{ s}^{-1} \quad (2.14)$$

Střední průměr lopatkování je

$$D_S = \left(\frac{u}{c_{iz}}\right) \cdot \frac{c_{1iz}}{\pi \cdot n'} = 0,24 \cdot \frac{870,3}{\pi \cdot 210} = 316,6 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Následuje kontrola obvodové rychlosti na středním průměru lopatkování z hlediska dovoleného pevnostního namáhání a tlakového čísla. Její hodnota mírně přesáhne doporučený rozsah 140 až 200 $\frac{m}{s}$.

$$u = \pi \cdot D_S \cdot n' = \pi \cdot 0,317 \cdot 210 = 208,9 \frac{m}{s} \quad (3.7)$$

Tlakové číslo charakterizuje zatížení stupně a v případě 2°C by se měl pohybovat v rozmezí 16 až 24. [3].

$$\psi = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{378375}{\frac{1}{2} \cdot 208,9^2} = 17,35 \quad (3.8)$$

Poté je prováděna kontrola tlaku z hlediska kritického proudění. Pokud je tlakový poměr $\pi > \pi_{krit}$, nedochází ke kritickému proudění. Pokud je tlakový poměr $\pi < \pi_{krit}$, ke kritickému proudění dochází a je nutné korigovat výstupní úhel α_1 [°].

$$\pi = \frac{p_4}{p_0} = \frac{6,2}{29,4} = 0,21 < \pi_{krit} \quad (3.9)$$

Jediný stupeň, ve kterém dochází ke kritickému proudění, je Curtisovo kolo. To znamená, že je potřeba dopočítat některé parametry v kritickém bodě, ze kterých se koriguje úhel výstupního proudu páry α_1 [°]. Kritický tlak pro přehřátou vodní páru již byl určen ve vztahu (2.18).

$$p_{krit} = 16,1 \text{ bar} \quad (2.18)$$

Kritická entalpie páry beze ztrát lze vyjádřit jako funkci tlaku a entropie.

$$i_{iz}^{krit} = f(p_{krit}; s_0) = 3024,0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.10)$$

Kritický zpracovaný izoentropický entalpický spád je

$$h_{iz}^{krit} = i_0 - i_{iz}^{krit} = 3186,9 - 3024,0 = 162,9 \frac{kJ}{kg} \quad (3.11)$$

Entalpie a měrný objem v kritickém místě proudění jsou

$$\left. \begin{aligned} i^{krit} &= i_{iz}^{krit} + (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{krit} = 3024,0 + (1 - 0,97^2) \cdot 162,9 \\ i^{krit} &= 3032,0 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

$$v^{krit} = f(p^{krit}; i^{krit}) = 0,158 \frac{m^3}{kg} \quad (3.13)$$

Kritická rychlost páry v kritickém průřezu dýzy je

$$c^{krit} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{iz}^{krit}} = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot 162,9} = 556,6 \frac{kJ}{kg} \quad (3.14)$$

Výstupní úhel proudu páry má rozdílnou velikost od navrženého výstupního úhlu profilu, teda výstupní úhel proudu páry je

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \sin^{-1} \left(\frac{v_1}{v^{krit}} \cdot \frac{c^{krit}}{c_1} \cdot \sin \alpha_{1p} \right) \\ \alpha_1 &= \sin^{-1} \left(\frac{0,335}{0,158} \cdot \frac{556,6}{805,1} \cdot \sin 12^\circ \right) = 15,3^\circ \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Pro stanovení měrného objemu páry $v_1 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$ za rozváděcí dýzou je nutno určit hodnotu ztráty v rozváděcím kanálu. Rychlostní součinitel φ [1] pro dýzu se volí v rozmezí 0,95 až 0,98.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,97^2) \cdot 378,4 = 22,4 \frac{kJ}{kg} \quad (3.16)$$

Stanoví se skutečná hodnota entalpie za dýzou, která leží na izobaře $p_1 \equiv p_4$ (při předběžném návrhu je považován tlak za stupněm a rozváděcí dýzou stejný).

$$i_1 = i_{4iz} + z_0 = 2808,5 + 22,4 = 2830,9 \frac{kJ}{kg} \quad (3.17)$$

Měrný objem za statorem je funkcí tlaku a entalpie v tomto místě.

$$v_1 = f(p_4; i_1) = 0,335 \frac{m^3}{kg} \quad (3.18)$$

Stanovení délky výstupní hrany dýzy při totálním ostříku se určí ze vztahu (3.19). K tomu je ještě potřeba předběžně si stanovit hmotnostní tok turbínou. Výpočet je proveden pro finální hodnotu hmotnostního toku (stanovený dle kap. 10), který zahrnuje úniky ucpávkovým systémem (viz kap. č. 4).

$$\dot{M}_0 = 5,15 \frac{kg}{s}$$

$$l_{ot} = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_{1p}} = \frac{5,15 \cdot 0,335}{\pi \cdot 0,317 \cdot 870,3 \cdot 0,97 \cdot \sin 15,3^\circ} = 9,9 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky pro totální ostřík vychází jako příliš krátká. Proto je výhodné využít parciální ostřík, aby výška lopatek byly delší. Vypočítá se optimální délka l_{opt} [cm] pomocí několika součinitelů:

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n'}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,185 \cdot \frac{0,24}{\left(\frac{12600}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,317^{0,5}} = 0,048 \quad (3.20)$$

kde $\frac{c}{a}$ [1] je experimentální konstanta pro 2°C stupeň.

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,317}{0,0181 \cdot 1 + 0,048 \cdot 0,317}} = 3,083 \quad (3.21)$$

kde $\frac{b}{a}$ [1] je další konstanta pro 2°C a s_1 [1] zohledňuje dělení parciálního ostříku (vcelku $\rightarrow s_1 = 1$; dělený $\rightarrow s_1 = 2$).

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 3,083 \cdot \sqrt{0,987} = 3,1 \text{ cm} \quad (3.22)$$

Zaokrouhlením na celé milimetry optimální délky lopatky dostaneme skutečnou délku lopatky:

$$l_0 \doteq l_{opt} = 31 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Stanoví se parciální ostřík ε [1] s omezením minimální parciálnosti 0,2.

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{9,9}{31} = 0,312 \quad (3.24)$$

Pomocí redukované délky lopatky L_{red} [cm] a rychlostního poměru se určí obvodová účinnost η_u [1] z přílohy č. 1b. Redukovaná délka je přepočtená skutečná délka lopatky na totální ostřík při zachování stejné účinnosti.

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{3,1}{1 + \left(\frac{3,1}{3,1}\right)^2 - 0,048 \cdot 3,1} = 1,7 \text{ cm} \quad (3.25)$$

$$\eta_u = 0,62 \quad (3.26)$$

Pro výpočet předběžné vnitřní termodynamické účinnosti η_{TDi} [1] regulačního stupně je nutno odečíst z obvodové účinnosti poměrnou ztrátu ventilací a třením ξ_5 [1], která se stanoví z absolutní hodnoty této ztráty:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M}_0 \cdot v_1} = \frac{1}{5,15 \cdot 0,335} = 0,6 \frac{kJ}{kg} \quad (3.27)$$

kde součinitel k [1] je odečtený z přílohy č. 2.

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{0,6}{378,4} = 0,002 \quad (3.28)$$

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 = 0,62 - 0,002 = 0,62 \quad (3.29)$$

Se známou termodynamickou účinností se vypočítá vnitřní výkon P_i [W] stupně.

$$P_i = \dot{M}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 5,15 \cdot 378,4 \cdot 0,62 = 1215,3 \text{ kW} \quad (3.30)$$

Stanoví se koncový bod expanze ve stupni a měrný objem za regulačním stupněm jako podklad pro výpočet další části lopatkování.

$$i_4 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \cdot h_{iz} = 3186,9 + \frac{25^2}{2} - 0,62 \cdot 378,4 = 2828,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.31)$$

$$v_4 = f(p_4; i_4) = 0,334 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.32)$$

3.2 Detailní výpočet dvouvěncového C-kola

Detailní výpočet stupně vychází z hodnot vypočtených v předcházející podkapitole. Během detailního výpočtu (který je proveden dle literatury [1]) bude přesně vypočtena geometrie lopatkování, ztráty a účinnosti stupně. Jsou známy tyto hodnoty:

- střední průměr lopatkování $D_S = 0,317 \text{ m}$
- rychlostní poměr $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,24$
- celkový tepelný spád na reg. stupeň $h_{iz} = 378,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- otáčky rotoru turbíny $n' = 210 \text{ s}^{-1}$
- tlak páry za reg. stupněm $p_4 = 6,2 \text{ bar}$
- kritický tlak $p_{krit} = 16,1 \text{ bar}$
- přibližná délka dýzy $l_0 = 31 \text{ mm}$
- stupeň parciálního ostříku $\varepsilon = 0,319$
- hmotnostní průtok páry $\dot{M}_0 = 5,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Z důvodu zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek v praxi se nepoužívá čistě akční stupeň. Proto se celkový stupeň reakce volí do 0,1. Rozdělení celkového stupně reakce na jednotlivé lopatkové řady se provádí tak, aby byla zajištěna plynost průtočného kanálu.

$$\rho^I = 0,02, \rho^{VR} = 0,03, \rho^{II} = 0,05$$

$$\rho = \rho^I + \rho^{VR} + \rho^{II} = 0,02 + 0,03 + 0,05 = 0,1 \quad (3.33)$$

Nyní je možné stanovit izoentropické spády zpracovávané jednotlivými lopatkovými řadami.

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,1) \cdot 378,4 = 340,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.34)$$

$$h_{iz}^I = \rho^I \cdot h_{iz} = 0,02 \cdot 378,4 = 7,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.35)$$

$$h_{iz}^{VR} = \rho^{VR} \cdot h_{iz} = 0,03 \cdot 378,4 = 11,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.36)$$

$$h_{iz}^{II} = \rho^{II} \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 378,4 = 19,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.37)$$

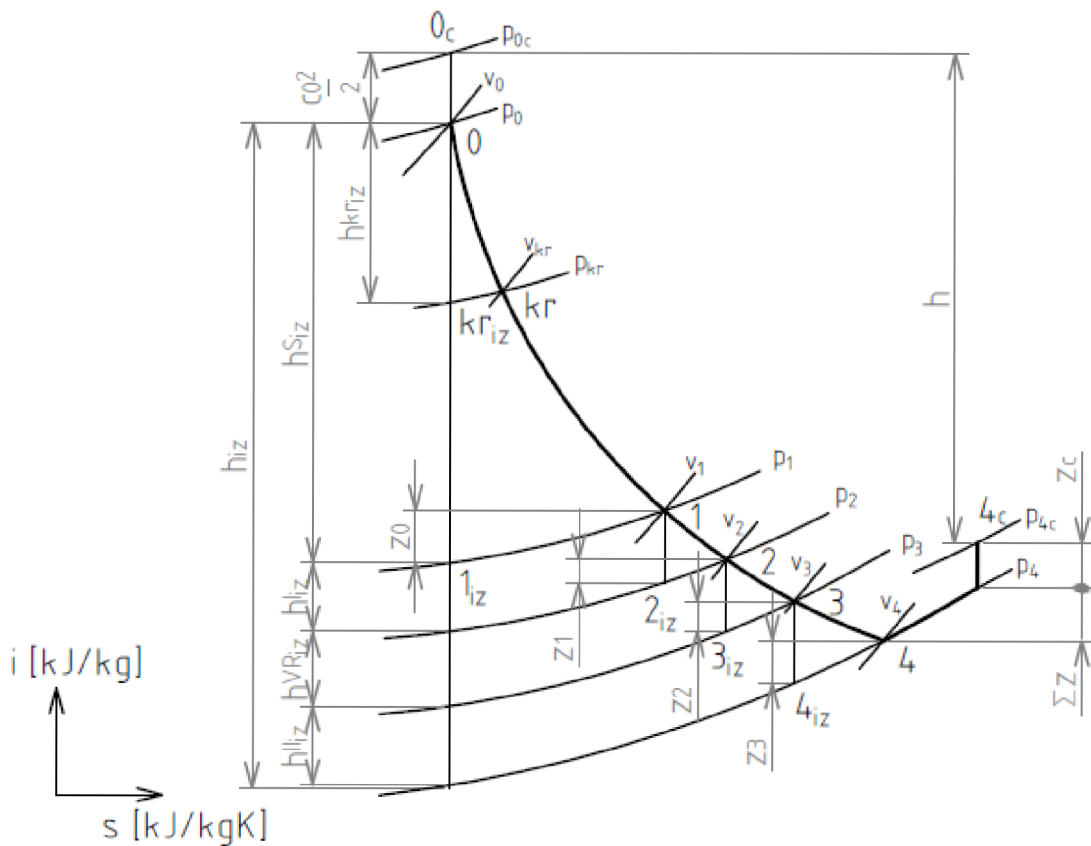
Z průběhu expanze (viz obr. 3.1) je možné odečíst tlaky v mezerách, která je nutno kontrolovat z hlediska kritického proudění. Nejdříve se stanoví izoentropická entalpie v mezerách

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3186,9 - 340,5 = 2846,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.38)$$

$$i_{2iz} = i_1 - h_{iz}^I = 2863,1 - 7,6 = 2855,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.39)$$

$$i_{3iz} = i_2 - h_{iz}^{VR} = 2901,6 - 11,4 = 2890,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.40)$$

$$i_{4iz} = i_3 - h_{iz}^{II} = 2893,2 - 19,0 = 2874,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.41)$$



Obr. 3.1: Průběh expanze v C-kole [1]

a z toho se určí příslušné tlaky

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) = 7,4 \text{ bar} \quad (3.42)$$

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_1) = 7,2 \text{ bar} \quad (3.43)$$

$$p_3 = f(i_{3iz}; s_2) = 6,8 \text{ bar} \quad (3.44)$$

$$p_4 = f(i_{4iz}; s_3) = 6,2 \text{ bar} \quad (3.45)$$

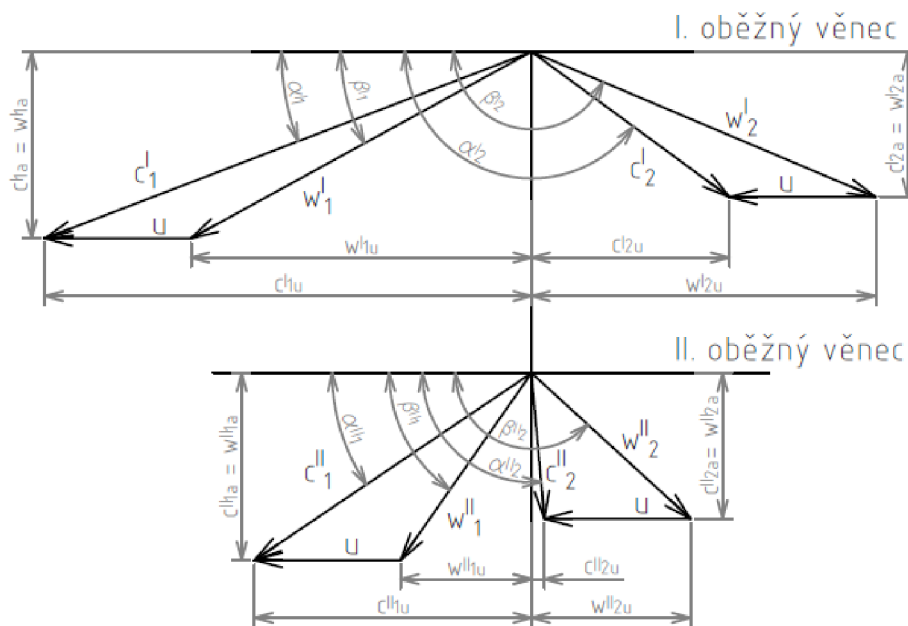
Kritický tlak byl již určen ve vztahu (2.18), potom je tlakový poměr

$$\pi = \frac{p_4}{p_0} = \frac{6,2}{29,4} = 0,21 < \pi_{krit} \quad (3.46)$$

$$p_{krit} = 16,1 \text{ bar} \quad (2.18)$$

Tlakový poměr je menší než kritický, tudíž dochází ke kritickému proudění. V předchozí podkapitole již byly vypočteny parametry v kritickém bodě a úhel výstupního proudu páry, viz rovnice (3.15).

Následuje výpočet rychlostních trojúhelníků prvního (horní index I) a druhého oběžního (horní index II) věnce. Systém kótování a rovnice pro výpočet úhlů a rychlostí jsou odvozeny z obr. 3.2: rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů (2^oc)



Obr. 3.2: Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí a úhlů (2^oC)

Před výpočtem rychlosti v rychlostních trojúhelnících a jejich složkách do obvodového a axiálního směru je nutno určit rychlostní součinitele φ [1] a ψ [1]. Rychlostní součinitele se stanovují pomocí empirického vztahu dle literatury [7].

Rychlostní součinitele dýzy φ [1] se vypočítají z následujících rovnic

$$\varphi^I = k^I \cdot \varphi^{I'} \quad (3.47)$$

$$k^I = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_0} \quad (3.48)$$

$$\varphi^{I'} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta^I} \quad (3.49)$$

$$\varphi^I = (0,99885 - 0,08845 \cdot e^{-83,4101 \cdot 0,022}) \cdot (0,98507 - 0,00013 \cdot e^{0,4249 \cdot 2,512}) = 0,98$$

kde konstanty b_1, b_2, b_3 jsou uvedeny v tab. 3.1. Pro vratnou řadu je respektive

$$\varphi^{II} = k^{II} \cdot \varphi^{II'} \quad (3.50)$$

$$k^{II} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_2^{VR}} \quad (3.51)$$

$$\varphi^{II'} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta^{II}} \quad (3.52)$$

$$\varphi^{II} = (0,99885 - 0,08845 \cdot e^{-83,4101 \cdot 0,036}) \cdot (0,98507 - 0,00013 \cdot e^{0,4249 \cdot 2,04}) = 0,98$$

Zpětným dosazením výstupné délky lopatky l_0 [m] (resp. l_2^{VR} [m]) a ohnutí proudu $\Delta\beta^I$ [rad] (resp. $\Delta\beta^{II}$ [rad]) je možné vypočítat rychlostní součinitele dýzy.

Rychlostní součinitele ψ [1] I. a II. lopatkové řady se analogicky vypočítají z následujících rovnic. Konstanty b_1, b_2, b_3 jsou uvedeny v tab. 3.1.

$$\psi^I = k^I \cdot \psi^{I'} \quad (3.53)$$

$$k^I = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_2^I} \quad (3.54)$$

$$\psi^{I'} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta^I} \quad (3.55)$$

$$\psi^I = (0,95939 - 0,191 \cdot e^{-30,2325 \cdot 0,035}) \cdot (0,98806 - 0,001 \cdot e^{0,03471 \cdot 2,512}) = 0,87$$

Respektive pro II. oběžný věnec

$$\psi^{II} = k^{II} \cdot \psi^{II'} \quad (3.56)$$

$$k^{II} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot l_2^{II}} \quad (3.57)$$

$$\psi^{II'} = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta^{II}} \quad (3.58)$$

$$\psi^{II} = (0,95939 - 0,191 \cdot e^{-30,2325 \cdot 0,05}) \cdot (0,98806 - 0,001 \cdot e^{0,03471 \cdot 2,04}) = 0,89$$

Tab. 3.1: Hodnoty konstant pro výpočet rychlostních součinitelů [7]

	pro dýzu		pro lopatku s malou reakcí	
	k	φ'	k	ψ'
b ₁	0,99885	0,98507	0,95939	0,98806
b ₂	0,08845	0,00013	0,191	0,001
b ₃	-83,4101	0,42495	-30,2325	0,03471

Obvodová rychlost obou věnců je stejná.

$$u = \pi \cdot D_S \cdot n' = \pi \cdot 0,317 \cdot 210 = 208,9 \frac{m}{s} \quad (3.59)$$

Rychlosti v I. oběžném věnci se stanovují následovně. Nejdříve se vypočítá teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí dýzy.

$$c_{1iz}^l = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^s + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 340537 + 25^2} = 825,7 \frac{m}{s} \quad (3.60)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy a její složky do obvodového a axiálního směru

$$c_1^l = \varphi^l \cdot c_{1iz}^l = 0,97 \cdot 825,7 = 805,1 \frac{m}{s} \quad (3.61)$$

$$c_{1u}^l = c_1^l \cdot \cos \alpha_1^l = 805,7 \cdot \cos 15,3^\circ = 776,7 \frac{m}{s} \quad (3.62)$$

$$c_{1a}^l = c_1^l \cdot \sin \alpha_1^l = 805,7 \cdot \sin 15,3^\circ = 211,9 \frac{m}{s} \quad (3.63)$$

Relativní rychlost páry se určí pomocí Pythagorovy věty z obr. 3.2, kde její složky do obvodového a axiálního směru jsou

$$w_{1a}^l = c_{1a}^l = 211,9 \frac{m}{s} \quad (3.64)$$

$$w_{1u}^l = c_{1u}^l - u = 776,7 - 208,9 = 567,9 \frac{m}{s} \quad (3.65)$$

$$w_1^l = \sqrt{(w_{1u}^l)^2 + (w_{1a}^l)^2} = \sqrt{(567,9)^2 + (211,9)^2} = 606,1 \frac{m}{s} \quad (3.66)$$

a stanoví se úhel β_1^l [°].

$$\beta_1^l = \sin^{-1} \frac{w_{1a}^l}{w_1^l} = \sin^{-1} \frac{211,9}{606,1} = 20,5^\circ \quad (3.67)$$

Pro válcové omezení průtočného kanálu je nutno dopočítat výstupní úhel β_2^l [°] z rovnice kontinuity. Na začátku je vypočten dle vzorce (3.68) a po dopočítání výstupní délky oběžné lopatky l_2^l [m] lze přesně určit výstupní úhel zpětným dosazením do rovnice (3.69).

$$\beta_2^l = 180 - (\beta_1^l - 4^\circ) = 180 - (20,5 - 4) = 163,5^\circ \quad (3.68)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_2^l &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{\dot{M}_0 \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2^l} \\ \beta_2^l &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{5,15 \cdot 0,312}{\pi \cdot 0,317 \cdot 0,319 \cdot 538,9 \cdot 0,03} = 161,7^\circ \end{aligned} \right\} \quad (3.69)$$

Dále se vypočítá výstupní rychlost z první oběžné řady. Teoretická relativní rychlost páry na výstupu

$$w_{2iz}^l = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^l + (w_1^l)^2} = \sqrt{2 \cdot 7567 + 606,1^2} = 618,5 \frac{m}{s} \quad (3.70)$$

Skutečná relativní rychlost páry a její složky do obvodového a axiálního směru

$$w_2^l = \psi^l \cdot w_{2iz}^l = 0,87 \cdot 618,5 = 538,9 \frac{m}{s} \quad (3.71)$$

$$\left. \begin{aligned} w_{2u}^I &= w_2^I \cdot \cos(180^\circ - \beta_2^I) \\ w_{2u}^I &= 538,9 \cdot \cos(180^\circ - 161,7^\circ) = 511,8 \frac{m}{s} \end{aligned} \right\} \quad (3.72)$$

$$\left. \begin{aligned} w_{2a}^I &= w_2^I \cdot \sin(180^\circ - \beta_2^I) \\ w_{2a}^I &= 538,9 \cdot \sin(180^\circ - 161,7^\circ) = 168,8 \frac{m}{s} \end{aligned} \right\} \quad (3.73)$$

Absolutní rychlost páry se určí pomocí Pythagorovy věty z obr. 3.2, kde

$$c_{2a}^I = w_{2a}^I = 168,8 \frac{m}{s} \quad (3.74)$$

$$c_{2u}^I = w_{2u}^I - u = 511,8 - 208,9 = 302,9 \frac{m}{s} \quad (3.75)$$

$$c_2^I = \sqrt{(c_{2u}^I)^2 + (c_{2a}^I)^2} = \sqrt{(302,9)^2 + (168,8)^2} = 346,8 \frac{m}{s} \quad (3.76)$$

Výstupní úhel z I. oběžné řady lopatek je

$$\alpha_2^I = 180^\circ - \sin^{-1}\left(\frac{c_{2a}^I}{c_2^I}\right) = 180^\circ - \sin^{-1}\left(\frac{168,8}{346,8}\right) = 150,9^\circ \quad (3.77)$$

Rychlosti v II. oběžném věnci se stanovují analogicky jako u prvního. Nejprve se volí úhel α_1^{II} [°] z rozmezí 23 až 26° a pak se vypočítá teoretická rychlost na výstupu z vratné lopatky.

