



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav letadlové techniky

Návrh zkušebního axiálního kompresoru

Design of axial compressor for tests

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Vojtěch MÁSLÍK

Studijní program: Letectví a kosmonautika
Studijní obor: Letadlová a kosmická technika
Vedoucí práce: Ing. Jan Klesa Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím literatury a zdrojů uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Bc. Vojtěch Máslík

Poděkování

Děkuji zejména Ing. Janu Klesovi Ph.D. za vedení práce a za cenné rady, které přispěly k dokončení práce.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Máslík** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **437728**
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 zkušebního axiálního kompresoru

Název diplomové práce anglicky:

Design of axial compressor for tests

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:

- 1) Rešerše a a určení základních parametrů
- 2) Konstrukční návrh uspořádání zařízení
- 3) Aerodynamický návrh stupně kompresoru
- 4) Základní pevnostní kontrola
- 5) CFD výpočet kompresoru

Seznam doporučené literatury:

Podklady a doporučená literatura dle doporučení vedoucího práce.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Klesa, Ph.D., ústav letadlové techniky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **24.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce:



Ing. Jan Klesa, Ph.D.
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

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Vojtěch Máslík
Název DP:	Návrh zkušebního axiálního kompresoru
Anglický název:	Design of axial compressor for tests
Rok:	2020
Studijní program:	Letectví a kosmonautika
Obor studia:	Letadlová a kosmická technika
Ústav:	Ústav letadlové techniky
Vedoucí DP:	Ing. Jan Klesa Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 76 počet obrázků 35 počet tabulek 7 počet příloh 13
Klíčová slova:	axiální kompresor, teorie kompresorů, návrh axiálního kompresoru, návrh profilů, pevnostní kontrola, CFD výpočet
Keywords:	axial compressor, theory of compressors, design of axial compressor, design of airfoils, stress analysis, CFD simulation

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá návrhem axiálního kompresoru s pohonem elektromotoru malých výkonů. V první části byla stručně rozebrána historie kompresorů, následně teorie kompresorů a jejich účinnost. V následující části byl proveden základní konstrukční návrh a uspořádání. Poté byl vytvořen aerodynamický návrh kompresoru, na základě kterého byla provedena pevnostní analýza a CFD simulace proudění a profilových ztrát přes profil lopatek.

Abstract:

This master thesis deals with the design of axial compressors powered by a small electric motor. In the first part, the history of the compressors was briefly introduced, followed by the theory of compressors and its efficiency. In next part the basic construction design was made. The aerodynamic design of compressor was also made, which was subsequently used for stress analysis. Followed by CFD analysis of airfoil losses and its flow.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Kompresor.....	2
2.1	Historie kompresorů.....	2
2.2	Proudové motory malých výkonů.....	4
2.3	Teorie Axiálního kompresoru.....	6
2.4	Účinnost kompresoru.....	10
3	Konstrukční návrh uspořádání zařízení.....	13
3.1	Chlazení elektromotoru.....	13
3.2	Připojení elektromotoru.....	14
3.3	Schéma uspořádání.....	14
4	Návrh lopatkové mříže.....	16
4.1	Výpočet střední čáry.....	16
4.2	Vypočet rychlostních trojúhelníků.....	18
4.2.1	Rovina 0.....	18
4.2.2	Rovina 1.....	19
4.2.3	Rovina 2.....	20
4.3	Profil kompresorových lopatek.....	20
4.3.1	Bezrozměrný součinitelé pro lopatkové mříže.....	20
4.3.2	Návrh profilových souřadnic.....	23
5	Pevnostní kontrola.....	34
5.1	Zatížení axiálního lopatkového stroje.....	34
5.1.1	Materiály lopatek axiálního kompresoru.....	35
5.1.2	Tahové zatížení listu lopatky od odstředivé síly.....	35
5.1.3	Ohybové zatížení listu lopatky od tlaku plynů.....	36
5.1.4	Ohybové zatížení listu lopatky od odstředivých sil.....	38
5.1.5	Deformace lopatky krutem od tlakových sil.....	38
5.1.6	Deformace lopatky krutem od odstředivých sil.....	39
5.1.7	Vliv zkroucení listu.....	39
5.2	Analýza pomocí metody konečných prvků.....	41
6	CFD analýza kompresoru.....	46
6.1	Geometrie.....	46
6.2	Síťování.....	47
6.3	Nastavení simulace.....	48

6.3.1	Okrajové podmínky	49
6.3.2	Konvergence.....	49
6.4	Profilové ztráty pomocí CFD	50
7	Závěr	54
8	Odborná literatura.....	56
9	Přílohy.....	58

Seznam symbolů

Latinská abeceda

A_n	$[m^2]$	průtočná plocha
a_θ	$[\circ]$	počáteční úhel zkroucení
c_{0u}	$[m \cdot s^{-1}]$	absolutní obvodová rychlost na vstupu kompresu
c_{1u}	$[m \cdot s^{-1}]$	absolutní obvodová rychlost na výstupu z rotoru
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
d_s	$[mm]$	střední průměr
d_p	$[mm]$	patní průměr
d_ξ	$[mm]$	špičkový průměr
dH	$[-]$	deHallerovo číslo
D	$[-]$	difuzní číslo
E	$[N \cdot m^{-2}]$	modul pružnosti v tahu
F	$[N]$	síla
F_o	$[N]$	odstředivá síla
F_Σ	$[N]$	vektor sil působících od profilů na plyn
G	$[N \cdot m^{-2}]$	modul pružnosti ve smyku
h_{c1}	$[J]$	entalpie na vstupu do kompresoru
h_{c2}	$[J]$	entalpie na výstupu z rotoru
h_{c3}	$[J]$	entalpie na výstupu z kompresoru
Δh_c	$[J]$	rozdíl celkových entalpie
i_0	$[\circ]$	úhel incidence pro nulový úhel φ
i_{ref}	$[\circ]$	referenční úhel incidence
$(i_0)_{10}$	$[\circ]$	referenční úhel incidence pro nulové ztráty
I	$[m^4]$	kvadratický moment v ohybu
$(K_D)_t$	$[-]$	korekční faktor úhlu deviace
$(K_i)_t$	$[-]$	korekční faktor úhlu deviace
Δl	$[mm]$	prodloužení lopatky
M	$[-]$	Machovo číslo
M_{vn}	$[N \cdot m]$	moment všech vnějších sil působících na hmotnost plynu
M_{px}	$[N \cdot m]$	ohybový moment od tlaků plynů ve směru x
M_{py}	$[N \cdot m]$	ohybový moment od tlaků plynů ve směru y
M_η	$[N \cdot m]$	ohybový moment kolem osy setrvačnosti řezů η
M_{kp}	$[N \cdot m]$	kroučící moment od tlaků plynů
M_ξ	$[N \cdot m]$	ohybový moment kolem osy setrvačnosti řezů ξ
m	$[-]$	směrnice pro úhel incidence
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok
Δm	$[kg]$	rozdíl hmotnostní
n	$[-]$	směrnice pro úhel deviace
N	$[min^{-1}]$	otáčky motoru
P	$[W]$	výkon
p_{c1}	$[pa]$	celkový tlak na vstupu
p_{c2}	$[pa]$	celkový tlak za rotorem
p_{c3}	$[pa]$	celkový tlak za kompresorem
q_y	$[F \cdot m]$ spojitě	zatížení ve směru y
q_x	$[F \cdot m]$ spojitě	zatížení ve směru x
Q_m	$[J]$	teplo
r	$[mm]$	poloměr

r_1	[mm]	patní poloměr
r_2	[mm]	špičkový poloměr
s	[mm]	rozteč lopatek
S	[mm ²]	obsah plochy
T_{1c}	[K]	celková teplota na vstupu
T_{2c}	[K]	celková teplota za rotorem
T_{3c}	[K]	celková teplota za kompresorem
T_{px}	[N]	tlačková síla působící ve směru x
T_{py}	[N]	tlačková síla působící ve směru y
u	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost
u_ξ	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost na špičce lopatky
u_0	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost v řezu 0
u_1	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost v řezu 1
w_0	[m · s ⁻¹]	absolutní rychlost na vstupu
w_0'	[m · s ⁻¹]	relativní rychlost na vstupu
w_1	[m · s ⁻¹]	absolutní rychlost za rotorem
w_1'	[m · s ⁻¹]	relativní rychlost za rotorem
w_θ	[m · s ⁻¹]	obvodová složka rychlosti
w_n	[m · s ⁻¹]	rychlost v kontrolním objemu
w_z	[m · s ⁻¹]	axiální rychlost
Δw_θ	[m · s ⁻¹]	rozdíl složek obvodových rychlostí
W_{ad}	[J]	práce adiabatická
W_{ek}	[J]	práce efektivní
W_u	[J]	Eulerova práce
W_ξ	[mm ³]	průřezový modul v rovině ξ
W_η	[mm ³]	průřezový modul v rovině η
X	[–]	počet lopatek

Řecká alfabeta

a_θ	[°]	součinitel poddajnosti
β_0	[°]	úhel absolutní rychlosti na vstupu
β_1	[°]	úhel absolutní rychlosti za rotorem
β_1'	[°]	úhel relativní rychlosti za rotorem
β_2	[°]	úhel absolutní rychlosti za kompresorem
β_2'	[°]	úhel relativní rychlosti za kompresorem
$\Delta\beta$	[°]	úhel ohybu proudu
$\Delta\beta_{ref}$	[°]	referenční úhel ohybu proudu
δ	[°]	úhel deviace
δ_0	[°]	úhel deviace pro nulový úhel φ
$(\delta_0)_{10}$	[°]	úhel deviace pro nulový úhel ohybu
δ_{ref}	[°]	referenční úhel deviace
η_{kc}	[–]	účinnost kompresoru
θ	[–]	hybnostní tloušťka
θ_r	[°]	natočení lopatky v koncovém řezu
κ	[–]	Poissonova konstanta vzduchu
κ_1	[°]	vstupní úhel lopatky
κ_2	[°]	výstupní úhel lopatky
ξ_a	[–]	profilové ztráty vypočítané analyticky
ξ_s	[–]	profilové ztráty vypočítané simulací

ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota vzduchu
ρ_n	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
Π_{kc}	$[-]$	poměr stlačení
σ	$[-]$	hustota lopatkové mříže
$\Delta\tau$	$[s]$	časová změna
Ψ	$[-]$	tlakové číslo
φ	$[^\circ]$	úhel ohybu lopatky
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost

Seznam tabulek

Tabulka 4.1 Návrhové parametry kompresoru	16
Tabulka 4.2 Rovina 0	19
Tabulka 4.3 Rovina 1	19
Tabulka 4.4 Bezrozměrný součinitel kompresoru.....	21
Tabulka 4.5 Úhel lopatky na vstupu a výstupu	30
Tabulka 6.1 Profilové ztráty rotoru	50
Tabulka 6.2 Profilové ztráty statoru.....	52

Seznam grafů

Graf 4.1 Závislost profilových ztrát rotoru na hustotě mříže pro jednotlivé poloměry.....	22
Graf 4.2 Závislost profilových ztrát statoru na hustotě mříže pro jednotlivé poloměry.....	22
Graf 4.3 Závislost referenčního úhlu incidence na úhlu vstupního proudu a hustoty mříže [11] ...	26
Graf 4.4 Závislost korekčního faktoru na poměru maximální tloušťky [11]	27
Graf 4.5 Závislost referenčního úhlu deviace na úhlu vstupního proudu a hustoty mříže [11]	28
Graf 4.6 Závislost korekčního faktoru na poměru maximální tloušťky [11]	28
Graf 4.7 Slope faktor úhlu incidence [11]	29
Graf 4.8 Slope faktor úhlu deviace [11]	29
Graf 4.9 Funkce úhlů vstupu a výstupu lopatky rotoru.....	31
Graf 4.10 Funkce úhlů vstupu a výstupu lopatky statoru	32

Seznam obrázků

Obrázek 2.1 Junkers Jumo 004 [1]	3
Obrázek 2.2 General Electric J79 [2]	3
Obrázek 2.3 Axiální kompresor [3]	4
Obrázek 2.4 Motor BMW 8025 [4]	5
Obrázek 2.5 EDF Ducted Fan JP Hobby [5]	6
Obrázek 2.6 DS-86-AXI HDS® [6]	6
Obrázek 2.7 Schéma stupně axiálního kompresoru	7
Obrázek 2.8 Rychlostní trojúhelníky	8
Obrázek 2.9. p-V diagram komprese [7]	11
Obrázek 3.1 Elektromotor LMT 3060 [8].....	13
Obrázek 3.2 Prstencové vodní chlazení [9]	14
Obrázek 3.3. Zapojení do hvězdy a trojúhelníku [10]	14
Obrázek 3.4 Schéma uspořádání zařízení.....	15
Obrázek 4.1 Střední čára	17
Obrázek 4.2 Definice souřadnic	23
Obrázek 4.3 Úhly kompresorových lopatek	24
Obrázek 4.3 Profily rotoru	32
Obrázek 4.5 Profily statoru.....	33
Obrázek 4.6 Výsledný tvar lopatky rotoru.....	33
Obrázek 5.1 Schéma zatížení rotoru od odstředivé síly.....	35
Obrázek 5.2 Zatížení rotorových lopatek od tlaku plynů [15]	36
Obrázek 5.3 Stanovení kroutícího momentu od tlaku plynů [15]	38
Obrázek 5.4 Kroutící moment od odstředivých sil [15].....	39
Obrázek 5.5 Výsledná síť prvků v patě lopatky.....	41
Obrázek 5.6 Průběh napětí rotoru při 28 000 <i>min</i> – 1	42
Obrázek 5.7 Průběh prodloužení rotoru v radiálním směru při 28 000 <i>min</i> – 1.....	43
Obrázek 5.8 Průběh ohybu v axiálním směru při 28 000 <i>min</i> – 1	43
Obrázek 5.9 Průběh napětí statoru při 28 000 <i>min</i> – 1.....	44
Obrázek 5.10 Průběh ohybu statoru v tangenciálním směru při 28 000 <i>min</i> – 1	45
Obrázek 6.1 Schéma geometrie výpočtu	47
Obrázek 6.2 Mezní vrstva u profilu	47
Obrázek 6.3 Síťování geometrie	48
Obrázek 6.4 Průběh veličin rotoru ve středním řezu	50
Obrázek 6.5 Průběh Machových čísel ve středním řezu rotoru	51
Obrázek 6.6 Průběh Machových čísel ve středním řezu statoru	52

1 Úvod

I přes dnešní vývoj alternativních pohonů, z důvodu emisních limitů spalovacích motorů, jsou letouny stále dominantně poháněny motory na fosilní palivo, tedy motory pístovými nebo proudovými. V letounech velkých výkonů můžeme mluvit pouze o motorech proudových. Takový motor se zpravidla skládá z kompresoru, spalovací komory, turbíny, vstupního a výstupního zařízení. Kompresory proudových motorů byly vyvíjeny jak radiální, tak axiální. Radiální kompresory jsou stále velmi používané u menších a středně velkých letounů. Naopak čistě axiální kompresory se staly dominantou letounů velkých výkonů, které mají zařazených několik stupňů za sebou.

Tato práce se bude zabývat problematikou kompresorů, zejména těch axiálních. V první části se tato práce bude věnovat stručné historii kompresů a jejich rozdělení. Také bude popsána teorie kompresorů a dále budou popsány jejich účinnosti. Následně bude proveden základní koncepční návrh axiálního kompresoru s elektromotorem LMT 3060 a jeho potřebných částí ke správnému fungování.

V druhé části práce bude proveden aerodynamický návrh kompresoru malých výkonů na základě zprávy NASA SP-36, která popisuje návrh geometrie axiálního kompresoru a jeho vlastnosti v lopatkovém stroji. Poté bude provedena pevnostní kontrola pro navrženou lopatkovou mříž.

V poslední části se práce bude věnovat CFD výpočtu pomocí programu Ansys Fluent, ve kterém bude provedena simulace proudění rotorem a statorem. Na základě simulace budou pak vypočítány profilové ztráty vznikající obtokem profilu a bude provedeno porovnání s teoretickým výpočtem profilových ztrát a ověření, zda je návrhový model podobný tomu ze simulace.

2 Kompresor

Kompresor slouží k přeměně mechanické energie rotujícího hřídele na energii tepelnou a tlakovou. Jeho význam spočívá ve stlačování pracovního média, zpravidla okolního vzduchu.

Kompresory se skládají z pohyblivé části, které říkáme rotor, a ze statické části statoru. Obvykle bývají v leteckých motorech řazeny v tomto pořadí. Výjimečně lze zařadit i obráceně nebo, pokud je potřeba usměrnit proud před vstupem do rotoru, je možné zařadit předstator.

Jedná se o velice rozšířený lopatkový stroj používaný téměř ve všech termodynamických odvětvích. V letectví je to nedílná součást leteckých proudových motorů i v některých případech pístových motorů. Hlavním parametrem kompresoru bývá poměr stlačení

$$\Pi_{kc} = \frac{p_{3c}}{p_{1c}}, \quad (3.1)$$

který vyjadřuje poměr stlačení před a za kompresorem.

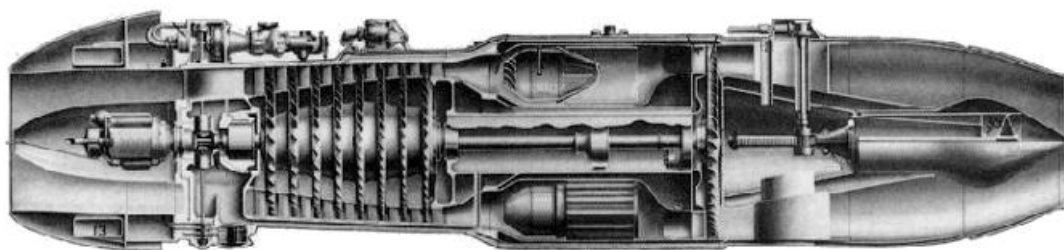
Kompresory lze rozdělit na tři nejpoužívanější typy, a to axiální, radiální a v některých případech diagonální. Jejich pojmenování je založené na směru proudu, který přes lopatkový stroj prochází. V této práci se primárně zabýváme axiálními kompresory.

2.1 Historie kompresorů

Na počátku 20. století (při rozmachu letectví) bylo potřeba dosáhnout čím dál větších leteckých výkonů, a tím i lepších pohonných jednotek. V této době byl k pohonu používán téměř výhradně pístový motor s atmosférickým sáním. Pro dosažení vyššího výkonu se začalo experimentovat s radiálními kompresory, které měly za cíl zvýšit tlak v sání. Tato úprava měla za důsledek rapidní zvýšení výkonu a také možnost většího dostupu letounů. S příchodem 30. let a blížící se války se vývoj výkonných pohonných jednotek rozjel naplno a vznikaly motory jako Rolls Royce Merlin nebo Daimler-Benz DB 601. Jednalo se o vidlicové dvanáctiválce s přeplňováním pro vojenské použití, které dosahovaly výkonů přes 1000 kW. Tyto motory byly schopné pohánět letouny rychlostí až 600 km/h. Také začaly vznikat první proudové motory pod vedením britského konstruktéra Franka Whittla a pod

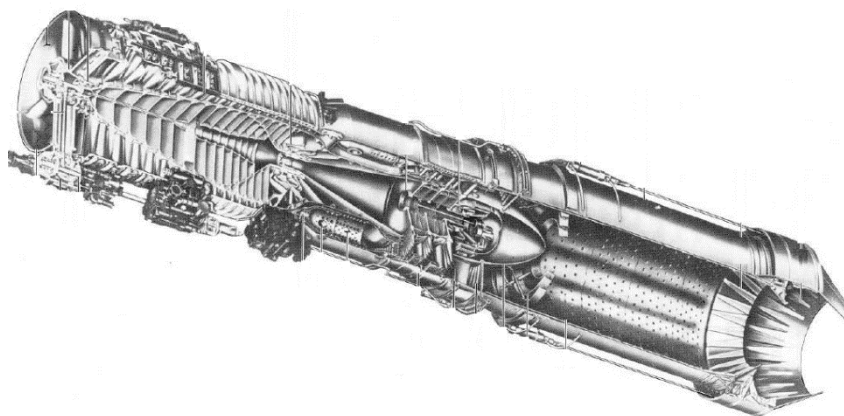
vedením německého konstruktéra Hanse von Ohaina, oba motory byly vybaveny radiálním kompresorem.

V roce 1942 pak vzlétl první operačně nasazený proudový letoun Messerschmitt Me 262, který byl vybaven motorem Junkers Jumo 004. Letoun s tímto motorem byl schopný dosáhnout rychlosti až 870 km/h. Jednalo se o motor s osmistupňovým axiálním kompresorem a jednostupňovou axiální turbínou. Naopak britští konstruktéři zvolili pro proudový motor oboustranný radiální kompresor a jednostupňovou axiální turbínu.



Obrázek 2.1 Junkers Jumo 004 [1]

Po druhé světové válce a s příchodem války studené byl vývoj nových proudových motorů jedinou cestou, jak dosáhnout vyšších výkonů oproti motorům pístovým. Na začátku 50. let 20. století byl v USA zahájen vývoj motoru schopného ustáleného letu při rychlosti Mach 2, jednalo se o motor General Electric J79 se sedmnáctistupňovým axiálním kompresorem s nastavitelnými satorovými lopatkami a třístupňovou axiální turbínou. Motor byl schopen v letounu Lockheed F-104 Starfighter dosáhnout stabilního letu při rychlosti Mach 2.

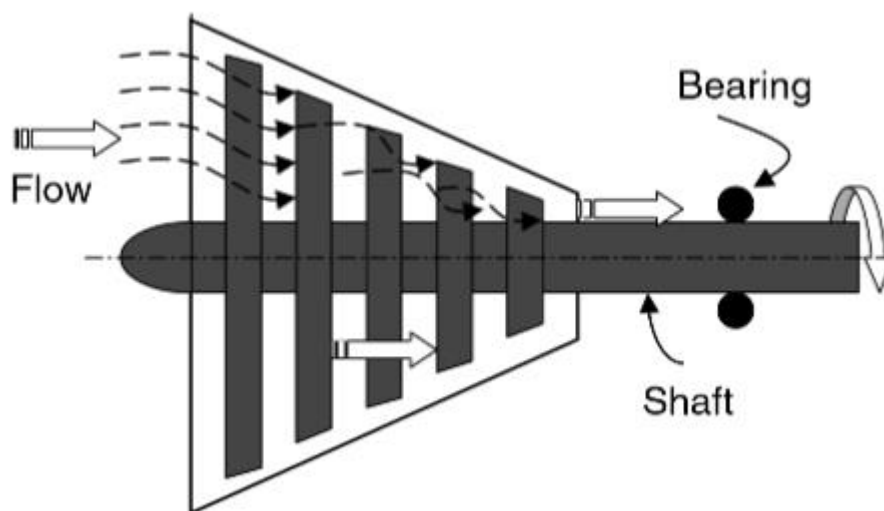


Obrázek 2.2 General Electric J79 [2]

V dnešní době jsou v motorech s výkony v řádech stovek kilowattů a podzvukových rychlostí používány jak radiální, tak axiální kompresory nebo jejich kombinace. Pro letouny

menších rozměrů jsou používány právě motory s radiálním kompresorem, nebo motory s jedním až dvěma stupni radiálního kompresoru s předřazeným stupněm kompresoru axiálního.

U velkých dopravních letounů jsou výhradně používány několikastupňové axiální kompresory, které jsou schopny vyvinout až celkové stlačení $\Pi_{kc} = 60$, jako například motor GE9X. U nadzvukových letounů byly už od počátku nadzvukových letů používány pouze kompresory axiální.



Obrázek 2.3 Axiální kompresor [3]

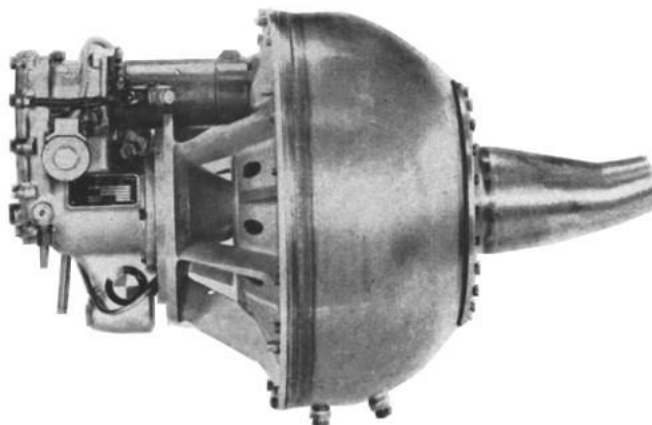
Výhodou axiálních kompresorů je jejich nižší hmotnost oproti radiálním, také mají velice vysokou účinnost. Další výhodou je, že se dají relativně jednoduše řadit za sebe a můžeme poskládat několikastupňový kompresor s velkým stlačením. Axiální kompresor má také malé čelní rozměry při velkém hmotnostním průtoku. Nevýhoda spočívá ve velkém množství jednotlivých stupňů a lopatek s cílem dosáhnout podobného stlačení jako u radiálních [3].

