

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ - ÚSTAV LETADLOVÉ TECHNIKY  
Letectví a kosmonautika  
Letadlová a kosmická technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Vliv mezilopatek na vlastnosti  
stupně odstředivého kompresoru**

The Influence of Splitters on the Properties  
of a Centrifugal Compressor Stage

Dan Smrčka

2016/2017

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

Datum: .....

.....  
podpis

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Smrčka** Jméno: **Dan** Osobní číslo: **384893**  
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:

**Vliv mezilopatek na vlastnosti stupně odstředivého kompresoru**

Název diplomové práce anglicky:

**The Influence of Splitters on the Properties of a Centrifugal Compressor Stage**

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování diplomové práce proveďte:

- rešerši využití odstředivých kompresorů v letadlových motorech
- stručný úvod do teorie stupně radiálního kompresoru s přihlédnutím k vlivu mezilopatek
- konfiguraci matematického modelu vysokotlakého stupně odstředivého kompresoru se zadanou geometrií v programu ANSYS CFX
- numerické výpočty charakteristik kompresorového stupně a rychlostních polí při různých délkách mezilopatek
- porovnání dosažených výsledků, zhodnocení vlivu mezilopatek na proudové pole ve stupni, tlakový poměr, hltlost a izoentropickou účinnost stupně

Seznam doporučené literatury:

Dle doporučení vedoucího DP

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:


**Ing. David Hlaváček Ph.D., ústav letadlové techniky FS**

Datum zadání diplomové práce: **27.10.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.01.2016**

Platnost zadání diplomové práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
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.

27.10.2016

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## **Anotace**

SMRČKA, D.: Vliv mezilopatek na vlastnosti stupně odstředivého kompresoru: Diplomová práce. Praha: ČVUT – České Vysoké Učení Technické v Praze, Fakulta Strojní, Ústav Letadlové Techniky 2017, 60 p. Vedoucí práce: Klesa, J., PhD., Odborný konzultant: Hlaváček, D., PhD.

Úkolem numerických simulací bylo zjistit, jaký vliv na výkonové parametry odstředivého kompresoru bude mít vložení mezilopatek do oběžného kola a jak se bude měnit charakteristika s proměnlivou délkou mezilopatky. Pro účely simulace byl vytvořen geometrický model, provedena diskretizace strukturovanou sítí a simulováno stacionární proudění komerčně dostupným softwarem.

## **Abstract**

SMRČKA, D.: The Influence of Splitters on the Properties of a Centrifugal Compressor Stage: Master Thesis. Prague: CTU – Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Aerospace Engineering, 2017, 60 p. Supervisor: Klesa, J., PhD., Consultant: Hlaváček, D., PhD.

The objective of numerical simulations was to determine the effect of splitter blades and their variable length on performance of a centrifugal compressor and how these change the characteristic of the compressor. For the purposes of simulations a geometrical model was created, discretized by structured grid and a steady-state flow simulated by a commercial software.



# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Historie plynových turbín</b>	<b>12</b>
<b>3</b>	<b>Radiální kompresor v leteckých aplikacích - výhody a nevýhody</b>	<b>15</b>
<b>4</b>	<b>Radiální kompresor v současných letadlových motorech</b>	<b>17</b>
4.1	Příklady konkrétních motorů s koncepcí využívající radiální kompresor pro letadla kategorie general aviation . . . . .	17
4.2	Motory vrtulníkové . . . . .	19
4.3	Motory typu propfan . . . . .	20
<b>5</b>	<b>Teorie radiálního kompresoru</b>	<b>21</b>
5.1	Práce kompresoru . . . . .	21
5.2	Eulerova turbínová rovnice . . . . .	23
5.3	Teorie termodynamické komprese . . . . .	23
<b>6</b>	<b>Proudové pole radiálního kompresoru</b>	<b>26</b>
<b>7</b>	<b>Oběžné kolo radiálního kompresoru</b>	<b>28</b>
<b>8</b>	<b>Ztráty při proudění vzduchu oběžným kolem</b>	<b>31</b>
<b>9</b>	<b>Charakteristiky kompresoru</b>	<b>33</b>
9.1	Vliv hmotnostního průtoku . . . . .	33
9.2	Vliv otáček . . . . .	34
9.3	Vliv atmosférických podmínek . . . . .	35
9.4	Meze práce kompresoru - zahlcení, rotující odtržení, pumpáž . . . . .	36
<b>10</b>	<b>Mezilopatky a jejich vliv na charakteristiku kompresoru</b>	<b>40</b>
<b>11</b>	<b>Cíl výpočtu a předpokládané chování</b>	<b>41</b>
<b>12</b>	<b>Geometrie</b>	<b>42</b>
12.1	Rotor . . . . .	42
12.2	Stator . . . . .	44
<b>13</b>	<b>Síť</b>	<b>45</b>
13.1	Analýza citlivosti sítě . . . . .	45
13.2	Parametry sítě použité pro simulace . . . . .	46
<b>14</b>	<b>Nastavení simulace</b>	<b>48</b>
14.1	Diskretizační schéma, kontrola a kritéria konvergence . . . . .	49
<b>15</b>	<b>Výsledky</b>	<b>51</b>
15.1	Příklad iteračního průběhu pro variantu 3/4 mezilopatky . . . . .	51
15.2	Charakteristiky stupně . . . . .	52

15.3 Radiální složka rychlosti na výstupu z oběžného kola . . . . .	54
15.4 Kinetická energie turbulence na 3/4 výšky lopatky . . . . .	58
15.5 Vektory rychlostí v řezech kanálu oběžného kola . . . . .	58
<b>16 Závěr</b>	<b>64</b>

## Seznam obrázků

1	Spalovací turbína Johna Barbera (Zdroj: Wikipedia)	12
2	Spalovací turbína Brown Boveri (Zdroj: web.mit.edu)	13
3	Powerjet W.2 Franka Whittla (Zdroj: enginehistory.org)	13
4	Motor Heinkel HeS3 (Zdroj: ww2aircraft.net)	14
5	De Havilland Goblin (Zdroj: Wikipedia)	14
6	Junkers Jumo 004 (Zdroj: warbirdsresourcegroup.org)	15
7	Schéma radiálního kompresoru (Zdroj: freeprojectscode.com)	15
8	Řez kompresorem (Zdroj: [4])	16
9	PW PT6A (Zdroj: engineering.purdue.com)	17
10	GE H80 (Zdroj: geaviation.cz)	18
11	RR M250 (Zdroj: helicopterflight.net)	18
12	PW JT15D (Zdroj: Pratt and Whitney)	19
13	Turbomeca Astafan (Zdroj: avia-simply.ru)	19
14	Turbomeca Ardiden (Zdroj: Safran Helicopter Engines)	19
15	Motor Sič D-27 (Zdroj: motorsich.com)	20
16	Entropický diagram komprese (Zdroj: [2])	24
17	Náběhové poměry vstupní soustavy (Zdroj: [4])	26
18	Silová rovnováha (Zdroj: [4])	28
19	Proudění oběžným kolem (Zdroj: [4])	28
20	Výstupní rychlostní trojúhelník (Zdroj: [4])	29
21	Zakřivení výstupních lopatek (Zdroj: learnengineering.com)	30
22	Profil "proud/úplav" (Zdroj: library.caltech.edu)	31
23	Víry vznikající v kanále oběžného kola (Zdroj: library.caltech.edu)	32
24	Závislost účinnosti na hmotnostním průtoku (Zdroj: en.wikipedia.org)	34
25	Ztráty způsobené třením a nenáběhovými poměry (Zdroj: nptel.ac.in)	34
26	Charakteristika stupně (Zdroj: 456fis.org)	37
27	Charakteristika stupně (Zdroj: Garrett Turbochargers)	37
28	Rotující odtržení (Zdroj: Son Pham)	38
29	Cykly pumpování kompresoru (Zdroj: NASA©)	38
30	Relativní Machovo číslo při zahlcení kompresoru	38
31	Rozložení tlaku při zahlcení kompresoru	38
32	Řídící body kanálu	42
33	Řídící body lopatky	42
34	Střední plocha lopatky	43
35	Lopatka s vykreslenými normálami v trojnásobném měřítku	43
36	Příklad geometrie lopatky	43
37	Příklad geometrie oběžného kola kompresoru	43
38	Tvar kanálu obežného kola kompresoru	44
39	Zkrut lopatky	44
40	Tloušťková funkce lopatky	44
41	Definice úhlu beta a theta pro radiální obežné kolo (Zdroj: MSc thesis - RCW de Koning, Delft 2015)	45
42	Geometrie oběžného kola	45
43	Axiální řez difuzorem	45

44	Difuzor (skříň je transparentní) . . . . .	45
45	Analýza citlivosti sítě - tlakový poměr . . . . .	46
46	Síť kanálu oběžného kola . . . . .	47
47	Detail sítě konce lopatky . . . . .	47
48	Síť oběžného kola . . . . .	48
49	Síť kanálu difuzoru . . . . .	48
50	Detail sítě difuzoru . . . . .	49
51	Síť difuzoru . . . . .	49
52	Grafika kanálu kompresoru s okrajovými podmínkami . . . . .	50
53	Rezidua NS rovnic během iteračního náběhu, body směrem k nestabilní oblasti . . . . .	51
54	Imbalance rovnice kontinuity rotoru a statoru . . . . .	52
55	Tlak na výstupu . . . . .	52
56	Výstupní tlak při 1/2 délky mezilopatky . . . . .	53
57	Příklad poklesu tlaku při zahlcení kompresoru . . . . .	53
58	Charakteristiky jednotlivých variant mezilopatek . . . . .	54
59	Charakteristiky - detail bez varianty s plnou mezilopatkou . . . . .	55
60	Varianta bez mezilopatky . . . . .	56
61	Mezilopatka do 1/4 meridionální délky kanálu . . . . .	56
62	Mezilopatka do 1/2 meridionální délky kanálu . . . . .	56
63	Mezilopatka do 3/4 meridionální délky kanálu . . . . .	57
64	Plná mezilopatka . . . . .	57
65	Kinetická energie turbulence - bez mezilopatky . . . . .	59
66	Kinetická energie turbulence - mezilopatka 25% . . . . .	59
67	Kinetická energie turbulence - mezilopatka 50% . . . . .	60
68	Kinetická energie turbulence - mezilopatka 75% . . . . .	60
69	Kinetická energie turbulence - plná mezilopatka . . . . .	61
70	Vektory absolutní rychlosti - bez mezilopatky . . . . .	61
71	Vektory absolutní rychlosti - 25% mezilopatky . . . . .	62
72	Vektory absolutní rychlosti - mezilopatka 50% . . . . .	62
73	Vektory absolutní rychlosti - mezilopatka 75% . . . . .	63
74	Vektory absolutní rychlosti - plná mezilopatka . . . . .	63

## Seznam tabulek

1	Analýza citlivosti sítě - závislost tlakového poměru na počtu buněk . . .	46
2	Tabulka parametrů návrhového bodu pro první simulaci - 50% mezilopatka	49
3	Tabulka procentuálních obsahů ploch tekutiny s nízkou hybností . . . . .	54

## Seznam symbolů

$\dot{m}$	hmotnostní tok
$\dot{Q}$	přenos tepla
$\dot{W}$	přenos práce

$\eta$	účinnost
$\eta_{kc}$	izoentropická účinnost
$\kappa$	Poissonova konstanta
$\lambda$	výkonový součinitel
$\mu$	skluz
$\omega$	úhlová rychlost
$\phi$	průtokový součinitel
$\pi_k$	tlakový poměr
$\pi_{st}$	stlačení stupně
$\Psi$	tlakový součinitel
$\rho$	hustota
$\xi_d$	součinitel ztráty tlaku
$A$	plocha
$c_p$	specifické teplo při konstantním tlaku
$e$	měrná energie
$E_{sys}$	energie uchovaná v systému
$g$	tíhové zrychlení
$h$	entalpie
$M_{vn}$	moment vnějších sil
$n$	normála kolmá k ploše
$p$	tlak
$P_{ek}$	příkon kompresoru
$T$	točivý moment
$u$	vnitřní energie systému
$u, c, w$	unášivá, absolutní, relativní rychlost rychlostních trojúhelníků (platí pouze pro sekce 6,7,8 a 9)
$v$	měrný objem
$v_r$	relativní rychlost tekutiny
$w$	rychlost

## Seznam použitého SW

- Texmaker, MiKTeX ( $\text{\LaTeX}$ )
- Ansys 17.0 Student Edition - BladeGen, Turbogrid, CFX, CFD Post
- MATLAB R2011b
- Adobe Photoshop

# 1 Úvod

Moderní radiální kompresory ve velkém měřítku využívají vkládání mezilopatek pro zvýšení účinnosti komprese a to jak letecké, tak automobilové i pro veškeré jiné aplikace. Vytvoření funkčního matematického modelu, který přiblíží chování kompresoru při vložené mezilopatce a změny parametrů v závislosti na její měnící se délce, je důležité pro snadnější výběr kompresoru při různých využitích. Prozatím budou stanoveny charakteristiky pro 0%, 25%, 50%, 75% a 100% délku mezilopatky při plných otáčkách kompresoru. Zhruba bude proveden i popis proudového pole a některé ztrátové mechanismy, které lze ve stacionárním řešení pozorovat.

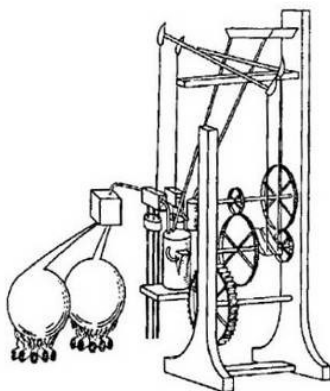
Celý projekt bude uskutečněn v následujících krocích. Nejprve bude provedena rešerše stávajících řešení s použitím radiálních kompresorů. Poté následuje úvod do teorie odstředivého kompresoru, včetně popisu proudového pole v mezilopátkovém kanálu a přidružených ztrát. V další sekci jsou uvaženy vlivy variabilních pracovních podmínek a definována charakteristika kompresoru sloužící pro popis práce až k hranicím stability.

Pak již následují samotné simulace. Matematický popis geometrie oběžného kola a difuzoru. Dále vytvoření sítě domény a její analýza citlivosti pro nezávislé řešení.

Následující sekce zmíní nastavení parametrů simulace a její kontrolu a kritéria jistoty konvergence řešení. V závěru je uveden souhrn komentovaných výsledků.

## 2 Historie plynových turbín

Počátky vážnějšího výzkumu a práce s plynovými turbínami se dají dohledat zpětně až do 18. století. První patent byl udělen Johnu Barberovi již roku 1791 ve Velké Británii. Jeho pohon pro "bezkoňový kočár" splňoval veškeré předpoklady pro úspěšně pracující plynovou turbínu. Sestávala se z řetězem poháněného pístového kompresoru, spalovací komory a turbíny viz Obrázek 1. Ještě by se dalo zmínit, že do spalovací komory byla vstříkována voda, jednak pro ochlazení při vstupu do komory a jednak pro zvýšení objemu náplně při odpaření. Tento koncept byl teoreticky správný, ovšem omezený technologií tehdejší doby a nedokázal tak vytvořit dostatek výkonu na turbíně pro práci kompresoru a ještě navíc práci užitečnou pro samotný pohon kočáru. Nicméně zásluhu za základní poznatky, které vedly k dnešním plynovým turbínám lze připsat právě Johnu Barberovi.



Obrázek 1: Spalovací turbína Johna Barbera (Zdroj: Wikipedia)

První vážný pokus o sestrojení funkční plynové turbíny přišel až o 113 let později díky německému inženýrovi Franzi Stolzemu. Jeho motor spoléhal na axiální kompresor, který však stále spotřebovával více výkonu, než byla turbína schopna vyrobit a motor tak byl nesoběstačný.

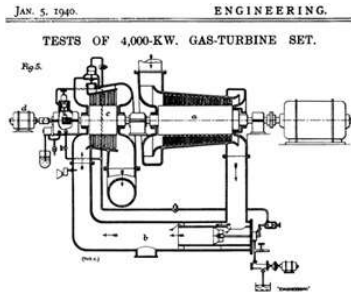
To se podařilo až roku 1906 Francouzům R. Armengaudovi and C. Lemaleovi, jejich motor izobaricky spaloval kerosin ve vodou chlazené spalovací komoře. Kompresi zajišťoval radiální kompresor. Účinnost pohonu však byla mizivá a nenašel tak uplatnění v průmyslu.

Dalším krokem bylo sestrojení plynové turbíny s přerušovaným spalováním za stálého objemu podle návrhu H. Holzwartha. Ta dosáhla výkonu 150 kW. Do roku 1933 vystoupala účinnost těchto motorů na 24 procent, přesto k jejich velkému uplatnění v průmyslu nedošlo.

První turbína sestrojená pro generování stálého vysokého výkonu byla uvedena do provozu firmou Brown Boveri ve švýcarském Neuchâtelu na Univerzitě ETH Zürich viz Obrázek 2. Obrovskou zásluhu na jejím úspěchu měl slovenský profesor Aurel Stodola, který se postaral o aerodynamiku. Stroj dosáhl účinnosti 17,4 procenta.

Rozvoj průmyslových turbín byl úzce spjat a v mnohém svázán s vývojem těch určených pro letectví. První přihlášku patentu pro pohon letadla plynovou turbínou podal Francouz Maxime Guillaume v roce 1921. Šlo o axiální proudový motor.

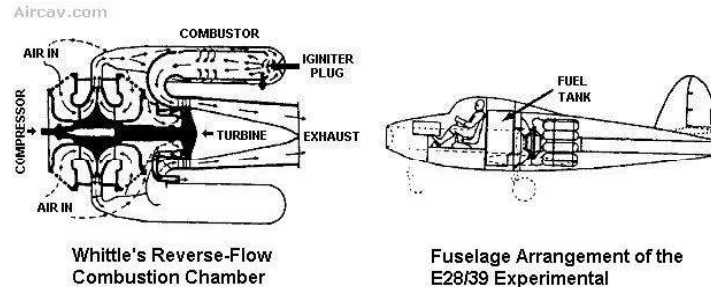




Obrázek 2: Spalovací turbína Brown Boveri (Zdroj: web.mit.edu)

K největšímu rozmachu však došlo v letech třicátých 20. století. A to především díky pánům F. Whittlovi, německému inženýrovi Hansi von Ohainovi, Anselmu Franzovi a také sovětskému konstruktérovi A. M. Ljul'kovi. Ve stejné době jako on působili v sovětském svazu ještě dva inženýři. V roce 1923, V. I. Bazarov přišel s návrhem turbínového motoru, který konstrukcí nápadně připomínal dnešní turbovrtulové motory. V roce 1930, V. V. Uvarov, za pomoci N. R. Brilinga, navrhl motor s radiálním kompresorem, dočkal se sestrojení o šest let později.

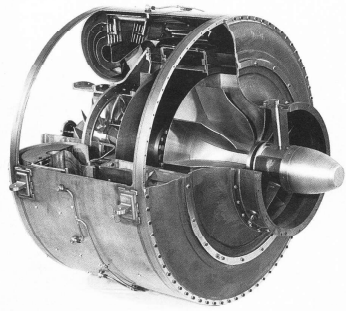
Zpět ale k Franku Whittlovi. Tento kadet královského letectva již roku 1928 předal své návrhy svým nadřízeným, dále je rozvíjel a roku 1932 byl oceněn prvním patentem. Patent zobrazoval motor s dvoustupňovým axiálním a jedním stupněm jednostranného radiálního kompresoru. Později se však věnoval pouze jednoduššímu radiálnímu provedení. První plně funkční motor W.1 byl hotov v roce 1937. Další verze následovaly viz Obrázek 3.



Obrázek 3: Powerjet W.2 Franka Whittla (Zdroj: enginehistory.org)

Na podobném konstrukčním řešení pracoval i německý inženýr Hans von Ohain. Tvrdil, že Whittlův patent nikdy neviděl. To však nebyla tak úplně pravda a nakonec se nepřímou přiznal, kdy zkritizoval Whittlovo řešení. Nicméně první striktně experimentální fungující prototyp měl zanedlouho hotový. To mu otevřelo dveře k Ernstu Heinkelovi, tehdejší jedničce v leteckém průmyslu v Německu. Spolu s Maxem Hahnem pracovali v motorárně Hirth, kterou nedlouho předtím Heinkel zakoupil. Fungující motor HeS1 s odstředivým kompresorem, spalující vodík, byl kompletní v roce 1937. Následoval HeS3, spalující benzín, o tahu 5kN, který tvořil pohonnou jednotku pro Heinklův jednoduchý letoun He178 viz Obrázek 4. Ten tak byl prvním letounem poháněným čistě proudovým motorem. Vznesl se v srpnu roku 1939.

Mezitím i motor W1 Franka Whittla začal být nadějný pro provoz, čehož si všimla



Obrázek 4: Motor Heinkel HeS3 (Zdroj: ww2aircraft.net)

britská vláda a celý projekt najednou neměl s financováním sebemenší problémy. Vývoj nabral na rychlosti a roku 1941 motor o tahu 4kN poprvé letěl. Speciálně pro něj byl navržen letoun Gloster E28/39. Whittlova práce se dočkala dalšího vylepšení od Franka Hallforda, který vyvinul motor de Havilland Goblin viz Obrázek 5.

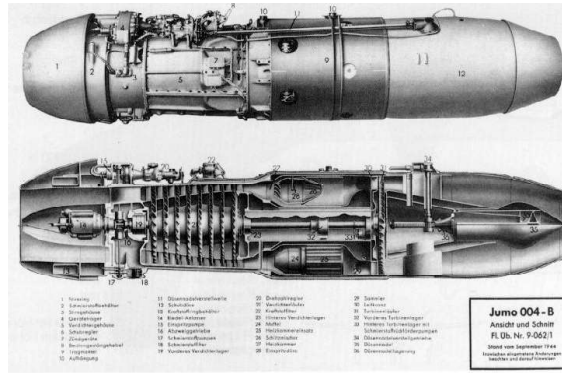


Obrázek 5: De Havilland Goblin (Zdroj: Wikipedia)

Problémem těchto motorů byly právě radiální kompresory. I když o nich i díky přeplňování vznětových motorů bylo známo již vcelku mnoho. Ovšem problém zůstával díky nevyspělé technologii v omezených otáčkách hřídele, kompresory musely mít velké průměry a následně velký čelní průřez, aby dosahovaly požadovaných tlakových poměrů. Což nebylo úplně v souladu s ideálním aerodynamickým tvarem letounu. Navíc docházelo k velkým ztrátám při ohýbání proudu vzduchu za kompresorem a snižování účinnosti.

