



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA RADIÁLNÍ TURBÍNY SE  
SNÍŽENÝM MOMENTEM SETRVAČNOSTI**

RADIAL TURBINE RUNNER DESIGN WITH REDUCED MOMENT OF INERTIA

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Ondřej Votava**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.**

**BRNO 2020**



# Zadaní diplomové práce

|                   |                                                    |
|-------------------|----------------------------------------------------|
| Ústav:            | Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky |
| Student:          | <b>Bc. Ondřej Votava</b>                           |
| Studijní program: | Aplikované vědy v inženýrství                      |
| Studijní obor:    | Inženýrská mechanika a biomechanika                |
| Vedoucí práce:    | <b>doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.</b>              |
| Akademický rok:   | 2020/21                                            |

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh oběžného kola radiální turbíny se sníženým momentem setrvačnosti

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Problematika optimalizace konstrukčního návrhu oběžného kola radiální turbíny turbodmychadla pro přeplňování spalovacích motorů souvisí se zlepšováním dynamických vlastností rotoru turbodmychadla, které jsou jedním z klíčových faktorů pro snižování emisí spalovacích motorů pro pohon vozidel zejména při přechodových režimech. Setrvačné hmoty rotoru jsou tvořeny z velké části právě oběžným kolem turbíny. Obsah práce je v souladu s dlouhodobými inovačními záměry společnosti Garrett, která turbodmychadla v Brně vyvíjí. Předpokládá se, že hlavní poznatky práce najdou využití v průmyslové praxi při návrhu nových konceptů turbodmychadel. Práce vyžaduje analýzu sil působících na kolo turbíny a následnou topologickou optimalizaci rozdělení materiálu kola s cílem minimalizace momentu setrvačnosti při zachování dostatečné pevnosti a tuhosti pro podporu lopatek kola za všech provozních podmínek a dosažení požadované spolehlivosti z hlediska statického i cyklického namáhání.

**Cíle diplomové práce:**

1. Zhodnocení vlivu momentu setrvačnosti turbíny na dynamické chování turbodmychadla pro přepínání spalovacích motorů.
2. Popis namáhání turbínového kola v provozních podmínkách.
3. Výpočet rozložení napětí pro základní variantu.
4. Návrh topologicky optimalizovaných variant s cílem minimalizovat moment setrvačnosti kola při zachování lopatkování a nezvyšování namáhání kola.
5. Výběr nejlepší varianty a porovnání momentu setrvačnosti a namáhání vybrané varianty se základní variantou.
6. Zhodnocení výrobitelnosti vybrané varianty a návrh dalšího postupu.

**Seznam doporučené literatury:**

BAINES, Nicholas C. Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI, Inc., 2005, ISBN-10: 0933283148.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato závěrečná práce se zabývá topologickou optimalizací oběžného kola radiální turbíny turbodmychadla. Zaměřuje se na snížení momentu setrvačnosti při nezměněných aerodynamických vlastnostech. Optimalizace je provedena na základě výsledků CFD, termální a strukturální analýzy původní varianty. Výpočtové modelování bylo realizováno metodou konečných prvků v softwaru ANSYS. V práci je navrženo několik modelů oběžného kola s topologickou úpravou vnitřní struktury. Na základě hodnot momentu setrvačnosti, napětí a přetvoření je vybrán nejvhodnější model.

## **Abstract**

This master's thesis deals with topological optimization of the impeller of a radial turbocharger turbine. It focuses on reducing the moment of inertia with unchanged aerodynamic properties. The optimization was carried out using CFD, thermal and structural analysis. The computational modeling was performed using the finite element analysis in ANSYS. The work proposes models of the impeller with the topological modification of the internal structure. Based on the values of moment of inertia, the stress and the strain the most suitable model was selected

## **Klíčová slova**

Radiální turbína, turbodmychadlo, optimalizace topologie, moment setrvačnosti, metoda konečných prvků, ANSYS

## **Key words**

Radial turbine, turbocharger, topology optimization, moment of inertia, finite element method, ANSYS

## **Bibliografická citace**

VOTAVA, Ondřej. Návrh oběžného kola radiální turbíny se sníženým momentem setrvačnosti. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129735>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Vladimír Fuis.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod odborným vedením vedoucího práce a pouze s použitím uvedené literatury.

V Brně dne: 11. 9. 2020

.....

Votava Ondřej, Bc.

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu práce panu doc. Ing. Vladimíru Fuisovi, Ph.D. za důvěru a pomoc při vedení práce. Dále pak panu Ing. Petru Škarovi jakožto zástupci společnosti Garrett Motion za vstřícnost a ochotu odpovídat na otázky ohledně diplomové práce.

# Obsah

|       |                                                    |    |
|-------|----------------------------------------------------|----|
| 1     | Úvod .....                                         | 11 |
| 1.1   | Problémová situace .....                           | 12 |
| 1.2   | Formulace problému .....                           | 12 |
| 1.3   | Cíle řešení.....                                   | 12 |
| 2     | Teorie.....                                        | 13 |
| 2.1   | Turbodmychadla .....                               | 13 |
| 2.2   | Rotační pohyb .....                                | 15 |
| 2.3   | Silové účinky výfukových plynů .....               | 16 |
| 2.4   | Vliv momentu setrvačnosti .....                    | 18 |
| 2.4.1 | Přechodový režim.....                              | 18 |
| 2.5   | Oběžné kolo radiální turbíny.....                  | 21 |
| 2.5.1 | Namáhání turbínového kola .....                    | 22 |
| 2.5.2 | Dosavadní řešení snížení momentu setrvačnosti..... | 24 |
| 3     | Analýza úlohy.....                                 | 26 |
| 3.1   | Systém podstatných veličin.....                    | 26 |
| 3.2   | Metoda řešení .....                                | 27 |
| 3.3   | Software .....                                     | 27 |
| 4     | Výpočtové modelování pro základní variantu.....    | 28 |
| 4.1   | Vstupní data .....                                 | 28 |
| 4.2   | Analýza proudění .....                             | 29 |
| 4.2.1 | Model geometrie kontrolního objemu.....            | 30 |
| 4.2.2 | Diskretizace fluid domény.....                     | 30 |
| 4.2.3 | Okrajové podmínky a nastavení výpočtu .....        | 31 |
| 4.2.4 | Výsledky CFD analýzy .....                         | 33 |
| 4.3   | Termální analýza .....                             | 34 |
| 4.3.1 | Materiálový model .....                            | 34 |
| 4.3.2 | Okrajové podmínky a nastavení výpočtu .....        | 36 |
| 4.3.3 | Výsledky termální analýzy .....                    | 38 |
| 4.4   | Strukturální analýza .....                         | 38 |
| 4.4.1 | Okrajové podmínky a nastavení výpočtu .....        | 38 |
| 4.4.2 | Výsledky strukturální analýzy.....                 | 39 |
| 5     | Topologická optimalizace kola.....                 | 44 |
| 5.1   | Model 1 – Dutina .....                             | 45 |

|     |                                |    |
|-----|--------------------------------|----|
| 5.2 | Model 2 – Mříž.....            | 49 |
| 5.3 | Model 3 – Žebro .....          | 53 |
| 6   | Analýza výsledků.....          | 58 |
| 7   | Výsledná varianta .....        | 59 |
| 8   | Závěr.....                     | 61 |
| 9   | Literatura.....                | 62 |
| 10  | Seznam použitých symbolů ..... | 64 |
| 11  | Seznam obrázků .....           | 67 |

## 1 Úvod

Přepřňování spalovacích motorů je nedílnou součástí všech odvětví dopravního průmyslu už od jeho počátku, zejména pak přepřňování pomocí turbodmychadel. Již na začátku 19. století bylo navrženo první turbodmychadlo, a to švýcarským konstruktérem dr. Alfredem J. Büchem. Původní uplatnění našla tato technologie u motorů lodí, vlaků a letadel. Do osobních automobilů byla ve větším množství aplikována až v 80. letech s příchodem automobilů Mercedes 300 a Volkswagen Golf. [6]

Z počátku byl impulsem pro využívání turbodmychadel nárůst výkonu motoru nehledě na spotřebu, avšak dnes se využívá potenciál těchto zařízení hlavně kvůli kladným dopadům na spotřebu paliva, omezení emisí oxidu uhličitého a možnosti snižování objemu motorů bez ztráty požadovaného výkonu tzv. downsizing a to jak u naftových, tak benzinových motorů. Tendence vyhovět těmto kritériím s ohledem na finanční stránku vede v čím dál tím větší míře k neustálému vývoji nových technologií systému turbodmychadel. [7]

Jedním z hlavních omezení konvenčních turbodmychadel je úzký rozsah využitelných otáček, malé hodnoty točivého momentu při nízkých otáčkách a pomalá odezva v přechodových režimech. Každý z těchto faktorů má vliv na účinnost a výkon systému, spotřebu paliva a hladinu emisí. Během času bylo vyvinuto několik řešení, se snahou eliminovat tyto problémy pomocí systémů jako je waste gate, variabilní geometrie lopatek VGT, vícestupňové přepřňování nebo využití elektricky poháněných kompresorů. Každé z těchto řešení je realizováno pomocí nastavbového mechanismu turbodmychadla, avšak zlepšení dynamických vlastností rotačních částí turbodmychadla může v tomto ohledu hrát stejně velkou roli. Dynamické vlastnosti turbodmychadla mají vliv na rychlost změny výkonu v reakci na změnu polohy škrtkové klapky a ztrátu výkonu touto odezvou způsobenou (časový úsek prodlevy se nazývá tzv. turbo-lag), dále ovlivňují mezní hodnotu otáček, pod kterou kompresor nepřepřňuje – threshold, který je jednou z příčin výše zmíněných problémů. Tato diplomová práce pojednává právě o možném řešení tohoto problému pomocí úpravy topologie oběžného kola radiální turbíny se snahou zlepšení dynamických vlastností. [1]

## 1.1 Problémová situace

Jak již bylo zmíněno, dynamické vlastnosti rotoru ovlivňují celkovou funkci turbodmychadla a jejich zlepšení je klíčem ke snížení emisí spalovacích motorů, proto je tato oblast v době zvyšujících se nároků na množství emisí spalovacích motorů pro společnost Garrett velmi důležitá.

Hlavním požadavkem na dynamické vlastnosti je rychlost odezvy rotačních součástí v přechodovém režimu turbodmychadla a chování při nízkých otáčkách (nízkých tlacích). Oba tyto požadavky souvisí se snížením momentu setrvačnosti rotoru. Jelikož turbína tvoří hlavní část hmoty rotoru, má hlavní podíl na momentu setrvačnosti. Z tohoto vyplývá, že dalším krokem vývoje je zaměřit se na snižování momentu setrvačnosti turbínového kola.

Tato situace předchází vzniku zadání diplomové práce. Společnost Garrett poskytla řešiteli geometrii stávajícího kola, pro vývoj variant se sníženým momentem setrvačnosti při zachování lopatkování tedy nezměněných aerodynamických vlastností.

## 1.2 Formulace problému

Na základě problémové situace lze problém definovat následovně:

**Snížení momentu setrvačnosti oběžného kola turbíny turbodmychadla za pomoci topologické optimalizace.**

## 1.3 Cíle řešení

Cílem práce je optimalizace radiální turbíny. K dosažení požadovaného cíle je nutné splnit cíle dílčí pro úplné a správné pochopení problematiky. Tyto cíle mohou být formulovány následovně:

1. Zhodnocení vlivu momentu setrvačnosti turbíny na dynamické chování turbodmychadla pro přepřehování spalovacích motorů
2. Popis namáhání turbínového kola v provozních podmínkách
3. Výpočet rozložení napětí pro základní variantu
4. Návrh topologicky optimalizovaných variant s cílem minimalizovat moment setrvačnosti kola při zachování lopatkování a nezvyšování namáhání kola
5. Výběr nejlepší varianty a porovnání momentu setrvačnosti a namáhání vybrané varianty se základní variantou
6. Zhodnocení výrobitelnosti vybrané varianty a návrh dalšího postupu.

## 2 Teorie

### 2.1 Turbodmychadla

Pro pochopení funkce a namáhání oběžného kola radiální turbíny je vhodné popsat mechanismus přeplňování a systém turbodmychadel, což bude provedeno v této kapitole.

Turbodmychadlo je zařízení využívající energii výfukových plynů spalovacích motorů, které tvoří přibližně jednu třetinu energie vyprodukované spalováním paliva. Část této energie se využívá k přeplňování motoru, čímž je rozuměno dodání většího množství vzduchu a paliva do válce motoru, pomocí zvýšení plnicího tlaku  $p_{pl}$ . Zvýšením tlaku ve válci roste i výkon motoru a to při stejné nebo nižší spotřebě paliva, což lze dokázat jednoduchou rovnicí pro efektivní výkon pístového spalovacího motoru  $P_e$ :

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau}, \quad (2.1)$$

kde  $i$  vyjadřuje počet válců spalovacího motoru,  $V_H$  zdihový objem válce,  $n$  otáčky motoru,  $\tau$  otáčkový činitel (nebo také taktnost motoru) a  $p_e$  je střední efektivní tlak na píst, jehož hodnota je přímo úměrná výši výkonu motoru.



Obr 2.1 Části turbodmychadla [8]

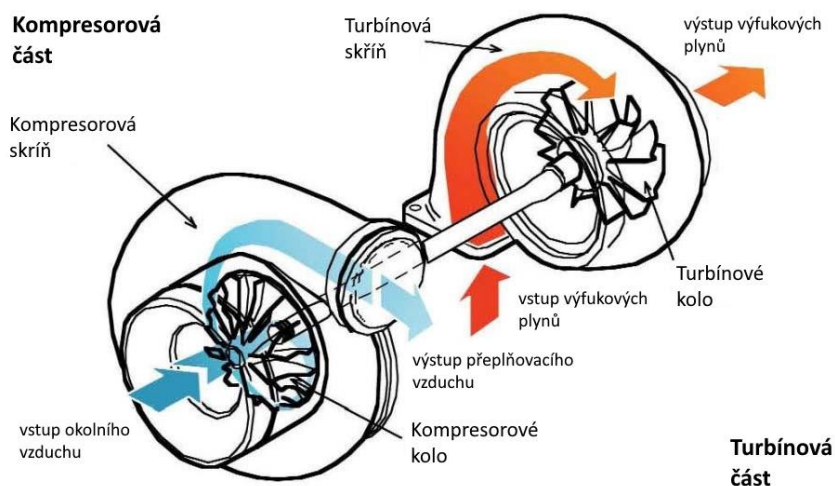
Vztah pro výpočet středního efektivního tlaku je následovný

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m , \quad (2.2)$$

poměr výhřevnosti paliva  $H_u$  a teoretický směšovací poměr  $\sigma_t$  je pro dané palivo konstantní, hodnoty hustoty plnicího vzduchu  $\rho_{pl}$ , spalovacího součinitele přebytku vzduchu  $\lambda_z$ , mechanická  $\eta_m$ , indikovaná  $\eta_i$  a dopravní účinnost  $\eta_d$  jsou závislé na velikosti plnicího tlaku  $p_{pl}$  přímo a na teplotě plnicího vzduchu  $T_{pl}$  nepřímo, což vychází z jednotlivých vztahů uvedených v [2]. Tímto se potvrzuje předchozí tvrzení, že zvýšení plnicího tlaku pomocí turbodmychadla zvyšuje celkový výkon motoru.

K dalším pozitivním vlivům přepřívání patří množství škodlivin vypouštěných do ovzduší, zmenšení motorového prostoru, či hmotnosti motoru dále vhodnější průběh točivého momentu při jízdě do kopce. [2]

Jak je patrné na obrázku 2.1, turbodmychadlo se skládá z turbínové, ložiskové a kompresorové skříně. V turbínové skříně, která je z důvodu zatížení vysokými teplotami a tlaky masivnější, se nachází výfuková turbína, která převádí energii výfukových plynů na rotační energii. Turbína je pevně spojena hřídelí ke kompresoru, díky čemuž dochází k roztočení kompresoru, jehož úkolem je stlačení čistého vzduchu a jeho doprava do válců motoru. Schéma tohoto procesu je znázorněno na obrázku 2.2. [3]



Obr 2.2 Funkce turbodmychadla [9]

## 2.2 Rotační pohyb

Předmětem zkoumání této práce je oběžné kolo turbíny turbodmychadla a jeho optimalizace. Tato část turbodmychadla převádí energii výfukových plynů na energii rotační, jak již bylo zmíněno. Pro popis rotačního pohybu se využijí následující veličiny.

Moment setrvačnosti k ose  $o$  je skalární veličina, která se váže k rotačnímu pohybu. V literatuře je označován písmenem  $J_0$  a jeho jednotkou je  $kg.m^2$ . Vztah pro výpočet kinetické energie tuhého tělesa konajícího rotační pohyb a momentu setrvačnosti je při užití válcových souřadnic:

$$E_k = \frac{1}{2} J_0 \omega^2 , \quad (2.3)$$

$$J_0 = \int_V \rho R^2 dV , \quad (2.4)$$

kde  $\omega$  je úhlová rychlost tělesa,  $\rho$  je hustota tělesa,  $R$  značí vzdálenost objemového elementu kolmou na osu rotace a  $dV$  vyjadřuje nekonečně malý element objemu. Moment setrvačnosti tedy vyjadřuje rozložení hmotnosti tělesa kolem příslušné osy rotace. Má pro rotační pohyb stejný význam jako hmotnost pro pohyb translační a představuje míru setrvačných účinků, tedy pokud moment setrvačnosti zvětšujeme, je potřeba dodat větší množství energie k uvedení tělesa do rotačního pohybu s úhlovou rychlostí  $\omega$  a naopak.

Pokud moment setrvačnosti vynásobíme úhlovou rychlostí, dostaneme vztah pro průmět momentu hybnosti do osy rotace:

$$b_0 = J_0 \omega . \quad (2.5)$$

Z druhé impulsové věty odvodíme rovnici pro pohyb tělesa kolem pevné osy následovně

$$\frac{d\vec{b}}{dt} = \vec{M} , \quad (2.6)$$

yní po vynásobení rovnice (2.7) jednotkovým vektorem rychlosti  $\vec{v}$  a dosazením vztahu z rovnice (2.6) dostaneme vztah pro silový moment vzniklý na ose rotace vlivem změny úhlové rychlosti neboli úhlovým zrychlením:

$$M_0 = \frac{d\omega}{dt} J_0 = \varepsilon J_0 . \quad (2.7)$$

Veličina  $M_0$  tedy vyjadřuje velikost silového (krouticího) momentu potřebného ke změně úhlové rychlosti tělesa konajícího rotační pohyb, tedy momentu působícímu proti změně rychlosti. [4]

## 2.3 Silové účinky výfukových plynů

Základním principem turbín je převod hydraulické energie na energii mechanickou, kdy nejprve dochází k přeměně tlakové a vnitřní energie tekutiny v kinetickou energii proudu, jež se vlivem silového působení mezi tekutinou a lopatkami rotoru přenáší na rotor. K přenosu energie z proudu na rotor dochází v tzv. lopatkovém kanálu turbíny. U radiální turbíny má proud přicházející do lopatkového kanálu radiální směr a po průchodu turbínou má na výstupu směr axiální.

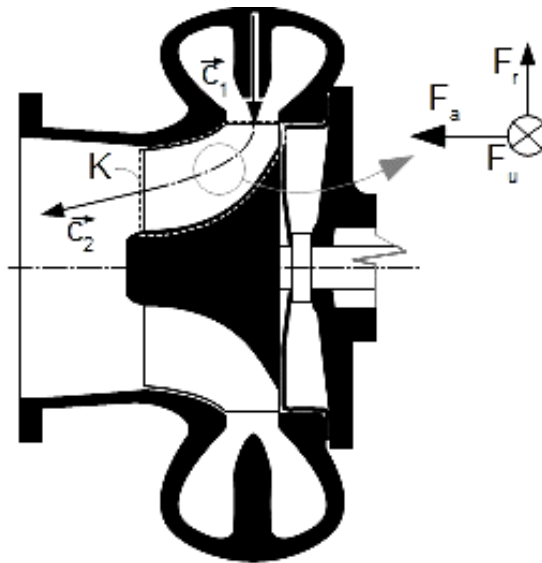
Při průchodu tekutiny lopatkovým kanálem dochází ke změnám velikosti a směru rychlosti, tedy ke změnám hybnosti. Proto se zde dá aplikovat věta o změně hybnosti. Je tedy vycházeno z faktu, že změna hybnosti kapaliny je způsobena vnějšími silami (působení rotoru na tekutinu), které mají opačný směr než síly, kterými působí kapalina na turbínu.

Síla působící na lopatky turbínového kola se dá rozložit do jednotlivých směrů viz obr. 2.3, kde  $F_u$  značí obvodovou složku,  $F_r$  radiální,  $F_a$  axiální a  $F$  jejich součet, stejné indexy se používají i k označení směrů absolutní rychlosti tekutiny  $c$  (zde se před označení směru přidává ještě index 1 pro vstup a 2 pro výstup z lopatkového kanálu. [5])

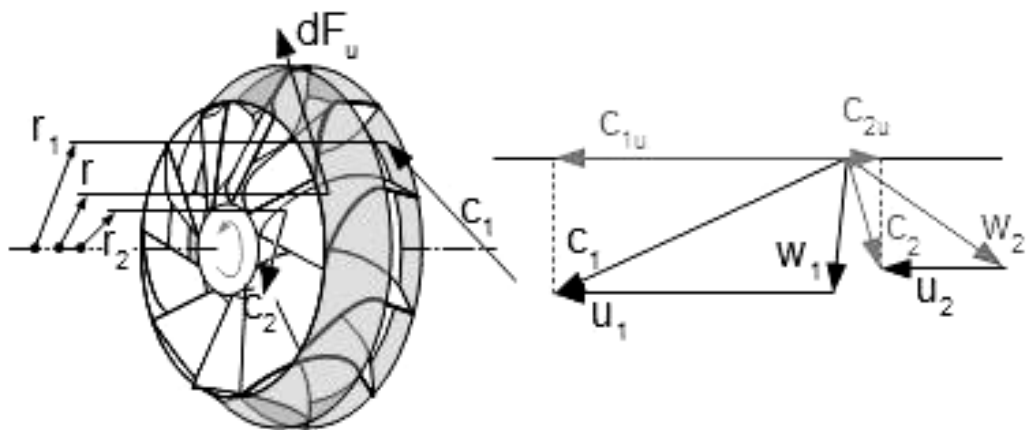
Tyto síly mají za důsledek aktivaci oběžného kola, tedy vznik silových účinků. Jeden z hlavních účinků je vznik silového momentu na hřídeli oběžného kola, jedná se o krouticí moment  $M_k$  vztažený k ose rotace, také nazývaný jako točivý moment, který je vytvořen obvodovými silami  $F_u$ . Jeho velikost závisí na obvodové složce absolutní rychlosti tekutiny  $c_u$ , což je důsledkem změny hybnosti tekutiny při průchodu kanálem způsobenou touto složkou. Tato interpretace je nazývána Eulerova turbínová rovnice a dá se zapsat jako:

$$\begin{aligned} M_k &= \dot{m}(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) = \\ &= r F_u = -M_R. \end{aligned} \tag{2.8}$$

$M_r$  označuje velikost momentu, kterým působí oběžné kolo na kapalinu,  $\dot{m}$  hmotnostní tok a  $r_1$ ,  $r_2$  jsou vnější poloměry oběžného kola na vstupu a výstupu, jak je zřejmé z obr. 2.4. Pro popis vzniku kroutícího momentu na hřídeli turbokompresoru byla zvolena Eulerova rovnice, stejně tak by byla využitelná rovnice Žukovského, či Bernoulliho.



2.3 Síly působící na lopatky oběžného kola [10]



2.4 Složení absolutní rychlosti tekutiny [10]

V pravé části obrázku 2.4 se nachází rychlostní trojúhelník pro vstupní a výstupní rychlost. Absolutní rychlost vzniká složením rychlosti relativní  $w$ , což je rychlost tekutiny vztahována k lopatkovému kanálu, a obvodové rychlosti  $u$ , která má nulové složky v radiálním a axiálním směru a je funkcí úhlové rychlosti  $\omega$  a poloměru  $r$ .

