



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ ŽÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing JAN FIEDLER, Dr.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Žáček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Kondenzační parní turbína

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu. Návrh zpracujte pro následující parametry:

Hmotnostní průtok páry do turbíny $M = 45,35$ t/hod

tlak admisní páry $p_1 = 6,3$ MPa

teplota admisní páry $t_1 = 482$ °C

teplota odplynění $t_{odpl} \sim 110$ °C

teplota napájecí vody $t_{NV} \sim 110$ °C

teplota chladicí vody - vstup 20°C, výstup 30°C

otáčky turbíny $n = 6\,800$ min⁻¹

Cíle diplomové práce:

DP zpracujte v tomto rozsahu:

Regulace turbíny je dýzová

Bilanční schéma oběhu

Výpočet regulačního stupně

Termodynamický návrh průtočné části turbíny

Pevnostní výpočet oběžných lopatek

Podélný řez turbínou

Další nspecifikované parametry cyklu vhodně zvolte.

Regeneraci navrhněte s NT ohřívákem, odplyňovákem s napájecí nádrží. Vhodně zvolte materiály oběžných lopatek.

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 10.11.2014

L.S.

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

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

Abstrakt

Cílem diplomové práce „Kondenzační parní turbína“ je návrh kondenzační parní turbíny se dvěma neregulovanými odběry. Návrh je proveden podle zadaných parametrů. Na začátku práce je stanoveno bilanční schéma pro tuto turbínu. Následně je proveden návrh regulačního stupně a přetlakové části turbíny. Pro tyto části je proveden také termodynamický (je použita metoda c_a/u) a pevnostní výpočet. Na závěr je řešen ucpávkový systém turbíny.

Klíčová slova

parní turbína, kondenzace, bilanční schéma, regulační stupeň, přetlakový stupeň, termodynamická účinnost

Abstract

The aim of the thesis „Condensing steam turbine“ is design of condensing steam turbine with uncontrolled extractions. The design is made according to assigned parameters. Balancing scheme of the turbine is defined at the beginning of the thesis. Then design of the regulation stage and reaction stages is accomplished. The calculation (thermodynamic and strength) is computed for mentioned two parts. For thermodynamic calculation is used c_a/u method. In closing the design of the seal system is made.

Keywords

Steam turbine, condensation, balancing scheme, regulation stage, reaction stage, thermodynamic efficiency

Bibliografická citace

ŽÁČEK, O. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené odborné literatury a pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr.

.....
Ondřej Žáček

V Brně dne

Poděkování

Děkuji zejména své nejdražší manželce Kristýnce. Byla mi oporou po celou dobu studia a tvořila klidnou rodinnou atmosféru, vhodnou pro úspěšné složení všech potřebných zkoušek. Také mě obětavě naučila znovu vše, co jsem z českého jazyka od střední školy zapomněl. Mé poděkování patří také mé dceři Amálce, která byla trpělivá a hodná, i když jsem potřeboval pracovat na školních povinnostech a nemohl se jí tak věnovat. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Pavlu Sedlákoví, který mi věnoval spoustu času při odborných konzultacích této práce. Děkuji, že mi s velkou trpělivostí vysvětloval každou nejasnost, někdy i vícekrát. Velké poděkování patří také vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr., který mě vždy se vstřícností přijal, když jsem potřeboval odborně poradit při tvorbě práce. Také mu děkuji za všechny přednášky, které byly vždy velmi poutavé a přivedly mě tak k zájmu o obor parních turbín. Děkuji také svým rodičům, kteří mě vždy podporovali a vytvářeli mi ideální podmínky pro studium. V neposlední řadě děkuji svému nadřízenému v zaměstnání Mgr. Liboru Mikulicovi, který měl vždy pochopení pro mé studijní povinnosti.

Obsah

Úvod	11
1 Popis konstrukce	12
1.1 Rychlozávěrný ventil	12
1.2 Regulační ventil	12
1.3 Regulační stupeň	12
1.4 Vícestupňové lopatkování	13
1.5 Systém ucpávkové páry	15
2 Zadané hodnoty	16
3 Popis výpočtu	17
4 Tepelné schéma	18
4.1 Postup výpočtu	18
4.2 Výpočet parametrů páry	19
4.2.1 Kondenzátor	19
4.2.2 Nízkotlaký ohřívák	19
4.2.3 Odplyňovák	21
4.3 Výpočet hmotnostních průtoků	22
4.4 Výsledky tepelného schéma	23
5 Regulační stupeň	24
5.1 Postup výpočtu	24
5.2 Předběžný návrh A-kola	24
5.2.1 Stanovení základních parametrů páry	24
5.2.2 Základní výkonnostní charakteristiky	26
5.2.3 Tabelované výsledky	30
5.3 Detailní výpočet A-kola	31
5.3.1 Volba typu lopatky a dýzy	31
5.3.2 Rychlosti v rychlostním trojúhelníku	32
5.3.3 Průtočné průřezy stupně	34
5.3.4 Energetické ztráty v lopatkování	34
5.3.5 Vnitřní termodynamická účinnost stupně	34
5.3.6 Tabelované výsledky	36
5.4 Pevnostní výpočet	37
5.4.1 Výpočet napětí v lopatkách	37
5.4.2 Tabelované výsledky	38
5.5 Shrnutí výpočtu	38
6 Tepelný výpočet přetlakové části	39
6.1 Postup výpočtu	39

6.2	Předběžný tepelný výpočet přetlakové části	39
6.2.1	Rozdělení přetlakové části na kužely	39
6.2.2	Výpočet parametrů stupňové části	40
6.2.3	náčrt průtočného kanálu	44
6.2.4	Tabelované výsledky	46
6.3	Detailní výpočet c_a/u	47
6.3.1	Vstupní hodnoty	47
6.3.2	Tepelný výpočet rotoru	47
6.3.3	Tepelný výpočet statoru	51
6.3.4	Tepelný výpočet parametrů pro stupeň	53
6.3.5	Rychlostní trojúhelník	54
6.3.6	Tabelované výsledky	56
6.4	Shrnutí výpočtu	63
7	Pevnostní výpočet přetlakové části	64
7.1	Shrnutí postupu výpočtu	64
7.2	Výpočet pevnostních charakteristik	64
7.3	Tabelované pevnostní výsledky	66
7.4	Výpočet přesných rozměrů průtočného kanálu	73
7.5	Tabelované výsledky rozměrů průtočného kanálu	74
7.6	Shrnutí výpočtu	75
8	Ucpávková pára	76
8.1	Postup výpočtu	76
8.2	Znamé hodnoty výpočtu	76
8.3	Výpočet ucpávkové páry	77
8.4	Tabelované výsledky	78
8.5	Shrnutí výpočtu	78
9	Základní parametry parní turbíny	79
9.1	Postup výpočtu	79
9.2	Výpočet základních parametrů	79
9.2.1	Parametry přetlakové části turbíny	79
9.2.2	Parametry celé turbíny	80
9.3	Tabelované výsledky	82
9.4	Shrnutí výpočtu	84
	Závěr	85
	Seznam použité literatury	87
	Seznam použitých zkratk a symbolů	88
	Seznam příloh	92

Úvod

Uplatnění parní turbíny je jak v elektrárnách využívajících neobnovitelné zdroje (například v tepelných nebo jaderných elektrárnách), tak v elektrárnách zpracovávajících obnovitelné zdroje energie (například solární elektrárna využívající soustředění sluneční energie do solární věže). V současné době prochází odvětví energetiky velkými změnami. Zvláště v Evropě, kde v důsledku havárie jaderné elektrárny v Japonsku dochází k odklonu od konvenčních způsobů výroby elektrické energie. I přes tento fakt již zmíněná široká škála možností využití parní turbíny napovídá tomu, že tento obor nalezne i v budoucnu velké uplatnění. Právě perspektivnost parní turbíny byla jedním z nejdůležitějších důvodů, proč jsem si dané téma zvolil pro svoji diplomovou práci.

Cílem této diplomové práce je návrh parní turbíny o zadaných parametrech. Práce je rozdělena do jednotlivých kapitol, zabývající se jednotlivými kroky výpočtu. Kapitoly se postupně zabývají výpočtem bilančního schéma, následuje pak termodynamický a pevnostní výpočet jak regulačního stupně, tak i stupňové části turbíny. Dále je proveden návrh ucpávkového systému a nakonec jsou pak všechny důležité parametry turbíny shrnuty do závěrečné tabulky a vytvořen návrh konstrukce parní turbíny.

1 Popis konstrukce

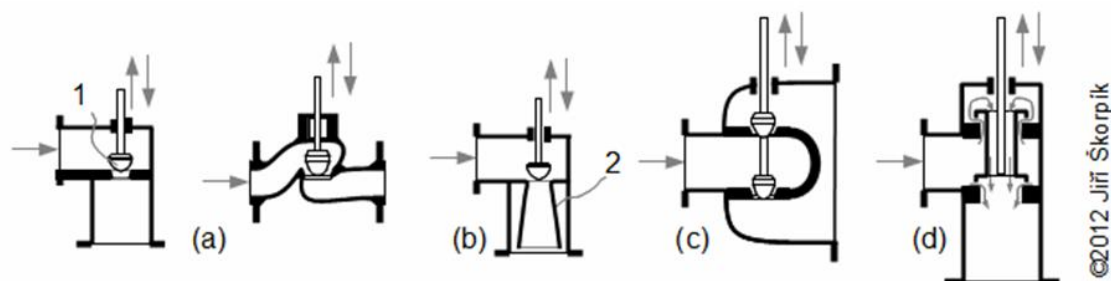
V této kapitole jsou popsány důležité komponenty parní turbíny, kterými prochází přehřátá pára. Nejdříve ostrá pára, odcházející z kotle, prochází rychlozávěrným ventilem, potom vstupuje hlavní proud do regulačních ventilů dýzové regulace. Následuje regulační stupeň a samotná stupňová část turbíny. Za touto částí už prochází pára skrz výstupní hrdlo do kondenzátoru. Část proudu páry se také dostává do ucpávkového systému parní turbíny.

1.1 Rychlozávěrný ventil

Rychlozávěrný ventil je ochranná armatura před vstupem přehřáté páry do turbíny. Při běžném provozu je tento ventil otevřený. Naopak při vzniku nepřípustných provozních stavů dochází k jeho okamžitému uzavření. Tak je turbína velmi rychle odstavena z provozu a tím lze předejít jejím závažným poruchám. Tento ventil není stavitelný a operuje pouze ve 2 polohách (otevřeno/zavřeno).

1.2 Regulační ventil

Regulační ventil je poslední prvek, který reguluje průtočné množství páry před vstupem do samostatné turbíny. Tento ventil je oproti rychlozávěrnému v celém regulačním rozsahu polohovatelný. Tudíž nabízí širokou škálu otevření průtočného kanálu. Každý z použitých regulačních ventilů pro počítanou turbínu disponuje svým servopohonem, který jej staví do polohy, která je ideální pro ten který požadovaný provozní stav turbíny. Ventil je navržen jako škrtkový a jeho regulačním orgánem je kuželka.



Obr. 1: schéma regulačního ventilu (a) jednosedlový ventil; (b) ventil s difuzorem; (c), (d) dvousedlový ventil [6]

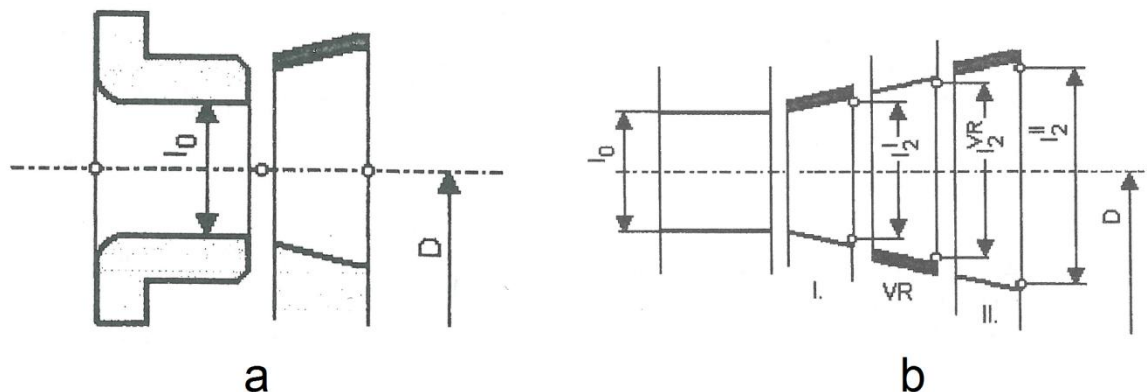
1.3 Regulační stupeň

Regulační stupeň je běžně instalován jako první stupeň v parních turbínách, používajících dýzovou regulaci. U regulačních stupňů, kterým předchází dýzová regulace, se využívá parciálního ostříku. Tento parciální ostřík se používá, aby mohlo dojít k prodloužení délky lopatek a tím ke zvýšení účinnosti celého stupně.

Hlavním důvodem zařazení regulačního stupně je zpracování většího spádu. To má za následek rychlý pokles tlaku a nárůst měrného objemu, což dovoluje prodloužení prvních lopatek stupňovité části parní turbíny. Prodloužením lopatek výrazně klesají ztráty

v lopatkování. Rychlé zpracování většího spádu způsobí také rychlý pokles teploty, což přináší pozitivní dopad na konstrukci skříně. Další výhodou užití regulačního stupně je snížení potřebného počtu řadových stupňů. To pak významně zkracuje ložiskovou vzdálenost a snižuje cenu parní turbíny. Nevýhodou regulačního stupně je nižší účinnost ve srovnání s dalšími stupni turbíny.

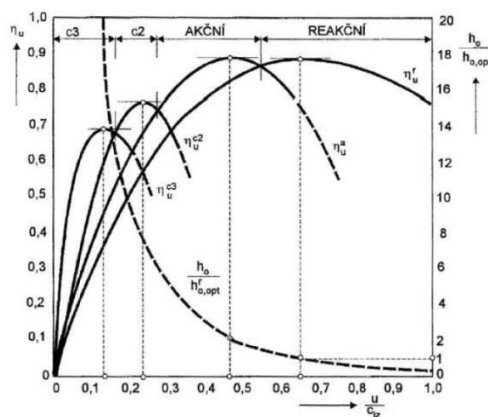
Regulační stupeň může být v provedení A-kola nebo dvouvěncového Curtisova stupně. Curtisův stupeň má sice běžně nižší účinnost, ale je schopen zpracovat vyšší spád. Toho bývá užíváno zvláště u parních turbín s vysokými vstupními parametry páry. [1]



Obr. 2: Regulační stupeň v provedení: a) A-kolo, b) C – kolo. [1]

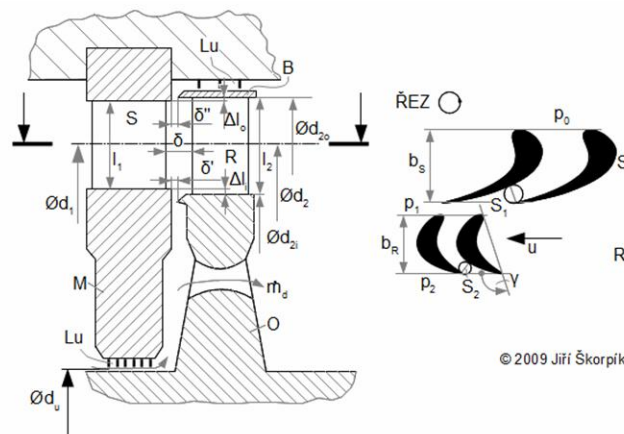
1.4 Vícestupňové lopatkování

Je to základní část většiny parních turbín. Protože tepelný spád, který má být zpracovaný v lopatkovém stroji, bývá často velký, je třeba zařadit za sebou větší počet stupňů. Počet stupňů se volí tak, že na každý stupeň připadá taková část tepelného spádu, aby byla účinnost stupně neoptimálnější. Každý stupeň této části se pak skládá z rozváděcí lopatky a oběžné lopatky. Poměr tepelného spádu, který se zpracovává oběžnou lopatkou a celkového spádu na stupeň se nazývá stupeň reakce. Na základě hodnoty stupně reakce pak můžeme rozdělit lopatkování na dvě skupiny. První skupinou je akční (rovnotlaké) lopatkování, druhou pak reakční (přetlakové) lopatkování.



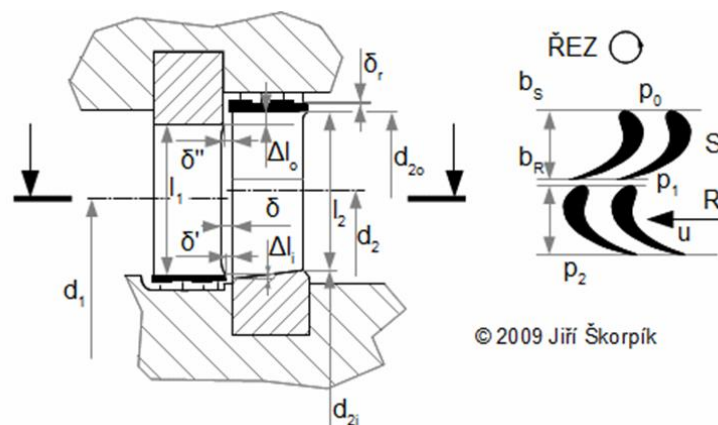
Obr. 3: Obvodové účinnosti jednotlivých typů stupňů. [2]

Pro čistě akční stupeň lopatkování je charakteristická nulová hodnota stupně reakce. To by znamenalo, že v oběžné lopatkové řadě nebude docházet k expanzi páry, ale pouze ke změně směru proudu. Při zakřivení proudu však dochází k energetickým ztrátám, což vede ke zpomalování rychlosti toku páry a nakonec i nižší účinnosti stupně. Z tohoto důvodu se radí místo nulového stupně reakce hodnota $\rho = 0,03$ až $0,06$. Tato minimální hodnota reakce v oběžné lopatkové řadě má za následek zvýšení účinnosti stupně. Velkou výhodou akčních turbín je vyvolání jen nepatrné axiální síly na rotor. Další výhodou je pak velmi malá ztráta vnitřní netěsnosti. Akční parní turbíny jsou také schopny zpracovat asi dvojnásobný tepelný spád oproti reakčnímu typu lopatkování za předpokladu stejné obvodové rychlosti lopatek. [6]



Obr. 4: Konstrukce axiálního rovnotlakého stupně parní turbíny. [6]

Reakční stupeň se vyznačuje kladným stupněm reakce. To znamená, že oproti akčnímu stupni se tepelný spád zpracovává kromě expanze v rozváděcí lopatkové řadě také expanzí v oběžné lopatkové řadě. Z konstrukčního hlediska je vhodné zvolit stupeň reakce $0,5$. To znamená, že rozváděcí lopatky a oběžné lopatky budou prakticky totožné, což vede k velkým výhodám z výrobního hlediska. [6]



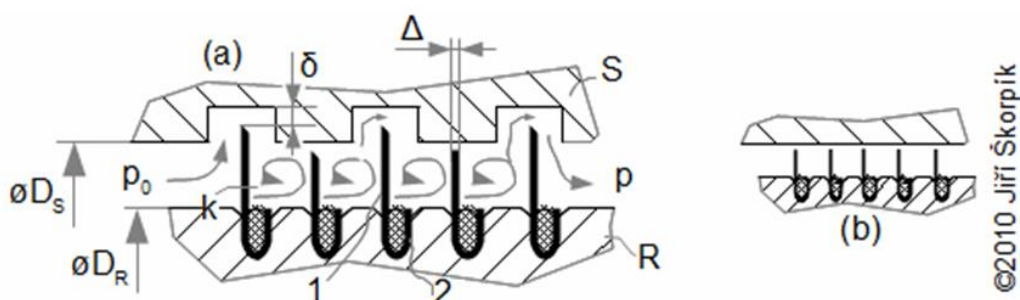
Obr. 5: Konstrukce axiálního přetlakového stupně. [6]

1.5 Systém ucpávkové páry

Hlavním úkolem ucpávkového systému je utěsnění prostoru mezi statorovými a rotorovými částmi parní turbíny. Podle způsobu provedení těsnícího prvku rozdělujeme ucpávky na dotykové ucpávky a bezdotykové ucpávky.

Výhodou dotykové ucpávky je nízký hmotnostní průtok páry. Tento průtok je až o jeden řád menší než ucpávky v provedení bezdotykových ucpávek. Naopak nevýhodou tohoto systému je limitovaná životnost a obvodová účinnost ucpávek.

Bezdotyková konstrukce má hlavní výhodu v dlouhé životnosti systému. Tato životnost vyplývá z principu ucpávky, kdy nedochází ke kontaktnímu opotřebení. Nevýhodou je vyšší průtok páry ucpávkou, což snižuje výkon turbíny. Nejčastěji využívaný systém bezdotykových ucpávek jsou ucpávky s pravým labyrintem.



Obr. 6: Princip labyrintové ucpávky. [6]

Další systém využívající ucpávky je tzv. vyrovnávací píst. Hlavním úkolem tohoto pístu není utěsnění prostoru mezi statorem a rotorem, ale vyrovnání axiální síly vzniklé v přetlakovém lopatkování. Vyrovnávací píst je často ve stejném provedení jako bezdotyková ucpávka s pravým labyrintem. Pára procházející vyrovnávacím pístem se zavádí na vhodném místě zpět do průtočného kanálu turbíny, aby mohla být opět využita.

2 Zadané hodnoty

V tabulce Tab. 1 jsou uvedeny všechny zadané hodnoty. Na základě těchto hodnot je prováděn celý výpočet parní turbíny.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak admisní páry	p_{00}	63	bar
Teplota admisní páry	t_0	482	°C
Hmotnostní průtok páry do turbíny	m_0	45,35	t/h
Otáčky turbíny	n	6800	1/min
Entalpie admisní páry	h_0	3376	kJ/kg
Teplota odplynění	t_{odpl}	110	°C
Vstupní teplota chladicí vody	t_{chin}	20	°C
Výstupní teplota chladicí vody	t_{chout}	30	°C

Tab. 1: Tabulka zadaných hodnot.

3 Popis výpočtu

Výpočet je proveden v několika krocích. Pro přehlednost jsou tyto kroky rozděleny do jednotlivých kapitol (dle názvů kapitol). Průběh výpočtu jde postupně tak, jak jsou seřazeny kapitoly v této práci. Výpočet je zkomplikován pouze několika iteračními postupy, které musí být provedeny. Celý výpočet včetně iteračních postupů probíhá následovně:

Výpočet parametrů páry v neregulovaných odběrech a hmotnostních toků páry je řešen v kapitole 4 Tepelné schéma. Tlak a entalpie jsou vypočítány pouze orientačně. Následně jsou tyto hodnoty ještě iteračně upravovány na základě výsledků tlaku a entalpie páry v daných bodech dle kapitoly 6.3 Detailní výpočet c_a/u . Hmotnostní toky jsou následně přepočteny na základě těchto hodnot a je také uvažován hmotnostní tok páry do ucpávek dle kapitoly 8 Ucpávková pára.