Tyto problémy vyřešil až Rakušan Anselm Franz z firmy Junkers víceúrovňovým axiálním kompresorem motoru Jumo 004 viz Obrázek 6.

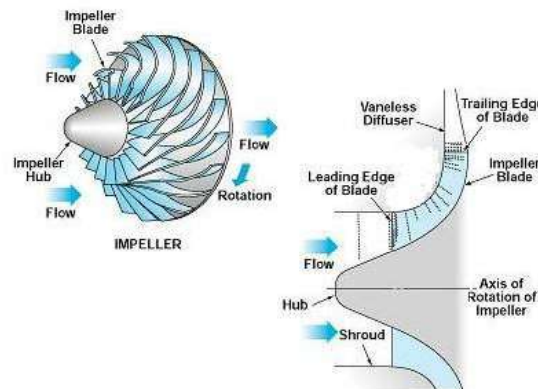
Od té doby ale uplynulo mnoho času a hodin strávených vývojem. Navíc dnes díky výkonným CFD metodám jsou parametry radiálních kompresorů úctyhodné (na jednom stupni dosahuje tlakového poměru až 8) a stále mají i v letectví svoje nezastupitelné místo. CFD metody navíc vcelku nenákladně umožňují navrhnout kompresor na míru podle určení.



Obrázek 6: Junkers Jumo 004 (Zdroj: warbirdsresourcegroup.org)

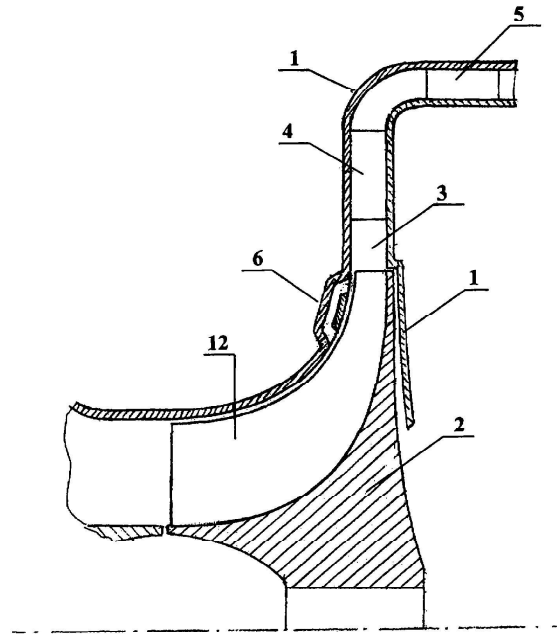
### 3 Radiální kompresor v leteckých aplikacích - výhody a nevýhody

Radiální kompresor neboli odstředivý kompresor využívá ke stlačení vzduchu odstředivé síly. Vzduch vstupuje do rotoru axiálně, v kanálu se ohýbá, je mu udělena kinetická energie a vystupuje z kanálu kolmo od hřídele, kde vstupuje do bezlopatkového a následně lopatkového difuzoru. Část kinetické energie udělené vzduchu se transformuje na tlakovou v oběžném kole, zbytek v difuzorech. To blíže specifikuje stupeň reakce. Dále je pak proud tekutiny znovu ohýbán do axiálního směru a vstupuje do spalovací komory. Vše je lépe zřejmé ze schematického Obrázku 7.



Obrázek 7: Schéma radiálního kompresoru (Zdroj: freeprojectscode.com)

Výhody tohoto uspořádání spočívají ve vyšším tlakovém poměru na jeden stupeň oproti axiálnímu uspořádání a tedy nižší hmotnosti. Vše je ale do jisté míry závislé na velikosti motoru. Odstředivé kompresory našly využití zejména u menších motorů. To je dané tím, že malé axiální kompresory díky vůli na koncích lopatek přicházejí o účinnost (vůle zůstává v absolutní hodnotě přibližně stejná, s rostoucí velikostí pak poměrně k délce lopatky klesá). Další výhodou je poměrně jednoduchá výroba. Obrobit kompresor na víceosém obráběcím centru není problém, naproti tomu výroba lopatek axiálních kom-



Фиг. 1

Obrázek 8: Řez kompresorem (Zdroj: [4])

presorů může být značně nákladná. Poslední výhodou radiálního kompresoru je i relativně dlouhý charakteristický rozměr, kterým je tětiva profilu, u malých kompresorů. U axiálních tento rozměr u posledních stupňů výrazně klesá a s ním i Reynoldsovo číslo, což vyvolá nárůst vazkých sil a jejich celkovou převahu v proudovém poli a růst ztrát.

Nevýhodou je, pro identický průtok, velký čelní průřez radiálního kompresoru, který má za následek vysoký odpor, to je důvod, proč není u velkých motorů vhodné jej použít, ale nahrazuje se více osovými stupni. Navíc trpí ztrátami v kanálech za difuzorem a provedení s více než dvěma stupni je nepraktické, alespoň co se týká letadlových motorů. Naopak je vhodné jej kombinovat s osovými předstupni.

## 4 Radiální kompresor v současných letadlových motorech

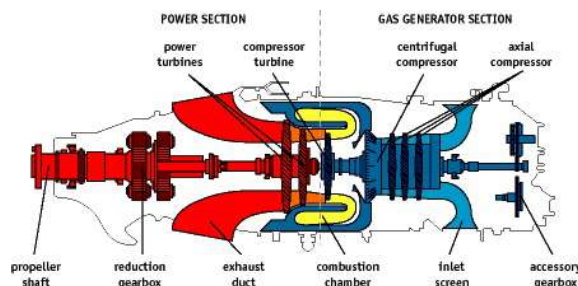
Jak již bylo řečeno, odstředivé kompresory si díky své relativně nízké hmotnosti při poměrně vysokém stupni stlačení a nenáročnosti výroby stále drží vcelku silnou pozici i na dnešním konkurenčním hnaném trhu. A to nejen v leteckém průmyslu. Nejčastěji je najdeme v turbodmychadlech přepřínovaných automobilových motorů a v nespočtu pozemních aplikacích, ať už v energetice, hutnictví, chemickém a petrochemickém průmyslu a pro stlačování kryogenních plynů. Co se týká letectví, zastávají funkci v kompresorech nízkotlaké i vysokotlaké části u motorů nižších a středních výkonů. Zejména u menších dopravních letadel, business jetů a především vrtulníků. Odstředivý kompresor je také použit v motoru typu propfan, který kombinuje vrtulový s dvouproudovým pohonem a pracuje v transportním Antonovu An-70. Najdeme je však i na největších dopravních letadlech. Tvoří totiž zpravidla část takzvané APU (auxiliary power unit), tedy zdroje energie pro start hlavních motorů a pro provoz pomocných systémů v době, kdy letadlo stojí na stojánce jako je klimatizace a podobně.

Mezi největší producenty motorů s odstředivým kompresorem se řadí francouzská Turbomeca skupiny Safran, anglický Rolls-Royce, kanadský Pratt and Whitney, americký General electric, pod který spadá i bývalý Walter engines sídlící v pražských Letňanech, dnes GE Aviation Czech, na jehož vysokotlaké části kompresoru motoru M602 bude postavena i tato práce. Své motory produkují také Honeywell, Motor Sič a další. Několik ukázek motorů následuje.

### 4.1 Příklady konkrétních motorů s koncepcí využívající radiální kompresor pro letadla kategorie general aviation

Začneme motory pro menší letouny general aviation kategorií utility a commuter.

Klasickým představitelem je motor Pratt and Whitney Canada PT6 ve variantě A, Obrázek 9. Ve slabších provedeních disponuje třemi stupni nízkotlakého axiálního kompresoru a jedním stupněm vysokotlakého radiálního. Varianta nejsilnější předřazuje o jeden stupeň axiálu navíc. Pohonná jednotka je dodávána ve výkonovém rozmezí 500-2000 SHP (tedy výkon přenesený na vrtuli, měřeno v podmínkách MSA, přibližně odpovídá 378-1471 kW) s otáčkami 1700-2200  $min^{-1}$  na hřídeli. Dosahuje tlakového poměru 6,3:1. Od šedesátých let jich bylo vyrobeno více než 41 tisíc a nalétaly přes 335 milionů hodin na nejrůznějších letadlech, jmenovitě Beechcraft, Pilatus, Piper a jiné.



Obrázek 9: PW PT6A (Zdroj: engineering.purdue.com)

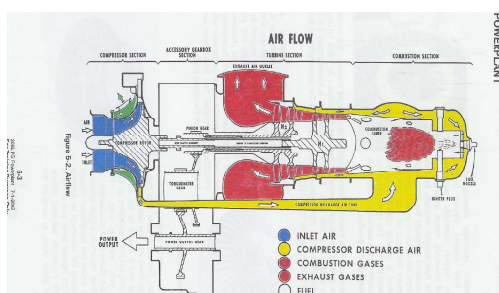
Pro variantu medium jsou přímými soupeři na základě Walter engines M601 inovované GE H75 a H80 vyráběné u nás, Obrázek 10. Ty jsou obdobné koncepce o dvou axiálních stupních a jednom radiálním. Výkony jsou 750, respektive 800 SHP (552-588 kW), otáčky na hřídeli dosahují  $2080 \text{ min}^{-1}$ .



Obrázek 10: GE H80 (Zdroj: geaviation.cz)

Oba výrobci uvádějí úctyhodné počty hodin do generální opravy. Z hlediska absolutního čísla vede Pratt and Whitney, na druhou stranu má předepsané dílčí opravy například palivových trysek, které se poměrně snadno zanáší. Naproti tomu rozstřikovací kroužek v motoru GE H80 prakticky nevyžaduje údržbu. PT6A tedy mnoho podchytí při dílčích opravách a GO si může dovolit po delším časovém intervalu.

Dalším oblíbeným motorem pro menší letadla je dvouhřídelový M250 od Rolls Royce s výkony od 420 do 450 SHP, Obrázek 11. Radiální kompresor předchází od čtyř do šesti stupňů axiálních.

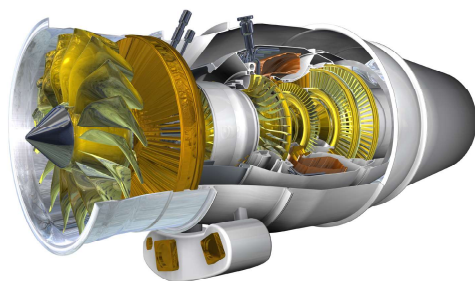


Obrázek 11: RR M250 (Zdroj: helicopterflight.net)

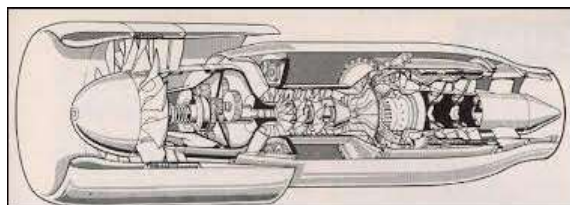
Téměř raritou je motor Pratt and Whitney JT15D turbofan na Obrázku 12, který je mezi ostatními ventilátorovými dvouproudovými motory ojedinělý užitím právě odstředivého kompresoru. Pohání výhradně malé bussiness jety jako je Cessna Citation. Vzhledem k rozměrům a faktu, že pouze 30% vzduchu prochází vnitřkem motoru, je užití radiálního kompresoru o vysokém tlakovém poměru vcelku na místě.

Zajímavostí byl jistě motor od Turbomeky a to Astafan postavený v roce 1969, Obrázek 13. I přes vcelku čistý a jednoduchý design a konstrukční řešení se dočkal pouze prototypového nasazení na několika testovacích letounech. Šlo o ventilátorový pohon s vysokým obtokovým poměrem a s ventilátorovými lopatkami, které měly variabilní úhel náběhu a zachovávaly konstantní otáčky.





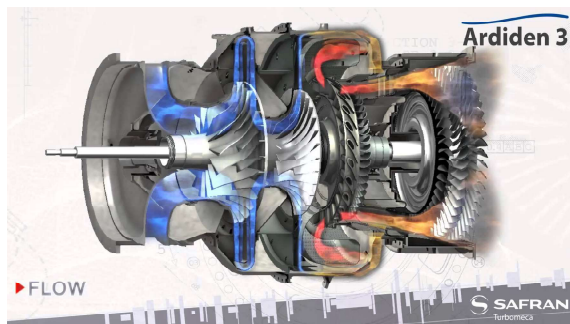
Obrázek 12: PW JT15D (Zdroj: Pratt and Whitney)



Obrázek 13: Turbomeca Astafan (Zdroj: avia-simply.ru)

## 4.2 Motory vrtulníkové

Nejsilnější procentuální zastoupení mají radiální kompresory v motorech pro vrtulníky civilní, utility i pro bojové nasazení. Turbohřídelový model se dvěma radiálními stupni Ardiden výrobce Turbomeca je zastaven do helikoptér mnoha výrobců, např. Sikorsky S-76, Eurocopter EC130, vojenský Tiger i Bell SLS. Průřez motorem je na Obrázku 14. Jemu velmi podobný je i motor původně vyvinutý speciálně pro vrtulník s obtížnou zjistitelností radarem určený americké armádě RAH-66 Comanche postavený ve spolupráci firem Boeing a Sikorsky, který byl nakonec zrušen. Motor CTS800 jako takový ale našel uplatnění ve strojích Agusta Westland AW159.



Obrázek 14: Turbomeca Ardiden (Zdroj: Safran Helicopter Engines)

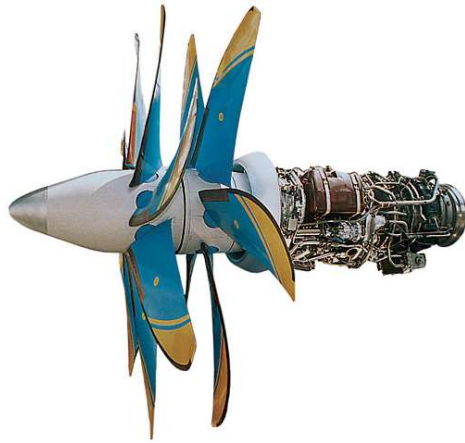
Nově vyvíjené švýcarské vrtulníky Marenco SKYe SH09 využívají turbohřídelový motor Honeywell HTS900, který vcelku netradičně používá dvoustranný radiální kompresor. Dalším příspěvkem Honeywellu pro vrtulníky je motor LT55 na němž létají americké Chi-

nooky i AH-1 Cobra. Přesněji řečeno AH-1 létala na předchůdci LT53. Ten byl navržen pro Lycoming(dnes koupený právě Honeywellem) týmem pod vedením již zmíněného Anselma Franze(Junkers).

Opět se prokazuje verzatilita PW PT6, který ve variantě B nebo C pohání vrtulníky a letouny s překlápečími rotory, například Agusta Westland AW609.

### 4.3 Motory typu propfan

Kapitolu samu pro sebe tvoří motory typu propfan kombinující vrtuli s proudovým motorem. Dnes prakticky jediný v aktivní službě vyrábí ukrajinský Motor Sič typ D27 na Obrázku 15, pro transportní letoun Antonov An70. Dalším exemplářem je experimentální jednotka NASA.



Obrázek 15: Motor Sič D-27 (Zdroj: motorsich.com)

I z takto stručného výpisu motorů lze snadno vyzorovat, že radiální kompresory mají stále silnou pozici na trhu a jen tak nevymizí.



## 5 Teorie radiálního kompresoru

Aby bylo dosaženo vysoké účinnosti spalování, je zapotřebí dostatečně stlačit vzduch nasávaný do motoru. V radiálním kompresoru je toho dosaženo předáním kinetické energie vzduchu v oběžném kole, přičemž je tato energie transformována v oběžném kole i difuzoru zpomalením na statický tlak. Rychlosti proudění jsou vysoké a nezřídka se pohybují kolem Machova čísla jedna. Je tedy zapotřebí brát v úvahu efekty stlačitelnosti. Běžně se dosahuje tlakového poměru 4:1, mnohdy i výrazně vyšších. Celou sestavu kompresoru tvoří vstupní kanál, oběžné kolo usazené v pevné skříni, difuzor a výstupní kanál. Vstupy mohou být jednostranné nebo dvoustranné. Oběžná kola se navrhují v rozličných provedeních, zejména dle stlačovaného média, průtočného množství atd. Lopatky bývají kvůli proměnlivé obvodové rychlosti zkroucené, navíc mohou být na koncích kolmé na osu otáčení nebo zahnuté vzad, ale také dopředu. To výrazně ovlivňuje složky výstupních rychlostí, ale především závislost tlakového poměru na průtočném množství tzv. charakteristiku kompresoru. Aby bylo dosaženo vyšší účinnosti, navrhují se kompresory s mezilopatkami vloženými mezi hlavní lopatky na konce jednotlivých mezilopatkových kanálů. Jejich délka by měla být taková, aby neomezila hltlost samotného kompresoru. Vlivy mezilopatek na jednotlivé parametry kompresoru budou důkladně rozebrány a simulovány později. Difuzory bývají bezlopatkové i lopatkové s různou délkou lopatek nebo kombinace obou. Výstupní kanály slouží k přeměrování vzduchu do spalovací komory nebo do dalšího stupně (vratné kanály), což se díky složitému tvaru neobejde beze ztrát a je velmi nutné dbát na jejich návrh.

### 5.1 Práce kompresoru

Abychom mohli vypočítat práci termodynamické soustavy, je nutné znát změny jednotlivých veličin, které celý systém ovlivňují. To nejpřesněji vyjádříme pomocí prvního zákona termodynamiky, který je jednou z forem zákona zachování energie. Ten říká, že energie namůže být vytvořena ani zničena, pouze může změnit svoji formu a to pouze při přechodu přes hranici kontrolované soustavy. Energie obsažená ve fixním množství hmoty (uzavřený objem) může být změněna dvěma mechanismy: přenos tepla  $Q$  a přenos práce  $W$ . Podle [6] může být zachování energie soustavy o stálé hmotnosti vyjádřeno jako:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{sys}}{dt} \quad (1)$$

nebo

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{sys} \rho \cdot e \, dv, \quad (2)$$

kde  $\dot{Q}$  a  $\dot{W}$  zastupují celkové toky prací dodaných či odebraných ve formě práce potřebné ke změně stavu, mechanické práce na hřídeli a celkové toky tepla.

Práci potřebnou ke změně stavu si lze nejnázat představit na pracujícím pístu. Tlak  $p$  stlačuje píst o ploše  $A$  po dráze  $ds$ . Pokud vezmeme malou změnu v čase  $dt$ , pak  $ds/dt$  je rychlost pohybujícího se pístu a přírůstek práce je roven:

$$\delta\dot{W}_{tlak} = -pdA \cdot w = -pdA(\vec{w} \cdot \vec{n}) \quad (3)$$

Celková objemová a technická práce je rovna integrálu přes kontrolní plochu:

$$\dot{W}_{celk.} = - \int_A P(\vec{w} \cdot \vec{n})dA = - \int \frac{p}{\rho} \cdot (\vec{w} \cdot \vec{n})dA \quad (4)$$

Dalším výrazným členem v přenosu práce je mechanická práce na hřídeli(kompresoru, turbíny...). Ta se stanoví ze vztahu:

$$\dot{W}_{hridel} = \omega T_{hridel} \quad (5)$$

Díky těmto úvahám lze původní rovnici o zachování energie přepsat na tvar:

$$\dot{Q} + \dot{W}_{hridel} + \dot{W}_{tlak} = \frac{dE_{sys}}{dt} \quad (6)$$

Abychom získali vztah zachování energie pro kontrolní objem využijeme Reynoldsova transportního teorému.

$$\frac{dE_{sys}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{KO} e \cdot \rho dv + \int_{KS} e \cdot \rho(\vec{v}_r \cdot \vec{n})dA \quad (7)$$

kde  $v_r = v - v_{KO}$  je rychlost tekutiny relativní ke kontrolní ploše a součin  $(\vec{v}_r \cdot \vec{n})dA$  je hmotnostní průtok plochou  $dA$  dovnitř nebo vně kontrolního objemu.

Dosazením původních rovnic získáme rovnici:

$$\dot{Q} + \dot{W}_{hridel} = \frac{d}{dt} \int_{KO} e \cdot \rho dv + \int_{KS} \left(\frac{p}{\rho} + e\right) \cdot \rho(\vec{v}_r \cdot \vec{n})dA \quad (8)$$

kteřá je velmi výhodná, protože tlaková práce je zařazena ve stejném členu s celkovou energií tekutiny proudící přes kontrolní plochu.

Jelikož hmotnostní tok je roven:

$$\dot{m} = \int_{Ac} \rho(\vec{w} \cdot \vec{n})dAc \quad (9)$$

Můžeme rovnici přepsat na tvar:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{KO} e \cdot \rho dv + \sum_{out} \dot{m} \left(\frac{p}{\rho} + u + \frac{w_1^2}{2} + gz\right) - \sum_{in} \dot{m} \left(\frac{p}{\rho} + u + \frac{w_2^2}{2} + gz\right) \quad (10)$$

kde součty v závorkách značí celkovou energii tekutiny na vstupu/výstupu.

