

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA

STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL SKOUPÝ

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Skoupý

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:

Parní turbína

v anglickém jazyce:

Steam turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

proved'te návrh parní turbíny pro spalovnu komunálního odpadu Obsah práce:

Navrňte parní kondenzační turbínu s regulovaným odběrem páry

Cíle diplomové práce:

-zpracujte termodynamický návrh parní turbíny.

-nakreslete podélný řez turbinou

-proved'te technickoekonomické vyhodnocení možných variant řešení

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM 2005

Kadrnožka, J.: Lopatkové stroje, CERM Brno, 2000

firemní literatura SIEMENS

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 29.9.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Pavel Skoupý

Bytem: Dunajská 29, Starý Lískovec, Brno

Narozen/a (datum a místo): 6. 12. 1984, Brno

(dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

se sídlem Technická 2896/2, 616 69, Brno

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

.....

(dále jen „nabyvatel“)

Čl. 1 Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- ☐ disertační práce
 - ☐ diplomová práce
 - ☐ bakalářská práce
 - ☐ jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
- (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP:	<u>Parní turbína</u>
Vedoucí/ školitel VŠKP:	<u>doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.</u>
Ústav:	<u>Energetický Ústav</u>
Datum obhajoby VŠKP:	<u>16. 6. 2009</u>

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- | | | |
|---|---|---------------------------|
| ☐ tištěné formě | – | počet exemplářů ...2..... |
| ☐ elektronické formě | – | počet exemplářů ...2..... |

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ☐ ihned po uzavření této smlouvy
 - ☐ 1 rok po uzavření této smlouvy
 - ☐ 3 roky po uzavření této smlouvy
 - ☐ 5 let po uzavření této smlouvy
 - ☐ 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne:

.....
Nabyvatel

.....
Autor

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem parní turbíny s regulovaným odběrem páry pro spalovnu komunálního odpadu. Nejprve je uvedena historie zařízení využívajících páry jako hybného média, dále následuje popis výpočtového programu, v němž výpočet probíhal. Podstata diplomové práce pak spočívá v termodynamickém návrhu lopatkování turbíny, základním návrhu převodovky včetně kontrolních výpočtů a porovnání jednohřídelového a dvouhřídelového konstrukčního provedení z technickoekonomického hlediska. Podle vypočtených výsledků je zpracována výkresová dokumentace obsahující podélný řez turbínou a dispoziční uspořádání parní turbíny s převodovkou.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, převodovka, regulovaný odběr páry, výkon, labyrintová ucpávka, otáčky

ABSTRACT

The master's thesis concentrates on a project of steam turbine with controlled extraction points destined for a communal waste incineration plant. First, there the history of devices using steam as a moving medium is introduced and then follows the description of computing program, where the calculation was running. The master's thesis subject consists in the thermodynamic project of turbine vaning, in basic project of gearbox including the check calculations and in technical economic comparison of single shaft and twin shaft constructional design. The design documentation is worked up according to the calculated outcomes and contains longitudinal section of turbine and dispositional turbine and gearbox settlement.

KEYWORDS

Steam turbine, Gearbox, Controlled ewtraction points, Power output, Labyrinth seal, Speed

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKOUPÝ, Pavel. *Parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 96 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně za pomoci uvedené literatury, pod odborným vedením doc. Ing. Janem Fiedlerem, Dr. a Ing. Stanislavem Kubišem, CSc.

V Brně, dne

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi byli při tvorbě této práce jakkoli nápomocni. Zejména doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc., od nichž jsem obdržel cenné rady a informace.

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	HISTORIE	16
2.1	Rozdělení turbín	19
3	POPIS VÝPOČTOVÉHO PROGRAMU.....	20
3.1	Popis způsobu zadávání příkazů v elektronických parních tabulkách	20
4	ZNÁZORNĚNÍ EXPANZE V I-S DIAGRAMU A POPIS ÚČINNOSTÍ	21
4.1	Znázornění expanze v i-s diagramu	21
4.2	Účinnost statorové lopatkové řady η^S a rotorové lopatkové řady η^R [6]	22
4.3	Obvodová účinnost stupně η_u [6]	22
4.4	Vnitřní termodynamická účinnost stupně η_{tdi} [3]	23
4.5	Vnitřní termodynamická účinnost turbíny bez ztráty výstupní rychlosti η_i^T [3]	24
4.6	vnitřní termodynamická účinnost turbíny η_{tdi}^T [3]	25
4.7	Mechanická účinnost turbíny η_m	25
4.8	Účinnost převodovky $\eta_{p\dot{R}}$	25
4.9	Účinnost generátoru η_G	25
5	ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE	26
5.1	Stručné zadání diplomové práce	26
5.1.1	Stručná charakteristika problematiky úkolu.....	26
5.1.2	Obsah práce	26
5.1.3	Cíle práce.....	26
5.2	Detailní zadání diplomové práce	26
5.2.1	Charakteristika problematiky úkolu [11]	26
5.2.2	Doplňný obsah práce	27
5.2.3	Doplňné cíle práce [11]	27
5.2.4	Specifikace a parametry parní turbíny [11].....	27
6	POPIS STRUKTURY A POSTUPU VÝPOČTU.....	28
6.1	Stanovení parametrů páry.....	29
6.1.1	Stanovení parametrů páry před statorovým lopatkováním regulačního stupně ...	29
6.1.2	Výpočet tlaku páry za rotorovým lopatkováním posledního stupně p_{2n}^{za}	30
7	OPODSTATNĚNÍ PŘEVODOVKY A VOLBA JMENOVITÝCH OTÁČEK.....	31
7.1	Volba jmenovitých otáček elektrického generátoru n_G	31
7.2	Volba jmenovitých otáček turbíny n_T	31
8	VÝPOČET.....	33
8.1	Termodynamický výpočet lopatkování regulačního stupně.....	33
8.1.1	Zvolené parametry regulačního stupně	33
8.1.2	Energetické ztráty v lopatkování [3]	40
8.1.3	Určení parametrů páry mezi statorem a rotorem.....	41
8.1.4	Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně.....	41
8.1.5	Vnitřní účinnost regulačního stupně bez ztráty výstupní rychlosti η_i	43
8.1.6	Vnitřní výkon regulačního stupně P_i	43
8.1.7	Parametry páry na výstupu z regulačního stupně.....	43

8.2	Termodynamický výpočet lopatkování stupňové části do místa odběru páry	44
8.2.1	Předběžný termodynamický výpočet lopatkování stupňové části [3]	44
8.2.1.1	Určení předběžných parametrů posledního stupně	46
8.2.1.2	Určení počtu stupňů $z^{př}$	47
8.2.1.3	Parametry páry na výstupu	49
8.2.2	Detailní termodynamický výpočet lopatkování stupňové části [3]	50
8.2.2.1	Předpoklady použité metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$ - doslova převzato z [3]	50
8.2.2.2	Postup metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$	52
8.2.2.3	Kontrola přesnosti výpočtu	54
8.2.2.4	Znázornění expanzní čáry v i-s diagramu a průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg]	55
8.2.2.5	Výpočet rychlostí pro sestrojení rychlostních trojúhelníků	56
8.2.2.6	Rychlostní trojúhelníky řadových stupňů přetlakového lopatkování	58
8.2.2.7	Výpočet vnitřní účinnosti řadového stupně přetlakového lopatkování	58
8.2.2.8	Vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{př}$	61
8.2.2.9	Vnitřní výkon stupňové části $P_i^{př}$	61
8.3	Termodynamický výpočet lopatkování stupňové části za místem odběru páry	62
8.3.1	Vstupní parametry páry (před statorovým lopatkováním radiálního stupně)	62
8.3.2	Kontrola přesnosti výpočtu	67
8.3.3	Znázornění expanzní čáry v i-s diagramu a průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg]	67
8.3.4	Výpočet rychlostí pro sestrojení rychlostních trojúhelníků	68
8.3.5	Rychlostní trojúhelníky řadových stupňů přetlakového lopatkování	70
8.3.6	Výpočet vnitřní účinnosti řadového stupně přetlakového	71
8.3.7	Vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{př}$	74
8.3.8	Vnitřní výkon stupňové části P_i^{za}	75
8.3.9	Celkový svorkový výkon turbíny P_{sv}^T	75
8.4	Kontrola odhadnutého výkonu přenášeného převodovkou $P_{odh}^{př}$	75
8.5	Splnění předpokladů metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$	75
8.6	Výpočet převodovky	76
8.6.1	Výpočet základních parametrů převodovky	76
8.6.2	Kontrolní výpočet ozubení převodovky na únavu v ohybu	79
8.6.2.1	Prokázání únosnosti v ohybu	81
8.6.3	Kontrolní pevnostní výpočet hřídelů převodovky	82
8.7	Návrh vyrovnávacího pístu a výpočet osově síly	85
8.8	Návrh ucpávek a výpočet hmotnostních toků ucpávkami [3]	87
9	TECHNICKO-EKONOMICKÉ SROVNÁNÍ	89
9.1	Výhody/nevýhody jednohřídelového konstrukčního provedení	89
10	ZÁVĚR	90
11	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	91
12	SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ	92
13	SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ A INDEXŮ	93
14	SEZNAM PŘÍLOH	96

1 ÚVOD

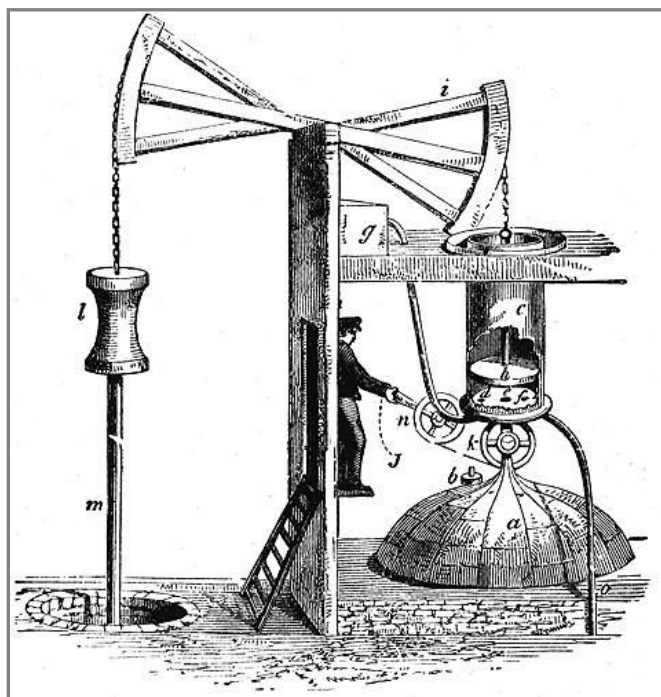
Elektrická energie je velmi významným prostředkem pro uspokojení potřeb lidstva. Současná společnost si na její využívání navykla takovým způsobem, že by bylo téměř nemyslitelné ji nemít k dispozici kdykoli je potřeba. Produkuje se za pomoci různých transformací různých forem energií. Nejvýznamnější z nich je však získávání elektrické energie prostřednictvím elektrického generátoru poháněného turbinou. Dochází tak hned k několika transformacím energií, a to k přeměně mechanické energie na elektrickou v elektrickém generátoru, tepelné energie na mechanickou v turbině. Tepelná energie vstupující do turbíny může být opatřena opět různě. Ve velkých městech, kde se v mohutné míře produkuje komunální odpad, je vhodné tuto tepelnou energii získávat prostřednictvím spaloven komunálního odpadu. Ty svojí činností napomáhají k úsporám primárních neobnovitelných zdrojů. Dále jejich využívání vede k výraznému zredukování objemu odpadu, a to až na 10% původních hodnot [10]. Spalovny svým provozem zajišťují výrobu nejen elektrické energie v období letním, ale i současnou výrobu tepelné i elektrické energie v období zimním. Tyto dva způsoby provozování spaloven jsou umožněny díky vhodné konstrukci parních turbín. Nejčastěji se používají turbíny s odběrem páry, který může být buď regulovaný či neregulovaný. Jinou vhodnou konstrukcí může být dvouhřídelové provedení turbíny, u kterého se v zimním období provozuje pouze protitlaková část turbíny. Tím je k dispozici pára o relativně vysokých parametrech, která se využije pro vytápění části města. Naproti tomu v období letním, kdy tepelná energie není vyžadována, se vystupující pára z protitlakové části turbíny přivede do části nízkotlakové, čímž se zbytkový potenciál v páře obsažený přemění ve prospěch výroby elektrické energie. Mezi turbinu a elektrický generátor je pak vhodné vložit převodovku. Ta v současnosti dosahuje velké provozní spolehlivosti a v závislosti na zatížení až 99% účinnosti. Použitím převodovky je umožněno dosažení podstatně vyšších otáček turbíny, které se projeví celou řadou výhod. Především se zmenší průměr rotoru i počet stupňů a tím tedy i axiální délka celé turbíny. Menší průměr rotoru umožní prodloužení délky lopatek, z čehož plynou menší okrajové ztráty a tím tedy i pozitivní vliv na dosahovanou účinnost. Menší rozměry a hmotnosti celé turbíny pak představují nejen menší nároky na zastavěný prostor ale i pružnější provoz celého zařízení. [13] Turbina pro spalovnu komunálního odpadu s regulovaným odběrem se stala předmětem této diplomové práce.

2 HISTORIE

Historie strojů využívajících páru jako hybného média sahá až do starověku. Již v roce 120 př. n. l. se o prvních zmiňuje Heron Alexandrijský, který sepsal několik knih, v nichž popisuje technické a matematické znalosti své doby. Sám také sestrojil několik zařízení používajících páru například pro roztočení nádoby za pomoci zahnutých trysek, z nichž vyvěrala pára. Jiné důmyslné zařízení dokonce umožňovalo automatické otevírání chrámových dveří. [9]

Avšak většina těchto vynálezů byla chápána pouze jako zábavné hříčky a jejich zdokonalení a následné praktické uplatnění si muselo počkat ještě mnoho let.

Až tedy roku 1629 Giovanni Branca objevil princip akční parní turbíny, když přivedl proud páry na lopatkové kolo. Využití páry se však začalo vyvíjet jiným směrem, se kterým přišel Francouzský vynálezce Denis Papin. Na něj navázali se svým jednočinným atmosférickým parním strojem Angličané Thomas Savery a Thomas Newcomen. Společně svůj vynález uplatnili roku 1705 k čerpání vody [12].

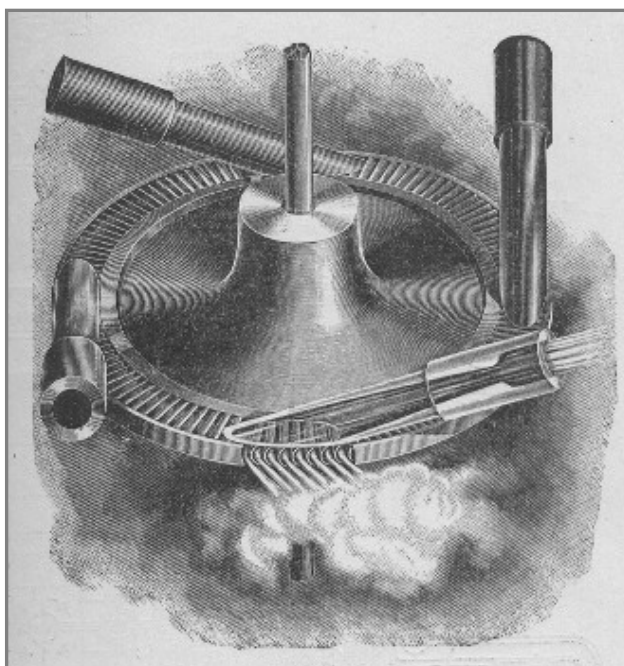


Obr. 2-1 Využití páry k čerpání vody [12]

Roku 1763 James Watt tehdejší parní stroj významně zdokonalil využitím obou pohybů pístu ke konání práce a také si nechal patentovat mnoho užitečných vynálezů. Proto se vynález parního stroje připisuje právě jemu. [2]

Pro neustále se zvyšující se spotřebu elektrické energie rostly i požadavky na dosahované výkony parních strojů. Ty pak však představovaly značně rozměrná a složitá zařízení, u kterých se dosahovalo jen nízkých účinností. Proto se stále více konstruktérů snažilo vymyslet zařízení jiné, které by jejich požadavky splňovalo.

Roku 1883 tedy na myšlenku Giovanniho Branca navázal Švéd Carl Gustav de Laval, když sestrojil jednostupňovou akční turbínu s 26000 otáčkami za minutu. Praktické využití jeho vynálezu však na sebe ještě nechalo chvíli čekat. [1]



Obr. 2-2 Jednostupňová akční turbína [5]

Rok po vytvoření Lavalovy akční turbíny představil Anglický konstruktér Charles Argernon Parsons reakční dvouproudou patnáctistupňovou turbínu. Tento jeho první prototyp dosahoval výkonu jen 4 kW. S vývojem a zdokonalováním však nadále pokračoval a tak již v roce 1892 jeho reakční turbína dosáhla výkonu na tehdejší dobu úctyhodných 100 kW [9]. Tento výkon už byl dostatečný i pro pohon menší lodi. Proto po získání patentu č. 394 "Pohon lodí praní turbínou, která otáčí šroubem nebo kolese přímo či prostřednictvím převodů" se i přes počáteční nedůvěru pustil do stavby malého parníku Turbinia. Pro menší rozměry a hmotnosti nového pohonu pak tento parník dosáhl tehdy neuvěřitelné rychlosti a obratnosti, což na probíhající velké námořní přehlídce vyvolalo všeobecné nadšení a následné uznání výhod tohoto druhu pohonu.

Další neopomenutelnou osobností je bezesporu profesor Aurel Stodola, který svými mnoha experimentálními i teoretickými pracemi přispěl k vývoji a rozšíření turbín jako nikdo jiný před ním. Zejména jeho nejznámější mnohokrát vydaná a překládaná publikace s názvem „Dampf und Gasturbinen“ se stala základní literaturou pro budoucí generace inženýrů.

S vývojem turbín pokračoval i Američan Charles Curtis. Známá je jeho rovnotlaká turbína se dvěma nebo třemi rychlostními stupni a vertikální osou rotace, na kterou získal roku 1895 patent. Neméně zajímavá byla o rok později patentovaná vícestupňová parní turbína francouzského inženýra Auguste Rateaua. [1]

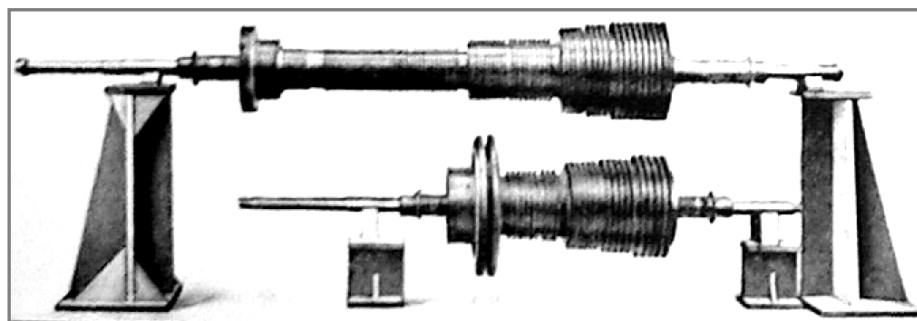
Významným datem se stal rok 1900, kdy v Paříži proběhla světová výstava. Bylo na ni široké veřejnosti představeno hned několik konstrukčních řešení turbín. Vystavovali zde všichni tehdejší mistři v oboru jako například: Carl Gustav de Laval, Charles Argernon Parsons, Charles Curtis, Auguste Rateau. [1]

Především zde bylo poukázáno na nesporné výhody parních turbín, ale také na další vývojové možnosti, které jim předurčovaly slibnou budoucnost.

K hlavním předpokladům úspěchu patřila zejména schopnost zvýšení jednotkového výkonu společně s možností zpracování vyšších teplot i tlaků a z toho plynoucí dosažení vyšších účinností. Dále pak zavedení turbín znamenalo snížení nákladů na provoz i údržbu, vyšší životnost i provozní spolehlivost a možnost využití páry přímo v technologii, protože neobsahovala stopy oleje. Pro všechny tyto aspekty začaly turbíny vytlačovat doposud používané parní stroje. [1]

Už na této výstavě zaujal techniky tehdejší první brněnské strojírný (PBS) exponát přetlakové parní turbíny Ch. A. Parsonse, proto s ním zahájili licenční jednání a již v roce 1903 byla turbína typu P – Parsons v brněnské PBS vyrobena [1].

Za nedlouho se PBS ve výrobě parních turbín osamostatnila a přinesla své originální konstrukční řešení, které spočívalo v nahrazení několika prvních přetlakových stupňů Curtisovým kolem, čímž se významně zkrátila délka rotoru. Takovéto konstrukční provedení pak převzaly i jiné zahraniční firmy [1].



Obr. 2-3 Srovnání délek rotorů [1]

Další světové prvenství získala PBS s novým typem turbín označované PBP (První brněnská Parsons), kde bylo použito místo Curtisova a několika přetlakových stupňů několik stupňů rovnotlakých s úplným ostřikem. Regulace pak byla skupinová s ostřikem parciálním, proto turbína dosahovala vysokých účinností i při částečném výkonu. [1]

Po roce 1930 se vývoj parních turbín zaměřoval na využívání smíšené koncepce lopatkování a na snižování počtu těles, kdy jednotělesová turbína dosahovala výkonu 10 MW, později 25MW a v tomto rostoucím trendu se dále pokračovalo.

Po roce 1945 se na vývoji parních turbín začal významně podílet aplikovaný výzkum, který pomohl při objasňování některých provozních stavů či při měření vibračních lopatek. Dále přispěl k vývoji segmentových radiálních ložisek a ke konstrukci různých typů závěsů lopatek. [1]

S rozšiřujícími se znalostmi a použitím výpočetní technologie následovalo zvyšování účinnosti a v tomto procesu se pokračuje i v dnešní době.

Turbína

Turbína je rotační tepelný lopatkový stroj, ve kterém dochází ke kontinuální transformaci tepelné energie na mechanickou. Rozhodujícím faktorem je změna rychlosti pracovního média proudícího kanály vytvořenými mezilopatkovými prostory. [7]

2.1 Rozdělení turbín

podle proudícího média:

- parní
- spalovací
- vodní
- větrné

Parní turbíny lze dále dělit podle mnoha aspektů:

podle druhu lopatkování:

- s přetlakovým lopatkováním
- s rovnotlakým lopatkováním

podle zapojení v tepelném schématu:

- kondenzační
- protitlakové
- dvoutlakové
- s regulovanými odběry
- s neregulovanými odběry

podle směru proudění média vzhledem k ose rotace:

- axiální
- radiální
- radiálně axiální

podle počtu stupňů:

- jednostupňové
- vícestupňové

podle počtu těles:

- jednotělesové
- vícetělesové

3 POPIS VÝPOČTOVÉHO PROGRAMU

Termodynamický výpočet lopatkování byl proveden v programu Microsoft Office Excel s vloženými parními tabulkami v elektronické verzi: X Steam 2.6 - Freeware IF97 properties for water and steam, které jsou volně šířitelné a dostupné na internetové adrese: <http://www.x-eng.com>

Jejich kompletace v programu Microsoft Office Excel pak představovala značné urychlení a usnadnění práce, protože pak jen díky znalosti dvou libovolných parametrů páry je možné vygenerovat všechny ostatní a při následné změně některých z nich se celý výpočet automaticky přepočítá.

Výhoda těchto elektronických parních tabulek spočívá v tom, že pro jejich používání není vyžadována žádná další instalace, a proto s nimi bude tento výpočet interaktivně pracovat na jakémkoli jiném počítači vybaveném základní verzí programu Microsoft Office Excel.

3.1 Popis způsobu zadávání příkazů v elektronických parních tabulkách

Pro zjištění požadovaného parametru páry za pomoci elektronických parních tabulek se v programu Microsoft Office Excel používá se následující tvar příkazu:

=X_yz(A;B)

Kde:	X	je zjišťovaný parametr páry
	y	je známý parametr páry
	z	je známý parametr páry
	A	je označení buňky, ve které se vyskytuje známý parametr páry y
	B	je označení buňky, ve které se vyskytuje známý parametr páry z

Místo písmen X, y a z se pak v elektronických parních tabulkách používá následující symbolika s příslušnými jednotkami:

symbol:	význam:	jednotka:
h	měrná entalpie	[kJ/kg]
rho	hustota	[kg/m ³]
p	tlak	[bar]
s	měrná entropie	[kJ/(kg K)]
T	teplota	[°C]
v	měrný objem	[m ³ /kg]
x	poměrná suchost páry	[-]

Například tedy pro vygenerování teploty páry za pomoci známého tlaku a entropie pak příslušný příkaz vypadá následovně:

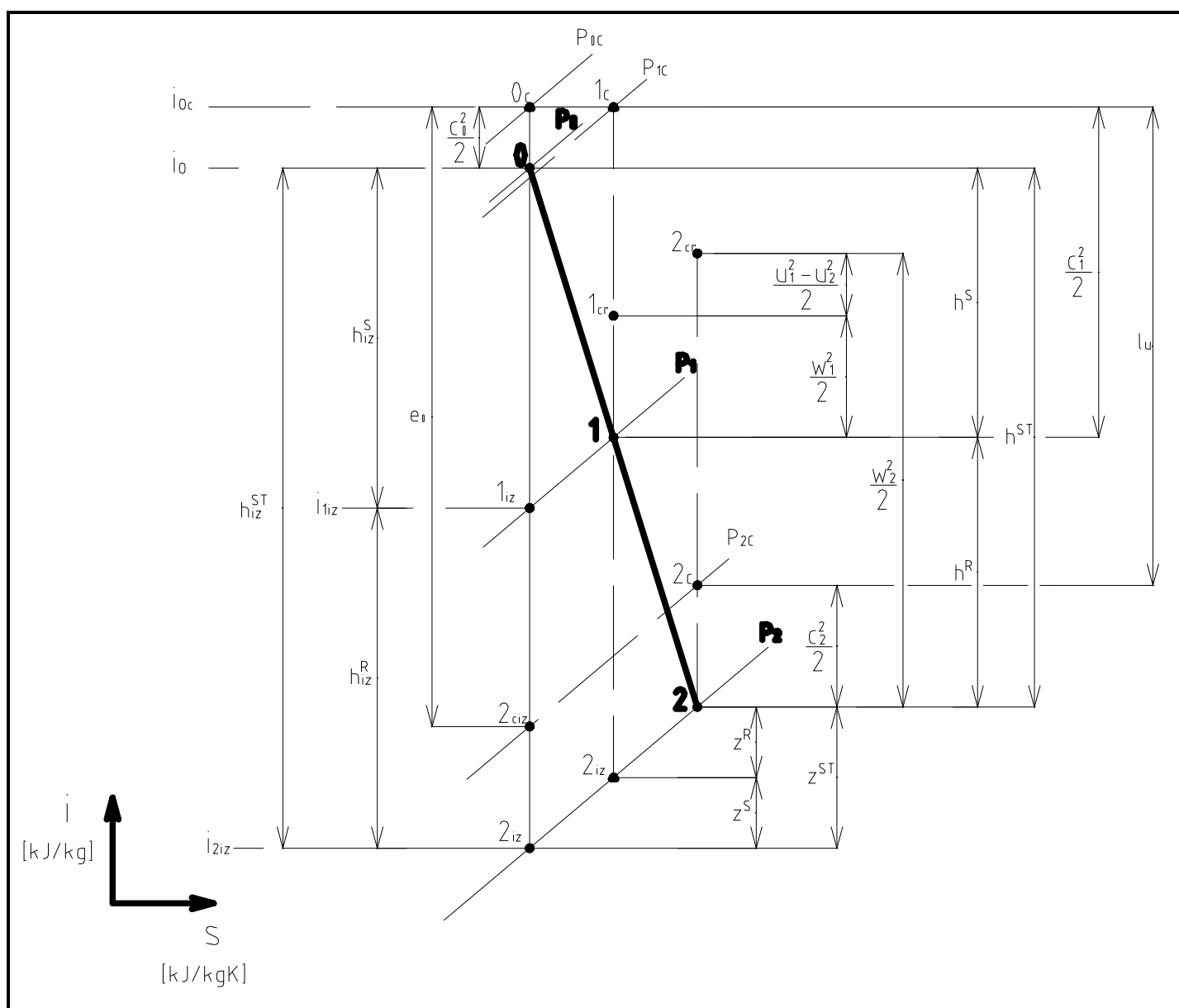
=T_ps(A1;B1).