Výpočet regulačního stupně je kompletně sestaven v kapitole 5 Regulační stupeň (termodynamický i pevnostní). Vypočtené hodnoty (tlak a entalpie na výstupu z regulačního stupně) jsou následně opět iteračně měněny na základě proměnné hodnoty rychlostního poměru. Tato hodnota je přepisovaná na základě tepelného výpočtu přetlakové části turbíny, ve kterém se postupuje proti proudění páry a výstupem z tohoto výpočtu je vstupní tlak a entalpie do této části turbíny. Právě tyto hodnoty se musí shodovat s výstupními parametry páry z regulačního stupně.

Průtočný kanál je navržený v kapitole 6.2 Předběžný tepelný výpočet přetlakové části. Jsou zde vypočteny základní parametry kanálu přetlakové části turbíny, které jsou použity v detailním c_a/u výpočtu. Tyto základní parametry, délky lopatek a střední průměry, jsou iteračně dosazeny z upřesněných údajů z kapitoly 7 Pevnostní výpočet přetlakové části.

Detailní výpočet c_a/u , jádro celého výpočtu, je obsažen v kapitole 6.3 Detailní výpočet c_a/u . V této kapitole jsou stanoveny veškeré tepelné parametry přetlakové části parní turbíny. Výstupní hodnotou z tohoto výpočtu je pak tlak a entalpie páry před přetlakovou částí. Tyto parametry se musí shodovat s parametry z výpočtu regulačního stupně. Shody je dosaženo změnou rychlostního poměru regulačního stupně a změnou hodnoty entalpie páry na výstupu z přetlakové části.

Pevnostně jsou lopatky přetlakové části parní turbíny počítány v kapitole 7 Pevnostní výpočet přetlakové části. Vstupní hodnoty jsou brány z tepelného výpočtu dané části turbíny a výstupní hodnoty jsou pak použity pro upřesnění průtočného kanálu.

Výpočet hmotnostních toků ucpávkové páry je v kapitole 8 Ucpávková pára. Výsledné hodnoty jsou následně doplněny do tepelného výpočtu.

A nakonec výpočet základních parametrů parní turbíny je popsán v kapitole 9 Základní parametry parní turbíny.

Veškeré iterační postupy byly počítány ke shodě na 3 desetinném místě výsledné hodnoty. Při výpočtu jsou použity vzorce ze zdrojů [1] [2] [3] [4].

4 Tepelné schéma

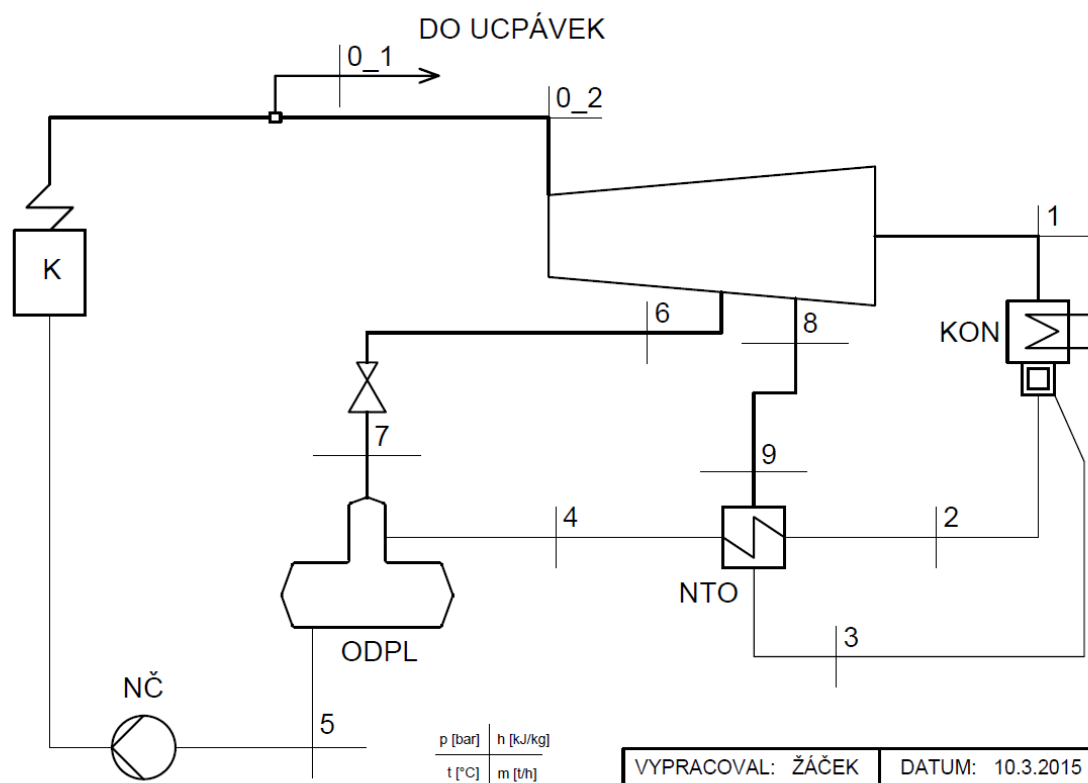
Tepelné schéma se sestavuje z důvodu přehlednosti pro další inženýrské práce a stanovení základních parametrů páry v důležitých místech oběhu. Zvláště důležité je stanovení těchto parametrů v neregulovaných odběrech parní turbíny. První odběr vede do odplyňováku, druhý pak do nízkotlakého ohříváku.

4.1 Postup výpočtu

Nejdříve je určen tlak za turbínou. Ten je spočítán na základě provozních vlastností kondenzátoru. Následně se postupuje dle toku páry. Nejdříve je stanovena teplota kondenzátu za NTO a spolu s ní nedohřev v NTO. Ze stanovených údajů a předpokládaného průběhu expanze v turbíně lze předběžně stanovit parametry páry ve druhém odběru turbíny. Z těchto parametrů a z bilančních rovnic jsou stanoveny všechny parametry páry vstupující a vystupující z NTO. Stejný postup je pak aplikován i pro odplyňovák.

Hodnoty parametrů v tepelném schématu se v průběhu výpočtu iteračně přepočítávají (dle postupu v kapitole 3). Výsledné hodnoty v této kapitole jsou už po provedených iteracích.

Pro lepší přehled jsou důležitá místa tepelného cyklu označena čísly dle Obr. 7.



Obr. 7: Označení důležitých míst tepelného schéma.

4.2 Výpočet parametrů páry

4.2.1 Kondenzátor

teplota kondenzátu

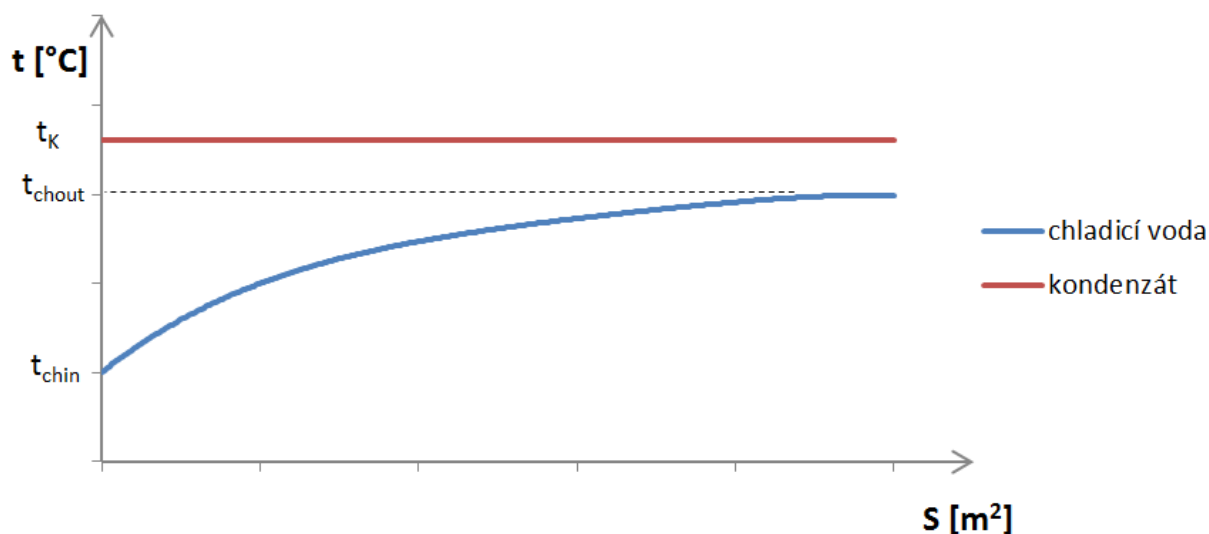
$$t_k = t_{chout} + \Delta t_k \quad (4.2.1-1)$$

volené parametry:

$$\Delta t_k = 3 \text{ °C}$$

nedohřev kondenzátu

Hodnotu nedohřevu kondenzátu ovlivňuje konstrukce kondenzátoru a průtok chladicího media.



Obr. 8: Závislost teploty na velikosti plochy kondenzátoru.

Určení parametrů páry před/za kondenzátorem

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplota páry před kondenzátorem	t_1	33	°C
Entalpie páry před kondenzátorem	h_1	2293,21	kJ/kg
Tlak páry před kondenzátorem	p_1	0,050	bar
Teplota páry za kondenzátorem	t_2	33	°C
Entalpie páry za kondenzátorem	h_2	138,29	kJ/kg
Tlak páry za kondenzátorem	p_2	0,050	bar

Tab. 2: Parametry páry před/za kondenzátorem.

4.2.2 Nízkotlaký ohřívák

teplota páry v místě 9

$$t_9 = t_4 + \Delta t_{NTO} \quad (4.2.2-1)$$

volené parametry:

$$t_4 = 83 \text{ °C}$$

teplota kondenzátu za NTO

$$\Delta t_{NTO} = 3 \text{ °C}$$

nedohřev NTO

tlak páry v místě 9

Tlak páry p_9 odečteme z h-s diagramu.

tlak páry v místě 8

$$p_8 = (1 + \Delta p_{NTO}) \cdot p_9 \quad (4.2.2-2)$$

volené parametry:

$\Delta p_{NTO} = 0,05$ [-] tlaková ztráta mezi 2. odběrem a NTO [3]

entalpie při expanzi beze ztrát ve 2. odběru turbíny

Izoentalpii páry h_{9iz} odečteme z h-s diagramu.

entalpický spád turbíny při expanzi ve 2. odběru

$$h_{NTO} = h_{9iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (4.2.2-3)$$

volené parametry:

$\eta_{tdi} = 0,85$ [-] termodynamická účinnost turbíny

entalpie páry v místě 9

$$h_9 = h_0 - h_{NTO} \quad (4.2.2-4)$$

entalpie páry v místě 8

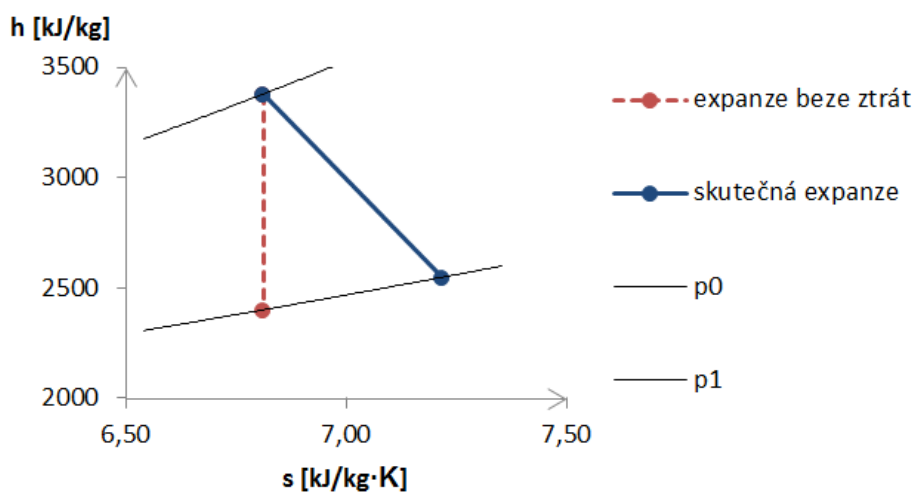
$$h_8 = h_9 \quad (4.2.2-5)$$

teplota páry v místě 8

Teplota páry t_8 odečteme z h-s diagramu.

entalpie kondenzátu v místě 4

Entalpie páry h_4 odečteme z h-s diagramu na mezi sytosti.



Obr. 9: Průběh expanze páry do 2. odběru

tlak kondenzátu v místě 3

Tlak kondenzátu v místě 3 je shodný s tlakem v místě 9.

teplota kondenzátu v místě 3

Teplota kondenzátu v místě 3 je shodná s teplotou v místě 9.

entalpie kondenzátu v místě 3

Entalpie kondenzátu je zjištěna z h-s diagramu.

4.2.3 Odplyňovák

parametry kondenzátu v místě 5

Volená hodnota teploty kondenzátu v odplyňováku $t_5 = 110$ °C. Entalpii a tlak kondenzátu za odplyňovákem zjistíme z h-s diagramu (na mezi sytosti).

tlak páry v místě 7

Tlak páry v místě 7 je shodný s tlakem v místě 5.

tlak páry v místě 6

$$p_6 = p_7 + p_{red} + p_p \quad (4.2.3-1)$$

volené parametry:

$$p_{red} = 2 \text{ bar}$$

tlaková ztráta redukčního ventilu

$$p_p = 0,4 \text{ bar}$$

tlaková ztráta potrubí

Hodnoty jsou voleny na základě výpočtů dle [3].

entalpie při expanzi beze ztrát v 1. odběru turbíny

Izoentalpii páry h_{9iz} odečteme z h-s diagramu.

entalpický spád turbíny při expanzi v 1. odběru

$$h_{OD} = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (4.2.3-2)$$

volené parametry:

$$\eta_{tdi} = 0,85 \text{ [-]}$$

termodynamická účinnost turbíny

entalpie páry v místě 6

$$h_6 = h_0 - h_{OD} \quad (4.2.3-3)$$

entalpie páry v místě 7

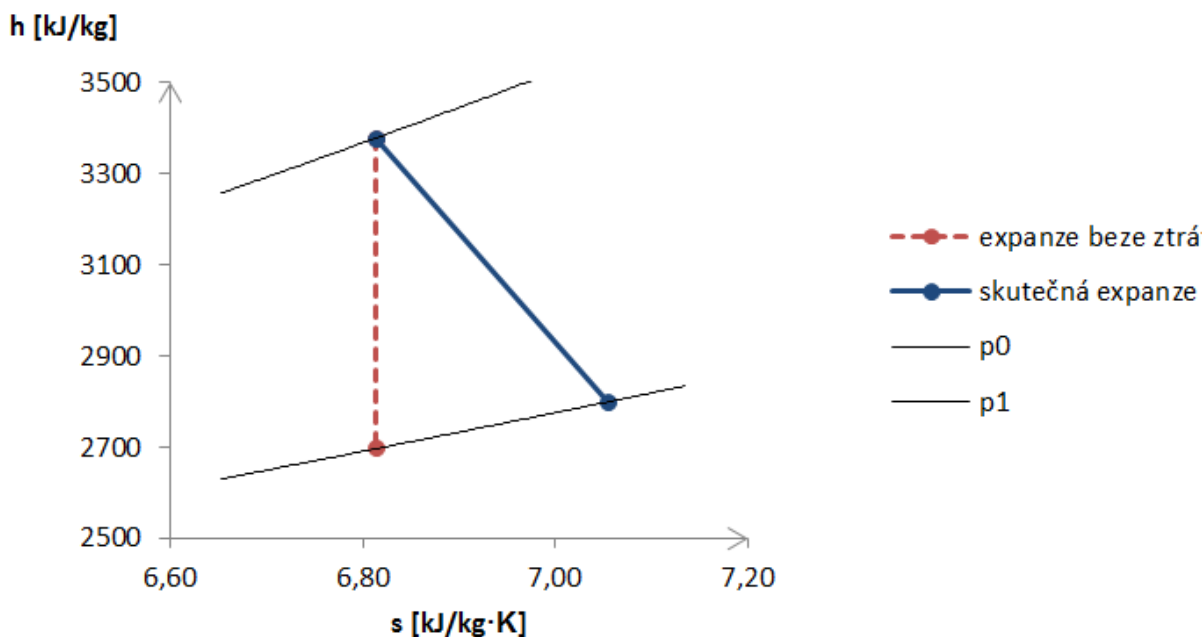
$$h_7 = h_6 \quad (4.2.3-4)$$

teplota páry v místě 6

Teplota páry t_8 odečteme z h-s diagramu.

teplota páry v místě 7

Teplota páry t_8 odečteme z h-s diagramu.



Obr. 10: Průběh expanze do 1. odběru.

4.3 Výpočet hmotnostních průtoků

Bilanční rovnice pro NTO

$$m_4 \cdot h_4 + m_3 \cdot h_3 = m_2 \cdot h_2 + m_9 \cdot h_9 \quad (4.3-1)$$

$$m_2 = m_4 \quad (4.3-2)$$

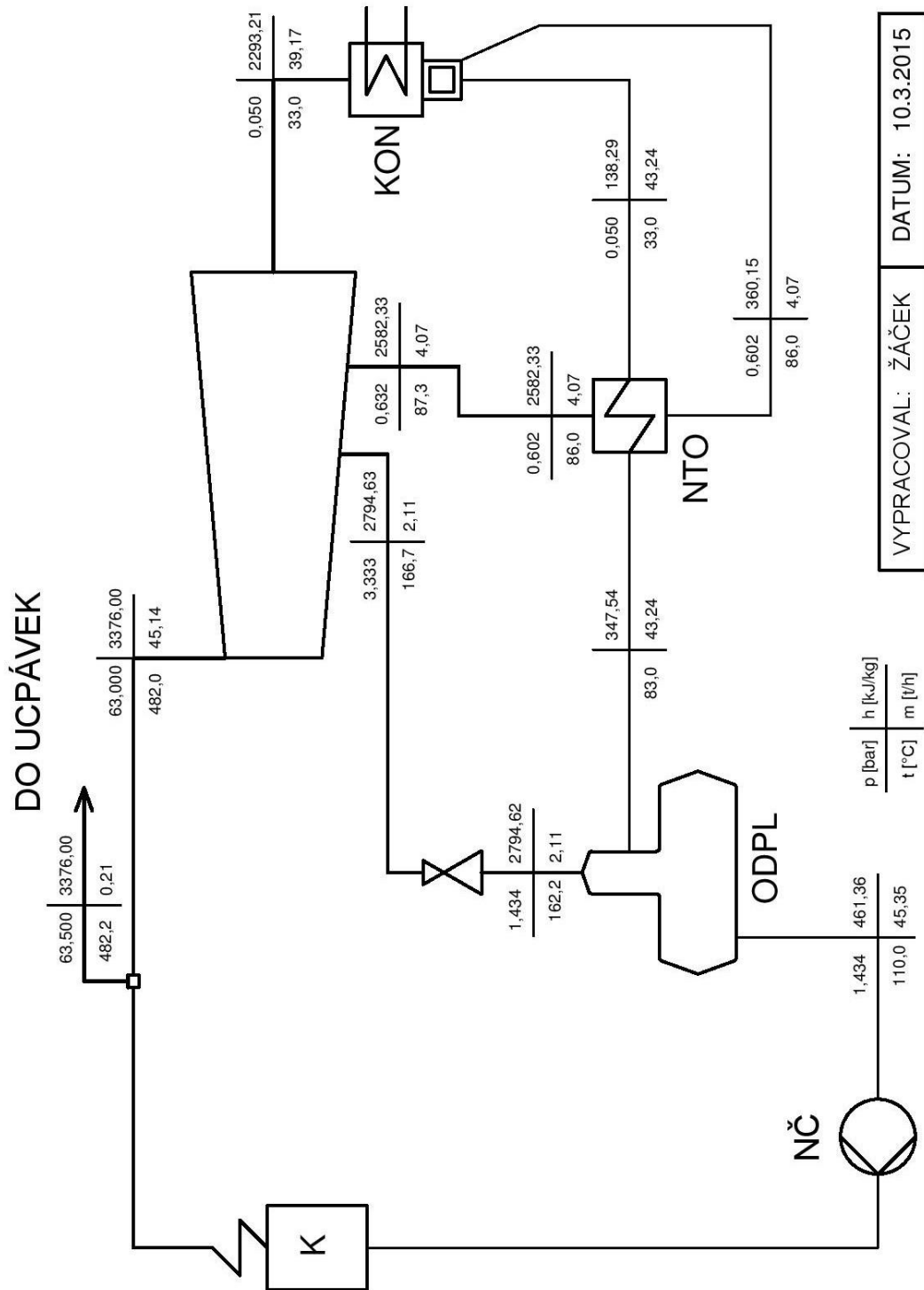
$$m_9 = m_3 \quad (4.3-3)$$

Bilanční rovnice pro odplynovák

$$m_5 \cdot h_5 = m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 \quad (4.3-4)$$

$$m_5 = m_7 + m_4 \quad (4.3-5)$$

4.4 Výsledky tepelného schéma



Obr. 11: Tepelné schéma oběhu.

5 Regulační stupeň

Účelem regulačního stupně je zpracovat větší tepelný spád než je zpracováván v ostatních stupních. Hlavní nevýhodou zařazení regulačního stupně je nižší účinnost stupně. Tuto nevýhodu však vyvažují následující pozitivní účinky regulačního stupně. První výhodou je zvýšení měrného objemu páry. Toto zvýšení objemu má pozitivní vliv z hlediska délky lopatky v řadových stupních a také snižuje ztrátu parciálním ostřikem. Dále pak pokles tlaku a teploty přehřáté páry přináší pozitivní dopad na snížení požadavků při konstrukci skříně a zároveň umožňuje snížit průtok páry přední labyrintovou ucpávkou. Další výhodou je snížení počtu stupňů turbíny, což zkracuje ložiskovou vzdálenost a snižuje cenu celého stroje. [1]

Za regulační stupeň je možno vybrat buď A-kolo (rovnotlaký stupeň) nebo dvouvěncový C-stupeň (Curtisův stupeň). V diplomové práci je zvoleno A-kolo, protože není nutná volba C-stupně pro zadané parametry páry. Toto provedení je volen v případě, kdy je potřeba větší expanze páry v regulačním stupni. Výhodou A-kola je vyšší účinnost.

5.1 Postup výpočtu

Výpočet regulačního stupně se skládá z předběžného návrhu A-kola, kde jsou stanoveny základní parametry stupně. Tyto parametry jsou následně použity jako vstupní hodnoty pro detailní výpočet tohoto stupně. V detailním výpočtu jsou stanoveny základní geometrické rozměry a výkonové charakteristiky regulačního stupně. Zároveň jsou přesně stanoveny tlak a entalpie na výstupu z regulačního stupně. Tyto dvě hodnoty jsou zásadní pro výpočet přetlakové části turbíny metodou c_a/u .