A pokud uvažujeme stacionární proudění, zanedbáme výměnu tepla s okolím, potenciální energie, které jsou u turbinových motorů minimální a entalpii definujeme jako:

$$h = u + pv = u + \frac{p}{\rho} \quad (11)$$

dostaneme výslednou rovnici pro zákon zachování energie, nejvíce používanou v technické praxi. Na první pohled je z ní vidět, že práce adiabatického stroje, mezi něž patří i letecké kompresory je rovna rozdílu celkových entalpií.

$$\dot{W} = \sum_{out} \dot{m} \left( h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) - \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{w_2^2}{2} \right) \quad (12)$$

## 5.2 Eulerova turbínová rovnice

Při popisu proudění lopatkovými stroji je nutné určit síly a momenty působící na plyn od obtékaných těles nebo opačně. To se podařilo již roku 1755 Leonhardu Eulerovi, který formuloval vztah o změně hybnosti proudící tekutiny. Euler ji formuloval jako součet všech sil působících na element tekutiny v ustáleném proudu. Analogicky lze vyjádřit momentově [4]:

*Časová změna momentu hybnosti tekutiny k dané ose je rovna součtu všech momentů vnějších sil působících na tekutinu k téže ose.*

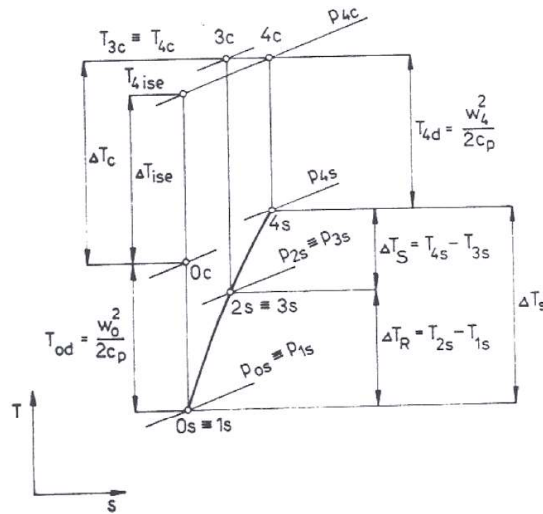
$$\frac{\Delta m \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1)}{\Delta t} = \sum M_{vn} \quad (13)$$

## 5.3 Teorie termodynamické komprese

Pro základní popis teorie kompresorů je nutné zpracovat termodynamické pochody komprese. To výtečně popsal prof. Jerie ve skriptech Teorie osových kompresorů (analogicky platí i pro radiální): *Kompresor sestává z rotoru a statoru, bez ohledu na bližší konstrukční uspořádání. Entropický diagram na Obrázku 16 ukazuje pak, jak se mění v charakteristických řezech kompresoru 1,2,3,4 stav pracovní látky.*

*Jsou udány celkové a statické stavy v absolutním prostoru stupně. Přívod práce se uskutečňuje v rotoru a projevuje se zvýšením celkové teploty pracovní látky. Přitom se v závislosti na řešení stupně zvyšuje více či méně statický tlak z hodnoty  $p_{1s}$  na  $p_{2s}$  a statická teplota z  $T_{1s}$  na  $T_{2s}$ . Ve statoru se už jen transformuje kinetická energie proudu  $\frac{w_2^2}{2}$  na energii tlakovou. Proto ve statoru roste teplota statická z hodnoty  $T_{3s} = T_{2s}$  na hodnotu  $T_{4s}$  a samozřejmě se zvyšuje i statický tlak z hodnoty  $p_{3s} = p_{2s}$  na hodnotu  $p_{4s}$ . Celková teplota zůstává beze změny, tedy  $T_{4c} = T_{3c}$ , ovšem celkový tlak ve statoru poněkud klesne vlivem ztrát z hodnoty  $p_{3c}$  na  $p_{4c}$ . Kinetická energie před státorem jest:*

$$c_p(T_{3c} - T_{4s}) = \frac{w_3^2}{2} \quad (14)$$



Obrázek 16: Entropický diagram komprese (Zdroj: [2])

za statorem:

$$c_p(T_{4c} - T_{4s}) = \frac{w_4^2}{2} \quad (15)$$

Základním parametrem kompresoru je tlakový poměr. Je dán poměrem tlaků před a za kompresorem. Někdy statických [4]:

$$\pi_k = \frac{p_5}{p_1} \quad (16)$$

ale většinou celkových:

$$\pi_{kc} = \frac{p_{5c}}{p_{1c}} \quad (17)$$

Vlastnosti stupně kompresoru lze popsat mnoha součiniteli:

Průtokový součinitel:

$$\phi = \frac{w}{u} \quad (18)$$

který udává poměr mezi rychlostí pracovní tekutiny kolmou na obvodovou rychlost, která leží v meridiánové rovině ku obvodové rychlosti na výstupu z oběžného kola. Uvedený poměr rychlostí je dán průtokem pracovní tekutiny stupněm a průtočnou plochou.

Ten lze ještě rozepsat složkově do radiálního a axiálního směru.

Dále součinitele:

tlakový:

$$\Psi = \frac{c_p \Delta T_{isc}}{\frac{u^2}{2}} \quad (19)$$

což je poměr mezi rozdílem entalpií izoentropického děje ve stupni ku kinetické energii pracovní látky v obvodovém směru.

výkonový:

$$\lambda = \frac{c_p \Delta T_c}{\frac{u^2}{2}} \quad (20)$$

jehož definice je identická jako tlakového součinitele, ale s tím rozdílem, že vychází ze skutečného entalpického spádu.

účinnost izoentropická:

$$\eta = \frac{\Delta T_{isc}}{\Delta T_c} = \frac{\Psi}{\lambda} \quad (21)$$

U výkonového a tlakového součinitele je celková, respektive izoentropická práce vztažena na kinetickou energii příslušnou obvodové rychlosti.

Reakce kompresoru naznačuje, jaká část z energie přivedené k pohonu se transformuje v rotoru respektive statoru na energii tlakovou, nabývá hodnot od nuly do jedné. Reakce u radiálních kompresorů bývá kolem 0,5, podrobněji viz [2].

$$\rho_r = \frac{\Delta T_R}{\Delta T_R + \Delta T_S} \quad (22)$$

$$\rho_s = \frac{\Delta T_S}{\Delta T_R + \Delta T_S} \quad (23)$$

Pokud upravíme vztah pro účinnost pomocí výrazu:

$$\frac{T_{isc}}{T_{1c}} = \left( \frac{p_{5c}}{p_{1c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (24)$$

a vztahu pro tlakový poměr a  $\Delta T_{isc} = T_{5isc} - T_{1c}$  resp.  $\Delta T_c = T_{5c} - T_{1c}$ , dostáváme obvyklý výraz pro izoentropickou účinnost:

$$\eta_{kc} = \frac{\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{5c}}{T_{1c}} - 1} \quad (25)$$

Efektivní práce je potom rovna:

$$W_{ek} = c_p \cdot T_{1c} \cdot \left( \pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kc}} \quad (26)$$

Příkon kompresoru stanovíme z rovnice:

$$P_{ek} = \dot{m} \cdot W_{ek} \quad (27)$$

## 6 Proudové pole radiálního kompresoru

Stupeň odstředivého kompresoru lze rozdělit na čtyři samostatné části. Vstupní soustavu, oběžné kolo, difuzor a výstupní soustavu. Vstupní soustava musí zajistit pokud možno rovnoměrný rychlostní profil vzduchu nabíhajícího na oběžné kolo. Tomuto požadavku nejlépe vyhovuje osový vstup, který je i nejběžnější. Kolenové a radiální vstupy se používají rovněž, trpí ale vyššími ztrátami způsobenými ohybem proudu. Rozložení rychlostí na konci vstupního kanálu se snadno stanoví z rychlostních trojúhelníků. Pokud zobrazíme jednotlivé válcové řezy oběžného kola do roviny, vektor absolutní rychlosti bude mít směr rovnoběžný s osou kola. Značí se  $c_1$ . Rychlost pevně spojená se souřadným systémem oběžného kola je relativní. Značíme  $w_1$ . Detailnější rozbor viz [4].

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (28)$$

kde vektor  $u$  je obvodová rychlost příslušná řezu určitého průměru.

Tangenta úhlu  $\beta_1$  je poměrem absolutní a obvodové rychlosti. Tedy:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u_1} \quad (29)$$

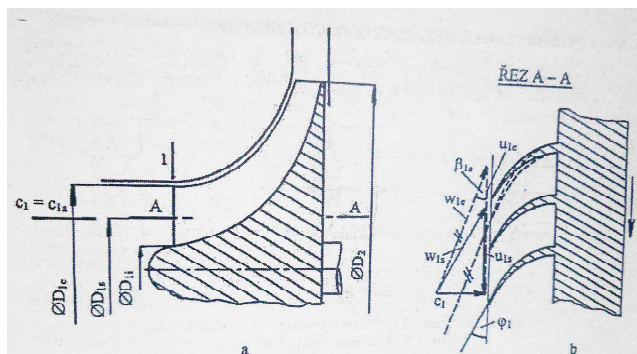
V případě, že  $c_{1a} = c_1 = \textit{konst.}$  vychází v řezu 1-1 úhel  $\beta_1$  proměnný viz obr. 17.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\textit{konst.}}{r} \quad (30)$$

Aby bylo zajištěné správné obtékání lopatek na každém průměru a zachovány stejné náběhové poměry, je nezbytné lopatku po výšce patřičně zkroutit.

Úhel náběhu je pak roven:

$$i_1 = \phi_1 - \beta_1 \quad (31)$$



Obrázek 17: Náběhové poměry vstupní soustavy (Zdroj: [4])

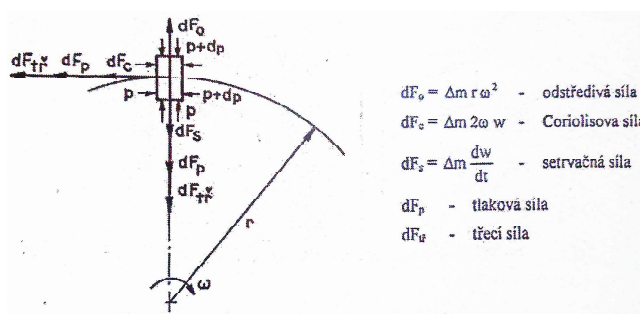
Protože ze zřejmých důvodů narůstá směrem ke vnějšímu průměru obvodová rychlost, roste i velikost relativní rychlosti. Pokud se Machovo číslo začne pohybovat okolo jedné,

vznikají v kanále rázové vlny, které zapříčiní skokové poklesy celkového tlaku a projeví se značným poklesem účinnosti. Tento jev se dá částečně korigovat vstupní soustavou s rozvířením vzduchu, která způsobí, že nabíhající vzduch na lopatky není v osovém směru, ale má obvodovou složku ve směru otáčení oběžného kola, o kterou je pak možné navýšit i otáčky samotného kola.

## 7 Oběžné kolo radiálního kompresoru

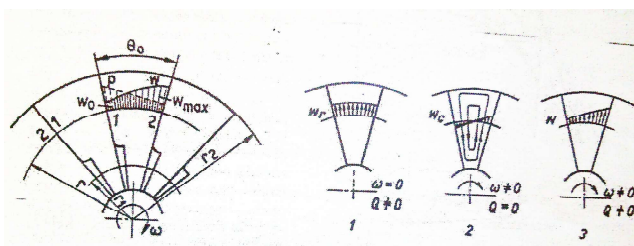
Oběžné kolo dělíme na dvě části, záběrník a vlastní oběžné kolo. Hřbet a koryto záběrníku tvoří zpravidla části křivky. Kružnice, parabola nebo elipsa pak plynule přechází v radiální lopatky kola. Mezilopátkový kanál má difuzorní charakter, což znamená, že pokud by ekvivalentní úhel difuzornosti, který odečteme mezi tečnou vepsaných kružnic k ose jejich středů, překročil 5-8 stupňů, mělo by proudění tendenci se odtrhávat.

Samotné proudění mezilopátkovými kanály je poměrně složité. Nejen díky trojrozměrnosti celého problému, ale především proto, že na rozdíl od osových kompresorů, kde se odstředivé síly vyrovnávají tlakovým gradientem a částice pak putují po cylindrických drahách, zde se jejich účinky projeví v plném rozsahu. Navíc na částici pohybující se v rotujícím oběžném kole směrem k vnějšmu průměru působí nejen síly setrvačné, tlakové a třecí ale i síla Coriolisova. Sílová rovnováha na vytknutý element je na obrázku 18.



Obrázek 18: Sílová rovnováha (Zdroj: [4])

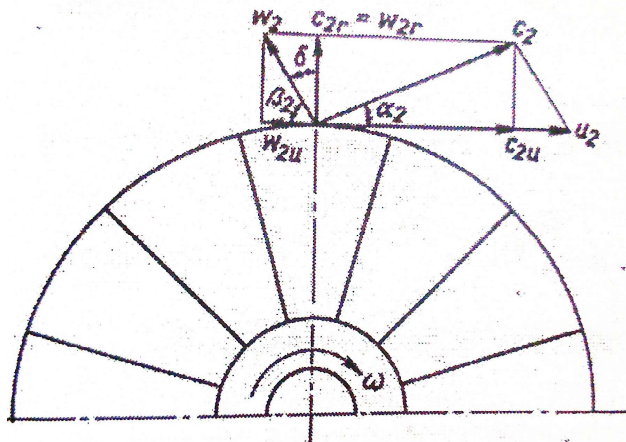
Aby bylo možné takto složité proudění jednoduše a uspokojivě vysvětlit, rozkládá se celý problém na dvě samostatné situace [4]. V prvním případě se kolo neotáčí a vzduch je do něj vhaněn jiným zdrojem. Rychlostní profil v kanále pak bude přibližně rovnoměrný. V druhém případě se kolo otáčí, ale zavřením vstupu a výstupu je průtok nulový. Setrvačné síly působící na vzduch uvnitř kanálu způsobí jeho rotaci v opačném smyslu než je otáčení samotného kola, vzniká takzvaný relativní vír. Rychlostní profil obou případů i výsledné skutečné proudění jsou na obrázku 19.



Obrázek 19: Proudění oběžným kolem (Zdroj: [4])

Cirkulační rychlost se zřetelně projeví i na výstupu z oběžného kola, protože tvoří složku celkové relativní rychlosti. Pokud se podíváme na rychlostní trojúhelník, je zřejmé, že odklon relativní rychlosti od radiálního směru způsobí pokles  $c_{2u}$ . Poměr obvodové složky celkové rychlosti a obvodové rychlosti nazýváme součinitelem skluzu viz obr. 20.





Obrázek 20: Výstupní rychlostní trojúhelník (Zdroj: [4])

Skluz je roven:

$$\mu = \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (32)$$

Ekvivalentním běžně používaným vztahem je rovnice:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_k} \frac{1}{1 - (\frac{D_{1s}}{D_2})^2}} \quad (33)$$

Z výrazu je vidět, že vzroste-li počet lopatek  $z_k$  nade všechny meze, bude skluz roven jedné a  $c_{2u} = u_2$ . Většího počtu lopatek se dnes úspěšně dosahuje vkládáním mezilopatek. Počet lopatek na výstupní straně oběžného kola se pohybuje kolem 20 až 34. Tvar lopatek na výstupu je navrhován ve třech různých provedeních, obr. 21. Radiální, dozadu zahnuté nebo dopředu zahnuté z pohledu směru otáčení. Dopředu zahnuté jsou nejméně časté a uplatnění najdou jen u ventilátorů s malým průtokem a nízkým tlakovým poměrem. Naproti tomu v leteckých aplikacích najdeme nejčastěji radiální a dozadu zahnuté. Koncové zahnutí lopatek má výrazný vliv na tlakový spád [5].

Pokud se nyní použije Eulerova rovnice na proudění v oběžném kole, vychází rovnice:

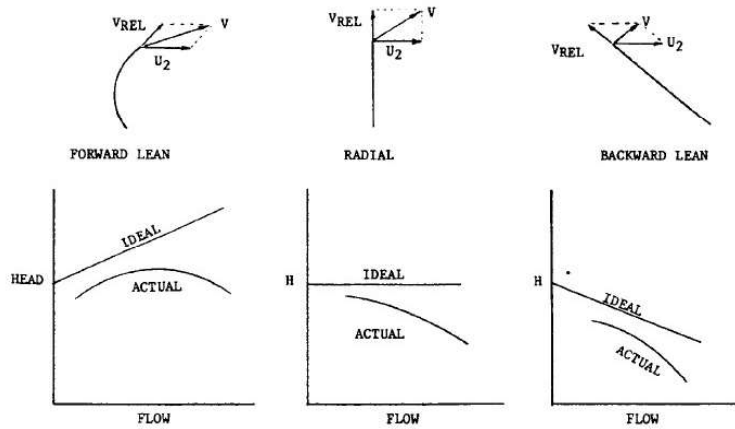
$$M_{ek} - M_f = \dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_{1s}), \quad (34)$$

kde  $M_{ek}$  je točivý moment na hřídeli kola a  $M_f$  je moment třecích sil působících na přední a zadní straně kola.

Dále rovnici přenásobíme úhlovou rychlostí a dělíme hmotnostním průtokem

$$W_{ek} - W_f = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1s} \cdot u_{1s} \quad (35)$$

Rychlosti na vstupu  $c_{1s}$ ,  $u_{1s}$  jsou uvažovány na středním průměru.



Obrázek 21: Zakřivení výstupních lopatek (Zdroj: learnengineering.com)

Práce třecích sil snižující efektivní práci kompresoru se tvoří zejména v zadní části disku kompresoru. Nejvíce závisí na obvodové rychlosti kola a její přibližné vyjádření je následující:

$$W_f = \xi_d \cdot u_2^2 \quad (36)$$

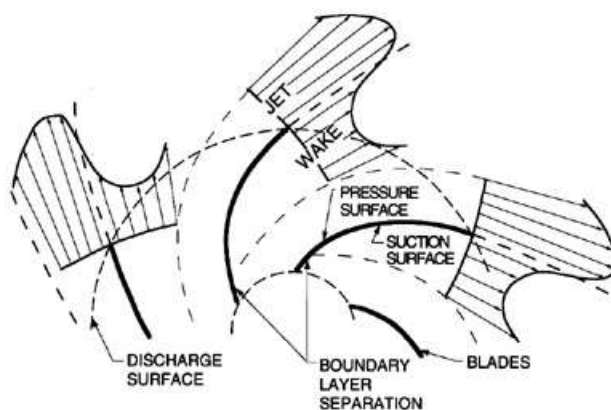
kde součinitel ztráty tlaku je v mezích 0,03-0,05 pro letecké kompresory.

Pokud předpokládáme vstup do kola bez rozvíření, rovnice díky nulové unášivé rychlosti přechází ve tvar:

$$W_{ek} = (\mu + \xi_d) \cdot u_2^2 \quad (37)$$

## 8 Ztráty při proudění vzduchu oběžným kolem

Mechanismus vzniku ztrát při proudění je obecně velmi složitý a i přes současné numerické metody řešení Navier-Stokesových rovnic není tento děj spolehlivě a přesně popsán. Je to zejména z důvodu obtížně proveditelných měření relativního proudění komplexních kanálů oběžného kola s vysokým stupněm zakřivení a nízkou štihlostí. Velkým skokem dopředu bylo uvedení takzvaného jet/wake (proud/úplav) profilu, který představili Bob Dean a jeho kolegové. Ten popisuje existenci nízkorychlostního pole o nízké hybnosti v odtrženém proudě podél sací strany lopatky vytvořeném velkým rozptylem a nárůstem mezní vrstvy dále po proudě. Rychlostní profil na výstupu z oběžného kola je na obrázku 22. To potvrdily i pokusy Eckardta, který poprvé použil pro přesná měření laserovou anemometrii.



Obrázek 22: Profil "proud/úplav" (Zdroj: library.caltech.edu)

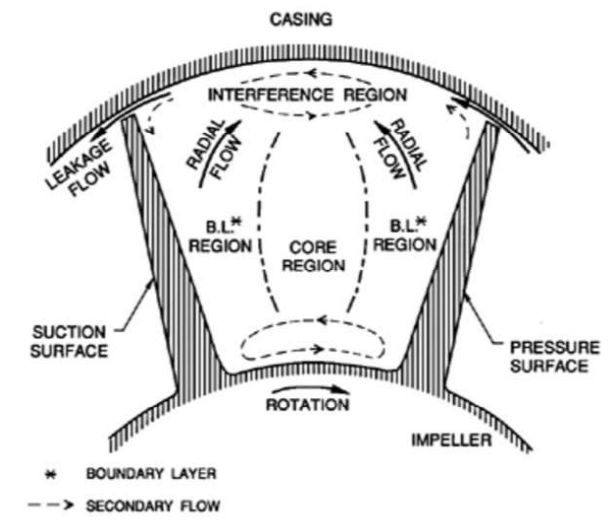
Aby bylo lépe vidět, jak se proudění v kanálech oběžného kola vyvíjí, je nejprve nutné říci, co má na stabilitu proudění největší vliv.

Pokud upustíme od ztrát vlivem rázových vln a zůstaneme v subsonické oblasti, zredukují se ztráty na třecí a ztráty vířením proudě. V kanálech oběžného kola se projevuje vliv sekundárního proudění. Sekundární proudění je takové, které má nenulové složky rychlostí ve směru kolmém k proudnici.

Prvním problémem je značná citlivost účinnosti kompresoru na náběhové poměry, zejména tedy mimo návrhový režim [1]. Pokud se pohne vektor absolutní rychlosti byt jen o několik stupňů, může to mít na obtékání kompresorových lopatek s miniaturními poloměry náběžných hran velmi citelné důsledky. Na téma radiusů náběžných hran bylo vydáno několik prací. Ukázalo se, že náběžnou hranu kruhového tvaru, která má velkou křivost, proudění obtéká velmi obtížně, těžko se dosahuje pole bez vytvoření separační bubliny nebo nezdeformovaného rychlostního profilu. Tento problém se dá částečně odstranit eliptickou náběžnou hranou, která nemá tak velké skoky v rozložení rychlostí respektive součinitele tlaku a obtékání je pak stabilnější. Pravidlo co nejnižších gradientů v rozložení rychlostí a součinitele tlaku je obecně platné. Superkritické profily křídel s pozvolným nárůstem tloušťky lépe udržují laminární proudění.