$$\alpha_1^{II} = 23^\circ$$

$$c_{1iz}^{II} = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^{VR} + (c_2^I)^2} = \sqrt{2 \cdot 11351 + 346,8^2} = 378,1 \frac{m}{s} \quad (3.78)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z vratné řady a její složky do obvodového a axiálního směru

$$c_1^{II} = \varphi^{II} \cdot c_{1iz}^{II} = 0,98 \cdot 378,1 = 370,4 \frac{m}{s} \quad (3.79)$$

$$c_{1u}^{II} = c_1^{II} \cdot \cos \alpha_1^{II} = 370,4 \cdot \cos 23^\circ = 340,9 \frac{m}{s} \quad (3.80)$$

$$c_{1a}^{II} = c_1^{II} \cdot \sin \alpha_1^{II} = 370,4 \cdot \sin 23^\circ = 144,7 \frac{m}{s} \quad (3.81)$$

Relativní rychlost páry se určí pomocí Pythagorovy věty z obr. 3.2, kde její složky do obvodového a axiálního směru jsou

$$w_{1a}^{II} = c_{1a}^{II} = 144,7 \frac{m}{s} \quad (3.82)$$

$$w_{1u}^{II} = c_{1u}^{II} - u = 340,9 - 208,9 = 132,1 \frac{m}{s} \quad (3.83)$$

$$w_1^{II} = \sqrt{(w_{1u}^{II})^2 + (w_{1a}^{II})^2} = \sqrt{(132,1)^2 + (144,7)^2} = 195,9 \frac{m}{s} \quad (3.84)$$

a stanoví se úhel β_1^{II} [°]

$$\beta_1^{II} = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \alpha_1^{II}}{\cos \alpha_1^{II} - \frac{u}{c_1^{II}}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 23^\circ}{\cos 23^\circ - \frac{2089}{370,9}} \right) = 47,6^\circ \quad (3.85)$$

Pro válcové omezení průtočného kanálu je nutno dopočítat výstupní úhel β_2^{II} [°] z rovnice kontinuity. Na začátku je vypočten dle vzorce (3.86) a po dopočítání výstupní délky oběžné lopatky l_2^{II} [m] lze přesně určit výstupní úhel zpětným dosazením do rovnice (3.87).

$$\beta_2^{II} = 180 - (\beta_1^{II} - 4^\circ) = 180 - (47,6 - 4) = 136,4^\circ \quad (3.86)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_2^{II} &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{\dot{M} \cdot v_4}{\pi \cdot D_S \cdot \varepsilon \cdot w_2^{II} \cdot l_2^{II}} \\ \beta_2^{II} &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{5,15 \cdot 0,350}{\pi \cdot 0,317 \cdot 0,319 \cdot 246,1 \cdot 0,04} = 144,7^\circ \end{aligned} \right\} \quad (3.87)$$

Dále se vypočítá výstupní rychlost z druhé oběžné řady. Teoretická relativní rychlost páry na výstupu je

$$w_{2iz}^{II} = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^{II} + (w_1^{II})^2} = \sqrt{2 \cdot 18919 + 195,9^2} = 276,1 \frac{m}{s} \quad (3.88)$$

Skutečná relativní rychlost páry a její složky do obvodového a axiálního směru jsou

$$w_2^{II} = \psi^{II} \cdot w_{2iz}^{II} = 0,89 \cdot 276,1 = 246,1 \frac{m}{s} \quad (3.89)$$

$$\left. \begin{aligned} w_{2u}^{II} &= w_2^{II} \cdot \cos(180^\circ - \beta_2^{II}) \\ w_{2u}^{II} &= 246,1 \cdot \cos(180^\circ - 144,7^\circ) = 200,7 \frac{m}{s} \end{aligned} \right\} \quad (3.90)$$

$$\left. \begin{aligned} w_{2a}^{II} &= w_2^{II} \cdot \sin(180^\circ - \beta_2^{II}) \\ w_{2a}^{II} &= 246,1 \cdot \sin(180^\circ - 144,7^\circ) = 142,4 \frac{m}{s} \end{aligned} \right\} \quad (3.91)$$

Absolutní rychlost páry se určí pomocí Pythagorovy věty z obr. 3.2, kde

$$c_{2a}^{II} = w_{2a}^{II} = 142,4 \frac{m}{s} \quad (3.92)$$

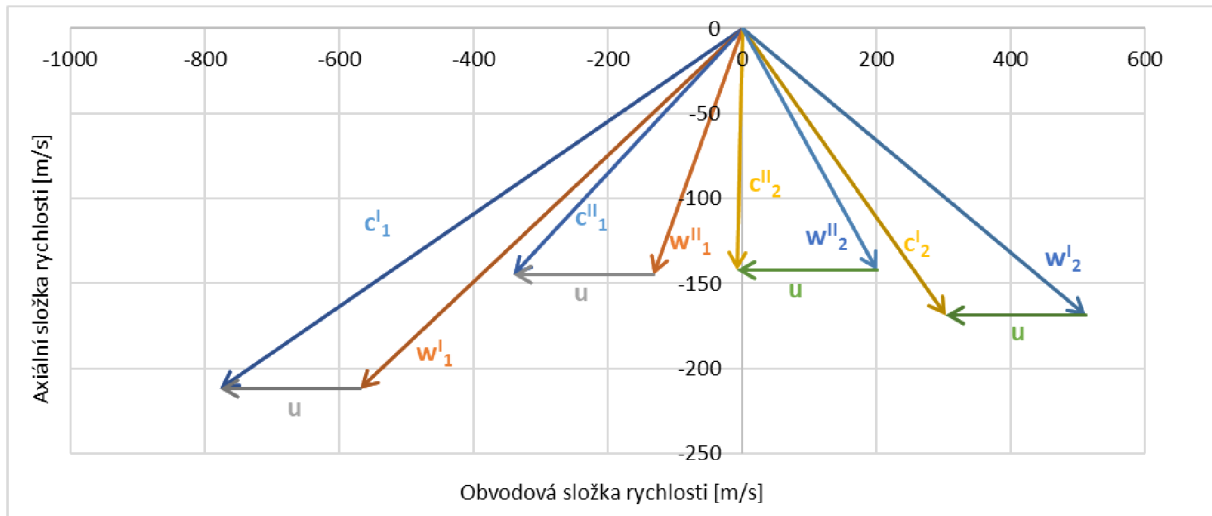
$$c_{2u}^{II} = w_{2u}^{II} - u = 200,7 - 208,9 = -8,2 \frac{m}{s} \quad (3.93)$$

$$c_2^{II} = \sqrt{(c_{2u}^{II})^2 + (c_{2a}^{II})^2} = \sqrt{(-8,2)^2 + (142,4)^2} = 142,6 \frac{m}{s} \quad (3.94)$$

Potom výstupní úhel z II. oběžné řady lopatek

$$\alpha_2^{II} = \sin^{-1} \left(\frac{c_{2a}^{II}}{c_2^{II}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{142,4}{142,6} \right) = 86,7^\circ \quad (3.95)$$

Rychlostní trojúhelníky s označením rychlostí dvouvěncového Curtisova kola jsou zobrazeny na obr. 3.3.



Obr. 3.3: Rychlostní trojúhelníky dvouvěncového C-kola

Stanoví se energetické ztráty v lopatkování. Pro rozváděcí mříž je

$$z_0 = \frac{(c_{1iz}^I)^2}{2} \cdot [1 - (\varphi^I)^2] = \frac{825,7^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 16,7 \frac{kJ}{kg} \quad (3.96)$$

Pro první oběžnou řadu je

$$z_1 = \frac{(w_{2iz}^I)^2}{2} \cdot [1 - (\psi^I)^2] = \frac{618,5^2}{2} \cdot (1 - 0,87^2) = 46,0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.97)$$

Pro vratnou statorovou řadu je

$$z_2 = \frac{(c_{1iz}^{II})^2}{2} \cdot [1 - (\varphi^{II})^2] = \frac{378,1^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 2,9 \frac{kJ}{kg} \quad (3.98)$$

Pro druhou oběžnou řadu je

$$z_3 = \frac{(w_{2iz}^{II})^2}{2} \cdot [1 - (\psi^{II})^2] = \frac{276,1^2}{2} \cdot (1 - 0,89^2) = 7,8 \frac{kJ}{kg} \quad (3.99)$$

Ztráta výstupní rychlosti je

$$z_c = \frac{(c_2^{II})^2}{2} = \frac{142,6^2}{2} = 10,2 \frac{kJ}{kg} \quad (3.100)$$

Pomocí vypočítaných ztrát a pomocí i-s diagramu (viz obr. 3.1) se určí stavy páry v mezerách lopatkování, které jsou uvedeny v tab. 3.2.

Tab. 3.2: Stav páry při průchodu lopatkováním

Parametry páry	Jednotka	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
i_{iz}	[kJ/kg]	2846,4	2855,6	2890,2	2874,2
p	[bar]	7,4	7,2	6,8	6,2
i	[kJ/kg]	2863,1	2901,6	2893,1	2882,1
s	[kJ/kgK]	6,8998	6,9941	6,9999	7,0161
v	[m ³ /kg]	0,289	0,312	0,325	0,350
t	[°C]	208,9	225,9	221,2	214,9
x	[1]	1	1	1	1

Následně se vypočítá průtočný průřez stupně pomocí rovnice kontinuity. Výstupní délka rozváděcích lopatek zmenšených parciálním ostřikem je

$$l_0 = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1^I \cdot \sin \alpha_1^I} \quad \left. \vphantom{l_0} \right\} \quad (3.101)$$

$$l_0 = \frac{5,15 \cdot 0,289}{\pi \cdot 0,317 \cdot 0,319 \cdot 805,1 \cdot \sin 15,3^\circ} \doteq 28 \text{ mm}$$

Pro průtočný kanál je voleno válcové omezení. Přesah lopatek Δl [mm] první oběžné řady je volen z doporučeného rozmezí 1 až 3 mm. Potom lze stanovit délku lopatky oběžné řady.

$$l_1^I = l_2^I = l_0 + \Delta l = 28 + 2 = 30 \text{ mm} \quad (3.102)$$

Délka vratných lopatek

$$l^{VR} = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_3}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1^{II} \cdot \sin \alpha_1^{II}} \quad \left. \vphantom{l^{VR}} \right\} \quad (3.103)$$

$$l^{VR} = \frac{5,15 \cdot 0,312}{\pi \cdot 0,317 \cdot 0,319 \cdot 370,4 \cdot \sin 23^\circ} \doteq 37 \text{ mm}$$

Pro druhou oběžnou řadu je voleno rovněž válcové omezení. Přesah lopatek Δl [mm] druhé oběžné řady je volen 3 mm.

$$l_1^{II} = l_2^{II} = l^{VR} + \Delta l = 37 + 3 = 40 \text{ mm} \quad (3.104)$$

Obvodová účinnost stupně je definována na středním průměru lopatkování jako poměr obvodové práce a_0 $\left[\frac{J}{kg}\right]$ stupně k celkové využitelné energii E_0 $\left[\frac{J}{kg}\right]$ na stupeň.

$$\eta_u = \frac{a_0}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_2 - z_3 - z_c}{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right)} \quad \left. \vphantom{\eta_u} \right\} \quad (3.105)$$

$$\eta_u = \frac{\left(378375 + \frac{25^2}{2}\right) - 16731 - 46034 - 2899 - 7841 - 10166}{\left(378375 + \frac{25^2}{2}\right)} = 0,78$$

Pro určení vnitřní termodynamické účinnosti stupně je potřeba stanovit další ztráty, které vznikají v lopatkovém kanále. Poměrná ztráta třením disku je

$$\left. \begin{aligned} \xi_5 &= k_{tř} \cdot \frac{D_S^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ \xi_5 &= 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,317^2}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{208,9}{\sqrt{2} \cdot 378375} \right)^3 = 0,002 \end{aligned} \right\} \quad (3.106)$$

kde $k_{tř}$ [1] je konstanta z intervalu $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ a S [m²] je průtočný průřez pro páru určený ze vztahu (2.84).

$$\left. \begin{aligned} S &= \pi \cdot D_S \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \\ S &= \pi \cdot 0,317 \cdot 0,03 \cdot 0,319 \cdot \sin 15,3^\circ = 2502,2 \text{ mm}^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.107)$$

Další ztrátou je poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6 [1], která je součtem ztrát vznikajících ventilací neostříknutých lopatek ξ_{61} [1] a ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku ξ_{62} [1].

$$\left. \begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \cdot z_v \\ \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin 15,239^\circ} \cdot \frac{1 - 0,319 - 0,5 \cdot (1 - 0,319)}{0,319} \cdot \left(\frac{208,9}{\sqrt{2} \cdot 378375} \right)^3 \cdot 1 \\ \xi_{61} &= 0,007 \end{aligned} \right\} \quad (3.108)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{b^{I'} \cdot l_2' + 0,6 \cdot b^{II'} \cdot l_2''}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \\ \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,03 + 0,6 \cdot 0,025 \cdot 0,04}{1,65 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{208,9}{\sqrt{2} \cdot 378375} \right)^3 \cdot 0,778 \cdot 2 \\ \xi_{62} &= 0,023 \end{aligned} \right\} \quad (3.109)$$

kde $b^{I'}$ [m] a $b^{II'}$ [m] jsou skutečné délky tětivy oběžných lopatek a z_{segm} [1] je počet věnců oběžného kola. Potom celková poměrná ztráta parciálním ostřikem je

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,007 + 0,023 = 0,03 \quad (3.110)$$

Pro ztrátu radiální mezerou s bandáží ξ_{n2} [1] je nutno dopočítat hodnotu δ_{ekv} [1] a stupeň reakce na špičce lopatky ρ_s [1]. [3]

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,006^2} + 1,5 \cdot \frac{2}{0,0005^2}}} = 2,87 \cdot 10^{-4} \quad (3.111)$$

kde z_r [1] je počet břitů bandáže, δ_a [m] je axiální mezera mezi statorom a rotorem a δ_r [m] je radiální mezera mezi lopatkou a skříní. [3]

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_S}{l_1'}}{1 + \frac{D_S}{l_1'}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,317}{0,03}}{1 + \frac{0,317}{0,03}} = 0,178 \quad (3.112)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou s bandáží

$$\left. \begin{aligned} \xi_{n2} &= \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_S + l_0)}{S} \\ \xi_{n2} &= 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,178}{1-0,05}} \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot (0,317 + 0,028)}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 0,043 \end{aligned} \right\} \quad (3.113)$$

Po určení všech uvažovaných ztrát, které na stupni mohou nastat, je možné určit termodynamickou účinnost stupně.

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_{n2} = 0,78 - 0,0025 - 0,03 - 0,043 = 0,706 \quad (3.114)$$

Potom vnitřní výkon stupně a koncový bod expanze je

$$P_i = \dot{M}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 5,15 \cdot 378,475 \cdot 0,706 = 1375,4 \text{ kW} \quad (3.115)$$

$$\left. \begin{aligned} i_{4c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{TDi} \\ i_{4c} &= 3186,9 + \frac{25^2}{2} - 378,4 \cdot 0,706 = 2920,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \right\} \quad (3.116)$$

$$\left. \begin{aligned} i_4 &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{TDi} - z_c \\ i_4 &= 3186,9 + \frac{25^2}{2} - 378,4 \cdot 0,706 - 10,2 = 2910,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \right\} \quad (3.117)$$

Veškeré vypočítané hodnoty budou shrnuty do přehledné tabulky spolu se stupňovou částí. Výstupné stavy páry budou tvořit vstupní hodnoty pro výpočet stupňové části.

3.3 Stupňová část

Základem výpočtu stupňové části je stanovit rozměry průtočného kanálu a určit výkonovou charakteristiku jednotlivých stupňů. Parametry páry před každým stupněm jsou výstupní hodnoty předcházejícího stupně a jsou označeny indexem 0. Samotný výpočet průtočné části probíhal iteračně – zpětným dosazením a optimalizací některých veličin. Pro stanovení základních parametrů každého stupně se již postup výpočtu ztotožňuje s výpočtem popsáním v kap. 2.1 a 2.2. Proto zde není znovu rozepsán celý výpočet a výsledky jsou zahrnuty do tab. 3.3.

Stupňová část je tvořena řadovými akčními stupni. Jejich počet je upraven tak, aby jednotlivé stupně zpracovaly co nejvyšší tepelný spád s přihlédnutím na účinnosti, na plynosti průtočného kanálu a na pevnostní limity materiálu. Rychlostní poměry stupňů jsou voleny podle předpokladu konstantního patního průměru. Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků všech stupňů jsou zobrazeny v příloze č. 3b.

Ztráta parciálním ostřikem pro stupňovou část odpadá kvůli totálního ostřiku. Z důvodu použití odlehčovacích otvorů jsou do ztráty netěsností zahrnuty i další členy – poměrná ztráta přisávání v oblasti patního průměru ξ_{n1} [1] a poměrná ztráta obtokem kolem rozváděcí lopatky ξ_{nu} [1]. Tyto ztráty je možné určit po zjištění všech hmotnostních průtoků ve stupňové části (uvedené v podkapitole 5.1). Hodnoty těchto ztrát jsou uvedeny v tab. 3.3.

Tab. 3.3: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty

Označení	Jednotka	Hodnota		
		2°C	1. st.	2. st.
Parametry páry na vstupu do stupně				
\dot{M}_0	[kg/s]	5,15	5,09	5,09
p_0	[bar]	29,4	6,2	3,8
i_0	[kJ/kg]	3186,9	2910,1	2831,1
s_0	[kJ/kgK]	6,8649	7,0727	7,1282
v_0	[m ³ /kg]	0,098	0,361	0,540
t_0	[°C]	380,0	228,0	185,4
x_0	[1]	1,0	1,0	1,0
Předběžný návrh				
Δp	[1]	0,21	0,620	0,550
p_2	[bar]	6,2	0,613	0,550
i_{2iz}	[kJ/kg]	2808,5	3,8	2,1
h_{iz}	[kJ/kg]	378,4	2805,9	2715,8
c_0	[m/s]	25,	104,1	115,2
c_{iz}	[m/s]	870,3	142,6	86,6
u/c_{iz}	[1]	0,24	0,430	0,441
D_s	[m]	0,317	0,312	0,326
u	[m/s]	208,9	205,6	215,1
ψ	[1]	17,3	4,93	4,98
p_{krit}	[bar]	16,1	3,4	2,1
		krit.	podkrit.	podkrit
π	[1]	0,210	0,61	0,55
α_1	[°]	15,3	12,0	12,0
φ	[1]	0,97	0,95	0,95
z_0	[kJ/kg]	22,4	10,2	11,2
i_1	[kJ/kg]	2830,9	2816,1	2727,1
v_1	[m ³ /kg]	0,335	0,531	0,865
l_{ot}	[cm]	0,99	2,92	4,46
b/a	[1]	0,018	0,040	0,040
s_1	[1]	1,0	1,0	1,0
c/a	[1]	0,185	0,147	0,147
δ	[1]	0,048	0,069	0,069
α	[1]	3,083	2,256	2,288
l_{opt}	[cm]	3,1	3,9	4,8
l_0	[mm]	31,0	29,0	45,0
L_{red}	[cm]	1,65	2,12	2,89
η_u	[1]	0,63	0,75	0,77
ε	[1]	0,319	1,0	1,0
k	[1]	1,0	0,8	1,0
z_5	[kJ/kg]	0,6	0,3	0,2
ξ_5	[1]	0,002	0,003	0,002
η_{TDi}	[1]	0,62	0,747	0,768

Tab. 3.4: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)

Označení	Jednotka	1. věnec	2. věnec	1. st.	2. st.
		Hodnota			
P_1	[kW]	1215,3		395,8	450,1
i_2	[kJ/kg]	2828,7		2842,4	2746,3
v_2	[m ³ /kg]	0,334		0,547	0,887
Detailní návrh					
ρ^I	[1]	0,02		-	-
ρ^{VR}	[1]	0,03		-	-
ρ^{II}	[1]	0,05		-	-
ρ	[1]	0,1		0,05	0,05
$h^{S_{iz}}$	[kJ/kg]	340,5		98,9	109,5
$h^{R_{iz}}$	[kJ/kg]	-		5,2	5,8
$h^{I_{iz}}$	[kJ/kg]	7,6		-	-
$h^{VR_{iz}}$	[kJ/kg]	11,4		-	-
$h^{II_{iz}}$	[kJ/kg]	19,0		-	-
Rychlostní trojúhelníky					
φ	[1]	0,98	0,98	0,98	0,98
ψ	[1]	0,87	0,89	0,88	0,90
u	[m/s]	208,9	208,9	205,6	215,1
c_{1iz}	[m/s]	825,7	378,1	467,1	475,8
c_1	[m/s]	805,1	370,4	455,8	467,1
c_{1a}	[m/s]	211,9	144,7	94,8	97,1
c_{1u}	[m/s]	776,7	340,9	445,9	456,8
w_1	[m/s]	211,9	144,7	258,3	260,5
w_{1a}	[m/s]	567,9	132,1	94,8	97,1
w_{1u}	[m/s]	606,1	195,9	240,3	241,7
β_1	[°]	20,5	47,6	21,5	21,9
β_2	[°]	161,7	144,7	158,4	158,6
w_{2iz}	[m/s]	618,5	276,1	268,2	271,3
w_2	[m/s]	538,9	246,1	234,9	245,1
c_2	[m/s]	168,8	142,4	87,5	90,4
w_{2u}	[m/s]	511,8	200,7	-218,3	-228,2
c_{2u}	[m/s]	168,8	142,4	-12,7	-13,1
w_{2a}	[m/s]	302,9	-8,2	86,6	89,4
c_{2a}	[m/s]	346,8	142,6	86,6	89,4
α_2	[°]	150,9	86,7	81,6	81,7
Energetické ztráty					
z_0	[kJ/kg]	16,7		5,2	4,1
z_1	[kJ/kg]	46,0		8,4	6,8
z_2	[kJ/kg]	2,9		-	-
z_3	[kJ/kg]	7,8		-	-
z_c	[kJ/kg]	10,2		3,8	4,1

Tab. 3.5: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)

Označení	Jednotka	2°C		
		Hodnota		
Stavy páry při průchodu stupňů				
i_{1iz}	[kJ/kg]	2846,4	2811,1	2721,6
p_1	[bar]	7,4	3,9	2,2
i_1	[kJ/kg]	2863,1	2816,4	2725,7
s_1	[kJ/kgK]	6,8998	7,0843	7,1384
v_1	[m ³ /kg]	0,289	0,518	0,836
t_1	[°C]	208,9	178,7	130,1
x_1	[1]	1,0	1,0	1,0
i_{2iz}	[kJ/kg]	2855,6	2811,1	2720,0
p_2	[bar]	7,2	3,8	2,1
i_2	[kJ/kg]	2901,6	2819,5	2726,8
s_2	[kJ/kgK]	6,9941	7,1028	7,1553
v_2	[m ³ /kg]	0,312	0,533	0,865
t_2	[°C]	225,9	179,9	130,2
x_2	[1]	1,0	1,0	1,0
i_{3iz}	[kJ/kg]	2890,2	-	-
p_3	[bar]	6,8	-	-
i_3	[kJ/kg]	2893,1	-	-
s_3	[kJ/kgK]	6,9999	-	-
v_3	[m ³ /kg]	0,325	-	-
t_3	[°C]	221,2	-	-
x_3	[1]	1,0	-	-
i_{4iz}	[kJ/kg]	2874,2	-	-
p_4	[bar]	6,2	-	-
i_4	[kJ/kg]	2882,1	-	-
s_4	[kJ/kgK]	7,0161	-	-
v_4	[m ³ /kg]	0,350	-	-
t_4	[°C]	215,0	-	-
x_4	[1]	1,0	-	-
Délky lopatek				
l_0	[mm]	28,0	29,0	45,0
$l^{VR_1} = l^{VR_2}$	[mm]	37,0	-	-
$l_1 = l_2$	[mm]	30,0	40,0	48,0

Tab. 3.6: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)

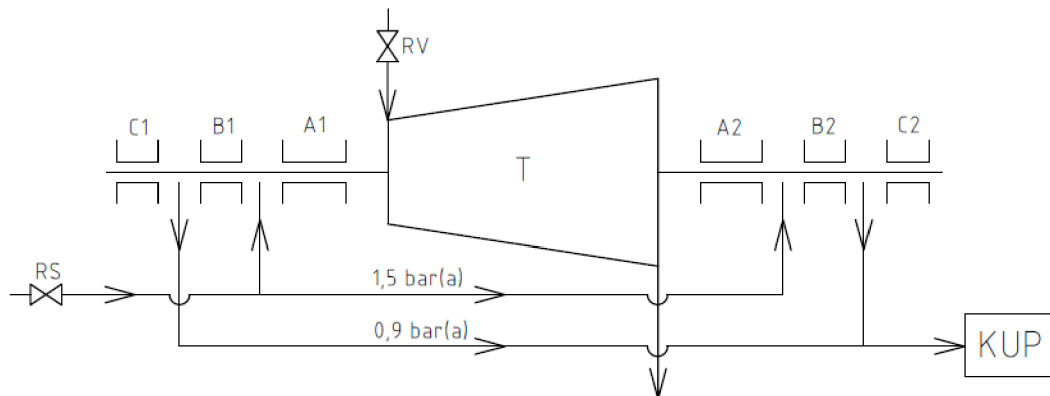
Označení	Jednotka	2°C		
		Hodnota		
Ztráty a účinnosti stupňů				
η_u	[1]	0,78	0,85	0,87
$k_{\text{ř}}$	[1]	4,5E-04	4,50E-04	4,50E-04
S	[mm ²]	2502,2	65136,7	102230,5
δ_a	[mm]	6,0	6,0	6,0
δ_r	[mm]	0,5	0,5	0,5
z_r	[1]	2	2	2
δ_{ekv}	[1]	2,87E-4	2,87E-04	2,87E-04
ρ_s	[1]	0,18	0,14	0,17
ξ_5	[1]	0,002	0,001	0,000
ξ_{61}	[1]	0,007	-	-
ξ_{62}	[1]	0,023	-	-
ξ_6	[1]	0,030	-	-
ξ_{nu}	[1]	-	0,005	0,005
ξ_{n1}	[1]	-	0,007	0,008
ξ_{n2}	[1]	0,043	0,015	0,012
ξ_n	[1]	0,043	0,027	0,025
η_{TDi}	[1]	0,706	0,820	0,848
P _i	[kW]	1375,4	434,2	497,3
i_{2c}	[kJ/kg]	2920,2	2834,9	2737,0
i_2	[kJ/kg]	2910,1	2831,1	2733,0

4 UCPÁVKY PARNÍ TURBÍNY

V turbíně se nacházejí vnitřní ucpávky, které zamezují páře proudit mimo lopatkování statorové řady. Vnější ucpávky slouží k utěsnění turbíny s okolím. Úkolem je stanovit hmotnostní toky v jednotlivých sekcích. Pro zjednodušení je navrhován pro obě varianty návrhu stejný systém ucpávkových par se stejným počtem břitů příslušných sekcí. Výsledky všech výpočtů jsou uvedeny na konci jednotlivých podkapitol.