Vznik kroutícího momentu je požadovaný důsledek přeměny energie proudu na obvodovou práci, což má za následek roztočení kompresoru a celou funkci turbodmychadla.

## 2.4 Vliv momentu setrvačnosti

V předchozích kapitolách byly popsány základní vztahy pro rotační pohyb a funkci turbíny, které jsou cestou k pochopení vlivu momentu setrvačnosti na chod turbodmychadel.

Ze vztahu zapsaného v rovnici (2.7) je zřejmá přímá úměra mezi velikostí momentu setrvačnosti a kroutícím momentem. Lze říci, že k uvedení do pohybu, či zrychlení oběžného kola s malým momentem setrvačnosti stačí menší hodnoty krouticího momentu. To stejné platí i pro kinetickou energii, viz rovnice (2.3).

Zároveň rovnice (2.7) ukazuje závislost mezi momentem setrvačnosti a silovým momentem působícím proti změně rychlosti. Se snížením momentu setrvačnosti, se oběžné kolo začne chovat pružněji s ohledem na změny rychlosti. Nejvýznamnější roli hraje moment setrvačnosti při změně otáček turbodmychadla tedy při změně zatížení, případně rychlosti automobilu. Ostatně jak popsal Giakoumis [11] dynamická rovnice pro turbodmychadlo může být zapsána následovně:

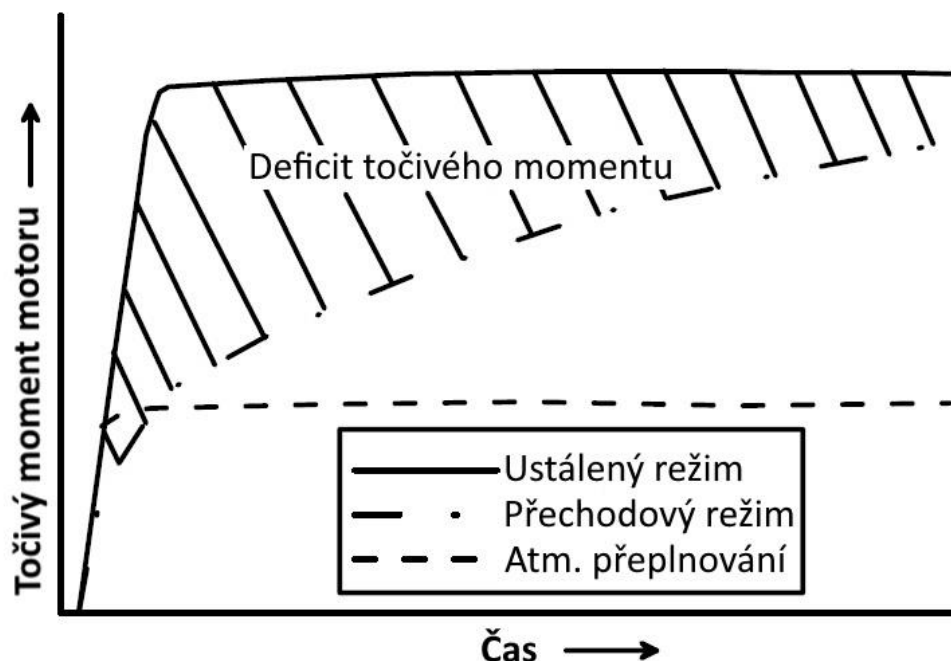
$$\eta_{mTC} M_t - |M_C| = G_{TC} \frac{d\omega_{TC}}{dt}, \quad (2.9)$$

kde  $M_T$  značí točivý moment turbíny vyvolaný prouděním, označený v rovnici (2.8) jako  $M_k$ , zde snížený hodnotou  $\eta_{mTC}$ , což je mechanická účinnost turbodmychadla (do ní spadají hodnoty tření v ložiscích atd.),  $M_C$  označuje točivý moment kompresoru, tedy moment, který kompresor odebírá systému, potřebný ke stlačení vzduchu a pravá strana je shodná s pravou stranou rovnice (2.7) a  $G_{TC}$  značí moment setrvačnosti rotoru celého turbodmychadla.

### 2.4.1 Přechodový režim

Vliv momentu setrvačnosti se nejvíce projevuje při určité změně zatížení, k tomuto dochází například zvýšením množství dodávaného paliva v reakci na stlačení plynového pedálu (např. akcelerace), zvýšení zatížení při stálém množství paliva (u automobilů např. jízda do kopce), či při studeném nebo teplém startu (tímto režimem se práce vzhledem k absenci jeho dynamického charakteru nebude zabývat). Výše zmíněné provozní režimy se řadí do přechodových a jejich charakteristika bude rozebrána v této kapitole.

Přesto že mají přeplňované spalovací motory mnoho výhod, vyskytuje se u nich zhoršená charakteristika točivého momentu (při nízkém zatížení a v přechodovém režimu oproti motorům s atmosférickým sáním, kde točivý moment sice nedosahuje v ustálených podmínkách tak vysokých hodnot jako u přeplňovaných motorů, má však v průběhu akcelerace lineární průběh. Na obrázku 2.5 je porovnání průběhu točivého momentu těchto motorů, doplněné o potencionální výkon přeplňovaného turbodmychadla za ustálených provozních podmínek.

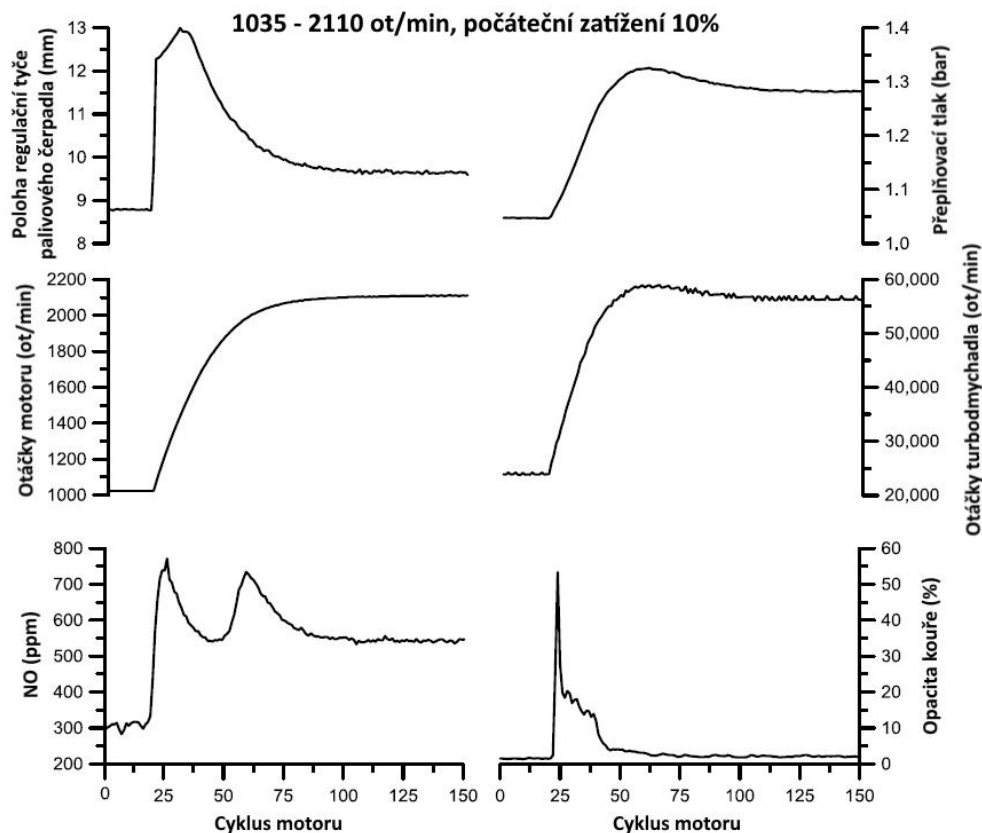


Obr. 2.5. Průběh točivého momentu přepřňovaného a atmosférického motoru [11]

Graf z obrázku 2.5 naznačuje, že motor není schopen dosáhnout svého kvazistatického výkonu (točivý moment a výkon) během přechodového režimu, což vede k deficitu točivého momentu, který ovlivňuje celý přechodový děj a s ním i podíl emisí vyprodukovaných spalováním. Tato zpomalená reakce na změnu zatížení se obecně nazývá turbo efekt (čas mezi otevřením škrticí klapky čerpadla a dodáním natlakovaného vzduchu do motoru). [11]

Dalším fenoménem spojeným s momentem setrvačnosti je tzv. boost threshold, prahová hodnota otáček pod kterou spaliny přicházející do turbodmychadla nedosahují dostatečných hodnot kinetické energie potřebné k roztočení kompresoru, následnému stlačení vzduchu a k vytvoření přepřňovacího tlaku. Zde je vliv momentu setrvačnosti patrný z rovnice pro kinetickou energii (2.3). Pokud hovoříme o turbo efektu nacházíme se již za mezí boost threshold. [12]

Vliv přechodového režimu na výstupní charakteristiky motoru byl popsán v mnoha pracích [11], [19], [20], jejichž výstupem jsou závislosti zobrazeny na obr. 2.6, tedy přechodový děj diesellového motoru (akceleraci) v rozmezí hodnot otáček mezi 1035 a 2210 ot/min. Pro přehlednost byly zvoleny následující parametry: poloha regulační tyče palivového čerpadla, jako přímo související parametr s polohou plynového pedálu, plnicí tlak, otáčky motoru a otáčky turbodmychadla, z důvodu vlivu na výkon motoru a nakonec podíl oxidů dusíku a opacita (neprůhlednost) kouře jako měřítko množství emisí palin. [11]



Obr. 2.6 Charakteristiky motoru v přechodovém režimu [11]

Poloha regulační tyče palivového čerpadla je ovládána pedálem plynu a regulátorem otáček. Její poloha udává množství vstřikovaného paliva do válců motoru. Jak je vidět na obr. 2.6, tak přepíňovací tlak, otáčky motoru i turbodmychadla mají prodlevu oproti poloze regulační tyče, což dokazuje tvrzení předchozích kapitol.

Ve spodní části obr. 2.6 jsou grafy s hodnotami podílu oxidu uhelnatého ve výfukových plynech a s procenty opacit kouře. Zde lze pozorovat velký nárůst obou hodnot při přechodovém režimu a následný pokles při ustálení.

Přechodový režim je tedy jak z hlediska výkonu, tak i emisí značně neefektivní a vývojovou tendencí je proto se přechodovému režimu vyhnout nebo jeho interval zkrátit na minimum.

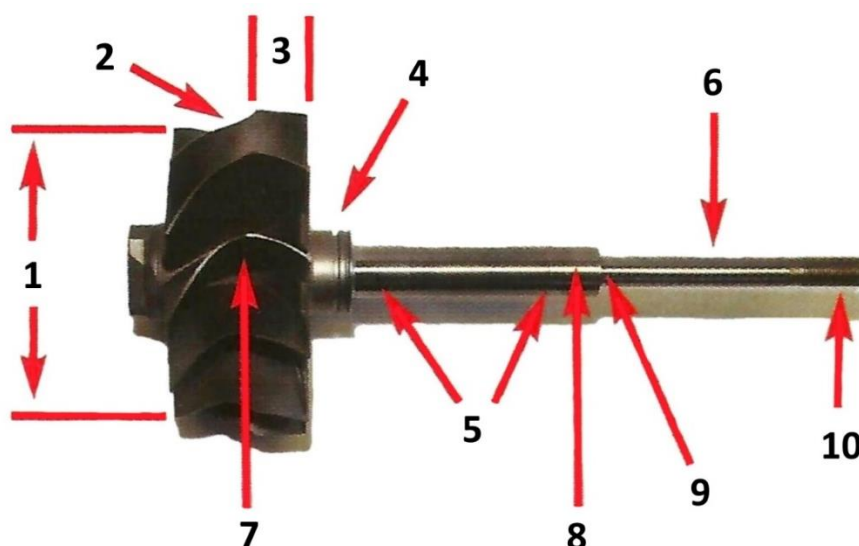
Dle rovnice (2.9) z předešlé kapitoly se snížením momentu setrvačnosti rotačních částí turbodmychadla může dosáhnout většího zrychlení při stejných parametrech zatížení. Lze tedy snížit dobu potřebnou pro náběh otáček, kterou se dá nazvat intervalem přechodového režimu.

## 2.5 Oběžné kolo radiální turbíny

Hlavní činností turbíny je pohánět kompresor pomocí energie výfukových plynů, ty k oběžnému kolu radiální turbíny proudí v radiálním směru a vystupují z turbíny ve směru axiálním, proto se občas používá název radiálně-axiální turbína.

Turbína se skládá z turbínové skříně (obr. 21) a turbínového kola, tento název se v praxi používá pro označení oběžného kola turbíny společně s hřídelí, jelikož na rozdíl od kompresoru je k turbíně hřídel připojena pevně pomocí svaru, viz obr. 2.7, v případě letadel, jsou dokonce vyrobeny v jednom kuse. Turbínové kolo je odléváno s vysokou přesností a je nejnákladnějším komponentem turbodmychadla, zejména kvůli pokročilým materiálům, ze kterých je vyráběno. Nejčastěji se používají super slitiny s vysokým obsahem niklu, kvůli jejich vysoké pevnosti, odolnosti vůči korozi a extrémním teplotám, kterých výfukové plyny při vstupu do turbodmychadla dosahují (až 1000 °C). Dále se používají slitiny titanu či keramika, která má sice nízkou hustotu a vysokou pevnost, je ovšem křehčí a nákladnější, tudíž se zatím v komerční sféře nevyužívá. [1]

Na obrázku 2.7 je zobrazeno oběžné kolo turbíny (7), průměr (1) značí výstup turbínového kola a rozměr (3) zase vstup, část hrany lopatek mezi vstupem a výstupem se nazývá kontura turbínového kola (2). Hřídel s osazením (9) je označena číslem (8), na ní se nacházejí plochy pro ložiska (5), pístní a těsnicí kroužky a je zakončena čepem (6) s válcovaným závitem (10) pro připevnění kompresoru.



Obr. 2.7 Turbínové kolo [13]

### 2.5.1 Namáhání turbínového kola

Požadavky na funkčnost turbínového kola jsou vysoké, jelikož musí odolávat pracovním podmínkám, jako jsou teploty pohybující se typicky okolo hodnot 650-750 °C a rychlosti cca 300 000 ot/min. Díky těmto pracovním podmínkám může v turbínovém kole dojít k různým mezním stavům nebo k jejich kombinaci. K porušení dochází z pravidla v lopatkách, a to vzhledem k jejich tloušťce a tvaru v porovnání s masivním tělem kola. K jejich porušení může dojít vlivem napětí, tečení materiálu, neboli creepu, či únavou.

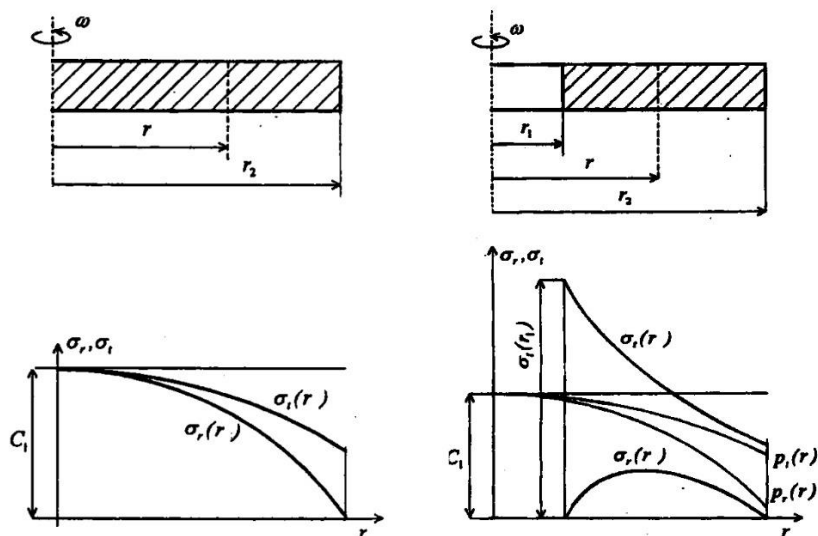
Na vznik napjatosti v oběžném kole má největší podíl odstředivá (centrifugální) síla  $F_o$  způsobena rotací. Vztah pro elementární odstředivou sílu působící na rotující těleso je zapsán v rovnici (2.10). [4]

$$dF_o = dm r \omega^2 \quad (2.10)$$

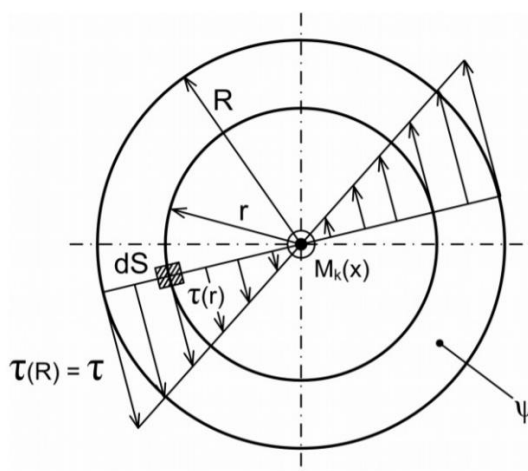
Odstředivé síly způsobují v rotujícím tělese napjatost a její rozložení je přibliženo na nezátíženém rotujícím kotouči na obr. 2.8, kde jsou zobrazeny průběhy hlavních napětí závislé na poloměru  $r$ , pro plný kotouč i mezikruží. radiální napětí  $\sigma_r$  musí být na volném konci nulové, jelikož má směr normály k okraji kotouče. Jeho maximum je ve středu, pokud se jedná o plný kotouč, kde se má stejnou hodnotu jako napětí tečné  $\sigma_t$  a u mezikruží se maximum nachází mezi malým a velkým průměrem, pozice maxima se odvíjí od jejich poměru. Tečné napětí  $\sigma_t$  má u mezikruží maximální hodnotu na malém průměru, jedná se o napětí, které tvoří hlavní složku napjatosti na povrchu rotovaných těles. [22]

Menší ne však zanedbatelný podíl má krouticí moment vzniklý tangenciální složkou rychlosti proudění. Silový moment je projevem odlišných velikostí tlaků vzniklých prouděním v lopatkovém kanálu. Rozložení napjatosti v těle oběžného kola vniklé krouticím momentem může být demonstrováno na prostém krutu prismatického nosníku s kruhovým průřezem. Rozložení smykového napětí je zobrazeno na obr. 2.9 a vztah pro jeho výpočet v závislosti na vzdálenosti od středu  $r$  je popsán v rovnici (2.11), kde  $\tau_k$  značí smykové napětí způsobené krouticím momentem  $M_k$  a  $J_p$  označuje polární moment průřezu prutu. [21]

$$\tau_k(r) = \frac{M_k}{J_p} r \quad (2.11)$$



Obr. 2.8 Rozložení napětí při rotaci nezatíženého kotouče a mezikruží [22]



Obr. 2.9 Rozložení napětí při prostém krutu [21]

Jelikož se silové účinky krouticího momentu přenáší z proudícího média na hřídel turbodmychadla přes plochy lopatek, vznikají v kořenech lopatek ohybová napětí. V těchto místech jsou tedy očekávané koncentrace vyšších napětí.

V neposlední řadě jsou to napětí vzniklá teplotní roztažností. Teplota způsobuje teplotní přetvoření, a to má za následek vznik napětí. Tento vztah pro elastický materiál je zapsán do rovnice (2.11), kde  $\sigma_{tem}$  značí napětí vzniklé teplotní roztažností,  $E$  je modul

pružnosti materiálu,  $\varepsilon_{tem}$  přetvoření vlivem změny teploty,  $\alpha$  teplotní roztažnost a  $\Delta T$  změnu teploty. [21]

$$\sigma_{tem} = E \varepsilon_{tem} = E \alpha \Delta T \quad (2.12)$$

Při návrhu oběžného kola je snaha přesunout vyšší napětí z těla oběžného kola na lopatky, aby při překročení maximální rychlosti došlo k odlomení lopatky místo prasknutí destrukce silnějšího těla, což by způsobilo větší škody.

Napětí vzniklá výše zmíněnými vlivy mohou být spočítána metodou konečných prvků, za předpokladu správných okrajových podmínek a budou objektem zkoumání této diplomové práce.

Creep se u oběžného kola musí uvažovat, jelikož je zatěžováno simultánně vysokou teplotou i napětím. Creepová životnost lopatek je funkcí mnoha parametrů jako jsou změny teplot a zatížení v čase (funkce běhu motoru), geometrie lopatek, složení slitiny, kvalita lití a následné tepelné zpracování. Ne vždy jsou dostupná spolehlivá data, a proto se konstruktéři uchylují k odhadnutí životnosti na základě zkušeností.

Proměnně napětí v přechodovém, či nestacionárním stavu jsou často více limitující než napětí ve stavu stacionárním. Většinou jsou teplotní a vznikají vlivem změny toku paliva, kdy se lopatky zahřívají rychleji než tělo kola a vzniká v jejich patě tahové napětí, v tomto případě je tedy třeba počítat s nízkou cyklovou únavou. Avšak její výpočet je pro automobilové využití velice obtížný, jelikož závisí na způsobu jízdy. Další oblastí je únava vlivem vibrací při rezonanční frekvenci, proto se klade důraz i na zjištění vlastních frekvencí turbínového kola a jejich posun nad hranice pracovních frekvencí. Nicméně i přes správný postup při návrhu turbínového kola vznikají porušení vysoko únavovými cykly. Za tímto problémem většinou stojí koncentrace vrubového napětí způsobena nepřesností při výrobě, ztenčení lopatky vlivem eroze, či tření mezi hranou lopatky a turbínovou skříní. To je důvod, proč musí být každé turbínové kolo vyzkoušeno fyzicky na zkušebně. [1]

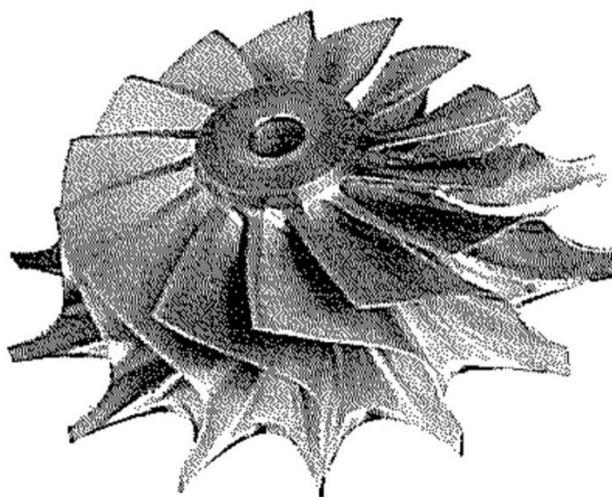
## 2.5.2 Dosavadní řešení snížení momentu setrvačnosti

Otázka snížení momentu setrvačnosti rotujících částí turbodmychadel je kladena již od počátku vývoje turbodmychadel. Rovnice (2.4) ukazuje na tři možnosti snížení setrvačnosti rotujícího tělesa, a tím je snížení hustoty, snížení objemu a přesun objemu tělesa blíže k ose rotace. Všechny zmíněné způsoby byly již v minulosti realizovány, avšak každý s sebou společně s výhodami snížených setrvačných účinků nese i řadu nevýhod.

Co se týká snížení hustoty oběžného kola, toho může být dosaženo změnou materiálu. V současné době se začínají využívat keramické materiály, jedná se ale o nákladné řešení a oběžné kolo, takto vyrobené, je velmi křehké, tudíž mnohem více náchylné na destrukci při vniknutí tuhého tělesa.