Dalším zdrojem ztrát je samotný mezilopátkový kanál. A to hned z několika důvodů. Proud vzduchu tekoucí kanálem je často velmi zakřivený, což má za následek vznik

odstředivých sil, jejichž velikost podle prof. Jerieho [5] přibližně odpovídá rozložení součinitele tlaku podél profilu lopatky. Platí, že čím větší zakřivení, tím větší síla. Pokud se ale podíváme na řez mezilopátkového kanálu a zakreslíme směr odstředivých sil, lze si všimnout, že budou mít tendenci potlačit mezní vrstvu na sací straně, ale naopak mohou způsobit prudký nárůst mezní vrstvy na straně přetlakové. Nesmíme zapomenout také na difuzorní povahu kanálu, která zvyšuje náchylnost mezních vrstev k odtržení.



Obrázek 23: Víry vznikající v kanále oběžného kola (Zdroj: library.caltech.edu)

Nyní blíže k jednotlivým vírům vznikajícím v oběžném kole. Mezi přetlakovou a sací částí lopatky přetéká ve směru tlakového gradientu vzduch mezní vrstvou po stěně nosného a krycího kotouče. Aby byl splněn zákon zachování hmoty, musí se tekutina středem kanálu opět vracet, a vzniká tak dvojice vírů s opačným smyslem otáčení, k nimž se ještě přidávají účinky Coriolisových sil. Podobné víry lze pozorovat na stěnách lopatek. V jádře proudu vzniká zakřivením odstředivá síla. Ta vyvolá změnu rychlosti a s ní gradient statického tlaku mezi nosným kotoučem a konci lopatek. V mezní vrstvě na bočních stěnách odstředivá síla značně klesá a proto tlakový gradient vyvolává dostředivé proudění. Když se vrátíme zpět k obrázku 1, z proměnlivého zakřivení kanálu je zřejmé, že bude proměnlivá i odstředivá síla působící na vzduch. Za vstupní částí je zakřivení největší a tedy i síla bude největší. Na výstupu naopak. Vlivem této proměnlivosti vznikne tlakový gradient. Bezprostředním důsledkem těchto jevů je vznik dvou vírů. Výsledné víření v kanále dobře ilustruje obrázek 23. Dalším problémem je podobně jako u křídla konečného rozměru u letounů tlakový gradient na jejich koncích. Jeho účinkem ze sací strany přetéká vzduch do strany přetlakové a v úplavu pak vznikají dva indukované víry [1]. Podobný jev lze pozorovat i na koncích lopatek na vstupu do difuzoru. Posledním snáze pozorovatelným vířením je přetékání vzduchu vřely mezi lopatkami a skříní kompresoru a ve vřeli kolem zadní stěny oběžného kola.

Jak vidno, je trojrozměrné proudění poměrně složitým jevem. Zaměřím se tedy pouze na vliv vkládání mezilopatek. Závislost délky lopatky na účinnosti, průtoku a výsledný tvar proudového pole. Důležitou součástí bude i diskuze užití modelu proudění, turbulence, řešiče a jejich použitelnost a vliv na výpočet.

## 9 Charakteristiky kompresoru

Až doposud byla veškerá odvození vztahů pro práci kompresoru prováděna pro výpočtový režim, kterému odpovídají fixní parametry. Otáčky, průtok, stlačení, účinnost a navíc pro podmínky MSA (Mezinárodní standardní atmosféra) v nulové hladině. Letecké kompresory jsou ovšem v provozu vystaveny silně a velmi rychle se měnícím podmínkám a je proto nezbytné vytvořit odpovídající charakteristiky, které berou tyto změny v úvahu. S měnicími se otáčkami, hmotnostním průtokem, vnějšími atmosferickými podmínkami a fyzikálně chemickými vlastnostmi vzduchu se mění jak účinnost, tak stlačení kompresoru. Veličiny charakterizující fyzikální změny vzduchu jsou viskozita, tepelná vodivost, adiabatický exponent a měrná tepelná kapacita. Rozměr kompresoru je daný jeho průměrem. V součtu je možné vyjádřit funkční závislost stlačení a účinnosti kompresoru na uvedených parametrech následovně, podrobné odvození viz [4]:

$$\pi_{kc}, \eta_{kc} = f(p_0, T_0, c_0, \dot{m}, D, n, \nu, \lambda_t, \kappa, c_p) \quad (38)$$

Zásadní vliv na průběh charakteristiky mají hmotnostní průtok, otáčky a vnější atmosferické podmínky.

### 9.1 Vliv hmotnostního průtoku

Zkouška kompresoru a stanovení charakteristiky se provádí na kompresoru s neměnnou geometrií, kdy otáčky jsou drženy na konstantní hodnotě vnějším zdrojem. Hmotnostní průtok je regulován škrťací klapkou ve výstupní soustavě kompresoru. Měřenými veličinami jsou celkové teploty a tlaky před a za kompresorem, které jsou podkladem pro výpočet stlačení a účinnosti.

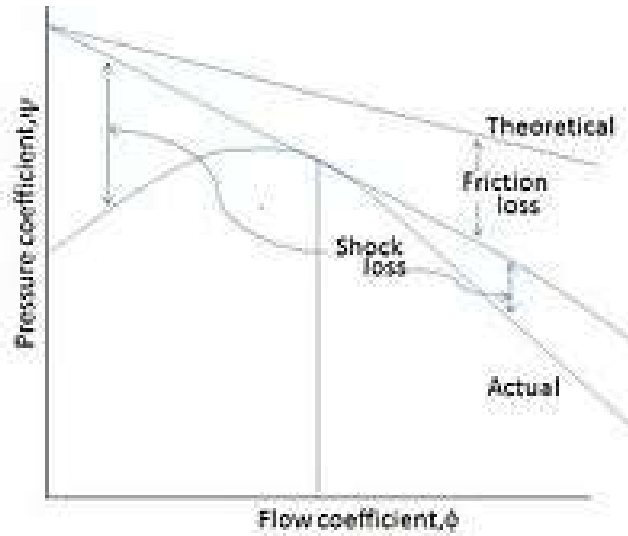
Výpočet charakteristiky začneme s Eulerovou rovnicí, která uvažuje ztráty třením 37 do které se dosadí vztah pro práci kompresoru 26.

$$c_p T_{1c} (\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) = u_2^2 (\mu + \xi_d) \quad (39)$$

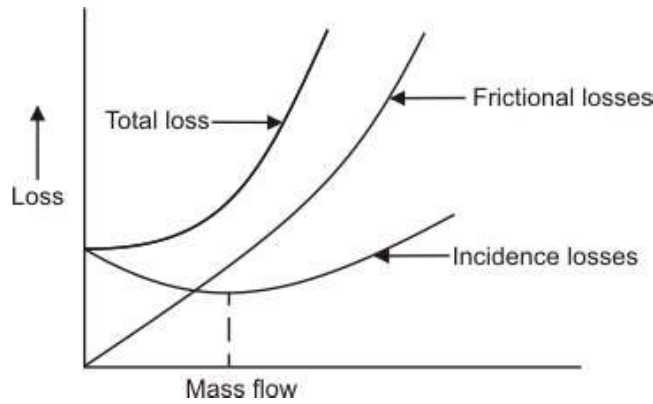
a po úpravě

$$\pi_{kc} = \left[ 1 + \frac{u_2^2 (\mu + \xi_d)}{c_p T_{1c}} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (40)$$

Uvedený rozbor je řešen pro stálé atmosferické podmínky a pro konstantní otáčky. Prvně se uvažuje bezztrátové stlačování, kdy je izoentropická účinnost rovna jedné a stlačení kompresoru je ideální a závisí pouze na součinitelích skluzu a třecích ztrát 25. Průtok vzduchu má jen minimální vliv na tyto součinitele a pokles stlačení je jen nepatrný, některé zdroje jej zanedbávají úplně. Skutečná práce kompresoru je ovšem zatížena ztrátami, které musí pokrýt dodaná práce a stlačení je pak menší než ideální. Zjednodušené lze ztráty rozdělit na třecí a ztráty způsobené utržíváním proudnic na hřbetě či v korytě lopatek při proměnlivém úhlu náběhu. Třecí ztráty jsou úměrné druhé mocnině rychlosti a s rostoucím průtokem velmi rychle nabývají na hodnotě.



Obrázek 24: Závislost účinnosti na hmotnostním průtoku (Zdroj: en.wikipedia.org)



Obrázek 25: Ztráty způsobené třením a nenáběhovými poměry (Zdroj: nptel.ac.in)

Pokud v rovnici 26 uvažujeme ideální stlačení beze ztrát, kdy  $\eta_{kc} = 1$  a za efektivní práci, porovnáme ji znovu s rovnicí 26 a vyjádříme účinnost, vyjde:

$$\eta_{kc} = \frac{\pi_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_{kc,id}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (41)$$

Z rovnice vyplývá, že stlačení kompresoru je vyšší, pokud bude jeho hodnota blíže stlačení ideálnímu. Návrhový režim se tedy bude pohybovat v blízkosti maximální účinnosti v oblasti vysokého stupně stlačení.

## 9.2 Vliv otáček

S rostoucími otáčkami výrazně roste i efektivní práce odstředivého kompresoru. Pohledem na rovnici 40 lze vyzorovat, že stlačení roste s druhou mocninou otáček. Účinnost stupně

se s otáčkami výrazně mění. Maximum účinnosti paradoxně není dosahováno při maximu otáček, ale na hodnotě o málo nižší. Je to způsobeno přítomností třecích ztrát. Při malém poklesu otáček totiž klesne hmotnostní průtok, sníží se i rychlosti proudícího vzduchu a následně i ztráty. Ztráty utržením proudu se při nepatrné změně úhlu náběhu prakticky neprojeví.

### 9.3 Vliv atmosférických podmínek

Proměnlivé atmosférické podmínky na zemi, ale především změna výšky letu vyjádřená změnou tlaku a teploty a také změna rychlosti letu ovlivňují stlačení a účinnost stupně a tím i celé charakteristiky. Příkladem budiž vliv změny atmosférického tlaku a teploty. Základem je rovnice 26, ze které se vyjádří stlačení stupně:

$$\pi_{st} = \left( \frac{W_{st} \cdot \eta_{st}}{c_p \cdot T_{1c}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (42)$$

Změna atmosférických podmínek se projeví pouze změnou teploty  $T_{1c}$ . Pokles tlaku při konstantní účinnosti stupně nemá vliv na stlačení podle rovnice 42, a proto i to je konstantní. Výsledkem je pokles tlaku za kompresorem úměrný poklesu před ním. Vlivem poklesu atmosférického tlaku ovšem poklesne hmotnostní průtok a charakteristika se tak posune ve směru vodorovné osy k nižším hodnotám. Stejný postup platí pro teplotu. Její pokles s výškou bude podle rovnice 42 znamenat při konstantní účinnosti růst stlačení stupně. Pokles teploty před kompresorem způsobí také růst měrné hmotnosti vzduchu a současně hmotnostního průtoku. Posun charakteristiky v grafu pak bude k vyšším hodnotám podél obou os.

Problémem uvedené charakteristiky je právě změna průběhu při proměnlivých podmínkách. To je v praxi bohužel nepoužitelné. Je tedy potřeba najít zobrazení charakteristiky takové, které bude mít stále stejný průběh nezávisle na okolních podmínkách.

K tomu se využijí kriteria podobnosti. U lopatkových strojů jsou jimi následující:

- Podobnost polí tlaků, teplot a rychlostí
- Identické úhly náběhů v lopatkových mřížích
- Machova čísla
- Reynoldsova čísla Prandtlova čísla
- adiabatické exponenty
- Strouhalovo číslo.

Splnit veškerá kriteria podobnosti ovšem v praxi nelze, ale naštěstí to ani není nutné. Zásadní jsou tři - geometrická podobnost, rychlostní trojúhelníky a Machovo číslo.

Aby bylo možné zobecněnou charakteristiku vynést, je potřeba stanovit parametr hmotnostního průtoku a otáček. Z rovnice spojitosti pro hmotnostní průtok platí:

$$\dot{m} = \frac{p_1}{rT_1} c_1 A_1 \quad (43)$$

po úpravě a dosazení celkových parametrů proudu vzduchu,

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{1c}}}{p_{1c}A_{1c}} \cdot \sqrt{\frac{r}{\kappa}} = \Pi_Q \quad (44)$$

pokud navíc budeme konstatovat, že měrná plynová konstanta a koeficient  $\kappa$  jsou přibližně rovny konstantě, vychází vztah, který již není bezrozměrný:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{1c}}}{p_{1c}} = P_Q \quad (45)$$

Otáčky kompresoru jsou vyjádřeny známým vztahem:

$$n = \frac{60u_1}{\pi D_1} \quad (46)$$

Nyní lze rovnici rozšířit rychlostí zvuku a jelikož Machova čísla a úhly jsou konstantní, po dosazení celkových teplot vychází bezrozměrný parametr otáček:

$$\frac{nD_1}{\sqrt{\kappa r T_{1c}}} = \Pi_n \quad (47)$$

Pokud znovu položíme koeficienty rovny konstantě, získáme vztah, který není bezrozměrný:

$$\frac{n}{\sqrt{T_{1c}}} = P_n \quad (48)$$

Zobecněnou charakteristiku získáme, pokud se hmotnostní průtok a otáčky nahradí právě parametry hmotnostního průtoku a otáček 26.

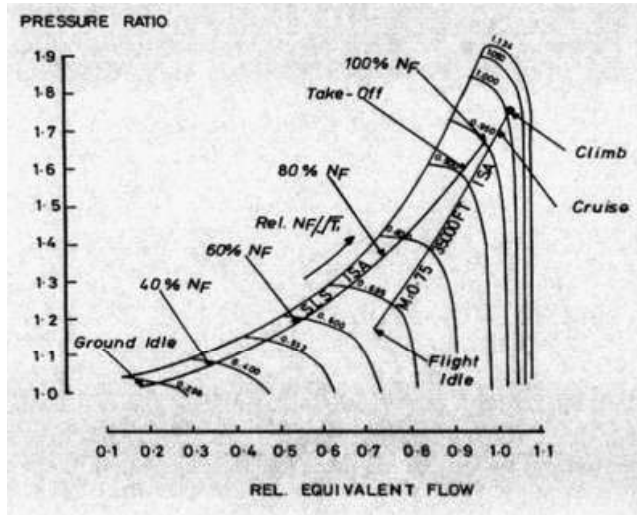
V praxi je běžné tyto parametry převádět na tzv. redukované. Je to z důvodu velké číselné odchylky výše dovozených parametrů od skutečnosti. Redukce parametrů spočívá v přepočtu na předem smluvené standardní podmínky MSA.

## 9.4 Meze práce kompresoru - zahlcení, rotující odtržení, pumpáž

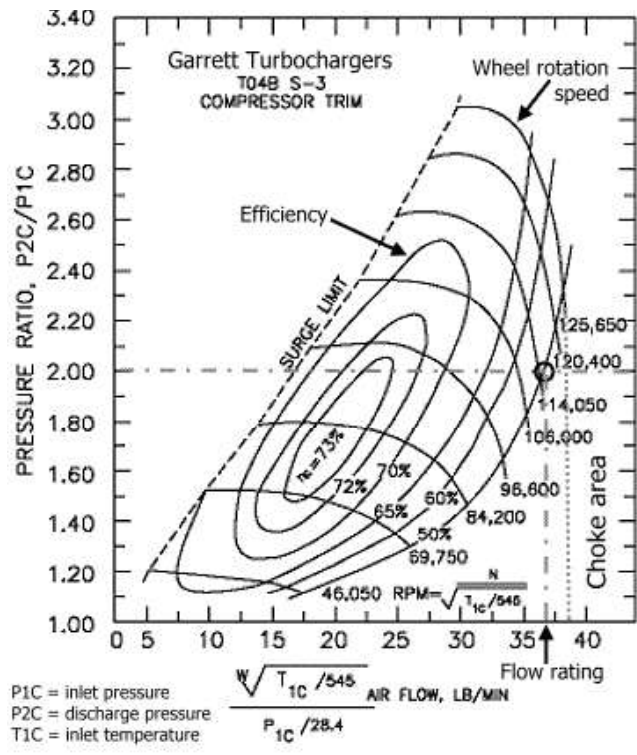
Každý kompresor je navržený na pracovní bod, kdy pracuje v optimu, ideálně na nejvyšší účinnosti. Ale je mnoho aplikací, kdy je nutné, aby kompresor zvládal více režimů práce. Ty jsou omezeny pásmem maximálního a minimálního hmotnostního průtoku. Jednou z nestabilit na nízkých průtocích je rotující odtržení.

S klesajícím průtokem roste úhel náběhu k hodnotám tak vysokým, že dojde k odtržení proudu na náběžné hraně lopatky podobně jako u leteckého profilu. Odtržením na hřbetě lopatky dojde k ucpání části nebo celého mezilopátkového kanálu, čímž se sníží průtok tímto kanálem, což má za následek zvýšení úhlu náběhu na sousední lopatku. Odtržení





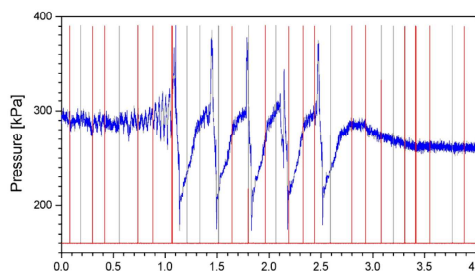
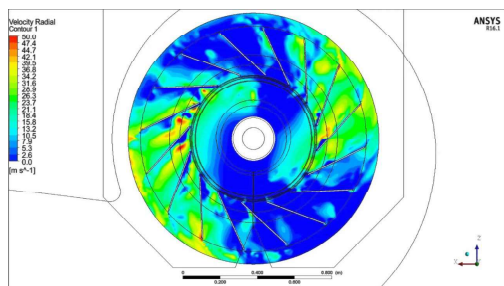
Obrázek 26: Charakteristika stupně (Zdroj: 456fis.org)



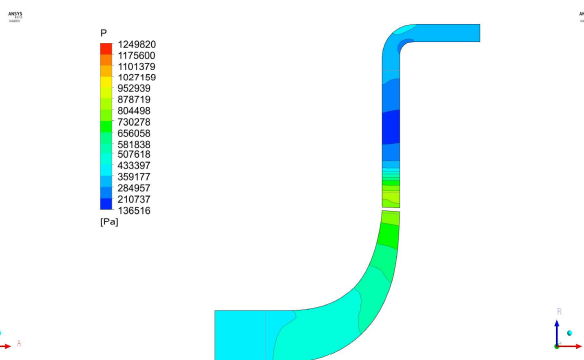
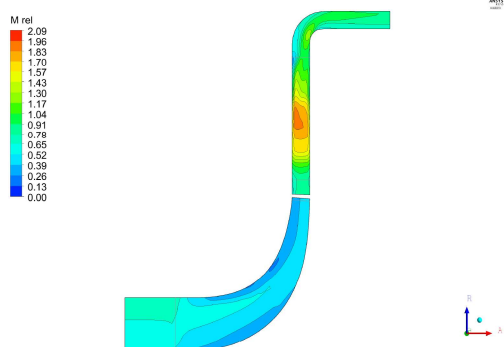
Obrázek 27: Charakteristika stupně (Zdroj: Garrett Turbochargers)

na sousední lopatce sníží úhel náběhu na původní lopatku a proudění v původním kanále se opět ustálí. Takto odtržení postupuje spolu s lopatkami, z čehož je odvozen i název. Rychlost postupu odtržení je oproti otáčkám kompresoru přibližně poloviční. K odtržení proudu může dojít na několika lopatkách najednou, tyto bloky pak 'cestují' spolu. Z rotujícího odtržení je na rozdíl od pumpování cesta návratu a nepostihuje celou soustavu,

ale jen jeden stupeň. Příklad rotujícího odtržení na ventilátoru lze vidět na obrázku 28, kde modré regiony zobrazují bloky odtrženého proudu.



Obrázek 28: Rotující odtržení (Zdroj: Son Pham) Obrázek 29: Cykly pumpování kompresoru (Zdroj: NASA©)



Obrázek 30: Relativní Machovo číslo při zahlcení kompresoru Obrázek 31: Rozložení tlaku při zahlcení kompresoru

Naproti tomu pumpování je jedna z nejnebezpečnějších situací, do kterých se kompresor může dostat. Jde o bod na charakteristice, kdy kompresor dosáhne maximálního tlakového poměru pro minimální hmotnostní tok a dochází ke kompletnímu zhroucení proudění. Pokud definujeme celkový tlak za kompresorem jako  $p_{rc}$  a tlak ve spalovací komoře jako  $p_{cc}$  a odpovídající hmotnostní toky za oběma částmi motoru jako  $m_{rc}$  a  $m_{cc}$ , můžeme popsat pumpování kompresoru při snižujícím se hmotnostním průtoku následovně. V pracovním bodě, tedy ustáleném režimu jsou celkové tlaky  $p_{rc}$  a  $p_{cc}$  vyrovnané. Poklesne-li hmotnostní tok za spalovací komorou, vzroste celkový tlak za kompresorem podle charakteristiky. To má za následek změnu náběhových poměrů. Klesá úhel vstupní rychlosti a roste úhel náběhu na lopatky oběžného kola. Dochází k odtržení proudu, nárůstu ztrát a poklesu kinetické energie. Část této energie se přemění na statický tlak, který působí kolmo na proudnice a odtržení se tak šíří ve směru ke vstupu do kompresoru. Další snižování hmotnostního toku znamená dosažení meze stability kompresoru a následně přestup do nestabilní oblasti. V nestabilní oblasti tlak za kompresorem klesá vyšším tempem než za spalovací komorou a hmotnostní tok padá obrovskou rychlostí a to až do bodu, kdy se celkové tlaky opět vyrovnají a nakonec tlak za kompresorem dosáhne vyšší hodnoty než za spalovací komorou. Tím se dokončí jeden cyklus pumpáže. Pokud

ovšem přetrvávají podmínky pro pumpování, tento cyklus se opakuje ve frekvenci jednotek Hertzů a může vést k poškození až kompletní destrukci celého motoru. Jak může cyklus oscilace tlaku vypadat na kompresoru je vidět na obrázku 29.

