

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Numerická simulace mikroturbíny pro ORC cyklus

Autor: **Bc. Martin NOVÁK**

Vedoucí práce: **Ing. Richard MATAS, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2016/2017

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin NOVÁK**  
Osobní číslo: **S14N0003P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Numerická simulace mikroturbíny pro ORC cyklus**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol provést:

- kompletaci parametrů zadaného stupně mikroturbíny,
- CFD simulace stupně s daným médiem, optimalizaci modelu,
- vyhodnocení výsledků a jejich rozbor,
- další simulace na základě analýzy výsledků.

Zadané parametry: Parametry vybraného turbínového stupně pro mikroturbínu.

Rozsah grafických prací: schéma zařízení, grafy charakteristik,  
obrázky proudových polí

Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- Kadrnožka J.: Lopatkové stroje, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2003
- Kadrnožka J.: Tepelné turbíny a kompresory, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2004
- Manuály a firemní literatura ANSYS, Inc., popř. NUMECA International

Vedoucí diplomové práce: Ing. Richard Matas, Ph.D.

Nové technologie - výzkumné centrum

Konzultant diplomové práce: Ing. Tomáš Syka, Ph.D.

Nové technologie - výzkumné centrum

Ostatní konzultanti: Prof. Dr. Ing. Andreas Weiss

OTH Amberg - Weiden

Datum zadání diplomové práce: 17. října 2016

Termín odevzdání diplomové práce: 2. června 2017



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci „Numerická simulace mikroturbíny pro ORC cyklus“, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Richardu Matasovi, Ph.D. a mému konzultantovi Ing. Tomáši Sykovi, Ph.D. za ochotu a vstřícnost při poskytování informací a cenných rad potřebných pro vypracování diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval rodině za podporu poskytovanou po celou dobu studia a odboru MIS na NTC, ZČU za odbornou podporu během navazujícího magisterského studia.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Novák	<b>Jméno</b> Martin	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Matas, Ph.D.	<b>Jméno</b> Richard	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b><del>BAKALÁŘSKÁ</del></b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Numerická simulace mikroturbíny pro ORC cyklus		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	66	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	66	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce v první části shrnuje problematiku točivých strojů a jejich vlastní zařazení v technice. Dále představuje ORC a aplikace turbín v těchto cyklech. Praktická část se zabývá numerickou simulací zadané mikroturbíny v programu NUMECA od vytvoření sítě přes nastavení výpočtu až po vyhodnocení.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	NUMECA, FINE/Turbo, ANSA, ORC, mikroturbína, numerická simulace, CFD

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Novák	Name Martin		
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Matas, Ph.D.	Name Richard		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Numerical simulation of a microturbine applied at ORC cycle			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	---------------------------	-------------------	--------------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	66	<b>TEXT PART</b>	66	<b>GRAPHICAL PART</b>	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This Master's thesis introduce a reader to a problematic of turbomachinery and its own placement into the technology background. After that it describes simplified theory of ORC and types of turbines applied in these cycles. A practical part of the paper is focused on numerical simulation of microturbine done in NUMECA which starts with preparation of mesh and ends with evaluation of results thus it describe whole process of CFD simulation.
<b>KEY WORDS</b>	NUMECA, FINE/Turbo, ANSA, ORC, microturbine, numerical simulation, CFD

## Obsah

1	Úvod.....	11
2	Základní teoretické informace.....	12
2.1	Principy lopatkových strojů.....	12
2.2	Základ ORC cyklu.....	13
2.3	Porovnání parního Rankinova cyklu a organického Rankinova cyklu.....	16
2.3.1	Teplota zdroje.....	16
2.3.2	Maximální tlak.....	16
2.3.3	Minimální tlak.....	16
2.3.4	Tlakové poměry.....	17
2.3.5	Chemická stabilita.....	17
2.3.6	Dopad na životní prostředí.....	17
2.3.7	Účinnost.....	17
2.4	Turbíny v ORC cyklech.....	17
2.4.1	Axiální turbína.....	18
2.4.2	Radiální turbína.....	18
2.4.3	Radiální turbína.....	19
2.5	Používané programy.....	20
2.6	Základní rovnice.....	21
2.6.1	Stavová rovnice.....	21
2.6.2	Rovnice kontinuity.....	21
2.6.3	Pohybová rovnice.....	22
2.6.4	Energetická rovnice.....	22
2.6.5	Matematické modelování turbulentního proudění.....	22
2.6.6	Turbulentní model k- $\epsilon$ a RNG k- $\epsilon$ .....	23
2.6.7	Turbulentní model k- $\omega$ a SST k- $\omega$ .....	25
3	Numerická simulace.....	26
3.1	Příprava výpočetního modelu.....	26
3.1.1	Geometrie modelu.....	26



3.1.2	Výpočetní síť .....	30
3.2	Nastavení výpočtu .....	34
3.3	Vyhodnocení numerické simulace.....	37
3.3.1	Termodynamická účinnost .....	37
3.3.2	Rozbor proudového pole návrhového bodu .....	41
4	Závěr.....	50
5	Použité informační zdroje .....	52
6	Seznam obrázků .....	54
7	Seznam tabulek .....	56

## Přehled použitých zkratk a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
<i>ORC</i>	Organický Rankinův cyklus	[–]
<i>GWP</i>	Global warming potential	[–]
<i>ODP</i>	Ozone depletion potential	[–]
<i>MDM</i>	Octamethyltrisiloxane	[–]
<i>SRC</i>	Parní Rankinův cyklus	[–]
<i>RNG</i>	Renormalization group theory	[–]
<i>RANS</i>	Reynolds-averaged Navir-Stokes equations	[–]
<i>t</i>	Teplota	[°C]
<i>T</i>	Teplota	[K]
<i>P</i>	Výkon	[m <sup>2</sup> kg/s <sup>3</sup> ]
<i>s</i>	Měrná entropie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> K]
<i>p</i>	Tlak	[kg/s <sup>2</sup> m]
<i>ρ</i>	Hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
<i>r</i>	Plynová konstanta	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> K]
<i>w</i>	Rychlost	[m/s]
<i>R</i>	Vnější zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
<i>v</i>	Kinematická vazkost	[m <sup>2</sup> /s]
<i>h</i>	Měrná entalpie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> K]
<i>τ</i>	Smykové napětí	[kg/s <sup>2</sup> m]
<i>q</i>	Měrné teplo	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
<i>k</i>	Turbulentní kinetická energie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
<i>ε</i>	Rychlost disipace	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
<i>ω</i>	Specifická míra disipace	[1/s]
<i>ρ'</i>	Fluktuace hustoty (veličiny)	[kg/m <sup>3</sup> ]
<i>ρ̄</i>	Střední hodnota hustoty (veličiny)	[kg/m <sup>3</sup> ]
<i>σ<sub>ik</sub></i>	Střední hodnota vnitřního napětí	[kg/s <sup>2</sup> m]
<i>c<sub>p</sub></i>	Měrná tepelná isobarická kapacita	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> K]
<i>η</i>	Molekulární dynamická vazkost	[kg/sm]
<i>η<sub>t</sub></i>	Turbulentní (molární) dynamická vazkost	[kg/sm]
<i>n</i>	Otáčky	[1/s]
<i>ṁ</i>	Hmotnostní tok	[kg/s]
<i>M<sub>k</sub></i>	Krouticí moment	[kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
<i>ω</i>	Úhlová rychlost	[rad/s]
<i>p<sub>s</sub></i>	Statický tlak	[kg/s <sup>2</sup> m]
<i>p<sub>t</sub></i>	Celkový tlak	[kg/s <sup>2</sup> m]

# 1 Úvod

Svět se každým dnem vyvíjí, přibývá nových technologií a i ty nejjednodušší úkony a činnosti se automatizují, čímž se stávají energeticky závislými zařízeními. Není žádnou výjimkou v této době, že téměř každý má po ruce nejen mobilní telefon, ale i osobní počítač. I nejmladší generace začínají využívat elektrickou energii již v útlém věku. Proto je potřeba zvyšovat produkci elektrické energie všemi dostupnými, avšak nejlépe ekologickými prostředky. Ačkoliv se může zdát, že ne všechny způsoby výroby elektřiny jsou ekologické, tak z různých důvodů jsou důležité a opodstatněné. V místech, kde nedopadá dostatečné množství slunečního záření, či nejsou dostatečné povětrnostní podmínky, nemá smysl stavět sluneční, či větrné, elektrárny. V nynější době přísných limitů jsou i uhelné elektrárny značně šetrné k životnímu prostředí, a ačkoliv se jedná o neobnovitelný zdroj, tak je z hlediska vývoje lidstva velice důležitý. Uhelné, jaderné a případně i plynové elektrárny pracují v Rankinově cyklu. V tomto cyklu je hlavním pracovním médiem voda, která předává svou vnitřní energii turbíně, jež roztáčí generátor a ten produkuje elektřinu. Tato zařízení jsou obrovská a je potřeba rozsáhlých distribučních sítí. Lokalizované zdroje elektrického proudu, jež jsou oproti zmíněným velkým elektrárnám podstatně menší, nejsou zatím zcela běžné, ale mají svůj význam a v budoucnu se jistě budou nadále rozšiřovat.

Slovo turbína ve většině lidí, kteří se touto problematikou zabývají, evokuje mnohastupňovou turbínu s velkým množstvím lopatek o obrovské hmotnosti. Proto je v názvu této práce uvedena předpona „mikro“ ve spojení se slovem turbína. Důvodem je to, že ačkoliv obě tyto zařízení jsou stroje téměř totožné a pracují na stejném principu, liší se výrazně svou velikostí. Jejich omezení a rozdíly oproti klasickým velkým turbínám jsou popsány v úvodní části. V úvodu stojí za zmínku to, že hlavní rozdíl je v používaném médiu. Běžné turbíny pracují s vodou jako pracovním médiem, avšak mikroturbíny vzhledem ke své velikosti a parametrům toto médium nejsou schopny efektivně využít, a proto se hledají jiné vhodné látky. I tato problematika je rozebrána a stručně popsána v teoretické části. Aplikace těchto mikroturbín je momentálně hlavně v průmyslu, kde se pro jejich činnost využívá běžně odpadní teplo. Ale v budoucnu by bylo možné tato zařízení aplikovat kupříkladu do automobilů, kde by díky výfukovým plynům zvyšovaly jejich výkon a účinnost.

Hlavním úkolem této práce je provést numerickou simulaci zadané mikroturbíny pomocí programu NUMECA FINE/Turbo. K tomu, aby bylo možné provést tuto simulaci je potřeba připravit geometrii zjednodušením ze zadaného modelu, který obvykle obsahuje velké množství nepotřebných částí a chyb, jež vznikají nejen převodem do rozdílných datových formátů. Dále je v práci obsažena část zabývající se tvorbou výpočetní sítě a návrh několika variant výpočtů, které jsou v závěru práce porovnány a vyhodnoceny. Na konci této práce jsou uvedeny výsledky provedených numerických simulací.

Príloha obsahuje rozšíření výsledků, které není vhodné uvádět v samotném textu práce. Jedná se o zobrazení většího množství proudových polí rozdílných vypočítaných variant.

## 2 Základní teoretické informace

Pro lepší pochopení zadaného problému, je vhodné uvést čtenáře do dané problematiky, proto se tato kapitola zabývá především stručným teoretickým technickým úvodem do problematiky lopatkových strojů a jejich aplikací v ORC, dále obecnými fakty o ORC cyklech a v závěru této kapitoly je uveden přehled programů nezbytných k řešení numerické simulace zadané mikroturbíny.

### 2.1 Principy lopatkových strojů

Teorie lopatkových strojů je značně rozsáhlé téma, proto jsou zde uvedeny pouze základní nezbytné poznatky. Čtenář znalý elementárních vědomostí v této problematice se nedozví nic nového, avšak může ocenit stručný přehled teorie lopatkových strojů, které se někdy také nazývají jako turbostroje. Čtenář neznalý tohoto tématu zde získá přehledové informace, které jsou základem pro další studium v tomto oboru.

Je obecně známo, že energie nabývá různých forem. Pod tím si lze představit např. energii tepelnou, chemickou, mechanickou, elektrickou, jadernou atd. Zde je na místě zmínit tři nejdůležitější v oblasti lopatkových strojů. Za prvé se jedná o hydraulickou energii, která je přenášena tekutinou a může se jednat o energii tlakovou, potenciální, kinetickou atd. Dále mechanická energie, jež je spojená s pohybem těles, neboli v tomto případě rotací částí strojů. Třetí důležitou energií je tepelná. Ta je významná zejména kvůli změně teploty tekutiny pracovní látky či změně fáze. [1]

Předchozí odstavec nastínil existenci více druhů energií. Stroje pracující s různými druhy energií lze rozdělit do dvou základních kategorií. Hydraulické stroje transformují buď hydraulickou energii na mechanickou, potom se mluví o turbínách, či motorech, anebo mění mechanickou energii na hydraulickou, a poté se mluví o čerpadlech. Druhou kategorií jsou tepelné stroje, kde se mění tepelná energie na mechanickou, přičemž stroje pracující na tomto principu jsou turbíny a motory. Případně probíhá transformace mechanické energie na tepelnou, což zajišťují kompresory. Pozorný čtenář si všimne, že účelem hydraulických i tepelných strojů je přeměna energie, proto lze tyto stroje společně označit za energetické stroje, a jelikož se energie přenáší pomocí pracovní tekutiny, označují se zároveň i jako tekutinové stroje. Z předchozího zjednodušeného popisu jednotlivých strojů lze udělat závěr, že pokud je energie nesená tekutinou přeměněna na mechanickou energii, tak se jedná o turbíny či motory, při obráceném procesu se mluví o kompresorech a čerpadlech. [1]

Dále následuje trochu odlišné rozdělení těchto zařízení do dvou skupin dle principu jejich funkce a ty jsou následně v krátkosti popsány. První skupinou jsou objemové stroje a druhou, která v tomto případě je pro nás důležitější, jsou lopatkové stroje. Objemové stroje pracují tak, že uzavírají tekutinu do omezeného prostoru, přičemž rychlost tekutiny neovlivňuje funkci stroje. „Jistou rychlostí se jen plní a vyprazdňuje funkční prostor. U objemového stroje se děj musí opakovat, takové stroje pracují přerušovaně.“ [1] Což znamená, že tekutina v potrubním systému za tímto strojem pulzuje, neboli není dodávána kontinuálně

s požadovanými parametry. Lopatkové stroje zpracovávají energii, na rozdíl od objemových strojů, kontinuálně. Hlavním znakem je změna rychlosti pracovní látky, která odpovídá změně kinetické energie tekutiny při proudění mezi lopatkovými kanály. Tyto stroje vždy obsahují dvě základní části, a to rotor a stator. Stator je část lopatkového stroje, která se nepohybuje a platí v ní, že energie se nemůže přivádět ani odvádět, proto se celková energie (entalpie) v této části turbostroje nemění, je tedy konstantní. Rotor je, oproti statoru, pohyblivá část a celková energie tekutiny je zde převáděna na tuto část lopatkového stroje, pokud se hovoří o turbíně. [1]

Další dělení turbostrojů je z hlediska umístění lopatek. První typ jsou lopatkové stroje bez skříně, zde se tedy konkrétně myslí letecká vrtule, větrná turbína nebo lodní šroub. Druhý typ je se skříní a jedná se o turbíny, kompresory a čerpadla. Další rozdělení je možné posuzovat z hlediska směru proudění, avšak toto rozdělení je diskutováno v jedné z dalších kapitol už v souvislosti s ORC cykly. [1]

Tato podkapitola uvádí elementární rozdělení lopatkových strojů a jejich zařazení v poli techniky. To je nezbytné pro pochopení dalšího textu v kapitole 3, která je zaměřena již pouze na řešení zadaného problému. V této kapitole jsou dále uvedeny další základní informace, které mají ukázat, kam zadanou úlohu zařadit v technické praxi.

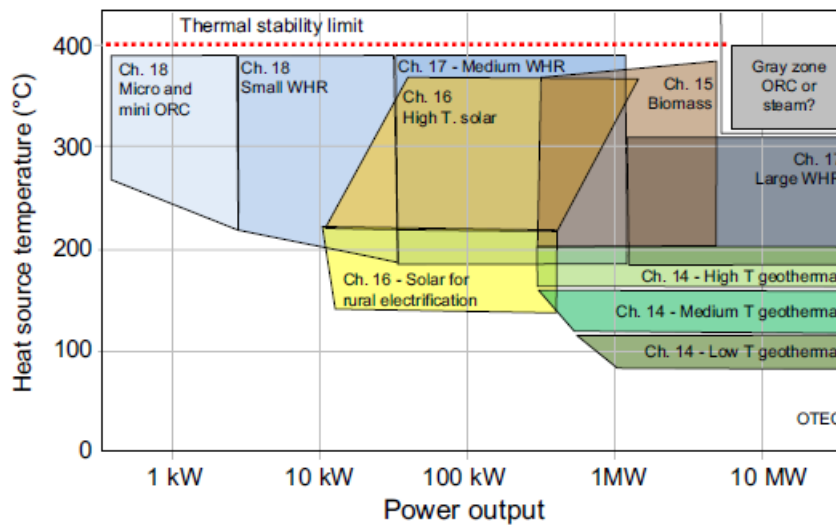
## 2.2 Základ ORC cyklu

Začátek vývoje organického Rankinova cyklu (ORC) je datován k počátku 19. století, avšak až začátkem 21. století začala být tato technologie využívána v energetickém průmyslu. Historický vývoj ORC se prolínal s empirickým vývojem parních strojů. Carnotovy pokusy rozumět empirickému vývoji zapříčinily vznik termodynamiky, nicméně rozpor mezi empirickou praxí a teorií pokračoval po mnoho desetiletí. [2]

Roku 1824 publikoval Sadi Carnot příspěvek, ve kterém již navrhoval vhodné náhradní médium za vodu. Ve svém článku naznačil, několik slibných směrů vývoje tepelných motorů. Pokud by v minulosti byli lidé, kteří se tímto článkem dále zaobírali, lze předpokládat, že vývoj nejen ORC cyklů by začal mnohem dříve. Bohužel tyto poznatky byly zapomenuty, či nevyužity. Teprve až v roce 1834 se o ně začal zajímat Clapeyron, který až v roce 1850 použil tyto Carnotovy nápady, díky kterým definoval entropii a formulovat druhý zákon termodynamiky. [2]

Je dobře známo, že plynový a parní cyklus zastupuje dominantní roli na poli velkokapacitních zdrojů energie. Použití otevřených cyklů plynových turbín, které jsou většinou kombinované s parním cyklem, je značně rozšířené především v oblastech s nízkou cenou zemního plynu. Parní cykly se používají v uzavřeném cyklu, jelikož to vyžaduje charakter paliva, kterým je většinou uhlí, nebo uran. [2]

Při omezení na maximální teplotu zdroje na 400 °C je možné na obrázku 2.1 vidět použití rozdílných typů výroby elektrické energie. S přihlédnutím k technicko-ekonomickému hledisku je zřejmé, že každý typ je vhodný pro rozdílné rozpětí výkonu. [2]



Obr. 2.1 Oblasti použití různých druhů energetických zařízení [2]

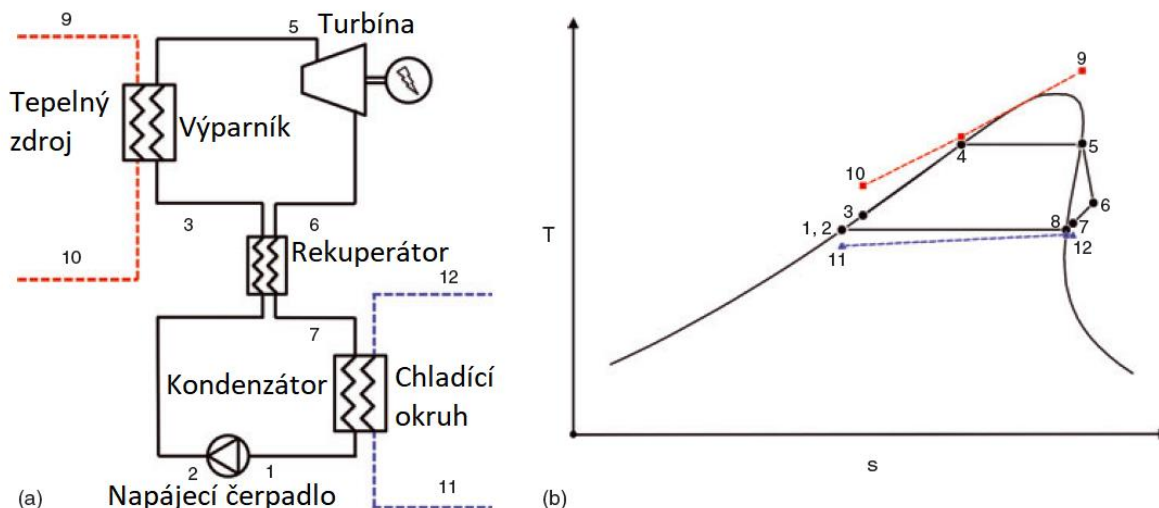
S položenými historickými základy o tom, kdy přibližně lze datovat první zmínku o ORC, a přibližným zařazením, v jakých výkonech se tento typ cyklu pohybuje, je nynější text zaměřen na bližší přiblížení tohoto typu cyklu.

Organický Rankinův cyklus je velice podobný parnímu Rankinovu cyklu, avšak na rozdíl od něj není jako pracovní médium použita voda, ale organická složka. Většinou se jedná o specifický druh uhlovodíku, který je charakteristický nižší teplotou varu při stejném tlaku, nežli má voda. Takže zdrojem tepla může být nízkopotenciální teplo ze solárních elektráren, geotermálních zdrojů či odpadní teplo nejen z chemických procesů. [3]

Zařízení využívající ORC umožňují efektivnější využití tepla z obnovitelných zdrojů energie, což se může značně projevit na zlepšení energetické účinnosti při aplikaci v dopravě, průmyslu či stavebnictví. Například využitím biomasy lze kombinovaně, díky ORC, vyrábět elektřinu a teplo, které se dá využít pro vytápění, či chlazení budov. Využitím tepla výfukových spalin v automobilovém průmyslu by bylo možné snížit spotřebu paliva těchto zařízení. Aplikací malých ORC elektráren v procesech výroby cementu, železa či ocele se sníží vlastní spotřeba elektrické energie. Konstrukce těchto systémů nezahrnuje pouze mechanickou konstrukci, ale začíná výběrem pracovní látky, která musí mít vhodné vlastnosti s ohledem na zdroj tepla. Dalo by se tedy říci, že každý návrh takového cyklu je originál. [3]

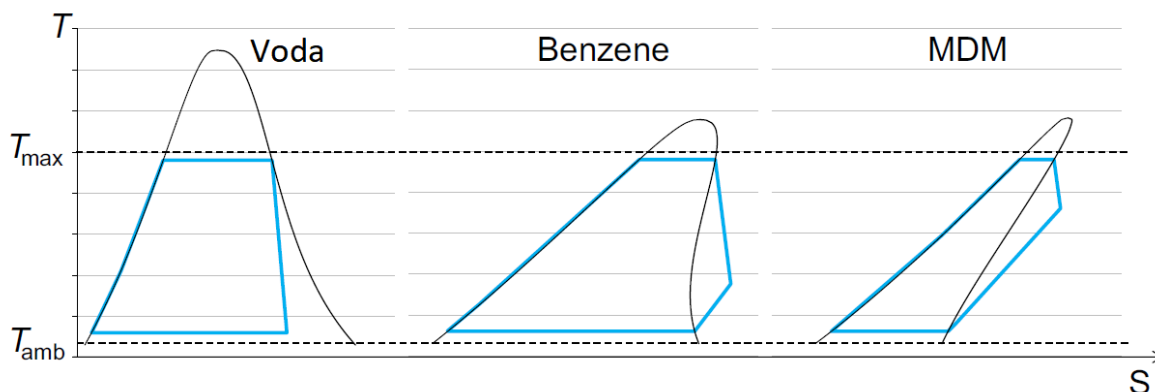
Z obrázku 2.2 (a) je patrné, že tento typ cyklu obsahuje stejné hlavní komponenty jako parní cyklus. Pracovní organická tekutina prochází výparníkem, kde se ohřívá, vyparuje a jako přehřátá pára (3-5) pokračuje do turbíny. Zde plyn expanduje na nižší tlak a teplotu (5-6), čímž se přemění energie tepelná na mechanickou pomocí turbíny. K ní připojený generátor přes spojku, případně i převodovku, vyrábí elektrický proud. Dále tekutina, která již nemá dostatečný energetický potenciál pro výrobu elektrické energie, kondenzuje v kondenzátoru (7- 1). Napájecí čerpadlo zvýší tlak média (1-2) a dopravuje ho do výparníku (2-3). Na tomto obrázku je znázorněn rekuperátor, který je v cyklu zařazen při použití „dry“ tekutiny

(je vysvětleno níže). Rekuperátor umožňuje předat zbytkové teplo (6-7) uchované v pracovní látce po expanzi v turbíně mediu na výtlaku z čerpadla před výparníkem (2-3). Na obrázku 2.2 (b) je znázorněn tepelný oběh v T-s diagramu s naznačenými body, které jsou popsány ve výše uvedeném textu. Za zmínku stojí ještě body (10-9), které znázorňují tepelný zdroj. A přímka (11-12) popisuje odvedené teplo chladícím médiem proudícím v kondenzátoru. [3]



Obr. 2.2 Organický Rankinův cyklus: (a) schématické znázornění cyklu, (b) znázornění tepelného cyklu [3]