Snížení objemu se v současné době realizuje použitím tzv. scalloped surface, neboli pomocí vykrojení prostoru mezi jednotlivými lopatkami, toto řešení je zobrazeno na obr. 2.10. Jedná se o konstrukci, která snižuje moment setrvačnosti i hodnoty napětí na oběžném kole, jelikož se sníží hmotnost v nejvzdálenějších místech od osy, viz rovnice (2.10). Tato konstrukce ovšem zvyšuje ztráty proudění a má negativní dopad na jeho charakter. [14]

Další možností využití výhod sníženého momentu setrvačnosti je použití dvou menších turbodmychadel, toto řešení je ale opět mnohem složitější, než při použití samostatného turbodmychadla a také prostorově náročnější. [1]



Obr. 2.10 Konstrukce oběžného kola – Scalloped surface [1]

## 3 Analýza úlohy

### 3.1 Systém podstatných veličin

K vyřešení problému je třeba definovat systém podstatných veličin. Ten byl vytvořen na základě [15] následovně:

- **S0 - Veličiny popisující okolí objektu**

Do této podmnožiny patří hřídel turbodmychadla a výfukové plyny proudící v lopatkovém kanálu, které budou zastoupeny jejich teplotou a tlakem na povrchu oběžného kola.

- **S1 - Veličiny popisující geometrii a topologii objektu (S1)**

Geometrie objektu je dána 3D modelem oběžného kola turbíny dodaným společností Garrett.

- **S2 - Veličiny popisující vazby a interakce objektu s okolím**

Oběžné kolo je s hřídelí pevně spojeno, v tomto případě bude tedy plocha reprezentující spojení s hřídelí vetknuta, výfukové plyny interagují s objektem formou přenosu teploty a tlaku.

- **S3 - Veličiny popisující aktivaci objektu s okolím**

K aktivaci oběžného kola dochází vlivem interakce s výfukovými plyny a rotací kola, jež je reprezentována odstředivou silou.

- **S4 - Veličiny popisující ovlivnění objektu okolím**

Do této podmnožiny patří přestup tepla do oběžného kola, díky kterému se mění materiálové vlastnosti.

- **S5 - Veličiny popisující vlastnosti jednotlivých prvků objektu**

Vlastnosti objektu jsou charakterizovány pomocí modelu materiálu oběžného kola, ten je volen elasto-plastický, homogenní a izotropní, je zadán pomocí křivek v závislosti na teplotě, aby co nejlépe ilustroval chování skutečné součásti.

- **S6 - Veličiny popisující procesy probíhající na objektu**

Reakce objektu na aktivaci je pohyb jednotlivých částí objektu a přenos sil v objektu. Další proces probíhající na objektu je tepelné ovlivnění materiálových vlastností kvůli nerovnoměrnému rozložení teplot.

- **S7 - Veličiny popisující projevy (chování) objektu**

Veličiny popisující projevy objektu jsou deformace, nebo-li posuv jednotlivých částí oběžného kola a napjatost, která je charakterizována tenzorem napětí.

- **S8 - Veličiny popisující důsledky projevů (chování) objektu**

Důsledkem projevů může být dosažený určitých mezních stavů.

### 3.2 Metoda řešení

Problém byl v kapitole 1.2 formulován jako topologická optimalizace stávajícího objektu, jde tedy o opakování úlohy výpočtu napětí a následné upravení geometrie. Problém sestává z přímého příčinného problému určení napětí na součásti, kdy do algoritmu vstupují veličiny z podmnožin S0 - S5 a výstupem jsou podmnožiny S6 - S7 a následně z nepřímého příčinného problému, čímž je tvorba topologických úprav v závislosti na výsledcích původní varianty. Při topologické optimalizaci bude jedinou měněnou podmnožinou, podmnožina S1 a po její úpravě bude následovat opět výpočet napětí.

Úloha výpočtu napětí může být kategorizována jako statická, jelikož řešíme ustálený stav turbodmychadla s konstantními otáčkami a lze ji zařadit do obecné pružnosti pevnosti a mechaniky tekutin, z důvodu zahrnutí vlivu proudění plynů.

Při výběru metody řešení, je nutné hledět na její efektivitu, věrohodnost a dostupnost. Jelikož se jedná o geometricky komplikovanou součást, analytická metoda není příliš vhodným nástrojem. Dalším faktorem jsou technologická a finanční náročnost výroby, či fyzického zkoušení součásti, čímž odpadá možnost přímého přístupu ale i experimentu. Metodou k řešení je tedy s přihlédnutím k předešlým řádkům simulační výpočtové modelování (numerické modelování). To je realizované pomocí softwaru ANSYS Workbench.

### 3.3 Software

Simulace procesu bude probíhat pomocí výpočtového modelování metodou konečných prvků v softwaru ANSYS Workbench 19 R3 jehož výuka je součástí studia na Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky na fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. K účelům práce jsou využity licence ANSYS Academic Research, které jsou na fakultních počítačích pro studenty volně dostupné pro účely vypracování diplomových prací. Pro úpravu obrázku byl použit program Paint.net.

K dosažení výsledků byl využíván počítač z učebny ÚMTMB A2/716 s procesorem AMD Ryzen 5 1500X Quad-Core Processor 3.50 GHz a operační pamětí 16 GB.

## 4 Výpočtové modelování pro základní variantu

Vytvoření modelu pro daný problém je jeden z nejdůležitějších úkolů při realizaci výpočtového modelování. Je třeba dbát zejména na kvalitu diskretizace, u numerického modelování se jedná o kvalitu sítě a na věrohodnost okrajových podmínek. Zároveň je však celý výpočet limitován výpočetním výkonem a použitými prostředky, proto dochází u tvorby modelu k určitým zjednodušením, která však musí být vždy kompromisem mezi dostupnými prostředky a reálnou situací. Zjednodušení mohou být provedena v mnoha způsobech, např. zjednodušení geometrie, či vynechání určitých prvků, vždy s přihlédnutím k dané situaci. V dalších kapitolách budou tato zjednodušení popsána.

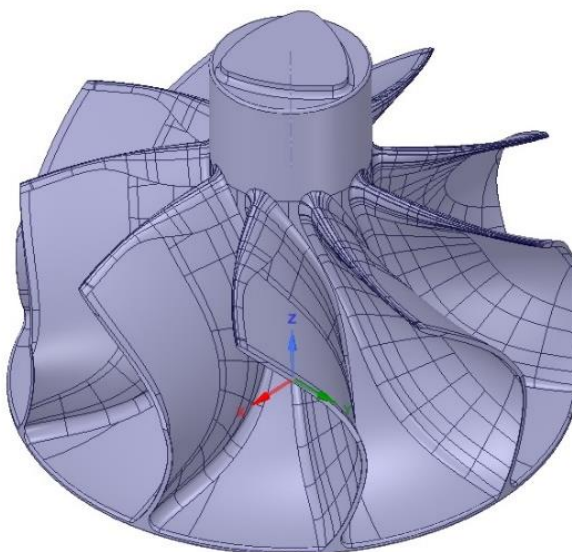
Jelikož je oběžné kolo radiální turbíny aktivováno prouděním spalin o vysokých teplotách, je k určení jeho napjatosti zapotřebí uskutečnit tři na sebe navazující úlohy. Nejdříve je v kapitole 4.2 provedena analýza výfukových plynů proudících přes oběžné kolo, pro zjištění jejich tepelných a tlakových účinků na povrchu oběžného kola. Poté v kapitole 4.3 následuje termální analýza prostupu tepla do objemu kola. Strukturální analýza s využitím výsledků z termální analýzy i analýzy proudění bude provedena v kapitole 4.4.

### 4.1 Vstupní data

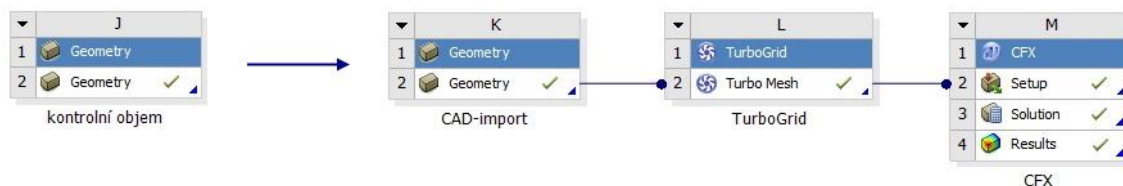
Vstupní data pro řešení problému diplomové práce byla dodána společností Garrett, zde musí být uvedeno, že jak geometrie, tak provozní podmínky jsou součástí know-how společnosti a jsou vázány firemním tajemstvím. Tudíž jsou v této diplomové práci určité veličiny označeny pouze jako proměnné (označení závorkou). Hodnoty napětí budou vyjádřeny v násobcích procent maximální hodnoty napětí naměřené na původní variantě. Takto vzniklá veličina bude značena PMS (Percent of Maximum Stress) a její jednotka je [%]. Data byla předána ve formě 3D CAD modelu oběžného kola radiální turbíny formátu STEP, viz obr. 4.1 a informací ohledně operačních podmínek zapsaných v tabulce 4.1.

| Vstupní data                          |                                         |
|---------------------------------------|-----------------------------------------|
| Průměr oběžného kola                  | $D = (D) \text{ mm}$                    |
| Obvodová rychlost                     | $v_o = 580 \text{ m/s}$                 |
| Tlak na vstupu do turbíny (absolutní) | $p_{in} = (p) \text{ bar}$              |
| Teplota na vstupu do turbíny          | $t_{in} = 780 \text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Hmotnostní tok v turbíně (korigovaný) | $\dot{m} = (\dot{m}) \text{ kg/s}$      |
| Tolerance mezi lopatkou a krytem      | $x_t = (x_t) \text{ mm}$                |
| Materiál                              | Vysokoteplotní niklová<br>superslitina  |

Tabulka 4.1



Obr. 4.1 CAD model oběžného kola



Obr. 4.2 Postup CFD analýzy

## 4.2 Analýza proudění

Analýza proudění plynů přes lopatky oběžného kola je provedena v programu Ansys CFX R15.0, který se v průmyslu používá pro řešení proudění tekutin s využitím CFD neboli výpočetní dynamiky tekutin. Tento software řeší třírozměrnou Navier-Stokesovu rovnici na síti tvořené implicitními konečnými prvky (objemy). [16]

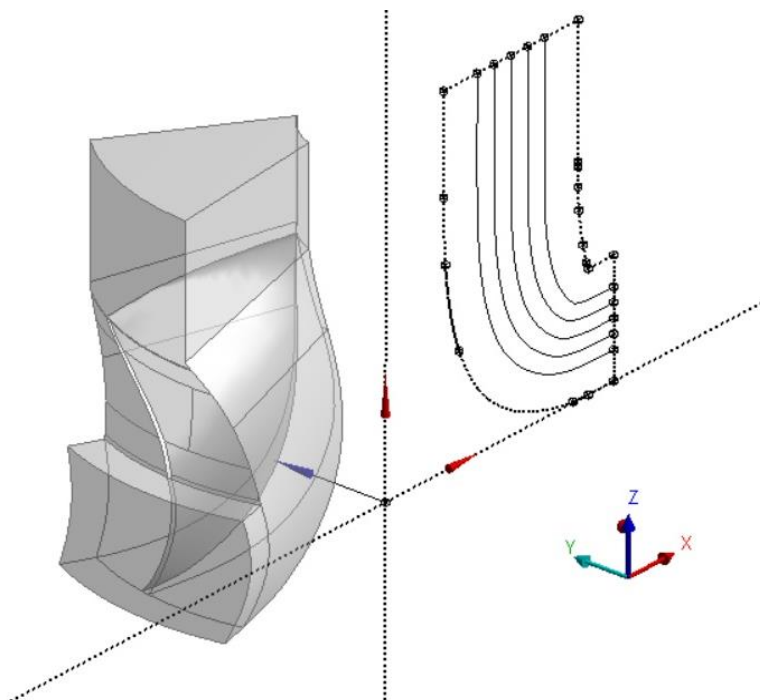
Pro CFD analýzu bude využito nástrojů softwaru Ansys a to nástroje Blade Modeler (implementovaný v Desing Modeleru) a TurboGrid, pro vytvoření geometrie a sítě, na přípravu a postprocessing výpočtu bude využito CFX-Pre a CFX-Post. Postup popsany v kapitolách 4.2.1 až 4.2.4 se bude řídit dle schématu zobrazeného na obr. 4.2

#### 4.2.1 Model geometrie kontrolního objemu

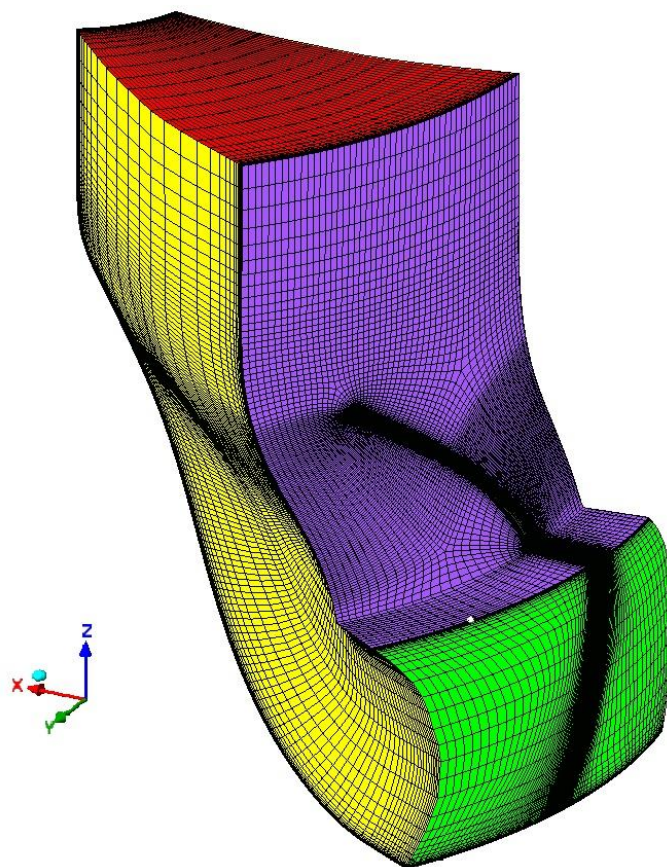
Pro CFD analýzu je nutné vytvořit kontrolní objem, který bude reprezentovat prostor proudění výfukových plynů. Jak je vidět z obr. 4.1 je geometrie kola členěna na mnoho malých ploch, což by mohlo u diskretizace a výpočtu způsobovat problémy, proto bylo nejdříve přistoupeno ke sloučení ploch na lopatky (v SW označení blade), těle turbínového kola (hub) a k odstranění rádiusů u paty lopatky, aby mohlo dojít k parametrizaci, tedy vytvoření souboru CAD-import (funkce Blade Modeler) a následnému importu do geometrie do TurboGrid. Na obr. 4.3 je zobrazen kontrolní objem jako vstup pro vytvoření CAD-import souboru a geometrie proudnic kontrolního objemu v meridiánovém řezu jako výsledek po načtení CAD-import souboru.

#### 4.2.2 Diskretizace fluid domény

Síťování bylo provedeno v nástroji TurboGrid, který je plně kompatibilní se soubory CAD-import a byl vytvořen pro tvorbu sítě spojenou s výpočty turbodmychadel. TurboGrid automaticky vytváří jemnou hexaedrální síť, která se zhušťuje směrem ke stěnám a respektuje proudnice zadané souborem CAD-import. Nicméně pro dosažení konvergence je potřeba upravit parametry sítě, k čemuž pomáhá i funkce Mesh Analysis, která vyhodnocuje elementy s nesplněnými geometrickými parametry. Výsledná síť je zobrazena na obr. 4.4. a sestává se z 423 792 hexaedrálních elementů a 451 215 uzlů.



Obr. 4.3 Kontrolní objem a CAD-import data



Obr. 4.4 Síť vytvořená v nástroji TurboGrid

#### 4.2.3 Okrajové podmínky a nastavení výpočtu

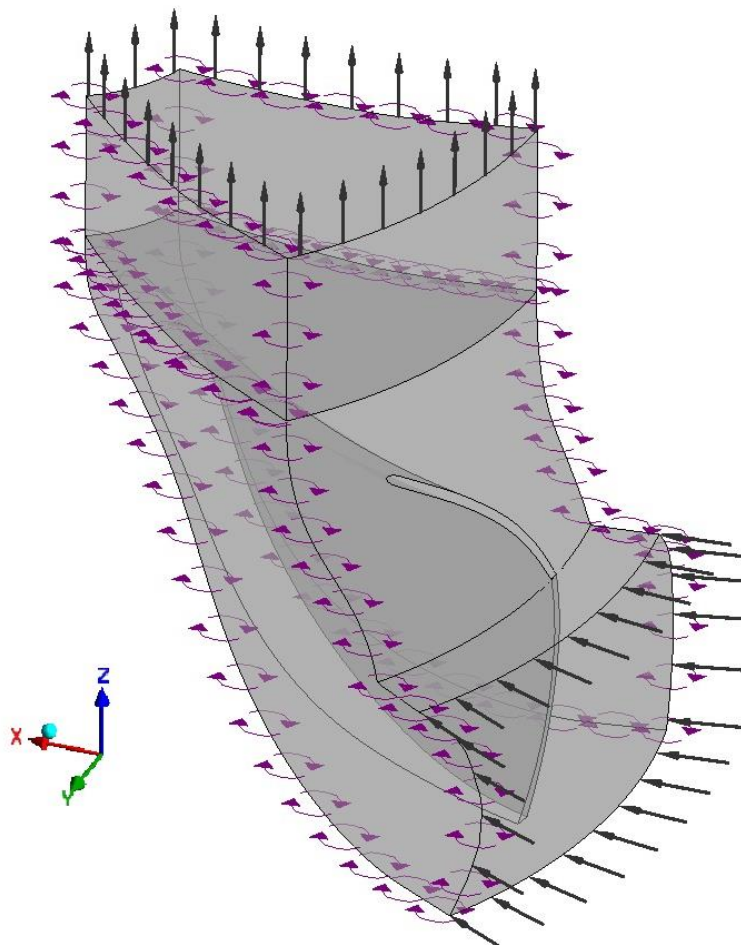
Požadovaným výstupem z analýzy je tlak působící na oběžné kolo a teplota povrchu a koeficient přestupu tepla – HTC (Heat Transfer Coefficient). Ve výpočtu CFD se bude počítat pouze kontrolní objem bez solidové lopatky a výsledky z ploch stěn (geometrie kola) budou následně namapovány na síť geometrie kola, čímž nedojde ke zkreslení výsledků tlaků na lopatku, ale pouze k ovlivnění hodnot koeficientu přestupu, tedy na lopatce bude ve výsledku o něco vyšší teplota, což posouvá výpočet na stranu vyšší bezpečnosti. Zároveň budou výsledky aplikovatelné i na topologicky upravené geometrie.

Jelikož se jedná o úlohu s výskytem turbulentního proudění je nutné k tomuto jevu vybrat správný přístup řešení. Tím byl zvolen Wilcoxův model proudění  $k-\omega$ , jelikož se jedná o model, jehož nepřesnost se zvyšuje směrem od stěny, tedy u stěn má nejvyšší výpovědní hodnotu a oproti ostatním není tak náročný na jemnost sítě, což je vzhledem k požadavkům na výstupy analýzy ideální. [16]

Typ analýzy byl zvolen jako ustálený (Steady-State), soustava adiabatická, model proudění k- $\omega$ , jak bylo řečeno výše a tekutina jako ideální plyn. Kritérium konvergence je RMS – Cauchyho kritérium jeho hodnota pro dosažení konvergence je  $1E-05$ , výpočet je nastaven na maximální počet iterací 5000.

Plochy oběžného kola jsou definovány jako stěny, řezy segmentu (kraje kontrolního objemu) jako periodické stěny. Na vstup do kontrolního objemu byla zadána okrajová podmínka statického tlaku a teploty, na výstup poté korigovaný hmotnostní tok podělený 9, jelikož kontrolní objem obsahuje pouze jednu lopatku z 9. Na celý objem je zadána úhlová rychlost kolem osy z spočtena v rovnici (4.1). Okrajové podmínky jsou znázorněny na obr. 4.5.

$$\omega = \frac{v_o}{\frac{D}{2}} = \frac{580}{\frac{D}{2}} = \frac{1160}{D} \text{ rad/s} \quad (4.1)$$



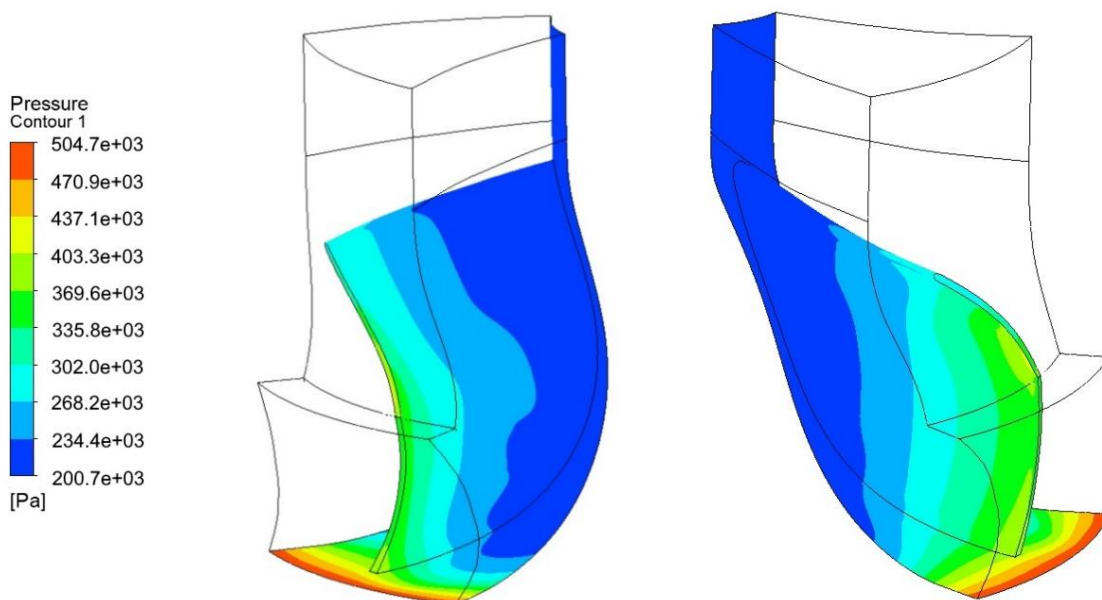
Obr. 4.5 Umístění okrajových podmínek kontrolního objemu

#### 4.2.4 Výsledky CFD analýzy

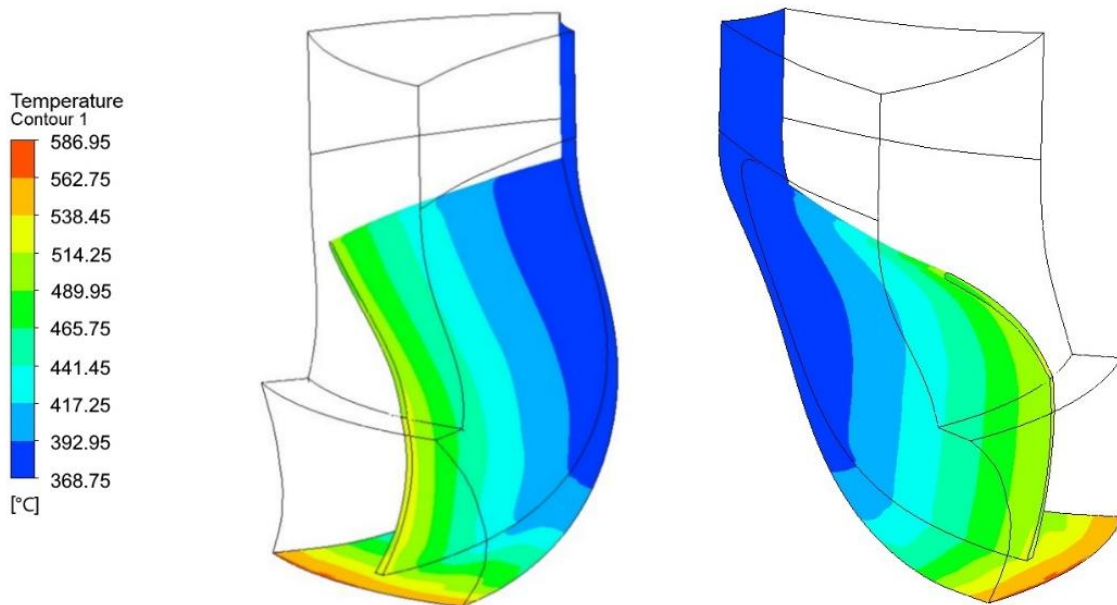
K dosažení stanovené hodnoty konvergenčního kritéria RMS došlo po přibližně 250 iteracích. Výpočet pokračoval až do 5000 iterací, kdy hodnoty residuí mírně oscilovaly kolem konstantní hodnoty. Výsledkem je tedy rozložení tlaku na povrchu oběžného kola znázorněné na obr. 4.6 a rozložení teploty na obr. 4.6., tyto hodnoty společně s koeficientem přestupu tepla byly exportovány do textového dokumentu, aby mohly být použity v následujících výpočtech. Dokument obsahuje souřadnice  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , hodnotu tlaku, teploty a HTC pro každý uzel z požadované oblasti.

