



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ŠROUBOVÉ SPOJENÍ TURBÍNOVÉHO KOLA S HŘÍDELEM
TURBODMYCHADLA**

DESIGN OF THREAD CONNECTION OF TURBOCHARGER TURBINE WHEEL AND ROTOR SHAFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matúš Oboňa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Matúš Oboňa**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Šroubové spojení turbínového kola s hřídelem turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá návrhem spojení turbínového kola turbodmychadla s hřídelem při použití nesvařitelného materiálu pro výrobu kola. Práce vyžaduje modelování a pevnostní analýzu pro návrh utahovacího momentu a dimenzování spoje namáhaného provozními podmínkami turbodmychadla. Problematika závěrečné práce souvisí s trendem používání lehkých materiálů jako např. „titanium aluminide“ pro snížení momentu setrvačnosti rotoru. Předpokládá se, že hlavní poznatky práce najdou využití v průmyslové praxi při návrhu nových nebo inovovaných turbodmychadel.

Cíle diplomové práce:

Rešerše spojení turbínového kola s hřídelem turbodmychadla.
Výpočtová analýza namáhání šroubového spoje v důsledku provozních podmínek.
Stanovení utahovacího momentu šroubového spoje pro přenos kroutícího momentu.
Zhodnocení a možnosti vylepšení.

Seznam doporučené literatury:

NGUYEN-SCHÄFER, Hun. Rotordynamics of automotive turbochargers. Second Edition. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

VANCE, John M. Rotordynamics of turbomachinery. New York: Wiley, 1988. ISBN 978-0471802587.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom konceptu skrutkového spojenia turbínového kolesa a hriadeľa. V úvodných častiach práce sú spracované súčasné metódy spájania turbínového kolesa a hriadeľa pomocou zvarovania a taktiež metódy spájania kompresorových kolies a hriadeľov. V práci boli navrhnuté štyri koncepty riešenia, ktoré boli zhodnotené a bol vybraný najlepší koncept. Pre vybraný koncept bol následne určený požadovaný ťahovací moment a koncept bol analyzovaný z hľadiska namáhania v dôsledku prevádzkových podmienok turbodúchadla.

KĽUČOVÉ SLOVÁ

Turbodúchadlo, turbínové koleso, hriadeľ, skrutkové spojenie, ťahovací moment, MKP analýza.

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on the concept of threaded connection of the turbine wheel and shaft. At the beginning are described current welding methods of the turbine wheel and shaft connections as well as methods of the compressor wheel and shaft connections. Four possible concepts were designed and evaluated, and the best concept was chosen. For this concept was calculated tightening torque and concept was evaluated in terms of turbocharger operating conditions.

KEYWORDS

Turbocharger, turbine wheel, shaft, thread connection, tightening torque, MKP analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

OBOŇA, Matúš. Šroubové spojení turbínového kola s hřídelem turbodmychadla. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121656>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 78 s. Vedoucí práce Jozef Dlugoš.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jozefa Dlugoša Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 25. júna 2020

.....

Matúš Oboňa



POĎAKOVANIE

Ďakujem Ing. Jozefovi Dlugošovi Ph.D. za rady pri vypracovávaní práce. Ďalej by som chcel poďakovať rodine a kolegom za podporu pri štúdiu a vypracovávaní práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Základný princíp a konštrukcia turbodúchadla	11
1.1 Princíp funkcie	11
1.2 Konštrukcia turbodúchadla	12
1.3 Spojenie turbínového kolesa a hriadeľa	15
1.4 Materiály pre turbínové kolesá a hriadele	19
1.5 Prínos turbínového kolesa s nižšou hmotnosťou	21
2 Uvažované koncepty SWA	23
2.1 Tvorba 3D modelov	24
2.2 Návrh typu Thrubore	24
2.3 Návrh typu Thrubore Threaded	26
2.4 Návrh typu Boreless	27
2.5 Návrh s turbínovým kolesom s vonkajším závitom	29
2.6 Vyhodnotenie a výber konceptu	30
2.7 Porovnanie hmotnosti a momentu zotrvačnosti	31
3 Termálna analýza	32
4 Výpočet potrebného ťahovacieho momentu	34
4.1 Výpočet maximálneho točivého momentu	34
4.2 Hodnoty potrebné pre výpočet ťahovacieho momentu	35
4.3 Odhad ťahovacieho momentu	39
4.4 Výpočet sily predpätia	39
4.5 Výpočet sily predpätia pri prevádzkovej teplote	40
4.6 Úprava ťahovacieho momentu	42
4.7 Kontrola napätí	43
4.8 Súhrn napätí	46
5 MKP analýza	47
5.1 Príprava 3D modelu	47
5.2 Materiál	50
5.3 Sieť	50
5.4 Okrajové podmienky	53
5.5 Overenie deformácie vplyvom otáčok	60
5.6 Dosahované napätia	61
5.7 Zhrnutie a možnosti vylepšenia	67
5.8 Hardware	68
Záver	69



Zoznam použitých skratiek a symbolov	74
Zoznam príloh	77

ÚVOD

Preplňovanie spaľovacích motorov bolo v minulosti doménou hlavne vznetrových motorov, prípadne prémiových a výkonných zážihových motorov. V posledných rokoch však dochádza k tzv. downsizingu, teda znižovaniu objemu spaľovacích motorov. Hlavným dôvodom sú vysoké nároky kladené na znižovanie emisií výfukových plynov, a teda aj na spotrebu pohonných hmôt. Zároveň je však vyžadované, aby sa zníženie spotreby a množstva emisií dosiahlo bez poklesu výkonu motora, a teda bez zníženia jazdného komfortu pre koncového zákazníka. To spôsobilo, že zážihové motory preplňované turbodúchadlom sa stali bežnou súčasťou aj automobilov nižších tried. Tento trend vytvára taktiež tlak na ďalší vývoj turbodúchadiel, jednak z hľadiska ich efektivity, ale taktiež z hľadiska materiálov odolnejších voči vysokým teplotám, ktoré sú pri moderných zážihových motoroch dosahované.

K roztočeniu rotoru turbodúchadla na prevádzkové otáčky je potrebná určitá kinetická energia výfukových plynov prúdiacich z motora. Táto skutočnosť sa prejavuje tzv. turbolagom, teda zdržaním medzi stlačením plynového pedála, tj. požiadavkou na výkon od vodiča a pocitovým nástupom výkonu. Veľkosť potrebnej energie je závislá na momente zotrvačnosti rotora, a teda aj na jeho hmotnosti. Keďže hustota súčasných materiálov používaných pre výrobu turbínových kolies je približne trojnásobná oproti hustote materiálov pre kompresorové kolesá, je celkový moment zotrvačnosti rotora, a teda aj spomínané zdržanie výrazne ovplyvnené turbínovým kolesom. Použitím turbínového kolesa vyrobeného z materiálu s nižšou hmotnosťou je teda možné dosiahnuť výrazné zrýchlenie odozvy turbodúchadla a roztočenie rotora na požadovanú rýchlosť pri nižších otáčkach motora, bez zmenšenia veľkosti turbínového kolesa. Zachovaním veľkosti kolesa nedôjde k ovplyvneniu hornej hranice otáčok motora, pri ktorých je turbodúchadlo schopné pracovať. [26][27][28][29][31][34][35]

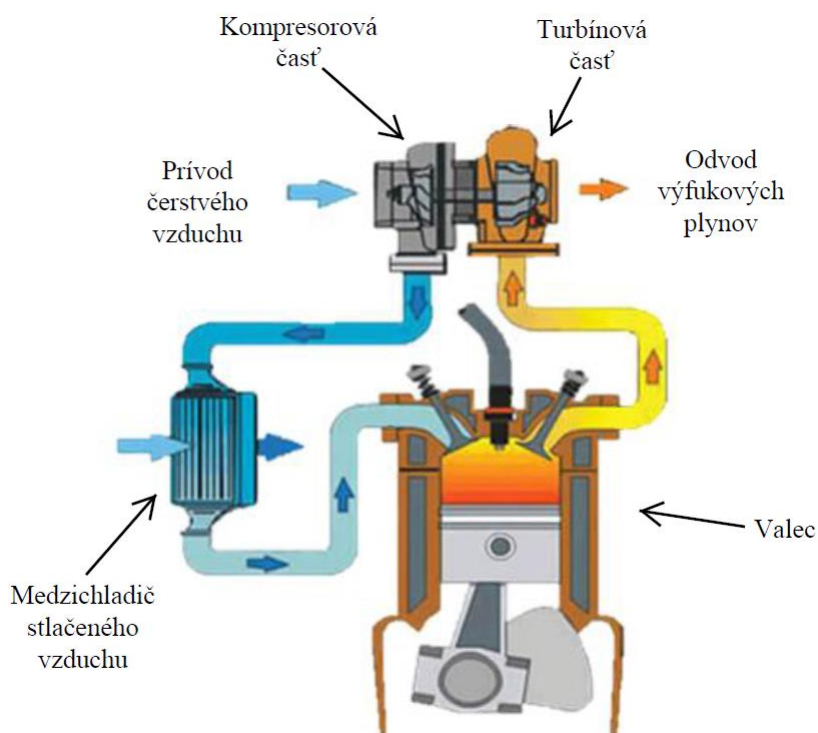
Úlohou tejto diplomovej práce je overenie konceptu skrutkového spojenia turbínového kolesa s hriadeľom. To by prinieslo možnosť využitia nových, nezvariteľných materiálov pre turbínové kolesá a otvorila by sa tým cesta pre využitie materiálov s nižšou hmotnosťou, teda s nižším momentom zotrvačnosti, prípadne materiálov s lepšími mechanickými vlastnosťami pri vysokých teplotách.