Volba média je řízena především zdrojem tepla a kondenzační teplotou. Ale nesmí se zapomenout i na tyto faktory: bod tuhnutí, tepelná stabilita, výparné teplo, hustota, ekologické dopady, bezpečnostní parametry, dostupnost a cena. Dále lze hodnotit média podle sklonu pravé mezní křivky, podle tohoto kritéria se dělí do tří skupin. [4]



Obr. 2.3 T-s diagram tří tekutin rozdílné molekulární složitosti [2]

Na obrázku 2.3 jsou znázorněny tři rozdílné tekutiny v T-s digramu. Na první pohled je zřejmé, že se liší tvarem mezních křivek, což je způsobené molekulární složitostí těchto látek. Voda, která je tvořená třemi atomy, patří do skupiny tzv. „wet“ tekutin, což znamená, že má záporný sklon křivky a na tomto případku je vidět, že expanze končí v oblasti mokré páry. Benzen tvořený dvanácti atomy je zařazen do skupiny „isoentropic“ tekutin. Přičemž, jak již

název napovídá, se tato skupina médií přibližuje svou pravou mezní křivkou k izoentropě. Poslední skupinou jsou tzv. „dry“ tekutiny, mezi které patří i zde uvedená látka MDM. Tento typ tekutiny má kladnou směrnici pravé mezní křivky. Je tedy vidět, že expanze začínající v poměrně málo přehřáté páře končí v oblasti značně přehřáté páry. Při použití „dry“ média je vhodné do cyklu zařadit již dříve zmíněný rekuperátor, ve kterém dojde k předání zbytkového tepla expandovaného přehřátého média do kapaliny před výparníkem. [2], [4]

## 2.3 Porovnání parního Rankinova cyklu a organického Rankinova cyklu

Běžně používaný Rankinův cyklus má jako pracovní médium demineralizovanou vodu. Tento typ cyklu se převážně používá v centralizovaných zdrojích typicky větších výkonů. S tím je obvykle svázáno to, že zdroj tepla dosahuje vysokých teplot. Jak již bylo dříve zmíněno, tak tento druh cyklu není vhodný, když zdroj tepla nedosahuje vysokých teplot, proto se vyplatí z ekonomických důvodů organický Rankinův cyklus. Zde bude nyní uvedeno několik obecných rozdílů mezi těmito dvěma cykly. [3], [5]

### 2.3.1 Teplota zdroje

„Ačkoliv se může zdát, že teplota zdroje by mohla být jedním z hlavních faktorů definujících rozdíl mezi ORC a klasickým parním Rankinovým cyklem (dále jen SRC z anglického Steam Rankin Cycle), tak je opak pravdou. Jediný rozdíl je pouze v tom, že ORC jsou daleko lépe přizpůsobené k využití při nízkoteplotních zdrojích tepla. Běžně se pohybují v rozmezí 100 až 450 °C. Například aplikace v geotermálních elektrárnách jsou běžně v rozmezí teplot 80 – 175 °C a dosahují až 95 MWe.“ [3]

### 2.3.2 Maximální tlak

V ORC systémech bývá maximální tlak obvykle do 3 MPa. Navíc teplo předávané do hlavního cyklu s turbínou je předáváno přes vložený cyklus. Tento vložený cyklus nebývá natlakovaný a jako pracovní médium slouží většinou olej. Díky zde uvedeným údajům je zřejmé, že tento druh cyklu má daleko jednodušší konstrukci nežli SRC, které jsou soustavou tlakových nádob, od čehož se odvíjí i složitost konstrukce použitých zařízení. [3]

### 2.3.3 Minimální tlak

„Při použití organických tekutin, které mají kritický bod umístěný ve vysokých teplotách, je kondenzační tlak podobný jako v SRC, což znamená, že minimální tlak v systému je pod okolním atmosférickým tlakem a tudíž je zvýšené riziko na přisávání vzduchu do uzavřeného systému. Takovýto problém odpadá u tekutin, které mají nízko položený kritický bod. V systémech, jež používají takovýto typ tekutiny, je kondenzační tlak nad okolním tlakem a již nehrozí problém s přisáváním vzduchu.“

Klasické parní cykly jsou charakteristické nízkou hustotou vody v kondenzátoru. To vyžaduje mohutnější konstrukci kondenzátoru, větší průměry potrubí, které limituje tlakové



ztráty třením a konstrukci turbíny, která musí být schopná pracovat s velkými měrnými objemy. Je tedy jasné, že toto všechno zvyšuje cenu celého systému.“ [3]

### 2.3.4 Tlakové poměry

„Parní cykly pracují s velkými tlakovými poměry a velkým entalpickým spádem, to obecně vyžaduje několik turbínových stupňů, ve kterých pracovní medium expanduje. V ORC na druhou stranu většinou postačuje jedno- nebo dvou-stupňová turbína.“ [3]

### 2.3.5 Chemická stabilita

„Demineralizovaná voda je charakteristická svou vysokou chemickou stabilitou. To je velká výhoda v aplikacích s vysokou teplotou zdrojového tepla. Při styku organické látky s tak vysokou teplotou (jako je běžně v parních cyklech) by mohlo dojít k chemické degradaci organické tekutiny.“ [3]

### 2.3.6 Dopad na životní prostředí

„Navzdory všeobecné dostupnosti vody má navíc také velice nízký potenciál pro způsobování globálního oteplování (GWP) a nulový potenciál pro poškozování ozonové vrstvy (ODP). To bohužel neplatí pro většinu organických medií momentálně používaných v technické praxi.“ [3]

### 2.3.7 Účinnost

„Účinnost ORC systémů se pohybuje v rozmezí mezi 5 až 24%. Vyšší účinnosti je dosahována při aplikaci těchto systémů ve vyšších teplotách a navíc jen při výrobě elektrické energie. Oproti tomu SRC systémy dosahují účinnosti běžně okolo 30%, avšak za cenu vyšších nákladů a komplexnosti celého systému.“ [3]

## 2.4 Turbíny v ORC cyklech

Turbína je rotační stroj, který odebírá energii pracovnímu mediu a konvertuje tuto energii do mechanické práce. Tato práce může být přeměněna na elektrický proud, či v některých speciálních případech jako pohon, např. leteckého motoru. Každá turbína má aspoň jednu pohyblivou část, které se říká rotor, a nepohyblivý stator. [6]

V průběhu historie bylo vyvinuto mnoho typů turbín, které se více či méně i nadále uplatňují v praxi. Nejobecnější rozdělení je podle použitého media: parní, plynové, vodní, větrné. Anebo podle směru proudění: axiální, radiaxiální, diagonální, radiální (centrifugální), radiální (centripetální) a tangenciální. [1] Momentálně jsou v ORC nejvíce používané axiální, radiaxiální a radiální turbíny, které jsou v následujícím textu blíže rozvedeny.

Obecně lze o turbínách říci, že entalpický spád v turbíně je nepřímě úměrný molekulární hmotnosti pracovní látky. To přináší několik zásadních výhod v případě organických tekutin. Zaprvé předaná práce rotoru je poměrně malá (v porovnání s parním cyklem), a tudíž je běžně

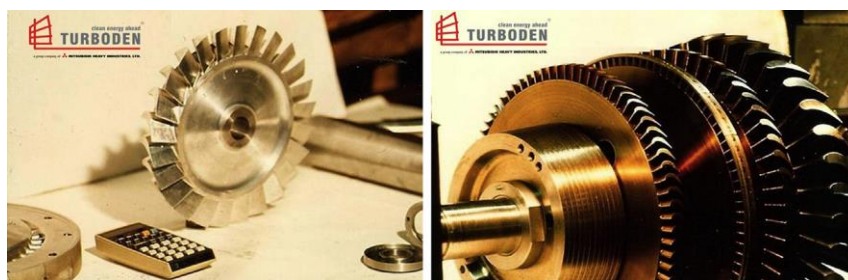
používaná pouze jednostupňová turbína, případně dvou- až tří- stupňová. Toto zařízení je tedy daleko menší a jednodušší, což znamená nižší cenu. Druhá výhoda je, že relativně malého výkonu lze dosáhnout poměrně velkými hmotnostními průtoky, což vede k větším rozměrům turbíny, než by měla parní turbína při stejné konfiguraci. [2]

Navzdory malému entalpickému spádu zůstává expanzní poměr značně velký, což zapříčiňuje, že tento poměr musí být zpracovaný na již zmíněném malém počtu stupňů. Používané organické tekutiny mají obvykle nízkou rychlost zvuku, to vede k transsonickému a nadzvukovému proudění v turbínách používaných v ORC. Tyto druhy proudění jsou doprovázeny rázovými a kompresními vlnami, které se běžně vyskytují v těchto zařízeních a komplikují nejen jejich návrh, ale i provoz. [2]

### 2.4.1 Axiální turbína

Je statisticky dokázáno, že axiální turbíny jsou nejvíce rozšířeným způsobem přeměny energie pracovní tekutiny na mechanickou energii. Celosvětově tento typ turbín vyrábí kolem 70% elektrické energie ať už ve fosilních elektrárnách (na uhlí, přírodní plyn nebo olej), anebo plynových elektrárnách. Stejně tak se tento typ uplatňuje v jaderných elektrárnách, což zahrnuje kolem 12% světové produkce. Pokud se k těmto hodnotám připočítají zdroje geotermální, větrné, vodní a elektrárny spalující biomasu, tak se odhaduje, že axiální turbíny generují zhruba 90% celkové elektrické energie.[2]

Obecně lze říci, že většina zmíněných variant v předchozím odstavci jsou již plně vyvinuté technologie se stovkami, či tisíci aplikacemi, takže se jedná o již o značně prozkoumané odvětví. Oproti tomu turbíny v ORC se vyznačují variabilitou a téměř každá aplikace je originální dílo, jelikož se musí přizpůsobit pracovnímu plynu a parametrům. V odborné literatuře stále není dostatek informací, které by zaručily maximální možnou účinnost těchto zařízení, proto je vždy potřeba vykonat experiment a ten nejlépe doplnit numerickou simulací. [2]



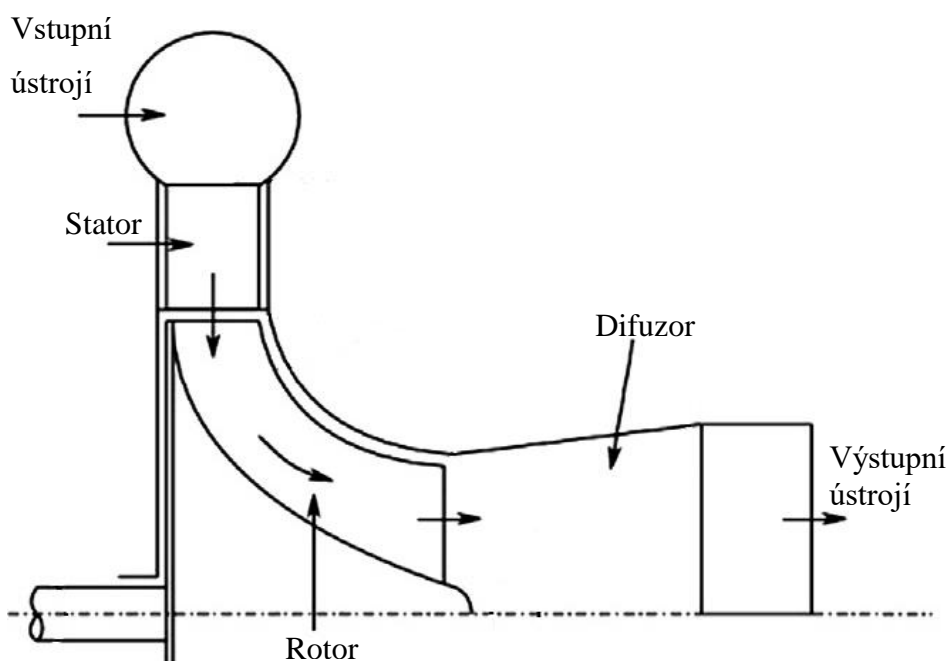
Obr. 2.4 Axiální turbíny použité v ORC použité v 70. letech minulého století [2]

### 2.4.2 Radiální turbína

Jak již název napovídá, tak v této turbíně dochází ke změně směru proudícího média z radiálního směru, ve kterém tento proud do zařízení natéká, do směru axiálního na výstupu. Tento typ turbíny se většinou chybně nazývá „radiální turbínou“, avšak tento název je nesprávný, jak je ukázáno v následující podkapitole. Radiální turbína je velice rozšířená

u spalovacích motorů, kde se používá v turbodmychadle na jednom konci hřídele, přičemž na druhém konci je kompresor. Tyto turbodmychadla mají malé rozměry, které dovolují značně velké otáčky. [2]

Tento druh turbostroje se v energetice aplikuje v systémech, které obvykle dodávají výkon v rozsahu desítek  $kW_{el}$  až několik  $MW_{el}$ , přičemž největší aplikace bývají v geotermálních elektrárnách. Nízká předaná práce v kombinaci s malým hmotnostním průtokem je vhodnou kombinací pro použití jednostupňové radiální turbíny. Při velkých expanzních poměrech, které mohou v některých aplikacích dosáhnout až několika desítek, se může turbína zkonstruovat jako dvoustupňová, pro zamezení vzniku extrémních podmínek, jež by mohly negativně ovlivnit rotorové lopatky. Je běžné, že proudění v těchto turbínách je nadzvukové na výstupu ze statoru, kde Machovo číslo dosahuje hodnoty větší než 2,5. Tento jev je způsoben konvergentně-divergentní konstrukcí statorových lopatek. [2]



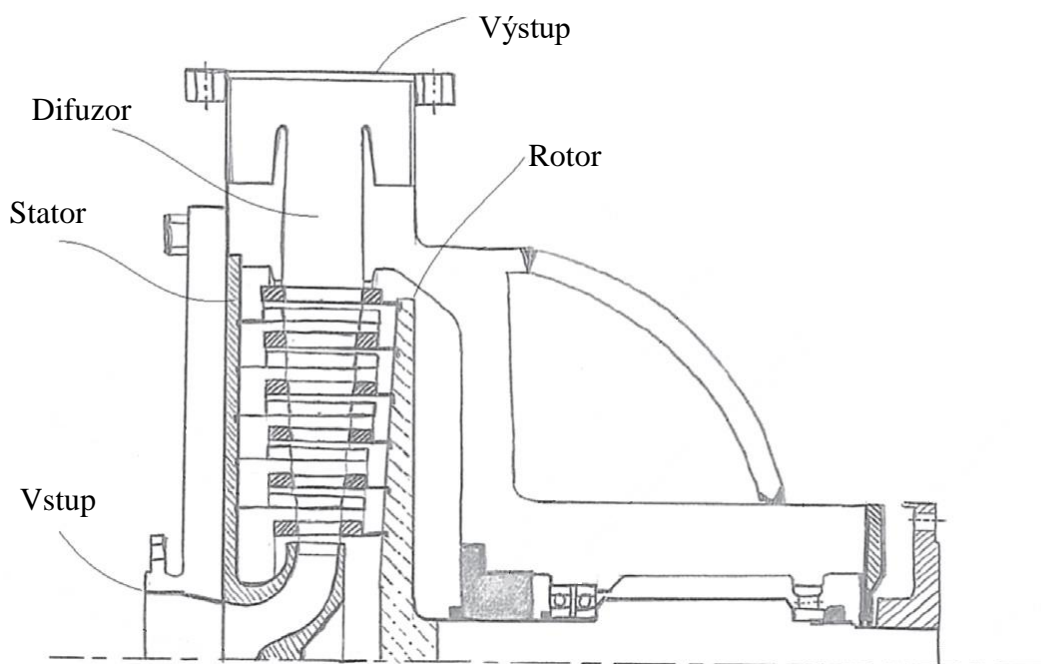
Obr. 2.5 Schéma radiální turbíny v meridiálním pohledu [2]

### 2.4.3 Radiální turbína

Trh s ORC je momentálně na vzestupu a díky tomu se vědecké organizace o toto téma začínají čím dál tím více zajímat. Jelikož je turbína nejdůležitějším a nejkritičtějším místem v systému, je potřeba se na toto téma podívat blíže. Zejména proto, že většina výzkumných prací v posledních letech je zaměřena hlavně na termodynamiku samotného cyklu, dynamiku pracovních médií či na samotný výběr vhodné tekutiny do ORC. Bohužel jen malá část výzkumu se zaměřuje na vývoj toho, co limituje samotnou funkci stroje, čili turbíny. V minulosti se uvažovalo, že nejvhodnějším typem do ORC jsou stejně jako v parních cyklech již používané druhy turbín, jež jsou popsány výše. Toto se předpokládalo zejména proto, že existuje nespočet aplikací axiálních a radiálních turbín, které již fungují s vodní párou.

Možnost vylepšení axiální turbíny v ORC systémech je limitováno zejména expanzním poměrem a výškou lopatek, či u radiálních expanzním poměrem a objemových průtokem na výstupu. Nicméně tyto limitující podmínky se dají jistými konstrukčními úpravami v těchto turbínách obejít. Avšak jak se zjistilo, použitím radiální turbíny lze konkurovat oběma druhům již zmíněných turbín. Návrh moderní turbíny je položen na základech v historii používané Parsonově turbíně a Ljungstromově turbíně.[2]

Momentálně se tento typ turbíny již řadí mezi běžně používané v ORC. Na následujícím obrázku 2.6 je vidět typické uspořádání vícestupňové radiální turbíny. Ačkoliv vstup je axiální, tak proudění přes lopatky je čistě v radiálním směru.



Obr. 2.6 Vícestupňová radiální turbína [2]

## 2.5 Používané programy

Práce je zpracovávána v několika rozdílných softwarech, které se dělí na preprocesory, řešiče a postprocesory. Jelikož v praktické části jsou zmiňovány rozdílné programy, je tedy na místě uvést, kam který z používaných programů zařadit.

### ANSA

ANSA je CAE software patřící mezi preprocesory. Využívá se převážně v automobilovém průmyslu, pro rychlou úpravu složitých geometrií a jejich síťování. V této práci je tento program použit pouze pro zjednodušení zadané geometrie, jelikož se nepracuje s celým poskytnutým modelem, ale pouze s nezbytnými částmi kde proudí pracovní plyn. Největší nástraha používání tohoto preprocesoru je v tolerancích, které jsou při modelování turbostrojů daleko přísnější, než s kterými ANSA běžně počítá. Bližší informace týkající se zmíněného softwaru je možné nalézt na [7].

## NUMECA

Tento balíček poskytuje rozsáhlé množství programů, které obsahují preprocessor, řešič a postprocessor. První preprocessor je IGG, který slouží pro přípravu, nebo úpravu geometrie z ANSY, přičemž zde je možné dosáhnout požadovaných tolerancí, jenž jsou vyžadovány při modelování turbostrojů. Další program na přípravu výpočetního modelu je NUMECA AutoGrid5. Ten se používá pro přípravu sítě celého modelu, jak lopatek, tak i kanálů na vstupu, výstupu a ucpávek či „mrtvých“ objemů (význam slovního spojení „mrtvý objem“ je vysvětlen dále). Jako řešič zde slouží software s názvem FINE/Turbo, kde probíhají nastavení výpočetního modelu a jeho samotné řešení. Vyhodnocení potom probíhá v CFView. Další informace lze nabýt z [8].

## 2.6 Základní rovnice

Mechanika tekutin (kapalin a plynů) se dělí na statickou část, kdy tekutiny jsou v klidu a dynamickou, kdy tekutina proudí. Dynamika tekutin se však nezabývá pouze pohybem média z makroskopického hlediska, ale i silami v kapalinách a plynech. K určení stavu proudící tekutiny se používají čtyři rovnice, které vychází z rozdílných zákonů, jenž slouží pro výpočet stavových parametrů proudu. Tyto parametry jsou hustota  $\rho$ , tlak  $p$ , teplota  $T$  a rychlost  $w$ . [11]

Většina numericky řešených úloh řeší turbulentní proudění, ve kterém základní stavové veličiny, již výše zmíněné, se neustále nahodile mění, díky vířivé struktuře proudění. Kupříkladu hodnota rychlosti  $w$  se rozděluje na základní rychlost  $\bar{w}$  a fluktuaci rychlosti  $w'$ . Takto lze popsat (rozdělit) i všechny ostatní veličiny. Podrobnější popis všech rovnic je možné nalézt v [10] společně s popisem ustředňování. [11]

### 2.6.1 Stavová rovnice

Jedná se o základní rovnici, která platí pro všechny plyny. Zde uvedená rovnice (1) platí pro reálný plyn, avšak pokud by hranatá závorka na pravé straně byla rovna jedné, jednalo by se o rovnici popisující ideální plyn. Jak je možné vidět, tak tato rovnice vyjadřuje vzájemný vztah mezi jednotlivými stavovými veličinami.

$$\frac{p}{\rho} = r T \left[ 1 + \rho a_1(T) + \rho^2 a_2(T) + \dots \right] \quad (1)$$

Kde  $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$  jsou opravné funkce, které jsou závislé na teplotě.

### 2.6.2 Rovnice kontinuity

Tato rovnice vychází ze zákona zachování hmotnosti a nabývá tvaru dle (2). Rovnice vypovídá o tom, že hmotnost soustavy nemůže samovolně vznikat a zanikat. (2) platí pro laminární proudění. Po zavedení fluktuací a ustředění rovnice získáme daleko důležitější tvar rovnice kontinuity (3), při dodržení zákonů ustředňování. Vztah (3) platí pro turbulentní proudění.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{w}_k)}{\partial k} + \frac{\partial(\overline{\rho' w'_k})}{\partial k} = 0 \quad (3)$$

### 2.6.3 Pohybová rovnice

Pohybová rovnice pro laminární proudění (4), vychází ze zákona zachování hybnosti. Zde uvedená rovnice je Navierova - Stokesova. Stejně jako v předchozím případě musí být tato rovnice ustředněna, pokud se chce použít ve výpočtech turbulentního proudění. Výsledná Navierova - Stokesova rovnice po ustřednění je na řádku (5). Při uvažování nestlačitelného proudění lze odvodit rovnici (6) a následně pomocí jednoduché úpravy (7).

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_i}{\partial k} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left( \frac{\partial w_k}{\partial k} \right) \quad (4)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial t} + \overline{\rho w_k} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial k} = \bar{\rho} R_i + \frac{\partial}{\partial k} (\bar{\sigma}_{ik} - \overline{j'_k w'_i}) - \frac{\partial(\overline{\rho' w'_i})}{\partial t} \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial t} + \overline{\rho w_k} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial k} = \rho R_i + \frac{\partial}{\partial k} (\bar{\sigma}_{ik} - \rho \cdot \overline{w'_k w'_i}) \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial t} + \overline{\rho w_k} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial k} = \rho R_i + \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial k} \quad (7)$$

### 2.6.4 Energetická rovnice

Zde se vychází ze zákona zachování energie. Vzhledem k tomu, že energie, stejně jako hmotnost a hybnost, nemůže samovolně vznikat ani zanikat, platí pro laminární proudění rovnice (8). Jako v předchozích dvou případech se rovnice (8) musí při turbulentních výpočtech ustřednit, čímž se dostane výsledná rovnice (9).