5.2 Předběžný návrh A-kola

Předběžný výpočet slouží k určení základních parametrů A-kola. Tyto vypočtené hodnoty jsou použity jako vstupní data do detailního výpočtu regulačního stupně. Vstupními hodnotami pro tento výpočet jsou hodnoty ze zadání a tepelného schématu.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak admisní páry	p_{00}	63	Bar
Tlak za rychlozávěrnými ventily	p_0	61,11	Bar
Teplota admisní páry	t_0	480,91	°C
Hmotnostní průtok páry do turbíny	m_0	45,14	t/h
Otáčky turbíny	n	6800	1/min
Entalpie admisní páry	h_0	3376	kJ/kg

Tab. 3: Vstupní hodnoty pro předběžný výpočet A-kola

5.2.1 Stanovení základních parametrů páry

obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (5.2.1-1)$$

volené parametry:

$D = 0,69$ m střední průměr lopatkování regulačního stupně

teoretická izoentropická rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{1iz}}\right)} \quad (5.2.1-2)$$

volené parametry:

$$u/c_{1iz} = 0,458 [-]$$

rychlostní poměr

Rychlostní poměr je pro předběžný výpočet A-kola volen obvykle v rozmezí 0,4 ÷ 0,5 [1]. V závěrečné fázi výpočtu bude tento parametr měněn s ohledem na shodu parametrů páry z výpočtu pro A-kolo a z výpočtu c_a/u . Uvedená hodnota je již po korekci poslední iteraci ve výpočtu.

izoentropický spád zpracovaného regulačním stupněm

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} \quad (5.2.1-3)$$

kritický tlak pro přehřátou vodní páru

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 \quad (5.2.1-4)$$

izoentropický spád na stator

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad (5.2.1-5)$$

volené parametry:

$$\rho = 0,065 [-]$$

stupeň reakce

Je zvolen čistě akční stupeň. Volená hodnota pro stupeň reakce v rozmezí 0,03 ÷ 0,07. [1]

izoentropický spád na rotor

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad (5.2.1-6)$$

Určení základních parametrů páry z h-s diagramu za předpokladu izoentropického děje:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie páry za statorem	h_{Siz}	3241,48	kJ/kg
Entalpie páry za rotorem	h_{Riz}	3232,13	kJ/kg
Tlak páry za statorem	p_S	39,434	bar
Tlak páry za rotorem	p_R	38,219	bar

Tab. 4: Základní parametry páry za dýzou pro izoentropický děj.

Protože $p_R \geq p_{krit}$ nedochází v dýze ke kritickému proudění.

ztráty ve statoru

$$z_S = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^S \quad (5.2.1-7)$$

volené parametry:

$$\varphi = 0,95 [-]$$

rychlostní součinitel pro dýzu [4]

entalpie za statorem

$$h_S = h_{1iz} + z_S \quad (5.2.1-8)$$

ztráty v rotoru

$$z_R = (1 - \psi^2) \cdot h_{iz}^R \quad (5.2.1-9)$$

volené parametry:

$\psi = 0,9$ [-] rychlostní součinitel pro rotor

entalpie za rotorem = za regulačním stupněm

$$h_R = h_{2iz} + z_S + z_R \quad (5.2.1-10)$$

Určení základních parametrů páry z h-s diagramu:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie páry za statorem	h_S	3254,60	kJ/kg
Entalpie páry za rotorem	h_R	3247,02	kJ/kg
Tlak páry za statorem	p_S	39,434	bar
Tlak páry za rotorem	p_R	38,219	bar
Měrný objem páry za statorem	v_S	0,0768	m ³ /kg
Měrný objem páry za rotorem	v_R	0,0788	m ³ /kg

Tab. 5: Základní parametry páry zjištěné z h-s diagramu.

5.2.2 Základní výkonnostní charakteristiky

délka hrany rozváděcí lopatky (dýzy) při totálním ostříku

$$l_{0t} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \quad (5.2.2-1)$$

volené parametry:

$\alpha_1 = 12$ deg výstupní úhel z rozváděcí mříže (dýzy)

součinitel δ

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} \quad (5.2.2-2)$$

volené parametry:

$c/a = 0,1467$ [-] experimentálně zjištěná konstanta [1]

součinitel α

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} \quad (5.2.2-3)$$

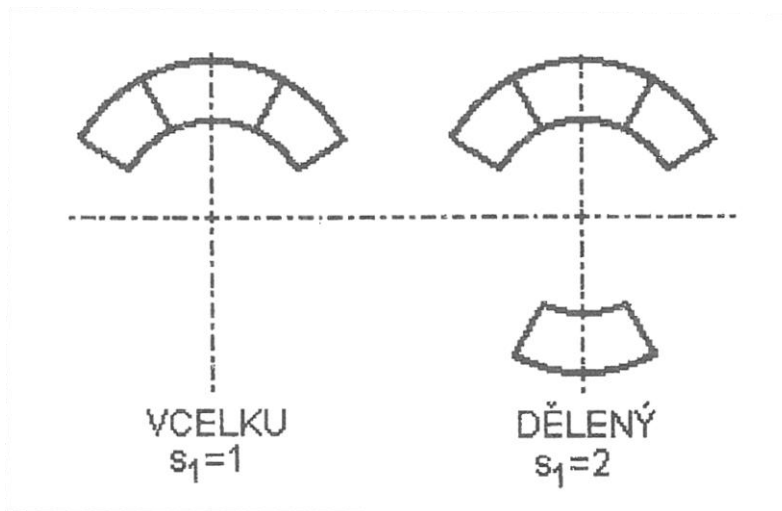
volené parametry:

$b/a = 0,0398$ [-]

$s_1 = 1$ [-]

experimentálně zjištěná konstanta [1]

součinitel zohledňující dělení parciálního ostříku [1]



Obr. 12: Dělení parciálního ostříku.[1]

optimální délka rozváděcí lopatky

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \quad (5.2.2-4)$$

skutečná délka lopatky

$l_0 = l_{opt}$ zaokrouhlena na celé mm

redukováná délka lopatky

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad (5.2.2-5)$$

parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} \quad (5.2.2-6)$$

absolutní hodnota ztrátou třením a ventilací

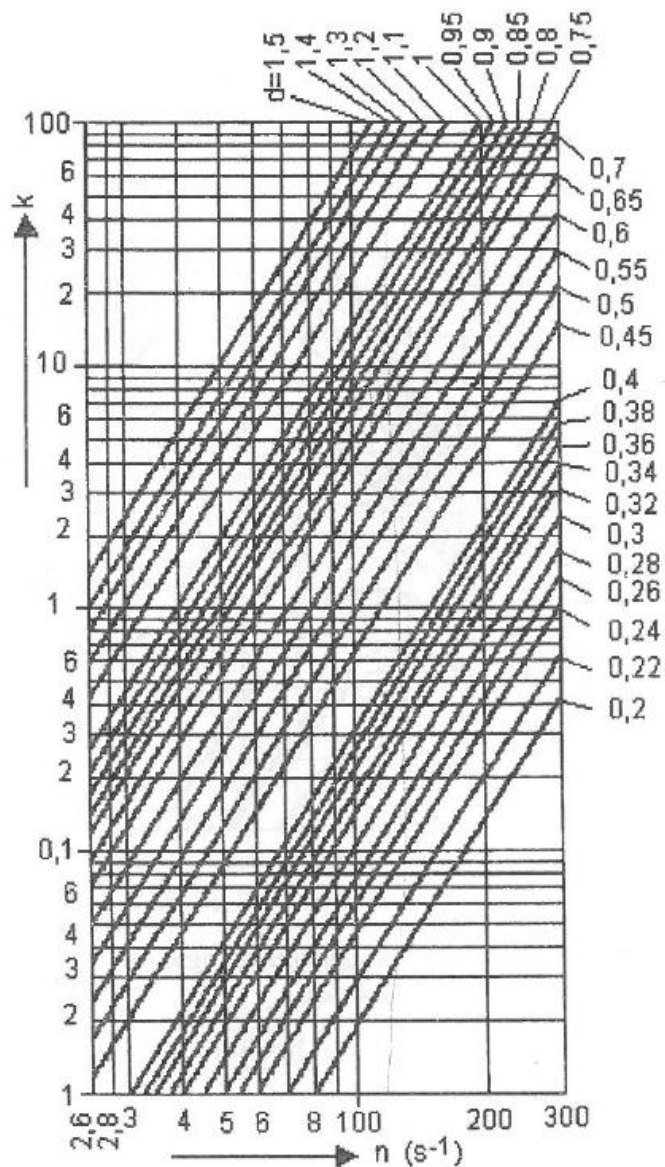
$$Z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} \quad (5.2.2-7)$$

volené parametry:

$k = 4,5 [-]$

součinitel k

Hodnota volená dle Obr. 13.



Obr. 13: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně. [1]

poměrná ztráta třením a ventilací

$$\zeta_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} \quad (5.2.2-8)$$

vnitřní účinnost regulačního stupně

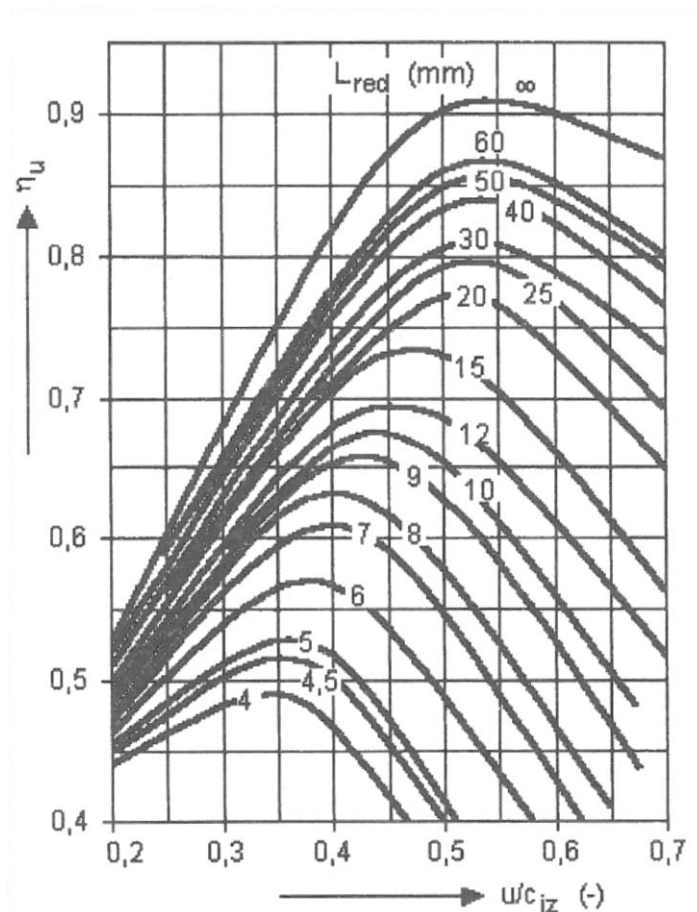
$$\eta_{tdi} = \eta_u \cdot \xi_5 \quad (5.2.2-9)$$

volené parametry:

$$\eta_u = 0,755 \text{ [-]}$$

redukovaná obvodová účinnost

Hodnota volená dle Obr. 14.



Obr. 14: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola). [1]

vnitřní výkon stupně

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.2.2-10)$$

koncová entalpie expanze v regulačním stupni

$$h_2 = h_0 - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \quad (5.2.2-11)$$

5.2.3 Tabelované výsledky

Název	Výpočet	Značka	Hodnota	Jednotka
<i>5.2.1 Stanovení základních parametrů páry</i>				
Obvodová rychlost na středním průměru	(5.2.1-1)	u	245,67	m/s
Teoretická izoentropická rychlost na výstupu z dýzy	(5.2.1-2)	c_{liz}	473,91	m/s
Izoentropický spád zpracovaného regulačním stupněm	(5.2.1-3)	h_{iz}	112,29	kJ/kg
Kritický tlak pro přehřátou vodní páru	(5.2.1-4)	p_{krit}	33,366	bar
Izoentropický spád na rotor	(5.2.1-5)	h_{iz}^S	104,99	kJ/kg
Izoentropický spád na rotor	(5.2.1-6)	h_{iz}^R	7,30	kJ/kg
Entalpie páry za statorem		h_{Siz}	3271,01	kJ/kg
Entalpie páry za rotorem		h_{Riz}	3263,71	kJ/kg
Tlak páry za statorem		p_S	43,919	bar
Tlak páry za rotorem		p_R	42,882	bar
Ztráty ve statoru	(5.2.1-7)	z_S	10,24	kJ/kg
Entalpie za statorem	(5.2.1-8)	h_S	3281,24	kJ/kg
Ztráty v rotoru	(5.2.1-9)	z_R	1,39	kJ/kg
Entalpie za rotorem = za regulačním stupněm	(5.2.1-10)	h_R	3275,33	kJ/kg
Tlak páry za statorem		p_S	43,919	bar
Tlak páry za rotorem		p_R	42,882	bar
Měrný objem páry za statorem		v_S	0,0703	m ³ /kg
Měrný objem páry za rotorem		v_R	0,0717	m ³ /kg
<i>5.2.2 Základní výkonostní charakteristiky</i>				
Délka hrany rozváděcí lopatky (dýzy) při totálním ostříku	(5.2.2-1)	l_{0t}	0,0043	m
Součinitel	(5.2.2-2)	δ	0,0624	-
Součinitel	(5.2.2-3)	α	2,8858	-
Optimální délka rozváděcí lopatky	(5.2.2-4)	l_{opt}	19,02	mm
Skutečná délka lopatky		l_o	19,00	mm
Redukovaná délka lopatky	(5.2.2-5)	L_{red}	23,39	mm
Redukovaná obvodová účinnost		η_u	0,7550	[-]
Parciální ostřík	(5.2.2-6)	ε	0,2287	-
Absolutní hodnota ztrátou třením a ventilací	(5.2.2-7)	Z_5	5,10	kJ/kg
Poměrná ztráta třením a ventilací	(5.2.2-8)	ξ_5	0,0455	-
Vnitřní účinnost regulačního stupně	(5.2.2-9)	η_{tdi}	0,7445	-
Vnitřní výkon stupně	(5.2.2-10)	P_i	1,048	MW
Koncová entalpie expanze v regulačním stupni	(5.2.2-11)	h_2	3292,39	kJ/kg

Tab. 6: Výsledky předběžného výpočtu pro regulační stupeň.

5.3 Detailní výpočet A-kola

Důležité hodnoty, ze kterých se při výpočtu vychází:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
střední průměr lopatkování	D	0,69	m
rychlostní poměr	u/c_{iz}	0,5184	-
celkový tepelný spád na regulační stupeň	h_{iz}	112,293	kJ/kg
otáčky rotoru turbíny	n	113,33	1/s
tlak páry za regulačním stupněm	p_2	4,29	MPa
přibližná délka lopatky	l_o	19	mm
stupeň parciálního ostříku	ϵ	0,2287	-
hmotnostní průtok páry lopatkováním	M	12,539	kg/s

Tab. 7: Vstupní hodnoty pro detailní výpočet regulačního stupně.

5.3.1 Volba typu lopatky a dýzy

Dle unifikovaných profilů byl zvolen typ lopatky 30TR1-19.0 s následujícími parametry:

S	2,607	cm ²	y_t	15,23	mm
I_{min}	0,4148	cm ⁴	γ	10°57'	deg
I_{max}	1,3939	cm ⁴	β_1	19-33	deg
W_{min}	0,342	cm ³	β_2	19	deg
W_{max}	0,7866	cm ³	s	21	mm
x_t	15,12	mm	s/c	0,6	-

Tab. 8: Parametry typu lopatky 30TR1-19.0. [1]

Typ profilu dýzy byl zvolen 25D1/54. Parametry jsou stanoveny v Tab. 3.

γ	54	deg
c	25	mm
s/c	0,65	-

Tab. 9: Parametry typu dýzy 25D1/54. [1]

rozteč lopatek rotoru

$$s_r = c \cdot \frac{s}{c} \quad (5.3.1-1)$$

šířka lopatky rotoru

$$B_r = c \cdot \cos \gamma \quad (5.3.1-2)$$

rozteč lopatek statoru

$$s_s = c \cdot \frac{s}{c} \quad (5.3.1-3)$$

šířka lopatky statoru

$$B_s = c \cdot \cos \gamma \quad (5.3.1-4)$$

počet oběžných lopatek

$$z_2 = \frac{\pi \cdot D}{s} \quad (5.3.1-5)$$

počet statorových lopatek

$$z_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} \quad (5.3.1-6)$$

5.3.2 Rychlosti v rychlostním trojúhelníku

teoretická rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) h_{iz}} \quad (5.3.2-1)$$

obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (5.3.2-2)$$

skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} \quad (5.3.2-3)$$

relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (5.3.2-4)$$

obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (5.3.2-5)$$

obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad (5.3.2-6)$$

axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (5.3.2-7)$$

axiální složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy

$$w_{1a} = c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (5.3.2-8)$$

úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad (5.3.2-9)$$

teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (5.3.2-10)$$

skutečná výstupní relativní rychlost páry

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} \quad (5.3.2-11)$$

absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} \quad (5.3.2-12)$$

obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (5.3.2-13)$$

obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad (5.3.2-14)$$

obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

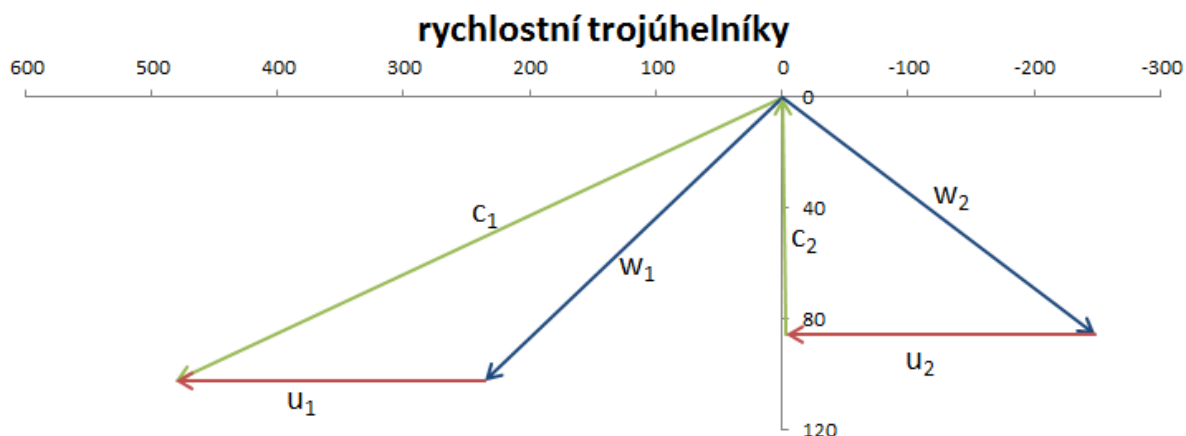
$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (5.3.2-15)$$

obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (5.3.2-16)$$

úhel absolutní rychlosti na výstupu

$$\alpha_2 = 90 + \operatorname{arctg} \frac{c_{2u}}{c_{2a}} \quad (5.3.2-17)$$



Obr. 15: Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

5.3.3 Průtočné průřezy stupně

výstupní délka dýzy (rozdávěcí lopatky)

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (5.3.3-1)$$

vstupní délka oběžné lopatky

$$l_1 = l_0 + \Delta l \quad (5.3.3-2)$$

volené parametry:

$\Delta l = 2 \text{ mm}$ přesah lopatek (voleno z rozmezí 1 až 3 mm)

výstupní délka oběžné lopatky

$$l_2 = l_1 \quad (5.3.3-3)$$

5.3.4 Energetické ztráty v lopatkování

energetická ztráta rozdávěcí mříže (dýzy)

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (5.3.4-1)$$

energetická ztráta oběžné lopatkové řady

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (5.3.4-2)$$

energetická ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (5.3.4-3)$$

5.3.5 Vnitřní termodynamická účinnost stupně

obvodová účinnost stupně

$$\eta_u = \frac{h_{iz} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz}} \quad (5.3.5-1)$$

průtočný průřez pro páru

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \quad (5.3.5-2)$$

poměrná ztráta třením (ventilací) disků

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.3.5-3)$$

volené parametry:

$k_{tř} = 0,0005 [-]$

třecí součinitel

Hodnota součinitele je volena v rozmezí $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3} [1]$

ztráty vznikající ventilací neostříkнутých lopatek

$$\xi_{61b} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.3.5-4)$$

ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (5.3.5-5)$$

volené parametry:

$z_{segm} = 1$ [-] typ rozdělení segmentů po obvodu [1]

celková poměrná ztráta parciálním ostříkem

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad (5.3.5-6)$$

stupeň reakce na špici lopatky

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{D/l_1}{1 + D/l_1} \quad (5.3.5-7)$$

radiální mezera

$$\delta_r = 0,001 \cdot D + 0,0002 \quad (5.3.5-8)$$

radiální průřez mezery

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} \quad (5.3.5-9)$$

volené parametry:

$z_r = 3$ [-] počet radiálních břitů bandáže
 $\delta_a = 0,002$ m vůle mezi rotorem a statorem

poměrná hodnota ztráty radiální mezerou

$$\xi_7 = \sqrt{\frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D + l_0) \cdot \varepsilon}{S} \quad (5.3.5-10)$$

vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad (5.3.5-11)$$

vnitřní výkon akčního stupně v provedení A-kolo

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.3.5-12)$$

entalpie za stupněm

$$h_2 = h_0 - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.3.5-13)$$

5.3.6 Tabelované výsledky

Název	Výpočet	Značka	Hodnota	Jednotka
<i>5.3.1 Volba typu lopatky a dýzy</i>				
Rozteč lopatek rotoru	(5.3.1-1)	s_r	21,00	mm
Šířka lopatky rotoru	(5.3.1-2)	B_r	34,36	mm
Rozteč lopatek statoru	(5.3.1-3)	s_s	16,25	mm
Šířka lopatky statoru	(5.3.1-4)	B_s	14,69	mm
Počet oběžných lopatek	(5.3.1-5)	z_2	104	-
Počet statorových lopatek	(5.3.1-6)	z_1	31	-
<i>5.3.2 Rychlosti v rychlostním trojúhelníku</i>				
Teoretická rychlost na výstupu z dýzy	(5.3.2-1)	c_{1iz}	458,24	m/s
Obvodová rychlost na středním průměru	(5.3.2-2)	u	245,67	m/s
Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy	(5.3.2-3)	c_1	435,33	m/s
Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy	(5.3.2-4)	w_1	205,73	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-5)	c_{1u}	422,40	m/s
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-6)	w_{1u}	176,73	m/s
Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-7)	c_{1a}	105,32	m/s
Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-8)	w_{1a}	105,32	m/s
Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru	(5.3.2-9)	β_1	30,79	deg
Teoretická výstupní relativní rychlost páry	(5.3.2-10)	w_{2iz}	238,58	m/s
Skutečná výstupní relativní rychlost páry	(5.3.2-11)	w_2	214,73	m/s
Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek	(5.3.2-12)	c_2	81,89	m/s
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-13)	w_{2u}	203,03	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-14)	c_{2u}	-42,64	m/s
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-15)	w_{2a}	69,91	m/s
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy	(5.3.2-16)	c_{2a}	69,91	m/s
Úhel absolutní rychlosti na výstupu	(5.3.2-17)	α_2	58,62	deg
<i>5.3.3 Průtočné průřezy stupně</i>				
Výstupní délka dýzy (rozdávěcí lopatky)	(5.3.3-1)	l_0	0,0169	m
Vstupní délka oběžné lopatky	(5.3.3-2)	l_1	0,0189	m
Výstupní délka oběžné lopatky	(5.3.3-3)	l_2	0,0189	m
<i>5.3.4 Energetické ztráty v lopatkování</i>				
Energetická ztráta rozváděcí mříže (dýzy)	(5.3.4-1)	z_0	10,24	kJ/kg
Energetická ztráta oběžné lopatkové řady	(5.3.4-2)	z_1	5,42	kJ/kg
Energetická ztráta výstupní rychlostí	(5.3.4-3)	z_c	3,35	kJ/kg
Obvodová účinnost stupně	(5.3.4-4)	η_u	0,8308	-

Tab. 10: Výsledky detailního výpočtu A-kola (1/2).