4.1 Vnější ucpávky

Vnější parní ucpávky (přední a zadní) se používají k zamezení úniku páry do strojovny. Hřídel je utěsněna kartáčovým typem ucpávky. Systém řešení ucpávkových okruhů je znázorněn na obr. 4.1. Přední i zadní systém se skládá ze tří sekcí. Přední ucpávky jsou umístěny na straně vysokého tlaku turbíny, odpovídajícímu tlaku za první rozváděcí řadou lopatek.



Obr. 4.1: Schéma systému ucpávkové páry

První okruh spojuje přední a zadní ucpávku a zajišťuje její odvod. Tlak páry v tomto okruhu je mírně vyšší než atmosférický. Pára za sekcí A1 slouží k zahlcení zadních ucpávek, přičemž tlak je volen dle doporučení. V druhém okruhu je tlak lehce pod atmosférickým tlakem a pára je odváděna do kondenzátoru ucpávkových par (KUP) spolu s malým množstvím vzduchu pronikajícím přes třetí sekci (C1, resp. C2).

Pro ukázkou je proveden výpočet sekce A1 pro I. variantu podle literatury [1]. Výsledky ostatních sekcí jsou uvedeny v tab. 4.1. Shrnutí výsledků pro II. variantu je zobrazeno v tab. 4.2. Množství uniklé páry přední ucpávkou (konkrétně sekcí A1) jsou započítány do celkové bilanci toků, teda do stupňové části bude protékat menší množství páry (viz rovnice (5.11)).

Stanoví se radiální vůle δ [mm] mezi břity a tělesem statoru ucpávky

$$\delta = 1,35 \cdot \frac{D_h}{1000} + 0,25 = 1,35 \cdot \frac{100}{1000} + 0,25 = 0,473 \text{ mm}, \quad (4.1)$$

kde D_h [mm] je průměr hřídele v místě ucpávek. Vnější i vnitřní ucpávky jsou na stejném průměru. Potom průtočná plocha ucpávkou je

$$S_u = \pi \cdot D_h \cdot \delta = \pi \cdot 0,1 \cdot 0,473 \cdot 10^{-3} = 1,48 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

Hmotnostní průtok lze vypočítat podle charakteru proudění na posledním břitu ucpávky pro poměr tlaků před (p_0 [bar]) a za (p_1 [bar]) ucpávkou.

$$\pi = \frac{p_1}{p_0} = \frac{1,5}{21,0} = 0,072 \quad (4.3)$$

Určení charakteru proudění

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{20 + 1,25}} = 0,178 \quad (4.4)$$

kde z [1] je počet břitů, který je volen dle metodiky společnosti Doosan Škoda Power. Výpočet hmotnostního průtoku páry při kritickém proudění a nekritickém proudění se liší. V tomto případě dochází ke kritickému proudění ($\pi \leq \pi_{krit}$), proto je používán následující vztah:

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_u &= \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_0}{v_0}} \\ \dot{M}_u &= 0,69 \cdot 1,48 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1}{20 + 1,25} \cdot \frac{2,0}{0,128}} = 0,09 \frac{kg}{s}, \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

kde μ [1] je průtokový součinitel, viz příloha č. 4 a v_0 [m³/kg] je měrný objem páry před ucpávkou. Břity mají obdélníkový tvar s tloušťkou $\Delta = 0,3$ mm.

V případě nekritického proudění ($\pi \geq \pi_{krit}$) hmotnostní tok ucpávkou lze vypočítat dle vztahu (4.6).

$$\dot{M}_u = \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad (4.6)$$

Průběh páry ucpávkou je možné považovat za škrcení, z čeho se vyplývá konstantní entalpie páry před a za ucpávkou. To je důležité pro stanovení stavu páry za ucpávkou při výpočtu ostatních sekcí.

Za druhou sekcí ucpávek (B1, resp. B2) je tlak volen mírně pod tlak atmosférický tak, aby docházelo k nasávání vzduchu ze strojovny. Pro kompletní výpočet vnější části je nutné stanovit měrný objem vzduchu při atmosférickém tlaku ze stavové rovnice.

$$v_{vzd} = \frac{r \cdot T}{p} = \frac{287,04 \cdot 303,15}{101325} = 0,859 \frac{m^3}{kg}, \quad (4.7)$$

kde r $\left[\frac{J}{kg}\right]$ je měrná plynová konstanta pro vzduch a T [K] je uvažovaná teplota ve strojovně.

Tab. 4.1: Shrnutí hodnot výpočtu vnějších ucpávek pro I. variantu

Označení	Jednotka	I. varianta					
		Vnější – přední			Vnější – zadní		
		C1	B1	A1	A2	B2	C2
D_h	[mm]	100	100	100	100	100	100
δ_r	[mm]	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473
S_u	[mm ²]	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4
v_0	[m ³ /kg]	0,859	1,792	0,128	0,338	1,153	0,859
p_0	[bar]	1,013	1,500	20,964	2,104	1,500	1,013
p_1	[bar]	0,900	0,900	1,500	1,500	0,900	0,900
z	[1]	6	6	20	6	6	6
π	[1]	0,888	0,600	0,072	0,713	0,600	0,888
π_{krit}	[1]	0,305	0,305	0,178	0,305	0,305	0,305
		nekrit.	nekrit.	krit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.
μ	[1]	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
\dot{M}_u	[kg/s]	0,007	0,010	0,090	0,023	0,012	0,007

Tab. 4.2: Shrnutí hodnot výpočtu vnějších ucpávek pro II. variantu

Označení	Jednotka	II. varianta					
		Vnější – přední			Vnější – zadní		
		C1	B1	A1	A2	B2	C2
D_h	[mm]	100	100	100	100	100	100
δ_r	[mm]	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473
S_u	[mm ²]	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4
v_0	[m ³ /kg]	0,859	1,429	0,289	0,865	1,212	0,859
p_0	[bar]	1,013	1,500	7,420	2,105	1,500	1,013
p_1	[bar]	0,9	0,900	1,500	1,500	0,900	0,900
z	[1]	6	6	20	6	6	6
π	[1]	0,888	0,600	0,202	0,713	0,600	0,888
π_{krit}	[1]	0,305	0,305	0,178	0,305	0,305	0,305
		nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.
μ	[1]	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
\dot{M}_u	[kg/s]	0,007	0,011	0,036	0,014	0,012	0,007

4.2 Vnitřní ucpávky

Vnitřní ucpávky slouží k utěsnění rozváděcích kol. Pro účely této práce jsou použity kartáčové ucpávky se 6 bříty, ale na prvních stupních, kde je největší únik páry, je 14 břitů. Hmotnostní průtok páry každou ucpávkou se stanoví dle algoritmu popsaneho v předchozí podkapitole. Množství uniklé páry ve vnitřních ucpávkách jsou zohledněny ve výpočtu stupňové části u obou variant. Výsledky výpočtu vnitřních ucpávek pro I. a II. variantu návrhu jsou uvedeny v tab. 4.3.

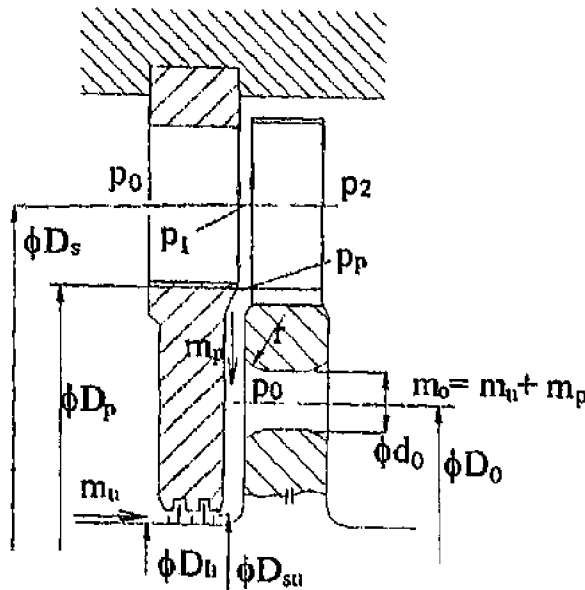
Tab. 4.3: Shrnutí hodnot výpočtu vnitřních ucpávek pro obě varianty

Označení	Jednotka	I. varianta					II. varianta	
		1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.	1. st.	2. st.
D_h	[mm]	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	100	100
δ_r	[mm]	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473
S_u	[mm ²]	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4	148,4
v_0	[m ³ /kg]	0,132	0,176	0,240	0,338	0,516	0,350	0,533
p_0	[bar]	20,580	14,407	9,797	6,368	3,758	6,241	3,826
p_1	[bar]	14,675	9,995	6,513	3,864	2,169	3,926	2,173
z	[1]	14	6	6	6	6	14	6
π	[1]	0,713	0,694	0,665	0,607	0,577	0,629	0,568
π_{krit}	[1]	0,210	0,305	0,305	0,305	0,305	0,210	0,305
		nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.	nekrit.
μ	[1]	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
\dot{M}_u	[kg/s]	0,076	0,086	0,063	0,046	0,029	0,028	0,029

5 NÁVRH VYROVNÁVACÍCH OTVORŮ

Ve stupňové části pod patou oběžných lopatek bývají vyrovnávací otvory. Tyto otvory slouží k zabránění vzniku velkého tlakového rozdílu před a za diskem oběžného kola. Tím dochází i ke snížení axiálních sil působících na disk. Velikost otvorů se navrhuje tak, aby veškerá pára z hřídelových ucpávek byla odváděna přes otvor, a navíc aby nasávala malé množství páry z hlavního proudu.

Cílem výpočtu je určení velikosti celkového průtočného průřezu odlehčovacích otvorů. Pro ukázkou je proveden výpočet pro první stupeň z I. varianty podle postupu uvedeného v literatuře [4].



Obr. 5.1: Znárodnění vyrovnávacího otvoru ve stupni (upraveno) [4]

Volí se malý stupeň reakce na patním průměru

$$\rho_p = 0,01 \quad (5.1)$$

Určí se tlak p_p [bar] na patním průměru ze zvolené reakce

$$\left. \begin{aligned} p_p &= \rho_p \cdot (p_0 - p_2) + p_2 \\ p_p &= 0,01 \cdot (20,6 - 14,4) + 14,4 = 14,5 \text{ bar} \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

Volí se součinitel k [1] pro výpočet tlaku před otvorem. Hodnota součinitele k se teoreticky může měnit v mezích 0 až 1. V případě $k = 0$ by se tlak před otvorem rovnal tlaku v patě, což znamená nulový průtok na patním průměru. Při hodnotě $k = 1$ by se tlak před otvorem rovnal tlaku za stupněm, což by způsobovalo nulový průtok v otvoru.

$$k = 0,5 \quad (5.3)$$

Potom tlak před odlehčovacím otvorem je

$$p_o = p_p - k \cdot (p_p - p_2) = 14,5 - 0,5 \cdot (14,5 - 14,4) = 14,4 \text{ bar} \quad (5.4)$$

Pomocí poměru obvodové rychlosti u_o [m/s] na roztečném průměru otvorů a rychlosti v otvorech c_o [m/s] se určí z přílohy č. 5 průtokový součinitel μ_o [1]. Roztečný průměr otvorů

D_o [m] a relativní zaoblení r [mm] je v našem případě voleno na $D_o = 162 \text{ mm}$, resp. $r = 3 \text{ mm}$.

$$c_o = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_o - p_2)}{v_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (14,4 - 14,4)}{0,175}} = 187,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.5)$$

$$u_o = \pi \cdot D_o \cdot n' = \pi \cdot 0,162 \cdot 210 = 107,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.6)$$

Potom

$$\frac{u_o}{c_o} = \frac{107,1}{187,7} = 0,57 \quad (5.7)$$

K určení průtokového součinitele μ_o z přílohy č. 5 je potřeba ještě znát poměr $\frac{r}{d_o}$, kde d_o [mm] je průměr vyrovnávacího otvoru. Výpočet je upřesněn zpětným dosazením průměru a konečná hodnota součinitele je $\mu_o = 0,71$.

Celkový průřez vyrovnávacích otvorů S_o [m²] se vypočítá z rovnice kontinuity. Hmotnostní tok páry skrz otvor je součtem minimálního odsávaného množství (obvykle 0,5 až 1 % z hlavního proudu; zvoleno 0,7 %) a množství páry uniklé ucpávkou v rozváděcím kole ve stupni (viz tab. 4.3). Množství uniklé páry přes otvorů jsou započítány do celkové bilance toku páry (viz rovnice (5.12)).

$$\dot{M}_o = 0,007 \cdot \dot{M}_0 + \dot{M}_u = 0,007 \cdot 4,70 + 0,076 = 0,089 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.8)$$

$$S_o = \frac{\dot{M}_o}{\mu_o \cdot c_o} = \frac{0,089}{0,71 \cdot 187,706} = 816,6 \text{ mm}^2 \quad (5.9)$$

Pro zvolený počet otvorů (obvykle 5 až 7; zvoleno 6) se určí průměr jednoho vyrovnávacího otvoru a zaokrouhlí se na celé milimetry.

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot S_o}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 816,6}{6 \cdot \pi}} = 13,164 \text{ mm} \doteq 13 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Návrh vyrovnávacích otvorů v dalších stupních je upraven tak, aby průměry otvorů byly stejné. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tab. 5.1 včetně výsledků pro II. variantu.

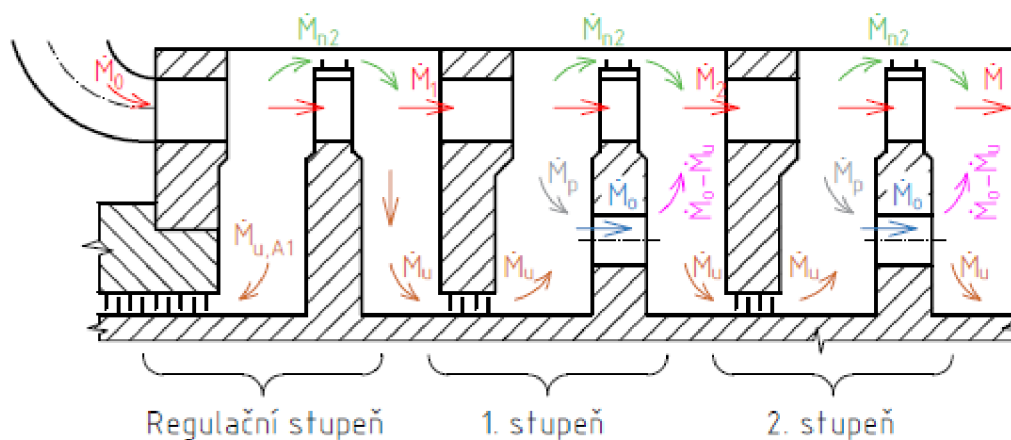
Tab. 5.1: Shrnutí hodnot výpočtů pro návrh vyrovnávacích otvorů

Označení	Jednotka	I. varianta					II varianta	
		1. st.	2. st.	3. st.	4. st	5. st.	1. st	2. st.
ρ_p	[1]	0,01	0,02	0,03	0,05	0,08	0,04	0,08
p_p	[bar]	14,5	9,9	6,5	3,9	2,2	3,9	2,2
k	[1]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
p_0	[bar]	14,44	9,84	6,42	3,82	2,17	3,87	2,17
c_o	[m/s]	0,076	0,086	0,063	0,046	0,029	0,028	0,029
D_o	[m]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04
u_o	[m/s]	187,72	196,35	174,56	151,16	125,97	134,61	126,20
u_o/c_o	[1]	0,162	0,162	0,162	0,162	0,162	0,161	0,161
r	[mm]	107,1	107,1	107,1	107,1	106,9	106,4	106,0
r/d_o	[1]	0,57	0,55	0,61	0,71	0,85	0,79	0,84
μ_o	[1]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
\dot{M}_u	[kg/s]	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,24	0,22
\dot{M}_p	[kg/s]	0,71	0,78	0,72	0,67	0,58	0,62	0,57
\dot{M}_o	[kg/s]	0,109	0,119	0,096	0,079	0,062	0,064	0,065
S_o	[mm ²]	668,2	777,6	765,3	777,4	854,1	767,0	900,3
n_o	[1]	6	6	6	6	6	6	6
d_o	[mm]	13,164	12,846	12,744	12,844	12,462	12,758	12,822
		13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0

5.1 Bilance hmotnostních toků páry

Hlavním úkolem práce je stanovení hmotnostního průtoku páry turbínou tak, aby bylo dosaženo požadovaného příkonu poháněného stroje. Výsledkem návrhu obou variant bude turbína s relativně nízkým výkonem a hmotnostním průtokem. Proto je nutné přesně určit a znát jednotlivé úniky pracovní látky.

V této podkapitole je uvedena bilance hmotnostních toků páry na vstupu do každého stupně. S tím úzce souvisí i ztráty netěsností, které jsou určeny na konci podkapitoly. Předpokládané hmotnostní toky u akčního stupně s vyrovnávacím otvorem jsou zobrazeny na obr. 5.2.



Obr. 5.2: Znáznornění hmotnostních toků páry

Do regulačního stupně vstupuje množství páry \dot{M} [kg/s]. Po průchodu rozváděcích dýz část pracovní látky uniká přední ucpávkou A1 ($\dot{M}_{u,A1}$ [kg/s]) a část obtéká oběžné lopatky kolem bandáže (\dot{M}_{n2} [kg/s]). Toto množství se připojuje k hlavnímu proudu páry před vstupem do následujícího stupně. Určité množství vždy proniká vnitřní ucpávkou (\dot{M}_u [kg/s]), čímž obtéká rozváděcí lopatkovou mříž. V disku kola jsou provedeny vyrovnávací otvory, které mimo jiné slouží i k odsávání veškeré páry z vnitřních ucpávek ($\dot{M}_o = \dot{M}_u + \dot{M}_p$). Navíc odsává část páry (\dot{M}_p [kg/s]) z hlavního proudu v mezeře mezi rozváděcími a oběžnými lopatkovými řadami. Pak se v prostoru před následujícím stupněm k hlavnímu proudu připojují množství obtékané kolem bandáže a množství z otvoru, ale část páry znovu uniká vnitřní ucpávkou dalšího stupně. [3]

Potom hmotnostní průtok do prvního stupně je

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_1 &= \dot{M}_0 - \dot{M}_{n2} - \dot{M}_{u,A1} + \dot{M}_{n2} - \dot{M}_u^{1.st} \\ \dot{M}_1 &= \dot{M}_0 - \dot{M}_{u,A1} - \dot{M}_u^{1.st} = 4,87 - 0,09 - 0,076 = 4,704 \frac{kg}{s} \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

Hmotnostní průtok do druhého stupně

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_2 &= \dot{M}_1 - \dot{M}_{n2} - \dot{M}_p + \dot{M}_{n2} + \dot{M}_o - \dot{M}_u^{2.st} \\ \dot{M}_2 &= \dot{M}_1 - \dot{M}_{n2} - \dot{M}_p + \dot{M}_{n2} + (\dot{M}_p + \dot{M}_u^{1.st}) - \dot{M}_u^{2.st} \\ \dot{M}_2 &= \dot{M}_1 + \dot{M}_u^{1.st} - \dot{M}_u^{2.st} = 4,704 + 0,076 - 0,086 = 4,694 \frac{kg}{s} \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

Hmotnostní průtok na vstupu jednotlivých stupňů se analogicky vypočítá dle vztahu (5.12). Upravené výsledné průtoky byly zahrnuty ve výpočtech jednotlivých stupňů a jsou uvedeny v tab. 2.2, resp. pro II. variantu v tab. 3.3.

5.2 Ztráta vnitřní netěsností

Po zjištění všech hmotnostních průtoků ve stupni lze upřesnit ztráty netěsností. Veškeré množství páry proniklé ucpávkou, vyrovnávacími otvory v disku nebo kolem bandáže, nekoná práci a projevuje se jako ztráta vnitřní netěsností. Poměrná ztráta netěsností se určí jako součet tří dílčích ztrát. [3]

Pro ukázkou je proveden výpočet jen pro první stupeň z varianty I podle literatury [3]. Výsledky výpočtu jsou zobrazeny v tab. 2.2., resp. pro II. variantu v tab. 3.3.

$$\xi_n = \xi_{nu} + \xi_{n1} + \xi_{n2} \quad (5.13)$$

První člen ξ_{nu} [1] představuje ztrátu obtokem části páry kolem rozváděcí lopatkové řady.

$$\xi_{nu} = \frac{\dot{M}_u^{1.st}}{\dot{M}_1} \cdot \eta_u = \frac{0,076}{4,704} \cdot 0,86 = 0,014 \quad (5.14)$$

Druhý člen ξ_{n1} [1] vyjadřuje ztrátu únikem části páry z hlavního proudu v oblasti patního průměru.

$$\xi_{n1} = 0,7 \cdot \frac{\dot{M}_{n1}}{\dot{M}_1} \cdot \eta_u = 0,7 \cdot \frac{0,033}{4,704} \cdot 0,857 = 4,2 \cdot 10^{-3} \quad (5.15)$$

Poslední člen v rovnici (5.13) představuje ztrátu únikem páry kolem bandáže, resp. ztrátu radiální mezerou. Oproti ostatním členům, ztráta radiální mezerou se vyskytuje i v regulačním stupni a hodnotu lze analogicky určit i pro stupňovou část podle vzorce (2.90), resp. (3.113). Proto je zde uveden jen výslední vzorec a jeho hodnota.

$$\left. \begin{aligned} \xi_{n2} &= \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_s + l_0)}{S} \\ \xi_{n2} &= 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,10}{1-0,05}} \cdot 0,857 \cdot \frac{\pi \cdot (0,297 + 0,012)}{2,4 \cdot 10^{-3}} = 0,031 \end{aligned} \right\} \quad (5.16)$$

Dosazením všech hodnot dílčích ztrát do rovnice (5.13) lze určit výslednou hodnotu ztráty netěsností, která byla zohledněna ve výpočtech jednotlivých stupňů.

$$\xi_n = \xi_{nu} + \xi_{n1} + \xi_{n2} = 0,014 + 4,2 \cdot 10^{-3} + 0,031 = 0,050$$

6 PROFILY LOPATEK

Volba správného profilu je významná z hlediska minimalizování ztrát při obtékání profilu parou a musí vyhovět i pevnostním podmínkám (podrobně v kap. č. 7). Při volbě profilů se vychází z katalogů používané firmou Doosan Škoda Power, které jsou uvedeny v příloze č. 6.