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + q_v \quad (8)$$

$$c_p \left( \frac{\partial [\overline{\rho T}]}{\partial t} + \frac{\partial [\overline{\rho w_k T}]}{\partial k} \right) - \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \overline{w_k} \frac{\partial \bar{p}}{\partial k} \right) = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial l} - \frac{\partial \bar{q}_k}{\partial k} + q_v - \\ - c_p \frac{\partial (\overline{\rho' T'})}{\partial t} - c_p \frac{\partial (\overline{j'_k T'})}{\partial k} + \overline{w'_k} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial k} + \overline{\tau'_{kl}} \frac{\partial w'_k}{\partial l} \quad (9)$$

### 2.6.5 Matematické modelování turbulentního proudění

„Modelování turbulentního proudění je stále ve stádiu vývoje v souvislosti s rostoucím rozvojem v oblasti matematiky a výpočetní techniky. Samotná podstata turbulence ještě není v současné době plně vyřešeným problémem, proto je nutné vzhledem ke složitosti používat zjednodušené modely. Doposud není vytvořen univerzálně platný model turbulence, naopak existuje celá řada modelů, které jsou vhodné pro určité úlohy. Vzhledem ke složitosti turbulence

jsou modely založeny na empirických poznatcích. Při numerické simulaci turbulentního proudění existují tři teoreticky odlišné přístupy, které vyplývají ze zjednodušení výchozích rovnic popisujících proudění.“ [12]

První z teorií používaných k modelování turbulentního proudění je metoda přímé numerické simulace (DNS), kterou lze použít pouze za určitých zjednodušujících předpokladů, jelikož se jedná o výpočetně velice náročnou metodu. Tato metoda je stále používána především v základním výzkumu. Druhým přístupem je metoda velkých vírů (LES), která staví na modelování velkých vírů. Využití této metody je v praxi čím dál častější, ale přesto s ní lze řešit jen omezené spektrum praktických úloh. Nejvíce používanou metodou řešení turbulentního proudění je metoda Reynoldsova časového středování Navier - Stokesových rovnic (RANS). Tato metoda používá časově ustředněné rovnice, které jsou již zmíněné v předchozích podkapitolách. Při řešení turbulentního proudění pomocí této metody se využívají statistické metody při řešení základních rovnic. [12]

Hlavním problémem při řešení proudění pomocí RANS je přítomnost Reynoldsova napětí  $\sigma_{ik}$  v rovnici (7). Díky tomuto členu není systém rovnic uzavřený, a proto je potřeba dodat další rovnice a empirické vztahy, které uzavřou systém rovnic. Tyto doplňující rovnice, které se uměle dodávají do systému, se nazývají modelem turbulence, jenž lze rozdělit znovu do několika skupin. Nejčastějším přístupem pro řešení Reynoldsova napětí je Boussinesquova hypotéza. Tato hypotéza uvažuje, že turbulentní proudění je podobné laminárnímu, a proto nahrazuje tenzor Reynoldsových smykových napětí pomocí Newtonova vztahu. Reynoldsovo napětí ve zjednodušené formě pro dvourozměrné proudění je druhým členem na pravé straně rovnice (10). [12]

$$\sigma_{xy} = \eta \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y} + \eta_t \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y} \quad (10)$$

Modely dle této hypotézy se dále dělí na nularovnicové modely, jednorovnicové modely a nejvíce využívané dvourovnicové modely. Nularovnicový model znamená, že turbulentní viskozita  $\eta_t$  je řešená pomocí jedné algebraické rovnice. Jednorovnicový model používá k řešení turbulentní viskozity jednu diferenciální rovnici. A dvourovnicový model řeší tuto viskozitu pomocí dvou diferenciálních rovnic. Výpočet mikroturbíny je proveden pouze pomocí dvourovnicových modelů, proto jsou nadále v krátkosti uvedeny pouze tyto rovnice a to  $k - \varepsilon$  a  $k - \omega$ . [12]

### 2.6.6 Turbulentní model $k-\varepsilon$ a RNG $k-\varepsilon$

Jedná se o poloempirický model, vyhovující u proudění s izotropní turbulencí vyskytujících se v rovinné mezní vrstvě, či v proudění v kanálech. Zde je uveden pro jednoduchost pro izotermické nestlačitelné proudění, což znamená, že zde nefiguruje energetická rovnice. Stavová rovnice je pouze podmínkou nestlačitelnosti a je uvedena na řádku (11), rovnice kontinuity je rovnice (12) a pohybová rovnice je číslo (13). Na řádku (14) je uvedený vztah pro molární smykové napětí, číslo (15) je turbulentní smykové napětí. Rovnice

(16) popisuje turbulentní dynamickou vazkost v závislosti na turbulentní kinetické energii  $K$  (běžně používané  $k$ , je zde nahrazeno velkým  $K$  pro lepší pochopení vztahů, jelikož parciální derivace  $\partial k/\partial k$  je matoucí zápis) a rychlost měrné disipace  $\varepsilon$ , která se vypočítává s diferenciální rovnice na řádku (18) a stejně tak turbulentní kinetická energie je uvedena pod číslem (17). [25]

$$\rho = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial \bar{w}_k}{\partial k} = 0 \quad (12)$$

$$\rho \frac{d\bar{w}_i}{dt} = \rho R_i + \frac{\partial \bar{p}}{\partial i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ik}}{\partial k} + \frac{\partial \tau_{ik}^T}{\partial k} \quad (13)$$

$$\bar{\tau}_{ik} = \eta \left( \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial w_k} + \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial w_i} \right) \quad (14)$$

$$\tau_{ik}^T = \eta^T \left( \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial w_k} + \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial w_i} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ik} \rho K \quad (15)$$

$$\eta^T = \rho C_\eta \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (16)$$

$$\frac{dK}{dt} = \frac{\partial}{\partial k} \left[ \left( \frac{C_\eta}{\sigma_k} \frac{K^2}{\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial K}{\partial k} \right] - \overline{w'_i w'_k} \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial l} - \varepsilon \quad (17)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial k} \left[ \left( \frac{C_\eta}{\sigma_k} \frac{K^2}{\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial k} \right] - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{K} \overline{w'_i w'_k} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (18)$$

Kde konstanty  $C_\eta$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$  a  $C_{\varepsilon 2}$  jsou konstanty, jenž jsou voleny podle uživatele, či programu. Většinou se používají již přednastavené hodnoty. [25]

Výhoda tohoto modelu je, že je poměrně robustní a přesný pro velké množství proudění. Nevýhodou je například to, že ho není vhodné používat při nízkých Reynoldsových číslech. Tento model je možné modifikovat do tzv. RNG  $k - \varepsilon$  modelu, který však při řešení některých empirických hodnot využívá iteračního procesu, čímž zlepšuje přesnost výpočtu a odstraňuje některé nedostatky, které má základní model. [25], [12]

„Model RNG  $k - \varepsilon$  je možné použít všude tam, kde se v řešené oblasti vyskytuje rozsáhlá oblast se zavíráním a proudění zde může být až laminární. Model však neodstraňuje základní nedostatky standardního modelu  $k - \varepsilon$  a přináší pouze malé zlepšení výpočtu. Obecně lze říct, že modely založené na rovnicích  $k - \varepsilon$  poměrně dobře počítají plně vyvinuté turbulentní proudění volného proudu a v oblastech blízko pevné stěny přesnost modelu klesá.“ [12]



### 2.6.7 Turbulentní model $k-\omega$ a SST $k-\omega$

Jedná se stejně jako u předešlého případu o dvourovnícový, který využívá turbulentní viskozitu  $k$  modelování napětí ve stlačitelných i nestlačitelných prouděních s vlivem stěny. Jde o modifikovaný model  $k - \varepsilon$  s tím, že zůstává zachována turbulentní kinetická energie  $k(K)$ , ale místo měrné disipace kinetické energie  $\varepsilon$  se zavede specifická místní disipace  $\omega$ , někdy se taktéž nazývá turbulentní frekvencí. Rovnice na řádcích (11) až (16) jsou v tomto modelu shodné, proto jsou zde uvedeny pouze transportní rovnice. Rovnice (20) je pro turbulentní kinetickou energii  $k$  ( $K$ ) a (21) uvádí parciální diferenciální rovnici pro  $\omega$ . Vztah mezi  $\omega$ ,  $k$  a  $\varepsilon$  je označen číslem (19). [25]

$$\omega = \frac{\varepsilon}{K} \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{w}_k K)}{\partial k} = \frac{\partial}{\partial k} \left[ \left( \frac{C_\eta}{\sigma_k} \eta^T + \eta \right) \frac{\partial K}{\partial k} \right] + \tau_{kl}^T \left( \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial l} + \frac{\partial \bar{w}_l}{\partial k} \right) - \rho \omega K \quad (20)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{w}_k \omega)}{\partial k} = \frac{\partial}{\partial k} \left[ \left( \frac{C_\eta}{\sigma_k} \eta^T + \eta \right) \frac{\partial \omega}{\partial k} \right] + \alpha \frac{\omega}{K} \tau_{kl}^T \left( \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial l} + \frac{\partial \bar{w}_l}{\partial k} \right) - \beta \rho \omega^2 \quad (21)$$

Kde konstanty  $C_\eta$ ,  $\sigma_k$ ,  $C_\omega$ ,  $\alpha$  a  $\beta$  jsou konstanty, jenž jsou voleny podle uživatele, či programu. Většinou se používají již přednastavené hodnoty. [25]

Je obecně známo, že předchozí model  $k - \varepsilon$  má problémy v řešení u stěn. Naproti tomu zde uvedený model  $k - \omega$  je při řešení u stěn stabilní, avšak má problémy s velkou citlivostí ve volném proudu (proudění ve velkých vzdálenostech od stěn), což je přesný opak modelu  $k - \varepsilon$ . Proto byl vyvinut model BSL  $k - \omega$ , který kombinuje výhody těchto dvou modelů. [12]

„Model SST  $k - \omega$  (Shear Stress Transport) je opět modifikací základního modelu  $k - \omega$ . Tento turbulentní model má modifikovanou diferenciální rovnici pro specifickou míru disipace. Tato rovnice pak obsahuje nový člen, který je počítán poměrně složitými empirickými algebraickými vztahy. Turbulentní model má široké uplatnění zejména u lopatkových strojů, kde dochází k velkému namáhání kapaliny smykovými napětím a je nutné přesně určit bod odtržení a velikost oblasti zavření, jedná se například o výpočty turbín, odstředivých čerpadel apod.“ [12]

Kapitola číslo 2 uvádí čtenáře do problematiky týkající se zadání diplomové práce. Stručné rozdělení energetických strojů je nezbytné pro jednoznačné zařazení do rozsáhlého odvětví, jež tento technický obor skýtá. Dále základní informace nejen o ORC cyklech, ale zároveň i jejich porovnání v parním Rankinovým cyklem a v této části jsou navíc uvedeny běžně používané druhy turbín. Druhá část kapitoly se již začíná zabývat výpočty, proto se zde nacházejí základní rovnice používané pro řešení proudění a nakonec i dva nejpoužívanější turbulentní modely. Tím se uzavírá teoretická část práce, která položila základy k praktické části, jež se zabývá hlavně numerickou simulací mikroturbíny v ORC.

### 3 Numerická simulace

Tato kapitola obsahuje popis všech činností související se zadáním práce. Je zde podrobně popsána praktická činnost související s numerickou simulací turbíny. Z počátku je uvedena geometrie modelu a její postupné zjednodušení na použitelný model pro výpočet. Dále je popsána výpočetní síť, nastavení výpočtu a vyhodnocení. V závěru kapitoly jsou uvedeny výsledky provedených výpočtů.

#### 3.1 Příprava výpočetního modelu

Příprava modelu a jeho sítě spadá do tzv. preprocessingu. Jedná se tedy o zpracování poskytnutých dat do použitelné formy vhodné k výpočtu. V tomto konkrétním případě poskytl zadavatel ucelený model zařízení, které je na obrázku 3.1.



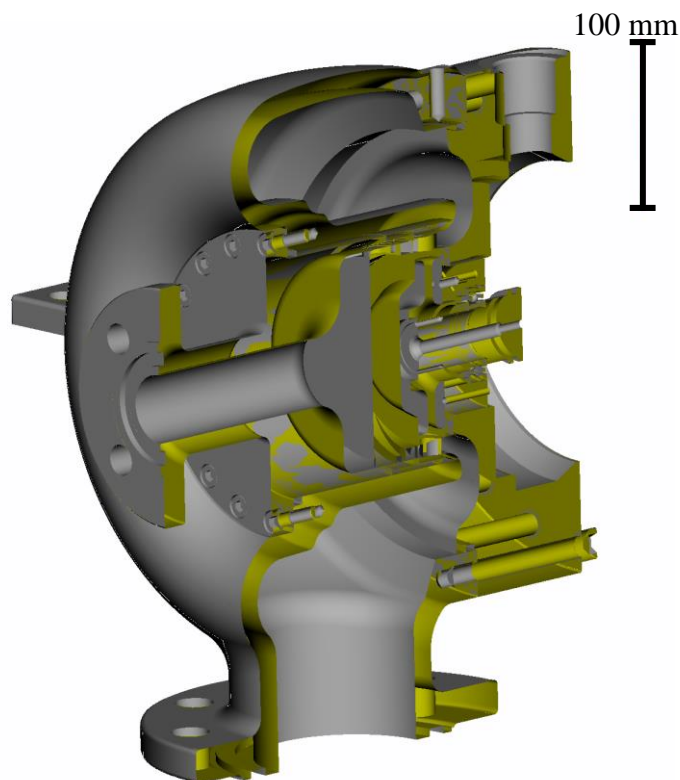
Obr. 3.1 Iso pohled celého modelu

Zde uvedený model je mechanickou částí zařízení. Tudíž objemy, které jsou důležité pro výpočty proudění, nejsou vytvořené.

##### 3.1.1 Geometrie modelu

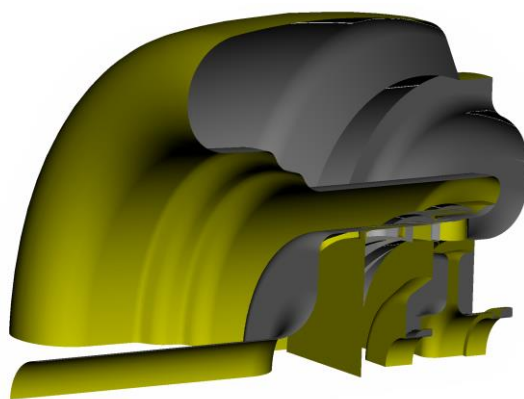
Zadaný model je jednostupňová axiální turbína s rozdílným počtem rozváděcích a oběžných lopatek. Již zmíněná geometrie celého zařízení obsahuje zbytečné množství nedůležitých prvků v modelu, které je potřeba odstranit. K tomu byl použit výše popsany program ANSA. Pomocí několika jednoduchých příkazů lze komplexní model zjednodušit do použitelné podoby. Jediná zajímavá část modelu je v tomto případě průtočná část. Proto se

pro zjednodušení práce model rozřízne na půl dle obrázku 3.2. Je vidět, že se jedná o poměrně komplikovaný model o malých rozměrech.



**Obr. 3.2 Iso pohled rozříznutého modelu**

Důležité prvky průtočné části jsou vstup, rozváděcí lopatky, oběžná lopatka, ucpávky, „mrtvé“ objemy a výstupní skříň. Z těchto vyjmenovaných komponent lze složit celý výpočetní model, ale začínat prvotní výpočty s takto složitým a komplexním systémem na začátek je nerozumné. Celá průtočná část je na následujícím obrázku.

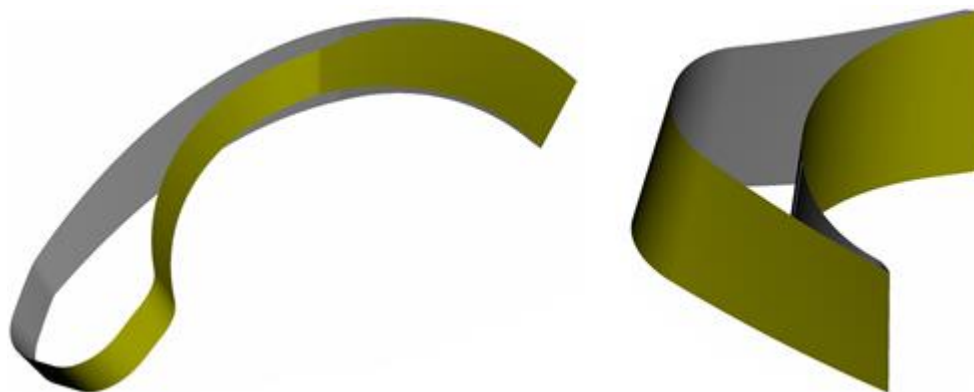


**Obr. 3.3 Iso pohled na průtočný kanál**

Pojem „mrtvý“ objem je taková část modelu či zařízení, kam může tekutina proudit, ale neuvažuje se, že by proudila dále. Zde jsou takovéto části dvě a obě se nachází v blízkosti oběžné lopatky. První z nich je před oběžnými lopatkami mezi bubnem statoru a rotoru a druhý

objem je na výstupu z oběžného kola mezi bubnem rotoru, hřídelí a skříní. Při bližším pohledu je možné tyto objemy vidět na obrázku 3.2 a 3.3.

Po nastínění celého modelu je možné přistoupit ke stručnému popisu jednotlivých komponent. První komponentou je rozváděcí lopatka. Jedná se o lopatku na statoru turbíny, a tudíž se jedná o nepohyblivou část stroje. V tomto případě má statorová lopatka velice složitý tvar, který navrhl Prof. Dr.-Ing. Andreas Weiß pomocí 1D modelu. Rozváděcí kanál má geometrii Lavalovy dýzy, a jak je obecně známo, tato dýza urychluje proud do nadzvukových rychlostí, pokud je správně navržena. Proto lze ve výpočtech očekávat rázové vlny, které komplikují stabilitu výpočtu, a během prováděných simulací byla tato skutečnost několikrát příčinou pádu výpočtu. Pro názornější pochopení tvaru lopatky je vyobrazena na následujícím obrázku 3.4 vlevo.



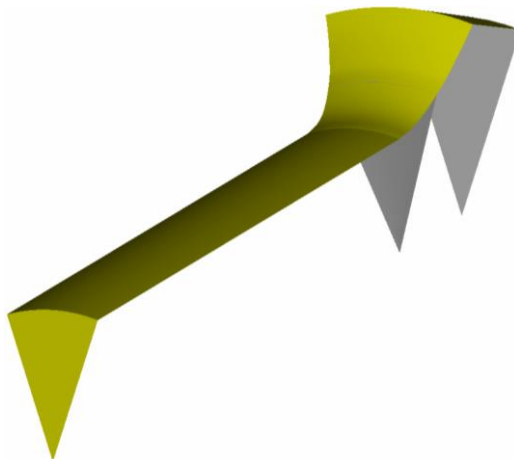
**Obr. 3.4 Iso pohled na rozváděcí lopatku (vlevo) a oběžnou lopatku (vpravo)**

Stejně jako příprava celého modelu je i tato část předpřipravena v preprocesoru ANSA. Zde je uveden pouze finální výsledek po složité úpravě geometrie, která byla způsobená například nepřesnostmi při modelování, či překrývajícími se plochami. To může být způsobené tím, že model byl převáděn z jednoho programu do druhého, čímž se do modelu vnese tento druh chyb, anebo nepozorností konstruktéra. Avšak ani nyní není možné použít lopatku, protože ANSA nedosahuje požadované přesnosti, kterou vyžaduje NUMECA. Jedná se zejména o malá zaoblení na výstupní hraně.

Další nezbytnou součástí turbíny je oběžná lopatka, která je umístěná na rotoru. Oproti rozváděcí lopatce má jednodušší tvar, ale na výstupní hraně má dvě ostré hrany, které jsou obecně velkým problémem způsobujícím odtrhávání proudu, čímž vznikají typicky nežádoucí jevy. I tato lopatka byla vyjmuta z celého modelu a upravena v programu ANSA tak, aby se dala použít. Hlavní problém zde je na náběžné hraně, kde je velice malý rádius, proto se model musel 1000krát zvětšit a teprve poté bylo možno provádět geometrické úpravy. Následně byl model opět zmenšen. Tato lopatka je stejně jako předchozí na obrázku 3.4 vpravo.

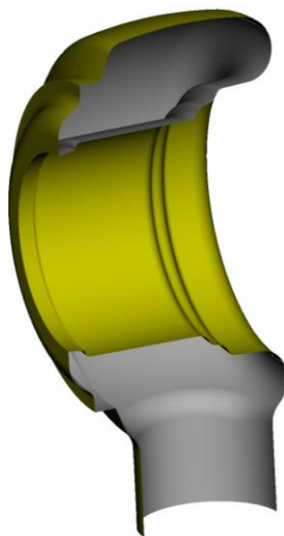
Výpočet ideálního stupně sestávajícího pouze z rozváděcí a oběžné lopatky v části kanálu je dostatečně zajímavý. Z takového modelu lze zjistit účinnost samotného stupně, ale ne celého zařízení, proto se k modelu přidávají další části kanálu, aby se zjistila účinnost celého zařízení. Na následujícím obrázku 3.5 je vidět výseč vstupního kanálu, na nějž navazuje kanál

rozdávěcí lopatky. Stejně jako v předchozích případech stačí modelovat jednu periodickou část a pomocí vhodně zvolené okrajové podmínky řešič nastavit tak, že se jedná o periodickou komponentu.



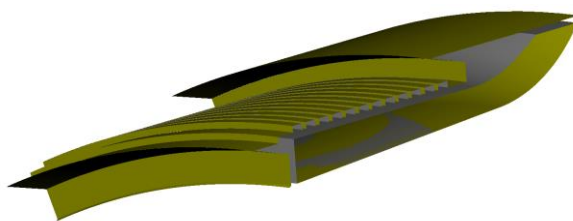
**Obr. 3.5 Iso pohled na vstupní kanál mikroturbíny**

Předposlední částí modelu je výstupní část. Ta je jako jediná neperiodická, avšak je symetrická. Proto stačí z celého modelu vyjmout pouze polovina, která je na obrázku 3.6. Jedná se rozsahem o největší část průtočné části, proto obsahuje největší počet buněk z celého modelu.



**Obr. 3.6 Iso pohled na výstupní kanál turbíny**

Poslední uvedenou částí v modelu je těsnění oběžného kola. V tomto případě se jedná o labyrintové ucpávky a jejich podobu lze spatřit na následujícím obrázku společně s bandáží oběžné lopatky. Labyrintová ucpávka je tvořena štěrbinami malých rozměrů a komůrkami, kde je průtočný průřez mnohonásobně větší. Při proudění plynu z jedné komůrky do druhé se zvýší rychlost plynu a následně při vstupu do následujícího prostoru komory se razantně sníží kinetická energie a přemění se na tepelnou. Tento proces se neustále opakuje, čímž dochází ke střídavému urychlování proudu a následné degradaci kinetické energie. [13]



**Obr. 3.7 Iso pohled na labyrintovou ucpávku oběžné lopatky**

Tato podkapitola popisovala komponenty, které se vyskytují v jednotlivých výpočetních variantách. Následující kapitola se zaměří na výpočetní síť, její tvorbu a velikost.

### **3.1.2 Výpočetní síť**

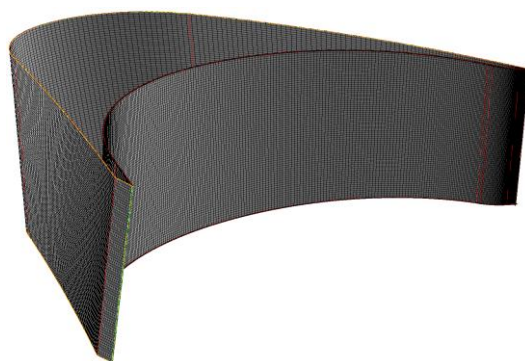
Definování geometrie je pouze první částí preprocessingu, který předchází vlastnímu výpočtu proudění. Druhou a neméně důležitou částí je tvorba sítě modelu, kterou se zabývá tato podkapitola, jež obsahuje znázornění výpočtových sítí, jejich velikost a další doplňující informace.

Geometrie rozváděcí lopatky je okomentována již v předchozí kapitole, kde se vytvořila s většími tolerancemi, než vyžaduje výpočet. Proto se používá program IGG, který je součástí balíčku NUMECA a umí odstranit zmíněné geometrické problémy. V tomto programu se vytvoří povrchová síť na lopatce, jež se potom promítne na nahanou geometrii, čímž se zacelí nepřesnosti. Při uložení se uloží vytvořená síť jako body geometrie, které lze otevřít v navazujícím programu AutoGrid5. Tento proces je nezbytné provést jak na rozváděcí lopatce, tak i na oběžné lopatce, jelikož i ta obsahuje velice malá zaoblení, což by mohlo následně způsobit značné problémy. Povrchovou síť obou lopatek je možné vidět na následujících dvou obrázcích 3.8 a 3.9.



**Obr. 3.8 Povrchová síť oběžné lopatky**





**Obr. 3.9** Povrchová síť oběžné lopatky

S připravenými geometriemi lopatek, kanálů a ostatních nezbytných komponent je vše již připraveno k tvorbě objemové sítě. Výpočetní síť je vytvořena v několika variantách, které jsou v textu pod tímto odstavcem stručně popsány. Bližší informace o jednotlivých výpočtech obsahuje kapitola 3.2. Diskretizace úlohy je provedena v softwaru AutoGrid5, který je stejně jako IGG součástí balíku NUMECA FINE/Turbo. AutoGrid5 vytváří objemovou blokově strukturovanou síť, se kterou umí počítat jak vlastní řešič FINE/Turbo, tak i jiné řešiče jako například ANSYS CFX. Naopak to však nelze, tzn. síť vytvořená v ANSYS TurboGrid nejde použít v řešiči FINE/Turbo. AutoGrid5 vygeneruje blokovou strukturu automaticky pro lopatkovou mříž a je poměrně snadné jí upravovat dle požadavků uživatele pro dosažení co největší kvality buněk. V AutoGrid5 je však nemožné vytvořit síť vstupního a výstupního dílu. K tomu je potřeba použít opět preprocesor IGG a vytvořit blokovou strukturu ručně, s čímž je svázáno to, že manipulace s takovou sítí je mnohem složitější a již při vytváření bloků je nezbytné jí brát v úvahu.

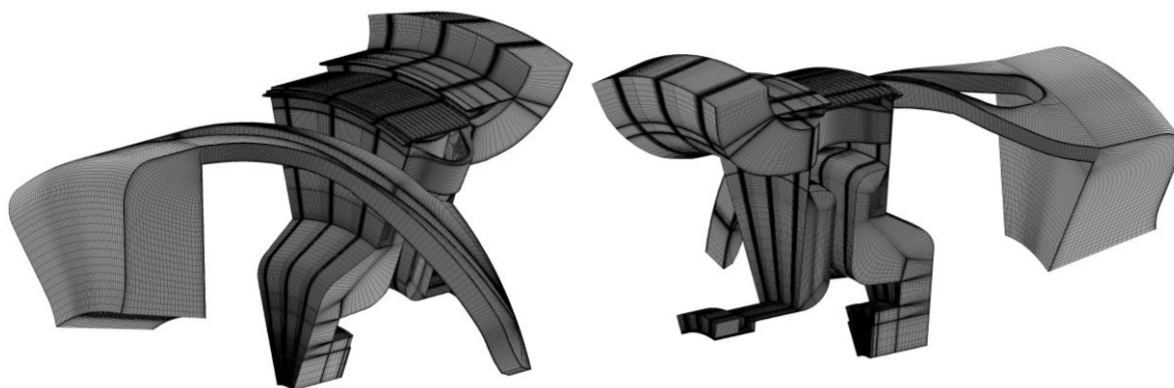
Výběr velikosti první buňky je zásadní parametr v numerických simulacích proudění v lopatkové kaskádě. Existují různá doporučení a kalkulatory [14], [15], které doporučují na základě požadované hodnoty  $y^+$  velikost první buňky. Výpočet vyžaduje zadání několika parametrů, které nejsou vždy před samotným výpočtem známy, což vede k iterativnímu postupu při tvorbě sítě, především v případech, kdy osoba síť vytvářející nemá dostatečné zkušenosti. V tomto případě je zvolena velikost první buňky  $y_{\min} = 0,5 [\mu\text{m}]$ , což je dostačující velikost, jak bude ukázáno dále.