2.2 Proudové motory malých výkonů

S rozmachem letectví začaly vznikat také zmenšeniny a napodobeniny letounů a následně motorů právě pro pohon podobných modelářských letounů a malých letounů, tyto letouny jsou zpravidla řízené pomocí radiového signálu na dálku. Pro modely menších rozměrů a výkonů jsou používány pohonné elektrické jednotky s vrtulí. Naopak pro modely větších rozměrů lze použít motory proudové nebo elektrické s dmýchadlem.

Mezi první takové motory se řadí motor BMW 8025 z roku 1959. Jedná se o proudový motor s radiálním kompresorem a radiální turbínou. Hmotnost motoru je 40 kg a dosahuje

tahu 353 N při maximálních otáčkách 45 000 min⁻¹. Tento motor byl osazen například do kluzáku s pohonnou jednotkou Hutter 30 TS nebo byly po úpravě prováděny testy v malých helikoptérách.



Obrázek 2.4 Motor BMW 8025 [4]

Mezi další motory podobné kategorie se řadí TJD 76C Baby Mamba. Motor o hmotnosti 6,4 kg a o maximálním tahu 245 N. Jedná se o motor s radiálním kompresorem a axiální turbínou. Tento motor byl také použit do kluzáku Prue 215.

Výkonnější motory podobného charakteru jsou například Kingtech K310 G, který se svojí hmotností 2,7 kg a tahem 304 N patří mezi jeden z motorů s nejlepším poměrem tahu a hmotnosti. Další takový motor českého výrobce je PBS TJ40-G1, motor s váhou 3,3 Kg a tahem 395 N lze použít pro pohon menších dronů nebo modelářských letounů větších rozměrů.

Pro menší modelářské letouny je vhodné použití vysoce výkonných elektromotorů s dmychadlem, tyto motory dosahují otáček až 80 000 min⁻¹. Díky své nízké hmotnosti a malým rozměrům jsou vhodné pro použití do modelářských letounů. Výhoda těchto dmychadel spočívá v tom, že nevznikají ztráty na špičce lopatek oproti vrtuli, také pro stejný tah mají menší rozměry oproti vrtuli. Letouny s takovým pohonem mohou dosáhnout rychlosti až 320 km/h [4].

Mezi výrobce takových dmychadel patří EDF Ducted Fan JP Hobby, jedná se o celohliníkové dmychadlo skládající se z předstatoru, rotoru a statoru. Rotor je poháněn elektromotorem MT-5050-12S. Sestava je schopna produkovat maximální tah 90 N při 82 000 min⁻¹. Hmotnost celé sestavy je 693 g při průměru dmychadla 120 mm [5].



Obrázek 2.5 EDF Ducted Fan JP Hobby [5]

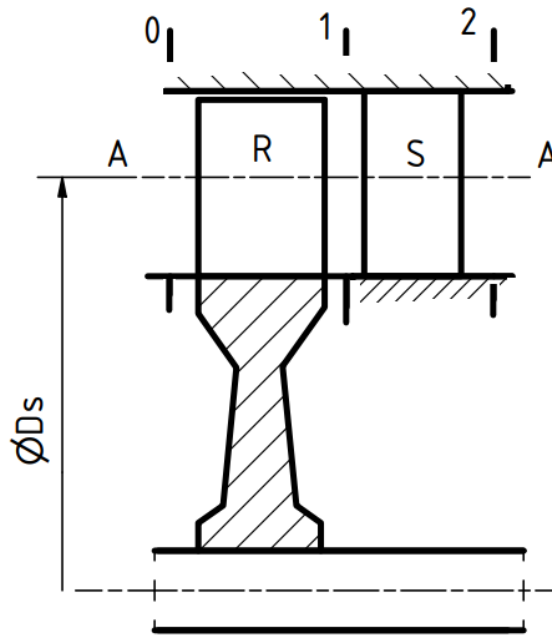
Další výrobce je Vasa model s dmychadlem EDF Vasafan 82 mm Carbon. Rotor se sedmi lopatkami je postaven z uhlíkových vláken. Je možné s ním dosáhnout až 30 N tahu. Podobně postavené dmychadlo vyrábí společnost Schübeler Technologies GmbH, jedná se o dmychadla vyrobená z uhlíkových vláken. Dmychadlo DS-86-AXI HDS[®] o průměru 120 mm je schopno vyprodukovat tah 101 N při maximálních otáčkách 35 500 min⁻¹ [6].



Obrázek 2.6 DS-86-AXI HDS[®] [6]

2.3 Teorie axiálního kompresoru

Stupeň axiálního kompresoru je složen z rotoru a statoru, kde zpravidla vzduch proudí ve směru osy rotace daného kompresoru. Práce vzniklá motorem je přiváděna na rotor, kde dochází ke zvýšení celkového tlaku, celkové teploty a absolutní rychlosti. Poté je proud zpomalen ve statoru, kde dochází k přeměně kinetické energie na energii tepelnou a tlakovou.



Obrázek 2.7 Schéma stupně axiálního kompresoru

Na obrázku (2.7) je zvoleno řazení kompresoru jako rotor-stator. Axiální kompresory se vyznačují nižším stlačením v jednom stupni na rozdíl od radiálních, které dosahují stlačení $\Pi_{kc} = 5 \div 8$. Proudění v kompresorovém stupni lze popsat pomocí Eulerovy rovnice hybnosti

$$\sum \vec{F} + \sum \vec{F}_{\Sigma} = \sum \frac{\Delta m \cdot \vec{u}_1 - \Delta m \cdot \vec{u}_0}{\Delta \tau}, \quad (3.2)$$

kde \vec{u}_1 je obvodová rychlost za rotorem a \vec{u}_0 před rotorem, Δm je hmotnost protékajícího plynu za daný čas a $\Delta \tau$ je časová změna. Tato rovnice říká, že součet všech sil působících na vymezenou hmotnost tekutiny od obtékaných profilů a na hranicích kontrolní plochy v ustáleném proudu je roven časové změně hybnosti tekutiny při jejím průtoku přes hranice vymezené kontrolní plochou.

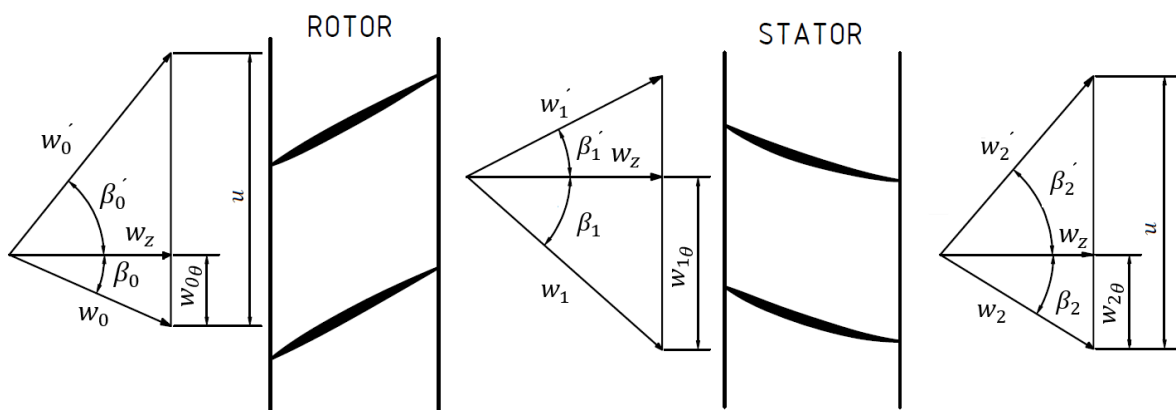
Analogickým způsobem lze vyjádřit Eulerovu rovnici o momentech hybnosti a momentech vnějších sil

$$\sum M_{vn} = \frac{\Delta m (c_{1u} \cdot r_2 - c_{0u} \cdot r_1)}{\Delta \tau}. \quad (3.3)$$

Po dosazení $\frac{\Delta m}{\Delta \tau} = Q_m$ do rovnice lze získat tvar na základě hmotnostního průtoku plynu

$$\sum M_{vn} = Q_m \cdot (c_{1u} \cdot r_2 - c_{0u} \cdot r_1) P. \quad (3.4)$$

Pro střední průměr (nebo jakýkoli jiný průměr) lze vést řez, který lze rozvinout do roviny na obrázku (2.8). V tomto obrázku je možné následně stanovit rychlostní trojúhelníky.



Obrázek 2.8 Rychlostní trojúhelníky

Vstupní proud vzduchu lze popsat pomocí absolutní rychlosti w_0 a relativní složky w_0' , které svírají s axiální osou úhly w_0 a resp. w_0' . Obdobně lze vyjádřit jednotlivé rychlosti za rotorem i statorem.

Za předpokladu, že lze zanedbat kuželovitost na patě a špičce, v kontrolním objemu lze stanovit rovnici

$$\rho_n \cdot A_n \cdot w_n = konst. \quad (3.5)$$

Za předpokladu zákona zachování hmoty, lze rovnici upravit na tvar

$$n \cdot dF_\theta \cdot u = dm \cdot u \cdot (w_{2\theta} - w_{1\theta}). \quad (3.6)$$

Následně lze psát, že $(n \cdot dF_\theta \cdot u)$ je roven výkonu kompresoru a výkon je roven součinu hmotnostního toku, rychlosti a rozdílu obvodových složek rychlosti

$$dP = d\dot{m} \cdot u \cdot (w_{2\theta} - w_{1\theta}). \quad (3.7)$$

Z této rovnice lze už následovně určit Eulerovu práci, která je rovna podílu výkonu s hmotnostním tokem

$$W_u = \frac{dP}{d\dot{m}} = u \cdot (w_{2\theta} - w_{1\theta}). \quad (3.8)$$

Za předpokladu výměny tepla s okolím lze Eulerovu práci vyjádřit na základě entalpie

$$W_u = \Delta h_c = h_{c2} - h_{c1} = h_{c3} - h_{c1}. \quad (3.9)$$

A po následné úpravě vyjádřit pomocí celkové rychlosti

$$W_u = \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right). \quad (3.10)$$

Pokud budeme uvažovat, že měrná tepelná kapacita se nezmění, lze určit Eulerovu práci na základě teploty

$$W_u = c_p(T_{2c} - T_{1c}) = c_p(T_{3c} - T_{1c}). \quad (3.11)$$

Za předpokladu, že platí obrázek (2.8), lze vyjádřit jednotlivé rychlosti, které jsou stanoveny pomocí základních goniometrických funkcí

$$w_{2\theta} = w_z \cdot tg\beta_2 = u - w_z \cdot tg\beta_2', \quad (3.12)$$

$$w_{1\theta} = w_{1z} \cdot tg\beta_1. \quad (3.13)$$

Poté po úpravě lze vypočítat teplotní poměr před a za rotorem po dosazení rovnic (3.12 a 3.13) do rovnice vyjadřující Eulerovu práci (3.11)

$$\frac{T_{2c}}{T_{1c}} = 1 + \frac{u^2}{c_p T_{1c}} \left[1 - \frac{w_z}{u} (tg\beta'_2 + tg\beta_1) \right]. \quad (3.14)$$

Pokud do rovnice vyjadřující měrnou tepelnou kapacitu

$$c_p = \frac{\kappa \cdot r}{\kappa - 1}, \quad (3.15)$$

dosadíme a vyjádříme rychlosti vznikající na lopatce jako Machovo číslo, lze teplotní poměr následně upravit. Rovnice vyjadřující teplotní poměr je tak vyjádřená v závislosti na geometrickém tvaru lopatky a Machových čísel [7]

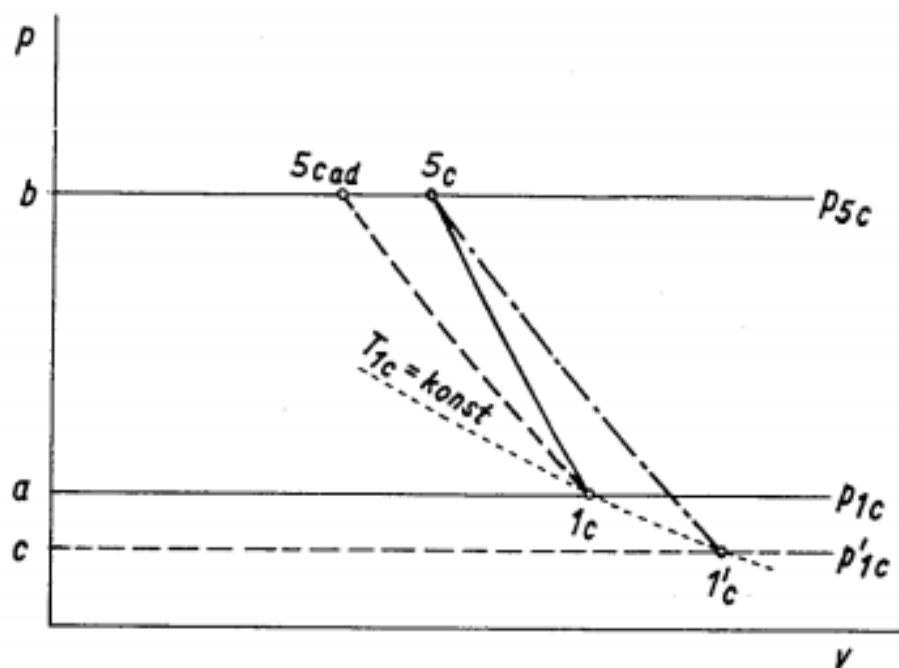
$$\frac{T_{2c}}{T_{1c}} = 1 + \frac{\kappa - 1}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2} \cdot M_u^2 \left[1 - \frac{M_1}{M_u} \cos\beta_1 (tg\beta'_2 + tg\beta_1) \right]. \quad (3.16)$$

2.4 Účinnost kompresoru

Účinnost kompresoru je velice významný parametr kompresorů, protože charakterizuje kvalitu stlačení média. Můžeme ji definovat jako poměr minimálně nutné kompresní práce potřebné k dosažení daného celkového stlačení ke skutečné práci na kompresi vynaložené. Minimální práci lze dostat při bezztrátovém stlačování, které odpovídá adiabatické práci. Ve skutečnosti však zde dochází ke ztrátám a komprese není isoentropická. Vlivem komprese dochází k nárůstu entropie, a tím se změni parametry proudícího média.

Skutečná práce, kterou dodáváme na hřídel, je práce efektivní. Na základě těchto poznatků lze napsat následující tvar

$$\eta_{kc} = \frac{W_{ad}}{W_{ek}}. \quad (3.17)$$



Obrázek 2.9. p-V diagram komprese [7]

Kompresní práci lze také vyjádřit v p-V obrázku (2.9), ze kterého lze vyčíst jednotlivé práce.

Tyto práce W_{ise} a W_{ad} lze následně vyjádřit pomocí rovnic jako součin měrné tepelné kapacity a rozdílu příslušných teplot:

$$W_{ek} = c_p(T_{5c} - T'_{1c}), \quad (3.18)$$

$$W_{ad} = c_p(T_{5c} - T_{1c}). \quad (3.19)$$

Po sloučení rovnic, které popisují účinnost kompresoru (3.17), a rovnic vyjadřujících adiabatické a skutečné práce dostáváme rovnici popisující účinnost na základě teplot před a za kompresorem

$$\eta_{kc} = \frac{W_{ad}}{W_{ek}} = \frac{c_p(T_{5c,ad} - T'_{1c})}{c_p(T_{5c} - T_{1c})}. \quad (3.20)$$

Poměr tlaků před a za stupněm rotoru a statoru lze vyjádřit jako součin rotoru a statoru pomocí rovnice

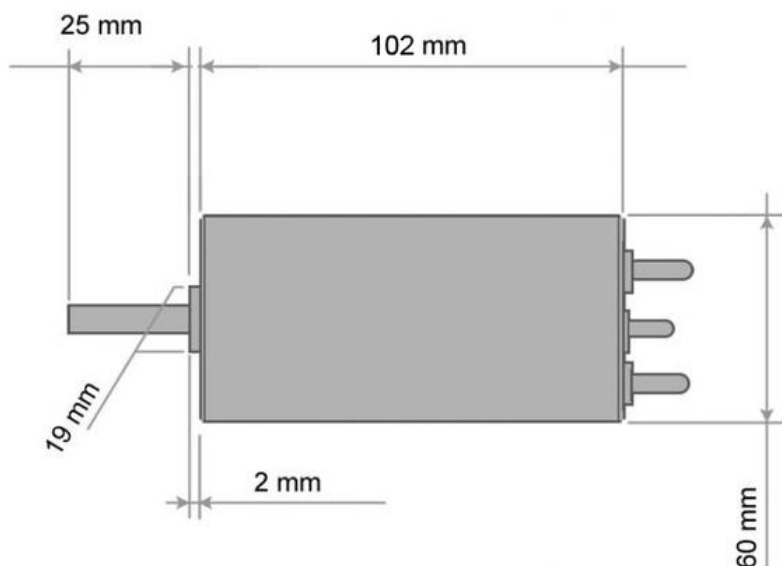
$$\frac{p_{c3}}{p_{c1}} = \left(\frac{p_{c2}}{p_{c1}}\right) \left(\frac{p_{c3}}{p_{c2}}\right). \quad (3.21)$$

A stejným způsobem lze vyjádřit účinnost (3.22) pomocí tlaků před a za kompresorem:

$$\eta_{kc} = \frac{\left[\left(\frac{p_{c2}}{p_{c1}}\right) \left(\frac{p_{c3}}{p_{c2}}\right)\right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{c5}}{T_{c1}} - 1}. [7] \quad (3.22)$$

3 Konstrukční návrh uspořádání zařízení

Pro návrh byl zvolen elektromotor LMT 3060 se 13 závitů, o maximálním výkonu na hřídeli 17 kW a maximálních otáčkách $50\,000\text{ min}^{-1}$. Účinnost takových elektromotorů se pohybuje okolo 90 %. Obrázek (3.1) uvádí schéma motoru a jeho rozměry [8].



Obrázek 3.1 Elektromotor LMT 3060 [8]

3.1 Chlazení elektromotoru

Vzniká 1,7 kW tepla, které je potřeba uchládit. Také předepsaná maximální teplota motoru od výrobce je 100°C . Tuto teplotu nesmí překročit, jinak dojde k nevratnému poškození motoru. Je tedy motor nutné chladit.

Nejjednodušší a také nejpraktičtější je zvolit vhodné prstencové vodní chlazení patrné na obrázku (3.2), které je dimenzované na uchlazení daného motoru. Toto chlazení se nasadí na vnější průměr elektromotoru. Válcová část vodního chlazení má rozměr 65,5 mm a délku 75 mm. Také z něho ústí dva nátrubky pro přívod chladné kapaliny a odvod teplé kapaliny. Tyto nátrubky pod úhlem 45° vystupují 12 mm nad povrch chlazení a je potřeba je osadit hadičkami, které přivádějí danou kapalinu.

Chladicí kapalina je přiváděna pomocí vodní pumpy vhodné pro modelářské modely, Dilwe RC Water Pump. Tato pumpa je ponořená do vody a zajišťuje přívod a odvod chladicí kapaliny.



Obrázek 3.2 Prstencové vodní chlazení [9]

3.2 Připojení elektromotoru

Motor je třífázový, lze ho tedy zapojit buď do trojúhelníku, nebo do hvězdy podle obrázku (3.3). Při zapojení do trojúhelníku, má motor 875 otáček za minutu na jeden volt. Při zapojení do hvězdy, má stejný motor 506 otáček za minutu na jeden volt.



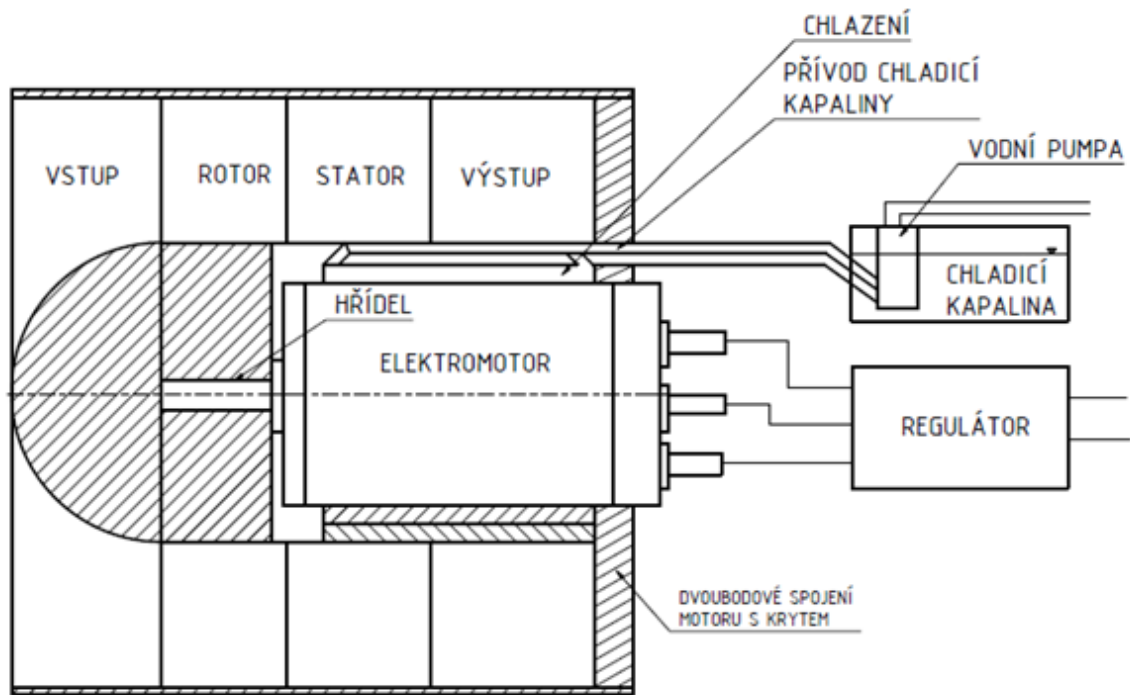
Obrázek 3.3. Zapojení do hvězdy a trojúhelníku [10]

Pro připojení motoru je dobré použít vhodný elektrický regulátor rychlosti, v tomto případě byl zvolen TMT 40063-3, který je schopen vyvinout elektrický proud až 400 A a vytváří třífázový střídavý proud [10].

3.3 Schéma uspořádání

V některých případech lze zvolit rozpoložení stator-rotor nebo předstator-rotor-stator. Pro tento návrh je však vhodné použít rozpoložení rotor-stator. Předstator je v těchto malých konstrukcích zanedbatelný a opačné uspořádání také není ideální, vzhledem k pozici hřídele elektromotoru k celkové sestavě.

Pro návrh daného axiálního kompresoru lze tedy zvolit minimální rozměr patního průměru 80 mm. Na základě těchto poznatků lze sestavit základní schéma uspořádání zařízení, viditelný na obrázku (3.4)



Obrázek 3.4 Schéma uspořádání zařízení

Motor s krytem kompresoru je spojen za výstupem motoru pomocí dvou přepážek o minimálním rozměru, aby nedocházelo k aerodynamickým ztrátám. Kryt je vybrán jako plastová trubka normalizovaného rozměru.

4 Návrh lopatkové mříže

Nejprve je potřeba si zvolit vhodný návrhový bod, pro který budou jednotlivé parametry kompresoru počítány. Patní průměr je téměř daný rozměry chlazení a elektromotoru. Pro optimální návrh je vhodné zvolit takové rozměry, aby obvodová rychlost byla maximálně 0,5 M, a také z hlediska případné výroby zvolit špičkový průměr takový, aby se jednalo o normalizovaný rozměr potrubí a bylo ho možné jednodušeji sehnat. Parametry atmosféry byly zvoleny podle Mezinárodní standardní atmosféry ve výšce 0 m.

Pro návrh byl zvolen profil NACA 65, který je používán pro návrh leteckých motorů a jejich lopatek. Jedná se o metodu konformní transformace. Profil je typický svojí kruhovou střední křivkou

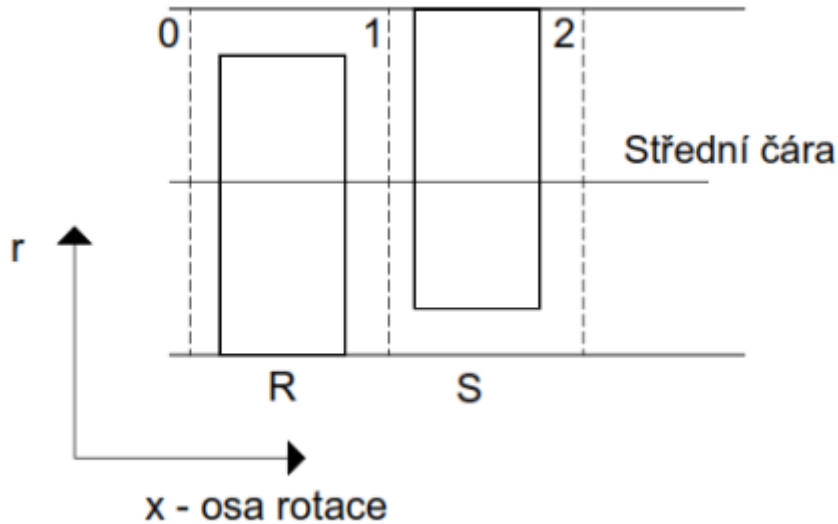
Pro další výpočty je potřeba rozdělit a vypočítat jednotlivé rychlosti po celé výšce lopatky. Pro zjednodušení se používá metoda řezů, kdy dojde k rozdělení na několik řezů a jsou vypočítány parametry jednotlivých rovin. Pro špičkový průměr 160 mm byly zvoleny řezy po 5 mm, tedy 9 jednotlivých řezů. Lze tedy určit návrhový bod střední čáry, patrný z tabulky (4.1) [11].