Další názorné zobrazení způsobu zadávání příkazů viz příloha 7:

Diplomová práce-2009-Pavel Skoupý-Parní turbína-výpočet list - Zkratky pro výpočet

4 ZNÁZORNĚNÍ EXPANZE V I-S DIAGRAMU A POPIS ÚČINNOSTÍ

4.1 Znázornění expanze v i-s diagramu



Obr. 4-1 Znázornění expanze v i-s diagramu

4.2 Účinnost statorové lopatkové řady η^s a rotorové lopatkové řady η^r [6]

Účinnost statorové lopatkové řady je určena poměrem druhých mocnin rychlostí a to absolutní výstupní rychlosti pracovní látky skutečné ku ideální. Odmocnina účinnosti statorové lopatkové řady pak vyjadřuje tzv. rychlostní součinitel pro stator φ .

$$\eta^s = \frac{c_1^2}{c_{1iz}^2} = \varphi^2 \quad (4.2-1)$$

Principiálně stejný vztah platí pro účinnost rotorové lopatkové řady η^r a rychlostní součinitel pro rotor se značí ψ .

$$\eta^r = \frac{w_2^2}{w_{2iz}^2} = \psi^2 \quad (4.2-2)$$

Rychlostní součinitele φ a ψ lze určit ze znalosti úhlu ohybu proudící páry a rychlosti proudění za pomoci tab. 8-2 resp. 8-3.

4.3 Obvodová účinnost stupně η_u [6]

Obvodová účinnost turbínového stupně se definuje jako poměr přenesené a přivedené práce na rotor.

$$\eta_u = \frac{l_u}{e_0} = 1 - \frac{z^s}{e_0} - \frac{z^r}{e_0} - \frac{z_c}{e_0} \cdot (1 - \kappa_2) = 1 - \xi^s - \xi^r - \xi_c \cdot (1 - \kappa_2) \quad (4.3-1)$$

Kde: e_0 [kJ/kg] je přivedená práce na rotor

l_u [kJ/kg] je přenesená práce na rotor

z^s [kJ/kg] je energetická ztráta ve statorové lopatkové řadě

z^r [kJ/kg] je energetická ztráta v rotorové lopatkové řadě

z_c [kJ/kg] je energetická ztráta výstupní rychlostí

κ [-] je součinitel zohledňující využití výstupní rychlosti ze stupně v následujícím stupni ($\kappa = 0-1$)

Přivedenou práci na rotor e_0 se rozumí součet izoentropického spádu ve stupni a kinetické energie vstupní rychlosti c_0 , zmenšený o kinetickou energii odpovídající výstupní rychlosti c_2 .

$$e_0 = h_{iz}^{st} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \quad (4.3-2)$$

Obvodová práce přenesená na rotor l_u se vypočítá z práce přivedené e_0 odečtením energetických ztrát ve statorové a rotorové lopatkové řadě.

$$l_u = e_0 - z^S - z^R \quad (4.3-3)$$

Energetické ztráty ve statorové a rotorové lopatkové mříži lze vyjádřit za pomoci výše uvedených rychlostních součinitelů.

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{c_1^2}{c_{1iz}^2}\right) = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{w_2^2}{w_{2iz}^2}\right) = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (4.3-4)$$

Energetická ztráta výstupní rychlostí se stanovuje z výstupní rychlosti pracovní látky ze stupně.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (4.3-5)$$

4.4 Vnitřní termodynamická účinnost stupně η_{tdi} [3]

Vnitřní termodynamická účinnost stupně η_{tdi} se počítá z obvodové účinnosti stupně η_u odečtením dalších ztrát ve stupni. Tyto ztráty bývají v různých literaturách vyjadřovány různě a mnohdy jedna ztráta jedné metodiky výpočtu zahrnuje více ztrát metodiky jiné. Proto je nutné zvolit pouze jednu metodiku výpočtu a tím zabezpečit, aby se jednotlivé ztráty od obvodové účinnosti neodečítaly několikrát.

- metodika výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně η_{tdi}^{RS}

$$\eta_{tdi}^{RS} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad (4.4-1)$$

Kde: ξ_5 [-] je poměrná ztráta třením (ventilací disku)

ξ_6 [-] je poměrná ztráta parciálním ostřikem

ξ_7 [-] je poměrná ztráta radiální mezerou

- metodika výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti stupně ve stupňové části η_{tdi}^{st}

$$\eta_{tdi}^{st} = \eta_{u\infty} \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) - \xi_c \quad (4.4-2)$$

Kde: ξ_k [-] je poměrná ztráta radiální mezerou

ξ_v [-] je poměrná ztráta rozvějířením

ξ_x [-] je poměrná ztráta vlhkostí páry

ξ_c [-] je poměrná ztráta výstupní rychlostí páry

$\eta_{u\infty}$ [-] je obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku dle tab. 8-8

(V účinnosti $\eta_{u\infty}$ však není zahrnutá ztráta výstupní rychlostí, proto se musí provést odečet ξ_c)

U řadového stupně přetlakového lopatkování lze výstupní rychlost využít ve stupni následujícím ve prospěch zvýšení kinetické energie. Proto je účelné u řadových přetlakových stupňů uvádět vnitřní termodynamickou účinnost bez ztráty výstupní rychlosti.

- vnitřní termodynamická účinnost stupně bez ztráty výstupní rychlosti η_i^{ST}

$$\eta_i^{ST} = \eta_{u\infty} \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (4.4-3)$$

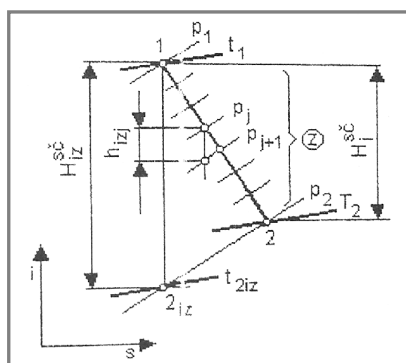
4.5 Vnitřní termodynamická účinnost turbíny bez ztráty výstupní rychlosti η_i^T [3]

Pro vypočtení vnitřní termodynamické účinnosti turbíny bez ztráty výstupní rychlosti η_i^T se používá podobný vztah jako u výpočtu této účinnosti u stupně s rozdílem, že jednotlivé poměrné ztráty jsou vyjádřeny ve středních hodnotách, které zastupují všechny stupně a dále se ve vztahu vyskytuje tzv. reheat factor f .

$$\eta_i^T = \eta_{u\infty} (1 + f) \cdot (1 - \xi_k^{str} - \xi_v^{str} - \xi_x^{str}) \quad (4.5-1)$$

reheat factor f [3]

Součinitel zpětného využití ztrát neboli reheat factor f je součinitel, který se uplatňuje u mnohastupňových turbín, kde se část tepla vznikajícího ze ztrát v každém stupni zpětně využije ve stupních následujících. Tím je v následujícím stupni vyšší teplota i entalpie než by tomu bylo v případě izoentropické expanze a jelikož se izobary s rostoucí entalpií v i - s diagramu od sebe oddalují, připadá tak na následující stupeň větší entalpický spád.



Obr. 4-2 Součinitel zpětného využití ztrát [3]

$$f = \frac{\sum_{j=1}^n h_{izj} - H_{iz}}{H_{iz}} = \frac{\sum_{j=1}^n h_{izj}}{H_{iz}} - 1 \quad (4.5-2)$$

Kde: h_{iz} [kJ/kg] je izoentropický spád na jednotlivý stupeň

H_{iz} [kJ/kg] je izoentropický spád na celou skupinu stupňů

n [-] je počet stupňů turbíny

Při výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti celé turbíny η_{tdi}^T se musí počítat s energetickou ztrátou výstupní rychlostí z_c vystupující z posledního stupně. Tato ztráta způsobí snížení skutečného využitelného entalpického spádu.

Skutečný využitelný entalpický spád H_i se pak vyjadřuje následujícím vztahem.

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_{tdi}^T - z_c \quad (4.5-3)$$

Na základě znalosti skutečného využitelného entalpického spádu H_i pak lze dopočítat vnitřní termodynamickou účinnost turbíny η_{tdi}^T

4.6 vnitřní termodynamická účinnost turbíny η_{tdi}^T [3]

$$\eta_{tdi}^T = \frac{H_i}{H_{iz}} \quad (4.6-1)$$

4.7 Mechanická účinnost turbíny η_m

Do mechanické účinnosti turbíny η_m se zahrnují třecí ztráty v ložiskách, ztráty ventilací rotoru mimo průtočný kanál a ztráty způsobené pomocnými pohony jako např. čerpadla, regulace atd.

4.8 Účinnost převodovky $\eta_{př}$

Účinnost převodovky $\eta_{př}$ zohledňuje vliv veškerých ztrát vznikajících v převodovce.

4.9 Účinnost generátoru η_G

Účinnost generátoru η_G zohledňuje vliv veškerých ztrát vznikajících v generátoru.

Za pomoci výše zmíněných účinností se pak může vypočítat
výkon na svorkách elektrického generátoru P_{sv} .

$$P_{sv} = m \cdot H_{iz} \cdot \eta_{tdi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_{př} \cdot \eta_G \quad (4.9-1)$$

Kde: m [kg/s] je hmotnostní tok páry proudící lopatkováním turbíny
 H_{iz} [kJ/kg] je izoentalpický spád na celou skupinu stupňů

Jestliže je turbína rozdělena odběrem páry musí se vypočítat výkon na svorkách elektrického generátoru každé části zvlášť pro jednotlivé hmotnostní průtoky a celkový výkon na svorkách elektrického generátoru P_{sv} se pak získá součtem dílčích výkonů.

5 ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

5.1 Stručné zadání diplomové práce

5.1.1 Stručná charakteristika problematiky úkolu

Proveďte návrh parní turbíny pro spalovnu komunálního odpadu.

5.1.2 Obsah práce

Navrhněte parní kondenzační turbínu s regulovaným odběrem páry.

5.1.3 Cíle práce

Zpracujte termodynamický návrh parní turbíny.

Nakreslete podélný řez turbínou.

Proveďte technickoekonomické vyhodnocení možných variant řešení.

5.2 Detailní zadání diplomové práce

Diplomová práce byla konzultována nejen na VUT v Brně, ale i ve firmě Siemens Industrial Turbomachinery, kde bylo stávající zadání blíže specifikováno a doplněno do následující podoby.

5.2.1 Charakteristika problematiky úkolu [doslova převzato z 11]

Parní turbína pro spalovnu komunálního odpadu.

Ve velkých městech se často využívá energetického potenciálu komunálního odpadu. Je většinou spalován v parních kotlích, ve kterých je vyráběna pára vhodná pro využití v parních turbinách. Spalovny jsou převážně situovány v blízkosti těchto měst, proto lze energii protitlakové páry z turbin využít v zimním období pro jejich vytápění. V letním období není pro tepelnou energii ze spalovny upotřebení, proto se obvykle částečně využívá v nízkotlakové kondenzační části parní turbíny.

V případě jednohřídelového provedení turbíny je nutné v zimním období část páry přepouštět přes nízkotlakovou část turbíny do kondenzátoru. V případě dvouhřídelového provedení turbíny lze v zimním období odpojit nízkotlakovou část turbíny včetně zařízení kondenzace.

5.2.2 Doplněný obsah práce

Navrhněte pro spalovnu komunálního odpadu parní turbínu v jednohřídelovém provedení pro níže uvedené parametry.

5.2.3 Doplněné cíle práce [11]

Proveďte:

- termodynamický výpočet lopatkování
- základní výpočet převodovky
- kontrolní výpočet ozubení převodovky na únavu v ohybu
- kontrolní pevnostní výpočet hřídelů převodovky
- návrhové řezy
- nákres uspořádání turbíny a převodovky
- znázornění expanze v i-s diagramu a popis jednotlivých účinností
- technickoekonomické srovnání jednohřídelového a dvouhřídelového provedení

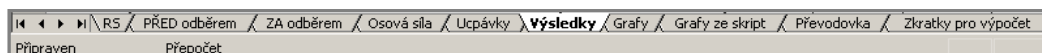
5.2.4 Specifikace a parametry parní turbíny [11]

Regulační stupeň bude proveden jako radiálně axiální stupeň s děleným parciálním ostřikem. Typ lopatkování stupňové části volit reakční. Regulovaný odběr bude zrealizován prostřednictvím radiálního stupně s natáčivými lopatkami. Výstup páry bude osový.

- hmotnostní průtok páry	103,2 t/h
- teplota páry na vstupní přírubě turbíny	397°C
- tlak páry na vstupní přírubě	3,8 MPa
- tlak páry v odběru	0,9 MPa
- tlak výstupní páry ve vzduchem chlazeném kondenzátoru (měřeno na výstupním hrdle turbíny)	11 kPa
- výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek	17°
- maximální poměr D/l (střední průměr stupně/délka lopatky)	2,8
- maximální obvodová rychlost na vnějším průměru	
u radiálně axiálního stupně	320 m/s
u radiálního stupně	240 m/s
u řadového přetlakového stupně	580 m/s
u ozubení převodovky	130 m/s
u čepů ložisek převodovky	90 m/s
- maximální tlak v radiálních ložiskách převodovky	3 MPa
- maximální poměr L/D (délka/průměr čepu ložiska pastorku)	1
- účinnost mechanická	0,98
- účinnost převodovky	0,98
- účinnost generátoru	0,98
- otáčky generátoru	1500 ot./min.
- minimální množství páry proudící lopatkováním za odběrem (z důvodu chlazení)	10% $m_{\max}$

6 POPIS STRUKTURY A POSTUPU VÝPOČTU

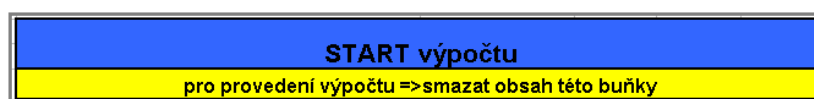
Výpočet diplomové práce byl proveden v programu Microsoft Office Excel s vloženými parními tabulkami v elektronické verzi: X Steam 2.6 - Freeware IF97 properties for water and steam. Celý výpočet je rozdělen na 10 částí, z nichž každá část je na samostatném listu. Pro snazší orientaci poslouží následující popis každého z listů.



Obr. 6-1 Rozdělení výpočtu na jednotlivé listy

Pořadí listu:	název:	popis:
1	RS	termodynamický výpočet regulačního stupně
2	PŘED odběrem	termodynamický výpočet reakčního lopatkování stupňové části do místa odběru páry
3	ZA odběrem	termodynamický výpočet reakčního lopatkování stupňové části za místem odběru páry
4	Osová síla	výpočet osově síly a návrh vyrovnávacího pístu
5	Ucpávky	návrh ucpávek a výpočet hmotnostního toku páry proudícího ucpávkami
6	Výsledky	souhrnné číselné zobrazení podstatných výsledků (též jako tištěná příloha diplomové práce)
7	Grafy	souhrnné grafické zobrazení podstatných výsledků (též jako tištěná příloha diplomové práce)
8	Grafy ze skript	zobrazení grafů používaných při výpočtu a vygenerování funkcí pro automatický odečet z grafů
9	Převodovka	výpočet základních parametrů převodovky, pevnostní výpočet čepů ložisek převodovky, pevnostní výpočet ozubených kol převodovky
10	Zkratky pro výpočet	názorné zobrazení způsobu zadávání příkazů v elektronických parních tabulkách

Všechny výše popsané listy jsou vzájemně propojeny a v několika místech je použito iteračních výpočtů s nastavitelnou přesností a rychlostí iterace. Tím je umožněno měnit některé zadávací hodnoty (buňky označené zeleným pozadím) a s přihlédnutím k zobrazeným kontrolám (buňky označené červeným pozadím) pak nechat celý výpočet provést i pro jiné parametry než pro ty, pro které byl výpočet zadán. Při výraznější změně parametrů, kdy by vyšel jiný počet stupňů, než se kterým je počítáno, je nutné příslušné buňky patřičně rozšířit a tím i tehdy bude program při změnách parametrů fungovat správně. Po otevření výpočtového programu je nutné v listu “Výsledky” smazat obsah buňky B3, v níž je napsáno “pro provedení výpočtu => smazat obsah této buňky”. Po vymazání tohoto textu se všechny iterace zaktivují a celý výpočet pak bude aktivně reagovat na provedené změny.



Obr. 6-2 Znárodnění spuštění výpočtu

6.1 Stanovení parametrů páry

V zadání diplomové práce jsou uvedeny parametry páry na vstupní resp. výstupní přírubě. Pro provedení výpočtu je však nezbytné znát parametry páry přímo před statorovým resp. za rotorovým lopatkováním. Parametry páry na vstupní resp. výstupní přírubě se od parametrů před resp. za lopatkováním liší z příčiny tlakových ztrát ve vstupním resp. výstupním ústrojí.

6.1.1 Stanovení parametrů páry před statorovým lopatkováním regulačního stupně

Na základě znalosti teploty t_A a tlaku p_A na vstupní přírubě lze díky elektronickým parním tabulkám určit entalpii i_A .

$$t_A = 397^\circ\text{C}$$

$$p_A = 3,8 \text{ MPa} \Rightarrow i_A = 3210,8 \text{ kJ/kg}$$

Protože pára ve vstupním ústrojí nevykonává žádnou práci a současně při uvažování zanedbatelných tepelných ztrát do okolí lze děj ve vstupním ústrojí považovat za izoentaltický. Proto platí:

$$i_A = i_0 = 3210,8 \text{ kJ/kg}$$

Tlak páry před statorovým lopatkováním regulačního stupně p_0 se pak spočítá dle [3]

$$\frac{p_0}{p_A} = 0,95 - 0,98 \Rightarrow p_0 = 0,96 \cdot p_A = 0,96 \cdot 3,8 = 3,648 \text{ MPa} \quad (6.1-1)$$

Kde: p_A [MPa] je tlak na vstupní přírubě

Pro stanovení dalších parametrů páry (entropie s_0 , měrného objemu v_0) se opět využije elektronických parních tabulek.

$$i_0 = 397 \text{ kJ/kg}$$

$$p_0 = 3,648 \text{ MPa} \Rightarrow s_0 = 6,8102 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Rightarrow v_0 = 0,08034 \text{ m}^3/\text{kg}$$

6.1.2 Výpočet tlaku páry za rotorovým lopatkováním posledního stupně p_{2n}^{za}

Tlak páry za rotorovým lopatkováním posledního stupně se dopočítá podobným postupem jako v předcházejícím případě.

$$\frac{p_k}{p_{2n}} = 0,96 - 0,98 \Rightarrow p_{2n} = \frac{p_k}{0,96} = \frac{0,011}{0,96} = 0,011458 \text{ MPa} \quad (6.1-2)$$

7 OPODSTATNĚNÍ PŘEVODOVKY A VOLBA JMENOVITÝCH OTÁČEK

Parní turbína a elektrický generátor jsou zařízení dosahující své maximální účinnosti při různých otáčkách. Proto je účelné mezi turbínu a elektrický generátor vložit převodovku, čímž se mohou otáčky obou zařízení volit právě takové, jaké jsou pro dané parametry nejvhodnější.

Při volbě jmenovitých otáček turbíny je nutné vždy přihlídnout k několika aspektům. Z konstrukčního hlediska bývá nejzásadnější maximální dovolená obvodová rychlost rotorových lopatek na jejich vnějším průměru. Další omezení maximálních otáček pak představuje tzv. charakteristika převodovky, která udává maximálně možný přenášený výkon prostřednictvím převodovky pro zvolené otáčky. V neposlední řadě se musí přihlížet k výstupní rychlosti páry z posledního stupně, která způsobuje ztrátu výstupní rychlostí.

Většinou bývá snahou navrhnout otáčky co nejvyšší, čímž se dosáhne zmenšení průměrů rotoru popř. i snížení celkového počtu stupňů a tím tedy i axiální délky celé turbíny. Díky menším průměrům rotoru se prodlouží délky lopatek, z čehož plynou menší okrajové ztráty. Příliš vysoké otáčky u kondenzačních turbín však představují zvýšenou ztrátu výstupní rychlostí, protože průtočná plocha posledního stupně již nemůže být kvůli maximální dovolené obvodové rychlosti zvětšena.

7.1 Volba jmenovitých otáček elektrického generátoru n_G

Dle zadání byl volen elektrický generátor o jmenovitých otáčkách 1500 ot./min., protože v porovnání s elektrickými generátory s jmenovitými otáčkami 3000 ot./min. dosahuje vyšších účinností při nižších investičních nákladech.

7.2 Volba jmenovitých otáček turbíny n_T

Pro stanovení maximálních možných otáček turbíny prostřednictvím charakteristiky převodovky je nutné znát přenášený výkon převodovkou. Ten se vypočte na základě znalosti hmotnostního průtoku m , celkového entalpického spádu H_{iz} a předem odhadnuté účinnosti η_{odh}^T .

Entalpie za turbinou ideální i_{2izn}

$$s_0 = s_{2iz} = 6,8102 \text{ kJ/kgK}$$

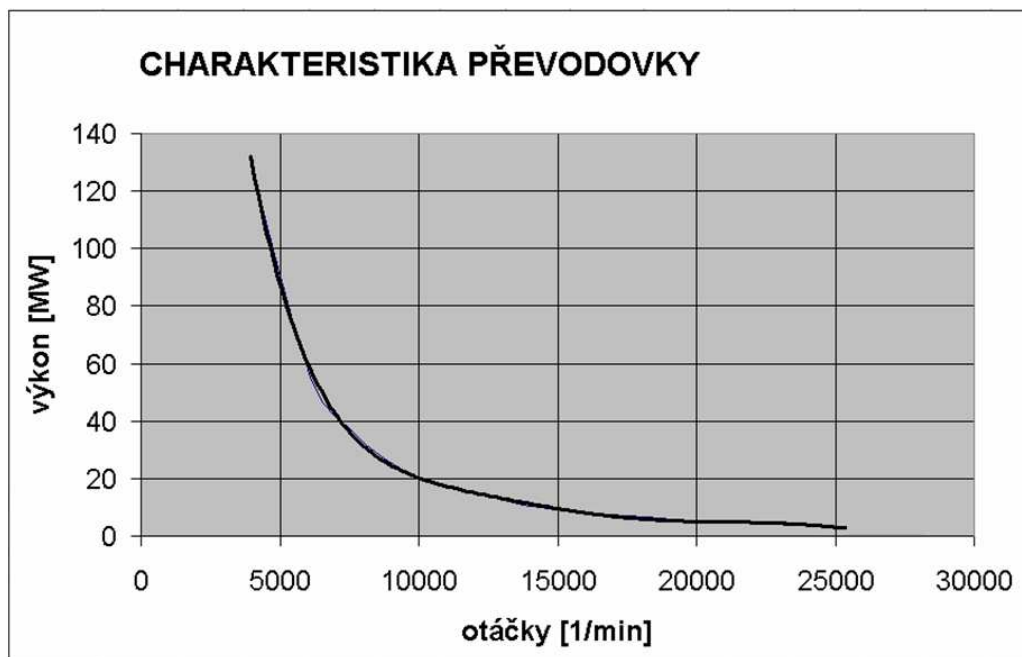
$$p_{2n} = 0,011458 \text{ MPa} \Rightarrow i_{2izn} = 2173,4 \text{ kJ/kg}$$

Celkový ideální entalpický spád H_{iz} se určí rozdílem entalpií před i_0 a za turbínou i_{2izn}

$$H_{iz} = i_0 - i_{2izn} = 3210,8 - 2173,4 = 1037,4 \text{ kJ / kg} \quad (7.2-1)$$

$$P_{odh}^{PR} = \frac{m}{3,6} \cdot H_{iz} \cdot \eta_T = \frac{103,2}{3,6} \cdot 1037,4 \cdot 0,8 = 23791 \text{ kW} \quad (7.2-2)$$

Na základě odhadnutého výkonu přenášeného převodovkou P_{odh}^{PR} lze nyní z charakteristiky převodovky odečíst maximální možné otáčky turbíny.



Obr. 7-1 Charakteristika převodovky [11]

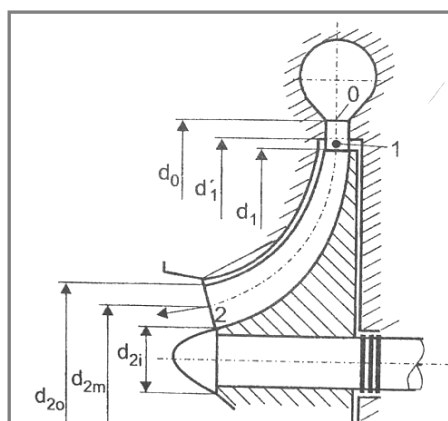
Z charakteristiky převodovky vyplývá, že by turbína pro odhadnutý výkon P_{odh}^{PR} mohla mít maximální jmenovité otáčky n_{Tmax} až 9300 ot./min. Na základě doporučení firmy Siemens volím jmenovité otáčky turbíny $n_T = 8000 \text{ ot./min.}$

Po provedení výpočtu se musí zkontrolovat, zda odhadnutý výkon přenášený převodovkou P_{odh}^{PR} není podhodnocen viz kapitola 8.4 a zda tedy převodovka vypočtený výkon bude schopna přenést.

8 VÝPOČET

8.1 Termodynamický výpočet lopatkování regulačního stupně

Jak bylo výše uvedeno regulační stupeň je proveden jako radiálně axiální. Konstrukční provedení se však poněkud odlišuje od standardního radiálně axiálního kola tím, že je kolo rozdělené na disk a lopatku. Názorně je pak toto provedení patrné dle přílohy 1. Disk a lopatka spolu z hlediska termodynamiky vytváří radiálně axiální kolo a proto lze ve výpočtu postupovat podle zásad používaných pro radiálně axiální kola.