Výběr lopatek byl uskutečněn na základě úhlů v rychlostních trojúhelnících a podle rychlosti proudící páry vztažené k rychlosti zvuku. Pára má nejvyšší rychlost na výstupní hraně dýzy, proto je v tomto místě prováděna kontrola rychlosti pomocí Machova čísla. Vzorový výpočet je prováděn pro regulační stupeň I. varianty návrhu podle literatury [4].

Machovo číslo pro rozváděcí lopatky se stanoví v místě 1, kde se pomocí X-Steam a známého stavu páry nejprve určí rychlost zvuku v páře.

$$a = f(p_1; i_1) = 588,0 \frac{m}{s} \quad (6.1)$$

$$Ma_s = \frac{c_1}{a} = \frac{421,2}{588,0} = 0,726 \quad (6.2)$$

V případě oblasti mokré páry (jen na poslední stupeň v I. variantě návrhu) je rychlost zvuku funkcí tlaku a suchosti páry.

$$a = a' + x \cdot (a'' - a'), \quad (6.3)$$

kde $a' \left[\frac{m}{s} \right]$ je rychlost zvuku v syté kapalině

$$a' = f(p; x = 0) \quad (6.4)$$

a $a'' \left[\frac{m}{s} \right]$ je rychlost zvuku v syté páře.

$$a'' = f(p; x = 1) \quad (6.5)$$

Machovo číslo pro oběžné řady profilu po dosažení relativní rychlosti na výstupu z dýz je

$$Ma_R = \frac{w_1}{a} = \frac{235,0}{588,0} = 0,400 \quad (6.6)$$

Charakteristické parametry zvolených profilů pro I. a II. variantu návrhu jsou zobrazeny v tab. 6.1, kde α_1 [°] je výstupní úhel z dýzy, β_1 [°] je vstupní úhel, t_{opt} [l] je optimální poměrná rozteč, b_0 [cm] je délka tětiny, S_{lop} [cm²] je plocha profilu na patním průměru a W_0 [cm³] je ohybový průřezový modul profilu.

Tab. 6.1: Charakteristiky profilů [4]

Označení	Jednotka	I. varianta					II. varianta					
		RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.	1. věnec	2. věnec	1. st.	2. st.	
α_1	[°]	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	23,0	12,0	12,0	12,0
c_1	[m/s]	427,2	420,6	419,0	427,2	450,7	449,8	805,1	370,4	455,8	467,1	467,1
a	[m/s]	588,0	570,8	550,8	528,4	501,6	497,2	528,3	537,0	515,6	488,2	488,2
Ma_S	[1]	0,726	0,737	0,761	0,808	0,898	0,905	1,524	0,690	0,884	0,957	0,957
Rozváděcí profily												
α_1	[°]	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12B	S-90-12B	S-90-15D	S-45-25A	S-90-12A	S-90-12B	S-90-12B
t_{opt}	[1]	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	13 - 17	21 - 28	10 - 14	10 - 14	10 - 14
Ma_{opt}	[1]	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,55 - 65	0,6 - 0,75	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87
b_0	[cm]	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 1,15	do 1,15	1,4 - 1,7	do 0,9	do 0,85	do 1,15	do 1,15
S_0	[cm ²]	6,25	6,25	6,25	6,25	5,66	5,66	4,200	4,580	6,25	5,66	5,66
W_0	[cm ³]	4,09	4,09	4,09	4,09	3,31	3,31	2,000	3,300	4,09	3,31	3,31
β_1	[°]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,420	0,420	0,238	0,537	0,575	0,420	0,420
w_1	[m/s]	22,2	18,5	22,2	22,2	21,7	22,6	20,5	47,6	21,5	21,9	21,9
a	[m/s]	235,0	230,4	230,2	235,2	253,3	243,3	606,1	195,9	258,3	260,5	260,5
Ma_R	[1]	588,0	570,8	550,8	528,4	501,6	497,2	528,3	537,0	515,6	488,2	488,2
Oběžné profily												
β_1	[°]	0,400	0,404	0,418	0,445	0,505	0,489	1,147	0,365	0,501	0,534	0,534
t_{opt}	[1]	R-23-14A	R-23-14A	R-23-14A	R-23-14A	R-23-14A	R-23-14A	R-27-17B	R-35-25A	R-23-14A	R-23-14A	R-23-14A
Ma_{opt}	[1]	20 - 30	20 - 30	20 - 30	20 - 30	20 - 30	20 - 30	23 - 45	30 - 50	20 - 30	20 - 30	20 - 30
b_0	[cm]	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,57 - 65	0,55 - 0,6	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75	0,6 - 0,75
S_0	[cm ²]	do 0,95	do 0,95	do 0,95	do 0,95	do 0,95	do 0,95	0,8 - 1,15	do 0,85	do 0,95	do 0,95	do 0,95
W_0	[cm ³]	2,59	2,59	2,59	2,59	2,59	2,59	2,540	2,540	2,59	2,59	2,59
		2,440	2,440	2,440	2,440	2,440	2,440	2,060	1,620	2,440	2,440	2,440
		0,390	0,390	0,390	0,390	0,390	0,390	0,296	0,168	0,390	0,390	0,390

6.1 Rozměry statorových lopatek

Po výběru profilů následuje stanovení rozměrů statorových lopatek. Axiální stavební délka je volena na $B_r = 25 \text{ mm}$. V katalogu profilů jsou charakteristické hodnoty uvedeny pro tuto šířku, tím délka tělivity, plocha profilu a průřezový modul profilu zůstanou stejné.

Z charakteristiky profilů se volí optimální poměrná rozteč, ze které se určí předběžná rozteč lopatek t'_r [cm].

$$t_{opt} = \frac{t_r}{b_r} = 0,8 \quad (6.7)$$

$$t'_r = t_{opt} \cdot b_r = 0,8 \cdot 6,25 = 5,0 \text{ cm} \quad (6.8)$$

Úhel nastavení profilu v mříži γ [°] se počítá z axiální stavební délky a délky tělivity.

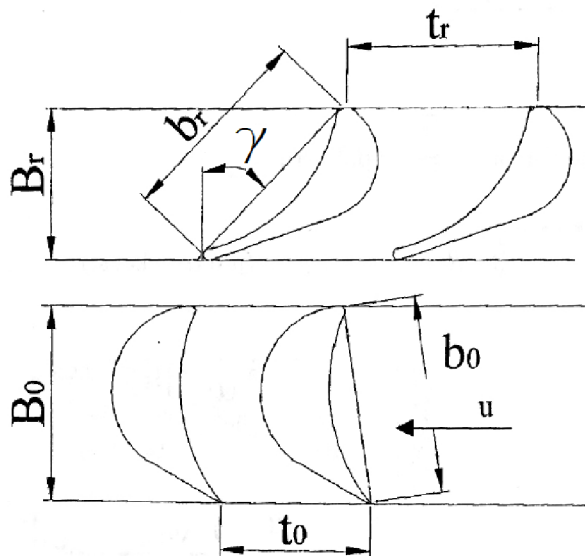
$$\gamma = \cos^{-1}\left(\frac{B_r}{b_r}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{2,5}{6,25}\right) = 66,4^\circ \quad (6.9)$$

Z poměrné rozteče se stanoví počet lopatek rozváděcí řady regulačního stupně a zaokrouhlí se na sudý počet.

$$z = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon}{t'_r} = \frac{\pi \cdot 0,304 \cdot 0,389}{0,05} = 7,413 \doteq 8 \quad (6.10)$$

Potom skutečná rozteč lopatek v mříži je

$$t_r = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon}{z} = \frac{\pi \cdot 0,304 \cdot 0,389}{8} = 4,6 \text{ cm} \quad (6.11)$$



Obr. 6.1: Grafické značení profilů [4]

6.2 Rozměry rotorových lopatek

Pomocí známé hodnoty z tabulek se určí úhel nastavení profilu v mříži a volí se optimální poměrná rozteč.

$$\gamma = \cos^{-1} \left(\frac{B_0}{b_0} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{2,5}{2,59} \right) = 15,1^\circ \quad (6.12)$$

$$t_{opt} = \frac{t_0}{b_0} = 0,72 \quad (6.13)$$

Axiální stavební délka je volena na $B'_0 = 20 \text{ mm}$, tudíž je nutné přepočítat i některé tabelované hodnoty. Stanoví se délka tětiny a předběžná rozteč lopatek.

$$b'_0 = \frac{B'_0}{\cos \gamma} = \frac{20}{\cos 15,1^\circ} = 2,1 \text{ cm} \quad (6.14)$$

$$t'_0 = t_{opt} \cdot b'_0 = 0,72 \cdot 2,1 = 1,5 \text{ cm} \quad (6.15)$$

Potom se vypočítá počet oběžných lopatek v regulačním stupni a zaokrouhlí se na sudý počet.

$$z = \frac{\pi \cdot D_S}{t'_0} = \frac{\pi \cdot 0,304}{0,01492} = 63,923 \doteq 64 \quad (6.16)$$

Dále se určí skutečná rozteč lopatek v mříži.

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D_S}{z} = \frac{\pi \cdot 0,304}{64} = 1,49 \text{ cm} \quad (6.17)$$

Pro potřeby pevnostní kontroly se provádí přepočet průřezu profilu a modul průřezu v ohybu lopatky.

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{b'_0}{b_0} \right)^2 = 2,44 \cdot \left(\frac{2,072}{2,590} \right)^2 = 1,562 \text{ cm}^2 \quad (6.18)$$

$$W'_0 = W_0 \cdot \left(\frac{b'_0}{b_0} \right)^3 = 0,39 \cdot \left(\frac{2,072}{2,590} \right)^3 = 0,200 \text{ cm}^3 \quad (6.19)$$

Výsledky výpočtu pro I. i II. variantu návrhu jsou zobrazeny v tab. 6.2.

Tab. 6.2: Hodnoty profilů rozváděcích a oběžných lopatek

Označení	Jednotka	I. varianta					II. varianta				
		RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5.st.	1. věnec	2. věnec	1. st.	2. st.
Statorové lopatky											
t_{opt}	[cm]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,55	0,60	0,72	0,72
γ	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	63,8	63,8	53,470	56,917	66,422	63,788
B_r	[cm]	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50
b_r	[cm]	6,25	6,25	6,25	6,25	5,66	5,66	4,20	4,58	6,25	5,66
z_r	[1]	8	18	20	20	22	22	14	12	22	26
t_r	[cm]	4,63	5,18	4,69	4,77	4,45	4,66	2,26	2,64	4,45	3,94
Rotorové lopatky											
t_{opt}	[cm]	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,57	0,55	0,60	0,60
γ	[°]	15,149	15,149	15,149	15,149	15,149	15,149	10,182	10,182	15,149	15,149
B'_0	[cm]	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,50	2,00	2,00
b'_0	[cm]	2,072	2,072	2,072	2,072	2,072	2,072	2,032	2,540	2,072	2,072
z_0	[1]	64	64	64	64	66	70	86	72	80	84
t_0	[cm]	1,49	1,46	1,46	1,49	1,48	1,46	1,16	1,38	1,22	1,22
S'_0	[cm ²]	1,562	1,562	1,562	1,562	1,562	1,562	1,318	1,620	1,562	1,562
W'_0	[cm ³]	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,152	0,168	0,200	0,200

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

V rámci pevnostního výpočtu je provedena kontrola oběžných lopatek na ohybové a tahové namáhání. Materiál lopatek a jejich dovolená namáhání (viz č. 10) jsou voleny s ohledem na teplotu prostředí, ve kterém pracují. Výpočet je prováděn dle literatury [4]. Kontrolu je nutné provést při 127 % jmenovitých otáček podle normy API 612. Souhrn výsledků všech stupňů pro obě varianty jsou zahrnuty do tab. 7.1.

Rotor turbíny je kontrolován na namáhání krutem v jeho nejužším místě – čepu rotoru pod radiálním ložiskem.

7.1 Namáhání ohybem

Ohybové namáhání je způsobeno obvodovou silou F_u [N] odpovídající výkonu stupně připadajícího na jednu lopatku v ostříku. Namáhány jsou všechny lopatky bez ohledu na jejich délku. Rozdíly jsou pouze ve velikosti namáhání a v proměnlivosti parciálního ostříku. [4]

Po výběru profilu je možno vhodnost zvoleného profilu zkontrolovat výpočtem. Vzorový výpočet je proveden pro regulační stupeň z varianty č. I.

Kontrolní otáčky jsou

$$n_{127\%} = n \cdot 1,27 = 200 \cdot 1,27 = 254 \text{ s}^{-1} \quad (7.1)$$

Krouticí moment připadající na jednu lopatku ve stupni je

$$M_k = \frac{P_i}{2 \cdot \pi \cdot n_{127\%} \cdot z} = \frac{362,4 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 254 \cdot 64} = 3,55 \text{ Nm} \quad (7.2)$$

Ohybový moment na jednu lopatku od obvodové síly je

$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 3,548}{0,304} = 23,38 \text{ N} \quad (7.3)$$

$$M_{o,u} = \frac{F_u \cdot l_2}{2} = \frac{23,38 \cdot 0,022}{2} = 0,26 \text{ Nm} \quad (7.4)$$

Ohybový moment na jednu lopatku od axiální síly je

$$F_a = (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot \frac{1}{z} \quad (7.5)$$

$$F_a = (21,0 - 20,6) \cdot \pi \cdot 0,304 \cdot 0,022 \cdot \frac{1}{64} = 12,53 \text{ N}$$

$$M_{o,a} = \frac{F_a \cdot l_2}{2} = \frac{12,53 \cdot 0,022}{2} = 0,01 \text{ Nm} \quad (7.6)$$

Celkový moment působící na lopatku pak bude

$$M_{o,c} = \sqrt{M_{o,u}^2 + M_{o,a}^2} = \sqrt{0,26^2 + 0,01^2} = 0,256 \text{ Nm} \quad (7.7)$$

Díky známému modulu průřezu v ohybu se vypočítá ohybové napětí.

$$\sigma_o = \frac{M_{o,c}}{W'_o} = \frac{0,256}{0,2 \cdot 10^{-6}} = 1,28 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Namáhání lopatek v ohybu u stupně s parciálním ostřikem by nemělo být větší než $\sigma_{dov} = 16 \text{ MPa}$ z důvodů proměnlivého zatěžování a pro ostatní stupně se uvažuje 20 MPa . [4]

7.2 Namáhání tahem

Celková odstředivá síla se skládá z odstředivé síly samotné lopatky a odstředivé síly od bandáží. Při výpočtu se stanoví hmotnost lopatek i bandáže připadající na jednu lopatku. Výpočet je proveden při kontrolních otáčkách dle literatury [4].

Hmotnost jedné lopatky je

$$m_{lop} = \rho \cdot S'_0 \cdot l_2 = 7850 \cdot 1,562 \cdot 10^{-4} \cdot 0,022 = 2,68 \cdot 10^{-2} \text{ kg}, \quad (7.9)$$

kde hustota oceli je $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Odstředivá síla listu lopatky je

$$\left. \begin{aligned} F_{od,lop} &= m_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{127\%})^2 \\ F_{od,lop} &= 2,68 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,304}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 254)^2 = 10,4 \text{ kN} \end{aligned} \right\} \quad (7.10)$$

Výška bandáže je volena na $a = 3 \text{ mm}$ a střední průměr bandáže D_b [m] je součtem středního průměru stupně, délky lopatky a výšky bandáže. Potom hmotnost bandáže je

$$\left. \begin{aligned} m_b &= \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot a \cdot B'_0 \cdot \frac{1}{z_0} \\ m_b &= 7850 \cdot \pi \cdot 0,328 \cdot 0,003 \cdot 0,02 \cdot \frac{1}{64} = 7,59 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

Odstředivá síla bandáže je

$$\left. \begin{aligned} F_{od,b} &= m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{127\%})^2 \\ F_{od,b} &= 7,59 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,328}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 254)^2 = 3,18 \text{ kN} \end{aligned} \right\} \quad (7.12)$$

Tahové napětí se stanoví z celkové odstředivé síly a plochy průřezu profilu.

$$F_{od,c} = F_{od,lop} + F_{od,b} = 10,4 + 3,18 = 13,5 \text{ kN} \quad (7.13)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od,c}}{S'_0} = \frac{13,5 \cdot 10^3}{1,562 \cdot 10^{-4}} = 86,7 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

7.3 Celkové namáhání

Dovolené celkové namáhání je dané typem použitého materiálu (PAK 1.6). Jeho závislost na teplotě je zobrazena v příloze č. 10. Teplota oběžných lopatek se předpokládá jako teplota páry v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou řadou.

Při ověřování dovoleného napětí je nutné sjednotit ohybové napětí tahovým podle následující rovnice:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_{tah}, \quad (7.15)$$

přičemž musí být splněna podmínka

$$\sigma_c < \sigma_{dov} \quad (7.16)$$

V případě, že oběžné lopatky daného stupně tuto podmínku splňují, je potvrzeno, že zvolená šířka profilu a materiál lopatek jsou pro dané podmínky a zatížení vyhovující.

7.4 Kontrola rotoru na namáhání krutem

Místo, kde je přenášen největší krouticí moment, je na straně spojky v zadní části turbíny. Rotor je zde namáhán na krut a největší smykové napětí bude v místě nejmenšího průměru, tedy v místě radiálního ložiska. Vzorový výpočet je proveden pro variantu č. I, výsledné smykové napětí pro variantu č. II je znázorněno rovnicí (7.21).

Krouticí moment se započítanou doporučenou bezpečností k [1] je

$$M_k = \frac{P_{iC} \cdot k}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{2285,6 \cdot 10}{2 \cdot \pi \cdot 200} = 18188,2 \text{ Nm} \quad (7.17)$$

Stanoví se modul průřezu v krutu.

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,07^3}{16} = 6,74 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (7.18)$$

Potom pro maximální smykové napětí platí

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{18188,2}{6,74 \cdot 10^{-5}} = 269,85 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

Jako materiál hřídele je volena ocel 16 431.6 s mezí kluzu $Re = 588 \text{ MPa}$ (viz příloha č. 10). Pro dovolené smykové napětí platí

$$\tau_{dov} = 0,577 \cdot Re = 0,577 \cdot 588 = 339,28 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

Výsledné smykové napětí pro variantu č. II se stanoví analogicky a její hodnota je

$$\tau_k = 266,11 \text{ MPa} \quad (7.21)$$

Z výpočtu je zpětně určen i nejmenší dovolený průměr hřídele, podle kterého se řídí při výběru ložisek. Stanoví se vyjádřením průměru z rovnice (7.19), kde se za smykové napětí dosazuje dovolená hodnota.

$$\tau_{dov} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{P_{i,C} \cdot k}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\frac{\pi \cdot D_{min}^3}{16}}} \rightarrow D_{min} \quad (7.22)$$

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P_{i,C} \cdot k}{2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2285,6 \cdot 10^3 \cdot 10}{2 \cdot \pi^2 \cdot 200 \cdot 339,28 \cdot 10^6}} = 63,6 \text{ mm} \quad (7.23)$$

V případě II. varianty návrhu je $D_{min} = 60,4 \text{ mm}$, proto je průměr hřídele v místě ložisek zvolen 70 mm v obou variantách.

Tab. 7.1: Výsledky výpočtu namáhání ob. lopatek ohybem a tahem při 127 % jmen. ot.

Označení	Jednotka	I. varianta					II. varianta				
		RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5.st.	1. věnec	2. věnec	1. st.	2. st.
Ohybové namáhání											
M_k	[Nm]	3,55	3,71	3,70	385	4,20	4,01	6,36	6,36	4,20	4,71
F_u	[N]	23,38	25,04	24,81	25,41	26,93	24,54	40,20	40,20	27,72	28,90
$M_{o,u}$	[Nm]	0,26	0,19	0,20	0,27	0,39	0,53	0,60	0,80	0,44	0,69
F_a	[N]	12,53	5,81	4,77	4,60	4,52	4,07	8,97	31,12	3,89	3,99
$M_{o,a}$	[Nm]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,13	0,62	0,06	0,09
$M_{o,c}$	[Nm]	0,26	0,19	0,20	0,27	0,39	0,53	0,62	1,02	0,45	0,70
σ_o	[MPa]	1,28	0,93	1,02	1,36	1,94	2,65	4,08	6,05	2,24	3,51
σ_o^{dov}	[MPa]	16	20	20	20	20	20	16	16	20	20
Tahové namáhání											
m_{top}	[kg]	0,027	0,018	0,020	0,026	0,035	0,053	0,031	0,051	0,039	0,059
$F_{od,top}$	[kN]	10,4	6,87	7,65	10,1	14,0	22,0	7,8	12,7	9,7	15,1
m_b	[kg]	0,008	0,007	0,007	0,008	0,008	0,008	0,006	0,009	0,006	0,007
$F_{od,b}$	[kN]	3,18	2,91	2,97	3,16	3,36	3,74	1,66	2,62	1,75	1,98
$F_{od,c}$	[kN]	13,5	9,78	10,6	13,3	17,3	25,7	9,42	15,3	11,4	17,1
σ_{tah}	[MPa]	86,7	62,6	67,9	84,9	110,9	164,5	71,5	94,7	73,0	110
σ_c	[MPa]	89,98	64,97	70,55	88,29	115,80	171,17	79,6	107	77,5	117
σ_c^{dov}	[MPa]	127,56	148,02	162,65	172,01	178,40	182,19	171,66	169,47	175,95	181,36

8 VÝPOČET A NÁVRH LOŽISEK

Rotor turbíny je uložen ve dvou radiálních ložiskách. V předním ložiskovém stojanu je umístěno radiální segmentové a axiální ložisko. V zadním ložiskovém stojanu je používáno, obdobně jako vpředu, radiální segmentové ložisko. Návrh ložisek (radiálních i axiálních) je proveden podle literatury [4].

8.1 Návrh radiálních ložisek

Radiální ložiska jsou navrhována jen na základě znalosti reakcí od vlastní hmotnosti rotoru. Pro výpočet vznikajících reakcí je nutné znát těžiště a hmotnost rotoru s lopatkováním. Pomocí osy ložisek se rotor rozdělí na tři části:

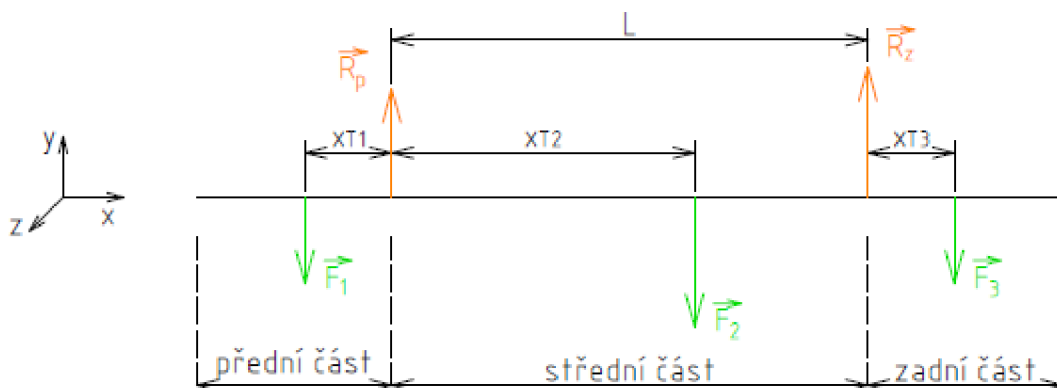
- přední část hřídele → až k ose předního radiálního ložiska,
- střední část → mezi ložisky s uvažováním oběžných lopatek i bandáže,
- zadní část → od osy zadního radiálního ložiska až po samotný konec.

Těžiště a hmotnosti jednotlivých částí byly získány modelováním zjednodušeného rotoru v programu Autodesk Inventor Professional 2019. Odečtené hodnoty jsou uvedené v tab. 8.1. Vzhledem k malému rozdílu hmotnosti rotoru m_R [kg] a ložiskové vzdálenosti L [m] jsou uvažována stejná ložiska pro obě varianty návrhu. Proto je vzorový výpočet prováděn pro těžší rotor – pro variantu č. I.