1 ZÁKLADNÝ PRINCÍP A KONŠTRUKCIA TURBODÚCHADLA

Hlavnou motiváciou pre použitie preplňovania spaľovacieho motora je zníženie spotreby, teda aj produkovaných emisií a zvýšenie výkonu. Preplňovanie turbodúchadlom je v súčasnosti najpoužívanejším spôsobom preplňovania spaľovacích motorov používaných v automobilovom priemysle. Pre svoju činnosť využíva energiu výfukových plynov prúdiacich z valcov motora, teda energiu, ktorá by bola inak nevyužitá. To je hlavnou výhodou turbodúchadiel oproti mechanicky poháňaným kompresorom, ktoré sú poháňané z kľukovej hriadele motora, a teda odoberajú určitú časť výkonu motora. [36]

1.1 PRINCÍP FUNKCIE

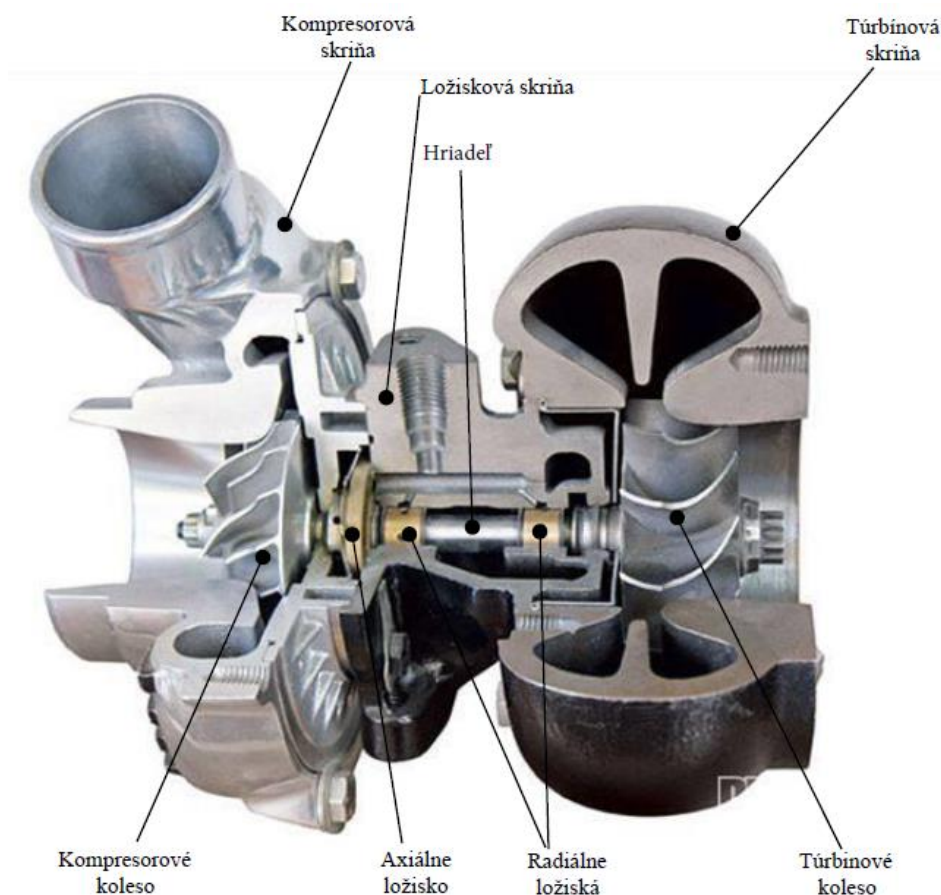
Výfukové plyny prúdiace z motora sú v turbínovej skrini privádzané na lopatky turbínového kola. Vplyvom kinetickej energie prúdiacich spalín dochádza k roztočeniu turbínového kola. Točivý moment je z turbínového kola prenášaný na kompresorové koleso pomocou spojovacej hriadele. Základný princíp funkcie je zobrazený na Obr. 1.



Obr. 1 Základný princíp funkcie turbodúchadla [1]

1.2 KONŠTRUKCIA TURBODÚCHADLA

Turbodúchadlo je možné rozdeliť na tri hlavné časti, a to kompresorovú, ložiskovú a turbínovú skriňu. Ložisková skriňa spolu s ložiskami a rotorom býva označovaná ako CHRA (z anlg. Center Housing and Rotating Assembly). Rotor je tvorený kompresorovým a turbínovým kolesom, ktoré sú vzájomne spojené hriadeľom. Jednotlivé časti sú zobrazené a popísané na Obr. 2.



Obr. 2 Popis častí turbodúchadla [2]

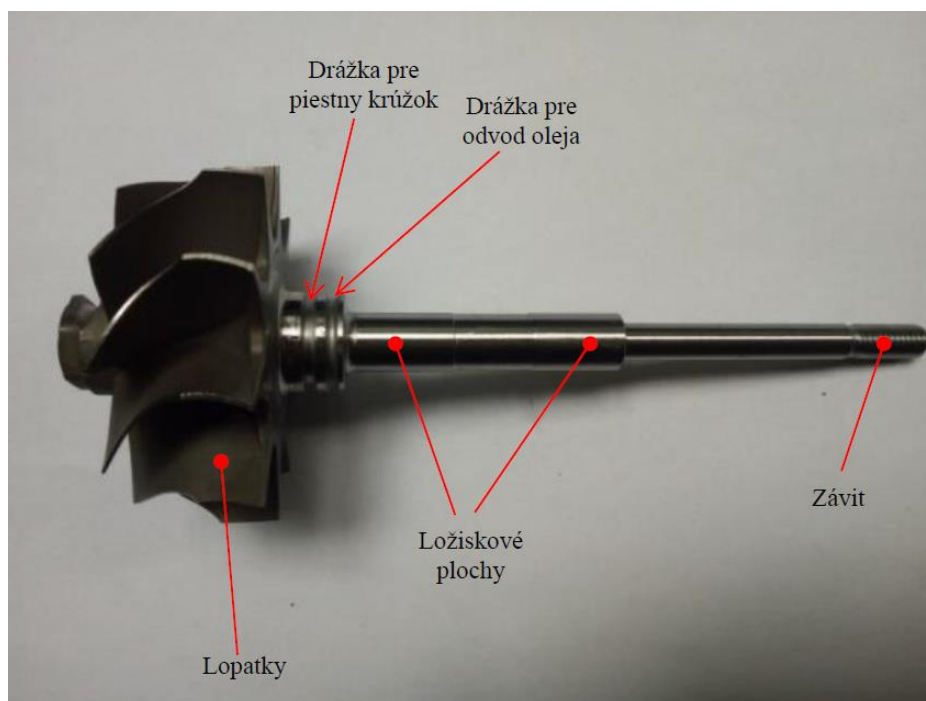
1.2.1 TURBÍNOVÉ KOLESO A HRIADEĽ (SWA)

Zostava turbínového kolesa a hriadeľa je označovaná aj ako SWA, prípadne TWA (z angl. Shaft Wheel Assembly, prípadne Turbine Wheel Assembly). Prakticky jediným v súčasnosti využívaným spôsobom spájania turbínového kolesa a hriadeľa pre automobilové aplikácie je zváranie. Medzi využívané metódy patria hlavne zváranie trením, zváranie lúčom elektrónov a zváranie laserovým lúčom. Podrobnejšie budú jednotlivé metódy popísané v ďalších kapitolách tejto práce. Pre letecké motory je z dôvodu bezpečnosti využívaná aj výroba SWA z jedného kusu materiálu, v automobilovom priemysle však táto metóda nie je využívaná z dôvodu vysokej cenovej náročnosti.

SWA je z cenového hľadiska jednou z najdrahších častí celého turbodúchadla. Prvým dôvodom sú použité materiály, ktoré musia odolávať extrémnym prevádzkovým podmienkam.

Druhým dôvodom je náročnosť výroby a vysoká presnosť výroby požadovaná pre dosiahnutie optimálnych vôlí medzi hriadeľom a ložiskom a taktiež medzi turbínovým kolesom a turbínovou skriňou. Tieto vôle sú dôležité pre dosiahnutie optimálneho výkonu turbodúchadla. [3][4]

Jednotlivé časti SWA sú zobrazené na Obr. 3, v konkrétnom prípade na obrázku má hriadeľ jednu drážku pre piestny krúžok, obvyklé sú však aj dve drážky pre piestne krúžky. Drážka pre odvod oleja ako už vyplýva z jej názvu, slúži na odvod oleja pri rotácii rotorovej skupiny preč z priestoru piestnych krúžkov. Závit slúži na upevnenie kompresorového kolesa. Ložiskové plochy môžu byť lokálne vytvrdzované z dôvodu vysokej požadovanej tvrdosti.