Obr. 8-1 Použité značení rozměrů u RS [7]

8.1.1 Zvolené parametry regulačního stupně

Popis:	značení [jednotka]	hodnota
Tlak za regulačním stupněm	$p_2^{RS} [MPa]$	2,55
Absolutní rychlost páry na vstupu do dýz	$c_0 [m/s]$	40
Patní průměr oběžného kola	$d_{2i} [m]$	0,404
Výstupní délka lopatky oběžného kola	$l_2 [mm]$	37
Poměr průměrů kola $\frac{\text{střední kvadratický}}{\text{vnější}}$	$\frac{d_{2m}}{d_1} [-]$	0,678
Vstupní úhel profilu [6] z pevnostních důvodů = 0°	$\beta_{1L} [^\circ]$	0
Parciální ostřík	$\varepsilon [-]$	0,88
Počet lopatek oběžného kola	$z [-]$	28
Počet segmentů parciálního ostříku po obvodu	z_{segm}	2
Výstupní úhel proudu ze statorových lopatek	$\alpha_1 [^\circ]$	17
Koeficient zohledňující odvod tepla [7]	$\delta [-]$	0,005
Stupeň reakce	$\rho^{RS} [-]$	0,426
Předběžná vnitřní účinnost bez ztráty výstupní rychlostí (η_i^{predb} je iteračně dopočítána ze skutečné η_i^{RS})	η_i^{predb}	0,819

Výstupní vnější průměr oběžného kola d_{2o}

$$d_{2o} = d_{2i} + \frac{2 \cdot l_2}{1000} = 0,404 + \frac{2 \cdot 37}{1000} = 0,478 \text{ m} \quad (8.1-1)$$

Dle [6] se výpočet se provádí na středním kvadratickém průměru d_{2m}

$$d_{2m} = \sqrt{\frac{d_{2i}^2 + d_{2o}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,404^2 + 0,478^2}{2}} = 0,4426 \text{ m} \quad (8.1-2)$$

Výstupní obvodová rychlost na středním kvadratickém průměru u_{s2}

$$u_{s2} = \pi \cdot d_{2m} \cdot \frac{n_T}{60} = \pi \cdot 0,4426 \cdot \frac{8000}{60} = 185,37 \text{ m/s} \quad (8.1-3)$$

Vstupní vnější průměru oběžného kola d_1

$$\frac{d_{2m}}{d_1} = 0,678 \Rightarrow d_1 = \frac{0,678}{0,4426} = 0,6527 \text{ m} \quad (8.1-4)$$

Vstupní obvodová rychlost u_{s1}

$$u_{s1} = \pi \cdot d_1 \cdot \frac{n_T}{60} = \pi \cdot 0,6527 \cdot \frac{8000}{60} = 273,41 \text{ m/s} \quad (8.1-5)$$

Ventilační ztráty a_r

$$a_r = \alpha \cdot u_{s1}^2 = 0,044 \cdot \frac{273,41^2}{1000} = 3,29 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-6)$$

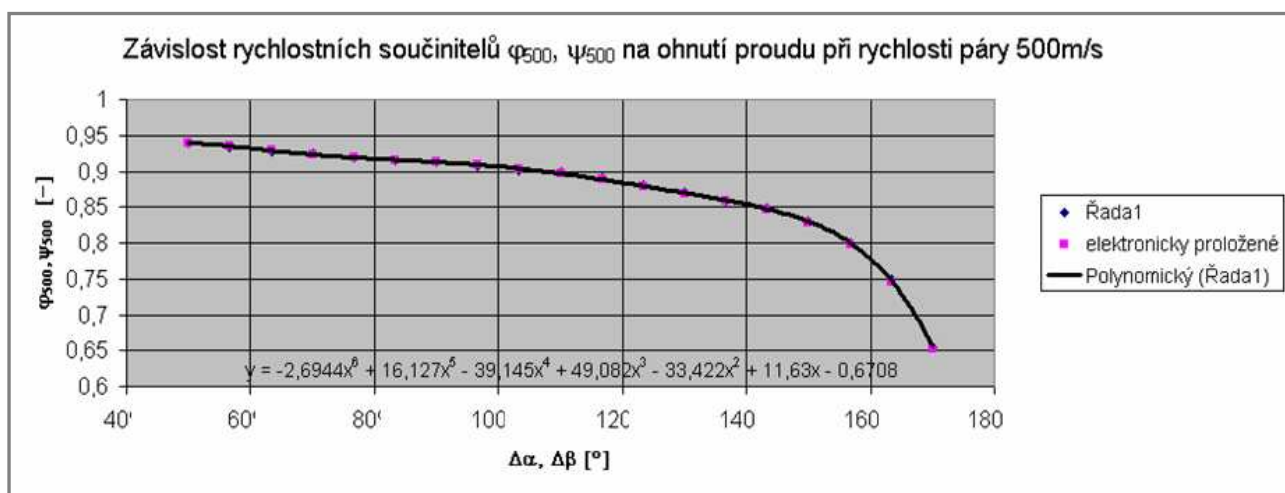
Kde: α [–] je ventilační koeficient dle [7]

Absolutní rychlost páry na výstupu ze stupně v axiálním směru c_{2a}

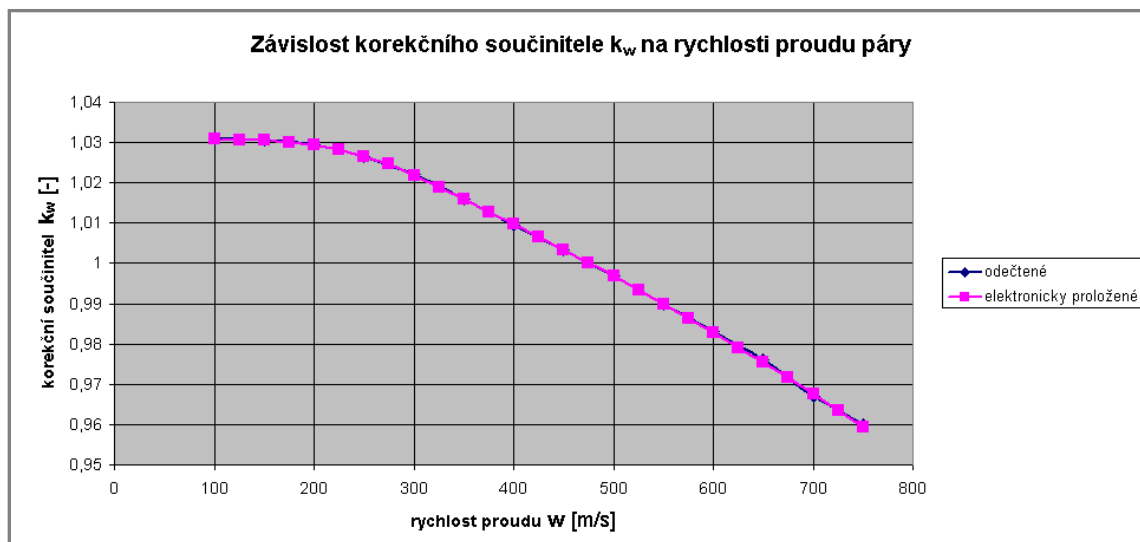
$$\varphi_{2a} = \frac{c_{2a}}{u_{s1}} \Rightarrow c_{2a} = \varphi_{2a} \cdot u_{s1} \cdot \psi = 0,2575 \cdot 273,41 \cdot 0,951 = 66,94 \text{ m/s} \quad (8.1-7)$$

Kde: φ_{2a} [–] je průtokový součinitel získaný iteračně tak, aby vypočtená délka lopatky l_{2vyp} byla rovna zvolené délce lopatky l_2 ($\varphi_{2a} = 0,2575$)

ψ [–] je rychlostní součinitel pro rotor získaný iteračním způsobem z elektronických grafů Obr. 8-2 a 8-3 ($\psi = 0,951$)



Obr. 8-2 Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu [3]



Obr. 8-3 Závislost korekčního součinitele na rychlosti proudu páry [3]

Z uvedených grafů se dle [3] stanovují hodnoty rychlostních součinitelů podle následujícího vztahu.

$$\psi = k_w \cdot \psi_{500} = 1,0295 \cdot 0,923 = 0,951 \quad (8.1-8)$$

Relativní rychlost páry na výstupu ze stupně v axiálním směru w_{2a}
(vyplývá z rychlostního trojúhelníku)

$$w_{2a} = c_{2a} = 66,94 \text{ m/s} \quad (8.1-9)$$

Entalpie za rotorem ideální i_{2iz}

$$s_0 = s_{2iz} = 6,81 \text{ kJ/kgK}$$

$$p_2^{RS} = 2,55 \text{ MPa} \Rightarrow i_{2iz} = 3112,41 \text{ kJ/kg}$$

Teoretický entalpický spád na regulační stupeň h_{iz}^{RS}

$$h_{iz}^{RS} = i_0 - i_{2iz} = 3210,8 - 3112,41 = 98,39 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-10)$$

Teoretický entalpický spád na stator regulačního stupně h_{iz}^S

$$h_{iz}^S = (1 - \rho^{RS}) \cdot h_{iz}^{RS} = (1 - 0,426) \cdot 98,39 = 56,48 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-11)$$

Teoretický entalpický spád na rotor regulačního stupně h_{iz}^R

$$h_{iz}^R = \rho^{RS} \cdot h_{iz}^{RS} = 0,426 \cdot 98,39 = 41,9 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-12)$$

Skutečný entalpický spád na regulační stupeň h^{RS}

$$h^{RS} = \eta_i^{před} \cdot h_{iz}^{RS} = 0,819 \cdot 98,39 = 80,62 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-13)$$

Teoretická entalpie mezi statorem a rotorem i_{1iz}

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3210,8 - 56,48 = 3154,32 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-14)$$

Teoretická entropie mezi statorem a rotorem s_{1iz}

$$s_{1iz} = s_0 = 6,81 \text{ kJ / kgK} \quad (8.1-15)$$

Kritický tlak pro přehřátou vodní páru p_{krit}

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 3,648 = 1,99 \text{ MPa} \quad (8.1-16)$$

Tlak mezi statorem a rotorem (dle elektronických parních tabulek)

$$i_{1iz} = 3154,32 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{1iz} = 6,81 \text{ kJ / kgK} \Rightarrow p_{1iz} = 2,97 \text{ MPa}$$

$$p_{1iz} > p_{krit} \Rightarrow \text{bude volena zužující se dýza bez rozšíření}$$

Izoentropická rychlost c_{iz}

$$c_{iz} = \sqrt{1000 \cdot 2 \cdot h_{iz}^{RS}} = \sqrt{1000 \cdot 2 \cdot 98,39} = 443,6 \text{ m/s} \quad (8.1-17)$$

Rychlostní poměr x

$$x = \frac{u_{s1}}{c_{iz}} = \frac{273,41}{443,6} = 0,616 \quad (8.1-18)$$

Změna celkových entalpií v regulačním stupni Δi_c^{RS}

$$\Delta i_c^{RS} = \frac{c_0^2}{2000} + h^{RS} - \frac{c_2^{2předb}}{2000} = \frac{40^2}{2000} + 80,62 - \frac{67^2}{2000} = 79,18 \quad (8.1-19)$$

Kde $c_2^{2předb}$ [m/s] je předběžná výstupní absolutní rychlost páry iteračně dopočítaná ze skutečné absolutní výstupní rychlosti $c_2 = 67 \text{ m/s}$

Skutečná práce, kterou lze odvést z rotoru l_U [6]

$$\Delta i_c^{RS} = l_U + \delta a_r \Rightarrow l_U = \Delta i_c^{RS} - \delta a_r = 79,18 - 0,005 \cdot 3,29 = 79,16 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-20)$$

Kde: δ [–] je koeficient zohledňující odvod tepla

Práce předaná pracovní látkou l_E [6]

$$l_U = l_E - a_r \Rightarrow l_E = l_U + a_r = 79,16 + 3,29 = 82,45 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-21)$$

Teoretická výstupní rychlost páry vystupující z dýzy c_{1iz}

$$c_{1iz} = \sqrt{2(1 - \rho^{RS}) \cdot h_{iz}^{RS} \cdot 1000 + c_0^2} = \sqrt{2(1 - 0,426) \cdot 98,39 \cdot 1000 + 40^2} = 338,5 \text{ m/s} \quad (8.1-22)$$

Skutečná absolutní rychlost páry vystupující z dýzy c_1

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,939 \cdot 338,5 = 318 \text{ m/s} \quad (8.1-23)$$

Kde: φ [–] je rychlostní součinitel pro dýzu získaný z elektronických grafů (obr. 8-2, 8-3) [3] iteračním způsobem ($\varphi = 0,939$)

Složky rychlostí páry v axiálním směru c_{1a}, w_{1a}

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 318 \cdot \sin 17 = 92,97 \text{ m/s} \quad (8.1-24)$$

Složky rychlostí páry v obvodovém směru c_{1u}

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 318 \cdot \cos 17 = 304,08 \text{ m/s} \quad (8.1-25)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu ze stupně v obvodovém směru c_{2u}

$$l_E = u_{s1} \cdot c_{1u} - u_{s2} \cdot c_{2u}$$

$$\Rightarrow c_{2u} = \frac{u_{s1} \cdot c_{1u} - l_E \cdot 1000}{u_{s2}} = \frac{273,41 \cdot 304,08 - 82,45 \cdot 1000}{185,37} = 3,52 \text{ m/s} \quad (8.1-26)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu ze stupně c_2

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{3,52^2 + 66,95^2} = 67,04 \text{ m/s} \quad (8.1-27)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti α_2

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{66,95}{3,52} = 87^\circ \quad (8.1-28)$$

Relativní rychlost páry vystupující z rotoru v obvodovém směru w_{2u}

$$w_{2u} = c_{2u} + u_{s2} = 3,52 + 185,37 = 188,9 \text{ m/s} \quad (8.1-29)$$

Relativní rychlost páry vystupující z rotoru w_2

$$w_2 = \sqrt{w_{2a}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{66,94^2 + 188,9^2} = 200,4 \text{ m/s} \quad (8.1-30)$$

Teoretická relativní rychlost páry vystupující z rotoru w_{2iz}

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi \Rightarrow w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{200,4}{0,95} = 210,9 \text{ m/s} \quad (8.1-31)$$

Změna vstupního úhlu proudu páry do rotoru $\Delta\beta_1$ [6]

$$\Delta\beta_1 = \arctg \frac{\pi \cdot u_{s1} \cdot \cos \beta_{1L}}{z \cdot c_1 \cos(90 - \alpha_1)} = \arctg \frac{\pi \cdot 273,41 \cdot \cos 90}{28 \cdot 318 \cdot \cos(90 - 17)} = 18,26^\circ \quad (8.1-32)$$

Změna výstupní relativní rychlosti ze statoru v obvodovém směru Δw_{1u} [6]

$$\Delta w_{1u} = \frac{\pi \cdot u_{s1} \cdot \cos \beta_{1L}}{z} = \frac{\pi \cdot 273,41 \cdot \cos 90}{28} = 30,68 \text{ m/s} \quad (8.1-33)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy kdyby bylo ∞ lopatek $w_{1\infty}$ [6]

$$w_{1\infty} = \sqrt{c_1^2 + u_{s1}^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_{s1} \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{318^2 + 273,41^2 - 2 \cdot 318 \cdot 273,41 \cdot \cos 17} = 97,9 \text{ m/s} \quad (8.1-34)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy w_1

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + (u_{s1} + \Delta w_{1u})^2 - 2 \cdot c_1 \cdot (u_{s1} + \Delta w_{1u}) \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{318^2 + (273,41 + 30,68)^2 - 2 \cdot 318 \cdot (273,41 + 30,68) \cdot \cos 17} = 92,97 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.1-35)$$

Složka relativní rychlosti páry na výstupu z dýzy do obvodového směru w_{1u}

$$w_{1u} = c_{1u} - u_{s1} - \Delta w_{1u} = 304 - 273,4 - 30,7 = -0,01 \text{ m/s} \quad (8.1-36)$$

Vstupní úhel proudu páry do rotoru β_1

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{-0,01}{92,97} = 90,007^\circ \quad (8.1-37)$$

Úhel náběhu i

$$i = \beta_1 - \beta_{1L} = 90,007 - 90 = 0,007^\circ \quad (8.1-38)$$

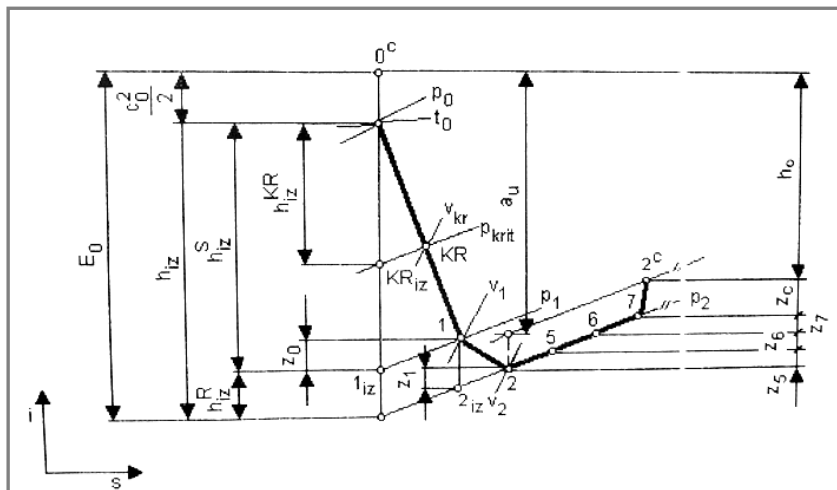
Doplňkový výstupní úhel relativní rychlosti β_2'

$$\beta_2' = \arccos \frac{w_{2u}}{w_2} = \arccos \frac{188,9}{200,4} = 19,52^\circ \quad (8.1-39)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti β_2

$$\beta_{\gamma} = 180 - \beta_{\gamma} = 180 - 19,52 = 160,48^{\circ} \quad (8.1-40)$$

8.1.2 Energetické ztráty v lopatkování [3]



Obr. 8-4 Znázornění energetických ztrát v i-s diagramu [3]

Energetické ztráty v rozváděcí mříži z_0

$$z_0 = \frac{c_{1z}^2}{2 \cdot 1000} (1 - \varphi^2) = \frac{338,5^2}{2 \cdot 1000} (1 - 0,939^2) = 6,27 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-41)$$

Energetické ztráty v oběžné lopatkové řadě z_1

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2 \cdot 1000} (1 - \psi^2) = \frac{210,9^2}{2 \cdot 1000} (1 - 0,95^2) = 2,16 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-42)$$

Energetická ztráta výstupní rychlostí z_c

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{67^2}{2} = 2,25 \text{ kJ / kg} \quad (8.1-43)$$

8.1.3 Určení parametrů páry mezi statorem a rotorem

Skutečná entalpie i_1

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3154,3 + 6,73 = 3161,03 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-44)$$

Skutečný měrný objem v_1

$$\begin{aligned} i_1 &= 3161,03 \text{ kJ/kg} \\ p_1 &= 2,97 \text{ MPa} \Rightarrow v_1 = 0,095 \text{ m}^3/\text{kg} \\ &\Rightarrow s_1 = 6,82 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

Entalpie bodu 2_{iz} dle obr. 8.4

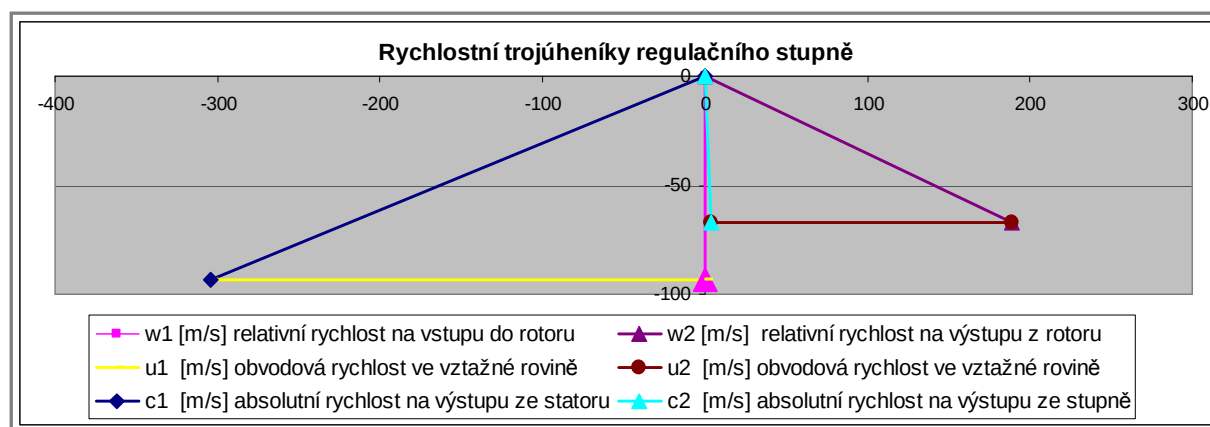
$$\begin{aligned} p_2 &= 2,55 \text{ MPa} \\ s_1 &= 6,82 \text{ kJ/kgK} \Rightarrow i_{2iz} = 3119 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entalpie bodu 2 dle obr. 8.4

$$i_2 = i_{2iz} + z_1 = 3119 + 2,16 = 3121,16 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-45)$$

$$\begin{aligned} i_2 &= 3121,16 \text{ kJ/kg} \\ p_2 &= 2,55 \text{ MPa} \Rightarrow v_2 = 0,107 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

8.1.4 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

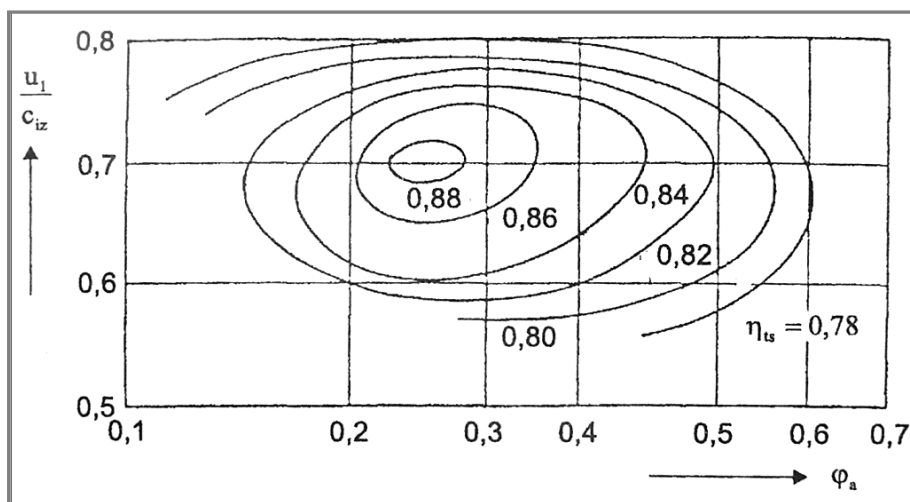


Obr. 8-5 Rychlostní trojúhelníky RS

Obvodová účinnost regulačního stupně η_u

$$\eta_u = \frac{h_{iz}^{RS} + \frac{c_0^2}{2 \cdot 1000} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2 \cdot 1000}} = \frac{98,4 + \frac{40^2}{2 \cdot 1000} - 6,27 - 2,16 - 2,25}{98,4 + \frac{40^2}{2 \cdot 1000}} = 0,8877 \quad (8.1-46)$$

Vnitřní termodynamická účinnost bez ztráty parciálním ostřikem η_{tdib} [6]



Obr. 8-6 Vnitřní účinnost RS [6]

$$\varphi_{2a} = 0,257$$

$$\frac{u_1}{c_{iz}} = 0,6163 \Rightarrow \eta_{tdib} = 0,843$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6 [3]

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad (8.1-47)$$

Ventilace neostříkнутých lopatek ξ_{61}

$$\begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065 (1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon))}{\sin \alpha_1 \cdot \varepsilon} \left(\frac{u_{s1}}{\sqrt{1000 \cdot 2 \cdot h_{iz}^{RS}}} \right)^3 = \\ &= \frac{0,065 (1 - 0,88 - 0,5 \cdot (1 - 0,88))}{\sin 17^\circ \cdot 0,88} \left(\frac{273,4}{\sqrt{1000 \cdot 2 \cdot 98,4}} \right)^3 = 0,00355 \end{aligned} \quad (8.1-48)$$

Ztráty na okraji pásma ostříku ξ_{62}

$$\begin{aligned}\xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,043 \cdot l_2}{\pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u_{s1}}{\sqrt{1000 \cdot 2 \cdot h_{iz}^{RS}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} = \\ &= 0,25 \cdot \frac{0,043 \cdot 37}{\pi \cdot 0,6527 \cdot 19 \cdot 0,88 \cdot \sin 17} \cdot \left(\frac{273,4}{\sqrt{1000 \cdot 2 \cdot 98,4}} \right) \cdot 0,8877 \cdot 2 = 0,0429\end{aligned}\quad (8.1-49)$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,00355 + 0,0429 = 0,0464 \quad (8.1-50)$$

Vnitřní termodynamická účinnost η_{tdi}

$$\eta_{tdi} = \eta_{tdib} - \xi_6 = 0,843 - 0,0464 = 0,7966 \quad (8.1-51)$$

8.1.5 Vnitřní účinnost regulačního stupně bez ztráty výstupní rychlosti η_i

$$\eta_i = \eta_{tdi} + \frac{z_c}{h_{iz}^{RS}} = 0,7966 + \frac{2,26}{98,4} = 0,8194 \quad (8.1-52)$$

8.1.6 Vnitřní výkon regulačního stupně P_i

$$P_i = m \cdot h_{iz}^{RS} \cdot \eta_{tdi} = 28,2 \cdot 98,4 \cdot 0,7966 = 2210,5 \text{ kW} \quad (8.1-53)$$

8.1.7 Parametry páry na výstupu z regulačního stupně (na vstupu do stupňové části)

U tohoto provedení regulačního stupně - tedy radiálně axiálního se výstupní rychlost nemůže považovat za ztrátu, protože je vstupní rychlostí do stupňové části turbíny. Jako vstupní parametry do stupňové části tedy bude brán bod i7 (dle Obr. 8-4)

Entalpie za regulačním stupněm i_7

$$i_7 = i_0 + \frac{c_0^2}{2 \cdot 1000} - h_{iz}^{RS} \cdot \eta_i = 3210,8 + \frac{40^2}{2 \cdot 1000} - 98,4 \cdot 0,8194 = 3131 \text{ kJ/kg} \quad (8.1-54)$$

Entropie s_7 a měrný objem v_7 za regulačním stupněm

$$\begin{aligned}i_7 &= 3131 \text{ kJ/kg} \\ p_2 = p_7 &= 2,55 \text{ MPa} \Rightarrow s_7 = 6,84 \text{ kJ/kgK} \\ &\Rightarrow v_7 = 0,108 \text{ m}^3/\text{kg}\end{aligned}$$

8.2 Termodynamický výpočet lopatkování stupňové části do místa odběru páry

8.2.1 Předběžný termodynamický výpočet lopatkování stupňové části [3] (do místa odběru páry)

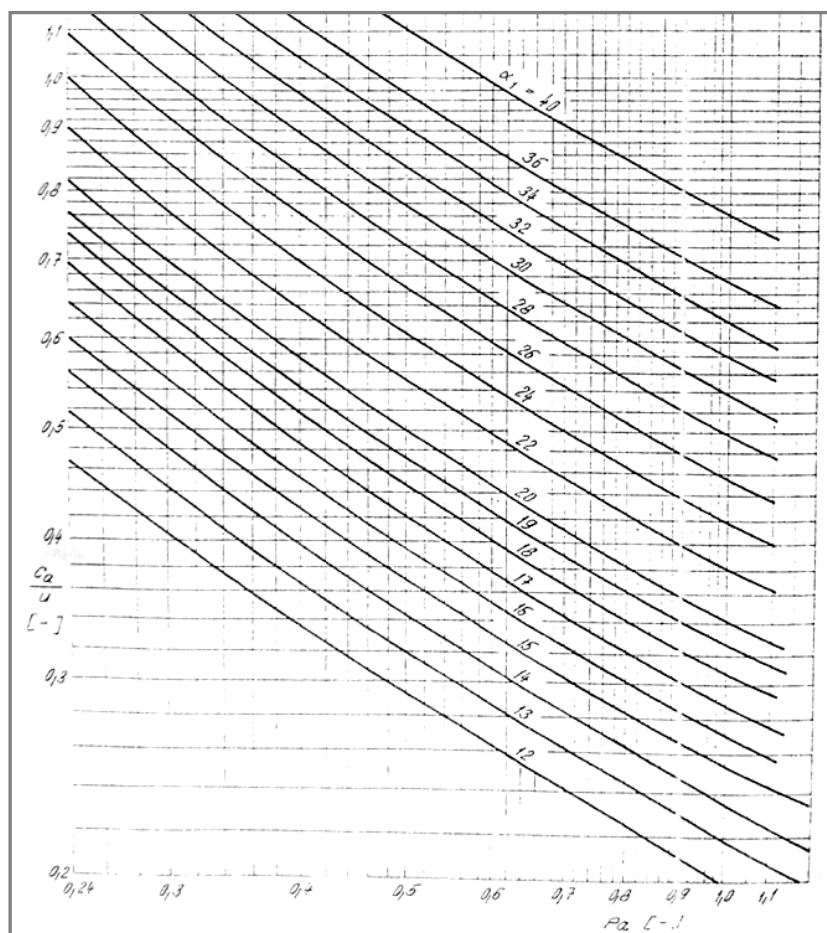
Protože lopatkování stupňové části bezprostředně navazuje na výstup z regulačního stupně budou brány výstupní parametry páry z regulačního stupně jako vstupní parametry do stupňové části.

Parametry páry na vstupu do stupňové části

$$\begin{aligned}i_0^{SC} &= 3131 \text{ kJ / kg} \\s_0^{SC} &= 6,84 \text{ kJ / kgK} \\v_0^{SC} &= 0,108 \text{ m}^3 / \text{kg} \\p_0^{SC} &= 2,55 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Zvolené parametry:

Popis:	značení [jednotka]	hodnota
Střední Parsonsovo číslo	$Pa_{S.předb}$ [-]	0,72
Parsonsovo číslo prvního a posledního stupně	$Pa_{n.předb}$ [-]	0,66
Výstupní úhel proudu ze statorových lopatek	$\alpha_{1předb}$ [°]	16
Předběžná délka lopatky rotorové	$l_{1předb}$ [mm]	50
Účinnost mechanická	η_m [-]	0,98
Účinnost převodovky	$\eta_{PŘ}$ [-]	0,98
Účinnost generátoru	η_G [-]	0,98

Obr. 8-7 Diagram pro metodiku výpočtu c_a/u [3]

Určení poměru rychlostí $\frac{c_a}{u}$ (dle diagramu na obr 8-7)

$$Pa_{S.předb} = 0,72$$

$$\alpha_{1.předb} = 16^\circ \Rightarrow \frac{c_a}{u} = 0,32$$

Určení předběžného průměru $D_{1.předb}$ [3]

$$D_{1.předb} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m \cdot v_1}{\frac{n}{60} \cdot \frac{l_{1.předb}}{1000} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{28,2 \cdot 0,108}{\frac{8000}{60} \cdot \frac{50}{1000} \cdot (0,32)}} = 0,38 \text{ m} \quad (8.2-1)$$

8.2.1.1 Určení předběžných parametrů posledního stupně

Pro nezkrucované listy lopatek musí být splněno: $\frac{l_{n.předb}}{D_{n.předb}} < 0,125$

Volím:

$$\frac{l_{n.předb}}{D_{n.předb}} = 0,124$$

Předběžně zvolená účinnost expanze stupňové části (0,82 až 0,87)

Volím:

$$\eta_{i}^{odhad} = 0,87$$

Stanovení tlaku za poslední rotorovou lopatou turbíny před odběrem $p_n^{př}$

$$p_n^{př} = \frac{p_{odběr}}{0,97} = \frac{0,9}{0,97} = 0,928 \text{ MPa} \quad (8.2-2)$$

$$p_n^{př} = 0,928 \text{ MPa}$$

$$s_0 = s_{2iz.předb} = 6,84 \text{ kJ / kgK} \Rightarrow i_{2n.iz.předb} = 2882 \text{ kJ / kg}$$

Předběžný ideální entalpický spád $H_{iz.předb}$

$$H_{iz.předb} = i_0^{SC} - i_{2n.iz.předb} = 3131 - 2882 = 249 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-3)$$

Předběžný „skutečný“ entalpický spád $H_{předb}$

$$H_{předb} = \eta_{i.předb}^{odhad} \cdot H_{iz.předb} = 0,87 \cdot 249 = 216 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-4)$$

Předběžná „skutečná“ entalpie za poslední lopatkou stupňové části turbíny před odběrem páry

$$i_{2n.předb}^{odhad} = i_0^{SC} - H_{předb} = 3131 - 216 = 2915 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-5)$$

$$i_{2n.předb}^{odhad} = 2915 \text{ kJ / kg}$$

$$p_n^{př} = 0,928 \text{ MPa} \Rightarrow v_{n.předb} = 0,244 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Určení předběžného průměru $D_{n.předb}$

$$D_{n.předb} = \sqrt[3]{\frac{m \cdot v_{n.předb}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right) \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot \frac{n}{60}}} = \sqrt[3]{\frac{28,2 \cdot 0,244}{\pi^2 \cdot (0,32) \cdot (0,124)_n \cdot \frac{8000}{60}}} = 0,509 \text{ m} \quad (8.2-6)$$

$\Rightarrow$ Délka lopatky posledního stupně $l_{n.předb}$

$$\frac{l_{n.předb}}{D_{n.předb}} = 0,124$$

$$D_{n.předb} = 0,509 \text{ m} \Rightarrow l_{n.předb} = 1000 \cdot 0,124 \cdot 0,509 = 63,1 \text{ mm}$$

Střední obvodová rychlost $u_s^{př}$

$$u_s^{př} = \pi \cdot \left(\frac{D_{1.předb} + D_{n.předb}}{2} \right) \cdot \frac{n}{60} = \pi \cdot \left(\frac{0,38 + 0,509}{2} \right) \cdot \frac{8000}{60} = 186,2 \text{ m/s} \quad (8.2-7)$$

8.2.1.2 Určení počtu stupňů $z^{př}$

(přetlakového lopatkování části turbíny do místa odběru páry)

$$z^{př} = \frac{Pa_s \cdot 1000 \cdot H_{iz.předb}}{u_s^2} = \frac{0,72 \cdot 1000 \cdot 249}{186,2^2} = 5,15 \quad (8.2-8)$$

$\Rightarrow$ bude voleno 5 stupňů

Předběžná radiální vůle lopatkování k

$$k_{1.předb} = \frac{1000 \cdot D_{1.předb} + l_{1.předb}}{1000} + x_{předb} = \frac{1000 \cdot 0,38 + 50}{1000} + 0,3 = 0,8 \text{ mm} \quad (8.2-9)$$

$$k_{n.předb} = \frac{1000 \cdot D_{n.předb} + l_{n.předb}}{1000} + x_{předb} = \frac{1000 \cdot 0,509 + 63,1}{1000} + 0,3 = 0,9 \text{ mm} \quad (8.2-10)$$

Kde x [mm] je výrobní tolerance $x_{předb} = 0,3 \text{ mm}$ (dle Tab. 8-1)

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

Tab. 8-1 Výrobní tolerance [3]

Předběžná ztráta radiální mezerou prvního a posledního stupně ξ_{kn}^{pr}

$$\xi_{k1}^{pr} = \frac{0,3 + k_{1.předb}}{l_{1.předb}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,7}{50} \cdot 4,5 = 0,09 \quad (8.2-11)$$

$$\xi_{kn}^{pr} = \frac{0,3 + k_{n.předb}}{l_{n.předb}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,9}{63,1} \cdot 4,5 = 0,0856 \quad (8.2-12)$$

Předběžná průměrná ztráta radiální mezerou ξ_k^{pr}

$$\xi_k^{pr} = \frac{\xi_{k1}^{pr} + \xi_{kn}^{pr}}{2} = \frac{0,09 + 0,0856}{2} = 0,088 \quad (8.2-13)$$

Předběžná ztráta rozvějířením prvního a posledního stupně ξ_{vn}^{pr}

$$\xi_{v1}^{pr} = \left(\frac{l_{1.předb}}{1000 \cdot D_{1.předb}} \right)^2 = \left(\frac{50}{1000 \cdot 0,38} \right)^2 = 0,017 \quad (8.2-14)$$

$$\xi_{vn}^{pr} = \left(\frac{l_{n.předb}}{1000 \cdot D_{n.předb}} \right)^2 = \left(\frac{63,1}{1000 \cdot 0,509} \right)^2 = 0,015 \quad (8.2-15)$$

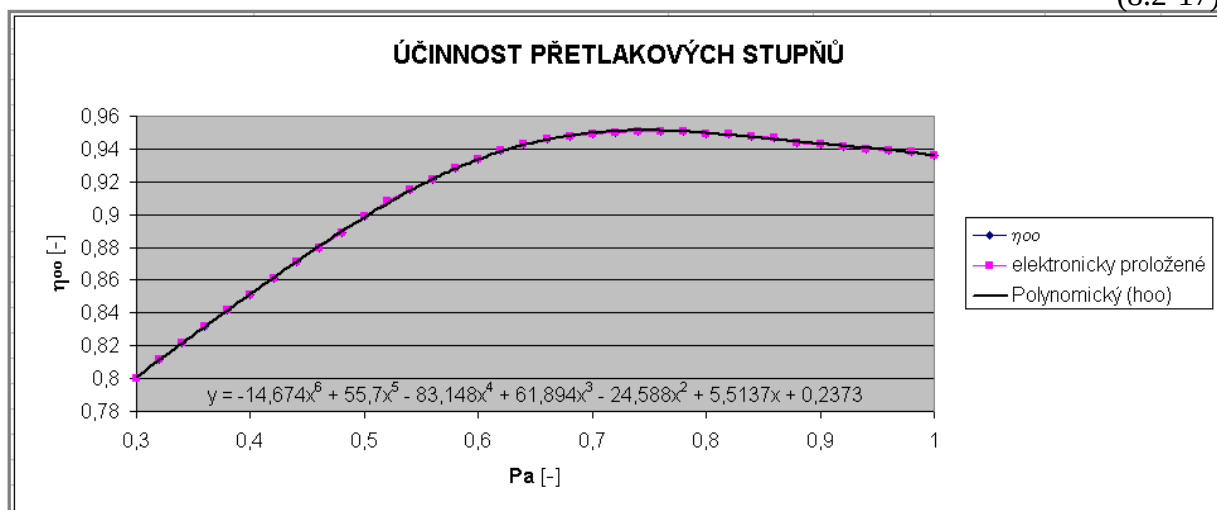
Předběžná průměrná ztráta rozvějířením ξ_v^{pr}

$$\xi_v^{pr} = \frac{\xi_{v1}^{pr} + \xi_{vn}^{pr}}{2} = \frac{0,017 + 0,015}{2} = 0,016 \quad (8.2-16)$$

Ztráta vlhkostí páry $\xi_x = 0$, protože je pára v přehřátém stavu.

Předběžná vnitřní účinnost bez ztráty výstupní rychlostí $\eta_{i.předb}$

$$\eta_{i.předb} = \eta_{u\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k^{pr} - \xi_v^{pr} - \xi_x^{pr}) = 0,95 \cdot (1 + 0,013) \cdot (1 - 0,088 - 0,016 - 0) = 0,862 \quad (8.2-17)$$



Obr. 8-8 Obvodová účinnost pro ∞ dlouhou lopatku [3]

Kde: $\eta_{u\infty}$ [-] je obvodová účinnost pro ∞ dlouhou lopatku (dle Obr. 8-8 $\eta_{u\infty} = 0,95$)

Předběžný součinitel zpětného využití ztrát $f_{předb}$ (reheat factor)

$$f_{předb} = 0,18 \cdot (1 - \eta_{tdi}^{předb}) \cdot \frac{H_{iz.předb}}{419} \cdot \frac{z^{př} - 1}{z^{př}} = 0,18 \cdot (1 - 0,851) \cdot \frac{249}{419} \cdot \frac{5-1}{5} = 0,013 \quad (8.2-18)$$

Předběžná vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{předb}$ zde byla dosazena iteračně.

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování $c_{2a.předb}$

$$c_{2a.předb} = \frac{1000 \cdot m \cdot v_{n.předb}}{\pi \cdot D_{n.předb} \cdot l_{n.předb}} = \frac{1000 \cdot 28,2 \cdot 0,244}{\pi \cdot 0,509 \cdot 63,1} = 68,2 \text{ m/s} \quad (8.2-19)$$

Absolutní rychlost páry z oběžných lopatek $c_{2n.předb}$

$$c_{2n.předb} = c_{2a.předb} \cdot \sqrt{\left\{ \cot g \alpha_{1n} - \frac{u}{c_a} \right\}^2 + 1} = 68,2 \cdot \sqrt{\left\{ \cot g 16 - \frac{1}{0,32} \right\}^2 + 1} = 72,5 \text{ m/s} \quad (8.2-20)$$

Předběžná ztráta výstupní rychlostí z_c

$$z_{c.předb} = \frac{c_{2n.předb}^2}{1000 \cdot 2} = \frac{72,5^2}{1000 \cdot 2} = 2,63 \text{ kJ/kg} \quad (8.2-21)$$

Předběžný využitelný entalpický spád $H_{předb.využ}$

$$H_{předb.využ} = H_{iz.předb} \cdot \eta_i - z_c = 249 \cdot 0,862 - 2,63 = 212 \text{ kJ/kg} \quad (8.2-22)$$

Předběžná vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{předb}$

$$\eta_{tdi}^{předb} = \frac{H_{předb.využ}}{H_{iz.předb}} = \frac{212}{249} = 0,851 \quad (8.2-23)$$

8.2.1.3 Parametry páry na výstupu

(ze stupňové části lopatkování do místa odběru páry)

Entalpie páry na výstupu

$$i_{n.předb} = i_0^{sc} - H_{iz.předb} \cdot \eta_{i.předb} = 3131 - 249 \cdot 0,862 = 2916 \text{ kJ/kg}$$

$$p_n^{př} = 0,928 \text{ MPa}$$

$$i_{n.předb} = 2916 \text{ kJ/kg} \Rightarrow v_{n.předb} = 0,244 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Takto vypočítané parametry páry z předběžného výpočtu se berou jako vstupní data do výpočtu detailního, kde se následně spočte přesná vnitřní účinnost. Poloha bodu 2_n^{pr} (bod konce skutečné expanze části turbíny před místem odběru páry) je však v této metodice výpočtu určena jen z výpočtu předběžného a v detailním se již dále neupřesní. Proto je vhodné vnitřní účinnost bez ztráty výstupní rychlosti η_i^{pr} z výpočtu detailního zpětně dosadit do výpočtu předběžného a tím zajistit přesnější zjištění skutečné polohy bodu konce expanze.

(Proto v příloze 7 není dosazeno $\eta_{u\infty} = 0,95$, která by odpovídala daným parametrům, nýbrž je z výše uvedeného důvodu dosazeno $\eta_{u\infty} = 0,9335$)

Z detailního výpočtu byla následně vypočtena vnitřní účinnost bez ztráty výstupní rychlosti η_i^{pr} a tím lze dopočítat polohu výše popsaného bodu 2_n^{pr} .

$$\eta_i^{pr} = 0,848$$

$$p_n^{pr} = 0,928 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow i_n^{pr} = i_0^{SC} - H_{iz.předb} \cdot \eta_i^{pr} = 3131 - 249 \cdot 0,848 = 2920 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-24)$$

$$\Rightarrow v_n^{pr} = 0,2451 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

8.2.2 Detailní termodynamický výpočet lopatkování stupňové části [3] (do místa odběru páry)

8.2.2.1 Předpoklady použité metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$ - doslova převzato z [3]

- Hmotnostní průtok skupinou stupňů se nemění.
- Proudění je sledováno na středním průměru po válcové ploše.
- Výpočet probíhá ve vztažné rovině tj. mezi statorem a rotorem.
- Axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně je stejná.
- Stupeň reakce $\rho = 0,5$ rychlostní trojúhelníky jsou symetrické
- Průměry prvního a posledního stupně se příliš neliší.
- Měrný objem páry při expanzi nevzrůstá příliš rychle.

V případě, že není některý z předpokladů splněn, může být tato metoda použita pouze pro předběžný návrh průtočného kanálu.

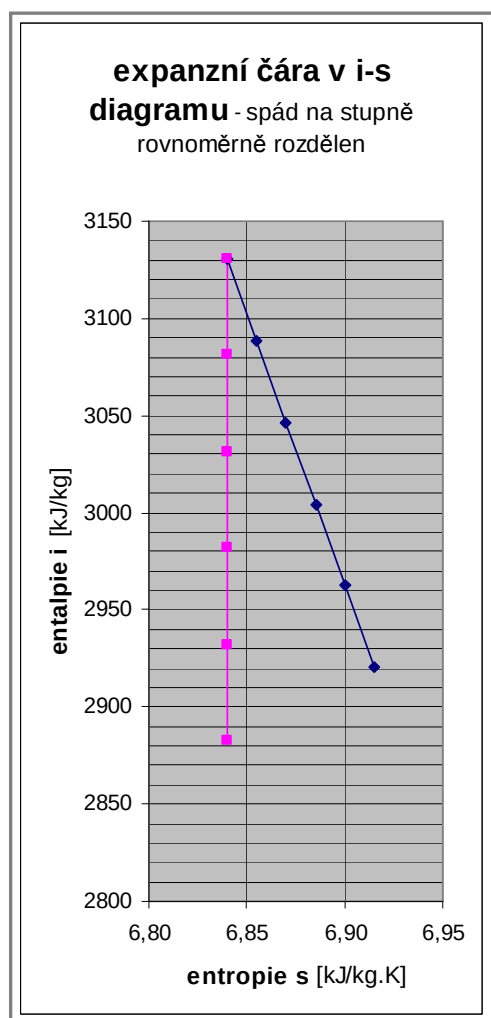
Skutečný entalpický spád připadající na stupňovou část před místem odběru páry H^{pr}

$$H^{pr} = H_{iz.předb} \cdot \eta_i^{pr} = 249 \cdot 0,848 = 211 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-25)$$

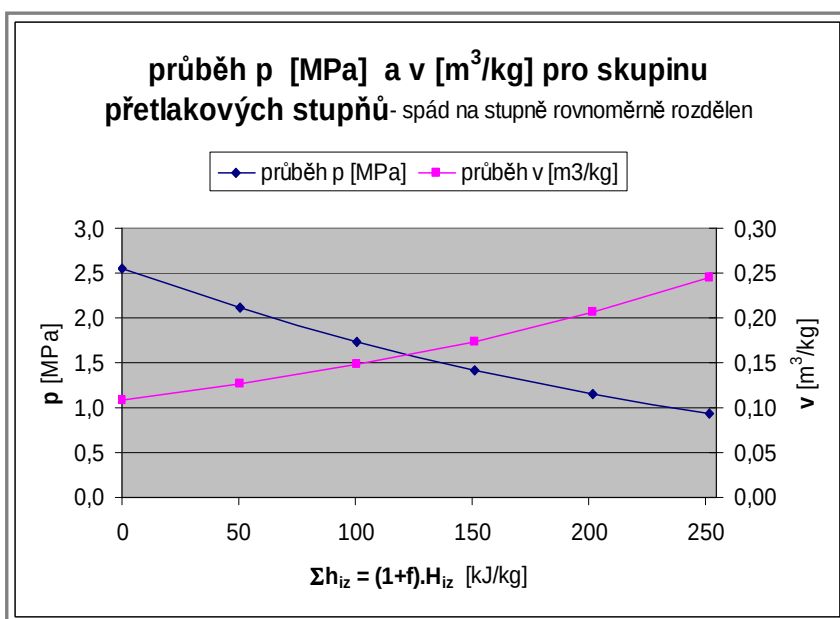
Na základě znalosti počátečního a koncového bodu expanze z předběžného výpočtu je možné sestavit průběh expanzní čáry v i-s diagramu (Obr. 8-10). V prvním kroku se nejprve celý spád H^{pr} rozdělí rovnoměrně podle počtu stupňů určených předběžným výpočtem. Tímto rozdělením expanzní čáry se získají jednotlivé body, pro které lze z i-s diagramu odečíst tlak a měrný objem. Takto získané parametry páry každého bodu se následně vynesou do p-v diagramu (Obr. 8-9). Kde na ose x je součet dílčích izentropických spádů.

stupeň	n	1	2	3	4	5	na konci turbíny
entalpie na začátku daného stupně	i_n [kJ/kg]	3131,0	3088,8	3046,6	3004,5	2962,3	2920,1
měrný objem na začátku daného stupně	v_n [m ³ /kg]	0,1080	0,1261	0,1478	0,1741	0,2060	0,2451
tlak na začátku daného stupně	p_n [MPa]	2,55	2,11	1,73	1,42	1,15	0,93
entropie na začátku daného stupně	s_n [kJ/kgK]	6,8400	6,8551	6,8701	6,8852	6,9002	6,9152
hodnoty pro izentropický průběh expanzní čáry							
stupeň	n	1	2	3	4	5	na konci turbíny
ideální entropie na začátku daného stupně	s_{niz} [kJ/kgK]	6,84	6,84	6,84	6,84	6,84	6,84
ideální entalpie na začátku daného stupně	i_{niz} [kJ/kg]	3131,0	3081,2	3031,5	2981,8	2932,0	2882,3

Tab. 8-2 Hodnoty pro sestavení expanzní čáry v i-s diagramu



Obr. 8-10 Expanzní čára v i-s diagramu



Obr. 8-9 Průběhy p [MPa] a v [m³/kg]

8.2.2.2 Postup metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$

Výpočet se provádí od posledního stupně následujícím postupem.

- Zvolí se střední průměr posledního stupně a to buď přímo zapsáním číselné hodnoty do buňky střední průměr stupně, nebo prostřednictvím buňky korekce středních průměrů, které následně ovlivní střední průměr stupně.

- Zvolený střední průměr posledního stupně $D_{s5}^{př}$

$$D_{s5}^{př} = 0,508 \text{ m}$$

- V prvním kroku se zvolí i délka lopatky posledního stupně $l_5^{př1}$

$$l_5^{př1} = 56,6 \text{ mm}$$

- Výpočet axiální průtočné plochy ve vztažné rovině S_{a5}

$$S_{a5} = \pi \cdot D_{s5}^{př} \cdot \frac{l_5^{př1}}{1000} = \pi \cdot 0,508 \cdot \frac{56,6}{1000} = 0,09 \text{ m}^2 \quad (8.2-26)$$

- Obvodová rychlost na středním průměru u_{s5}

$$u_{s5} = \pi \cdot D_{s5}^{př} \cdot \frac{n}{60} = \pi \cdot 0,508 \cdot \frac{8000}{60} = 212,7 \text{ m/s} \quad (8.2-27)$$

- Odhad entalpického spádu na poslední stupeň h_{iz5}^{odhad}

$$h_{iz5}^{odhad} = 57,4 \text{ kJ/kg}$$

- Odečet měrného objemu ve vztažné rovině posledního stupně v_{z5}^{odhad} na základě odhadnutého entalpického spádu (spád je odečítán odzadu)

Pro součin stupně reakce posledního stupně a odhadnutého entalpického spádu připadající na poslední stupeň se odečte z Obr 8-9 měrný objem ve vztažné rovině v_{z5}^{odhad} .

$$\begin{aligned} h_{iz5}^{odhad} \cdot \rho_5 &= 57,4 \cdot 0,5 = 28,7 \text{ kJ/kg} \\ \Rightarrow v_{z5}^{odhad} &= 0,222 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (8.2-28)$$

- Axiální rychlost ve vztažné rovině c_{a5}^{odhad}

$$c_{a5}^{odhad} = \frac{m \cdot v_{z5}^{odhad}}{S_{a5}} = \frac{28,2 \cdot 0,222}{0,09} = 69,3 \text{ m/s} \quad (8.2-29)$$

Jedním z předpokladů použití metody výpočtu $\frac{C_a}{u}$ je, že se průměry prvního a posledního stupně příliš neliší, neboli že se průměry příliš nezvětšují. V této části lopatkování je tento předpoklad téměř splněn, ale i přes to je však výpočet doplněn upřesněním zpracovaného spádu. Toto upřesnění spočívá v připočtení práce setrvačných sil, která se uplatňuje na rotorovém lopatkování. Protože se střední průměry lopatkování zvětšují, tak je práce setrvačných sil záporná.

- Práce setrvačných sil a_{s5}

$$a_{s5} = \frac{(u_{s1}^R)^2 - (u_{s2}^R)^2}{2 \cdot 1000} = \frac{214^2 - 216^2}{2 \cdot 1000} = -0,51 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-30)$$

Kde: u_{s1}^R obvodová rychlost na středním průměru na začátku rotoru

u_{s2}^R obvodová rychlost na středním průměru na konci rotoru

- Stanovení Parsonsova čísla Pa^{odhad}

Pro určení Parsonsova čísla se může použít buď výpočtového vztahu (8.2-31), nebo se využije grafu vyobrazeného na Obr 8-7, který je jeho ekvivalentem. Graf byl dle [8] sestaven pro $\lambda = 0,12$.

Ve výpočtu byl využit první ze jmenovaných způsobů z důvodu automatického přepočítání Parsonsova čísla při jakékoli změně ovlivňujících parametrů.

- Výpočet Pa^{odhad} pro zvolený úhel $\alpha_{1n} = 17^\circ$

$$\begin{aligned} Pa_5^{odhad} &= \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_{1n}} \cdot \left(\frac{c_{a5}^{odhad}}{u_{s5}} \right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_{1n}} \cdot \frac{c_{a5}^{odhad}}{u_{s5}} - 1} = \\ &= \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 17^\circ} \cdot \left(\frac{69,3}{212,7} \right)^2 + \frac{2}{\tan 17^\circ} \cdot \frac{69,3}{212,7} - 1} = 0,781 \end{aligned} \quad (8.2-31)$$

- Na základě známého Pa_5^{odhad} lze dopočítat skutečný zpracovaný entalpický spád posledního stupně h_{iz5}

$$h_{iz5} = \frac{u_{s5}^2}{1000 \cdot Pa_5^{odhad}} + a_{s5} = \frac{212,7^2}{1000 \cdot 0,781} - 0,51 = 57,4 \text{ kJ / kg} \quad (8.2-32)$$

Dle metodiky výpočtu [3] se může odhadnutý h_{iz5}^{odhad} a vypočtený h_{iz5} izoentalpický spád maximálně odlišovat o 5 kJ/kg. Jestliže je uvedený rozdíl vyšší, musí se výpočet zopakovat tím, že se za h_{iz5}^{odhad} dosadí h_{iz5} .

Ve výpočtu (viz příloha 7) je díky iteračnímu výpočtu umožněna volba maximálního povoleného rozdílu Δh_{izn} (tj. rozdílu odhadnutého h_{iz5}^{odhad} a vypočteného h_{iz5} entalpického spádu). Celý výpočet pak bude iteračně probíhat tak dlouho, dokud nebude splněna podmínka maximálního povoleného rozdílu Δh_{izn} .

Ve výpočtu bylo nastaveno maximální $\Delta h_{izn} = 0,001 \text{ kJ/kg}$. Tím je tedy podmínka maximálních rozdílů spádů splněna a může se přistoupit k výpočtu lopatkování stupně předchozího podle stejné metodiky výpočtu. Tímto způsobem se dále postupuje, až se vypočtou všechny stupně.

Celý výše popsáný postup byl zrealizován tak, aby veškeré odečítání z grafů probíhalo samočinně. Automaticky probíhá i volba délky lopatek v jednotlivých stupních l_n^{pr} , a to na základě zvoleného Parsonsova čísla pro každý stupeň zvlášť.

Pro případnou úpravu parametrů lopatkování už stačí jen měnit Parsonsova čísla a střední průměry u jednotlivých stupňů.

Uživateli je dále umožněno volit:

- výstupní úhly proudu ze satorových lopatek
- stupně reakce
- maximální povolený rozdíl spádů Δh_{izn} .
- maximální povolený rozdíl Parsonsových čísel
- a rychlosti iterací

8.2.2.3 Kontrola přesnosti výpočtu

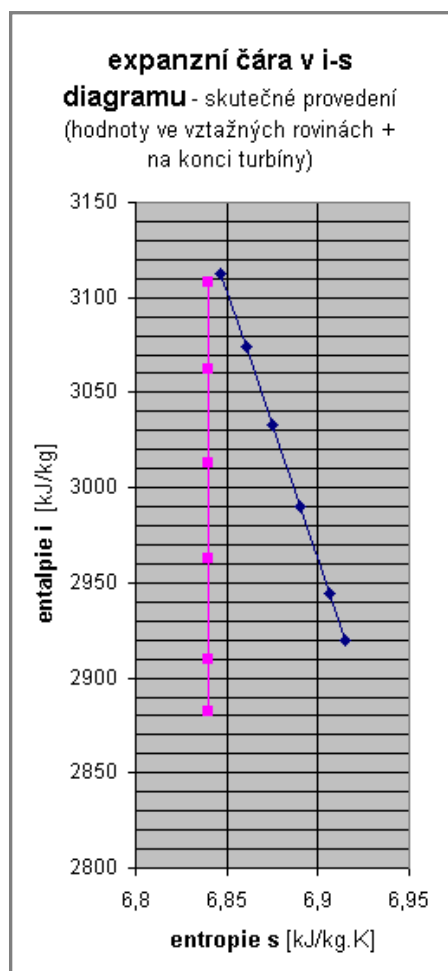
Vždy při změně parametrů je nutné přihlédnout ke kontrole přesnosti výpočtu (umístěná ve spodní části výpočtové tabulky – (viz. Příloha 7), která srovnává rozdíl součtu jednotlivých entalpických spádů a spádu, který je pro danou skupinu lopatkování k dispozici. Dle [3] je za dobrou shodu považován rozdíl $< 1\%$.

$$\Delta h_{iz} = (1 + f) \cdot H_{iz}^{pr} - \sum h_{izn} = 252,164 - 251,917 = 0,247 \text{ kJ/kg} \quad (8.2-33)$$

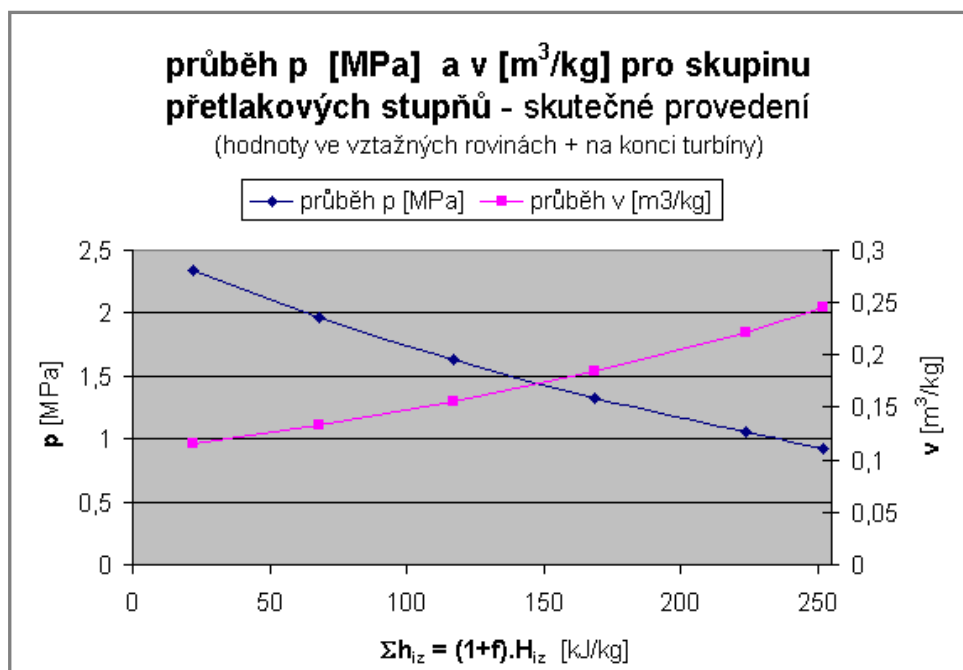
Δh_{iz} představuje $\frac{0,247}{2,5216} = 0,098\%$ a tím je tedy podmínka přesnosti výpočtu (do 1%) splněna.

8.2.2.4 Znázornění expanzní čáry v i-s diagramu a průběhy p [MPa] a v [m³/kg]

Na základě výše uvedeného postupu se mohou překreslit grafy na Obr. 8-9 a Obr. 8-10 pro skutečné provedení.



Obr. 8-12 Expanzní čára v i-s diagramu – skutečné provedení



Obr. 8-11 Průběhy p [MPa] a v [m³/kg] – skutečné provedení

8.2.2.5 Výpočet rychlostí pro sestavení rychlostních trojúhelníků

(pro znázornění výpočtu byly dosazeny údaje z prvního řadového stupně. Pro ostatní stupně se výpočet provádí stejným způsobem, a proto jsou výsledky zobrazené jen v podobě tabulky (Tab. 8-3))

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru c_1

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{60,8}{\sin 17} = 208 \text{ m/s} \quad (8.2-34)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru w_1

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{208^2 + 187^2 - 2 \cdot 208 \cdot 187 \cdot \cos 17} = 62 \text{ m/s} \quad (8.2-35)$$

Vstupní úhel proudu páry do rotoru β_1

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} = \arcsin \frac{60,8}{62} = 78,6^\circ \quad (8.2-36)$$

Relativní izoentropická rychlost z rotoru w_{2iz}

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot h_{iz} \cdot 1000 + w_1^2} = \sqrt{0,5 \cdot 2 \cdot 44,17 \cdot 1000 + 62^2} = 219,1 \text{ m/s} \quad (8.2-37)$$

Rychlostní součinitel pro rotor ψ

Odečet hodnoty ψ probíhá samočinně za pomoci elektronických grafů
(dle Obr. 8-2 a 8-3 na základě znalosti úhlu ohnutí proudu a rychlosti proudu páry)

$$\psi = 0,942$$

Skutečná relativní rychlost z rotoru w_2

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi = 219,1 \cdot 0,942 = 206,5 \text{ m/s} \quad (8.2-38)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti β_2

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{w_2} = \arcsin \frac{60,8}{206,5} = 17,13^\circ \quad (8.2-39)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze stupně c_2

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{206,5^2 + 187^2 - 2 \cdot 206,5 \cdot 187 \cdot \cos 17,13} = 61,8 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.2-40)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti α_2

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = \arcsin \frac{60,8}{61,76} = 80^\circ \quad (8.2-41)$$

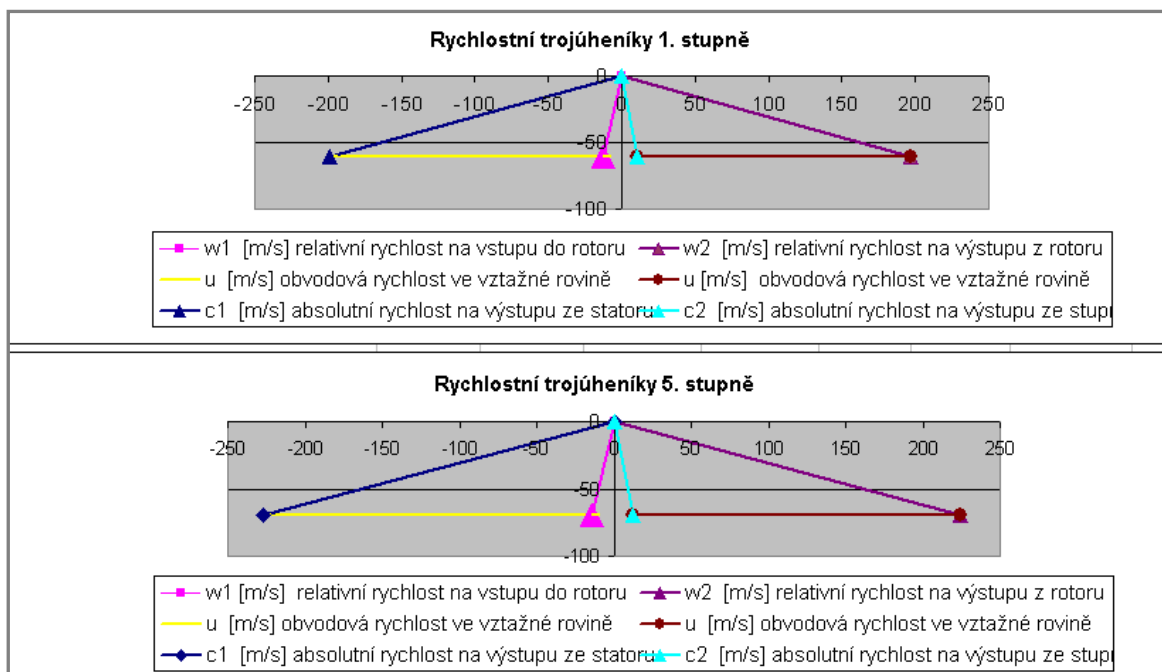
Složky rychlostí do obvodového směru

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 208 \cdot \cos 17 = 199 \text{ m/s} \\ w_{1u} &= w_1 \cdot \cos \beta_1 = 62 \cdot \cos 78,6 = 12,3 \text{ m/s} \\ c_{2u} &= c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 61,76 \cdot \cos 80 = 10,7 \text{ m/s} \\ w_{2u} &= w_2 \cdot \cos \beta_2 = 206,5 \cdot \cos 17,13 = 197,3 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.2-42)$$

popis:	značení [jednotka]	hodnota:				
parametry jsou ve vztažné rovině stupeň	n	1	2	3	4	5
stupeň reakce na středním průměru	ρ [-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
absolutní rychlost na výstupu ze statorou	c_1 [m/s]	208,08	215,83	221,09	227,47	237,01
relativní rychlost na vstupu do rotoru	w_1 [m/s]	62,07	64,38	65,95	67,85	70,89
vstupní úhel proudu páry do rotoru	β_1 [°]	78,58	78,58	78,57	78,58	78,58
relativní izoentropická rychlost z rotoru	w_{2r} [m/s]	219,15	227,74	232,76	239,56	249,81
rychlostní součinitel pro rotor	ψ [-]	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
skutečná relativní rychlost z rotoru	w_2 [m/s]	206,52	214,54	219,23	225,56	235,06
výstupní úhel relativní rychlosti	β_2 [°]	17,13	17,11	17,15	17,15	17,15
absolutní rychlost na výstupu ze stupně	c_2 [m/s]	61,76	64,12	65,59	67,48	70,32
výstupní úhel absolutní rychlosti	α_2 [°]	80,07	79,76	80,24	80,24	80,21
složky rychlostí do obvodového směru	c_{1u} [m/s]	198,99	206,40	211,43	217,53	226,65
	w_{1u} [m/s]	12,29	12,75	13,06	13,43	13,99
	c_{2u} [m/s]	10,66	11,40	11,12	11,44	11,95
	w_{2u} [m/s]	197,36	205,05	209,48	215,53	224,62

Tab. 8-3 Hodnoty pro sestavení rychlostních trojúhelníků

8.2.2.6 Rychlostní trojúhelníky řadových stupňů přetlakového lopatkování



Obr. 8-13 Rychlostní trojúhelníky 1. a 5. stupně

8.2.2.7 Výpočet vnitřní účinnosti řadového stupně přetlakového lopatkování

Pro výpočet vnitřní účinnosti stupně bez ztráty výstupní rychlostí η_i je zapotřebí znát jednotlivé poměrné ztráty v lopatkování.

(Pro znázornění výpočtu byly dosazeny údaje z prvního řadového stupně. Pro ostatní stupně se výpočet provádí stejným způsobem, a proto jsou výsledky zobrazeny jen v podobě tabulky Tab. 8-4)

Radiální vůle lopatkování k

$$k_1 = \frac{1000 \cdot D_1 + l_1}{1000} + x = \frac{1000 \cdot 0,446 + 38,3}{1000} + 0,3 = 0,8 \text{ mm} \quad (8.2-43)$$

Kde: x [mm] je výrobní tolerance (dle Tab. 8-1 $x_{předb} = 0,3$)

Poměrná ztráta radiální mezerou prvního stupně ξ_{k1}

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,8}{38,3} \cdot 4,5 = 0,129 \quad (8.2-44)$$

Poměrná ztráta rozvějířením prvního stupně ξ_{v1}

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{1000 \cdot D_1} \right)^2 = \left(\frac{38,3}{1000 \cdot 0,446} \right)^2 = 0,0074 \quad (8.2-45)$$

Ztráta vlhkostí páry $\xi_x = 0$, protože je pára v přehřátém stavu.

Vnitřní účinnost stupně bez ztráty výstupní rychlostí η_i

$$\eta_i = \eta_{u\infty} \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,95 \cdot (1 - 0,129 - 0,0074 - 0) = 0,8203 \quad (8.2-46)$$

Kde: $\eta_{u\infty}$ [-] je obvodová účinnost pro ∞ dlouhou lopatku (Dle Obr. 8-8 $\eta_{u\infty} = 0,95$)

popis:	značení [jednotka]	hodnota:				
stupeň	n	1	2	3	4	5
vnitřní účinnost řadového stupně přetlak. lop.	η_i^{st} [-]	0,8203	0,8281	0,8384	0,8476	0,8478
Parsonsovo č. pro stanovení η_{∞}	Pa	0,7808	0,7808	0,7808	0,7808	0,7809
obvod. účinnost pro ∞ dlouhou lopatku	η_{∞} [-]	0,9502	0,9502	0,9502	0,9502	0,9502
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k [-]	0,1294	0,1207	0,1084	0,0970	0,0954
radiální vůle	k [mm]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9
výrobní tolerance	x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v [-]	0,0074	0,0079	0,0093	0,0110	0,0124
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x [-]	0	0	0	0	0
měrná suchost páry ve vztažné rovině	x [-]	1	1	1	1	1

Tab. 8-4 Hodnoty poměrných ztrát v lopatkování před odběrem

Parsonsovo číslo je u všech stupňů $Pa = 0,7808$

$$\Rightarrow \text{dle Obr. 8-8} \Rightarrow \eta_{u\infty}^{pr} = 0,95$$

Do vztahu (8.2-48) pro výpočet vnitřní účinnosti celého přetlakového lopatkování před místem odběru páry se dosazují jednotlivé poměrné ztráty zastupující všechny lopatkové řady. Pro přesnější získání vnitřní účinnosti bez ztráty výstupní rychlostí η_i^{pr} je proto vhodné za jednotlivé poměrné ztráty nedosazovat jejich průměrné hodnoty, nýbrž dosadit hodnoty získané váženým průměrem. Tento vážený průměr se určí prostřednictvím zpracovaného entalpického spádu příslušným stupněm.

Následující tabulka (Tab. 8-5) zobrazuje vypočtené vážené poměrné ztráty a také ukazuje porovnání odlišnosti vážených průměrných a průměrných hodnot (v tomto případě téměř zanedbatelné).

popis:	značení [jednotka]	hodnota:				
stupeň	n	1	2	3	4	5
procento z celkového spádu zpracované příslušným stupněm	%	0,1753	0,1894	0,1978	0,2095	0,2279
ztráty v lopatkování:						
ztráta radiální mezerou u stupně n	$\xi_{kn} [-]$	0,1294	0,1207	0,1084	0,0970	0,0954
celková VÁŽENÁ ztráta radiální mezerou	$\xi_k [-]$	0,1090				
průměrná hodnota	$\xi_k [-]$	0,1102				
ztráta rozvějířením u stupně n	$\xi_{vn} [-]$	0,0074	0,0079	0,0093	0,0110	0,0124
celková VÁŽENÁ ztráta rozvějířením	$\xi_v [-]$	0,0098				
průměrná hodnota	$\xi_v [-]$	0,0096				
ztráta vlhkosti páry u stupně n	$\xi_{xn} [-]$	0	0	0	0	0
celková VÁŽENÁ ztráta vlhkosti páry	$\xi_x [-]$	0				
průměrná hodnota	$\xi_x [-]$	0				

Tab. 8-5 Hodnoty vážených poměrných ztrát v lopatkování před odběrem

Součinitel zpětného využití ztrát (reheat factor) lopatkování do místa odběru páry

$$f^{pr} = 0,16 \cdot (1 - \eta_{tdi}^{pr}) \cdot \frac{H_{iz}^{pr}}{419} \cdot \frac{z^{pr} - 1}{z^{pr}} = 0,16 \cdot (1 - 0,8368) \cdot \frac{249}{419} \cdot \frac{5 - 1}{5} = 0,0124 \quad (8.2-47)$$

Vnitřní termodynamická účinnost zde byla dosazena iteračně.

Vnitřní účinnost lopatkování do místa odběru páry bez ztráty výstupní rychlostí η_i^{pr}

$$\begin{aligned} \eta_i^{pr} &= \eta_{u\infty}^{pr} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k^{pr} - \xi_v^{pr} - \xi_x^{pr}) = \\ &= 0,95 \cdot (1 + 0,0124) \cdot (1 - 0,109 - 0,0098 - 0) = 0,8477 \end{aligned} \quad (8.2-48)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování c_{2a}

$$c_{2a} = \frac{1000 \cdot m \cdot v_n}{\pi \cdot D_{2n} \cdot l_{2n}^R} = \frac{1000 \cdot 28,2 \cdot 0,245}{\pi \cdot 0,516 \cdot 59} = 72,3 \text{ m/s} \quad (8.2-49)$$

Kde: l_{2n}^R [mm] je výstupní délka rotorové lopatky posledního stupně

D_{2n} [m] je střední průměr lopatkování na konci rotoru posledního stupně

Absolutní rychlost páry z oběžných lopatek c_{2n}

$$c_{2n} = c_{2a} \cdot \sqrt{\left\{ \cot g \alpha_{1n} - \frac{u}{c_a} \right\}^2 + 1} = 72,3 \cdot \sqrt{\left\{ \cot g 17 - \frac{1}{0,326} \right\}^2 + 1} = 73,75 \text{ m/s} \quad (8.2-50)$$

Ztráta výstupní rychlostí $z_c^{př}$

$$z_c^{př} = \frac{c_{2n}^2}{1000 \cdot 2} = \frac{73,75^2}{1000 \cdot 2} = 2,72 \text{ kJ/kg} \quad (8.2-51)$$

Skutečný využitelný entalpický spád H_{skut}

$$H_{i.skut} = H_{iz} \cdot \eta_i^{př} - z_c^{př} = 249 \cdot 0,8477 - 2,72 = 208,1 \text{ kJ/kg} \quad (8.2-52)$$

8.2.2.8 Vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{př}$ (lopatkování do místa odběru páry)

$$\eta_{tdi}^{př} = \frac{H_{i.skut}}{H_{iz}} = \frac{208,1}{249} = 0,8368 \quad (8.2-53)$$

8.2.2.9 Vnitřní výkon stupňové části $P_i^{př}$ (lopatkování do místa odběru páry)

$$P_i^{př} = H_{i.skut} \cdot m = 208,1 \cdot 28,202 = 5869,2 \text{ kW} \quad (8.2-54)$$

Součtový vnitřní výkon turbíny do místa odběru $P_i^{RS+př}$
(regulačního stupně + lopatkování do místa odběru páry)

$$P_i^{RS+př} = P_i^{RS} + P_i^{př} = 2210,5 + 5869,2 = 8079,7 \text{ kW} \quad (8.2-55)$$

Součtový svorkový výkon turbíny do místa odběru $P_{SV}^{RS+př}$
(regulačního stupně + lopatkování do místa odběru páry)

$$P_{SV}^{RS+př} = P_i^{RS+př} \cdot \eta_m \cdot \eta_{pŘ} \cdot \eta_G = 8079,7 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 7604,5 \text{ kW} \quad (8.2-56)$$

Kde: η_m [-] je účinnost mechanická
 $\eta_{pŘ}$ [-] je účinnost převodovky
 η_G [-] je účinnost generátoru

8.3 Termodynamický výpočet lopatkování stupňové části za místem odběru páry

Termodynamický výpočet lopatkování stupňové části od místa odběru páry není možné provádět stejným způsobem, jak tomu bylo u lopatkování do místa odběru páry. V předběžném výpočtu se totiž v mnoha vztazích používá aritmetický průměr, do kterého se dosazují veličiny před prvním a za posledním stupněm. Nárůst měrného objemu u posledního stupně je však značný, a tak by takto získané výsledky byly značně zavádějící. V detailním výpočtu by se takto vzniklá chyba projevila nemožností zpracovat entalpický spád v daném počtu stupňů a musel by se následně zvolit počet stupňů vyšší, než který předepisuje předběžný výpočet. Tím by se tedy vzniklá chyba odstranila, avšak předběžný výpočet by z toho to hlediska ztratil význam. Proto byl proveden jen detailní výpočet a to stejným způsobem jak u výpočtu lopatkování do místa odběru páry. Číselný výpočet i s dosazením hodnot bude proveden pouze pro radiální stupeň. Výpočet ostatních stupňů by se prováděl identickým způsobem jako u lopatkování stupňové části do místa odběru páry, proto budou uvedeny pouze číselné výsledky.

8.3.1 Vstupní parametry páry (před satorovým lopatkováním radiálního stupně)

Vstupní parametry páry před satorovým lopatkováním radiálního stupně se vypočítají na základě znalosti parametrů páry za rotorovým lopatkováním posledního stupně turbíny před místem odběru.

$$\begin{aligned}\eta_{i}^{pr} &= 0,848 \\ p_n^{pr} &= 0,928 \text{ MPa} \\ \Rightarrow i_n^{pr} &= i_0^{sc} - H_{iz} \cdot \eta_{i}^{pr} = 3131 - 249 \cdot 0,848 = 2920 \text{ kJ / kg} \\ \Rightarrow v_n^{pr} &= 0,2451 \text{ m}^3 / \text{kg}\end{aligned}\tag{8.3-1}$$

Pára v průběhu od konce lopatkování posledního stupně před odběrem do místa před satorovým lopatkováním radiálního stupně nevykonává žádnou práci a při uvažování zanedbatelných tepelných ztrát lze tento děj považovat za izoentalpický. Proto pro entalpii před satorovým lopatkováním platí.

$$i_0^{rad} = i_n^{pr} = 2920 \text{ kJ / kg}$$

Určení tlaku páry před satorovým lopatkováním radiálního stupně

$$\begin{aligned}p_0^{rad} &= p_n^{pr} - \Delta p^{pr-za} = 0,928 - 0,028 = 0,9 \text{ MPa} \\ \Rightarrow v_0^{rad} &= 0,253 \text{ m}^3 / \text{kg} \\ \Rightarrow s_0^{rad} &= 6,93 \text{ kJ / kgK}\end{aligned}\tag{8.3-2}$$

Dle kapitoly 6.1.2 (rovnice 6.1-2) je tlak za posledním lopatkováním celé turbíny p_{2n}^{za}

$$p_{2n}^{za} = 0,011458 \text{ MPa}$$

$$s_{niz}^{za} = s_0^{rad} = 6,93 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Rightarrow i_{niz}^{za} = 2211,5 \text{ kJ/kg}$$

Teoretický entalpický spád připadající na stupňovou část za místem odběru páry H_{iz}^{za}

$$H_{iz}^{za} = i_0^{rad} - i_{niz}^{za} = 2920 - 2211,5 = 708,5 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-3)$$

Skutečný entalpický spád připadající na stupňovou část za místem odběru páry H^{za}

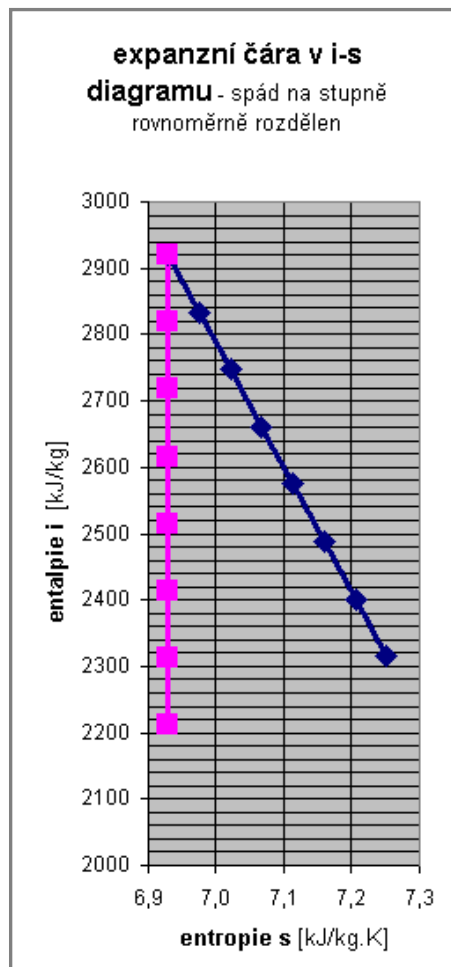
$$H^{za} = H_{iz}^{za} \cdot \eta_i^{za.odhad} = 708,5 \cdot 0,8535 = 604,7 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-4)$$

Kde: $\eta_i^{za.odhad}$ [-] je vnitřní termodynamická účinnost stupňové části lopatkování za místem odběru, která se v prvním kroku odhadla a následně se iteračně upřesnila podle skutečné hodnoty η_i^{za}

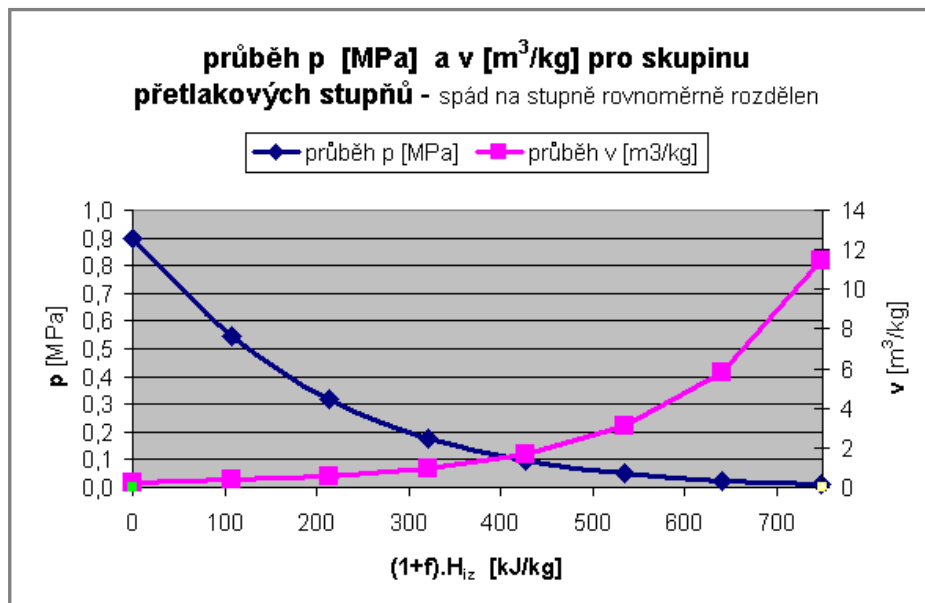
Na základě znalosti počátečního respektive koncového bodu expanze získaného předchozím výpočtem (Kap. 8.3.1) respektive iteračním dopočítáním je možné sestavit průběh expanzní čáry v i-s diagramu (Obr. 8-15). V prvním kroku se nejprve celý spád H^{za} rozdělí rovnoměrně podle počtu stupňů určených iteračním postupem. Tímto rozdělením expanzní čáry se získají jednotlivé body, pro které lze z i-s diagramu odečíst tlak a měrný objem. Takto získané parametry páry každého bodu se následně vynesou do p-v diagramu (Obr. 8-14). Kde na ose x je součet dílčích izoentropických spádů.

stupeň	n	radiální st.	2	3	4	5	6	7	na konci turbíny
entalpie na začátku daného stupně	i_n [kJ/kg]	2920,2	2833,8	2747,4	2661,0	2574,6	2488,2	2401,8	2315,4
měrný objem na začátku daného stupně	v_n [m ³ /kg]	0,2527	0,3802	0,5894	0,9782	1,7057	3,0842	5,8063	11,4290
tlak na začátku daného stupně	p_n [MPa]	0,9000	0,5453	0,3173	0,1764	0,0947	0,0489	0,0242	0,0115
entropie na začátku daného stupně	s_n [kJ/kg K]	6,9289	6,9750	7,0211	7,0672	7,1133	7,1594	7,2055	7,2516
hodnoty pro izoentropický průběh expanzní čáry									
stupeň	n	radiální st.	2	3	4	5	6	7	na konci turbíny
ideální entropie na začátku daného stupně	s_{niz} [kJ/kgK]	6,9289	6,9289	6,9289	6,9289	6,9289	6,9289	6,9289	6,9289
ideální entalpie na začátku daného stupně	i_{niz} [kJ/kg]	2920,2	2818,9	2717,7	2616,5	2515,3	2414,0	2312,8	2211,6

Tab. 8-6 Hodnoty pro sestavení expanzní čáry v i-s diagramu (za odběrem)



Obr. 8-15 Expanzní čára v i-s diagramu



Obr. 8-14 Průběhy p [MPa] a v [m³/kg]

Výpočet se provádí do posledního stupně následujícím postupem.

- Zvolí se střední průměr posledního stupně a to buď přímo zapsáním číselné hodnoty do buňky střední průměr stupně, nebo prostřednictvím buňky korekce středních průměrů, která následně ovlivní střední průměr stupně.

- Zvolený střední průměr posledního stupně D_{Sn}^{za}

$$D_{Sn}^{za} = 0,857 \text{ m}$$

- V prvním kroku se zvolí i délka lopatky posledního stupně l_n^{za1}

$$l_n^{za1} = 242,1 \text{ mm}$$

- Výpočet axiální průtočné plochy ve vztážené rovině S_{an}^{za}

$$S_{an}^{za} = \pi \cdot D_{Sn}^{za} \cdot \frac{l_n^{za1}}{1000} = \pi \cdot 0,857 \cdot \frac{242,1}{1000} = 0,6516 \text{ m}^2 \quad (8.3-5)$$

- Obvodová rychlost na středním průměru u_{Sn}^{za}

$$u_{Sn}^{za} = \pi \cdot D_{Sn}^{za} \cdot \frac{n}{60} = \pi \cdot 0,857 \cdot \frac{8000}{60} = 358,8 \text{ m/s} \quad (8.3-6)$$

- Odhad entalpického spádu na poslední stupeň h_{zn}^{odhad}

$$h_{zn}^{odhad} = 193,7 \text{ kJ / kg}$$

- Odečet měrného objemu ve vztažné rovině posledního stupně v_{zn}^{odhad} na základě odhadnutého entalpického spádu (spád je odečítán odzadu)

Pro součin stupně reakce posledního stupně a odhadnutého entalpického spádu připadající na poslední stupeň se odečte z Obr. 8-14 měrný objem ve vztažné rovině v_{zn}^{odhad} .

$$\begin{aligned} h_{zn}^{odhad} \cdot \rho_n &= 193,7 \cdot 0,5 = 96,85 \text{ kJ / kg} \\ \Rightarrow v_{zn}^{odhad} &= 6,17 \text{ m}^3 / \text{kg} \end{aligned} \quad (8.3-7)$$

- Axiální rychlost ve vztažné rovině c_{an}^{odhad}

$$c_{an}^{odhad} = \frac{m \cdot v_{zn}^{odhad}}{S_{an}} = \frac{28,2 \cdot 6,17}{0,6516} = 267,14 \text{ m / s} \quad (8.3-8)$$

Jedním z předpokladů použití metody výpočtu $\frac{c_a}{u}$ je, že se průměry prvního a posledního stupně příliš neliší neboli, že se průměry příliš nezvětšují. Proto byl výpočet doplněn upřesněním zpracovaného spádu. Toto upřesnění spočívá v připočtení práce setrvačných sil, která se uplatňuje na rotorovém lopatkování. Protože se střední průměry lopatkování zvětšují, tak je práce setrvačných sil záporná.

Práce setrvačných sil a_{sn} u posledního stupně turbíny

$$a_{sn} = \frac{(u_{s1}^R)^2 - (u_{s2}^R)^2}{2 \cdot 1000} = \frac{416,4^2 - 420,2^2}{2 \cdot 1000} = -1,58 \text{ kJ / kg} \quad (8.3-9)$$

Práce setrvačných sil a_s^{rad} u radiálního stupně turbíny

$$a_s^{rad} = \frac{(u_{s1}^R)^2 - (u_{s2}^R)^2}{2 \cdot 1000} = \frac{239,8^2 - 215,7^2}{2 \cdot 1000} = 5,49 \text{ kJ / kg} \quad (8.3-10)$$

Kde: u_{s1}^R [m/s] obvodová rychlost na středním průměru na začátku rotoru
 u_{s2}^R [m/s] obvodová rychlost na středním průměru na konci rotoru

Kladné znaménko u práce setrvačných sil a_s^{rad} u radiálního stupně turbíny značí, že se zpracovaný spád o tuto hodnotu zvýší, což je v pořádku, protože se jedná o centripetální radiální stupeň (pára proudí směrem k ose rotace).

- Stanovení Parsonsova čísla Pa^{odhad}

Pro určení Parsonsova čísla se může použít buď výpočtového vztahu (8.3-11), nebo se využije grafu vyobrazeného na Obr 8-7, který je jeho ekvivalentem. Graf byl dle [8] sestrojen pro $\lambda = 0,12$.

Ve výpočtu byl využit první ze jmenovaných způsobů z důvodu automatického přepočítání Parsonsova čísla při jakékoli změně ovlivňujících parametrů.

- Výpočet Pa^{odhad} pro zvolený úhel $\alpha_{1n} = 33^\circ$

$$Pa^{odhad}_n = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_{1n}} \cdot \left(\frac{c^{odhad}_{an}}{u_{sn}} \right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_{1n}} \cdot \frac{c^{odhad}_{an}}{u_{sn}} - 1} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 33} \cdot \left(\frac{267,14}{358,8} \right)^2 + \frac{2}{\tan 33} \cdot \frac{267,14}{358,8} - 1} = 0,659 \quad (8.3-11)$$

- Na základě známého Pa^{odhad}_n lze dopočítat skutečný zpracovaný entalpický spád posledního stupně h_{izn}

$$h_{izn} = \frac{u_{sn}^2}{1000 \cdot Pa^{odhad}_n} + a_{sn} = \frac{358,8^2}{1000 \cdot 0,659} - 1,58 = 193,75 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-12)$$

Dle metodiky výpočtu [3] se může odhadnutý h^{odhad}_{izn} a vypočtený h_{izn} izoentalpický spád maximálně odlišovat o 5 kJ/kg. Jestliže je uvedený rozdíl vyšší musí se výpočet zopakovat tím, že se za h^{odhad}_{izn} dosadí h_{izn} .

Ve výpočtu viz příloha 7 je díky iteračnímu výpočtu umožněno volby maximálního povoleného rozdílu Δh_{izn} (tj. rozdíl odhadnutého h^{odhad}_{izn} a vypočteného h_{izn} entalpického spádu). Celý výpočet pak bude iteračně probíhat tak dlouho, dokud nebude splněna podmínka maximálního povoleného rozdílu Δh_{izn} .

Ve výpočtu bylo nastaveno maximální $\Delta h_{izn} = 0,005 \text{ kJ/kg}$. Tím je tedy podmínka maximálních rozdílů spádů splněna a může se přistoupit k výpočtu lopatkování stupně předchozího podle stejné metodiky výpočtu. Tímto způsobem se dále postupuje, až se vypočtou všechny stupně.

Celý výše popsany postup byl zrealizován tak, aby veškeré odečítání z grafů probíhalo samočinně. Automaticky probíhá i volba délky lopatek v jednotlivých stupních l_n^{pr} a to na základě zvoleného Parsonsova čísla pro každý stupeň zvlášť.

Pro případnou úpravu parametrů lopatkování už stačí jen měnit Parsonsova čísla a střední průměry u jednotlivých stupňů.

Uživateli je dále umožněno volit

- výstupní úhly proudu ze statorových lopatek
- stupně reakce
- maximální povolený rozdíl spádů Δh_{izn} .
- maximální povolený rozdíl Parsonsových čísel
- a rychlosti iterací

8.3.2 Kontrola přesnosti výpočtu

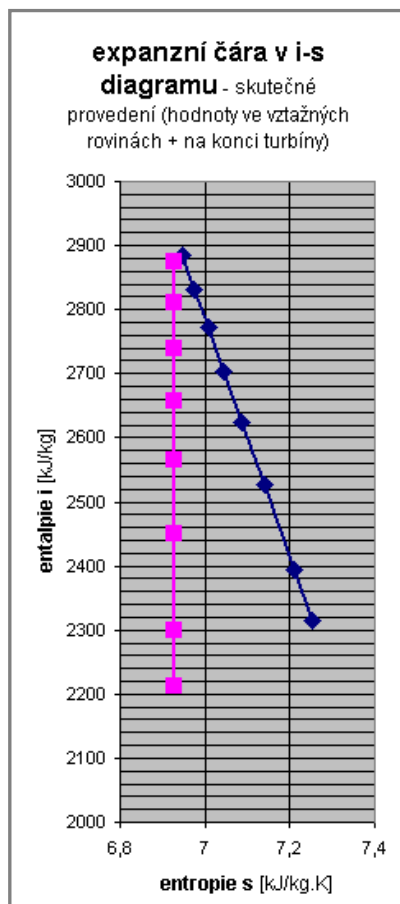
Vždy při změně parametrů nutné přihlídnout ke kontrole přesnosti výpočtu (umístěná ve spodní části výpočtové tabulky), která srovnává rozdíl součtu jednotlivých entalpických spádů a spádu, který je pro danou skupinu lopatkování k dispozici. Dle [3] je za dobrou shodu považován rozdíl $< 1\%$.

$$\Delta h_{iz} = (1 + f) \cdot H_{iz}^{za} - \sum h_{izn} = 747,73 - 747,7 = 0,03 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-13)$$

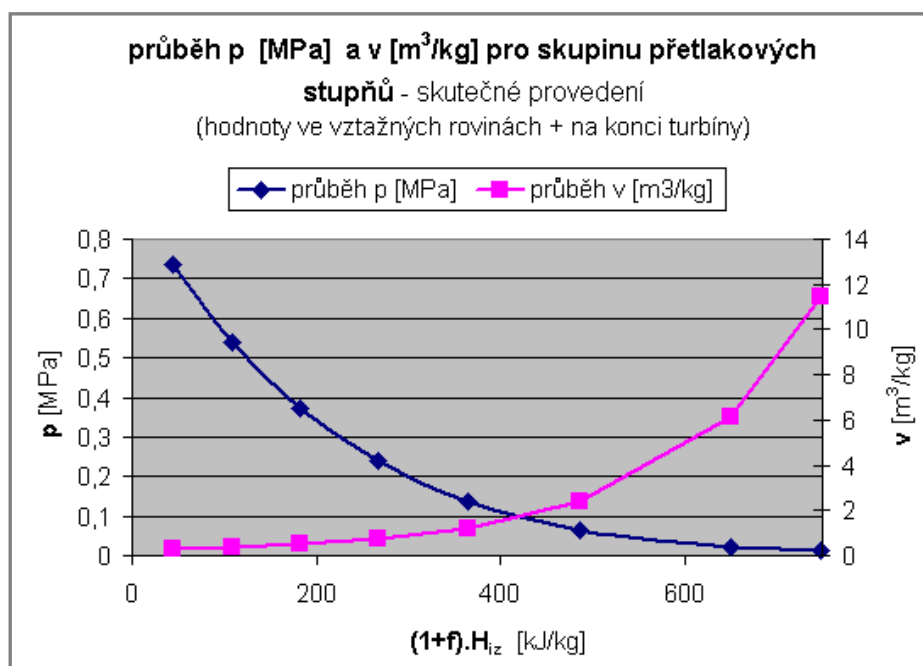
Δh_{iz} představuje $\frac{0,03}{7,4773} = 0,004\%$ tím je tedy podmínka přesnosti výpočtu (do 1%) splněna.

8.3.3 Znázornění expanzní čáry v i-s diagramu a průběhy p [MPa] a v [m³/kg]

Na základě výše uvedeného postupu se mohou překreslit grafy na Obr. 8-14 a Obr. 8-15 pro skutečné provedení.



Obr. 8-17 Expanzní čára v i-s diagramu (skutečné provedení za odběrem)



Obr. 8-16 Průběhy p [MPa] a v [m³/kg] (skutečné provedení za odběrem)

8.3.4 Výpočet rychlostí pro sestavení rychlostních trojúhelníků

(pro znázornění výpočtu byly dosazeny údaje z radiálního stupně. Pro ostatní stupně se výpočet provádí stejným způsobem, jako tomu bylo u výpočtu lopatkování před místem odběru, proto jsou výsledky zobrazené jen v podobě tabulky (Tab. 8-7)

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru c_1

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{140}{\sin 30} = 280 \text{ m/s} \quad (8.3-14)$$

Počet lopatek radiálního stupně

$$z^{rad} = \frac{\pi \cdot D^{rad}}{S} = \frac{\pi \cdot 0,5725}{\frac{29}{1000}} = 62 \quad (8.3-15)$$

Změna výstupní relativní rychlosti ze statoru v obvodovém směru [6]

$$\Delta w_{1u} = \frac{\pi \cdot u_1 \cdot \cos(90 - \beta_{1L})}{z^{rad}} = \frac{\pi \cdot 239,8 \cdot \cos(90 - 86)}{62} = 12,12 \text{ m/s} \quad (8.3-16)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru w_1

Stejně jak tomu bylo u radiálně axiálního kola i zde vlivem radiálního vstupu páry do lopatkování dochází ke vzniku relativního víru. V jeho důsledku pak dle [6] dochází ke stáčení relativní rychlosti a rychlostní trojúhelník se konstruuje s tímto uvažovaným vlivem.

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + (u + \Delta w_{1u})^2 - 2 \cdot c_1 \cdot (u + \Delta w_{1u}) \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{279,9^2 + (239,8 + 12,2)^2 - 2 \cdot 279,9 \cdot (239,8 + 12,2) \cdot \cos 30} = 140,3 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.3-17)$$

Vstupní úhel proudu páry do rotoru β_1

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} = \arcsin \frac{139,93}{140,3} = 86^\circ \quad (8.3-18)$$

Relativní izoentropická rychlost z rotoru w_{2iz}

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot h_{iz} \cdot 1000 + w_1^2} = \sqrt{0,4 \cdot 2 \cdot 73,6 \cdot 1000 + 140,3^2} = 264,2 \text{ m/s} \quad (8.3-19)$$

Rychlostní součinitel pro rotor ψ

Odečet hodnoty ψ probíhá samočinně za pomoci elektronických grafů na Obr. 8-2 a Obr. 8-3 na základě znalosti úhlu ohnutí proudu a rychlosti proudu páry.

$$\psi = 0,956$$

Skutečná relativní rychlost z rotoru w_2

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi = 264,2 \cdot 0,956 = 252,6 \text{ m/s} \quad (8.3-20)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti β_2

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{w_2} = \arcsin \frac{140}{252,6} = 33,6^\circ \quad (8.3-21)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze stupně c_2

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{252,6^2 + 215,7^2 - 2 \cdot 252,6 \cdot 215,7 \cdot \cos 33,6} = 140 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.3-22)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti α_2

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = \arcsin \frac{139,93}{140,04} = 87,8^\circ \quad (8.3-23)$$

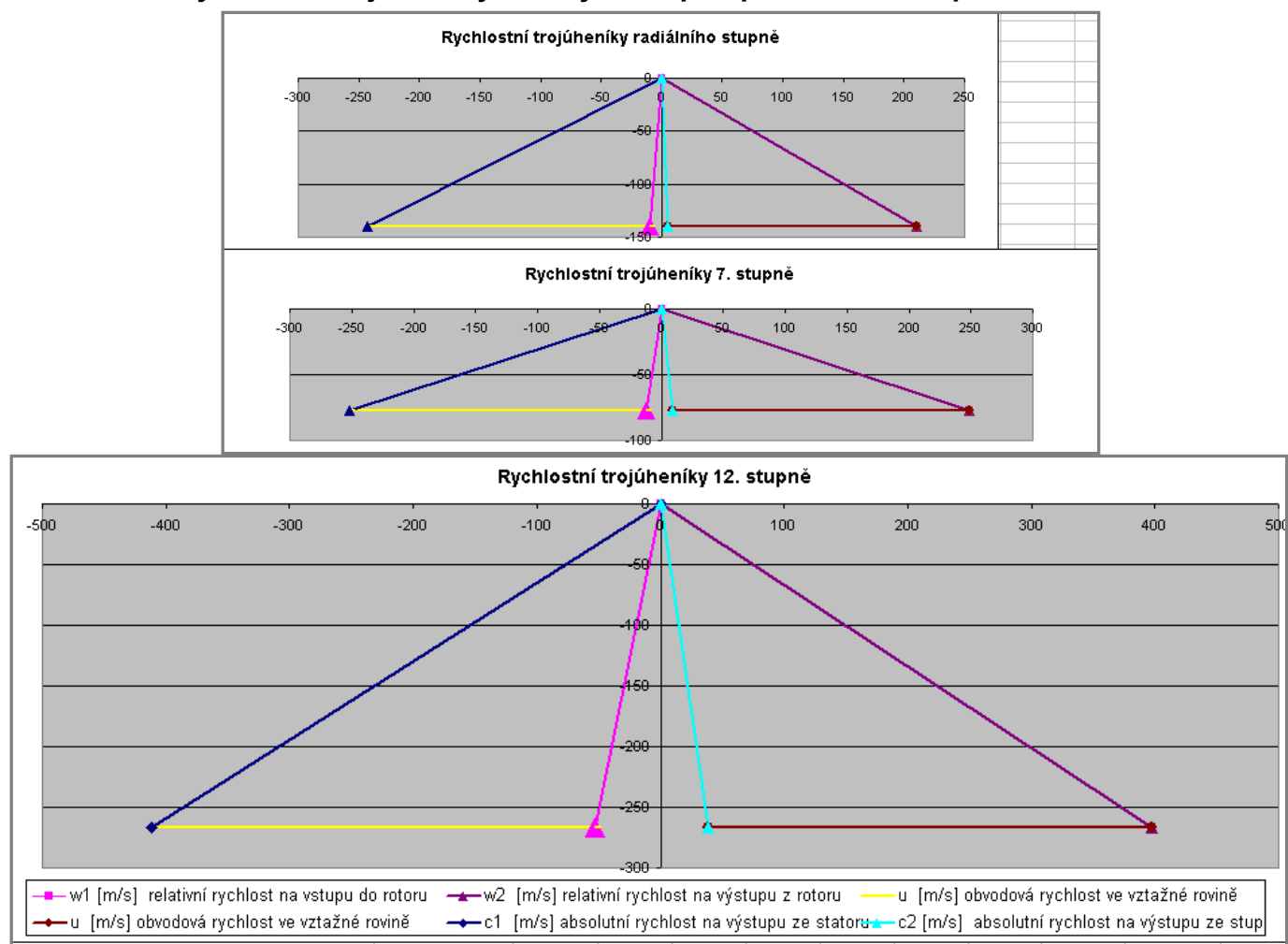
Složky rychlostí do obvodového směru

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 279,9 \cdot \cos 30 = 242,4 \text{ m/s} \\ w_{1u} &= w_1 \cdot \cos \beta_1 = 140,3 \cdot \cos 86,1 = 9,6 \text{ m/s} \\ c_{2u} &= c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 140 \cdot \cos 87,8 = 5,4 \text{ m/s} \\ w_{2u} &= w_2 \cdot \cos \beta_2 = 251,6 \cdot \cos 33,6 = 210,3 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.3-24)$$

popis:	značení [jednotka]	hodnota:						
stupeň	n	radiální st. (1)	7 (2)	8 (3)	9 (4)	10 (5)	11 (6)	12 (7)
stupeň reakce na středním průměru	ρ [-]	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
absolutní rychlost na výstupu ze statoru	c_1 [m/s]	279,88	263,45	277,73	298,12	327,48	370,41	490,49
relativní rychlost na vstupu do rotoru	w_1 [m/s]	140,27	77,98	82,21	88,48	97,20	127,80	272,25
vstupní úhel proudu páry do rotoru	β_1 [°]	86,08	81,01	81,00	80,10	80,09	82,46	78,88
relativní izoentropická rychlost z rotoru	w_{2z} [m/s]	264,18	276,55	291,41	311,92	342,30	388,45	517,56
rychlostní součinitel pro rotor	ψ [-]	0,956	0,941	0,940	0,937	0,934	0,932	0,925
skutečná relativní rychlost z rotoru	w_2 [m/s]	252,64	260,25	273,81	292,34	319,80	362,10	478,80
výstupní úhel relativní rychlosti	β_2 [°]	33,64	17,22	17,25	17,35	17,42	20,48	33,91
absolutní rychlost na výstupu ze stupně	c_2 [m/s]	140,04	77,53	81,67	87,64	96,14	126,94	269,90
výstupní úhel absolutní rychlosti	α_2 [°]	87,80	83,45	83,84	83,99	84,81	86,43	81,80
složky rychlostí do obvodového směru	c_{1u} [m/s]	242,38	251,94	265,59	285,09	313,17	348,08	411,36
	w_{1u} [m/s]	9,59	12,19	12,86	15,22	16,73	16,78	52,51
	c_{2u} [m/s]	5,37	8,84	8,76	9,17	8,69	7,91	38,51
	w_{2u} [m/s]	210,35	248,59	261,50	279,05	305,13	339,21	397,35

Tab. 8-7 Hodnoty pro sestavení rychlostních trojúhelníků (za odběrem)

8.3.5 Rychlostní trojúhelníky řadových stupňů přetlakového lopatkování



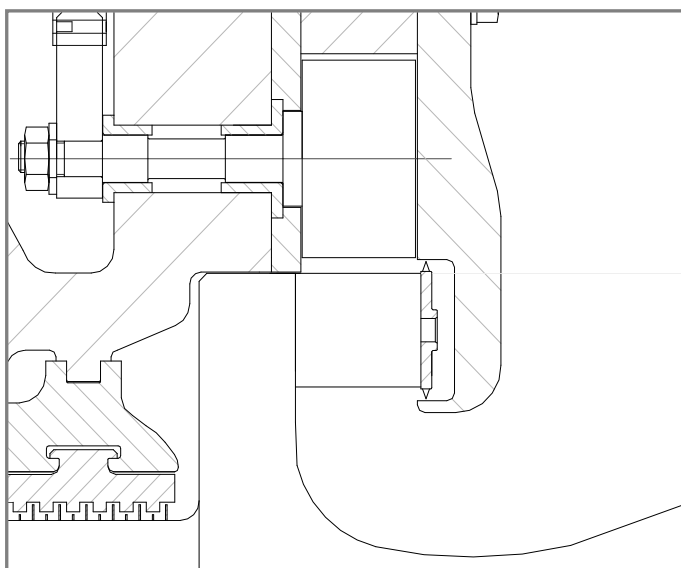
Obr. 8-18 Rychlostní trojúhelníky radiálního, 7. a 12. stupně

8.3.6 Výpočet vnitřní účinnosti řadového stupně přetlakového (lopatkování za místem odběru páry)

Pro výpočet vnitřní účinnosti stupně bez ztráty výstupní rychlostí η_i je zapotřebí znát jednotlivé poměrné ztráty v lopatkování.

(pro znázornění výpočtu byly dosazeny údaje z radiálního stupně. Pro ostatní stupně se výpočet provádí stejným způsobem, jakým byl výpočet proveden u lopatkování do místa odběru, a proto jsou výsledky zobrazené jen v podobě tabulky (Tab. 8-8).

Vůle v radiálním lopatkování k



Obr. 8-19 Konstrukční provedení radiálního stupně s natáčivými lopatkami

Díky konstrukčnímu provedení dle Obr. 8.19 je možné dosáhnout malé vůle (tím i malé ztráty radiální mezerou) a současně i zabezpečit axiální posuv vlivem tepelného působení.

Vůle radiálního lopatkování $k = 0,5 \text{ mm}$

Poměrná ztráta radiální mezerou u radiálního stupně ξ_k^{rad}

$$\xi_k^{rad} = \frac{0,3 + k^{rad}}{l^{rad}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,5}{33,4} \cdot 4,5 = 0,108 \quad (8.3-25)$$

Poměrná ztráta rozvějířením radiálního stupně ξ_v^{rad}

$$\xi_v^{rad} = \left(\frac{l^{rad}}{1000 \cdot D^{rad}} \right)^2 = \left(\frac{33,4}{1000 \cdot 0,5725} \right)^2 = 0,0034 \quad (8.3-26)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry ξ_x

U radiálního stupně se pára vyskytuje v přehřátém stavu proto $\xi_x^{rad} = 0$. U posledních čtyřech stupňů je však měrná suchost páry x ve vztažné rovině $x < 1$, proto musí být s touto ztrátou počítáno. Měrná suchost páry ve vztažné rovině se u jednotlivých stupňů opět stanoví z elektronických patních tabulek na základě znalosti tlaku a entropie pro daný stupeň.

Poměrná ztráta vlhkostí páry ξ_x u posledního stupně

$$\xi_{xn} = \left(1 - \frac{x_{0n} + x_{2n}}{2} \right) = \left(1 - \frac{0,927 + 0,886}{2} \right) = (1 - 0,9065) = 0,0935 \quad (8.3-27)$$

Vnitřní účinnost posledního stupně bez ztráty výstupní rychlosti η_{in}

$$\eta_{in} = \eta_{u\infty} \cdot (1 - \xi_{kn} - \xi_{vn} - \xi_{xn}) = 0,9455 \cdot (1 - 0,0316 - 0,08 - 0,0935) = 0,7517 \quad (8.3-28)$$

Kde: $\eta_{u\infty}$ [-] je obvodová účinnost pro ∞ dlouhou lopatku
(dle grafu na Obr. 8-8 $\eta_{u\infty} = 0,9455$)

popis:	značení [jednotka]	hodnota:						
stupeň	n	radiální st. (1)	7 (2)	8 (3)	9 (4)	10 (5)	11 (6)	12 (7)
vnitřní účinnost stupně přetlak. lopatkování	η_i^{st} [-]	0,8448	0,8604	0,8672	0,8625	0,8325	0,7951	0,7517
Parsonsovo č. pro stanovení η_{∞}	Pa	0,8442	0,8022	0,8021	0,7942	0,7941	0,7992	0,6592
obvod. účinnost pro ∞ dlouhou lopatku	η_{∞} [-]	0,9465	0,9492	0,9492	0,9496	0,9496	0,9494	0,9455
poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k [-]	0,1077	0,0750	0,0616	0,0526	0,0414	0,0341	0,0316
radiální vůle	k [mm]	0,5	1	1	1,1	1,2	1,3	1,4
výrobní tolerance dle	x_{tol} [mm]	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v [-]	0,0034	0,0186	0,0248	0,0346	0,0532	0,0715	0,0799
poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x [-]	0	0	0	0,0046	0,0288	0,0570	0,0935
měrná suchost páry ve vztažné rovině	x [-]	1	1	1	0,9954	0,9712	0,9430	0,9065

Tab. 8-8 Hodnoty poměrných ztrát v lopatkování za odběrem

Do vztahu (8.3-30) pro výpočet vnitřní účinnosti celého přetlakového lopatkování za místem odběru páry se dosazují jednotlivé poměrné ztráty zastupující všechny lopatkové řady. Pro přesnější získání vnitřní účinnosti bez ztráty výstupní rychlosti η_{in}^{za} je proto vhodné za jednotlivé poměrné ztráty nedosazovat jejich průměrné hodnoty, nýbrž dosadit hodnoty získané váženým průměrem. Tento vážený průměr je vhodné spočítat prostřednictvím zpracovaného entalpického spádu příslušným stupněm. Sejná úvaha byla použita i pro stanovení obvodové účinnosti celého lopatkování za místem odběru pro nekonečně dlouhé lopatky $\eta_{u\infty}^{za}$ zastupující všechny lopatkové řady.

Následující tabulka (Tab. 8-9) zobrazuje vypočtené vážené poměrné ztráty a také ukazuje porovnání odlišnosti vážených průměrných a průměrných hodnot (v tomto případě se součet vážených od součtu průměrných ztrát liší o cca 1,5 %).

popis:	značení [jednotka]	hodnota:						
stupeň	n	radiální st. (1)	7 (2)	8 (3)	9 (4)	10 (5)	11 (6)	12 (7)
procento z celkového spádu zpracované příslušným stupněm	%	0,0985	0,0942	0,1045	0,1197	0,1441	0,1800	0,2591
ztráty v lopatkování:								
ztráta radiální mezerou u stupně n	$\xi_{kn} [-]$	0,1077	0,0750	0,0616	0,0526	0,0414	0,0341	0,0316
celková VÁŽENÁ ztráta radiální mezerou	$\xi_k [-]$	0,0507						
průměrná hodnota	$\bar{\xi}_k [-]$	0,0577						
ztráta rozvějířením u stupně n	$\xi_{vn} [-]$	0,0034	0,0186	0,0248	0,0346	0,0532	0,0715	0,0799
celková VÁŽENÁ ztráta rozvějířením	$\xi_v [-]$	0,0500						
průměrná hodnota	$\bar{\xi}_v [-]$	0,0408						
ztráta vlhkosti páry u stupně n	$\xi_{xn} [-]$	0	0	0	0,0046	0,0288	0,0570	0,0935
celková VÁŽENÁ ztráta vlhkosti páry	$\xi_x [-]$	0,0392						
průměrná hodnota	$\bar{\xi}_x [-]$	0,0263						
0,1399	0,1248							
obvodová účinnost pro oo lopatku	$\eta_{oo} [-]$	0,9465	0,9492	0,9492	0,9496	0,9496	0,9494	0,9455
celková VÁŽENÁ účinnost	$\eta_{oo} [-]$	0,9481						
průměrná hodnota	$\bar{\eta}_{oo} [-]$	0,9484						

Tab. 8-9 Hodnoty vážených poměrných ztrát v lopatkování za odběrem

Součinitel zpětného využití ztrát (reheat factor) lopatkování za místem odběru páry

$$f^{za} = 0,16 \cdot (1 - \eta_{tdi}^{za}) \cdot \frac{H_{iz}^{za}}{419} \cdot \frac{z^{za} - 1}{z^{za}} = 0,16 \cdot (1 - 0,8) \cdot \frac{708,6}{419} \cdot \frac{7 - 1}{7} = 0,0463 \quad (8.3-29)$$

Vnitřní termodynamická účinnost zde byla dosazena iteračně.

Vnitřní účinnost lopatkování za místem odběru páry bez ztráty výstupní rychlosti η_i^{za}

$$\begin{aligned} \eta_i^{za} &= \eta_{u\infty}^{za} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k^{za} - \xi_v^{za} - \xi_x^{za}) = \\ &= 0,948 \cdot (1 + 0,0463) \cdot (1 - 0,0507 - 0,05 - 0,0392) = 0,853 \end{aligned} \quad (8.3-30)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování posledního stupně c_{2an}

$$c_{2an} = \frac{1000 \cdot m \cdot v_n}{\pi \cdot D_{2n} \cdot l_{2n}^R} = \frac{1000 \cdot 28,2 \cdot 11,43}{\pi \cdot 1,003 \cdot 380} = 269,1 \text{ m/s} \quad (8.3-31)$$

Kde: l_{2n}^R [mm] je výstupní délka rotorové lopatky posledního stupně turbíny

D_{2n} [m] je střední průměr lopatkování na konci rotoru posledního stupně turbíny

Absolutní rychlost páry z oběžných lopatek c_{2n}

$$c_{2n} = c_{2a} \cdot \sqrt{\left\{ \cot g \alpha_{1n} - \frac{u}{c_a} \right\}^2 + 1} = 269,1 \cdot \sqrt{\left\{ \cot g 33 - \frac{1}{0,744} \right\}^2 + 1} = 274,3 \text{ m/s} \quad (8.3-32)$$

Ztráta výstupní rychlostí z_c^{za}

$$z_c^{za} = \frac{c_{2n}^2}{1000 \cdot 2} = \frac{274,3^2}{1000 \cdot 2} = 37,62 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-33)$$

Entalpie za turbínou ideální i_{2izn}

$$\begin{aligned} p_n &= 0,01146 \text{ MPa} \\ s_{2izn} &= 6,81 \text{ kJ/kgK} \\ \Rightarrow i_{2izn} &= 2173,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Teoretický entalpický spád na turbínu H_{iz}^T

$$H_{iz}^T = i_0 - i_{2izn} = 3210,8 - 2173,4 = 1037,4 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-34)$$

Poměrná ztráta výstupní rychlostí ξ_c

$$\xi_c^{za} = \frac{z_c^{za}}{H_{iz}^T + \frac{c_0^2}{2 \cdot 1000}} = \frac{37,62}{1037,4 + \frac{40^2}{2 \cdot 1000}} = 0,0361 \quad (8.3-35)$$

Skutečný využitelný entalpický spád H_{skut}

$$H_{i.skut}^{za} = H_{iz}^{za} \cdot \eta_i^{za} - z_c^{za} = 708,6 \cdot 0,8533 - 37,62 = 567 \text{ kJ/kg} \quad (8.3-36)$$

8.3.7 Vnitřní termodynamická účinnost $\eta_{tdi}^{př}$ (lopatkování za místem odběru páry)

$$\eta_{tdi}^{př} = \frac{H_{i.skut}^{za}}{H_{iz}^{za}} = \frac{567}{708,6} = 0,8 \quad (8.3-37)$$

8.3.8 Vnitřní výkon stupňové části P_i^{za} (lopatkování za místem odběru páry)

$$P_i^{za} = H_{i,skut}^{za} \cdot m = 567 \cdot 28,202 = 15989,8 \text{ kW} \quad (8.3-38)$$

Celkový vnitřní výkon turbíny P_i^T

$$P_i^T = P_i^{RS+př} + P_i^{za} = 8079,7 + 15989,8 = 24069,5 \text{ kW} \quad (8.3-39)$$

8.3.9 Celkový svorkový výkon turbíny P_{SV}^T

$$P_{SV}^T = P_i^T \cdot \eta_m \cdot \eta_{pŘ} \cdot \eta_G = 24069,5 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 22654 \text{ kW} \quad (8.3-40)$$

Kde: η_m [-] je účinnost mechanická

$\eta_{pŘ}$ [-] je účinnost převodovky

η_G [-] je účinnost generátoru

8.4 Kontrola odhadnutého výkonu přenášeného převodovkou

$P_{odh}^{pŘ}$

Skutečný přenášený výkon převodovkou

$$P_{skut}^{pŘ} = P_{SP} = P_i^T \cdot \eta_m = 24069,5 \cdot 0,98 = 23588 \text{ kW} \quad (8.4-1)$$

Dle charakteristiky převodovky vyplývá, že pro 8000 ot./min. může převodovka přenášet maximální výkon $P_{max}^{pŘ} \doteq 33 \text{ MW}$. Skutečný přenášený výkon převodovkou

$P_{skut}^{pŘ} = P_{SP} = 23,59 \text{ MW}$, proto je podmínka maximálního přenášeného výkonu splněna.

A volba otáček v kapitole 7.2 je tedy v pořádku.

8.5 Splnění předpokladů metodiky výpočtu $\frac{c_a}{u}$

Předpoklady použité metodiky výpočtu uvedené v kap. 8.2.2 jsou pro část lopatkování do místa odběru páry téměř splněny. Proto nepřesnosti vzniklé ve zjednodušujícím termodynamickém výpočtu nebudou příliš velké. U části lopatkování za odběrem páry již předpoklady splněné nejsou a skutečné provedení lopatkování by bylo řešeno jako zkrucované. Výpočet by tedy měl probíhat v několika rovinách, protože se stavy pracovní látky po výšce lopatky značně mění a dochází tak k prostorovému proudění pracovní látky. Z uvedených důvodů lze tedy považovat výpočet lopatkování za místem odběru páry pouze za předběžný.

8.6 Výpočet převodovky

8.6.1 Výpočet základních parametrů převodovky

zadané hodnoty / zvolené hodnoty		
popis:	značení [jednotka]	hodnota:
celkový spojkový výkon turbíny	P_{sp} [kW]	23588
otáčky pastorku (turbíny)	n_{ot} [1/min]	8000
otáčky kola (generátoru)	n_k [1/min]	1500
obvodová rychlost v ozubění (max. 130 m/s)	u_{zub} [m/s]	129,31
obvodová rychlost čepu pastorku (max. 90 m/s)	u_{past} [m/s]	83,775
obvodová rychlost čepu kola	u_{kola} [m/s]	21,991
osová délka kluzného ložiska pastorku	a_{past} [m]	0,2
osová délka kluzného ložiska kola	a_{kola} [m]	0,28

Tab. 8-10 Zadané/zvolené hodnoty převodovky

Výpočet převodovky probíhal podle směrnice výpočtu uvedené v [15].

Průměr roztečné kružnice ozubení pastorku D_{zub}^{past}

$$D_{zub}^{past} = \frac{u_{zub}}{\pi \cdot \frac{n_{ot}}{60}} = \frac{129,31}{\pi \cdot \frac{8000}{60}} = 0,3087 \text{ m} \quad (8.6-1)$$

Průměr roztečné kružnice ozubení kola D_{zub}^{kolo}

$$D_{zub}^{kolo} = \frac{u_{zub}}{\pi \cdot \frac{n_k}{60}} = \frac{129,31}{\pi \cdot \frac{1500}{60}} = 1,646 \text{ m} \quad (8.6-2)$$

Osová vzdálenost osy pastorku a osy kola L

$$L = \frac{D_{zub}^{past} + D_{zub}^{kolo}}{2} = \frac{0,3087 + 1,646}{2} = 977,6 \quad (8.6-3)$$

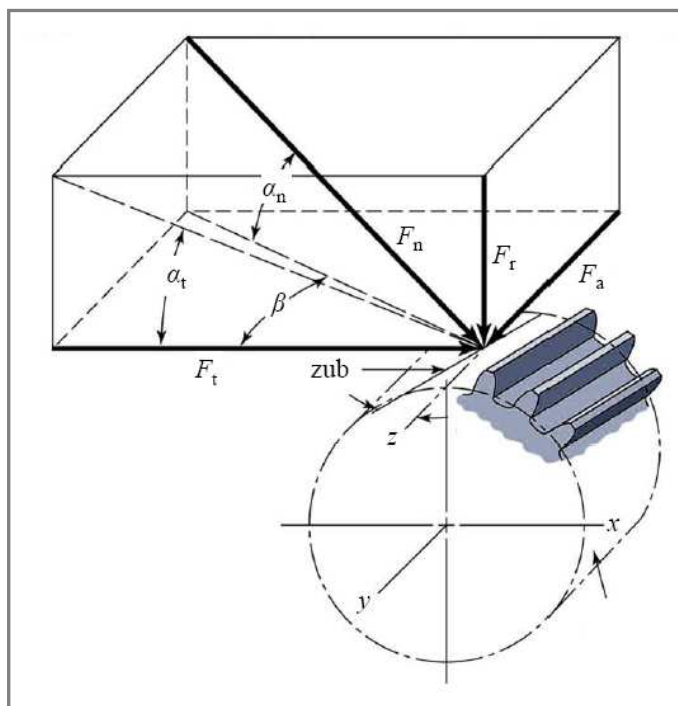
Průměr čepu pastorku D_{past}

$$D_{past} = \frac{u_{past}}{\pi \cdot \frac{n_{ot}}{60}} = \frac{83,775}{\pi \cdot \frac{8000}{60}} = 0,2 \text{ m} \quad (8.6-4)$$

Průměr čepu kola D_{kolo}

Čep na straně elektrického generátoru je namáhán krutem i ohybem. U druhého čepu však zatížení od krutu není, a proto by bylo zbytečné jej konstruovat ve stejném provedení jako čep na straně elektrického generátoru. Z důvodů unifikace proto bude vyhotoven ve stejném provedení jako čepy pastorku.

$$D_{kolo} = \frac{u_{kolo}}{\pi \cdot \frac{n_k}{60}} = \frac{21,991}{\pi \cdot \frac{1500}{60}} = 0,28 \text{ m} \quad (8.6-5)$$



Obr. 8-20 Zobrazení použitého značení sil působících na ozubení [15]

Obvodová síla v zubech $F_{t.zub}$

$$F_{t.zub} = \frac{M_K^{past}}{D_{zub}^{past}} = \frac{\frac{P_{SP}}{\omega}}{\frac{D_{zub}^{past}}{2}} = \frac{P_{SP} \cdot 2}{2\pi n_{ot} D_{zub}^{past}} = \frac{P_{SP}}{\pi D_{zub}^{past} n_{ot}} = \frac{P_{SP}}{u_{zub}} = \frac{23588}{129,31} = 182,4 \text{ kN} \quad (8.6-6)$$

Obvodová reakční síla v čepu $F_{t.reakce}$

$$F_{t.reakce} = \frac{F_{zub}}{2} = \frac{182,4}{2} = 91,2 \text{ kN} \quad (8.6-7)$$

Axiální síla F_a

$$F_a = F_{t.zub} \cdot \tan \beta = 182,4 \cdot \tan 29 = 101,1 \text{ kN} \quad (8.6-8)$$

Úhel záběru v čelním řezu α_t

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctg\left(\frac{\tan 20}{\cos 29}\right) = 22,6^\circ \quad (8.6-9)$$

Kde: $\alpha_n = 20^\circ$ je úhel záběru v normálovém řezu
 $\beta = 29^\circ$ je úhel sklonu zubu

Radiální reakční síla v čepu $F_{r.reakce}$

$$F_{r.reakce} = F_{t.reakce} \cdot \tan \alpha_t = 91,2 \cdot \tan 22,6 = 37,96 \text{ kN} \quad (8.6-10)$$

Celková reakční síla v čepu F_{reakce}

$$F_{reakce} = \sqrt{F_{t.reakce}^2 + F_{r.reakce}^2} = \sqrt{91,2^2 + 37,96^2} = 98,8 \text{ kN} \quad (8.6-11)$$

Tlak v ložisku pastorku p_{past}

$$p_{past} = \frac{F_{reakce}}{1000 \cdot S_{past}} = \frac{F_{reakce}}{1000 \cdot D_{past} \cdot a_{past}} = \frac{98,8}{1000 \cdot 0,2 \cdot 0,2} = 2,47 \text{ MPa} \quad (8.6-12)$$

Tlak v ložisku kola p_{kolo}

$$p_{kolo} = \frac{F_{reakce}}{1000 \cdot S_{kolo}} = \frac{F_{reakce}}{1000 \cdot D_{kolo} \cdot a_{kolo}} = \frac{98,8}{1000 \cdot 0,28 \cdot 0,28} = 1,26 \text{ MPa} \quad (8.6-13)$$

8.6.2 Kontrolní výpočet ozubení převodovky na únavu v ohybu

Dle [15] se únosnost v ohybu prokazuje porovnáním součinitelů bezpečnosti a to součinitelem výpočtovým S_F a součinitelem minimální bezpečnosti $S_{F\min}$

$$\text{Musí platit } S_F \geq S_{F\min}.$$

Dále se únosnost v ohybu prokazuje porovnáním výpočtového σ_F a přípustného napětí σ_{FP} v ohybu.

$$\text{Musí platit } \sigma_{FP} \geq \sigma_F.$$

1) pastorek		
zvolené/odečtené hodnoty:		
popis:	značení [jednotka]	hodnota:
normálový modul ozubení	m_n [mm]	10
sklon zubu	β [-]	29
šířka ozubení	b_w [mm]	250
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	$K_{F\beta}$ [-]	1,18
součinitel vnějších dynamických sil	K_A [-]	1,1
součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y_{FS} [-]	3,86
součinitel sklonu zubu	Y_β [-]	0,7583
součinitel vlivu záběru profilu	Y_ϵ [-]	0,8333
součinitel životnosti	Y_{HT} [-]	1
minimální součinitel bezpečnosti	$S_{F\min}$ [-]	1,4
mez únavy zubů v ohybu referenčního kola	σ_{FE} [MPa]	530

Tab. 8-11 Zvolené/odečtené hodnoty pro pastorek

2) kolo		
zvolené/odečtené hodnoty:		
popis:	značení [jednotka]	hodnota:
normálový modul ozubení	m_n [mm]	10
sklon zubu	β [-]	29
šířka ozubení	b_w [mm]	250
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	$K_{F\beta}$ [-]	1,18
součinitel vnějších dynamických sil	K_A [-]	1,1
součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y_{FS} [-]	3,65
součinitel sklonu zubu	Y_β [-]	0,7583
součinitel vlivu záběru profilu	Y_ϵ [-]	0,8333
součinitel životnosti	Y_{HT} [-]	1
minimální součinitel bezpečnosti	$S_{F\min}$ [-]	1,4
mez únavy zubů v ohybu referenčního kola	σ_{FE} [MPa]	530

Tab. 8-12 Zvolené/odečtené hodnoty pro kolo

Čelní modul ozubení m_t

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{10}{\cos 29} = 11,43 \text{ mm} \quad (8.6-14)$$

Počet zubů pastorku z_{past}

$$z_{past} = \frac{1000 \cdot D_{zub}^{past}}{m_t} = \frac{1000 \cdot 0,3087}{11,43} = 27 \quad (8.6-15)$$

Náhradní počet zubů pastorku $z_{v.past}$

$$z_{v.past} = \frac{z_{past}}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 29} = 40,36 \quad (8.6-16)$$

Počet zubů kola z_{kolo}

$$z_{kolo} = \frac{1000 \cdot D_{zub}^{kolo}}{m_t} = \frac{1000 \cdot 1,646}{11,43} = 144 \quad (8.6-17)$$

Náhradní počet zubů kola $z_{v.kolo}$

$$z_{v.kolo} = \frac{z_{kolo}}{\cos^3 \beta} = \frac{144}{\cos^3 29} = 215,23 \quad (8.6-18)$$

Součinitele záběru kroku ε

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= 1,2 \\ \varepsilon_\beta &= \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m_n \cdot \pi} = \frac{250 \cdot \sin 29}{10 \cdot \pi} = 3,86 \end{aligned} \quad (8.6-19)$$

Celkový součinitel záběru ε_γ

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,2 + 3,86 = 5,06 \quad (8.6-20)$$

Ohybové napětí při ideálním zatížení zubů

$$\sigma_{FO}^{past} = \frac{1000 \cdot F_{t,zub}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_{FS}^{past} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1000 \cdot 182,4}{250 \cdot 10} \cdot 3,86 \cdot 0,758 \cdot 0,83 = 178 \text{ MPa} \quad (8.6-21)$$

$$\sigma_{FO}^{kolo} = \frac{1000 \cdot F_{t,zub}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_{FS}^{kolo} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1000 \cdot 178,8}{250 \cdot 10} \cdot 3,65 \cdot 0,758 \cdot 0,83 = 168 \text{ MPa} \quad (8.6-22)$$

Místní ohybové napětí σ_F

$$\sigma_F^{past} = \sigma_{FO}^{past} \cdot K_A \cdot 1,2 \cdot K_{F\beta} = 178 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,18 = 277,2 \text{ MPa} \quad (8.6-23)$$

$$\sigma_F^{kolo} = \sigma_{FO}^{kolo} \cdot K_A \cdot 1,2 \cdot K_{F\beta} = 168 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,18 = 262,1 \text{ MPa} \quad (8.6-24)$$

Přípustné napětí v ohybu σ_{FP}

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} = \frac{530 \cdot 1}{1,4} = 378,6 \text{ MPa} \quad (8.6-25)$$

Kde: σ_{FE} [MPa] je napětí na mezi únavy v ohybu [15]
(pro materiál 15241.6 konstrukční ocel ušlechtilá, zušlechtěná)

Součinitele bezpečnosti S_F

$$S_F^{past} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F^{past}} = \frac{530 \cdot 1}{277,2} = 1,91 \quad (8.6-26)$$

$$S_F^{kolo} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F^{kolo}} = \frac{530 \cdot 1}{262,1} = 2,02 \quad (8.6-27)$$

8.6.2.1 Prokázání únosnosti v ohybu

Porovnání výpočtového σ_F a přípustného napětí σ_{FP} v ohybu.

$$\begin{aligned} \text{Musí platit } \sigma_{FP} &\geq \sigma_F^{past} \\ 378,6 \text{ MPa} &\geq 277,2 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.6-28)$$

$$\begin{aligned} \text{Musí platit } \sigma_{FP} &\geq \sigma_F^{kolo} \\ 378,6 \text{ MPa} &\geq 262,1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.6-29)$$

Porovnání výpočtového S_F a minimálního S_{Fmin} součinitele bezpečnosti

$$\begin{aligned} \text{Musí platit } S_F^{past} &\geq S_{Fmin} \\ 1,91 &\geq 1,4 \end{aligned} \quad (8.6-30)$$

$$\begin{aligned} \text{Musí platit } S_F^{kolo} &\geq S_{Fmin} \\ 2,02 &\geq 1,4 \end{aligned} \quad (8.6-31)$$

Obě podmínky splňují předepsané meze čímž je únosnost v ohybu prokázána.

8.6.3 Kontrolní pevnostní výpočet hřídelů převodovky

Popis namáhání

Hřídele převodovky jsou nejvíce namáhané v místě čepů radiálních ložisek. Vždy jeden čep je namáhán pouze ohybem a druhý je namáhán jednak krutem a jednak střídavým ohybem. Obojí namáhání působí současně, což se musí zohlednit při stanovování míry bezpečnosti. Z popsaného namáhání by míra bezpečnosti vyšla nižší u čepu zatíženého kombinovaným namáháním, proto bude proveden kontrolní výpočet pouze u těchto více namáhaných čepů.

Konstrukčně volené parametry u pastorku:

Popis	značení [jednotka]	hodnota
Průměr hřídele pastorku	$D_{hr}^{past} [m]$	0,22
Přechodový poloměr na hřídeli pastorku	$r^{past} [mm]$	10
Poměr průměrů osazení D/d pro stanovení α^{past}	$D/d [mm]$	1,1
Poměr poloměru r/d a průměru pro stanovení α^{past}	$r/d [mm]$	0,05
Koeficient koncentrace napětí (z krutu pro osazení u hřídele pastorku dle [4])	$\alpha_{krut}^{past} [-]$	1,3
Koeficient koncentrace napětí (z ohybu pro osazení u hřídele pastorku dle [4])	$\alpha_{ohyb}^{past} [-]$	1,88

Konstrukčně volené parametry u kola:

Popis	značení [jednotka]	hodnota
Průměr hřídele kola	$D_{hr}^{kolo} [m]$	0,308
Přechodový poloměr na hřídeli kola	$r^{kolo} [mm]$	14
Poměr průměrů osazení D/d pro stanovení α^{kolo}	$D/d [mm]$	1,1
Poměr poloměru r/d a průměru pro stanovení α^{kolo}	$r/d [mm]$	0,05
Koeficient koncentrace napětí (z krutu pro osazení u hřídele kola dle [4])	$\alpha_{krut}^{kolo} [-]$	1,3
Koeficient koncentrace napětí (z ohybu pro osazení u hřídele kola dle [4])	$\alpha_{ohyb}^{kolo} [-]$	1,88

Točivý moment v čepch ložisek pastorku

$$M_{k.past} = \frac{1000 \cdot P_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{past}}{60}} = \frac{1000 \cdot 23588}{2 \cdot \pi \cdot \frac{8000}{60}} = 28156 \text{ Nm} \quad (8.6-32)$$

Točivý moment v čepch ložisek kola

$$M_{k.kolo} = \frac{1000 \cdot P_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{kolo}}{60}} = \frac{1000 \cdot 23588}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1500}{60}} = 150166 \text{ Nm} \quad (8.6-33)$$

Průřezový modul čepu pastorku v krutu

$$W_K^{past} = \frac{\pi \cdot D_{past}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,2^3}{16} = 0,00157 \text{ m}^3 \quad (8.6-34)$$

Průřezový modul čepu kola v krutu

$$W_K^{kolo} = \frac{\pi \cdot D_{kolo}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,28^3}{16} = 0,00431 \text{ m}^3 \quad (8.6-35)$$

Tečné napětí v čepu ložiska pastorku

$$\tau_K^{past} = \frac{M_K^{past}}{W_K^{past} \cdot 10^6} = \frac{28156}{0,00157 \cdot 10^6} = 17,92 \text{ MPa} \quad (8.6-36)$$

Tečné napětí v čepu ložiska kola

$$\tau_K^{kolo} = \frac{M_K^{kolo}}{W_K^{kolo} \cdot 10^6} = \frac{150166}{0,00431 \cdot 10^6} = 34,8 \text{ MPa} \quad (8.6-37)$$

Tečné napětí v čepu ložiska pastorku zohledňující osazení

$$\tau_{ext.past} = \alpha_{krut}^{past} \cdot \tau_{K.past} = 1,3 \cdot 17,92 = 23,3 \text{ MPa} \quad (8.6-38)$$

Tečné napětí v čepu ložiska kola zohledňující osazení

$$\tau_{ext.kolo} = \alpha_{krut}^{kolo} \cdot \tau_{K.kolo} = 1,3 \cdot 34,8 = 45,3 \text{ MPa} \quad (8.6-39)$$

Napětí na mezi pevnosti v tahu – pro materiál 11.600 dle [15]

$$\sigma_{pt} = 588 \text{ MPa}$$

Napětí na mezi kluzu v tahu – pro materiál 11.600 dle [15]

$$\sigma_k = 314 \text{ MPa}$$

Napětí na mezi únavy - pro střídavý ohyb - dle [4] platí vztah:

$$\sigma_{0c} = 0,43 \cdot \sigma_{pt} = 0,43 \cdot 588 = 252,8 \text{ MPa} \quad (8.6-40)$$

Ohybový moment v čepch ložisek pastorku

$$M_{O}^{past} = 1000 \cdot F_{reakce} \cdot \left(\frac{a_{past}}{2} + b_h^{past} \right) = 1000 \cdot 98,8 \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,02 \right) = 11855 \text{ Nm} \quad (8.6-41)$$

$$M_{O}^{kolo} = 1000 \cdot F_{reakce} \cdot \left(\frac{a_{kolo}}{2} + b_h^{kolo} \right) = 1000 \cdot 98,8 \cdot \left(\frac{0,28}{2} + 0,02 \right) = 15806 \text{ Nm} \quad (8.6-42)$$

Kde b_h [m] je prodloužení čepu do osazení

Průřezový modul čepu pastorku v ohybu

$$W_{O}^{past} = \frac{\pi \cdot D_{past}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,2^3}{32} = 0,000785 \text{ m}^3 \quad (8.6-43)$$

Průřezový modul čepu kola v ohybu

$$W_{O}^{kolo} = \frac{\pi \cdot D_{kolo}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,28^3}{32} = 0,00216 \text{ m}^3 \quad (8.6-44)$$

Ohybové napětí v čepu ložiska pastorku

$$\sigma_o^{past} = \frac{M_o^{past}}{W_o^{past} \cdot 10^6} = \frac{11855}{0,000785 \cdot 10^6} = 15,1 \text{ MPa} \quad (8.6-45)$$

Ohybové napětí v čepu ložiska kola

$$\sigma_o^{kolo} = \frac{M_o^{kolo}}{W_o^{kolo} \cdot 10^6} = \frac{15806}{0,00216 \cdot 10^6} = 7,33 \text{ MPa} \quad (8.6-46)$$

Ohybové napětí v čepu ložiska pastorku zohledňující osazení

$$\sigma_{\text{ext.past}} = \alpha_{\text{ohyb}}^{\text{past}} \cdot \sigma_{\text{o.past}} = 1,88 \cdot 15,1 = 28,4 \text{ MPa} \quad (8.6-47)$$

Ohybové napětí v čepu ložiska pastorku zohledňující osazení

$$\sigma_{\text{ext.kolo}} = \alpha_{\text{ohyb}}^{\text{kolo}} \cdot \sigma_{\text{o.kolo}} = 1,88 \cdot 7,33 = 13,8 \text{ MPa} \quad (8.6-48)$$

Míra bezpečnosti čepu pastorku pro použitý výpočtový model τ_{max}

$$k_{\text{past}} = \frac{\sigma_{0c}}{\sqrt{(\sigma_{\text{ext.past}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{ext.past}}^2)}} = \frac{252,8}{\sqrt{28,4^2 + 4 \cdot 23,3^2}} = 4,63 \quad (8.6-49)$$

Míra bezpečnosti čepu kola pro použitý výpočtový model τ_{max}

$$k_{\text{kolo}} = \frac{\sigma_{0c}}{\sqrt{(\sigma_{\text{ext.kolo}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{ext.kolo}}^2)}} = \frac{252,8}{\sqrt{13,8^2 + 4 \cdot 45,3^2}} = 2,76 \quad (8.6-50)$$

Z vypočítaných hodnot míry bezpečnosti lze konstatovat, že čepy pastorku a kola jsou dostatečně dimenzované.

8.7 Návrh vyrovnávacího pístu a výpočet osově síly

Celková osová síla, která se musí zachytit v axiálním ložisku je součtem všech dílčích osových sil vznikajících v jednotlivých lopatkových řadách a síly vznikající ve vyrovnávacím pístu.

Celková osová síla pro jednu řadu oběžných lopatek [3]

$$F_a = \pi \cdot D \cdot l \cdot (p_1 - p_2) + m \cdot (c_{1a} - c_{2a}) \quad (8.7-1)$$

Kde člen $\pi \cdot D \cdot l \cdot (p_1 - p_2)$ představuje vznik osově síly vlivem rozdílných tlaků před a za rotorovou lopatkovou řadou.

Člen $m \cdot (c_{1a} - c_{2a})$ představuje vznik osově síly vlivem změny axiální složky absolutní rychlosti proudu páry. V používané metodice výpočtu se uvažuje, že $c_{1a} = c_{2a}$, proto se tento člen ve výpočtu osově síly nebude uplatňovat.

Pro ilustraci bude číselný výpočet opět proveden pouze pro jednu lopatkovou řadu a u ostatních řad budou uvedeny pouze výsledky formou tabulky.

Výpočet osově síly vznikající v první lopatkové řadě

$$F_{a1} = \pi \cdot 1000 \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot (p_1 - p_2) =$$

$$= \pi \cdot 1000 \cdot 0,4457 \cdot 39,6 \cdot (2,346 - 2,166) = 9992,1 \text{ N} \quad (8.7-2)$$

Síla vyvozená vyrovnávacím pístem

$$F_a^{píst} = \frac{\pi \cdot 10^6 \cdot (D_{píst}^2 - D_{p1}^2)}{4} \cdot (p_{2v} - p_{1v}) =$$

$$= \frac{\pi \cdot 10^6 \cdot (0,5^2 - 0,407^2)}{4} \cdot (0,49 - 2,55) = -135878 \text{ N} \quad (8.7-3)$$

Kde opačné znaménko znázorňuje opačný smysl působení osově síly než u síly vznikající v lopatkování.

popis:	značení [jednotka]	hodnota:												
stupeň	n [-]	RS	1	2	3	4	5	rad. st.	7	8	9	10	11	12
osová síla	F_{an} [N]	0	9992	10958	10786	10744	11205	0	12919	14093	14899	16628	14256	11433
osová síla od proudu páry	F_{an}^o [N]		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
osová síla z rozdílu tlaků	F_{an}^p [N]		9992	10958	10786	10744	11205	0	12919	14093	14899	16628	14256	11433
celková osová síla	F_a [N]	137915												
průběh osově síly	F_a [N]	-135878	-125886	-114928	-104141	-93397	-82192	-82192	-69273	-55179	-40281	-23653	-9396	2036
tlak před vyrovnávacím pístem	p_{1v} [MPa]	2,55												
tlak za vyrovnávacím pístem	p_{2v} [MPa]	0,49												
průměr vyrovnávacího pístu	$D_{píst}$ [m]	0,5												
síla vyvozená vyrovnávacím pístem	$F_a^{píst}$ [N]	135878												
patní průměr 1. stupně	D_s [m]	0,407												
osová síla při použití vyrovnávacího pístu	F_a^{celk} [N]	2036												

Tab. 8-13 Osová síla

Tímto výpočtem bylo určeno, že při použití vyrovnávacího pístu o průměru $D_{píst} = 0,5 \text{ m}$ a tlakem $p_{2v} = 0,49 \text{ MPa}$ za vyrovnávacím pístem se bude muset axiálním ložiskem zachytit osová síla F_a^{celk} o velikosti 2036 N. Tato hodnota osově síly je však pouze teoretická, protože v sobě nezahrnuje vliv druhého členu v uvedené rovnici (8.7-1) a také opotřebení ucpávek. Proto se ve skutečnosti musí zachytit síla větší. Vlivem opotřebení ucpávek pak bude osová síla dále narůstat. Osová síla od převodovky do tohoto výpočtu nevstupuje, protože se v ní uvažuje použití šípového ozubení, ve kterém se osově síly vzájemně vyruší.

8.8 Návrh ucpávek a výpočet hmotnostních toků ucpávkami [3]

Návrh ucpávek na vyrovnávacím pístu

Zvolené parametry:

Popis:	značení [jednotka]	hodnota
Počet břitů ucpávky na pístu	$z_{b.píst}$ [-]	56
Rozteč mezi břity	$\delta_{bř}$ [mm]	3,5
Šířka ucpávky	Δ [mm]	0,4

Radiální vůle mezi břity a tělesem satoru

$$\delta = 0,85 \cdot D_{píst} + 0,25 = 0,85 \cdot 0,5 + 0,25 = 0,675 \text{ mm} \quad (8.8-1)$$

Průtočný průřez ucpávky $S_{píst}$

$$S_{píst} = \pi \cdot D_{píst} \cdot \frac{\delta_{píst}}{1000} = \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{0,675}{1000} = 0,0011 \text{ m}^2 \quad (8.8-2)$$

Poměr radiální vůle mezi břity a tělesem satoru a šířky ucpávky $\frac{\delta_{píst}}{\Delta_{píst}}$

$$\frac{\delta_{píst}}{\Delta_{píst}} = \frac{0,675}{0,4} = 1,687$$

Průtokový součinitel ucpávek $\mu_{píst}$

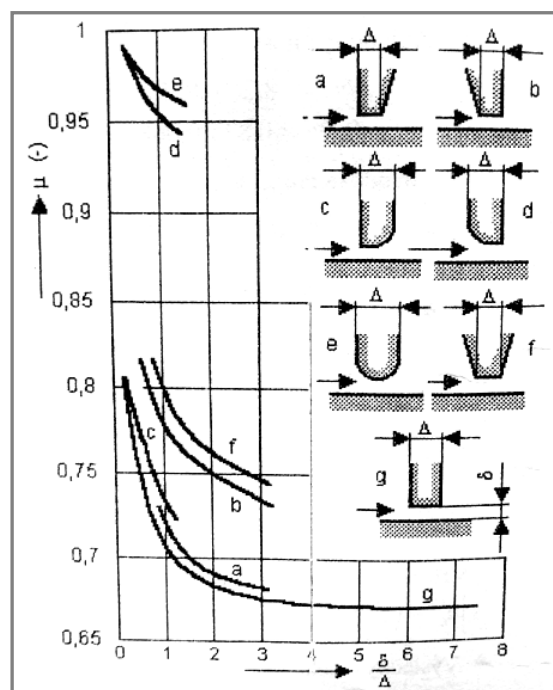
(určený z grafu na Obr. 8-20)

typ ucpávky: a

$$\frac{\delta_{píst}}{\Delta_{píst}} = 1,687 \Rightarrow \mu_{píst} = 0,69$$

Poměr tlaků za a před ucpávkou π

$$\pi_{píst} = \frac{p_{2v}}{p_{1v}} = \frac{0,49}{2,55} = 0,192 \quad (8.8-3)$$



Obr. 8-21 Graf ucpávek [3]

Kontrola zda na posledním břitu nenastává kritické proudění

$$\pi_{píst} > \frac{0,82}{\sqrt{z_{b.píst} + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{56 + 1,25}} = 0,108 \quad (8.8-4)$$

$0,192 > 0,108 \Rightarrow$ proto dle [3] na posledním břitu ucpávky nenastává kritické proudění a hmotnostní průtok páry proudící ucpávkou lze spočítat podle následujícího vztahu.

Hmotnostní průtok páry ucpávkou na vyrovnávacím pístu

$$m_{píst} = \mu_{píst} \cdot S_{píst} \cdot \sqrt{\frac{(p_{1v} \cdot 10^6)^2 - (p_{2v} \cdot 10^6)^2}{p_{1v} \cdot 10^6 \cdot v_{1v} \cdot z_{b.píst}}} = 0,69 \cdot 0,0011 \cdot \sqrt{\frac{(2,55 \cdot 10^6)^2 - (0,49 \cdot 10^6)^2}{2,55 \cdot 10^6 \cdot 0,109 \cdot 56}} = 0,465 \text{ kg/s} \quad (8.8-5)$$

Tento hmotnostní průtok páry unikne přes vyrovnávací píst a nevykoná tak v lopatkování užitečnou práci, a proto se tedy o tuto hodnotu musí snížit hmotností průtok páry proudící přes lopatkování turbíny.

Hmotnostní průtok páry dle zadání diplomové práce m_t

$$m_t = 103,2 \text{ t/h}$$

$\Rightarrow$ Sekundový hmotnostní průtok páry

$$m_s = \frac{m_t \cdot 1000}{3600} = \frac{103,2 \cdot 1000}{3600} = 28,667 \text{ kg/s} \quad (8.8-6)$$

Skutečný hmotnostní průtok páry proudící přes lopatkování m

$$m = m_s - m_{píst} = 28,667 - 0,465 = 28,202 \text{ kg/s} \quad (8.8-7)$$

Ostatní ucpávky byly počítány stejným způsobem, proto byly uvedeny jen výsledné hodnoty v podobě tabulky. Pára uniklá přes vyrovnávací píst se přivede k ucpávkám v nízkém tlaku (v kondenzační části) a to z důvodu zamezení přisávání vzduchu vlivem nižšího tlaku než je tlak okolí.

popis:	značení [jednotka]	ucpávka na vyrovnávacím pístu	ucpávka za vyrovnávacím pístem	ucpávka v odběru	ucpávka na konci turbíny
střední průměr ucpávek	D_{ucp} [m]	0,5	0,25	0,448	0,31
radiální vůle mezi břity a tělesem statoru	δ_{rad} [mm]	0,675	0,463	0,631	0,514
tlak před ucpávkou	p_{1ucp} [MPa]	2,55	0,49	0,931	0,41
tlak za ucpávkou	p_{2ucp} [MPa]	0,49	0,101	0,735	0,091
počet břítů ucpávky	z_{ucp} [-]	56	28	14	14
hmotnostní tok páry proudící ucpávkou	m_{ucp} [kg/s]	0,465	0,042	0,193	0,017

Tab. 8-14 Ucpávky

9 TECHNICKOEKONOMICKÉ SROVNÁNÍ

Pro účely spalovny komunálního odpadu by na dané parametry mohlo být využito nejen výše uvažované jednohřídelové konstrukční provedení parní turbíny, nýbrž i konstrukční provedení dvouhřídelové. Toto provedení by z počátku představovalo vyšší investiční náklady, protože by se musely vyhotovit všechny komponenty v dvojím provedení, ovšem o menších rozměrech než v případě jednohřídelového provedení. Bylo by tedy zapotřebí dvou převodovek, které by však přenášely nižší výkon, a proto by bylo možné navýšit provozní otáčky, a to zejména u vysokotlaké části. Tím by se zmenšil počet stupňů i průměry lopatkování, čímž by se naopak prodloužila délka lopatek, což by mělo příznivý vliv na dosahovanou účinnost.

V zimním provozu se u dvouhřídelového konstrukčního provedení provozuje pouze vysokotlaká část turbíny a nízkotlaká se odstaví. U jednohřídelového konstrukčního provedení takovýto provoz není možný a z důvodu chlazení je nutné přivádět minimálně 10% hmotnostního průtoku páry do lopatkování stupňové části za místem odběru páry. Těchto 10% se tedy nemůže využít pro účely vytápění, což představuje značnou nevýhodu vůči dvouhřídelovému provedení. Lopatkování za místem odběru páry je však dostatečně prohřáté, a proto by bylo možné případnou regulací odebíraného množství páry, relativně rychle navýšit elektrický výkon turbíny. Protože se turbína navrhuje pro město Brno, kde do jedné tepelné sítě pracuje mnoho tepelných zdrojů, mohl by chybějící tepelnou energii pokrýt některý z nich. Tím by bylo umožněno provozovat turbínu v režimu dispečerské zálohy, což spatřuji jako zásadní výhodu vůči dvouhřídelovému provedení.

9.1 Výhody/nevýhody jednohřídelového konstrukčního provedení

(ve srovnání s dvouhřídelovým provedením)

Výhody:

- Investičně méně náročné provedení
- Jednotlivé konstrukční prvky jen v jednom vyhotovení
- Možnost provozu v dispečerské záloze
- Nižší náklady na údržbu

Nevýhody:

- Nižší termodynamická účinnost
- Pouze 90% páry využitelné pro vytápění (zbylých 10% páry chladí lopatkování)
- Převodovka musí být navržena pro vyšší výkon
- Nižší provozní otáčky

10 ZÁVĚR

V diplomové práci byl proveden termodynamický návrh parní turbíny s regulovaným odběrem páry pro brněnskou spalovnu komunálního odpadu. Cílem práce bylo provést termodynamický návrh lopatkování turbíny, základní návrh převodovky včetně kontrolních výpočtů, porovnat jednohřídelové a dvouhřídelové konstrukční provedení z technickoekonomického hlediska a k vypočítaným výsledkům zpracovat výkresovou dokumentaci obsahující podélný řez turbínou a dispoziční uspořádání parní turbíny s převodovkou.

Všechny výše uvedené výpočty byly kvůli přehlednosti rozděleny do jednotlivých výpočtových listů (viz. Kap. 6), společně však byly uloženy do jednoho souboru, který je součástí diplomové práce (viz. Příloha 7). Jednotlivé výpočtové listy jsou vzájemně propojené, a tak se jakákoli změna v libovolném z listů projeví ve všech ostatních. Díky použití parních tabulek v elektronické verzi pak není nutné žádný z parametrů páry odečítat z grafu, nýbrž se automaticky vygenerují a současně i automaticky přepočítají, provede-li se změna některého ze vstupních parametrů. Elektronické parní tabulky jsou použity ve verzi, která nevyžaduje instalaci žádného dalšího programu, a proto bude výpočet správně pracovat na jakémkoli počítači vybaveném základní verzí MS Office. Dále bylo mnoho grafů užitých při výpočtu implementováno též do elektronické podoby a tím se minimalizoval počet hodnot, které se musí odečítat z grafů. Ve výpočtu byly graficky odděleny jednak buňky, do nichž je možné zadávat vstupní veličiny, a jednak buňky, ve kterých je kontrolován vliv změny parametrů. Tyto kontrolní buňky jsou mnohdy doplněny popisným textem, který se vyobrazí v případě nesplnění předpokladů a svým významem pak doporučí návrh pro opětovné splnění podmínek.

Provedený termodynamický výpočet lopatkování probíhá pouze na středním průměru ve vztažné rovině každého stupně. Jedná se tedy o zjednodušený výpočet, který zvláště u posledních stupňů, kde je použito zkrucovaného lopatkování, nelze považovat za příliš přesný. Detailnější výpočet by však přesahoval rozsah této diplomové práce.

V detailním zadání diplomové práce je uvedeno, že parní turbína bude provozována v letním a v zimním provozním režimu. V případě prvního jmenovaného není tepelnou energií pro vytápění zapotřebí a bude se tedy využívat i kondenzační části lopatkování, čímž se zbytkový potenciál v páře obsažený přemění ve prospěch výroby elektrické energie. Naproti tomu v zimním provozním režimu se bude pára prostřednictvím regulovaného odběru odvádět a následně využívat pro vytápění.

Navrhovaná parní turbína je určena pro město Brno, kde se využívá velkého množství tepelných zdrojů pracujících do jedné tepelné sítě. Proto by bylo vhodné ostatní tepelné zdroje patřičně nastavit a umožnit tak využití parní turbíny v režimu dispečerské zálohy. V tomto provozním režimu by se v zimním období odebíralo 90% páry pro účely vytápění a zbývajících 10% by se z důvodu chlazení přivádělo do stupňové části lopatkování za místem odběru páry. Tato část lopatkování by tedy byla dostatečně prohřátá, čímž by bylo umožněno v případě požadavku z dispečinku odběr páry pro vytápění patřičně zregulovat a tím relativně rychle zvýšit elektrický výkon dodávaný do elektrické sítě.

Z technickoekonomického srovnání vyplývá, že obě konstrukční provedení mají své výhody i nevýhody a bude tedy záležet na skutečném způsobu provozování. Jestliže by bylo umožněno provozování turbíny v režimu dispečerské zálohy, volil bych konstrukční provedení v podobě jednohřídelové turbíny.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ALSTOM Power, s.r.o. *100 let parních turbín v Brně*. Brno: Trilabit, s.r.o., 2002. 92 s. ISBN 809026812-9.
- [2] ČEZ. *Encyklopedie energetiky* [online]. 2004, [cit. 2008-12-10].
<http://www.cez.cz/edee/content/file/_static/encyklopedie/encyklopedie_energetiky/01/para_1.html>.
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny návrh a výpočet*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] JANÍČEK, P. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. 2. vydání. Brno: VUT Brno, 1992. 287 s. ISBN 80-214-0468-X.
- [5] JANOVSKEÝ, Julius. *Parní stroje, parní turbíny, parní kotle* [online]. 2008, [cit. 2009-1-2].
<<http://www.hornictvi.info/stroje/pstroj1/032.htm>>.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. Brno: VUT Brno, 1987. 268 s.
- [9] NOVÁK, Jan. *Vynálezcí a objevitelé v oblaku páry!* [online]. 2006-12-19, [cit. 2008-12-1].
<<http://www.21stoleti.cz/view.php?cislocclanku=2006121927>>.
- [10] SAKO. *Hlavní výhody spalování ve spalovně SAKO Brno* [online]. 2008, [cit. 2008-1-10].
<<http://www.sako.cz/spalovna/ucel/>>.
- [11] Siemens Industrial Turbomachinery – firemní literatura, Brno, 2009.
- [12] ŠKORPÍK, Jiří. *Atmosférický parní stroj angličanů T. Newcomen a T. Savary* [online]. 2008, [cit. 2008-12-10]. <<http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/>>.
- [13] TECHNICKÝ TÝDENÍK. *Průmyslové parní turbíny do 180 MW a kogenerace* [online]. č. 25, 2006, [cit. 2008-12-10].
<<http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=1753&mark=>>>.
- [14] X-ENG. *X Steam Tables for MS Excel* [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6. 2008. [online]. [cit. 2008-12-10]. Freeware. <http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm>.
- [15] Hartl, Martin. *Čelní soukolí se šikmými zuby / Pevnostní výpočet čelních ozubených kol* Konstruování strojů - převody (Přednáška 5, 6) [online]. 2006, [cit. 2008-12-10].
<<http://www.uk.fme.vutbr.cz/>>.

12 SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ

Seznam tabulek

Tab. 8-1 Výrobní tolerance [3]	47
Tab. 8-2 Hodnoty pro sestrojení expanzní čáry v i-s diagramu.....	51
Tab. 8-3 Hodnoty pro sestrojení rychlostních trojúhelníků.....	57
Tab. 8-4 Hodnoty poměrných ztrát v lopatkování před odběrem.....	59
Tab. 8-5 Hodnoty vážených poměrných ztrát v lopatkování před odběrem	60
Tab. 8-6 Hodnoty pro sestrojení expanzní čáry v i-s diagramu (za odběrem)	63
Tab. 8-7 Hodnoty pro sestrojení rychlostních trojúhelníků (za odběrem).....	70
Tab. 8-8 Hodnoty poměrných ztrát v lopatkování za odběrem	72
Tab. 8-9 Hodnoty vážených poměrných ztrát v lopatkování za odběrem	73
Tab. 8-10 Zadané/zvolené hodnoty převodovky	76
Tab. 8-11 Zvolené/odečtené hodnoty pro pastorek	79
Tab. 8-12 Zvolené/odečtené hodnoty pro kolo.....	79
Tab. 8-13 Osová síla.....	86
Tab. 8-14 Ucpávky	88

Seznam obrázků

Obr. 2-1 Využití páry k čerpání vody [12]	16
Obr. 2-2 Jednostupňová akční turbína [5]	17
Obr. 2-3 Srovnání délek rotorů [1]	18
Obr. 4-1 Znázornění expanze v i-s diagramu	21
Obr. 4-2 Součinitel zpětného využití ztrát [3]	24
Obr. 6-1 Rozdělení výpočtu na jednotlivé listy.....	28
Obr. 6-2 Znázornění spuštění výpočtu	29
Obr. 7-1 Charakteristika převodovky [11]	32
Obr. 8-1 Použité značení rozměrů u RS [7]	33
Obr. 8-2 Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu [3]	35
Obr. 8-3 Závislost korekčního součinitele na rychlosti proudu páry [3].....	35
Obr. 8-4 Znázornění energetických ztrát v i-s diagramu [3]	40
Obr. 8-5 Rychlostní trojúhelníky RS.....	41
Obr. 8-6 Vnitřní účinnost RS [6].....	42
Obr. 8-7 Diagram pro metodiku výpočtu c_a/u [3]	45
Obr. 8-8 Obvodová účinnost pro ∞ dlouhou lopatku [3]	48
Obr. 8-9 Průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg]	51
Obr. 8-10 Expanzní čára v i-s diagramu.....	51
Obr. 8-11 Průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg] – skutečné provedení	55
Obr. 8-12 Expanzní čára v i-s diagramu – skutečné provedení.....	55
Obr. 8-13 Rychlostní trojúhelníky 1. a 5. stupně	58
Obr. 8-14 Průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg]	64
Obr. 8-15 Expanzní čára v i-s diagramu.....	64
Obr. 8-16 Průběhy p [MPa] a v [m ³ /kg] (skutečné provedení za odběrem).....	67
Obr. 8-17 Expanzní čára v i-s diagramu (skutečné provedení za odběrem)	67
Obr. 8-18 Rychlostní trojúhelníky radiálního, 7. a 12. stupně	70
Obr. 8-19 Konstrukční provedení radiálního stupně s natáčivými lopatkami.....	71
Obr. 8-20 Zobrazení použitého značení sil působících na ozubení [15]	77
Obr. 8-21 Graf ucpávek [3]	87

13 SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ A INDEXŮ

Použité značení

označení	jednotka	význam
a	[kJ/kg]	měrná práce setrvačných sil
c	[m/s]	absolutní rychlost
D	[m]	průměr
f	[-]	reheat factor
F	[kN]	síla
h	[kJ/kg]	měrný entalpický spád
H	[kJ/kg]	měrný entalpický spád připadající na celé lopatkování
i	[kJ/kg]	měrná entalpie
l	[mm]	délka lopatky
L	[mm]	osová vzdálenost
m	[kg/s]	hmotnostní průtok páry
M	[Nm]	zatěžující moment
n	[-]	otáčky
p	[MPa]	tlak páry
P	[kW]	výkon
Pa	[-]	Parsonsovo číslo
r	[mm]	přechodový poloměr
s	[kJ/kgK]	měrná entropie
S	[-]	součinitel bezpečnosti
t	[°]	teplota
u	[m/s]	obvodová rychlost
v	[m ³ /kg]	měrný objem
w	[m/s]	relativní rychlost páry
W	[m ³]	průřezový modul
Y	[-]	součinitel ozubení
α	[°]	úhel k absolutní rychlosti
β	[°]	úhel k relativní rychlosti
β'	[°]	doplňkový úhel k relativní rychlosti
δ	[mm]	vůle
Δ	[mm]	šířka ucpávky
ε	[-]	stupeň parciálního ostříku
η	[-]	účinnost
φ	[-]	rychlostní součinitel pro stator
μ	[-]	průtokový součinitel
π	[-]	tlakový poměr
ρ	[-]	stupeň reakce
σ	[MPa]	napětí
τ	[MPa]	tečné napětí
ξ	[-]	poměrná ztráta
ψ	[-]	rychlostní součinitel pro rotor

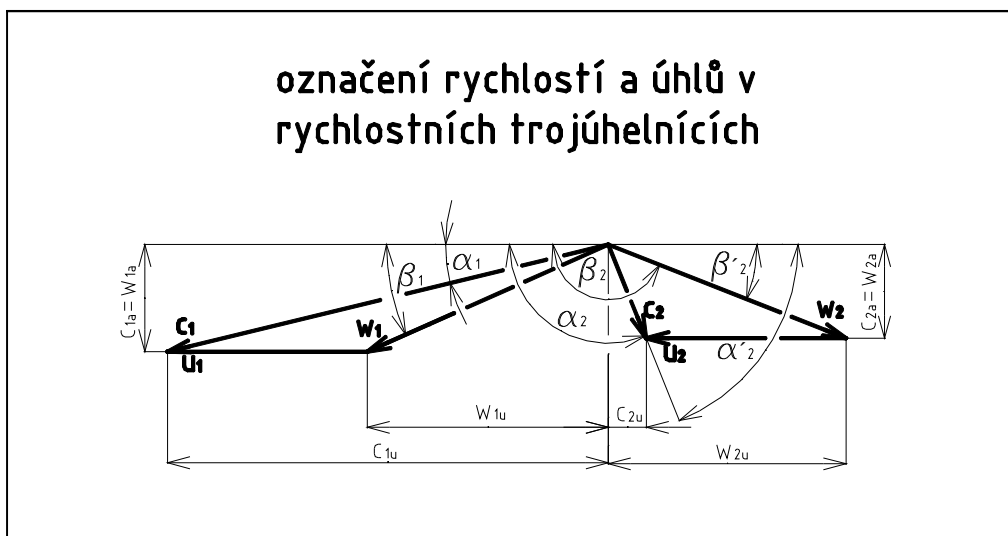
Použité indexy

dolní index:

dolní index	význam
0	místo před statorovým lopatkováním
1	místo před rotorovým lopatkováním
2	místo za rotorovým lopatkováním
6	vliv parciálního ostríku
500	hodnota pro rychlost páry 500 m/s
0c	napětí na mezi únavy pro střídavý ohyb
1L	vstupní úhel profilu
1v	místo před vyrovnávacím pístem
2i	parametr na patním průměru
2m	parametr na středním kvadratickém poloměru
2v	místo za vyrovnávacím pístem
∞	údaj pro nekonečný rozměr
a	axiální směr
A	parametry na vstupní přírubě
čep	údaje týkající se čepu
F	místní hodnota
FP	připustná místní hodnota
G	parametry vztahované ke generátoru
HŘ	hřídel
i	vnitřní parametr
iz	údaje teoretické (izoentropické)
k	napětí na mezi kluzu
kolo	parametry vztahující se ke kolu
mk	krut
n	normálový
o	ohyb
Odběr	parametry v odběru
p	parametry na patním průměru
past	parametry vztahující se k pastorku
píst	parametry vyrovnávacího pístu
PŘ	parametry vztahované k převodovce
pt	napětí na mezi pevnosti
r	radiální
s	střední průměr stupně
SP	parametr na spojce
SV	parametry na svorkách elektrického generátoru
t	obvodový
u	unášivý směr
ucp	ucpávky
v	vliv rozvějíření
vn	parametry na vnějším průměru
Výstup	parametry na výstupu z turbíny
x	vliv vlhkosti
Zub	parametry vztahující se k ozubení

horní index:

horní index	význam
odhad	parametr odhadnutý
př	před místem odběru páry
předb.	hodnoty v předběžném výpočtu
R	parametr týkající se rotoru
rad	parametr týkající se radiálního stupně
RS	parametr týkající se regulačního stupně
S	parametr týkající se statoru
ST	parametr týkající se stupně
T	parametry vztahované k turbíně
za	za místem odběru páry

Použité značení úhlů v rychlostních trojúhelnících:

14 SEZNAM PŘÍLOH

Číslo:	Název:	Popis:
1	Kondenzační parní turbína	návrhový řez parní turbíny
2	Kondenzační parní turbína a převodovka	dispoziční uspořádání parní turbíny a převodovky
3	Parametry turbíny 1. část	tabulka výsledků parametrů turbíny 1.část (zadané hodnoty, stator)
4	Parametry turbíny 2. část	tabulka výsledků parametrů turbíny 2. část (rotor, stupeň)
5	Parametry převodovky 1.část	tabulka výsledků parametrů převodovky 1.část (základní parametry, pevnostní výpočet čepů)
6	Parametry převodovky 2.část	tabulka výsledků parametrů převodovky 2.část (pevnostní výpočet ozubených kol)
7	Výpočet	výpočet v elektronické verzi v programu Microsoft Office Excel

Výše uvedené názvy příloh odpovídají poslední části v celém názvu souboru.
(např. Diplomová práce-2009-Pavel Skoupý-Parní turbína-Příloha 7-Výpočet)

Uvedené přílohy jsou součástí diplomové práce a to, jak v tištěné verzi, tak ve verzi elektronické na CD nosiči.