Tab. 8.1: Rozměry a váhy rotoru

Číslo varianty	m_1 [kg]	x_{T1} [mm]	m_2 [kg]	x_{T2} [mm]	m_3 [kg]	x_{T3} [mm]	m_R [kg]	L [mm]
I.	5,75	62,95	144,56	514,85	9,05	90,16	159,35	975
II.	5,75	62,95	124,93	409,40	9,05	85,66	139,73	815

Schéma působících sil, reakce v ložiscích a znázornění těžišť jednotlivých částí je zobrazeno na obr. 8.1. Pro výpočet reakčních sil je aplikována momentová a silová rovnováha. V rovnici se vyskytují jen gravitační síly od tří částí rotoru F_1 [N], F_2 [N], F_3 [N] a reakční síly v ložiscích R_p [N], R_z [N]. Za vztažný bod je zvoleno místo předního ložiska.



Obr. 8.1: Znázornění gravitačních a reakčních sil

Stanoví se gravitační síly pomocí gravitačního zrychlení $g \left[\frac{m}{s^2} \right]$.

$$F_1 = m_1 \cdot g = 5,75 \cdot 9,807 = 56,34 \text{ N} \quad (8.1)$$

$$F_2 = m_2 \cdot g = 144,56 \cdot 9,807 = 1417,65 \text{ N} \quad (8.2)$$

$$F_3 = m_3 \cdot g = 9,05 \cdot 9,807 = 88,77 \text{ N} \quad (8.3)$$

Potom se sestaví rovnice momentové rovnováhy a vyjádřením reakční síly v zadním ložisku R_z [N] se zjistí její velikost.

$$F_1 \cdot x_{T1} + R_z \cdot L - F_2 \cdot x_{T2} - F_3 \cdot (L + x_{T3}) = 0 \rightarrow R_z \quad (8.4)$$

$$R_z = \frac{F_2 \cdot x_{T2} + F_3 \cdot (L + x_{T3}) - F_1 \cdot x_{T1}}{L} \quad (8.5)$$

$$R_z = \frac{1417,65 \cdot 0,515 + 88,77 \cdot (0,975 + 0,09) - 56,34 \cdot 0,063}{0,975} = 841,94 \text{ N}$$

Ze silové rovnováhy ve směru osy y se určí reakční síla v předním ložisku R_p [N].

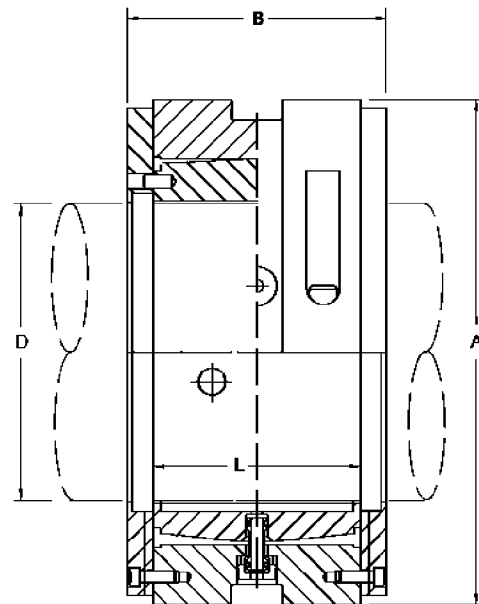
$$R_p + R_z - F_1 - F_2 - F_3 = 0 \rightarrow R_p \quad (8.6)$$

$$R_p = F_1 + F_2 + F_3 - R_z = 56,34 + 1417,65 + 88,77 - 841,94 = 720,83 \text{ N} \quad (8.7)$$

Úkolem radiálních ložisek je zachycení síly vznikající od tíhy osazeného rotoru turbíny. Hlavními rozměry pro návrh nosného ložiska jsou průměr hřídele D [m] a délka nosné pánve L [m]. Podle doporučeného poměru $\frac{L}{D} = 0,4$ se volí ložisko z katalogů [8]. Základní rozměry zvoleného ložiska jsou znázorněny na obr. 8.2 a jsou uvedeny v tab. 8.2.

Tab. 8.2: Základní rozměry radiálního ložiska [8]

Vnější průměr	A	130 mm
Vnitřní průměr	D	70 mm
Délka nosné pánve	L	28 mm
Šířka	B	50 mm



Obr. 8.2: Radiální segmentové ložisko [8]

Pro kontrolu zatížení ložisek pomocí Sommerfeldova čísla je nutné znát vlastnosti mazacího oleje a měrný tlak v ložiskách. Měrný tlak se určí pomocí známých rozměrů a reakčních sil pro přední i zadní ložisko.

$$p_p = \frac{R_p}{L \cdot D} = \frac{720,83}{0,028 \cdot 0,07} = 0,368 \text{ MPa} \quad (8.8)$$

$$p_z = \frac{R_z}{L \cdot D} = \frac{841,94}{0,028 \cdot 0,07} = 0,430 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

Funkcí mazacího oleje je mazání stykových ploch pro zajištění kluzných účinků, chlazení ložisek i hřídele turbíny. Uvažuje se turbínový olej ISO VG 46 s hustotou $\rho_o = 866 \text{ kg/m}^3$ a kinematickou viskozitou $\nu_o = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ [12].

Po zjištění všech potřebných veličin se provádí kontrola Sommerfeldova čísla, které definuje míru zatížení ložiska. Její hodnota by se měla pohybovat v rozmezí 1 (málo zatížená) až 10 (velmi zatížená).

$$S_o = \frac{p_p \cdot \psi^2}{2 \cdot \pi \cdot n' \cdot \frac{\rho_o}{\nu_o}} = \frac{0,368 \cdot 10^6 \cdot 0,0015^2}{2 \cdot \pi \cdot 210 \cdot \frac{866}{46 \cdot 10^{-6}}} = 0,016 \quad (8.10)$$

$$S_o = \frac{p_z \cdot \psi^2}{2 \cdot \pi \cdot n' \cdot \frac{\rho_o}{\nu_o}} = \frac{0,43 \cdot 10^6 \cdot 0,0015^2}{2 \cdot \pi \cdot 210 \cdot \frac{866}{46 \cdot 10^{-6}}} = 0,018 \quad (8.11)$$

kde ψ [1] je poměrná radiální vůle v ložisku dle katalogu [8]. Z výsledku je zřejmé, že radiální ložiska jsou předimenzována. Z důvodu nejnižšího dovoleného průměru, viz rovnice (7.23), ale není možné dále snižovat průměr hřídele a zvolit menší ložisko.

Ztrátový výkon a množství mazacího oleje je dáno výrobcem ložisek. Odečtením grafu z přílohy č. 7 zjistíme jejich hodnoty.

$$P_{zp} = P_{zz} = 2 \text{ kW} \quad (8.12)$$

$$\dot{V}_{olej,p} = \dot{V}_{olej,z} = 3 \text{ l/min} \quad (8.13)$$

8.2 Návrh axiálního ložiska

Axiální ložisko je umístěno v předním ložiskovém stojanu. Je opatřeno naklápěcími segmenty a dokáže zajistit vyrovnání axiálních sil v obou směrech. Výsledná síla se skládá z následujících složek:

- A) síla působící na lopatkování od rozdílu tlaků před a za oběžnými lopatkami,
- B) síla působící na disky oběžných kol,
- C) síla působící na výstupkách vnějších i vnitřních ucpávek,
- D) síla působící na plochy různých průměrů hřídele od tlakového rozdílu.

Poslední složku axiální síly je možné zanedbat z důvodu konstantního průměru na úseku střední části hřídele, tlakový rozdíl v předním i zadním části je nulový. Pro výpočet se uvažuje kladný směr axiálních sil ve směru proudění hlavního proudu páry v lopatkování. Vzorový výpočet je proveden pro variantu č. I a výsledky všech výpočtů jsou uvedeny v tab. 8.3, resp. v tab. 8.4.

Axiální síla působící na lopatkování

Oběžné lopatky byly navrženy s mírným stupněm reakcí, které jsou důsledkem rozdílů tlaků před a za oběžnou lopatkovou mříží. Rozdíly nejsou velké, ale je třeba s nimi počítat. Další člen síly působící na lopatkování je impulzní síla od hmotnostního průtoku páry. Axiální síla na regulační stupeň je potom

$$F_{1ax} = \left[\pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) + \dot{M} \cdot (w_{1a} - w_{2a}) \right] \cdot \varepsilon$$

$$F_{1ax} = \left[\pi \cdot 0,304 \cdot 0,022 \cdot (2,1 - 2,06) \cdot 10^6 + 4,793 \cdot (88,81 - 78,30) \right] \cdot 0,383 \quad (8.14)$$

$$F_{1ax} = 325,96 \text{ N}$$

Axiální síla působící na disk oběžného kola

Síla vzniká i působením tlaku média na disky oběžného kola. Plocha disku je brána od patního průměru k hřídeli turbíny. Pro disk bez odlehčovacích otvorů platí (pro regulační stupeň)

$$F_{2ax} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D_h^2) \cdot (p_0 - p_2)$$

$$F_{2ax} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,282^2 - 0,100^2) \cdot (2,94 - 2,06) \cdot 10^6 = 2092,5 \text{ N}, \quad (8.15)$$

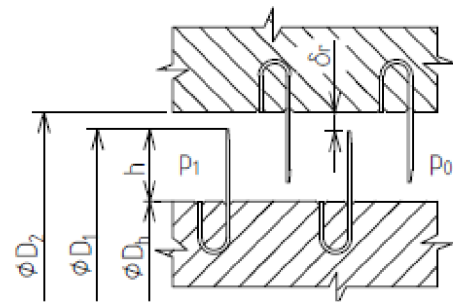
kde patní průměr D_p [m] je rozdílem středního průměru a délky oběžné lopatky. Pro disky s odlehčovacími otvory (např. pro první stupeň) platí

$$F'_{2ax} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D_h^2 - n \cdot d_o^2) \cdot (p_0 - p_2)$$

$$F'_{2ax} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,282^2 - 0,100^2 - 6 \cdot 0,012^2) \cdot (2,94 - 2,06) \cdot 10^6 = 1448,1 \text{ N} \quad (8.16)$$

Síla na výstupcích ucpávek

U vnějších i vnitřních ucpávek jsou použity opačně orientované břity zatemované v hřídeli a v rozváděcím kole, případně v ucpávkovém tělese, jako například na obr. 8.3. Tímto na hřídeli působí jen poloviční síla. Výška břitů h [m] je volena podle doporučení na 7 mm. Směry síly jsou záporné u sekcí A1, B1 a C2.



Obr. 8.3: Schéma ucpávek

$$F_{3ax} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [D_1^2 - D_h^2 + D_2^2 - (D_h + 2 \cdot \delta_r)^2] \cdot (p_0 - p_1)$$

$$F_{3ax} = \frac{\pi}{8} \cdot [0,282^2 - 0,100^2 + 0,282^2 - (0,100 + 2 \cdot 0,00035)^2] \cdot (2,94 - 2,06) \cdot 10^5 \quad (7)$$

$$F_{3ax} = 2092,5 \text{ N}$$

Celková axiální síla a volba ložiska

Celková axiální síla působící na rotor turbíny je součet všech dílčích sil s respektováním jejich směru. Velkosti působících sil pro jednotlivé varianty návrhu s respektováním směru působení jsou uvedeny v tab. 8.3, resp. v tab. 8.4.

Tab. 8.3: Velkosti axiálních sil působících ve variantě č. I

Označení	Jednotka	RS	1. st.	2. st.	3. st.	4. st.	5. st.
F_{1ax}	[N]	329,8	433,3	370,6	343,3	331,6	304,4
F_{2ax}	[N]	2082,1	1440,5	1068,1	783,2	578,8	408,0
F_{3ax}	[N]	-	1036,9	774,6	576,6	439,9	279,0
		C1	B1	A1	A2	B2	C2
F_{3ax}	[N]	19,8	-105,3	-3417,8	106,3	105,3	-19,8
$F_{C,ax}$	[N]			8269,40			

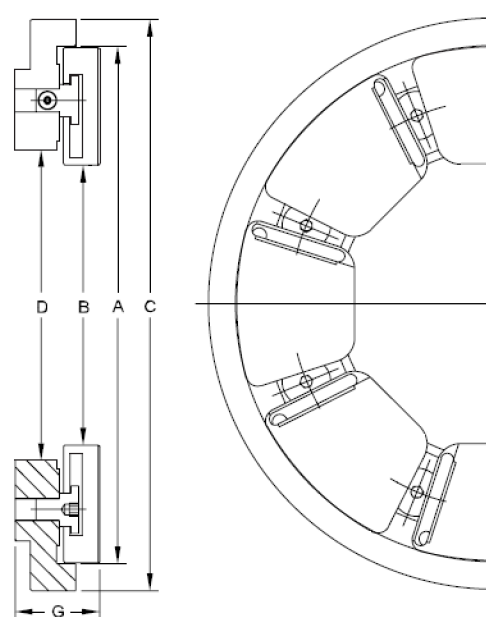
Tab. 8.4: Velikosti axiálních sil působících ve variantě č. II

Označení	Jednotka	1.	2.	1. st.	2. st.	B2	C2	
		věvec 2°C	věvec 2°C					
F_{1ax}	[N]	326,3	705,2	333,9	335,9			
F_{2ax}	[N]	7058,9	-	501,7	359,3			
F_{3ax}	[N]	-	-	394,8	290,5			
		C1	B1	A1	A2			
F_{3ax}	[N]	19,8	-105,3	-1039,5	106,4	105,3	-19,8	
$F_{C,ax}$	[N]	9373,66						

Velikosti výsledných sil jsou blízké u obou variant, proto jsou volena stejné ložiska pro obě varianty návrhu. Axiální ložisko je zvoleno z katalogů [9] podle velikosti výsledné působící síly a průměru hřídele. Šestisegmentové ložisko je nevyhovující kvůli nízkým rozměrům, neboť by bylo výrazně předdimenzované. Vhodným kompromisem mezi rozměry a předdimenzováním je volba osmisegmentového ložiska s označením 123. Ložisko je dimenzované až do 23 kN. Základní rozměry zvoleného ložiska jsou znázorněny na obr. 8.4 a jsou uvedeny v tab. 8.5.

Tab. 8.5: Rozměry axiálního ložiska [9]

Vnější průměr segmentů	A	137 mm
Vnitřní průměr segmentů	B	74,4 mm
Vnější průměr pouzdra	C	152,4 mm
Vnitřní průměr pouzdra	D	82 mm
Šířka ložiska	G	23,8 mm
Nosná plocha segmentů	S	7265 mm ²



Obr. 8.4: Axiální ložisko [9]

Ztrátový výkon a množství mazacího oleje je dáno výrobcem ložisek. Odečtením grafu z přílohy č. 8 a č. 9 zjistíme jejich hodnoty.

$$P_{z,ax} = 9 \text{ kW} \quad (8.18)$$

$$\dot{V}_{olej,ax} = 10 \text{ l/min} \quad (8.19)$$

Je nutno zabezpečit axiální polohu rotoru i proti směru toku páry. K tomu slouží pomocná (vedlejší) strana ložiska, která může být krátkodobě zatížena, například při změnách výkonu turbíny.

9 REGULACE TURBÍNY

Protože se u regulačního stupně používá parciální ostřík, rozváděcí lopatky je nutné rozdělit do několika skupin. Průtok páry jednotlivými skupinami je řízen regulačními ventily. Před těmito regulačními ventily je ještě předřazen společný rychlozávěrný ventil. Škracením páry přes tento ventil vzniká tlaková ztráta, která snižuje tlak admisní páry, viz rovnice (2.1). [4]

9.1 Návrh skupinové regulace pro variantu č. I

Pro skupinovou regulaci výkonu turbíny je nutno navrhnout rozměry, počet dýz a dýzových skupin. Návrh je proveden podle literatury [1] a vzorový výpočet je uvedený pro variantu č. I.

Z předchozích výpočtů jsou známy tyto hodnoty:

- Tlak páry před RS $p_0 = 29,4 \text{ bar}$
- Měrný objem na vstupu do RS $v_0 = 0,098 \text{ m}^3/\text{kg}$
- Tlak páry za RS $p_2 = 20,580 \text{ bar}$
- Tlak za posledním stupněm $p_N = 2,104 \text{ bar}$
- Hmotností průtok $\dot{M}_0 = 4,864 \text{ kg/s}$
- Kritický tlak $p_{krit} = 16,052 \text{ bar}$

Stanoví se průběh tlaku p_2^* [bar] za regulačním stupněm pro zvolené hmotnostní průtoky páry dle vztahu

$$p_2^* = \sqrt{\frac{p_2^2 - p_N^2}{\dot{M}_0} \cdot \dot{M}^2 + p_N^2} \quad (9.1)$$

Vypočítá se jednotkový průtok minimálním průřezem σ [kg/sm²] a v případě nekritického proudění ($\pi < \pi_{krit}$) se vztah zjednoduší dle rovnice (9.3).

$$\sigma = X_{max} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\pi - \pi_{krit}}{1 - \pi_{krit}}\right)^2} \quad (9.2)$$

$$\sigma = X_{max} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (9.3)$$

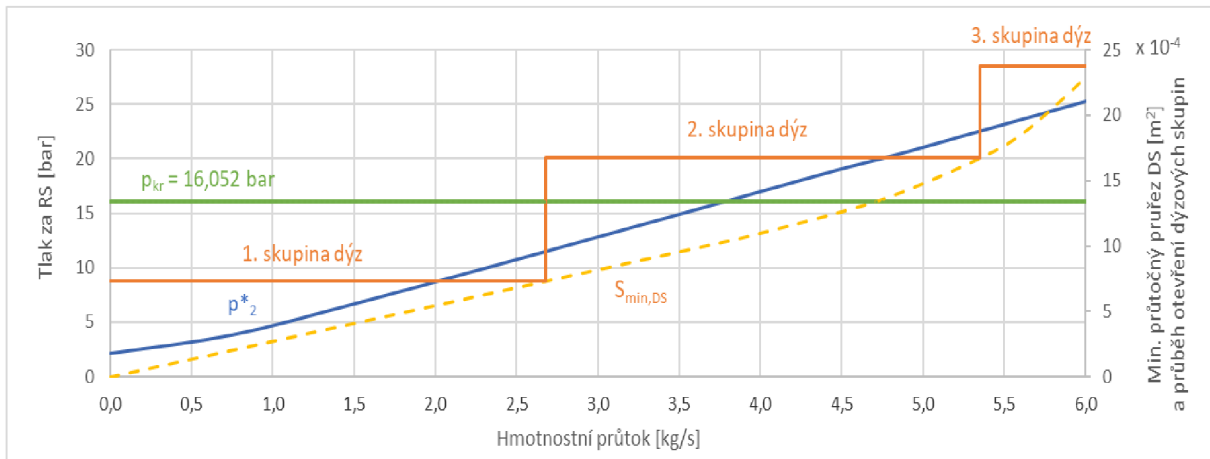
kde X_{max} [1] je konstanta pro přehřátou vodní páru. Požadovaný minimální průtočný průřez dýzových skupin $S_{min,DS}$ [m²] se určí dělením hmotnostního průtoky jednotkovým průtokem minimálního průřezu.

$$S_{min,DS} = \frac{\dot{M}}{\sigma} \quad (9.4)$$

Výsledky výpočtu pro variantu č. I jsou uvedeny v tab. 9.1 a znázorněny na obr. 9.1.

Tab. 9.1: Výpočet průtočného průřezu dýz (varianta návrhu č I)

Označení	Jednotka	Libovolný hmotnostní průtok \dot{M} [kg/s]									
		0,00	0,75	1,50	2,25	3,00	3,75	4,50	\dot{M}_0	\dot{M}_{max}	
p_2^*	[bar]	2,10	3,16	6,31	9,47	12,63	15,78	18,84	20,47	25,59	
π	[1]	0,07	0,11	0,22	0,32	0,43	0,54	0,64	0,70	0,87	
		nekritické					kritické				
$\sigma \cdot 10^3$	[kg/sm ²]	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,57	3,45	2,56	
$S_{min,DS} \cdot 10^{-4}$	[m ²]	0,00	2,05	4,10	6,16	8,21	10,3	12,6	14,1	23,8	



Obr. 9.1: Průtočný průřez dýz a změny tlaku za RS v závislosti na hmotnostním průtoku

Průtočná plocha jedné dýzy je

$$S_D = t_0 \cdot l_0 \cdot \sin \alpha_1 = 0,0149 \cdot 0,019 \cdot \sin 12^\circ = 1,82 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (9.5)$$

Potom počet dýz pro jmenovitý průtok je

$$z_{min} = \frac{S_{min,DS}}{S_D} = \frac{14,1 \cdot 10^{-4}}{1,82 \cdot 10^{-4}} = 7,77 \doteq 8 \text{ dýz} \quad (9.6)$$

Maximální průtok se uvažuje 125 % jmenovitého průtoku pro který je počet dýz

$$z_{max} = \frac{S_{min,DS}}{S_D} = \frac{23,8 \cdot 10^{-4}}{1,82 \cdot 10^{-4}} = 13,1 \doteq 14 \text{ dýz} \quad (9.7)$$

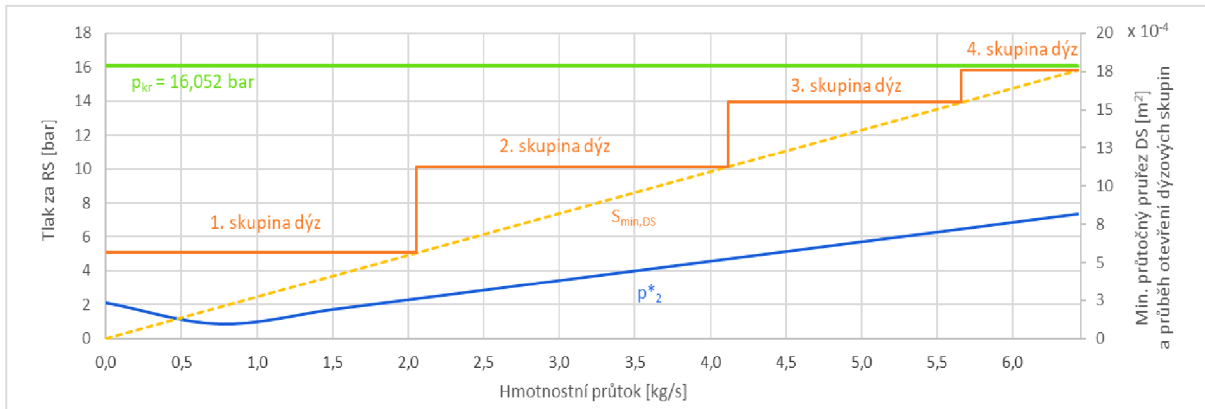
Celková dýzová plocha pro maximální průtok se rozdělí do třech dýzových skupin s pěti dýzami. První dvě skupiny jsou dimenzovány na pokrytí jmenovitého výkonu a třetí bude sloužit pro pokrytí maximálního výkonu. Otevření druhé skupiny dýz je zvoleno při dosažení 55 % hmotnostního průtoku a třetí skupina při 110 % průtoku. Průběh otevírání jednotlivých skupin slouží jen pro znázornění skokové změny dýzových ploch. Při otevírání je k dispozici celá skupina dýz, tedy průtočná plocha je konstantní. Jednotlivé skupiny obsahují dýzu navíc kvůli snadnější regulaci při najíždění.

9.2 Návrh skupinové regulace pro variantu č. II

Při návrhu skupinové regulace pro variantu č. II se analogicky postupuje jako pro variantu č. I. Proto jsou zde uvedeny jen výsledky výpočtu (viz tab. 9.2) a jejich znázornění (viz obr. 9.2).