První síť je pouze jednoduchým ideálním stupněm. Obsahuje tedy pouze část kanálu, rozváděcí a oběžné lopatky. Jedná se o variantu RL-OL vytvořenou z cca 8 miliony výpočetních buněk a je jí možné vidět na obrázku 3.10.



Obr. 3.10 Síť varianty RL-OL

Druhá varianta označená jako RL-OL-ZR je již složitější a vznikla přidáním ucpávek a „mrtvých“ objemů k ideálnímu stupni. Složená síť je vyobrazená na obrázku 3.11 a tvoří jí okolo 23 milionů buněk, z čehož lze jednoduchým výpočtem zjistit, že počet prvků přidané sítě k ideálnímu stupni je mnohonásobně větší než množství buněk v ideálním stupni. Síť stupně je v tomto případě zcela stejná jako ve variantě RL-OL.



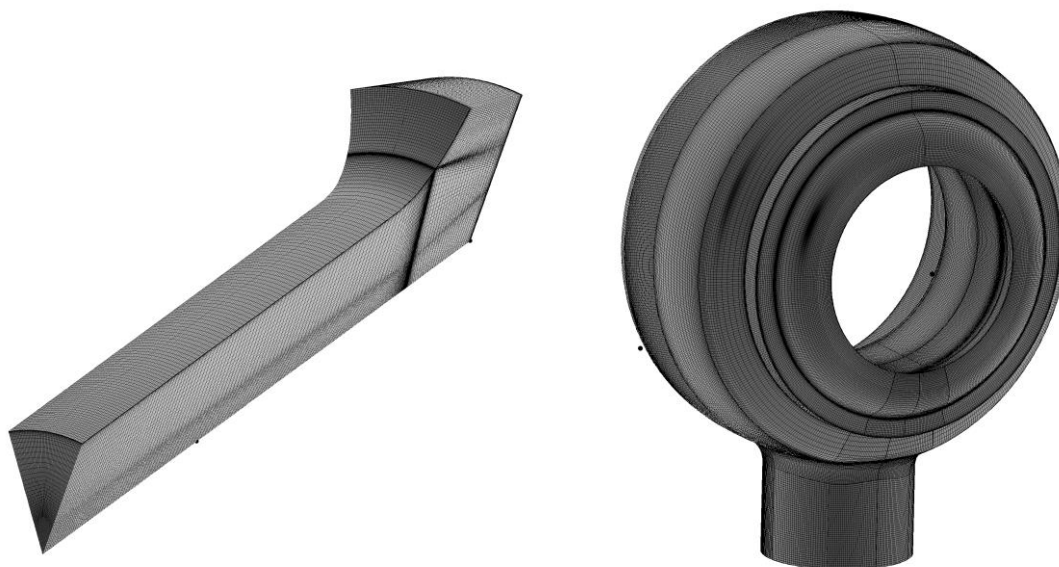
Obr. 3.11 Síť varianty RL-OL-ZR

Další prvky, které je možno do modelu zahrnout a přidat k již uvedeným variantám, jsou vstupní a výstupní kanál. Síť vstupního kanálu je na obrázku 3.12 vlevo a výstupní kanál je na témže obrázku vpravo, počet buněk samostatných dílů je přibližně 700 000, respektive 30 milionů. Je tedy zřejmé, že druhý ze zmíněných modelů značně zpomalí rychlost výpočtu vzhledem ke své velikosti. Zde uvedená síť výstupního dílu je druhá navrhnutá, jelikož první nebyla dostatečně jemná a všechny pokusy o výpočet selhaly již během inicializace. Proto se původní návrh, jenž měl poloviční počet buněk, nahradil touto robustní sítí. Kanál na výstupu je jediná nerotační část modelu, a proto se během modelování vytvořila pouze polovina, která se následně odzrcadlila, čímž vznikl zde uvedený výsledek.

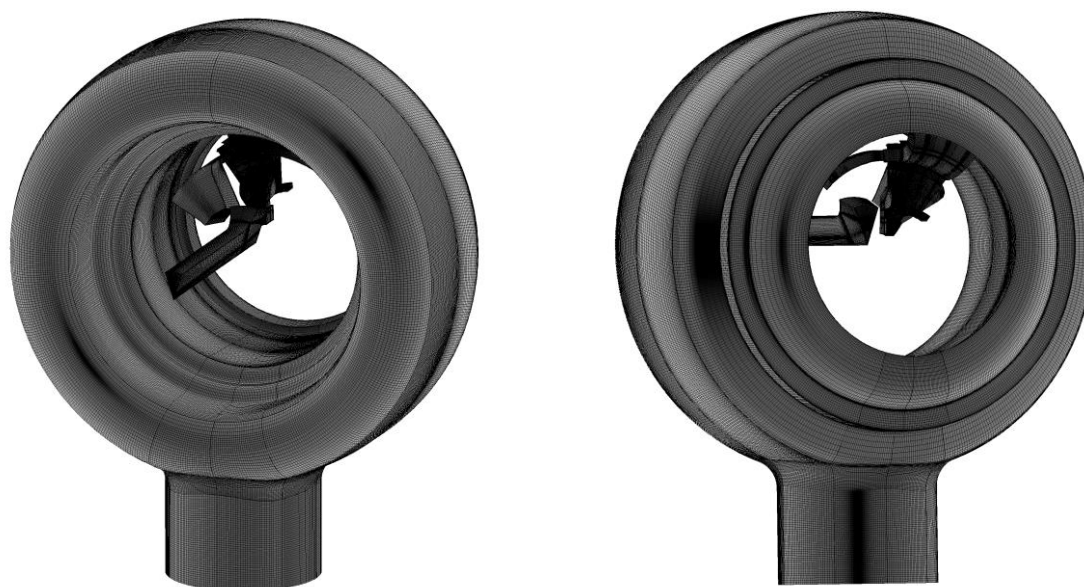
Modely vzniklé složením jednotlivých „elementárních“ částí jsou již zmíněné RL-OL a RL-OL-ZR. Dále varianta vzniklá složením ideálního stupně a vstupního dílu se nazve VS-RL-OL, ideální stupeň a výstupní kanál RL-OL-VYS. Jako poslední varianta je vytvořena složením



všech jednotlivých prvků, neboli vstupní kanál, stupeň s ucpávkami a „mrtvými“ objemy a výstupní kanál. Tato varianta nese název ALL a je znázorněná na obrázku 3.13.



Obr. 3.12 Síť vstupního dílu (vlevo) a výstupního kanálu (vpravo)



Obr. 3.13 Síť varianty ALL

Síť je jedním ze základních stavebních kamenů numerické simulace proudění (CFD, z anglického Computational Fluid Dynamics), a proto je na ní kladen značný důraz. Již během vytváření je potřeba brát v úvahu charakter proudění v daném zařízení, což je poměrně náročné a vyžaduje to nemalé zkušenosti z předchozích úloh. Většinou se však stává, že prvně navržená síť není zcela vyhovující, ať už kvůli velké hodnotě  $y^+$  nebo neočekávaným jevům uvnitř zařízení (odtrhávání proudů, víření na nezvyklých místech).

Dle výše uvedeného textu v této podkapitole je zřejmé, že úloha je rozdělena do několika variant, aby bylo zřejmé, jaký vliv mají jednotlivé prvky na zařízení a vlastní výpočet. Tabulka

číslo 1 přehledně uvádí velikost sítě uvedených variant. Za povšimnutí stojí, že všechny uvedené hodnoty jsou celočíselně dělitelné číslem 4, tento fakt je vysvětlen v následující podkapitole pojednávající o nastavení výpočtu.

Varianta	RL-OL	RL-OL-ZR	VS-RL-OL	RL-OL-VYS	ALL
Počet buněk	8 120 520	22 825 416	8 814 120	37 955 792	53 354 288

Tab. 3.1 Počet buněk jednotlivých variant

### 3.2 Nastavení výpočtu

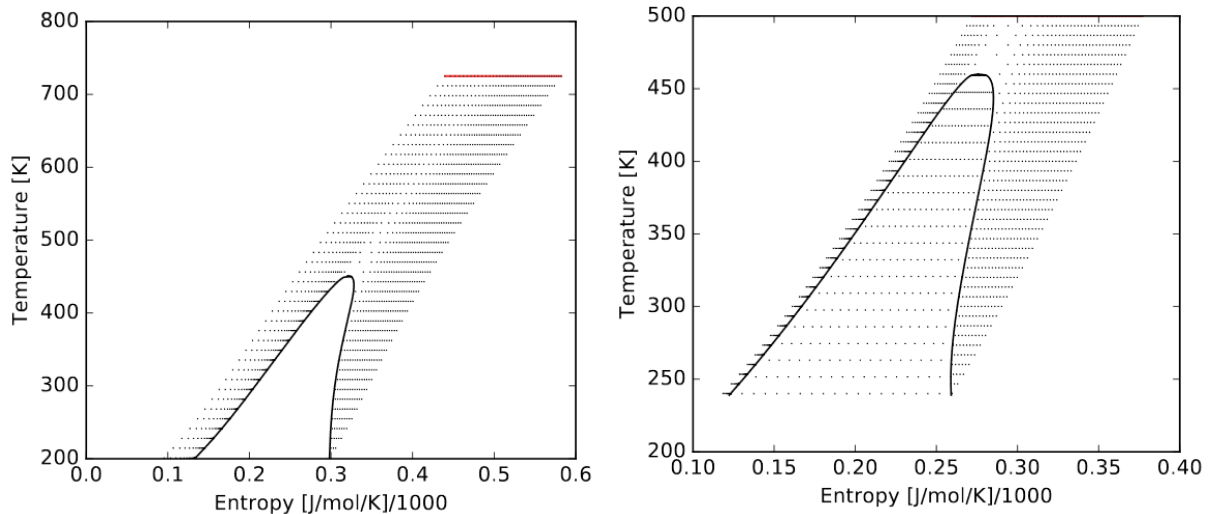
K další části preprocessingu po tvorbě geometrie a sítě patří i vlastní nastavení výpočtu, neboli okrajové podmínky, vlastnosti plynu a mnoho dalších parametrů. V předchozí kapitole je uvedeno pět variant výpočtů, jež jsou vyřešeny v rozdílné míře. V průběhu tvorby práce se nadále specifikovaly provozní stavy, které zadavatele práce zajímaly. Jako první byl vypočítán návrhový bod, od kterého se dále odvíjely ostatní výpočty. Zde jsou uvedeny zadané parametry návrhového bodu:

	Otáčky	20 000 [ <i>ot/min</i> ]
Vstup:	Hmotností průtok	1,612 [ <i>kg/s</i> ]
	Teplota	453,15 [ <i>K</i> ]
Výstup:	Absolutní tlak	160 000 [ <i>Pa</i> ]

Nenávrhových bodů je 24 a liší se v otáčkách a tlacích na výstupu. Řada otáček je 15 000, 17 500, 20 000, 22 500, 25 000 [*ot/min*] a řada výstupních tlaků 100, 125, 160, 200 a 250 [*kPa*]. To dává společně dohromady s návrhovým bodem 25 výpočtů, ze kterých je důležité zjistit termodynamickou účinnost. Pokud by se tyto výpočty provedly pro každou z variant, znamenalo by to provést celkově 125 výpočtů, což je, bohužel, téměř nemyslitelné. Proto jsou v celém rozsahu provedeny pouze výpočty varianty RL-OL a u ostatních variant je vypočtena pouze jedna charakteristika, nebo alespoň její část. Během výpočtu je použit již zmíněný model turbulence SST  $k - \omega$ , jenž se osvědčil v tomto typu úloh jako stabilní a spolehlivý.

Použité médium je v praxi SES36, jenž je složené ze dvou složek, kterými jsou SOLKANE 365mfc (pentafluorbutan) a GALDEN HT 55 (perfluoropolyether) v poměru 65% na 35%. [18] Jelikož vlastnosti média SES36 není možné použít ve FINE/Turbo z důvodu ne zcela známých a definovaných vlastností pomocí rovnic, zvolilo se tedy medium SOLKANE 365mfc jako pracovní látka ve zde uvedených výpočtech. Tento plyn je velice jednoduché aplikovat do výpočtu, jelikož je již zavedený v databázi možných médií v tomto softwaru. Ačkoliv NUMECA je schopná vytvořit tabulky z více plynů, tak jako medium SES36, tak ani GALDEN HT 55 není v knihovně tekutin. Změna plynu se může zdát být zásadní pro výpočet a ve zdrojích [16], [17] je uvedeno, že molární hmotnost se liší, ale přesto zdroje [22], [23] uvádějí velice příbuznou kinematickou viskozitu a [21] odkazuje pro SES36 rovnou na stejné

hodnoty vazkosti jako má SOLKANE 365mfc. Dále lze podobnost těchto dvou plynů vidět na obrázku 3.14, z kterého je zřejmé, že sklon pravé mezní křivky SES36 a 365mfc je stejný. Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.2, tak tento druh tekutiny je označován jako „dry“, v tomto případě to je dalším potvrzením o vhodnosti záměny plynů, jelikož není potřeba se ani v jednom případě obávat, že by během expanze v turbíně došlo ke kondenzaci.



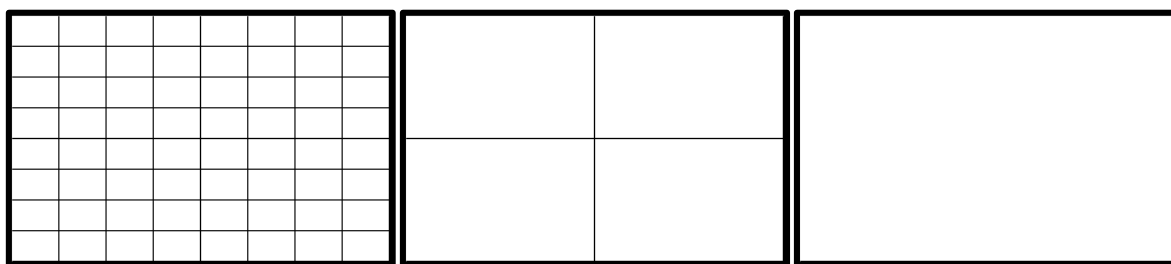
**Obr. 3.14 T-s diagram SES36 (vlevo) [20] a 365mfc (vpravo) [19]**

Program NUMECA využívá blokových struktur, což znamená, že vytváří strukturovanou síť, s kterou umí velice efektivně pracovat, ačkoliv je třeba si na tento systém na začátku práce v tomto programu zvyknout. Znamená to používat logiku tvorby sítě, jež je závislá především na zvoleném počtu buněk na hranách vytvořených bloků. Pokud bude požadovaná logika dodržena, je možné ve FINE/Turbo použít funkci „Coarse Grid Initialization“, která již svým názvem napovídá, že lze provést inicializaci výpočtu na hrubší síti, než jaká je skutečně vytvořená, čímž se urychlí výpočet a dříve se dospěje ke konvergenci. Schéma, podle kterého by se měla síť vytvářet, je v následující tabulce 3.2, z které je stejně tak zřejmé, jaké úrovně sítě (MultiGridu) lze dosáhnout. Tento druh inicializace se používá při prvním výpočtu, či na začátku výpočtů. Pokud je již výpočet rozpočítaný a pouze je potřeba ho dopočítat, či se použít podobný výpočet s trochu pozměněnými parametry, tak je vhodné místo „Coarse Grid Initialization“ hodnoty z již napočítaného výpočtu interpolovat do nového výpočtu. V praxi použití vypadá tak, že při tvorbě sítě se volí počet buněk na hraně podle daného schématu, např. pro úroveň sítě 3 se volí množství výpočetních bodů jako násobek  $4n+1$ , kde  $n$  je jejich požadovaná kvantita. Zároveň úroveň 3 znamená, že výpočet bude na začátku proveden na dvou hrubých sítích a teprve po proběhnutí tohoto před-výpočtu se přepne na výpočet plné sítě. [24]

Úroveň sítě	Počet prvků sítě na úroveň								
1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
2	3	7	11	15	19	23	27	31	35
3	5	13	21	29	37	45	53	61	69
4	9	25	41	57	73	89	105	121	137
5	17	49	81	113	145	177	209	241	273
6	33	97	161	225	289	353			
7	65	193	321						
8	129	385							
9	257								

Tab. 3.2 Úrovně hrubých sítí [24]

V předchozím odstavci se používal výraz úroveň sítě, nyní je vhodné uvést, co to znamená v praxi. Pro jednodušší představu je zde uveden obrázek 3.15, jenž jednoduše vysvětluje podstatu funkce „Coarse Grid Initialization“. První a nejjemnější úroveň sítě je vlevo na tomto obrázku a znázorňuje „reálnou“ síť připravenou pro výpočet. Uprostřed na téže obrázku je síť druhé úrovně, kde je vidět, jak se buňky sloučily do větších výpočtových uzlů a totéž je vidět vpravo pro síť třetí úrovně. Na první pohled je zřejmé, že výpočet na vyšších úrovních bude mnohonásobně rychlejší, jelikož se radikálně zredukuje počet buněk výpočetní sítě. Navíc během této inicializace na hrubších sítích nedochází k výpočtu všech veličin, jako je tomu na síti první úrovně, což také zrychluje výpočet. Jedná se o velice silný prvek tohoto výpočetního programu, který se v praxi často používá, ale ve většině případů není vhodné používat více než tři úrovně, protože to již nemá na výpočet většinou žádný vliv.



Obr. 3.15 I. úroveň sítě (vlevo), II. úroveň sítě (uprostřed), III. úroveň sítě (vpravo) [24]

Další zajímavostí v nastavení výpočtu je okrajová podmínka mezi rozváděcí a oběžnou lopatkou. Existuje několik typů těchto podmínek a každá se hodí pro jiné aplikace. NUMECA nazývá jednu z podmínek trochu nevhodně jako „rotor/stator interface“, což je zavádějící, jelikož se tato podmínka aplikuje i v jiných situacích než jen mezi rotorem a státorem, kupříkladu mezi oběžnou lopatkou a výstupním kanálem, či vstupní částí modelu a rozváděcí lopatkou (tyto případy nejsou v tomto případě zásadní pro stabilizaci výpočtu). V popisovaném případě je mezi rotorem a státorem použit typ „Frozen Rotor interface“. To vyžaduje, aby plochy, na kterých je tato okrajová podmínka aplikována, byly geometricky a rozměrově stejné. To je možné vidět na obrázcích popisujících jednotlivé varianty tak, že na jednu rozváděcí

lopatku navazují tři oběžné lopatky, čili plocha na výstupu ze statorové části je stejná jako u navazující rotorové části. [24]

Základní myšlenka okrajové podmínky „Frozen rotor“ je v zanedbání pohybu rotoru ve výpočetním algoritmu. Rovnice popisující pohyb rotoru počítají relativně pohyb této komponenty včetně odstředivých a Coriolisových sil, zatímco rovnice pro stator se řeší absolutně. Tyto dvě části jsou propojeny a je zajištěna kontinuita. Výsledek bude tedy závislý na relativní pozici rotoru vůči statoru. Nevýhoda podmínky „Frozen rotor“ je v tom, že výsledek výpočtu závisí na nastavení rotoru vůči statoru, proto se doporučuje počítat tři pozice rotoru vůči statoru (pootočit síť vůči sobě) a udělat průměrnou hodnotu z těchto tří výpočtů. Proto byla provedena sada výpočtů ve třech různých polohách rotoru vůči statoru. Závěr z těchto tří výpočtů je takový, že vliv na výsledky je minimální, a proto byla dále vždy uvažována pouze jedna poloha. [24]

Nastavení výpočtu je, stejně jako tvorba geometrie a sítě, důležitým prvkem preprocessingu, jelikož i malá chyba může v důsledku způsobit velké problémy ať už ve stabilitě výpočtu, tak dokonce i v postprocessingu při vyhodnocování výsledků. Z těchto důvodů je nezbytné se soustředit na jednotlivé fáze a nic neopomenout. Po pečlivém zadání je tedy možné přistoupit k vlastnímu výpočtu, který uživatel může ovlivnit pouze v přípravě, ale nikoliv během výpočetního procesu. Některé jednodušší výpočty jsou provedeny na pracovní stanici, jenž má procesor Intel® Xeon(R) CPU E5-1620 v2 @ 3.70Ghz a paměť 64,0 GB, rozsáhlejší simulace běžely na výpočetním klastru. Tento klastr se sestává z mnoha výpočetních uzlů, výpočty byly vykonány na uzlech, které mají procesory Intel(R) Xeon(R) CPU E3-1271 v3 @ 3.60GHz, 32 GB RAM. Výpočet na klastru mohl být spuštěn maximálně na 16 jádrech z důvodu omezení licencí. Následující kapitola popisuje vybrané vyhodnocené výsledky z úspěšně provedených výpočtů. Vypočtených bodů je více než 35, což znamená, že uvést všechna data v tomto textu je nemožné a uvedeny jsou jen ty nejdůležitější.

### 3.3 Vyhodnocení numerické simulace

Vyhodnocení je klíčovým faktorem a vyvrcholením celého procesu numerických simulací, a nesprávná interpretace výsledků často způsobí nedůvěru ve vypočtené hodnoty. Vzhledem k velkému množství provedených výpočtů jsou zde pro všechny varianty uvedeny pouze účinnosti a podrobněji ukázané zajímavé části proudového pole v návrhovém bodě. V příloze jsou k nalezení další obrázky pro ilustraci rozdílů mezi návrhovým bodem a ostatními vypočítanými body.

#### 3.3.1 Termodynamická účinnost

Hlavním výstupem této práce jsou pracovní charakteristiky mikroturbíny. Tato charakteristika je vynesena v souřadném systému, kde na ose y je účinnost a na ose x poměr statického tlaku na výstupu, k celkovému tlaku na vstupu. Všechny body v provedení všech variant nejsou vypočteny, jelikož to není z časových důvodů možné, proto výpočty v plném rozsahu jsou provedeny pouze pro variantu RL-OL, která se dá označit jako ideální stupeň.

Varianty RL-OL-ZR a VS-RL-OL mají vypočítanou jednu charakteristiku s 20 000 [ot/min], RL-OL-VYS má vypočítané čtyři body v jedné charakteristice s týmiž otáčkami, protože bod s nejmenším výstupním tlakem nebylo možné plně stabilizovat, a ačkoliv výsledky z tohoto bodu jsou dostupné, nemohou být označeny za důvěryhodné. Poslední navrhovaná varianta ALL, vzhledem k časové náročnosti výpočtu, je provedena pouze ve dvou bodech při 20 000 [ot/min].

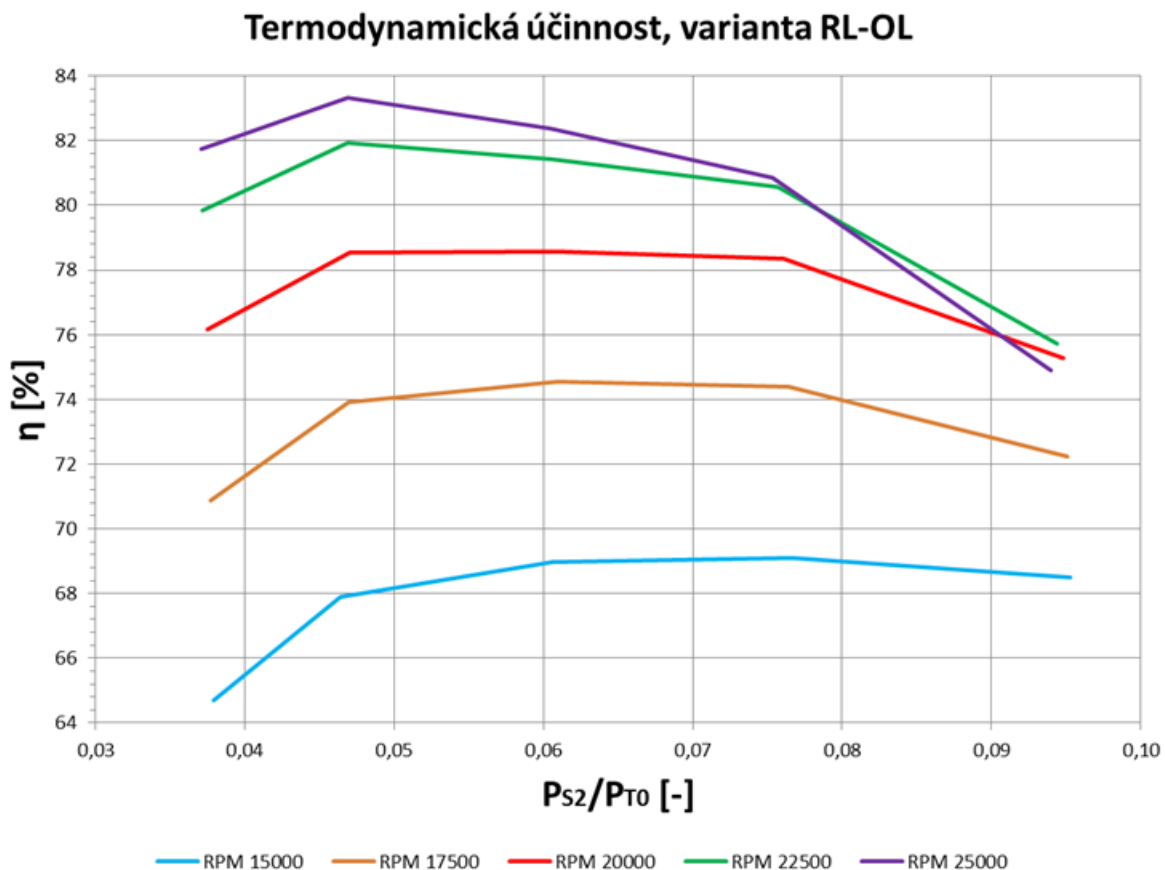
Jelikož důležitým výsledkem z výpočtů jsou termodynamické účinnosti jednotlivých bodů, existují dva způsoby výpočtu účinnosti, které jsou na řádcích (22) a (23) uvedeny obecně, pro ověření důvěryhodnosti výsledku. Oba z uvedených vzorců pracují s rozdílem entalpií ve jmenovateli, tento rozdíl je mezi entalpií na vstupu do kontrolního objemu (na vstupní ploše, ze které se tato entalpie odečítá a průměruje) a isoentropickou entalpií na výstupní kontrolní ploše. Tyto plochy jsou ve všech modelech situované ve stejných pozicích pro porovnatelnost výpočtů. První výpočet v čitateli používá k výpočtu krouticí moment na lopatkách a otáčky. Druhý způsob výpočtu účinnosti je na řádku (23) a obsahuje v čitateli rozdíl entalpie na vstupu a skutečné entalpie na výstupu. Jmenovatel je v tomto případě zcela identický tomu z (22), který je zde již dostatečně popsán.

$$\eta_1 = \frac{M_k \omega}{\Delta h_{isoentr.}} = \frac{M_k 2\pi n}{h_{IN} - h_{OUT, isoentr.}} \quad (22)$$

$$\eta_2 = \frac{\Delta h_{real.}}{\Delta h_{isoentr.}} = \frac{h_{IN} - h_{OUT, real.}}{h_{IN} - h_{OUT, isoentr.}} \quad (23)$$

Rozdíl mezi těmito dvěma výpočty je maximálně  $\pm 0,3\%$ , což je způsobené průměrováním entalpií na odečítacích plochách. Proto se logicky zdá přesnější výpočet pomocí krouticího momentu  $M_k$ . Zde uvedené výsledky termodynamické účinnosti jsou vypočítány pomocí rovnice (22) a jedná se o tzv. „Total-to-Static“ účinnost (předpokládá se, že kinetická energie na výstupu se již nevyužije).