5.3.5 Vnitřní termodynamická účinnost stupně				
Průtočný průřez pro páru	(5.3.5-2)	S	0,0023	m ²
Poměrná ztráta třením (ventilací) disků	(5.3.5-3)	ξ ₅	0,0146	-
Ztráty vznikající ventilací neostříknutých lopatek	(5.3.5-4)	ξ _{61b}	0,0379	-
Ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku	(5.3.5-5)	ξ ₆₂	0,0314	-
Celková poměrná ztráta parciálním ostříkem	(5.3.5-6)	ξ ₆	0,0693	-
Stupeň reakce na špici lopatky	(5.3.5-7)	ρ _š	0,0899	-
Radiální průřez mezery	(5.3.5-9)	δ _{ekv}	0,0004	m
Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou	(5.3.5-10)	ξ ₇	0,0223	-
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	(5.3.5-11)	η _{tdi}	0,7245	-
Vnitřní výkon akčního stupně v provedení A-kolo	(5.3.5-12)	P _i	1,020	MW
Entalpie za stupněm	(5.3.5-13)	h ₂	3294,64	kJ/kg

Tab. 11: Výsledky detailního výpočtu A-kola (2/2).

5.4 Pevnostní výpočet

5.4.1 Výpočet napětí v lopatkách

úhlová rychlost

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (5.4.1-1)$$

počet ostříknutých lopatek

$$z_{ost} = z \cdot \varepsilon \quad (5.4.1-2)$$

obvodová síla na lopatku

$$F_u = \frac{m}{z_{ost}} \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \quad (5.4.1-3)$$

axiální síla na lopatku

$$F_a = \frac{m}{z_{ost}} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \frac{\pi \cdot D \cdot l \cdot \varepsilon}{z \cdot \varepsilon} \cdot (p_1 - p_2) \quad (5.4.1-4)$$

moment od axiální síly

$$M_{Fa} = F_a \cdot \frac{l}{2} \quad (5.4.1-5)$$

moment od axiální síly

$$M_{Fu} = F_u \cdot \frac{l}{2} \quad (5.4.1-6)$$

ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_{Fa}^2 + M_{Fu}^2} \quad (5.4.1-7)$$

ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} \quad (5.4.1-8)$$

napětí od odstředivých sil

$$\sigma_{ods} = \rho_{Fe} \cdot l \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega^2 \quad (5.4.1-9)$$

5.4.2 Tabelované výsledky

Název	Výpočet	Značka	Hodnota	Jednotka
Úhlová rychlost	(5.4.1-1)	ω	712,09	rad/s
Počet ostříkнутých lopatek	(5.4.1-2)	z_{ost}	24,00	-
Obvodová síla na lopatku	(5.4.1-3)	F_u	242,97	N
Axiální síla na lopatku	(5.4.1-4)	F_a	59,30	N
Moment od axiální síly	(5.4.1-5)	M_{Fa}	0,5600	N·m
Moment od axiální síly	(5.4.1-6)	M_{Fu}	2,2945	N·m
Ohybový moment	(5.4.1-7)	M_o	2,3618	N·m
Ohybové napětí	(5.4.1-8)	σ_o	6,9058	MPa
Napětí od odstředivých sil	(5.4.1-9)	σ_o	25,7722	MPa

5.5 Shrnutí výpočtu

Vypočtené parametry páry vystupující z regulačního stupně jsou základními hodnotami pro detailní c_a/u výpočet. V tomto výpočtu (viz kapitola 6.3 Detailní výpočet c_a/u) je počítána přetlaková část turbíny od konce směrem k regulačnímu stupni. Parametry páry vystupující z výpočtu regulačního stupně a detailního c_a/u výpočtu se musí shodovat. Této shody je docíleno iterací hodnoty u/c_{iz} v tomto výpočtu. Výsledky uvedené v tabulkách jsou již po provedení těchto iterací, takže se parametry páry za regulačním stupněm shodují s parametry páry před přetlakovou částí turbíny.

Ve výpočtu je zvolen parciální ostřík lopatek vcelku (dle Obr. 12). Byly zvoleny 2 dýzové skupiny. Tento počet dýz je volen s ohledem na nižší cenu regulačního stupně. Obecně platí, že čím více je dýz (maximálně však 4), tím je regulační stupeň dražší, ale také má nižší tlakovou ztrátu a lepší regulační vlastnosti.

Důležitým vypočteným parametrem je také termodynamická účinnost regulačního stupně. Této účinnosti je dosaženo odečtením ztrát od obvodové účinnosti. Výsledná hodnota termodynamické účinnosti regulačního stupně je 72,46 %.

Nakonec byla spočtena napětí působící na lopatky regulačního stupně. Výsledné ohybové napětí je 6,91 MPa a napětí od odstředivých sil nabývá hodnoty 25,77 MPa, přičemž limitní hodnota pro napětí od ohybu je 23 MPa a pro napětí od odstředivých sil 45 MPa. Tyto hodnoty si určuje každá společnost dle zkušeností. Srovnáním výše zmíněných hodnot můžeme konstatovat, že nebyly překročeny limitní hodnoty napětí.

6 Tepelný výpočet přetlakové části

6.1 Postup výpočtu

Nejdříve je zvolen tlak před každým z kuželů. Následně je počítán každý kužel podle stejného postupu. Je určeno Parsonsovo číslo a následně je pak určena délka a střední průměr první a poslední lopatky. Potom je vypočítán potřebný počet stupňů pro daný kužel a jsou předběžně určeny hodnoty ztrát, vnitřní účinnosti a výkonu přetlakové části turbíny. Dále je pak navržen průtočný kanál, který bude ale po přepočtu (dle 7.4 Výpočet přesných rozměrů průtočného kanálu) ještě upraven do výsledné podoby.

Po tomto návrhu následuje detailní výpočet stupňovité části. Tento výpočet je realizován metodou c_a/u . V této fázi se postupuje od posledního stupně k prvnímu. Nejdříve jsou vypočítány ztráty rotoru z_r . Pro vyšší přesnost je ztráta vlhkostí páry počítána iteračně. Následně je známá výstupní entalpie h_2 ponížena o hodnotu z_r , výsledkem je výstupní entalpie při izoentropické expanzi h_{2iz} . V další fázi je pomocí Parsonsova čísla vypočítán izoentalpický spád připadající na rotor H_{iz}^R a je přičten k hodnotě h_{2iz} . Tímto postupem je dosaženo hodnoty entalpie před rotorem h_1 . Zcela stejným principem je pokračováno i při výpočtu statoru. Výsledkem je vstupní entalpie do statoru h_0 . Tato hodnota přechází do výpočtu dalšího stupně jako výstupní entalpie z rotoru. Tímto způsobem je dopočítána až entalpie před přetlakovou částí turbíny. Jak už bylo mnohokrát zmíněno, tato hodnota se musí shodovat s vypočtenou hodnotou v kapitole 5 Regulační stupeň. V této části výpočtu je iteračně upravována výstupní entalpie z posledního stupně turbíny (tedy vstupní hodnota výpočtu).

Dále jsou v této kapitole stanoveny rychlostní trojúhelníky a základní charakteristiky pro každý stupeň.

6.2 Předběžný tepelný výpočet přetlakové části

Hlavním cílem výpočtu je návrh průtočného kanálu a počet stupňů turbíny. Ze získaných údajů se potom vychází v podrobném tepelném výpočtu metodou c_a/u .

6.2.1 Rozdělení přetlakové části na kužely

Při rozdělení přetlakové části na kužely nejsou k dispozici žádné striktní vzorce. Výpočtář se ale v této části musí držet tlaků, které byly vypočteny v tepelném výpočtu. Další hodnoty je možné volit dle uvážení výpočtáře. Tyto hodnoty je však vhodné volit tak, aby tlakový poměr p_2/p_1 nebyl menší než 0,15. Snížení tlakového poměru pod tuto hranici by totiž znamenalo, že kužel bude zpracovávat příliš velký spád, což bude mít negativní dopad na pevnostní výpočet turbíny.

Kužel	1	2	3	4	5	6	7
Tlak před kuželem	38,220	21,700	7,800	3,200	0,800	0,460	0,220

Tab. 12: Volené tlaky před kužely.

Jak je vidět z Tab. 12 bude přetlaková část turbíny rozdělena do 7 kuželů.

6.2.2 Výpočet parametrů stupňové části

Stupňová část se počítá pro každý kužel stejným postupem. V následující kapitole bude tento postup popsán. Hodnoty, které se ve výpočtech mění, budou znázorněné rozmezím hodnot, ve kterých jsou voleny.

Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu

$$Pa_1 = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_S \quad (6.2.2-1)$$

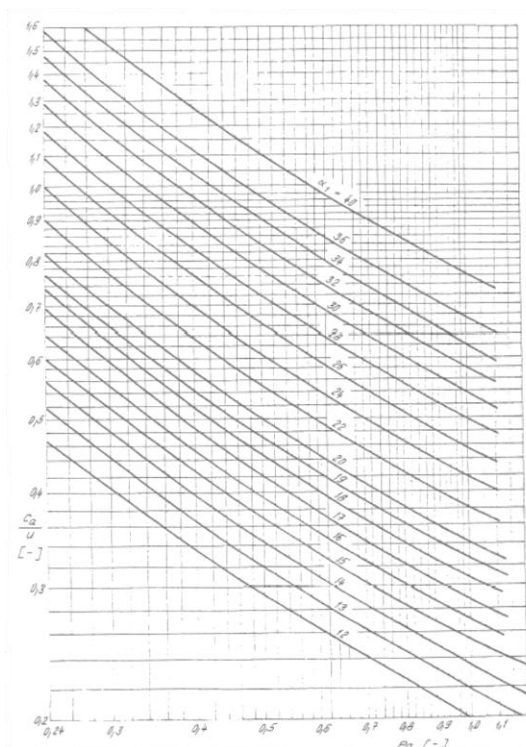
volené parametry:

$$Pa_S = (0,6 \div 0,85)$$

střední Parsonsovo číslo

Platí pravidlo, že čím je hodnota středního Parsonova čísla vyšší, tím vychází větší počet stupňů pro kužel a také vyšší účinnost turbíny. S účinností roste také cena turbíny. Z důvodu dosažení neoptimálnějších podmínek je volená hodnota v rozmezí 0,7 až 0,8. [1]

odečet poměru c_a/u z diagramu



Obr. 16: Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u . [1]

Známe hodnoty:

Pa Parsonsovo číslo
 α_1 výstupní úhel statorové lopatky

střední průměr lopatkování na vstupu

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot (c_a/u)_1}} \quad (6.2.2-2)$$

odečet poměru $(c_a/u)_2$ z diagramu

Odečet provádíme opět dle grafu Obr. 16.

Známe hodnoty:

Pa Parsonsovo číslo
 α výstupní úhel rotoru

Odečítané hodnoty z h-s diagramu

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vstupní tlak kuželu	p_1	42,945	bar
Výstupní tlak kuželu	p_2	21,700	bar
Vstupní entalpie	h_1	3299,61	kJ/kg
Vstupní entropie	s_1	6,8632	kJ/kg·K
Izoentalpie na výstupu	h_{2iz}	3101,39	kJ/kg

Tab. 13: Tabulka odečtených hodnot z h-s diagramu (hodnoty platí pro 1. kužel)

izoentropický spád kužele

$$\Delta h_{iz} = h_1 - h_{2iz} \quad (6.2.2-3)$$

skutečný spád kužele

$$\Delta h = \eta_{tdi} \cdot \Delta h_{iz} \quad (6.2.2-4)$$

Volené parametry:

$\eta_{tdi} = 0,82 \div 0,85$ volená účinnost expanze stupňové části
Platí pravidlo, že první stupně mají nižší účinnost než další stupně.

entalpie na výstupu z kuželu

$$h_2 = h_1 - \Delta h \quad (6.2.2-5)$$

střední průměr lopatkování posledního stupně

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_2}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_2 \cdot (l/D)_2 \cdot n}} \quad (6.2.2-6)$$

Volené parametry:

$(l/D)_2 < \left(\frac{1}{8} \div \frac{1}{10}\right)$ volená hodnota poměru
Obvykle není možné zvolit přímo délku lopatky posledního stupně, je tedy volen poměr (l/D) . Poměr se volí s ohledem, abychom nemuseli použít zkrucované listy lopatek. [1]

délka lopatky na výstupu

$$l_2 = D_2 \cdot (l/D)_2 \quad (6.2.2-7)$$

střední obvodová rychlost

$$u_S = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_{12}}{2} \right) \cdot n \quad (6.2.2-8)$$

počet stupňů přetlakového lopatkování

$$z = \frac{Pa_S \cdot \Delta h_{iz}}{u_S^2} \quad (6.2.2-9)$$

vnější průměr lopatkování na vstupu

$$D_{v1} = D_1 + l \quad (6.2.2-10)$$

radiální vůle

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x \quad (6.2.2-11)$$

Volené parametry:

x tolerance radiální vůle v lopatkování dle Obr. 17.

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

Obr. 17: Tolerance radiální vůle v lopatkování. [1]

poměrná ztráta radiální mezerou na vstupu

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 \quad (6.2.2-12)$$

vnější průměr lopatkování na výstupu

$$D_{v2} = D_2 + l \quad (6.2.2-13)$$

radiální vůle

$$k_2 = \frac{D_{v2}}{1000} + x \quad (6.2.2-14)$$

Volené parametry:

x tolerance radiální vůle v lopatkování dle Obr. 17.

poměrná ztráta radiální mezerou na výstupu

$$\xi_{k2} = \frac{0,3 + k_2}{l_2} \cdot 4,5 \quad (6.2.2-15)$$

poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{k2}}{2} \quad (6.2.2-16)$$

poměrná ztráta rozvějířením na vstupu

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l}{D}\right)^2 \quad (6.2.2-17)$$

poměrná ztráta rozvějířením na výstupu

$$\xi_{v2} = \left(\frac{l}{D}\right)^2 \quad (6.2.2-18)$$

poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{v2}}{2} \quad (6.2.2-19)$$

poměrná ztráta vlhkostí páry

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_2}{2} \quad (6.2.2-20)$$

Volené parametry:

x_1 suchost páry na vstupu do kuželu
 x_2 suchost páry na výstupu z kuželu

součinitel zpětného využití ztrát

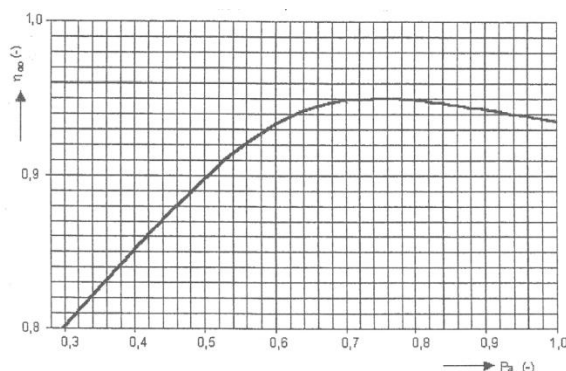
$$f = \frac{z-1}{z} \cdot (1 - \eta_i^{sč}) \cdot \frac{t_1 - t_{2iz}}{T_1 + T_2} \quad (6.2.2-21)$$

vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) \quad (6.2.2-22)$$

Volené parametry:

η_∞ voleno dle grafu Obr. 18 Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku



Obr. 18: Obvodová účinnost přetlakových stupňů s uvažováním nekonečně dlouhé lopatky. [1]

entalpie páry na výstupu

$$h_2 = h_1 - \Delta h_{iz} \cdot \eta_i \quad (6.2.2-23)$$

axiální výstupní rychlost z lopatkování

$$c_{A2} = \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_2 \cdot l_2} \quad (6.2.2-24)$$

absolutní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně

$$c_{2n} = c_{A2} \cdot \sqrt{[\cot \alpha_{12} - (u/ca)_2]^2 + 1} \quad (6.2.2-25)$$

ztráta výstupní rychlostí

$$z_C = \frac{c_{22}^2}{2} \quad (6.2.2-26)$$

skutečný entalpický spád, připadající na stupňovou část turbíny

$$H_i = \Delta h_{iz} \cdot \eta_i - z_C \quad (6.2.2-27)$$

vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{\Delta h_{iz}} \quad (6.2.2-28)$$

vnitřní výkon stupňové části

$$P_i = H_i \cdot M \quad (6.2.2-29)$$

6.2.3 náčrt průtočného kanálu

vstupní patní průměr

$$D_{p_in} = D_1 - l \quad (6.2.3-1)$$

výstupní patní průměr

$$D_{p_out} = D_2 - l \quad (6.2.3-2)$$

vstupní hlavový průměr

$$D_{h_in} = D_1 + l \quad (6.2.3-3)$$

výstupní hlavový průměr

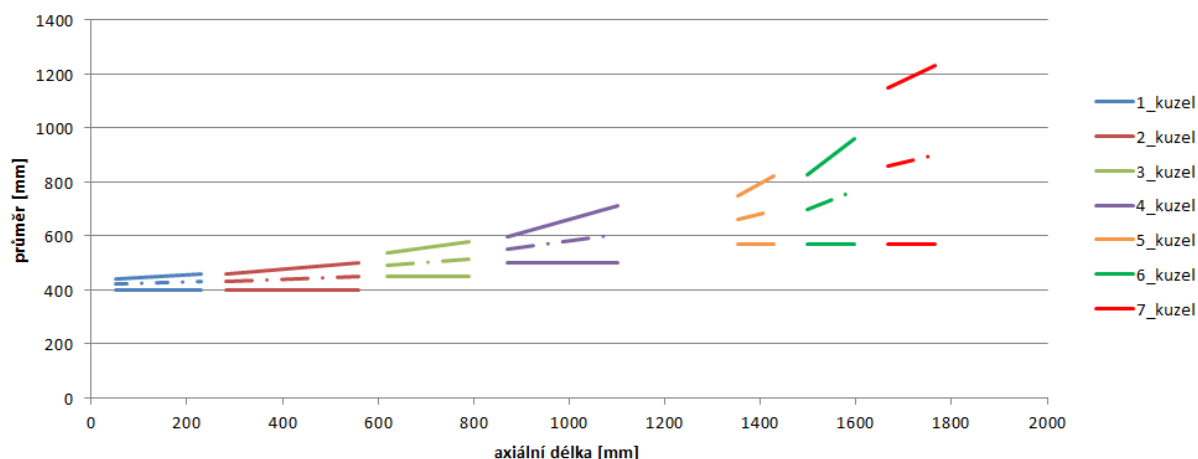
$$D_{h_out} = D_2 + l \quad (6.2.3-4)$$

Název	Značka	Kužel							jednotka
		1	2	3	4	5	6	7	
počet stupňů	n	5	7	4	4	1	1	1	-
vstupní střední průměr	D_1	421	429	493	549	660	699	860	mm
výstupní střední průměr	D_2	430	430	515	605	695	765	900	mm
vstupní délka lopatky	l	21	29	43	49	90	129	290	mm
výstupní délka lopatky	l	30	50	65	105	125	195	330	mm
vstupní patní průměr	D_{p_in}	400	400	450	500	570	570	570	mm
výstupní patní průměr	D_{p_out}	400	400	450	500	570	570	570	mm
vstupní hlavový průměr	D_{h_in}	442	458	536	598	750	828	1150	mm
výstupní hlavový průměr	D_{h_out}	460	500	580	710	820	960	1230	mm

Tab. 14: Parametry průtočného kanálu.

Název	Značka	Kužel							jednotka
		1	2	3	4	5	6	7	
axiální mezera před kuželem	A_{xm}	50	50	60	80	250	70	70	mm
axiální vzdálenost na vstupu	A_{x1}	50	281	618	870,8	1364,7	1499,7	1678,7	mm
axiální vzdálenost na výstupu	A_{x2}	231	558	790,8	1102,2	1429,7	1608,7	1799,7	mm
axiální délka kužele	A_x	181	277	172,8	231,4	76,2	97,6	97,6	mm

Tab. 15: Axiální vzdálenosti průtočného kanálu.



Obr. 19: Průtočný kanál.

6.2.4 Tabelované výsledky

Název	Výpočet	Značka	Hodnota pro daný kužel							Jednotka
			1	2	3	4	5	6	7	
Parsonsovo číslo	(6.2.2-1)	Pa_1	0,644	0,6624	0,6808	0,6992	0,7176	0,736	0,7544	-
střední průměr lopatkování na vstupu	(6.2.2-2)	D_1	0,400	0,428	0,492	0,545	0,660	0,699	0,860	m
izoentropický spád 1. kužele	(6.2.2-3)	Δh_{iz}	197,12	253,05	184,14	237,73	85,53	106,83	192,25	kJ/kg
skutečný spád 1. kužele	(6.2.2-4)	Δh	161,64	215,09	160,20	202,07	72,70	90,81	163,41	kJ/kg
entalpie na výstupu z 1. kužele	(6.2.2-5)	h_2	3133,00	2923,29	2766,19	2566,32	2491,15	2403,01	2246,12	kJ/kg
střední průměr lopatkování posledního stupně	(6.2.2-6)	D_2	0,429	0,449	0,514	0,605	0,696	0,765	0,900	m
délka lopatky na výstupu	(6.2.2-7)	l_2	0,030	0,050	0,065	0,105	0,125	0,195	0,330	m
střední obvodová rychlost	(6.2.2-8)	u_s	147,653	156,184	179,222	204,757	241,289	260,697	313,271	m/s
počet stupňů přetlakového lopatkování	(6.2.2-9)	z	5	7	4	4	4	1	1	-
vnější průměr lopatkování	(6.2.2-10)	D_{v1}	0,421	0,457	0,535	0,594	0,750	0,828	1,150	m
radiální vůle	(6.2.2-11)	k_1	0,6	0,7	0,7	0,9	1	1,1	1,4	mm
poměrná ztráta radiální mezerou vstupu	(6.2.2-12)	ξ_{k1}	0,1929	0,1552	0,1047	0,1102	0,0650	0,0488	0,0264	-
vnější průměr lopatkování	(6.2.2-13)	D_{v2}	0,459	0,499	0,579	0,709	0,821	0,961	1,230	m
radiální vůle	(6.2.2-14)	k_2	0,7	0,7	0,9	1	1,1	1,3	1,5	mm
poměrná ztráta radiální mezerou výstupu	(6.2.2-15)	ξ_{k2}	0,1498	0,0902	0,0833	0,0559	0,0503	0,0369	0,0245	-
poměrná ztráta radiální mezerou	(6.2.2-16)	ξ_k	0,1713	0,1227	0,0940	0,0831	0,0577	0,0429	0,0255	-
poměrná ztráta rozvětvením na vstupu	(6.2.2-17)	ξ_{v1}	0,0028	0,0046	0,0076	0,0081	0,0186	0,0341	0,1138	-
poměrná ztráta rozvětvením na výstupu	(6.2.2-18)	ξ_{v2}	0,0049	0,0123	0,0159	0,0299	0,0324	0,0650	0,1347	-
poměrná ztráta rozvětvením	(6.2.2-19)	ξ_v	0,0038	0,0085	0,0118	0,0190	0,0255	0,0495	0,1242	-
Poměrná ztráta vlhkostí páry	(6.2.2-20)	ξ_x	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0549	0,0771	0,1095	-
součinitel zpětného využití ztrát	(6.2.2-21)	f	0,0116	0,0150	0,0100	0,0086	0,0000	0,0000	0,0034	-
vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní účinnosti	(6.2.2-22)	η_i	0,7927	0,8378	0,8581	0,8604	0,8189	0,7889	0,7061	-
entalpie páry na výstupu	(6.2.2-23)	h_2	3138,38	2926,39	2768,39	2563,85	2493,82	2409,53	2273,78	kJ/kg
axiální výstupní rychlost z lopatkování	(6.2.2-24)	c_{A2}	39,748	52,491	72,159	120,464	130,417	148,152	287,542	m/s
absolutní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně	(6.2.2-25)	c_{2n}	52,004	72,499	78,956	126,149	130,443	148,276	310,861	m/s
ztráta výstupní rychlostí	(6.2.2-26)	z_C	1,35	2,63	3,12	7,96	8,51	10,99	48,32	kJ/kg
skutečný entalpický spád, připadající na stupňovou část turbíny	(6.2.2-27)	H_i	154,91	209,37	154,88	196,58	61,53	73,29	87,44	kJ/kg
vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny	(6.2.2-28)	η_{tdi}	0,7858	0,8274	0,8411	0,8269	0,7194	0,6860	0,4548	-
vnitřní výkon stupňové části	(6.2.2-29)	P_i	1951,37	2637,43	1951,12	2361,15	669,46	797,44	951,34	kW

Tab. 16: Výsledky předběžného tepelného výpočtu.

6.3 Detailní výpočet c_a/u

Výpočet postupuje od posledního stupně k prvnímu. Ve výpočtu jsou stanoveny všechny potřebné tepelné parametry přetlakové části turbíny. Dále pak jsou vypočítány rychlostní trojúhelníky pro všechny stupně. Postup výpočtu probíhá dle komentáře v odstavci 6.1.

6.3.1 Vstupní hodnoty

Název	Značka	Zdroj hodnoty	Jednotka
tlak za řadou	p_2	tepelné schéma	bar
hmotnostní tok řadou	m	tepelné schéma	kg/s
Otáčky	n	zadání	s^{-1}
střední průměr na výstupu z rotoru	D_2	předběžný výpočet	mm
střední délka lopatky na výstupu z rotoru	l_2	předběžný výpočet	mm
výstupní úhel z rotoru	β_2	předběžný výpočet	deg
střední průměr na výstupu ze statoru	D_1	předběžný výpočet	mm
střední délka lopatky na výstupu ze statoru	l_1	předběžný výpočet	mm
výstupní úhel ze statoru	α_1	předběžný výpočet	deg

Tab. 17: Vstupní hodnoty pro detailní c_a/u výpočet.

Hodnoty z Tab. 17 jsou pro každý stupeň rozdílné. V tabulce je místo hodnot pro větší přehlednost zapsaný zdroj požadované hodnoty.

6.3.2 Tepelný výpočet rotoru

axiální průtočná plocha ve vztažné rovině

$$S_a = \pi \cdot D \cdot l \quad (6.3.2-1)$$

obvodová rychlost na středním průměru ve vztažné rovině

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (6.3.2-2)$$

axiální rychlost ve vztažné rovině

$$c_a = \frac{m \cdot v_2}{S_a} \quad (6.3.2-3)$$

Parsonsovo číslo

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \beta_2} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan \beta_2} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (6.3.2-4)$$

Volené parametry:

$$\lambda = 0,12$$

součinitel

Hodnota volená dle [1]. U posledních stupňů je uvažován výpočet dle [4].

izoentropický spád stupně

$$H_{iz} = \frac{u^2}{Pa} \quad (6.3.2-5)$$

vnější průměr lopatek

$$D_v = D + l \quad (6.3.2-6)$$

radiální vůle

$$k = \frac{D_v}{1000} + x \quad (6.3.2-7)$$

Volené parametry:

x tolerance radiální vůle v lopatkování dle Obr. 17.

poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{l} \cdot 4,5 \quad (6.3.2-8)$$

poměrná ztráta rozvějířením pro stupeň

$$\xi_{v_{st}} = \left(\frac{l}{D}\right)^2 \quad (6.3.2-9)$$

poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v_{st}}}{2} \quad (6.3.2-10)$$

poměrná ztráta drátem

$$\xi_D = (0,55 \div 0,75) \cdot \frac{\delta_D - D_D}{D \cdot l} \quad (6.3.2-11)$$

Volené parametry:

D_D uložení drátu (voleno 85% výšky lopatky dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery)

δ_D průměr drátu (voleno 6 mm dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery)

iterační postup pro výpočet poměrné ztráty vlhkostí páry

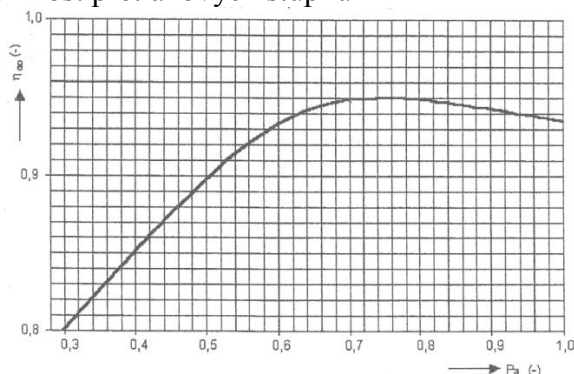
Poměrná ztráta vlhkostí páry je počítána dle následujících bodů (6.3.2-12 až 6.3.2-17). Výpočet se cyklicky opakuje, dokud není shoda na čtvrtém desetinném místě hodnoty poměrné ztráty vlhkostí páry ve dvou následujících iteracích.

- vnitřní účinnost

$$\eta_i^{ST} = \eta_\infty \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x - \xi_b - \xi_D) \quad (6.3.2-12)$$

Volené parametry:
 η_∞ dle Obr. 20

účinnost přetlakových stupňů



Obr. 20: Účinnost přetlakových stupňů. [1]

- skutečný spád stupně

$$H = \eta_i^{ST} \cdot H_{iz} \quad (6.3.2-13)$$

- ztráty stupně

$$z = H_{iz} - H \quad (6.3.2-14)$$

- entalpie izoentropického spádu

$$h_{2iz} = h_2 - z \quad (6.3.2-15)$$

- entalpie na vstupu

$$h_0 = h_{2iz} + H_{iz} \quad (6.3.2-16)$$

- odečtení hodnot z h-s diagramu

Název	Značka	Jednotka
entropie na výstupu	s_{00}	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
tlak na vstupu	p_0	bar
suchost na výstupu	x_0	-
suchost na vstupu	x_2	-

Tab. 18: Potřebné hodnoty z h-s diagramu pro výpočet poměrné ztráty vlhkostí páry.

poměrná ztráta vlhkostí páry

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} \quad (6.3.2-17)$$

poměrná ztráta vlhkostí páry na rotor

$$\xi_{xROT} = \xi_x \cdot 0,55 \quad (6.3.2-18)$$

Parsonsovo číslo

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (6.3.2-19)$$

tlakové číslo rotoru

$$\Psi_{ROT} = \frac{2}{Pa} \quad (6.3.2-20)$$

tlakové číslo stupně

$$\Psi_2 = \frac{1}{2} \cdot \Psi_{ROT} \quad (6.3.2-21)$$

obvodová účinnost rotoru

$$\eta_u = 1 - 2 \cdot \lambda_2 \cdot \frac{1}{\psi_2 \cdot \sin^2 \beta_2} \cdot \varphi_2^2 \quad (6.3.2-22)$$

vnitřní účinnosti rotoru

$$\eta_i^R = \eta_u \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x - \xi_b - \xi_D) \quad (6.3.2-23)$$

izoentropický spád rotoru

$$H_{izROT} = \frac{H_{iz}}{2} \quad (6.3.2-24)$$

spád na rotor

$$H_{ROT} = H_{izROT} \cdot \eta_i^R \quad (6.3.2-25)$$

ztráty rotoru

$$z = H_{izROT} - H_{ROT} \quad (6.3.2-26)$$

izoentalpie výstupní

$$h_{2iz} = h_2 - z \quad (6.3.2-27)$$

vstupní entalpie do rotoru

$$h_1 = h_{2iz} + H_{izROT} \quad (6.3.2-28)$$

6.3.3 Tepelný výpočet statoru

výstupní hodnoty ze statoru z h-s diagramu

Název	Značka	Jednotka
entropie na výstupu	s_1	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
tlak na výstupu	p_1	bar
měrný objem na výstupu	v_1	m^3/kg
teplota na výstupu	T_1	$^{\circ}\text{C}$
suchost na výstupu	x_1	-

Tab. 19: Výstupní hodnoty ze statoru (vstupní do výpočtu) odečtené z h-s diagramu.

axiální průtočná plocha ve vztažné rovině

$$S_a = \pi \cdot D \cdot l \quad (6.3.3-1)$$

obvodová rychlost na středním průměru ve vztažné rovině

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (6.3.3-2)$$

axiální rychlost ve vztažné rovině

$$c_a = \frac{m \cdot v_1}{S_a} \quad (6.3.3-3)$$

Parsonsovo číslo

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \beta_2} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan \beta_2} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (6.3.3-4)$$

vnější průměr lopatek

$$D_v = D + l \quad (6.3.3-5)$$

radiální vůle

$$k = \frac{D_v}{1000} + x \quad (6.3.3-6)$$

Volené parametry:

x tolerance radiální vůle v lopatkování dle Obr. 17.

poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{l} \cdot 4,5 \quad (6.3.3-7)$$

poměrná ztráta rozvějířením pro stupeň

$$\xi_{v_st} = \left(\frac{l}{D}\right)^2 \quad (6.3.3-8)$$

poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v_st}}{2} \quad (6.3.3-9)$$

poměrná ztráta vlhkostí páry na rotor

$$\xi_{xSTAT} = \xi_x \cdot 0,45 \quad (6.3.3-11)$$

tlakové číslo statoru

$$\psi_{STAT} = \frac{2}{\frac{Pa}{2}} \quad (6.3.3-12)$$

tlakové číslo stupně

$$\psi_2 = \frac{1}{2} \cdot \psi_{STAT} \quad (6.3.3-13)$$

obvodová účinnost statoru

$$\eta_u = 1 - 2 \cdot \lambda_2 \cdot \frac{1}{\psi_2 \cdot \sin^2 \beta_2} \cdot \varphi_2^2 \quad (6.3.3-14)$$

vnitřní účinnosti statoru

$$\eta_i^S = \eta_u \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x - \xi_b - \xi_D) \quad (6.3.3-15)$$

izoentropický spád stupně

$$H_{izSTAT} = \frac{1}{2} \cdot \frac{u^2}{Pa} \quad (6.3.3-16)$$

spád na stator

$$H_{STAT} = H_{izSTAT} \cdot \eta_i^R \quad (6.3.3-17)$$

ztráty statoru

$$z = H_{izSTAT} - H_{STAT} \quad (6.3.3-18)$$

izoentalpie výstupní

$$h_{2iz} = h_1 - z \quad (6.3.3-19)$$

vstupní entalpie do statoru

$$h_0 = h_{2iz} + H_{izSTAT} \quad (6.3.3-20)$$

vstupní parametry páry odečtené z h-s diagramu

Název	Značka	Jednotka
entropie na vstupu	s_{00}	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
tlak na vstupu	p_0	bar
měrný objem na vstupu	v_0	m^3/kg
teplota na vstupu	T_0	$^{\circ}\text{C}$
suchost na vstupu	x_0	-

Tab. 20: Vstupní parametry páry.

6.3.4 Tepelný výpočet parametrů pro stupeň

izoentropický spád stupně

$$H_{iz} = h_0 - h_{2iz} \quad (6.3.4-1)$$

účinnost stupně

$$\eta_i^{ST} = \frac{\eta_i^R \cdot H_{izROT} + \eta_i^S \cdot H_{izSTAT}}{H_{izROT} + H_{izSTAT}} \quad (6.3.4-2)$$

tlakové číslo stupně

$$\psi = \frac{2 \cdot H_{iz}}{u^2} \quad (6.3.4-3)$$

stupeň reakce

$$\rho = \frac{H_{izROT}}{H_{iz}} \quad (6.3.4-4)$$

součet izoentropických spádů

$$\Sigma h_{iz} = H_{izROT} + H_{izSTAT} \quad (6.3.4-5)$$

reheat factor

$$1 + f = \frac{\Sigma h_{iz}}{H_{iz}} \quad (6.3.4-6)$$

Machovo číslo za rotorem

$$Ma_2 = \frac{w_2}{\sqrt{p_2 \cdot v_2 \cdot \kappa}} \quad (6.3.4-7)$$

Machovo číslo za statorem

$$Ma_1 = \frac{c_1}{\sqrt{p_0 \cdot v_0 \cdot \kappa}} \quad (6.3.4-8)$$

6.3.5 Rychlostní trojúhelník

absolutní rychlost ze statoru

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} \quad (6.3.5-1)$$

relativní rychlost na vstupu do rotoru

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (6.3.5-2)$$

axiální složka absolutní rychlosti ze statoru

$$c_a = \frac{m \cdot v_1}{S_a} \quad (6.3.5-3)$$

axiální složka relativní rychlosti ze statoru

$$w_{1a} = c_{1a} \quad (6.3.5-4)$$

vstupní úhel proudu páry do rotoru

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} \quad (6.3.5-5)$$

relativní rychlost na výstupu z rotoru

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2} \quad (6.3.5-6)$$

absolutní rychlost na výstupu z rotoru

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} \quad (6.3.5-7)$$

axiální složka relativní rychlosti z rotoru

$$w_{2a} = c_{2a} \quad (6.3.5-8)$$

axiální složka absolutní rychlosti z rotoru

$$c_{2a} = w_{2a} \quad (6.3.5-9)$$

vstupní úhel proudu páry do rotoru

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} \quad (6.3.5-10)$$

obvodová složka absolutní rychlosti ze statoru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (6.3.5-11)$$

obvodová složka absolutní rychlosti z rotoru

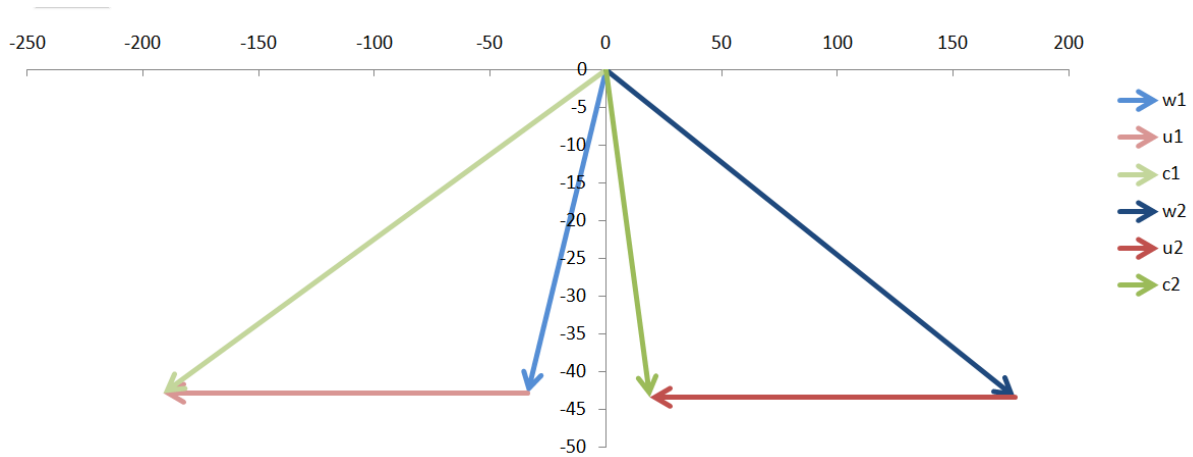
$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (6.3.5-12)$$

obvodová složka relativní rychlosti ze statoru

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 \quad (6.3.5-13)$$

obvodová složka relativní rychlosti z rotoru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (6.3.5-14)$$



Obr. 21: Výsledné rychlostní trojúhelníky (vyobrazené jsou pro 10. stupeň).

6.3.6 Tabelované výsledky

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			1			
			1		2	
			1	2	3	4
tlak před řadou	p_1	bar	42,88	40,32	38,34	36,02
tlak za řadou	p_2	bar	40,32	38,34	36,02	34,21
entalpie před řadou	h_1	kJ/kg	3 294,6	3 280,8	3 269,4	3 255,4
entalpie za řadou	h_2	kJ/kg	3 280,8	3 269,4	3 255,4	3 243,7
měrný objem za řadou	v	m ³	0,0766	0,0799	0,0842	0,0879
teplota za řadou	t	°C	428,56	422,34	414,70	408,36
suchost páry za řadou	x	-	1,000	1,000	1,000	1,000
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,2085	0,1998	0,1918	0,1845
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,0013	0,0014	0,0015	0,0017
poměrná ztráta drátem	ξ_D	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
ztráty	z	kJ/kg	5,20	4,09	4,90	3,90
Tlakové číslo	Ψ	-	3,047		3,020	
stupeň reakce	ρ	-	0,450		0,452	
reheat factor	$1+f$	-	1,0011		1,0014	
izoentropický spád stupně	H_{iz}	kJ/kg	34,47		34,47	
entalpický spád stupně	H	kJ/kg	25,22		25,71	
účinnost stupně	η_i^{st}	-	0,7308		0,7449	
hmotnostní tok řadou	m	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
střední průměr na výstupu	D	mm	421,59	422,52	423,46	424,39
střední délka lopatky na výstupu	l	mm	21,59	22,52	23,46	24,39
výstupní úhel	α_1 v β_2	°	10,20	11,40	10,30	11,50
axiální průtočná plocha ve vztažné rovině	S_a	m ³	0,0286	0,0299	0,0312	0,0325
Parsonsovo číslo	Pa	-	0,593	0,730	0,600	0,733
výstupní absolutní rychlost za řadou	c	m/s	190,25	37,35	189,76	37,56
výstupní relativní rychlost za řadou	w	m/s	50,15	170,07	49,42	170,51
výstupní obvodová rychlost za řadou	u	m/s	150,44	150,44	151,10	151,10
výstupní axiální složka absolutní rychlosti za řadou	c_a	m/s	33,69	33,62	33,93	33,99
výstupní axiální složka relativní rychlosti za řadou	w_a	m/s	33,69	33,62	33,93	33,99
Machovo číslo za řadou	Ma	-	0,3000	0,2705	0,3019	0,2738

Tab. 21: Výsledky pro tepelný výpočet c_d/u (část 1/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
1					2				
3		4		5		6		7	
5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
34,21	32,12	30,47	28,56	27,04	25,31	23,92	22,27	21,00	19,54
32,12	30,47	28,56	27,04	25,31	23,92	22,27	21,00	19,54	18,40
3 243,7	3 229,8	3 218,2	3 204,0	3 192,0	3 177,5	3 165,2	3 150,1	3 137,7	3 122,5
3 229,8	3 218,2	3 204,0	3 192,0	3 177,5	3 165,2	3 150,1	3 137,7	3 122,5	3 109,9
0,0927	0,0968	0,1022	0,1070	0,1130	0,1185	0,1257	0,1319	0,1401	0,1472
400,81	394,49	386,79	380,30	372,49	365,83	357,65	350,96	342,75	335,97
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,1955	0,1885	0,1820	0,1760	0,1703	0,1650	0,1656	0,1580	0,1512	0,1449
0,0018	0,0019	0,0020	0,0022	0,0023	0,0024	0,0024	0,0026	0,0029	0,0031
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
4,93	3,97	4,74	3,87	4,57	3,78	4,94	3,87	4,64	3,69
2,984	2,991	2,992	3,075	3,019					
0,454	0,457	0,460	0,449	0,451					
1,0019	1,0020	1,0020	1,0020	1,0018					
34,36	34,75	35,07	36,26	36,08					
25,52	26,21	26,79	27,52	27,81					
0,7414	0,7526	0,7623	0,7575	0,7695					
12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577
425,33	426,26	427,20	428,13	429,07	430,00	429,89	431,32	432,75	434,17
25,33	26,26	27,20	28,13	29,07	30,00	29,89	31,32	32,75	34,17
10,50	11,70	10,70	11,90	11,00	12,20	11,50	12,90	11,70	13,10
0,0338	0,0352	0,0365	0,0378	0,0392	0,0405	0,0404	0,0424	0,0445	0,0466
0,609	0,738	0,611	0,731	0,614	0,727	0,584	0,725	0,598	0,734
188,97	37,93	189,68	39,11	190,13	40,47	196,41	42,71	195,17	42,86
48,65	170,78	49,15	172,43	49,64	173,96	55,55	175,16	54,20	175,24
151,77	151,77	152,43	152,43	153,10	153,10	153,57	153,57	154,59	154,59
34,44	34,63	35,22	35,56	36,28	36,76	39,16	39,10	39,58	39,72
34,44	34,63	35,22	35,56	36,28	36,76	39,16	39,10	39,58	39,72
0,3034	0,2768	0,3074	0,2823	0,3113	0,2878	0,3249	0,2929	0,3264	0,2964