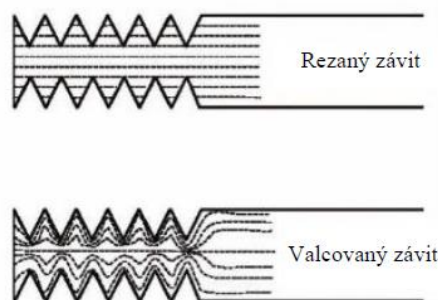


Obr. 3 Popis častí SWA[5]

Turbínové kolesá sú najčastejšie vyrábané metódou presného odlievania do vytaviteľnej formy. Jedná sa o jeden z najpresnejších spôsobov odlievania, vhodný pre výrobu tvarovo zložitých súčastí. Pomocou tejto metódy je možné plniť náročné rozmerové, tvarové a povrchové požiadavky kladené na výrobu turbínových kolies. Ďalšou výhodou sú minimálne nároky na dokončovacie operácie. V praxi je pred zváraním opracovaná iba plocha kolesa, ktorá dosadá na hriadeľ. [30][33]

Pre výrobu závitú je z hľadiska výslednej pevnosti výhodnejšia metóda valcovania závitú oproti metóde rezania. Pri valcovaní závitú nedochádza k odberu materiálu vo forme triesok, ale k jeho plastickej deformácii. Deformovaný materiál sa spevňuje a na rozdiel od výroby závitú rezaním nie je poškodená vnútorná štruktúra materiálu, pretože jednotlivé vlákna nie sú prerušené (Obr. 4). Vďaka tomu sú valcované závity schopné prenášať vyššie silové zaťaženia. Ďalšími výhodami sú vyššia akosť povrchu, spoľahlivosť a životnosť závitú. Nevýhodou je

zhoršená tvarová presnosť valcovaného závit, najmä v oblasti vrcholu (hrebeňa) a dna závit. [3][25]



Obr. 4 Rezaný závit vs. valcovaný závit[3]

1.2.2 TYPY SPOJENÍ KOMPRESOROVÉHO KOLESA A SWA

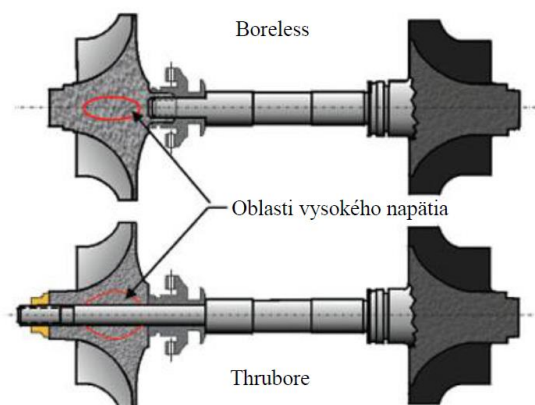
Kompresorové koleso je so SWA spojené pomocou závitového spojenia. Používané sú tri hlavné konštrukčné riešenia.

THRUBORE

Prvým zo spomínaných riešení, tzv. thrubore, jedná sa o priechodziu dieru vyvrtanú skrz celé kompresorové koleso, ktoré je potom upevnené k SWA pomocou matice a závitú na hriadeli. Hlavnou nevýhodou tohto riešenia je, že diera prechádza oblasťou, ktorá je pri rotácii kompresorového kolesa výrazne namáhaná, vid' Obr. 5. Tým sa znižuje celková únavová životnosť kolesa. Tento typ je využívaný najmä v menších turbodúchadlách pre osobné automobily, kde sa predpokladá nižší kilometrový nájazd. Výhodou je jednoduchšia výroba, a teda aj nižšia cena. Pre spojenie sa používa uloženie s presahom, teda vŕtanie kompresorového kolesa ma menší priemer ako je priemer hriadeľa. Pri montáži je koleso pred nasadením na hriadeľ nahriate na určitú teplotu. [3][32]

THRUBORE THREADED

Obdobou riešenia thrubore je tzv. thrubore threaded, kedy diera taktiež prechádza skrz celé kompresorové koleso, avšak závit sa nachádza priamo v kolese. Nevýhody sú obdobné ako pri thrubore. Výhodou je, že odpadá nutnosť použitia matice čo prispeje k určitému zníženiu hmotnosti, keďže uťahovací prvok je priamo na kompresorovom kolese, ktoré je vyrobené z materiálu s nižšou hmotnosťou ako oceľová matica a taktiež hriadeľ môže byť o niečo kratšia. Medzi ďalšie nevýhody oproti thrubore je možné zaradiť náročnejšiu výrobu, a teda vyššie cenové nároky tejto metódy. [3][32]

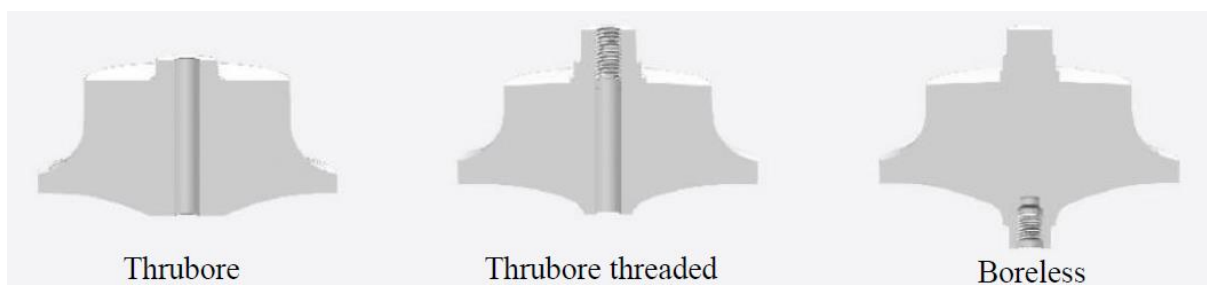


Obr. 5 Boreless a Thrubore riešenie pripojenia kompresorového kolesa[3]

BORELESS

Tretím riešením je tzv. boreless, teda nepriechodzia diera a závit priamo v kolese. Výhodou riešenia je až päťnásobne vyššia životnosť, keďže koleso nie je oslabené vrtaním v oblasti, v ktorej dochádza k vysokým napätiam, viď Obr. 5. Boreless riešenie je využívané hlavne pre väčšie turbodúchadlá nákladných automobilov, kde je požadovaná vyššia životnosť. Nevýhodou sú vyššie výrobné náklady z dôvodu vysokých požadovaných presností, minimálnej dĺžky výbehu závitů a pod.[3][32]

Na Obr. 6 sú zobrazené všetky tri spomínané riešenia.



Obr. 6 Thrubore vs. Thrubore threaded vs. Boreless kompresorové koleso[38]

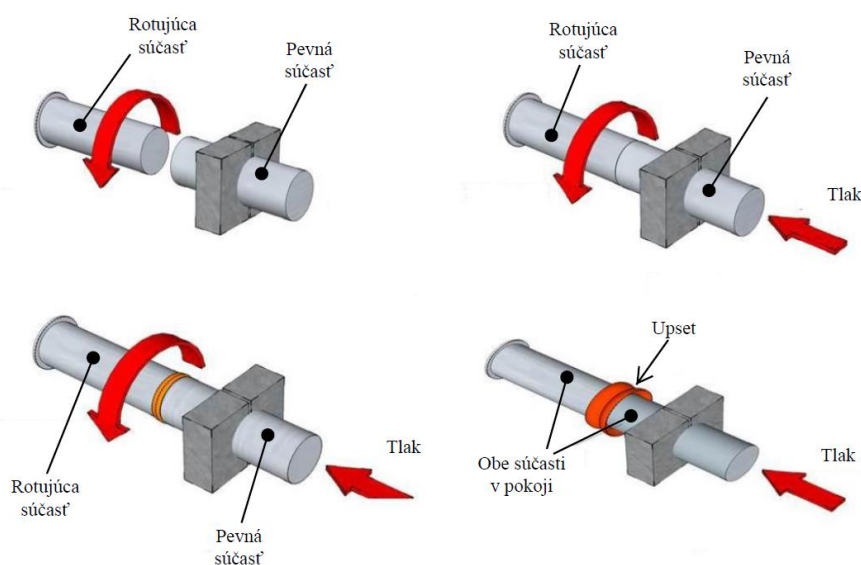
1.3 SPOJENIE TURBÍNOVÉHO KOLESA A HRIADEĽA

Ako už bolo uvedené v predchádzajúcich kapitolách práce, prakticky jediným v dnešnej dobe sériovo využívaným spôsobom spájania turbínového kolesa a hriadeľa pre turbodúchadlá v automobilovom priemysle je zvarovanie. Hlavnými metódami používanými pre zvarovanie turbínového kolesa a hriadeľa sú zvarovanie trením, zvarovanie lúčom elektrónov a zvarovanie laserovým lúčom.

1.3.1 ZVÁRANIE TRENÍM

Zváranie trením sa v priemysle používa pre výrobu SWA približne od 80. rokov 20. storočia. Jedná sa o technologicky nenáročnú metódu.

Jedna zo spájaných súčastí je upevnená k ťažkému zotrvačníku, druhá súčasť je upevnená vo zveráku, ktorý zabráňuje jej rotácii. Zotrvačník je následne roztočený na definované otáčky, po roztočení na požadované otáčky je hnací motor odpojený od zotrvačníka, zotrvačník a v ňom upnutá časť zotrvačujú v rotácii vplyvom kinetickej energie uloženej v zotrvačníku. Zvárané časti sú následne pritlačené k sebe a vplyvom vysokej teploty vznikajúcej trením povrchov zváraných súčastí dochádza k ich spojeniu. Základný princíp zvárania trením je zobrazený na Obr. 7. Dosahovaná teplota je pod bodom tavenia oboch materiálov.



Obr. 7 Princíp zvárania trením [10]

Výhodami sú hlavne technologická nenáročnosť, zváranie je priamo riadené len otáčkami zotrvačníka, prítlačným tlakom a nepriamo hmotnosťou zotrvačníka. Tieto parametre sú vypočítané v závislosti na rozmeroch a materiáli zváraných súčastí. Ďalšou výhodou je aj krátky čas potrebný pre zvarenie súčastí, a teda vo výsledku aj nízka cena.