Zahlcení kompresoru je na charakteristice přesně opačný konec. Kompresor pracuje s maximálním možným hmotnostním tokem a na výrazně nižším tlakovém poměru. Je to část charakteristiky, která přejde v téměř vertikální. Zahlcení je charakterizováno sonickou podmínkou, tedy moment, kdy proudění poprvé dosáhne v některé části kompresoru rychlosti zvuku a kompresor již nedokáže větší množství pojmout. Na obrázcích 30 a 31 je vidět relativní Machovo číslo, respektive rozložení tlaku právě v situaci, kdy v difuzoru dochází vlivem rázové vlny k zahlcení. Rázová vlna vznikne v místě nejmenšího průřezu a postupně se pohybuje ve směru proudu. Více k této problematice v [4].

## 10 Mezilopatky a jejich vliv na charakteristiku kompresoru

Konstrukce oběžného kola doznala za svoji historii mnoho dílčích změn. První kompresory pro automobilové motory byly s radiálními lopatkami a krytím kola. Později se od krytu upustilo, dosáhlo se tak nižší hmotnosti a momentu setrvačnosti, čímž se dosálo vyšších maximálních otáček a stlačení a lepší odezvy na plynový pedál a požadavky motoru. Tato filozofie se později přenesla i do turbínových motorů. Běžnou praxí je pak právě zvyšování počtu lopatek oběžného kola. Jak již bylo řečeno v sekci 6, teoreticky maximální účinnosti by bylo dosaženo při nekonečném počtu lopatek. Čím blíže se tedy tomuto teoretickému stavu počet blíží, měla by účinnost růst. Přistoupilo se proto k vkládání mezilopatek. Mezilopatkování zlepšuje vedení vzduchu kanály kola, na druhou stranu počet lopatek je limitován jak výrobními náklady, hmotností a momentem setrvačnosti, tak i působícím zatížením. Dále použití mezilopatek snižuje fluktuace tlaku a potlačují tak rozvoj vibrací a hluku. Počet lopatek vyšší než jisté optimum zapříčiní pokles účinnosti prudkým nárůstem třecích ztrát. Toto optimum je funkcí specifických otáček, úhlu lopatek na výstupu a obvodového Machova čísla na výstupu. Vyšší počet lopatek pak může mít i negativní efekt a to snížení efektivní průtočné plochy oběžného kola.

## 11 Cíl výpočtu a předpokládané chování

Cílem simulací bylo vytvoření funkčního matematického modelu odstředivého kompresoru v programu Ansys CFX pracujícího na 100% jmenovitých otáček pro zvolené délky mezilopatek a analýza vlivu na výkonové parametry stupně. Numerický výpočet bude proveden pro 100%, 75%, 50%, 25% délku mezilopatek a pro variantu bez mezilopatky. Pro každou délku bude stanovena výkonová křivka, tedy závislost tlakového poměru na redukovaném parametru hmotnostního toku definovaného vztahem 45, zachycená osmi body. Dalším sledovaným parametrem je izoentropická účinnost stupně. Ta se stanoví jako podíl rozdílu entalpií skutečné a izoentropické komprese vztahem 49.

$$\eta_{isoentropic} = \frac{H_{2i} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (49)$$

Co se týká výpočtu v CFX, byla vytvořena uživatelská funkce podle vzorce 49 a entalpie byly vzaté jako průměrovaný hmotnostní tok, viz vzorec 50.

$$H_2 = massFlowAve(TotalEnthalpyinStnFrame)@S1Outlet \quad (50)$$

Mezilopatky se do kanálu oběžného kola vkládají za účelem zlepšení vedení proudu vzduchu, rozšíření charakteristiky a zvýšení maximálního tlakového poměru. Na druhou stranu vložená mezilopatka zmenší průtočnou plochu a kompresor tak může zpracovávat menší hmotnostní tok. Co se týká různých délek, dalo by se očekávat, že delší mezilopatka vytvoří větší tlakový poměr v pracovním bodě, ale bude mít užší pásmo rezerv proti pumpáži a ucpání.

## 12 Geometrie

### 12.1 Rotor

Geometrie byla převzata z výrobního výkresu experimentálního stupně radiálního kompresoru pro motor Walter M601 a převedena do digitální podoby Dr. Hlaváčkem programem BladeGen a poskytnuta k následným simulacím.

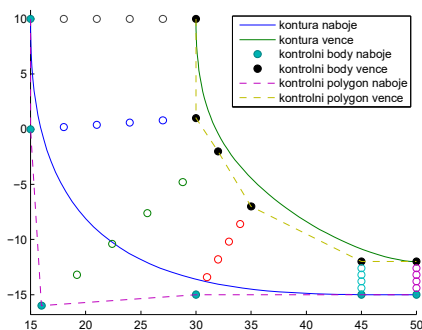
Tvarování kanálu a lopatky je asi nejzajímavější částí přípravy simulací a má samozřejmě největší vliv na fungování kompresoru. Bude tedy popsáno detailněji.

Tvar kanálu je nejčastěji řízen víceúhlovým polynomem nebo Bezierovou křivkou. Ta má libovolný počet kontrolních bodů. Její tvar podléhá rovnici 51.

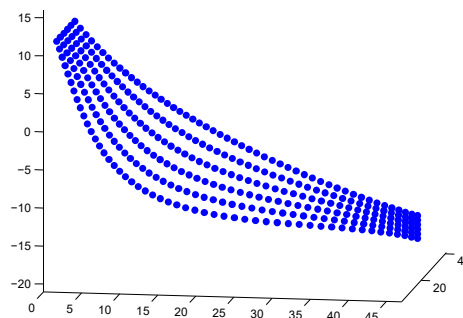
$$Bezier(n, t) = \sum_{i=0}^n \binom{n}{i} \cdot (1-t)^{n-i} \cdot t^i, \quad (51)$$

kde  $n$  je řád křivky,  $t$  je proměnná. První člen rovnice je binomický, druhý pak polynom.

Pak jen stačí nadefinovat vnitřní a vnější průměr vstupní průtočné plochy a průměry výstupu a kanál je hotový. Jeho tvarem jsou dány i počáteční a koncová hrana lopatky. Aby bylo možné definovat střední plochu lopatky je nutné doplnit k obrysům kanálu i náběžnou a odtokovou hranu a síť bodů ohraničenou těmito křivkami. Nejjednodušší rozdělení je lineárně mezi jednotlivými kontrolními body křivek za předpokladu, že je počet kontrolních bodů na věnci i náboji stejný. Podobně jako na obrázku 32. Takto vznikne matice bodů o rozměru  $m \cdot n$ , kde  $m$  je počet kontrolních bodů Bezierovy křivky a  $n$  je zvolený počet bodů podél náběžné hrany. Každý sloupec takové matice pak představuje řez konstantní výškou lopatky a je tak možné řídit její úhel  $\beta$  od náběžné k odtokové hraně ve všech řezech. To dává téměř neomezené možnosti tvarování. Nadefinování úhlu  $\theta$  je naopak dáno definicí souřadnic 'po řádcích' matice. Nezáleží pak jestli je definice přímá nebo integrální, jak je zmíněno níže.

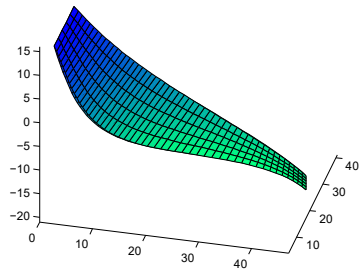


Obrázek 32: Řídící body kanálu

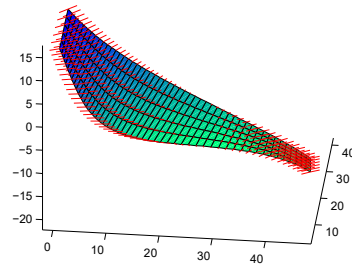


Obrázek 33: Řídící body lopatky

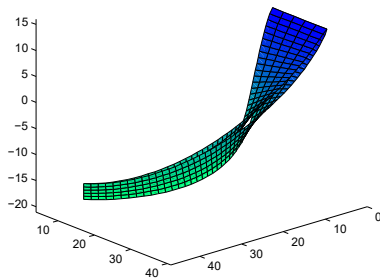
Na obrázcích 33 až 35 lze vidět řídicí body lopatky a její střední plochu na kterou se pak namapuje libovolná tloušťková funkce. K tomu je nutné vytvořit v uzlech sítě



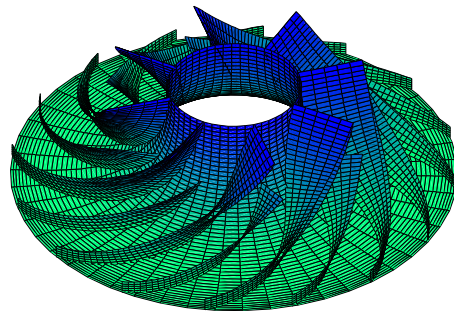
Obrázek 34: Střední plocha lopatky



Obrázek 35: Lopatka s vykreslenými normálami v trojnásobném měřítku



Obrázek 36: Příklad geometrie lopatky



Obrázek 37: Příklad geometrie oběžného kola kompresoru

vektorovým součinem normály do kladného a záporného směru v normalizované délce a pak je přenásobit právě tloušťkovou funkcí.

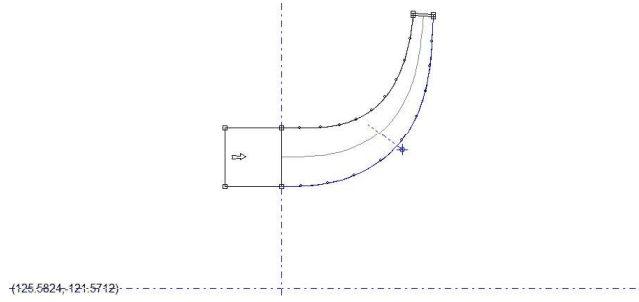
Náběžnou hranu je možné zvolit ostrou nebo je nutné vytvořit dodatečnou funkci a vytvarovat ji elipticky.

Na obrázcích 36 a 37 je geometrie lopatky s tloušťkovou funkcí libovolného NACA profilu ve zvětšeném měřítku pro lepší ilustraci, respektive kompletní geometrie oběžného kola. Nyní již k zadané geometrii a parametrům zadaným do programu BladeGen. Tvar kanálu zadaného kompresoru je řízen Bezierovou křivkou o 11 bodech jak na náboji, tak na skříni. Přesný tvar je na Obrázku 38.

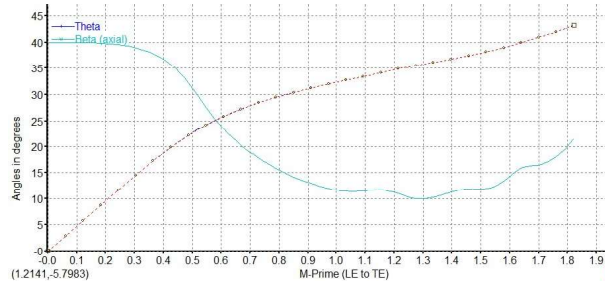
Zkrut lopatek je řízen úhlem  $\theta$  s 31 souřadnicemi od náběžné k odtokové hraně. Průběh je na Obrázku 39. Lopatka je na výstupu zahnutá dozadu pod úhlem  $\theta = 43.25^\circ$ .

Tloušťka mezilopatky je definována 10 body. Její průběh je zřejmý z Obrázku 40.

Mezilopatka je pak odvozena od hlavní lopatky jako poměrná délka. Definice úhlu zkrutu  $\theta$  je názorněji vidět z Obrázku 41. Je potřeba upozornit, že obrázek je pro oběžné kolo turbíny. To na definici mění pouze směr vykreslování křivky lopatky od vnějšího k vnitřnímu průměru. Theta je navíc definována integrálně jako funkce úhlu beta, podle vzorce 52, který má větší fyzikální smysl pro analýzu oběžného kola.



Obrázek 38: Tvar kanálu obežného kola kompresoru



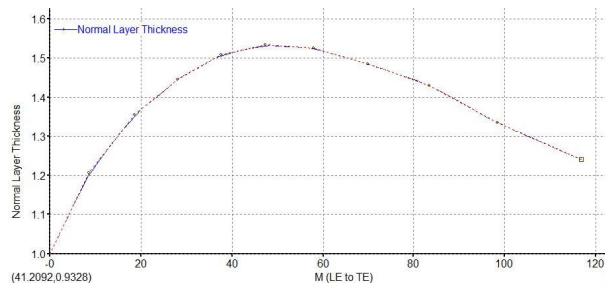
Obrázek 39: Zkrut lopatky

$$\theta = \int \frac{\tan\beta}{R} dm \quad (52)$$

Výsledná geometrie obežného kola je na obrázku 42.

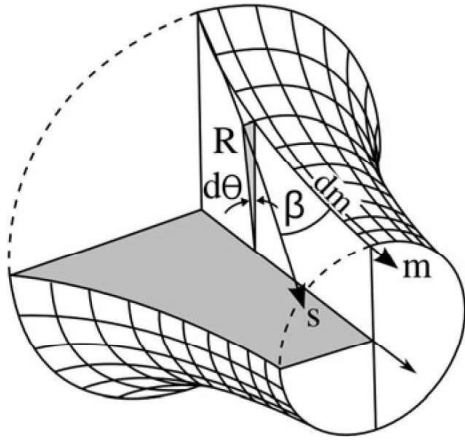
## 12.2 Stator

Difuzor je lopatkový s průřezem ve tvaru písmene L, výstup je tak v axiálním směru. Počet lopatek je 25, nesoudělný vůči lopatkám obežného kola z důvodu omezení hluku a vibrací.

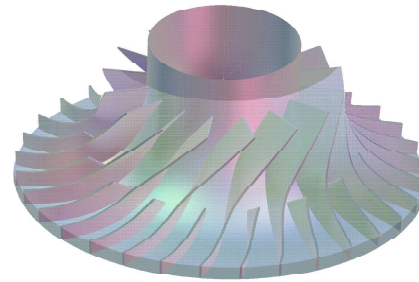


Obrázek 40: Tloušťková funkce lopatky

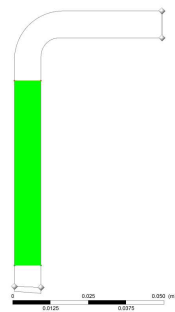




Obrázek 41: Definice úhlu beta a theta pro radiální oběžné kolo (Zdroj: MSc thesis - RCW de Koning, Delft 2015)

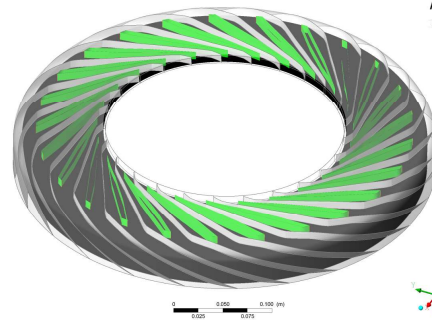


Obrázek 42: Geometrie oběžného kola



Obrázek 43: Axiální řez difuzorem

ANSYS  
15.0  
Academic



Obrázek 44: Difuzor (skříň je transparentní)

ANSYS  
15.0  
Academic



## 13 Síť

Vytvoření sítě proběhlo v programu Turbogrid, který je dedikovaným softwarem pro tvorbu strukturovaných šestistěnných sítí lopatkových strojů. Pro jistotu přesnosti výsledků byla provedena analýza citlivosti sítě.

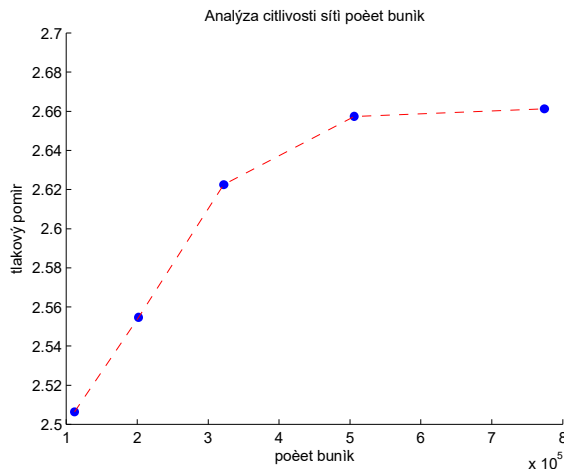
### 13.1 Analýza citlivosti sítě

Dokumentace CFX striktně říká, že je nutné použít pouze tzv. global scaling factor, který mění velikost buněk v rámci celé domény. Síť lopatky je pak potřeba definovat jako proporční vůči velikosti sítě, aby bylo zachováno měřítko. Analýza pak proběhla v intervalu 0.7 – 1.1 globálního faktoru s krokem jedné desetiny. To odpovídá sítím s rozsahem buněk cca 120 – 880 tisíc. Průběh výsledků tlakového poměru a izentropické účinnosti pro případ s mezilopatkou v délce poloviny meridionálního průřezu kanálu je na obrázku 45. Mírou kvality sítě je také parametr  $y^+$ , který je definován vztahem 53.

Je mírou turbulentních a laminárních vlivů v buňce sítě. Ten by pro turbulenci RNG k-epsilon měl být v intervalu 11 – 200, tak aby střed první buňky nezasahoval do vazké podvrstvy ani do vrstvy útlumu.

$$y^+ = \frac{u^* \cdot y}{\nu}, \quad (53)$$

kde  $u^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}$  je frikční rychlost u nejbližší stěny,  $y$  je vzdálenost od nejbližší stěny,  $\nu$  je kinematická viskozita média.



Obrázek 45: Analýza citlivosti sítě - tlakový poměr

Tabulka 1: Analýza citlivosti sítě - závislost tlakového poměru na počtu buněk

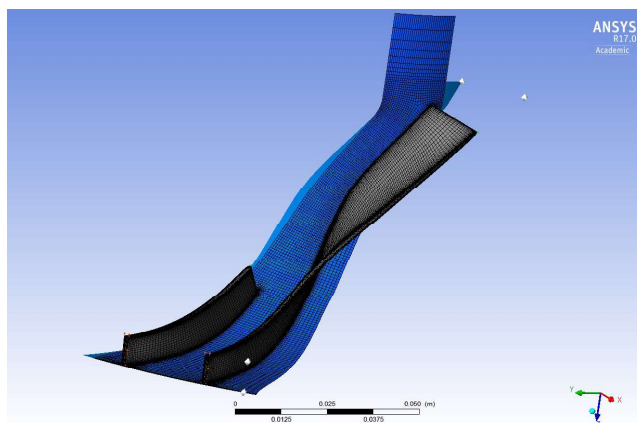
global scaling factor	počet buněk	tlakový poměr	y+
0.7	111810	2.5064	89.7204
0.8	201994	2.5547	51.9164
0.9	322107	2.6225	86.3976
1	505978	2.6574	68.2607
1.1	774214	2.6612	54.3241

Z obrázku a tabulky lze odečíst, že pro global scaling factor od 0.9 výš je změna v tlakovém poměru již jen do dvou procent a lze tak považovat výsledek za nezávislý na citlivosti sítě. Přibližný minimální počet buněk byl stanovený na 350 tisíc pro doménu.

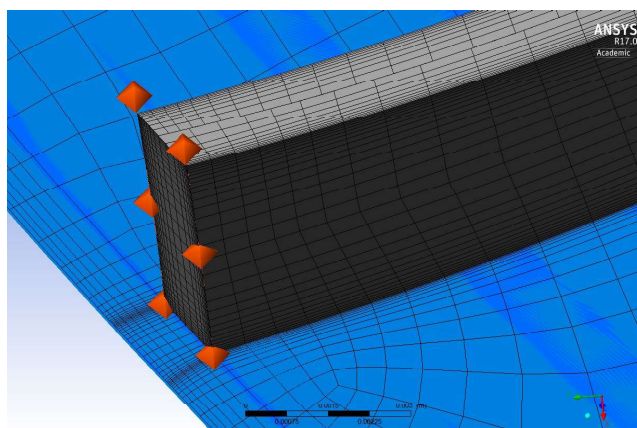
## 13.2 Parametry sítě použité pro simulace

Pro simulace byla řízena síť v mezní vrstvě a na povrchu lopatky, aby byla pro všechny případy rozlišena ekvivalentně. Po výšce lopatky je rozmístěno 30 buněk z toho 4 konstantní. Ve všech případech je nastavena cílová hodnota míry expanze sousedních buněk na 1.2 a hodnota  $y^+$  byla ve výše uvedeném intervalu. Detaily sítě pro příklad s mezi-lopátkou do 50 procent délky kanálu jsou na obrázcích 46 až 51. Podobný postup byl

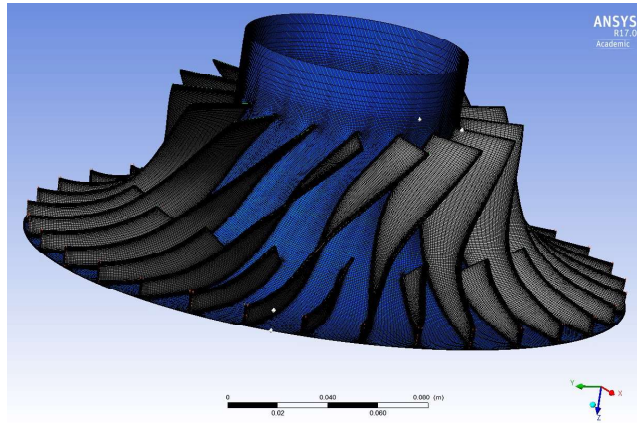
zvolen v případě difuzoru. Jemnost sítě byla zvolena podle analýzy citlivosti a ponechána konstantní pro všechny simulace.