Tab. 22: Výsledky pro tepelný výpočet c_d/u (část 2/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			2			
			8		9	
			15	16	17	18
tlak před řadou	p_1	bar	18,40	17,08	16,05	14,88
tlak za řadou	p_2	bar	17,08	16,05	14,88	13,94
entalpie před řadou	h_1	kJ/kg	3 109,9	3 094,3	3 081,3	3 065,8
entalpie za řadou	h_2	kJ/kg	3 094,3	3 081,3	3 065,8	3 052,4
měrný objem za řadou	v	m ³	0,1565	0,1648	0,1753	0,1850
teplota za řadou	t	°C	327,61	320,62	312,29	305,10
suchost páry za řadou	x	-	1,000	1,000	1,000	1,000
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,1391	0,1337	0,1281	0,1229
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,0033	0,0036	0,0039	0,0042
poměrná ztráta drátem	ξ_D	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
ztráty	z	kJ/kg	4,47	3,61	4,22	3,53
Tlakové číslo	Ψ	-	3,022		2,978	
stupeň reakce	ρ	-	0,454		0,462	
reheat factor	$1+f$	-	1,0016		1,0015	
izoentropický spád stupně	H_{iz}	kJ/kg	36,59		36,59	
entalpický spád stupně	H	kJ/kg	28,56		28,89	
účinnost stupně	η_i^{ST}	%	0,7793		0,7885	
hmotnostní tok řadou	m	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
střední průměr na výstupu	D	mm	435,60	437,02	438,64	440,27
střední délka lopatky na výstupu	l	mm	35,60	37,02	38,64	40,27
výstupní úhel	α_1 v β_2	°	11,90	13,30	12,30	13,50
axiální průtočná plocha ve vztažné rovině	S_a	m ³	0,0487	0,0508	0,0533	0,0557
Parsonsovo číslo	Pa	-	0,601	0,728	0,618	0,727
výstupní absolutní rychlost za řadou	c	m/s	195,99	44,15	194,38	45,20
výstupní relativní rychlost za řadou	w	m/s	54,58	177,27	53,42	178,95
výstupní obvodová rychlost za řadou	u	m/s	155,60	155,60	156,76	156,76
výstupní axiální složka absolutní rychlosti za řadou	c_a	m/s	40,41	40,78	41,41	41,77
výstupní axiální složka relativní rychlosti za řadou	w_a	m/s	40,41	40,78	41,41	41,77
Machovo číslo za řadou	Ma	-	0,3316	0,3035	0,3328	0,3103

Tab. 23: Výsledky pro tepelný výpočet c_a/u (část 3/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
2					3				
10		11		12		13		14	
19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
13,94	12,90	12,04	11,10	10,29	9,43	8,68	7,73	6,97	6,15
12,90	12,04	11,10	10,29	9,43	8,68	7,73	6,97	6,15	5,48
3 052,4	3 036,6	3 022,7	3 006,5	2 991,6	2 974,5	2 958,6	2 937,0	2 917,9	2 895,6
3 036,6	3 022,7	3 006,5	2 991,6	2 974,5	2 958,6	2 937,0	2 917,9	2 895,6	2 875,2
0,1972	0,2086	0,2230	0,2371	0,2547	0,2725	0,2994	0,3259	0,3606	0,3962
296,61	289,20	280,49	272,54	263,38	254,85	243,27	233,00	221,06	210,10
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,1182	0,1138	0,1097	0,1059	0,1023	0,0990	0,3067	0,1041	0,1074	0,1019
0,0045	0,0048	0,0051	0,0055	0,0058	0,0062	0,0041	0,0046	0,0051	0,0056
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
4,10	3,49	4,04	3,61	4,12	3,76	5,42	4,62	5,55	4,93
2,985	3,057	3,183	3,227	3,306					
0,466	0,477	0,482	0,469	0,478					
1,0014	1,0015	1,0018	1,0026	1,0028					
37,21	38,68	40,85	50,64	53,02					
29,67	31,09	33,04	40,73	42,69					
0,7962	0,8025	0,8073	0,8022	0,8029					
12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577
441,89	443,51	445,13	446,76	448,38	450,00	494,83	497,56	500,28	503,01
41,89	43,51	45,13	46,76	48,38	50,00	44,83	47,56	50,28	53,01
12,60	13,80	13,00	14,00	13,40	14,40	13,60	14,90	14,20	15,50
0,0582	0,0606	0,0631	0,0656	0,0681	0,0707	0,0697	0,0743	0,0790	0,0838
0,621	0,720	0,619	0,685	0,600	0,652	0,575	0,660	0,570	0,633
195,52	46,98	197,52	51,01	202,84	56,28	229,80	62,79	233,95	69,23
54,22	181,42	55,93	187,83	60,24	194,94	71,73	214,42	75,25	222,61
157,91	157,91	159,07	159,07	160,22	160,22	177,15	177,15	179,09	179,09
42,65	43,28	44,43	45,44	47,01	48,48	54,04	55,13	57,39	59,49
42,65	43,28	44,43	45,44	47,01	48,48	54,04	55,13	57,39	59,49
0,3390	0,3187	0,3470	0,3348	0,3615	0,3530	0,4161	0,3963	0,4323	0,4207

Tab. 24: Výsledky pro tepelný výpočet c_d/u (část 4/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			3			
			15		16	
			29	30	31	32
tlak před řadou	p_1	bar	5,48	4,84	4,30	3,77
tlak za řadou	p_2	bar	4,84	4,30	3,77	3,33
entalpie před řadou	h_1	kJ/kg	2 875,2	2 853,7	2 833,6	2 812,0
entalpie za řadou	h_2	kJ/kg	2 853,7	2 833,6	2 812,0	2 791,5
měrný objem za řadou	v	m ³	0,4381	0,4822	0,5356	0,5929
teplota za řadou	t	°C	198,61	187,83	176,25	165,29
suchost páry za řadou	x	-	1,000	1,000	1,000	1,000
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,0969	0,0924	0,0875	0,0831
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,0061	0,0066	0,0073	0,0080
poměrná ztráta drátem	ξ_D	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
ztráty	z	kJ/kg	5,07	4,65	4,91	4,56
Tlakové číslo	Ψ	-	3,122		3,060	
stupeň reakce	ρ	-	0,484		0,487	
reheat factor	$1+f$	-	1,0026		1,0024	
izoentropický spád stupně	H_{iz}	kJ/kg	51,15		51,44	
entalpický spád stupně	H	kJ/kg	41,56		42,09	
účinnost stupně	η_i^{ST}	%	0,8103		0,8163	
hmotnostní tok řadou	m	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
střední průměr na výstupu	D	mm	505,73	508,46	511,73	515,00
střední délka lopatky na výstupu	l	mm	55,73	58,46	61,73	65,00
výstupní úhel	α_1 v β_2	°	15,80	17,10	17,20	18,50
axiální průtočná plocha ve vztažné rovině	S_a	m ³	0,0885	0,0934	0,0992	0,1052
Parsonsovo číslo	Pa	-	0,611	0,662	0,626	0,671
výstupní absolutní rychlost za řadou	c	m/s	228,56	71,59	229,58	76,44
výstupní relativní rychlost za řadou	w	m/s	73,90	220,90	77,37	223,46
výstupní obvodová rychlost za řadou	u	m/s	181,03	181,03	183,36	183,36
výstupní axiální složka absolutní rychlosti za řadou	c_a	m/s	62,23	64,95	67,89	70,91
výstupní axiální složka relativní rychlosti za řadou	w_a	m/s	62,23	64,95	67,89	70,91
Machovo číslo za řadou	Ma	-	0,4319	0,4272	0,4440	0,4429

Tab. 25: Výsledky pro tepelný výpočet c_a/u (část 5/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
4								5	
17		18		19		20		21	
33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
3,33	2,80	2,40	2,03	1,74	1,45	1,20	0,96	0,75	0,54
2,80	2,40	2,03	1,74	1,45	1,20	0,96	0,75	0,54	0,39
2 791,5	2 764,8	2 741,3	2 716,5	2 693,7	2 668,1	2 642,1	2 612,2	2 579,8	2 538,8
2 764,8	2 741,3	2 716,5	2 693,7	2 668,1	2 642,1	2 612,2	2 579,8	2 538,8	2 502,4
0,6817	0,7727	0,8838	1,0088	1,1855	1,4017	1,7077	2,1290	2,8670	3,8095
150,96	138,35	125,14	115,78	110,30	104,80	98,55	91,86	83,28	75,55
1,000	1,000	1,000	0,997	0,989	0,982	0,973	0,964	0,952	0,943
0,1009	0,0900	0,0810	0,0738	0,0733	0,0678	0,0611	0,0557	0,0607	0,0504
0,0047	0,0057	0,0069	0,0081	0,0095	0,0108	0,0129	0,0151	0,0119	0,0162
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0304
0,0000	0,0000	0,0006	0,0008	0,0041	0,0050	0,0100	0,0122	0,0192	0,0235
6,61	5,50	5,54	4,99	5,74	5,82	6,77	7,47	11,04	11,46
3,126	2,788	2,894	3,293	3,256					
0,468	0,480	0,505	0,522	0,481					
1,0036	1,0018	1,0013	1,0016	1,0024					
62,14	58,06	63,06	76,40	99,68					
50,25	47,63	51,57	62,28	77,43					
0,8058	0,8190	0,8168	0,8138	0,7749					
11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	10,860	10,860
553,53	559,99	566,69	573,15	579,86	586,32	595,78	605,00	673,83	695,00
53,53	59,99	66,69	73,15	79,86	86,32	95,78	105,00	103,83	125,00
19,60	21,10	21,00	22,50	22,50	24,00	24,00	25,50	24,70	27,50
0,0931	0,1055	0,1187	0,1317	0,1455	0,1590	0,1793	0,1996	0,2198	0,2729
0,583	0,684	0,672	0,747	0,681	0,685	0,614	0,582	0,553	0,639
261,82	92,20	249,07	93,52	255,36	109,54	280,84	138,38	339,03	157,77
100,85	243,89	94,41	239,99	102,07	259,91	122,57	297,14	157,19	328,29
199,38	199,38	204,07	204,07	208,76	208,76	215,41	215,41	247,45	247,45
87,83	87,80	89,26	91,84	97,72	105,72	114,23	127,92	141,67	151,59
87,83	87,80	89,26	91,84	97,72	105,72	114,23	127,92	141,67	151,59
0,5189	0,4986	0,5092	0,5050	0,5374	0,5578	0,6027	0,6535	0,7456	0,7452

Tab. 26: Výsledky pro tepelný výpočet c_d/u (část 6/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			6		7	
			22		23	
			43	44	45	46
tlak před řadou	p_1	bar	0,39	0,26	0,15	0,11
tlak za řadou	p_2	bar	0,26	0,15	0,11	0,05
entalpie před řadou	h_1	kJ/kg	2 502,4	2 456,1	2 399,7	2 366,2
entalpie za řadou	h_2	kJ/kg	2 456,1	2 399,7	2 366,2	2 288,7
měrný objem za řadou	v	m^3	5,4791	8,9201	12,027	24,853
teplota za řadou	t	$^{\circ}C$	66,20	54,60	47,93	33,00
suchost páry za řadou	x	-	0,930	0,916	0,907	0,888
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,0431	0,0369	0,0264	0,0245
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,0232	0,0325	0,0612	0,0672
poměrná ztráta drátem	ξ_D	-	0,0000	0,0206	0,0000	0,0131
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0,0282	0,0344	0,0385	0,0471
ztráty	z	kJ/kg	12,89	18,93	10,94	24,66
Tlakové číslo	Ψ	-	3,614		2,846	
stupeň reakce	ρ	-	0,562		0,699	
reheat factor	$1+f$	-	1,0033		1,0035	
izoentropický spád stupně	H_{iz}	kJ/kg	134,08		146,12	
entalpický spád stupně	H	kJ/kg	102,69		111,02	
účinnost stupně	η_i^{ST}	%	0,7634		0,7572	
hmotnostní tok řadou	m	kg/s	10,860	10,860	10,860	10,860
střední průměr na výstupu	D	mm	726,59	765,00	876,72	900,00
střední délka lopatky na výstupu	l	mm	156,59	195,00	306,72	330,00
výstupní úhel	α_1 v β_2	$^{\circ}$	27,00	29,00	29,00	33,00
axiální průtočná plocha ve vztažné rovině	S_a	m^3	0,3574	0,4686	0,8448	0,9331
Parsonsovo číslo	Pa	-	0,566	0,492	1,096	0,502
výstupní absolutní rychlost za řadou	c	m/s	366,69	229,87	318,92	315,14
výstupní relativní rychlost za řadou	w	m/s	179,84	426,38	158,14	531,15
výstupní obvodová rychlost za řadou	u	m/s	272,38	272,38	320,44	320,44
výstupní axiální složka absolutní rychlosti za řadou	c_a	m/s	166,47	206,71	154,61	289,29
výstupní axiální složka relativní rychlosti za řadou	w_a	m/s	166,47	206,71	154,61	289,29
Machovo číslo za řadou	Ma	-	0,8324	1,0109	0,7561	1,3220

Tab. 27: Výsledky pro tepelný výpočet c_a/u (část 7/7).

6.4 Shrnutí výpočtu

V předběžném výpočtu je nejdříve přetlaková část rozdělena na 7 kuželů. Dále je zvolen tlak před každým z kuželů. Jak je z výsledku vidět, první odběr je vyveden před 4. kuželem a druhý odběr pak před 5. kuželem. V předběžném výpočtu jsou také určeny základní parametry průtočného kanálu. Hodnoty jsou patrné z náčrtu průtočného kanálu (viz Obr. 19). Tabulka výsledků a náčrt průtočného kanálu jsou uvedeny již po provedených iteracích a přepočtech, které jsou popsány v kapitole 3 Popis výpočtu. Z výsledných hodnot je patrné, že poměrná ztráta radiální mezerou klesá postupně po délce turbíny. Tuto ztrátu pozitivně ovlivňuje rostoucí délka lopatek. Naopak poměrná ztráta rozvějířením se s rostoucí délkou lopatek zvyšuje. Třetí uvažovanou ztrátou v předběžném výpočtu je poměrná ztráta vlhkostí páry. Jak je vidět v tabulce výsledků, vlhkost páry se projevuje až v 5. kuželu této části. Lze si také povšimnout velmi nízké hodnoty vnitřní termodynamické účinnosti (0,4548). Tato nízká hodnota je dána nepřesností výpočtu u dlouhých lopatek, které nespĺňují předpoklad poměru (l/D). V detailním výpočtu už je tato hodnota v předpokládaných mezích.

Na předběžný výpočet pak navazuje detailní výpočet metodou c_a/u . Tento výpočet, jak je patrné z kapitoly 6.3, je velmi obsáhlý a nebylo možné uvést v tabulce výsledků všechny vypočítané hodnoty. Jsou zde tedy vypsány pouze nejdůležitější parametry, ale všechny další parametry jsou k nahlédnutí v příloženém souboru .xlsx s výpočtem. Všechny hodnoty jak v tabulce, tak v příloženém souboru jsou uvedeny již po všech provedených iteracích. Tento fakt je možné potvrdit na první pohled, kdy je vidět, že entalpie i tlak, vypočtený v tomto výpočtu jako poslední (tedy před prvním stupněm přetlakové části) je shodný s parametry páry za regulačním stupněm. Trendy všech ztrát, které byly nastíněny v minulém odstavci z předběžného výpočtu, se v detailním výpočtu potvrdily. Výpočet je zde navíc rozšířený o další poměrnou ztrátu – drátem. Drát je použitý na posledních třech rotorových řadách turbíny. Důvodem použití drátu a tedy i snížení účinnosti je nutnost zpevnění konstrukce posledních rotorových řad s dlouhými lopatkami. Dále se opět výpočtem potvrdila stoupající tendence účinnosti stupňů. Výjimkou jsou opět poslední stupně s relativně dlouhými lopatkami, kde dochází opět k poklesu termodynamické účinnosti. Tento pokles je způsobený jednak skutečným poklesem účinnosti posledních stupňů, ale také použitím parametrů lopatek PBS dle [1]. Z důvodu, že se v běžné praxi pro poslední stupně řadí odzkoušené typové lopatky, není tento nepřesný výsledek přepočítáván.

Z předpokládaných výsledků vybočují pouze 3 hodnoty. První hodnotou je vysoký stupeň reakce u posledního stupně ($\rho = 0,699$), druhá a třetí hodnota se týká Machova čísla u posledních dvou stupňů turbíny ($Ma = 1,0109, 1,3220$). Tyto hodnoty naznačují, že v těchto stupních dochází k nadkritickému proudění, což pro navrhovanou turbínu není žádoucí. Tyto nežádoucí hodnoty jsou způsobeny použitím lopatek PBS dle [1]. Řešením tohoto problému by bylo použití lopatek posledních stupňů turbín odzkoušené dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

7 Pevnostní výpočet přetlakové části

Pevnostní výpočet slouží k určení napětí od odstředivých sil a napětí od ohybu. Na základě těchto hodnot jsou pak zvoleny typy profilů lopatek, které budou použity v jednotlivých stupních tak, aby odolal oběma druhům napětí, které vznikají v průtočném kanálu parní turbíny. V dalším bodě tohoto výpočtu jsou upřesněny rozměry průtočného kanálu, jak je popsáno v kapitole 3 Popis výpočtu. Toto upřesnění je provedeno na základě toho, že jsou již známy přesné parametry lopatek přetlakové části.

7.1 Shrnutí postupu výpočtu

Nejdříve jsou určeny všechny potřebné parametry, vycházející z detailního výpočtu c_a/u , které následně vstupují do pevnostního výpočtu. Dále můžeme určit napětí od odstředivých sil. Pro výpočet ohybového napětí je třeba nejdříve vypočítat kombinovaný ohybový moment (od axiální a obvodové síly). Ve chvíli, kdy už jsou známy oba druhy napětí, můžeme zvolit typ profilu každé lopatky. Na závěr pak na základě typů lopatek spočítáme přesné parametry průtočného kanálu.

7.2 Výpočet pevnostních charakteristik

Ve výpočtu se vychází z hodnot, známých z tepelného c_a/u výpočtu.

Název	Značka	Jednotka
délka výstupní hrany lopatky	l	mm
střední průměr na výstupní hraně lopatky	$D_{stř}$	mm
výstupní úhel z řady	α_1 nebo β_2	deg
vstupní tlak	p_1	bar
výstupní tlak	p_2	bar
vstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	m/s
výstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	m/s
vstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	m/s
výstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	m/s
hmotnostní průtok	m_n	kg/s

Tab. 28: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet.

napětí od odstředivých sil

$$\sigma_{ods} = l \cdot \frac{D}{2} \cdot \rho_{Fe} \cdot \omega^2 \quad (7.2-1)$$

počet ostříklých lopatek

$$z_{ost} = \frac{\varepsilon \cdot z_{rot}}{100} \quad (7.2-2)$$

axiální síla vztažená na jednu lopatku

$$F_a = \frac{\pi \cdot l \cdot D \cdot (p_1 - p_2)}{z} + \frac{m_n \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z} \quad (7.2-3)$$

obvodová síla vztažená na jednu lopatku

$$F_u = \frac{m_n \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{z} \quad (7.2-4)$$

ohybový moment od axiální síly

$$M_{oFa} = \frac{l}{2} \cdot F_a \quad (7.2-5)$$

ohybový moment od obvodové síly

$$M_{oFu} = \frac{l}{2} \cdot F_u \quad (7.2-6)$$

ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_{oFa}^2 + M_{oFu}^2} \quad (7.2-7)$$

ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} \quad (7.2-8)$$

Volené parametry:

w_{min}

Průřezový modul v ohybu

Hodnota je volena dle 10.2 Tabulky profilů lopatek parních turbín [1]