Ďalšou obdobou je pripojenie rotujúcej súčasti priamo k hnaciemu motoru, ktorý zostáva pripojený aj počas samotného zvárania. Táto metóda je označovaná ako Continuous Drive Friction Welding CDFW. Výhodou je lepšia možnosť regulácie - udržanie konštantných otáčok počas presne určeného času, následne je rotácia zabrzdená. [4][8]

Vysoká teplota pri zváraní sa prejavuje vznikom tzv. teplom ovplyvnenej oblasti. Vplyvom vysokej teploty a následného rýchleho ochladenie zvaru dochádza v tejto oblasti k vzniku zostatkového napätia v oboch materiáloch, je preto nutná následná tepelná úprava napr. temperovaním. Pri trecom zváraní sú drážky pre piestne krúžky na hriadeli obrobené až po zvarení oboch častí a následnej tepelnej úprave. Pri tomto type zvárania dochádza k vzniku tzv. upsetu zobrazeného na Obr. 7, ktorý je následne nutné opracovať.

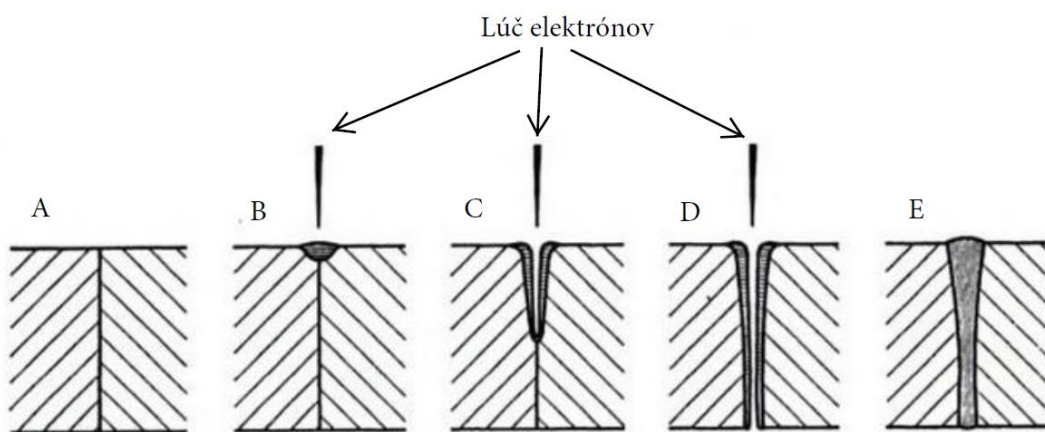
1.3.2 ZVÁRANIE LÚČOM ELEKTRÓNOV

Jedná sa o technologicky vyspelý proces, v počiatkoch bol využívaný hlavne v atómovom a leteckom priemysle, rýchlo však našiel uplatnenie aj v mnohých ďalších priemyselných odvetviach.[12]

Zváranie lúčom elektrónov je jednou z metód tavného zvárania, pre ohrev spájaných materiálov sa využíva sústredený zväzok elektrónov s vysokou energiou, urýchlený vysokým napätím (približne 20kV až 200kV) na 30% až 70% rýchlosti svetla. Pri dopade elektrónov na povrch súčastí dochádza k ich spomaleniu a premene ich kinetickej energie na teplo. Toto teplo, je využité na ohrev spájaných materiálov. Vzhľadom k tomu, že kinetická energia elektrónov je sústredená na veľmi malú plochu je dosiahnutý úzky zvar, s minimálnou tepelne ovplyvnenou oblasťou. Tepelná úprava je pri tomto type zvárania voliteľnou možnosťou. [11]

Proces je bez použitia ochrannej atmosféry a bez použitia prítlačného tlaku. V počiatkových fázach priemyselného využitia bol proces limitovaný operovaním výhradne v podmienkach vákua, dnešné zariadenia sú však schopné operovať aj za takmer atmosférického tlaku. Hlavnou nevýhodou zariadení využívajúcich vákuum je zvýšený čas potrebný na dosiahnutie vákua, ktorý sa prejaví na celkovom čase potrebnom pre zvarenie jedného kusu, a teda aj na výslednej cene. [13]

V mieste dopadu elektrónového lúča dochádza takmer okamžite k taveniu materiálu a jeho odparovaniu. Expandujúca para následne vyvoláva tlak, ktorý vytlačuje roztavený materiál do strán a tým dochádza k tvorbe paroplynového kanála, tzv. kľúčovej dierky, v anglickej literatúre označovanej aj ako keyhole. To umožňuje prenikanie lúča elektrónov do väčšej hĺbky. Proces v jednotlivých krokoch je možné vidieť na Obr. 8. Teplota, pri ktorej dochádza ku vzniku keyhole je závislá na spájaných materiáloch. Rýchlosť prenikania elektrónového lúča do materiálu je výrazne vyššia ako rýchlosť odvodu tepla do materiálu, tým je dosiahnutý už spomínaný úzky zvar a úzka tepelom ovplyvnená oblasť. [11]



Obr. 8 Vznik zvaru: A) dve spájané súčasti, B) začiatok tavenia materiálu, C) a D) prienik lúča materiálom, E) samotný zvar [15]



Medzi hlavné výhody zvárania zväzkom elektrónov patria:

- Vysoká presnosť zvárania
- Úzka teplom ovplyvnená oblasť
- Vysoká rýchlosť zvárania
- Možnosť zvárania materiálov z rozdielnou teplotou tavenia
- Minimálna deformácia zváraného materiálu

Nevýhody:

- Nutná presná poloha zváraných súčastí
- Požadované odmagnetizovanie pri zváraní feromagnetických materiálov – lúč môže byť ovplyvnený ich magnetickým poľom
- Vysoká počiatková cena zariadenia
- Zložitejšia údržba zariadenia
- Náročnosť na kvalitu a čistotu spájaných povrchov

1.3.3 ZVÁRANIE LASEROVÝM LÚČOM

Jedná sa o metódu tavného zvárania, princíp vzniku paroplynového kanála, tzv. keyhole a samotného zvaru je takmer zhodný ako pri zváraní elektrónovým lúčom. Namiesto zväzku elektrónov je však využívaný sústredený zväzok fotónov. Rovnobežný lúč z laseru je pomocou vhodnej optiky zaostrený do bodu – ohniska, v tomto mieste dochádza k vysokej koncentrácii energie. Proces prebieha v ochrannej atmosfére. [16][17]

Tento typ zvárania má taktiež podobné výhody a nevýhody ako zváranie elektrónovým lúčom. Výhodou oproti zváraníu lúčom elektrónov je, že sústredený zväzok fotónov nie je ovplyvnený magnetickým poľom, teda nie je potrebná demagnetizácia spájaných súčastí. Výhodou je taktiež vyššia rýchlosť zvárania a ešte užšia teplom ovplyvnená oblasť ako pri zváraní lúčom elektrónov. Nevýhodou môže byť menšia hĺbka zvaru, ktorú je možné dosiahnuť laserom a taktiež vysoká počiatková cena zariadenia. [16][17]

1.4 MATERIÁLY PRE TURBÍNOVÉ KOLESÁ A HRIADELE

Pri prevádzke turbodúchadla dochádza k výraznému namáhaniu turbínového kola vplyvom vysokej teploty prúdiacich spalín, vysokých otáčok rotorovej skupiny a taktiež vplyvom chemického zloženia spalín. Pri súčasných malých zážihových motoroch dosahujú otáčky turbodúchadla až $350\,000\text{ min}^{-1}$ a teploty spalín presahujú 1000 °C . Týmto prevádzkovým podmienkam odpovedajú aj materiály použité pre ich výrobu. V dnešnej dobe sú najpoužívanejšími materiálmi pre výrobu turbínových kolies super zliatiny na báze niklu - rôzne typy Inconelu, napr. Inco 713, Inco 713C, Inco 713LC, Inco 718 a ďalej napr. Mar-M-246 a Mar-M-247 pre náročnejšie aplikácie. Tieto materiály sú schopné odolávať vysokým teplotám, oxidácii, korózii a taktiež mechanickému namáhaniu. Hlavným rozdielom medzi spomínanými materiálmi je teplota, pri ktorej sú schopné splňať požiadavky kladené na ich prevádzku. Pre Inconel je to približne 950 °C až 980 °C , pre Mar-M-246 približne 1000 °C a Mar-M-247 až 1050 °C . [1][6][18][19][20][21]

Keďže v práci nie je možné uviesť presné materiálové charakteristiky v súčasnosti používaných materiálov pre celý rozsah teplôt a všeobecne dostupné charakteristiky sa odlišujú v značnom rozsahu, budú potrebné materiálové charakteristiky uvedené priamo vo výpočtoch pre konkrétne teploty.