Graf na následujícím obrázku 3.16 znázorňuje pracovní charakteristiky zadané mikroturbíny varianty RL-OL. Číselné vyhodnocení účinností z již zmíněného obrázku je v tabulce 3.3.



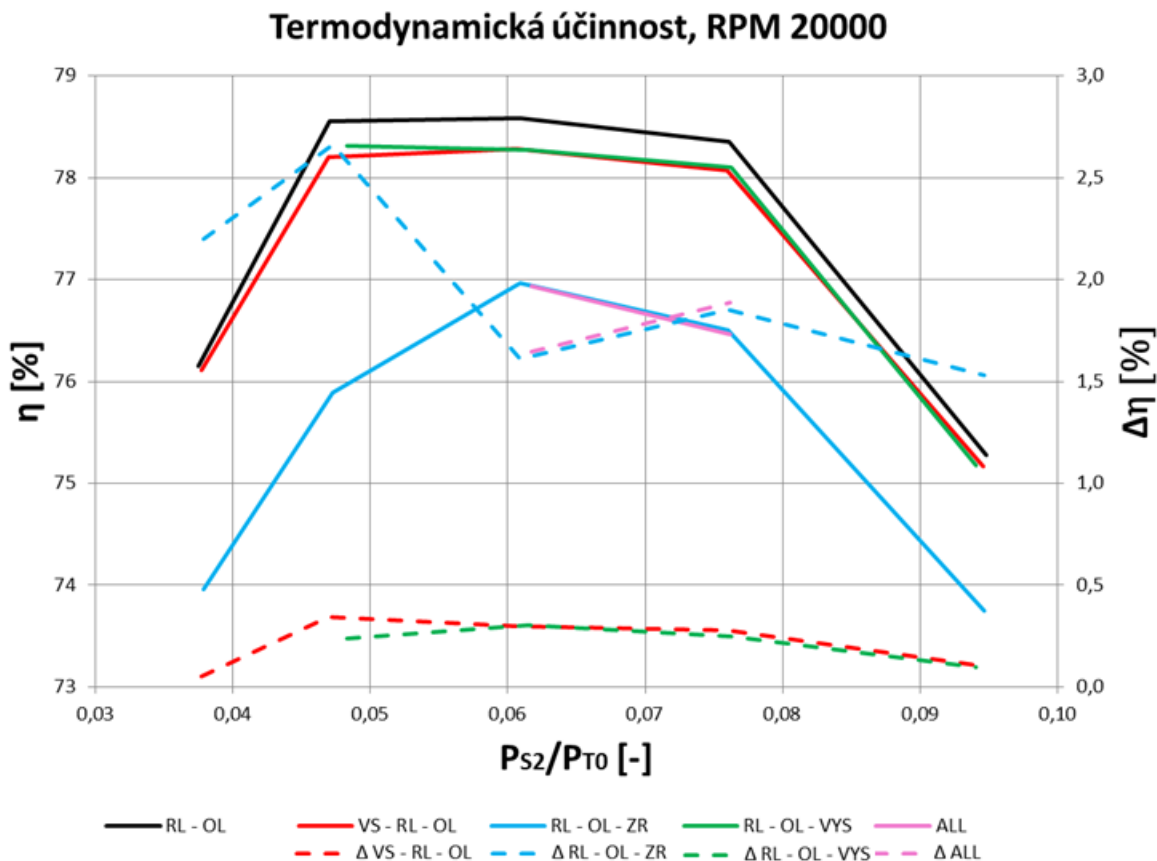
Obr. 3.16 Grafické zobrazení charakteristik mikroturbíny varianty RL-OL

otáčky \ tlak na výstupu	100 [kPa]	125 [kPa]	160 [kPa]	200 [kPa]	250 [kPa]
15 000 [ot/min]	64,690	67,881	68,962	69,106	68,511
17 500 [ot/min]	70,859	73,908	74,562	74,404	72,232
20 000 [ot/min]	76,156	78,552	78,580	78,353	75,274
22 500 [ot/min]	79,840	81,925	81,418	80,579	75,732
25 000 [ot/min]	81,725	83,329	82,377	80,861	74,905

Tab. 3.3 Vyčíslení charakteristik turbíny varianty RL-OL

K výsledkům výpočtu varianty RL-OL se dají říci tři zajímavé skutečnosti, z nichž je jedna očividná. Zaprvé, že jednotlivé charakteristiky jsou poměrně ploché mezi třemi prostředními body. Zadruhé, že díky výsledkům při nejvyšších otáčkách se dá přemýšlet nad tím, že vyobrazení charakteristik není pouze 2D záležitost, ale lze si ji představit jako 3D plochu, kterou je možné nalézt v příloze číslo 1. Poslední zajímavostí je samotný průběh charakteristik účinností. Přestože by se dala očekávat největší účinnost v návrhovém bodu a všechny ostatní by měly mít horší provozní vlastnosti, zde tomu tak očividně není a důvod je poměrně jednoduchý. Turbína je navržena jako skutečné zařízení se všemi ztrátami, včetně ucpávek, které při větším tlakovém rozdílu na vstupu a výstupu způsobují větší ztráty, které v tomto případě nejsou zde započítány, a proto zde uvedené charakteristiky nabývají tento tvar.

Následující obrázek 3.17 zobrazuje graficky výsledné účinnosti jednotlivých variant a zároveň rozdíl od varianty RL-OL. Tabulky 3.4 a 3.5 pak tyto hodnoty přehledně ukazují číselně.



Obr. 3.17 Grafické zobrazení charakteristik navrhovaných variant a jejich rozdílů od ideálního stupně

varianta \ tlak na výstupu	100 [kPa]	125 [kPa]	160 [kPa]	200 [kPa]	250 [kPa]
RL-OL	76,156	78,552	78,580	78,353	75,274
RL-OL-ZR	73,958	75,893	76,968	76,503	73,743
VS-RL-OL	76,106	78,207	78,279	78,074	75,170
RL-OL-VYS		78,313	78,277	78,105	75,179
ALL			76,935	76,464	

Tab. 3.4 Vyčíslení účinností jednotlivých variant

varianta \ tlak na výstupu	100 [kPa]	125 [kPa]	160 [kPa]	200 [kPa]	250 [kPa]
RL-OL-ZR	2,198	2,659	1,612	1,850	1,531
VS-RL-OL	0,050	0,345	0,301	0,279	0,104
RL-OL-VYS		0,239	0,303	0,248	0,095
ALL			1,645	1,889	

Tab. 3.5 Vyčíslené rozdíly jednotlivých variant od varianty RL-OL



Výsledky uvedené v předchozích dvou tabulkách jsou poměrně nepřehledné a jsou zde uvedeny pouze proto, aby bylo zřejmé, z čeho grafické zobrazení vychází a bylo možné bodům grafu přiřadit příslušné hodnoty. Obrázek 3.17 je pro vyhodnocení daleko důležitější díky své přehlednosti, a proto jsou následné diskuze směřovány vždy k tomuto grafu.

Při navrhování jednotlivých variant se očekávalo, že ztráty jednotlivých prvků (vstupní a výstupní díl, ucpávky) budou zásadně ovlivňovat termodynamickou účinnost stupně. Tento předpoklad se vyplnil a je z výsledků zřejmé, že největší vliv mají „mrtvé“ objemy a ucpávky. Již v menší míře se na výsledky podepisuje vstupní a výstupní kanál, avšak ani tyto ztráty nejsou zanedbatelné v příslušných variantách. Nečekaný výsledek je to, že možnost ALL, která obsahuje všechny prvky ostatních variant, nabývá ve dvou vypočítaných bodech stejné účinnosti jako RL-OL-ZR. Před začátkem výpočtů se předpokládalo, že varianta ALL bude mít nejmenší účinnost, neboli že všechny ztráty z RL-OL-ZR, VS-RL-OL a RL-OL-VYS se odečtou od RL-OL a tato výsledná účinnost se očekávala přibližně rovna té z varianty ALL, což se však nepotvrdilo. Není možné pro účely předkládané práce provést více výpočtů pro potvrzení těchto závěrů z důvodů časové náročnosti, avšak dva body při takto velké shodě výsledků se zdají být dostatečně reprezentativní.

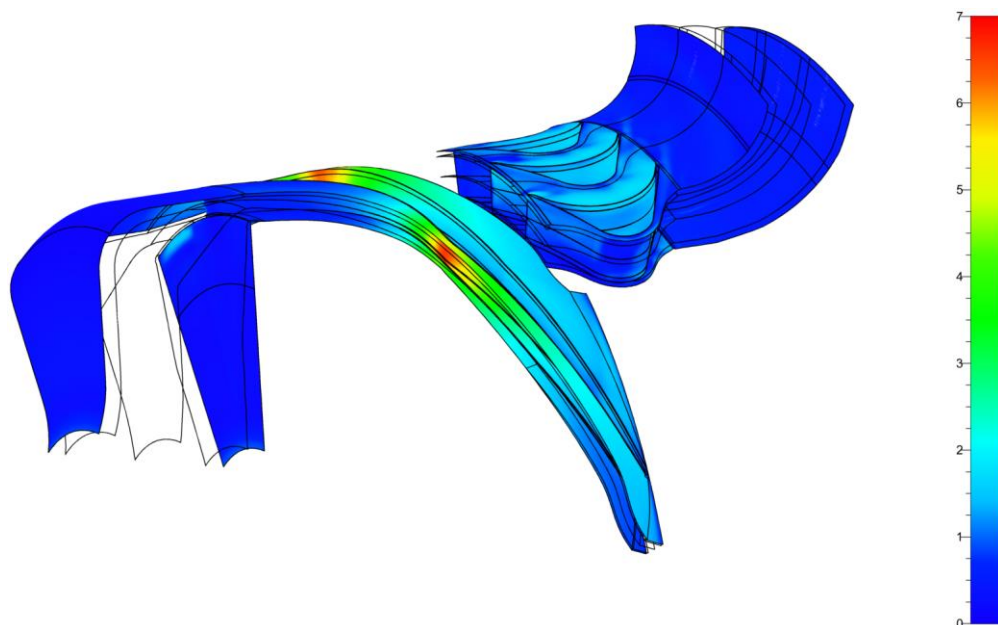
Varianta ALL je největší co do počtu buněk sítě, a tudíž nejen časově nejnáročnější na výpočet, ale zároveň i na stabilizaci výpočtu. Závěry popsané v předchozím odstavci ukazují na shodu této varianty s výsledky z RL-OL-ZR. To znamená, že vstupní a výstupní díl nemá vliv na termodynamickou účinnost stupně, a proto model ALL postrádá smysl nadále počítat. Varianta RL-OL-ZR je menší než ALL, a tudíž jsou výsledky dosaženy daleko rychleji. Navíc se jedná o daleko stabilnější výpočet.

### 3.3.2 Rozbor proudového pole návrhového bodu

Tato podkapitola obsahuje vizualizaci proudového pole pouze návrhového bodu a navíc jen ve vybraných řezech stupně. Vytvoření většího množství obrázků není nikterak velký problém, jelikož vyhodnocovací skript byl již vytvořen pomocí programovacího jazyka Python, který byl použit pro vyhodnocení dalších čtyř variant, které jsou k nalezení v příloze číslo 2. Modifikace tohoto vyhodnocovacího skriptu je poměrně jednoduchá, a proto lze podle potřeby zvětšit či zmenšit počet generovaných grafických výstupů. Jedná se však o časově náročnou proceduru a výstupy ze všech výpočtů není možné uvést v tomto textu, proto bylo vybráno několik reprezentativních variant, jak již bylo zmíněno výše, a na požádání je možné předložit další.

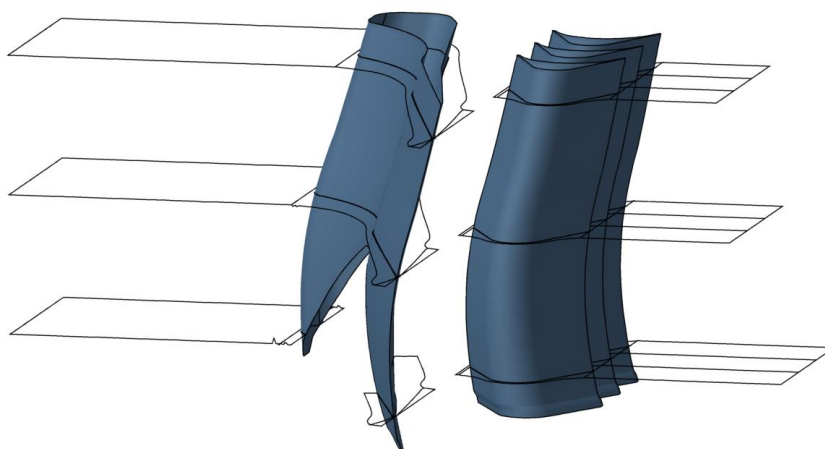
Jako první výstup je na obrázku 3.18 parametr  $y^+$ , který se odvíjí od mnoha faktorů, jež se nedají příliš ovlivnit vzhledem k zadaným parametrům. Veličina  $y^+$  definuje bezrozměrnou vzdálenost v první buňce u stěny. Její nízká hodnota v řádu jednotek je důležitá pro přesné dopočtení gradientů u stěny, a tudíž není potřeba používat nepřesné stěnové funkce. Jediný způsob ovlivnění a dosažení takto nízké hodnoty je pomocí velikosti první buňky na stěně. Jedná se tedy o iterativní proces, a při nepříznivě velké hodnotě by bylo potřeba upravit síť a

znovu nastavit a provést simulaci. V tomto obrázku je kromě tohoto parametru ještě vidět další řezy ve stupni. Jedná se o řezy „blade-to-blade“, na kterých jsou vyhodnocené další parametry, jak je možné vidět na všech následujících obrázcích.



**Obr. 3.18** Parametr  $y^+$  [-] na stupni

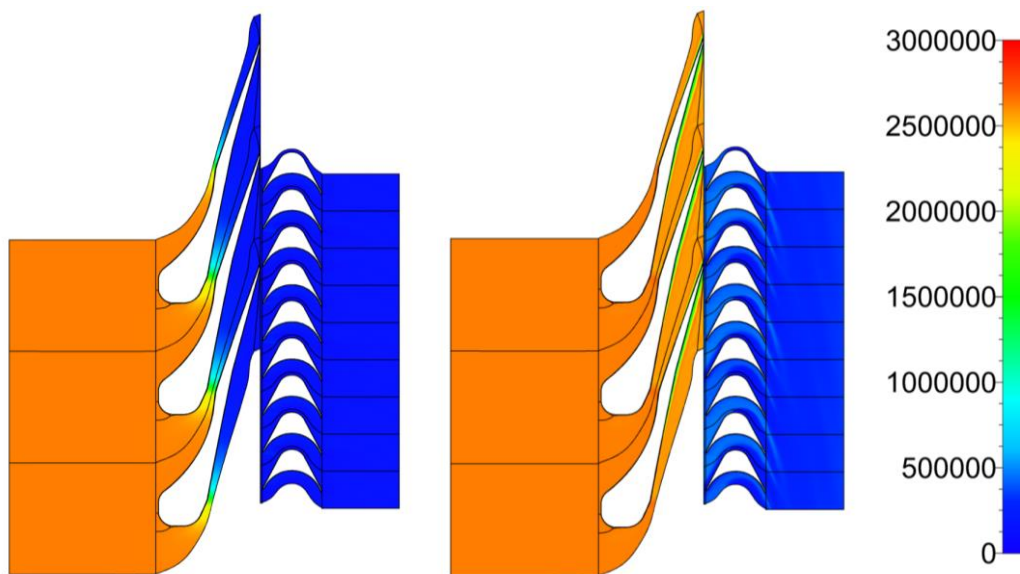
Jak je vidět na obrázku 3.18, tak vytvořené řezy „blade-to-blade“ jsou zakřivené a vyhodnocení na takovýchto plochách by nebylo příliš přehledné, proto existuje možnost zobrazení v meridiálním pohledu, který je uvedený na obrázku 3.19. Lopatky jsou pak „narovnány“ a plochy jsou převedené do 2D zobrazení pro lepší přehlednost. Zde jsou uvedeny tři řezy ve výšce 10%, 50% a 90% od patního průměru. Na témže obrázku je ještě jedna zajímavost, a to že rozváděcí lopatky má u patního průměru „zub“. To je způsobeno vlastním tvarem lopatky, jelikož patní průměr není axiálně symetrický.



**Obr. 3.19** Projekce lopatek v řezu "blade to blade"

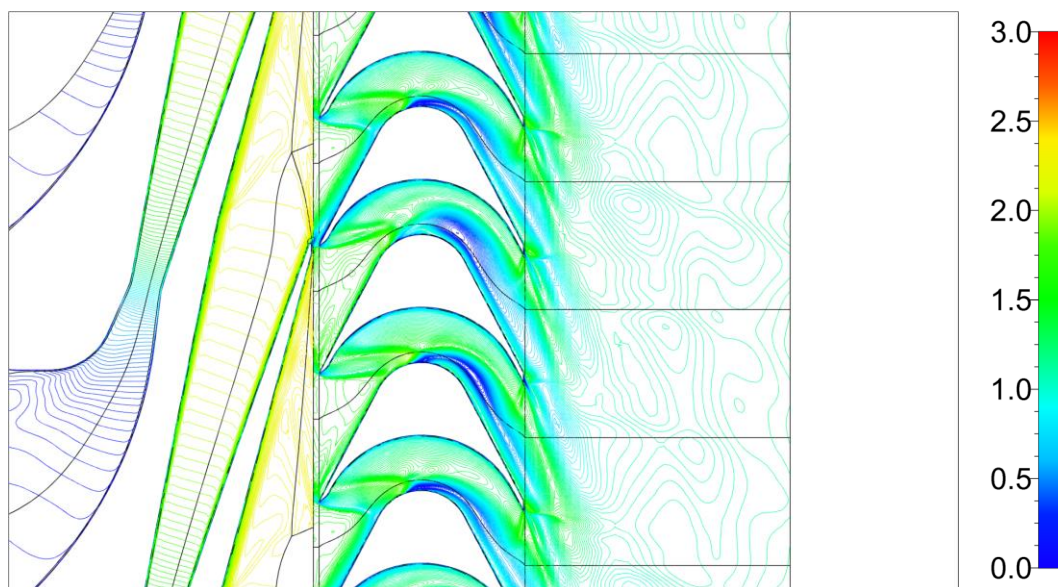
Nyní když jsou jednoznačně popsány jednotlivé plochy, na kterých se zobrazují jednotlivé veličiny pomocí kontur, či isokřivek je možné přistoupit k jejich popisu.

Na obrázku 3.20 je zobrazený statický tlak vlevo a celkový relativní tlak vpravo. Radikální snížení statického tlaku v nejužším místě rozváděcí lopatky je způsobeno urychlováním proudu v tomto místě. Celkový tlak je však v rozváděcí lopatce téměř konstantní, jelikož se skládá ze statického tlaku, který sice poklesl, ale zároveň i ze složky rychlostní, která úměrně narůstá.



Obr. 3.20 Statický tlak [Pa] (vlevo), relativní celkový tlak [Pa] (vpravo)

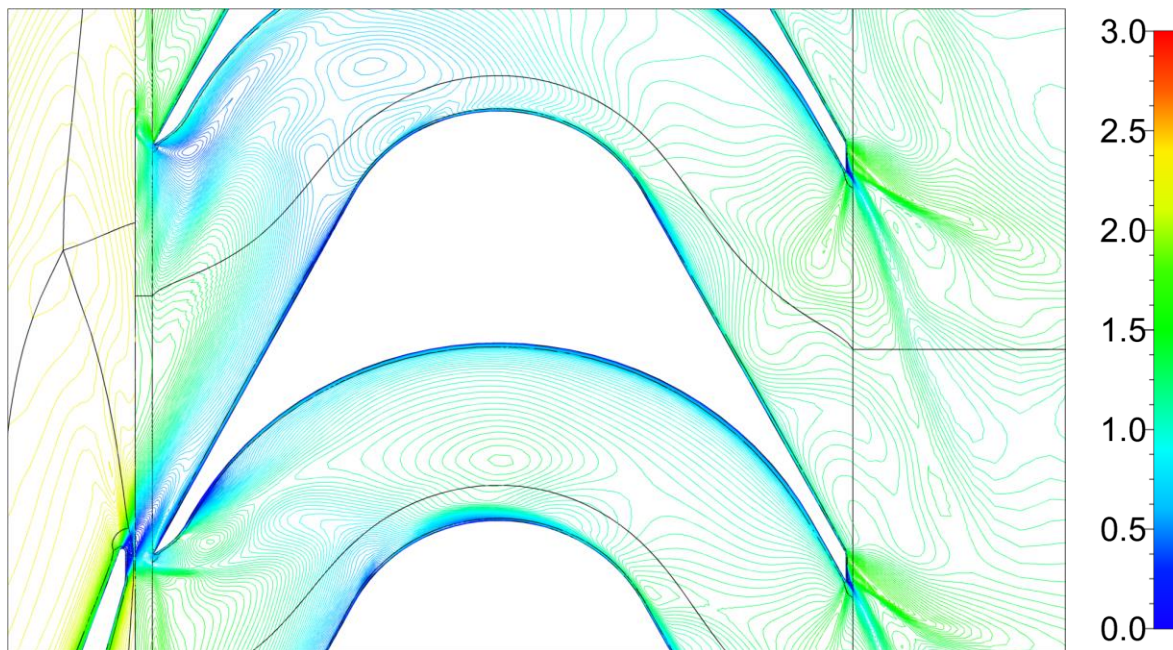
Obrázek 3.21 zobrazuje isokřivky relativního Machova čísla v oběžné lopatkové mříži uprostřed výšky lopatky a částečně i v rozváděcí, která však není v tomto případě zajímavá. Bližší pohled na proudění v rotoru je zobrazený na následujících obrázcích.



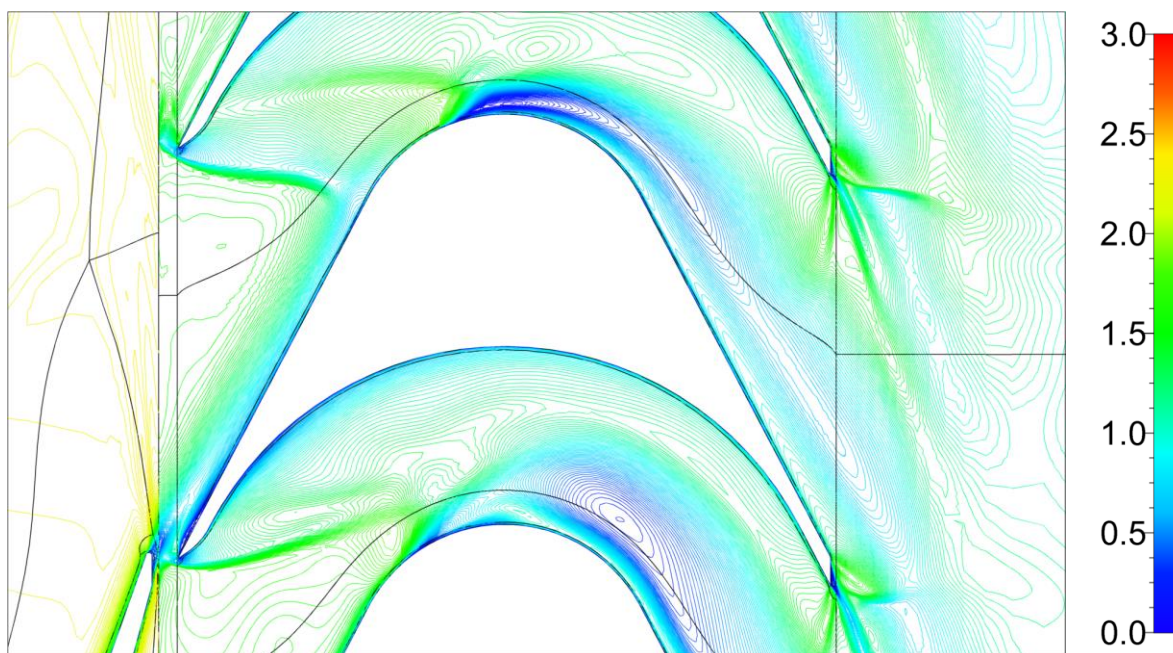
Obr. 3.21 Isokřivky relativního Machova čísla [-] na celém stupni, 50%



Následující obrázky 3.22, 3.23 a 3.24 popisují tutéž lopatku, avšak každý řez je v jiné výšce lopatky. První z uvedených je 10% výšky od paty, následující je v polovině a poslední z uvedených je ve výšce 90% od paty, neboli 10% od špičky lopatky. Na všech uvedených obrázcích je vidět kolmá rázová vlna, která se tvoří před náběžnou hranou oběžné lopatky. Ve výšce 10% a 90% není tento efekt nijak závažný, zatímco uprostřed lopatky způsobuje odtržení mezní vrstvy. Tento efekt způsobí odtrhávání proudění od lopatky, což je vidět na jednom z dále uvedených obrázků.