Z výsledků vyplývá, že maximální hodnota tlaku je 504,7 kPa a to na vstupu do oběžného kola. Tlak klesá ve směru proudění výfukových plynů a vyšší hodnoty se nachází na přetlakové straně lopatky, což splňuje teorii obtékání lopatky, rozdíl tlaků bude tím pádem způsobovat sílové účinky na lopatku a ohybový moment v kořeni lopatky, jak bylo řečeno v kapitole 2.5. [10]

Rozložení teploty na povrchu oběžného kola klesá stejně jako tlak směrem k výstupu, maximum se nachází na hraně oběžného kola.



Obr. 4.6 Rozložení tlaku



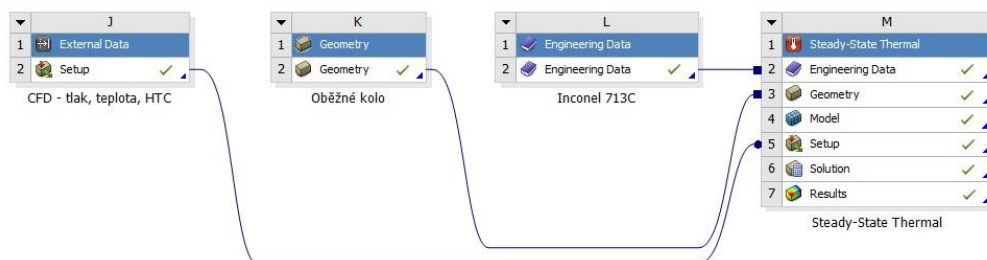
Obr. 4.7 Rozložení teploty

### 4.3 Termální analýza

Termální analýza slouží ke stanovení teploty uvnitř oběžného kola, ta bude dále použita jako okrajová podmínka strukturální analýzy pro zohlednění napjatosti vzniklé teplotní roztažností. Hodnoty teploty a HTC byly exportovány a přes nástroj External Data importovány jako zatížení do termální analýzy (Steady-State Thermal). Struktura termální analýzy je zobrazena na obr. 4.8.

#### 4.3.1 Materiálový model

Jak je uvedeno v tabulce 4.1 oběžné kolo turbíny je vyrobeno z vysokoteplotní niklové superslitiny (označení slitiny je důvěrná informace společnosti Garrett). Tyto superslitiny se běžně používají pro oběžná kola turbodmychadel, pro jejich vysokou teplotní odolnost a pro další výhody, které jsou popsány v kapitole 2.1. Materiálové vlastnosti použité superslitiny byly zadány v závislosti na teplotě a zapsány do tabulky 4.2. Tyto materiálové charakteristiky vychází z publikace [17] pro oblast zatížení řídicí se Hookovým zákonem. Pro popis nelineární části byl použit model Multilinear Isotropic Hardening, neboli model izotropního zpevnění zadáný pomocí tabulkových hodnot napětí a přetvoření, viz tabulka 4.3, který popisuje chování materiálu po překročení meze kluzu do teplot cca 700 °C, což je k charakteru teplotního zatížení dostačující, to bude prokázáno v kapitole 4.3.4. [18] Materiálový model bude využit pro všechny následující analýzy.



Obr. 4.8 Struktura termální analýzy

### Materiálové charakteristiky pro vysokoteplotní niklovou superslitinu

|                                                  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Teplota $t$ [°C]                                 | 21   | 93   | 204  | 316  | 427  | 538  | 649  | 760  | 871  | 982  |
| Hustota $\rho$ [ $kg/m^3$ ]                      | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 | 8010 |
| Modul pružnosti $E$ [GPa]                        | 197  | 194  | 186  | 183  | 178  | 172  | 165  | 159  | 149  | 136  |
| Poissonův poměr $\mu$ [-]                        | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  | 0,3  |
| Tepelná vodivost $\lambda$ [ $W/m \cdot K$ ]     | 10,7 | 10,7 | 12,1 | 13,7 | 15,3 | 16,7 | 18,3 | 20   | 21,7 | 23,1 |
| Tepelná roztažnost $\gamma$ [ $10^{-6} K^{-1}$ ] | 10,1 | 10,1 | 12,6 | 13,7 | 14,9 | 15,8 | 16   | 16,2 | 16,7 | 17   |
| Měrná tepelná kapacita $c$ [ $J/kg \cdot K$ ]    | 440  | 460  | 500  | 525  | 545  | 565  | 585  | 625  | 670  | 690  |
| Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]                       | 750  | 750  | 750  | 750  | 750  | 760  | 785  | 760  | 580  | 285  |
| Mez pevnosti $R_m$ [MPa]                         | 895  | 895  | 895  | 895  | 895  | 895  | 1085 | 950  | 750  | 470  |
| Tažnost $A$ [%]                                  | 9,7  | 9,7  | 9,7  | 9,7  | 9,7  | 7,1  | 7,1  | 7,1  | 7,8  | 14,2 |

Tabulka 4.2 Materiálové charakteristiky závislé na teplotě [17]

### Model izotropního zpevnění pro vysokoteplotní niklovou superslitinu

|                                             |     |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [-] | 0   | 0,001 | 0,025 | 0,040 | 0,062 | 0,092 | 0,125 | 0,159 | 0,187 | 0,207 | 0,228 |
| Skutečné napětí $\sigma$ [MPa]              | 760 | 843   | 917   | 981   | 1051  | 1125  | 1192  | 1259  | 1296  | 1312  | 1296  |

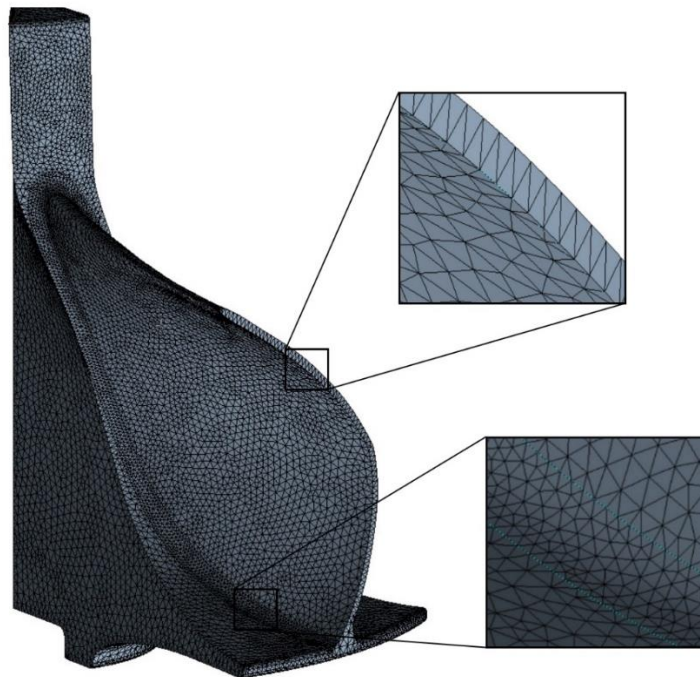
Tabulka 4.3 Izotropní zpevnění materiálu [18] Diskretizace modelu kola

Pro analýzu původní varianty oběžného kola byl vzhledem k axisymetrii použit segment pouze 1/9. Aby mohla být tato symetrie provedena, byla upravena topologie špičky kola a to tak, že byl odstraněn výstupek ve tvaru konvexního trojúhelníku pro utažení kola, jelikož nesplňoval symetrii pro 1/9. Síť pro termální a strukturální analýzu byla vytvořena pomocí kvadratických hexaedadrálních prvků označení SOLID187, síť byla upravena pomocí funkcí sizing tak, aby byla co nejjemnější v rádiusech v patě lopatky, kde jsou očekávána nejvyšší napětí. Síť se skládá z 127 260 elementů a 171 480 uzlů, v rádiusu u kořene lopatky je síť zjemněna pomocí zmenšení hrany elementu o 40 % průměrné hodnoty. Realizace sítě jde vidět na obr. 4.9.

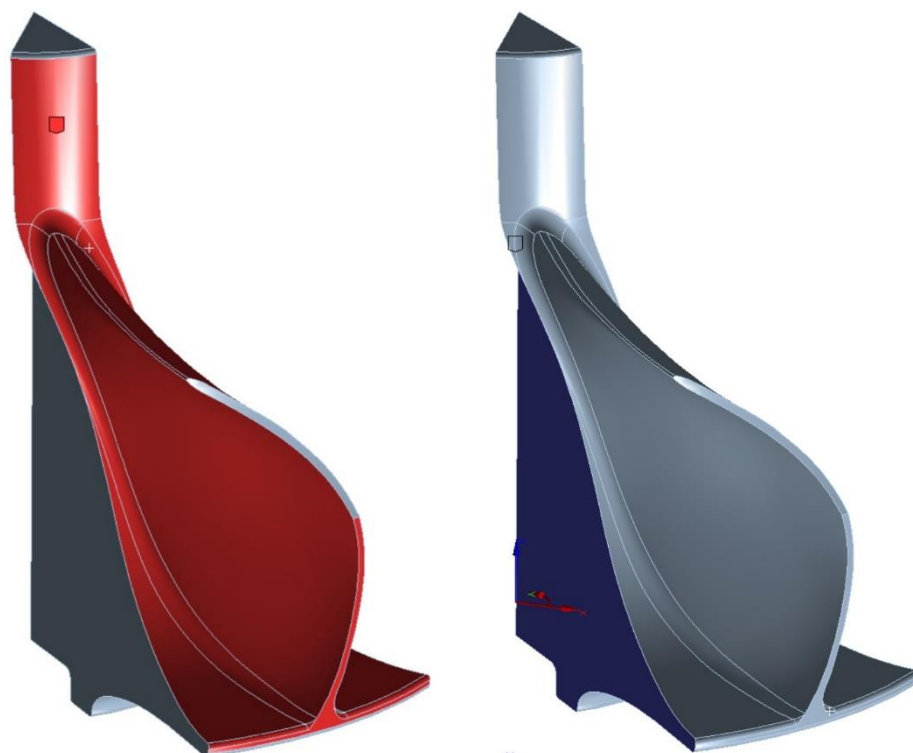
#### 4.3.2 Okrajové podmínky a nastavení výpočtu

Jak bylo řečeno v kapitole 4.2.4 a je zobrazeno na obr. 4.8, jako okrajové podmínky a zatížení poslouží výsledky CFD analýzy importované do nástroje External Data. Z výsledků bude použita teplota a koeficient přestupu tepla HTC. Tyto hodnoty budou aplikovány na plochy korespondující s místy styku oběžného kola a proudícího plynu, plochy jsou na obr. 4.10 vyznačeny červenou barvou. Další okrajovou podmínkou je symetrie nastavená na plochy řezu, na obr. 4.10 označeny modrou barvou.

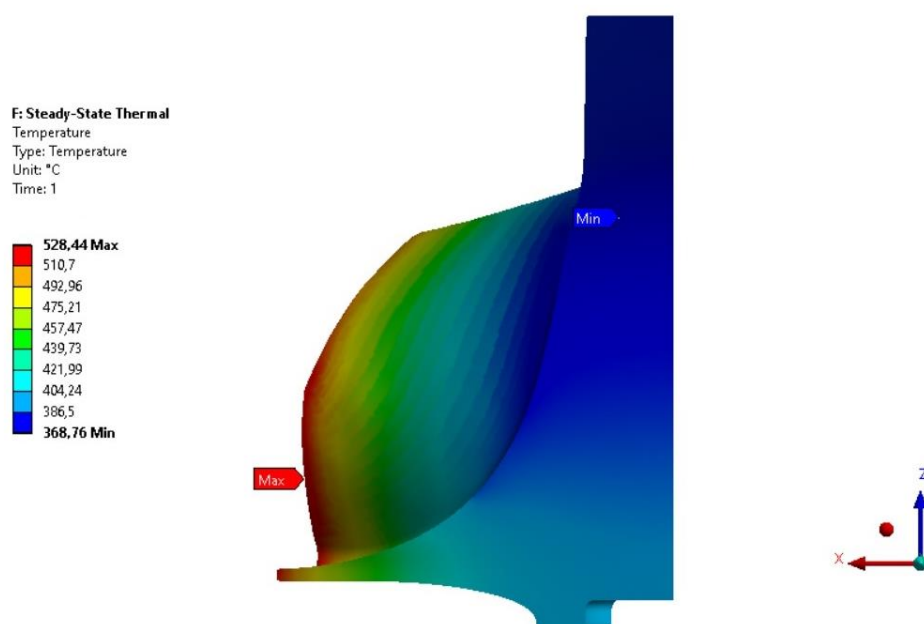
Analýza byla zvolena jako Steady-State Thermal, jelikož se jedná o ustálený děj a typem šíření tepla byla vybrána kondukce, kde byly jako koeficient zadány hodnoty HTC pro jednotlivé uzly.



Obr. 4.9 Síť 1/9 oběžného kola



Obr. 4.10 Plochy pro aplikaci teploty, HTC (červená) a symetrie (modrá)



Obr. 4.11 Teplota v objemu oběžného kola – meridiánový řez

### 4.3.3 Výsledky termální analýzy

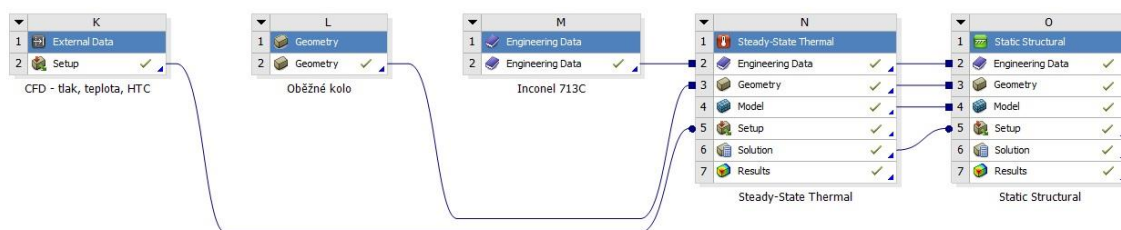
Výsledkem termální analýzy je rozložení teploty v objemu oběžného kola, tyto hodnoty budou použity jako zatížení při strukturální analýze a zároveň budou určovat charakteristiky materiálu zapsané v tabulce 4.2. Na obrázku 4.11 je zobrazená výsledná teplota v objemu kola, která klesá směrem k jeho středu s maximální hodnotou 528,44 °C a minimální hodnotou 368,76 °C.

## 4.4 Strukturální analýza

Strukturální analýza je posledním krokem ke zjištění napětí na základní variantě oběžného kola. Jako zatížení poslouží výsledky z CFD analýzy, termální analýzy a rotace okolo osy z, kdy SW Ansys při statické úloze přepočítá obvodovou rychlost na odstředivé síly. Struktura analýzy je tedy jednoduchá, výsledky z předcházející termální analýzy, obsahují materiál, síť, teplotu oběžného kola i hodnoty tlaků z External data, tím pádem mohou být použity jako model pro analýzu strukturální, viz obr. 4.12.

### 4.4.1 Okrajové podmínky a nastavení výpočtu

Okrajové podmínky jsou tedy převzaty z termální analýzy, jak je znázorněno na obr. 4.10 s tím, že na červené plochy je aplikován i tlak z od proudícího plynu z CFD výpočtu, zároveň je na celé těleso aplikována úhlová rychlost s osou rotace z, viz obr. 4.11 a aby byla úloha staticky určitá, je přidána okrajová podmínka zamezující posuvy, která reprezentuje pevný spoj oběžného kola s hřídelí a je aplikovaná na hranu vyznačenou na obr. 4.11. K její definici byl vytvořen válcový souřadnicový systém a bylo zamezeno posuvům v axiálním a tangenciálním směru. Díky této okrajové podmínce jsou tělesu odebrány všechny stupně volnosti.



Obr. 4.12 Struktura strukturální analýzy

#### 4.4.2 Výsledky strukturální analýzy

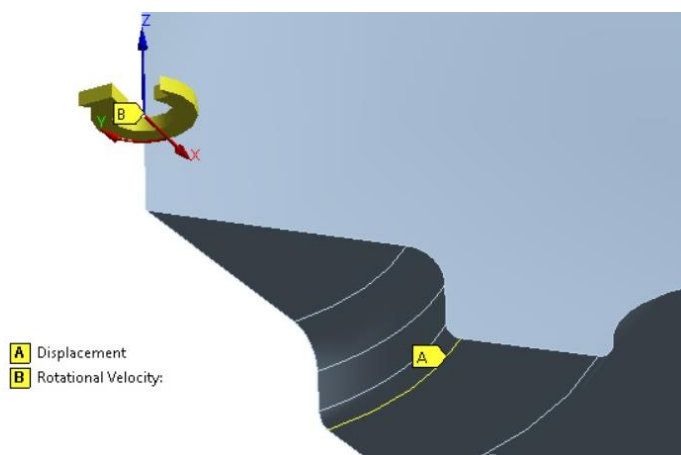
Výsledkem strukturální analýzy je napjatost a tenzor deformace. Vzhledem k tvaru a charakteru zatížení vznikne v oběžném kole obecná napjatost, což je potřeba zohlednit při volbě parametru pro posuzování jednotlivých konstrukcí. Pro účely práce budou jako hodnotící parametry využity hodnoty redukovaného napětí podle hypotézy HMH (často označovaná pouze jako Von Mises). Což je fiktivní tahová napjatost, přiřazená k obecné napjatosti, jakožto hodnota pro určení prosté bezpečnosti. Vztah pro redukované napětí je uveden v rovnici 4.2. [21] Napětí bude vyjádřeno veličinou PMS, viz kapitola 4.1, tato jednotka napětí bude využita u všech výpočtů napětí této práce.

Dalším parametrem bude ekvivalentní plastické přetvoření, jehož výpočet je zapsán v rovnici 4.4, a jako mezní hodnota je zvoleno 5 % plastického přetvoření. Poslední parametr pro posuzování je radiální posuv, jelikož vůle mezi oběžným kolem a krytem je dána parametrem  $x_t$ , jehož procentuální násobky budou sloužit posouzení výsledků posuvu. Tyto hodnoty budou sloužit k výběru nejvhodnější topologické úpravy.

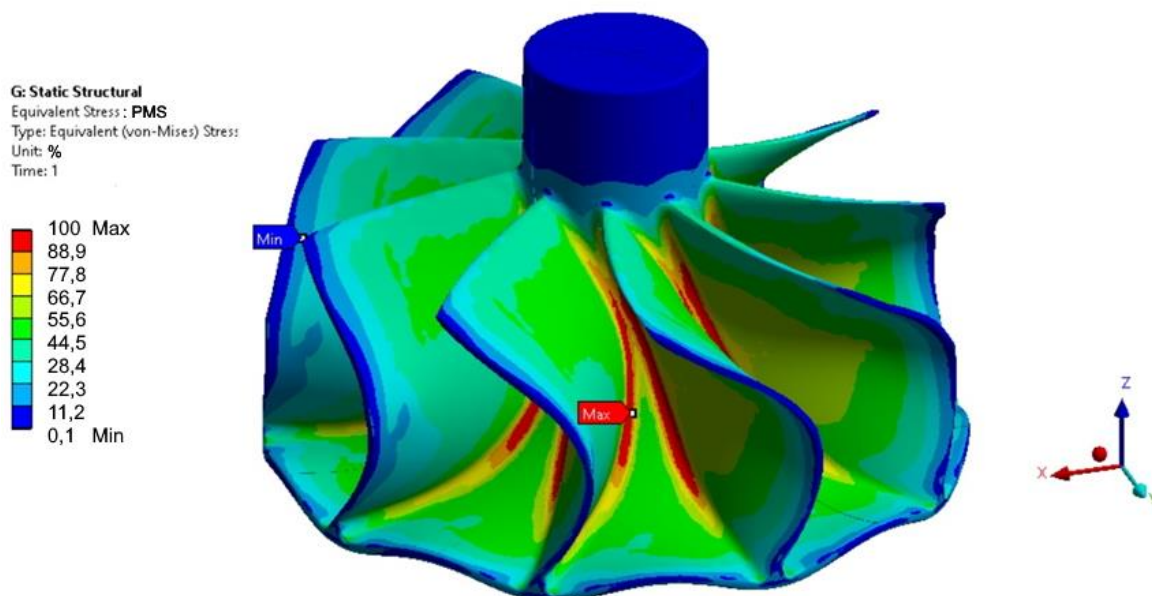
Na obrázcích 4.12 až 4.17 je zobrazeno rozložení napětí na oběžném kole s označením minimální a maximální hodnoty, jelikož je model axisymetrický čárka maxima i minima se cyklicky opakují na všech segmentech. Napětí jsou zobrazena v řezech jak meridiánových, tak radiálních, aby byla představa o rozložení napětí při návrhu topologické optimalizace úplná.