1.4.1 INCONEL 713C

V súčasnosti pravdepodobne najrozšírenejší materiál používaný pre výrobu turbínových kolies. Používaný je pre aplikácie, kde maximálna teplota výfukových plynov dosahuje približne 980 °C . Materiál je v porovnaní s Mar-M-246 a Mar-M-247 cenovo najvýhodnejší. Hustota materiálu je približne 7910 kg.m^{-3} . [45]

1.4.2 MAR M-247

MAR-M-247 je najodolnejší materiál v súčasnosti používaný v sériovej výrobe, zároveň je však z uvedených materiálov najdrahší. Oproti Inconelu má výrazne vyššiu odolnosť voči tečeniu materiálu, tzv. creepu pri vysokých teplotách nad 950 °C . Je využívaný pre aplikácie s teplotou výfukových plynov dosahujúcich až 1050 °C . Hustota materiálu je 8640 kg.m^{-3} [22]

1.4.3 MATERIÁLY POUŽÍVANÉ PRE HRIADELE

Na materiály pre hriadele sú kladené hlavne nároky na dobrú obrobitelnosť. Využívaná je napríklad nízkolegovaná chrom-molybdenová oceľ AISI 4140 (42CrMo4). V oblasti ložísk je možné lokálne vytvrdzovanie. Hustota materiálu je 7850 kg.m^{-3} . [23][24]

1.4.4 NOVÝ MATERIÁL PRE TURBÍNOVÉ KOLESO

Hlavnou požiadavkou kladenou na nový materiál bola nižšia hustota, tj. aj nižší moment zotrvačnosti ako majú v súčasnosti štandardne používané super zliatiny na báze niklu, teda aby bol jasne definovaný možný prínos daného materiálu. Ďalšími požiadavkami na nový materiál bola samozrejme schopnosť znášať vysoké teploty, otáčky a odolnosť voči oxidácii. Požiadavka na schopnosť znášať vysoké teploty sa pri hľadaní nového materiálu ukázala ako značne problematická, pretože prevažná väčšina súčasných Titanium Aluminide (TiAl) zliatin je vhodná pre teploty maximálne 600-800°C, problémom je taktiež nízka odolnosť voči oxidácii pri vysokých teplotách. Keďže teploty pri súčasných zážihových motoroch dosahujú 950-1050°C, bežné TiAl zliatiny boli nepoužiteľné. Bolo preto potrebné nájsť špeciálnu TiAl zliatinu navrhnutú priamo pre použitie na výrobu turbínových kolies, prípadne používanú pre aplikácie s podobným zaťažením. [40][41][42]

Najvhodnejším materiálom sa zdala byť TiAl zliatina DAT-TA3 (Ti-31.8Al-7.5Nb-1.0Cr-0.35Si-0.1C hmot. %) s vylepšenou odolnosťou voči vysokým teplotám, tečeniu materiálu a vylepšenou odolnosťou voči oxidácii pri vysokých teplotách. DAT-TA3 zliatina je vhodná pre teplotu výfukových plynov približne 1000°C. Pri tejto zliatine však nebolo možné nájsť dostatočné materiálové charakteristiky potrebné pre výpočty. Preto bolo nutné nájsť nejakú alternatívu. [43][44][45][46]

Alternatívnou zliatinou bola zvolená γ -TiAl zliatina s označením Ti-47Al-3Cr-3Nb. Táto zliatina spĺňa požadované vlastnosti približne do teploty 950 °C. Hustota tejto zliatiny je približne 4000 kg.m⁻³, Poissonova konštanta je 0,26. Tieto hodnoty budú uvažované ako konštantné pre celý rozsah teplôt. Youngov modul pružnosti, medza klzu, koeficient termálnej rozťažnosti v závislosti na teplote sú uvedené v Tab. 1. [41][47][48][49][50]

Tab. 1 Materiálové charakteristiky zvolenej γ -TiAl zliatiny

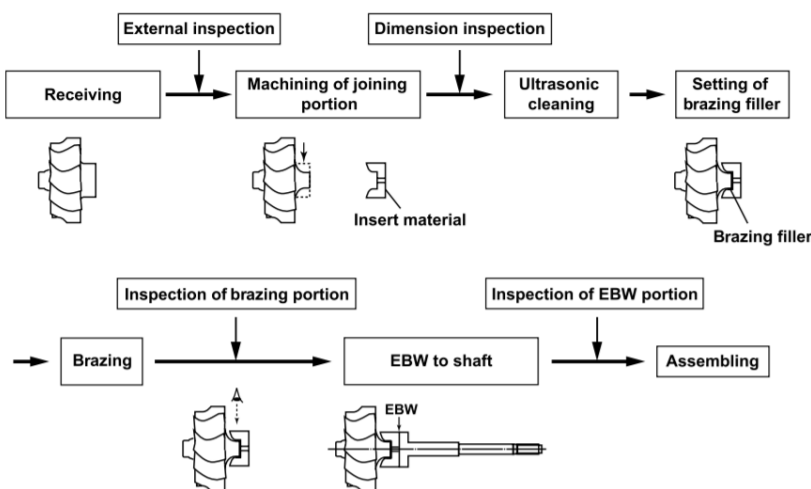
Teplota	Youngov modul pružnosti E	Medza klzu R _e	Koeficient termálnej rozťažnosti	Koeficient tepelnej vodivosti
[°C]	[GPa]	[MPa]	[10 ⁻⁶ °C ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .°C ⁻¹]
21	154	536	9,8	8,11
700	135	703	13,3	9,81
800	133	486	13,7	10,82
850	128	342	14,2	11,40
900	128	263	14,5	11,98

1.5 PRÍNOS TURBÍNOVÉHO KOLESA S NIŽŠOU HMOTNOSŤOU

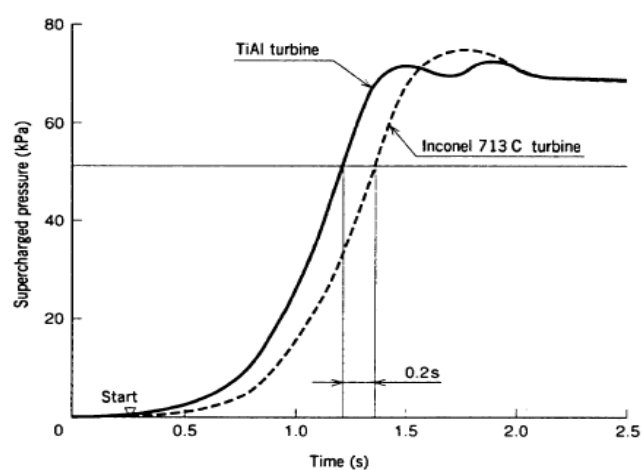
Ako už bolo spomenuté v úvode práce, hlavným dôvodom pre použitie turbínového kolesa vyrobeného z materiálu s nižšou hustotou je zníženie hmotnosti rotora a tým aj celkového momentu zotrvačnosti rotora. Keďže hustota súčasných štandardných materiálov používaných pre turbínové kolesá, tj. super zliatin na báze niklu je približne 8000 kg.m^{-3} a hustota Titanium Aluminide (TiAl) zliatin je približne 4000 kg.m^{-3} použitím TiAl turbínového kolesa je možné dosiahnuť výrazné zníženie momentu zotrvačnosti rotora, a tým aj zrýchlenie odozvy turbodúchadla. TiAl turbínové kolesá boli testované na niekoľkých aplikáciách, výsledky vybraných testov sú prezentované nižšie.

V roku 1998 boli porovnávané dve turbínové kolesá s priemerom 47 mm. Prvé bolo vyrobené z materiálu Inconel 713C a druhé z γ -TiAl zliatiny. Pri testovaní odozvy bol meraný čas roztočenia turbodúchadla z $34\,000 \text{ min}^{-1}$ na $100\,000 \text{ min}^{-1}$ a z $34\,000 \text{ min}^{-1}$ na $170\,000 \text{ min}^{-1}$. Turbodúchadlo s TiAl turbínovým kolesom dosahovalo o 16 % rýchlejší čas nábehu na prvé zmieňované otáčky a o 26 % na druhé zmieňované otáčky oproti kolesu z Inconelu 713C. Otáčky turbodúchadla s TiAl kolesom dosahovali taktiež o $10\,000 \text{ min}^{-1}$ vyššie maximálne otáčky. TiAl koleso je v tomto prípade s hriadeľom spojené pomocou metódy vákuového spájkovania, jedná sa však o finančne nevýhodnú metódu. Konvenčné metódy spájania zvaraním nemohli byť použité z dôvodu vzniku trhlín v krehkom rozhraní medzi spájanými materiálmi. Dôvodom sú vnútorné napätia vznikajúce pri martenzitickej transformácii v oceľovom materiáli hriadele počas chladnutia po zvarení. [39]

V práci [35] bol testovaný nový TiAl materiál pre turbínové koleso a porovnávaný s konvenčným materiálom Inconel 713C. Na ich spojenie bol použitý vložkový materiál. Spojenie medzi vložkovým materiálom a TiAl kolesom bolo dosiahnuté spájkovaním a spojenie medzi vložkovým materiálom a oceľovým hriadeľom zvaraním lúčom elektrónov, proces je pre ilustráciu zobrazený na Obr. 9. Zlepšenie odozvy turbodúchadla s testovaným kolesom je zobrazené na Obr. 10, koleso z TiAl materiálu vykazovalo o 0,2 s lepší čas pri dosiahnutí požadovaného plniaceho tlaku 50 kPa. Testované TiAl koleso vykazovalo taktiež lepšiu odolnosť voči roztrhnutiu kolesa, tzv. wheel burst. Výhodou by bola teda taktiež možnosť použiť turbínové koleso s väčším priemerom pri zachovaní otáčok turbodúchadla. Turbínové koleso z testovaného materiálu TiAl bolo prvý krát sériovo použité v automobile Mitsubishi Lancer EVO VI s turbodúchadlom TD05 vyrobeného firmou MHI. [35]



Obr. 9 Proces spájania turbínového kolesa a hriadele [35]

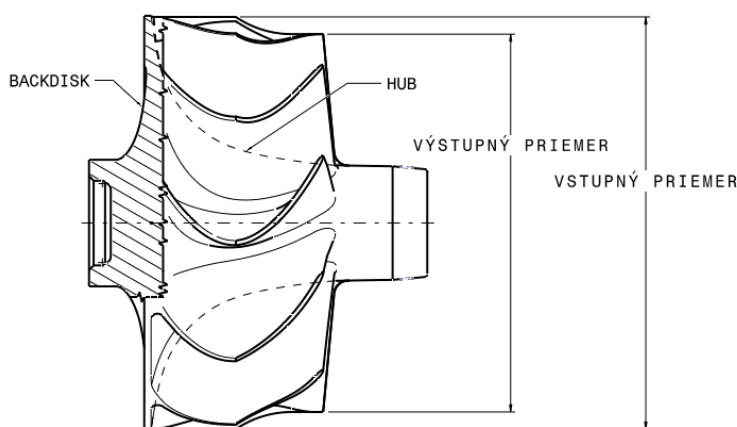


Obr. 10 Porovnanie času odozvy turbodúchadla [35]