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon na hřídeli	17	<i>kW</i>
Rychlost na špičce	0,5	<i>M</i>
Patní průměr	80	<i>mm</i>
Špičkový průměr	160	<i>mm</i>
Hustota vzduchu	1,225	<i>kg · m⁻³</i>
Tlak vzduchu	101 325	<i>Pa</i>
Otáčky motoru	20 000	<i>min⁻¹</i>

Tabulka 4.1 Návrhové parametry kompresoru

4.1 Výpočet střední čáry

Následně je potřeba vypočítat střední čáru, tzn. místo, které je stejně vzdálené od paty i špičky. V této čáře je nejvyšší účinnost kompresorového stupně a je vhodné od tohoto bodu jednotlivé řezy vypočítat. Toto platí jak pro rotor, tak i pro stator.



Obrázek 4.1 Střední čára

Pomocí obrázku (4.1) se stanoví jednotlivé roviny 0 až 2, roviny slouží k popisu jednotlivých rychlostní a vlastností. Průměr střední čáry vypočítáme pomocí vztahu

$$d_s = \frac{d_p}{2} + \frac{d_s}{2} = \frac{80}{2} + \frac{160}{2} = 120 \text{ mm.} \quad (4.1)$$

Následně lze stanovit průřetnou plochu, kterou vyjádříme jako mezikruží

$$A = \frac{\pi}{4}(d_s^2 - d_p^2) = \frac{\pi}{4}(160^2 - 80^2) = 0,01508 \text{ mm}^2. \quad (4.2)$$

Pro střední čáru lze vypočítat průtokový součinitel

$$\varphi = \frac{w_z}{u} = 0,5, \quad (4.3)$$

který vypočteme jako podíl axiální rychlosti w_z a obvodové rychlosti u na špičce. Pro optimální návrh je vhodné zvolit průtokový součinitel rovný 0,5.

Na základě tohoto vztahu lze vypočítat axiální rychlost proudu v kompresoru, pokud vypočítáme obvodovou rychlost pomocí vztahu

$$u_s = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,16 \cdot 20\,000}{60} = 167,552 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (4.4)$$

$$w_z = \varphi \cdot u = 0,5 \cdot 167,552 = 83,776 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (4.5)$$

Poté lze vypočítat hmotnostní průtok axiálního kompresoru z rovnice kontinuity

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot w_z \cdot A = 1,225 \cdot 83,776 \cdot 0,01508 = 1,5476 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (4.6)$$

Z Eulerovy rovnice můžeme vyjádřit rozdíl obvodových složek rychlostí

$$u = \frac{\pi \cdot d_s \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot 0,12 \cdot 20\,000}{60} = 125,663 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (4.7)$$

$$\Delta w_\theta = \frac{P}{\dot{m} \cdot u} = \frac{17\,000}{1,5476 \cdot 125,663} = 87,416 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (4.8)$$

4.2 Vypočet rychlostních trojúhelníků

Z vypočítaných hodnot lze sestavit jednotlivé rychlostní trojúhelníky. Mezi jednotlivými stupni platí, že nedochází ke ztrátám a axiální rychlost na vstupu je rovna na výstupu to samé platí pro úhly axiálních rychlostí

$$w_0 = w_z, \quad (4.9)$$

$$\beta_0 = \beta_z. \quad (4.10)$$

4.2.1 Rovina 0

V rovině 0 dochází ke vstupu proudu vzduchu rychlostí w_0 do rotoru kompresoru a lze vypočítat relativní složku rychlosti vstupující do rotoru a její úhel, který rychlost svírá. Vstupující rychlost w_0 je pro všechny roviny konstantní. Naopak úhel relativní rychlosti rotoru a jeho rychlost se mění s poloměrem lopatky:

$$w_0 = w_z = 83,776 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (4.11)$$

$$\beta_0 = 0^\circ, \quad (4.12)$$

$$\operatorname{tg} \beta'_0 = \frac{u}{w_0}, \quad (4.13)$$

$$w'_0 = \sqrt{u^2 + w_0^2}. \quad (4.14)$$

Hodnoty pro jednotlivé řezy jsou uvedeny v tabulce (4.2).

řez [mm]	40	45	50	55	60	65	70	75	80
w_0' [m/s]	118,48	126,10	134,11	142,43	151,03	159,85	168,86	178,02	187,33
β_0' [°]	45,00	48,37	51,34	53,97	56,31	58,39	60,26	61,93	63,43

Tabulka 4.2 rovina 0

4.2.2 Rovina 1

Obdobným způsobem za použití geometrických funkcí spočítáme absolutní a relativní rychlosti a jejich úhly s axiální osou. Relativní a absolutní rychlost za rotorem se mění s rostoucí obvodovou rychlostí:

$$w_1 = \sqrt{w_z^2 + \Delta w_\theta^2}, \quad (4.15)$$

$$w_1' = \sqrt{w_z^2 + (u - \Delta w_\theta)^2}, \quad (4.16)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\Delta w_\theta}{w_z}, \quad (4.17)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1' = \frac{u - \Delta w_\theta}{w_z}. \quad (4.18)$$

Hodnoty pro jednotlivé řezy jsou uvedeny v tabulce (4.3).

řez [mm]	40	45	50	55	60	65	70	75	80
w_1 [m/s]	98,84	95,87	93,70	92,05	90,78	89,78	88,98	88,32	87,78
w_1' [m/s]	89,44	96,37	104,68	113,82	123,47	133,44	143,61	153,91	164,29
β_1 [°]	32,05	29,10	26,60	24,48	22,65	21,07	19,69	18,46	17,38
β_1' [°]	20,50	29,62	36,84	42,60	47,27	51,11	54,31	57,02	59,34

Tabulka 4.3 rovina 1

4.2.3 Rovina 2

Rychlosti za stupněm kompresoru za ideálních podmínek jsou rovny vstupu a nedochází k ohnutí proudu, lze tedy popsat rovnicemi

$$w_2 = w_z = 83,776 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (4.19)$$

$$\beta_2 = 0^\circ. \quad (4.20)$$

4.3 Profil kompresorových lopatek

V případě použití jednorozměrného proudění se dostaneme k nepřesným výsledkům. Proto je žádoucí použít minimálně dvourozměrné proudění, které zaručí dostačující výsledky. Pro dvourozměrné proudění jsou prováděny ve výpočtech korekce, aby bylo možno stanovit co nejpřesnější výsledek obdobný trojrozměrným prouděním. Rozumnou volbou modelu je model podle volného víru, který znamená, že práce předávaná ve stupni vzduchu je na všech poloměrech konstantní. Tento model říká, že musí platit podmínka radiální rovnováhy.

4.3.1 Bezrozměrné součinitele pro lopatkové mříže

Pro další návrh jsou důležité bezrozměrné součinitele, které popisují například zatížení lopatek na základě relativních složek rychlosti rotoru a jejich doporučené hodnoty. Jedním z nich je deHallerovo číslo

$$dH = \frac{w_1'}{w_0}. \quad (4.21)$$

Doporučené hodnoty pro deHallerovo číslo jsou větší než 0,72. Pro řezy blízké patě, může docházet k číslům nižším vlivem velkého ohybu proudu [12].

Jedním z dalších parametrů, které je žádoucí splnit, je tlakové číslo

$$\psi = \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho \cdot w_1^2}{2}} = \frac{\Delta w_\theta}{u}. \quad (4.22)$$

Toto číslo popisuje stlačení mezi vstupem a rotorem. Tlakové číslo ψ by mělo být menší než 0,6. Čím vyšší hodnota, tím hrozí vyšší riziko odtržení proudění od povrchu lopatky. Naopak nižší hodnoty znamenají nižší stlačení stupně.

Pro následné výpočty je potřeba stanovit difuzní číslo, který vyjadřuje zatížení lopatky. Následně ho lze použít pro výpočet profilové ztráty lopatek

$$D = 1 - \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} + \frac{\cos\beta_1}{2 \cdot \sigma} (tg\beta_1 - tg\beta_2), \quad (4.23)$$

kde σ je hustota mříže. Pro profily NACA65 je vhodné volit difuzní číslo menší než 0,6. Na základě difuzního čísla lze nyní vypočítat profilové ztráty ξ . [11]

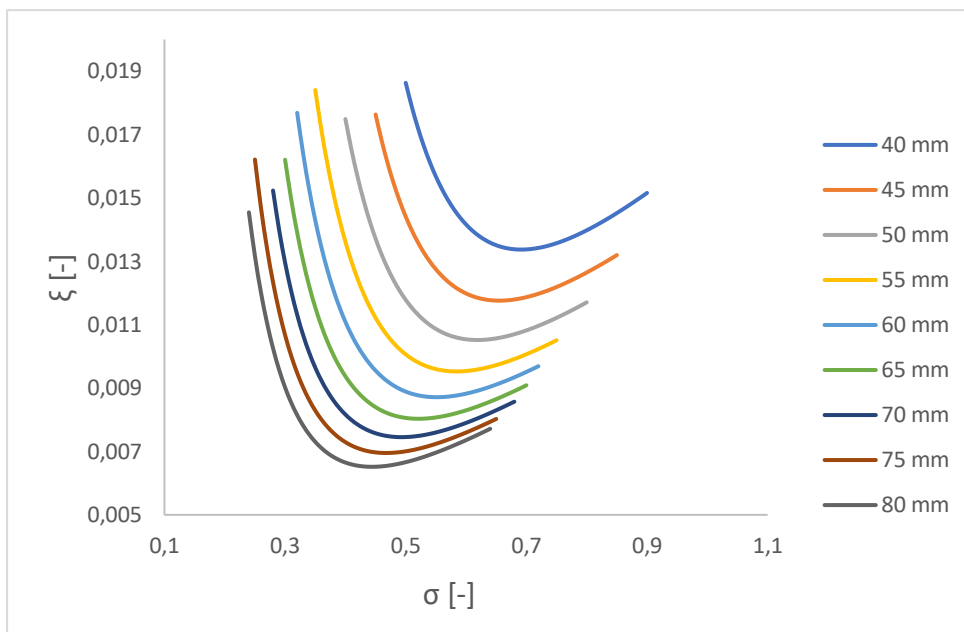
řez [mm]	Ψ [-]	dH [-]	Dr [-]	Ds [-]
40	0,626	0,755	0,274	0,385
45	0,495	0,764	0,277	0,372
50	0,401	0,781	0,286	0,360
55	0,331	0,799	0,294	0,352
60	0,278	0,818	0,289	0,348
65	0,237	0,835	0,299	0,352
70	0,204	0,850	0,296	0,339
75	0,178	0,865	0,301	0,339
80	0,157	0,877	0,308	0,339

Tabulka 4.4 Bezrozměrný součinitel kompresoru

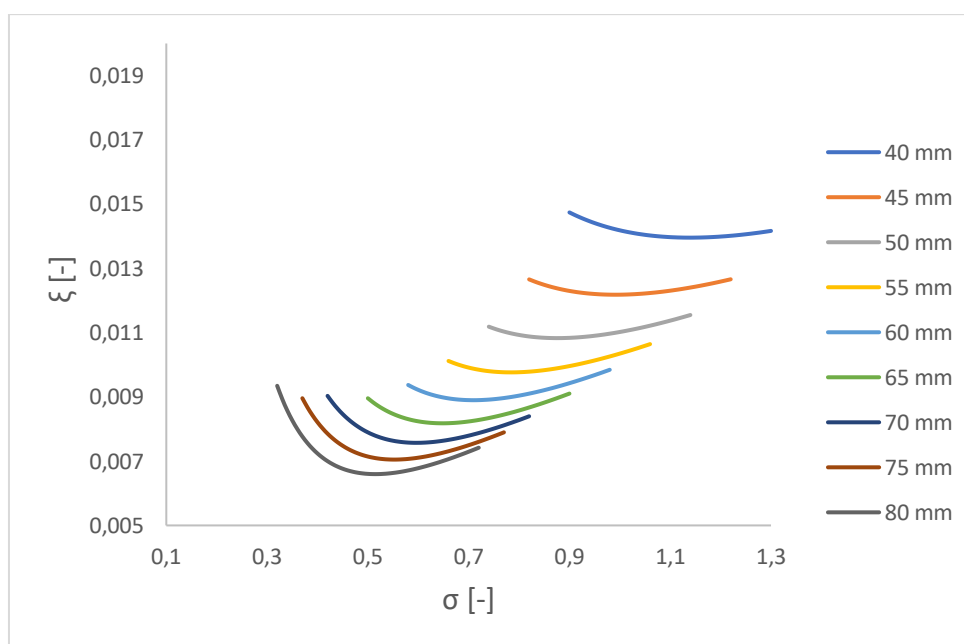
Z tabulky (4.4) je patrné, že všechny tyto podmínky jsou splněny pro jednotlivé roviny kompresoru.

Pro výpočet optimální hustoty mříže byl proveden výpočet závislosti profilových ztrát profilu na hustotě mříže

$$\xi_a = 1 - \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos^2\beta_1}{\cos^3\beta_2} (0,005 + 0,16D^4). \quad (4.24)$$



Graf 4.1 Závislost profilových ztrát rotoru na hustotě mříže pro jednotlivé poloměry



Graf 4.2 Závislost profilových ztrát statoru na hustotě mříže pro jednotlivé poloměry

Grafy (4.1) a (4.2) popisují průběh profilových ztrát profilu na hustotě mříže v jednotlivých řezech. S rostoucím poloměrem klesá jejich profilové ztráty.

Z grafů (4.1) a (4.2) je patrné, že funkce pro jednotlivé řezy mají svoje minimum, které představuje minimální ztráty pro danou hustotu mříže. Následně lze stanovit rozteč lopatek statoru a rotoru, které lze definovat pomocí rovnice

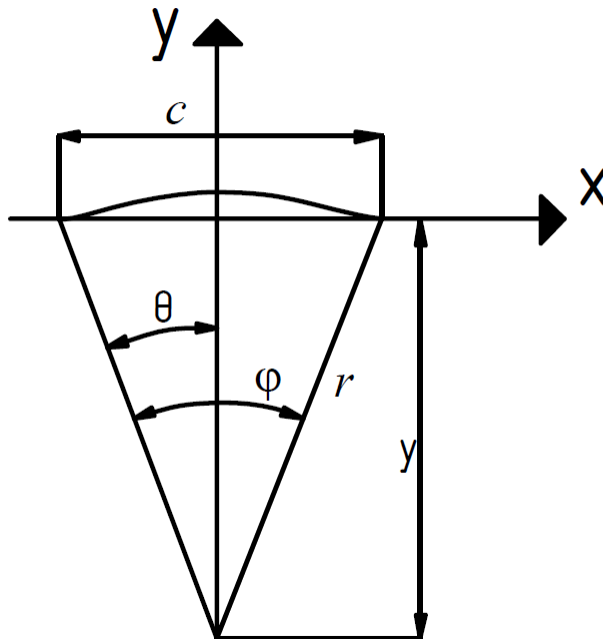
$$s = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{X}, \quad (4.25)$$

kde X je počet lopatek.

Pro stroje menších výkonů je výhodnější zvolit počet lopatek menší než 10 kvůli pevnosti lopatek. Také zvolit menší počet rotorových lopatek než statorových a jejich hodnoty jako prvočísla, aby nedocházelo k interakci více lopatek najednou a neúměrně nezvyšovalo hluk lopatkových strojů. Pro výpočet délky tětiny lze vycházet ze vztahu (4.25), ale pro jednotlivé roviny je vhodné délku tětiny linearizovat, aby byla usnadněna výroba i vytvořen hladší povrch lopatky [13].

4.3.2 Návrh profilových souřadnic

Pro vykreslení jednotlivých profilů lopatek je potřeba definovat souřadnice a vypočítat střední křivku profilu. Návrh vychází ze zprávy organizace NASA Aerodynamic design of axial-flow compressors z roku 1965. Zpráva popisuje návrh axiálních kompresorů a jejich vlastnosti [11].



Obrázek 4.2 Definice souřadnic

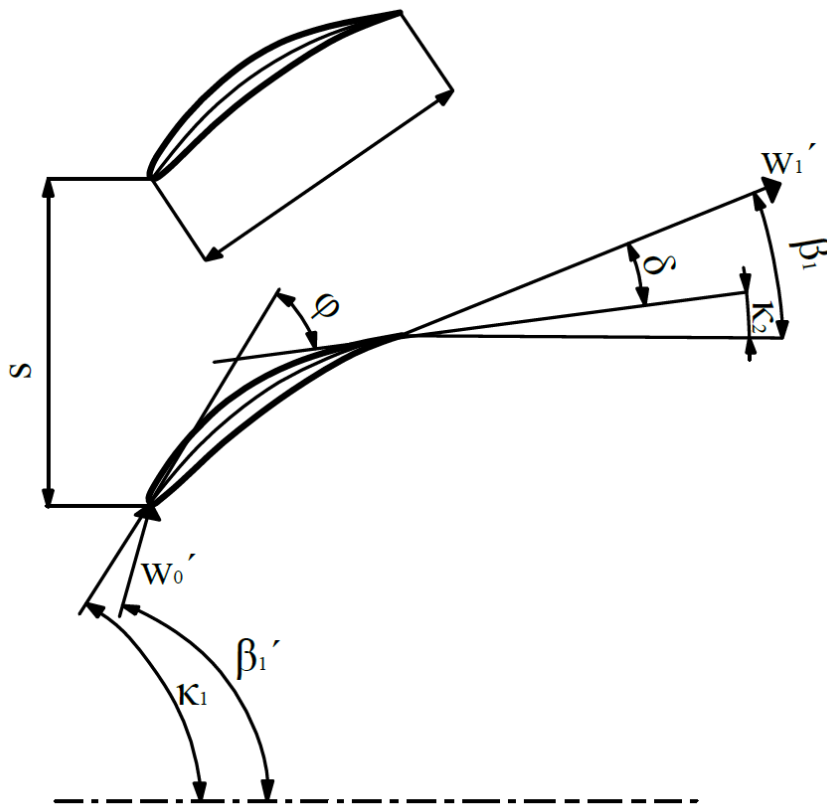
Pro popsání jednotlivých souřadnic znázorněných na obrázku (4.2.) byly použity předchozí rovnice:

$$x = \sin\theta, \quad (4.23)$$

$$y = r \cdot \cos\theta - y_0, \quad (4.24)$$

$$\theta \in \left(-\frac{\varphi}{2}; \frac{\varphi}{2}\right), \quad (4.25)$$

$$r = \frac{c}{2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}. \quad (4.26)$$



Obrázek 4.3 Úhly kompresorových lopatek

Na obrázku (4.3) veličiny κ_1 a κ_2 vyjadřují úhly střední křivky vzhledem k axiální ose na náběžné a odtokové hraně. Veličina φ vyjadřuje úhel ohybu střední křivky. Veličiny β_1' a β_2' určují úhel ohybu proudu, z kterých následně vypočítáme úhel ohybu proudu profilu

$$\Delta\beta = \beta_1' - \beta_2' = \varphi + \kappa_1 - \beta_1' - \delta. \quad (4.27)$$

Proudění v axiálním kompresoru je náchylnější na odtržení mezní vrstvy oproti lopatkám z turbínové sekce. Proto lopatky mají malou poměrnou tloušťku a malé zakřivení proudu. Také se vyznačují vyšší hustotou mříží, která je definovaná jako

$$\sigma = \frac{c}{s}, \quad (4.28)$$

kde c je délka tětivy profilu a s je rozteč mezi lopatkami.

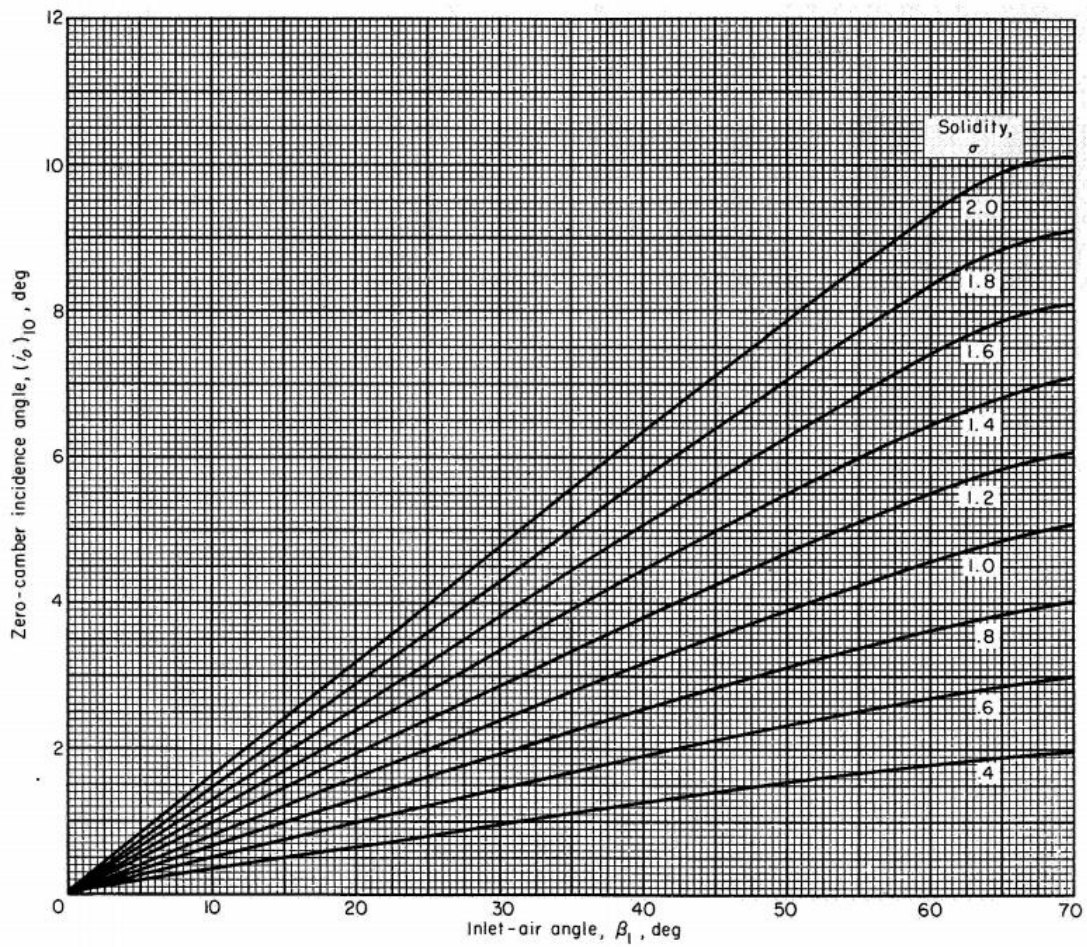
Pro samotný návrh profilu je nutné vypočítat úhel ohybu lopatky, který lze vypočítat pomocí vztahu

$$\varphi = \frac{\Delta\beta_{ref} - i_0 + \delta_0}{1 + n - m}, \quad (4.29)$$

kde i_0 a δ_0 jsou členy pro výpočet úhlů incidence a úhlu deviace, tyto úhly je potřeba vypočítat pomocí rovnic (4.30) a (4.31). Člen i_0 lze stanovit jako součin korekčního faktoru a referenčního úhlu incidence pro minimální ztráty

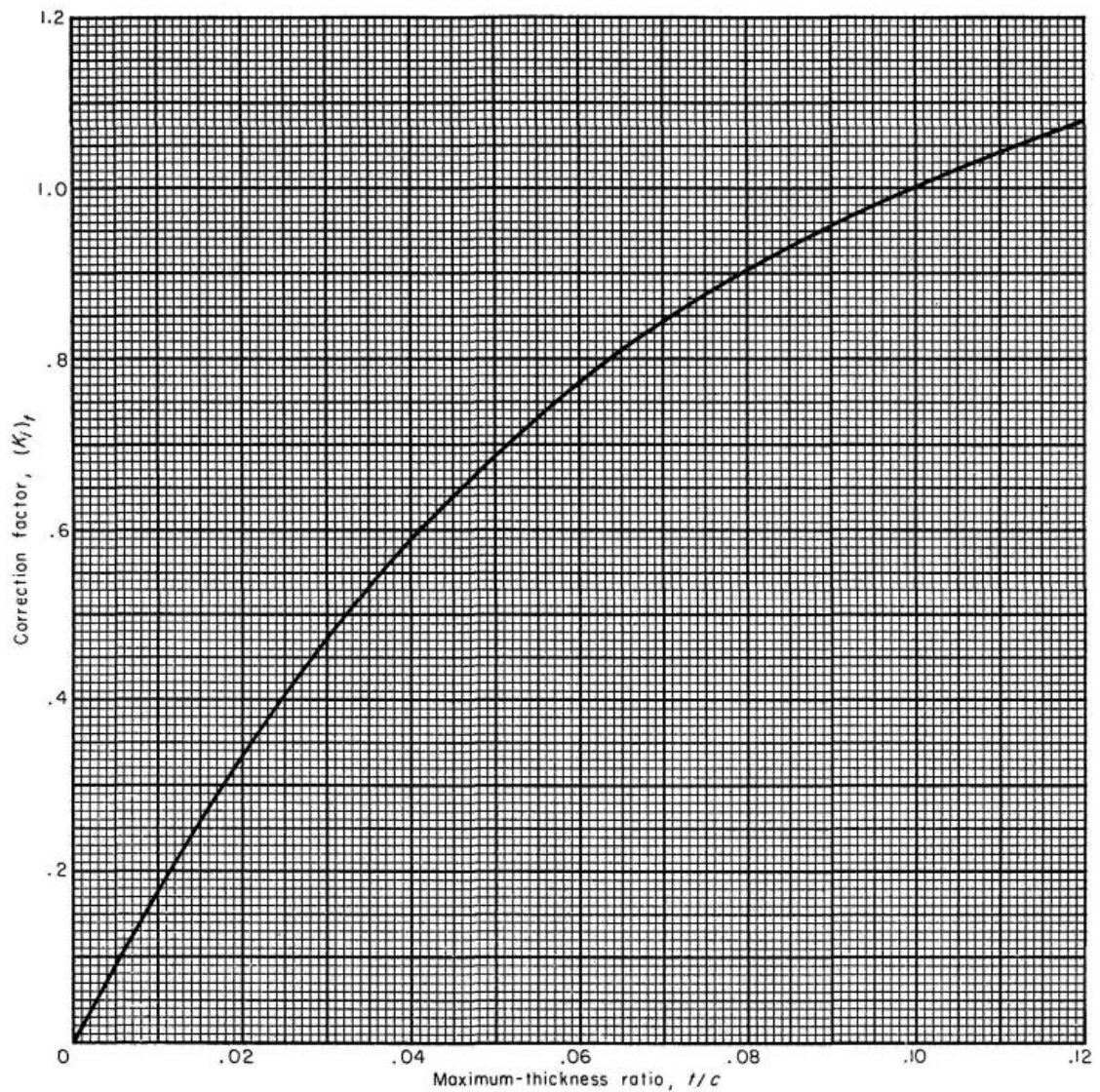
$$i_0 = (K_i)_t \cdot (i_0)_{10}. \quad (4.30)$$

Pro stanovení těchto koeficientů pro výpočet jednotlivých úhlů se používají grafy (4.3) znázorňující závislost úhlu vstupního proudu do lopatkové kaskády na optimální hustotě mříže [11].