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

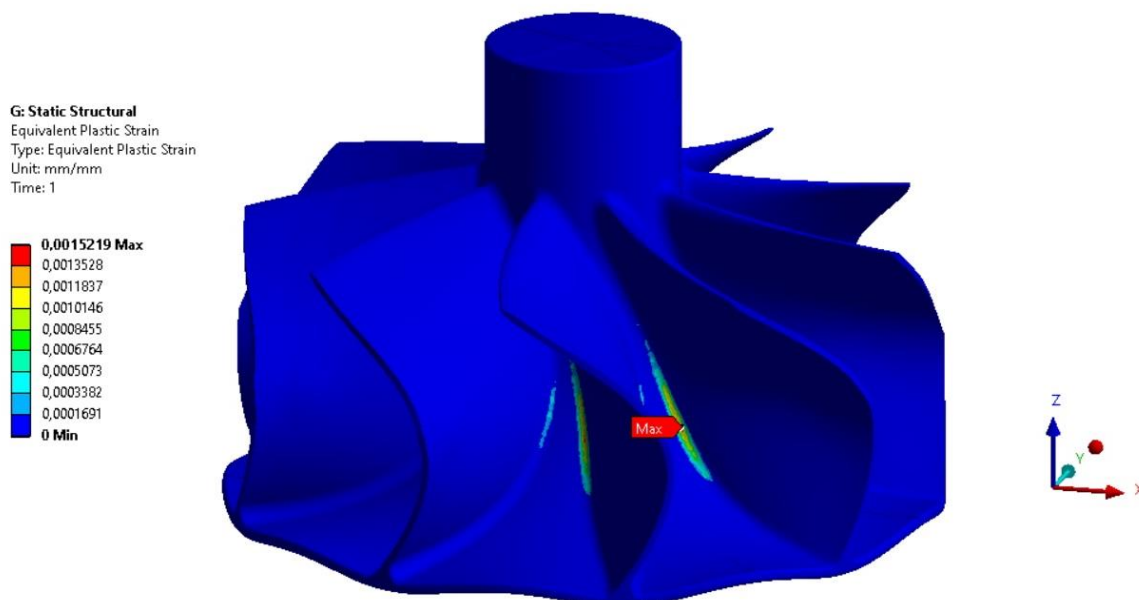
$$\varepsilon_{ekv} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[ (\varepsilon_1^{pl} - \varepsilon_2^{pl})^2 + (\varepsilon_2^{pl} - \varepsilon_3^{pl})^2 + (\varepsilon_3^{pl} - \varepsilon_1^{pl})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.4)$$



Obr. 4. 11 Okrajové podmínky pro strukturální analýzu



Obr. 4. 12 Redukované napětí – původní varianta – celkový pohled (20x zvětšena deformace)

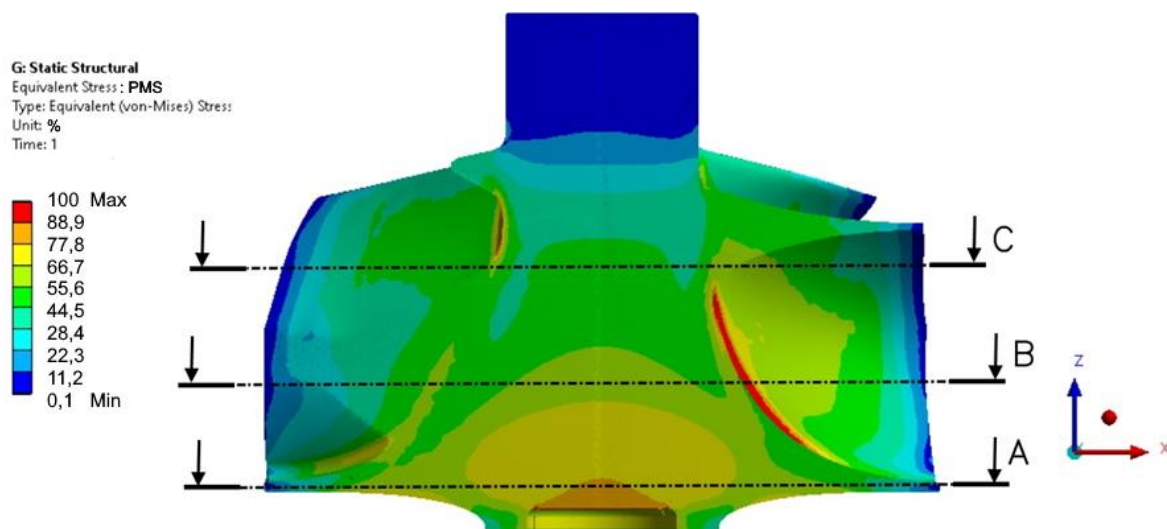


Obr. 4. 13 Plastické přetvoření– původní varianta – celkový pohled (20x zvětšena deformace)

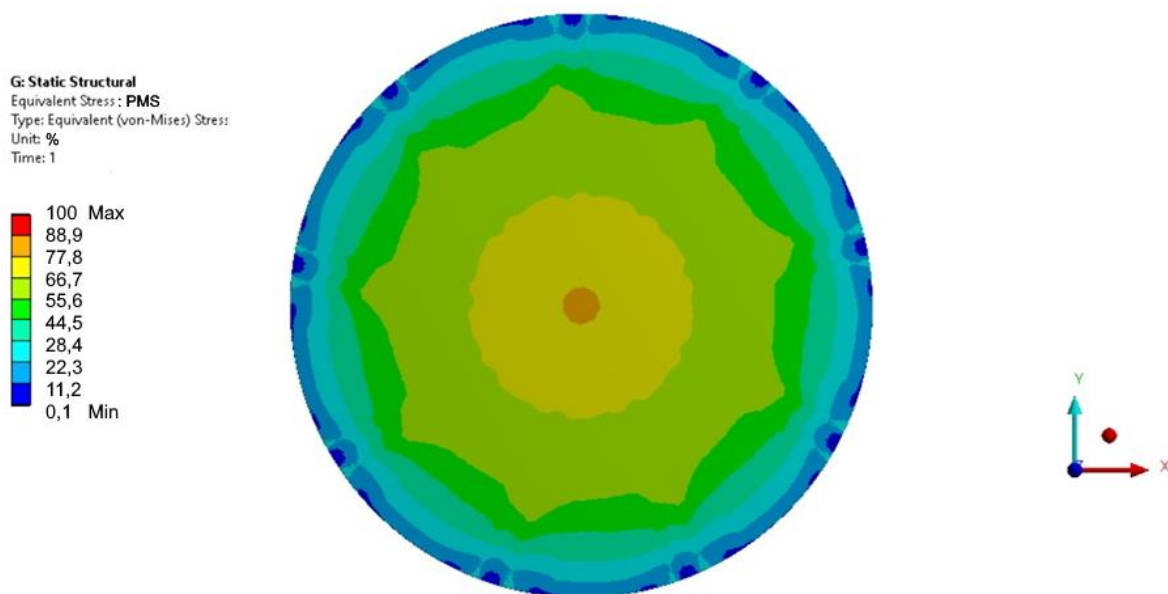
Na obr. 4.12 je znázorněn celkový pohled na zatížené oběžné kolo, maximální napětí se nachází v rádiusech u kořene lopatky, jak bylo předpokládáno, viz kapitola 2.5.1., ale vyšší napětí se nachází na straně lopatky s nižším tlakem, což odporuje dříve vyřčeným tvrzením. Důvod je zřejmý z obr. 4.13, kde je patrný velký rozdíl v rozmístění plastických deformací v rádiusu přetlakové a podtlakové strany lopatky. Tedy nižší hodnota napětí na přetlakové straně je kompenzovaná vyššími hodnotami plastické deformace (v této oblasti je součást namáhána na tah). Na vzniku maximálního napětí v tomto bodě má podíl tečná složka napětí způsobena rotací, smykové napětí způsobené krutem, ohybové napětí od lopatky a také teplotní roztažnost.

Maximální hodnota PMS je z její definice 100 %. Zde může být řečeno, že se nachází nad mezí kluzu materiálu, a proto zde vznikají plastická přetvoření. Plastické přetvoření dosahuje maxima 0,15 %, tedy porušení součásti není předpokládáno.

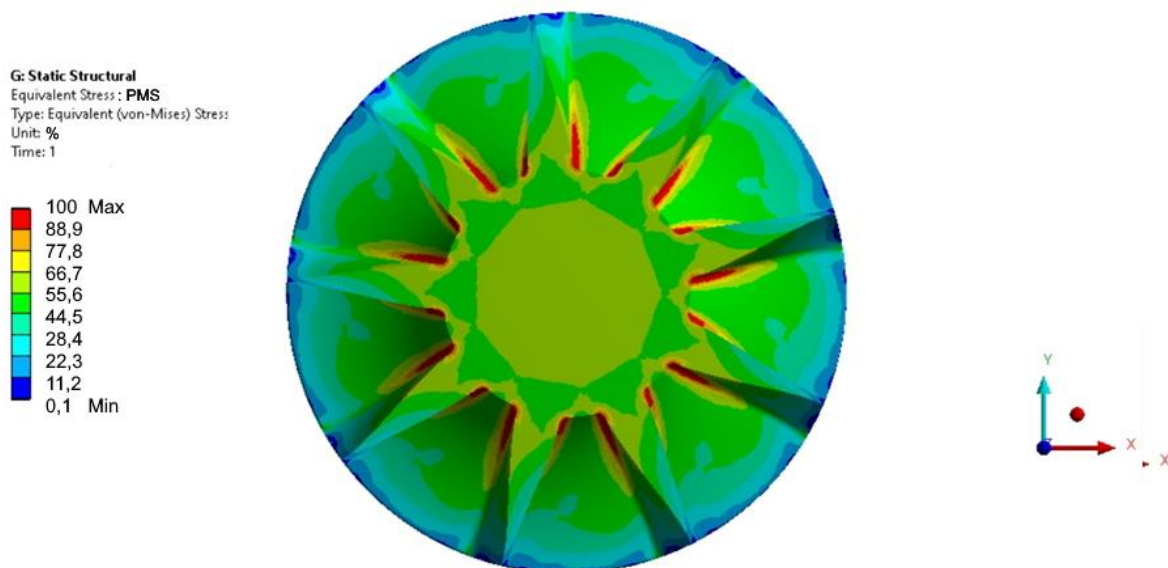
Z obr. 4.14 je zřetelná tendence snížení napětí ve směru osy z, tohoto bude později využito při návrhu topologických úprav. Stejně tak lze pozorovat analogii v rozložení napětí s rotujícím diskem, viz kapitola 2.5.1. Na obr. 4.15 je radiální řez kola, napětí je zde nejvyšší v patě lopatek, zde by se při odebrání materiálu mělo dbát zvýšené opatrnosti. Stejně tak jde vidět špička napětí nad uložením hřídele. Avšak v meridiánových řezech B a C (obr. 4.16, 4.17) je patrný pokles napětí těsně za kořenem každé lopatky.



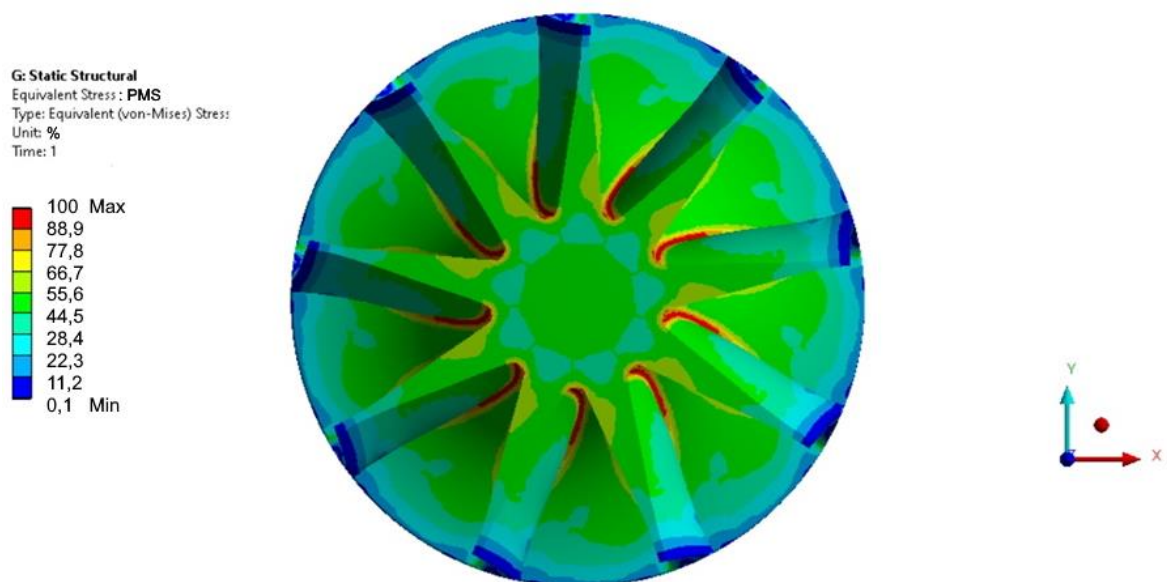
Obr. 4. 14 Redukované napětí – původní varianta – meridiánový řez (nedeformováno)



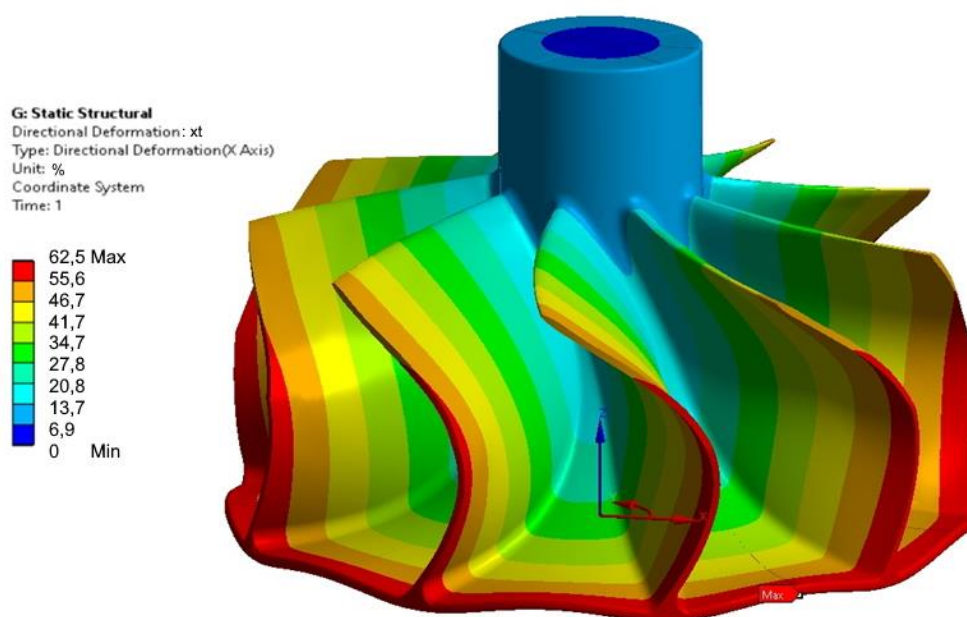
Obr. 4. 15 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez A (nedeformováno)



Obr. 4. 16 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez B (nedeformováno)



Obr. 4. 17 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez C (nedeformováno)



Obr. 4. 18 Posuv v radiálním směru – původní varianta (20x deformace zvětšena)

Mimo napětí byl navíc pro posouzení konstrukce zvolen i posuv v radiálním směru, z důvodů možného vymezení vůle mezi lopatkou a krytem, maximální hodnota posuvu je 62,5 %  $x_t$ , tedy k vymezení nedojde.

Výsledky analýzy původního kola jsou doplněny o hodnotu momentu setrvačnosti vzhledem k ose z, vygenerovanou programem Ansys (v dalších variantách bude moment zastoupen pouze násobky procent původní varianty) a jsou uvedeny v tabulce 4.4. Dále budou tyto hodnoty sloužit k hodnocení topologicky upravených konstrukcí.

| Původní varianta                                  |             |
|---------------------------------------------------|-------------|
| PMS [%]                                           | 100         |
| Moment setrvačnosti $J$ [ $kg \cdot mm^2$ ] / [%] | 16,03 / 100 |
| Max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [%]  | 0,15        |
| Max. posuv v radiálním směru [% $x_t$ ]           | 62,5        |

Tabulka 4.4 Výsledky analýzy - původní varianta

## 5 Topologická optimalizace kola

Jak je uvedeno v zadání práce, topologická optimalizace nesmí změnit lopatkování oběžného kola a celkové aerodynamické schopnosti, což znamená, že úprava se nebude týkat vnějších prvků kola, ale pouze jeho vnitřní struktury.

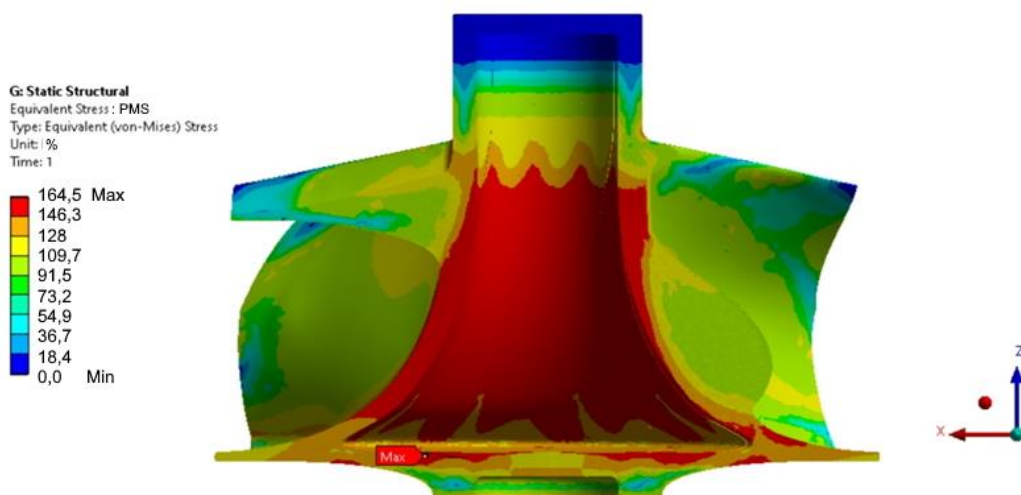
Účelem optimalizace je snížení momentu setrvačnosti, toho může být dosaženo, jak je z rovnice (2.4) zřejmé, buď zmenšením hustoty, objemu nebo vzdálenosti objemu od středu rotace. Materiál byl jasně zadán společností Garrett, tím pádem je hustota konstantní a neměnná. Vnější plochy kola musí zůstat shodné s původní variantou, tedy varianta zmenšení vzdálenosti objemu od středu za pomoci přemístění hmoty, či změny tvaru je také neřešitelná. Jediným vhodným způsobem je zmenšení objemu kola, díky odebrání hmoty z vnitřní struktury kola. Vnější povrchy kola zůstanou neporušeny, aby nemohlo dojít k vniknutí cizího tělesa do vytvořených dutin.

V následujících kapitolách budou využity tři konstrukční koncepty odlehčení a případného vyztužení konstrukce či jejich kombinace. Každý model byl podroben analýze míst s kritickými hodnotami napětí a úpravě sítě, aby byly vyloučeny chyby vzniklé singularitou, případně byla upravena geometrie, aby bylo zamezeno vlivu vrubových účinků.

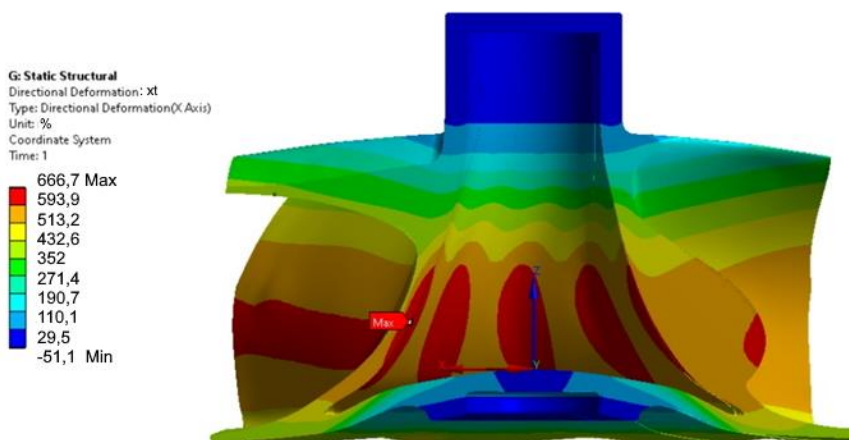
## 5.1 Model 1 – Dutina

Prvním konceptem snížení objemu je odebrání celistvých objemů ze středu těla oběžného kola. Tímto způsobem jsou vytvořeny následující tři konstrukce. Duté kolo s průměrnou tloušťkou stěny 2 mm – model 1A je vyobrazeno v nedeformovaném tvaru s rozložením napětí na obr. 5.1.

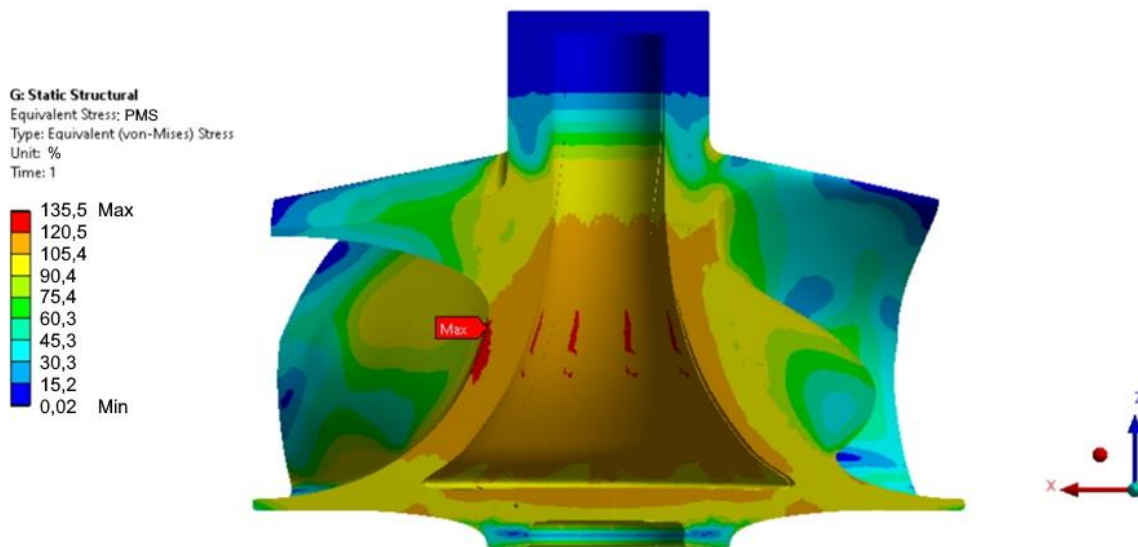
Model 1A sice vykazuje snížení momentu setrvačnosti o 12%, ale z napětostního hlediska ty seš palacký z hlediska napětí konstrukce nevyhovuje, jelikož se maximální napětí zvýšilo o 64,5 %. Maximální radiální posuv je 666,7 %  $x_t$  a největší hodnota plastického přetvoření je 111 %, to je prakticky nemožné, což znamená, že v tomto případě dojde při provozu k porušení struktury.



Obr. 5. 1 Redukované napětí – Model 1A (nedeformováno)



Obr. 5.2 Posuv v radiálním směru – Model 1A(skutečná deformace)



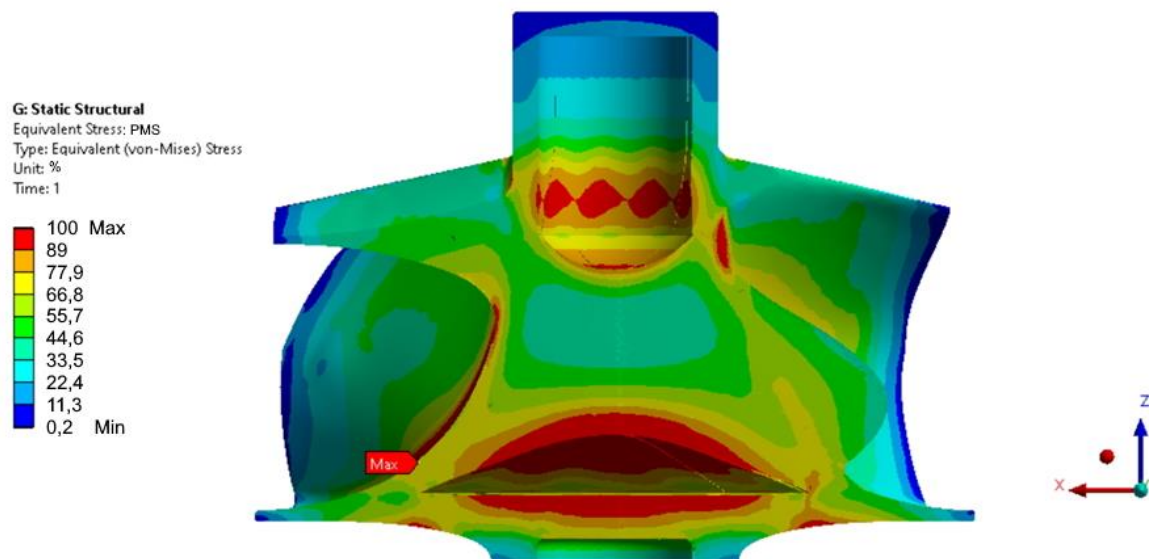
Obr. 5.3 Redukované napětí – Model 1B (nedeformováno)

Napětí vysoko nad mezí kluzu se nacházejí po celém „plášti“ dutiny tělesa (dále označován jako stěna dutiny) i na jejím dně, kde se nachází oblast s maximálním napětím, způsobená propadnutím dna, viz obr. 5.2. Dno je potřeba zesílit nebo vyztužit vzpěrrou. Stejně úpravy musí být provedeny i pro stěnu kola, kdy největší ohled musí být brán na oblast spojení lopatek s tělem kola, tato oblast je dobře viditelná na obr. 5.2, zde vysoký radiální posuv ukazuje snahu lopatek se „odtrhnout“ od těla oběžného kola, tedy působení odstředivých sil a kroutícího momentu na lopatky.