2 UVAŽOVANÉ KONCEPTY SWA

Ako vzorové turbodúchadlo bol zvolený model od spoločnosti Garrett s označením G25-550. Tento model je využívaný pre zážihové motory s objemom približne 1,4 – 3,0 litrov dosahujúce výkon 220 – 400 kW. Maximálne otáčky turbodúchadla dosahujú $185\,000\text{ min}^{-1}$. Použité je radiálne turbínové koleso so vstupným priemerom 54 mm a výstupným priemerom 49 mm. Turbínové koleso má deväť lopatiek. Materiál turbínového kolesa je zliatina Inconel 713C a materiál hriadele je oceľ AISI 4140. Uvažovaná teplota výfukových plynov bude $950\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pri návrhu skrutkového spojenia budú zachované charakteristické rozmery SWA, tj. geometria lopatiek, hubu, backdisku, vstupný a výstupný priemer turbínového kolesa, ložiskové priemery hriadele, rozmer a poloha drážok pre piestne krúžky. Zmienené časti turbínového kolesa sú pre ilustráciu zobrazené na Obr. 11.



Obr. 11 Časti turbínového kolesa

Celkovo bude v práci uvažované zaťaženie SWA vplyvom zotrvačných síl, točivého momentu, teploty a vplyvom predpätia v skrutkovom spojení. Hlavným cieľom bude overenie možnosti skrutkového spojenia turbínového kolesa a hriadele, pri v súčasnosti dostupných TiAl zliatinách a pri materiáloch používaných pre hriadele.

V práci nebudú uvažované úpravy geometrie modelov, ktoré by boli spojené s použitím nového materiálu s odlišnými vlastnosťami a požiadavkami na odlievateľnosť. Uvažované nebudú taktiež sily spôsobené nevývahou turbínového kolesa.

V práci budú uvažované štandardné metrické závit rozmeru M6x1,00. Jedná sa o rovnaký závit ako na kompresorovej strane hriadele. Použitím rovnakého závitu na oboch stranách hriadele by sa zjednodušila prípadná výroba závitu, keďže pre výrobu oboch závitov by mohol byť použitý jeden stroj.

Najdôležitejším predpokladom pri návrhu závitu je použitie správneho zmyslu vinutia závitu, tj. pravého alebo ľavého, tak aby pri rotácii rotora nedochádzalo k povolovaniu skrutkového spojenia. Uvažované turbodúchadlo je tzv. štandardnej rotácie, teda pri pohľade na kompresorovú stranu dochádza k rotácii rotora v smere hodinových ručičiek, ilustráciu je možné vidieť na Obr. 12. Pre zabránenie povolovaniu skrutkového spojenia behom rotácie bol teda zvolený ľavý závit.

V nasledujúcich kapitolách budú podrobnejšie popísané uvažované koncepty, spolu s ich odhadovanými výhodami a nevýhodami. Celkovo budú uvažované štyri koncepty. Prvé tri koncepty sú inšpirované skrutkovými spojeniami kompresorového kolesa a hriadele, t.j. už spomínané thrubore, thrubore threaded a boreless. Štvrtý koncept bol navrhnutý s ohľadom na prevádzkové podmienky turbodúchadla, najmä na vysoké teploty a otáčky. Snahou pri tomto koncepte bolo čo najmenšie oslabenie turbínového kolesa a taktiež umiestnenie závit, čo najďalej od oblasti vysokej teploty.



Obr. 12 Štandardná vs. Reverzná rotácia turbodúchadla [37]

2.1 TVORBA 3D MODELOV

Rozmery SWA vychádzajú z vyššie uvedeného turbodúchadla Garrett G25-550, 3D modely boli vytvorené v programe Catia V5.

2.2 NÁVRH TYPU THRUBORE

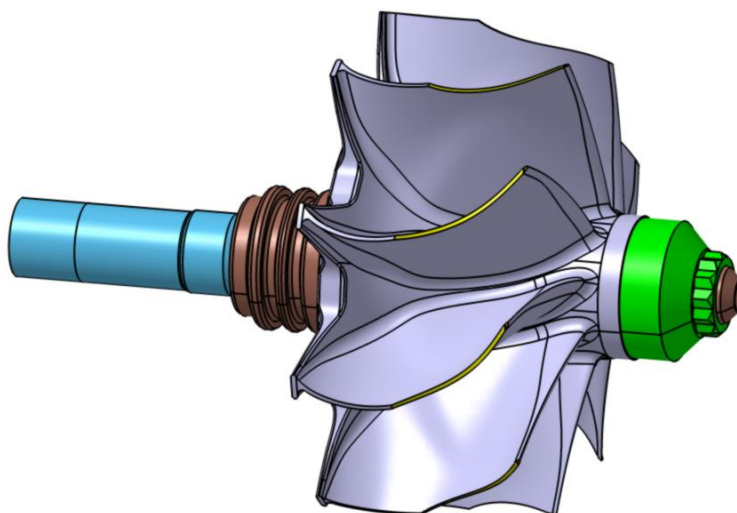
Pri tomto riešení je priechodzia diera vyvŕtaná skrz celé turbínové koleso a bude nutné použiť predĺženú hriadeľ. Pre zaistenie kolesa a vyvinutie požadovaného predpätia je využitá matica a závit na hriadeli. Uvažovaný bude vývrt pre spomínaný závit M6x1,00. Návrh thrubore je zobrazený na Obr. 14 a Obr. 13.

Medzi hlavné výhody je možné zaradiť:

- Konštrukčná nenáročnosť
- Jednoduchá výroba
- Nízke cenové náklady
- Obrobiteľnosť – závit sa nachádza na ocelevej hriadeli a matici

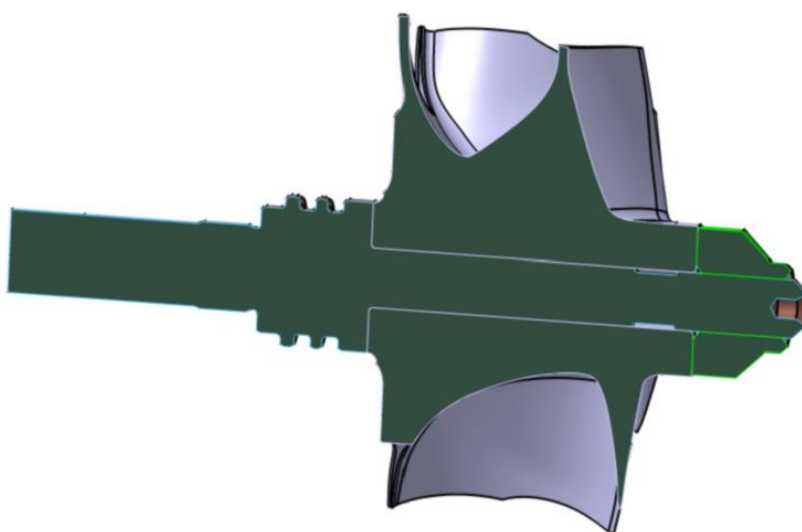
Nevýhody:

- Vývrt prechádza oblasťou, ktorá je pri rotácii výrazne namáhaná
- Závit v oblasti vysokých teplôt
- Nutnosť použiť maticu
- Nutnosť použiť predĺženú hriadeľ
- Nižšia únavová životnosť



Obr. 13 Konštrukčný návrh thrubore

Rez návrhom thrubore je zobrazený na Obr. 14.



Obr. 14 Rez návrhom thrubore

2.3 NÁVRH TYPU THRUBORE THREADED

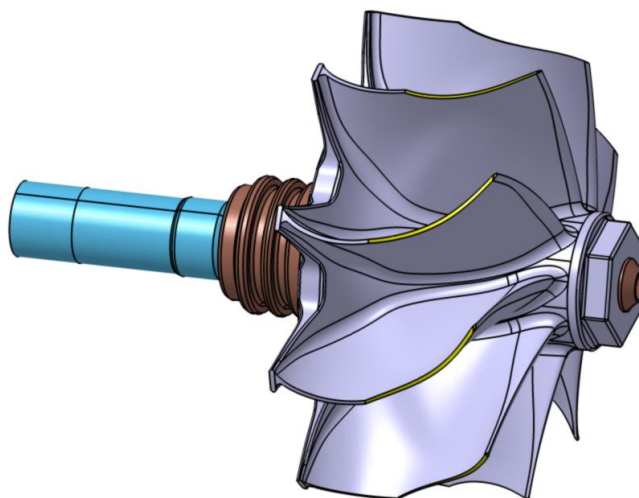
Pri riešení thrubore threaded je diera obdobne ako pri thrubore vítaná skrz celé turbínové koleso. Na rozdiel od thrubore je však závit priamo v turbínovom kolese. Riešenie thrubore threaded je zobrazené na Obr. 15.