Graf 4.3 Závislost referenčního úhlu incidence na úhlu vstupního proudu a hustoty mříže [11]

Korekční faktor lze získat z grafu závislosti poměru maximální tloušťky profilu (4.4).

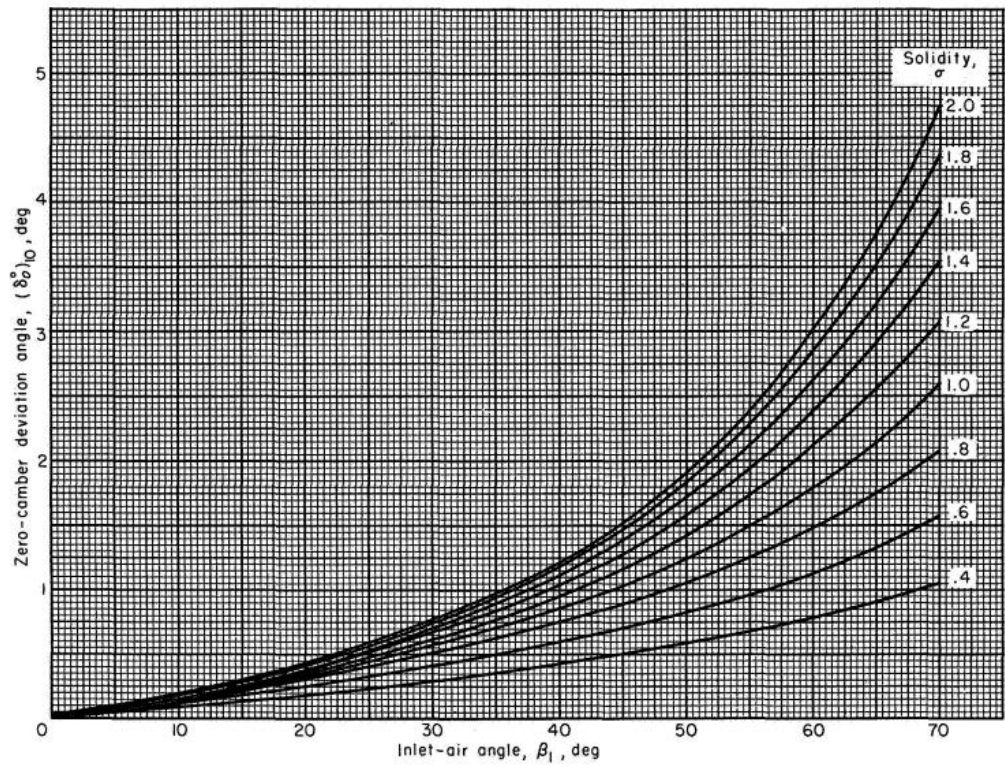


Graf 4.4 Závislost korekčního faktoru na poměru maximální tloušťky [11]

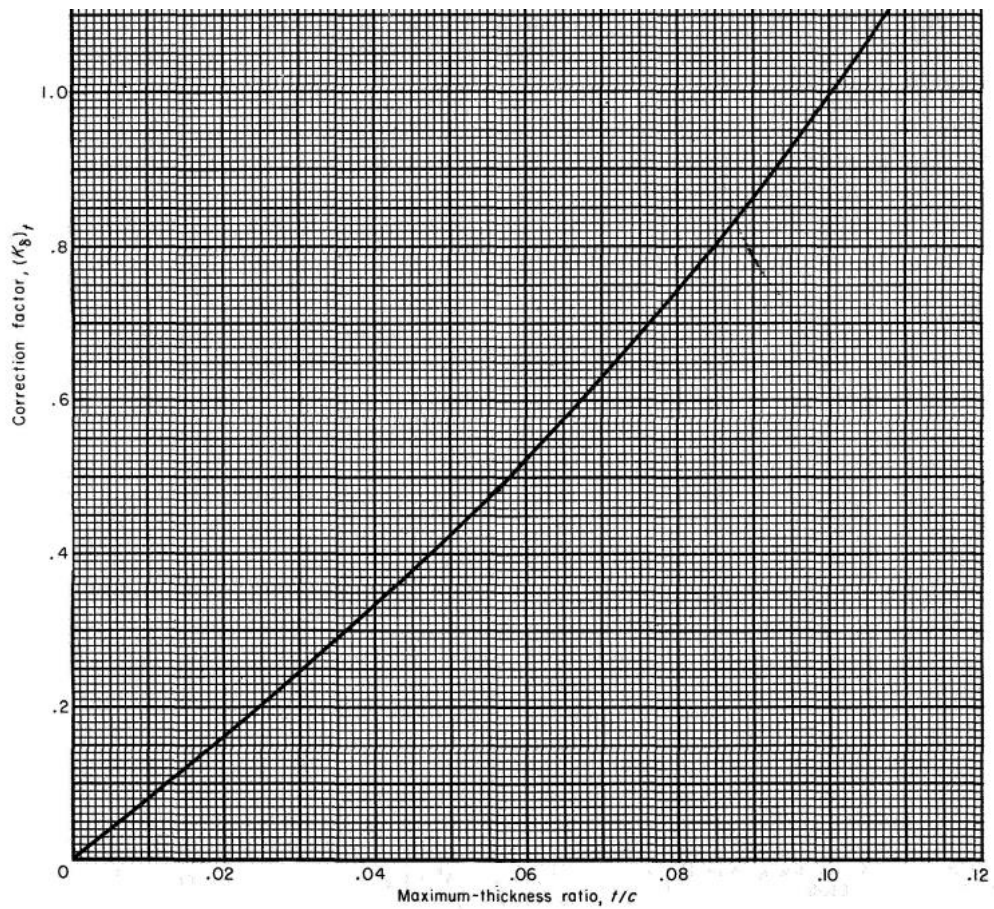
Stejným způsobem lze i stanovit nulový člen úhlu deviace. Tento úhel lze vypočítat jako součin korekčního úhlu a referenčního úhlu deviace

$$\delta_0 = (K_D)_t \cdot (\delta_0)_{10}. \quad (4.31)$$

A obdobně stanovit korekční faktor pro úhel deviace jako u úhlu incidence, tedy z grafů (4.5) a (4.6).

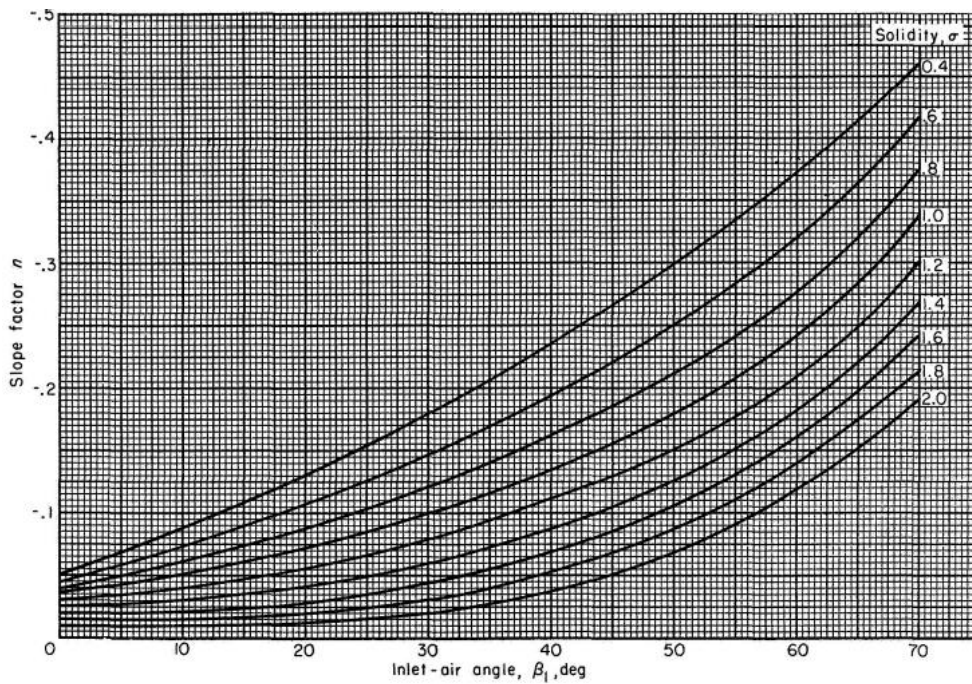


Graf 4.5 Závislost referenčního úhlu deviace na úhlu vstupního proudu a hustoty mříže [11]

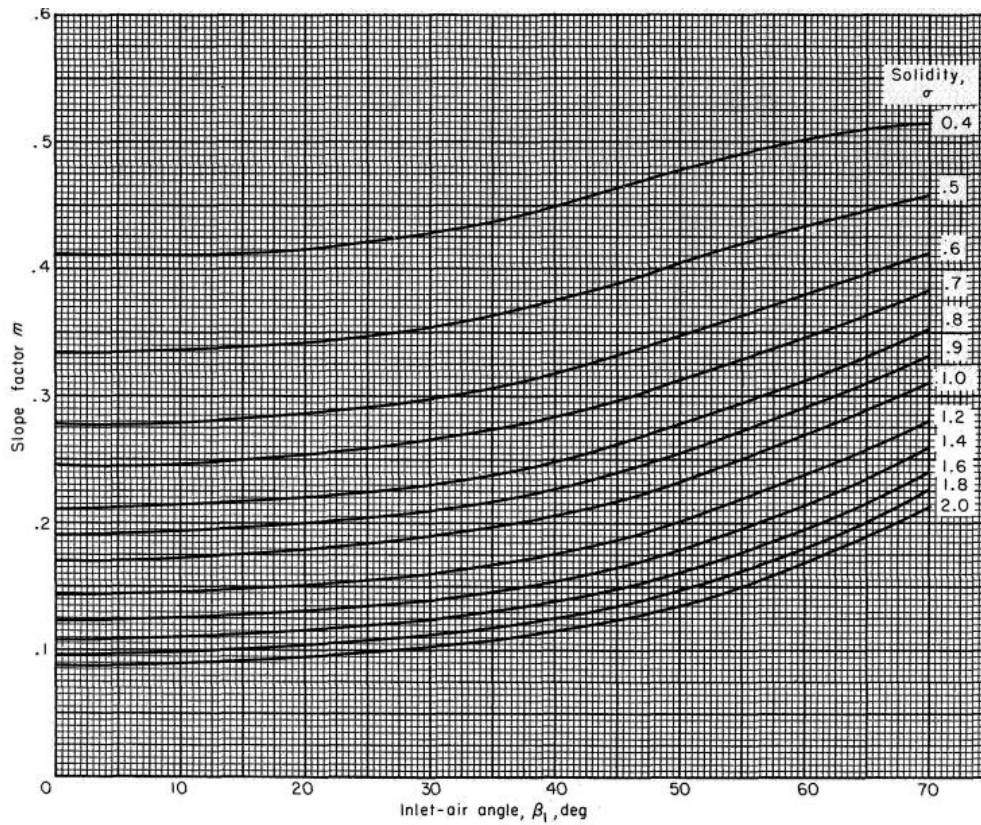


Graf 4.6 Závislost korekčního faktoru na poměru maximální tloušťky [11]

Rovnice (4.29) je závislá na směrnicí pro úhel incidence a úhel deviace, tyto hodnoty lze odečíst z příslušných grafů (4.7) a (4.8). Tyto grafy jsou závislé na vstupním úhlu proudu a hustotě mříže.



Graf 4.7 Slope faktor úhlu incidence [11]



Graf 4.8 Slope faktor úhlu deviace [11]

Pomocí těchto členů lze vypočítat úhel incidence

$$i_{ref} = i_0 + n \cdot \varphi, \quad (4.32)$$

který značí úhel náběhu profilu.

Úhel deviace, který značí odklon od směru tečny k profilu na odtokové hraně: Vzniká v mezní vrstvě profilu. Dochází k němu z důvodu nedostatečného ohybu proudu, pro které je tato lopatka navržena. V praxi tyto lopatky jsou příliš krátké k dokonalému odvedení proudu. Úhel deviace lze vypočítat pomocí vztahu [14]

$$\delta_{ref} = \delta_0 + m \cdot \varphi. \quad (4.33)$$

Na základě úhlu incidence a deviace lze vypočítat úhel lopatky na vstupu a výstupu.

$$\kappa_1 = \beta'_0 - i_{ref} \quad (4.34)$$

$$\kappa_2 = \beta'_1 - \delta_{ref} \quad (4.35)$$

Tyto úhly lopatek v jednotlivých řezech jsou uvedeny v tabulce (4.5).

rovina [mm]	Rotor		Stator	
	κ_1 [°]	κ_2 [°]	κ_1 [°]	κ_2 [°]
40	52,63	6,12	32,49	-7,29
45	54,89	16,86	29,73	-7,62
50	57,15	25,31	27,47	-7,96
55	59,13	32,07	25,60	-8,31
60	60,84	37,57	24,06	-8,70
65	62,45	42,01	22,78	-9,11
70	63,53	45,98	21,73	-9,58
75	65,31	48,68	20,86	-10,09
80	65,98	51,72	20,25	-10,56

Tabulka 4.5 Úhel lopatky na vstupu a výstupu

Nyní lze stanovit tloušťkovou funkci, která slouží k vykreslení výsledné spodní a horní strany profilu

$$\frac{y}{l} = \frac{t}{l} \left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} \right) \cdot \left[\frac{1,0675 \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{x}{l}} - 0,2758 \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{l} \right) + 2,4478 \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{l} \right)^2 - 2,8385 \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{l} \right)^3}{1 - 0,176 \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{l} \right)} \right] \quad (4.36)$$

Následně lze stanovit horní křivku profilu pomocí x a y souřadnic

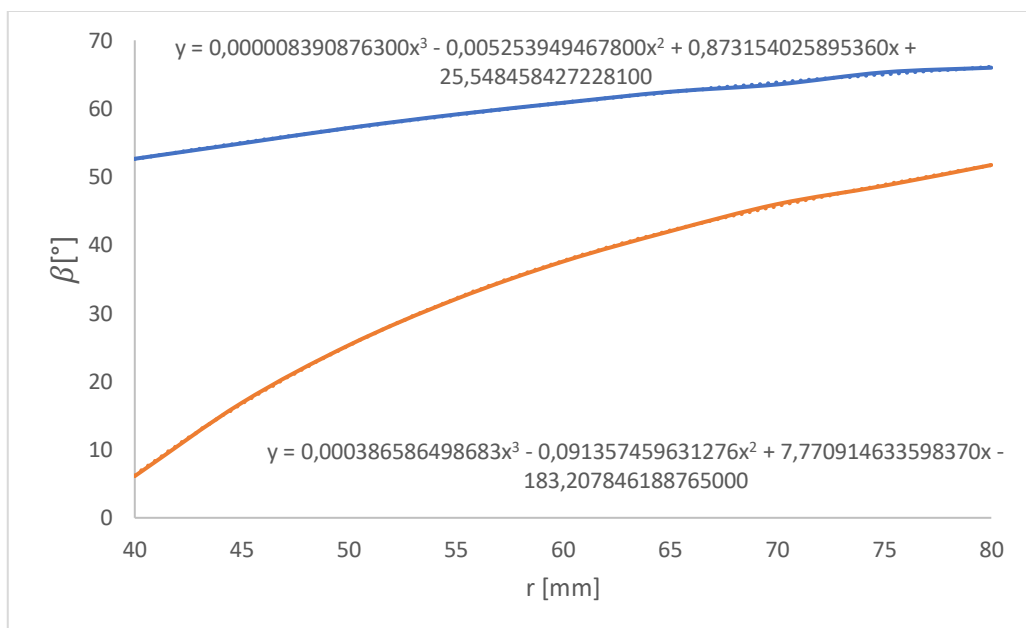
$$x = \left(r + \frac{y}{2} \right) \sin \theta, \quad (4.37)$$

$$y = \left(r + \frac{y}{2} \right) \cos \theta - y_0. \quad (4.38)$$

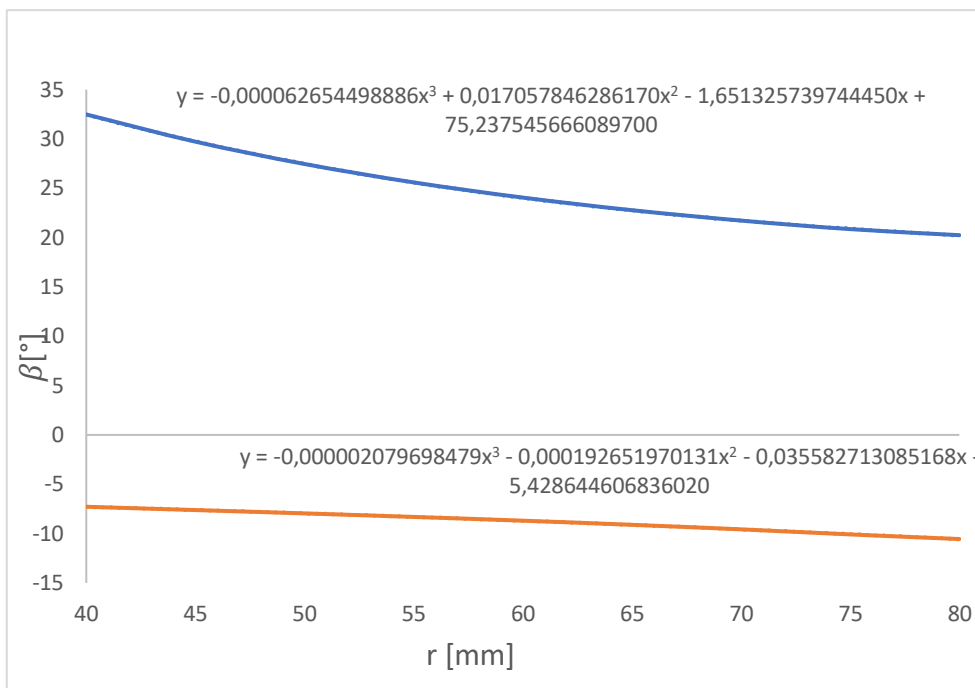
A obdobným způsobem lze stanovit i spodní křivku

$$x = \left(r - \frac{y}{2} \right) \sin \theta, \quad (4.39)$$

$$y = \left(r - \frac{y}{2} \right) \cos \theta - y_0. \quad (4.40)$$

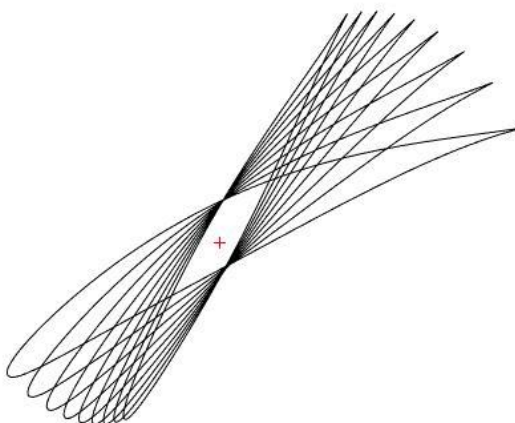


Graf 4.9 Funkce úhlů vstupu a výstupu lopatky rotoru

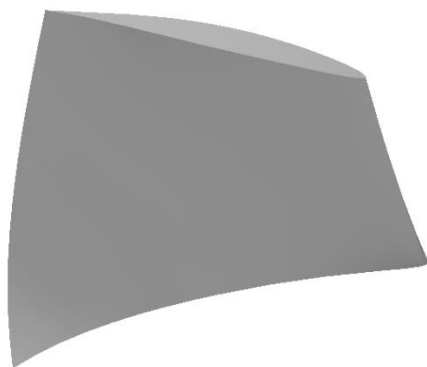


Graf 4.10 Funkce úhlů vstupu a výstupu lopatky statoru

Následně lze vykreslit profily pro jednotlivé roviny. Tyto roviny lze poskládat do společného tvaru, který představuje výslednou lopatku. Pro správné poskládání do rovin je potřeba vypočítat těžiště jednotlivých profilů. Také je potřeba přepočítat tyto profily na příslušnou délku tětiny. Na základě vypočítaného těžiště a úhlu vstupního proudu lze nyní sestavit výsledný obrazec pomocí řezů a následně hotový tvar lopatky.

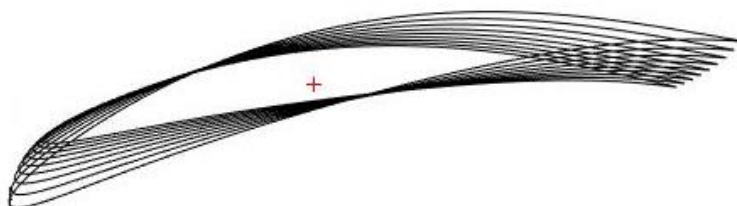


Obrázek 4.3 Profily rotoru

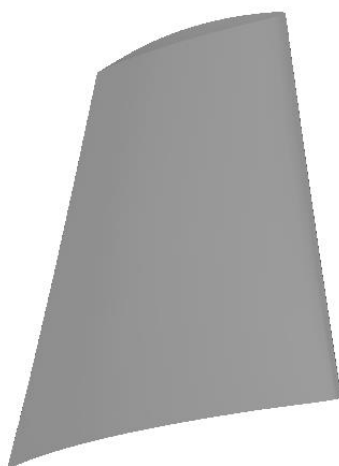


Obrázek 4.4 Výsledný tvar lopatky rotoru

Stejným způsobem lze sestavit i statorovou lopatku. Pro vykreslení řezů profilů byl použit software Matlab. Pro vykreslení výsledných 3D objektů byl použit software Inventor od společnosti Autodesk.



Obrázek 4.5 Profily statoru



Obrázek 4.6 Výsledný tvar lopatky rotoru

5 Pevnostní kontrola

Zejména v letectví je kladen důraz na co nejmenší hmotnost, a tím jsou konstrukce dimenzované pro minimální únosný násobek zatížení. Hlavními požadavky na lopatkový stroj obecně je navrhnout takový stroj, aby nedošlo k poruše při minimální hmotnosti. Přitom požadavky se s vyvíjející technikou stále zvyšují a je s tím spojeno zvyšování provozních teplot, obvodových rychlostí a inovativních lopatkových profilů. Tyto požadavky mají za důsledek například vývoj nových materiálů a nové technologie výroby.

Požadavek nízké hmotnosti v mnohých případech vede k maximálnímu využití materiálových vlastností a často se pohybují na hranici předepsané bezpečnosti a spolehlivosti.