7.3 Tabelované pevnostní výsledky

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			1			
			1		2	
			1	2	3	4
délka výstupní hrany lopatky	l	mm	21,59	22,52	23,46	24,39
střední průměr na výstupní hraně lopatky	$D_{stř}$	mm	421,59	422,52	423,46	424,39
výstupní úhel z řady	α_1 nebo β_2	°	10,20	11,40	10,30	11,50
vstupní tlak	p_1	bar	42,878	40,325	38,339	36,024
výstupní tlak	p_2	bar	40,325	38,339	36,024	34,210
vstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	m/s	34,63	33,69	33,62	33,93
výstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	m/s	33,69	33,62	33,93	33,99
vstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	m/s	0,00	187,25	16,28	186,71
výstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	m/s	187,25	16,28	186,71	15,98
hmotnostní průtok	m_n	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
typ lopatky	-	-	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510
axiální šířka drážky	B	mm	11,8	11,8	11,8	11,8
tětiva profilu	c	mm	18,3	18,3	18,3	18,3
minimální ohybový modul průřezu	W_{min}	cm ³	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304
průřez	S	cm ³	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099
poměrná rozteč	s/c	-	0,67	0,67	0,67	0,67
rozteč	s	mm	12,26	12,26	12,26	12,26
napětí od odstředivých sil	σ	MPa	18,00	18,82	19,64	20,47
axiální síla	F_a	N	7 311	5 938	7 219	5 896
obvodová síla	F_u	N	2 355	2 560	2 553	2 549
ohybový moment od axiální síly	M_{oFa}	N·m	78,91	66,87	84,67	71,91
ohybový moment od obvodové síly	M_{oFu}	N·m	25,42	28,82	29,94	31,09
ohybový moment	M_o	N·m	82,91	72,82	89,81	78,34
počet lopatek	z	-	108	108	109	109
axiální síla na lopatku	F_a	N	67,70	54,98	66,23	54,10
obvodová síla na lopatku	F_u	N	21,81	23,70	23,42	23,39
ohybový moment od axiální síly na lopatku	M_{oFa}	N·m	0,73	0,62	0,78	0,66
ohybový moment od obvodové síly na lopatku	M_{oFu}	N·m	0,24	0,27	0,27	0,29
ohybový moment na lopatku	M_o	N·m	0,77	0,67	0,82	0,72
ohybové napětí na lopatku	σ_0	MPa	25,25	22,18	27,10	23,64
maximální ohybové napětí na lopatku	σ_{max}	MPa	40	40	40	40
splňuje	-	-	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 29: Výsledky pevnostního výpočtu (1/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
1					2				
3		4		5		6		7	
5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
25,33	26,26	27,20	28,13	29,07	30,00	29,89	31,32	32,75	34,17
425,33	426,26	427,20	428,13	429,07	430,00	429,89	431,32	432,75	434,17
10,50	11,70	10,70	11,90	11,00	12,20	11,50	12,90	11,70	13,10
34,210	32,122	30,471	28,564	27,043	25,311	23,916	22,269	21,004	19,540
32,122	30,471	28,564	27,043	25,311	23,916	22,269	21,004	19,540	18,404
33,99	34,44	34,63	35,22	35,56	36,28	36,76	39,16	39,10	39,58
34,44	34,63	35,22	35,56	36,28	36,76	39,16	39,10	39,58	39,72
15,98	185,81	15,46	186,38	16,29	186,64	16,93	192,47	17,17	191,11
185,81	15,46	186,38	16,29	186,64	16,93	192,47	17,17	191,11	16,10
12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577
PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510	PB 510
11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8
18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3
0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304
0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099	0,5099
0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
12,26	12,26	12,26	12,26	12,26	12,26	12,26	12,26	12,26	12,26
21,30	22,14	22,98	23,82	24,66	25,51	25,42	26,72	28,02	29,34
7 062	5 801	6 953	5 750	6 776	5 649	6 619	5 369	6 510	5 290
2 538	2 531	2 538	2 549	2 552	2 560	2 633	2 636	2 619	2 606
89,43	76,17	94,54	80,88	98,48	84,74	98,94	84,08	106,58	90,38
32,14	33,24	34,52	35,85	37,09	38,40	39,36	41,29	42,89	44,52
95,03	83,11	100,64	88,47	105,23	93,03	106,48	93,67	114,89	100,75
109	109	109	110	110	110	110	111	111	111
64,79	53,22	63,79	52,28	61,60	51,36	60,18	48,37	58,65	47,66
23,28	23,22	23,29	23,17	23,20	23,27	23,94	23,75	23,60	23,48
0,82	0,70	0,87	0,74	0,90	0,77	0,90	0,76	0,96	0,81
0,29	0,30	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,39	0,40
0,87	0,76	0,92	0,80	0,96	0,85	0,97	0,84	1,04	0,91
28,68	25,08	30,37	26,46	31,47	27,82	31,84	27,76	34,05	29,86
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 30: Výsledky pevnostního výpočtu (2/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			2			
			8		9	
			15	16	17	18
délka výstupní hrany lopatky	l	mm	35,60	37,02	38,64	40,27
střední průměr na výstupní hraně lopatky	$D_{stř}$	mm	435,60	437,02	438,64	440,27
výstupní úhel z řady	α_1 nebo β_2	°	11,90	13,30	12,30	13,50
vstupní tlak	p_1	bar	18,404	17,083	16,046	14,882
výstupní tlak	p_2	bar	17,083	16,046	14,882	13,942
vstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	m/s	39,72	40,41	40,78	41,41
výstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	m/s	40,41	40,78	41,41	41,77
vstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	m/s	16,10	191,78	16,92	189,92
výstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	m/s	191,78	16,92	189,92	17,25
hmotnostní průtok	m_n	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
typ lopatky	-	-	PB 510	PB 510	PB 520	PB 520
axiální šířka drážky	B	mm	11,8	11,8	14,4	14,4
tětiva profilu	c	mm	18,3	18,3	22,4	22,4
minimální ohybový modul průřezu	W_{min}	cm ³	0,0304	0,0304	0,0534	0,0534
průřez	S	cm ³	0,5099	0,5099	0,78	0,78
poměrná rozteč	s/c	-	0,67	0,67	0,67	0,67
rozteč	s	mm	12,26	12,26	15,01	15,01
napětí od odstředivých sil	σ	MPa	30,66	32,00	33,52	35,06
axiální síla	F_a	N	6 430	5 265	6 187	5 235
obvodová síla	F_u	N	2 614	2 625	2 601	2 605
ohybový moment od axiální síly	M_{oFa}	N·m	114,44	97,46	119,54	105,39
ohybový moment od obvodové síly	M_{oFu}	N·m	46,53	48,58	50,26	52,45
ohybový moment	M_o	N·m	123,53	108,89	129,68	117,72
počet lopatek	z	-	112	112	92	92
axiální síla na lopatku	F_a	N	57,41	47,01	67,25	56,90
obvodová síla na lopatku	F_u	N	23,34	23,43	28,27	28,32
ohybový moment od axiální síly na lopatku	M_{oFa}	N·m	1,02	0,87	1,30	1,15
ohybový moment od obvodové síly na lopatku	M_{oFu}	N·m	0,42	0,43	0,55	0,57
ohybový moment na lopatku	M_o	N·m	1,10	0,97	1,41	1,28
ohybové napětí na lopatku	σ_0	MPa	36,28	31,98	26,40	23,96
maximální ohybové napětí na lopatku	σ_{max}	MPa	40	40	40	40
splňuje	-	-	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 31: Výsledky pevnostního výpočtu (3/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
2					3				
10		11		12		13		14	
19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
41,89	43,51	45,13	46,76	48,38	50,00	44,83	47,56	50,28	53,01
441,89	443,51	445,13	446,76	448,38	450,00	494,83	497,56	500,28	503,01
12,60	13,80	13,00	14,00	13,40	14,40	13,60	14,90	14,20	15,50
13,942	12,895	12,039	11,096	10,292	9,426	8,677	7,728	6,965	6,151
12,895	12,039	11,096	10,292	9,426	8,677	7,728	6,965	6,151	5,478
41,77	42,65	43,28	44,43	45,44	47,01	48,48	54,04	55,13	57,39
42,65	43,28	44,43	45,44	47,01	48,48	54,04	55,13	57,39	59,49
17,25	190,81	18,27	192,45	23,18	197,31	28,59	223,36	30,05	226,80
190,81	18,27	192,45	23,18	197,31	28,59	223,36	30,05	226,80	35,42
12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577	12,577
PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520	PB 520
14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4
22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4
0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534	0,0534
0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01	15,01
36,61	38,16	39,73	41,31	42,90	44,50	43,87	46,80	49,75	52,73
6 073	5 182	5 935	5 266	5 881	5 278	6 540	5 660	6 407	5 610
2 617	2 629	2 650	2 712	2 773	2 841	3 169	3 187	3 230	3 298
127,19	112,74	133,94	123,10	142,24	131,95	146,60	134,58	161,08	148,67
54,80	57,20	59,80	63,40	67,08	71,02	71,03	75,78	81,21	87,40
138,49	126,42	146,68	138,47	157,27	149,85	162,90	154,45	180,39	172,46
92	93	93	94	94	94	104	104	105	105
66,01	55,72	63,82	56,02	62,56	56,15	62,88	54,42	61,02	53,43
28,44	28,27	28,50	28,85	29,50	30,22	30,47	30,64	30,76	31,41
1,38	1,21	1,44	1,31	1,51	1,40	1,41	1,29	1,53	1,42
0,60	0,62	0,64	0,67	0,71	0,76	0,68	0,73	0,77	0,83
1,51	1,36	1,58	1,47	1,67	1,59	1,57	1,49	1,72	1,64
28,19	25,46	29,54	27,59	31,33	29,85	29,33	27,81	32,17	30,76
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 32: Výsledky pevnostního výpočtu (4/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			3			
			15		16	
			29	30	31	32
délka výstupní hrany lopatky	l	mm	55,73	58,46	61,73	65,00
střední průměr na výstupní hraně lopatky	$D_{stř}$	mm	505,73	508,46	511,73	515,00
výstupní úhel z řady	α_1 nebo β_2	°	15,80	17,10	17,20	18,50
vstupní tlak	p_1	bar	5,478	4,839	4,299	3,775
výstupní tlak	p_2	bar	4,839	4,299	3,775	3,329
vstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	m/s	59,49	62,23	64,95	67,89
výstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	m/s	62,23	64,95	67,89	70,91
vstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	m/s	35,42	219,92	30,10	219,31
výstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	m/s	219,92	30,10	219,31	28,55
hmotnostní průtok	m_n	kg/s	12,577	12,577	12,577	12,577
typ lopatky	-	-	PB 520	PB 520	PB 530	PB 530
axiální šířka drážky	B	mm	14,4	14,4	18,7	18,7
tětiva profilu	c	mm	22,4	22,4	26,8	26,8
minimální ohybový modul průřezu	W_{min}	cm ³	0,0534	0,0534	0,093	0,093
průřez	S	cm ³	0,78	0,78	1,115	1,115
poměrná rozteč	s/c	-	0,67	0,67	0,67	0,67
rozteč	s	mm	15,01	15,01	17,96	17,96
napětí od odstředivých sil	σ	MPa	55,74	58,78	62,47	66,20
axiální síla	F_a	N	5 621	5 012	5 160	4 651
obvodová síla	F_u	N	3 211	3 144	3 136	3 117
ohybový moment od axiální síly	M_{oFa}	N·m	156,64	146,50	159,26	151,16
ohybový moment od obvodové síly	M_{oFu}	N·m	89,48	91,90	96,80	101,30
ohybový moment	M_o	N·m	180,40	172,94	186,37	181,97
počet lopatek	z	-	106	106	90	90
axiální síla na lopatku	F_a	N	53,03	47,29	57,33	51,68
obvodová síla na lopatku	F_u	N	30,29	29,66	34,85	34,63
ohybový moment od axiální síly na lopatku	M_{oFa}	N·m	1,48	1,38	1,77	1,68
ohybový moment od obvodové síly na lopatku	M_{oFu}	N·m	0,84	0,87	1,08	1,13
ohybový moment na lopatku	M_o	N·m	1,70	1,63	2,07	2,02
ohybové napětí na lopatku	σ_0	MPa	31,87	30,55	22,27	21,74
maximální ohybové napětí na lopatku	σ_{max}	MPa	40	40	40	40
splňuje	-	-	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 33: Výsledky pevnostního výpočtu (5/7).

Hodnota (kužel/stupeň/řada)									
4								5	
17		18		19		20		21	
33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
53,53	59,99	66,69	73,15	79,86	86,32	95,78	105,00	103,83	125,00
553,53	559,99	566,69	573,15	579,86	586,32	595,78	605,00	673,83	695,00
19,60	21,10	21,00	22,50	22,50	24,00	24,00	25,50	24,70	27,50
3,329	2,802	2,400	2,032	1,735	1,448	1,201	0,963	0,753	0,541
2,802	2,400	2,032	1,735	1,448	1,201	0,963	0,753	0,541	0,395
70,91	87,83	87,80	89,26	91,84	97,72	105,72	114,23	127,92	141,67
87,83	87,80	89,26	91,84	97,72	105,72	114,23	127,92	141,67	151,59
28,55	246,65	28,15	232,52	17,66	235,92	28,69	256,56	52,78	308,01
246,65	28,15	232,52	17,66	235,92	28,69	256,56	52,78	308,01	43,74
11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	11,991	10,860	10,860
PB 530	PB 530	PB 530	PB 530	PB 530	PB 530	PB 550	PB 550	PB 550	PB 550
18,7	18,7	18,7	18,7	18,7	18,7	30,1	30,1	30,1	30,1
26,8	26,8	26,8	26,8	26,8	26,8	39,2	39,2	39,2	39,2
0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,2915	0,2915	0,2915	0,2915
1,115	1,115	1,115	1,115	1,115	1,115	2,385	2,385	2,385	2,385
0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
17,96	17,96	17,96	17,96	17,96	17,96	26,26	26,26	26,26	26,26
58,59	66,43	74,74	82,92	91,57	100,09	112,85	125,63	138,35	171,80
4 699	4 245	4 355	3 875	4 105	3 840	4 159	4 025	4 514	3 875
3 300	3 295	3 125	2 999	3 040	3 172	3 419	3 707	3 918	3 821
125,75	127,32	145,20	141,74	163,89	165,75	199,19	211,29	234,31	242,21
88,30	98,82	104,21	109,70	121,38	136,90	163,73	194,61	203,37	238,80
153,66	161,17	178,73	179,24	203,95	214,97	257,85	287,26	310,26	340,14
97	98	99	100	101	103	71	72	81	83
48,44	43,32	43,99	38,75	40,64	37,29	58,58	55,90	55,72	46,69
34,02	33,62	31,57	29,99	30,10	30,80	48,15	51,48	48,36	46,03
1,30	1,30	1,47	1,42	1,62	1,61	2,81	2,93	2,89	2,92
0,91	1,01	1,05	1,10	1,20	1,33	2,31	2,70	2,51	2,88
1,58	1,64	1,81	1,79	2,02	2,09	3,63	3,99	3,83	4,10
17,03	17,68	19,41	19,27	21,71	22,44	12,46	13,69	13,14	14,06
40	40	40	40	40	40	40	40	20	20
ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tab. 34: Výsledky pevnostního výpočtu (6/7).

Název	Značka	Jednotka	Hodnota (kužel/stupeň/řada)			
			6		7	
			22		23	
			43	44	45	46
délka výstupní hrany lopatky	l	mm	156,59	195,00	306,72	330,00
střední průměr na výstupní hraně lopatky	$D_{stř}$	mm	726,59	765,00	876,72	900,00
výstupní úhel z řady	α_1 nebo β_2	°	27,00	29,00	29,00	33,00
vstupní tlak	p_1	bar	0,395	0,264	0,155	0,111
výstupní tlak	p_2	bar	0,264	0,155	0,111	0,050
vstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	m/s	151,59	166,47	206,71	154,61
výstupní axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	m/s	166,47	206,71	154,61	289,29
vstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	m/s	43,74	326,73	100,54	278,93
výstupní obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	m/s	326,73	100,54	278,93	125,02
hmotnostní průtok	m_n	kg/s	10,860	10,860	10,860	10,860
typ lopatky	-	-	PB 560	PB 560	PB 560	PB 560
axiální šířka drážky	B	mm	40,8	40,8	40,8	40,8
tětiva profilu	c	mm	45,6	45,6	45,6	45,6
minimální ohybový modul průřezu	W_{min}	cm ³	0,46	0,46	0,46	0,46
průřez	S	cm ³	3,23	3,23	3,23	3,23
poměrná rozteč	s/c	-	0,67	0,67	0,67	0,67
rozteč	s	mm	30,55	30,55	30,55	30,55
napětí od odstředivých sil	σ	MPa	225,01	295,01	531,80	587,35
axiální síla	F_a	N	4 513	4 701	4 221	4 234
obvodová síla	F_u	N	4 026	4 644	4 125	4 395
ohybový moment od axiální síly	M_{oFa}	N·m	353,37	458,34	647,36	698,59
ohybový moment od obvodové síly	M_{oFu}	N·m	315,20	452,81	632,63	725,19
ohybový moment	M_o	N·m	473,52	644,29	905,15	1006,9
počet lopatek	z	-	75	79	90	93
axiální síla na lopatku	F_a	N	60,18	59,51	46,90	45,53
obvodová síla na lopatku	F_u	N	53,68	58,79	45,83	47,26
ohybový moment od axiální síly na lopatku	M_{oFa}	N·m	4,71	5,80	7,19	7,51
ohybový moment od obvodové síly na lopatku	M_{oFu}	N·m	4,20	5,73	7,03	7,80
ohybový moment na lopatku	M_o	N·m	6,31	8,16	10,06	10,83
ohybové napětí na lopatku	σ_0	MPa	13,73	17,73	21,86	23,54
maximální ohybové napětí na lopatku	σ_{max}	MPa	20	20	20	20
splňuje	-	-	ANO	ANO	NE	NE

Tab. 35: Výsledky pevnostního výpočtu (7/7).

7.4 Výpočet přesných rozměrů průtočného kanálu

Ve výpočtech se vychází z hodnot v následující tabulce.

Název	Značka	Jednotka
výstupní délka lopatky kuželu	l_2	mm
vstupní délka lopatky kuželu	l_1	mm
patní průměr kuželu	D_p	mm
axiální délka lopatek	A_x	mm
axiální mezera lopatky	A_{xm}	mm

Tab. 36: Hodnoty pro výpočet rozměrů průtočného kanálu.

délka Y

$$Y = \sum A_x + \sum A_m \quad (7.4-1)$$

délka X

$$X = Ax_n - Ax_1 \quad (7.4-2)$$

výstupní úhel

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{X}{Y} \quad (7.4-3)$$

délka Y po m-tou lopatku

$$Ax_Y = \sum_1^m A_x + \sum_1^m A_m \quad (7.4-4)$$

rozdíl délky hran lopatky

$$lx = \tan \alpha \cdot (Ax_Y) \quad (7.4-5)$$

délka výstupní hrany lopatky

$$l = l_1 + lx \quad (7.4-6)$$

střední průměr

$$D = D_p + l \quad (7.4-7)$$

délka kužele

$$Ax_K = Y \quad (7.4-8)$$

7.5 Tabelované výsledky rozměrů průtočného kanálu

kužel	stupeň	řada	délka výstupní hrany lopatky	střední průměr na výstupní hraně lopatky	délka kuželu
-	-	-	[mm]	[mm]	[mm]
1	1	1	21,59	421,59	181
		2	22,52	422,52	
	2	3	23,46	423,46	
		4	24,39	424,39	
	3	5	25,33	425,33	
		6	26,26	426,26	
	4	7	27,20	427,20	
		8	28,13	428,13	
	5	9	29,07	429,07	
		10	30,00	430,00	
2	6	11	29,89	429,89	277
		12	31,32	431,32	
	7	13	32,75	432,75	
		14	34,17	434,17	
	8	15	35,60	435,60	
		16	37,02	437,02	
	9	17	38,64	438,64	
		18	40,27	440,27	
	10	19	41,89	441,89	
		20	43,51	443,51	
	11	21	45,13	445,13	
		22	46,76	446,76	
12	23	48,38	448,38		
	24	50,00	450,00		
3	13	25	44,83	494,83	172,8
		26	47,56	497,56	
	14	27	50,28	500,28	
		28	53,01	503,01	
	15	29	55,73	505,73	
		30	58,46	508,46	
16	31	61,73	511,73		
	32	65,00	515,00		
4	17	33	53,53	553,53	231,4
		34	59,99	559,99	
	18	35	66,69	566,69	
		36	73,15	573,15	
	19	37	79,86	579,86	
		38	86,32	586,32	
	20	39	95,78	595,78	
		40	105,00	605,00	

Tab. 37: Výsledky výsledných rozměrů průtočného kanálu přetlakové části turbíny (1/2).

kužel	stupeň	řada	délka výstupní hrany lopatky	střední průměr na výstupní hraně lopatky	délka kuželu
-	-	-	[mm]	[mm]	[mm]
5	21	41	103,83	673,83	76,2
		42	125,00	695,00	
6	22	43	156,59	726,59	97,6
		44	195,00	765,00	
7	23	45	306,72	876,72	97,6
		46	330,00	900,00	

Tab. 38: Výsledky výsledných rozměrů průtočného kanálu přetlakové části turbíny (2/2).

7.6 Shrnutí výpočtu

Z tabelovaných výsledků je možné vyčíst vzrůstající tendenci napětí od odstředivých sil. Tento jev je dán růstem délky lopatek a středního průměru. Všechny lopatky splňují podmínku pro napětí od odstředivých sil. Další typ namáhání lopatky je od obvodové a axiální síly na lopatku. Z těchto dvou sil je možné spočítat ohybové napětí na lopatku. Maximální přípustné ohybové napětí na lopatku je v oblasti přehřáté páry 40 MPa. Tento předpoklad splňují všechny lopatky. Nicméně v oblasti mokré páry je přípustné napětí pouze 20 MPa. Jak je z výsledků patrné, poslední dvě řady lopatek (tedy poslední stupeň) tento požadavek nesplňují. Řešením tohoto problému je opět výměna počítaných lopatek z PBS dle [1] za odzkoušené lopatky dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

Druhá tabulka s výsledky pak obsahuje přesné hodnoty průtočného kanálu. Tyto hodnoty následně nahrazují hodnoty v předběžném výpočtu přetlakové části turbíny, jak je popsáno v kapitole 3 Popis výpočtu. V tabulce jsou přehledně zobrazeny délky výstupních hran lopatek, její střední průměry na výstupní hraně a délky všech kuželů.

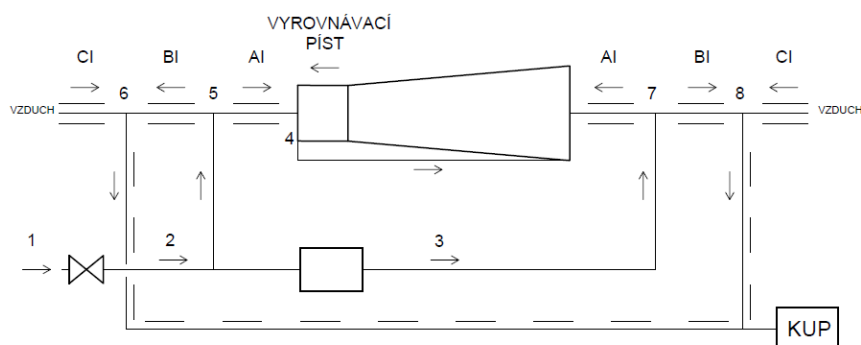
8 Ucpávková pára

Ucpávková pára plní dvě hlavní funkce. První je utěsnění prostoru mezi statorovými a rotorovými částmi parní turbíny a druhou je vyrovnání axiální síly na turbínu pomocí vyrovnávacího pístu. Jak je vidět z Obr. 22, část ucpávkové páry je brána ještě před turbínou (pro zahlcovací systém) a část pak za regulačním stupněm (pro vyrovnávací píst). Cílem tohoto výpočtu je určit potřebný průtok páry pro tyto systémy.

8.1 Postup výpočtu

Nejdříve je určena velikost radiální vůle v těsnění. Následně se vypočítá tlakový poměr a kritický tlakový poměr. Porovnáním těchto dvou hodnot se určí, jestli v ucpávce dochází ke kritickému nebo podkritickému proudění. Dle typu proudění se použije příslušný vzorec pro výpočet hmotnostního průtoku páry ucpávkou. Průtok je vypočten pro všechny označené ucpávky v Obr. 22 (vyrovnávací píst, AI, BI, CI, AII, BII, CII). Následně jsou odpovídající hodnoty sečteny, abychom zjistili, kolik páry je nutné odebrat ještě před regulačním ventilem a kolik za ním.

8.2 Známé hodnoty výpočtu



VYPRACOVAL: ŽÁČEK | DATUM: 10.3.2015

Obr. 22: Schéma zapojení ucpávkového systému.

Pro výpočet je nutné zvolit parametry, které jsou definované v Tab. 39 a Tab. 40. Tyto hodnoty jsou voleny dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

Název	Značka	Jednotka	Hodnota						
			VP	AI	BI	CI	AII	BII	CII
průměr bubnu	D_{UCP}	mm	460	250	250	250	360	360	360
počet břitů	z	-	84	17	5	5	12	10	5
tloušťka břitu	Δ	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

Tab. 39: Tabulka volených parametrů ucpávkového systému.

Název	Značka	Jednotka	Hodnota							
			1	2	3	4	5	6	7	8
tlak	p	bar	63	1,05	1,05	0,05	1,05	0,995	1,05	0,995

Tab. 40: Tabulka volených tlaků ucpávkového systému.

8.3 Výpočet ucpávkové páry

radiální vůle v těsnění

$$\delta = 0,85 \cdot \frac{D_{UCP}}{1000} + 0,25 \quad (8.3-1)$$

Volené parametry:

D_{UCP}

Průměr bubnu

Tato hodnota je volena dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

tlakový poměr

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (8.3-2)$$

kritický poměr

$$\pi^* = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} \quad (8.3-3)$$

Volené parametry:

z

Počet břitů ucpávky

Tato hodnota je volena dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

určení zda jde o kritické proudění

Pokud $\pi^* > \pi$, dochází ke kritickému proudění v ucpávce. Pokud platí nerovnost $\pi > \pi^*$, v ucpávce dochází k podkritickému proudění.

součinitel

$$\alpha = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}} \quad (8.3-4)$$

hmotnostní průtok páry ucpávkovým pístem (pro kritické proudění)

$$m_{UCP} = \mu \cdot \pi \cdot D_{UCP} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{1}{z + \left(\frac{1}{\alpha} \right)^2 - 1} \cdot \frac{p_2}{v_1}} \quad (8.3-5)$$

Volené parametry:

$\mu=0,69$

Průtokový součinitel

Tato hodnota je volena dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

hmotnostní průtok páry ucpávkovým pístem (pro kritické proudění)

$$m_{AI} = \mu \cdot \pi \cdot D_{AI} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_2^2 - p_3^2}{p_2 \cdot v_2 \cdot z}} \quad (8.3-6)$$

Volené parametry:

$\mu=0,69$

Průtokový součinitel

Tato hodnota je volena dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery.