Tab. 9.2: Výpočet průtočného průřezu dýz (varianta návrhu č. II)

Označení	Jednotka	Libovolný hmotnostní průtok \dot{M} [kg/s]									
		0,00	0,75	1,50	2,25	3,00	3,75	4,50	\dot{M}_0	\dot{M}_{max}	
p_2^*	[bar]	2,10	0,86	1,71	2,35	3,42	4,28	5,13	6,24	7,34	
π	[1]	0,07	0,03	0,06	0,08	0,12	0,14	0,17	0,20	0,25	
nekritické											
$\sigma \cdot 10^3$	[kg/sm ²]	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	3,65	
$S_{min,DS} \cdot 10^{-4}$	[m ²]	0,00	2,05	4,10	6,16	8,21	10,3	12,3	14,1	17,6	



Obr. 9.2: Průtočný průřez dýz a změny tlaku za 2°C v závislosti na hmotnostním průtoku

Průtočná plocha jedné dýzy je

$$S_D = t_0 \cdot l_0 \cdot \sin \alpha_1 = 0,0227 \cdot 0,028 \cdot \sin 12^\circ = 1,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (9.8)$$

Potom počet dýz pro jmenovitý průtok je

$$z_{min} = \frac{S_{min,DS}}{S_D} = \frac{14,1 \cdot 10^{-4}}{1,32 \cdot 10^{-4}} = 10,69 \doteq 11 \text{ dýz} \quad (9.9)$$

Maximální průtok se uvažuje 125 % jmenovitého průtoku pro který je počet dýz

$$z_{max} = \frac{S_{min,DS}}{S_D} = \frac{17,6 \cdot 10^{-4}}{1,32 \cdot 10^{-4}} = 13,6 \doteq 14 \text{ dýz} \quad (9.10)$$

Celková dýzová plocha pro maximální průtok se rozdělí do čtyř dýzových skupin se čtyřmi dýzami. První tři skupiny jsou dimenzovány na krytí jmenovitého výkonu a čtvrtá bude sloužit pro pokrytí maximálního výkonu. První tři skupiny jsou dimenzovány na krytí jmenovitého výkonu a čtvrtá bude sloužit pro pokrytí maximálního výkonu. Otevření druhé skupiny dýz je zvoleno při dosažení 40 % hmotnostního průtoku, třetí 80 % a čtvrtá 110 % průtoku. Průběh otevírání jednotlivých skupin slouží jen pro znázornění skokové změny dýzových ploch. Při otevírání je k dispozici celá skupina dýz, tedy průtočná plocha je konstantní. Jednotlivé skupiny obsahují dýzu navíc kvůli snadnější regulaci při najíždění.

10 VÝKON A ÚČINNOST TURBOSOUSTROJÍ

Hlavním úkolem návrhu je stanovení hmotnostního průtoku páry turbínou tak, aby bylo dosaženo požadovaného příkonu poháněného stroje. Průtoční část byla navržena při 105 % jmenovitých otáček, proto i bilance výkonu a hmotnostního průtoku je provedena pro návrhový stav.

Předběžný hmotnostní průtok \dot{M}' [kg/s] během výpočtu byl odvozen z příkonu drtičky P_{sv} [W] a izoentropického spádu připadajícího na celou turbínu H_{iz} [kJ/kg].

$$\dot{M}' = \frac{P_{sv}}{H_{iz} \cdot \eta^*} = \frac{2200}{575 \cdot 0,78} = 4,9 \frac{kg}{s}, \quad (10.1)$$

kde předběžná účinnost turbosoustrojí η^* [1] byla odhadnuta. Celkový vnitřní výkon turbíny $P_{i,c}$ [W] se stanoví ze sumy vnitřních výkonů jednotlivých stupňů, který je snižován ztrátovým výkonem ložisek (radiální i axiální) P_{lz} [W], převodovky $P_{př}$ [W] a předních hřídelových ucpávek P_u [W].

$$P_{i,c} = \Sigma P_i - P_{lz} - P_{př} - P_u = 2370,8 - 13,0 - 33,79 - 38,4 = 2285,6 \text{ kW} \quad (10.2)$$

Ztráta výkonu vlivem uniklého množství páry přední hřídelovou ucpávkou P_u [W] se vypočítá z rozdílu entalpií za regulačním a posledním stupněm, které je možné vyjádřit i ve formě účinnosti ($\eta_{u,A1}$ [1]).

$$P_u = \dot{M}_{u,A1} \cdot (i_2^{RS} - i_N) = 0,09 \cdot (3109,7 - 2683,4) = 38,4 \text{ kW} \quad (10.3)$$

$$\eta_{u,A1} = 1 - \frac{P_u}{P_{i,c}} = 1 - \frac{38,4}{2285,6} = 0,983 \quad (10.4)$$

Ztrátový výkon a účinnost převodovky jsou dány výrobcem (viz tab. 10.1). Mechanické ztráty ložisek jsou také dány výrobcem a mechanická účinnost se stanoví z rovnice (10.5).

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{lz}}{P_{i,c}} = 1 - \frac{13,0}{2284} = 0,994 \quad (10.5)$$

Potom se spojkový výkon P_{sp} [W] na straně poháněného stroje musí rovnat požadovanému výkonu.

$$P_{sp} = P_{i,c} \cdot \eta_{u,A1} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_m = 2200 \text{ kW} \quad (10.6)$$

Pro dodržení požadovaného příkonu bude nutno zvětšit, případně snížit množství páry na vstupu do turbíny. Chybějící, případně nadbytečné množství se stanoví z rozdílu výkonu a měrné vnitřní práce turbíny a_i [J/kg]. Potom výsledný hmotnostní průtok je

$$\dot{M}_0 = \dot{M}' + \frac{\Delta P_{sp}}{a_i} = \dot{M}' + \frac{2200 - P_{sp}}{\left(i_0 + \frac{c_0^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right)} \quad (10.7)$$

Díky takto nastavenému hmotnostnímu průtoku ve výpočtovém programu bylo možné snadně optimalizovat průtočný kanál a spočítat vždy reálné množství páry. Výsledné množství páry pro variantu č. I je

$$\dot{M}_0 = 4,870 \frac{kg}{s} \quad (10.8)$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny η_{TDi} [1] se stanoví z poměru měrné vnitřní práce a měrné vnitřní izoentropické práce turbíny.

$$\left. \begin{aligned} \eta_{TDi} &= \frac{a_i}{a_{iz}} = \frac{\left(i_0 + \frac{c_0^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right)}{\Sigma h_{iz}} \\ \eta_{TDi} &= \frac{\left(3186,9 + \frac{25^2}{2}\right) - \left(2683,4 + \frac{89,8^2}{2}\right)}{593,9} = 0,842 \end{aligned} \right\} \quad (10.9)$$

Pro úplnost se ještě stanoví součinitel zpětného využití ztrát – reheat factor $(1 + f)$ [1]. Jedná se o část tepla ze ztrátových procesů, která se znovu využije v dalším stupni. Vypočítá se jako poměr součtu dílčích zpracovaných spádů Σh_{iz} [J/kg] k izoentropickému spádu turbíny viz rovnice (2.6). [1]

$$(1 + f) = \frac{\Sigma h_{iz}}{H_{iz}} = \frac{593,9}{575,1} = 1,033 \quad (10.10)$$

Uvedený vzorový výpočet se vztahuje k variantě č. I. Výkonové charakteristiky a reheat factor pro variantu č. II jsou zobrazeny v tab. 10.2, kde jsou rovněž porovnány i další parametry obou návrhů.

10.1 Přirazení převodovky

Pro přenášení výkonu turbíny na poháněný stroj je nutné umístit mezi nimi převodovku, která redukuje vysoké otáčky turbíny ($n = 12\,000 \text{ ot/min}$) na žádanou hodnotu ($n = 1\,000 \text{ ot/min}$). Z důvodu vysokého převodového poměru bylo nutné poptat převodovku na míru.

Pro účely této diplomové práce firma Wikow Gear s.r.o. nabídla převodovku s označením RUB 710. Ozubené kolo i pastorek jsou opatřeny dvojitým šikmým ozubením a jejich osová vzdálenost je 710 mm. Celkové rozměry převodovky jsou 840 × 2030 × 1640 mm (délka × šířka × výška) a přibližná hmotnost je 8000 kg. [11] Další základní údaje jsou zahrnuty do tab. 10.1.

Tab. 10.1: Technické parametry převodovky [11]

Provozní parametry	
Nominální výkon	2 200 kW
Otáčky pomaloběžného hřídele	1 000 min ⁻¹
Otáčky rychloběžného hřídele	11 963 min ⁻¹
Převodový poměr	11,963
Účinnost při 100% zatížení	98,46 %
Ztráty při 100% zatížení	33,79 kW
Požadavky na mazání	
Typ oleje	ISO VG 46
Spotřeba oleje	73 l/min
Vstupní tlak oleje	1,5 bar
Vstupní teplota oleje	45 °C

10.2 Porovnávání výsledků navržených variant

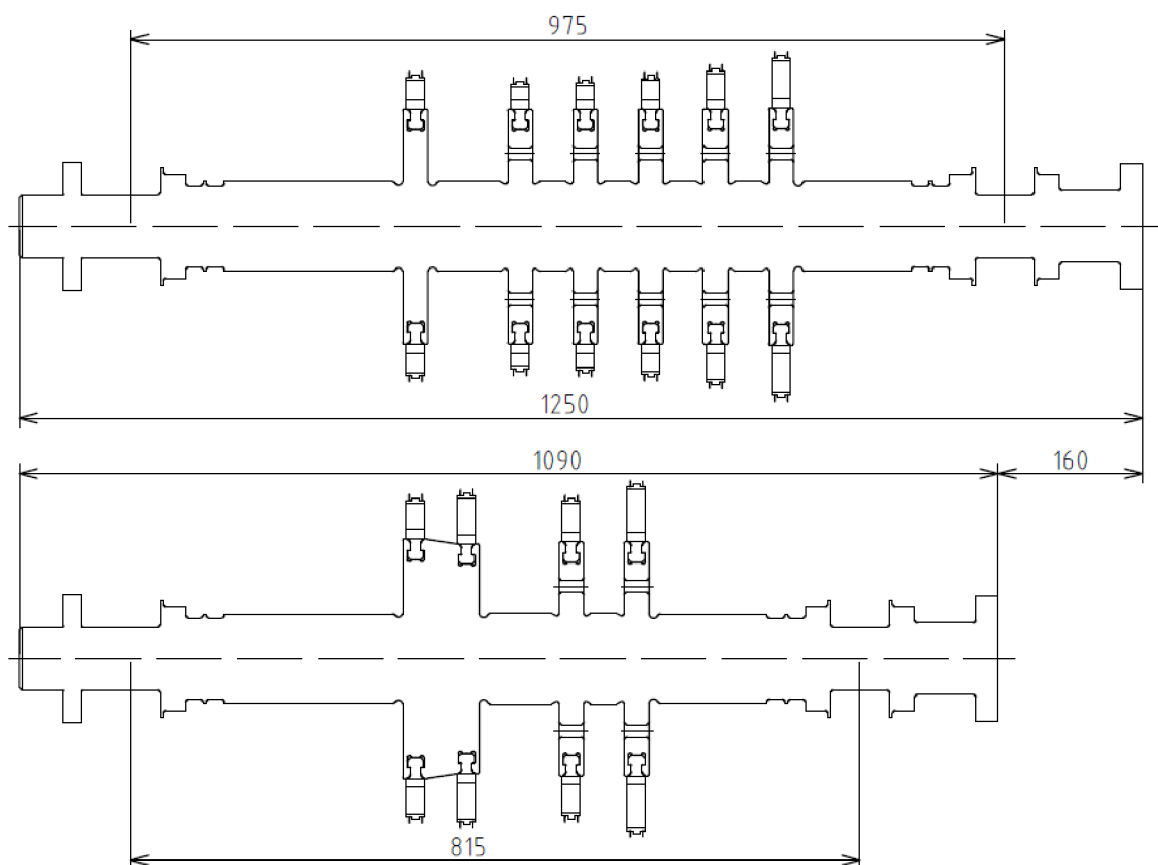
Pro zadané parametry byl proveden výpočet dvou koncepcí turbín – první varianta s regulačním stupněm v provedení A-kola a druhá dvouvěncovým Curtisovým kolem. Cílem porovnávání je zjištění nejvýhodnějšího řešení pro danou aplikaci stroje. Otáčky jednotlivých variant byly zvoleny na stejnou hodnotu. Střední průměr regulačního stupně a patní průměr stupňové části byly postupně upraveny na blízké hodnoty. Tím je možné porovnat velikost zpracovaného tepelného spádu regulačním stupněm, který výrazně ovlivňuje provozní vlastnosti, účinnost a počet stupňů. Rozhodující parametry při výběru výsledné varianty budou potřebné množství páry, počet stupňů, hmotnost rotoru a ložisková vzdálenost. Tyto hodnoty a další vlastnosti turbín jsou uvedeny v tab. 10.2.

Tab. 10.2: Porovnání výsledků navržených variant

	Označení	Jednotka	I. varianta	II. varianta
Tlak admisní páry	p_A	[bar]	30,0	30,0
Teplota admisní páry	t_A	[°C]	380,0	380,0
Tlak ve výstupním hrdle	p_p	[bar]	2,05	2,05
Regulační stupeň			A-kolo	2°C
Počet stupňů			5	2
Střední průměr RS	D_S	[mm]	303,5	316,6
Patní průměr stupňové části	D_p	[mm]	282,4	278,9
Otáčky	n	[min ⁻¹]	12 000	12 000
Hmotnostní průtok páry	\dot{M}_0	[kg/s]	4,870	5,152
Zpracovaný tepelný spád v RS	H_{RS}	[kJ/kg]	98,7	378,4
Reheat factor	$1 + f$	[1]	1,033	1,039
Vnitřní výkon turbosoustrojí	$P_{i,c}$	[kW]	2285,6	2253,7
Termodynamická účinnost	η_{TDi}	[1]	0,842	0,753
Hmotnost rotoru	m_R	[kg]	159,35	139,73
Ložisková vzdálenost	L	[mm]	975,0	815,0

Výsledky termodynamického návrhu jsou podle očekávání. Podstatně větší tepelný spád zpracuje Curtisův stupeň (3,8krát větší), proto pracovní látka dosahuje i nadzvukové rychlosti. Velké rychlosti způsobují značné dynamické namáhání oběžných lopatek, které přesto vyhovují pevnostním podmínkám. Výhodou Curtisova stupně je v tomto případě výraznější snížení tlaku a teploty páry a tím snížení počtu stupňů. Nevýhodou je však o 8,8 % nižší účinnost oproti první variantě, ale vzhledem k využití této turbíny to není považováno za významný problém. Přidáním dalších stupňů by bylo možné zvyšovat účinnost a současně by narůstala i hmotnost a ložisková vzdálenost. Vzhledem k malému rozdílu hmotnosti ($\Delta m_R = 19,6$ kg), a hlavně menší spotřebě páry, je možné uvažovat první variantu za optimální výběr. A-kolo zpracuje nižší tepelný spád, proto je nutný větší počet stupňů. Přesto hmotnost a ložiskovou vzdálenost až tak zásadně nezvyšuje, navíc dosáhne i vyšší účinnosti ($\eta_{TDi} = 0,842$).

Pro lepší představu o rozměrech jsou znázorněny a rovněž porovnány lopátkové plány jednotlivých variant na obr. 10.1.



Obr. 10.1: Porovnání lopatkového plánu obou variant

11 VÝKRES A MODEL TURBOSOUSTROJÍ

Jedním z cílů této práce je detailní návrh turbíny na společném rámu s převodovkou. Při realizaci výkresu turbíny pro pohon drtičky v cukrovaru bylo postupováno podle doporučení a rad firmy Doosan Škoda Power. Výkres byl vytvořen pomocí programu AutoCAD 2019 v měřítku 1:10.

Turbína je jednotělesová a vysokootáčková s výstupem dolů do protitlakového systému. Skříň turbíny je horizontálně dělená na horní a spodní polovinu. Pára je přiváděna do regulačního stupně přes rychlozávěrný ventil a přes skupiny regulačních ventilů. Turbína je regulována čtyřmi regulačními ventily umístěnými na traverze, které jsou ovládány jedním hydraulickým servopohonem. Regulace páry probíhá pomocí dýzových komor, které jsou integrované do vnějšího tělesa a tvoří rozváděcí mříž. Samotný rotor je navržen v diskové koncepci, kde jsou jednotlivé disky nasazeny na hřídel rotoru. Oběžné lopatky jsou v disku uchyceny závěsem a spojeny do svazků pomocí bandáží. Rozváděcí lopatková řada je připevněna ke skříni pomocí nosičů. Aby pronikající pára vnitřních ucpávek nebrzdila hlavní proud páry v mezeře mezi statorovou a rotorovou lopatkovou řadou, disky jsou opatřeny vyrovnávacími otvory. Turbína je vybavena parními ucpávkami, které zamezují úniku páry z turbíny. Střídáním rotorových a statorových břitů se vytváří pravý labyrint. Díky této konstrukční koncepci je zajištěno těsnění rotoru vzhledem ke statoru. Rotor turbíny je uložen ve dvou radiálních ložiskách, které jsou umístěny v předním a zadním ložiskovém tělese. Axiální ložisko je uloženo v předním ložiskovém stojanu a zajistí vyrovnání axiálních sil. Vysoké otáčky turbíny jsou redukovány pomocí převodového ústrojí, na kterém je umístěno i protáčekací zařízení. Rotor turbíny je připojen k rychloběžnému hřídeli převodovky pomocí pružné spojky. Pomaluběžný hřídel převodovky je spojen s hřídelem drtičky pevnou spojkou. Turbína s převodovkou je uložena na společném rámu s integrovaným olejovým systémem. Drtič je předpokládán vlastním olejovým hospodářstvím. Mazací olejový systém slouží pro mazání a chlazení všech ložisek turbosoustrojí. Hlavní olejová nádrž je zabudována s dostatečnou kapacitou do rámu turbosoustrojí. Objem nádrže $V_n [m^3]$ lze stanovit ze spotřeby ložisek (nosných a axiálních) a převodovky při doporučeném oběhovém čísle $i = 7 h^{-1}$. Její objem je navýšen o 25 % z důvodů uvažování vzduchové výšky a vnitřních přepážek. [10]

$$V_n = \frac{1,25 \cdot \sum \dot{V}_{olej}}{i} = \frac{1,25 \cdot (\dot{V}_{ax} + 2 \cdot \dot{V}_{rad} + \dot{V}_{př})}{i} \quad (11.1)$$
$$V_n = \frac{1,25 \cdot (10 + 2 \cdot 3 + 73)}{\frac{7}{60}} = 953,6 \text{ l} \doteq 0,954 \text{ m}^3$$

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout protitlakovou parní turbínu pro pohon drtičky v cukrovaru. Pro dosažení požadovaného příkonu poháněného stroje bylo nutné sestavit návrh průtočného kanálu turbíny a na jeho základě stanovit hmotnostní tok páry.

Před samotným návrhem jsou uvažovány možnosti řešení, podle kterých je volen regulační stupeň, lopatkování a otáčky. Podle zadaných parametrů páry byly navrženy dvě koncepční varianty – první varianta s regulačním stupněm v provedení A-kola a druhá dvouvěncovým Curtisovým kolem. Cílem bylo najít nejvhodnější řešení z technického i ekonomického pohledu. Návrh průtočného kanálu je proveden s ohledem na americkou normu API 612, která mimo jiné stanovuje návrhové i kontrolní otáčky. Proto je termodynamický návrh proveden při 105 % jmenovitých otáčkách. Výpočet průtočného kanálu u obou variant je rozdělen na předběžný a detailní výpočet, jehož úkolem bylo stanovení základních geometrických rozměrů a výkonových charakteristik stupňů. Hodnoty výpočtu termodynamického návrhu jsou shrnuty do přehledných tabulek.

Dále se práce zaměřuje na výpočet a návrh ucpávkového systému. Používané labyrintové ucpávky zaručují těsnost turbíny. Aby pronikající pára vnitřních ucpávek nebrzdila hlavní proud páry v mezeře mezi statorovou a rotorovou lopatkovou řadou, disky rotoru jsou opatřeny vyrovnávacími otvory. Pro přesné stanovení všech vnitřních ztrát netěsností je provedena i detailní bilance toku páry mezi jednotlivými stupni.

Následující část se zabývá volbou profilů lopatek. Profily z katalogu uvedené v literatuře [4] jsou voleny na základě vypočítaných úhlů a rychlostí. Geometrie profilů je následně z pevnostních důvodů přepočítána. Pevnostní výpočet je zaměřen na oběžné lopatky, které jsou namáhány výraznou odstředivou silou. Z kontroly rotoru na krut je možné zjistit nejnižší dovolený průměr hřídele v místě radiálních ložisek. Pevnostní kontrola je prováděna při 127 % jmenovitých otáčkách, kterou nám stanovuje norma.

Součástí práce je i návrh ložisek. Radiální ložiska jsou navržena na základě reakčních sil působících od hmotnosti rotoru. Po kontrole zatížení zvoleného ložiska je zřejmé, že jsou předimenzována. Z důvodu nejnižšího dovoleného průměru nebylo možné zvolit si menší ložisko. Pro obě varianty návrhu byla volena stejná radiální i axiální ložiska z katalogů [8] a [9]. Axiální ložisko nacházející se v předním ložiskovém stojanu je navrženo na základě celkové axiální síly. Ve výpočtu je uvažován kladný směr působení axiálních sil ve směru proudění hlavního proudu páry v lopatkování. Při výběru bylo nutné udělat vhodný kompromis mezi rozměry a předimenzováním, proto bylo zvoleno osmissegmentové ložisko s označením 123.

Práce obsahuje doplňující výpočet o zvolené regulaci turbíny. V rámci skupinové regulace je navržen počet dýz a dýzových skupin. Pro I. varianty návrhu je celková dýzová plocha rozdělena do třech skupin po pěti dýzách. V případě varianty č. II jsou čtyři dýzové skupiny po čtyřech dýzách.

Iterační výpočet hmotnostního průtoku v sobě zahrnuje vnitřní ztráty jednotlivých stupňů, mechanické ztráty turbíny a převodovky a ztráty předních hřídelových ucpávek. Bilance výkonu turbíny a množství páry je provedeno na návrhový stav. Při provozních podmínkách lze usuzovat, že výsledný hmotnostní tok páry pro dosažení výkonu poháněného stroje bude nepatrně vyšší než navržený tok páry.

Porovnání navržených variant je provedeno při blízkých obvodových rychlostech. Tím je možné porovnávat velikost zpracovaného spádu a jeho vliv na výslednou konstrukci turbíny.

Vysokootáčkové řešení umožňuje kompaktní řešení turbíny a přispívá k vysoké účinnosti stroje. Podstatně větší tepelný spád je zpracován v Curtisově stupni. To vede k výraznému snížení tlaku a teploty páry a tím je docíleno nižšího počtu stupňů. Přidáním dalších stupňů by bylo možné zvyšovat účinnost, současně by narůstala i hmotnost a ložisková vzdálenost. Varianta s Curtisovým kolem potřebuje větší množství páry pro dosažení žádaného příkonu drtičky. Při výběru optimálního řešení jsou vzhledem k malému rozdílu hmotnosti ($\Delta m_R = 19,6$ kg) preferovány spotřeba páry a účinnost. Proto je jako optimálnější řešení uvažována turbína s regulačním stupněm v provedení A-kola. Zpracuje daný tepelný spád s 8,8 % větší účinností, proto má i nižší spotřebu páry ($\dot{M}_0 = 4,870$ kg/s).