Obecně lze mluvit o kvazistatických zatíženích daných superpozicí zatížení od tlaků plynů, setrvačných sil, tepelných a technologických napětí. Také podstatnou část tvoří dynamické zatížení od kmitavých pohybů částí vyvolaných periodickými změnami sil působících na tělesa. Velikost napjatosti můžou zasahovat až do plastických oblastí a docházet ke creepovým pochodům při vyšších teplotách. Také může docházet ke ztrátě stability pro dlouhé a tenké lopatky.

Pracovní prostředí motorů je také vysoce proměnné a dochází ke změnám teploty, tlaků a chemických vlastností, proto může docházet k degradaci materiálových vlastností těmito vlivy.

Stavy havarijní a poruchové jsou stavy, ke kterým nesmí docházet a musí to být zaručené vysokou provozní spolehlivostí v plném rozsahu mezi generálními opravami a jejich průběžnou údržbou. Zájem o maximální bezpečnosti provozu vedl k vypracování předpisů, které jsou pro výrobce závazné [15].

5.1 Zatížení axiálního lopatkového stroje

Tato zatížení lze rozdělit do tří základních skupin:

- zatížení od setrvačných sil,
- zatížení od pracovní látky,
- zatížení tepelná.

Do první skupiny patří zejména síly odstředivé. Vznikající rotujícím pohybem součástí a jedná se o dominantní zatížení, podle kterého se dimenzuje radiální vůle lopatkového stroje.

Do druhé skupiny patří zejména zatížení od proudícího média v průtočné části motoru, u kompresorů to je vzduch.

Zatížení tepelná jsou dominantní zejména u turbín, kde vlivem spalin z turbíny dochází k tepelnému namáhání. U kompresorů však tyto teploty nejsou nijak zásadní a lze je zanedbat [15].

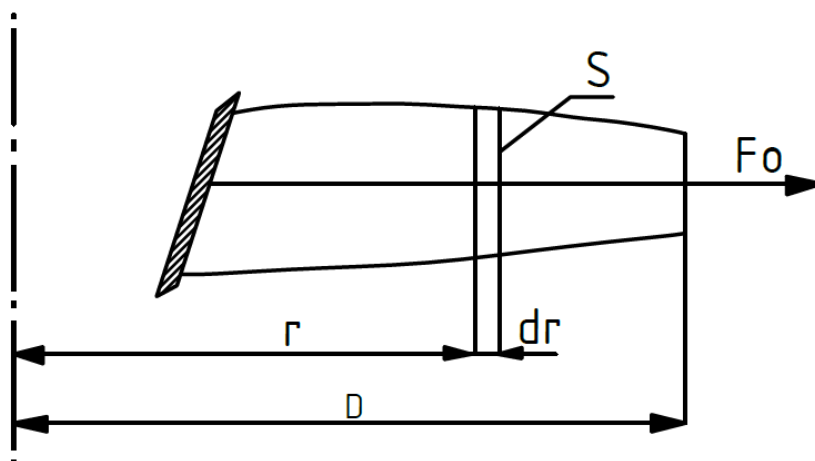
5.1.1 Materiály lopatek axiálního kompresoru

Pro výrobu axiálních lopatek kompresoru se používají zejména vysokopevnostní legované oceli, tyto oceli mají dobré tepelné vlastnosti a neztrácí tolik při vyšších teplotách. Pro vysokoteplotní použití a nadměrné namáhání je vhodné použít titanové a niklové slitiny, tyto slitiny mají stabilnější vlastnosti při vysokých teplotách než nerezové oceli. Pro experimentální a malé stupně kompresorů je možné i použití hliníkových slitin. Hliníkové slitiny jsou levné a snadné na výrobu.

Poslední dobou však převládá použití a využívání kompozitních materiálů, které ve správné kombinaci zajišťují potřebné vlastnosti a jsou pevnostně odolné. Tyto lopatky, zejména kvůli nákladům, se používají u velkých dopravních motorů s velkým obtokem [15].

5.1.2 Tahové zatížení listu lopatky od odstředivé síly

Jedná se o jednu ze základních složek působících na lopatku vlivem odstředivé síly, tato síla roste s druhou mocninou úhlové rychlosti. Podle tahové síly se obvykle kontrolují a upravují rozměry průřezů lopatky. Výpočet je založen na předpokladu, že je napětí po průřezu konstantní.



Obrázek 5.1 Schéma zatížení rotoru od odstředivé síly

Tuto sílu znázorněnou na obrázku (5.1) můžeme stanovit v libovolném řezu pomocí rovnice

$$dF = \rho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dS \cdot dr, \quad (5.1)$$

kde ρ je hustota, ω obvodová rychlost, S plocha daného řezu a r poloměr řezu.

Následně lze stanovit celkovou odstředivou sílu lopatky. Platí však pouze pro konstantní průřez plochy.

$$F_o = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot S}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2). \quad (5.2)$$

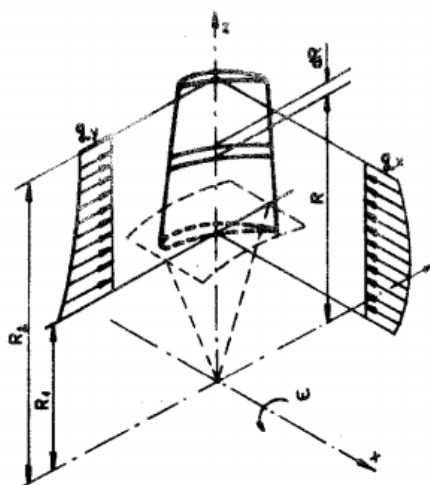
Avšak toto neplatí pro lopatkové stroje, kde geometrie se mění s poloměrem. Jedna z možností, jak tuto sílu vypočítat, je pomocí empirických vztahů pro přepočet plochy, toto je však již zastaralá metoda. Další možnost je zjistit závislost průřezu na délce lopatky a následně integrovat, ovšem určit závislost průřezu je mnohdy velice složité a nepraktické. Nejjednodušší metodou se jeví numerický výpočet. [15]

5.1.3 Ohybové zatížení listu lopatky od tlaku plynů

Za předpokladu, že částice plynů se pohybují po válcových plochách, lze napsat

$$dm = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \rho_1 \cdot v_1 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \rho_2 \cdot v_2, \quad (5.3)$$

kde v_1 a v_2 jsou axiální složky rychlostí.



Obrázek 5.2 Zatížení rotorových lopatek od tlaku plynů [15]

Z obrázku (5.2.) je patrné, že síly působící na lopatky jsou ve dvou směrech, a to ve směru x a y . Na element lopatky tedy budou působit síly

$$dT_{px} = q_x dr, \quad (5.4)$$

$$dT_{py} = q_y dr. \quad (5.5)$$

Lze tedy vypočítat v libovolném řezu velikost ohybového momentu pomocí vztahů

$$dM_{px} = \int_{r_1}^{r_2} q_y (r - r_x) dr, \quad (5.6)$$

$$dM_{py} = \int_{r_1}^{r_2} q_x (r - r_y) dr. \quad (5.7)$$

Člen q_y lze brát jako konstantní podél celé lopatky a lze ho vypočítat pomocí výkonových podkladů

$$q_y = \frac{P}{\omega \cdot N} \cdot \frac{2}{(r_2^2 - r_1^2)}, \quad (5.8)$$

kde N je počet lopatek, P je výkon stupně a ω je úhlová rychlost.

Pro výpočet q_x lze použít vztah

$$q_x = (p_1 - p_2) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{2}. \quad (5.9)$$

Následně lze stanovit ohybové momenty kolem hlavních os setrvačnosti a vypočítat následné ohybové napětí pomocí nosníkové teorie

$$M_\xi = M_{px} \cdot \cos(\alpha) + M_{py} \cdot \sin(\alpha), \quad (5.10)$$

$$M_\eta = M_{px} \cdot \sin(\alpha) + M_{py} \cdot \cos(\alpha). \quad (5.11)$$

A celkové mechanické napětí od ohybových momentů

$$\sigma = \frac{M_\xi}{W_\xi} \eta - \frac{M_\eta}{W_\eta} \xi. [15] \quad (5.12)$$

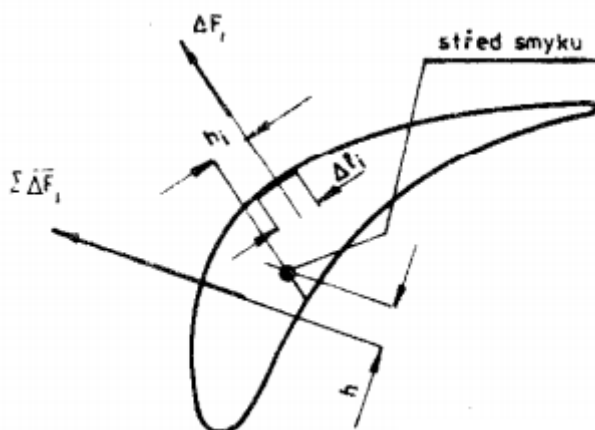
5.1.4 Ohybové zatížení listu lopatky od odstředivých sil

Působení ohybového zatížení od odstředivých sil se snaží tuto lopatku narovnat, tedy působí proti tlakovým silám, tyto síly jsou však menší než síly tlakové. Tato vlastnost se projevuje zejména u dlouhých lopatek a vrtulí. Provádí se také odlehčení lopatek touto silou, zejména u kořenových částí a snížením tím ohybových momentů.

V tomto případě lze zanedbat z důvodu rozměrů lopatek, které mají na délku 80 mm s lineárním průběhem průřezu se středem v těžišti lopatky, a tedy žádné velké ohybové zatížení od odstředivých sil nelze očekávat [15].

5.1.5 Deformace lopatky krutem od tlakových sil

Lopatka je také deformována krutem od tlakových sil. Kroutící moment od tlaků plynů má za důsledek, že výslednice dynamických sil nepůsobí ve středu smyku.



Obrázek 5.3 Stanovení kroutícího momentu od tlaku plynů [15]

Pro výpočet síly působící na element lze napsat rovnici ve tvaru

$$\Delta F_i = p_i \cdot \Delta l_i \cdot \Delta r, \quad (5.13)$$

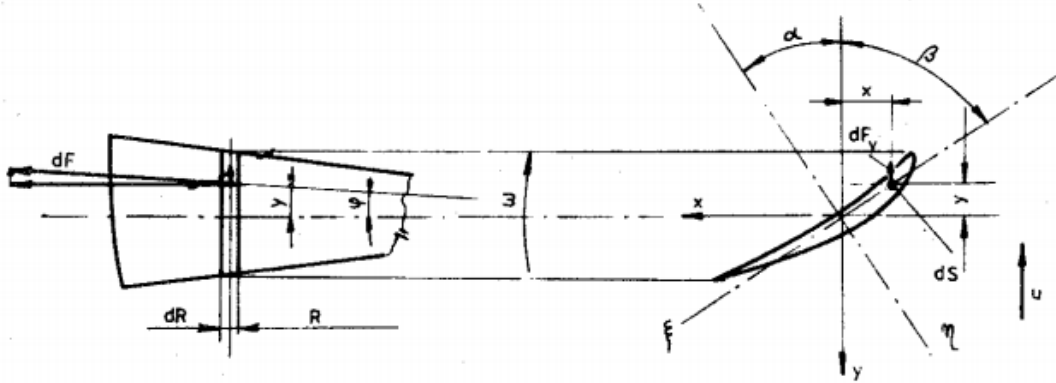
kde p_i je tlak na plošnou plochu povrchu.

V rozsahu délky lopatky nastává tedy přírůstek kroutícího momentu

$$\Delta M_{kp} = \Delta r \sum_i p_i \Delta f_i h_i. [15] \quad (5.14)$$

5.1.6 Deformace lopatky krutem od odstředivých sil

Kroutící moment od odstředivé síly je také nedílnou součástí výpočtu zatížení. Na obrázku (5.4) je znázorněno působíště kroutícího momentu.



Obrázek 5.4 Kroutící moment od odstředivých sil [15]

Odstředivá síla popsaná rovnicí (5.1) a její složka ve směru y dává vzhledem k ose z přírůstek kroutícího momentu. Tento moment lze popsat rovnicí

$$dM_{KM} = dF_M \cdot \sin\varphi \cdot x. \quad (5.15)$$

Tuto rovnici lze rozepsat do tvaru

$$dM_{KR} = \rho \cdot \omega^2 \cdot y_M \cdot x_M \cdot dS \cdot dr, \quad (5.16)$$

a následně lze stanovit výsledný kroutící moment v řezu na poloměru r

$$M_{KR} = \rho \cdot \omega^2 \int_r^{r^2} \int_S xy \cdot dS \cdot dr. [15] \quad (5.17)$$

5.1.7 Vliv zkroucení lopatky

Rotorové i statorové lopatky bývají zpravidla zkroucené, rotorové lopatky dosahují zkroucení v rozmezí $(45 \div 70)^\circ$, ve výjimečných případech i více. Toto zkroucení vyvolává změnu tuhosti v tahu, ohybu i v kroucení a ovlivňuje torzní deformace. V lopatce jsou tedy tahová napětí od odstředivé síly rozložena nerovnoměrně a u tenkých a dlouhých lopatek hrozí nestabilita.

Tyto jevy mají hlavně za následek rozkrucování lopatek od odstředivé síly. Následkem toho je, že ovlivňuje úhel nastavení listu, a tím i optimální úhel nastavení v jednotlivých řezech.

Pro výpočet natočení lopatky v koncovém řezu lze použít vztah

$$\theta_r = \int_{r_1}^{r_2} \left[a_{\theta\varepsilon} \int_r r \cdot S \cdot dr + a_{\theta} \int_r^{r_1} I_{\eta} \frac{\sin 2\alpha_0}{2} dr \right] dr, \quad (5.18)$$

kde α_0 je úhel počátečního zkroucení, $a_{\theta\varepsilon}$ a a_{θ} jsou součinitelé poddajnosti definované pomocí rovnic

$$a_{\theta} = \left[GI_k' - \varepsilon \left(\frac{d\alpha_0}{dr} \right)^2 \cdot \left(\frac{I_p^2}{S} + \frac{I_p \xi}{I_{\xi}} \right) \right]^{-1}, \quad (5.19)$$

$$a_{\theta\varepsilon} = - \frac{d\alpha_0}{dr} \cdot \frac{I_p}{S}. \quad (5.20)$$

Pro stanovení jednotlivých průřezových momentů lze použít výpočet pomocí následujících vztahů

$$I_p = I_{\eta} \cdot \int_S \xi^2 ds, \quad (5.21)$$

$$I_p \xi = I_{\eta} \cdot \int_S \eta \cdot \xi^2 ds, \quad (5.22)$$

$$I_k' = I_k + \frac{E}{G} \left(\frac{d\alpha_0}{dr} \right)^2 \cdot \int_S \xi^4 ds. \quad (5.23)$$

Vlivem rozkrucování dochází také k prodloužení lopatek, toto prodloužení lze vypočítat pomocí vztahu

$$\Delta l = \rho \cdot \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} \left[a_{\varepsilon} \int_r r \cdot S \cdot dr + a_{\varepsilon\theta} \int_r^{r_1} I_{\eta} \frac{\sin 2\alpha_0}{2} dr \right] dr, \quad (5.24)$$

kde a_{ε} a $a_{\varepsilon\theta}$ jsou součinitelé tuhosti a lze je vypočítat pomocí vztahu

$$a_{\varepsilon} = \frac{1}{E \cdot S} \left[1 + a_{\theta} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{d\alpha_0}{dr} \right)^2 \cdot \frac{I_p}{S} \right], \quad (5.24)$$

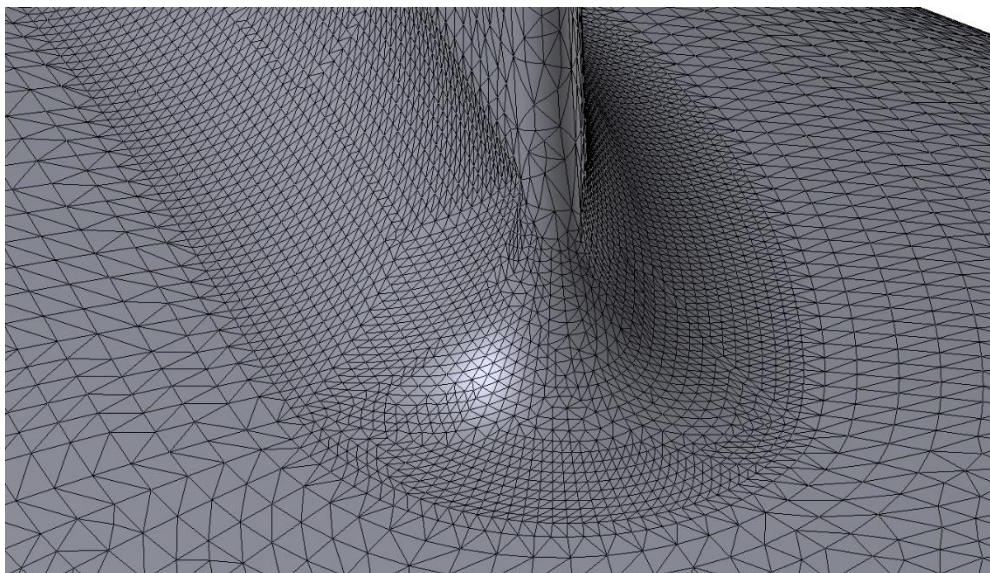
kde a_{ε} je roven součiniteli poddajnosti a_{θ} [15].

5.2 Analýza pomocí metody konečných prvků

Pevnostní analýza rotoru a statoru byla provedena pomocí softwaru Autodesk Inventor Stress Simulation. V prvním kroku bylo potřeba vymodelovat výslednou lopatku rotoru a statoru na daném průměru. Následně v Stress Simulation byly vloženy vazby a vytvořena síť. Síť byla vytvořena pomocí jehlanů (tetrahedrons). Lopatka rotoru je vyrobena ze slitiny hliníku 7175. Youngův modul pružnosti je roven $71,3 \text{ GPa}$, mez kluzu má hodnotu 447 MPa a pevnost v tahu 524 MPa .

Pro optimální přenesení napětí mezi lopatkou a diskem byl vložen mezi ně rádius. V tomto rádiusu lze očekávat maximální mechanické napětí a popřípadě poruchu. Tento rádius zhorší aerodynamické vlastnosti u paty lopatky, ale pro lepší přenesení napětí je to žádoucí. Byla zvolena jedna pevná vazba v patním poloměru.

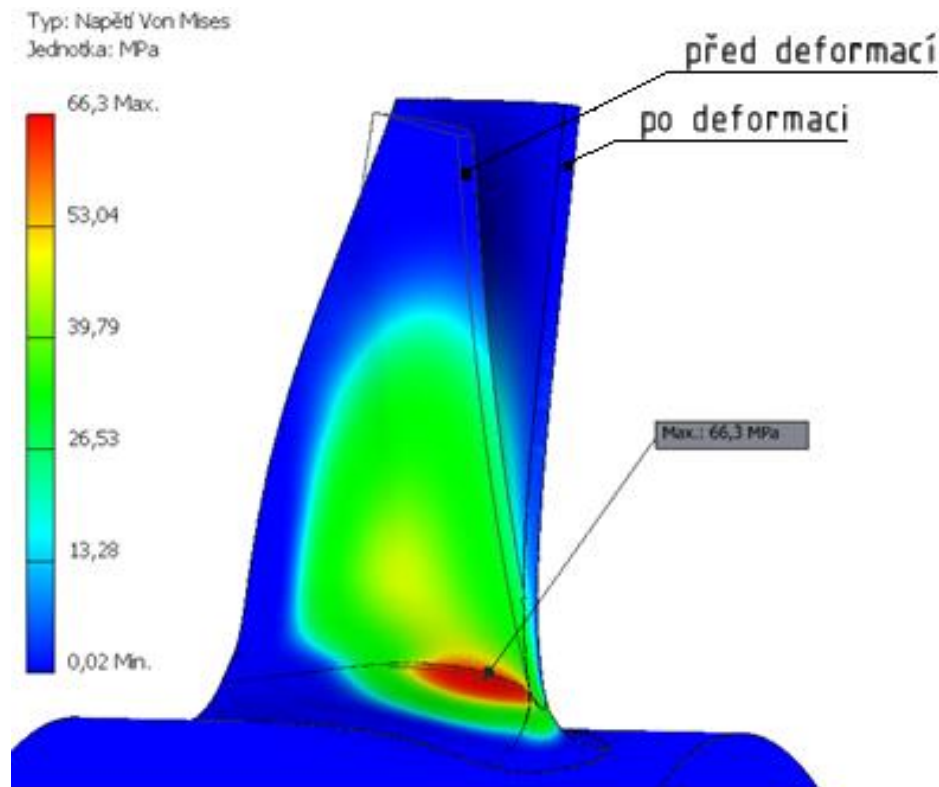
Průměrná velikost prvku byla zvolena jako 0,01 zlomku délky ohraňujícího tvaru, minimální velikost prvku byla stanovena jako 0,05 zlomku průměrné velikosti. Maximální úhel pootočení prvku je 60° . V místě rádiusu byla však síť zjemněna na maximální velikost elementu 0,25 mm z důvodu přesnější analýzy a místa maximálního napětí. Zjemněná síť je patrná na obrázku (5.5). Celkový počet prvků byl přibližně 600 000 s 850 000 uzly.



Obrázek 5.5 Výsledná síť prvků v patě lopatky

Zatěžující síla pro rotor je odstředivá síla, která vznikala od rotačního pohybu stroje. Tato síla vzniká od maximálních povolených otáček motoru, aerodynamický návrh lopatkování byl proveden pro $20\,000 \text{ min}^{-1}$, tedy maximální povolené otáčky byly

stanoveny na 1,4násobek návrhových otáček. Maximální povolené otáčky motoru jsou rovny $28\ 000\ \text{min}^{-1}$. Působí také tlaková síla na plochu lopatky.

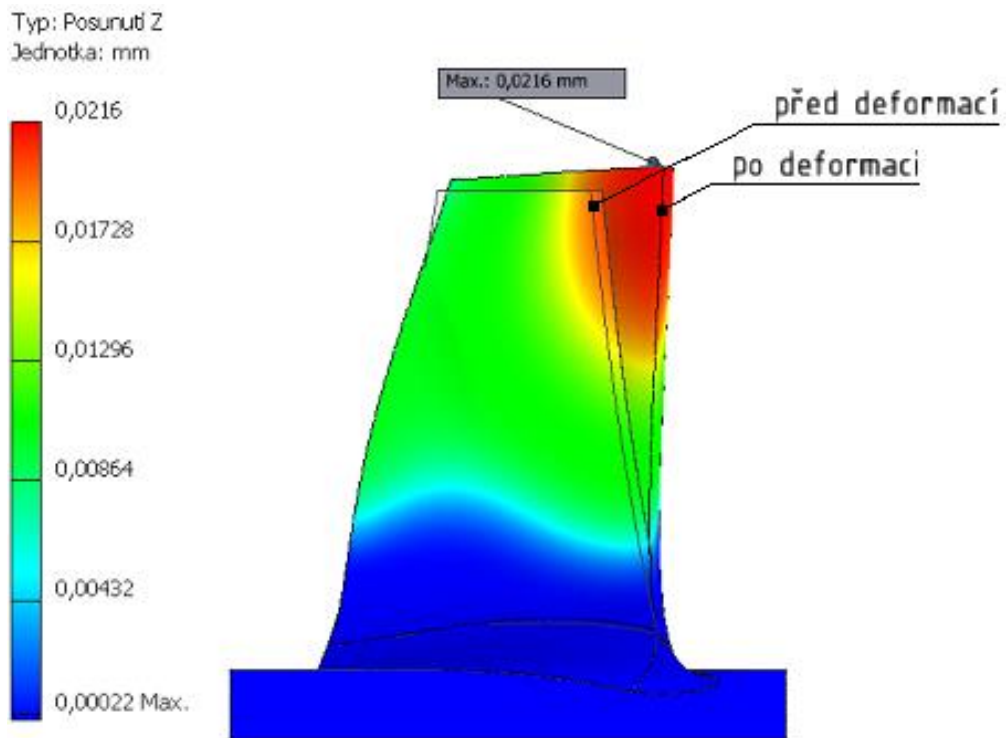


Obrázek 5.6 Průběh napětí rotoru při $28\ 000\ \text{min}^{-1}$

Z obrázku (5.6) je patrné, že nejvyšší mechanické napětí bude v místě paty lopatky, blízko náběžné hrany a v přechodu spojení lopatky s diskem pomocí rádiusu. Maximální napětí je rovno $66,3\ \text{MPa}$. Toto napětí neohrozí bezpečnost ani funkčnost stroje. Minimální součinitel bezpečnosti vychází v tomto místě a je roven $4,23$. Lopatka by byla schopna z hlediska pevnosti i vyšší otáčky, avšak aerodynamický návrh toto nedovoluje.