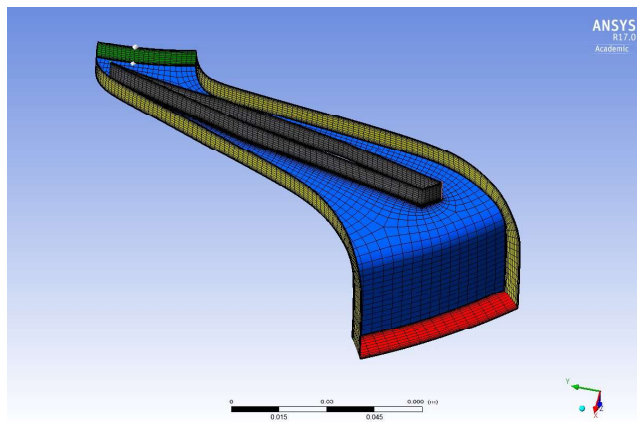
Obrázek 46: Síť kanálu oběžného kola



Obrázek 47: Detail sítě konce lopatky



Obrázek 48: Síť oběžného kola

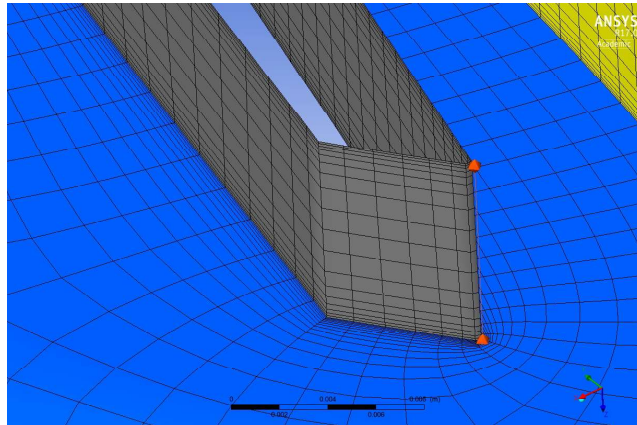


Obrázek 49: Síť kanálu difuzoru

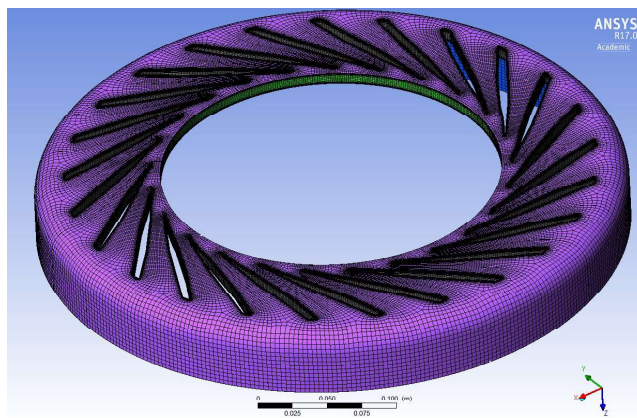
## 14 Nastavení simulace

Vzhledem k očekávanému ustálení proudění, budou simulace provedeny jako stacionární. Stacionární model neuvažuje proměnnou času a je tak výrazně úspornější z hlediska výpočetního výkonu. Navíc je modelován pouze jeden kanál z rotoru a statoru. Aby bylo možné vypočítat účinnosti, je nutné do simulace zahrnout rovnici energie. Celá doména stupně je rozdělena do dvou vztažných soustav (multiple reference frame - MRF), rotující a statické. Rotující část oběžného kola má obvodovou rychlost  $-3916.52[\text{rads}^{-1}]$ , tedy 37400 otáček za minutu. Poměrně vysoké otáčky kompresoru jsou zkráje simulace problematické pro řešič. Bylo proto nutné vytvořit uživatelskou funkci tak, aby otáčky naběhly během zvoleného počtu iterací. Ten byl stanoven na 50. Model turbulence byl vybrán ze skupiny RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) dvourovnicový RNG k-epsilon, který se podle [9] ukázal být nejvhodnější pro lopatkové stroje.

Okrajové podmínky na vstupu a výstupu ze stupně jsou doporučeny jako celkový tlak na vstupu a hmotnostní tok na výstupu. Toto nastavení umožňuje projít výkonovou křivku pouze změnou hmotnostního toku na výstupu při zachování vstupních podmínek. Okrajové podmínky by měly být definované v oblasti minimálních gradientů, což vstup



Obrázek 50: Detail sítě difuzoru



Obrázek 51: Sít' difuzoru

do oběžného kola nesplňuje. Aby se dalo vyhnout náročnému schématu tří oblastí S/R/S a dvou rozhraní, byla oblast vstupu axiálně protažena, tak aby splňovala dané podmínky.

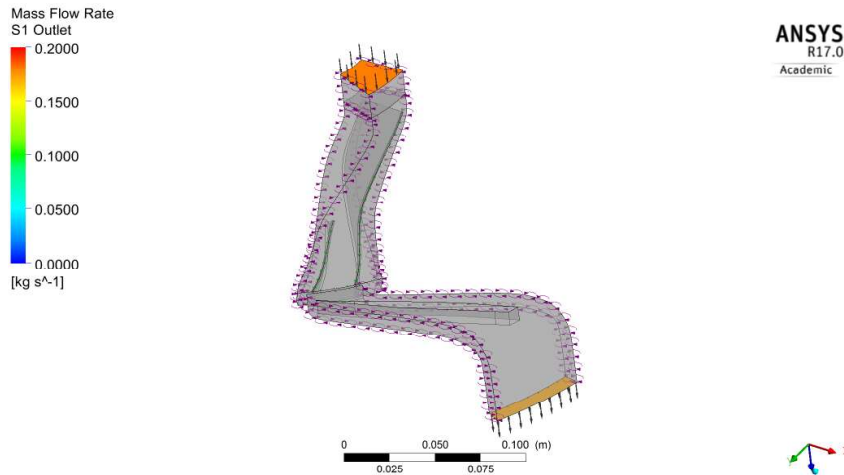
Inicializace simulace byla ponechána automatická v režii řešiče.

Tabulka 2: Tabulka parametrů návrhového bodu pro první simulaci - 50% mezilopatka

$\dot{m}[kg \cdot s^{-1}]$	$P_{1c}[Pa]$	$T_{1c}[K]$
0.172 / kanál	451161	474.37

## 14.1 Diskretizační schéma, kontrola a kritéria konvergence

Jednou z nejdůležitějších částí simulace je nastavení schéma diskretizace a kontrola konvergence. Radiální kompresor je vzhledem ke svému trojrozměrnému proudění nesmírně náročný na stabilitu a míru konvergence. Proto byl postup následující. Simulace byla započata schématem upwind, prvního řádu, které do výpočtu zanesou vysokou míru numerické difuze a je tedy velmi stabilní. Kromě postupného náběhu otáček, je nutné zvolit správný 'timescale'. CFX přidává k transportním rovnicím falešný časový člen navíc,



Obrázek 52: Grafika kanálu kompresoru s okrajovými podmínkami

který je jistým způsobem relaxace nelinearity rovnic podobně jako při řešení soustavy lineárních rovnic. Čím vyšší timescale, tím rychleji je dosahováno konvergence, ale mohou se objevit oscilace v reziduích. Nižší timescale je stabilnější, ale konvergence trvá déle. Započato bylo s lokálním timescalingem, který umožní různě velké kroky skrze celou doménu v definovaném násobku, podle rychlostí v proudovém poli, což je pro kompresor velice výhodné. Hodnota byla ponechána na přednastaveném násobku 5. Když se simulace ustálí, bylo aplikováno schéma 'high resolution' pro vyšší přesnost, které je matematicky také upwind, ale druhého řádu. Navíc aktivně přepíná mezi prvním a druhým řádem, aby byla zajištěna stabilita. Posledních několik iteračních kroků bylo podle doporučení dokumentace CFX počítáno s 'physical timescale', které krok nastaví komplexně pro celou doménu. Doporučené hodnoty by se měly pohybovat v rozmezí  $0.1/\omega$  a  $1/\omega$ .

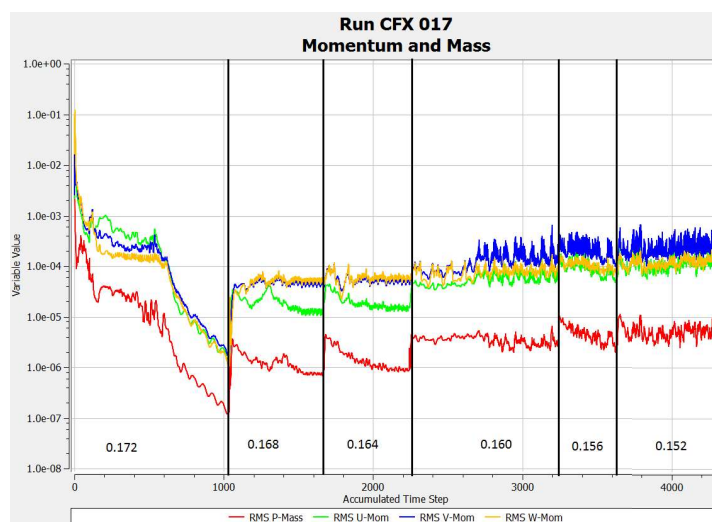
Kritérií konvergence bylo zvoleno několik. Kromě reziduí, která jsou mírou přesnosti řešení rovnic, to bylo ustálení tlaku na výstupu, izoentropická účinnost a především pak imbalance hmotnostních toků skrz rotor a stator. Zde byl interval 0.1% oběma směry od nulové hodnoty.



## 15 Výsledky

### 15.1 Příklad iteračního průběhu pro variantu 3/4 mezilopatky

Jak již bylo zmíněno, hlavními kritérii konvergence bylo ustálení imbalance v rotoru a statoru pod jednu desetinu procenta absolutní hodnoty, ustálení tlaku na výstupu a iso-entropické účinnosti. Na obrázku 53 je vidět průběh reziduí pro pracovní bod a posléze tři nižší hmotnostní toky až do nestabilní oblasti kompresoru při čtvrtém a dalších, kdy začne mírně oscilovat tlak na výstupu a imbalance. Navíc s každým dalším krokem oscilace zesilují. Ustálený výsledek předchozího hmotnostního toku je pro přesnější počáteční inicializaci a rychlejší konvergenci použit pro následující bod na charakteristice. Otázkou je, kde přesně se hranice nestabilní práce nachází. To se z reziduí vyčíst nedá, proto je nutné se podívat na ostatní kritéria. Na obrázku 54 jsou imbalance rovnice kontinuity rotoru a statoru. Čtvrtý bod by mohl být vnímán jako hranice stabilního chodu, protože má tendenci se plně ustálit a to včetně tlaku na výstupu. Pokud se podíváme na poslední dva body, je vidět, že imbalance se již neustálí a mají naopak tendenci narůstat. S přihlédnutím k obrázku 55, na kterém je právě výstupní tlak je toto tvrzení ještě podpořeno jeho poklesem.

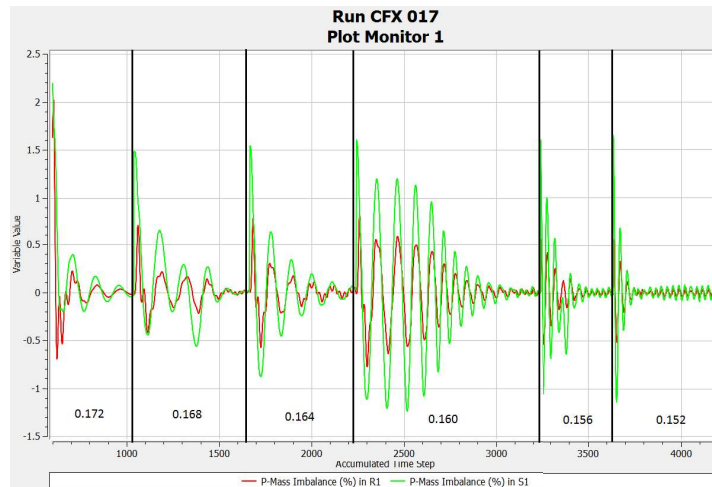


Obrázek 53: Rezidua NS rovnic během iteračního náběhu, body směrem k nestabilní oblasti

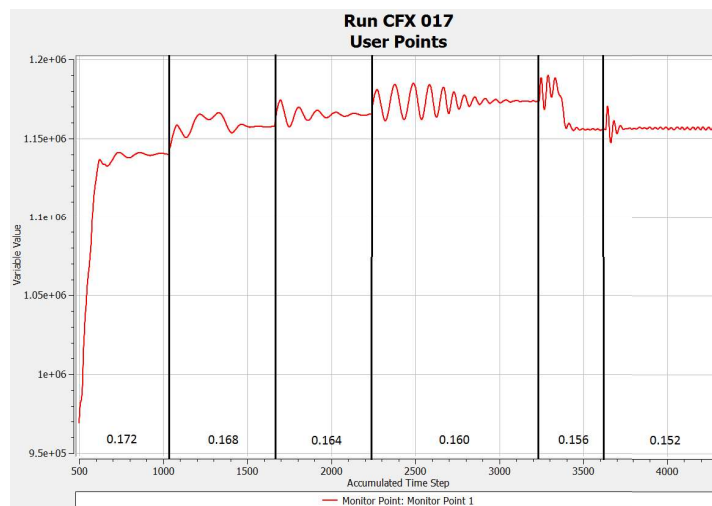
Z průběhu simulací je zajímavá ještě jedna situace. Delší mezilopatka má evidentně mnohem méně agresivní přestup do nestability, čímž na sebe včas upozorní. Naproti tomu 50% mezilopatka přejde do nestability relativně rychle, viz obrázek 56.

Na opačné straně charakteristiky, tedy zahlcení kompresoru, jsou všechny varianty mezilopatek prakticky identické. K zahlcení dochází při  $0.188 \text{ kg s}^{-1}$  na jeden kanál difuzoru. Příklad prudkého poklesu výstupního tlaku je vidět na obrázku 57 Samozřejmě by mělo být otestováno na testovací lavici na reálném kompresoru.

Mírně stranou samozřejmě stojí varianta bez a s plnou mezilopatkou. Obě dvě charakteristiky jsou výrazně užší a mají tak užší stabilní pásmo práce. Navíc prvně jmenovaná nedosahuje účinnosti mezilopatekových variant a díky výraznému vývinu turbulentního



Obrázek 54: Imbalance rovnice kontinuity rotoru a statoru



Obrázek 55: Tlak na výstupu

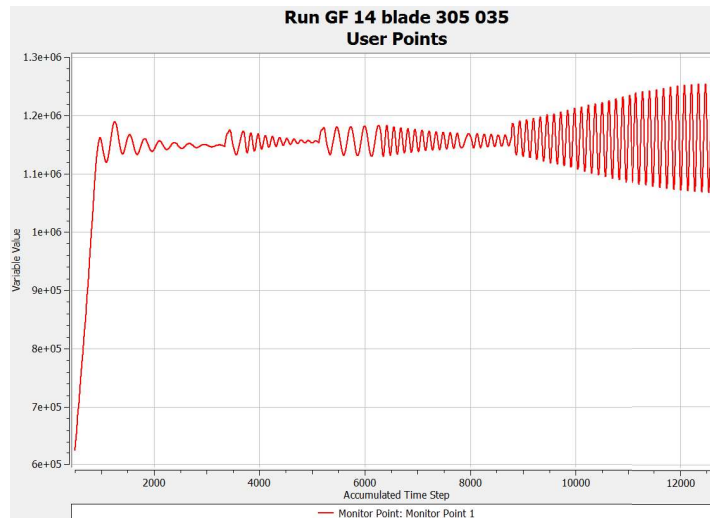
proudění dochází i k zahlcení dríve. Varianta s plnou mezilopatkou potvrzuje vyslovený předpoklad, že díky zmenšené průtočné ploše na vstupu zpracuje nižší hmotnostní toky. V tomto případě pouze poloviční. Polovina však nebude pravidlem, vše bude záviset na průměrech kompresoru, počtu lopatek a podobně.

## 15.2 Charakteristiky stupně

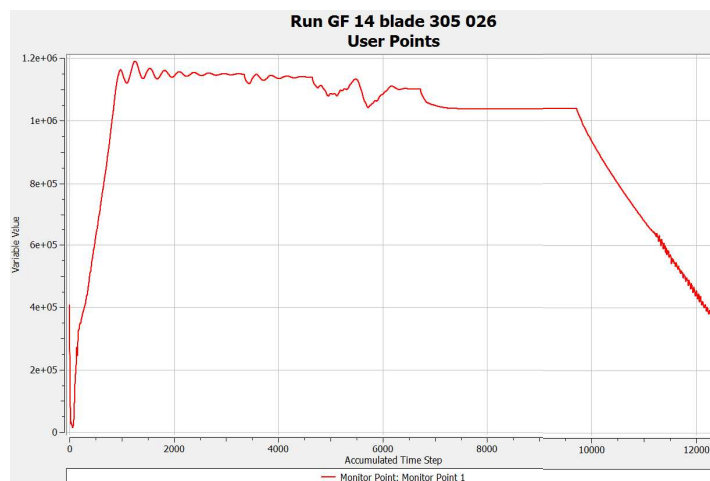
Kompletní charakteristiky všech variant včetně účinností jsou na obrázku 58. Detail pak na obrázku 59.

Z charakteristik vychází jako vítěz jednoznačně mezilopátka poloviční délky. Především pro dosahované izoentropické účinnosti, které často přesahují 83% a jsou stále skrze značnou část pracovního rozsahu. Tlakový poměr dosahuje v maximu hodnoty kolem 2.63. Tříčtvrtinová mezilopátka nedosahuje tak vysokých čísel účinností, jen asi o pro-





Obrázek 56: Výstupní tlak při 1/2 délky mezilopatky



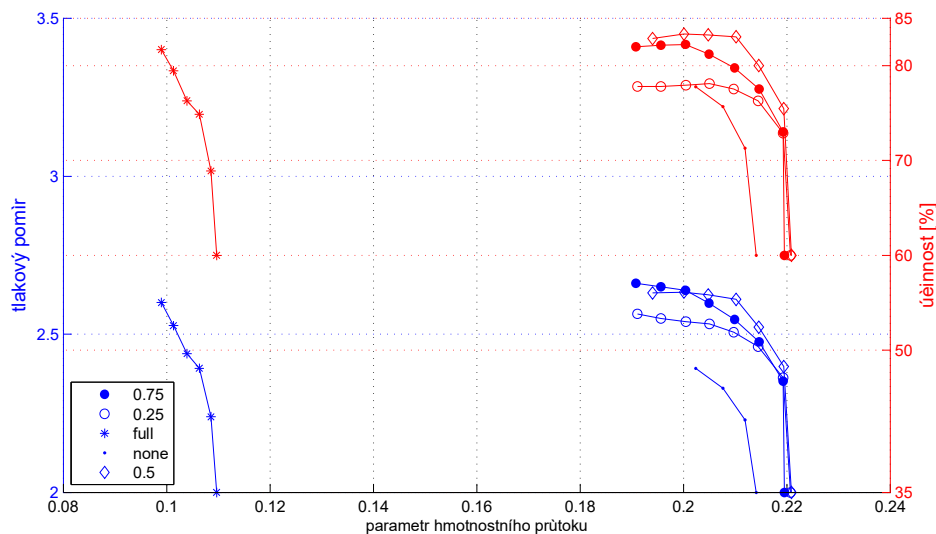
Obrázek 57: Příklad poklesu tlaku při zahlcení kompresoru

cento nižší, na druhou stranu ale při nižších hmotnostních tocích poskytuje vyšší tlakové poměry kolem 2.66. Pro některé aplikace by tedy stálo za zvážení užití i delší mezilopatky. Navíc má mírně lepší ochranu proti nestabilitě a to zhruba 15% pracovního rozsahu.

Lopatka do 25% meridionální délky kanálu již znatelně ztrácí, jak v tlakovém poměru, který je na maximu roven 2.56, tak v maximální účinnosti 77.8%.

Pokud je mezilopatka zcela vypuštěna je maximální účinnost srovnatelná s předchozím případem, ale odtud strmě klesá. Naproti tomu tlakový poměr s hodnotou 2.49 v maximu, výrazně zaostává. Pásmo stabilní práce je přibližně poloviční oproti variantám s mezilopatkami, kolem sedmi procent stabilního pracovního rozsahu.

Jak již bylo řečeno, plná mezilopatka zapříčiní snížení průtočné plochy a tím i snížení hltnosti kompresoru. pásmo stabilní práce je opět velmi úzké, podobně jako v případě bez mezilopatek. Maximální účinnost i tlakový poměr jsou opět vysoké 81.7%, respektive 2.6. S rostoucím hmotnostním tokem však strmě padají.



Obrázek 58: Charakteristiky jednotlivých variant mezilopatek

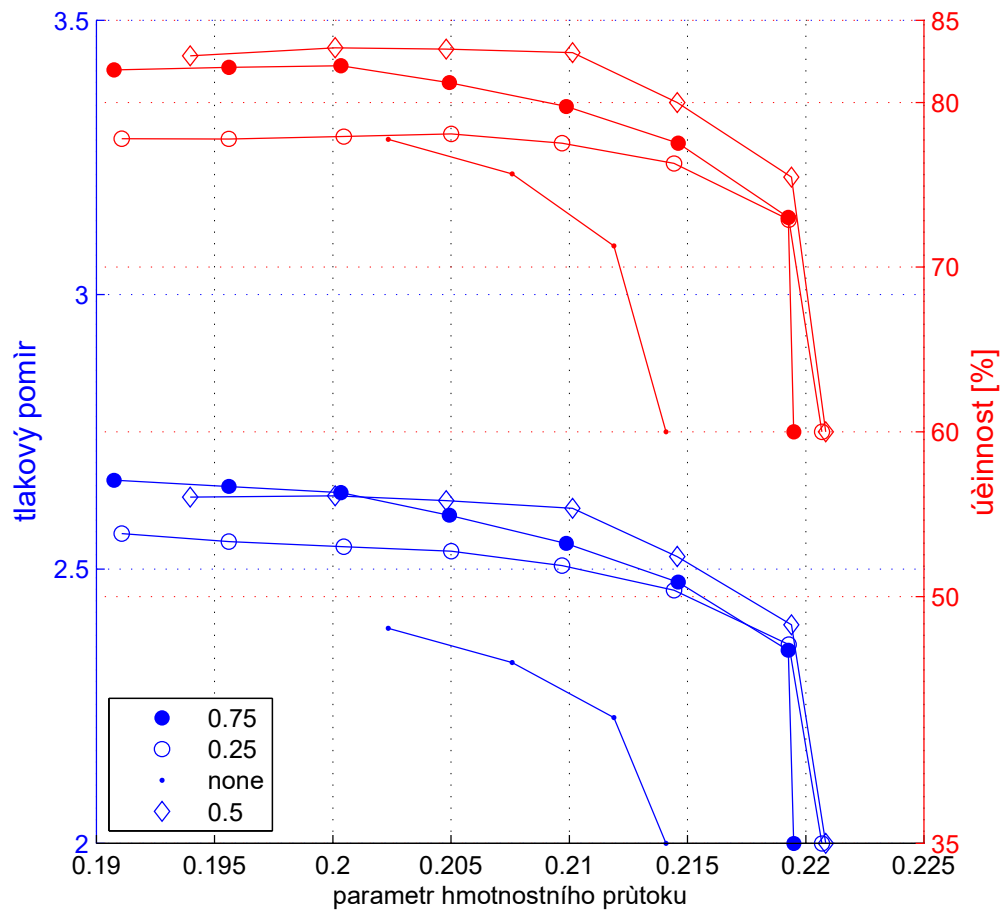
Tabulka 3: Tabulka procentuálních obsahů ploch tekutiny s nízkou hybností

délka mezilopatky [%]	pixely úplavu	pixely výstupu	plocha úplavu [%]
0	52323	126388	41.4
25	54695	144485	37.85
50	46137	142719	32.33
75	48264	141277	34.16
100	83177	264854	31.4

### 15.3 Radiální složka rychlosti na výstupu z oběžného kola

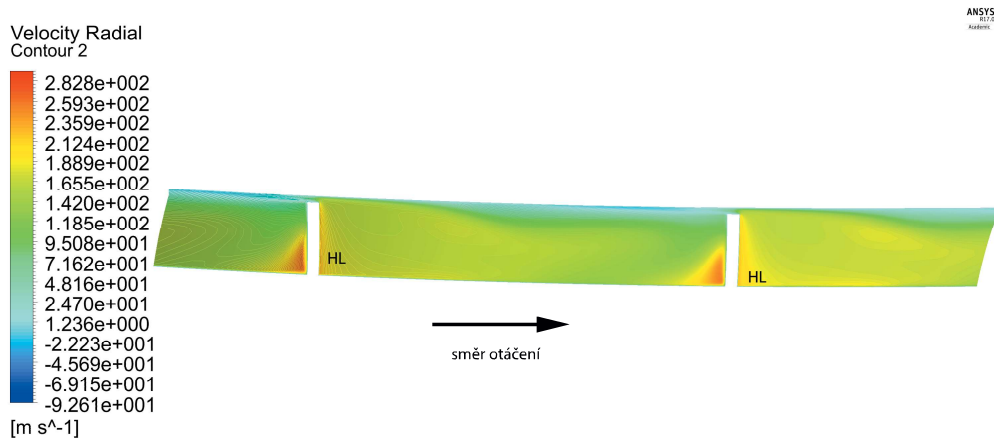
Dále je nutné porozumět samotnému proudovému poli uvnitř oběžného kola. Z toho by se měly dát určit alespoň některé ztrátové mechanismy. V sekci 7 byl zmíněn tzv. profil "proud/úplav", který charakterizuje proudění na výstupu z oběžného kola. Vlivem sekundárního proudění a tření kolem lopatek se vytváří nerovnoměrné pole, které má nižší hybnost v části za sací stranou lopatky a mezilopatky. Čím menší tato plocha bude, tím rovnoměrnější proudové pole kompresor dosáhne a ztráty budou nižší. Podle obrázku 22 bylo vytvořeno kritérium nízkohybnostní plochy. To zahrne veškerý vytékající vzduch, jehož radiální složka rychlosti je nižší než 50% maxima na výstupu. Různé zdroje uvádí povětšinou nižší procentuální podíl, ovšem pro nízkotlaké stupně, které mají vyšší nerovnoměrnosti ve výstupní ploše. 50% se jeví pro popis konkrétního vysokotlakého stupně jako ideální. Protože CFD-Post nenabízí odměřování plochy, bylo provedeno alternativním způsobem ze dvou vyexportovaných obrázků. Jeden jako plná plocha výstupu. U druhého nejdříve upravena stupnice na 50% maxima a poté oříznuta podle rozsahu. U těchto dvou obrázků byl grafickým editorem přesně ohraničen počet pixelů a plocha zaujímající vzduch o nízké hybnosti stanovena jako poměr těchto hodnot. Tato srovnávací metoda již byla provedena pouze pro návrhové body jednotlivých variant.

Z tabulky vychází trend, který téměř koresponduje s průběhem účinností pracovních

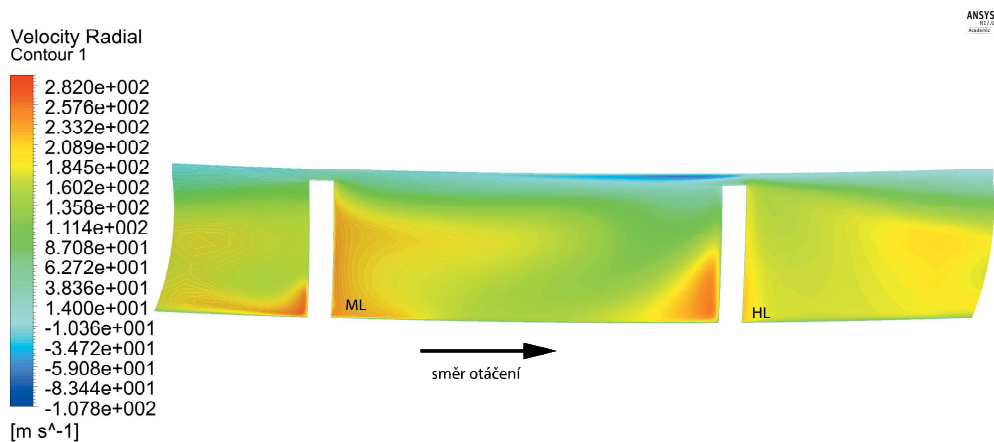


Obrázek 59: Charakteristiky - detail bez varianty s plnou mezilopatkou

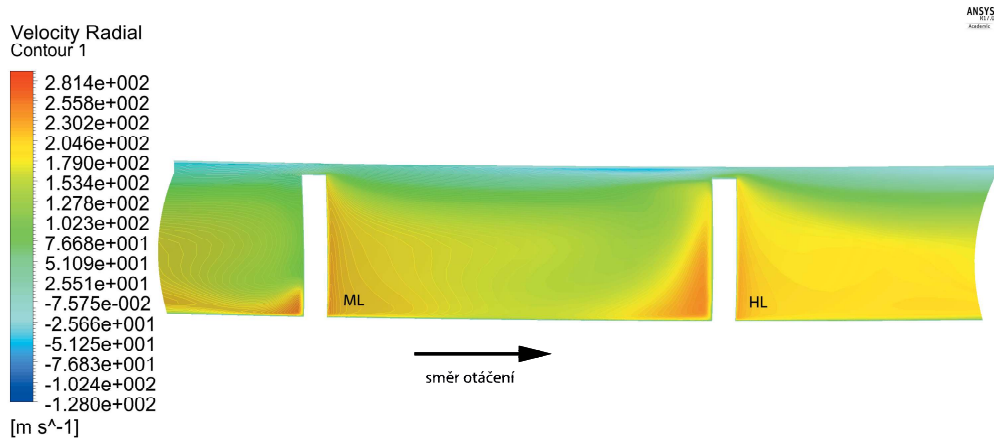
bodů. V podstatě se dá konstatovat, že čím delší mezilopatka je, tím rovnoměrnějšího rychlostního pole je na výstupu dosaženo. Tento trend platí do 50% délky mezilopatky, poté jsou rozdíly zanedbatelné a lze je přičíst chybě při odečtu plochy případně sekundárním vlivům, které budou detailněji rozebrány v následujících sekcích. Varianta bez mezilopatky jednoznačně vykazuje profil "proud/úplav" na ploše výstupu. Proudové pole s mezilopatkou zasahující do čtvrtinové délky kanálu je velmi nerovnoměrné. Opět je zde vidět stejný vzor. Lze si všimnout, že oblast proudu, tedy vzduch s vysokou hybností začíná zaujímat středem větší plochu výstupu. Zajímavé je také patrný rozdíl proudění v mezikanále za hlavní a mezilopatkou. Za mezilopatkou je pole rovnoměrnější. Nízkohybnostní vzduch zasahuje pouze plochu pod skříní a bezprostředně za mezilopatkou. S prodlužující se mezilopatkou pak ubývá plochy, kterou proudí vzduch o nízké hybnosti.



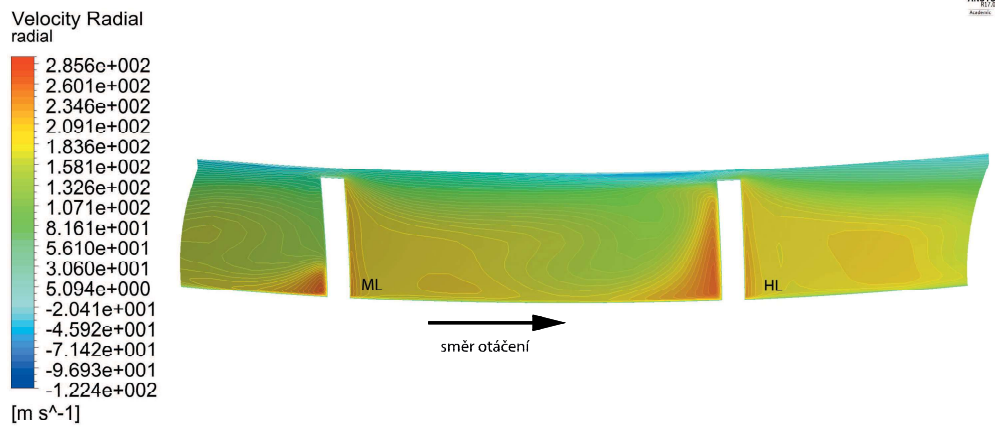
Obrázek 60: Varianta bez mezilopatky



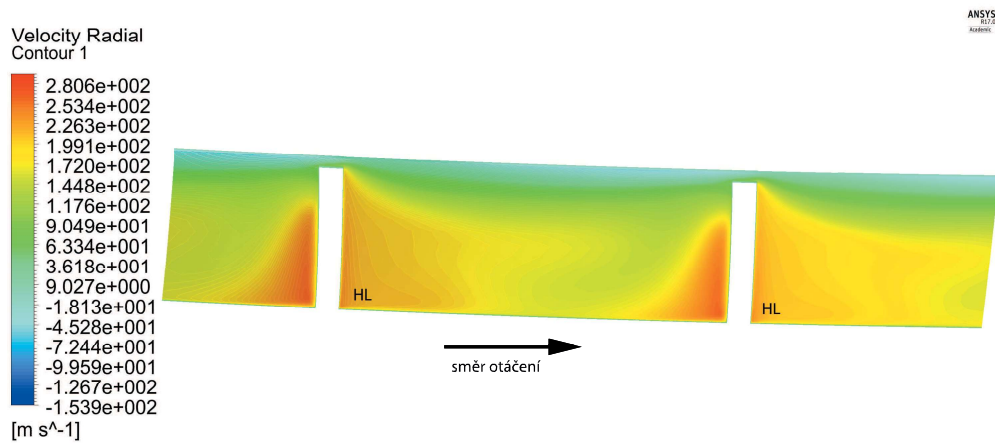
Obrázek 61: Mezilopatka do 1/4 meridionální délky kanálu



Obrázek 62: Mezilopatka do 1/2 meridionální délky kanálu



Obrázek 63: Mezilopatka do 3/4 meridionální délky kanálu



Obrázek 64: Plná mezilopatka

## 15.4 Kinetická energie turbulence na 3/4 výšky lopatky

Výstupní profil "proud/úplav" rychlostního pole je pouze důsledek dějů probíhajících uvnitř oběžného kola po proudnici. Pro jejich popis z pohledu zavření dobře poslouží kinetická energie turbulence. Ta je definována jako kinetická energie na jednotku hmoty fluktuací rychlostí ve vířivém proudu [10], jednotkou je  $J/kg = m^2s^{-2}$ .

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = \frac{3}{2} \overline{u'^2} \quad (54)$$

Fyzikálně je kinetická energie charakterizována měřeními RMS fluktuacemi rychlostí. Pro RANS modely ji lze kvantifikovat jako průměrná normálová napětí, viz rovnice 54. Model  $k - \epsilon$  uvažuje izotropii turbulence a normálová napětí jsou si rovna ve všech třech směrech.

Náhled kinetické energie turbulence byl proveden na 75% výšky lopatky. Pohledem na obrázky 65 až 69 lze vypořadovat zajímavý trend. Bez mezilopatky jednak dochází k výraznějšímu utržení proudu na náběžné hraně, dále k zavření vlivem sekundárního proudění a vývojem mezních vrstev. Rozložení turbulentní energie koresponduje s profilem "proud/úplav". Pokud je vložena mezilopatka, zavřený proud je usměrněn a již při 25% délky je za mezilopatkou patrná úleva. Zmírnění pokračuje s každým dalším prodloužením. Za těchto okolností by ovšem měla růst i účinnost. K tomu ovšem od 50% nedochází. Na vině může být mezní vrstva, která se tvoří i na mezilopatkách a její vliv od jisté délky může začít převažovat pozitivně usměrnění proudu.

## 15.5 Vektory rychlostí v řezech kanálu oběžného kola

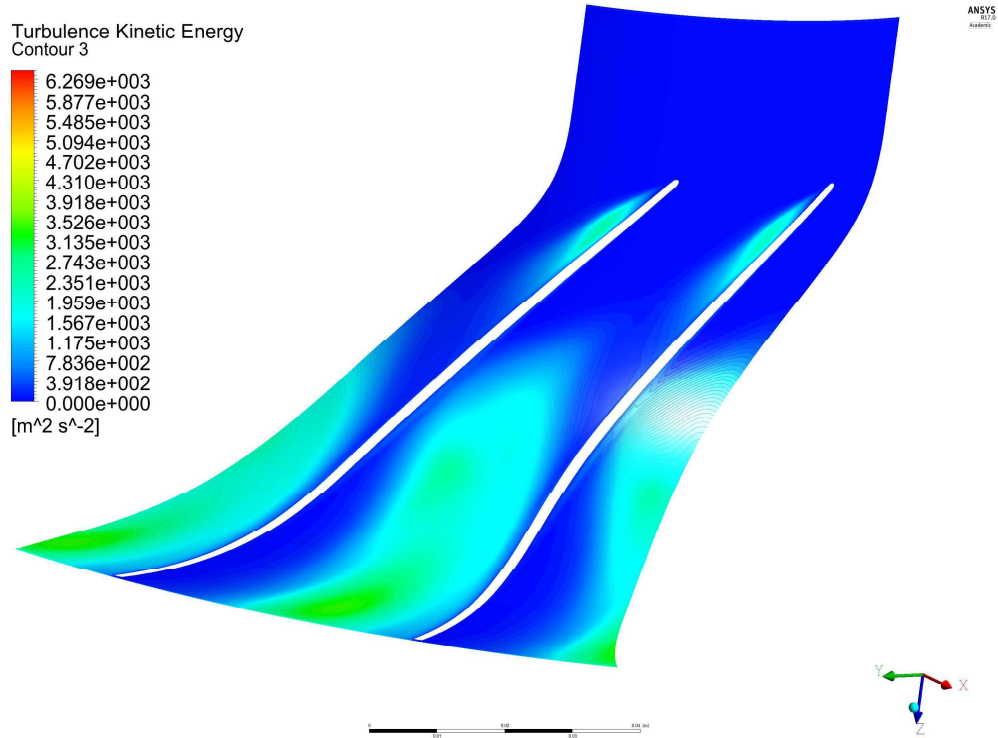
Pro ještě detailnější zobrazení proudového pole byly vykresleny vektory absolutní rychlosti v řezech kanálu oběžného kola. Konkrétně na 20, 40, 60, 80 a 99 procentech meridionální délky kanálu. Řezy byly voleny pokud možno tak, aby zachytily problematická místa oběžného kola. Náběžné hrany hlavních lopatek a mezilopatek, místa s velkou křivostí nosného kotouče a výstup z kola.

Pohledem na obrázky 70 až 74 lze popsat několik zajímavých trendů. Díky vůli na koncích lopatek dochází k přetékání vzduchu skrz do vedlejšího mezikanálu ve smyslu proti směru otáčení. Rychlost přetékání se zvyšuje od vstupu k výstupu.

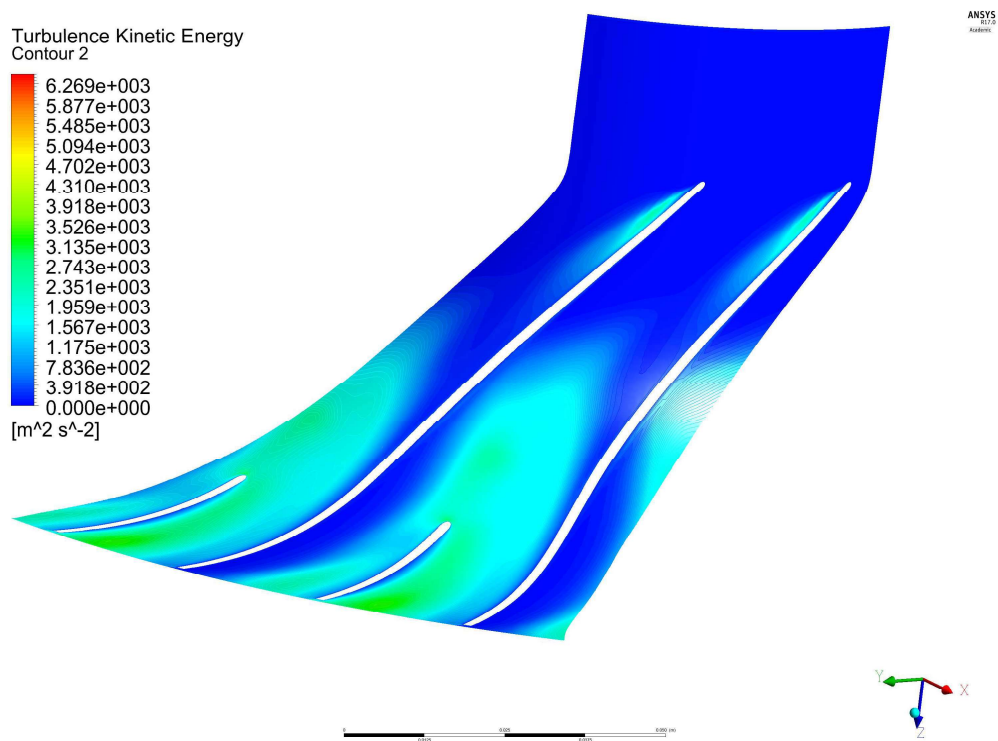
Nicméně pokud je vložena jen 25% mezilopatka, rychlost přetékání se na dvou koncových řezech zmírní. Toto zmírnění je patrné ve všech případech, i když ne v tak velké míře.

Od druhého řezu ve směru od vstupu do oběžného kola lze na první periodické okrajové podmínce ve smyslu otáčení pozorovat mírný zpětný tok vzduchu pod skříní kompresoru.

Co se týká samotných mezilopatek, je jejich vliv na již zmíněné usměrnění patrný hned od nejkratší varianty. Nejpatrnější urychlení proudění a 'narovnání' proudového pole je patrné na náběžné hraně 50% lopatky. Profil "proud/úplav" je vidět i ve vykreslení vektory absolutní rychlosti dle zabarvení. Zmírnění profilu "proud/úplav" na výstupu může být zapříčiněno právě urychlením proudu, opět nejlépe patrné na mezilopatce do poloviny meridionální délky kanálu.

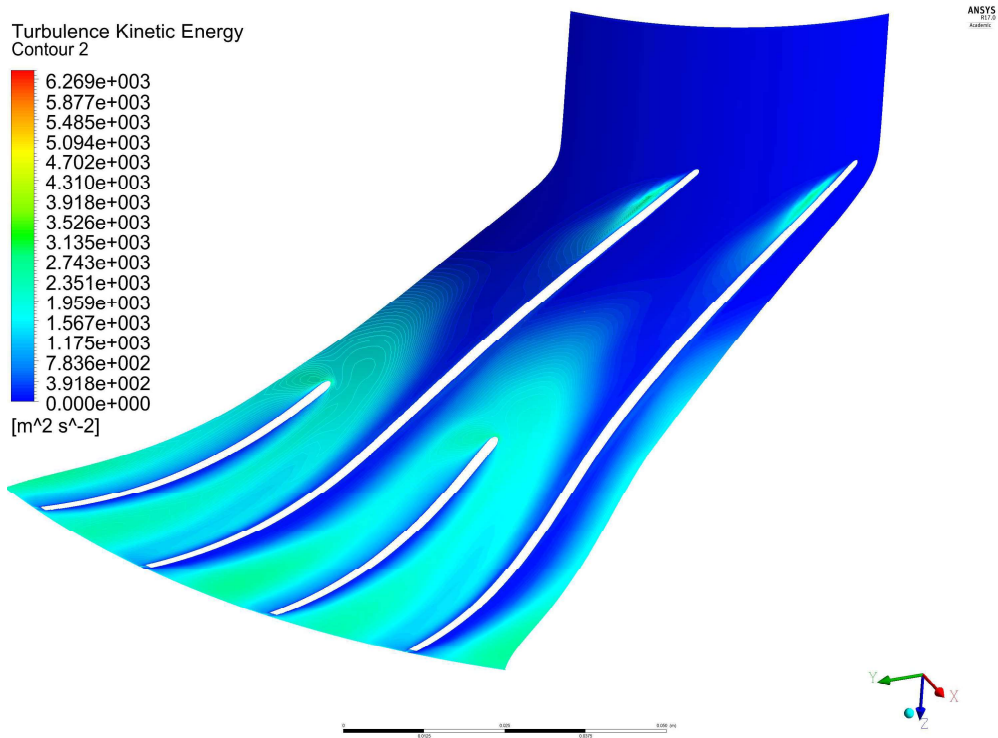


Obrázek 65: Kinetická energie turbulence - bez mezilopatky

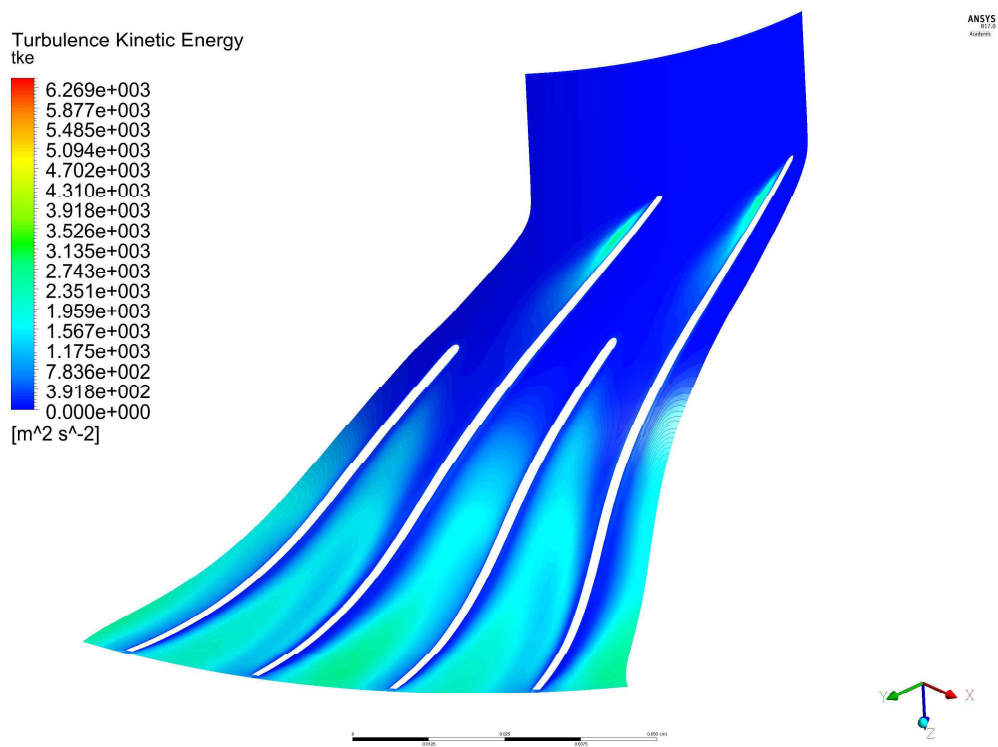


Obrázek 66: Kinetická energie turbulence - mezilopatka 25%



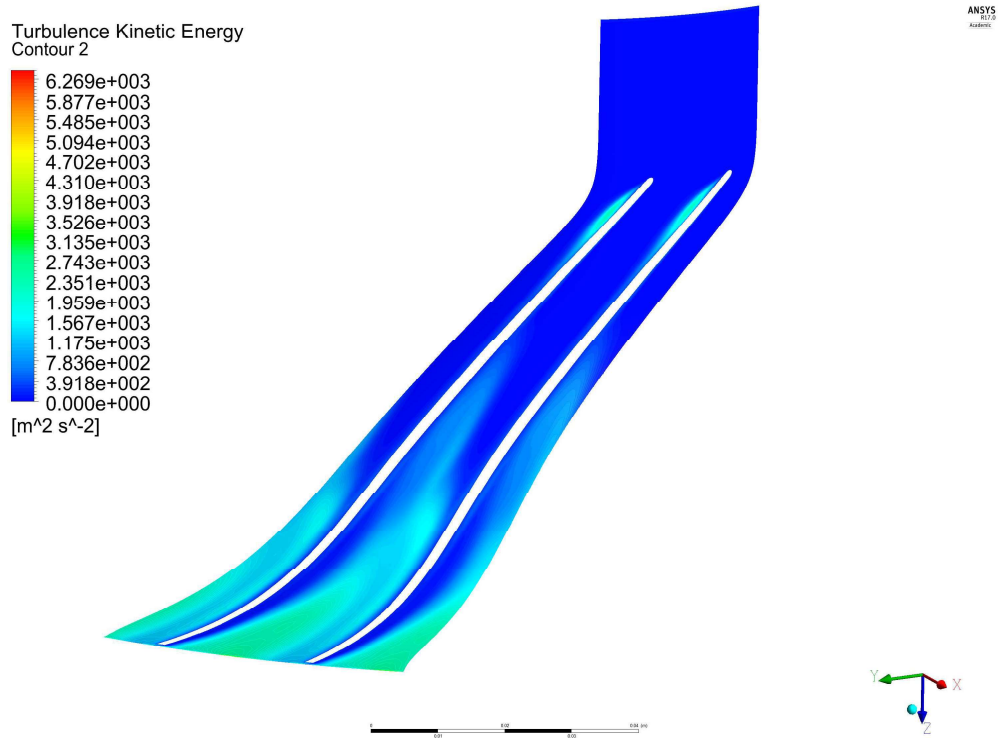


Obrázek 67: Kinetická energie turbulence - mezilopatka 50%

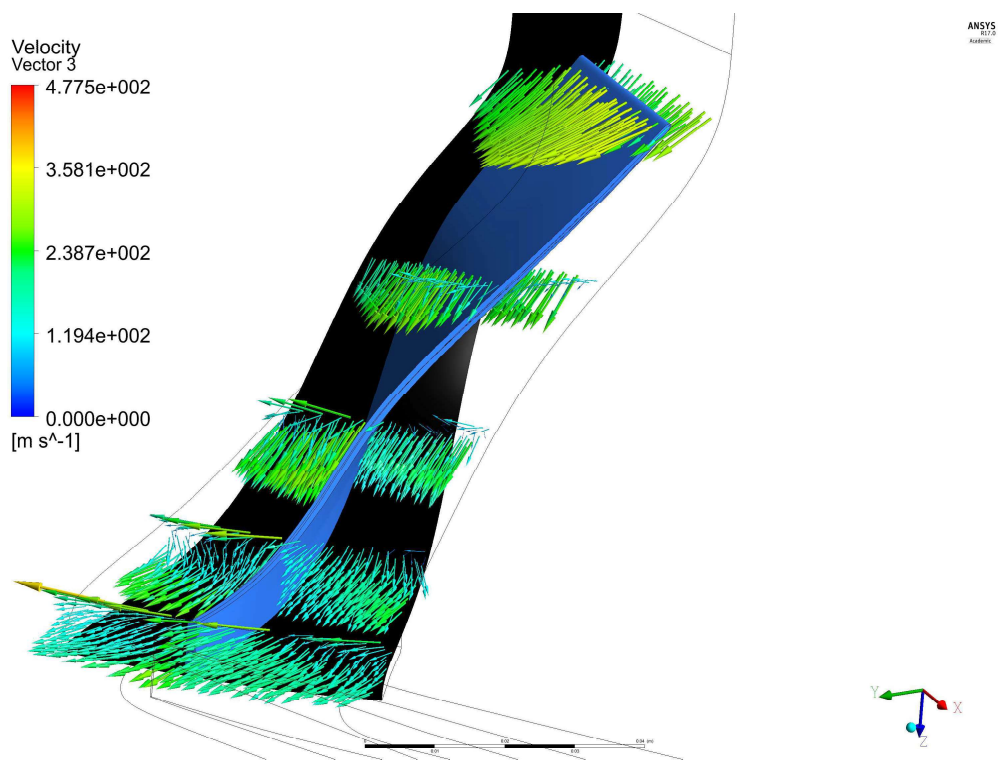


Obrázek 68: Kinetická energie turbulence - mezilopatka 75%

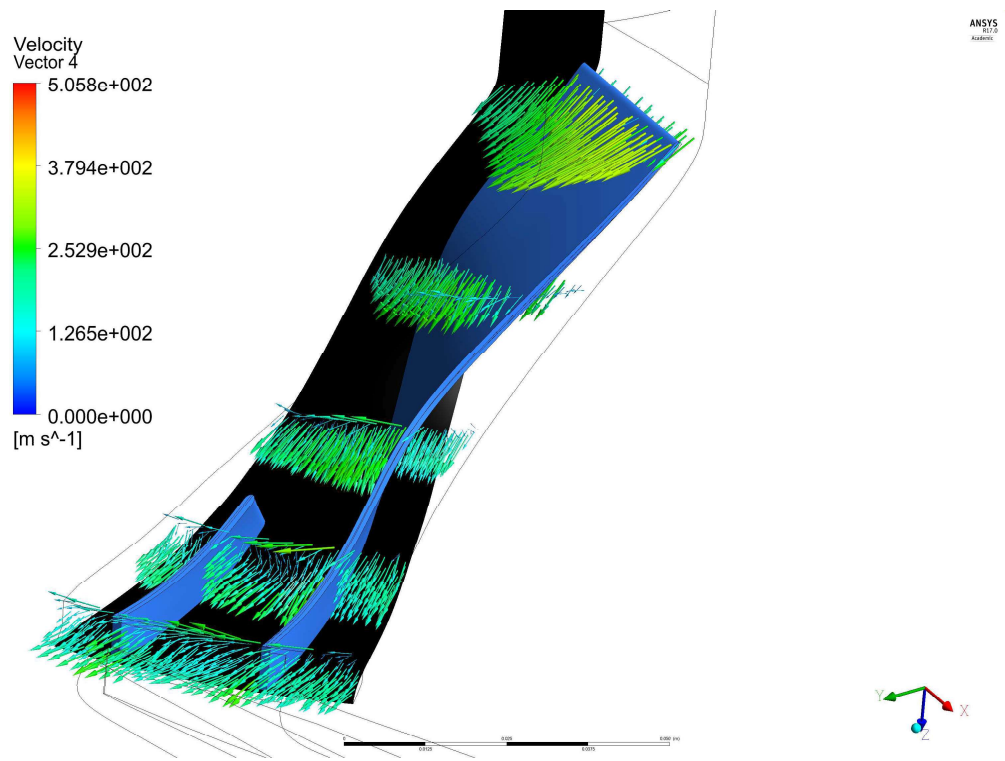




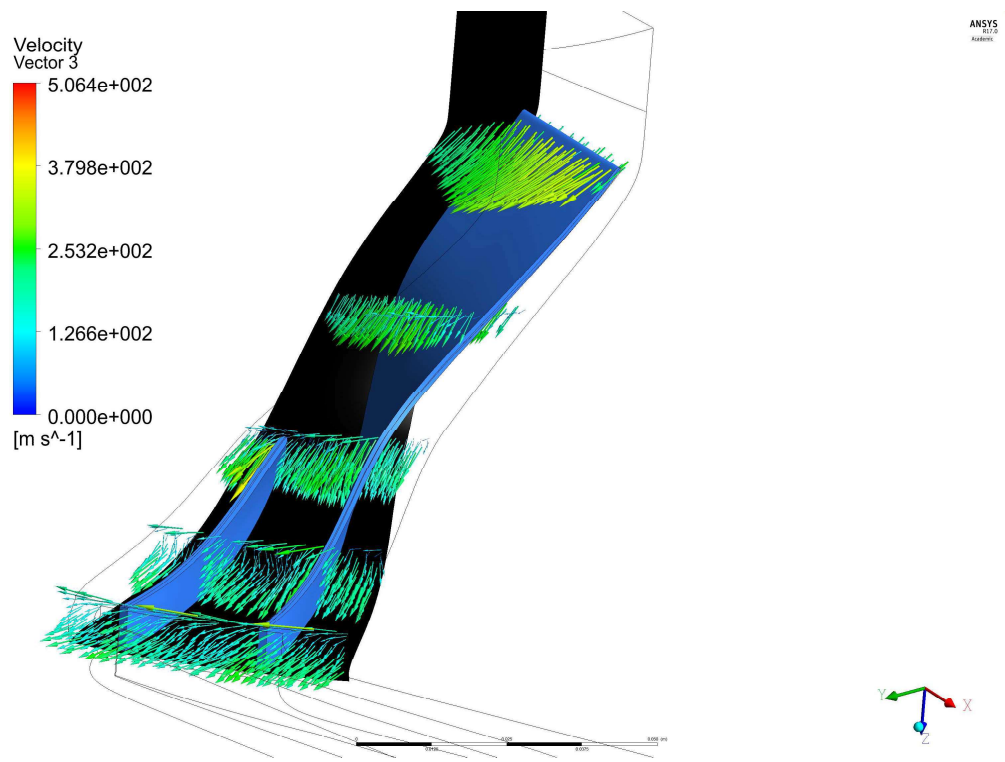
Obrázek 69: Kinetická energie turbulence - plná mezilopatka



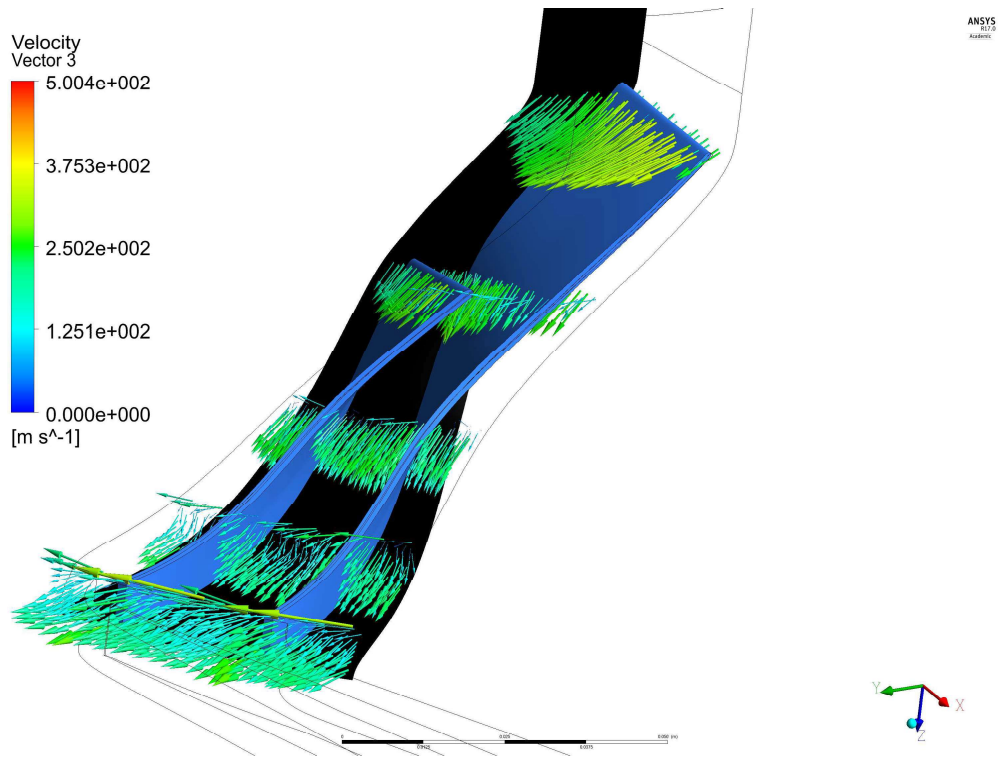
Obrázek 70: Vektory absolutní rychlosti - bez mezilopatky



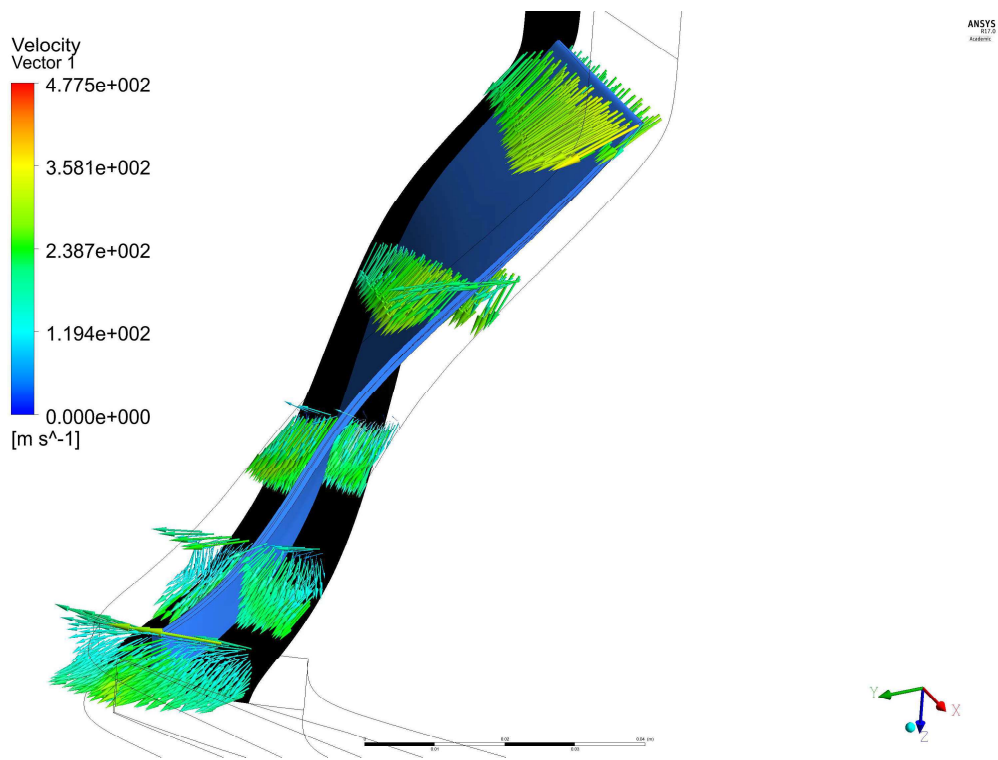
Obrázek 71: Vektory absolutní rychlosti - 25% mezilopatky



Obrázek 72: Vektory absolutní rychlosti - mezilopatka 50%



Obrázek 73: Vektory absolutní rychlosti - mezilopatka 75%



Obrázek 74: Vektory absolutní rychlosti - plná mezilopatka

## 16 Závěr

Byl vytvořen hrubý model charakteristik zadaného radiálního kompresoru s proměnlivou délkou mezilopatky.

K tomu bylo potřeba zpracovat rešerši kompresorů v již vysloužilých i současných aplikacích. Teoreticky vysvětlit fyzikální principy práce a následně její vyhodnocení v praxi.

V praktické části práce byl pro názornost vytvořen krátký skript v Matlabu pro tvorbu geometrie oběžného kola pro snazší pochopení tvaru kanálu a řízení tvaru lopatky.

Pro samotné simulace byla zadána geometrie v Ansys BladeGen, zasíťována v Ansys Turbogrid a nakonec proveden stacionární výpočet proudění pro několik pracovních bodů pro každou charakteristiku od nestabilní práce při nízkých hmotnostních tocích až po zahlcení celého stupně.

V poslední sekci byly zpracovány výsledky v Ansys CFD-Post, popsány iterační průběhy po charakteristice vybrané délky mezilopatky a vyhodnoceny důležité ukazatele kvality proudění a komprese v oběžném kole. Především pak profil " proud/úplav" výstupní složky radiální rychlosti a kinetická energie turbulence.

Z předpokladů vyslovených v sekci 11 jich byla většina simulacemi potvrzena. Vložení mezilopatek zvýší celkový tlakový poměr stupně a výrazně rozšíří charakteristiku kompresoru. I předpoklad o snížení hltnosti při plné délce mezilopatky byl potvrzen. Jedinou vyvrácenou tak zůstala domněnka o zúžení pásma rezerv s rostoucí délkou mezilopatky. U varianty bez mezilopatky je opravdu o přibližně 50% užší (platí i pro mezilopatku o plné délce), ale u všech případů s mezilopatkami zůstává přibližně shodná.

Analýzou výsledků simulací bylo zjištěno, že nejvyšší izoentropickou účinnost a tlakový poměr dodá varianta s lopatkou do poloviny délky kanálu. Ještě o pár setin vyšší tlakový poměr poskytuje mezilopatka o délce 75 %, ale na úkor účinnosti. Použití čtvrtinové mezilopatky je díky dosahovaným hodnotám neopodstatněné.

Varianty bez a s plnou mezilopatkou jsou pro velmi úzká pracovní pásma a v prvním případě i nedostatečné výkonové parametry taktéž neakceptovatelné.

## Reference

- [1] V. Brož: *Aerodynamika nízkých rychlostí*. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1990. ISBN 80-01-00198-9.
- [2] J. Jerie: *Teorie motorů*. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1981. ISBN 80-01-00198-9.
- [3] kolektiv autorů: *Rolls Royce-The jet engine*. The Technical Publications Department Rolls-Royce plc, Derby, England, 1986. ISBN 0-902121-2-35.
- [4] J. Růžek, P. Kmoch: *Teorie leteckých motorů*. Vojenská akademie Antonína Zápotockého, Brno, 1979.
- [5] J. Jerie: *Spalovací turbíny*. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1981. ISBN 80-01-00198-9.
- [5] Paul C. Hanlon: *Compressor handbook*. McGRAW-HILL, New York, 2001. ISBN 0-07-026005-2.—
- [6] Yunus A. Cengel, John M. Cimbala: *Fluid mechanics: Fundamentals and applications III. series*. McGRAW-HILL, New York, 2006. ISBN 0-07-247236-7.
- [7] Kolektiv autorů: *Thermodynamics*. MIT  
[web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node5.html](http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node5.html)