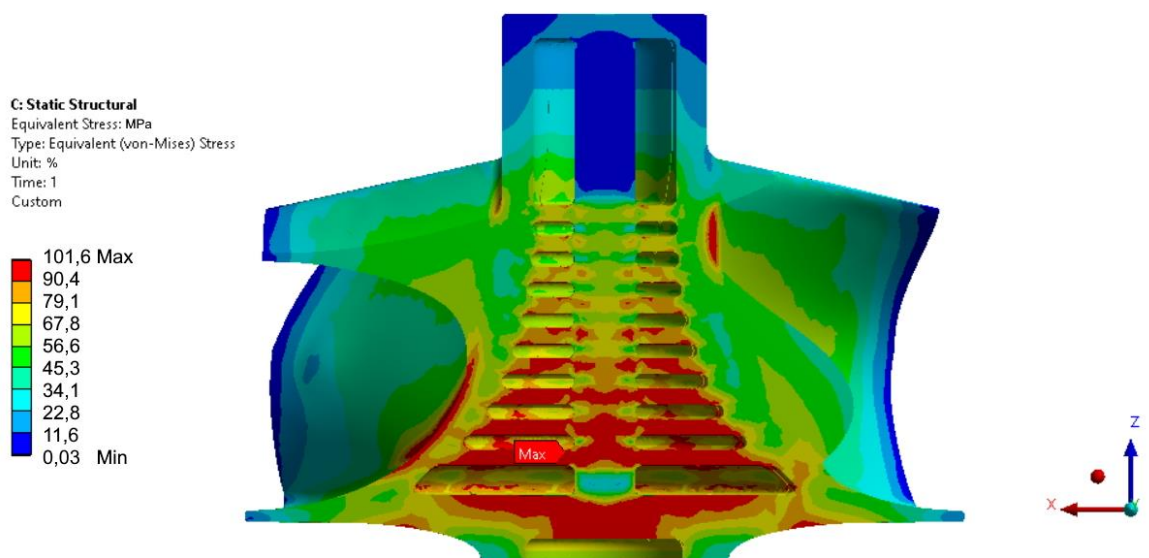
Následující model s označením 1B má zesílené stěny i dno na průměrnou tloušťku 2,5 mm. Zvýšení tloušťky o 25 % způsobilo pokles napětí o 29 % PMS, které se nyní nachází na vnější ploše kola, snížení radiálního posuvu na 100 %  $x_t$  a plastické přetvoření již dosahuje pouze 7,5 %. Hodnoty napětí jsou ale stále nepříjemné, ale je zde zřetelná tendence snížení napětí. Při dalším zesilování by bylo možné dosáhnout požadovaných hodnot napětí i deformace, ale došlo by k velkému zvětšení momentu setrvačnosti, jelikož jeho velikost roste s druhou mocninou vzdálenosti hmoty od osy rotace, viz rovnice 2.4, (model 1B má snížený moment setrvačnosti pouze o 5 %)

Každý model obsahuje oblast, kde napětí přesahuje mez pevnosti a pozice této oblasti se nachází v okolí maximálního napětí znázorněného na obr. 5.3. Jedná se o spoj mezi lopatkou a tělem oběžného kola, který je namáhán kombinací různých zatížení. Tato oblast musí být vyztužena, aby dostatečně podporovala lopatku. Další variantou je model se dvěma dutinami označen jako 1C, ve kterém je kritická oblast vyplněna materiálem. Přesto že došlo k odebrání materiálu, tak stávající hmota ve středu kola poskytuje dostatečnou podporu lopatek, tudíž maximální napětí je totožné s původní variantou, napětí je zobrazeno na obr. 5.4. Maximum se nachází na vnější ploše u kořene lopatky jako u původního modelu, pouze se přesunulo směrem k místům se ztenčenou stěnou. Zvýšená napětí se nyní objevují i ve středu těla.

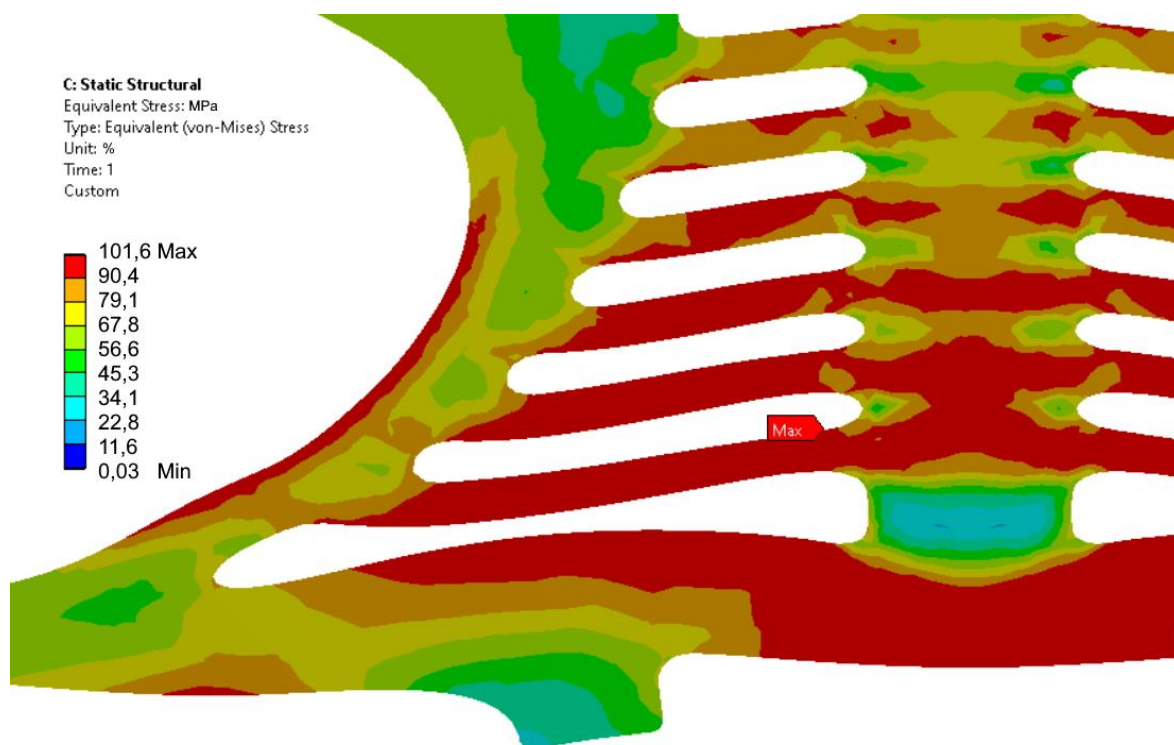
Poslední model koncepce dutin je model 1D, kde dutiny tvoří desky kolmé na osu rotace oběžného kola, jejichž tloušťka i mezera mezi jednotlivými deskami má hodnotu 1 mm, výsledné rozložení napětí je uvedeno na obrázku 5.5.



Obr. 5.4 Redukované napětí – Model 1C (skutečná deformace)



Obr. 5.5 Redukované napětí – Model 1D (skutečná deformace)



Obr. 5.6 Redukované napětí – Model 1D – detail (deformace 97x zvětšena)

Maximální hodnota napětí vzniká ve spojení poslední desky se středem kola. Na obr. 5.6 je zobrazeno kritické místo ve zvětšené deformaci, lze tedy vidět, že deska nemá na svoji délku dostatečnou podporu, a tudíž se vlivem zatížení prohýbá. Kritické místo je zatíženo tahem. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 5.1.

**Model 1 – Dutina**

| Model                                            | 1A    | 1B    | 1C       | 1D    |
|--------------------------------------------------|-------|-------|----------|-------|
| Tloušťka stěny [mm]                              | 2     | 2,5   | proměnná | 2     |
| PMS [%]                                          | 164,5 | 134,4 | 100      | 101,6 |
| Moment setrvačnosti [% původního]                | 87,8  | 94,6  | 96,8     | 95,1  |
| Max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [%] | 111   | 7,5   | 0,3      | 0,49  |
| Max. posuv v radiálním směru [% z $x_t$ ]        | 666,7 | 100   | 63,3     | 63,3  |

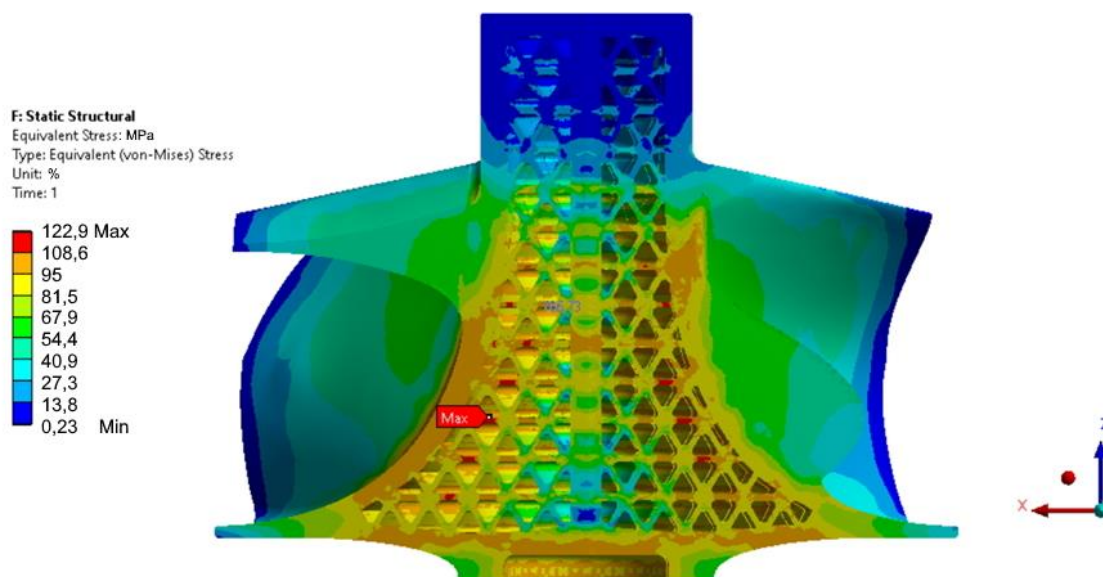
Tabulka 5.1 Výsledky analýzy – Model 1

## 5.2 Model 2 – Mříž

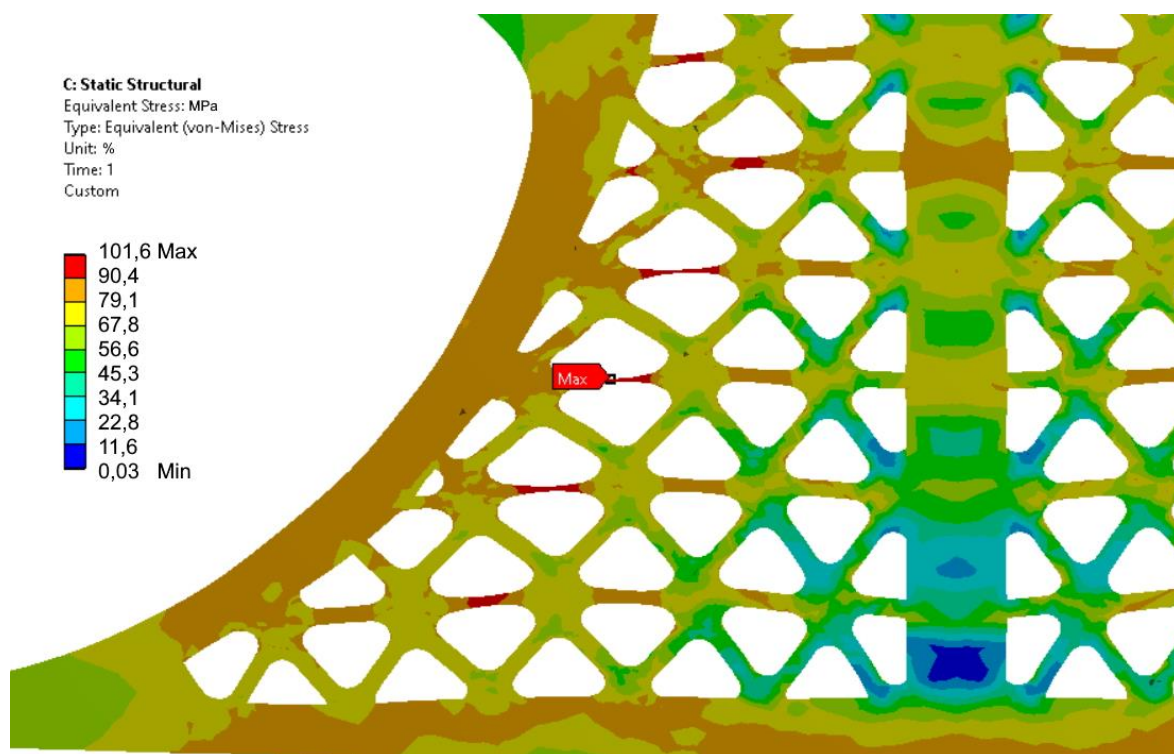
Další koncepcí je mříž, tedy model 1A vyztužený za pomoci trojúhelníkové mříže rotované kolem osy z. Trojúhelníky jsou využity díky udržení tvarové určitosti i při vrstvení struktury. Výpočty byly provedeny pro 3 různé rozměry trojúhelníků tvořících mříž, trojúhelníky s délkou hrany 2 mm (2A – obr. 5.7), 3 mm a 3,5 mm. S měnícím se rozměrem mříže se hodnota maximálního napětí snižovala, či zvyšovala pouze v řádu procent, nejnižší napětí se ukázalo u délky hrany 3 mm. Maximum se nachází v radiálních částech mříže, jelikož jsou tyto části orientovány stejně jako odstředivé síly, tím pádem v nich vzniká vysoké tahové napětí, viz obr. 5.8

Následně byl podroben analýze model 2B, který má rozměr trojúhelníků 3mm a síť je v meridiánovém řezu otočena o 30°, aby nedocházelo k přímému tahovému zatížení. Tento model dosáhl nejlepších výsledků pro napětí i posuv, viz obr. 5.9. Na obr. 5.10 je opěr zobrazen detail sítě a je patrné, že i když není mříž orientovaná radiálně, dojde k natočení styčných bodů a tahové deformaci.

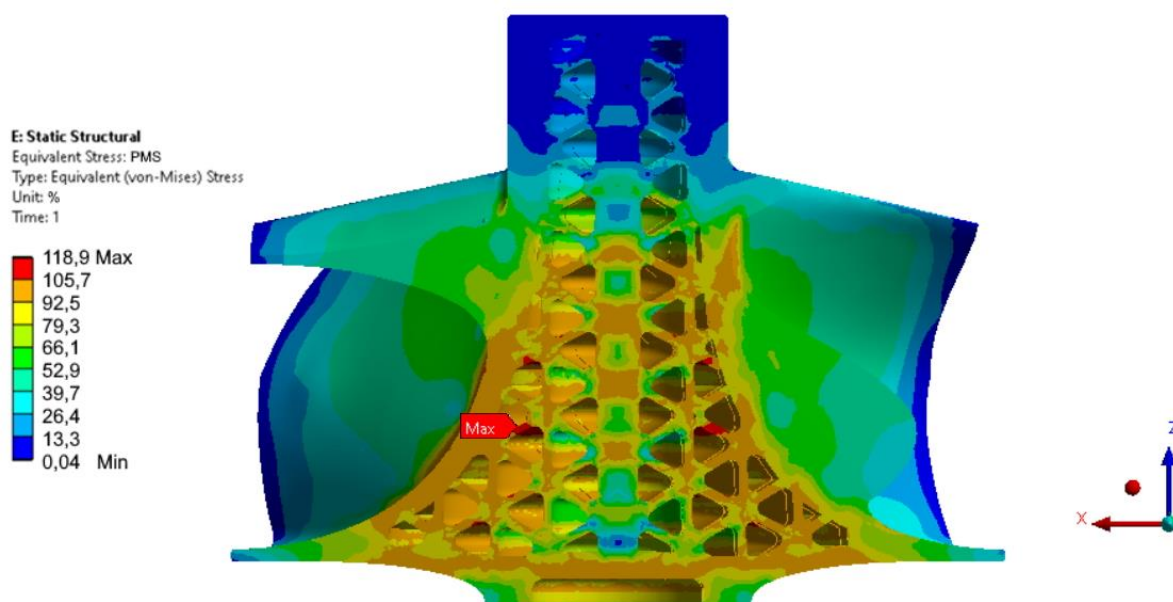
Stejně jak u modelů 1 se maxima nachází přibližně v sektoru spoje lopatky. Tento sektor je vyztužen v modelu 2C, kdy byl využit podobný tvar jako u modelu 1C. Výsledné napětí je zobrazeno na obr. 5.11. Oproti modelům 2A a 2B došlo k poklesu napětí, ale v globálním měřítku je napětí stále vysoké právě ve výztužné mříži. Na obr. 5.12 je znázorněn detail mříže s 97x zvětšenými deformacemi, z tohoto detailu je zřejmé, že přidáný objem působí tlakem na mříž a ta se tímto pohybem bortí a vznikají v jejích částech ohybové momenty způsobující vysoké hodnoty napětí. I když úprava pomocí mříže snižuje moment setrvačnosti od 4,3 % až po 6,4 %, způsobuje koncentrace napětí v tenkých částech struktury, a to zejména napětí tahová. Výsledky koncepce „Mříž“ jsou shrnuty v tabulce 5.2.



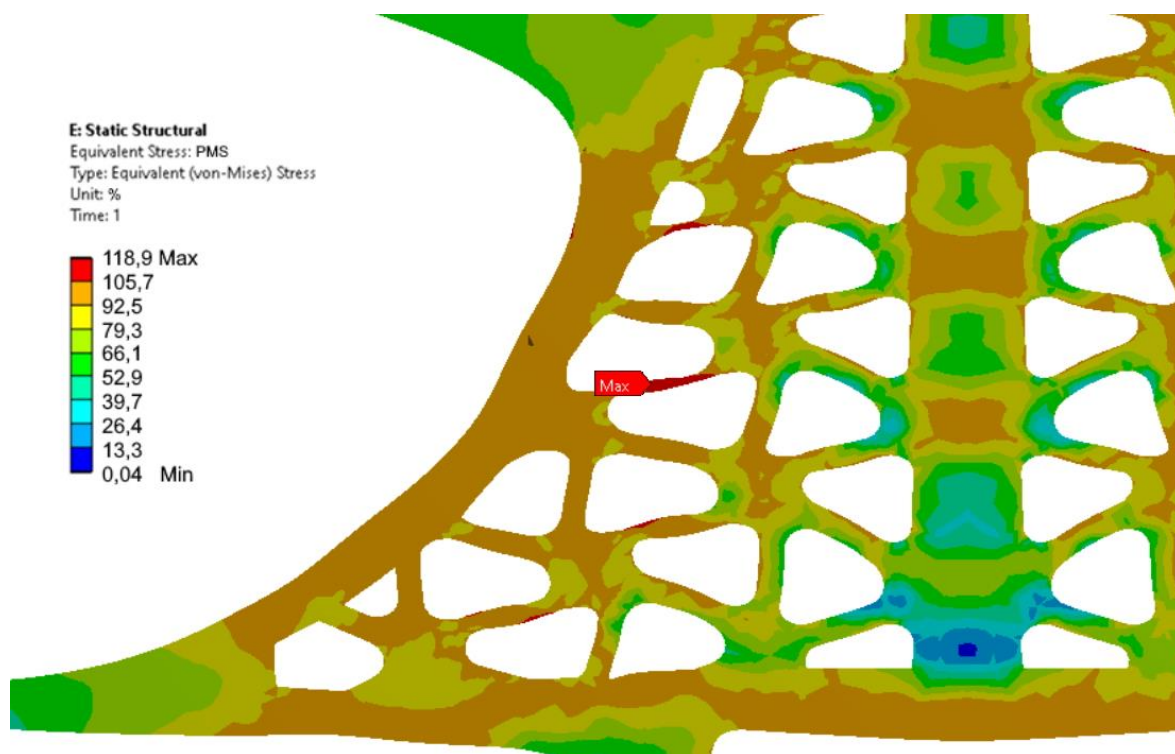
Obr. 5. 7 Redukované napětí – Model 2A (skutečná deformace)



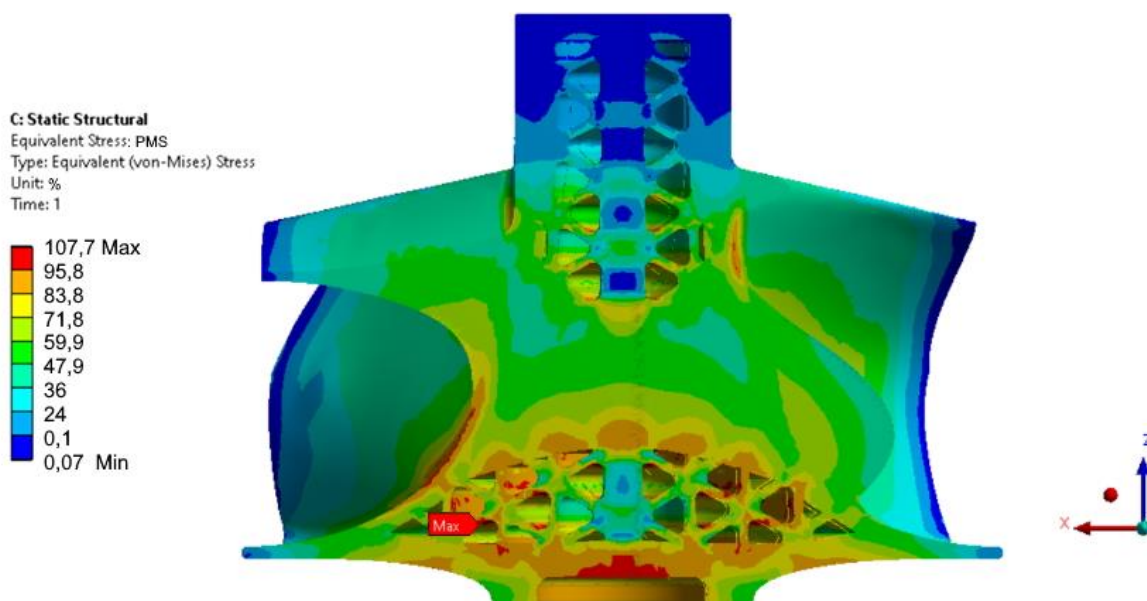
Obr. 5. 8 Redukované napětí – Model 2A - detail (deformace 30x zvětšena)



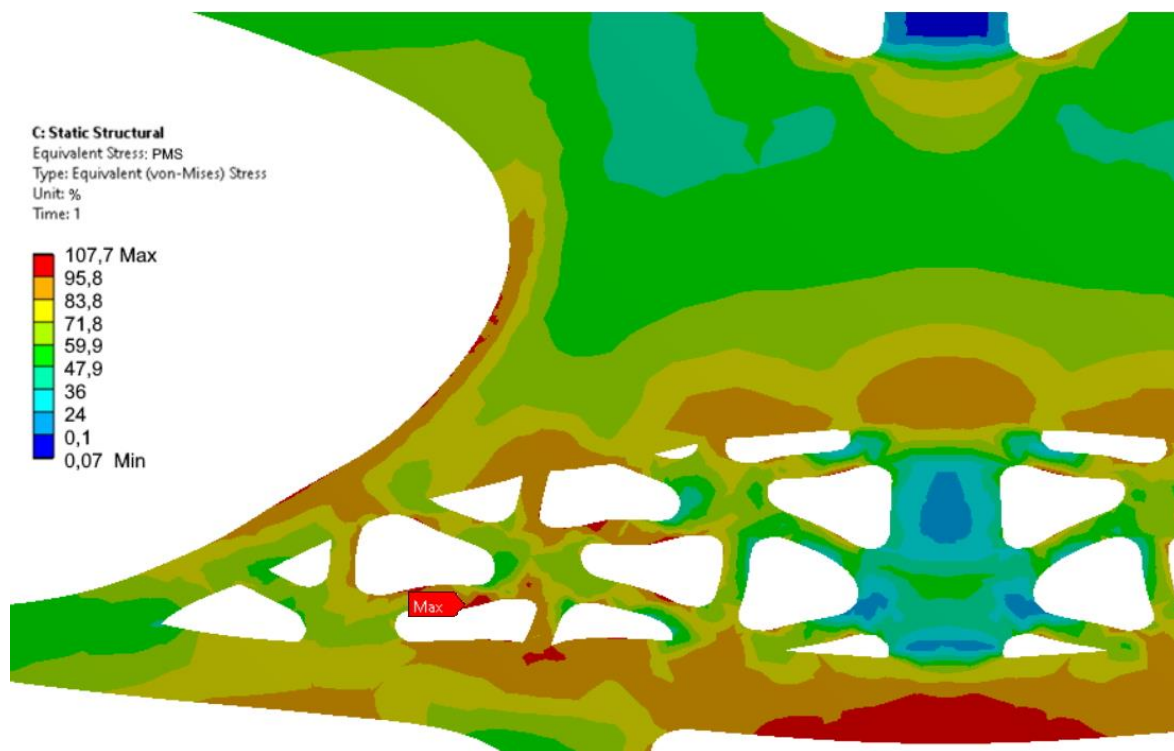
Obr. 5. 9 Redukované napětí – Model 2B (skutečná deformace)