Výhody:

- Zníženie hmotnosti oproti návrhu typu thrubore
- Odpadá nutnosť použitia matice
- Kratšia hriadeľ v porovnaní s návrhom typu thrubore
- Väčšia dosiahnuteľná dĺžka závitú bez predĺženia rotora

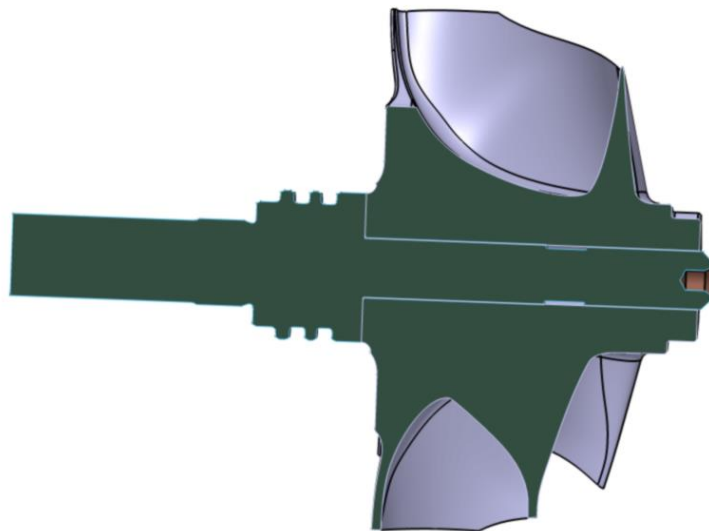
Nevýhody:

- Vývrt prechádza oblasťou vysokého namáhania
- Náročnejšia výroba
- Vyššie cenové náklady
- Horšia obrobiteľnosť – závit v turbínovom kolese
- Závit v oblasti vysokých teplôt



Obr. 15 Konštrukčný návrh thrubore threaded

Rez návrhom thrubore threaded je zobrazený na Obr. 16.



Obr. 16 Rez návrhom thrubore threaded

2.4 NÁVRH TYPU BORELESS

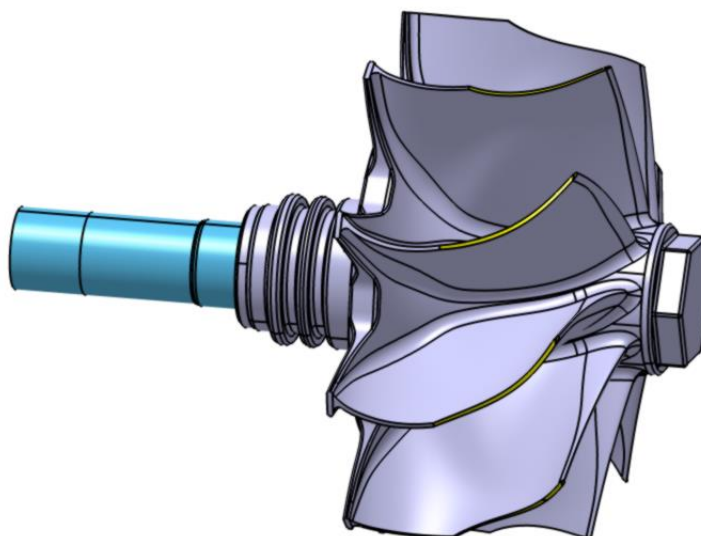
Pri riešení boreless je do turbínového kolesa vyvítaná nepriechodzia diera s vnútorným závitom, vonkajší závit je obrobený na hriadeli. Drážky pre piestne krúžky sa nachádzajú na turbínovom kolese. Návrh je zobrazený na Obr. 17.

Výhody:

- Výrazne vyššia únavová životnosť oproti prechádzajúcim návrhom
- Závit v oblasti nižších teplôt

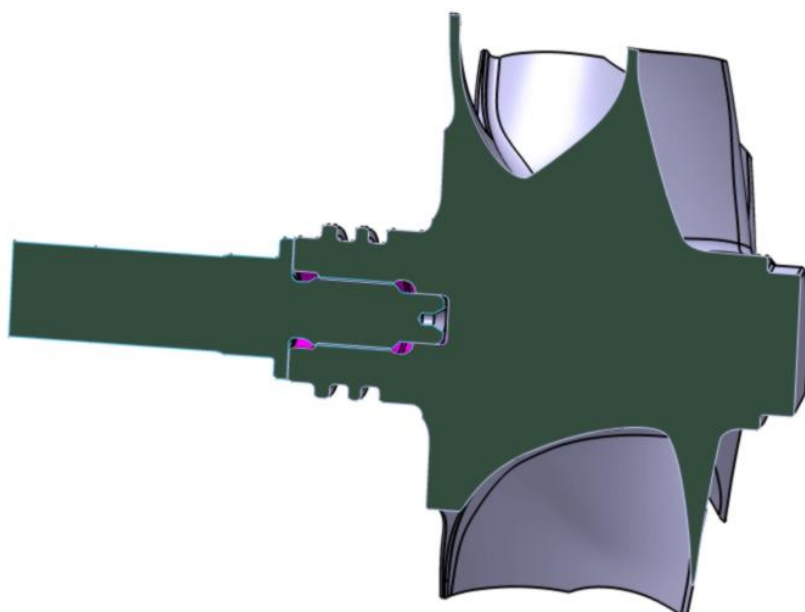
Nevýhody:

- Náročná výroba – požadovaná minimálna dĺžka výbehu závitů
- Vysoké požadované presnosti
- Vysoké výrobné náklady
- Problematické vyvažovanie
- Závit a drážky pre piestne krúžky na kolese – možný problém s obrobitelnosťou



Obr. 17 Konštrukčný návrh boreless

Na Obr. 18 je možné vidieť rez návrhom boreless. Diera v tomto prípade neprechádza spomínanou oblasťou vysokého namáhania čo prispieva k zvýšeniu únavovej životnosti. Zvýšená náročnosť výroby by sa však prejavila vo vyšších cenových nákladoch.



Obr. 18 Rez konštrukčným návrhom boreless

2.5 NÁVRH S TURBÍNOVÝM KOLESOM S VONKAJŠÍM ZÁVITOM

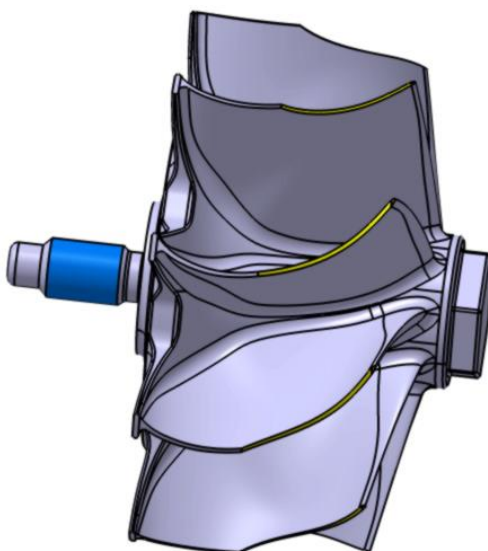
Teoretický dizajn turbínového kolesa s vonkajším závitom na Obr. 20 bol navrhnutý s cieľom vzdialiť závit čo najďalej od oblasti vysokej teploty a taktiež s cieľom vyhnúť sa oslabovaniu turbínového kolesa vplyvom vŕtania v oblasti, ktorá je pri rotácii namáhaná. Teoreticky vychádza tento koncept najlepšie vzhľadom na teplotné namáhanie. Z praktického hľadiska by však realizácia konceptu bola značne náročná. Problémom by boli hlavne vysoké cenové nároky z dôvodu požadovaných presností. Problematickou by mohla byť taktiež celková zástavba, keďže praktická realizácia konceptu by si pravdepodobne vyžiadala použitie hriadele s väčším priemerom.

Výhody:

- Závit sa nenachádza v oblasti vysokých teplôt
- Vysoká únavová životnosť

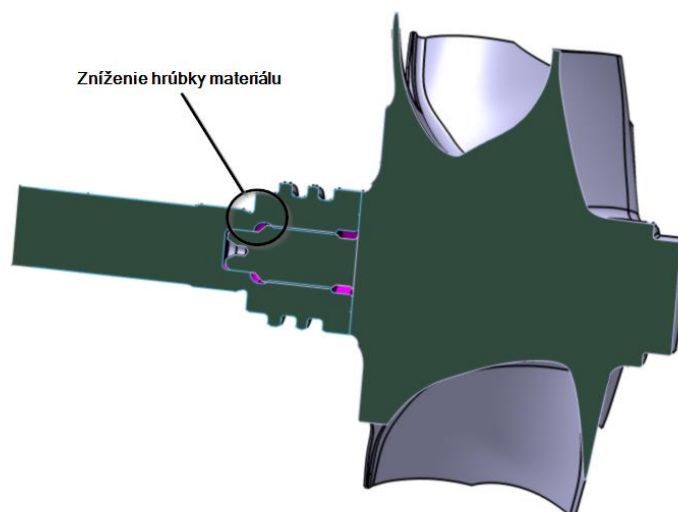
Nevýhody:

- Problematická výrobitelnosť
- Vysoká požadovaná presnosť
- Komplikovaná zástavba
- Vysoká cena
- Problematické vyvažovanie



Obr. 19 Turbínové koleso s vonkajším závitom

Na Obr. 20 je zobrazený rez návrhom s vonkajším závitom na turbínovom kolese. Na hriadeľi dochádza ku kritickému zníženiu hrúbky materiálu práve v mieste, v ktorom pri prevádzke dochádza k výrazným napätiam. Pre realizáciu konceptu by bola teda potrebná zmena ložiskového priemeru hriadeľa. Touto úpravou by bolo samozrejme potrebné upraviť taktiež ložisko a ložiskovú skriňu.