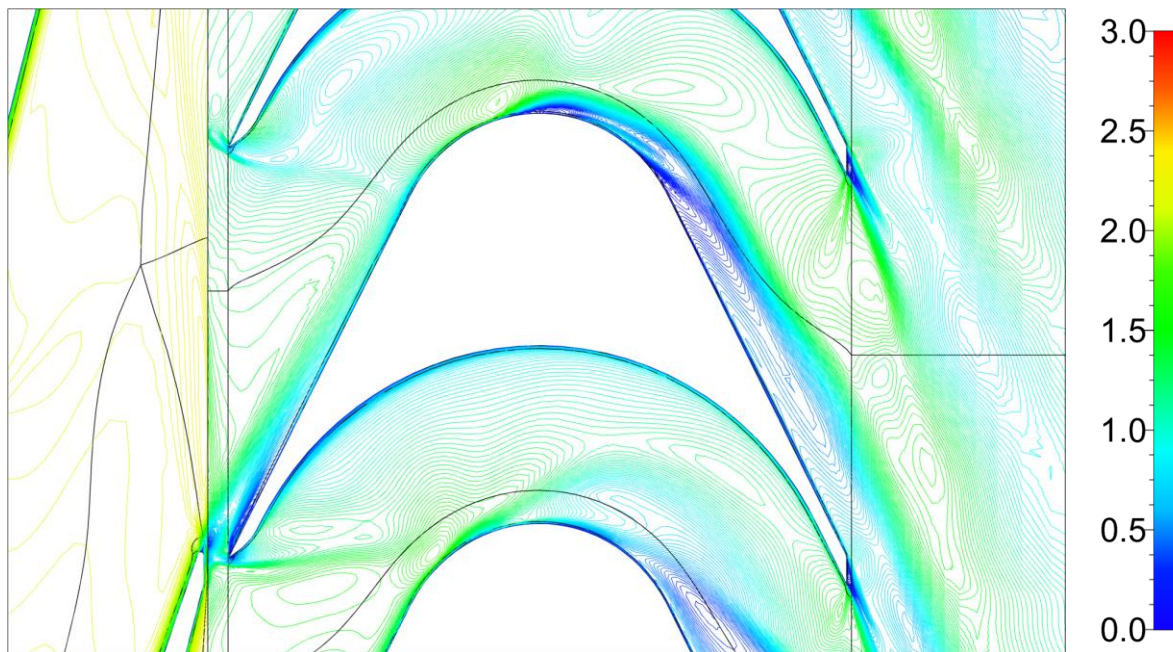


Obr. 3.22 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 10%



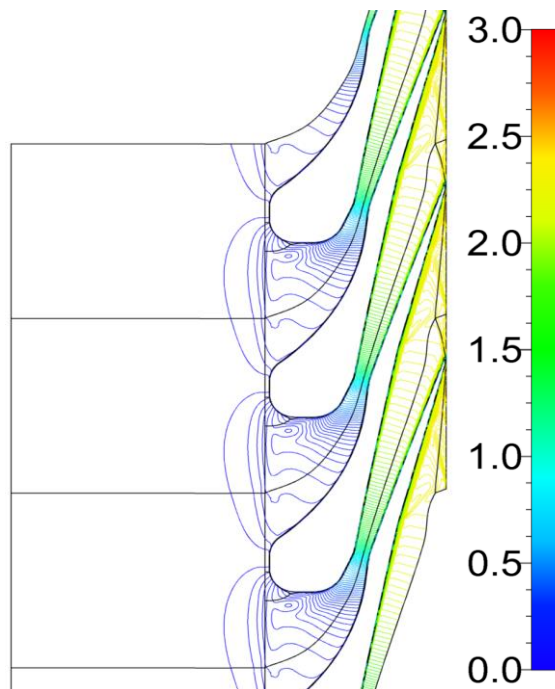
Obr. 3.23 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 50%

Toto odtrhávání mezní vrstvy je vidět na podtlakové straně rotorových lopatek, avšak bližší pohled na tento efekt je při zobrazování vektorů rychlostí v tomto místě. Další rázové vlny vznikají na odtokové hraně oběžných lopatek, a to nejspíše po celé výšce lopatky.



Obr. 3.24 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 90%

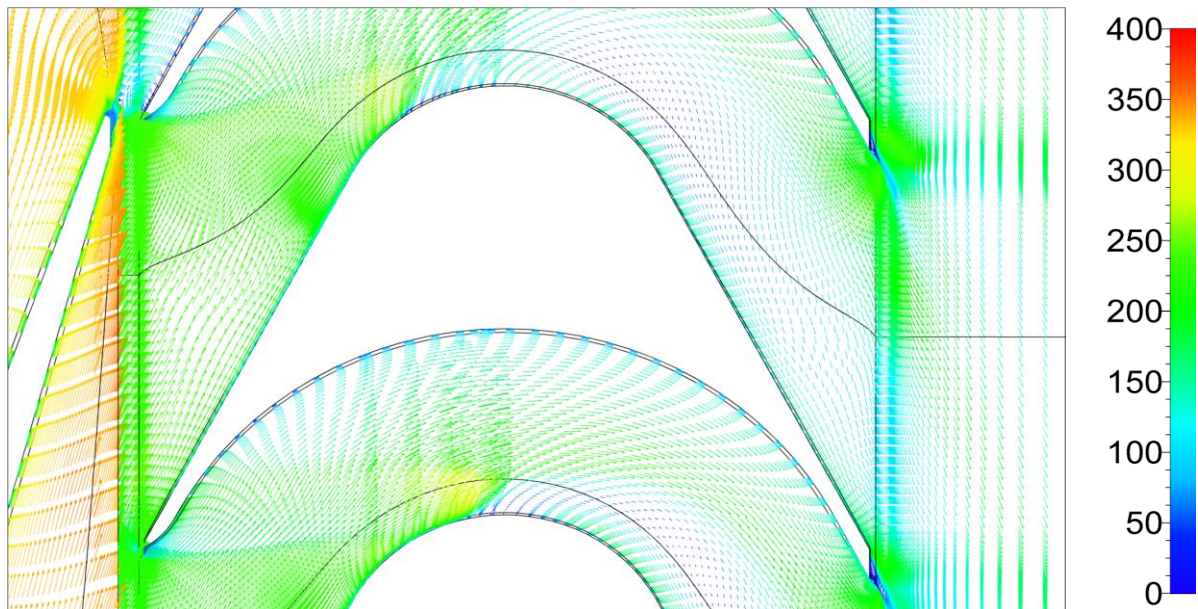
Obrázek 3.25 uvádí Machovo číslo v rozváděcí lopatce. Je vidět, že Lavalova dýza funguje správně, jelikož zde nedochází k žádným rázům. Není zde uvedeno, zda se jedná o relativní či absolutní hodnoty, jelikož v rozváděcí lopatce jsou tyto veličiny shodné.



Obr. 3.25 Isokřivky Machova čísla [-] v rozváděcí lopatce, 50%

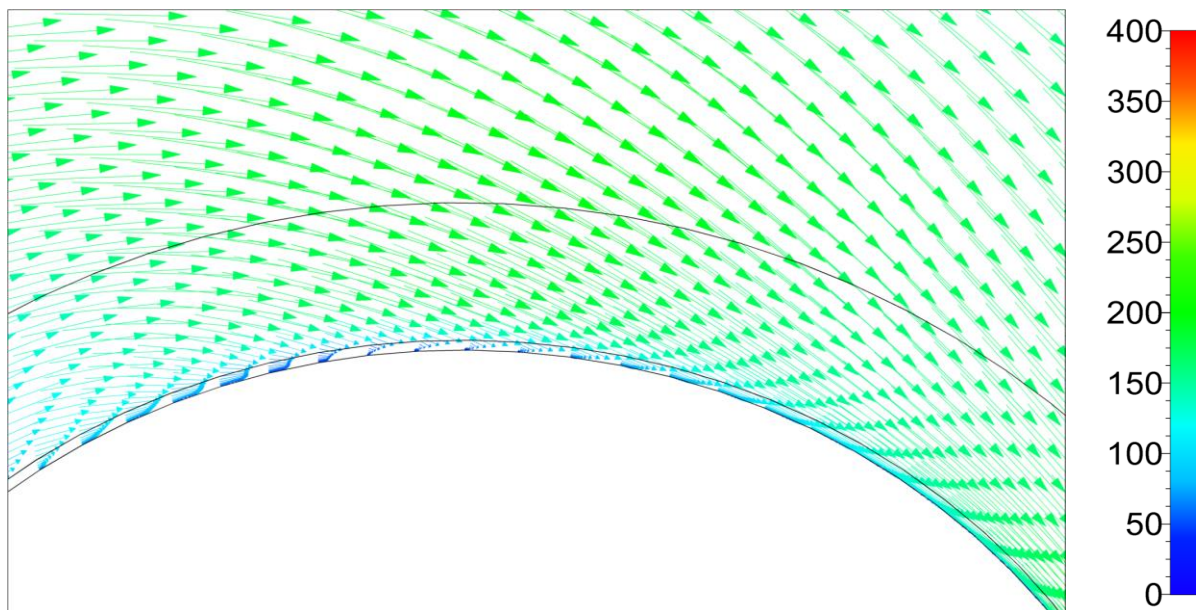


Obrázek 3.25 otevírá část popisující proudové pole pomocí vektorů obarvených podle relativní rychlosti, tato relativní rychlost je vztažena k otáčkám rotoru. Tento pohled je řez uprostřed lopatky a je zde uvedený jen pro přehled a pochopení dále uvedených detailních pohledů. První detail je na již zmíněné podtlakové straně lopatky a druhý na odtokové hraně.

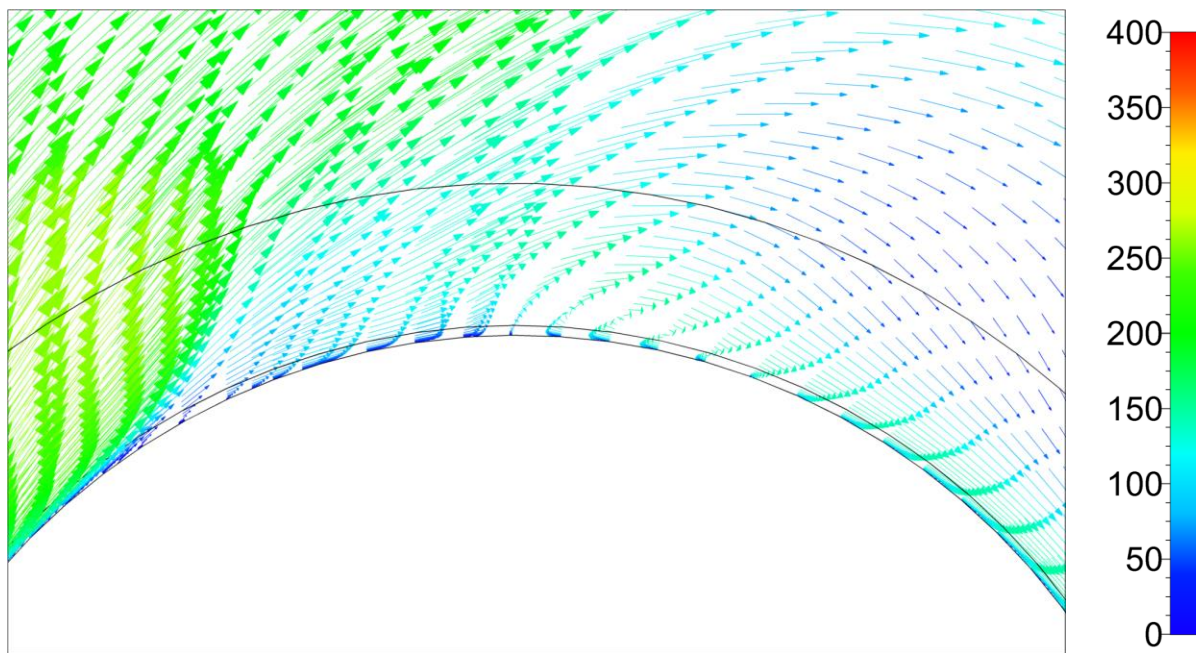


Obr. 3.26 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na lopatce, 50%

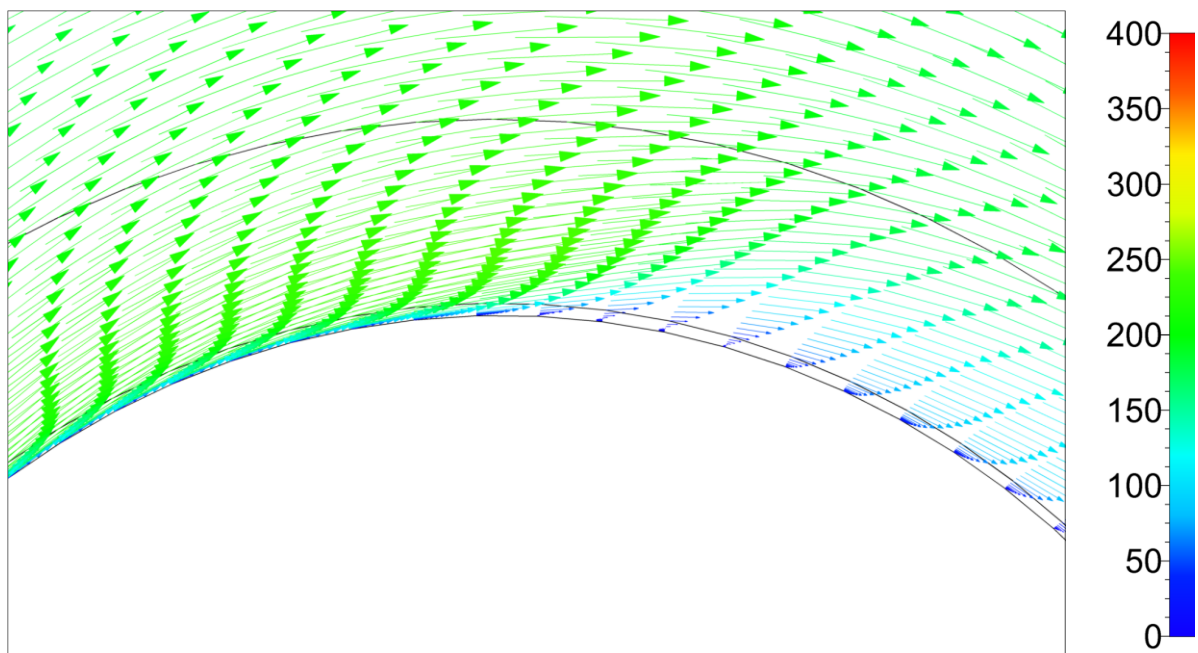
Jak již bylo řečeno u odstavce o rázových vlnách, tyto mají vliv na mezní vrstvu dalších oběžných lopatek. Tento vliv je možné vidět na následujících třech obrázcích 3.26 až 3.28. Největší vliv odtržení mezní vrstvy je vidět v řezu 50%, kdy je značně vidět zavíření na podtlakové straně lopatky. Avšak i v ostatních dvou řezech je vidět narušení mezní vrstvy, což tedy znamená vznik nezanedbatelných ztrát v proudovém poli.



Obr. 3.27 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 10%



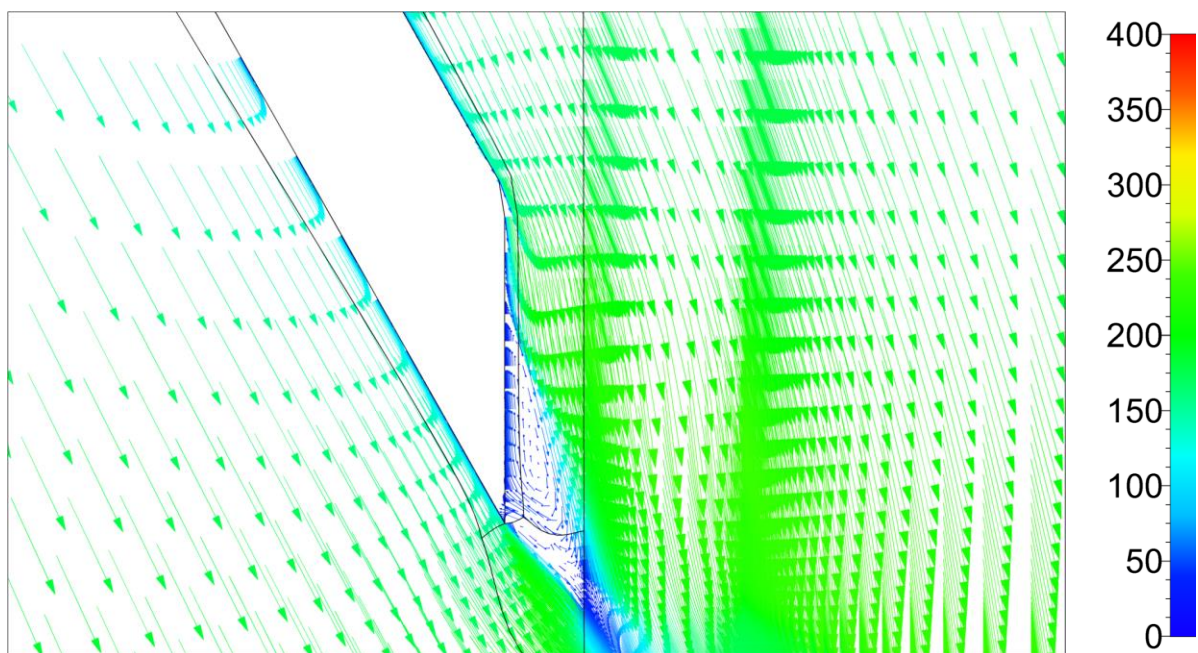
Obr. 3.28 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 50%



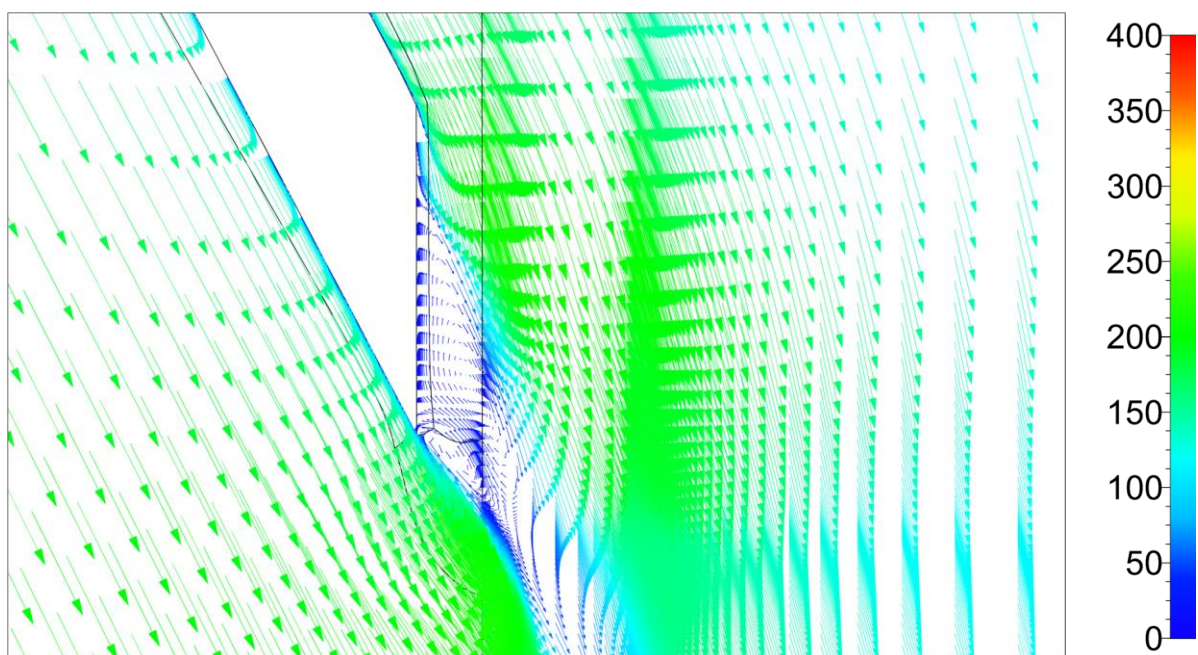
Obr. 3.29 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 90%

Poslední sada obrázků 3.29 až 3.31 se zaměřuje na odtokovou hranu oběžné lopatky. Již při prvním pohledu je zřejmé, že se nejedná jen o jednu hranu, ale rovnou o dvě. Je běžně známo, že proudění okolo ostrých hran bez zaoblení vytváří víry, jež rozrušují proudění. V tomto případě to platí dvojnásob, nejen kvůli dvakrát většímu počtu odtokových hran, ale zejména kvůli charakteru proudění a již zmiňovaným rázovým vlnám. Víry za oběžnou lopatkou vznikají po celé výšce lopatky. Tato ztráta by se dala snížit geometrickou úpravou lopatky.



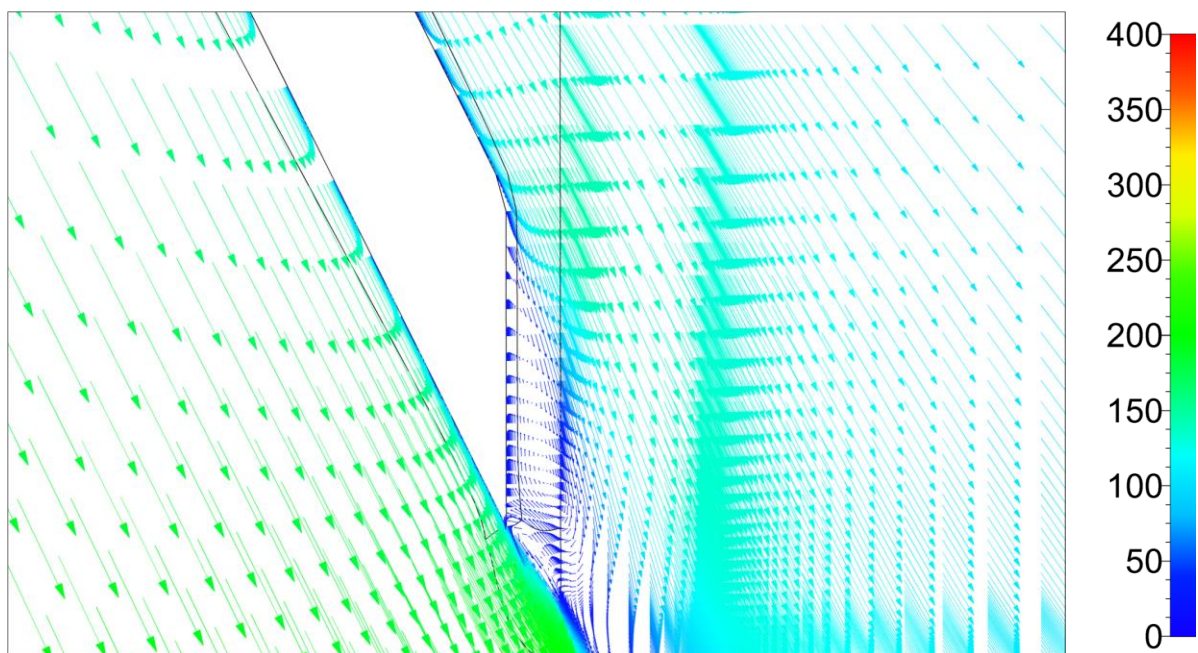


Obr. 3.30 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 10%



Obr. 3.31 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 50%





**Obr. 3.32** Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 90%

Tato kapitola obsahuje zásadní část práce, jelikož obsahuje pracovní charakteristiky turbíny, které byly požadované jako hlavní výsledek. Což je uvedené v začátku kapitoly, následně jsou stručně rozebrány proudová pole v oběžné lopatce pomocí Machových čísel a vektorů rychlostí.

V příloze 2 jsou uvedeny další obrázky ze čtyř rozdílných variant. Tyto obrázky jsou shodně popsány a jsou ve stejných řezech či pohledech, jako ty, jež jsou uvedeny v této kapitole.

## 4 Závěr

Cílem diplomové práce je zpracování zadaného tématu v požadované kvalitě a rozsahu, který je odpovídající zadané problematice. V tomto případě se jednalo nejprve o vytvoření použitelné geometrie ze zadaného 3D CAD modelu, který byl velice komplexní a obsahoval zbytečné prvky, jež nejsou pro výpočet proudění potřebné. Zároveň bylo potřeba být pozorný k přebíraným plochám ze zadaného modelu, jelikož obsahoval chyby jako např. malé mezery a zdvojené plochy. Po přípravě geometrie postupně se všemi náležitostmi, se přistoupilo k tvorbě sítě. V tomto bodě se navrhlo několik výpočetních modelů a pro jednotlivé varianty byla připravena výpočetní síť. Pak již nic nebránilo přistoupit k vlastním simulacím a následnému vyhodnocení, jež je jádrem celé práce.

Celý postup je popsán v praktické části zprávy, které předchází teoretická část, jež uvádí do problematiky točivých strojů interagujících s energií pracovního média. Předěl mezi teoretickou a praktickou částí obsahuje popis turbulentních modelů a přehledově ukazuje rovnice, které se běžně používají k modelování turbulentního proudění. V příloze jsou na konci práce uvedeny další výsledky z provedených simulací, jelikož v samotném textu jsou uvedeny obrázky proudových polí pouze výsledků simulací z návrhového bodu. Další obrázky je možné jednoduše vytvořit, ale jejich hodnota by byla minimální, jelikož hlavním výsledkem je pracovní charakteristika, uvedená v kapitole 3.3.1, obsahující výsledky ze všech řešených variant.

Za zmínku stojí předpoklad popisovaný v teoretickém úvodu a to, že organická média mají poměrně malou rychlost zvuku. To, jak ukazují výsledky práce, zapříčiňuje vznik mnohých rázových vln při proudění v rotorové mříži, jež mohou negativně ovlivnit životnost zařízení a zvyšují hluk a ztráty.

Pracovní charakteristiky ideálního stupně vyšly dle očekávání. Jediným překvapivým zjištěním byly hodnoty dosažené pro bod při nejmenším tlakovém spádu a největších otáčkách, které daly za vznik myšlenky tvorby 3D grafu pracovní charakteristiky, uvedené v příloze. Je z něho patrné, že v ideálním stupni se při zvětšujících otáčkách zvyšuje i účinnost. Ostatní varianty oproti ideálnímu stupni již obsahují ztrátové prvky, které se na charakteristikách značně projevují. Dle očekávání mají největší vliv ucpávky. S vlivem ucpávek je vypočítaná jedna charakteristika, ze které je jednoznačně vidět, že návrhový bod má největší účinnost. Překvapivé jsou výsledky varianty ALL, jež nejlépe reprezentuje reálné zařízení, a to proto, že se zdá, že pracovní charakteristika tohoto celého modelu kopíruje variantu s ucpávkami, a že tedy zahrnutí vstupu a výstupu nemá na výslednou účinnost prakticky vliv. Toto tvrzení se může zdát odvážné, ale dva vypočítané body potvrzují tuto hypotézu.

Jak již bylo v textu zmíněno, výpočet probíhal iterativním postupem, což znamená, že se upravovala síť po proběhnutí první simulace, čímž docházelo k jakési zjednodušené optimalizaci modelu, která následně umožnila hladký průběh většiny simulací. Zároveň se

vytvořilo několik rozdílných variant, které se vzájemně porovnávaly a dávají vcelku dobrý přehled o parametrech, možnostech a chování tohoto zařízení.

Zadání práce je splněné v celém rozsahu. Dalším krokem v řešení tohoto projektu může být dokončení výpočtů všech charakteristik pro potvrzení některých hypotéz, které se během vypracování objevily.

## 5 Použité informační zdroje

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. Lopatkové stroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- [2] MACCHI, Ennio a Marco ASTOLFI, ed. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications. United Kingdom: Woodhead Publishing, 2016. ISBN 978-008-1005-101.
- [3] LEMORT, Vincent, Sébastien DECLAYE a Sylvain QUOILIN. Organic Rankine Cycles Including Fluid Selection. *Handbook of Clean Energy Systems* [online]. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 2015, s. 1 [cit. 2016-12-29]. DOI: 10.1002/9781118991978.hces013. ISBN 9781118991978. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/9781118991978.hces013>
- [4] KUČERA, Jiří. Pokročilé termodynamické cykly: Cykly s alternativními médii II. Plzeň, 2016. Dostupné také z: [http://home.zcu.cz/~kuceraj/ATC/ATC\\_Prezentace/old\\_2016/ATC\\_05\\_2016.pdf](http://home.zcu.cz/~kuceraj/ATC/ATC_Prezentace/old_2016/ATC_05_2016.pdf)
- [5] ZHANG, Xiaojun, Lijun WU, Xiaoliu WANG a Guidong JU. Comparative study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2016, 106, 1427-1439 [cit. 2016-12-30]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.108. ISSN 13594311. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116310237>
- [6] Turbine. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-02-12]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Turbine>
- [7] BETA CAE Systems - ANSA pre-processor [online]. Switzerland: BETA CAE Systems International, 2017 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.beta-cae.com/>
- [8] NUMECA International [online]. Brussels: NUMECA International, 2016 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.numeca.com/>
- [9] Simulation Driven Product Development: ANSYS [online]. USA: ANSYS, 2014 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.ansys.com/>
- [10] LINHART, Jiří. Mechanika tekutin I. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7
- [11] KOVAŘÍK, Petr. Modelování proudění a tepelného chování ventilovaného brzdového kotouče. Plzeň, 2006. Disertační práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Jiří Polanský
- [12] BLEJCHAR, T.: Návod do cvičení „Modelování proudění“ – CFX, VŠB-TU Ostrava, 2009
- [13] KRAJÍČ, L.: Parní turbíny a příslušenství, KKE/PTK, Plzeň, ZČU, FST, 2011
- [14] <https://www.cfd-online.com/Tools/yplus.php>. CFD Online [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <https://www.cfd-online.com/Tools/yplus.php>
- [15] Compute Grid Spacing for a Given Y+: Improve CFD Accuracy with Correct Mesh Resolution. Mesh Generation Software for CFD - Pointwise [online]. Fort Worth: Pointwise, 2017 [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <http://www.pointwise.com/yplus/>
- [16] R365MFC. Welcome to CoolProp: CoolProp 6.1.0 documentation [online]. Ian H. Bell, 2016 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [http://www.coolprop.org/fluid\\_properties/fluids/R365MFC.html](http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/R365MFC.html)
- [17] SES36. Welcome to CoolProp: CoolProp 6.1.0 documentation [online]. Ian H. Bell, 2016 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [http://www.coolprop.org/fluid\\_properties/fluids/SES36.html](http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/SES36.html)
- [18] RIVA, Marcello, Felix FLOHR a Andreas FRÖBA. New Fluid for High Temperature Applications [online]. Indiana, 2006 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z:

- <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1852&context=iracc>. Purdueova univerzita.
- [19] Consistency plots of R365MFC. Welcome to CoolProp: CoolProp 6.1.0 documentation [online]. Ian H. Bell, 2016 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [http://www.coolprop.org/\\_downloads/R365MFC1.pdf](http://www.coolprop.org/_downloads/R365MFC1.pdf)
- [20] Consistency plots of SES36. Welcome to CoolProp: CoolProp 6.1.0 documentation [online]. Ian H. Bell, 2016 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [http://www.coolprop.org/\\_downloads/SES361.pdf](http://www.coolprop.org/_downloads/SES361.pdf)
- [21] SOLKATHERM® SES 36. Solvay, asking more from chemistry [online]. Houston: SOLVAY FLUORIDES, 2017 [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: [http://www.solvay.us/en/binaries/P19486-USA\\_CN\\_EN-237826.pdf](http://www.solvay.us/en/binaries/P19486-USA_CN_EN-237826.pdf)
- [22] FRÖBA, A. P., K. KRZEMINSKI a A. LEIPERTZ. Thermophysical Properties of 1,1,1,3,3-Pentafluorobutane (R365mfc). International Journal of Thermophysics [online]. 2004, 25(4), 987-1004 [cit. 2017-04-30]. DOI: 10.1023/B:IJOT.0000038495.23799.42. ISSN 0195-928x. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1023/B:IJOT.0000038495.23799.42>
- [23] FRÖBA, A. P., H. KREMER, A. LEIPERTZ, F. FLOHR a C. MEURER. Thermophysical Properties of a Refrigerant Mixture of R365mfc (1,1,1,3,3-Pentafluorobutane) and Galden® HT 55 (Perfluoropolyether). International Journal of Thermophysics [online]. 2007-6-18, 28(2), 449-480 [cit. 2017-04-30]. DOI: 10.1007/s10765-007-0178-y. ISSN 0195-928x. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s10765-007-0178-y>
- [24] NUMECA Online Documentation Platform. EN201608311650. Brussels, 2016
- [25] LINHART, Jiří. Mechanika tekutin 2. Plzeň, 2015

## 6 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Oblasti použití různých druhů energetických zařízení [2] .....	14
Obr. 2.2 Organický Rankinův cyklus: (a) schématické znázornění cyklu, (b) znázornění tepelného cyklu [3].....	15
Obr. 2.3 T-s diagram tří tekutin rozdílné molekulární složitosti [2] .....	15
Obr. 2.4 Axiální turbíny použité v ORC použité v 70. letech minulého století [2] .....	18
Obr. 2.5 Schéma radiální turbíny v meridiálním pohledu [2] .....	19
Obr. 2.6 Vícestupňová radiální turbína [2] .....	20
Obr. 3.1 Iso pohled celého modelu .....	26
Obr. 3.2 Iso pohled rozříznutého modelu.....	27
Obr. 3.3 Iso pohled na průtočný kanál .....	27
Obr. 3.4 Iso pohled na rozváděcí lopatku (vlevo) a oběžnou lopatku (vpravo).....	28
Obr. 3.5 Iso pohled na vstupní kanál mikroturbíny.....	29
Obr. 3.6 Iso pohled na výstupní kanál turbíny .....	29
Obr. 3.7 Iso pohled na labyrintovou ucpávku oběžné lopatky.....	30
Obr. 3.8 Povrchová síť oběžné lopatky .....	30
Obr. 3.9 Povrchová síť oběžné lopatky .....	31
Obr. 3.10 Síť varianty RL-OL.....	32
Obr. 3.11 Síť varianty RL-OL-ZR .....	32
Obr. 3.12 Síť vstupního dílu (vlevo) a výstupního kanálu (vpravo) .....	33
Obr. 3.13 Síť varianty ALL.....	33
Obr. 3.14 T-s diagram SES36 (vlevo) [20] a 365mfc (vpravo) [19].....	35
Obr. 3.15 I. úroveň sítě (vlevo), II. úroveň sítě (uprostřed), III. úroveň sítě (vpravo) [24].....	36
Obr. 3.16 Grafické zobrazení charakteristik mikroturbíny varianty RL-OL .....	39
Obr. 3.17 Grafické zobrazení charakteristik navrhovaných variant a jejich rozdíly od ideálního stupně .....	40
Obr. 3.18 Parametr $y+ [-]$ na stupni .....	42
Obr. 3.19 Projekce lopatek v řezu "blade to blade" .....	42
Obr. 3.20 Statický tlak [Pa] (vlevo), relativní celkový tlak [Pa] (vpravo).....	43
Obr. 3.21 Isokřivky relativního Machova čísla $[-]$ na celém stupni, 50% .....	43

Obr. 3.22 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 10% .....	44
Obr. 3.23 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 50% .....	44
Obr. 3.24 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 90% .....	45
Obr. 3.25 Isokřivky Machova čísla [-] v rozváděcí lopatce, 50%.....	45
Obr. 3.26 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na lopatce, 50% .....	46
Obr. 3.27 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 10%.....	46
Obr. 3.28 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 50%.....	47
Obr. 3.29 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 90%.....	47
Obr. 3.30 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 10% .....	48
Obr. 3.31 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 50% .....	48
Obr. 3.32 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 90% .....	49

## 7 Seznam tabulek

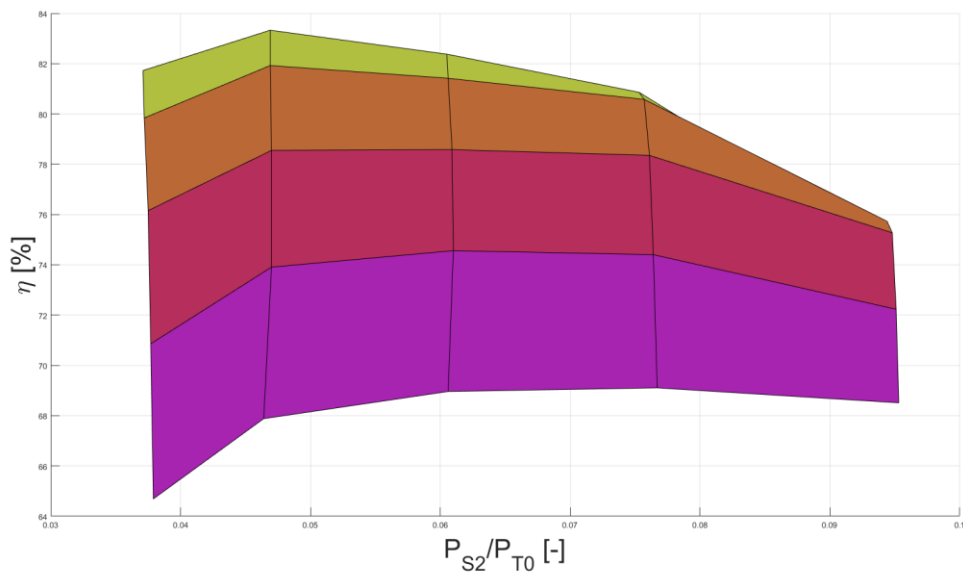
Tab. 3.1 Počet buněk jednotlivých variant .....	34
Tab. 3.2 Úrovně hrubých sítí [24] .....	36
Tab. 3.3 Vyčíslení charakteristik turbíny varianty RL-OL .....	39
Tab. 3.4 Vyčíslení účinností jednotlivých variant.....	40
Tab. 3.5 Vyčíslené rozdíly jednotlivých variant od varianty RL-OL .....	40



## **PŘÍLOHA č. 1**

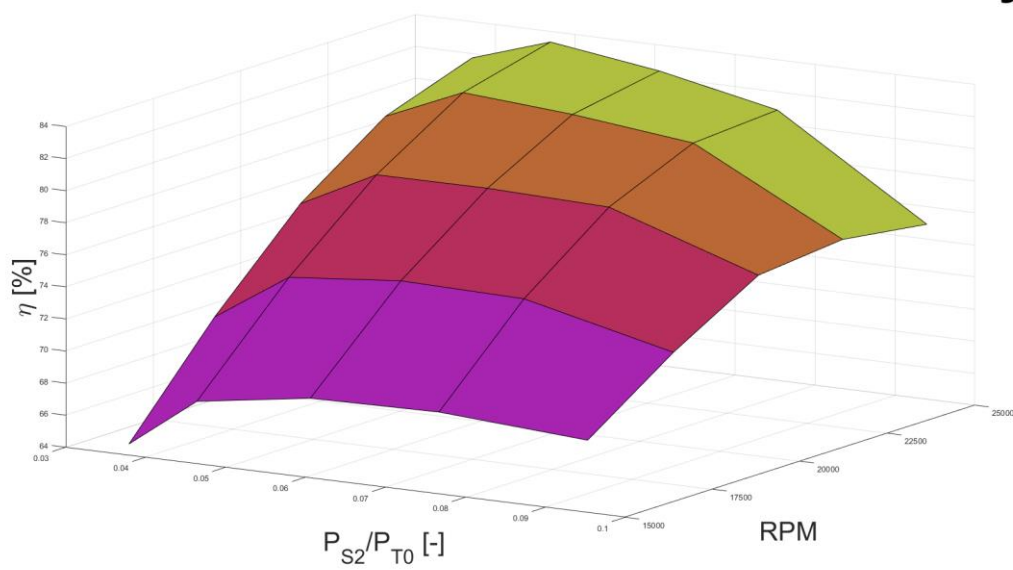
**3D zobrazení termodynamické účinnosti ideálního stupně (varianta RL-OL)  
mikroturbíny**

## Pracovní charakteristika mikroturbíny



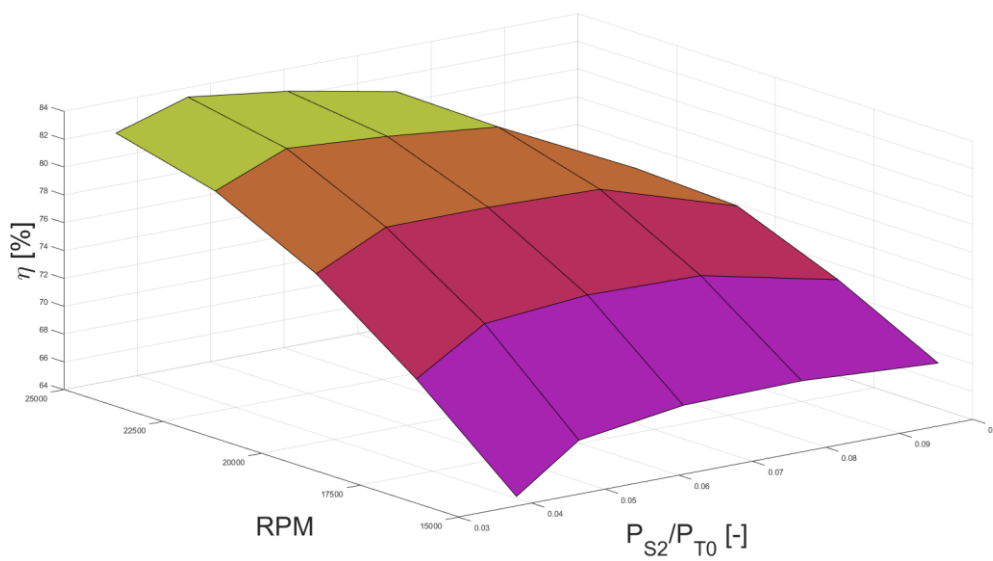
Příloha č.1, obr. 1 Pracovní charakteristika mikroturbíny I

## Pracovní charakteristika mikroturbíny



Příloha č.1, obr. 2 Pracovní charakteristika mikroturbíny II

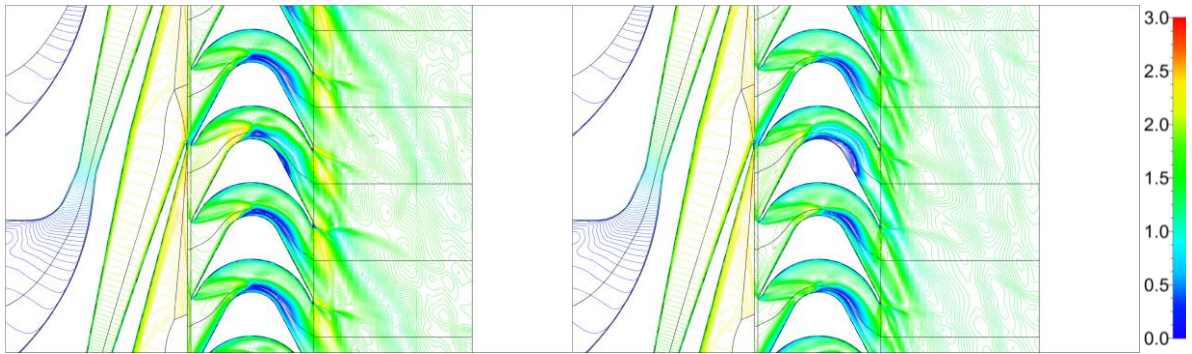
# Pracovní charakteristika mikroturbíny



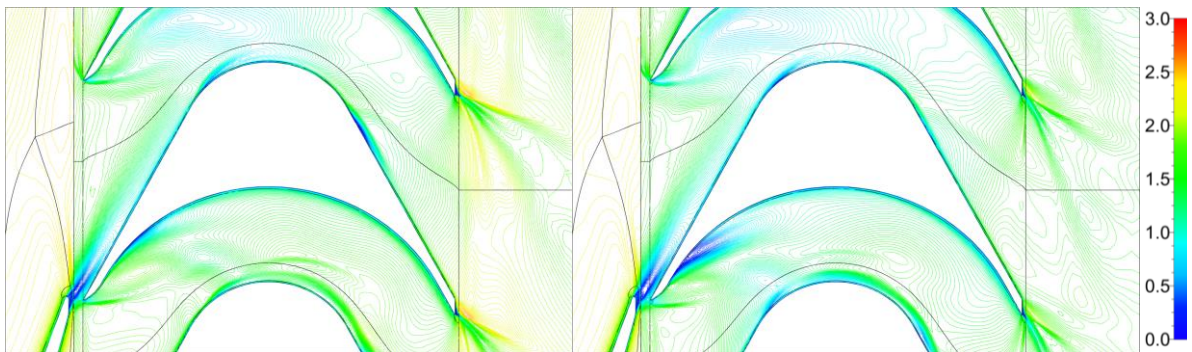
Příloha č.1, obr. 3 Pracovní charakteristika mikroturbíny III

## **PŘÍLOHA č. 2**

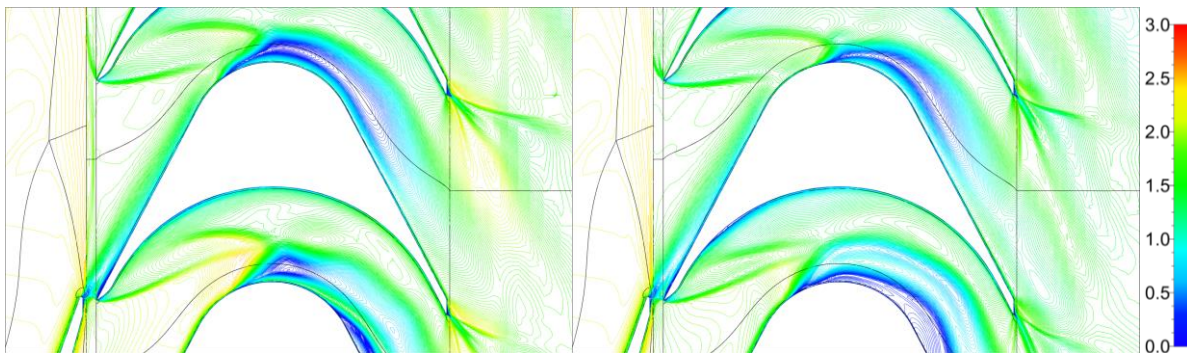
**Grafické výsledky vybraných simulací**



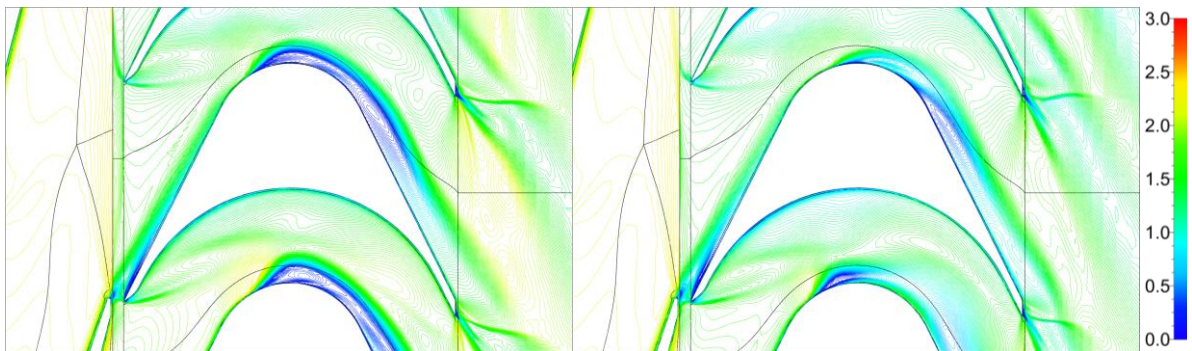
**Příloha č.2, obr. 1 Isokřivky relativního Machova čísla [-] na celém stupni, 50%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 2 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 10%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

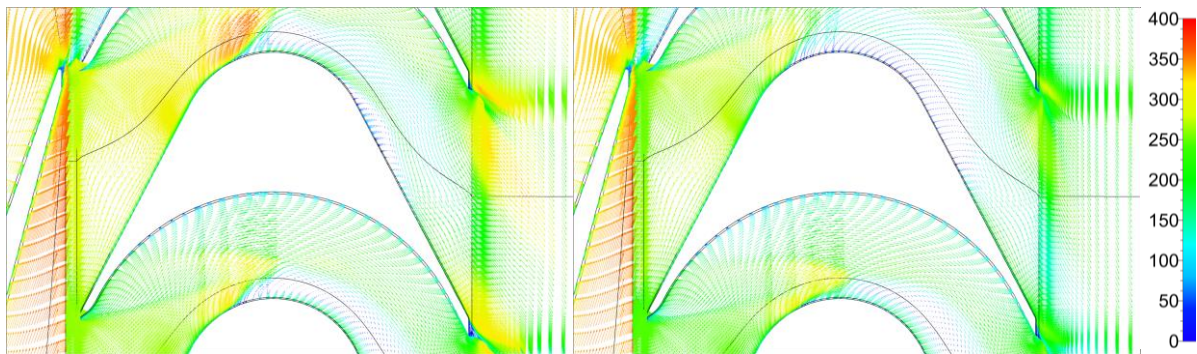


**Příloha č.2, obr. 3 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 50%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

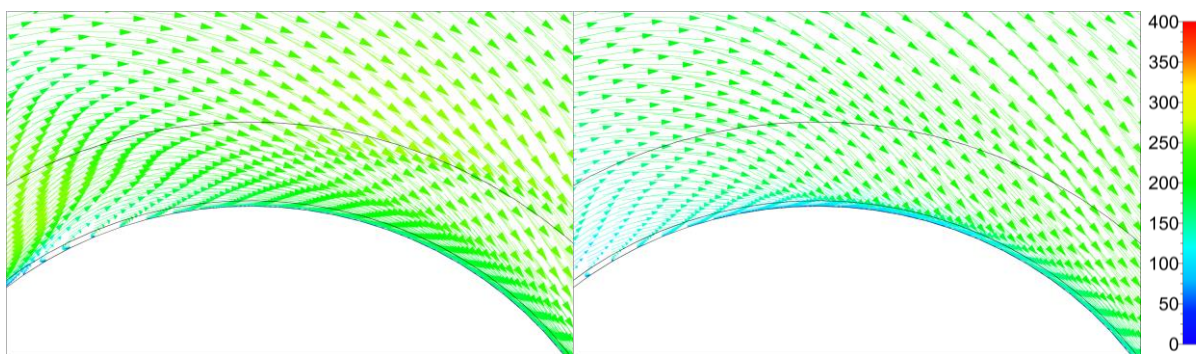


**Příloha č.2, obr. 4 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 90%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

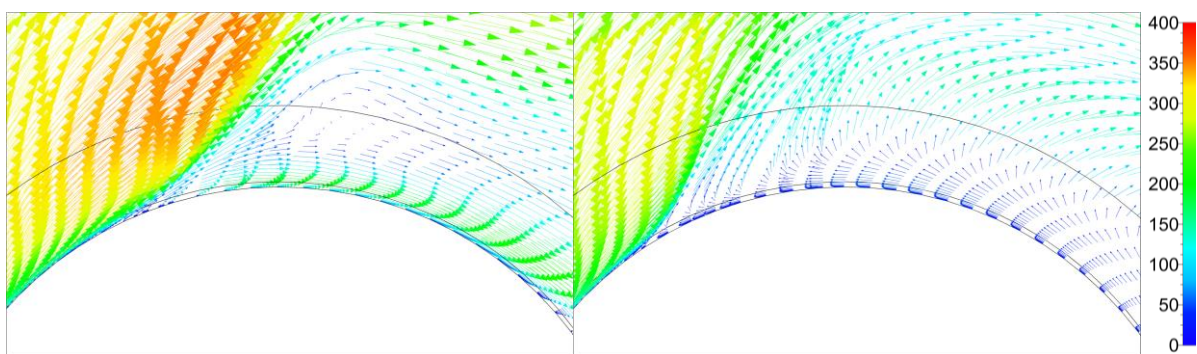




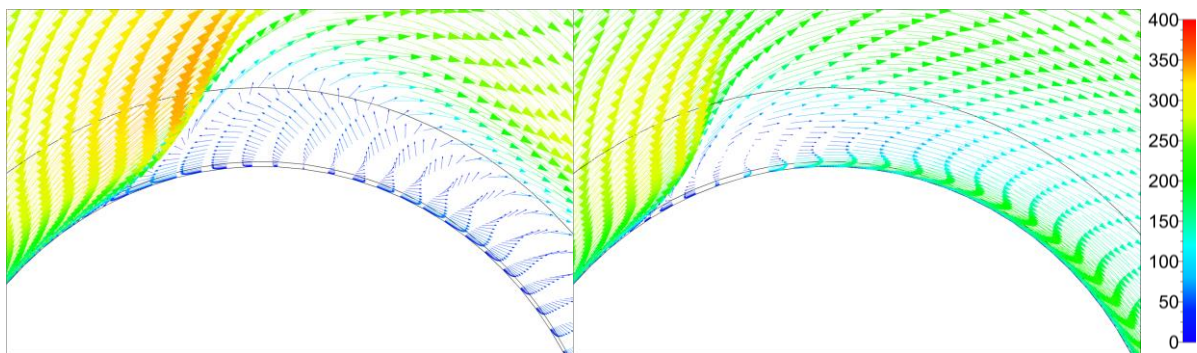
**Příloha č.2, obr. 5 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na lopatce, 50%, 100kPa 15000RPM (vlevo)  
125kPa 17500RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 6 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 10%, 100kPa  
15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

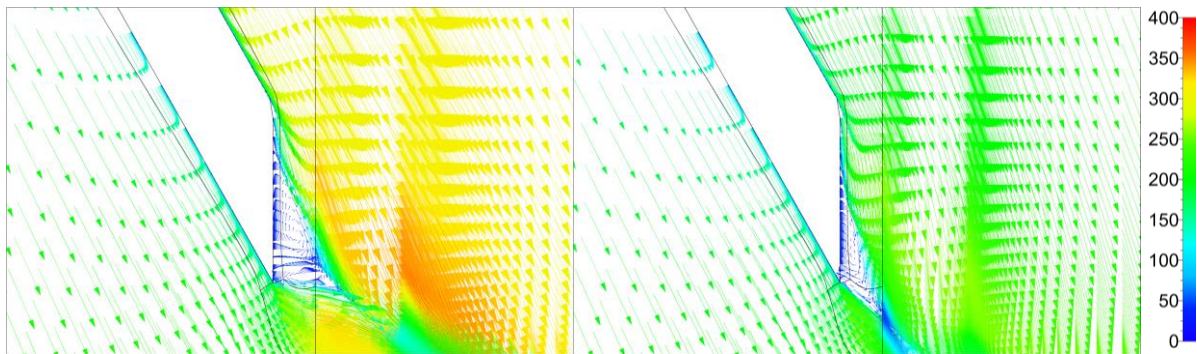


**Příloha č.2, obr. 7 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 50%, 100kPa  
15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

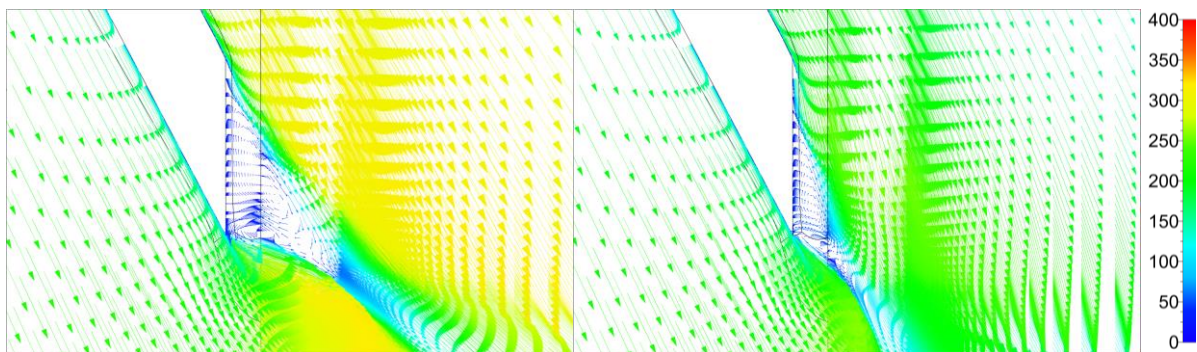


**Příloha č.2, obr. 8 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 90%, 100kPa  
15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

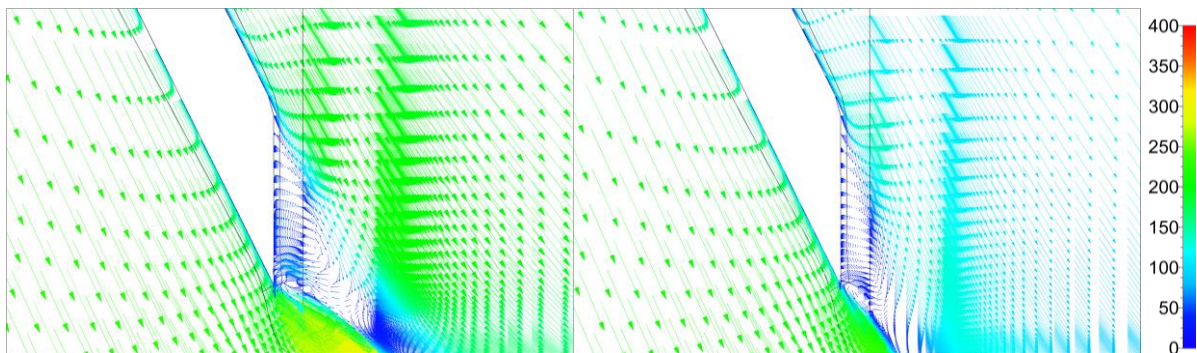




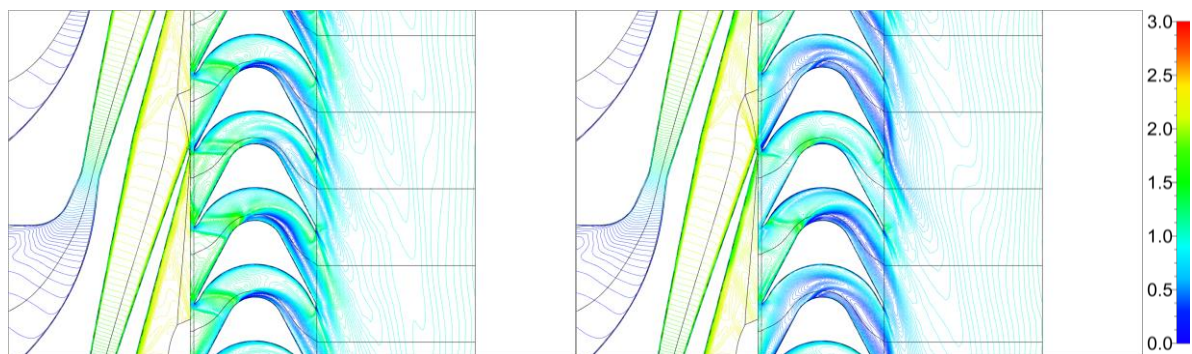
**Příloha č.2, obr. 9 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 10%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 10 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 50%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

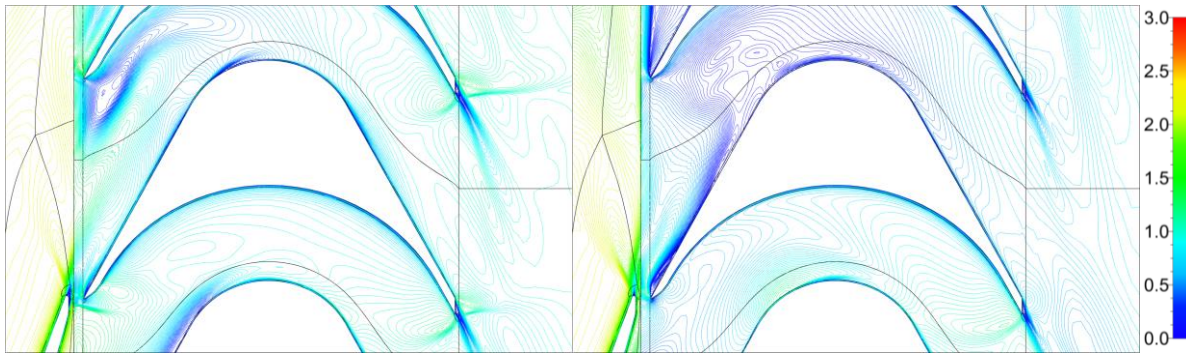


**Příloha č.2, obr. 11 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 90%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 125kPa 17500RPM (vpravo)**

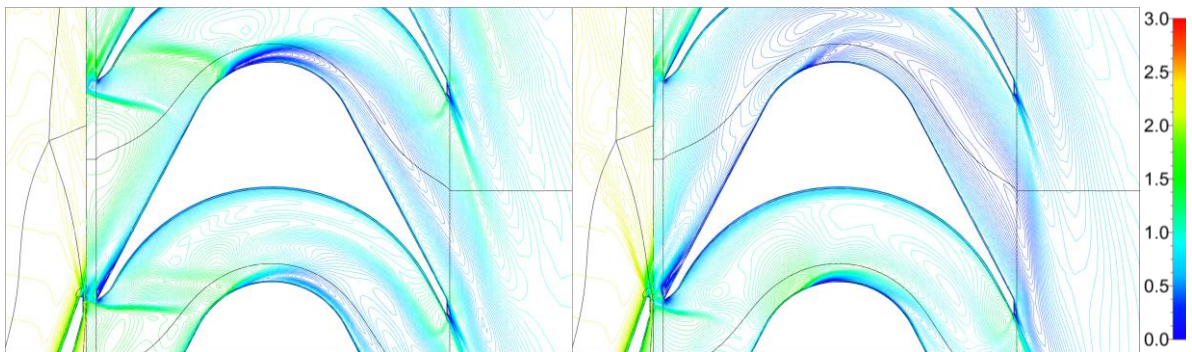


**Příloha č.2, obr. 12 Isokřivky relativního Machova čísla [-] na celém stupni, 50%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**

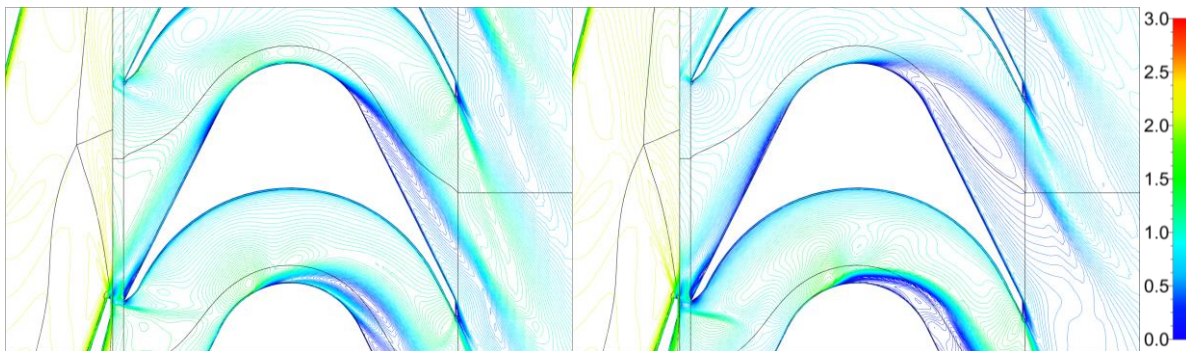




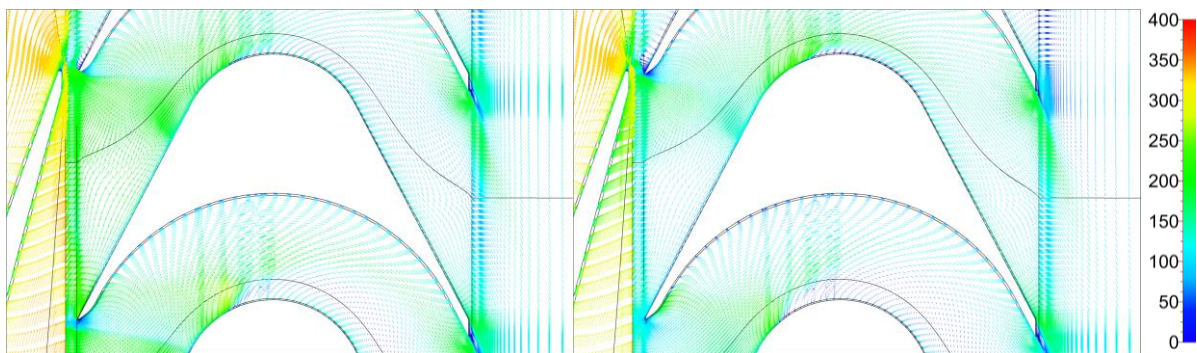
**Příloha č.2, obr. 13 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 10%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 14 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 50%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**

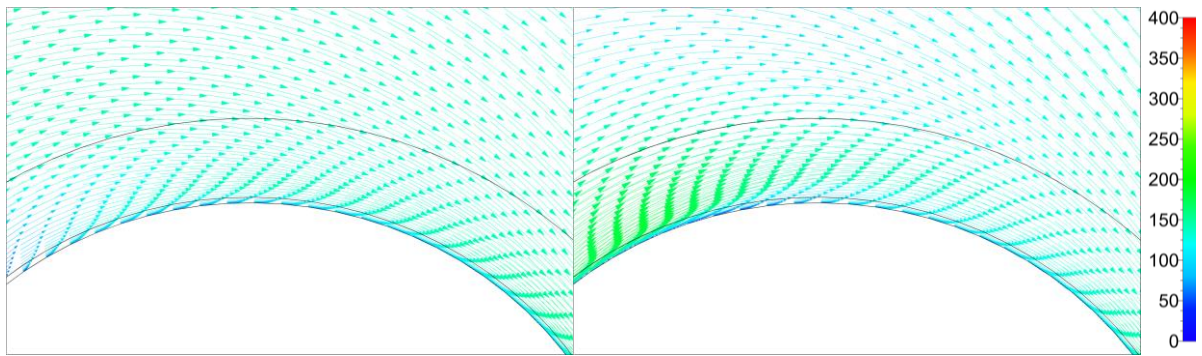


**Příloha č.2, obr. 15 Isokřivky relativního Machova čísla [-], 90%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**

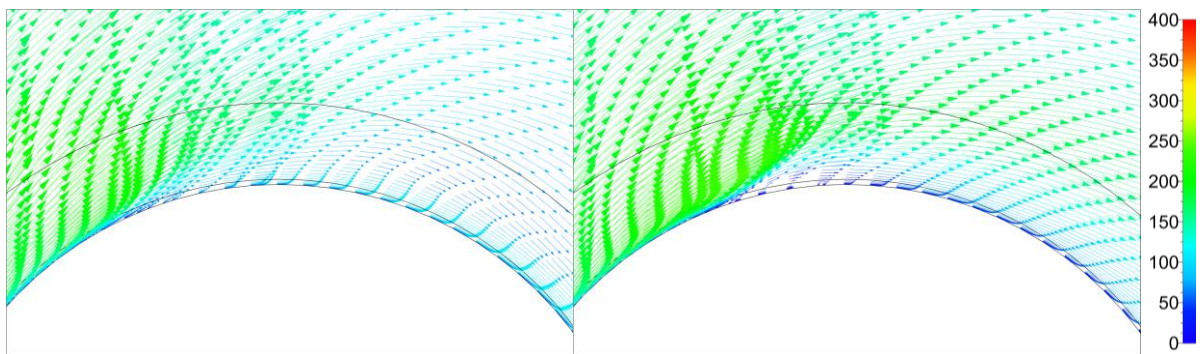


**Příloha č.2, obr. 16 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na lopatce, 50%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**

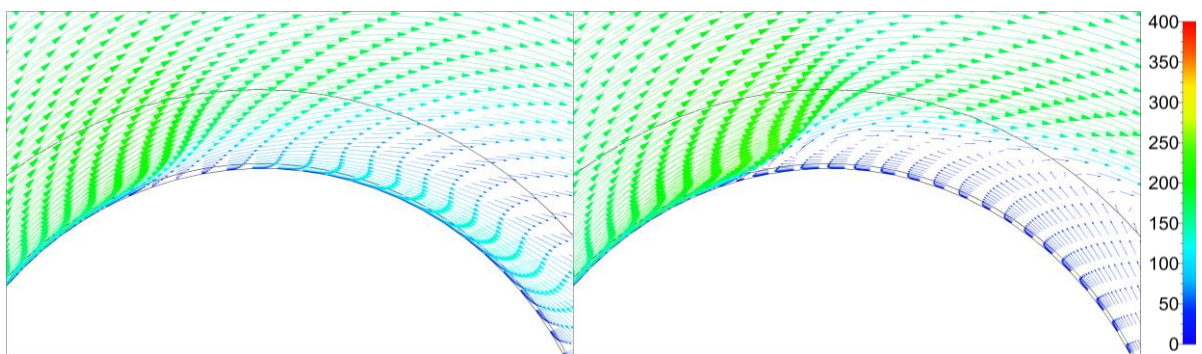




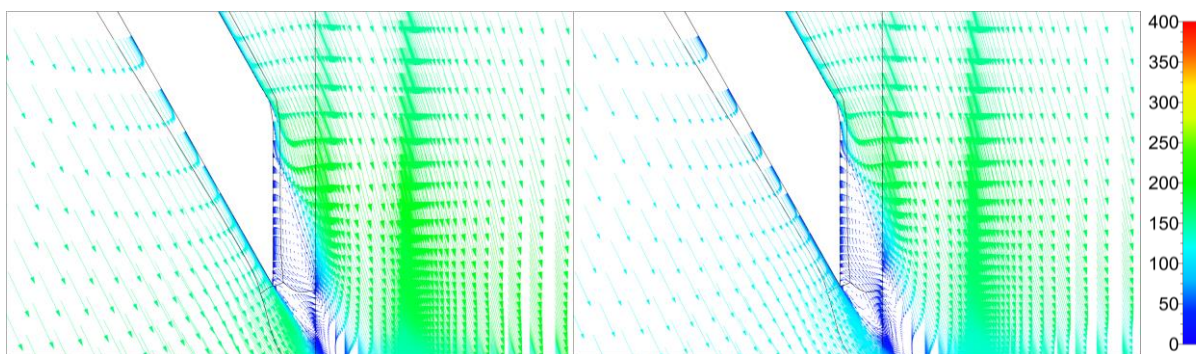
**Příloha č.2, obr. 17 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 10%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



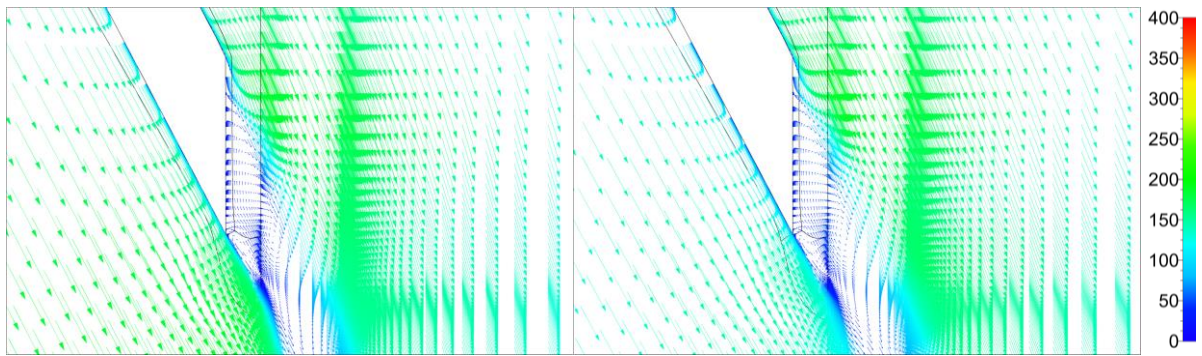
**Příloha č.2, obr. 18 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 50%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



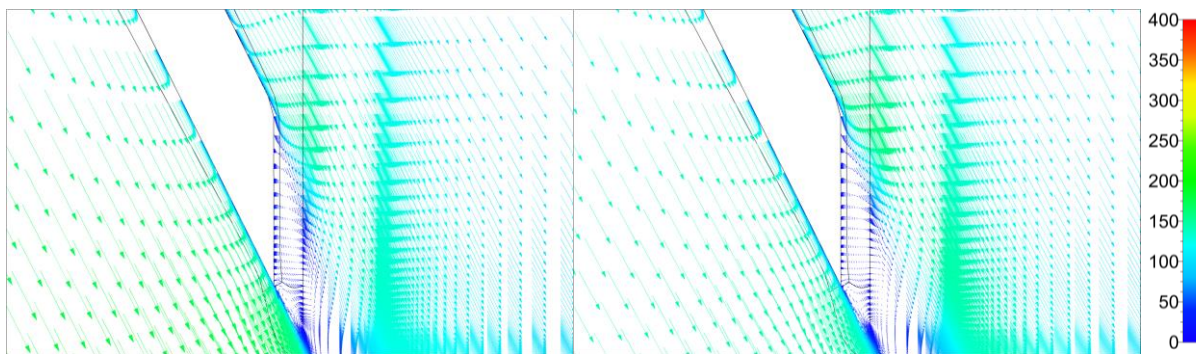
**Příloha č.2, obr. 19 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na podtlakové straně lopatky, 90%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



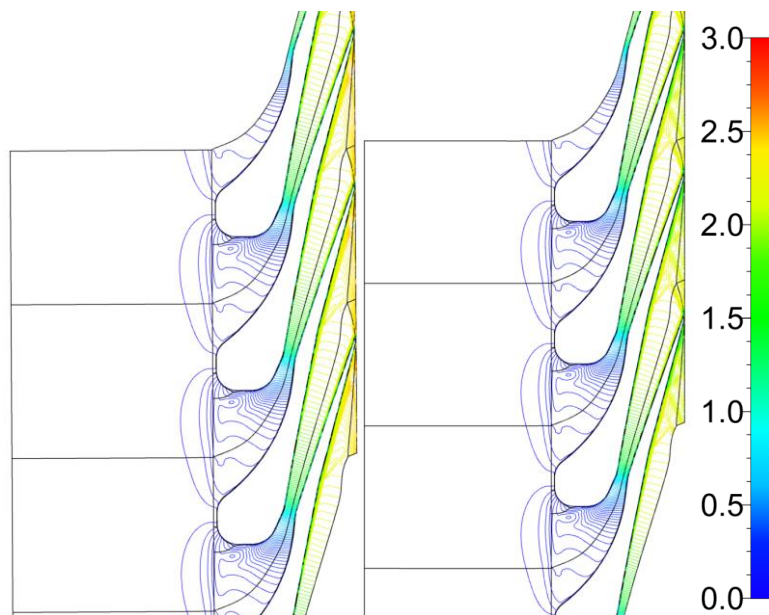
**Příloha č.2, obr. 20 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 10%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 21 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 50%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 22 Vektorové pole relativní rychlosti [m/s] na odtokové hraně, 90%, 200kPa 22500RPM (vlevo) 250kPa 25000RPM (vpravo)**



**Příloha č.2, obr. 23 Isokřivky Machova čísla [-] v rozváděcí lopatce, 50%, 100kPa 15000RPM (vlevo) 250kPa 25000 RPM (vpravo)**