Obr. 5. 10 Redukované napětí – Model 2B - detail (deformace 30x zvětšena)



Obr. 5. 11 Redukované napětí – Model 2C (skutečná deformace)



Obr. 5.12 Redukované napětí – Model 2C - detail (deformace 97x zvětšena)

**Model 2 – Mříž**

| Model                                            | 2A   | 2B    | 2C              |
|--------------------------------------------------|------|-------|-----------------|
| Délka hrany [mm]                                 | 2    | 3     | 3<br>(natočená) |
| PMS [%]                                          | 122  | 118,9 | 107,7           |
| Moment setrvačnosti [% původního]                | 93,6 | 93,6  | 95,7            |
| Max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [%] | 3,84 | 3,43  | 0,64            |
| Max. posuv v radiálním směru [% z $x_t$ ]        | 73,3 | 73,3  | 63,3            |

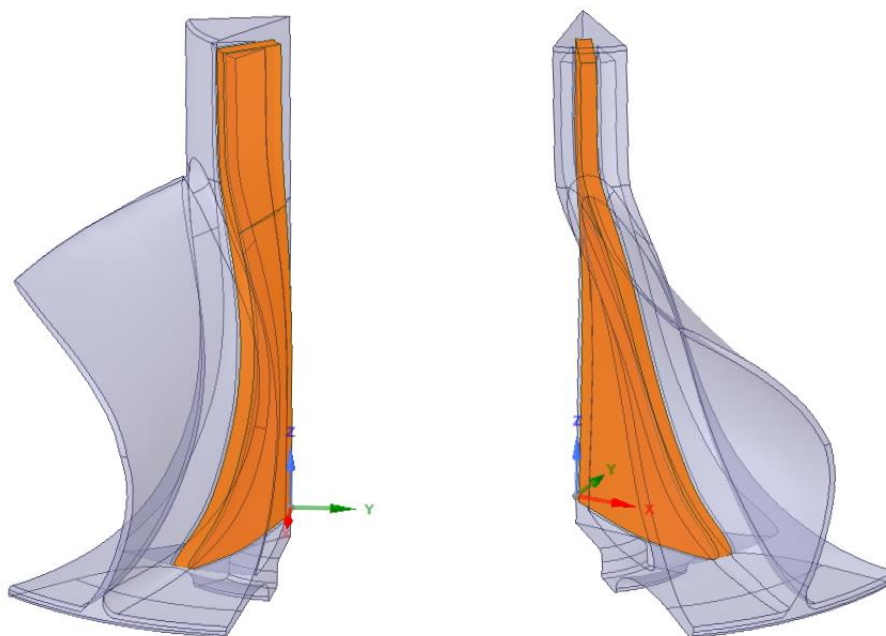
Tabulka 5.2 Výsledky analýzy – Model 2

### 5.3 Model 3 – Žebro

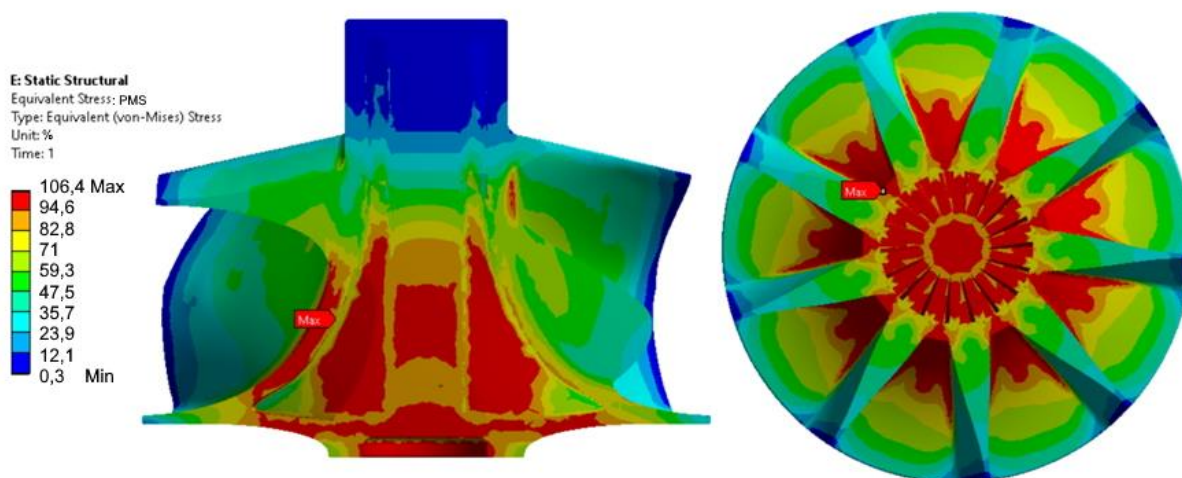
Dalším návrhem na vyztužení je použití žeber s meridiánovou orientací, jejichž zakřivení koresponduje se zakřivením lopatky, viz obr. 5.13.. K tomuto bylo přistoupeno z důvodu vysokého napětí u kořene lopatky, žebro by mělo přenášet sílu od lopatek do středu kola a tím zmírnit zatížení stěny kola. V rámci prozkoumání možností této koncepce bylo opět provedeno několik výpočtů, na následujících stránkách jsou uvedeny ty, kde se napětí pohybují pod mezí pevnosti. Napětí jsou zobrazena jak v meridiánovém, tak radiálním řezu, který se nachází ve výšce obsahující oblast s výskytem maximálního napětí.

Při použití geometrie 1A a přidání jednoho žebra vznikaly na konstrukci vysoká napětí, k vyhovujícím hodnotám se dospělo až při zvětšení tloušťky žebra na hodnotu, při které žebro zabíralo většinu volného prostoru. Tím pádem model s jedním žebrem není prezentován.

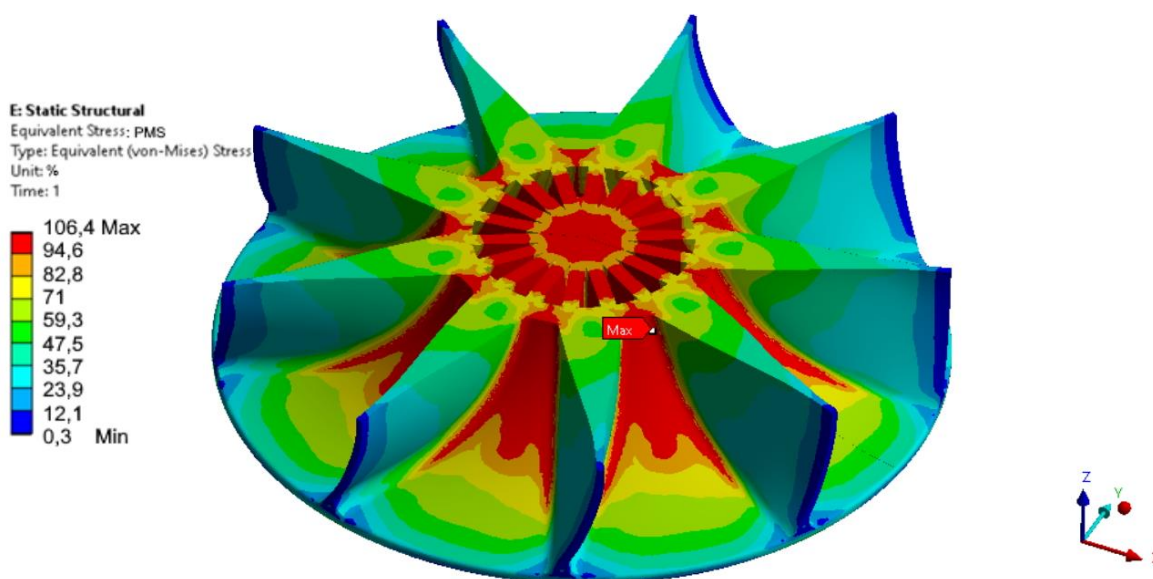
U Modelu 3A byly použity dvě žebra o tloušťce 1 mm a dutina z modelu 1A, obr. 5.11. Napětí se nachází na vnějším povrchu kola u kořene lopatky a jsou o 6,3 % vyšší než napětí původní varianty. Na obrázku 5.15 lze vidět rozložení na povrchu i struktura vnitřního objemu, napětí na žebrech dokazuje jejich funkčnost v přenosu síly.



Obr. 5.13 Model 3 – Žebro – výseč 1/9

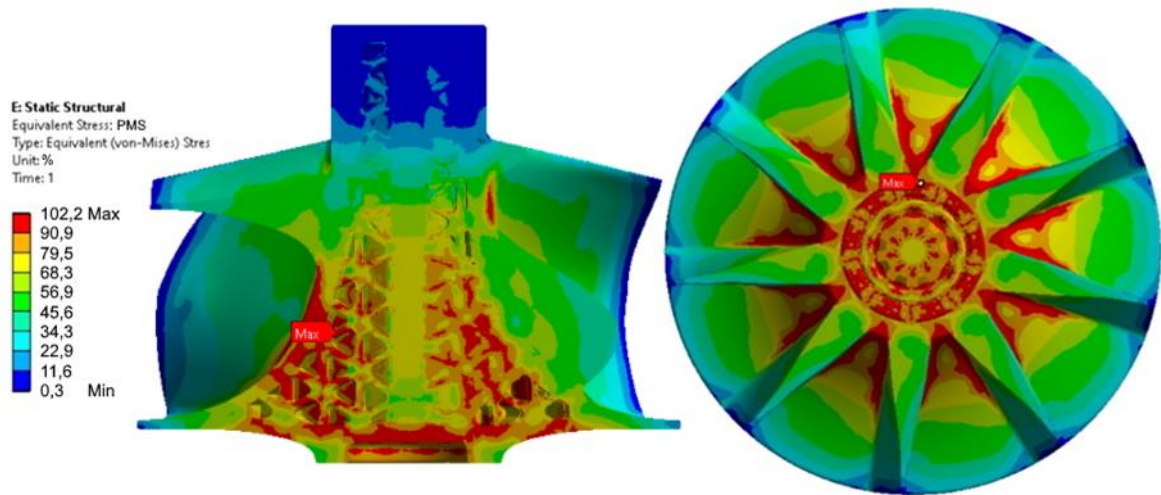


Obr. 5. 14 Redukované napětí – Model 3A - (skutečná deformace)

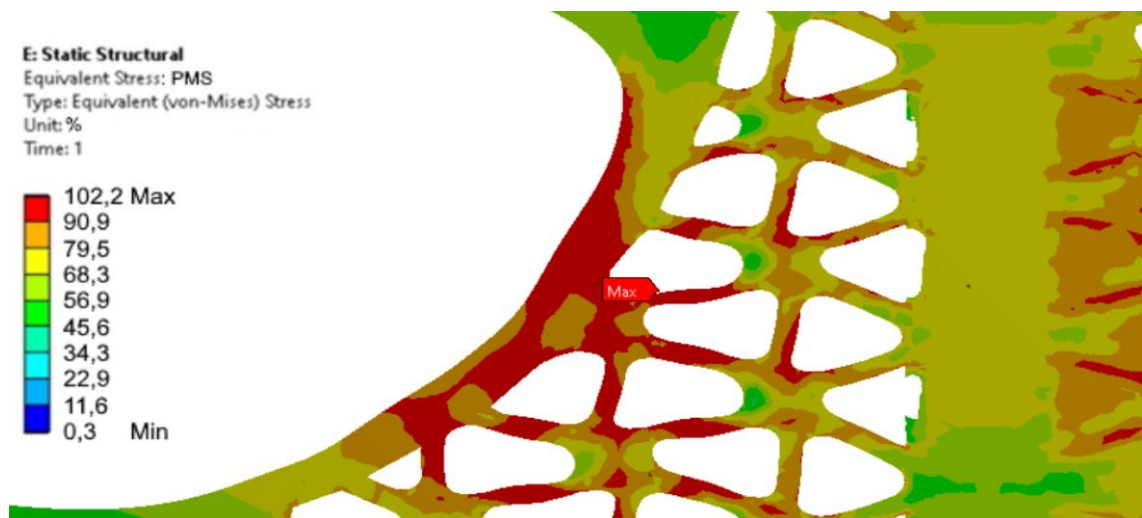


Obr. 5. 15 Redukované napětí – Model 3A - (skutečná deformace)

Model 3B využívá jak výztuhy pomocí žebra s tloušťkou 1 mm, tak mříže z kapitoly 5.2., viz obr. 5.16. Maximální napětí se nyní nachází uvnitř kola a to na stejném bodě mříže jako v kapitole 5.2, viz obr.5.10, detail se zvětšenou deformací je na obrázku 5.17.

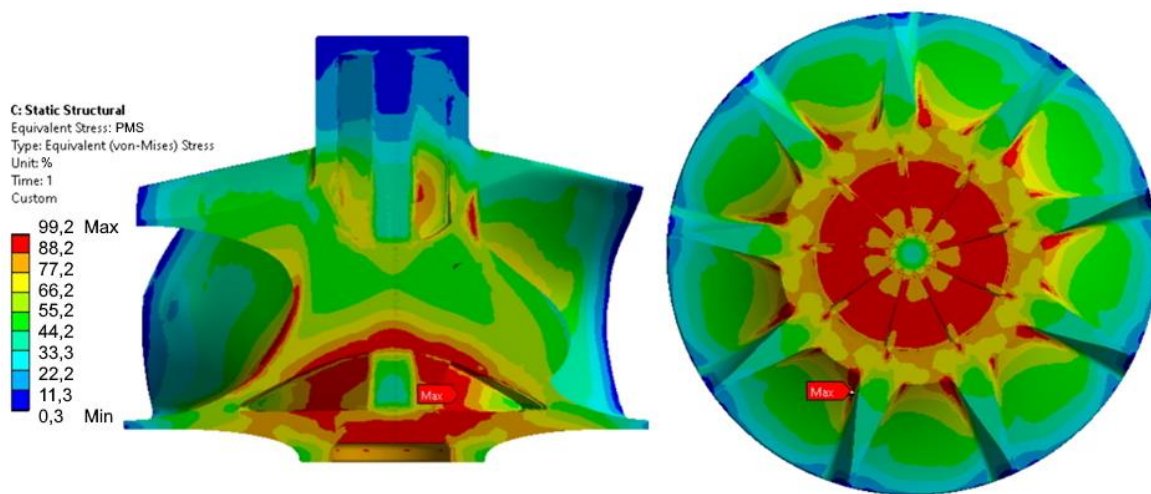


Obr. 5. 16 Redukované napětí – Model 3B - (skutečná deformace)

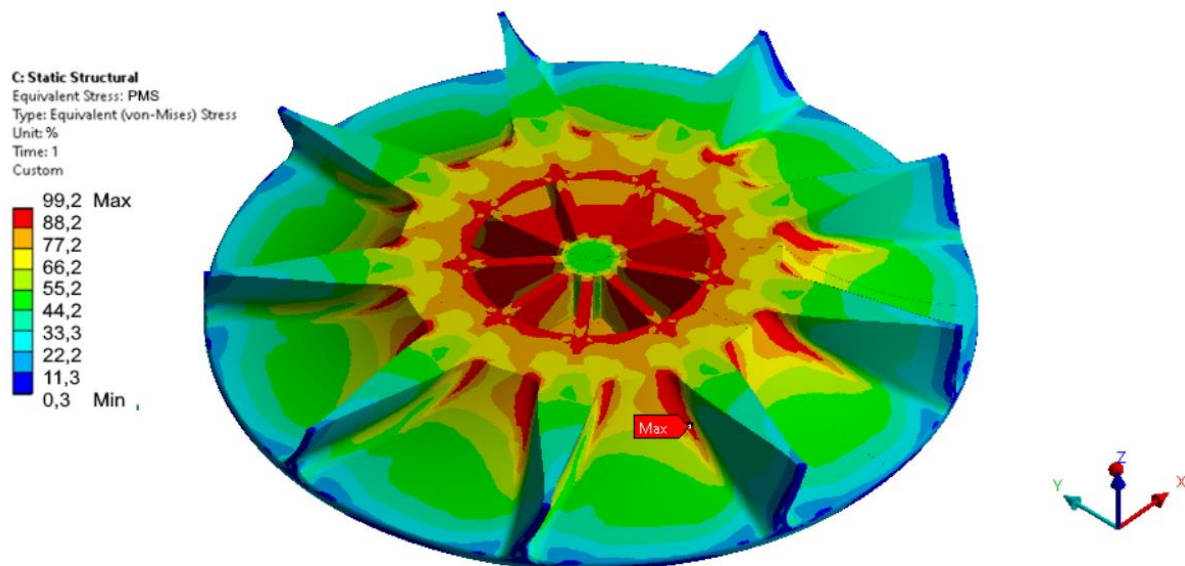


Obr. 5. 17 Redukované napětí – Model 3B – detail – (deformace 95 x zvětšena)

Předposledním modelem s žebrem je model 3C, jedná se o použití žebra tloušťky 0,75 mm a konceptu dvou dutin z modelu 1C, tento koncept je zobrazen na obr. 5.18. jak lze vypořadovat ze stupnice, jedná se o první model s nižším napětím než u původního kola. Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí se nacházejí na povrchu ve spodní části kola (místo se ztenčenou stěnou).

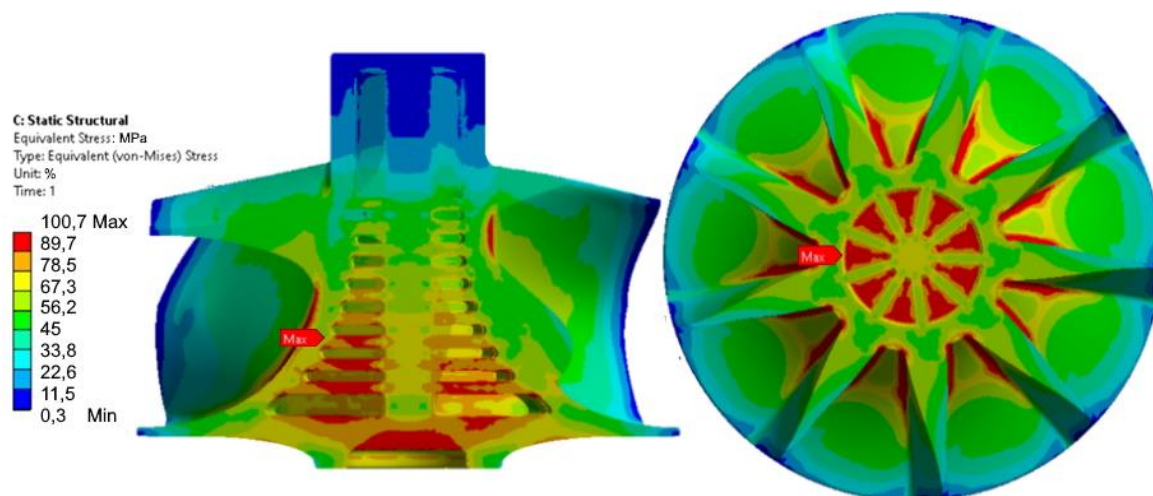


Obr. 5. 18 Redukované napětí – Model 3C - (skutečná deformace)



Obr. 5. 19 Redukované napětí – Model 3C - (skutečná deformace)

Model 3D je stejně jako model 3C kombinací konstrukčních prvků z prvního a třetího modelu, jedná se tedy o kombinaci desek a žebra o tloušťce 0,75mm. Oba řezy jsou zobrazeny na obr. 5.14. Výsledky jsou zapsány v tabulce 5.3.



Obr. 5. 14 Redukované napětí – Model 3D - (skutečná deformace)

| Model 3 - Žebro                                     |       |       |      |       |
|-----------------------------------------------------|-------|-------|------|-------|
| Model                                               | 3A    | 3B    | 3C   | 3D    |
| Tloušťka žebra [mm]                                 | 2 x 1 | 1     | 0,75 | 0,75  |
| PMS [%]                                             | 106,3 | 102,2 | 99,2 | 100,7 |
| Moment setrvačnosti [%<br>původního]                | 92,3  | 94,8  | 95,2 | 96,1  |
| Max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$<br>[%] | 1,16  | 0,76  | 0,3  | 0,3   |
| Max. posuv v radiálním směru<br>[% z $x_t$ ]        | 70    | 66,7  | 63,3 | 63,3  |

Tabulka 5.2 Výsledky analýzy – Model 3

## 6 Analýza výsledků

V předcházející kapitole bylo vyhodnoceno celkem 11 variant topologické optimalizace. Nyní je třeba zvolit nejvhodnější úpravu. Jelikož jsou zadány mezní hodnoty pro plastické přetvoření, radiální posuv a jako mezní hodnotu PMS zvolíme 115 %, je možné z výběru vyloučit ty varianty, které tyto hodnoty přesahují. Jedná se o varianty 1A, 1B, 2A a 2B

Nyní zbývá 7 návrhů, ze kterých je potřeba vybrat jeden. Hlavním cílem této diplomové práce je snížit moment setrvačnosti. Zbývající návrhy jsou zapsány do tabulky 6.1 v pořadí od nejmenší hodnoty momentu setrvačnosti po největší.

Kromě procentuálního vyjádření momentu setrvačnosti jsou v tabulce zapsány hodnoty PMS, hodnoty plastického přetvoření a radiální posuvy. Tyto hodnoty jsou v řádcích vizuálně srovnány pomocí barevné škály, kdy zelená je nejvhodnější a červená nejméně vyhovující. Postup výběru bude proveden eliminační metodou, která se bude řídit výše zmíněnými parametry.

| Model                                            | 3A    | 3B    | 3C   | 1D    | 3D    | 2C    | 1C   |
|--------------------------------------------------|-------|-------|------|-------|-------|-------|------|
| Moment setrvačnosti [% původního]                | 92,3  | 94,8  | 95,2 | 95,1  | 96,1  | 95,7  | 96,8 |
| PMS [%]                                          | 106,3 | 102,2 | 99,2 | 101,6 | 100,7 | 107,7 | 100  |
| Max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [%] | 1,16  | 0,76  | 0,3  | 0,49  | 0,3   | 0,64  | 0,3  |
| Max. posuv v radiálním směru [% z $x_t$ ]        | 70    | 66,7  | 63,3 | 63,3  | 63,3  | 63,3  | 63,3 |

Tabulka 6.1 Výsledky analýzy – Model 3

Jak již bylo uvedeno nejdůležitějším parametrem je pokles momentu setrvačnosti, je ale třeba brát v úvahu i ostatní parametry. Jelikož je oběžné kolo turbíny opakovaně namáháno, a to jak nízkou cyklovou únavou, tak možným tečením, je velikost napětí a vzniklá plastická deformace zásadní pro životnost součásti zásadní.

Nejvyšší hodnota PMS byla zaznamenána na modelu 2C a je rovna 107,7 %, zároveň se jedná o model s poklesem momentu setrvačnosti pod 4,5 %. Tento model a modely s nižším úbytkem momentu setrvačnosti (model 2C a 1C) odstraníme z výběru.