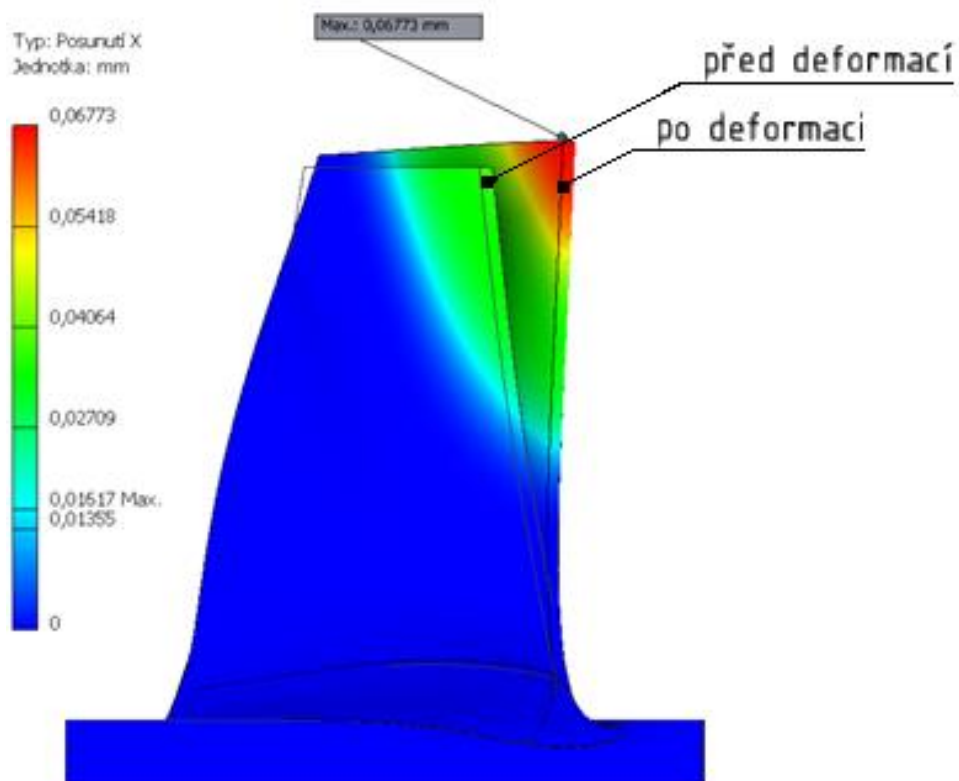
Samotný ohyb je disproporčně naznačen na obrázku (5.7), kde obrysová lopatka rotoru je původní stav před zatížením a barevně vyznačená je část po deformaci. Lopatka má vlivem odstředivé síly tendenci rozkručovát se, tedy hlavní posunutí vzniká ve směru tangenciálním a axiálním. Tlaková síla naopak působí naproti síle odstředivé.

Vlivem odstředivé síly také dojde k prodloužení lopatek, s tímto prodloužením je potřeba počítat kvůli radiální vůli, která je žádoucí mezi rotorovou lopatkou a krytem kompresoru, aby nedošlo k vzájemnému dotyku, který by mohl mít za následek destrukci kompresoru. Maximální prodloužení lopatky je rovno $0,0216\ \text{mm}$ a nachází se na špičce lopatky v místě náběžné hrany.



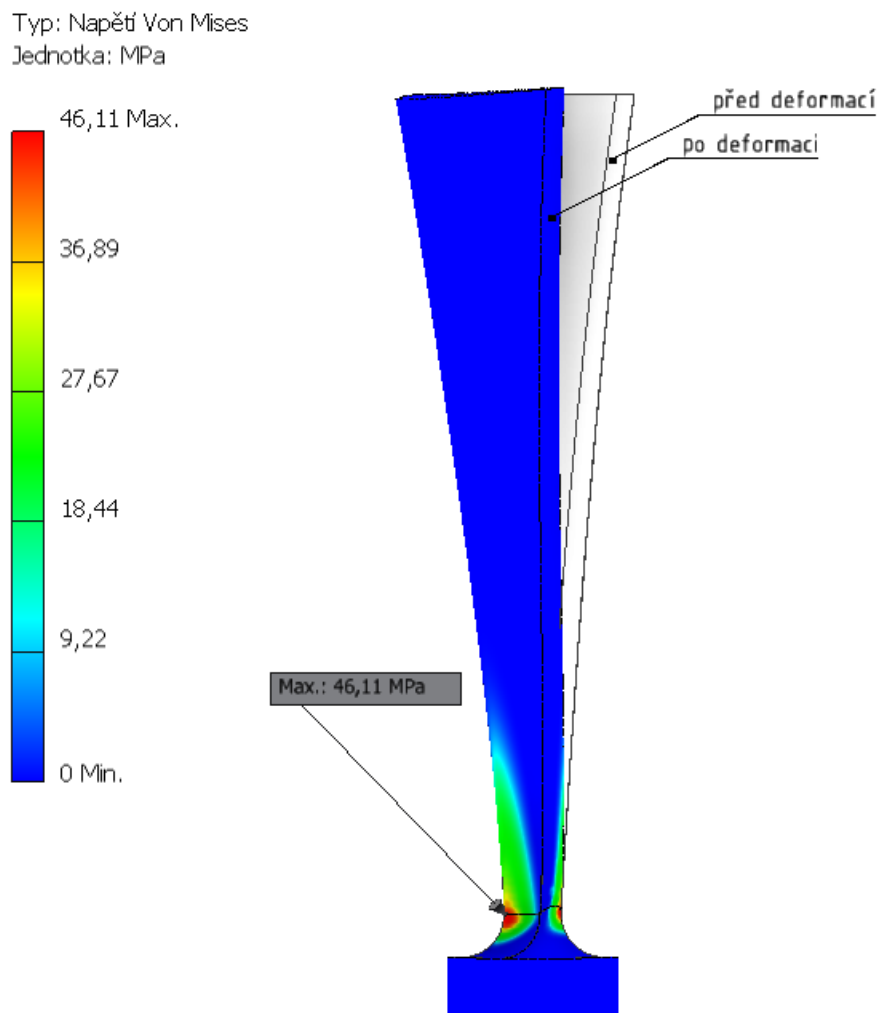
Obrázek 5.7 Průběh prodloužení rotoru v radiálním směru při $28\ 000\ \text{min}^{-1}$

Na obrázku (5.8) je disproporčně znázorněn ohyb v axiálním směru, tento ohyb není však nijak zásadní a neohroží funkci kompresoru.



Obrázek 5.8 Průběh ohybu v axiálním směru při $28\ 000\ \text{min}^{-1}$

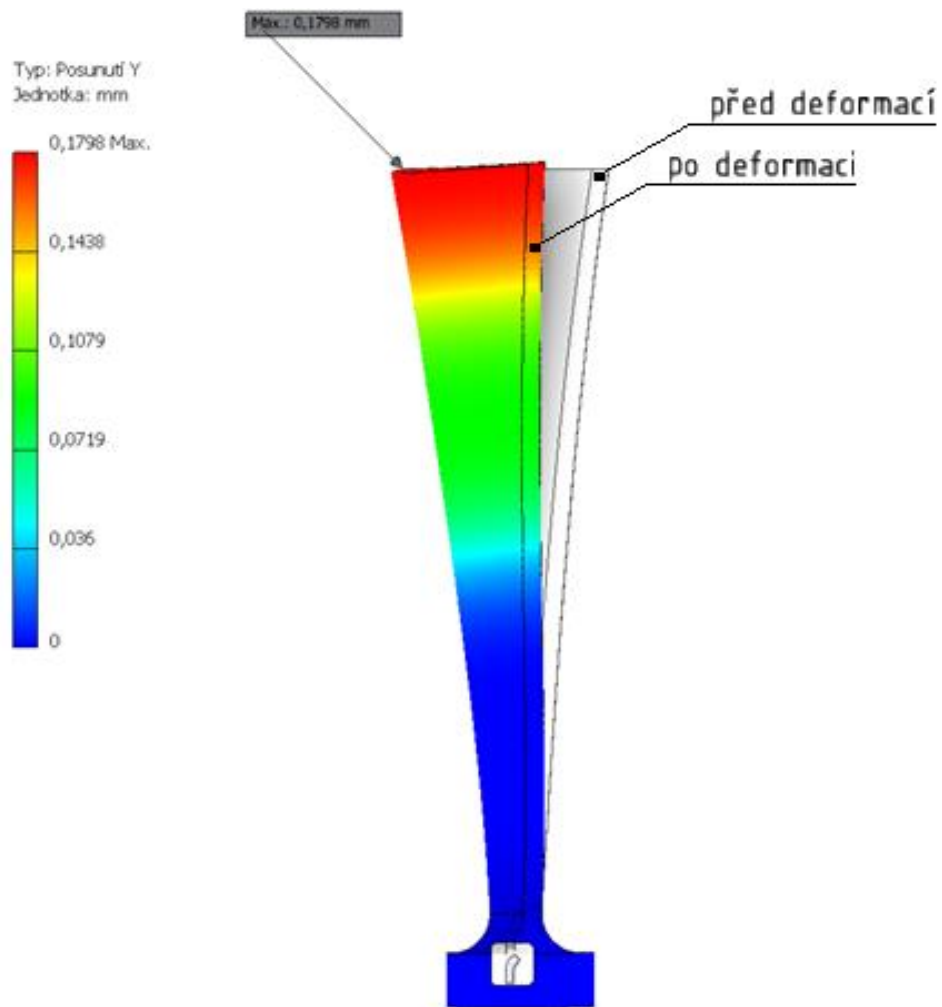
Obdobným způsobem lze vyšetřit stator, ten však nebude již zatížen odstředivou silou, pouze však silou tlakovou z proudícího vzduchu. Oproti odstředivé síle je tato síla řádově menší a vznikají i zde menší napětí. Statorová lopatka je uchycena ve špičce lopatky z důvodu jednodušší konstrukce a montáže. V rádiusu uchycení byla síť zjemněna na maximální velikost 0,25 mm.



Obrázek 5.9 Průběh napětí statoru při 28 000 min⁻¹

Na obrázku (5.9) je znázorněn průběh mechanického napětí po statorové lopatce, nejvyšší zatížení působí v místě uchycení lopatky na přelomu s rádiusem ohybu. V nejnamáhavějším místě působí mechanické napětí o velikosti 46,11 MPa. Toto napětí neohroží funkčnost ani bezpečnost statorového stupně.

Ohyby znázorněné na obrázcích (5.9) a (5.10) jsou disproportionální a pouze znázorňují směr ohybu. Maximální ohyb znázorněný na obrázku (5.10) vzniká ve směru tangenciálním, a to v místě nejmenšího průměru a na odtokové hraně. Lopatka bude vychýlena o 0,1798 mm.



Obrázek 5.10 Průběh ohybu statoru v tangenciálním směru při $28\,000\text{ min}^{-1}$

6 CFD analýza kompresoru

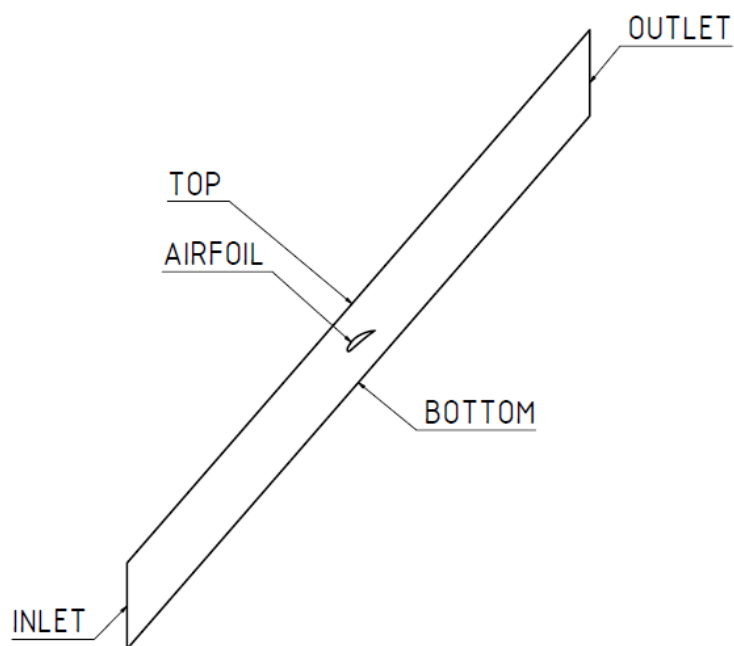
Pro základní ověření proudění v kompresorovém stupni byla potřeba provést numerická analýza. Pro samotnou analýzu byl použit program Ansys Fluent, jedná se o software sloužící k simulování komplexního proudění. Celý proces analýzy se skládá z několika kroků, první z nich je nakreslení potřebné geometrie, která slouží pro vymodelování proudu vzduchu kolem profilu lopatky. V dalším kroku je potřeba danou geometrii zasít'ovat, tak aby nevznikaly nežádoucí výpočty nebo jiné chyby. Následně lze nastavit samotnou simulaci, ve které se určují modely výpočtu, okrajové podmínky, vlastnosti prostředí a samotný průběh výpočtu.

Samotný výpočet rotoru se provádí pro 3 řezy, tedy střední, patní a špičkový. Následně bude proveden také pro stator. Také se bude dělat analýza tlakových a rychlostních polí a profilových ztrát rotoru a statoru.

6.1 Geometrie

Geometrie byla zvolena podle obrázku (6.1), tato geometrie se skládá ze vstupní části, která je pod příslušným úhlem ohybu proudu lopatky a přibližně patnáctkrát delší než tětíva lopatky. Následuje profil lopatky a kanál proudění o šířce rozteče rotoru nebo statoru. Jako poslední je výstupní část, která je opět patnáctkrát delší než délka tětivy lopatky. Vstupní a výstupní kanály byly zvoleny takto dlouhé, aby docházelo ke stabilizaci vstupní a výstupní okrajové podmínky při samotné simulaci.

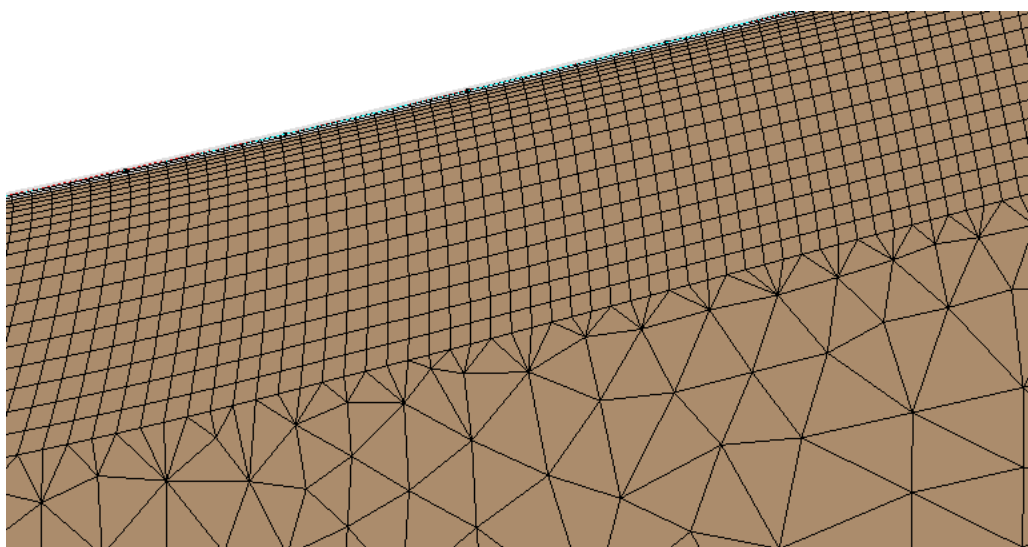
Horní a spodní okraj pojmenované bottom a top na obrázku (6.1), jsou periodické okrajové podmínky, jedná se tedy o periodicky opakující se děj. Výsledná geometrie byla nakreslena pomocí programu DesignModeler.



Obrázek 6.1 Schéma geometrie výpočtu

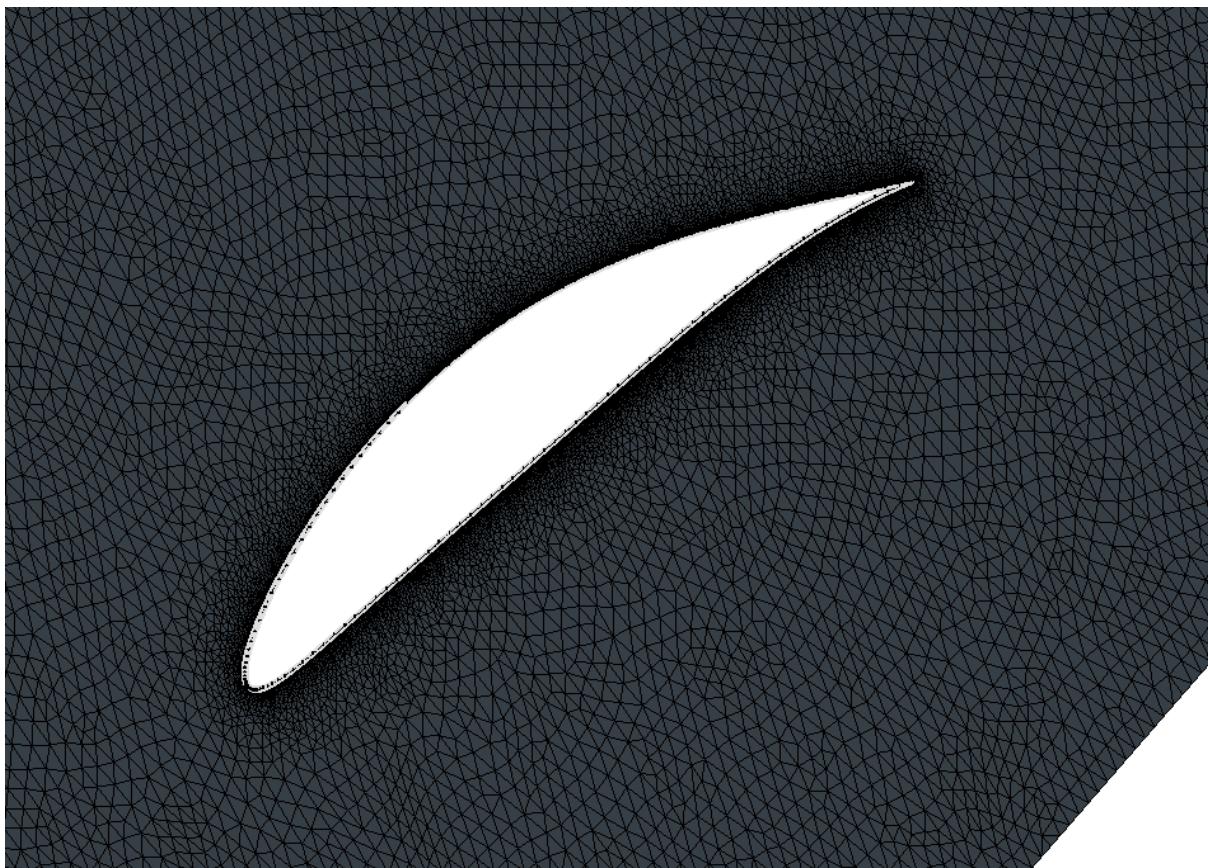
6.2 Síťování

Pro síťování byly použity dva typy tvarů, první Structured Mesh. Jedná se o čtvercový typ sítě, který přináší přesnější výsledky a přesnost oproti Unstructured Mesh, které jsou trojúhelníkového typu. Čtvercový typ sítě byl tedy použit kolem důležitých křivek, tedy samotného profilu lopatky. Zbylé části byly vytvořeny z prvků trojúhelníkového typu, viditelné na obrázku (6.3), z důvodu snesitelného času výpočtu. Maximální velikost prvků celé sítě pak byla následně omezena na 0,5mm. Samotná síť byla vytvořena v softwaru Meshing [16].



Obrázek 6.2 Mezní vrstva u profilu

V okolí profilů byla použita funkce Edge sizing pro zjemnění síťování, znázorněná na obrázku (6,2). Následně byla použita funkce Inflation, která se skládá z 20 vrstev čtvercového typu. Tyto elementy byly nejmenší v okraji s profilem a postupně se zvětšovaly s koeficientem 1,2.



Obrázek 6.3 Síťování geometrie

6.3 Nastavení simulace

Za prvé je potřeba zvolit, jaký typ výpočtu to je, v tomto případě se jedná o Pressure-based výpočet, kvůli očekávané turbulenci při průchodu vzduchu profilem. Následně je potřeba určit výpočetní model, podle kterého bude výpočet probíhat. Ideální volbou pro letecké profily v turbulentním prostředí je použití $k-\omega$ SST (Sheer Stress Transport). Tento model nejlépe zaznamenává proudění v blízkosti profilu a mezní vrstvy. Materiál média byl zvolen ideální plyn.

6.3.1 Okrajové podmínky

Pro samotný výpočet je potřeba zadat okrajové podmínky výpočtu, jako nejjednodušší řešení se jeví vstupní okrajová podmínka rychlost proudícího vzduchu, ale při tomto nastavení dochází k nesplnění podmínek konvergence. Výpočet je zastaven, musela tedy být zvolena jiná okrajová podmínka, a to podmínka vstupního tlaku. Tlak na vstupu se skládá ze statického a dynamického tlaku

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2. \quad (6.1)$$

Po sečtení těchto složek, dostáváme celkový tlak na vstupu

$$p_c = p_d + p_0, \quad (6.2)$$

který byl zadán jako vstupní okrajová podmínka.

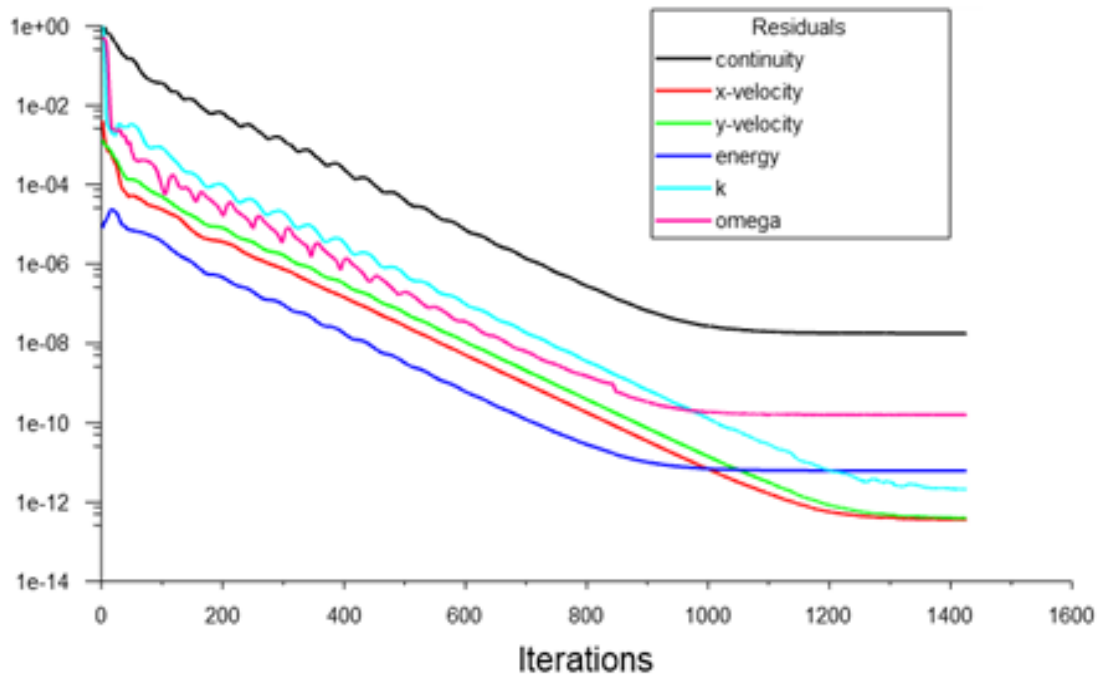
Tento tlak při vstupu je potřeba zadat jako goniometrickou funkci do jednotlivých souřadnic, tedy rozdělit do svislé a vodorovné osy. Okrajová podmínka výstupu byla stanovena jako statický tlak stanovený Mezinárodní standardní atmosférou při 0 m, tedy 101 325 pa.

Hrany top a bottom byly následně zvoleny jako interface okrajové podmínky, které se sloučí do společné periodické okrajové podmínky. Tyto kraje následně mezi sebou mohou interagovat. Samotný profil je jako wall, tedy pevná část.

Také byl nastaven operační tlak na 0 pa, aby nedocházelo ke špatnému výpočtu, pokud jsou tlaky zadané na vstupu a výstupu.

6.3.2 Konvergence

Po samotném spuštění simulace byla kontrolována konvergence jednotlivých složek. Iterace složek byla spuštěna, dokud se jejich hodnoty neustálily na nízkých řádech složek. V tomto případě lze říct, že samotná simulace splnila podmínky konvergence. Všechny tyto hodnoty pro rotor ve středním řezu se ustálily zhruba po 1200 iteracích a následně došlo ke stabilizaci veličin.



Obrázek 6.4 Průběh veličin rotoru ve středním řezu

Stejným způsobem byly vypočítány ostatní řezy a lopatky, tedy simulace byla zastavena, jakmile došlo k ustálení residuí.

6.4 Profilové ztráty pomocí CFD

Pro stanovení profilových ztrát je metoda měření celkového tlaku před profilem a za profilem. Tímto způsobem lze vypočítat profilové ztráty jako rozdíl celkových tlaků dělený dynamickým tlakem

$$\xi_s = \frac{p_{1c} - p_{2c}}{p_d} \quad (6.3)$$

Samotný výpočet celkových tlaků byl proveden pomocí programu Ansys Fluent, kde byly vloženy svislé linky před a za profil. Poté musel být proveden výpočet plošného integrálu po dané lince. Samotný výpočet tlaku byl následně vypočítán pomocí funkce Mass Weighted average a byl nastaven pro celkový tlak. Dynamický tlak byl vypočítán pomocí rovnice (6.1).

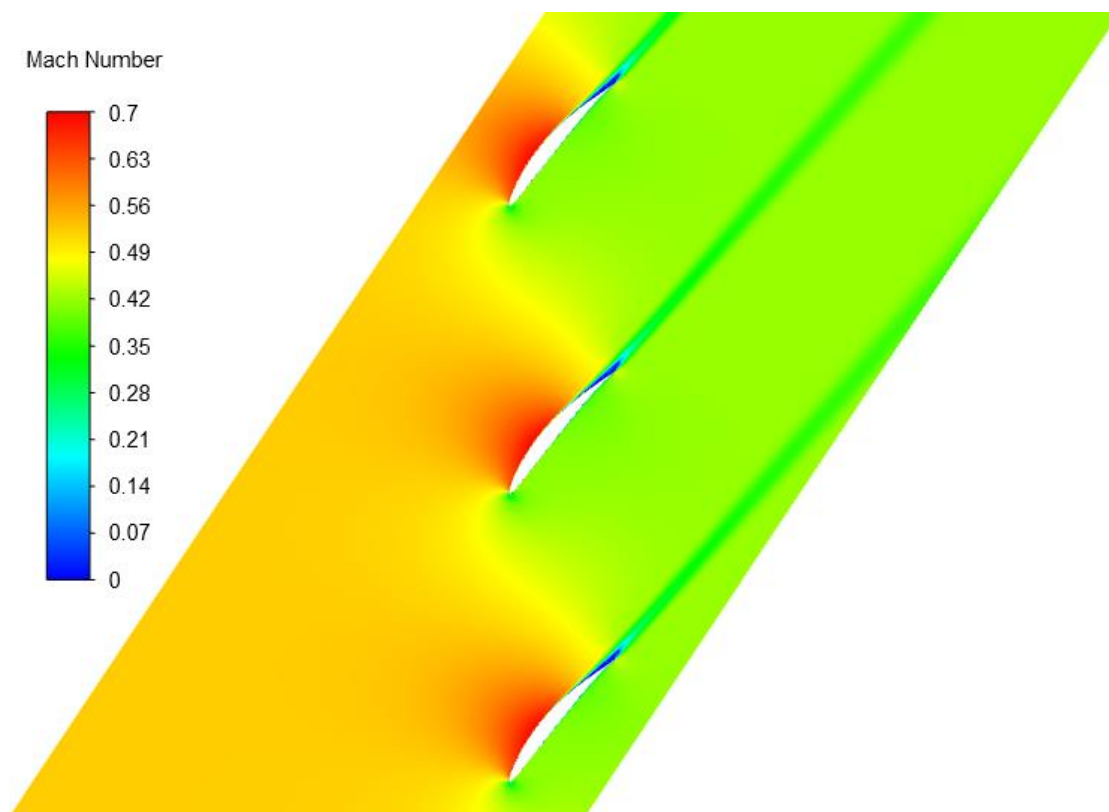
řez [mm]	40	60	80
ξ_a	0,01337	0,00871	0,00652
ξ_s	0,02586	0,00995	0,01007

Tabulka 6.1 Profilové ztráty rotoru

Z tabulky (6.1) je patrné, že byly zaznamenány větší ztráty při simulaci proudění. Tyto ztráty jsou zejména vyšší na patě a špičce rotoru. Hlavní důvod vyšších ztrát bude způsoben linearizací délky tětiny lopatky, tím se rozteč patního a špičkového poloměru změnila a nebylo možné zachovat optimální hodnotu. Při návrhu samotných roztečí v jednotlivých řezech byly zejména brány v zřetel středové řezy, které mají nejvyšší účinnost. V tomto místě se profilové ztráty tolik neliší od analytického výpočtu.

Další profilové ztráty mohly vzniknout při aproximaci rovnic popisujících úhly náběhu a odtoku lopatky.

Významnou roli ovšem hraje rychlost Machova čísla, která vzniká v oblasti profilu. S rostoucí rychlostí se zvyšují ztráty a vyplývá to i z přílohy (C.1). Tato příloha popisuje závislost poměru celkového tlaku před a za profilem na Machově čísle.



Obrázek 6.5 Průběh Machových čísel ve středním řezu rotoru

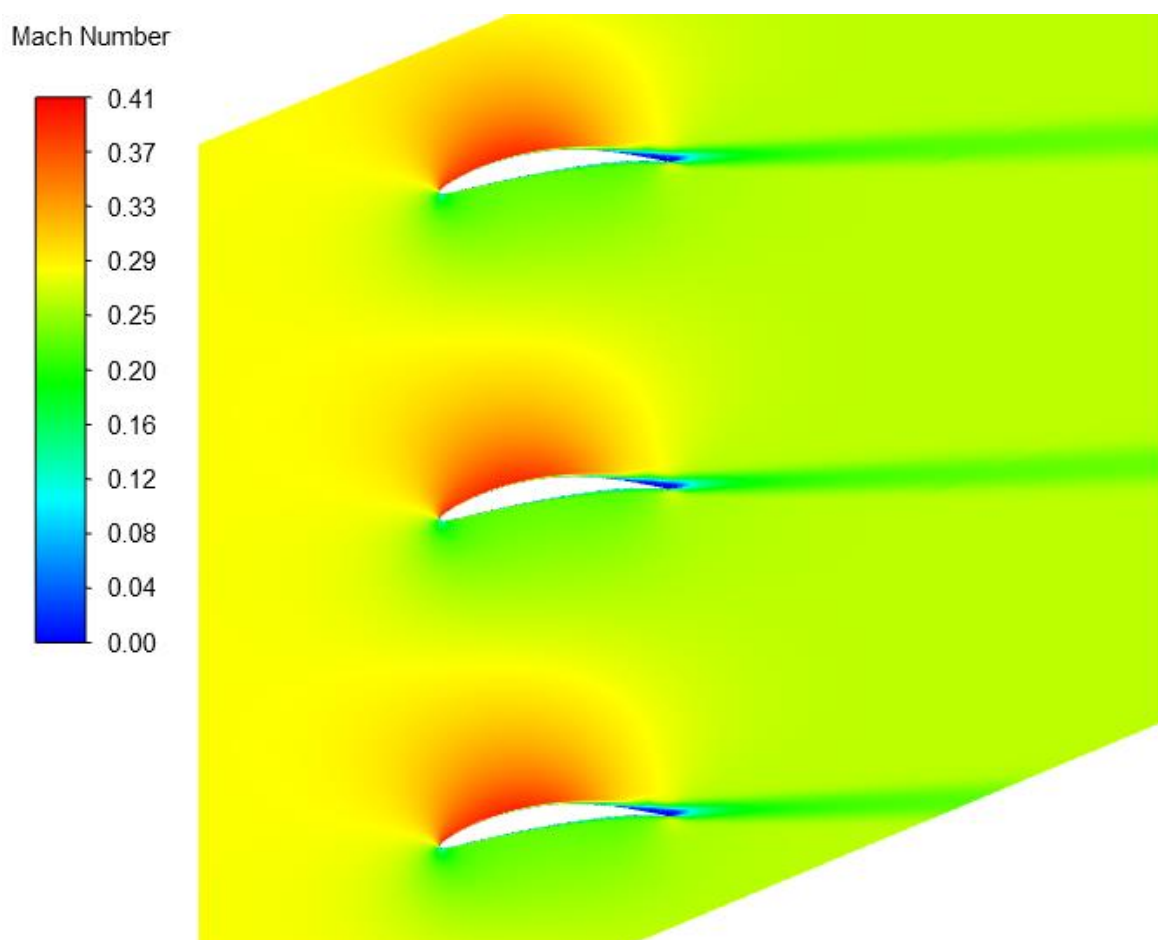
Z obrázku (6.5) lze vyčíst, že maximální Machovo číslo vzniká v oblasti nad lopatkou rotoru. Rychlost Machova čísla v tomto místě dosahuje až $0,7 M$. Tyto hodnoty jsou vyšší u špičkových průměrů, kde také dochází k vyšším ztrátám.

řez [mm]	40	60	80
ξ_a	0,01396	0,00890	0,00660
ξ_s	0,01738	0,00940	0,00824

Tabulka 6.2 Profilové ztráty statoru

Z tabulky (6.2) vyplývá, že ztráty vypočítané a ztráty ze simulace statoru jsou téměř stejné ve středním řezu statoru. Opět je to způsobené tím, že návrh byl prováděn primárně kolem středního řezu kvůli maximální účinnosti.

Naopak v patním řezu dochází k nárůstu ztrát, opět vlivem linearizace délky tětiny, aproximace rovnice popisující rovnici náběhu a také od rychlosti Machových čísel.



Obrázek 6.6 Průběh Machových čísel ve středním řezu statoru

Avšak z obrázku (6.6) vyplývá, že rychlosti Machových čísel nejsou tak vysoké jako u rotoru, a tudíž i výsledné ztráty jsou menší. Výsledná pole statického tlaku a rychlostní pole rotoru a statoru jsou uvedena v přílohách (A) a (B).

Z příloh (A.1) a (B.1) je patrné větší odtrhnutí proudu, a tím pádem jsou i výsledné ztráty ze simulací jsou větší.

Na základě těchto poznatků lze provést optimalizaci geometrie lopatek, která bude založená na CFD simulaci úhlu náběhu. Při změně úhlu náběhu dochází ke změně výsledných profilových ztrát. Pokud je úhel náběhu moc malý, dochází k nesprávnému proudění přes profil lopatky. Pokud naopak moc velký, dochází k odtržení proudu na horní hraně lopatky, a tím k velkým ztrátám.

7 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout zkušební axiální kompresor pro elektromotor LMT 3060. V první části byla popsána základní funkce kompresoru. Následovala stručná historie kompresorů, zejména v proudových motorech, a jejich uspořádání. Poté byly popsány podobné motory a kompresory malých rozměrů, kterými se tato práce primárně zabývala. Byla popsána teorie lopatkových mříží, a zejména axiálního kompresoru. Následovala teorie účinnosti kompresoru, kterou lze vypočítat na základě celkových tlaků vstupujících do kompresoru.

Ve druhé části došlo ke schematickému návrhu rozpoložení jednotlivých částí, byla zvolena standardní konstrukce rotor-stator. Motor má přibližně 90% účinnost, tedy zbytek práce je odpadní teplo, které je potřeba uchládit. Bylo zvoleno prstencové vodní chlazení přímo od stejného výrobce.

Následně byl proveden aerodynamický návrh lopatkové mříže kompresoru. Návrh byl proveden na základě zprávy NASA SP-36. Nejprve musely být vypočítány rychlostní trojúhelníky, které popisují relativní a absolutní rychlosti v lopatkových mřížích. Na základě těchto rychlostí bylo možné stanovit bezrozměrné součinitele. Tyto součinitele musí splňovat určitá kritéria pro optimální chod a minimální ztráty. Na základě těchto poznatků byly vypočítány profilové ztráty a optimální hustota mříže, která je funkcí právě profilových ztrát.

Kontrolní pevnost byla provedena pomocí metody konečných prvků, zejména kvůli složitosti analytického výpočtu. Na výpočet byl použit program Inventor Stress analysis, ve kterém byly nasimulovány jednotlivé síly působící na rotor a stator. Na základě zadaného zatížení byl proveden výpočet, který stanovil součinitel bezpečnosti rotoru rovný 4,23. Rotor je dominantně zatěžován odstředivou silou, která má hlavní vliv na celkovou pevnost a jeho pevnostní návrh.

V poslední části došlo ke kontrolním CFD simulacím pomocí programu Ansys Fluent, ve kterém byl připraven výpočet řezů lopatky rotoru a statoru. Na základě těchto simulací byly stanoveny profilové ztráty a byly porovnány s analytickým výpočtem. Hodnoty profilových ztrát byly vyšší v simulacích vlivem aproximace úhlu náběhu, a zejména Machových čísel, která zejména v rotoru dosahují vysokých hodnot.

I přes pokrok simulačních programů a zvyšování výkonu výpočetní techniky, samotný kompresor nelze na základě nich postavit. Pro přesné pochopení proudění v navrženém kompresu je téměř nutný test v aerodynamických tunelech.

V poslední řadě je nutné konstatovat, že návrh axiálních kompresorů je velice komplexní obor, který vyžaduje velice odborné znalosti, zejména z praxe. Navržený kompresor, než by se dostal do provozu, by musel být vystaven několika rokům testování a musela by být ověřena platnost předpokladů použitých při návrhu.

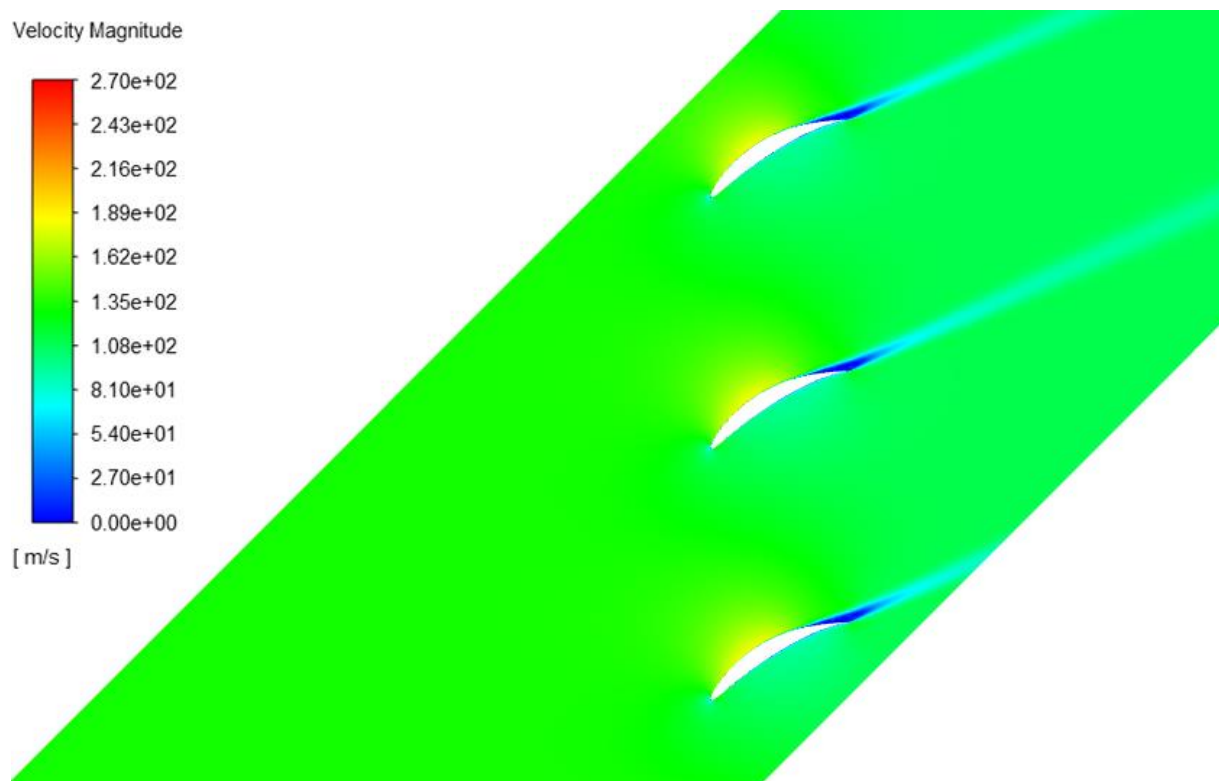
8 Odborná literatura

- [1] Junkers Jumo 004. In: Leteckemotory [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: http://www.leteckemotory.cz/motory/jumo004/Jumo004_1.jpg
- [2] Louis MILLER, Automatic Escape Systems of Current USAF Fighter Aircraft. School of Aerospace Medicine, 1961.
- [3] Saeed FAROKHI, Aircraft Propulsion. Aerospace Engineering Department, University of Kansas, USA, 2014.
- [4] BMW 8025. In: Minijets [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://minijets.org/en/0-100/bmw8025>
- [5] EDF Ducted Fan JP Hobby. In: JPHobby [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://www.jphobby.eu/en/edf/1025-edf-ducted-fan-jp-hobby-70mm-4-6s-2250kv-motor-ccw.html>
- [6] DS-86-AXI HDS®. In: Schubeler-jets [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://www.schubeler-jets.de/en/products/hds-en>
- [7] Petr KMOCH, Petr. Teorie leteckých motorů část 1 (Základní rovnice, kompresory). Vojenská akademie v Brně, 2002.
- [8] LMT 3060. In: Mgm-controllers [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <https://www.mgm-controllers.cz/race-boats/lmt-lehner-motory-1/lmt-3060-pro-race-boat.html>
- [9] Vodní chlazení. In: Lehner-shop [online]. 2020 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <http://www.lehner-shop.com/en/accessories/water-cooling-shell.html>
- [10] Operating instructions and specifications 30xx. [online]. 2013 [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: http://www.lehner-motoren.com/doc/man_30_series_en_11_2013.pdf
- [11] I. A. JOHNSEN a R.O. BULLOCK, Aerodynamic design of axial-flow compressors. NASA, Washington, DC, 1965.
- [12] P. deHaller, Das Verhalten von Tragflügelgittern in axialverdichtern und im Windkanal. Brennstoffwärme-kraft, 1953
- [13] J. M., TYLER a T. G. SOFRIN, Axial Flow Compressor Noise Studies. Society of Automotive engineers, 1962.

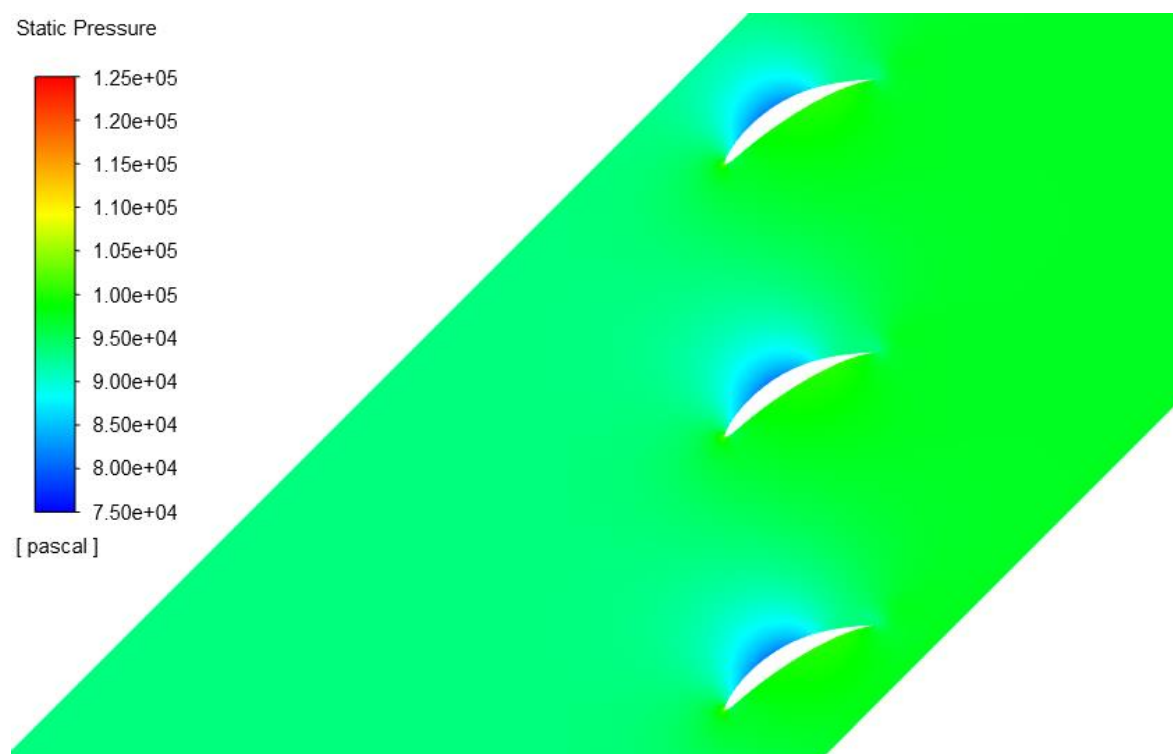
- [14] Max Joseph MILLER, Some aspects of deviation angle estimation for axial-flow compressors. Iowa state university, 1973.
- [15] Jiří STATEČNÝ, František SEDLÁŘ a Zdeněk DOLEŽAL, Pevnost a životnost leteckých turbínových motorů: část 1. České vysoké učení technické v Praze, 1990.
- [16] O. ZIKANOV, Essential computational fluid dynamics, Hoboken, NJ: Wiley, 2010.

9 Přílohy

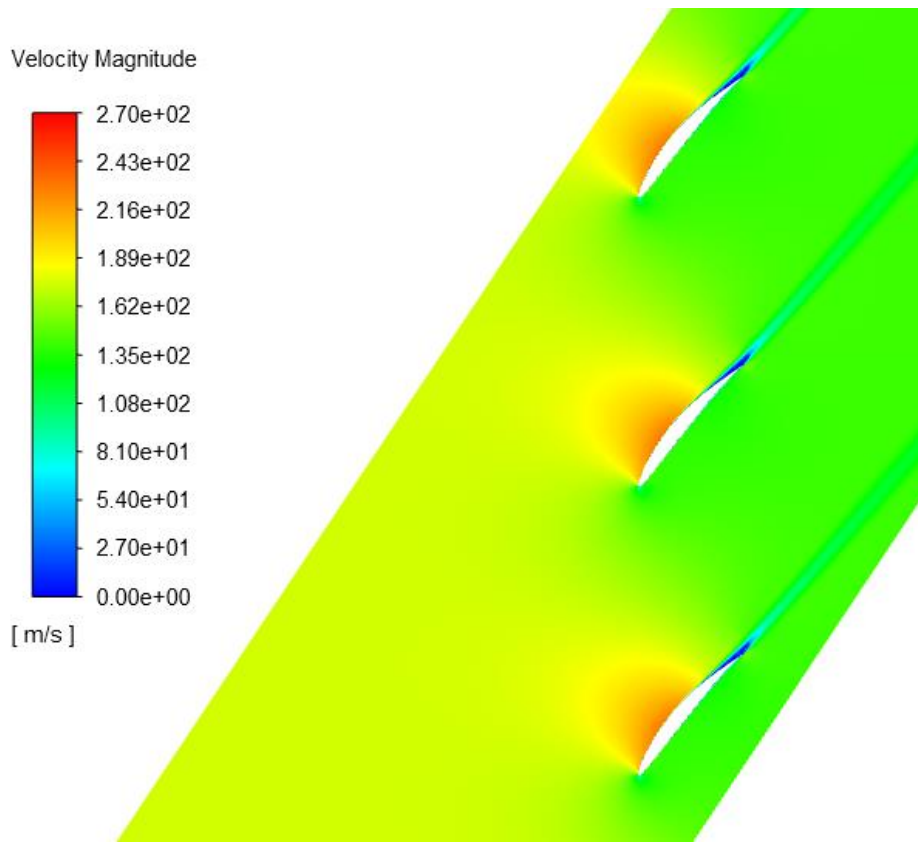
Příloha A – Proudová pole rotoru



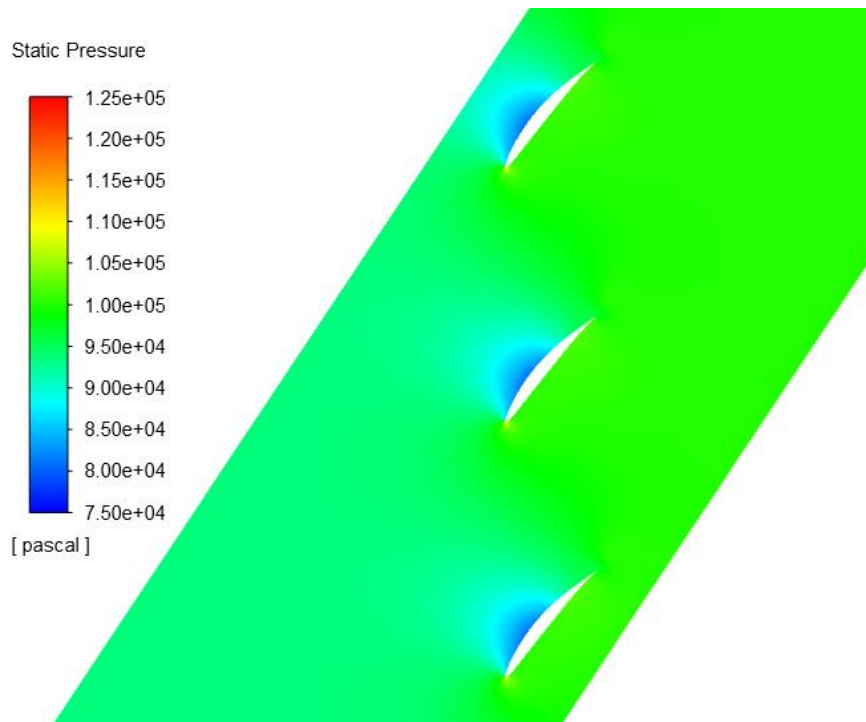
Příloha A.1 Pole rychlosti rotoru na patním řezu



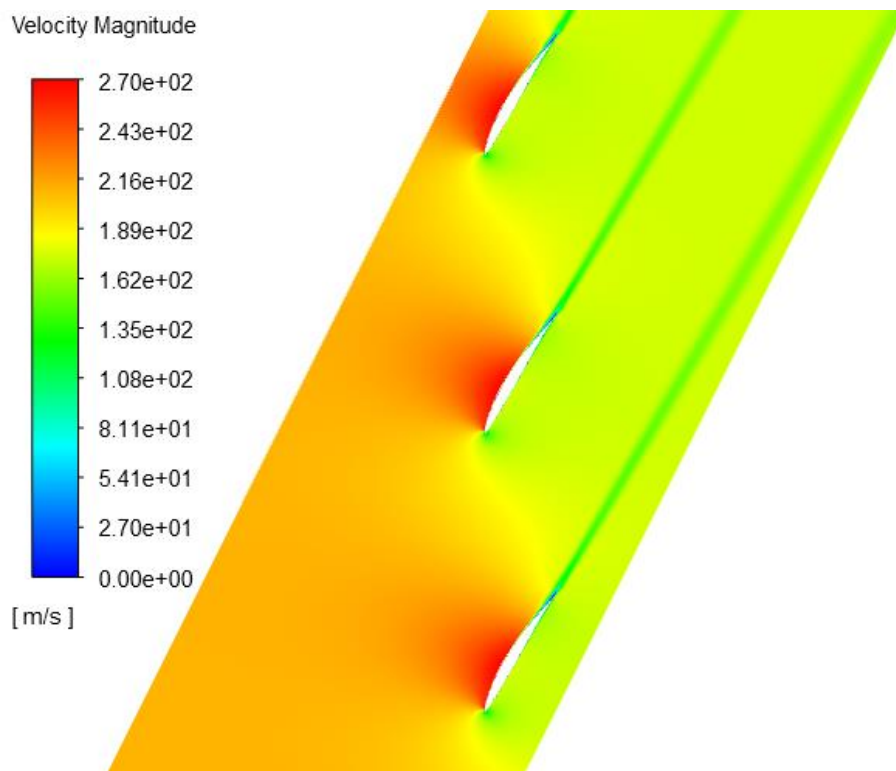
Příloha A.2 Pole statického tlaku rotoru na patním řezu



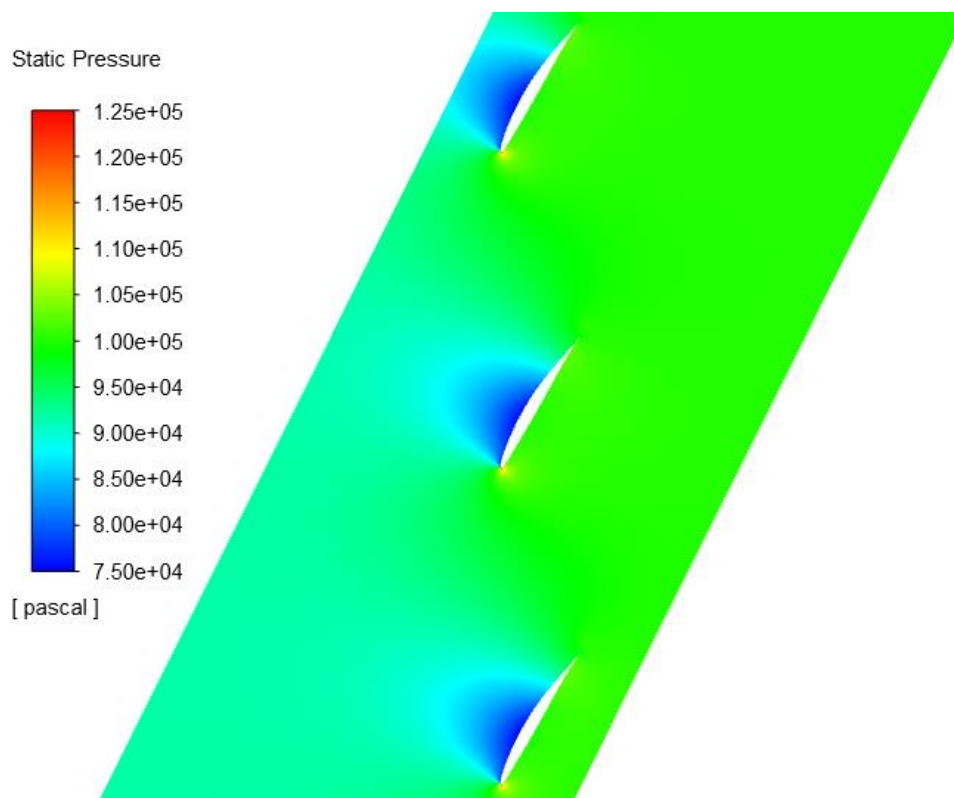
Příloha A.3 Pole rychlosti rotoru na středním řezu



Příloha A.4 Pole statického tlaku rotoru na středním řezu

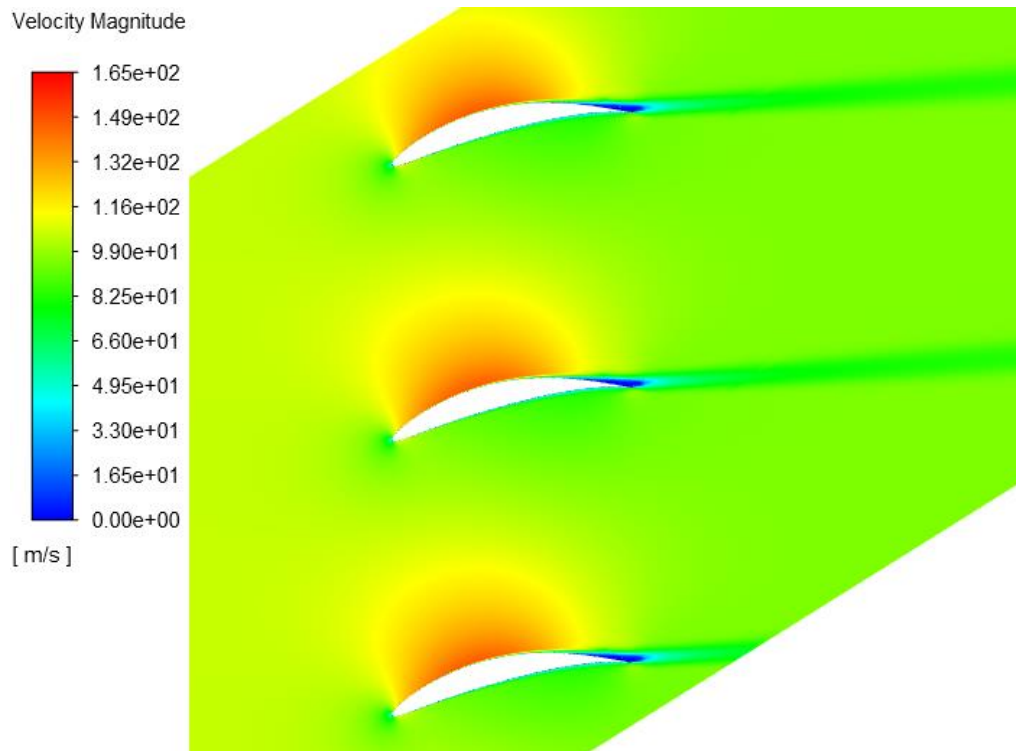


Příloha A.5 Pole rychlosti rotoru na špičkovém řezu

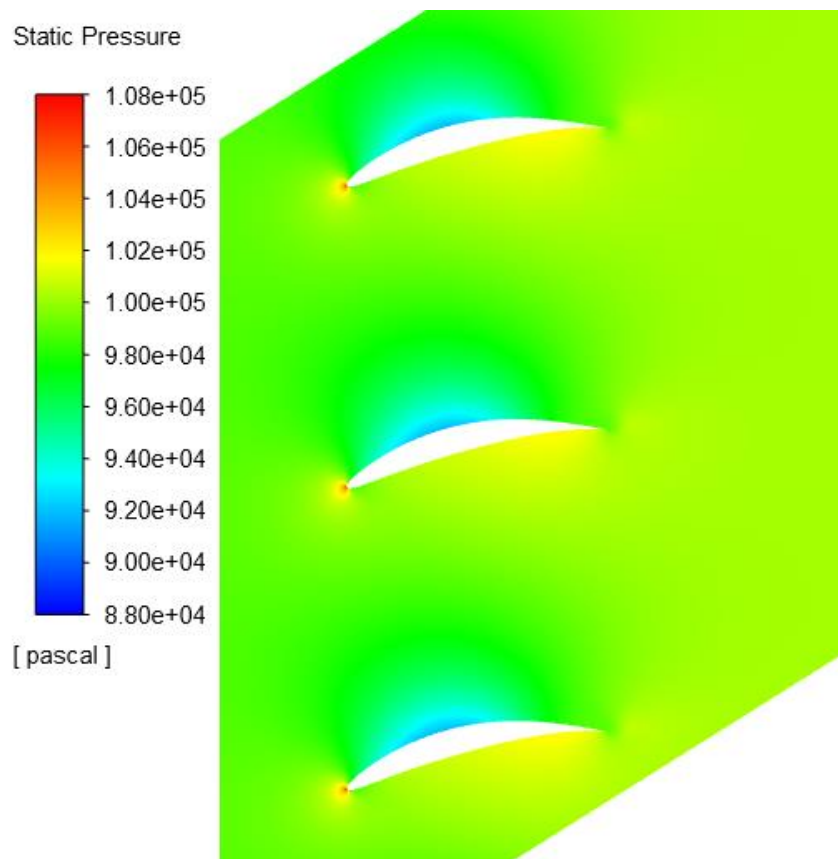


Příloha A.6 Pole statického tlaku rotoru na špičkovém řezu

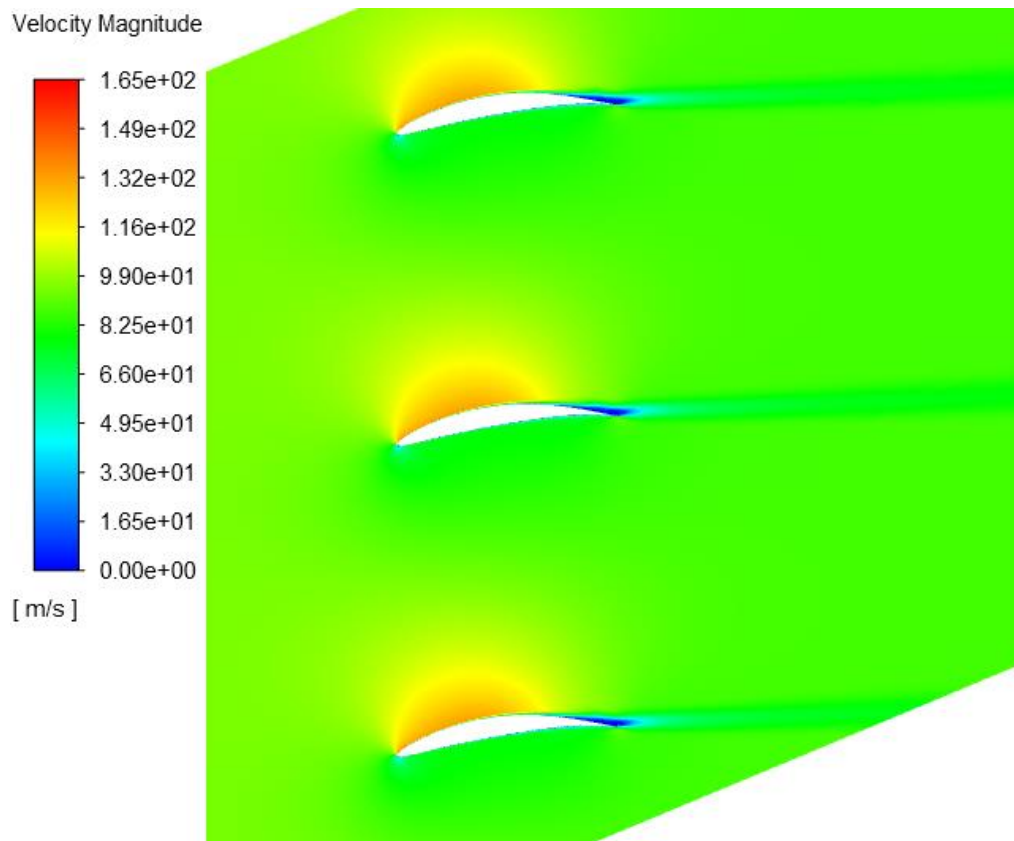
Příloha B – Proudová pole statoru



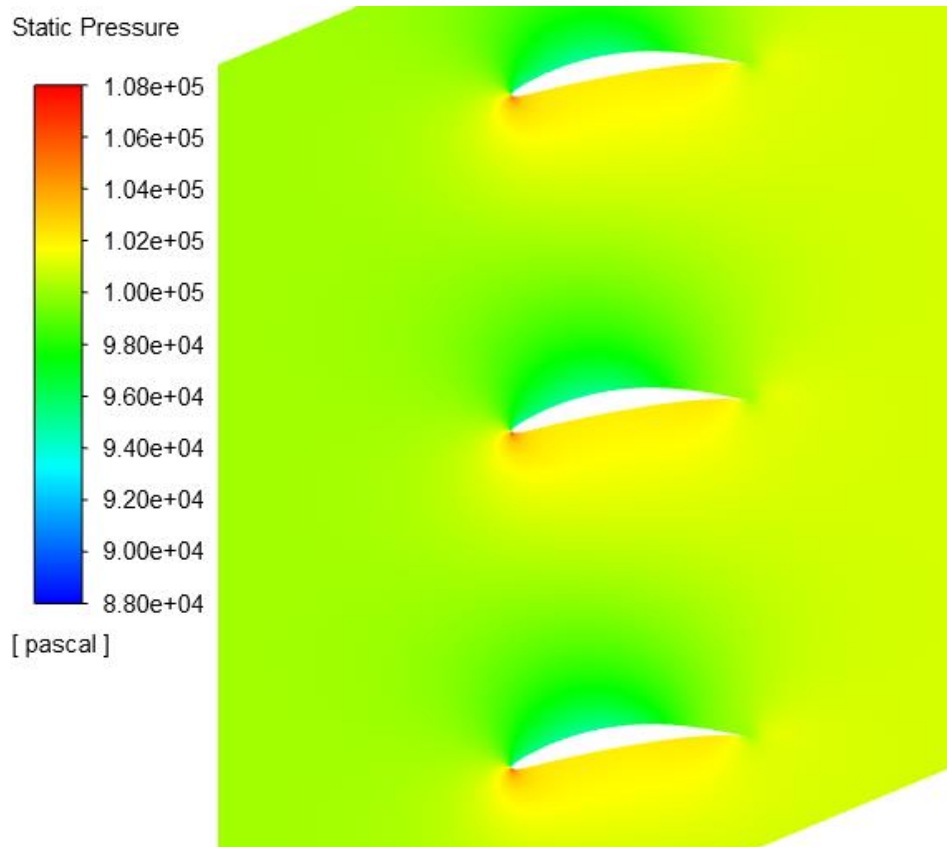
Příloha B.1 Pole rychlosti statoru na patním řezu



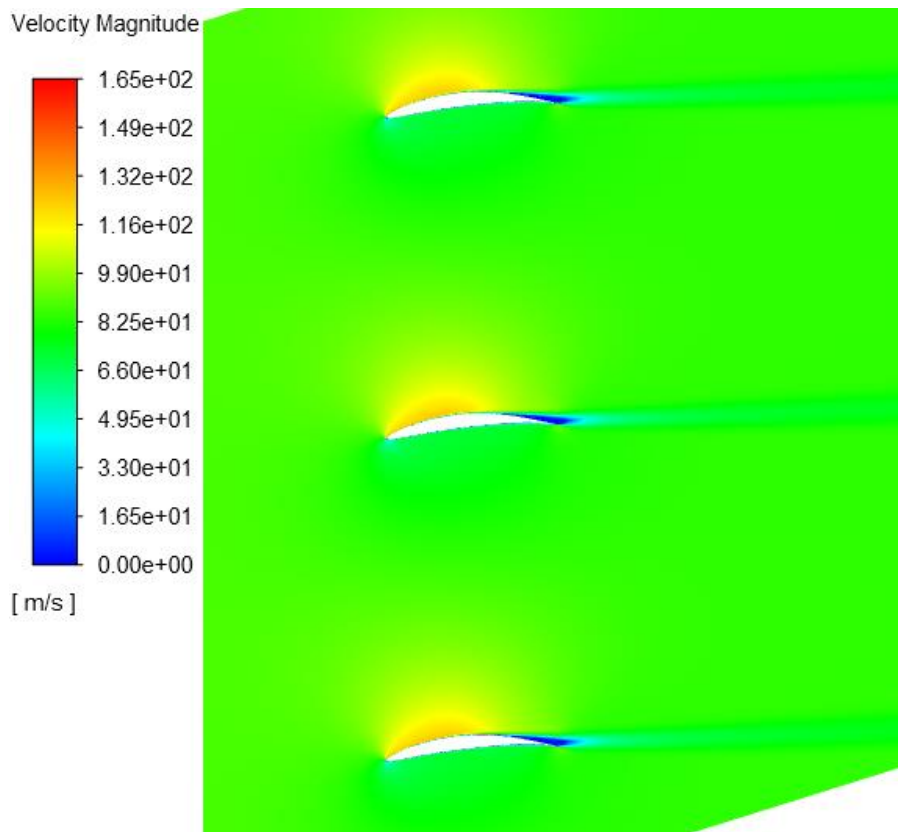
Příloha B.2 Pole statického tlaku statoru na patním řezu



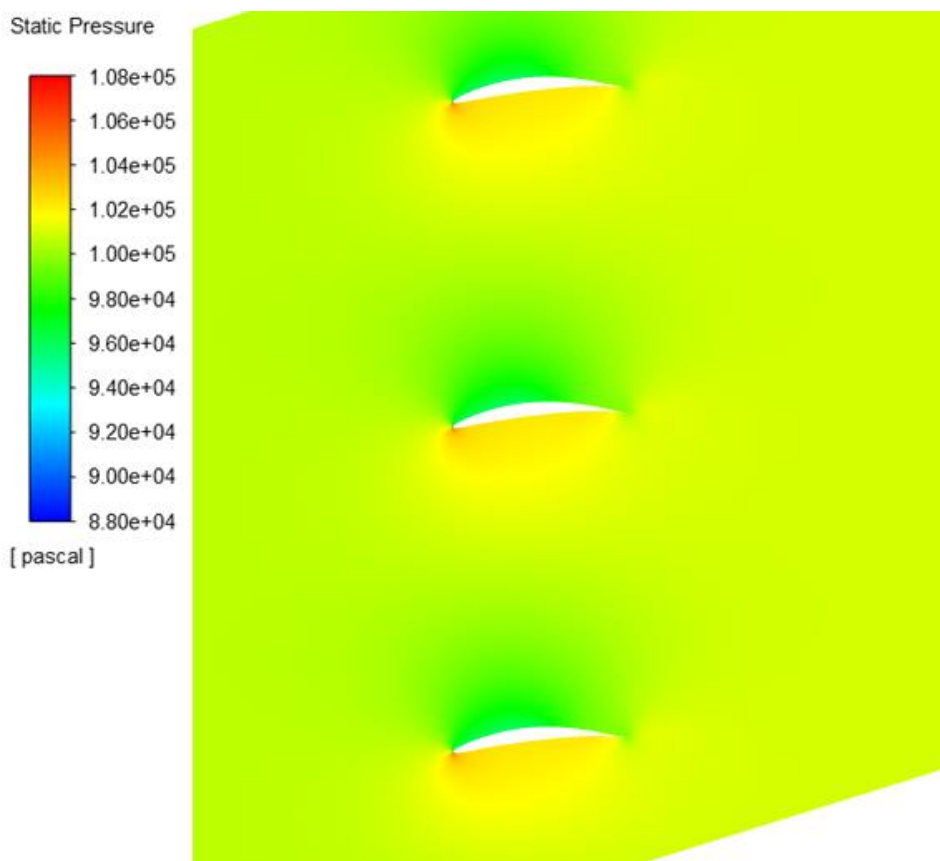
Příloha B.3 Pole rychlosti statoru na středním řezu



Příloha B.4 Pole statického tlaku statoru na středním řezu

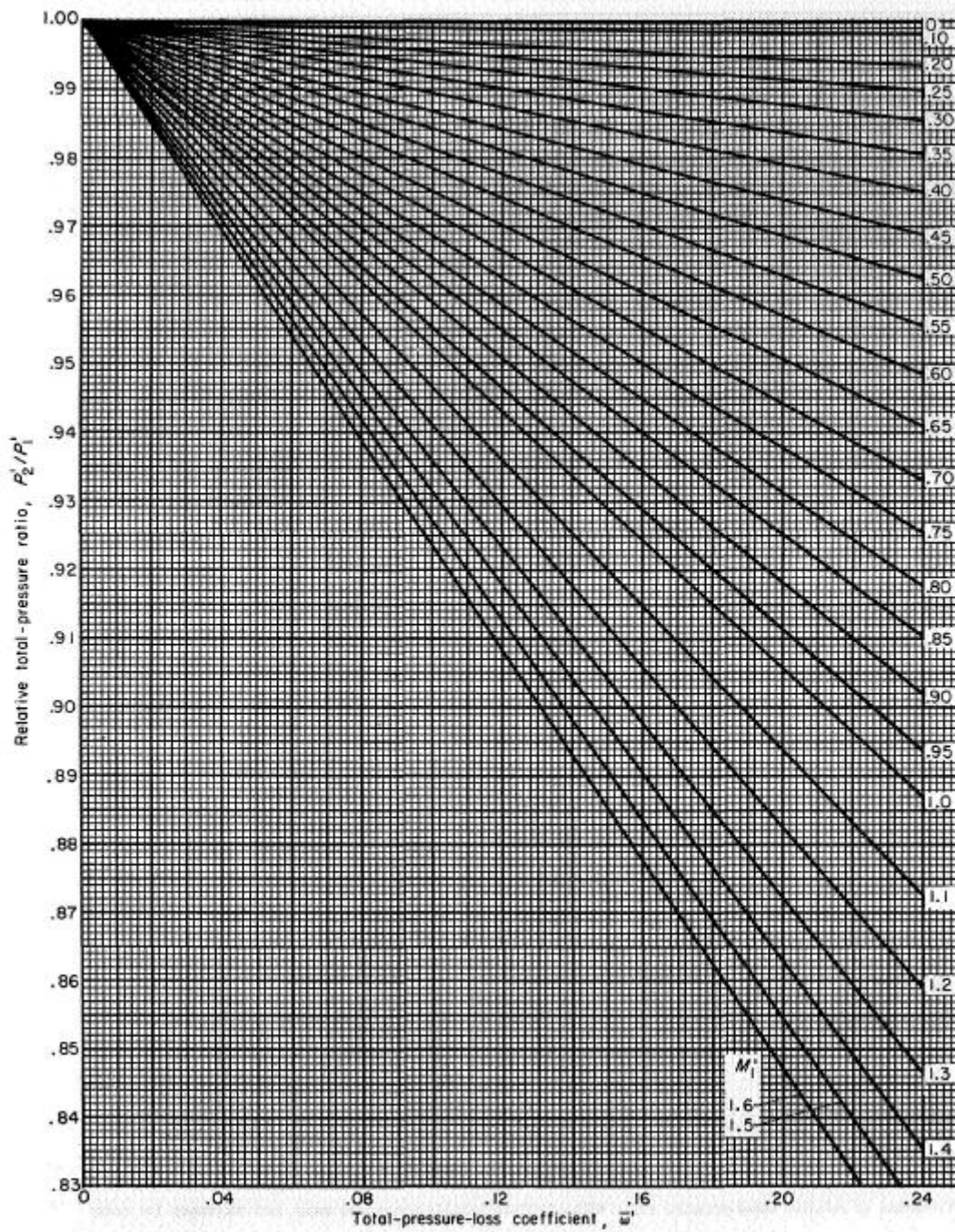


Příloha B.5 Pole rychlosti statoru na špičkovém řezu



Příloha B.6 Pole statického tlaku statoru na špičkovém řezu

Příloha C – Průběh poměru relativních celkových tlaků



Příloha C.1 Průběh poměru relativních celkových tlaků v závislosti na Machových číslech [11]