Součástí práce je i výkres vybrané turbíny na společném rámu s převodovkou, který vychází z výpočtů provedených v této diplomové práci. Ostatní prvky, které nejsou výše stanoveny, jsou vhodně zvoleny dle doporučení vedoucího práce a konzultanta za společnost Doosan Škoda Power. Účelem výkresu je získání představy o celkové dispozici turbosoustrojí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných central: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [4] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-7043-256-X.
- [5] API Std 612. *Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries: Steam Turbines - Special-purpose Application*. Washington D.C.: American Petroleum Institute, 2005, 113 s.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. *Teorie lopatkových strojů, Transformační technologie*, 2011-03. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/>
- [7] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [8] KINGSBURY, INC. [online]. *LEG Bearings. Thrust and Journal*. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/journal-leg>
- [9] KINGSBURY, INC. [online]. *KingCole. Pivoting Pad LEG Bearings*. [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/kingcole>
- [10] *Firemní podklady*. Doosan Škoda Power a. s., 2019
- [11] *Firemní podklady*. Wikow Gear s.r.o., [cit. 2019-04-25]
- [12] *Technické informace MOGUL TB*. Pardubice. [cit. 2019-05-05] Dostupné také z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_tb_z2.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Veličina
$(1 + f)$	[1]	Součinitel zpětného využití ztrát
a	[m/s]	Rychlost zvuku
a_0	[J/kg]	Obvodová práce
a_i	[J/kg]	Vnitřní práce
a_{iz}	[J/kg]	Vnitřní izoentropická práce
b	[m]	Délka tělivy
B	[m]	Šířka lopatky
b/a	[1]	Experimentální konstanta
c	[m/s]	Absolutní rychlost
c/a	[1]	Experimentální konstanta
c_0	[m/s]	Vstupní rychlost páry
c_{iz}	[m/s]	Izoentropická absolutní rychlost páry
c_o	[m/s]	Rychlost páry ve vyrovnávacích otvorech
D_h	[m]	Průměr hřídele
D_{min}	[m]	Minimální průměr hřídele
d_o	[m]	Průměr otvorů
D_o	[m]	Roztečný průměr otvoru
D_S	[m]	Střední průměr
E_0	[J/kg]	Celková využitelná energie
F_1	[N]	Gravitační síla od přední části rotoru
F_2	[N]	Gravitační síla od střední části rotoru
F_3	[N]	Gravitační síla od zadní části rotoru
F_{ax}	[N]	Axiální síla na lopatkování
$F_{C,ax}$	[N]	Celková axiální síla
F_{od}	[N]	Odstředivá síla
$F_{od, C}$	[N]	Celková odstředivá síla
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Výška břitů
H_{iz}	[kJ/kg]	Izoentropický entalpický spád
h_{iz}^R	[kJ/kg]	Izoentropický entalpický spád na rotor
h_{iz}^S	[kJ/kg]	Izoentropický entalpický spád na stator
h_{iz}^{VR}	[kJ/kg]	Izoentropický entalpický spád na vratné řadě
i	[kJ/kg]	Měrná entalpie
i	[1]	Oběhové číslo
k	[1]	Opravný součinitel na konečnou délku lopatky
k	[1]	Součinitel bezpečnosti
$k_{tř}$	[1]	Konstanta pro výpočet ventilační ztráty

l_0	[m]	Skutečná délka dýzy
l_{ot}	[m]	Teoretická délka výstupní hrany dýzy
l_2	[m]	Výstupní délka lopatky
L	[m]	Ložisková vzdálenost
L	[m]	Délka nosné pánve ložiska
l_{opt}	[m]	Optimální délka dýzy
L_{red}	[m]	Redukovaná délka dýzy
L^{VR}	[m]	Délka vratné lopatky
Δl	[m]	Přesah lopatek
M_0	[kg/s]	Hmotnostní průtok na vstupu do turbíny
m_1	[kg]	Hmotnost přední části rotoru
m_2	[kg]	Hmotnost střední části rotoru
m_3	[kg]	Hmotnost zadní části rotoru
Ma	[1]	Machovo číslo
m_b	[kg]	Hmotnost bandáže
m_{lop}	[kg]	Hmotnost lopatky
M_o	[kg/s]	Hmotnostní průtok otvorem
M_p	[kg/s]	Odsávané množství páry na patním průměru
m_R	[kg]	Hmotnost rotoru
M_u	[kg/s]	Hmotnostní průtok přes ucpávkou
n	[1/s]	Otáčky
n'	[1/s]	Návrhové otáčky
n	[1]	Počet otvorů
p	[bar]	Tlak
P	[W]	Výkon
p_A	[bar]	Tlak admisní páry
p_N	[bar]	Tlak za posledním stupněm
p_o	[bar]	Tlak před odlehčovacím otvorem
p_{VH}	[bar]	Tlak ve výstupním hrdle
p_p	[bar]	Tlak na patním průměru
p_p	[bar]	Měrný tlak v předním ložisku
p_z	[bar]	Měrný tlak v zadním ložisku
P_{ic}	[W]	Celkový výkon
$P_{př}$	[W]	Ztrátový výkon převodovky
P_{sp}	[W]	Spojkový výkon
P_u	[W]	Ztrátový výkon ucpávkou
P_z	[W]	Ztrátový výkon ložiska
Δp	[1]	Změna tlaků
r	[m]	Zabolení otvorů
R_p	[N]	Reakční síla v předním ložisku

R_z	[N]	Reakční síla v zadním ložisku
S	[m ²]	Průtočný průřez pro páry
s	[J/kgK]	Měrná entropie
So	[1]	Sommerfeldovo číslo
S_{lop}	[m ²]	Průřez profilu lopatky
S_o	[m ²]	Celkový průřez všech otvorů
S_u	[m ²]	Průtočná plocha ucpávkou
t	[°C]	Teplota
t	[m]	Rozteč lopatek
t'	[m]	Skutečná rozteč lopatek
t_{opt}	[1]	Optimální poměrná rozteč
u	[m/s]	Obvodová rychlost
u/c_{iz}	[1]	Rychlostní poměr
u_o	[m/s]	Obvodová rychlost na roztečném průměru otvorů
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
V_n	[m ³]	Objem nádrže
\dot{V}_{olej}	[l/min]	Objemový průtok mazacího oleje
w	[m/s]	Relativní rychlost
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
x	[1]	Suchost páry
x_{T1}	[m]	Vzdálenost těžiště přední části turbíny
x_{T2}	[m]	Vzdálenost těžiště střední části turbíny
x_{T3}	[m]	Vzdálenost těžiště zadní části turbíny
z	[1]	Počet břitů
z	[1]	Počet lopatek
z_0	[kJ/kg]	Ztráta statoru
z_1	[kJ/kg]	Ztráta rotoru
z_1	[kJ/kg]	Měrná ztráta na 1. oběžném kole
z_2	[kJ/kg]	Měrná ztráta na vratné lopatkové řadě
z_3	[kJ/kg]	Měrná ztráta na 2. oběžném kole
z_5	[kJ/kg]	Absolutní hodnota ztráta třením a ventilací
z_c	[kJ/kg]	Ztráta výstupní rychlostí
z_{lop}	[1]	Počet lopatek
α_1	[°]	Výstupní úhel proudu páry z dýzy
α_{1p}	[°]	Výstupní úhel profilu
δ	[m]	Radiální mezera mezi lopatkou a skříní
δ_a	[m]	Axiální mezera mezi státorem a rotorem
δ_{ekv}	[1]	Ekvivalentní vůle pro výpočet ztráty radiální mezerou
η_{TDi}	[1]	Termodynamická účinnost
η_o	[Pa · s]	Dynamická viskozita oleje

η_u	[1]	Obvodová účinnost
ξ_5	[1]	Poměrná ztráta třením a ventilací
ξ_6	[1]	Poměrná ztráta parciálním ostřikem
ξ_{61}	[1]	Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek
ξ_{62}	[1]	Poměrná ztráta vznikající na okrajích pásma ostříku
ξ_{vH}	[1]	Poměrná ztráta výstupního hrdla
ξ_n	[1]	Poměrná ztráta netěsností
ξ_{n1}	[1]	Poměrná ztráta přisáváním v oblasti patního průměru
ξ_{n2}	[1]	Poměrná ztráta radiální mezerou s bandáží
ξ_{nu}	[1]	Poměrná ztráta obtokem kolem rozváděcí lopatky
ξ_p	[1]	Poměrná ztráta přívodním potrubím
ρ_s	[1]	Reakce na špici lopatek
ρ_p	[1]	Reakce na pťaním průměru
σ	[kg/sm ²]	Jednotkový průtok
σ_c	[Pa]	Celkové napětí
σ_{dov}	[Pa]	Dovolené napětí
σ_o	[Pa]	Ohybové napětí
σ_{tah}	[Pa]	Tahové napětí
τ_{dov}	[Pa]	Dovolené smykové napětí
τ_k	[Pa]	Maximální smykové napětí
χ_{max}	[1]	Konstanta přehřáté páry
Δ	[m]	tloušťka břitů
α	[1]	Součinitel optimální délky lopatky
α	[°]	Úhel vektoru absolutní rychlosti
β	[°]	Úhel vektoru relativní rychlosti
γ	[°]	Úhel nastavení profilu v mříži
δ	[1]	Součinitel optimální délky lopatky
δ	[m]	Radiální vůle v ucpávkách
ε	[1]	Parciálnost
μ	[1]	Průtokový součinitel
ρ	[1]	Stupeň reakce
φ	[1]	Rychlostní součinitel pro dýzu
ψ	[1]	Tlakové číslo
ψ	[1]	Rychlostní součinitel rotoru
ψ	[1]	Poměrná radiální vůle v ložisku

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

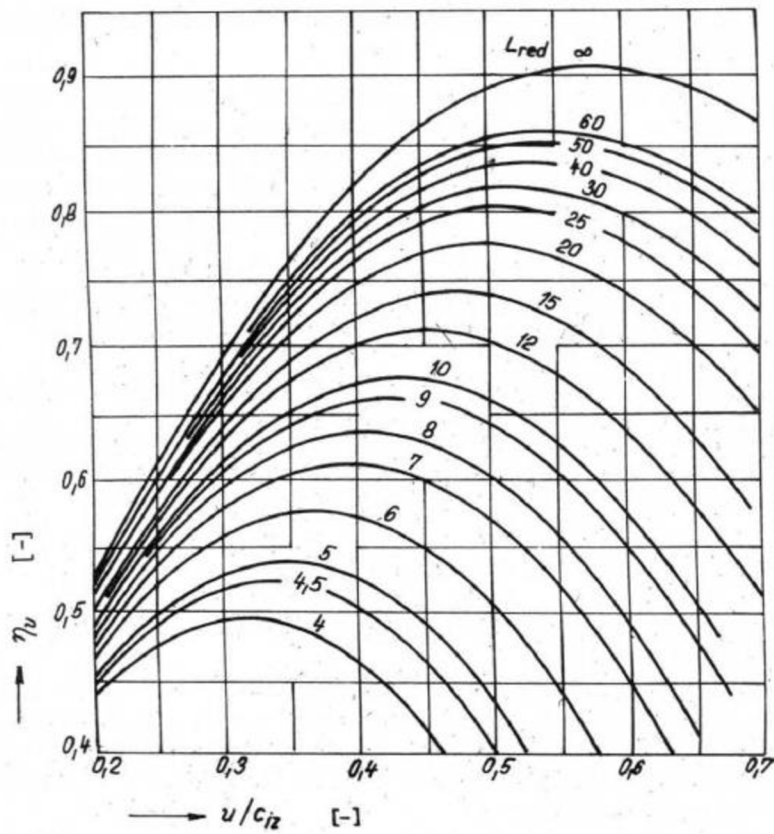
Obr. 1.1: Srovnání obvodové účinnosti pro jednotlivé typy stupňů axiálních turbín [3]	- 16 -
Obr. 1.2: Válcový řez rovnotlakého stupně a jeho rychlostní trojúhelník [6]	- 17 -
Obr. 1.3: Válcový řez Curtisovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník [6]	- 17 -
Obr. 1.4: Válcový řez přetlakovým stupněm a jeho rychlostní trojúhelník [6]	- 17 -
Obr. 2.1: Průběh expanze v A-kole	- 24 -
Obr. 2.2: Rychlostní trojúhelníky s označením rychlosti a úhlů (A-kolo)	- 24 -
Obr. 2.3: Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně	- 27 -
Obr. 3.1: Průběh expanze v C-kole [1]	- 39 -
Obr. 3.2: Rychlostní trojúhelníky s označením rychlosti a úhlů (2°C)	- 40 -
Obr. 3.3: Rychlostní trojúhelníky dvouvěncového C-kola	- 45 -
Obr. 4.1: Schéma systému ucpávkové páry	- 53 -
Obr. 5.1: Znázornění vyrovnávacího otvoru ve stupni (upraveno) [4]	- 57 -
Obr. 5.2: Znázornění hmotnostních toků páry	- 59 -
Obr. 6.1: Grafické značení profilů [4]	- 64 -
Obr. 8.1: Znázornění gravitačních a reakčních sil	- 71 -
Obr. 8.2: Radiální segmentové ložisko [8]	- 72 -
Obr. 8.3: Schéma ucpávek	- 74 -
Obr. 8.4: Axiální ložisko [9]	- 75 -
Obr. 9.1: Průtočný průřez dýz a změny tlaku za RS v závislosti na hmotnostním průtoku	- 77 -
Obr. 9.2: Průtočný průřez dýz a změny tlaku za 2°C v závislosti na hmotnostním průtoku	- 78 -
Obr. 10.1: Porovnání lopatkového plánu obou variant	- 82 -
Tab. 2.1: Hodnoty konstant pro výpočet rychlostních součinitelů [7]	- 25 -
Tab. 2.2: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu I. varianty	- 30 -
Tab. 3.1: Hodnoty konstant pro výpočet rychlostních součinitelů [7]	- 41 -
Tab. 3.2: Stavy páry při průchodu lopatkováním	- 46 -
Tab. 3.3: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty	- 49 -
Tab. 3.4: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)	- 50 -
Tab. 3.5: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)	- 51 -
Tab. 3.6: Shrnutí hodnot termodynamického návrhu II. varianty (pokračování)	- 52 -
Tab. 4.1: Shrnutí hodnot výpočtu vnějších ucpávek pro I. variantu	- 55 -
Tab. 4.2: Shrnutí hodnot výpočtu vnějších ucpávek pro II. variantu	- 55 -
Tab. 4.3: Shrnutí hodnot výpočtu vnitřních ucpávek pro obě varianty	- 56 -
Tab. 5.1: Shrnutí hodnot výpočtů pro návrh vyrovnávacích otvorů	- 59 -
Tab. 6.1: Charakteristiky profilů [4]	- 63 -
Tab. 6.2: Hodnoty profilů rozváděcích a oběžných lopatek	- 66 -
Tab. 7.1: Výsledky výpočtu namáhání ob. lopatek ohybem a tahem při 127 % jmen. ot. ..	- 70 -
Tab. 8.1: Rozměry a váhy rotoru	- 71 -
Tab. 8.2: Základní rozměry radiálního ložiska [8]	- 72 -
Tab. 8.3: Velkosti axiálních sil působících ve variantě č. I	- 74 -
Tab. 8.4: Velkosti axiálních sil působících ve variantě č. II	- 75 -
Tab. 8.5: Rozměry axiálního ložiska [9]	- 75 -

Tab. 9.1: Výpočet průtočného průřezu dýz (varianta návrhu č I)	- 77 -
Tab. 9.2: Výpočet průtočného průřezu dýz (varianta návrhu č. II).....	- 78 -
Tab. 10.1: Technické parametry převodovky [11].....	- 80 -
Tab. 10.2: Porovnání výsledků navržených variant.....	- 81 -

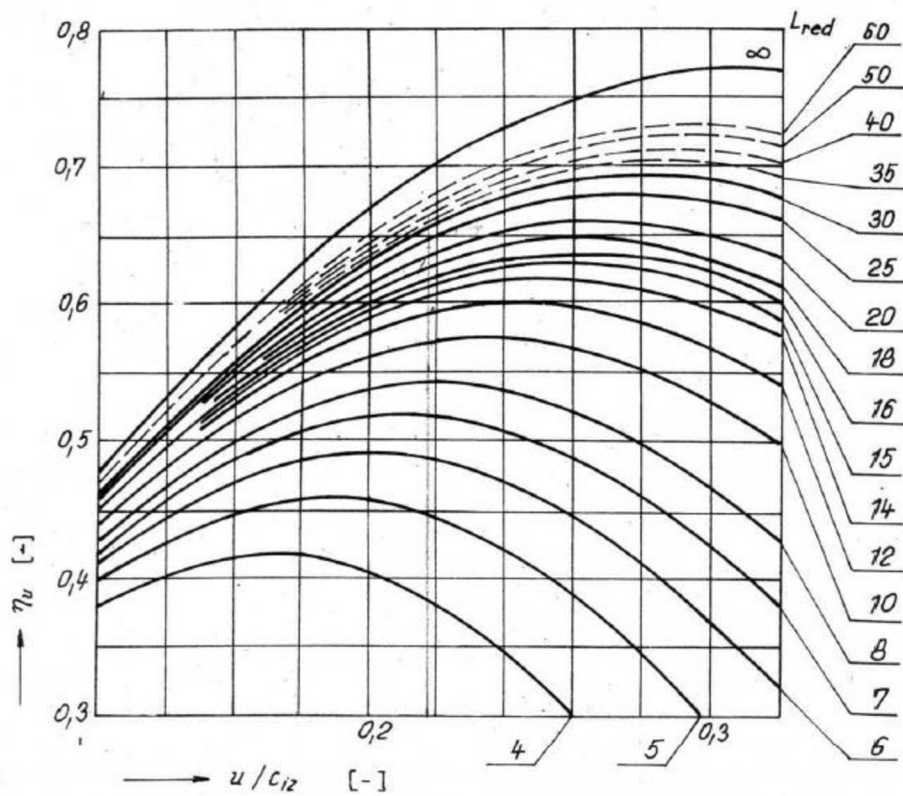
SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1a: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kolo) [7]
- Příloha č. 1b: Redukovaná účinnost regulačního stupně (2°C) [7]
- Příloha č. 2: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]
- Příloha č. 3a: Grafické znázornění všech rychlostních trojúhelníků I. varianty
- Příloha č. 3b: Grafické znázornění všech rychlostních trojúhelníků II. varianty
- Příloha č. 4: Průtokový součinitel ucpávek [1]
- Příloha č. 5: Průtokový součinitel v odlehčovacích otvorech disku oběžného kola [4]
- Příloha č. 6: Charakteristiky rozváděcích a oběžných profilů [4]
- Příloha č. 7: Ztrátový výkon a množství mazacího oleje radiálního ložiska [8]
- Příloha č. 8: Ztrátový výkon axiálního ložiska [9]
- Příloha č. 9: Množství mazacího oleje pro axiální ložisko [9]
- Příloha č. 10: Seznam materiálů a jejich charakteristik [4]

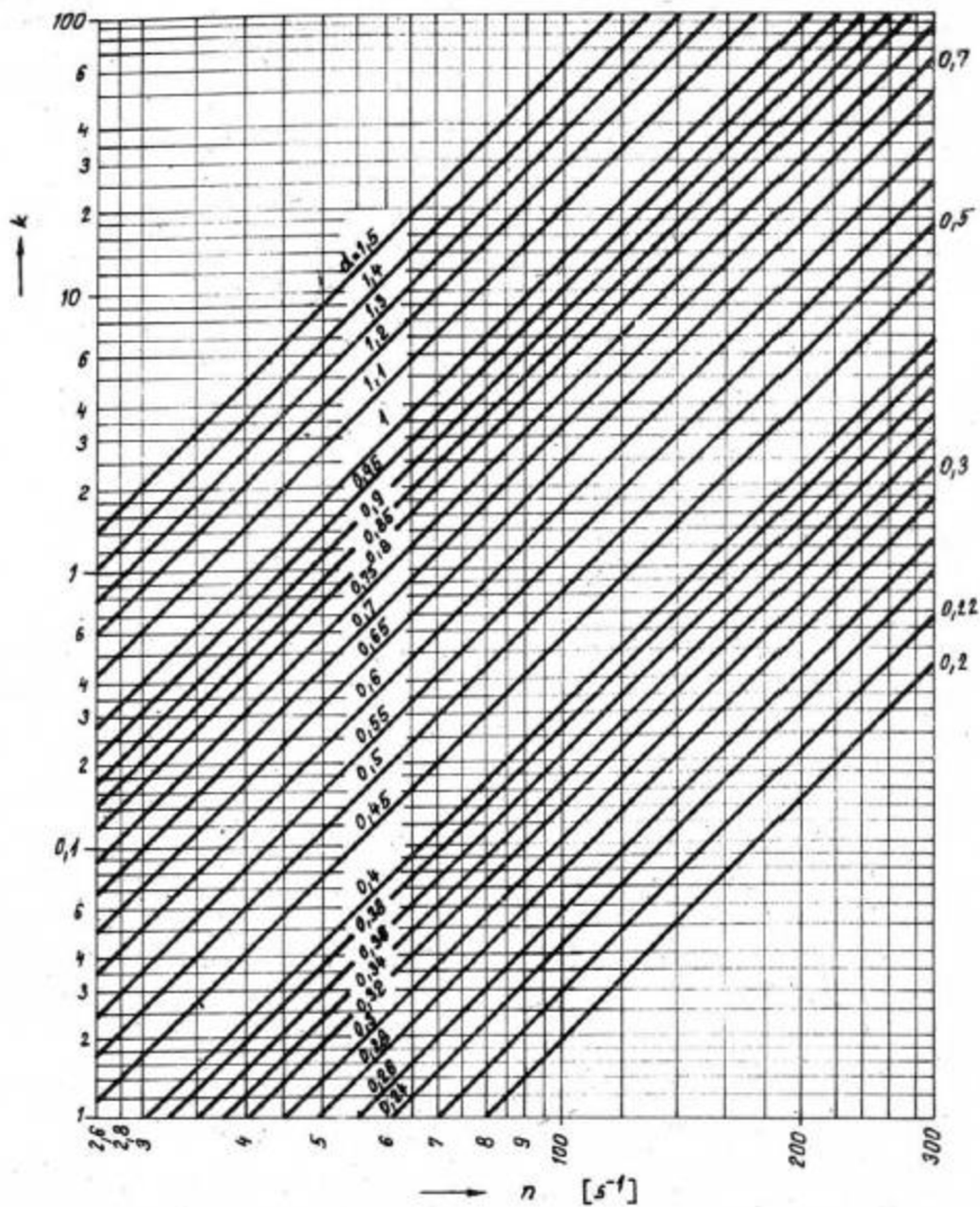
Příloha č. 1a: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kolo) [7]



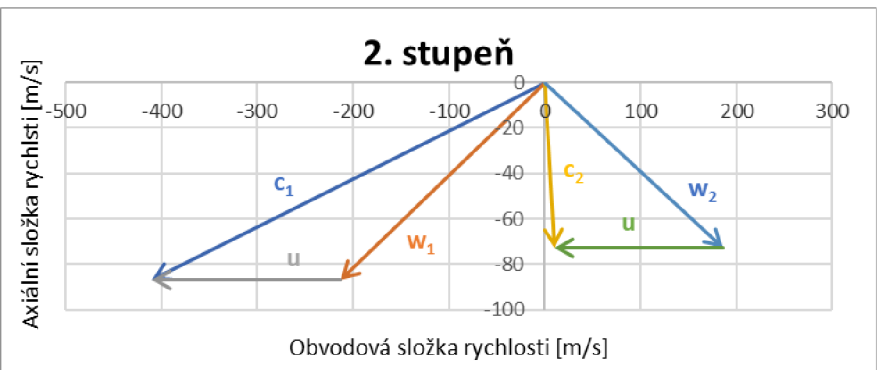
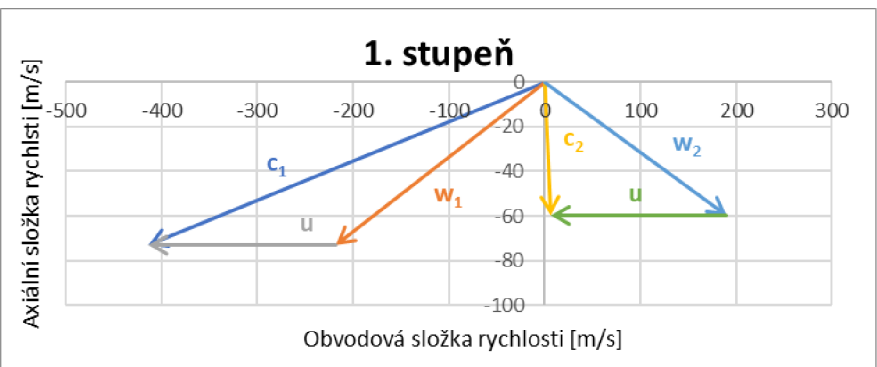
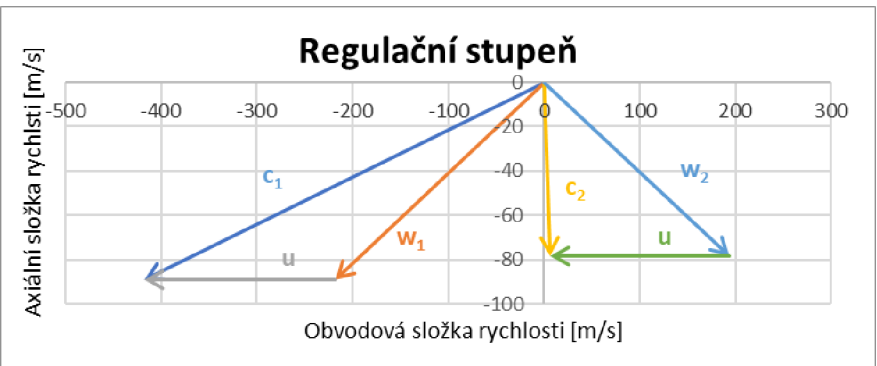
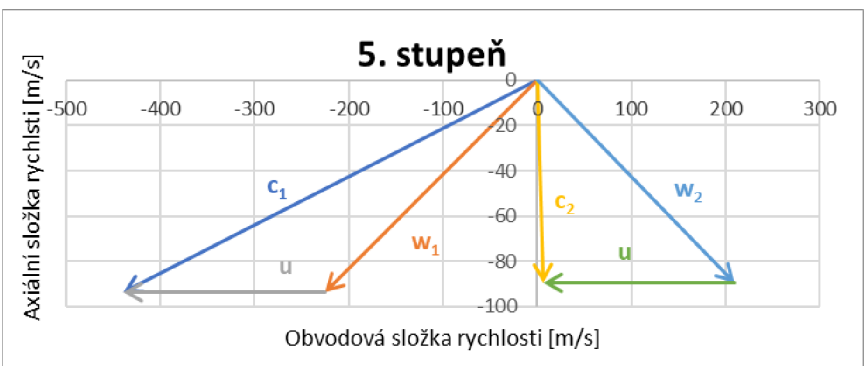
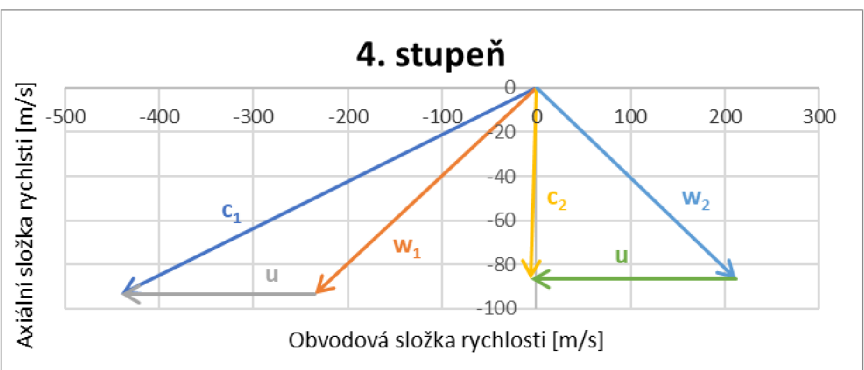
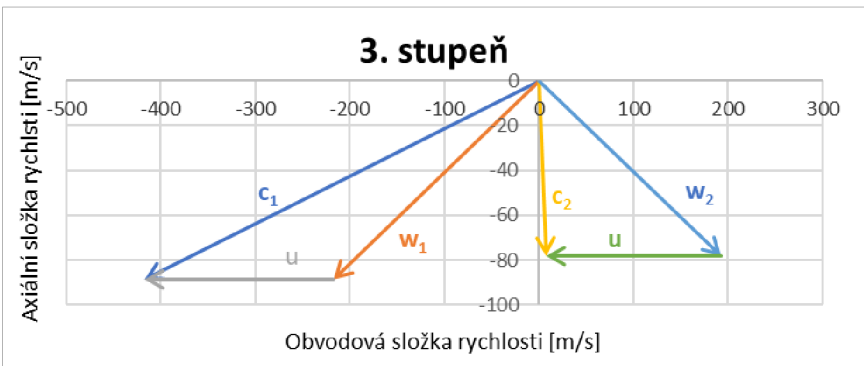
Příloha č. 1b: Redukovaná účinnost regulačního stupně (2°C) [7]



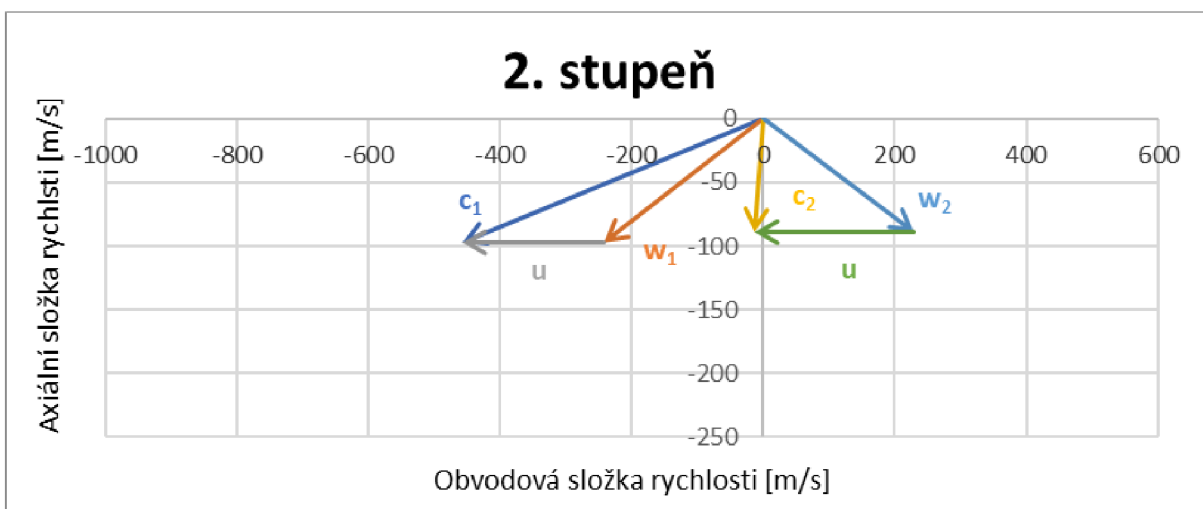
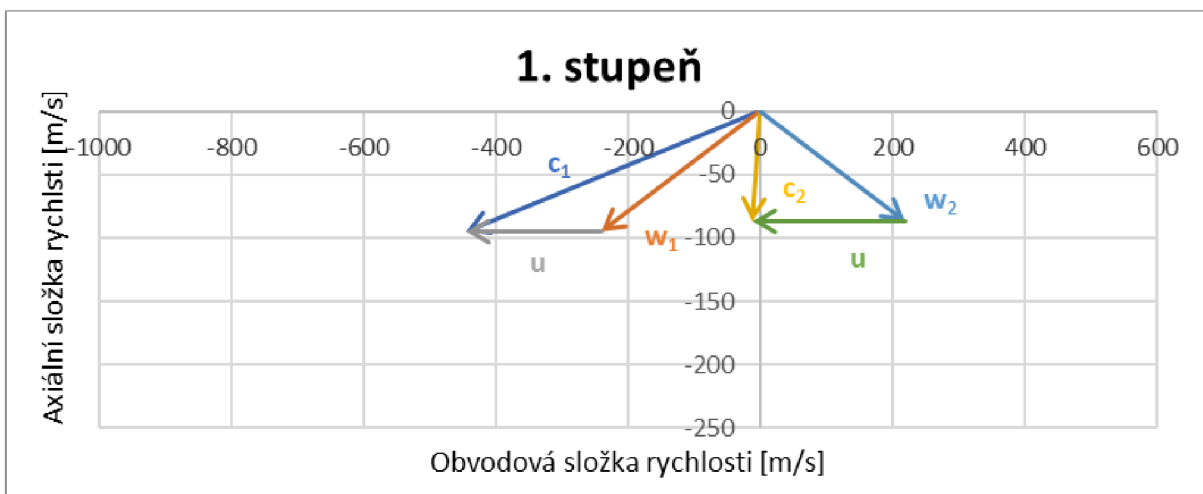
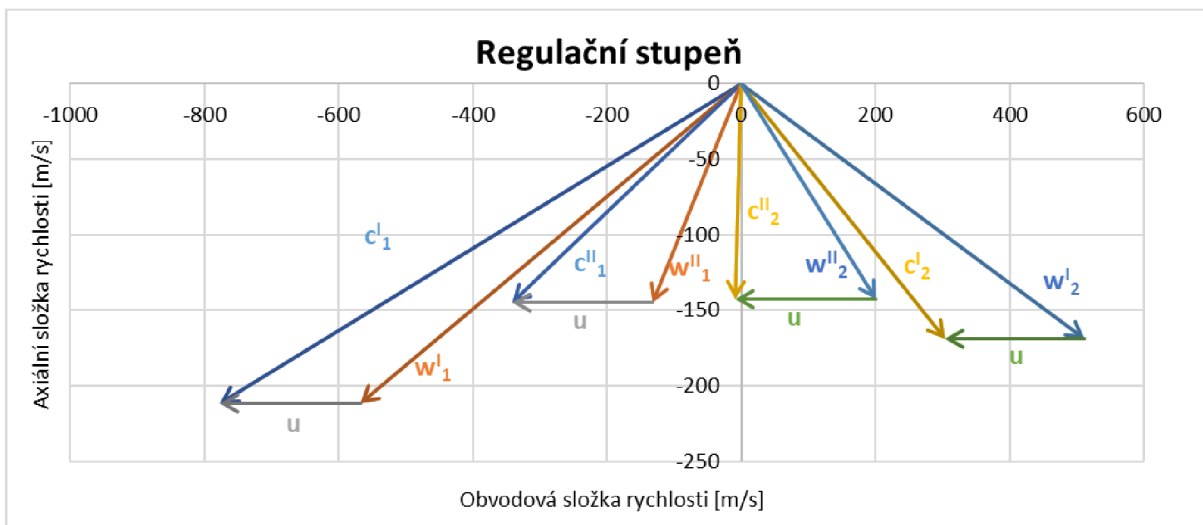
Příloha č. 2: Ztráta třením a ventilací stupně [7]



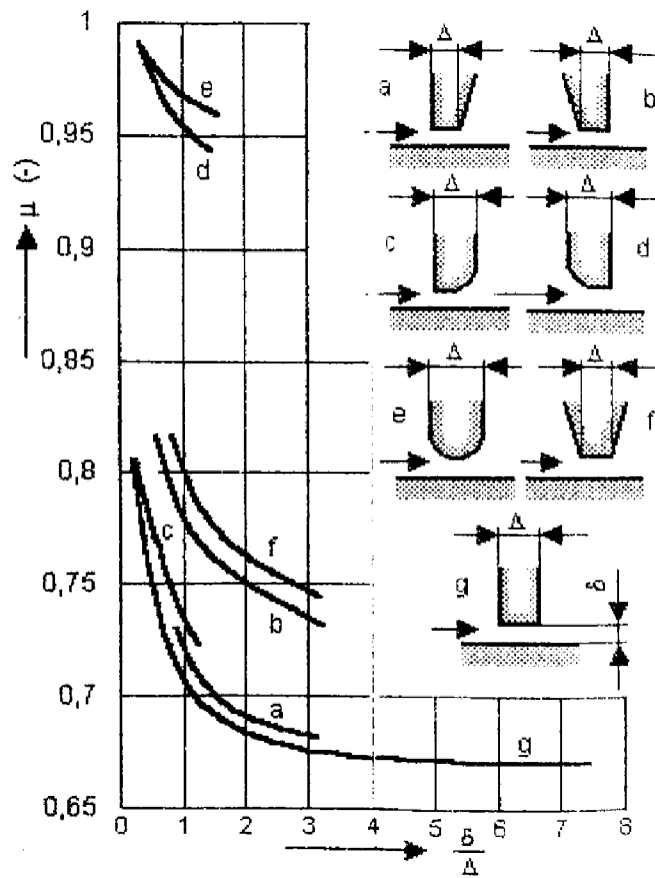
Příloha č. 3a: Grafické znázornění všech rychlostních trojúhelníků z I. varianty



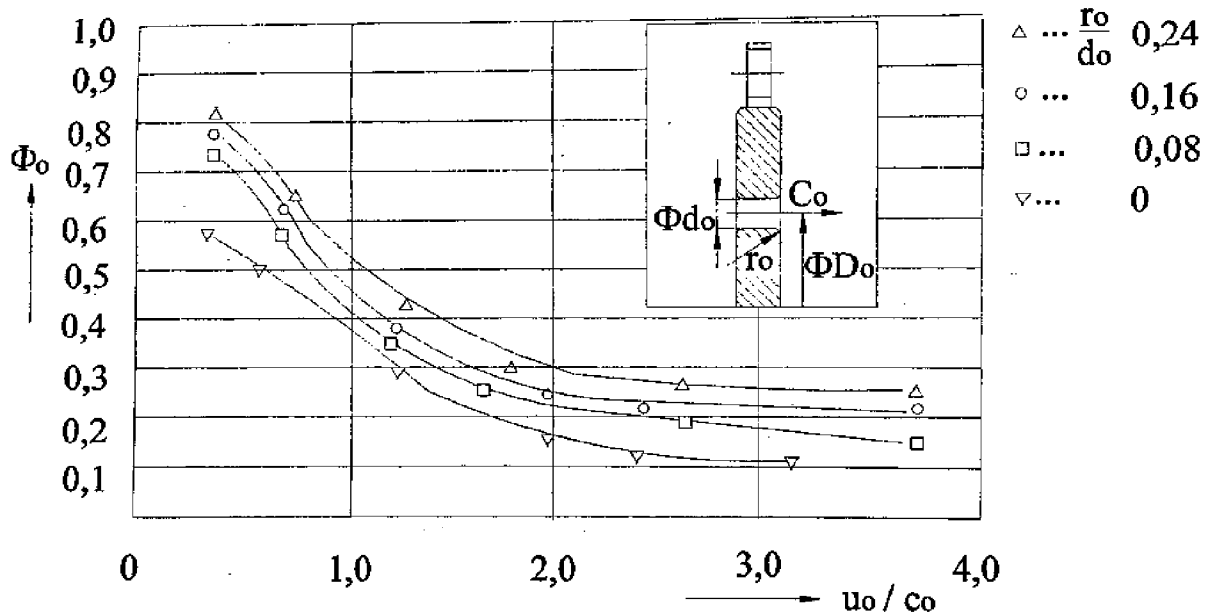
Příloha č. 3b: Grafické znázornění všech rychlostních trojúhelníků z II. varianty



Příloha č. 4: Průtokový součinitel ucpávek [1]



Příloha č. 5: Průtokový součinitel v odlehčovacích otvorech disku oběžného kola [4]



Příloha č. 6: Charakteristiky rozváděcích a oběžných profilů [4]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

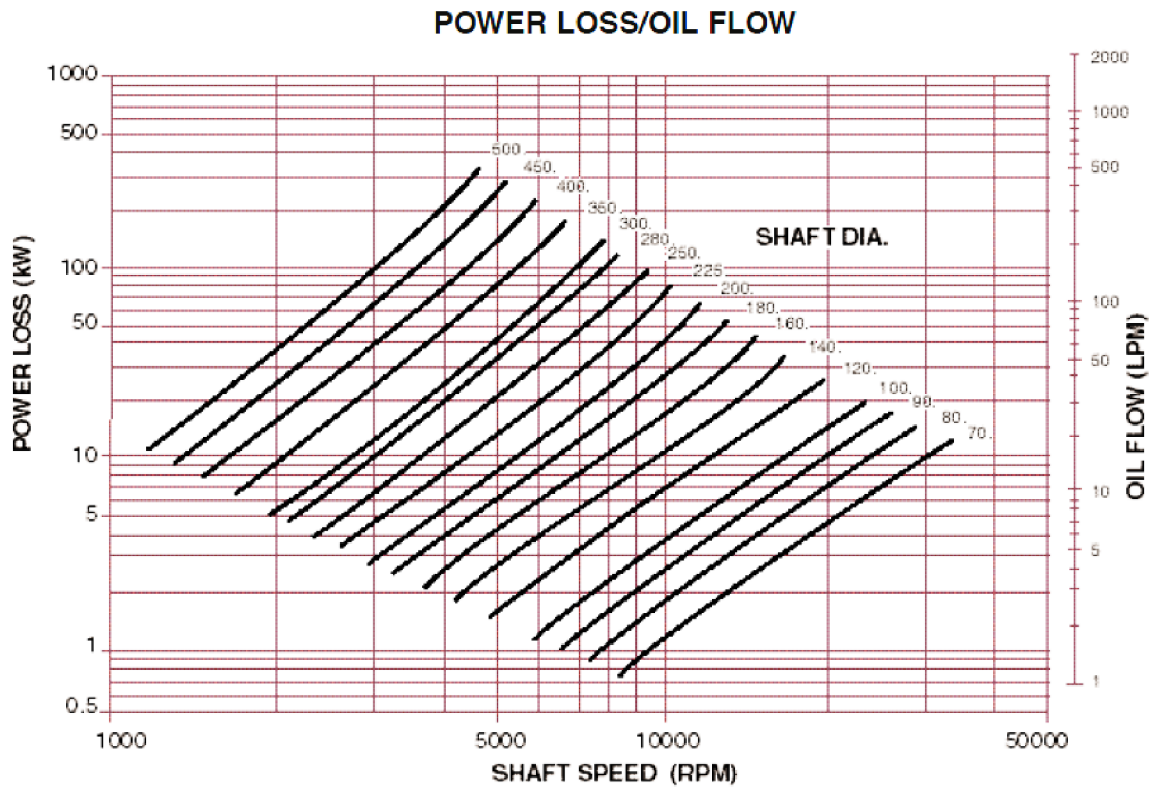
Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	$J_{0\ min}$ (cm ⁴)	$W_{0\ min}$ (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

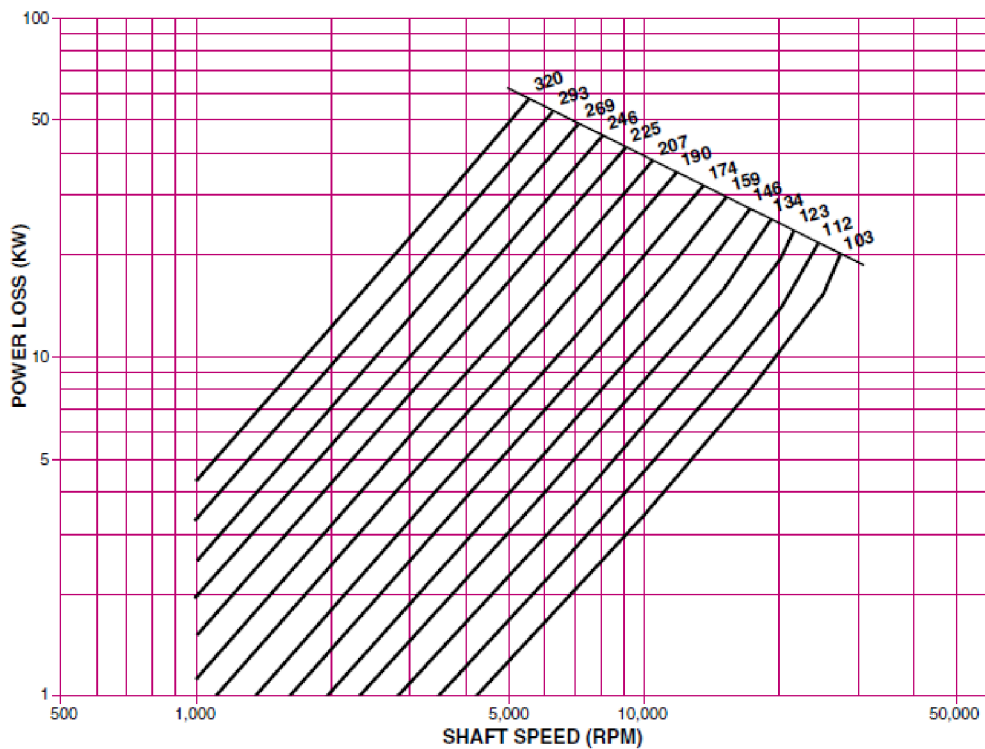
Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	$J_{0\ min}$ (cm ⁴)	$W_{0\ min}$ (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Příloha č. 7: Ztrátový výkon a množství mazacího oleje radiálního ložiska [8]



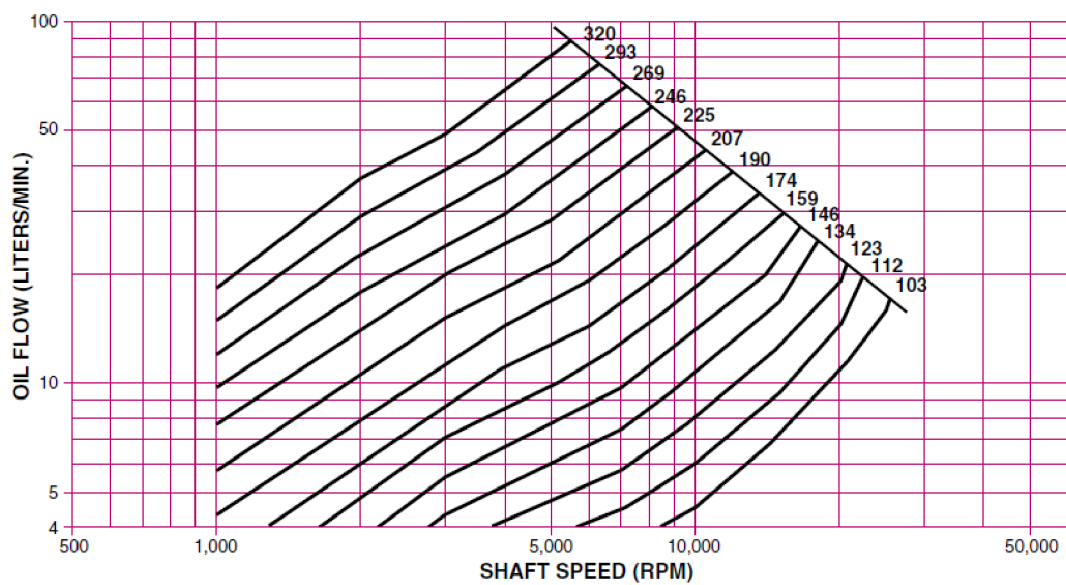
Příloha č. 8: Ztrátový výkon axiálního ložiska [9]

FRICTIONAL LOSS FOR SINGLE ELEMENT 8-PAD LEG BEARINGS



Příloha č. 9: Množství mazacího oleje pro axiální ložisko [9]

**RECOMMENDED LUBRICANT SUPPLY FOR SINGLE ELEMENT
8-PAD LEG BEARINGS**



Příloha č. 10: Seznam materiálů a jejich charakteristik [4]

*ident.	název materiálu	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	* poznámky až do konce		
00101	15 128.5	363	550	181	172	159	147	139	135	132	128	125	121	109	84	75	66	56	50	44		214	211	208	197	188	178	166	* plechy, výkovky i nad 400° C	
00102	11 523.1	304	400	152	132	118	103	93	87	62												210	210	208	197	188			* plechy, výkovky i do 400° C	
00103	422747.6	410	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	125	100	80	71	65	57	50	44		213	211	204	193	186	177	167	* odlitky i nad 400° C	
00104	422744.6	284	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36		213	210	204	197	188	179	168	* odlitky i nad 400° C	
00105	422742.6	314	500	157	142	127	115	108	103	98	96	94	86	78	59							212	209	203	196	187	176	164	* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun	
00106	422713.5	245	400	123	113	98	83	69	59	49												212	208	202	193	184			* odlitky i do 400° C	
00107	422904.5	294	350	147	132	118	108	103														216	211	204	196	187			* korozivzd. (pro jaderné 220)	
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130												214	209	202	193	182			* korozivzd. (pro jaderné 1000)	
00109	422425	245	250	59	59	59	59															126	124	121	119				* slitina i do 250° C	
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	86	59	59	59	59									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00202	15 320.9	392	550	314	229	282	267	251	251	251	212	212	172	172	133	133	94	94	94	94									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172	172																			* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	220	208	208	134	134	88	88	59	59	59	59									* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	215	208	208	208																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186	186																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245	400	196	180	169	161	153	153	153																			* rozv. lep. zalité v šedé litině (NT)	
00208	Alstihom.C51R-1	441	550	353	328	309	279	258	258	258	231	231	147	147	147	115	115	88	88	88									* Alstihom, náhraha 15 335	
00301	15 335.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	113	103	98	93	88	82	76									* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00302	15 320.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	108	83	70	59	50	42	35									* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00303	16 236.6	539	550	216	201	186	167	157	155	152	142	132	123	108	93	86	78	72	65	57									* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00304	16 431.6	588	500	235	216	196	176	167	162	157	152	137	118	98	73														* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00305	16 431.9	637	500	255	235	216	196	186	181	176	172	137	118	98	73														* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00306	16 444.6(9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00307	16 536.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																			* VT,ST rotory méně namáhané a studenější
00308	16 536.6 a	314	420	314	299	276	245	230	206	176	147																			* VT,ST rotory méně namáhané a studenější
00401	PAK 1.6	490	460	196	186	172	157	137	123	88	69	53	37																* disky skládaných rotorů	
00402	PAK 1.6 vyk.	539	420	216	206	186	172	152	132	98	78																		* disky svař. NT rotorů, běžně používaná	
00403	PAK 2MV.7	570	550	230	221	211	201	191	186	181	176	172	167	162	142	123	103	88	74	59									* disky do šířky 500 mm	
00404	P-AK 1 TD	686	200	275	260	245																								
00501	15 320.9	588	550	157	150	144	125	115	110	105	102	99	96	82	63	52	44	37	31	26										

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

kolíky