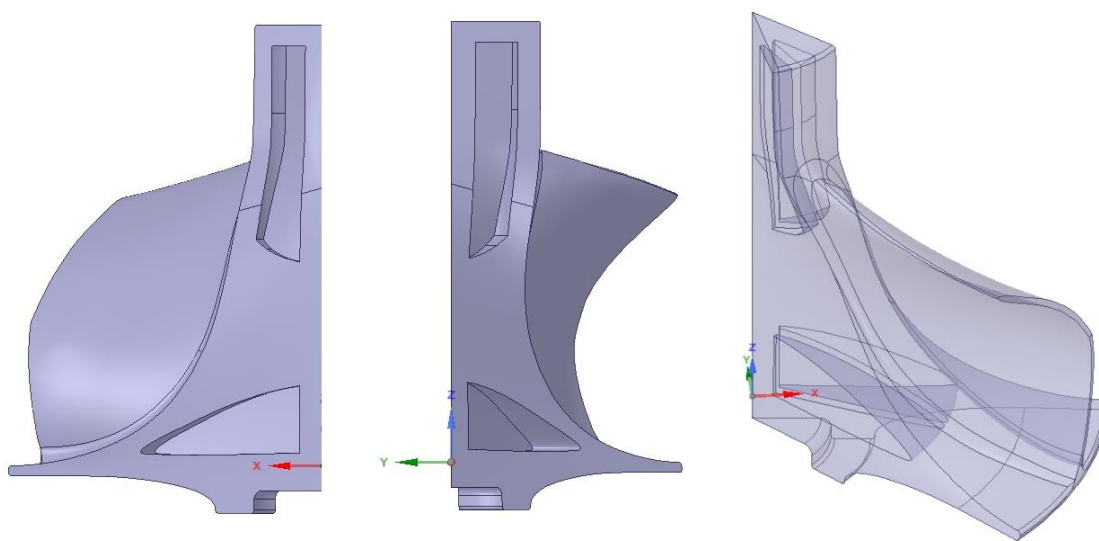
Ze zbylých modelů má nejnižší moment setrvačnosti model 3A. Tento model však dosahuje druhého nejvyššího napětí i podílu plastického přetvoření, tím pádem je z výběru vyloučen. Stejně tak bude vyřazen model 3D, jelikož dosahuje nejvyšší hodnoty PMS i momentu setrvačnosti. Zbývají tedy modely 3B, 3C, 1D.

Mezi těmito variantami je rozdíl v hodnotách momentu setrvačnosti 0,4 % a PMS 3 %. Nejnižších hodnot PMS (nižších než původní varianta) a plastického přetvoření dosahuje model 3D, ale zároveň má nejvyšší hodnotu momentu setrvačnosti. V tomto případě je potřeba zohlednit i tvar konstrukce a její namáhání. Napětí v modelech 1D a 3B dosahují svého maxima uvnitř oběžného kola, viz obr. 5.6 a 5.16, což by v případě porušení mohlo mít fatální následky pro celou součást, viz kapitola 2.5.1.

Model 3C jako jediný dosahuje úbytku napětí, má nejnižší plastické přetvoření a maxima napětí jsou na vnějším povrchu kola, viz obr. 5.18. Tím pádem je jako nejvhodnější model zvolen 3C.

## 7 Výsledná varianta

Jako nejvhodnější optimalizovaný model byl zvolen model 3C. Jeho parametry vztažené k původní variantě jsou zaznamenány v tabulce 7.1 a topologie 1/9 výseče modelu 3C je zobrazena na obr. 7.1.



Obr. 7. 1 Model 3C – 1/9 výseč

| <b>Model 3C – Srovnání s původní variantou</b>                 |       |
|----------------------------------------------------------------|-------|
| Změna hodnoty momentu setrvačnosti [%]                         | -4,8  |
| Změna hodnoty PMS [%]                                          | -0,8  |
| Změna hodnoty max. plastické přetvoření $\varepsilon_{pl}$ [%] | 0     |
| Změna hodnoty max. posuv v radiálním směru [%]                 | 0     |
| Změna hodnoty hmotnosti [%]                                    | -12,6 |

*Tabulka 7.1 Výsledky - Model 3C*

Výsledný model tedy vykazuje snížení momentu setrvačnosti o 4,8 %, snížení napětí o 0,8 % a snížení hmotnosti o 12,6 %, tyto změny proběhly bez navýšení radiálního posuvu a podílu plastické deformace. Model 3C vyhovuje všem zkoumaným parametrům a jeho topologie je hlavním výstupem této diplomové práce.

Jelikož se jedná o součást s uzavřenými dutinami, není možné ji vyrobit odléváním, jak je u oběžných kol zvykem. Jediným řešením je využití aditivních technologií (také označované jako 3D tisk). Niklové superslitiny se již pro aditivní výrobu, používají za pomoci technologie SLM (Selective Laser Melting), kdy laser spojuje částice nanášeného kovového prášku a tím vytváří sktrukturu součásti.

Tato metoda se využívá pro výrobu součástí v leteckém i automobilovém průmyslu. Výhodou aditivních technologií je možnost tvoření dutin, či malých tvarově náročných součástí. [24] Což by bylo využito u tvorby modelu 3C. Díky této technologii také se dají vytvořit kanálky pro chladicí kapalinu, při dalším vývoji by mohly být vzniklé dutiny v oběžném kole konstrukce 3C přizpůsobeny právě k tomuto účelu, takové úpravy mohou být cestou k vyšším výkonům a lepšímu fungování turbodmychadel. [23]

## 8 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce je topologická úprava oběžného kola radiální turbíny turbodmychadla, za účelem snížení momentu setrvačnosti, a to bez změny aerodynamických vlastností. Jedná se o práci zadanou společností Garrett, která se touto problematikou zabývá, kvůli snížení emisí a lepšímu využití potenciálu turbodmychadel. Topologicky upravené modely byly tvořeny na základě výstupu z analýzy napětí původní geometrie oběžného kola. Tato analýza byla provedena v softwaru Ansys Workbench verze 2019 R3 využívajícím metodu konečných prvků. Každá varianta nové topologie byla podrobena provoznímu zatížení a na základě výsledků byl zvolen nejvíce vyhovující model.

V kapitole 2 je popsána teorie turbodmychadel se zaměřením na vliv momentu setrvačnosti rotujících komponent turbodmychadel a jejich funkci. Teorie dále rozvádí zatížení oběžného kola vlivem proudění, teploty a odstředivých sil. Dále jsou popsány důsledky zmíněných zatížení na stav napjatosti oběžného kola. Na konci teoretické části jsou zmíněné doposud využívané způsoby pro snížení momentu setrvačnosti.

Následně byl vytvořen výpočtový model pro původní variantu oběžného kola, kapitola 4. Okrajové podmínky byly dodány společností Garret a jsou důvěrné, proto jsou v práci hodnoty napětí a posuvů popsány v relativních hodnotách. První částí byla analýza proudění výfukových plynů přes oběžné kolo pomocí softwaru CFX integrovaného do programu Workbench. Výsledkem této analýzy bylo rozložení teploty a tlaku, které bylo importováno do termální a následně strukturální analýzy. Výsledná rozložení napětí, posuvů a plastických deformací na původní variantě slouží jako parametry pro posuzování topologicky upravených konstrukcí.

Kapitola 5 se zabývá samotnou optimalizací konstrukce oběžného kola, která se týkala vnitřního objemu oběžného kola. V této kapitole byly představeny tři koncepce topologických úprav, které na sebe vzájemně navazují a jejich kombinace. První koncepce – Model 1 byla založena na vytvoření hladkých dutin v objemu oběžného kola. Model 2 využíval rotované mříže pro podporu dutin a Model 3 radiální žebra v kombinaci s prvky z předešlých modelů. Na základě zhodnocení velikosti momentu setrvačnosti, maximálního napětí, plastického přetvoření a radiálního posuvu byla z 11 modelů vybrána nejvhodnější varianta (moment setrvačnosti, maximální napětí a maximální plastické přetvoření jsou vyjádřeny v procentech hodnot z původní varianty a radiální posuv v procentech povolené vůle). Výběr proběhl v kapitole 6.

Nejvhodnější variantou je Model 3C kombinující prvky Modelu 1 a přidaného žebra. Touto úpravou vnitřní topologie bylo dosaženo snížení momentu setrvačnosti o 4,8 %, snížení maximálního napětí o 0,8 % a snížení hmotnosti o 12,6 %, bez změny radiálního posuvu či plastické deformace.

V kapitole 7 je popsán způsob výroby vybraného modelu pomocí aditivní technologie SLM. Jako další postup bylo doporučeno využití vzniklých dutin pro vedení chladících kanálků, za účelem snížení napětí vniklých teplotou a zlepšení materiálových charakteristik. Zároveň by vybraná konstrukce mohla být analyzována z pohledu únavy a tečení materiálu.

## 9 Literatura

- [1] BAINES, Nicholas C. *Fundamentals of Turbocharging*. Concepts ETI, Inc., 2005, ISBN-10-0933283148.
- [2] HOFMANN, Karel a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. *Turbodmychadla a vozidlové turbíny: Přepřínování spalovacích motorů*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1981.
- [3] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 9788023887563;8023887564.
- [4] DVOŘÁK Leoš. *Prozatimní učební text k přednášce NFUF101 Mechanika*. Univerzita Karlova. Matematicko-fyzikální fakulta. [online]. Praha 2016 [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: [https://kdf.mff.cuni.cz/vyuka/FyzikaI/FyzI\\_05\\_TuheTeleso\\_ver\\_0.pdf](https://kdf.mff.cuni.cz/vyuka/FyzikaI/FyzI_05_TuheTeleso_ver_0.pdf).
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 9788072043460;8072043463.
- [6] TURBO-TEC CZ S.R.O. *Historie turbodmychadla* [online]. 2014 [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: <http://www.turbo-tec.eu/cz/historie-turbodmychadla/>.
- [7] LÁNÍK, Ondřej. *Auto.cz. Přepřínování (2. díl): turbodmychadla* [online]. 2004 [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmychadla16765>.
- [8] ALL STATES AG PARTS, *Turbocharger, New, International, 3LM466* [foto]. De Soto. 2020. [online]. [Cit. 2020-05-02]. Dostupné z: <https://www.tractorpartsasap.com/turbocharger-new-international-3lm466-193876-150245.html>.
- [9] TURBO ONE PTE. LTD., *Principles of Turbocharging*, [foto]. Singapore. 2018. [online]. [Cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://www.turbo.com.sg/fundamental.html>.
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. [Online] 2017. [Cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz>. ISSN 1804-8293.
- [11] GIAKOUMIS Evangelos G. *Review of Some Methods for Improving Transient Response in Automotive Diesel Engines through Various Turbocharging Configurations*. Frontiers in Mechanical Engineering. Vol. 2. DOI: 10.3389/fmech.2016.00004. ISSN=2297-3079. Dostupné také z: <https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/fmech.2016.00004/full>.
- [12] GLUCKER, Jeff. *What's the difference between turbo lag and boost threshold?*. [online]. 2018 [cit. 2020-04-23]. Dostupné z: [https://www.motorauthority.com/news/1114510\\_whats-the-difference-between-turbo-lag-and-boost-threshold](https://www.motorauthority.com/news/1114510_whats-the-difference-between-turbo-lag-and-boost-threshold).
- [13] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, c2008, 160 p. ISBN 19-324-9429-4.

- [14] BASKHARONE, Erian A. *Principles of turbomachinery in air-breathing engines*. Cambridge: Cambridge University Press, 2006. ISBN 9780521858106;0521858100.
- [15] JANÍČEK, Přemysl. *Systémová metodologie: brána do řešení problémů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2014, 1 sv. (různé stránkování). ISBN 978-80- 7204-887-8.
- [16] FERZIGER, Joel H.; PERIC, M. *Computational methods for fluid dynamics*. 3rd, rev. ed. New York: Springer, c2002. ISBN 35-404-2074-6.
- [17] UNITED STATES. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. *Metallic Materials Properties Development and Standardization: MMPDS-06*. Ohio. Battelle Memorial Institute. 2011. ISBN 978-16-1344-732-1.
- [18] F. GÁLVEZ, N. GARCÍA, D. CENDÓN, A. ENFEDAQUE AND V. SÁNCHEZ-GÁLVEZ. *Mechanical behaviour of Inconel 713LC at different strain rates and high temperatures*. DYMAT 2009. Vol. 1. DOI: 10.1051/dymat/2009120. Dostupné také z: [https://www.researchgate.net/publication/46251799\\_Mechanical\\_behaviour\\_of\\_Inconel\\_713LC\\_at\\_different\\_strain\\_rates\\_and\\_high\\_temperatures](https://www.researchgate.net/publication/46251799_Mechanical_behaviour_of_Inconel_713LC_at_different_strain_rates_and_high_temperatures).
- [19] GIAKOUMIS Evangelos G. *Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions*. SAE Transactions, Journal of Engines. Vol. 115. DOI: 10.4271/2006-01-0884. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/266277038\\_Review\\_of\\_Thermodynamic\\_Diesel\\_Engine\\_Simulations\\_under\\_Transient\\_Operating\\_Conditions](https://www.researchgate.net/publication/266277038_Review_of_Thermodynamic_Diesel_Engine_Simulations_under_Transient_Operating_Conditions).
- [20] TANG, Qijun, Jianqin FU, Jingping LIU, Benoit BOULET, Ligang TAN a Zhichao ZHAO. *Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performances*. Applied Thermal Engineering. Vol. 92 [online]. 2016, 93, 797-812 [cit. 2020-05-08]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.063. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431115009849>
- [21] *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 3., přeprac. vyd., v Akademickém nakl. CERM 1. Brno: CERM, 2004, 287 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2592-X.
- [22] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1998. ISBN 80-7078-572-1.
- [23] KONSTRUKTER.CZ. *Siemens vyrábí 3D tiskem lopatky do plynových turbín*. [online]. 2017 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.konstrukter.cz/siemens-vyrabi-3d-tiskem-lopatky-do-plynovych-turbin-video/>.
- [24] CLARKE, Scott. *Study Shows Anisotropic Properties of 3D Printed Nickel Super Alloy K418 (713C)*. [online]. 2018 [cit. 2020-07-23]. Dostupné z: <https://3dprint.com/222605/anisotropic-properties-nickel-k418-inconel-713c/>

## 10 Seznam použitých symbolů

| Symbol      | Jednotka             | Název                                        |
|-------------|----------------------|----------------------------------------------|
| $VGT$       |                      | Variable-Geometry Turbocharger               |
| $P_e$       | [kW]                 | efektivní výkon pístového spalovacího motoru |
| $i$         | [-]                  | počet válců                                  |
| $p_{pl}$    | [Pa]                 | plnicí tlak                                  |
| $V_H$       | [cm <sup>3</sup> ]   | zdiňový objem válce                          |
| $n$         | [ot/min]             | otáčky motoru                                |
| $\tau$      | [-]                  | otáčkový činitel                             |
| $p_e$       | [Pa]                 | střední efektivní tlak                       |
| $H_u$       | [-]                  | poměr výhřevnosti paliva                     |
| $\sigma_t$  | [-]                  | teoretický směšovací poměr                   |
| $\rho_{pl}$ | [kg.m <sup>3</sup> ] | hustota plnicího vzduchu                     |
| $\lambda_z$ | [-]                  | spalovací součinitel přebytku                |
| $\eta_m$    | [-]                  | mechanická účinnost                          |
| $\eta_i$    | [-]                  | indikovaná účinnost                          |
| $\eta_d$    | [-]                  | dopravní účinnost                            |
| $T_{pl}$    | [K]                  | teplota plnicího vzduchu                     |
| $E_k$       | [J]                  | kinetická energie                            |
| $J_0$       | [kg.m <sup>2</sup> ] | moment setrvačnosti                          |
| $\omega$    | [rad/s]              | úhlová rychlost tělesa,                      |
| $\rho$      | [kg/m <sup>3</sup> ] | hustota                                      |
| $R$         | [mm]                 | vzdálenost kolmá na osu rotace               |
| $dV$        | [m <sup>3</sup> ]    | elementární objem                            |
| $b_0$       | [kg.m/s]             | průmět momentu hybnosti do osy rotace        |
| $M_0$       | [N.m]                | krouťící moment                              |
| $M_k$       | [N.m]                | točivý moment                                |
| $F_u$       | [N]                  | obvodová síla působící od proudu tekutiny    |
| $c_u$       | [m/s]                | obvodová složka absolutní rychlosti tekutiny |

|                |                                       |                                                       |
|----------------|---------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| $M_r$          | [N]                                   | moment kterým působí oběžné kolo na kapalinu          |
| $dm$           | [kg/s]                                | hmotnostní tok                                        |
| $r_1$          | [mm]                                  | vnější poloměr kola na vstupu                         |
| $r_2$          | [mm]                                  | vnější poloměr kola na výstupu                        |
| $w$            | [m/s]                                 | relativní rychlost tekutiny                           |
| $u$            | [m/s]                                 | obvodová rychlost kapaliny                            |
| $M_T$          | [N.m]                                 | točivý moment turbíny                                 |
| $\eta_{mTG}$   | [-]                                   | mechanická účinnost turbodmychadla                    |
| $M_C$          | [N.m]                                 | točivý moment kompresoru                              |
| $G_{TC}$       | [kg.m <sup>2</sup> ]                  | moment setrvačnosti rotoru celého turbodmychadla      |
| $F_o$          | [N]                                   | odstředivá síla                                       |
| $\tau_k$       | [MPa]                                 | smykové napětí způsobené krouticím momentem           |
| $J_p$          | [mm <sup>4</sup> ]                    | polární moment průřezu prutu                          |
| $\sigma_r$     | [MPa]                                 | radiální napětí                                       |
| $\sigma_t$     | [MPa]                                 | tečné napětí                                          |
| $\sigma_{tem}$ | [MPa]                                 | napětí způsobené teplotní roztažností                 |
| $E$            | [GPa]                                 | modul pružnosti v tahu                                |
| $\alpha$       | [K <sup>-1</sup> ]                    | teplotní roztažnost                                   |
| $D$            | [mm]                                  | vnější průměr oběžného kola                           |
| $v_o$          | [m/s]                                 | obvodová rychlost                                     |
| $p_{in}$       | [bar]                                 | tlak na vstupu do turbíny                             |
| $t_{in}$       | [°C]                                  | teplota na vstupu do turbíny                          |
| $x_t$          | [mm]                                  | vůle mezi oběžným kolem a krytem                      |
| $HTC$          | [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ] | Heat Transfer Coefficient – koeficient přestupu tepla |
| $\mu$          | [-]                                   | Poissonova konstanta                                  |
| $\lambda$      | [W/m.K]                               | tepelná vodivost materiálem                           |
| $\gamma$       | [10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> ]   | tepelná roztažnost                                    |
| $c$            | [J/kg.K]                              | měrná tepelná kapacita                                |
| $R_{p0,2}$     | [MPa]                                 | mez kluzu                                             |
| $R_m$          | [MPa]                                 | mez pevnosti                                          |
| $A$            | [%]                                   | tažnost                                               |

|                    |       |                              |
|--------------------|-------|------------------------------|
| $\varepsilon_{pl}$ | [-]   | plastické přetvoření         |
| $CFD$              | -     | Computational Fluid Dynamics |
| $\sigma_{red}$     | [MPa] | redukované napětí            |
| $\varepsilon_{pl}$ | [-]   | ekvivalentní přetvoření      |
| $R_m$              | [MPa] | mez pevnosti                 |
| $A$                | [%]   | tažnost                      |
| $\varepsilon_{pl}$ | [-]   | plastické přetvoření         |
| $PMS$              | [%]   | Percent of Maximum Stress    |

## 11 Seznam obrázků

|                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <i>Obr. 11.1 Části turbodmychadla [8]</i>                                                          | 11 |
| <i>Obr. 11.2 Funkce turbodmychadla [9]</i>                                                         | 12 |
| <i>Obr. 2.3 Síly působící na lopatky oběžného kola [10]</i>                                        | 15 |
| <i>Obr. 2.4 Složení absolutní rychlosti tekutiny [10]</i>                                          | 15 |
| <i>Obr. 2.5. Průběh točivého momentu přepřehovaného a atmosférického motoru [11]</i>               | 17 |
| <i>Obr. 2.6 Charakteristiky motoru v přechodovém režimu [11]</i>                                   | 18 |
| <i>Obr. 2.7 Turbínové kolo [13]</i>                                                                | 19 |
| <i>Obr. 2.8 Rozložení napětí při rotaci nezátíženého kotouče a mezikruží [22]</i>                  | 21 |
| <i>Obr. 2.9 Rozložení napětí při prostém krutu [21]</i>                                            | 21 |
| <i>Obr. 2.10 Konstrukce oběžného kola – Scalloped surface [1]</i>                                  | 23 |
| <i>Obr. 4.1 CAD model oběžného kola</i>                                                            | 27 |
| <i>Obr. 4.2 Postup CFD analýzy</i>                                                                 | 27 |
| <i>Obr. 4.3 Kontrolní objem a CAD-import data</i>                                                  | 28 |
| <i>Obr. 4.4 Síť vytvořená v nástroji TurboGrid</i>                                                 | 29 |
| <i>Obr. 4.5 Umístění okrajových podmínek kontrolního objemu</i>                                    | 30 |
| <i>Obr. 4.6 Rozložení tlaku</i>                                                                    | 31 |
| <i>Obr. 4.7 Rozložení teploty</i>                                                                  | 32 |
| <i>Obr. 4.8 Struktura termální analýzy</i>                                                         | 33 |
| <i>Obr. 4.9 Síť 1/9 oběžného kola</i>                                                              | 34 |
| <i>Obr. 4.10 Plochy pro aplikaci teploty, HTC (červená) a symetrie (modrá)</i>                     | 35 |
| <i>Obr. 4.11 Teplota v objemu oběžného kola – meridiánový řez</i>                                  | 35 |
| <i>Obr. 4.12 Struktura strukturální analýzy</i>                                                    | 36 |
| <i>Obr. 4. 11 Okrajové podmínky pro strukturální analýzu</i>                                       | 37 |
| <i>Obr. 4. 12 Redukované napětí – původní varianta – celkový pohled (20x zvětšena deformace)</i>   | 38 |
| <i>Obr. 4. 13 Plastické přetvoření– původní varianta – celkový pohled (20x zvětšena deformace)</i> | 38 |
| <i>Obr. 4. 14 Redukované napětí – původní varianta – meridiánový řez (nedeformováno)</i>           | 39 |

|                                                                                         |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <i>Obr. 4. 15 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez A (nedeformováno)</i> | 40 |
| <i>Obr. 4. 16 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez B (nedeformováno)</i> | 40 |
| <i>Obr. 4. 17 Redukované napětí – původní varianta – radiální řez C (nedeformováno)</i> | 41 |
| <i>Obr. 4. 18 Posuv v radiálním směru – původní varianta (20x deformace zvětšena)</i>   | 41 |
| <i>Obr. 5. 1 Redukované napětí – Model 1A (nedeformováno)</i>                           | 43 |
| <i>Obr. 5.2 Posuv v radiálním směru – Model 1A (skutečná deformace)</i>                 | 43 |
| <i>Obr. 5.3 Redukované napětí – Model 1B (nedeformováno)</i>                            | 44 |
| <i>Obr. 5.4 Redukované napětí – Model 1C (skutečná deformace)</i>                       | 45 |
| <i>Obr. 5.5 Redukované napětí – Model 1D (skutečná deformace)</i>                       | 45 |
| <i>Obr. 5.6 Redukované napětí – Model 1D – detail (deformace 97x zvětšena)</i>          | 46 |
| <i>Obr. 5. 7 Redukované napětí – Model 2A (skutečná deformace)</i>                      | 47 |
| <i>Obr. 5. 8 Redukované napětí – Model 2A - detail (deformace 30x zvětšena)</i>         | 48 |
| <i>Obr. 5. 9 Redukované napětí – Model 2B (skutečná deformace)</i>                      | 48 |
| <i>Obr. 5. 10 Redukované napětí – Model 2B - detail (deformace 30x zvětšena)</i>        | 49 |
| <i>Obr. 5. 11 Redukované napětí – Model 2C (skutečná deformace)</i>                     | 49 |
| <i>Obr. 5.12 Redukované napětí – Model 2C - detail (deformace 97x zvětšena)</i>         | 50 |
| <i>Obr. 5.13 Model 3 – Žebro – výseč 1/9</i>                                            | 51 |
| <i>Obr. 5. 14 Redukované napětí – Model 3A - (skutečná deformace)</i>                   | 52 |
| <i>Obr. 5. 15 Redukované napětí – Model 3A - (skutečná deformace)</i>                   | 52 |
| <i>Obr. 5. 16 Redukované napětí – Model 3B - (skutečná deformace)</i>                   | 53 |
| <i>Obr. 5. 17 Redukované napětí – Model 3B – detail – (deformace 95 x zvětšena)</i>     | 53 |
| <i>Obr. 5. 18 Redukované napětí – Model 3C - (skutečná deformace)</i>                   | 54 |
| <i>Obr. 5. 19 Redukované napětí – Model 3C - (skutečná deformace)</i>                   | 54 |
| <i>Obr. 5. 14 Redukované napětí – Model 3D - (skutečná deformace)</i>                   | 55 |
| <i>Obr. 7. 1 Model 3C – 1/9 výseč</i>                                                   | 57 |