8.4 Tabelované výsledky

	radiální vůle v těsnění	tlakový poměr	kritický poměr	typ proudění	hmotnostní průtok páry ucpávkou
	δ	π	π^*	-	m
	mm	-	-	-	t/h
Vyrovnávací píst	0,7	0,0012	0,0888	kritické	0,0715
AI	0,5	0,0480	0,1919	kritické	0,0416
BI	0,5	0,9476	0,3280	podkritické	0,0254
CI	0,5	0,9950	0,3280	podkritické	0,0133
AII	0,6	0,0480	0,2253	kritické	0,1043
BII	0,6	0,9476	0,2445	podkritické	0,0384
CII	0,6	0,9950	0,3280	podkritické	0,0230

Tab. 41: Výsledky výpočtu ucpávkové páry.

8.5 Shrnutí výpočtu

Z tabelovaných výsledků je možné vyčíst, že je potřeba před turbínou odvést 0,2097 t/h páry do zahlcovacího systému. Do vyrovnávacího pístu je pak za regulačním stupněm odvedeno 0,0715 t/h přehřáté páry. Tento hmotnostní tok není využit pro expanzi v parní turbíně, a tím je snížen výkon celého stroje. Běžně je požadováno vrácení ucpávkové páry zpět do turbíny tak, aby mohla být navracená pára zpracována v co největší možné míře. Pro jednoduchost výpočtu a jistotu vyrovnání axiální síly na turbínu však navracená pára nepodléhá žádné další expanzi.

Jsou použité bezdotykové ucpávky, jejichž největší výhodou je životnost.

9 Základní parametry parní turbíny

Cílem této kapitoly je určit základní parametry turbíny jako je mimo jiné svorkový výkon a účinnost turbíny.

9.1 Postup výpočtu

Nejdříve jsou počítány parametry přetlakové části turbíny. Podílem skutečného a izoentropického spádu zjistíme vnitřní účinnost. Výkon přetlakové části pak musíme počítat na 3 části. První částí je úsek od regulačního stupně k prvnímu odběru, druhá část je od prvního odběru k druhému a třetí je od druhého odběru po konec turbíny. Důvodem počítání výkonu na tři části je různý hmotnostní průtok páry těmito částmi.

Dále je vypočítána vnitřní účinnost celé turbíny. Tohoto výstupu je docíleno stejným způsobem, jako je popsáno v předešlém odstavci. Navíc je zde započítána také ztráta výstupní rychlostí. Následně je vypočítán vnitřní výkon turbíny. Tento výkon dostaneme součtem výkonu přetlakové části a výkonu regulačního stupně, který je vypočítán v kapitole 5 Regulační stupeň. Potom jsou od tohoto výkonu postupně odečteny všechny ztráty a nakonec je získán svorkový výkon parní turbíny.

9.2 Výpočet základních parametrů

9.2.1 Parametry přetlakové části turbíny

izoentropický spád

$$H_{iz} = h_0 - h_{2iz} \quad (9.2.1-1)$$

skutečný spád

$$H = h_0 - h_2 \quad (9.2.1-2)$$

vnitřní účinnost

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \quad (9.2.1-3)$$

součet izoentropických spádů přetlakové části turbíny

$$\Sigma H_{iz} \quad (9.2.1-4)$$

reheat factor

$$1 + f = \frac{\Sigma H_{iz}}{H_{iz}} \quad (9.2.1-5)$$

entalpický spád 1. části

$$H_a = h_{a1} - h_{a2} \quad (9.2.1-6)$$

Volené parametry:

h_{a1} entalpie před přetlakovou částí turbíny
 h_{a2} entalpie před 1. odběrem turbíny

výkon 1. části

$$P_a = H_a \cdot m_a \quad (9.2.1-7)$$

Volené parametry:

m_a průtok 1. částí turbíny

entalpický spád 2. části

$$H_b = h_{b1} - h_{b2} \quad (9.2.1-8)$$

Volené parametry:

h_{b1} entalpie před 1. odběrem turbíny

h_{b2} entalpie před 2. odběrem turbíny

výkon 2. části

$$P_b = H_b \cdot m_b \quad (9.2.1-9)$$

Volené parametry:

m_b průtok 2. částí turbíny

entalpický spád 3. části

$$H_c = h_{c1} - h_{c2} \quad (9.2.1-10)$$

Volené parametry:

h_{c1} entalpie před 2. odběrem turbíny

h_{c2} entalpie páry na konci turbíny

výkon 3. části

$$P_c = H_c \cdot m_c \quad (9.2.1-11)$$

Volené parametry:

m_c průtok 3. částí turbíny

výkon přetlakové části

$$P_p = P_a + P_b + P_c \quad (9.2.1-12)$$

9.2.2 Parametry celé turbíny

izoentropický spád turbíny

$$H_{iz} = h_0 - h_{2iz} \quad (9.2.2-1)$$

spád turbíny

$$H = h_0 - h_2 \quad (9.2.2-2)$$

spád turbíny

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_i - \frac{c_{2n}^2}{2} \quad (9.2.2-3)$$

vnitřní účinnost turbíny

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \quad (9.2.2-4)$$

celkový vnitřní výkon

$$P = P_p + P_A \quad (9.2.2-5)$$

mechanická ztráta

$$z_{mech} = P \cdot (1 - \eta_{MECH}) \quad (9.2.2-6)$$

Volené parametry:

$\eta_{MECH} = 0,99$ mechanická účinnost turbíny

spojkový výkon před převodovkou

$$P_S = P_p - z_{mech} \quad (9.2.2-7)$$

ztráta převodovkou

$$z_{přev} = P_S \cdot (1 - \eta_{př}) \quad (9.2.2-8)$$

Volené parametry:

$\eta_{př} = 0,99$ účinnost převodovky

spojkový výkon za převodovkou

$$P_{SP} = P_S - z_{přev} \quad (9.2.2-9)$$

ztráta generátoru

$$z_{GEN} = P_{SP} \cdot (1 - \eta_{GEN}) \quad (9.2.2-10)$$

Volené parametry:

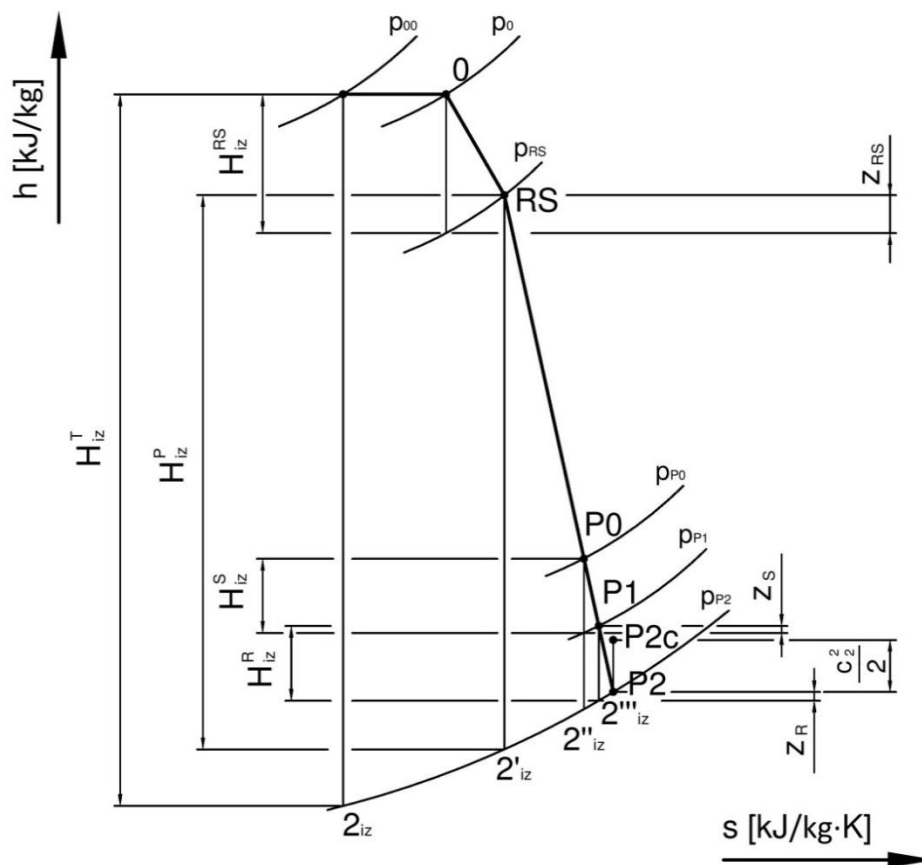
$\eta_{GEN} = 0,97$ účinnost generátoru

svorkový výkon

$$P_{SV} = P_{SP} - z_{GEN} \quad (9.2.2-11)$$

9.3 Tabelované výsledky

Název	Výpočet	Značka	Hodnota	Jednotka
izoentropický spád přetlakové části turbíny	(9.2.1-1)	H_{iz}	1203,44	kJ/kg
entalpický spád přetlakové části turbíny	(9.2.1-2)	H	1005,98	kJ/kg
vnitřní účinnost přetlakové části turbíny	(9.2.1-3)	η_{tdi}	0,8359	-
reheat factor přetlakové části turbíny	(9.2.1-5)	$1+f$	1,0011	-
entalpický spád 1. části	(9.2.1-6)	H_a	503,10	kJ/kg
výkon 1. části	(9.2.1-7)	P_a	6298,40	kW
entalpický spád 2. části	(9.2.1-8)	H_b	211,74	kJ/kg
výkon 2. části	(9.2.1-9)	P_b	2526,68	kW
entalpický spád 3. části	(9.2.1-10)	H_c	291,14	kJ/kg
výkon 3. části	(9.2.1-11)	P_c	3144,94	kW
výkon přetlakové části turbíny	(9.2.1-12)	P_P	11970,02	kW
vnitřní účinnost regulačního stupně turbíny		η_{tdi}	0,7245	-
výkon regulačního stupně turbíny		P_{RS}	1 020	-
izoentropický spád turbíny	(9.2.2-1)	H_{iz}	1302,51	kJ/kg
entalpický spád turbíny	(9.2.2-2)	H	1087,58	kJ/kg
entalpický spád na turbínu se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí	(9.2.2-3)	H_i	1039,13	kJ/kg
vnitřní termodynamická účinnost turbíny	(9.2.2-4)	η_{tdi}	0,7978	-
celkový vnitřní výkon turbíny	(9.2.2-5)	P	12990,18	kW
mechanická ztráta	(9.2.2-6)	Z_{mech}	129,90	kW
spojkový výkon před převodovkou	(9.2.2-7)	P_S	12860,28	kW
ztráta převodovkou	(9.2.2-8)	$Z_{přev}$	128,60	kW
spojkový výkon za převodovkou	(9.2.2-9)	P_{SP}	12731,67	kW
ztráta generátoru	(9.2.2-10)	Z_{GEN}	381,95	kW
svorkový výkon turbíny	(9.2.2-11)	P_{SV}	12349,72	kW



Obr. 23: Obecné znázornění h - s diagramu pro expanzi páry v turbíně.

Legenda:

H_{iz}^T	Izoentropický spád turbíny
H_{iz}^P	Izoentropický spád přetlakové části turbíny
H_{iz}^{RS}	Izoentropický spád regulačního stupně
H_{iz}^S	Izoentropický spád statoru stupně přetlakové části turbíny
H_{iz}^R	Izoentropický spád rotoru stupně přetlakové části turbíny
Z_{RS}	Ztráty regulačního stupně
Z_S	Ztráty statoru stupně přetlakové části
Z_R	Ztráty rotoru stupně přetlakové části
$\frac{c_2^2}{2}$	Ztráta výstupní rychlostí
p_{00}	Tlak před turbínou
p_0	Tlak za regulačním ventilem
p_{RS}	Tlak za regulačním stupněm
p_{P0}	Tlak před rotorem přetlakové části turbíny
p_{P1}	Tlak za rotorem přetlakové části turbíny
p_{P2}	Tlak za statorem přetlakové části turbíny
0	Parametry páry za regulačním ventilem
RS	Parametry páry za regulačním stupněm

- P0 Parametry páry před rotorem přetlakové části turbíny
- P1 Parametry páry za rotorem přetlakové části turbíny
- P2 Parametry páry za statorem přetlakové části turbíny
- P2c Parametry páry za statorem přetlakové části turbíny se zohledněním ztráty výstupní rychlosti
- 2_{iz} Parametry páry při uvážení izoentropické expanze v turbíně
- 2'_{iz} Parametry páry při uvážení izoentropické expanze v přetlakové části turbíny
- 2''_{iz} Parametry páry při uvážení izoentropické expanze ve stupni přetlakové části turbíny
- 2'''_{iz} Parametry páry při uvážení izoentropické expanze v rotoru stupně přetlakové části turbíny

9.4 Shrnutí výpočtu

V tabelovaných výsledcích uvedených v této kapitole jsou přehledně vidět všechny důležité celkové charakteristiky počítané turbíny. Celkový tepelný spád turbíny je 1302,51 kJ/kg. Termodynamická účinnost přetlakové části turbíny je 83,59 %. Účinnost regulačního stupně je 72,45 %, ale vzhledem k tomu, že regulační stupeň zpracovává mnohokrát menší entalpický spád, celková účinnost turbíny zůstává 79,78 %. Celkový vnitřní výkon turbíny je 12 990 kW a svorkový výkon 12 350 kW. Z těchto čísel je vidět, že se zhruba 5 % výkonu zmaří mechanickou ztrátou, ztrátou převodovky a generátoru.

Závěr

Na začátku diplomové práce jsou stručně popsány hlavní konstrukční prvky počítané parní turbíny. Těmito prvky jsou uzavírací ventily (rychlzávěrný a regulační), regulační stupeň a vícestupňové lopatkování v přetlakovém provedení. Nedílnou součástí turbíny je také systém ucpávkové páry.

Po teoretickém úvodu následuje výpočetní část této práce. Na začátku jsou popsány zadané hodnoty, od kterých se celý výpočet odvíjí. Z důvodu značné komplikovanosti výpočtu je také popsán mechanismus celého výpočtu včetně všech postupných iterací.

V první části samotného výpočtu je stanoveno tepelné schéma. Cílem tepelného schématu je přehlednost oběhu a určení parametrů páry ve všech důležitých místech oběhu. Zvláště důležité jsou parametry a průtok páry přes neregulované odběry. Na počátku jsou parametry stanoveny předběžně a na základě dalších přepočtů jsou pak upravovány. Více o tomto postupu je v kapitole 3 Popis výpočtu. Ve výsledcích kapitoly tepelné schéma jsou výsledky již po všech úpravách, nicméně lze konstatovat, že první stanovení parametrů bylo velmi blízké finálním hodnotám.

Dalším bodem je kompletní výpočet regulačního stupně. Regulační stupeň je řazen s ohledem na délku prvních lopatek přetlakové části turbíny. Zařazením regulačního stupně totiž docílíme rychlého poklesu tlaku a zvýšení měrného objemu páry, což nám umožní prodloužit první lopatky a snížit tak ztrátu radiální mezerou. Další výhody spojené s použitím regulačního stupně jsou popsány v kapitole 5 Regulační stupeň. V této části výpočtu byl proveden kompletní tepelný i pevnostní návrh regulačního stupně. Celková účinnost 72,45 %. Celkový výkon regulačního stupně je pak 1020 kW a z regulačního stupně vystupuje přehřátá pára o entalpii 3294,64 kJ/kg. Výsledná hodnota od ohybového napětí je 6,906 MPa a napětí od odstředivých sil je 25,772 MPa. Vypočtené hodnoty nepřesahují dané meze (23 MPa pro ohybové napětí a 45 MPa pro napětí od odstředivých sil) stanovené výrobcem, takže daný typ lopatek můžeme bez problému použít.

Další kapitola Tepelný výpočet přetlakové části je rozdělena na dvě hlavní části. První z nich je předběžný výpočet. V této části došlo k rozdělení stupňovité části na kužely a je zde předběžně navrhnutý průtočný kanál turbíny. Tento průtočný kanál je pak upřesněn ze známých hodnot v kapitole 7.4 Výpočet přesných rozměrů průtočného kanálu. Již v předběžném výpočtu dochází k definování základních tepelných parametrů, ale k jejich podrobnému výpočtu dochází až v kapitole 6.3 Detailní výpočet c_a/u . Tato kapitola je nejrozsáhlejší a nejdůležitější z celého výpočtu. Jsou v ní kompletně určené tepelné parametry každého ze stupňů přetlakové části turbíny. Dále jsou stanoveny rychlostní trojúhelníky pro každý stupeň. Všechny vypočtené hodnoty jsou k nahlédnutí v příloženém .xlsx dokumentu. Důležité hodnoty jsou pak vloženy do přehledných tabulek v kapitole 6.3.6 Tabelaované výsledky. Potvrdil se předpoklad stoupající tendence účinnosti stupňů. Výjimkou jsou poslední stupně s relativně dlouhými lopatkami, kde dochází k poklesu termodynamické účinnosti. Tento pokles je způsobený jednak skutečným poklesem účinnosti posledních stupňů, ale i použitím parametrů lopatek z PBS [1]. Z důvodu, že se v běžné praxi pro poslední stupně řadí odzkoušené typové lopatky dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, je tato nepřesnost v práci zanedbána.

Následuje pevnostní výpočet lopatek přetlakové části. Jsou vyčísleny hodnoty napětí od odstředivých sil a také ohybové napětí na lopatku. Tyto hodnoty jsou pak porovnány s maximálními přípustnými a lze konstatovat, že vyjma posledního stupně všechny lopatky splňují povolené meze. Řešením problému s posledním stupněm je výměna počítaných lopatek z PBS dle [1] za odzkoušené lopatky dle zkušeností Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery. V další části této kapitoly jsou pak podle známých typů použitých lopatek stanoveny přesné rozměry průtočného kanálu.

Další řešenou částí je ucpávkový systém turbíny. V systému jsou použity bezdotykové ucpávky. V této kapitole jsou stanoveny typy proudění a následně i hmotnostní průtok každou ucpávkou. Výsledkem je nutnost odebrat 0,2097 t/h přehřáté páry před turbínou pro zahlcovací systém a 0,0715 t/h za regulačním stupněm pro vyrovnávací píšť. Tato pára se pak neúčastní expanze v turbíně, protože je pro jednoduchost výpočtu a jistotu vyrovnání axiální síly na turbínu navracená až na konec turbíny.

V poslední kapitole jsou pak ze všech známých hodnot a po všech přepočtech a iteracích určeny základní parametry parní turbíny. Z tabelovaných výsledků je zřejmé, že účinnost regulačního stupně je 72,45 %, přetlakové části 83,59 % a celková účinnost turbíny se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí je 79,78 %. Entalpický spád turbíny se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí je 1039,13 kJ/kg. Vnitřní výkon turbíny je 12 990,18 kW. Po snížení tohoto výkonu o mechanickou ztrátu, ztrátu převodovky a ztrátu generátoru dostáváme hodnotu svorkového výkonu turbíny. Tato hodnota je 12 349,72 kW.

Seznam použité literatury

- [1] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory I: základy teorie a výpočtů. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [3] KRBEK, Jaroslav. POLESNÝ, Bohumil. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. 1. vyd. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. 336 s. ISBN 55-596-87.
- [4] Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, Firemní dokumentace.
- [5] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. 170 s. 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie [online]. 2006. [cit. 27.3.2015]. ISSN 1804-8293. Dostupné u <<http://www.transformacni-technologie.cz/>>

Seznam použitých zkratk a symbolů

Použité symboly:

Název	Značka	Jednotka
tlak	p	[Pa]
absolutní rychlost	c	[m/s]
axiální mezera před kuželem	A_{xm}	[m]
axiální průtočná plocha ve vztažné rovině	S_a	[m ²]
axiální vzdálenost	A_x	[m]
délka hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku	l_{ot}	[m]
délka lopatky	l	[m]
délka podélné ose	X	[m]
délka ve svislé ose	Y	[m]
entalpický spád	H	[J/kg]
entalpie	h	[J/kg]
entropie	s	[J/kg·K]
hmotnostní průtok páry	m	[kg/s]
kritický tlakový poměr	π^*	[-]
Machovo číslo	Ma	[-]
měrný objem	v	[m ³ /kg]
moment na lopatku	M	[N·m]
napětí od odstředivých sil	σ_{ods}	[Pa]
nedohřev kondenzátu	Δt_k	[°C]
nedohřev nízkotlakého ohříváku	Δt_{NTO}	[°C]
obvodová rychlost	u	[m/s]
obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	η_∞	[-]
ohybové napětí	σ_o	[Pa]
otáčky	n	[s]
parciální ostřík	ε	[-]
Parsonovo číslo	Pa	[-]

počet břitů	z	[-]
počet lopatek	z	[-]
poměrní ztráty	ξ	[-]
průměr	D	[m]
radiální mezera	δ_r	[m]
radiální průřez mezery	δ_{ekv}	[m]
radiální vůle	k	[m]
redukovaná délka lopatky	L_{red}	[m]
redukovaná obvodová účinnost	η_u	[-]
reheat factor	$1+f$	[-]
relativní rychlost	w	[m/s]
rozdíl délky hran lopatek	l_x	[m]
rozteč lopatek	s	[m]
síla na lopatku	F	[N]
součinitel	$\delta; \alpha; s_1; \lambda$	[-]
součinitel zpětného využití ztrát	f	[-]
stupeň reakce	ρ	[-]
suchost páry	x	[-]
šířka lopatek	B	[m]
teplota	t	[°C]
termodynamická účinnost	η_{tdi}	[-]
tlaková ztráta potrubí	p_p	[Pa]
tlaková ztráta redukčního ventilu	p_{red}	[Pa]
tlakové číslo	ψ	[-]
tlakový poměr	π	[-]
tloušťka břitů	Δ	[m]
úhel absolutní rychlosti	α	[deg]
úhel relativní rychlosti	β	[deg]
úhlová rychlost	ω	[rad/s]

volený rychlostní poměr	u/c_{iz}	[-]
výkon	P	[W]
ztráty	Z	[J/kg]

Použité indexy:

Název	Značka
axiální složka	a
celkové ztráty parciální ostřikem	6
druhá část přetlakové části turbíny	b
generátor	GEN
hlavový průměr	h
chladičí voda - vstup	chin
chladičí voda – výstup	chout
izoentropický stav	iz
kritický stav	krit
kužel	K
mechanická ztráta	mech
nízkotlaký ohřívák	NTO
obvodová složka	u
odplynění	odpl
odtříknuté lopatky	ost
optimální	opt
patní průměr	p
první část přetlakové části turbíny	a
před převodovkou	S
regulační stupeň	RS
rotor	R, ROT
rozdávěcí mříž	o
stator	S, STAT
stav mezi statorem a rotorem	1
stav před stupněm, před turbínou	0
stupeň	ST
svorkový výkon	SV

špice lopatky	š
tření a ventilace	5
třetí část přetlakové části turbíny	c
ucpávkový píst	UCP
vnější průměr lopatkování	v
vnitřní stav	i
vstupní parametr	in
výstupní parametr	out
výstupní stav z rotoru	2
za převodovkou	SP
ztráta drátem	D
ztráta převodovkou	přev
ztráta rozvějířením	v
ztráta vlhkostí páry	x
ztráty radiální mezerou	7
ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku	62
ztráty vznikající ventilací neostříknutých lopatek	61b

Seznam příloh

- 1 Návrh konstrukce turbíny – vložená příloha