Obr. 20 Rez návrhom s vonkajším závitom na kolese

2.6 VYHODNOTENIE A VÝBER KONCEPTU

Prezentované koncepty boli zhodnotené na základe nasledujúcich kritérií:

- Teplotné zaťaženie spojenia
- Náročnosť výroby
- Únavová životnosť
- Náročnosť na vyvažovanie
- Odhadovaná cena

Na vyhodnotenie bola využitá metóda rozhodovacej matice. Jednotlivé kritéria boli považované za rovnocenné, preto im bola priradená rovnaká váha. Konceptom boli následne pre jednotlivé kritéria priradené stupne od 1 po 5, kde stupeň 1 znamená nevyhovuje a stupeň 5 znamená vyhovuje ideálne. Počet bodov jednotlivých konceptov bol následne sčítaný a bol určený najlepší koncept, vid'. Tab. 2.

Tab. 2 Výber vhodného konceptu

Kritérium	Koncept			
	Thrubore	Thrubore threaded	Boreless	Vonkajší závit
Teplotné zaťaženie	2	2	4	5
Náročnosť výroby	5	4	3	1
Únavová životnosť	2	2	4	5
Náročnosť na vyváženie	4	4	3	1
Odhadovaná cena	5	4	3	1
Súčet	18	16	17	13
Poradie	1	3	2	4

Podľa vyššie uvedených kritérií bol ako najvhodnejší koncept spojenia zvolený trubore. Tento typ bude ďalej analyzovaný podrobnejšie z hľadiska potrebného ťahovacieho momentu a namáhania vplyvom prevádzkových podmienok turbodúchadla.

2.7 POROVNANIE HMOTNOSTI A MOMENTU ZOTRVAČNOSTI

Pre zvolený koncept trubore bola následne porovnaná hmotnosť a moment zotrvačnosti nového rotora s pôvodným rotorom. Výsledky sú prezentované v Tab. 3. Ako je možné vidieť došlo k pomerne výraznému zníženiu hmotnosti aj momentu zotrvačnosti rotora. Zníženie hmotnosti dosahuje približne 27 % a zníženie momentu zotrvačnosti približne 38 %.

Tab. 3 Porovnanie hmotnosti a momentu zotrvačnosti

Parameter	Jednotka	Hodnota
Hmotnosť pôvodného rotora	[kg]	0,247
Moment zotrvačnosti pôvodného rotora	[10 ⁻⁵ .kg.m ²]	3,402
Hmotnosť nového rotora	[kg]	0,194
Moment zotrvačnosti nového rotora	[10 ⁻⁵ .kg.m ²]	2,470
Zníženie hmotnosti	[%]	27
Zníženie momentu zotrvačnosti	[%]	38

3 TERMÁLNA ANALÝZA

CAD model pôvodného rotora bol importovaný do softvéru Ansys a následne nahradený MKP modelom. Sieť bola vytvorená pomocou generátoru voľnej siete. Veľkosť prvku bola nastavená na 1 mm čo by malo byť pre túto analýzu dostatočné. To bolo overené zjemnením siete na polovičnú veľkosť, tj. na 0,5 mm. Dosahované teploty boli odlišné o približne 2-6%. Pre sieťovanie bol použitý prvok Solid 87. Pri analýze boli použité dodané teploty a koeficienty prestupu tepla [6].

Cieľom termálnej analýzy je určenie približnej teploty v oblasti závitu. Táto teplota bude použitá v analytických výpočtoch pre určenie tepelných deformácií.

Koeficienty a teploty boli aplikované na nasledovné plochy, kde simulujú:

- Matica kompresorového kolesa – vzduch prúdiaci na vstupe do kompresorovej skrine
- Lopatky kompresorového kolesa – vzduch prúdiaci v kompresore
- Drážky pre piestne krúžky na thrust spaceri a hriadelí – chladenie olejom
- Lopatky turbínového kolesa – vzduch prúdiaci z motora
- Nos turbínového kolesa – vzduch na výstupe z turbínovej skrine

Ostatné plochy boli uvažované ako adiabatické.

Pre jednotlivé časti zostavy boli aplikované príslušné materiálové modely.

Kontakty v analýze boli nastavené ako Bonded.

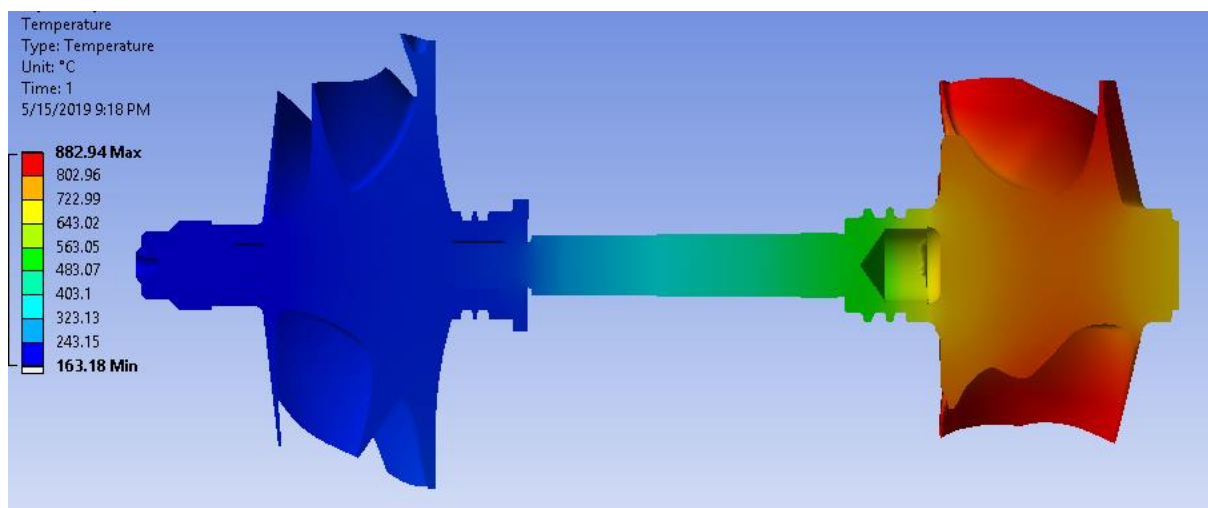
Pre pôvodný rotor boli uvažované kontakty pre:

- Hriadeľ - thrust spacer
- Thrust spacer - kompresorové koleso
- Kompresorové koleso - matica
- Matica – hriadeľ
- Hriadeľ – kompresorové koleso

Rozloženie teplôt v pôvodnom rotore je znázornené na Obr. 21. Ako je možné vidieť, teploty sa pohybujú od približne 163 °C na kompresorovom kolese až po 883 °C na lopatkách turbínového kolesa.

Obdobným spôsobom bolo následne určené aj rozloženie teplôt vo vybranom trubore koncepte, rozdielom bolo pridanie kontaktov pre:

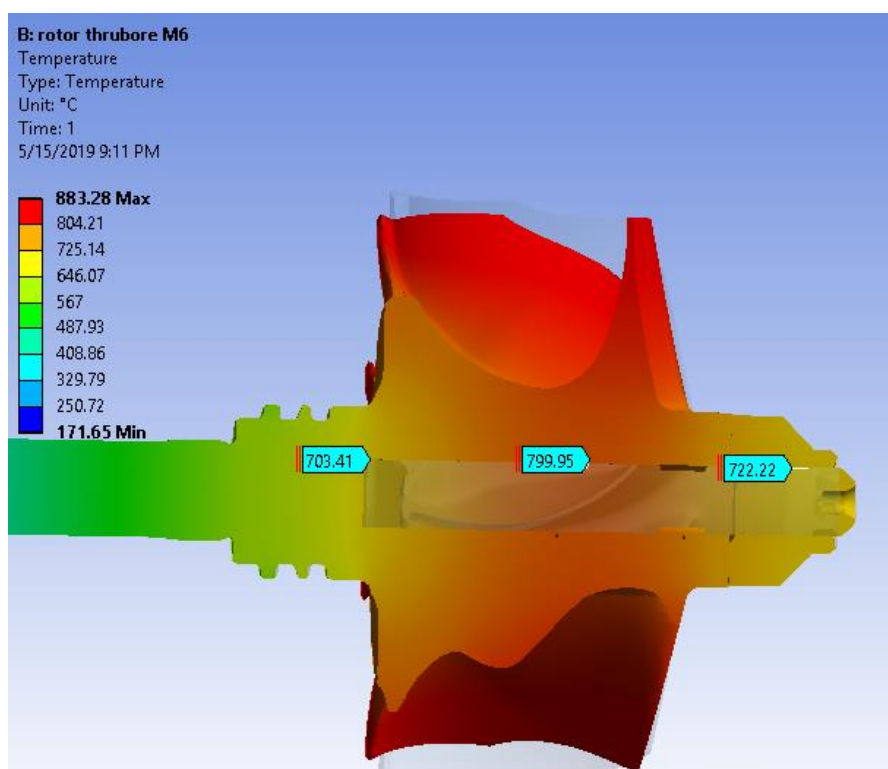
- Hriadeľ – turbínové koleso
- Turbínové koleso – matica
- Matica - hriadeľ



Obr. 21 Termálna analýza pôvodného rotora

Ako je možné vidieť na obrázku Obr. 22, teplota v mieste závitú dosahuje približne 720 °C. Teplota v oblasti vrtania sa pohybuje v rozmedzí približne 700 °C až 800 °C.

Jedná sa samozrejme o približný odhad rozloženia teplôt, pre presnejšie určenie teplôt by bolo potrebné spočítať CFD analýzu prúdenia v turbínovej skrini, prípadne kompresorovej skrini turbodúchadla a podrobnejšie analyzovať taktiež chladenie olejom.



Obr. 22 Termálna analýza vybraného konceptu thrubore

4 VÝPOČET POTREBNÉHO UŤAHOVACIEHO MOMENTU

4.1 VