

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Návrh turbíny pro hybridní pohon

Lukáš Procházka

Praha 2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Procházka** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **465547**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Letectví a kosmonautika**
Studijní obor: **Letadlová a kosmická technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

NÁVRH TURBÍNY PRO HYBRIDNÍ POHON

Název diplomové práce anglicky:

Design of a turbine for a hybrid propulsion system

Pokyny pro vypracování:

- 1) Rešerše turbín pro turbohřídelové motory
- 2) Popis proudění v turbíně
- 3) Výpočet tepelného oběhu
- 4) Návrh stupňů na středním poloměru
- 5) Návrh stupňů po výšce lopatek

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Denis Hermann, ústav letadlové techniky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **08.06.2021**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Denis Hermann
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Robert Theiner, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh turbíny pro hybridní pohon“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Denise Hermanna s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Lukáš Procházka

Poděkování

Děkuji panu Ing. Denisu Hermannovi za vedení a odborné připomínky při vypracování této diplomové práce.

Anotace

Diplomová práce se zabývá návrhem dvoustupňové axiální turbíny pro hybridní pohonný systém. Cílem této práce byl návrh turbíny na středním poloměru, výpočet po výšce lopatky a návrh lopatkování. První část práce obsahuje úvod do problematiky hybridních pohonů, řešení malých turbínových motorů a popis proudění v turbíně. Druhá část práce je věnována výpočtům a interpretaci dosažených výsledků s jejich grafickým znázorněním. Druhá část obsahuje i návrh lopatkování turbíny.

Klíčová slova

Turbínový motor, Turbína, Hybridní pohon, 1D výpočet, Axiální turbína

Abstract

The diploma thesis deals with the design of a two-stage axial turbine for a hybrid propulsion system. The aim of this work was the design of a turbine on a medium radius, calculation along the height of the blade and the design of blades airfoil. The first part of the thesis contains an introduction to the issue of hybrid propulsion systems, a search of small turbine engines and a description of the gas flow in the turbine. The second part of the work is devoted to calculations and interpretation of the achieved results with their graphical representation. The second part also contains the design of the turbine blade.

Keywords

Turbine engine, Turbine, Hybrid propulsion, 1D calculation, Axial turbine

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Využití turbínových motorů v hybridních pohonech.....	2
2.1	Druhy hybridních pohonů.....	2
2.1.1	Sériové uspořádání.....	3
2.1.2	Paralelní uspořádání.....	3
2.1.3	Kombinované uspořádání.....	4
3	Turbíny pro turbohřídelové motory.....	5
3.1	PBS TS100.....	6
3.2	Capstone C30 HEV.....	6
3.3	Pratt & Whitney Canada PT6.....	8
3.4	Rover Gas 1S60.....	9
3.5	Solar T62.....	10
3.6	Srovnání turbín turbohřídelových motorů.....	11
4	Popis proudění v turbíně.....	12
4.1	Stator.....	12
4.2	Rotor.....	12
4.3	Rovnice popisující proudění v turbíně.....	13
4.4	Akční stupeň turbíny.....	13
4.5	Reakční stupeň turbíny.....	15
4.6	Ztráty v turbíně.....	15
4.6.1	Profilové ztráty.....	15
4.6.2	Sekundární ztráty.....	16
4.6.3	Ztráty vlivem konečnosti lopatek.....	16
4.6.4	Ostatní ztráty.....	17
5	Výpočet tepelného oběhu.....	19
5.1	Řez 0 – okolní atmosféra / před vstupním ústrojím.....	20
5.2	Řez 1 – za vstupním ústrojím / před kompresorem.....	20
5.3	Řez 2 – za kompresorem / před spalovací komorou.....	21
5.4	Řez 3 – za spalovací komorou / před turbínou.....	21
5.5	Řez 4 – za prvním stupněm turbíny.....	21
5.6	Řez 5 – za druhým stupněm / před výstupním ústrojím.....	22
5.7	Řez 6 – výstup z motoru.....	22
6	Návrh stupňů na středním poloměru.....	25
6.1	Ztrátový model.....	25

6.1.1	Profilové ztráty Y_p	26
6.1.2	Korekce na vliv Reynoldsova čísla f_{RE}	28
6.1.3	Sekundární ztráty Y_s	29
6.1.4	Ztráty v oblasti odtokové hrany $Y'TET$	30
6.1.5	Ztráty radiální vůli YTC	30
6.2	1D výpočet na střednici	31
6.2.1	Dopočet vstupních parametrů	32
6.2.2	První stupeň	32
6.2.3	Druhý stupeň.....	36
6.2.4	Geometrické parametry lopatek.....	38
6.2.5	Výpočet ztrát.....	39
6.3	Shrnutí výsledků 1D výpočtu	40
7	Návrh stupňů po výšce lopatek	44
7.1	Tvary turbínových profilů	46
7.2	Tvorba profilů	47
8	CFD analýza profilů na středním poloměru	53
8.1	Síťování výpočetní oblasti.....	53
8.2	CFD výpočet.....	54
8.2.1	První stator.....	55
8.2.2	První rotor.....	56
8.2.3	Druhý stator	58
8.2.4	Druhý rotor	59
8.3	Zhodnocení výsledků	60
8.3.1	Porovnání CFD simulace s 1D výpočtem	61
9	Závěr.....	62
	Bibliografie	63
	Seznam příloh	65

Seznam obrázků

Obrázek 1 Sériové uspořádání [3].....	3
Obrázek 2 Paralelní uspořádání [3].....	3
Obrázek 3 Kombinované uspořádání [3].....	4
Obrázek 4 PBS TS100 [13]	6
Obrázek 5 Capstone C30 HEV [14].....	7
Obrázek 6 Elektrický generátor Capstone [16].....	7
Obrázek 7 Pratt & Whitney PT6A-21 [17].....	8
Obrázek 8 Rover Gas 1S60 [18]	9
Obrázek 9 Solar T62 [19]	10
Obrázek 10 Proudění v turbíně [5].....	12
Obrázek 11 Akční stupeň [1]	14
Obrázek 12 Reakční stupeň [1].....	15
Obrázek 13 Mechanismus vzniku sekundárních ztrát [1]	16
Obrázek 14 Ztráty radiální vůlí [1]	17
Obrázek 15 Vnější chlazení lopatky [1]	17
Obrázek 16 Rázové vlny na odtokové hraně lopatky [1]	18
Obrázek 17 Schéma motoru [3]	19
Obrázek 18 T-s diagram [3].....	19
Obrázek 19 Schématické zobrazení turbíny	25
Obrázek 20 Řídící skica s tabulkou parametrů	47
Obrázek 21 Bézierova křivka sací strany s řídicími póly	48
Obrázek 22 Křivost profilu lopatky	49
Obrázek 23 Řezy lopatkou v souřadnicovém systému lopatkové mříže	50
Obrázek 24 Profily prvního statoru.....	51
Obrázek 25 Profily prvního rotoru.....	51
Obrázek 26 Profily druhého statoru	51
Obrázek 27 Profily druhého rotoru	52
Obrázek 28 Lopatkové mříže.....	52
Obrázek 29 Výpočetní síť.....	53
Obrázek 30 Periodicita sítě	54
Obrázek 31 Konvergence prvního statoru;.....	55
Obrázek 32 Rozložení Machova čísla první stator	55
Obrázek 33 Statický tlak podél lopatky prvního statoru	55
Obrázek 34 Machovo číslo podél lopatky prvního statoru.....	56
Obrázek 35 Konvergence prvního rotoru	56
Obrázek 36 Rozložení Machova čísla první rotor.....	57
Obrázek 37 Statický tlak podél lopatky prvního rotoru	57
Obrázek 38 Machovo číslo podél lopatky prvního rotoru.....	57
Obrázek 39 Konvergence druhého statoru	58
Obrázek 40 Rozložení Machova čísla první rotor.....	58
Obrázek 41 Rozložení statického tlaku podél lopatky druhého statoru	58
Obrázek 42 Rozložení Machova čísla podél lopatky druhého statoru	59
Obrázek 43 Konvergence druhého rotoru	59
Obrázek 44 Rozložení Machova čísla druhý rotor.....	59

Obrázek 45 Rozložení statického tlaku podél lopatky druhého rotoru	60
Obrázek 46 Rozložení Machova čísla podél lopatky druhého rotoru	60

Seznam tabulek

Tabulka 1 Srovnání turbín turbohřídelových motorů.....	11
Tabulka 2 Vstupní parametry tepelného oběhu	20
Tabulka 3 Porovnání výsledků.....	24
Tabulka 4 Indexy 1D výpočtu.....	31
Tabulka 5 Vstupní parametry 1D výpočtu.....	31
Tabulka 6 Vypočtené hodnoty pro druhý stupeň	37
Tabulka 7 Ztráty v turbíně	40
Tabulka 8 Parametry po výšce lopatky	46
Tabulka 9 Geometrické parametry mříží.....	47
Tabulka 10 Velikost výpočetních sítí.....	54
Tabulka 11 Porovnání CFD s 1D.....	61

Seznam grafů

Graf 1 Závislost t_{\max}/c na součtu úhlů [20].....	27
Graf 2 Závislost Machových čísel [20]	28
Graf 3 Součinitel ztrát energie [20].....	30
Graf 4 Tlaky při průchodu turbínou	41
Graf 5 Průběh teplot	42
Graf 6 Rychlostní trojúhelníky	42
Graf 7 Nastavení lopatek turbíny	43
Graf 8 Tvar mezilopátkového kanálu.....	43
Graf 9 Rychlostní trojúhelníky v řezech lopatek	44
Graf 10 Změna vstupních a výstupních úhlů	45
Graf 11 Změna úhlu nastavení lopatek.....	45

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka	Jednotka	Význam
A	$[m^3]$	Průtočná plocha
a	$[m/s]$	Rychlost zvuku
$B_i^n(t)$		Bernsteinovy polynomy n – tého stupně
C	$[m/s]$	Absolutní rychlost
CAD		Computer aided design
CFD		Computational fluid dynamics
CFM		Korekční faktor tlakových ztrát
c	$[m]$	Tětiva
C_L		Koeficient vztlaku
c_p	$[J/kg \cdot K]$	Měrná tepelná kapacita
$f_{(AR)}$		Součinitel vlivu štíhlosti lopatek
f_{RE}		Korekce na vliv Reynoldsova čísla
h	$[m]$	Výška lopatky
h	$[J]$	Entalpie
H_u	$[J/kg]$	Výhřevnost paliva
k	$[m]$	Radiální vůle
K_1		Korekční faktor
K_2		Korekční faktor
K_3		Korekční faktor
K_5		Korekční faktor
K_P		Korekční faktor
$k - \omega$		Výpočetní model CFD
M		Machovo číslo
M_r	$[N \cdot m]$	Moment
\dot{m}	$[kg/s]$	Hmotnostní průtok
N		Počet lopatek
NT		Nízkotlaký
o	$[m]$	Hrdlo
OH		Odtoková hrana
P	$[W]$	Výkon
ΔP	$[Pa]$	Tlakový rozdíl
p	$[Pa]$	Tlak
$P(t)$		Polohové vektory bodů řídicího polygonu
q	$[Pa]$	Dynamický tlak
q_{pal}		Směšovací poměr paliva a vzduchu
r	$[m]$	Poloměr
Re		Reynoldsovo číslo
RPM	$[ot/min]$	Otáčky za minutu
$^{\circ}R$		Stupeň reakce
SST		Shear stress transformation
T	$[K]$	Teplota
t	$[m]$	Rozteč
t_{MAX}	$[m]$	Maximální tloušťka profilu
U	$[m/s]$	Unášivá rychlost
v	$[m/s]$	Rychlost letu
VT		Vysokotlaký

W	$[m/s]$	Relativní rychlost
w	$[J/kg]$	Měrná práce
Y_p		Profilové ztráty
$Y_{P,AMDC}$		Profilové ztráty dle Anley-Mathieson
Y_s		Sekundární ztráty
Y_{SHOCK}		Ztráty rázem
Y_T		Celkové ztráty
Y_{TC}		Ztráty radiální vůlí
Y'_{TET}		Ztráty v oblasti odtokové hrany
Z		Poměr zatížení stupně
α	$[^\circ]$	Úhel absolutní rychlosti
β	$[^\circ]$	Úhel relativní rychlosti
γ	$[^\circ]$	Úhel nastavení lopatky
$\Delta\Phi_{TET}^2$		Součinitel ztrát energie
η		Účinnost
κ		Adiabatický součinitel
λ		Rychlostní parametr
Π		Stlačení / expanze
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota
σ		Koeficient ztráty celkového tlaku
Ψ		Součinitel zatížení stupně

1 Úvod

Dnešní poptávka, po co nejvíce ekologickém způsobu přepravy osob a nákladu, vede ke stálému zefektivňování pohonných jednotek. Je to právě motor, který je srdcem dopravního prostředku a žene ho kupředu. Tepelné motory jsou čím dál více nahrazovány elektromotory, jejichž provoz je v určitých aplikacích ekologičtější. Spalovací motor má však zatím nenahraditelnou roli v letectví. V letecké technice se dbá na nízkou hmotnost, vysokou bezpečnost a co nejvyšší ekonomičnost letadla. V automobilovém průmyslu, kde elektromobily našly své místo, váha nehraje natolik klíčovou roli, aby byla zvýšená hmotnost, spojená s bateriemi, překážkou. U letadel tomu tak není. Váha je natolik důležitým parametrem, že v současné chvíli není ekonomicky výhodné provozovat velká dopravní letadla na čistě elektrický pohon. Řešením by mohlo být vhodné spojení spalovacího a elektrického motoru, takzvaný hybridní pohon. Takovéto uspořádání pohonného systému letadla vede k vyšší účinnosti. Vyšší účinnost je dosažena vhodnou kombinací pohonů v různých fázích letu. Účinnost jde ruku v ruce se spotřebou paliva. Čím méně paliva letoun spotřebuje, tím je i jeho uhlíková stopa menší a v neposlední řadě se ušetří i hmotnost paliva kterou musí letoun nést.

Hybridní pohonné systémy se v současné době běžně nepoužívají, ale jejich vývoj je v plném proudu. Velké společnosti jako je Airbus nebo Boeing vyvíjí hybridní systémy vhodné pro dopravní letadla a jejich pozice na trhu je natolik dominantní, že nová technologie bude pravděpodobně poprvé implementována jednou ze zmíněných společností. U letadel menších kategorií je tomu jinak. Společností, které vyrábí menší letouny je hned celá řada a není možné určit, které z nich prvenství připadne.

O možné řešení části hybridního pohonu se pokouší i tato diplomová práce. Práce se zabývá návrhem turbíny pro hybridní pohon. Zadání navazuje na předešlé práce věnující se dané problematice. První je práce pana Marka Janouta s názvem: „Studie hybridního pohonného systému s turbínovým motorem“ [2], která se zabývá konceptem malého hybridního pohonu schopného nahradit pístový motor Rotax, běžně používaný u malých letounů. Druhou je práce pana Tomáše Vlacha, která se zabývá návrhem odstředivého kompresoru pro daný motor, s názvem: „Návrh stupně odstředivého kompresoru pro hybridní pohon“. [3]

2 Využití turbínových motorů v hybridních pohonech

Pojem hybrid označuje v biologii potomka dvou druhů rostlin či zvířat, který má kombinaci vlastností od obou rodičů. [8] Tato definice odpovídá i přenesenému významu slova v technické praxi. Nejčastěji se s označením „hybrid“ můžeme setkat u moderních automobilů, které kombinují spalovací motor a elektromotor. Obdobně tomu je i u pokusů v letectví, které využívají spalovací motor pro výrobu elektrické energie. Ta je využita v elektromotoru pro pohon vrtule, či dmyhadla, anebo je uložena v bateriích. Toto uspořádání je efektivnější než standardní typy pohonu, neboť umožňuje provozovat spalovací motor v optimálních otáčkách a výkonové skoky vykrývá elektromotor, který je pro tyto účely vhodnější. Využití pouze elektromotoru s bateriemi je zatím bohužel pro letouny nepoužitelné, neboť dnešní baterie mají menší energetickou hustotu než běžně používaná fosilní paliva. V letectví hraje důležitou roli váha, která by byla při použití čistě elektrického propulsního systému podstatně vyšší, než je tomu u běžného uspořádání se spalovacím motorem. Logicky se tedy hledá vhodná kombinace obou systémů, která by měla co nejlepší parametry.

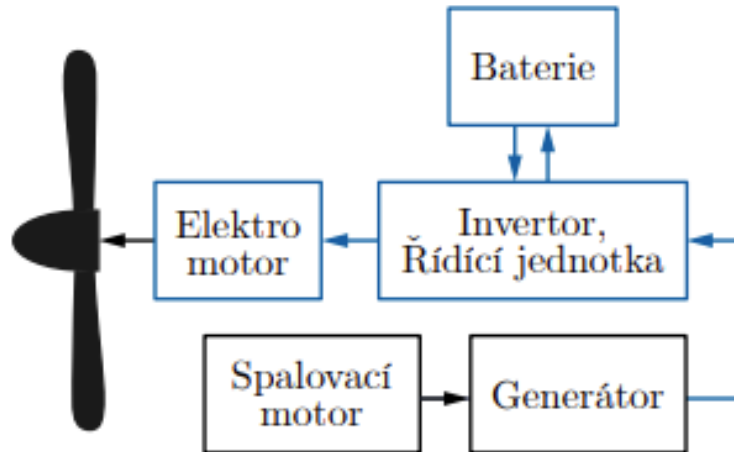
V letectví jsou snahy o implementaci hybridních pohonných jednotek do letounů v raném stádiu vývoje a neexistuje zatím žádný komerčně úspěšný projekt, který by se standardně používal. Hybridní pohon má výhody především ve větší efektivitě s čímž se pojí snížená spotřeba paliva. Dále je možné umístit spalovací motor a generátor, který má vysokou hmotnost, blízko těžiště, čímž se ulehčí hledání vhodné centraže letounu. Nevýhodou může být vyšší hmotnost a komplikovanost systému, ale to už záleží na konkrétním řešení.

2.1 Druhy hybridních pohonů

Hybridní pohon je složen ze spalovacího motoru, který přeměňuje energii uloženou v palivu na kinetickou energii výstupní hřídele. Rotační pohyb hřídele využívá generátor, jenž má za úkol přeměnit kinetickou energii na energii elektrickou a na závěr elektromotor přemění opět energii elektrickou na rotační pohyb vrtule nebo dmyhadla. Může se zdát, že takovýto postup není hospodárný, avšak umožňuje provozovat spalovací motor při optimálních otáčkách, při kterém je spotřeba paliva nejmenší. Hybridní pohonné systémy lze rozdělit do několika skupin podle přenosu energie mezi dílčími celky a jejich uspořádání. [9]

2.1.1 Sériové uspořádání

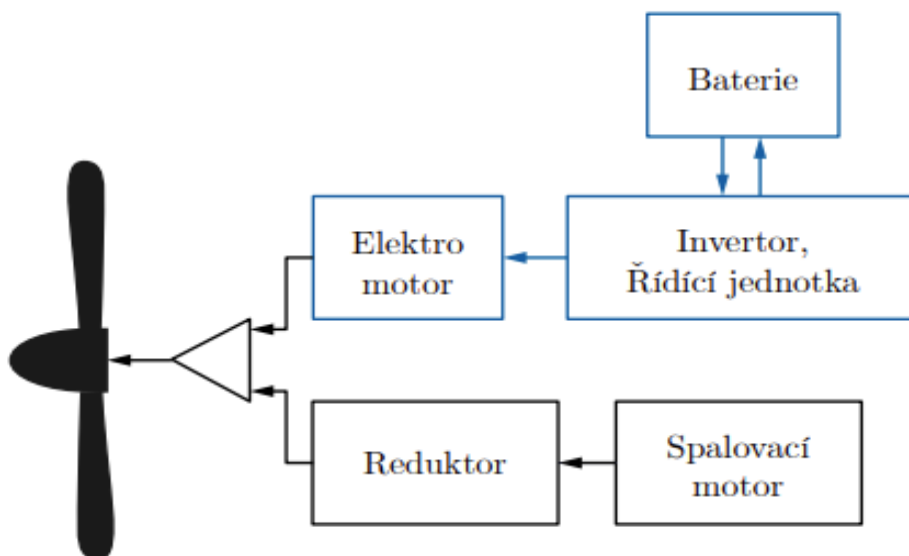
Sériové uspořádání je takové, kde spalovací motor pohání elektrický generátor. Za generátorem je zařazena řídicí jednotka, která je připojena na baterii a elektromotor. Jednotka určuje, jaké množství energie je využito v elektromotoru, nebo uloženo v bateriích. V případě výkonnostní špičky je využita energie jak z generátoru, tak z baterií. Toto uspořádání dovoluje umístit spalovací motor s generátorem kamkoli v letounu, neboť přenos energie k propulzoru je čistě elektrický. To umožňuje neobvyklá uspořádání propulzních jednotek, jako je například u konceptu letounu NASA X-57 s vrtulemi na náběžné hraně křídla. [9]



Obrázek 1 Sériové uspořádání [3]

2.1.2 Paralelní uspořádání

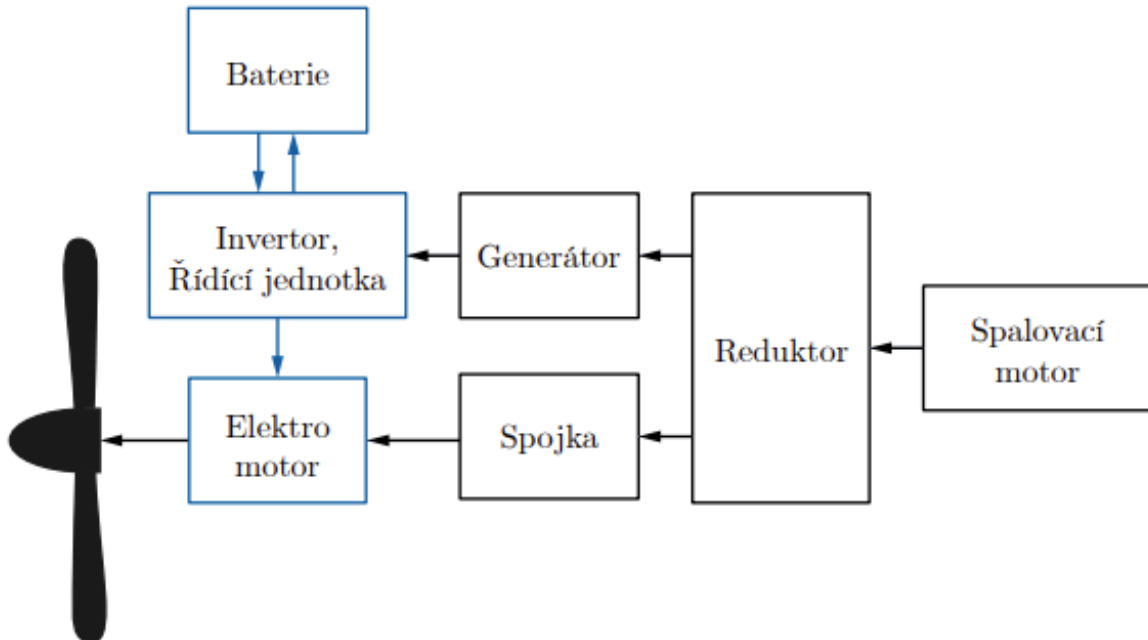
Paralelní uspořádání se liší od sériového tím, že elektromotor a spalovací motor jsou umístěny vedle sebe a oba mohou pohánět vrtuli nebo dmychadlo. Elektromotor je napájen bateriemi a je spuštěn pouze při krátkodobé potřebě zvýšení tahu. Nevýhodou tohoto uspořádání je nutnost umístit motor poblíž vrtule, kterou bude pohánět. Výhodou může být snadnější implementace do již vyráběných letounů. [10]



Obrázek 2 Paralelní uspořádání [3]

2.1.3 Kombinované uspořádání

Kombinované uspořádání se velice podobá uspořádání paralelnímu. Spalovací motor je však napojen ještě na generátor, který vyrábí elektrickou energii pro elektromotor a baterie. Nevýhodou je opět nutnost umístění spalovacího motoru u vrtule. Toto uspořádání, ale nabízí nejvyšší míru zálohovatelnosti. [10]



Obrázek 3 Kombinované uspořádání [3]

3 Turbíny pro turbohřídelové motory

Turbohřídelový motor je druh turbínového motoru, jehož hlavním cílem je vytvořit výkon na hřídeli. Tyto motory jsou velice podobné turbovrtulovým motorům, liší se však v tom, že turbohřídelový motor nevytváří přídavný tah pomocí expanze plynů ve výstupní soustavě. Tento druh pohonu se využívá ve vrtulnicích nebo v pozemních elektrických generátorech. U většiny turbohřídelových motorů se nachází reduktor, který má za úkol snížit otáčky hřídele na otáčky vhodné pro rotor vrtulníku. Pro pohon generátoru není vždy zcela nutné reduktor použít. [6]

Prvním turbohřídelovým motorem sloužícím pro pohon vozidla byl motor GT 101, který byl testován pro pohon tanku Panther kolem roku 1944. Tento motor vycházel z proudového motoru BMW 003. [7] První vzlet sériově vyráběného vrtulníku poháněného turbínovým motorem se uskutečnil 12. března 1955. Jednalo se o vrtulník Alouette II od firmy Aérospatiale s motorem Artouste společnosti Turbomeca.[11] Turbohřídelové motory se osvědčili především vyšším výkonem a nižší vahou oproti motorům pístovým. Úspěch turbínových motorů v letectví se projevil i v automobilismu. Firmy jako Chrysler, Fiat a General Motors se pustily do vývoje automobilů poháněných turbínovým motorem. Zá zmínku stojí především Chrysler Turbine Car vyrobený v 55 kusech mezi lety 1963 a 1964. Automobil byl poháněn turbínovým motorem Chrysler A-831, který byl schopen generovat výkon 97 kW při 36 000 otáčkách a dosáhnout rychlosti až 192 km/h. Program vývoje turbínových motorů Chrysler ukončil roku 1979. Automobil nebyl nikdy sériově vyráběn především kvůli vysoké ceně, problémům se startováním, vysoké hlučnosti a příliš vysokým emisím. [12]

Turbohřídelový motor se stejně jako proudový motor skládá z pěti základních částí: vstupního ústrojí, kompresoru, spalovací komory, turbíny a výstupního ústrojí. Zatímco u proudového motoru turbína vytváří dostatek výkonu pouze pro pohon kompresoru a zbylá energie je přeměněna ve výstupním ústrojí na energii kinetickou. Turbovrtulový nebo turbohřídelový motor přeměňuje v turbíně většinu energie plynu na výkon na hřídeli a výstupní ústrojí vytváří pouze malý nebo nulový přídavný tah. Proto se i turbíny takovýchto agregátů liší. U jednoproudých motorů je běžné, že mají pouze jednu turbínu na společné hřídeli s kompresorem. U turbohřídelových motorů to běžné není, neboť by změna otáček reduktoru, vlivem jeho zatížení, mohla ovlivnit otáčky kompresoru a zapříčinit nerovnovážný chod motoru. Většina turbohřídelových motorů má tedy dva stupně turbíny, přičemž druhý stupeň nemá mechanickou vazbu s kompresorem a slouží pouze pro pohon reduktoru. Takovému uspořádání se říká volná turbína. [5]

Dalším druhem turbohřídelových motorů jsou pomocné palubní jednotky. Jedná se o motor sloužící k výrobě elektrické energie v případech, kdy nejsou v chodu hlavní motory letounu, tedy většinou při přípravě letadla na vzlet. Z pomocné palubní jednotky může být také odebírán vzduch pro spuštění hlavních motorů nebo pro palubní potřeby. Tyto motory mají nejčastěji jednohřídelové uspořádání a nachází se v ocasní části letadla.

V této kapitole budou uvedeny základní parametry turbohřídelových motorů jako je výkon, rozměry, typ kompresoru a turbíny. Diplomová práce se zabývá návrhem turbíny pro malý motor s výkonem do 150 kW, tudíž i v rešerši budou uvedeny spíše

menší motory. Část z nich se používá jako pomocná palubní jednotka nebo pro pohon lehkých bezpilotních prostředků, případně jako pozemní zdroj elektrické energie.

3.1 PBS TS100

Jedná se o motor od společnosti PBS, tedy První brněnské strojírny. Motor je primárně určen pro pohon vrtulníků s maximální vzletovou hmotností do 1 000 kilogramů nebo obdobně těžkého bezpilotního prostředku. Motor je schopen pracovat do výšky devíti kilometrů při maximálním krátkodobém výkonu 180 kW. Maximální trvalý výkon je 160 kW. Nominální otáčky plynové turbíny jsou 56 200 otáček za minutu. Jedná se o malý motor s výškou čtyřiceti centimetrů, šířkou třiceti třech centimetrů a délkou osmdesáti třech centimetrů. Motor je dodáván ve dvou variantách, které se liší otáčkami výstupní hřídele. Model TS100ZA disponuje 5 978 otáčkami výstupní hřídele za minutu a váží 56,7 kilogramu a model TS100DA s 2 158 otáčkami má váhu 61,3 kilogramu. [13]

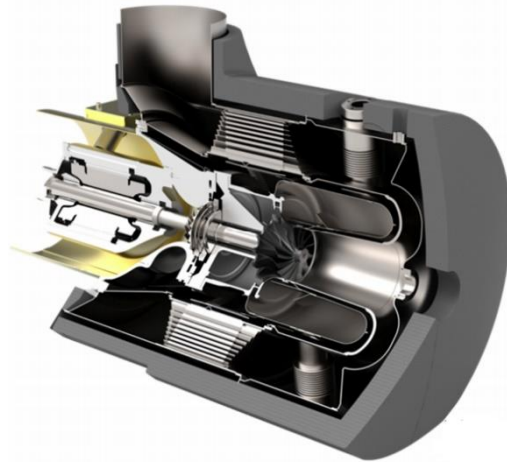


Obrázek 4 PBS TS100 [13]

3.2 Capstone C30 HEV

Firma Capstone byla založena roku 1988 v Kalifornii a z počátku se zaměřovala na výrobu miniaturních turbínových motorů. Později změnila název z Capstone Turbine Corporation na Capstone Green Energy Corporation a začala se specializovat na mobilní zdroje elektrické energie využívající firmou vyvinuté turbohřídelové motory. Capstone byla první firmou na světě, která se začala specializovat na mikroturbíny a úspěchu dosáhla především díky vzduchovým ložiskům, která rapidně zvyšují životnost motorů. [14]

Motor C30 HEV je součástí mobilní elektrárny, dohledatelné rozměry a váha jsou tudíž uváděny pro celou jednotku. Srdcem elektrárny je vysokootáčkový motor, ve kterém rotuje pouze jedna komponenta. Tou je hřídel s radiálním kompresorem a turbínou. Oporu hřídele tvoří firmou vyvinutý systém vzduchových ložisek. Stroj je navržen pro maximální účinnost přeměny energie, čemuž odpovídá i velký tepelný výměník. Ve výměníku je využíváno zbytkové teplo vstupních plynů pro ohřev vzduchu proudícího z kompresoru do spalovací komory. [15]



Obrázek 5 Capstone C30 HEV [14]

Motor dokáže dodávat výkon 29 kW při 96 000 otáčkách za minutu. Minimální výkon, při kterém je motor schopen běžet, je 1 kW. Hmotnostní průtok motorem je 0,31 kg/s. C30 HEV váží 405 kilogramů včetně baterií bez baterií je to kolem 80 kilogramů. Výška elektrárny je 1,8 m, šířka 0,76m a délka 1,5 m. [16]



Obrázek 6 Elektrický generátor
Capstone [16]

3.3 Pratt & Whitney Canada PT6

Společnost Pratt & Whitney Canada je jedna z předních firem zabývajících se výrobou leteckých motorů. Vznikla roku 1928 jako servisní pobočka mateřské firmy Pratt & Whitney. Postupem času byla pobočce svěřena výroba menších leteckých motorů, aby se americká centrála mohla věnovat vývoji velkých turbínových motorů pro dopravní letadla.

Turbovrtulový motor PT6 je vyvíjen od roku 1958 do dnes. Prvního spuštění se dočkal roku 1960 a do současnosti bylo vyrobeno přes 51 000 kusů tohoto motoru. PT6 má mnoho variant, jejichž výkony jsou v rozmezí mezi 430 a 1450 kW. Turbohřídelové provedení nese název PT6 B/C/T.

Nejmenší z rodiny motorů PT6 je model PT6A – 21, o nominálním výkonu 410 kW, je složen z tří stupňového axiálního a jednoho radiálního kompresoru, prstencové spalovací komory a dvoustupňové axiální turbíny. S váhou 148 kilogramů, průměrem 48 centimetrů a délkou 1,6 metru patří k menším turbovrtulovým motorům. [17]

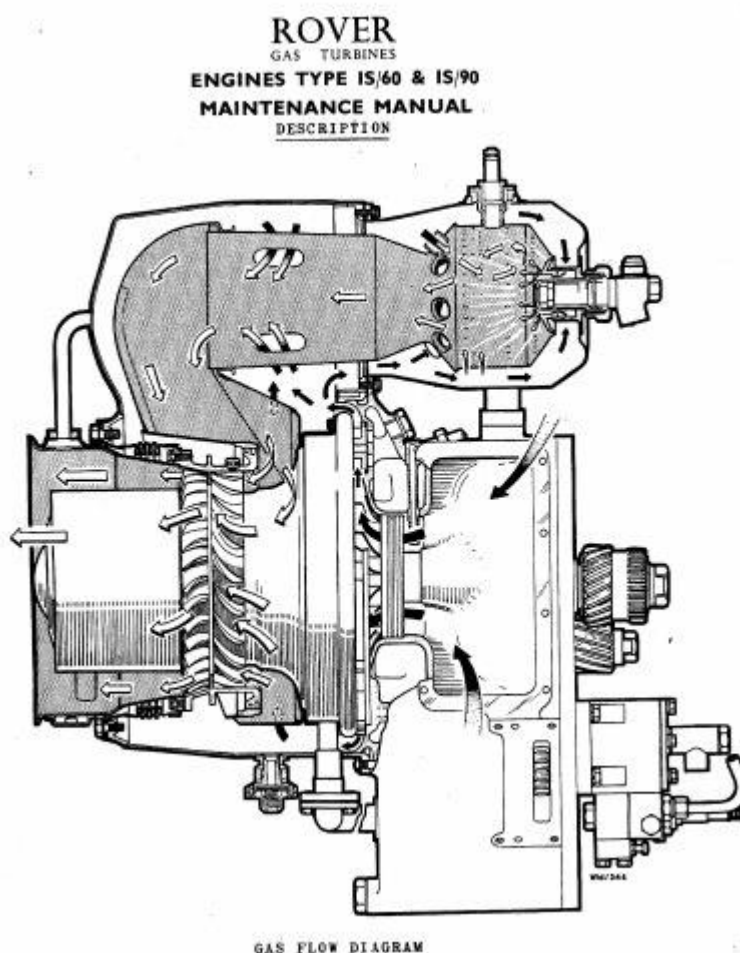


Obrázek 7 Pratt & Whitney PT6A-21 [17]

3.4 Rover Gas 1S60

Mnoho anglických společností se v období po druhé světové válce s vládní podporou snažilo využít vynález proudového motoru Sira Franka Whittla a implementovat ho do nejrůznějších zařízení. Jednou z nich byla i společnost Rover. Rover byl založen roku 1878 a vyráběl jízdní kola, po roce 1904 se přeorientoval na výrobu automobilů. Pro pohon automobilu chtěli použít i turbínový motor, což se jim podařilo jako prvním na světě s modelem JET 1. Motor 1S60 našel však uplatnění i v letectví, a to jako pomocná palubní jednotka. Sloužil jako zdroj elektrické energie nebo stlačeného vzduchu. Byl využíván i jako elektrická centrála či požární pumpa. [18]

Motor byl vyráběn ve dvou variantách, a to jako jednohřídelový a dvouhřídelový s volnou turbínou. Jednohřídelové provedení mělo radiální kompresor, jednotrubkovou spalovací komoru a jednostupňovou axiální turbínu. Motor byl schopen dodávat výkon 67 kW při 46 000 otáčkách za minutu. Dvouhřídelová varianta obsahovala radiální kompresor, vysokotlakou radiální turbínu a nízkotlakou axiální volnou turbínu. [16]



Obrázek 8 Rover Gas 1S60 [18]

3.5 Solar T62

Tento motor byl primárně navržen jako pomocná palubní jednotka vrtulníků pro americkou armádu. Byl vyráběn od roku 1950 společností Solar. Solar Turbines je firma zaměřující se na vývoj a výrobu turbínových motorů pro průmyslové využití, především pro elektrické centrály. Motor T62 byl osazen jako pomocná palubní jednotka ve vrtulníku Boeing CH-46 Sea Knight, Boeing CH-47 Chinook, nebo Sikorsky CH-54 Tarhe. Motor byl využíván i jako turbohřídelová jednotka pro pohon malých vrtulníků. [16]

Motor má jednu hřídel s ložisky umístěnými na koncích motoru mimo oblast horkého vzduchu. Motor má jednostupňový radiální kompresor, prstencovou spalovací komoru a jeden stupeň radiální turbíny. Tlakový poměr motoru je 3,7. Při 60 000 otáčkách za minutu je schopen dodávat 112 kW. Váha motoru se pohybuje okolo 70 kilogramů. [19]



Obrázek 9 Solar T62 [19]

3.6 Srovnání turbín turbohřídelových motorů

V této kapitole bylo uvedeno pět turbínových motorů menších výkonů. Konkrétní informace o motoru a obzvláště o turbíně jsou velice těžko dohledatelné. Proto jsou v následujícím přehledu shrnuty pouze základní parametry jako je výkon, otáčky a typ turbíny.

Označení	Výkon [kW]	Otáčky [ot/min]	Typ turbíny
PBS TS100	180	56 200	
Capstone C30 HEV	29	96 000	1 stupeň radiální
Pratt&Whitney PT6A-21	410	30 000	1 VT, 1 NT axiální
Rover Gas 1S60	67	46 000	1 stupeň axiální
Solar T62	112	60 000	1 stupeň radiální

Tabulka 1 Srovnání turbín turbohřídelových motorů

Z tabulky je zřejmé, i když ne bezpodmínečně, že motory menších výkonů mají vyšší otáčky. Z dat není možné vyvodit obdobnou tendenci pro druh turbíny. Nejmenší motor z tabulky má radiální turbínu, avšak druhý nejmenší turbínu axiální. V této práci navrhovaná turbína bude axiální, což není v rozporu s rešerší.

4.3 Rovnice popisující proudění v turbíně

Pro zjednodušení popisu proudění v turbíně se používá elementární stupeň. Jedná se o myšlený stupeň turbíny, který má nekonečně krátké lopatky jejichž délka je omezena dvěma sousedními proudnicemi. Proudění je zkoumáno ve třech řezech. Řez číslo jedna se nachází před statorem, řez číslo 2 mezi statorem a rotorem a řez 3 za rotorem. Podle rovnice zákona zachování energie můžeme vyjádřit měrnou práci vykonanou elementárním stupněm

$$w_{st} = c_p \cdot (T_{T1} - T_{T3}) . \quad (4.1)$$

Práce odvedená stupněm odpovídá rozdílu celkových entalpií před stupněm a za stupněm. [6]

Pro výpočet momentu předaného tekutinou na hřídel rotoru se používá Eulerova turbínová rovnice. Při zanedbání třecích ztrát má následující tvar

$$M_r = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot C_{\theta 2} - r_3 \cdot C_{\theta 3}) . \quad (4.2)$$

Index θ označuje obvodovou složku absolutní rychlosti. Po vynásobení rovnice úhlovou rychlostí a vydělením hmotnostním průtokem dostaneme rovnici vyjadřující měrnou práci stupně

$$w_{st} = (U_2 \cdot C_{\theta 2} - U_3 \cdot C_{\theta 3}) . \quad (4.3)$$

Kde U označuje unášivou rychlost. [1] V případě shodných poloměru přejde rovnice do tvaru

$$w_{st} = U \cdot \Delta C_{\theta} . \quad (4.4)$$

Dalším důležitým vzorcem je vztah pro výpočet reakce stupně. Reakce vyjadřuje poměr mezi změnou entalpie v rotoru ku změně entalpie v celém stupni

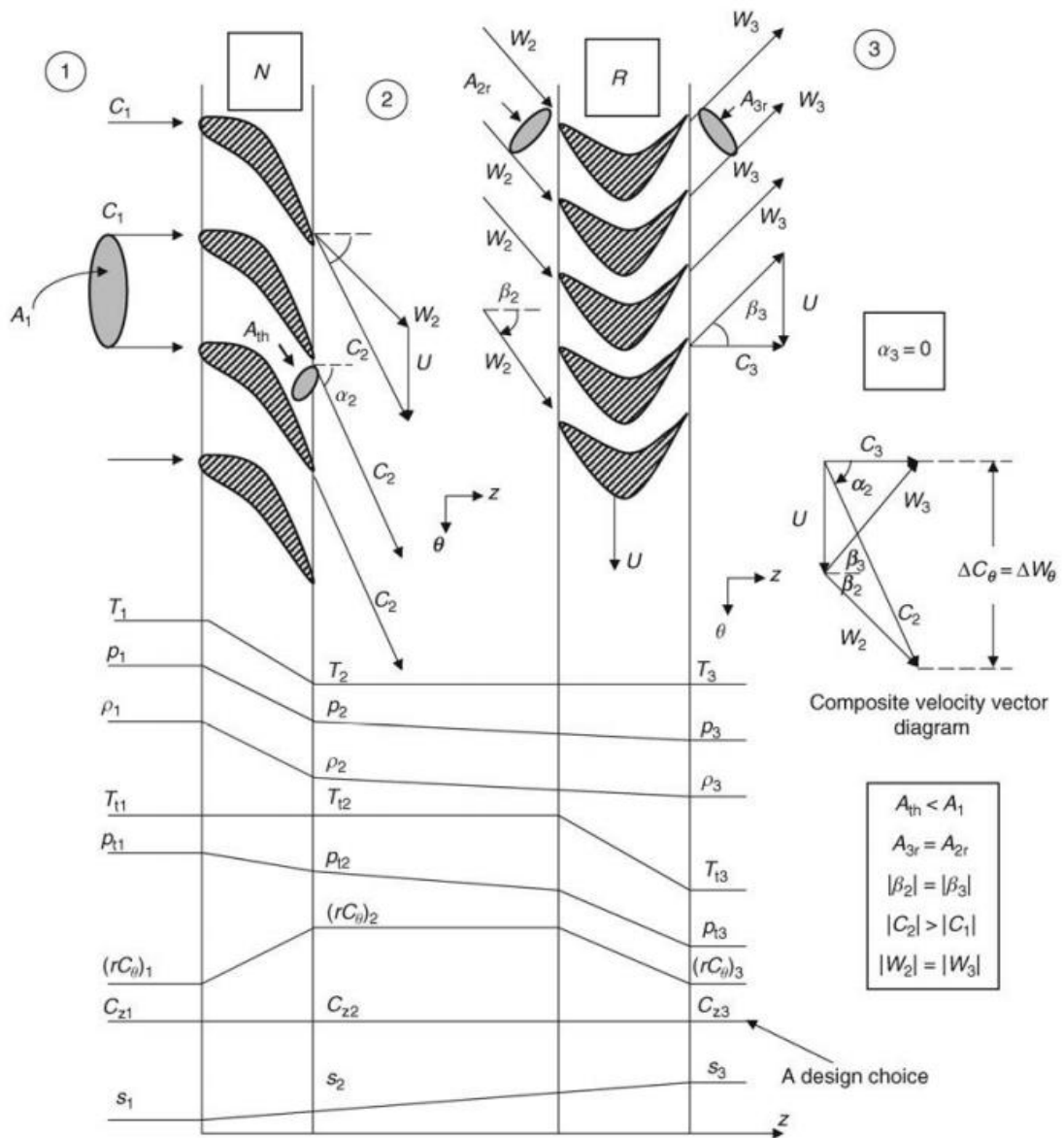
$${}^{\circ}R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} = 1 - \frac{C_{\theta 2} + C_{\theta 3}}{2 \cdot U} . \quad (4.5)$$

Reakce může nabývat hodnot od nuly do jedné. V případě nulové reakce se stupeň nazývá akční. V případě reakce vyšší než nula, se stupeň označuje jako reakční. [6]

4.4 Akční stupeň turbíny

Akční stupeň, někdy označován jako rovnotlaký nebo impulsní, se vyznačuje tím, že změna entalpie plynu se uskutečňuje pouze ve statoru. Ve statoru dojde k velkému urychlení proudu plynu a v rotoru je proud pouze otočen a předá mu svou hybnost. V

rotoru nedochází k expanzi plynů. Relativní rychlost na vstupu a výstupu z rotoru má stejnou velikost a s osou rotace svírá totožný úhel. [6]



Obrázek 11 Akční stupeň [1]

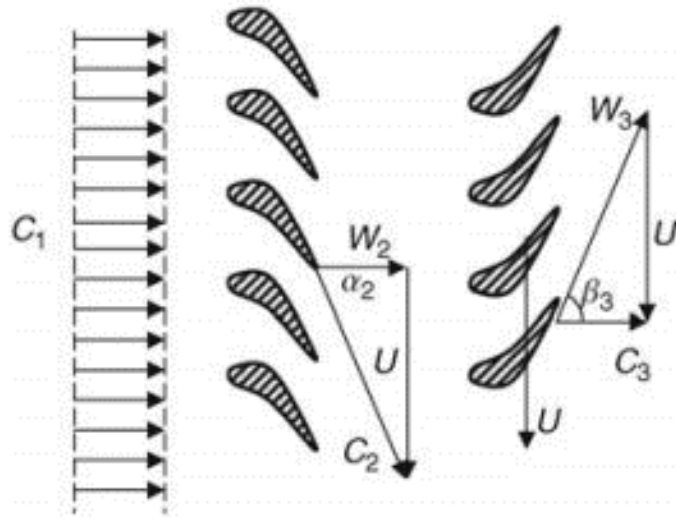
Z obrázku je patrné, že obvodová složka absolutní rychlosti $C_{\theta 2}$ musí být rovna dvojnásobku unášivé rychlosti a $C_{\theta 3}$ je rovna nule. Z toho po dosazení do Eulerovi turbínové rovnice plyne

$$w_{st} = U \cdot (C_{\theta 2} - C_{\theta 3}) = U \cdot (2 \cdot U - 0) = 2 \cdot U^2, \quad (4.6)$$

že měrná práce stupně se rovná dvojnásobku kvadrátu unášivé rychlosti. Akční stupně jsou za stejných podmínek schopny dodávat vyšší výkon než stupně přetlakové. Ohnutí proudu v rotoru je však enormní a vlivem ztrát dochází ke zhoršení účinnosti. Proto se v letectví nejčastěji používají turbíny přetlakové. [1]

4.5 Reakční stupeň turbíny

V reakčním neboli přetlakovém stupni probíhá expanze plynů v rotoru. Čistě přetlakový stupeň má reakci rovnou jedné polovině a lopatkování rotoru je shodné se statorem. V reakční lopatkové mříži dochází k menšímu ohnutí proudu vzduchu a tím pádem jsou i ztráty celkového tlaku menší.



Obrázek 12 Reakční stupeň [1]

Jak je možné určit z obrázku, obvodová složka rychlosti $C_{\theta 2}$ je rovna rychlosti unášivé. Po dosazení do Eulerovi turbínové rovnice dostaneme

$$w_{st} = U \cdot (C_{\theta 2} - C_{\theta 3}) = U \cdot (U - 0) = U^2. \quad (4.7)$$

Z rovnice plyne, že čistě reakční stupeň má poloviční výkon oproti akčnímu stupni. Nižší výkon je však vyvážen vyšší účinností. [6]

4.6 Ztráty v turbíně

Průchodem skrze mezilopatkové kanály v turbíně vznikají ztráty, které se projeví poklesem celkového tlaku. Proudění v turbíně je značně složitý proces zahrnující těžko předpověditelné události. Proto je i stanovení ztrát komplexní úlohou, která se opírá především o experimentální data a poloempirické vztahy. Existuje několik metod, jak tyto ztráty predikovat již v raném návrhu turbíny. Většina z nich má společný základ vycházející z popisu ztrát podle místa jejich vzniku. Ztráty podle toho můžeme dělit do kategorií. Je však nutné si uvědomit, že takto rozdělené ztráty nejsou na sobě nezávislé. Vypočtené hodnoty v prvotním návrhu je nutné verifikovat CFD analýzou a poté i experimentálně. [1]

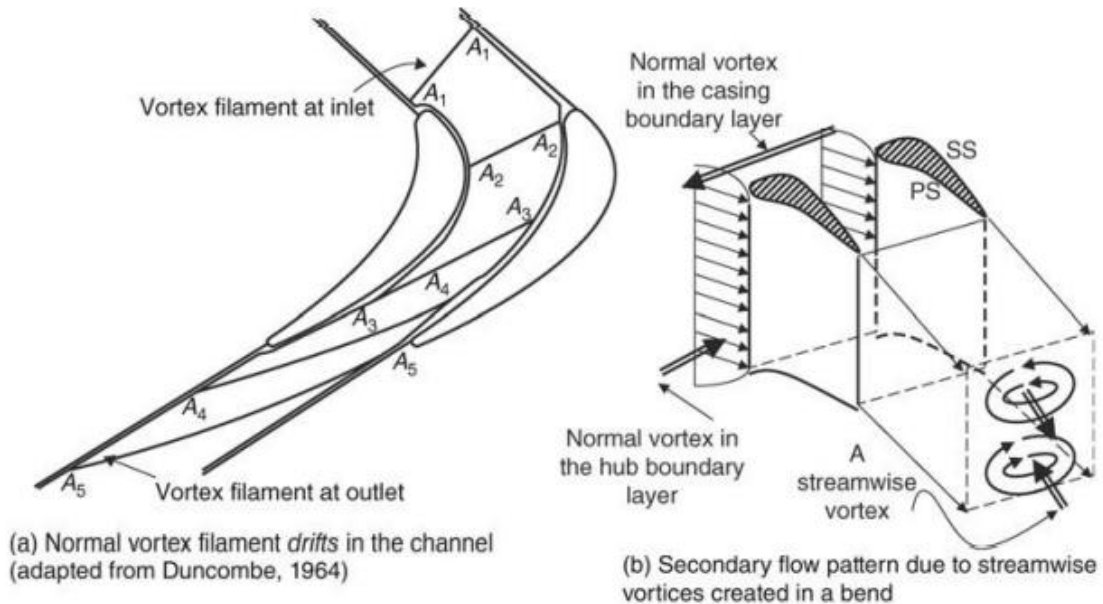
4.6.1 Profilové ztráty

Profilové ztráty závisí na velikosti tření mezi plynem a lopatkou. Jsou nejvíce ovlivněny tloušťkou a druhem mezní vrstvy. Proudění v konfuzorním kanálu je podporováno zrychlením proudu plynu a dochází k menším ztrátám, než je tomu například u kompresoru, kde má kanál difuzorní tvar. Největší vliv na tyto ztráty má úhel

vystupujícího proudu vzduchu a z měření vyplývá, že maximální přijatelný úhel je 70 stupňů. [1]

4.6.2 Sekundární ztráty

Tyto ztráty jsou způsobeny rozdílnou rychlostí plynů v oblasti hřbetu a koryta lopatky. Rychlost na přetlakové straně lopatky je nižší než na straně sací, což má za následek zkroucení myšlené spojnice proudnic a tvorbu sekundárních vírů.



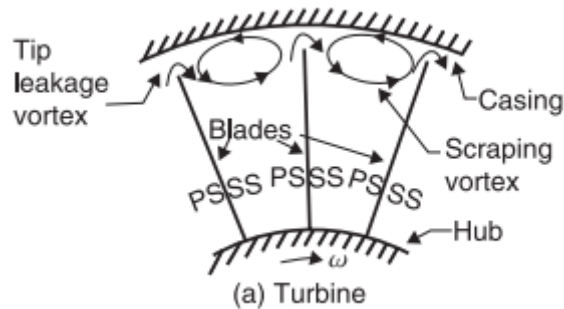
Obrázek 13 Mechanismus vzniku sekundárních ztrát [1]

Největší podíl na tomto jevu má rozteč lopatek a koeficient vztlaku profilu lopatky. S rostoucím koeficientem vztlaku a klesající roztečí ztráty rostou. [1]

4.6.3 Ztráty vlivem konečnosti lopatek

Lopatky reálného turbínového stupně mají konečný rozměr a jsou z obou stran ohraničeny. Proudové pole na rozhraní lopatky a vnitřního nebo vnějšího opláštění nebude odpovídat proudění na zbytku lopatky. Tato skutečnost se projeví nárůstem tlakových ztrát. Nejvýznamnější ztrátou tohoto typu je ztráta radiální vůle u rotoru, kde dochází k přefukování plynu z přetlakové na podtlakovou stranu lopatky. Velikost ztrát závisí na velikosti radiální vůle mezi špičkou rotorové lopatky a opláštěním. Mezní vrstva na plášti rotoru je zcela jiná, než je tomu ve zbytku kanálu. Pohyb rotoru unáší proud plynu a na opláštění vzniká mezní vrstva ve směru proti výslednici unášivé a axiální

rychlosti. Přefouknuté médium radiální vůlí jde proti této mezní vrstvě a dochází k tvorbě víru. Takovéto víry mají vždy opačný smysl otáčení oproti smyslu otáčení rotoru.



Obrázek 14 Ztráty radiální vůlí [1]

Tvorbě takovýchto ztrát je zabráňováno bandáží rotoru. Jedná se o prsteneц, jímž jsou spojeny vrcholy rotorových lopatek. Vnější obvod prstence je opatřen břity nebo jinou zábranou předcházející profukování plynů. [1]

4.6.4 Ostatní ztráty

Další ztráty mohou vznikat chlazením lopatek, rázovými vlnami nebo jinými vlivy.

Chlazení lopatek je samozřejmostí u turbín větších výkonů. Aby bylo docíleno, co nejvyšší účinnosti je stále zvyšována teplota ve spalovací komoře. To s sebou nese i problémy s tepelnou odolností materiálů. Ani moderní slitiny na bázi niklu nejsou schopny tak vysokým teplotám dlouhodobě odolávat, a proto je nutné teplotu na povrchu lopatky snižovat. Chlazení je buď vnitřní, nebo vnější. U vnitřního chlazení je studený vzduch z kompresoru přiváděn do lopatky, kterou kondukčně chladí a dále je buď vyfukován odtokovou hranou nebo koncem lopatky v radiálním směru. Vnější chlazení přivádí studený vzduch do blízkosti náběžné hrany, kde je teplota nejvyšší, a ofukuje povrch lopatky čímž konvekčně chladí mezní vrstvu. Speciálním typem vnějšího chlazení

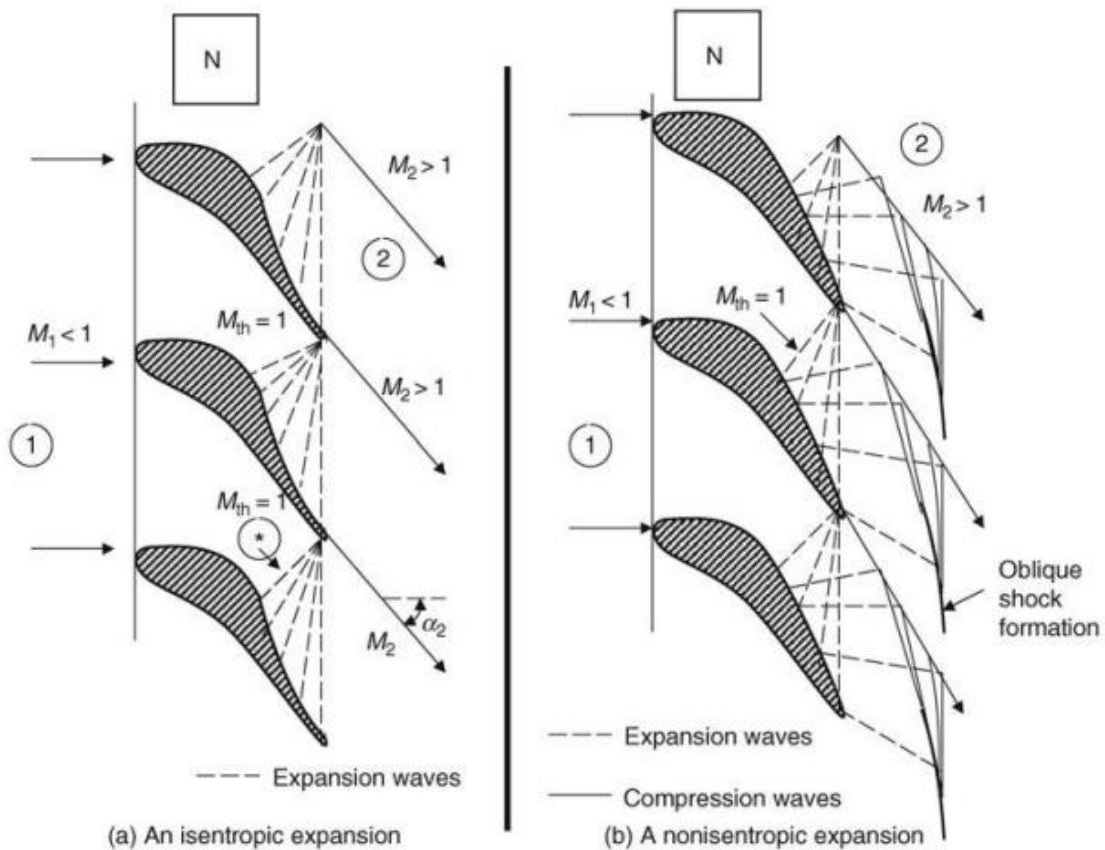


Obrázek 15 Vnější chlazení lopatky [1]

je i chlazení transpirační. V tomto případě je vzduch vyfukován z vnitra lopatky pomocí mikro pórů po celém jejím povrchu. Jedná se o velice účinné chlazení s minimálními nároky na množství chladiva. Největší nevýhodou je však složitý proces výroby lopatky

a tendence zanášení pórů vlivem prostředí v turbíně. Ztráty vznikají především vlivem mísení studeného vzduchu s horkým plynem. Nutnost chlazení je stanovena dle okolní teploty a většinou se nachází u prvních stupňů vysokotlakých turbín. [1]

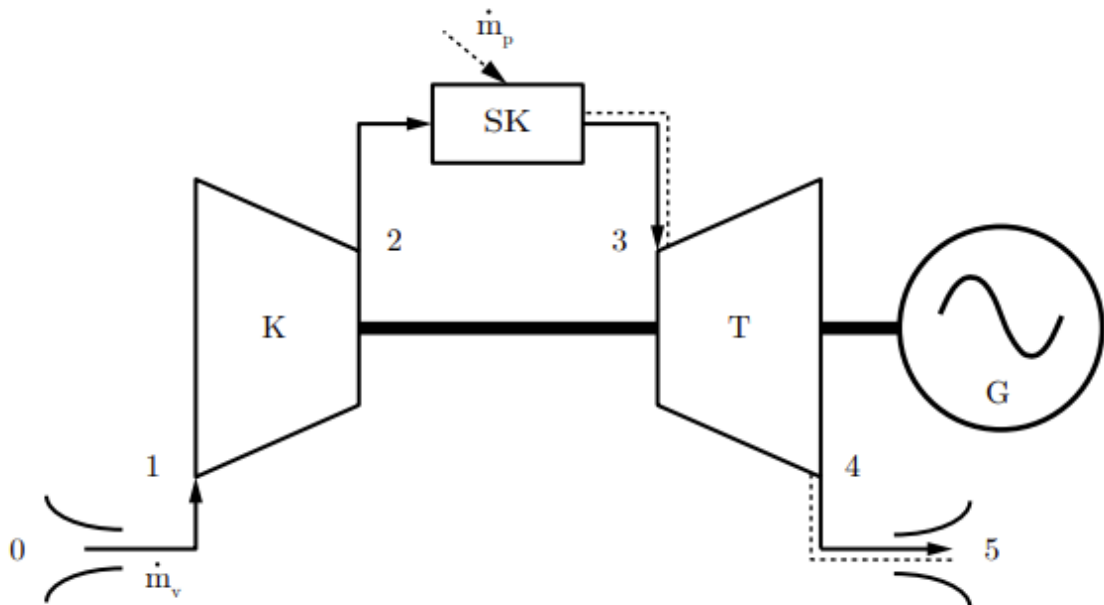
Ztráty rázovou vlnou vznikají při vyšších rychlostech proudění, přibližně nad hodnotou Machova čísla 0,6. Při nižších rychlostech se mohou tvořit rázové vlny nejčastěji na odtokové hraně lopatky. Děje se to vlivem akcelerace proudu plynu, který je na vstupu do lopatkové mříže podzvukový, ale na výstupu jeho rychlost překročí lokální rychlost zvuku. V případě nadzvukového proudění se vytvoří rázová vlna již na náběžné hraně a dojde k aerodynamickému ucpání. S těmito vlivy je nutné počítat a přizpůsobit tomu lopatkování turbíny, kdy lopatky nadzvukových stupňů musejí mít jiný tvar než lopatky stupňů podzvukových. [1]



Obrázek 16 Rázové vlny na odtokové hraně lopatky [1]

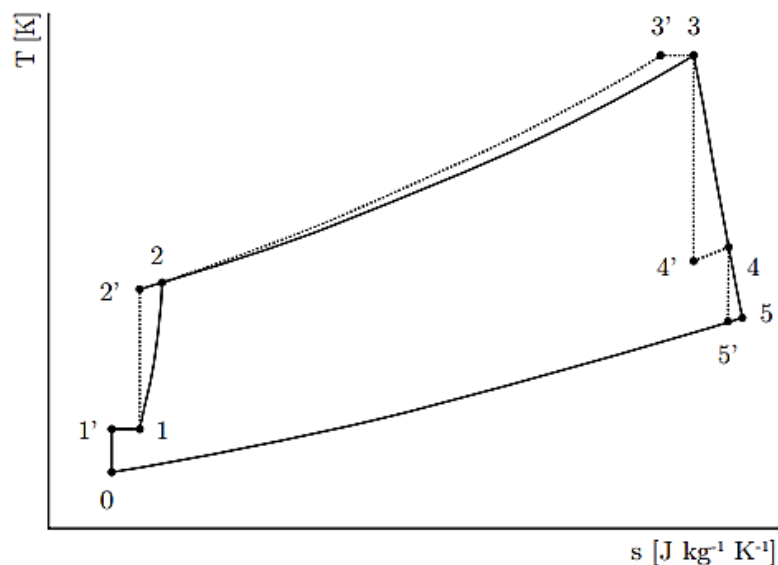
5 Výpočet tepelného oběhu

Před výpočtem je nejprve nutné stanovit uspořádání motoru. V předešlých pracích, na které navazují bylo vybráno jednohřídelové uspořádání. Vzduch je nasáván do vstupního ústrojí, poté je stlačen v radiálním kompresoru. Do spalovací komory je přivedeno palivo a dochází k hoření. Expanzí plynů v turbíně je zajištěn výkon pro pohon kompresoru a elektrického generátoru. Výstupní ústrojí má za úkol usměrnit proud spalin a vyvést ho do okolní atmosféry.



Obrázek 17 Schéma motoru [3]

Tepelný oběh vychází z ideálního oběhu rovnotlaké turbíny neboli Braytonova cyklu. Reálný oběh však obsahuje i ztráty ve vstupním ústrojí, kompresoru, spalovací



Obrázek 18 T-s diagram [3]

komoře, turbíně a výstupním ústrojí. Schéma reálného tepelného oběhu je zobrazeno na následujícím obrázku v T-s diagramu.

Výpočet tepelného oběhu motoru bude proveden na základě hodnot dosažených při návrhu odstředivého kompresoru z [3], v nulové výšce dle MSA a nulové rychlosti. Převzaty budou hodnoty stlačení, teploty, tlaku a hmotnostního průtoku.

Vlastnosti plynů a vlastnosti okolní atmosféry		
p_{s0}	101 325 Pa	Statický tlak na vstupu
T_{s0}	288,15 K	Statická teplota na vstupu
ρ_0	1,225 kg/m ³	Hustota na vstupu
κ_v	1,4	Adiabatický součinitel vzduchu
R_v	287,1 J/kg · K	Měrná plynová konstanta vzduchu
cp_v	1 004,9 J/kg · K	Měrná tepelná kapacita vzduchu
κ_{spal}	1,33	Adiabatický součinitel spalín
R_{spal}	287,4 J/kg · K	Měrná plynová konstanta spalín
cp_{spal}	1 158,3 J/kg · K	Měrná tepelná kapacita spalín
v_0	0 m/s	Rychlost vzduchu na vstupu
\dot{m}_v	0,382 kg/s	Hmotnostní průtok vzduchu
P_G	45 000 W	Výkon generátoru

Tabulka 2 Vstupní parametry tepelného oběhu

5.1 Řez 0 – okolní atmosféra / před vstupním ústrojím

Prvním krokem je stanovení celkových stavů plynu v závislosti na rychlosti letu

$$M_0 = \frac{v_0}{\sqrt{\kappa_v \cdot R_v \cdot T_{s0}}} = \frac{0}{\sqrt{1,4 \cdot 287,1 \cdot 288,15}} = 0, \quad (5.1)$$

$$pt_0 = p_{s0} \cdot \left(1 + \left(\frac{\kappa_v - 1}{2}\right) \cdot M_0^2\right)^{\left(\frac{\kappa_v}{\kappa_v - 1}\right)} =$$

$$= 101\,325 \cdot \left(1 + \left(\frac{1,4 - 1}{2}\right) \cdot 0^2\right)^{\left(\frac{1,44}{1,44 - 1}\right)} = 101\,325 \text{ Pa}, \quad (5.2)$$

$$Tt_0 = T_{s0} \cdot \left(1 + \left(\frac{\kappa_v - 1}{2}\right) \cdot M_0^2\right) =$$

$$= 288,15 \cdot \left(1 + \left(\frac{1,4 - 1}{2}\right) \cdot 0^2\right) = 288,15 \text{ K}. \quad (5.3)$$

5.2 Řez 1 – za vstupním ústrojím / před kompresorem

Ve vstupním ústrojí dojde k poklesu celkového tlaku vlivem ztrát

$$pt_1 = \sigma_{vstup} \cdot pt_0 = 0,98 \cdot 101\,325 = 99\,298,5 \text{ Pa}. \quad (5.4)$$

Celková teplota za vstupním ústrojím odpovídá

$$Tt_1 = T_{s0} + \frac{v_0^2}{2 \cdot cp_v} = 288,15 + \frac{0^2}{2 \cdot 1\,004,9} = 288,15 \text{ K}. \quad (5.5)$$

5.3 Řez 2 – za kompresorem / před spalovací komorou

Hodnoty jsou převzaty z návrhu kompresoru. Stav plynu odpovídá výstupu z lopatkového difuzoru

$$pt_2 = 507\,415,335 \text{ Pa}, \quad (5.6)$$

$$Tt_2 = 490,737 \text{ K}, \quad (5.7)$$

$$\eta_K = 0,844. \quad (5.8)$$

Stlačení kompresoru je tedy

$$\Pi_K = \frac{pt_2}{pt_1} = 5,11, \quad (5.9)$$

a práce kompresoru

$$\begin{aligned} w_K &= cp_v \cdot (Tt_2 - Tt_1) = \\ &= 1\,004,9 \cdot (490,737 - 288,15) = 203\,570,205 \frac{\text{J}}{\text{kg}}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

5.4 Řez 3 – za spalovací komorou / před turbínou

Teplota ve spalovací komoře byla stanovena na 950 stupňů celsia s ohledem na možnosti používaných materiálů

$$Tt_3 = 1\,223,15 \text{ K}. \quad (5.11)$$

Kvůli ztrátám ve spalovací komoře dojde k poklesu celkového tlaku

$$pt_3 = \sigma_{SK} \cdot pt_2 = 0,95 \cdot 507\,415,335 = 482\,044,568 \text{ Pa}. \quad (5.12)$$

Směšovací poměr paliva je

$$\begin{aligned} q_{pal} &= \frac{cp_{spal} \cdot Tt_3 - cp_v \cdot Tt_2}{\eta_{SK} \cdot Hu - cp_{spal} \cdot Tt_3 + cp_{spal} \cdot Tt_2} = \\ &= \frac{1\,158,3 \cdot 1\,223,15 - 1\,004,9 \cdot 490,737}{0,95 \cdot 42,9 \cdot 10^6 - 1\,158,3 \cdot 1\,223,15 + 1\,158,3 \cdot 1\,223,15} = 0,0231. \end{aligned} \quad (5.13)$$

5.5 Řez 4 – za prvním stupněm turbíny

Ve výpočtu je zvolen postup, kdy se uvažuje, že první stupeň turbíny pohání kompresor. Ze znalosti práce potřebné pro pohon kompresoru a odhadu mechanické účinnosti se vypočte celková teplota na výstupu z prvního stupně turbíny

$$\begin{aligned} Tt_4 &= Tt_3 - \frac{cp_v \cdot (Tt_2 - Tt_1)}{cp_{spal} \cdot \eta_{mech}} = \\ &= 1\,223,15 - \frac{1\,004,9 \cdot (490,737 - 288,15)}{1\,158,3 \cdot 0,98} = 1\,043,8 \text{ K}. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Celkový tlak je poté

$$\begin{aligned}
 pt_4 &= pt_3 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{Tt_4}{Tt_3} \right) \cdot \frac{1}{\eta_T} \right]^{\frac{\kappa_{spal} - 1}{\kappa_{spal}}} = \\
 &= 482\,044,568 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{1\,043,8}{1\,223,15} \right) \cdot \frac{1}{0,87} \right]^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} = 229\,115,71 \text{ Pa} .
 \end{aligned} \tag{5.15}$$

Expanze v prvním stupni turbíny

$$\Pi_{Tst1} = \frac{pt_3}{pt_4} = \frac{482\,044,568}{229\,115,71} = 2,104 . \tag{5.16}$$

Práce prvního stupně turbíny

$$\begin{aligned}
 w_{Tst1} &= cp_{spal} \cdot (Tt_3 - Tt_4) = \\
 &= 1\,158,3 \cdot (1\,223,15 - 1\,043,8) = 207\,724,699 \frac{J}{kg} .
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

5.6 Řez 5 – za druhým stupněm / před výstupním ústrojím

Výpočet je iterační. Nejdříve je odhadnut celkový tlak na výstupu z druhého stupně turbíny a poté iteračně dopočten. Výpočet bude naznačen s již vypočtenou hodnotou celkového tlaku

$$pt_5 = 106\,533,688 \text{ Pa} . \tag{5.18}$$

Celková teplota je následovná

$$\begin{aligned}
 Tt_5 &= Tt_4 \cdot \left[1 - \left(1 - \left(\frac{pt_5}{pt_4} \right)^{\frac{\kappa_{spal} - 1}{\kappa_{spal}}} \right) \cdot \eta_T \right] = \\
 &= 1\,043,8 \cdot \left[1 - \left(1 - \left(\frac{106\,533,688}{229\,115,71} \right)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} \right) \cdot 0,87 \right] = 886,67 \text{ K} .
 \end{aligned} \tag{5.19}$$

Expanze v druhém stupni turbíny

$$\Pi_{Tst2} = \frac{pt_4}{pt_5} = \frac{229\,115,71}{106\,533,688} = 2,151 . \tag{5.20}$$

Práce druhého stupně turbíny

$$\begin{aligned}
 w_{Tst2} &= cp_{spal} \cdot (Tt_4 - Tt_5) = \\
 &= 1\,158,3 \cdot (1\,043,8 - 886,67) = 182\,020,565 \frac{J}{kg} .
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

5.7 Řez 6 – výstup z motoru

Rychlost plynů vystupujících z motoru byla stanovena na 100 m/s. Statický tlak na výstupu odpovídá tlaku okolí

$$ps_6 = ps_0 = 101\,325\text{ Pa}, \quad (5.22)$$

$$v_6 = 100\text{ m/s}. \quad (5.23)$$

Neuvažuje se výměna tepla s okolím, a tudíž se celková teplota při průchodu výstupním ústrojím nemění

$$Tt_6 = Tt_5 = 886,67\text{ K}. \quad (5.24)$$

Zbylé veličiny se určí následovně

$$Ts_6 = Tt_5 - \frac{v_6^2}{2 \cdot cp_{spal}} = 886,67 - \frac{100^2}{2 \cdot 1\,158,3} = 882,356, \quad (5.25)$$

$$pt_6 = ps_6 \cdot \left(\frac{Tt_6}{Ts_6}\right)^{\frac{\kappa_{spal}}{\kappa_{spal}-1}} = \quad (5.26)$$

$$= 101\,325 \cdot \left(\frac{886,67}{882,356}\right)^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 103\,337,677\text{ Pa},$$

$$pt_5 = \frac{pt_6}{\sigma_{výstup}} = \frac{103\,337,677}{0,97} = 106\,533,688\text{ Pa}. \quad (5.27)$$

Práce turbíny

$$\begin{aligned} w_T &= w_{Tst1} + w_{Tst2} = \\ &= 207\,724,699 + 182\,020,565 = 389\,745,263 \frac{\text{J}}{\text{kg}}. \end{aligned} \quad (5.28)$$

Pomocí hmotnostního toku vzduchu a směšovacího poměru je dopočten průtok spalín

$$\begin{aligned} \dot{m}_{spal} &= \dot{m}_v + (q \cdot \dot{m}_v) = \\ &= 0,382 + (0,0231 \cdot 0,382) = 0,3908 \frac{\text{kg}}{\text{s}}. \end{aligned} \quad (5.29)$$

Vynásobením měrného výkonu turbíny hmotnostním tokem plynu dostaneme celkový výkon turbíny

$$P_T = \dot{m}_{spal} \cdot w_T = 0,3908 \cdot 389\,745,263 = 152\,328,688\text{ W}. \quad (5.30)$$

Následně se ověří, zda parametry vyhovují požadavkům na pohon generátoru a vypočte se přebytečný výkon

$$\begin{aligned} P_{přebytečný} &= P_T - P_G - (\dot{m}_v \cdot w_K) = \\ &= 152\,328,688 - 45\,000 - (0,382 \cdot 203\,570,205) = 29\,564,87\text{ W}. \end{aligned} \quad (5.31)$$

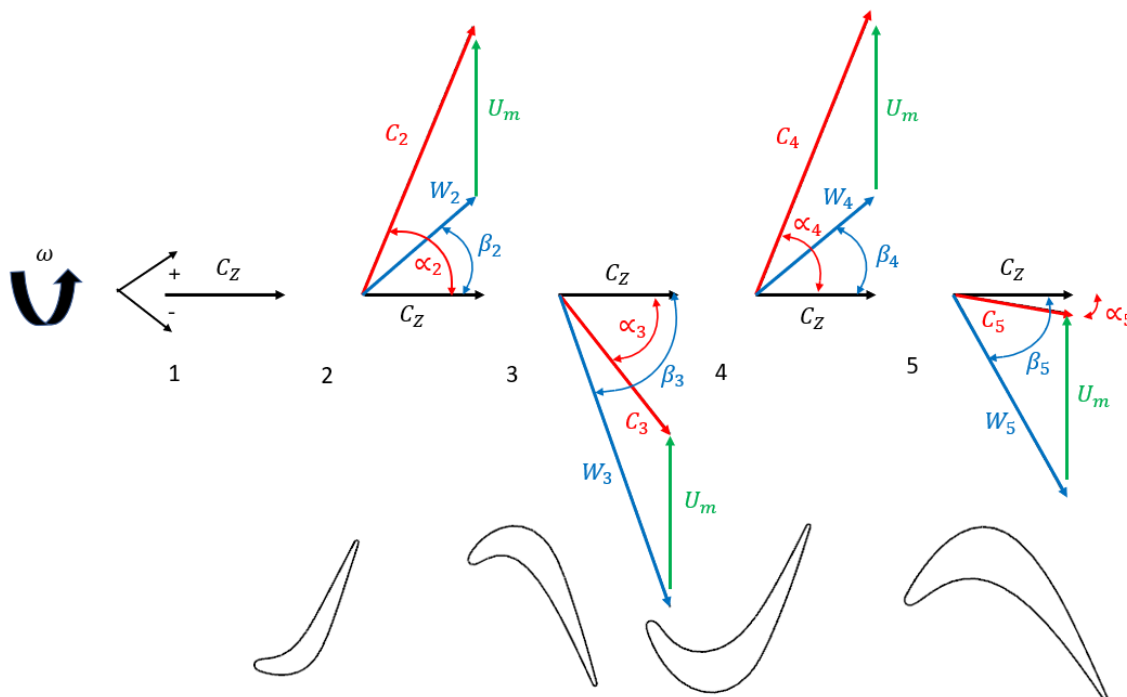
Výpočet byl proveden s vyšším stlačením a účinností turbíny, než tomu bylo v koncepčním návrhu [2]. Parametry kompresoru vycházejí z výsledků v [3]. Následná tabulka uvádí porovnání dosažených výsledků.

	Marek Janout	Aktuální výpočet
Měrná práce turbíny	381 951,019 J/kg	389 745,263 J/kg
Výkon turbíny	149 342,848 W	152 328,688 W
Přebytečný výkon	26 579,03 W	29 564,87 W

Tabulka 3 Porovnání výsledků

6 Návrh stupňů na středním poloměru

V následující kapitole bude popsán výpočet na středním poloměru turbíny. Výpočet probíhá v řezech 1 až 5 dle schématu níže. První řez je na vstupu do prvního statoru a řez pět odpovídá výstupu z druhého rotoru. Úhly proudů plynu jsou značeny od osy rotace. Úhly nad osou jsou kladné a pod osou záporné. Složky rychlostí jsou značeny obdobně, složka mající směr unášivé rychlosti je kladná. Vektory absolutní rychlosti jsou značeny písmenem C a vektory rychlosti relativní písmenem W . Axiální složky rychlostí mají index z a obvodové složky jsou značeny indexem θ .



Obrázek 19 Schématické zobrazení turbíny

Výpočet probíhá iteračně, kdy jsou na začátku stanoveny základní parametry a odhadnuta výška lopatky. Ta se následně dopočítá a proces probíhá, dokud není dosaženo shody. Ztráty jsou vypočítány na základě ztrátového modelu od autorů Kackera a Okapuua [20].

6.1 Ztrátový model

Ztrátový model stanovuje ztrátu celkového tlaku součtem dílčích ztrát. Tato metoda je oproti metodě Ainleyho a Mathierona [21], ze které vychází, upravena o vliv Reynoldsova čísla, který se započítává pouze do profilových ztrát. Ztrátový součinitel se skládá z profilových a sekundárních ztrát, ztrát odtokovou hranou a ztrát radiální vůlí dle následujícího vztahu

$$Y_T = Y_p \cdot f_{RE} + Y_s + Y'_{TET} + Y_{TC} \cdot \quad (6.1)$$

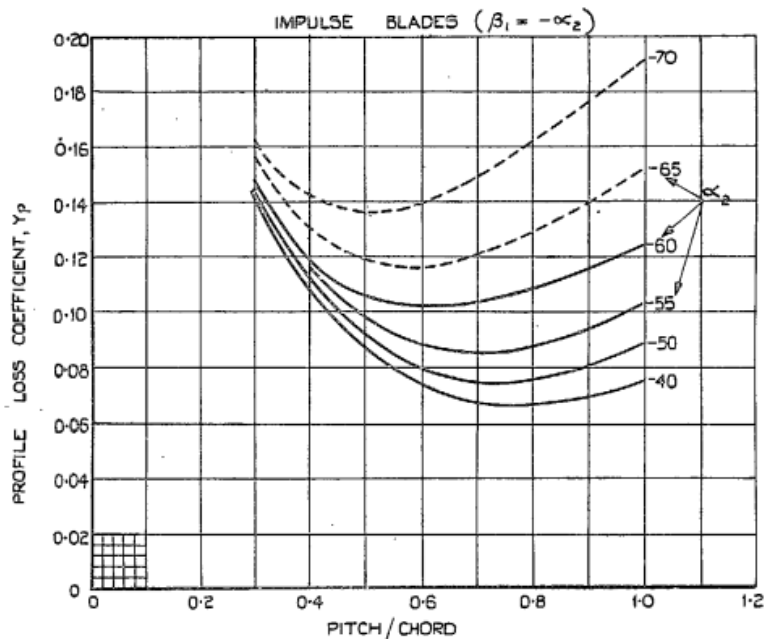
6.1.1 Profilové ztráty Y_p

Profilové ztráty se také skládají z dílčích ztrát, které budou popsány dále. Vztah pro určení profilových ztrát je následující

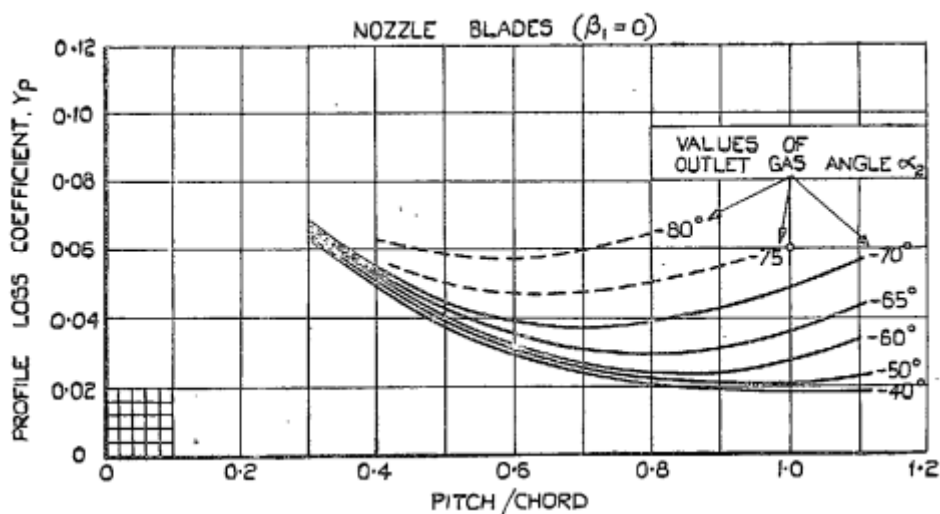
$$Y_p = 0,914 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot Y_{P,AMDC} \cdot K_P + Y_{SHOCK} \right) \cdot CFM. \quad (6.2)$$

6.1.1.1 Koeficient profilových ztrát dle metody Ainley-Mathieson $Y_{P,AMDC}$

Tento koeficient se stanovuje na základě grafů, které vznikly měřením zkušebních lopatkových mříží. Součinitel závisí na výstupním úhlu plynů z profilové mříže a na poměru t/c (rozteč/tětiva). Závislosti byly změřeny pro případ akční a reakční mříže.



Graf 1 Koeficient profilových ztrát akční mříže [21]

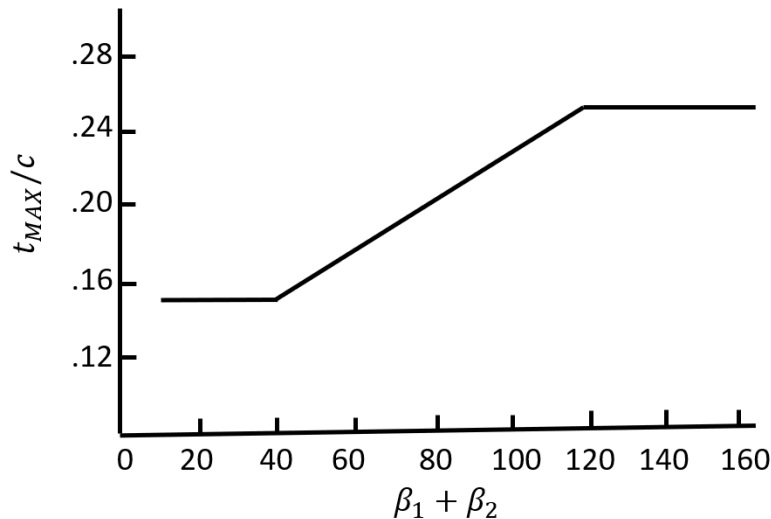


Graf 2 Koeficient profilových ztrát reakční mříže [21]

Výsledný součinitel se stanoví pomocí interpolačního vztahu

$$Y_{P,AMDC} = \left\{ Y_{P(reakční)} + \left| \frac{\beta_1}{\beta_2} \right| \cdot \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} \right) \cdot [Y_{P(akční)} - Y_{P(reakční)}] \right\} \cdot \left(\frac{t_{MAX}/c}{0,2} \right)^{\frac{\beta_1}{\beta_2}}. \quad (6.3)$$

V korekčním vztahu se vyskytuje i podíl t_{MAX}/c (maximální tloušťka profilu/tětiva), který se určí z následujícího grafu.



Graf 1 Závislost t_{max}/c na součtu úhlů [20]

6.1.1.2 Korekční faktor K_p

Tento korekční faktor reflektuje skutečnost, že měření lopatkových mříží bylo prováděno při nízkých Machových číslech. Bez korekce by vycházely horší výsledky pro vyšší rychlosti, než tomu ve skutečnosti je. Výpočet závisí na velikosti Machova čísla následovně

$$K_p = 1 - K_2 \cdot (1 - K_1). \quad (6.4)$$

Pro Machovo číslo na výstupu menší nebo rovno 0,2 je člen K_1 roven jedné. Pro Machova čísla větší platí

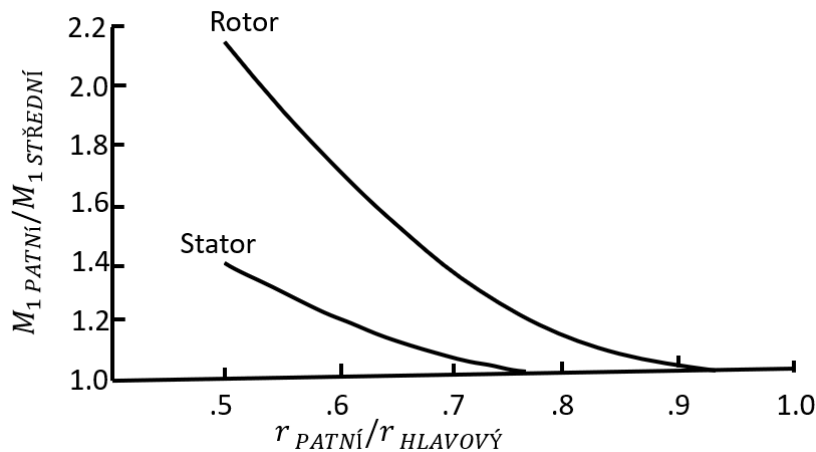
$$K_1 = 1 - 1,25 \cdot (M_2 - 0,2), \quad (6.5)$$

a člen K_2 je roven kvadrátu poměru Machova čísla na vstupu a vstupu z lopatkové mříže

$$K_2 = \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^2. \quad (6.6)$$

6.1.1.3 Koeficient ztrát rázem Y_{SHOCK}

Rázová vlna vzniklá lokálním překročením rychlosti zvuku se může objevit již při relativně malých rychlostech, neboť zakřivení lopatek turbíny bývá značné. Tyto vlivy jsou vyjádřeny na základě Machova čísla v patní části lopatky, které se určí z následujícího grafu. Graf vyjadřuje závislost mezi poměrem Machových čísel ve středním a patním řezu a poměrem hlavového a patního poloměru. Závislost je rozdílná pro rotor a stator.



Graf 2 Závislost Machových čísel [20]

Z grafu určeným poměrem Machových čísel je vypočteno Machovo číslo v patním řezu a následovně i ztráta rázem v témže řezu

$$\left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{HUB} = 0,75 \cdot (M_{1,HUB} - 0,4)^{1,75}. \quad (6.7)$$

Do výsledného vztahu pro Y_{SHOCK} vstupuje však ztráta na střednici, která se vypočte vynásobením předešlého vztahu poměrem poloměrů

$$\left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{SHOCK} = \left(\frac{r_H}{r_T}\right) \cdot \left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{HUB}. \quad (6.8)$$

Konečný výraz pro ztrátový koeficient je tedy

$$Y_{SHOCK} = \left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{SHOCK} \cdot \frac{p_{s1}}{p_{s2}} \cdot \frac{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}. \quad (6.9)$$

6.1.1.4 Korekční faktor dalších tlakových ztrát CFM

Tento součinitel představuje především ztráty vzniklé při nadzvukovém proudění a jejich vliv na mezní vrstvu. Pro výstupní rychlosti menší než rychlost zvuku se korekční faktor rovná jedné a pro rychlosti vyšší se určí takto

$$CFM = 1 + 60 \cdot (M_2 - 1)^2. \quad (6.10)$$

6.1.2 Korekce na vliv Reynoldsova čísla f_{RE}

Koeficient profilových ztrát byl určen při Reynoldsově čísle $Re = 2 \cdot 10^5$. Pro rozdílná Reynoldsova čísla je tedy nutné tuto skutečnost zohlednit. Reynoldsovo číslo je stanoveno podle podmínek na výstupu z lopatkové mříže a jako charakteristický rozměr je použita délka tětiny lopatky. Součinitel se určí dle hodnoty Reynoldsova čísla:

$$f_{RE} = \left(\frac{Re_c}{2 \cdot 10^5}\right)^{-0,4} \quad \text{pro } Re_c \leq 2 \cdot 10^5, \quad (6.11)$$

$$f_{RE} = 1 \quad \text{pro } Re_C \in (2 \cdot 10^5; 10^6) , \quad (6.12)$$

$$f_{RE} = \left(\frac{Re_C}{2 \cdot 10^5} \right)^{-0,2} \quad \text{pro } Re_C \geq 10^6 . \quad (6.13)$$

6.1.3 Sekundární ztráty Y_S

Sekundární ztráty se určují obdobně jako v metodě od Ainleyho a Mathierona. Není však uvažován vliv tloušťky odtokové hrany, který se stanovuje samostatně, a tudíž je původní součinitel navýšen o dvacet procent

$$Y_S = 1,2 \cdot Y_{S,AMDC} \cdot K_5 . \quad (6.14)$$

6.1.3.1 Koeficient sekundárních ztrát dle metody Ainley-Mathieson

$$Y_{S,AMDC}$$

Koeficient sekundárních ztrát závisí na štíhlosti lopatek, úhlu vstupu a výstupu proudu z lopatkové mříže, součiniteli vztlaku a středním ohnutí proudu vzduchu. Vztah pro jeho výpočet je

$$Y_{S,AMDC} = 0,0334 \cdot f_{(AR)} \cdot \left(\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \cdot \left(\frac{C_L}{s/c} \right)^2 \cdot \frac{\cos^2 \beta_2}{\cos^3 \beta_m} . \quad (6.15)$$

Pro úhel středního ohnutí proudu platí

$$\beta_m = \tan^{-1} \left[\frac{1}{2} \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \right] . \quad (6.16)$$

Tento úhel je pro reakční stupeň záporný a pro impulsní stupeň je roven nule [Farokhi]. Poměr mezi součinitelem vztlaku profilu a poměrem rozteče ku těživě se vypočte

$$\left(\frac{C_L}{t/c} \right) = 2 \cdot (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \cdot \cos \beta_m . \quad (6.17)$$

Člen $f_{(AR)}$ zohledňuje vliv štíhlosti lopatek. Pro štíhlosti vyšší, než dva je roven štíhlosti na mínus prvou

$$f_{(AR)} = \frac{1}{h/c} , \quad (6.18)$$

a pro hodnoty menší, nebo rovno dvěma se stanoví takto

$$f_{(AR)} = \frac{1 - 0,25 \cdot \sqrt{2 - h/c}}{h/c} . \quad (6.19)$$

6.1.3.2 Korekční faktor K_5

Korektor K_5 přidává vliv akcelerace proudu na sekundární ztráty následovně

$$K_5 = 1 - K_3 \cdot (1 - K_p) . \quad (6.20)$$

Korekční faktor K_p je shodný s (6.4) a korekční faktor K_3 se určí dle poměru výšky lopatky a délky těživy promítnuté do podélné osy

$$K_3 = \left(\frac{c_z}{h}\right)^2. \quad (6.21)$$

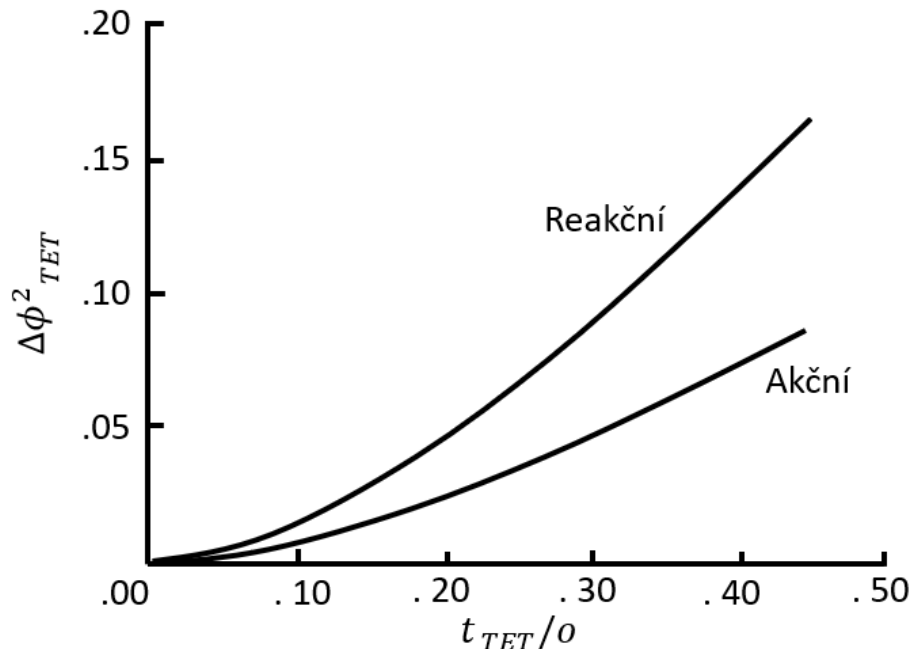
6.1.4 Ztráty v oblasti odtokové hrany Y'_{TET}

Tyto ztráty jsou určeny následovně

$$Y'_{TET} = \frac{\left[1 - \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_2^2 \cdot \left(\frac{1}{1 - \Delta\Phi_{TET}^2} - 1\right)\right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}. \quad (6.22)$$

6.1.4.1 Součinitel ztrát energie $\Delta\Phi_{TET}^2$

Klíčovou roli při určení těchto ztrát hraje součinitel ztrát energie $\Delta\Phi_{TET}^2$. Je určen obdobně jako je tomu u profilových ztrát, a to na základě měření čistě reakčních nebo impulsních mříží.



Graf 3 Součinitel ztrát energie [20]

Akční mříže mají větší tloušťku mezní vrstvy a díky tomu menší ztráty než mříže reakční. Pro stupně s jinou reakcí je použit interpolační vztah

$$\begin{aligned} \Delta\Phi_{TET}^2 &= \\ &= \Delta\Phi_{TET}^2_{(Reakční)} + \left|\frac{\beta_1}{\beta_2}\right| \cdot \left(\frac{\beta_1}{\beta_2}\right) \cdot \left[\Delta\Phi_{TET}^2_{(Akční)} - \Delta\Phi_{TET}^2_{(Reakční)}\right]. \end{aligned} \quad (6.23)$$

6.1.5 Ztráty radiální vůli Y_{TC}

Mezera mezi rotorovými lopatkami a pláštěm turbíny je zdrojem významných ztrát. Dochází k nim kvůli přefukování plynu z přetlakové na sací stranu lopatky. Velikost mezery závisí na několika vlivech a její rozměr není v průběhu chodu motoru konstantní

z důvodu roztažnosti materiálu vlivem teploty. U bandážovaných lopatek se ztrátový součinitel vypočte jako

$$Y_{TC} = 0,37 \cdot \frac{c}{h} \cdot \left(\frac{k'}{c}\right)^{0,78} \cdot \left(\frac{C_L}{t/c}\right)^2 \frac{\cos^2 \beta_2}{\cos^3 \beta_m}, \quad (6.24)$$

kde k' označuje ekvivalentní radiální vůli vypočtenou takto

$$k' = \frac{k}{(\text{počet břitů bandáže})^{0,42}}. \quad (6.25)$$

6.2 1D výpočet na střednici

Následující postup byl použit pro 1D výpočet na střednici. Absolutní rychlost je označena písmenem C a rychlost relativní písmenem W. Indexy jsou vysvětleny v následující tabulce.

Index	Význam
T	Celkový stav plynu
S	Statický stav plynu
s1, s2	Příslušející prvnímu nebo druhému stupni
s1, r1	Příslušející prvnímu statoru a rotoru
s2, r2	Příslušející druhému statoru a rotoru
θ	Obvodová složka rychlosti
Z	Axiální složka rychlosti

Tabulka 4 Indexy 1D výpočtu

Výpočet je proveden iteračně, kdy je nejdříve odhadnuta výška lopatky a poté dopočtena. Dosazení je provedeno pro již iterované hodnoty. Vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce níže. Nejdříve jsou uvedeny parametry na vstupu, které jsou dané předešlými výpočty a následují volitelné parametry. Ve výpočtu byl zvolen konstantní vnitřní průměr.

Konstanty spalín v turbíně		
κ_s	1,33	Adiabatický exponent spalín
R_s	287,4 J/kg · K	Měrná plynová konstanta plynů
c_{p_s}	1 158,309 J/kg · K	Měrná tepelná kapacita spalín za stálého tlaku
Veličiny dané tepelným oběhem		
\dot{m}	0,39084 kg/s	Hmotnostní průtok
RPM	60 000 ot/min	Otáčky turbíny
w_t	389 745,263 J/kg	Měrná práce turbíny
T_{T1}	1 223,15 K	Celková teplota spalín na vstupu do turbíny
p_{T1}	482 044,568 Pa	Celkový tlak spalín na vstupu do turbíny
Volitelné parametry		
Z_{s1}	0,57	Poměr rozdělení práce na první stupeň
α_2	67,5°	Úhel vystupujících plynů z prvního statoru
M_2	0,79	Machovo číslo plynů ze statorové mříže
α_4	68°	Úhel vystupujících plynů z druhého statoru
r_h	0,045 m	Konstantní vnitřní poloměr
α_1	0°	Čistě axiální vstup plynů do turbíny

Tabulka 5 Vstupní parametry 1D výpočtu

6.2.1 Dopočet vstupních parametrů

Poměr práce připadající na druhý stupeň

$$Z_{s2} = 1 - Z_{s1} = 1 - 0,57 = 0,43. \quad (6.26)$$

Práce prvního a druhého stupně

$$w_{ts1} = w_t \cdot Z_{s1} = 222\,154,8 \frac{J}{kg}, \quad (6.27)$$

$$w_{ts2} = w_t \cdot Z_{s2} = 167\,590,463 \frac{J}{kg}. \quad (6.28)$$

Střední průměr v řezu 2 a 3 je určen pomocí odhadnuté výšky lopatky označené h_0 , ta ve výpočtu figuruje pouze v první iteraci a následně se zpřesňují pouze střední poloměry. V následujícím dosazení proto uvádím odhadnuté h_0 , avšak r_{m2} a r_{m3} odpovídají konečným hodnotám po iteracích

$$r_{m2} = r_h + \left(\frac{h_0}{2}\right) = 0,045 + \left(\frac{0,005}{2}\right) \Rightarrow 0,0482 \text{ m}, \quad (6.29)$$

$$r_{m3} = r_h + \left(\frac{h_0}{2}\right) = 0,045 + \left(\frac{0,005}{2}\right) \Rightarrow 0,0496 \text{ m}. \quad (6.30)$$

Posledními důležitými parametry pro iterační výpočet jsou součinitele restituce celkového tlaku pro každou lopatkovou mříž. V první iteraci je použita hodnota 1, což znamená, že proudění je beze ztrát. Iteračně dopočtené hodnoty jsou následující

$$\sigma_{s1} = 0,9942, \quad (6.31)$$

$$\sigma_{r1} = 0,9742, \quad (6.32)$$

$$\sigma_{s2} = 0,9676, \quad (6.33)$$

$$\sigma_{r2} = 0,9748. \quad (6.34)$$

6.2.2 První stupeň

Nejdříve je vypočtena střední obvodová rychlost rotoru prvního stupně

$$\begin{aligned} U_{ms1} &= \frac{\pi \cdot RPM \cdot (r_{m2} + r_{m3})}{60} = \\ &= \frac{\pi \cdot 60\,000 \cdot (0,0482 + 0,0496)}{60} = 307,294 \text{ m/s}. \end{aligned} \quad (6.35)$$

Následuje výpočet součinitele zatížení stupně

$$\Psi_{s1} = \frac{w_{ts1}}{U_{ms1}^2} = \frac{222\,154,8}{307,294^2} = 2,353. \quad (6.36)$$

Předpokládáme, že ve statoru nedochází ke ztrátám energie, a tudíž se celkové teploty před a za státorem rovnají

$$T_{T2} = T_{T1} = 1\,223,15\text{ K.} \quad (6.37)$$

Ze znalosti práce požadované od prvního stupně se určí celková teplota plynu za rotorem

$$T_{T3} = T_{T2} - \frac{w_{ts1}}{c_{ps}} = 1\,223,15 - \frac{222\,154,8}{1\,158,309} = 1\,031,358\text{ K.} \quad (6.38)$$

Další nutné výpočty pro určení rychlostí

$$\begin{aligned} T_{S2} &= \frac{T_{T2}}{\left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_2^2\right)} = \\ &= \frac{1\,223,15}{\left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,79^2\right)} = 1\,108,954\text{ K,} \end{aligned} \quad (6.39)$$

$$a_2 = \sqrt{\kappa_s \cdot R_s \cdot T_{S2}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 1\,108,954} = 651,067\text{ m/s,} \quad (6.40)$$

$$C_2 = M_2 \cdot a_2 = 0,79 \cdot 651,067 = 514,343\text{ m/s,} \quad (6.41)$$

$$C_{\Theta 2} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = 514,343 \cdot \sin 67,5 = 475,191\text{ m/s.} \quad (6.42)$$

Z Eulerovy turbínové rovnice dostaneme obvodovou složku rychlosti C_3

$$C_{\Theta 3} = C_{\Theta 2} - \frac{w_{ts1}}{U_{ms1}} = 475,191 - \frac{222\,154,8}{307,294} = -247,747\text{ m/s.} \quad (6.43)$$

Stupeň reakce je poté

$${}^\circ R_{s1} = 1 - \frac{C_{\Theta 2} + C_{\Theta 3}}{2 \cdot U_{ms1}} = 1 - \frac{475,191 - 247,747}{2 \cdot 307,294} = 0,63. \quad (6.44)$$

Z rychlostních trojúhelníků je vypočtena axiální složka rychlosti, která je konstantní ve všech řezech turbíny

$$C_Z = \sqrt{C_2^2 - C_{\Theta 2}^2} = \sqrt{514,343^2 - 475,191^2} = 196,831\text{ m/s.} \quad (6.45)$$

Následují výpočty zbylých parametrů jako jsou složky rychlostí, statické teploty a rychlosti zvuku:

$$W_{\Theta 2} = C_{\Theta 2} - U_{ms1} = 475,191 - 307,294 = 167,897\text{ m/s,} \quad (6.46)$$

$$W_2 = \sqrt{W_{\Theta 2}^2 + C_Z^2} = \sqrt{167,897^2 + 196,831^2} = 258,712\text{ m/s,} \quad (6.47)$$

$$M_{2r} = \frac{W_2}{a_2} = \frac{258,712}{651,067} = 0,397, \quad (6.48)$$

$$C_1 = \frac{C_Z}{\cos \alpha_1} = \frac{196,831}{\cos 0} = 196,831\text{ m/s,} \quad (6.49)$$

$$T_{S1} = T_{T1} - \frac{C_1^2}{2 \cdot c_{ps}} = 1\,223,15 - \frac{196,831^2}{2 \cdot 1\,158,309} = 1\,206,426 \text{ K}, \quad (6.50)$$

$$a_1 = \sqrt{\kappa_s \cdot R_s \cdot T_{S1}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 1\,206,426} = 679,078 \text{ m/s}, \quad (6.51)$$

$$M_1 = \frac{C_1}{a_1} = \frac{196,831}{679,078} = 0,289, \quad (6.52)$$

$$\beta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{C_Z}{W_2}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{196,831}{258,712}\right) = 40,464^\circ, \quad (6.53)$$

$$C_3 = \sqrt{C_{\Theta 3}^2 + C_Z^2} = \sqrt{(-247,747)^2 + 196,831^2} = 316,419 \text{ m/s}, \quad (6.54)$$

$$\alpha_3 = \sin^{-1}\left(\frac{C_{\Theta 3}}{C_3}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{-247,747}{316,419}\right) = -51,534^\circ, \quad (6.55)$$

$$W_{\Theta 3} = C_{\Theta 3} - U_{ms1} = -247,747 - 307,294 = -555,041 \text{ m/s}, \quad (6.56)$$

$$W_3 = \sqrt{W_{\Theta 3}^2 + C_Z^2} = \quad (6.57)$$

$$= \sqrt{(-555,041)^2 + 196,831^2} = 588,908 \text{ m/s},$$

$$\beta_3 = \sin^{-1}\left(\frac{W_{\Theta 3}}{W_3}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{-555,041}{588,908}\right) = -70,474^\circ, \quad (6.58)$$

$$T_{S3} = T_{T3} - \frac{C_3^2}{2 \cdot c_{ps}} = 1\,031,358 - \frac{316,419^2}{2 \cdot 1\,158,309} = 988,139 \text{ K}, \quad (6.59)$$

$$a_3 = \sqrt{\kappa_s \cdot R_s \cdot T_{S3}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 988,139} = 614,58 \text{ m/s}, \quad (6.60)$$

$$M_3 = \frac{C_3}{a_3} = \frac{316,419}{614,58} = 0,515, \quad (6.61)$$

$$M_{3r} = \frac{W_3}{a_3} = \frac{588,908}{614,58} = 0,958, \quad (6.62)$$

$$T_{T2r} = T_{S3} + \frac{W_2^2}{2 \cdot c_{ps}} = 988,139 + \frac{258,712^2}{2 \cdot 1\,158,309} = 1\,137,846 \text{ K}. \quad (6.63)$$

Po výpočtu rychlostních trojúhelníků a teplot jsou vypočteny tlaky, ze kterých se následně dopočtou rozměrové charakteristiky potřebné pro další iterace

$$p_{S1} = \frac{p_{T1}}{\left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}}} = \quad (6.64)$$

$$= \frac{482\,044,568}{\left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,289^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} = 456\,026,837 \text{ Pa}.$$

Ztráty se projeví v poklesu celkového tlaku po průchodu lopatkovou mříží

$$p_{T2} = p_{T1} \cdot \sigma_{s1} = 482\,044,568 \cdot 0,9942 = 479\,243,659 \text{ Pa}, \quad (6.65)$$

z celkového tlaku je vypočten tlak statický

$$\begin{aligned} p_{S2} &= \frac{p_{T2}}{\left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_2^2\right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}}} = \\ &= \frac{479\,243,659}{\left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,79^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} = 322\,850,49 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (6.66)$$

Plyn procházející statorem nekoná práci, tudíž je pokles tlaku způsoben pouze ztrátami. Stejný postup lze po úpravě uplatnit i na rotorovou mříž. V rotoru dochází k přeměně energie a plyn koná práci. Jestliže je však pohlíženo na rotor ze souřadnicového systému pevně spojeným s oběžným kolem, bude průchod plynů rotorem ekvivalentní se statorem, a ztrátu celkového tlaku lze určit stejným způsobem

$$\begin{aligned} p_{T2r} &= p_{S2} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_{2r}^2\right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}} = \\ &= 322\,850,49 \cdot \left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,3974^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 358\,112,68 \text{ Pa}, \end{aligned} \quad (6.67)$$

a celkový relativní tlak za rotorem je pak

$$p_{T3r} = p_{T2r} \cdot \sigma_{r1} = 358\,112,68 \cdot 0,9742 = 348\,871,257 \text{ Pa}. \quad (6.68)$$

Zbylé tlaky se vypočítají následovně:

$$\begin{aligned} p_{S3} &= \frac{p_{T3r}}{\left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_{3r}^2\right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}}} = \\ &= \frac{348\,871,257}{\left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,958^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} = 197\,582,043 \text{ Pa}, \end{aligned} \quad (6.69)$$

$$\begin{aligned} p_{T3} &= p_{S3} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_s - 1}{2} \cdot M_3^2\right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}} = \\ &= 197\,582,043 \cdot \left(1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,515^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} \\ &= 234\,787,861 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (6.70)$$

Ze znalosti statických tlaků se určí hustota, průřez mezikruží a následně střední poloměry, které jsou použity v další iteraci:

$$\rho_1 = \frac{p_{S1}}{R_s \cdot T_{S1}} = \frac{456\,026,837}{287,4 \cdot 1\,206,426} = 1,315 \text{ kg/m}^3, \quad (6.71)$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot C_Z} = \frac{0,39084}{1,315 \cdot 196,831} = 0,00151 \text{ m}^2, \quad (6.72)$$

$$r_{t1} = \sqrt{r_h^2 + \frac{A_1}{\pi}} = \sqrt{0,045^2 + \frac{0,00151}{\pi}} = 0,0501 \text{ m}, \quad (6.73)$$

$$h_1 = r_{t1} - r_h = 0,0501 - 0,045 = 0,00506 \text{ m}, \quad (6.74)$$

$$r_{m1} = r_h + \frac{h_1}{2} = 0,045 + \frac{0,00506}{2} = 0,0475 \text{ m}, \quad (6.75)$$

$$\rho_2 = \frac{p_{S2}}{R_s \cdot T_{S2}} = \frac{322\,850,49}{287,4 \cdot 1\,108,954} = 1,013 \text{ kg/m}^3, \quad (6.76)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_Z} = \frac{0,39084}{1,013 \cdot 196,831} = 0,00196 \text{ m}^2, \quad (6.77)$$

$$r_{t2} = \sqrt{r_{h2}^2 + \frac{A_2}{\pi}} = \sqrt{0,045^2 + \frac{0,00196}{\pi}} = 0,0515 \text{ m}, \quad (6.78)$$

$$h_2 = r_{t2} - r_h = 0,0515 - 0,0475 = 0,00647 \text{ m}, \quad (6.79)$$

$$r_{m2} = r_h + \frac{h_2}{2} = 0,045 + \frac{0,00647}{2} = 0,0482 \text{ m}, \quad (6.80)$$

$$\rho_3 = \frac{p_{S3}}{R_s \cdot T_{S3}} = \frac{197\,582,043}{287,4 \cdot 988,139} = 0,6957 \text{ kg/m}^3, \quad (6.81)$$

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot C_Z} = \frac{0,39084}{0,6957 \cdot 196,831} = 0,00285 \text{ m}^2, \quad (6.82)$$

$$r_{t3} = \sqrt{r_h^2 + \frac{A_3}{\pi}} = \sqrt{0,045^2 + \frac{0,00285}{\pi}} = 0,0542 \text{ m}, \quad (6.83)$$

$$h_3 = r_{t3} - r_h = 0,0542 - 0,045 = 0,00916 \text{ m}, \quad (6.84)$$

$$r_{m3} = r_h + \frac{h_3}{2} = 0,045 + \frac{0,00916}{2} = 0,0496 \text{ m}. \quad (6.85)$$

6.2.3 Druhý stupeň

Výpočet je proveden obdobně jako u prvního stupně. Iterovanou hodnotou jsou střední poloměry a součinitel restituice celkového tlaku.

Předpoklad shodných průměrů je použit pouze pro první iteraci. Číselné hodnoty odpovídají poslední iteraci

$$r_{m4} = r_{m3} \Rightarrow 0,0509 \text{ m}, \quad (6.86)$$

$$r_{m5} = r_{m3} \Rightarrow 0,0518 \text{ m}. \quad (6.87)$$

Rovnice použité ve výpočtu druhého stupně jsou stejné, jako v případě stupně prvního. V následující tabulce jsou tedy uvedeny pouze číselné výsledky.

$U_{m\ s2}$	307,294 m/s
Ψ_{s2}	1,609
$T_{T\ 4}$	1 031,358 K
$T_{T\ 5}$	886,672 K
$C_{\Theta\ 4}$	487,173 m/s
$C_{\Theta\ 5}$	-32,146 m/s
${}^\circ R_{s2}$	0,295
C_4	525,433 m/s
$W_{\Theta\ 4}$	164,461 m/s
W_4	256,495 m/s
$T_{S\ 4}$	912,184 K
a_4	590,487 m/s
M_4	0,889
M_{4r}	0,434
β_4	39,88 °
C_5	199,438 m/s
α_5	-9,276 °
$W_{\Theta\ 5}$	-354,858 m/s
W_5	405,791 m/s
β_5	-60,984 °
$T_{S\ 5}$	869,503 K
a_5	576,507 m/s
M_5	0,346
M_{5r}	0,704
$T_{T\ 4r}$	940,583 K
$p_{T\ 4}$	227 171,435 Pa
$p_{S\ 4}$	138 493,845 Pa
$p_{T\ 4r}$	156 708,541 Pa
$p_{T\ 5r}$	152 764,678 Pa
$p_{S\ 5}$	111 297,023 Pa
$p_{T\ 5}$	120 423,137 Pa
ρ_4	0,528 kg/m ³
A_4	0,00376 m ²
$r_{t\ 4}$	0,0568 m
h_4	0,0118 m
$r_{m\ 4}$	0,0509 m
ρ_5	0,445 kg/m ³
A_5	0,00446 m ²
$r_{t\ 5}$	0,0587 m
h_5	0,0137 m
$r_{m\ 5}$	0,0518 m

Tabulka 6 Vypočtené hodnoty pro druhý stupeň

6.2.4 Geometrické parametry lopatek

Pro stanovení ztrát je potřeba stanovit některé další parametry. Většinou se jedná o rozměry lopatek, na kterých ztráty silně závisí. Postup výpočtu bude proveden pro případ prvního rotoru s již iterovanými výsledky.

Prvním z parametrů je střední ohnutí proudu plynu v lopatkové mříži

$$\begin{aligned}\beta_{m r 1} &= \tan^{-1} \left(\frac{1}{2} \cdot (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \right) = \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{1}{2} \cdot (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \right) = -44,522^\circ.\end{aligned}\quad (6.88)$$

Úhel je pro reakční mříž vždy záporný. [1] Podobným výpočtem je stanoven úhel nastavení lopatky, který vyjde stejně jako úhel středního ohnutí proudu

$$\gamma_{r 1} = \tan^{-1} \left(\frac{(W_{\theta 2} + W_{\theta 3})}{2 \cdot C_z} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{(W_{\theta 2} + W_{\theta 3})}{2 \cdot C_z} \right) = \quad (6.89)$$

Následují vztahy pro výpočet tětivy a rozteče, které určují počet lopatek. Výpočet byl navrhnut tak, aby minimalizoval ztráty v lopatkové mříži. Nejprve je stanoven axiální průmět tětivy lopatky

$$c_{z r 1} = h_{r 1} \cdot 0,84 = 0,00781 \cdot 0,84 = 0,00656 \text{ m}, \quad (6.90)$$

kde $h_{r 1}$ je střední výška lopatky a číslo 0,84 je proměnná výpočtu, podle které se ovlivňuje počet lopatek. Pro minimální ztráty by měla nabývat hodnot okolo 0,9. Z axiálního průmětu je vypočtena skutečná délka tětivy

$$c_{r 1} = \frac{c_{z r 1}}{\cos \gamma_{r 1}} = \frac{0,00656}{\cos -44,522} = 0,00921 \text{ m}. \quad (6.91)$$

Z délky tětivy a poměrné rozteče, která byla stanovena pro všechny stupně stejná, je vypočtena rozteč skutečná

$$t_{r 1} = c_{r 1} \cdot 0,9 = 0,00921 \cdot 0,9 = 0,00831 \text{ m}. \quad (6.92)$$

Pomocí rozteče se dále stanoví počet lopatek, který by však nevyšel celočíselný, tudíž je zaokrouhlen na nejbližší celé číslo a z toho se znovu vypočte rozteč, která dále figuruje ve výpočtech. Tato korekce se uplatní pouze v první iteraci, poté už zůstává počet lopatek neměnný

$$N_{r 1} \doteq \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{m r 1}}{t_{r 1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,0489}{0,00831} = 37, \quad (6.93)$$

$$t_{r 1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{m r 1}}{N_{r 1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,0489}{37} = 0,00831. \quad (6.94)$$

6.2.5 Výpočet ztrát

Výpočet je proveden dle podkapitoly 6.1, tedy podle metody autorů Kackera a Okapuua. [20] Kvůli znaménkové konvenci používané v dané metodice je před výpočtem obráceno znaménko úhlu, který svírá vystupující proud plynu z rotoru s axiální osou. Index 1 a 2 označuje stav před a za lopatkovou mříží. Výsledky jsou v následující tabulce, všechny použité vztahy jsou uvedeny výše.

Vstupní parametry	První stator	První rotor	Druhý stator	Druhý rotor
β_1/α_1	0°	40,464 °	51,534 °	39,88 °
β_2/α_2	67,5 °	70,474 °	68 °	60,984 °
t/c	0,905	0,902	0,895	0,909
M_1	0,289	0,397	0,515	0,434
M_2	0,79	0,958	0,889	0,704
r_H/r_T	0,887	0,852	0,811	0,779
p_{S1}	456 027 Pa	322 850 Pa	197 582 Pa	138 520 Pa
p_{S2}	322 850 Pa	197 582 Pa	138 520 Pa	111 297 Pa
Re_C	98 043	91 504	61 566	54 231
h/c	0,693	0,849	1,068	1,111
c_z	0,0053 m	0,0066 m	0,0084 m	0,0114 m
t_{TET}/o	0,0696	0,072	0,0605	0,0394
k		0,105 mm		0,115 mm
počet břitů bandáže		2		2
$\lambda_{W/C 2}$	0,312	0,423	0,544	0,462
Vypočtené parametry				
$Y_{P(akční)}$	0,158	0,181	0,161	0,119
$Y_{P(reakční)}$	0,036	0,042	0,037	0,027
t_{MAX}/c	0,242	0,193	0,183	0,204
$Y_{P,AMDC}$	0,036	0,086	0,101	0,067
K_1	0,263	0,052	0,138	0,37
K_2	0,135	0,172	0,335	0,381
K_P	0,901	0,837	0,711	0,76
$\left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{HUB}$		69 940		
$\left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{SHOCK}$		59 592		
Y_{SHOCK}		0,000139		
CFM	1	1	1	1
Y_P	0,0198	0,044	0,0499	0,0357
f_{RE}	1,33	1,367	1,602	1,685
$\left(\frac{C_L}{t/c}\right)$	3,083	5,237	6,38	4,75
$f_{(AR)}$	1,03	0,862	0,71	0,688
$Y_{S,AMDC}$	0,0705	0,107	0,131	0,106
K_3	0,846	0,706	0,64	0,656

K_5	0,916	0,885	0,815	0,843
Y_S	0,0774	0,114	0,128	0,107
$\Delta\Phi_{TET}^2$ (akční)	0,0035	0,0037	0,0027	0,0014
$\Delta\Phi_{TET}^2$ (reakční)	0,0035	0,0037	0,0027	0,0014
$\Delta\Phi_{TET}^2$	0,0035	0,0037	0,0027	0,0014
Y'_{TET}	0,0044	0,0052	0,0036	0,0016
k'		0,079 mm		0,086 mm
Y_{TC}		0,09		0,054
Y_T	0,1083	0,269	0,212	0,222
$\sigma_{R/S}$	0,9942	0,9742	0,9676	0,9748

Tabulka 7 Ztráty v turbíně

6.3 Shrnutí výsledků 1D výpočtu

Po vypočtení ztrát je možné stanovit účinnost turbíny, která je jedním z nejdůležitějších parametrů. Účinnost se stanoví jako poměr efektivní práce turbíny ku práci adiabatické

$$\begin{aligned} \eta_{s1} &= \frac{T_{T1} - T_{T3}}{T_{T1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{T3}}{p_{T1}}\right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}}\right)} = \\ &= \frac{1\,223,15 - 1\,031,358}{1\,223,15 \cdot \left(1 - \left(\frac{234\,787,861}{482\,044,568}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}\right)} = 0,9592, \end{aligned} \quad (6.95)$$

$$\begin{aligned} \eta_{s2} &= \frac{T_{T3} - T_{T5}}{T_{T3} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{T5}}{p_{T3}}\right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}}\right)} = \\ &= \frac{1\,031,358 - 886,672}{1\,031,358 \cdot \left(1 - \left(\frac{120\,423,137}{234\,787,861}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}\right)} = 0,9189, \end{aligned} \quad (6.96)$$

$$\begin{aligned} \eta_{celková} &= \frac{T_{T1} - T_{T5}}{T_{T1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{T5}}{p_{T1}}\right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}}\right)} = \\ &= \frac{1\,223,15 - 886,672}{1\,223,15 \cdot \left(1 - \left(\frac{120\,423,137}{482\,044,568}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}\right)} = 0,9448. \end{aligned} \quad (6.97)$$

Celková účinnost turbíny je vyšší než účinnost jednotlivých stupňů.

Tlakový spád turbíny udává expanzi plynů na turbíně. Jedná se o poměr celkových tlaků před turbínou a za turbínou

$$\Pi_{celková} = \frac{p_{T1}}{p_{T5}} = \frac{482\,044,568}{120\,423,137} = 4,003, \quad (6.98)$$

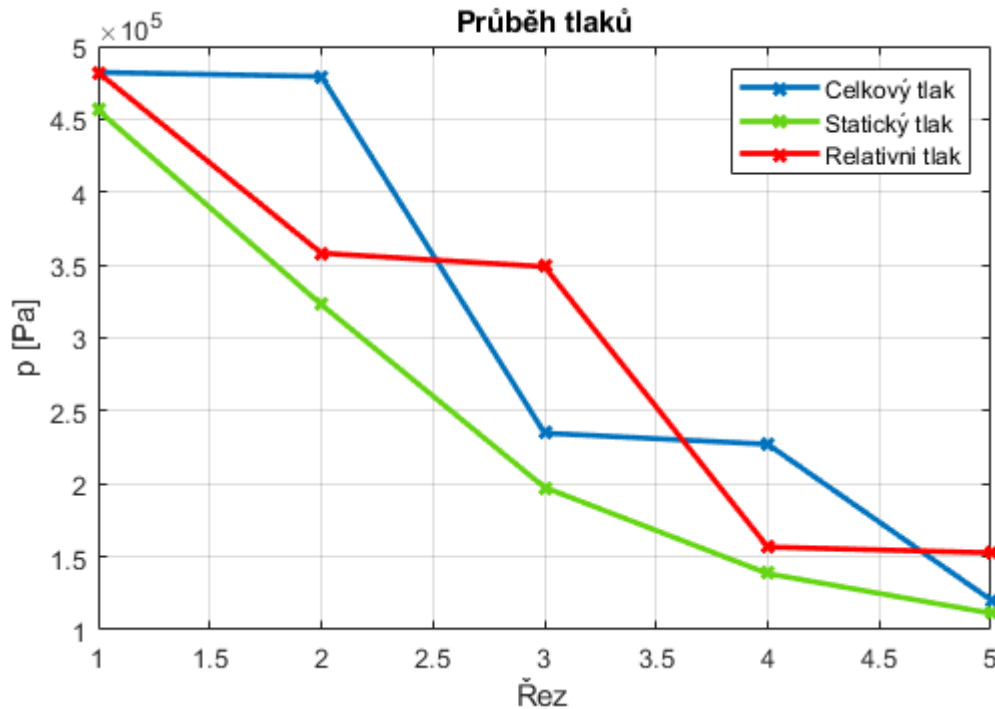
pro první stupeň poté

$$\Pi_{s1} = \frac{p_{T1}}{p_{T3}} = \frac{482\,044,568}{234\,787,861} = 2,053 \quad (6.99)$$

a pro druhý stupeň

$$\Pi_{s2} = \frac{p_{T3}}{p_{T5}} = \frac{234\,787,861}{120\,423,137} = 1,949. \quad (6.100)$$

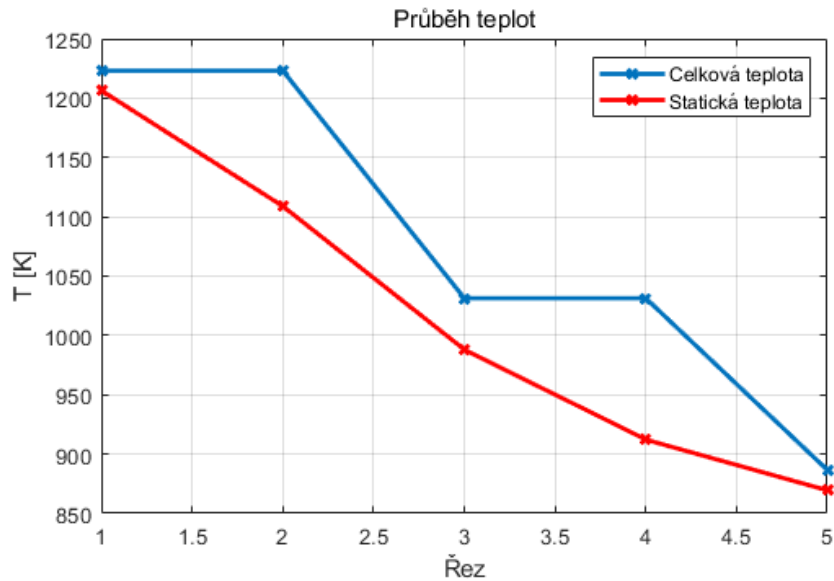
Následně budou znázorněny grafy interpretující dosažené výsledky. Prvním je průběh tlaků při průchodu turbínou. Statický tlak nezávisí na rychlosti, a proto nemění hodnoty při změně souřadnicového systému mezi absolutním a relativním.



Graf 4 Tlaky při průchodu turbínou

Relativní celková teplota je důležitá pro určení tepelného namáhání lopatek oběžného kola. Jestliže je teplota vyšší, než je maximální dovolená teplota materiálu

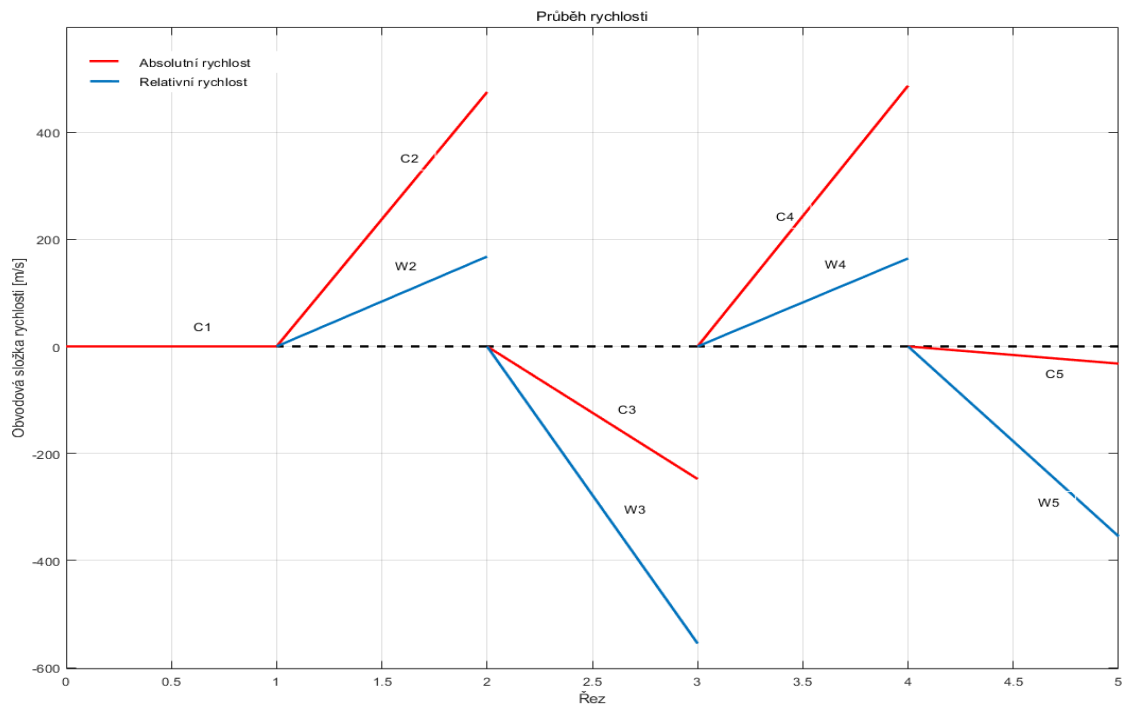
lopatek, je nutné přidat chlazení lopatek. V tomto případě je turbína nechlazená a v grafu budou uvedeny pouze teploty statické a celkové v absolutním souřadnicovém systému.



Graf 5 Průběh teplot

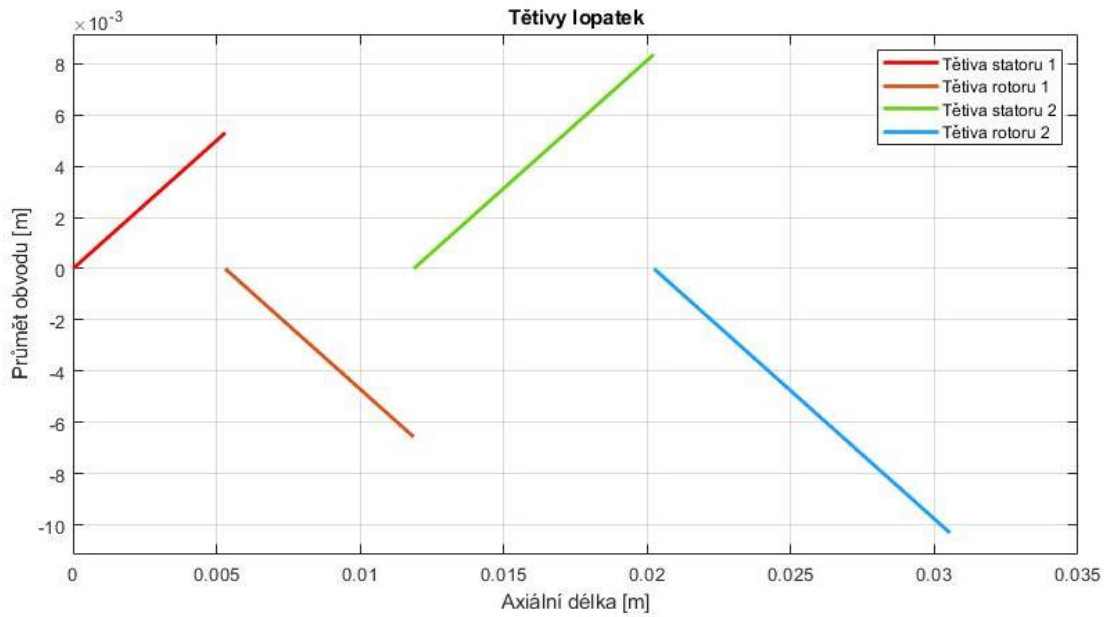
Ve výpočtu byla zanedbána výměna tepla s okolím, tudíž jak je vidět v grafu, se při průchodu statorem celková teplota nemění.

Pro reprezentaci proudění v turbíně jsou používány rychlostní trojúhelníky znázorňující jednotlivé rychlosti v charakteristických řezech turbíny. V následujícím grafu jsou barevně odlišeny absolutní (červeně) a relativní (modře) rychlosti.



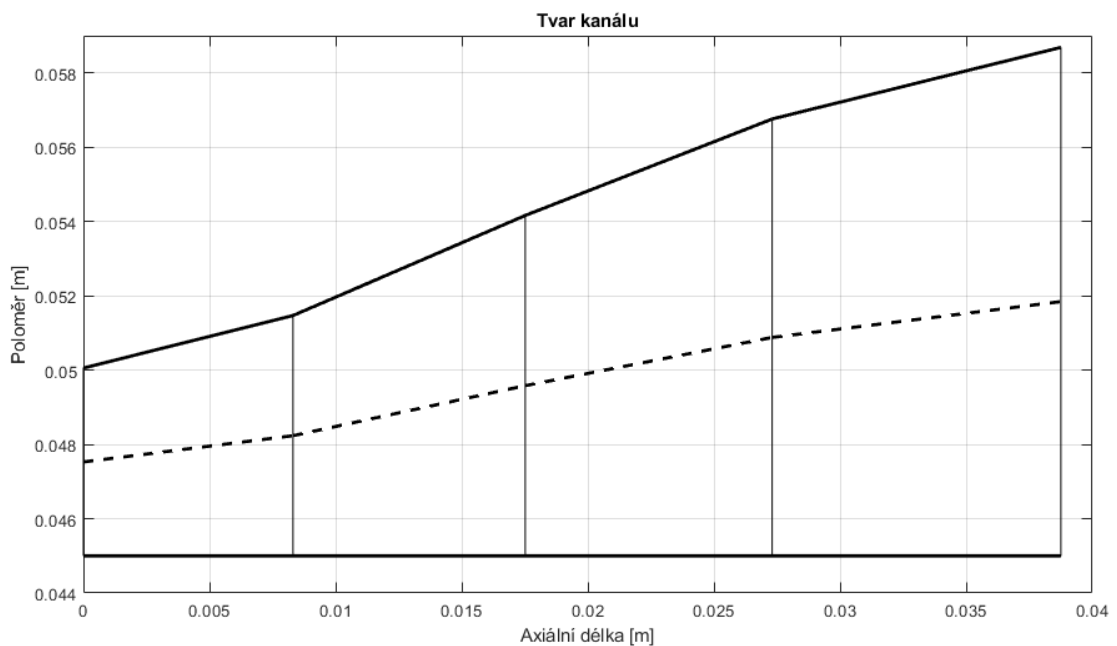
Graf 6 Rychlostní trojúhelníky

Rychlostním poměrům na turbíně odpovídají i úhly nastavení lopatek.



Graf 7 Nastavení lopatek turbíny

Při průchodu turbínou plyn expanduje a tím se zmenšuje jeho hustota. V důsledku toho se musí průřez mezikruží, ve kterém medium protéká, zvětšovat. Přibližný podélný průřez mezilopátkového kanálu je následující.



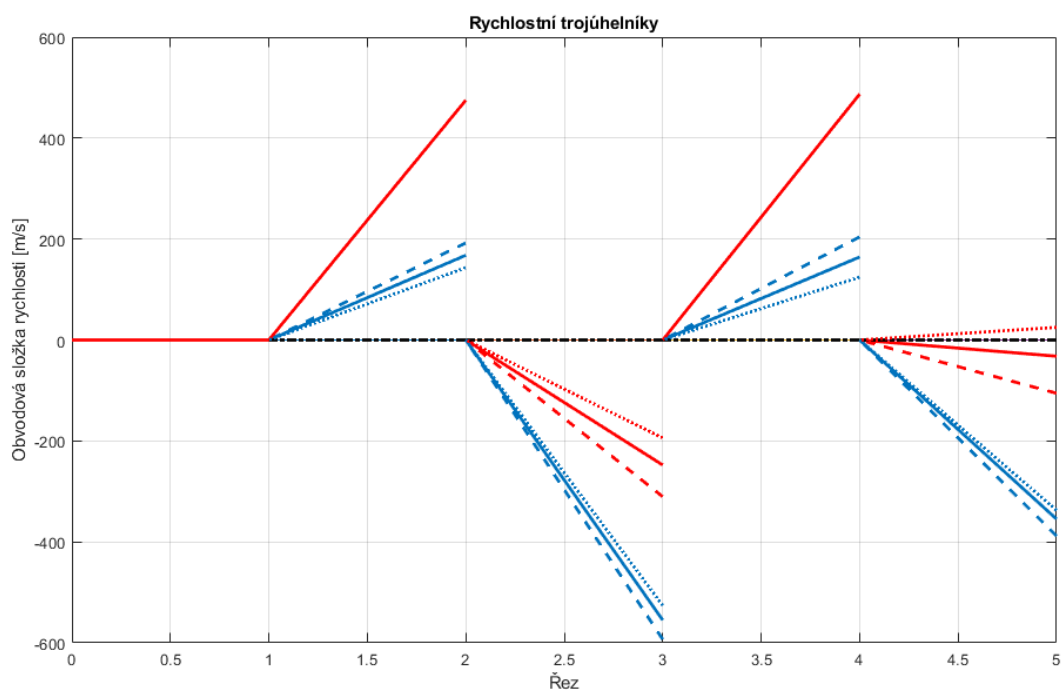
Graf 8 Tvar mezilopátkového kanálu

7 Návrh stupňů po výšce lopatek

Aby byl návrhový výpočet kompletní, je nutné provést výpočet po výšce lopatky. Se změnou poloměru se mění i unášivá rychlost a tuto změnu je nutno reflektovat.

Výpočet probíhá obdobně jako v 1D návrhu stupně. Nejprve se však rozdělí poloměry na několik částí od patního po hlavový průměr a poté jsou vypočítány rychlostní trojúhelníky v každém řezu. Základním předpokladem je konstantní práce po výšce lopatky. Konstantní po výšce lopatky zůstává také součinitel restituice celkového tlaku a výstupní úhly ze statorových lopatek.

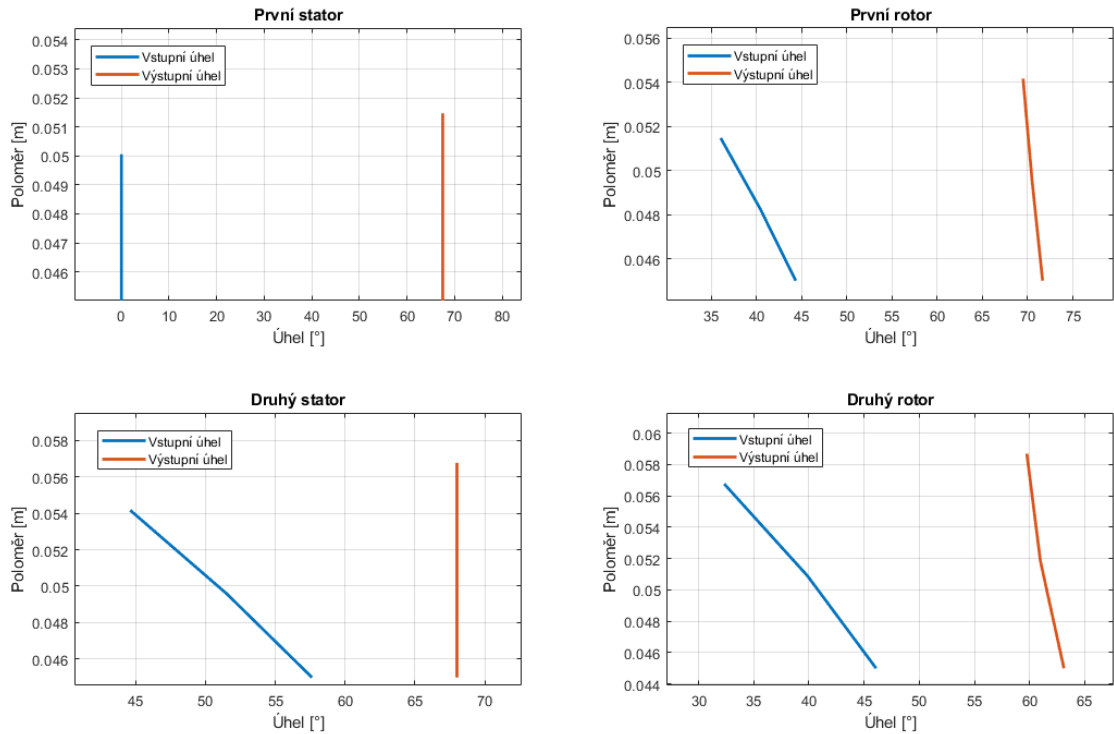
Z důvodů malé výšky lopatek se obvodová rychlost mění jen málo, a tudíž je proveden výpočet pouze ve třech řezech lopatky. Patní řez je v následujícím grafu označen čárkovanou čarou, střední plnou a hlavový tečkovanou čarou. Červeně jsou značeny absolutní rychlosti a modře rychlosti relativní.



Graf 9 Rychlostní trojúhelníky v řezech lopatek

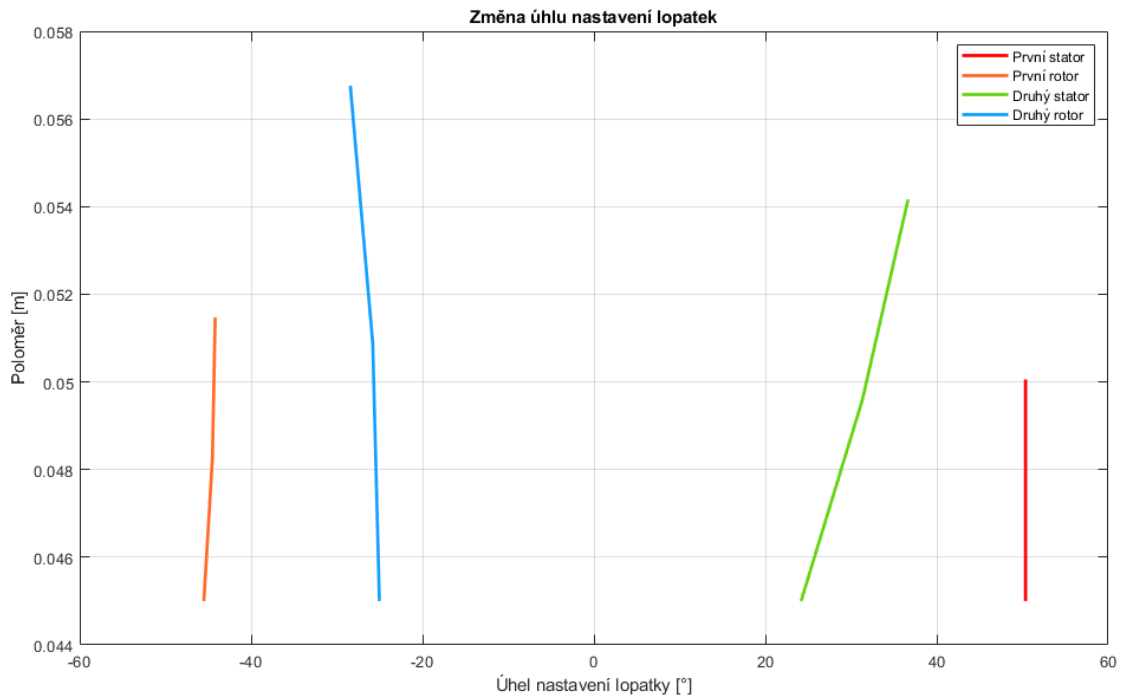
Jak je vidět z grafu, na vnitřním průměru dochází k největšímu ohnutí proudu plynu. Je to dáno tím, že s poklesem obvodové rychlosti klesá i práce konaná stupněm. Což by bylo v rozporu s počátečními podmínkami výpočtu. Je tedy nutné proud plynu více zkroutit, aby byla dodržena podmínka konstantní práce po výšce lopatky.

Změnou rychlostních trojúhelníků dojde i ke změně vstupních a výstupních úhlů z lopatkových mříží. Úhly jsou vyneseny v absolutní hodnotě pro lepší přehlednost grafu.



Graf 10 Změna vstupních a výstupních úhlů

V následujícím grafu budou zobrazeny změny úhlu nastavení lopatek. Úhel nastavení lopatky se nejvíce mění u druhého statoru. Je to dáno tím, že se mění úhel vstupu do lopatky, ale výstup zůstává konstantní.



Graf 11 Změna úhlu nastavení lopatek

U ostatních lopatek se plynule mění jak vstupní, tak výstupní úhly a úhel nastavení se tak mění jen velmi málo.

V následující tabulce jsou uvedeny dosažené výsledky v jednotlivých řezech a poloměrech. Je vynechán řez 1, neboť ten je na poloměru nezávislý.

	Vnitřní poloměr	Střední poloměr	Vnější poloměr
α_2	67,5 °	67,5 °	67,5 °
α_3	-57,631 °	-51,534 °	-44,624 °
α_4	68 °	68 °	68 °
α_5	-32,431 °	-9,403 °	7,317 °
β_2	44,355 °	40,464 °	36,065 °
β_3	-71,645 °	-70,474 °	-69,488 °
β_4	46,085 °	39,881 °	32,316 °
β_5	-63,119 °	-60,984 °	-59,766 °
γ_{s1}	50,361 °	50,361 °	50,361 °
γ_{r1}	-45,516 °	-44,523 °	-44,196 °
γ_{s2}	24,168 °	31,308 °	36,652 °
γ_{r2}	-25,036 °	-25,812 °	-28,427 °
${}^\circ R_{s1}$	0,709	0,63	0,577
${}^\circ R_{s2}$	0,325	0,295	0,294

Tabulka 8 Parametry po výšce lopatky

7.1 Tvary turbínových profilů

Aby bylo možné provést CFD analýzu turbíny, je nutné navrhnout její lopatkování. Díky zápornému tlakovému gradientu je proudění v turbínové mříži stabilnější, než je tomu u kompresorové mříže. Také je díky tomu možné dosáhnout většího ohnutí proudu vzduchu. To však stěžuje návrh lopatkových profilů, neboť křivost se podél profilu musí měnit co nejplynuleji, aby nedocházelo k otrhávání proudu plynu, obzvláště pak na sací straně lopatky. Moderní výpočtové a konstrukční CAD programy umožňují navrhnout profily s optimálním tvarem pro vyhovění všem požadavkům.

Profil se skládá z několika křivek, a to náběžné hrany, odtokové hrany, tlakové strany a sací strany. Odtoková hrana má nejčastěji tvar oblouku. Z hlediska aerodynamiky by byla nejvhodnější ostrá odtoková hrana. Toho však není možné dosáhnout. Náběžná hrana má také kruhový tvar, ale je možné se setkat i s náběžnými hranami tvořenými elipsou. Elipsa má po obvodu proměnnou křivost, což je pro proudění vhodnější. Sací a tlaková strana může být tvořena parabolou, více kružnicemi nebo jinou křivkou. [22]

Jednou z takovýchto křivek jsou i Bézierovi křivky, které se pro turbínové profily osvědčily. Byly vyvinuty v šedesátých letech minulého století pro navrhování automobilů. Jedná se o parametrické křivky, které se řídí následující rovnicí

$$P(t) = \sum_{i=0}^n P_i \cdot B_i^n(t), \quad (7.1)$$

kde $P(t)$ označuje polohové vektory bodů řídicího polygonu, t je parametr křivky a $B_i^n(t)$ označuje Bernsteinovy polynomy n – tého stupně. [22]

7.2 Tvorba profilů

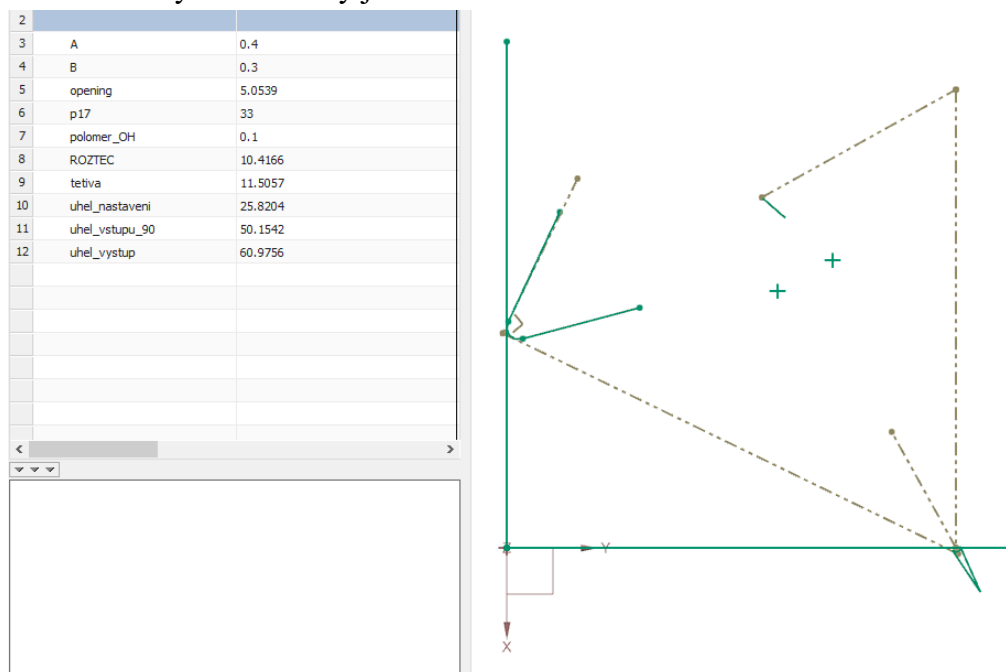
Navrhnutí profilů bylo provedeno v programu Siemens NX. Aby byl sestrojený profil lopatky funkční, je nutné vyhovět parametrům z předchozích výpočtů. V následující tabulce jsou uvedeny geometrické parametry na středním poloměru turbíny.

	První stator	První rotor	Druhý stator	Druhý rotor
Úhel vstupu	0°	40,46°	-51,53°	39,88°
Úhel výstupu	67,5°	-70,47°	68°	-60,98°
Úhel nastavení	50,36°	-44,52°	31,3°	-25,81°
Výška vstup	5,056 mm	6,468 mm	9,162 mm	11,756 mm
Výška výstup	6,468 mm	9,162 mm	11,756 mm	13,685 mm
Tětiva	8,309 mm	9,207 mm	9,793 mm	11,445 mm
Hrdlo	2,878 mm	2,776 mm	3,284 mm	5,049 mm
Rozteč	7,521 mm	8,305 mm	8,767 mm	10,41 mm
Tloušťka OH	0,2 mm	0,2 mm	0,2 mm	0,2 mm
Počet lopatek	40	37	36	31

Tabulka 9 Geometrické parametry mříží

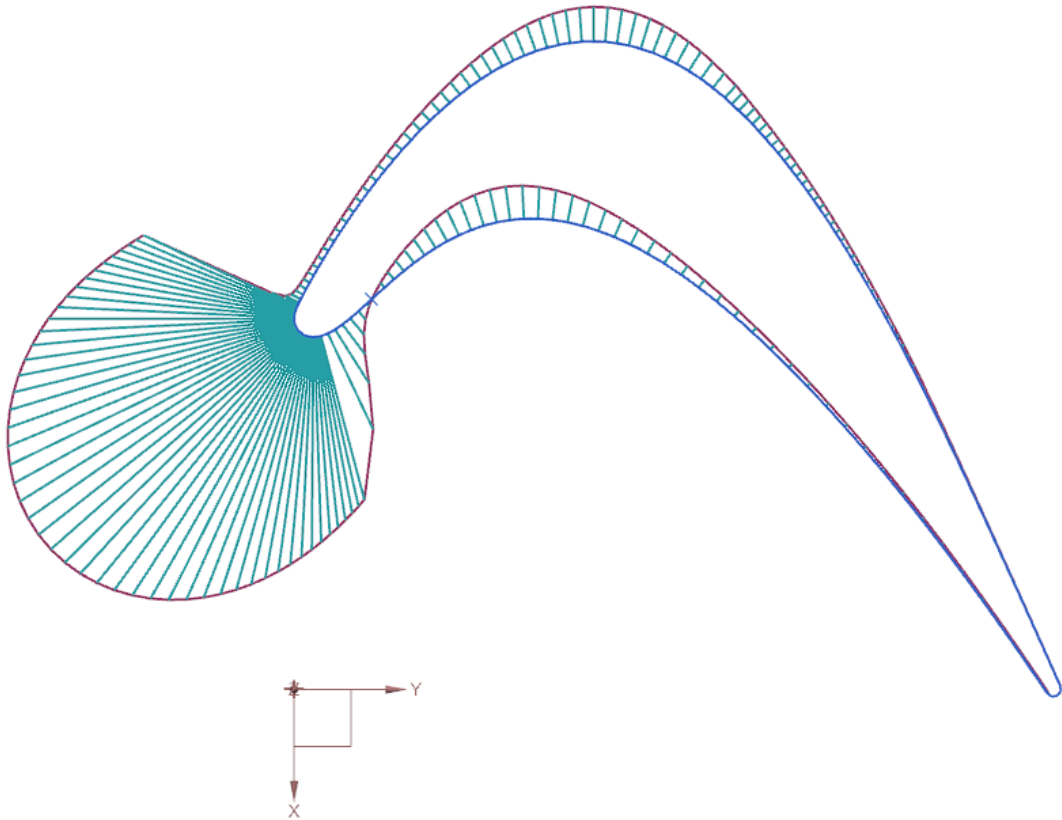
Je nutné vytvořit profily ve všech řezech lopatek. Základní geometrické parametry, jako je tětiva nebo rozteč, zůstávají stejné. Mění se úhel vstupu, výstupu a nastavení. Jejich číselná vyjádření jsou výše v tabulce 8.

Samotný návrh lopatek v programu Siemens NX probíhá následovně. Nejprve je vytvořena řídicí skica, která splňuje geometrické požadavky na profil. Skica je řízená tabulkou, kterou je možné dle potřeby měnit. Skica je vytvořena v obecném souřadnicovém systému a úhly je do ní nutné zadat v absolutních hodnotách.



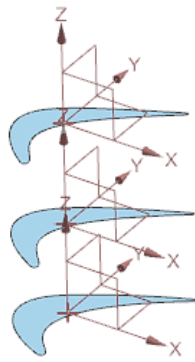
Obrázek 20 Řídicí skica s tabulkou parametrů

Při celém procesu tvarování lopatek je důležité kontrolovat křivost křivek. Křivost musí být co nejrovnoměrněji rozložena po délce lopatky, aby nedocházelo k náhlým změnám, které by mohly vést k odtrhnutí proudu.



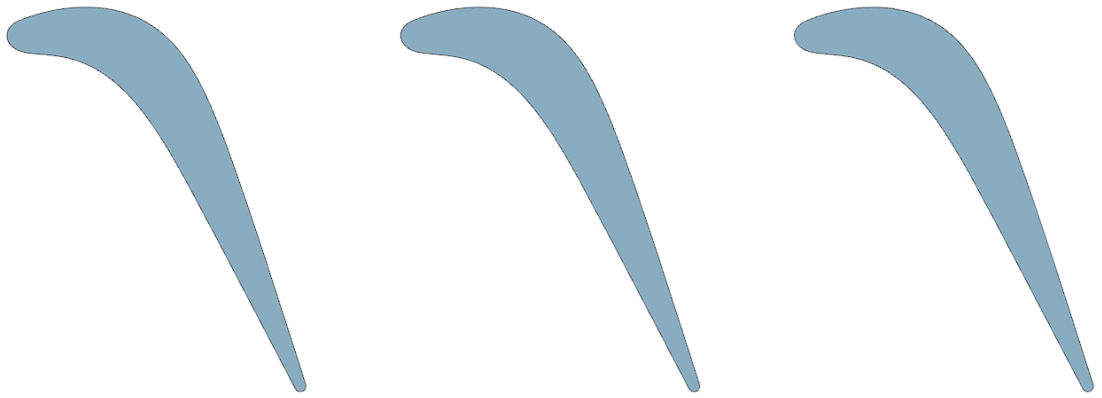
Obrázek 22 Křivost profilu lopatky

Takovýmto postupem bylo navrženo celkem deset profilů. Pro každou mříž tři s výjimkou prvního statoru, který má ve všech řezech stejný profil. Každá lopatka je tedy tvořena třemi řezy, které se umístí do výsledného modelu. Je nutné vhodným otočením a posunutím obecného souřadnicového systému, s nímž je profil spojen, docílit požadované orientace a polohy. Souřadnicový systém je umístěn v těžišti lopatky.



Obrázek 23 Řezy lopatkou v souřadnicovém systému lopatkové mříže

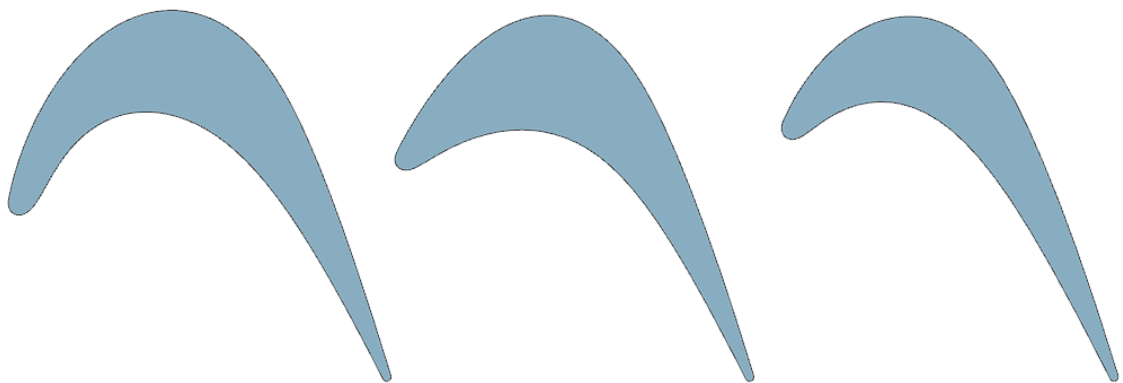
Na dalších obrázcích budou znázorněny jednotlivé řezy pro všechny lopatkové mříže.



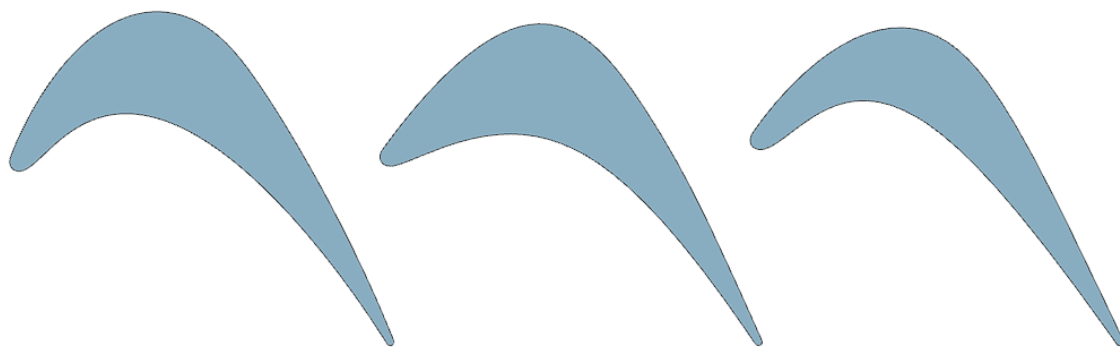
Obrázek 24 Profily prvního statoru



Obrázek 25 Profily prvního rotoru

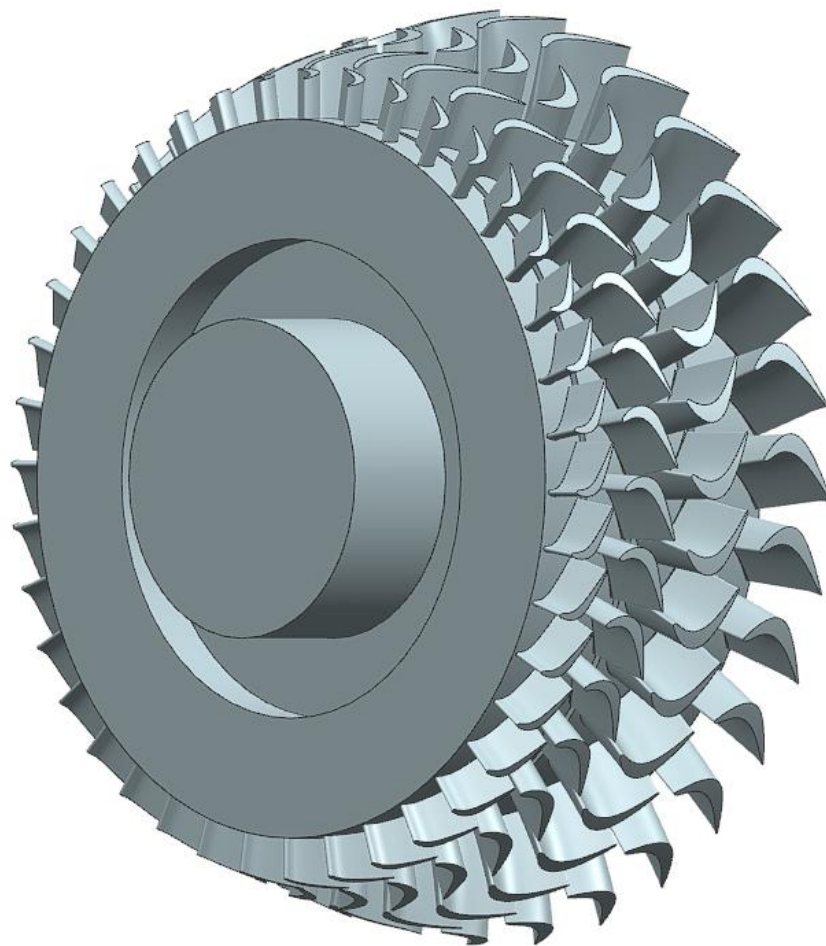


Obrázek 26 Profily druhého statoru



Obrázek 27 Profily druhého rotoru

Po vytvoření profilů následuje jejich spojení a vytvoření samotných lopatek. Řezy jsou spojeny přechodovou plochou. Na následujícím obrázku je uspořádání lopatkových mříží.



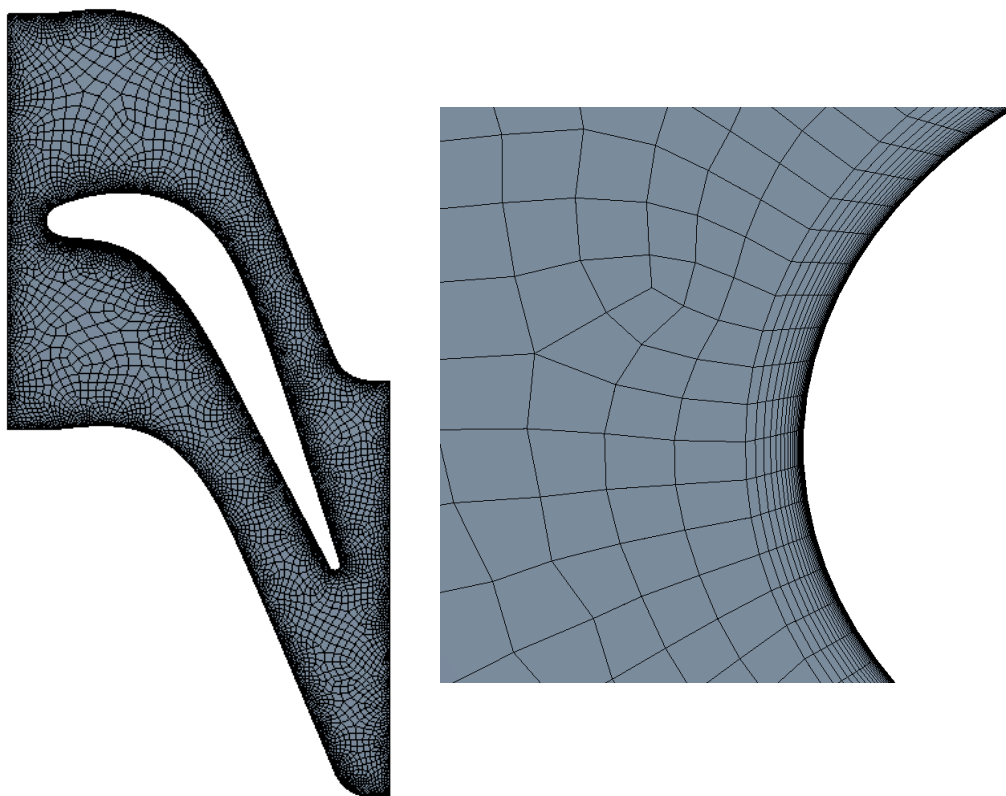
Obrázek 28 Lopatkové mříže

8 CFD analýza profilů na středním poloměru

Dalším krokem návrhu turbíny je numerická simulace proudění v jednotlivých turbínových mřížích. K prvnímu ověření funkčnosti slouží 2D simulace profilů na středním poloměru turbíny. Simulace poskytne bližší náhled do proudění v lopatkových mřížích. Sledovanými veličinami jsou především vektory rychlostí, z kterých je možné určit, zda dochází k odtrhávání proudění. Dále se ověří 1D výpočet tlakových ztrát vzniklých průchodem mříží. Nastavení simulace se skládá z několika kroků. Za prvé je nutné z CAD programu vyexportovat plochu, ve které proudí médium. Následně se z oblasti vytvoří výpočetní síť. Dalším krokem je nastavení okrajových podmínek. Poslední částí je samotný výpočet a zhodnocení výsledků.

8.1 Síťování výpočetní oblasti

Síť slouží k diskretizaci výpočetní oblasti. Oblast se rozdělí na konečný počet elementů, ve kterých se iteračním výpočtem dopočítávají veličiny popisující proudění. Síť musí být dostatečně jemná, aby byl výpočet dostatečně přesný. Čím hrubší je síť, tím méně přesný je i výsledek výpočtu. Příliš jemná síť však může vést k příliš dlouhým výpočetním časům.



Obrázek 29 Výpočetní síť

Všechny oblasti byly síťovány stejným způsobem. Byly vytvořeny čtyřhranné elementy se strukturovanou mezní vrstvou. Mezní vrstva byla rozdělena tak, aby mohl výpočet postihnout i změny proudění, které se v ní odehrávají. Horní a spodní hrana

oblasti byla rozdělena na buňky o stejné délce hrany, aby na ně bylo možné v dalším výpočtu aplikovat podmínku periodicity.

	První stator	První rotor	Druhý stator	Druhý rotor
Počet uzlů	64 761	63 346	49 664	64 575
Počet elementů	63 496	61 995	48 232	63 212

Tabulka 10 Velikost výpočetních sítí

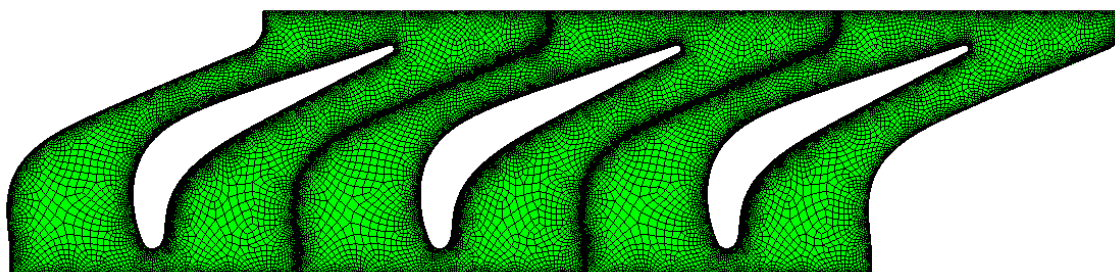
8.2 CFD výpočet

Prvním krokem výpočtu je nastavení výpočetních modelů. Byl použit dvourovnicový turbulentní model $k - \omega$ v kombinaci s SST modelem. Vzduch byl nastaven jako ideální plyn s polynomiální závislostí měrné tepelné kapacity na teplotě. Pro viskozitu byla použita Sutherlandova formulace.

Vstupní okrajová podmínka byla nastavena jako tlakový vstup. Ta je definována celkovým tlakem, statickým tlakem, celkovou teplotou a vektory rychlosti. Turbulentní veličiny byly nastaveny intenzitou turbulence, která byla odhadnuta na 5 % pro všechny mříže, a omočeným průměrem, který byl nastaven jako vstupní rozteč lopatek.

Výstupní okrajová podmínka je taktéž tlaková. A je definována statickým tlakem na výstupu z lopatkové mříže.

Další okrajovou podmínkou je periodicita ohraničujících hran. To znamená, že se hodnoty veličin z jedné strany automaticky propíší do strany protější, a je možné vypočítat proudění, které by odpovídalo nekonečné lopatkové mříži.

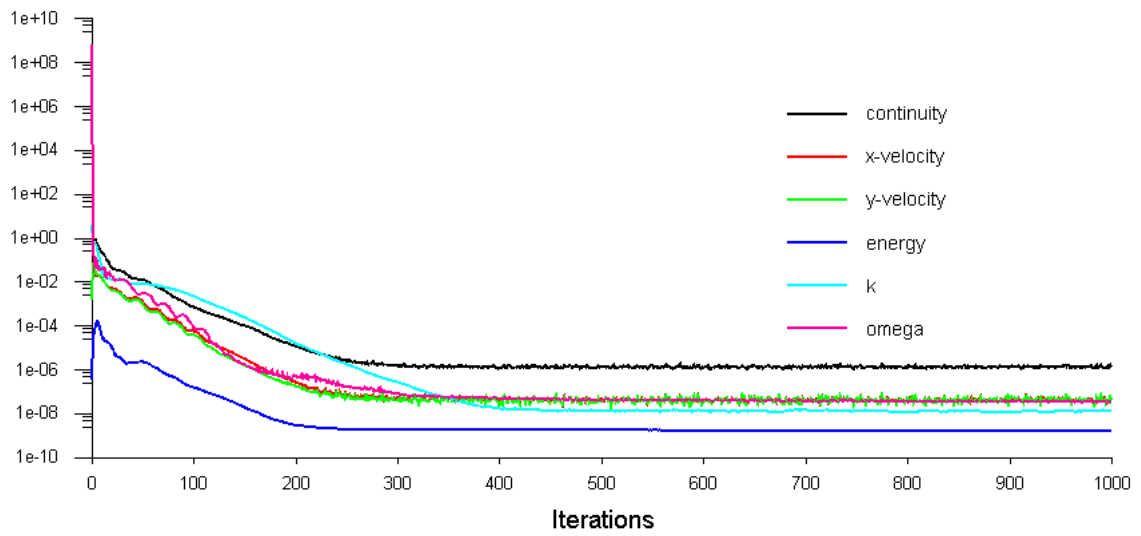


Obrázek 30 Periodicita sítě

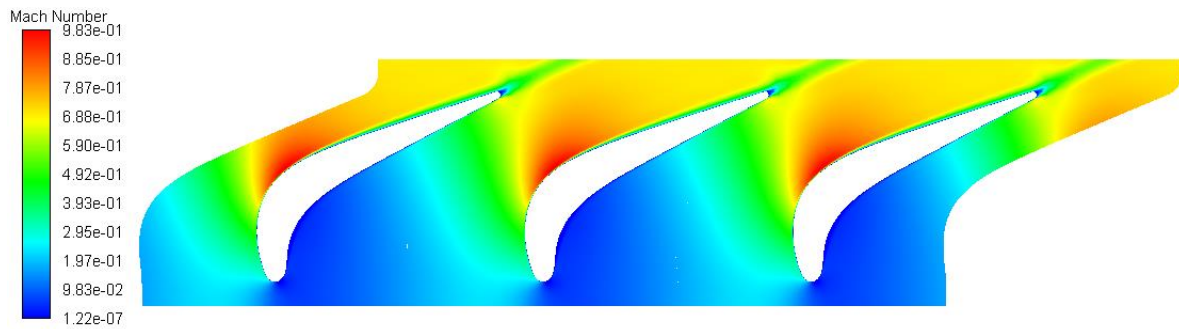
Výpočet probíhá iteračně a nejčastěji je ukončen v okamžiku, kdy je dosaženo požadované odchylky výpočetních kroků. V tomto případě byl nastaven počet iterací a podmínky konvergence nebyly stanoveny. Předpoklad je takový, že výpočet není ukončen do té doby, než se dostatečně neustálí. V případě sledování limitů konvergence může dojít k předčasnému ukončení výpočtu.

V následujících podkapitolách budou znázorněny grafické výsledky pro jednotlivé mříže. Vyobrazenými veličinami budou grafy reziduí, rozložení Machova čísla ve výpočetní oblasti, průběh statického tlaku po hraně lopatky a Machovo číslo v určité vzdálenosti od lopatky.

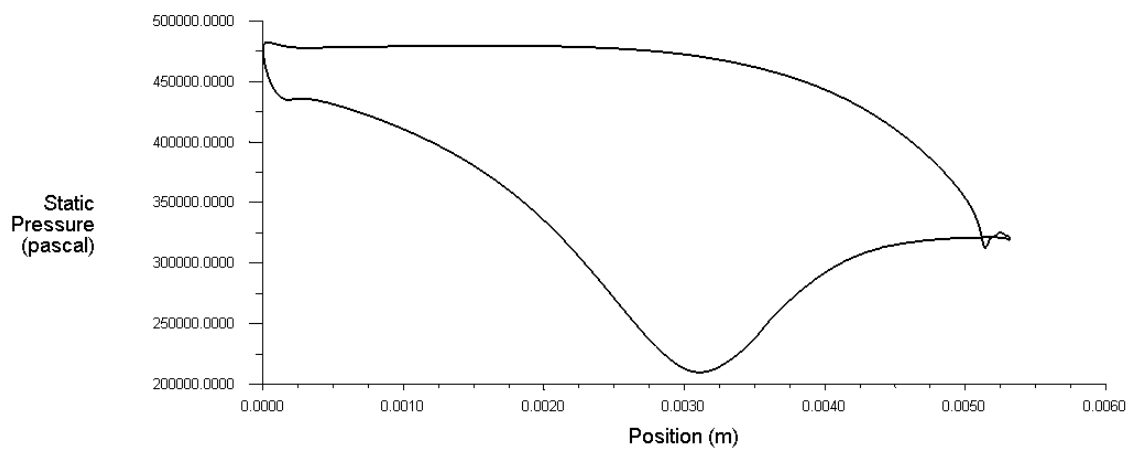
8.2.1 První stator



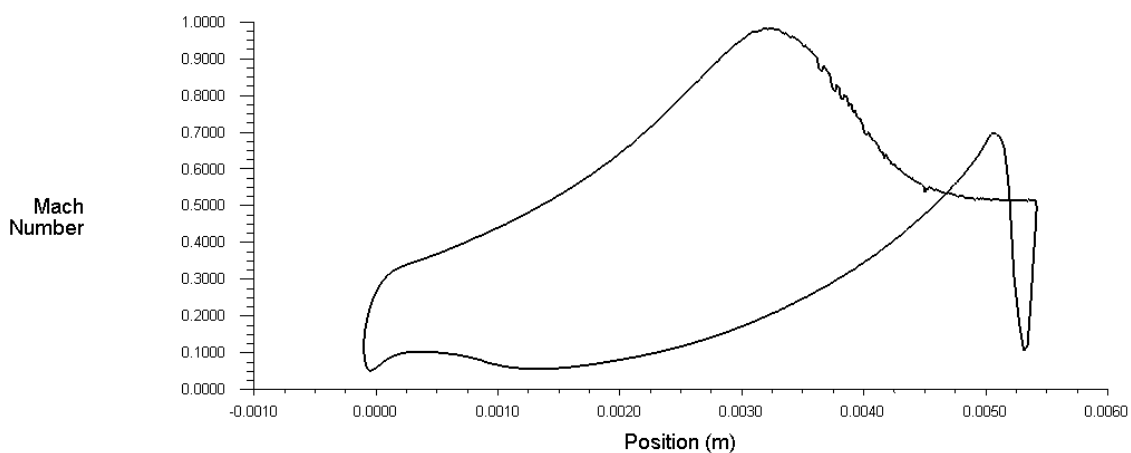
Obrázek 31 Konvergence prvního statoru;



Obrázek 32 Rozložení Machova čísla první stator

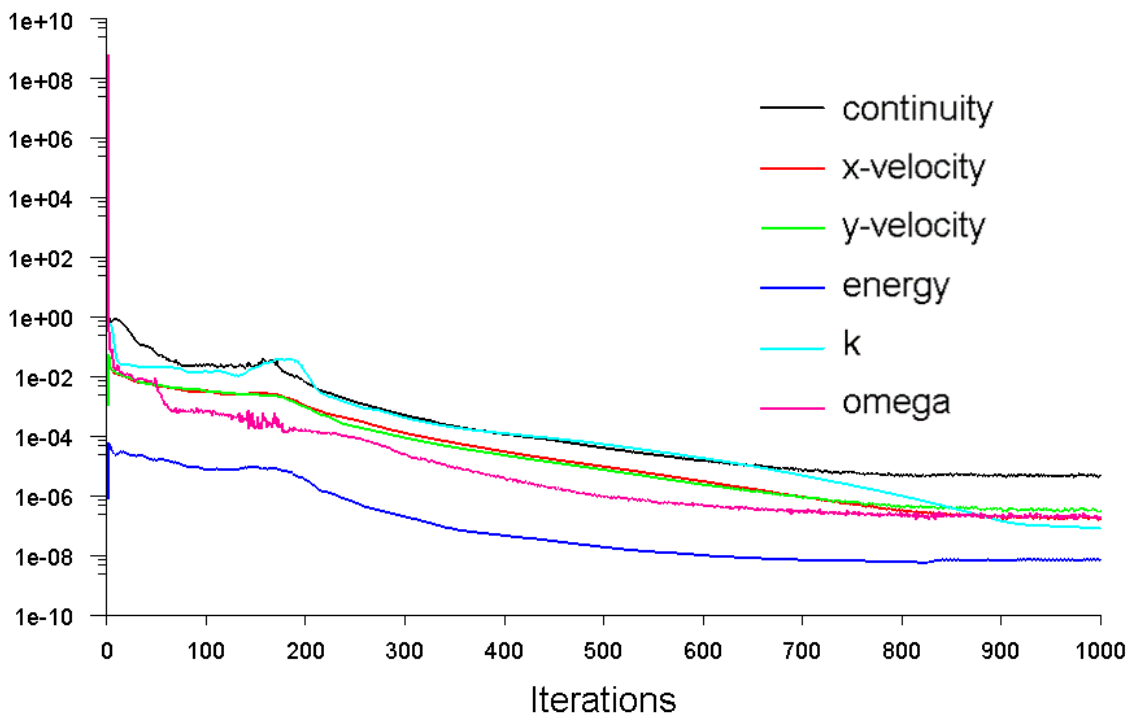


Obrázek 33 Statický tlak podél lopatky prvního statoru

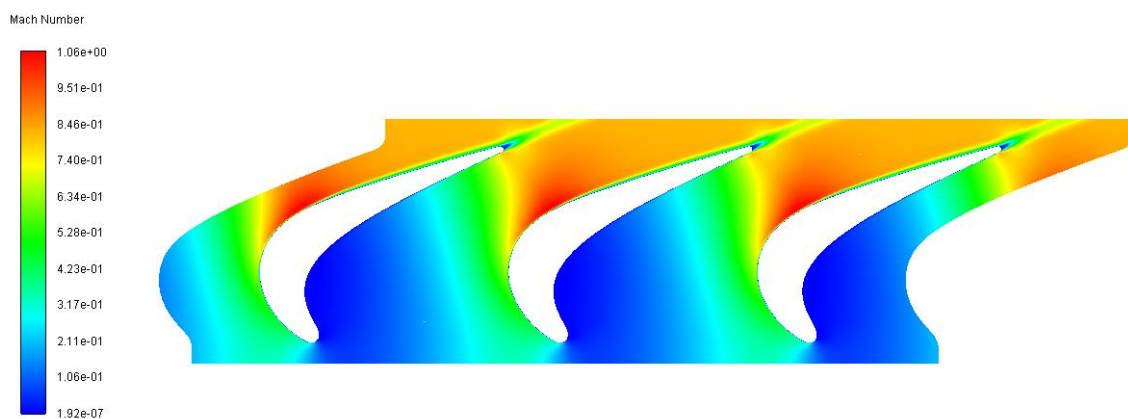


Obrázek 34 Machovo číslo podél lopatky prvního statoru

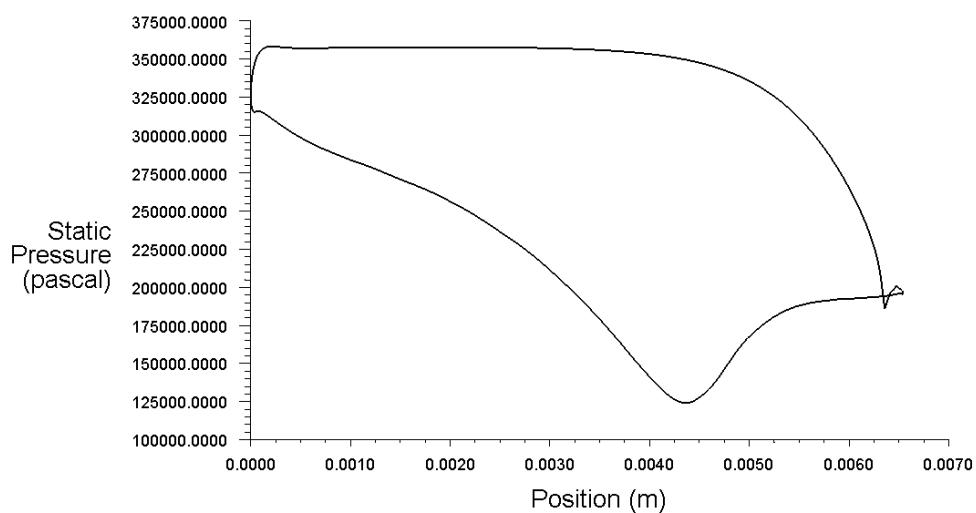
8.2.2 První rotor



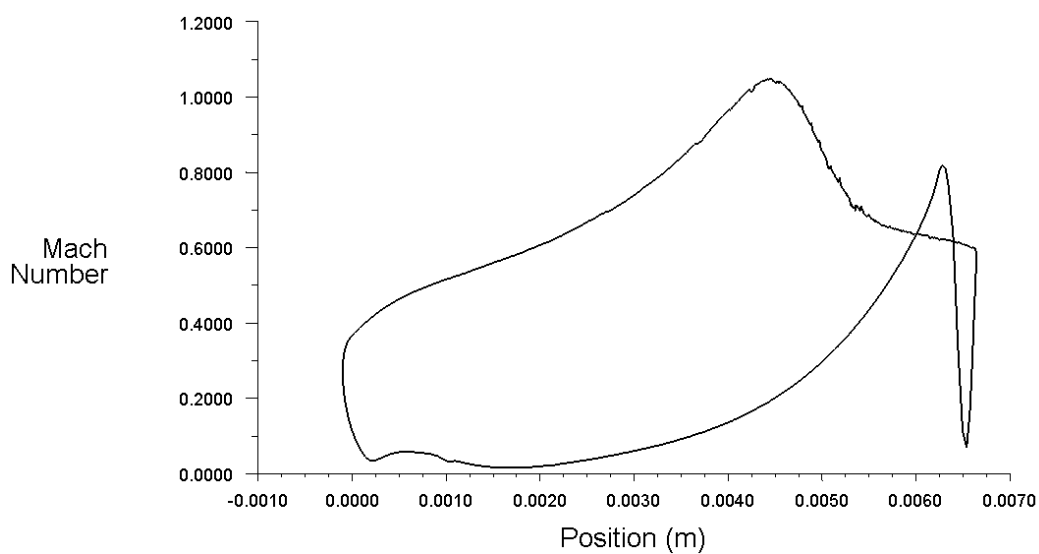
Obrázek 35 Konvergence prvního rotoru



Obrázek 36 Rozložení Machova čísla první rotor

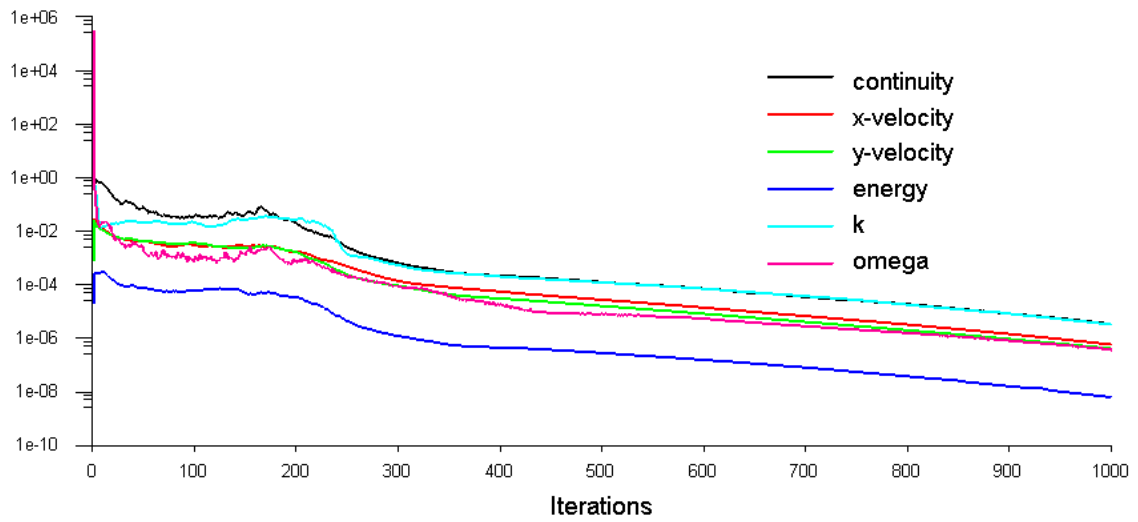


Obrázek 37 Statický tlak podél lopatky prvního rotoru

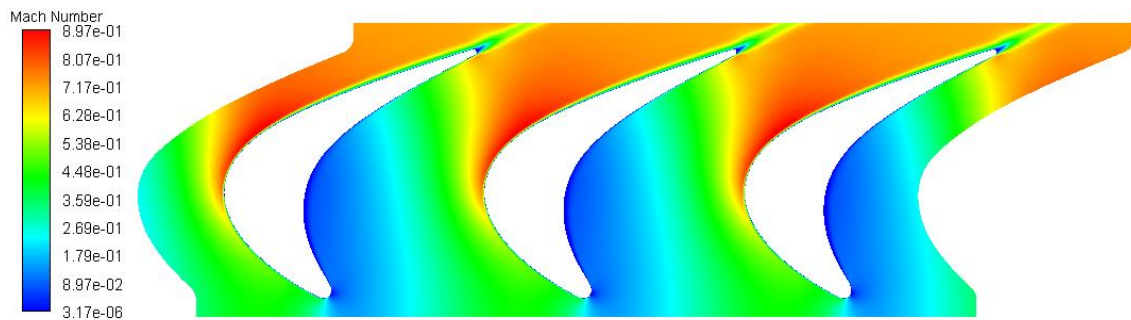


Obrázek 38 Machovo číslo podél lopatky prvního rotoru

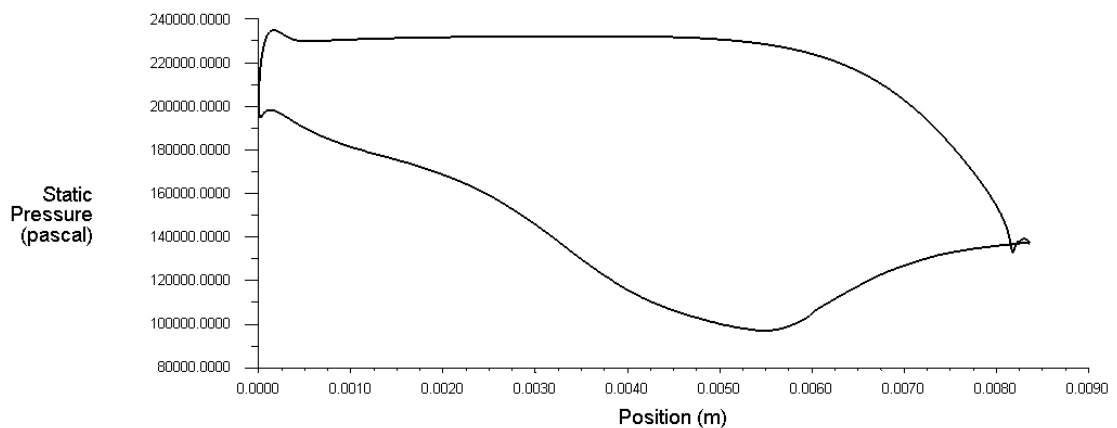
8.2.3 Druhý stator



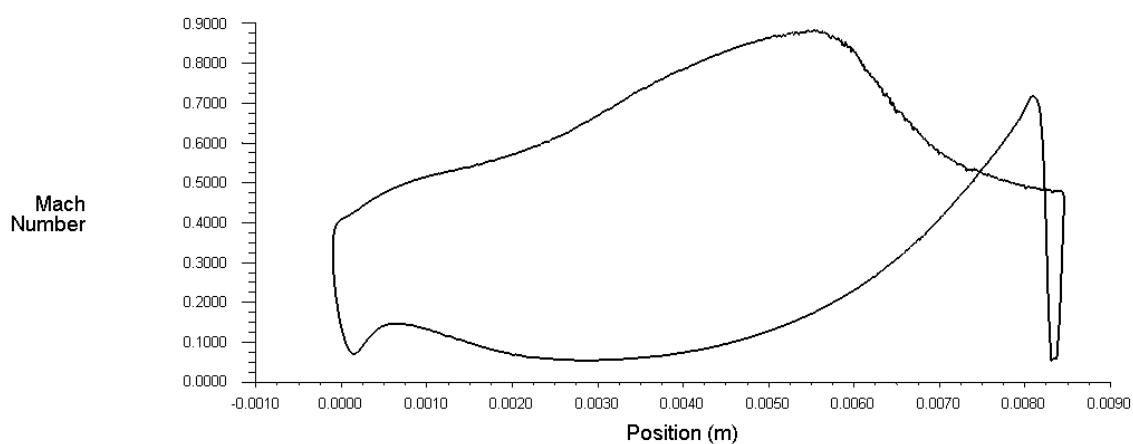
Obrázek 39 Konvergence druhého statoru



Obrázek 40 Rozložení Machova čísla první rotor

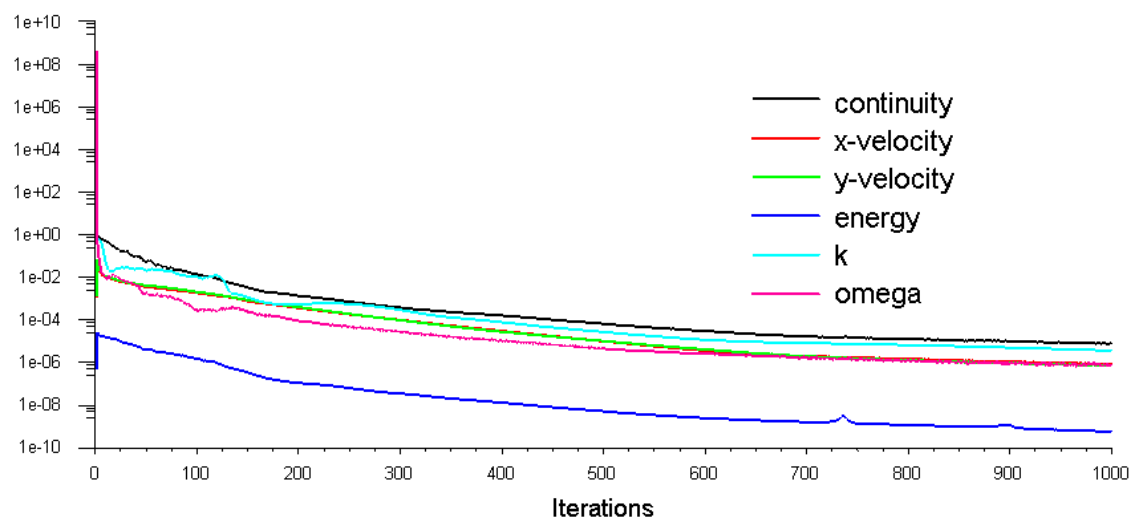


Obrázek 41 Rozložení statického tlaku podél lopatky druhého statoru

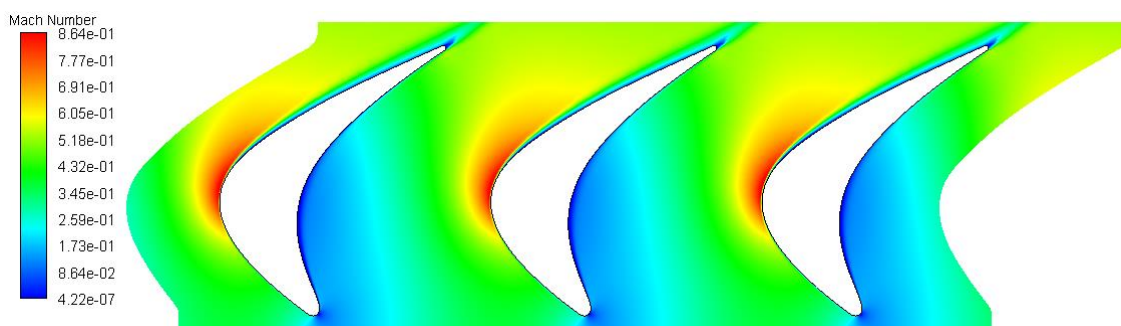


Obrázek 42 Rozložení Machova čísla podél lopatky druhého statoru

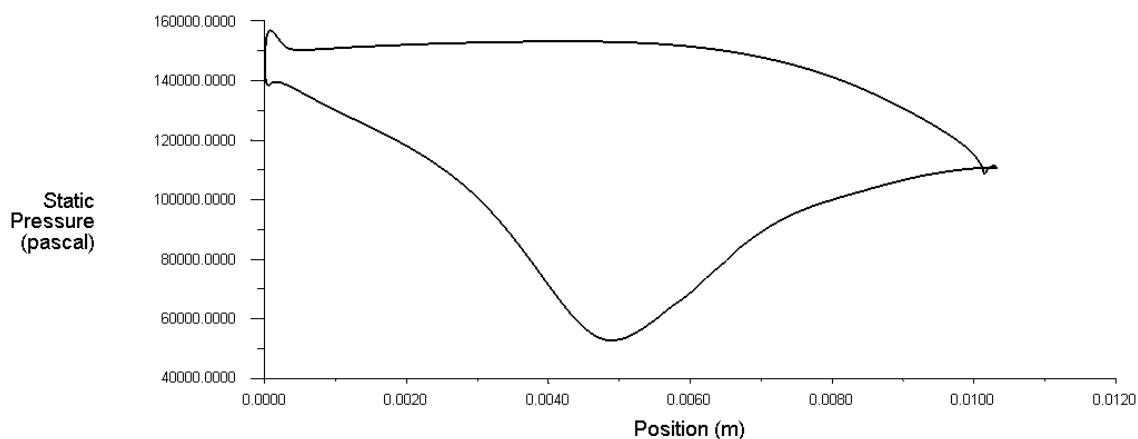
8.2.4 Druhý rotor



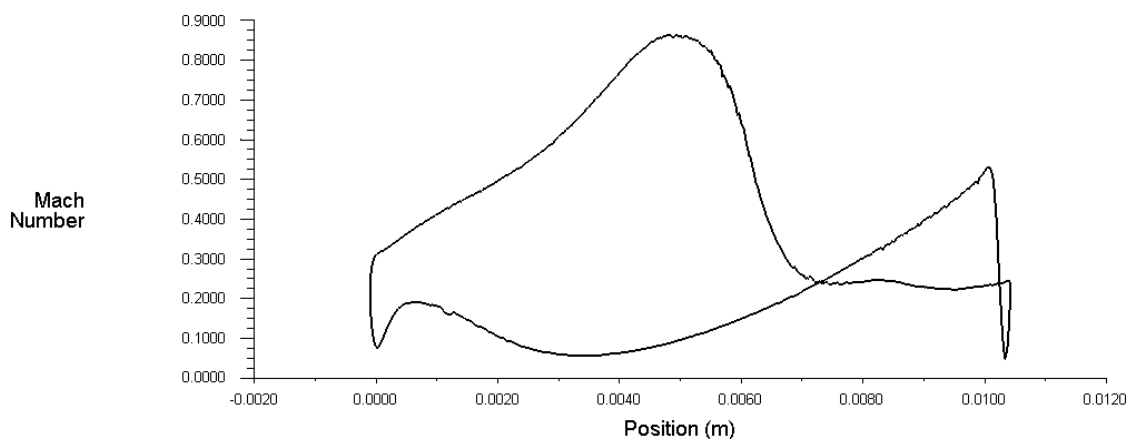
Obrázek 43 Konvergence druhého rotoru



Obrázek 44 Rozložení Machova čísla druhý rotor



Obrázek 45 Rozložení statického tlaku podél lopatky druhého rotoru



Obrázek 46 Rozložení Machova čísla podél lopatky druhého rotoru

8.3 Zhodnocení výsledků

Z rozložení Machových čísel v lopatkových mřížích je zřejmé, že nejvyšší rychlosti proudění dosahuje v místě hrdla. Jedná se o nejužší oblast proudové cesty, čemuž odpovídají i extrémy ostatních veličin v tomto místě.

V grafu rozložení statického tlaku po délce lopatek by nemělo docházet ke křížení křivek znázorňující sací a tlakovou stranu lopatky. Z grafů je zřejmé, že k tomu dochází v oblasti odtokové hrany. Je to způsobeno pravděpodobně tloušťkou odtokové hrany, která je u takto malých lopatek z důvodu technologie výroby zvolena větší, než by tomu proporčně mělo být. U druhého statoru je rozložení statického tlaku na sací straně poněkud nestandardní. Není zde výraznější extrém v oblasti hrdla a přechod křivky od hrdla dále k odtokové hraně by měl být pozvolnější. Ke zlepšení by mohlo přispět posunutí maximální tloušťky lopatky blíže k hrdlu. Druhý rotor má obdobný problém. Křivka znázorňující statický tlak má lepší průběh, než je tomu u statoru, ale její minimum se nachází před hrdlem mříže. To by se dalo řešit posunutím místa s maximální křivostí dále po střední křivce profilu směrem k odtokové hraně.

Z průběhů Machových čísel nad mezní vrstvou je zřejmý důsledek rozložení statického tlaku na rychlost proudění. Maxima křivky dosahují v oblasti hrdla. Pro sací stranu je tomu zhruba ve dvou třetinách hloubky profilu a pro tlakovou stranu u konce profilu. Ve stagnačním bodě a na odtokové hraně je rychlost minimální. Oblast pro zobrazení Machova čísla byla zvolena ve vzdálenosti 0,1 mm od profilu. U všech průběhů dochází za maximem křivek ke zvlnění charakteristiky. To může být způsobeno odtrháváním proudu plynu v tomto místě. Ke zlepšení by mohlo přispět lepší napojení křivek ohraničující sací stranu s menší změnou křivosti. Nejvyšší rychlost dosahuje proudění v prvním rotoru, kde překračuje rychlost zvuku. Překročení však není výrazné a je možné, že při kompletní CFD analýze turbíny by k němu vlivem prostorového proudění ani nedošlo.

8.3.1 Porovnání CFD simulace s 1D výpočtem

Hlavním parametrem vystupujícím z numerické simulace oddělených nepohyblivých lopatkových mříží je ztráta celkového tlaku po průchodu lopatkováním. Dvourozměrná simulace poskytuje vzhled pouze do zjednodušeného proudění a v následujících krocích návrhu by bylo zapotřebí ověřit i ostatní parametry proudění. V následující tabulce jsou uvedeny tlakové parametry v pascálech.

	První stator	První rotor	Druhý stator	Druhý rotor
p_T na vstupu	482 044,57	358 112,68	234 787,86	156 739,46
p_T na výstupu 1D	479 243,66	348 871,26	227 215,32	152 794,46
p_T na výstupu CFD	474 748,93	350 165,63	229 928,69	155 339,38
Tlaková ztráta 1D	2 800,91	9 241,42	7 572,54	3 945,01
Tlaková ztráta CFD	7 295,64	7 947,05	4 859,17	1 400,08

Tabulka 11 Porovnání CFD s 1D

9 Závěr

V teoretické části práce jsou nejdříve shrnuta možná uspořádání hybridních pohonných jednotek. Následuje rešerše malých turbínových motorů používaných nejen v letectví. Většinou se jedná o palubní nebo pozemní zdroje elektrické energie. Poslední kapitola teoretické části se zabývá popisem proudění v turbíně a základními rovnicemi pro jeho popis.

V praktické části je nejprve přepočítán tepelný oběh motoru. Vstupní parametry jsou shodné s parametry použitými v práci pana Janouta, ale parametry kompresoru jsou upraveny podle dosažených výsledků pana Vlacha. Další výpočet turbíny probíhá podle nově dosažených výsledků. Hlavní částí diplomové práce je výpočet na střednici turbíny. Výpočetní skript byl napsán a počítán v programu Matlab. Postup je popsán krok po kroku i s dosaženými výsledky. Další neméně důležitou kapitolou je výpočet po výšce lopatky, kde jsou poměry na turbíně spočteny i pro jiné poloměry. V dané kapitole je proveden i návrh lopatkových profilů.

Poslední kapitolou je CFD simulace proudění v lopatkových mřížích. Simulace byla vypočtena pro případ stacionárních lopatek a jako vstupní parametry byly pro statorové mříže použity veličiny v absolutním souřadnicovém systému a pro rotorové mříže veličiny z souřadnicového systému relativního. Tlakové ztráty plynoucí z CFD analýzy jsou v dobré shodě s 1D výpočtem.

V diplomové práci byla navržena turbína pro hybridní pohonnou jednotku s celkovým výkonem 150 kW. Výkon na výstupní hřídeli je 74 kW při 60 000 otáčkách za minutu. Návrh byl proveden na středním poloměru a poté byly dopočítány parametry po výšce lopatky. Celková účinnost turbíny na středním poloměru je 94,48 procent. Turbína má konstantní vnitřní průměr o rozměru 90 milimetrů.

Případné pokračování práce by se mohlo zaměřit na úplnou CFD analýzu turbíny a verifikovat tak návrhové výpočty. Tato práce by mohla sloužit jako základ pro práce následující, ve kterých by se návrh dopracoval. Výpočetní skript je automatizován a může sloužit i pro návrh turbín s rozdílnými parametry.

Bibliografie

- [1] FAROKHI, Saeed. *Aircraft propulsion*. Second edition. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-80677-7.
- [2] JANOUT, Marek. Studie hybridního pohonného systému s turbínovým motorem. Praha, 2019. Diplomová práce. ČVUT.
- [3] VLACH, Tomáš. Návrh stupně odstředivého kompresoru pro hybridní pohon. Praha, 2020. Diplomová práce. ČVUT.
- [4] JERIE, Jan. *Teorie motorů*. 1. Praha: ČVUT, 1995.
- [5] KOCÁB, Jindřich a Josef ADAMEC. *Letadlové Motory*. Praha: Kant, 2000. ISBN 80- 902914-0-6.
- [6] RŮŽEK, Josef a Petr KMOCH. *Teorie leteckých motorů: kompresory, turbíny a spalovací komory*. 1. Brno, 1979.
- [7] KAY, Antony L. *German Jet Engine and Gas Turbine Development, 1930-45*. 1. Shrewsbury: Airlife Publishing, 2002. ISBN 978-1840372946.
- [8] Britannica, The Editors of Encyclopaedia. "Hybrid". *Encyclopedia Britannica*, 15 Nov. 2018, <https://www.britannica.com/science/hybrid>. Accessed 11 May 2021.
- [9] AIGNER, B., M. NOLLMAN a E. STUMPF. DESIGN OF A HYBRID ELECTRIC PROUPLSION SYSTEM WITHIN A PRELIMINARY AIRCRAFT DESIGN SOFTWARE ENVIRONMENT. Aachen, 2018. Aachen University.
- [10] GIL, ALEXANDRE ACERRA a HIGOR LUIS SILVA. HYBRID-ELECTRIC AIRCRAFT: CONCEPTUAL DESIGN, STRUCTURAL AND AEROELASTIC ANALYSES. Uberlandia, 2017. Diplomová práce. UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA.
- [11] BOULET, Jean. *History of the Helicopter as told by its pioneers 1907-1956*. 1. Cornellská univerzita: Editions France-Empire, 1984.
- [12] Chrysler Turbine Car. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Chrysler_Turbine_Car
- [13] PBS TS100 Turboshaft Engine. PBS AEROSPACE [online]. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: <https://www.pbsaerospace.com/aerospace-products/engines/turboshaft-engines/ts-100-turboshaft-engine-1>
- [14] Capstone Turbine. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Capstone_Turbine
- [15] Capstone green energy [online]. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: <https://www.capstonegreenenergy.com/products/energy-conversion-products/capstone-microturbines/c30>
- [16] Gas Turbine World: Gas Turbine, Microturbine and Jet Engine Enthusiasts Website [online]. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: <http://www.gasturbineworld.co.uk/>

- [17] Pratt & Whitney Canada PT6. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Pratt_%26_Whitney_Canada_PT6#cite_note-41
- [18] The Rover Jet Engine. Tweakie.cnc [online]. 2018 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: <http://www.tweakie.byethost10.com/26.htm?i=1>
- [19] More info on the Solar T-62T-32 engine. Technologie-Entwicklung Baumgart [online]. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: http://www.technologie-entwicklung.de/Gasturbines/Solar_T-62/Engine_Details/engine_details.html
- [20] KACKER, S.C. a U. OKAPUU. A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. Journal of Engineering for Power. 1982, 1982(104), 111-119.
- [21] AINLEY, D.G. a G.C.R. MATHIESON. A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines. London: Ministry of Supply, 1951.
- [22] R.A. Alexeev et al 2017 J. Phys.: Conf. Ser. 891 012254

Seznam příloh

V elektronické verzi této práce a v přibaleném CD jsou tyto přílohy:

1. Matlab – Výpočetní skript s dosaženými výsledky
2. Modely – CAD modely lopatkových mříží
3. Simulace – Soubory s CFD analýzou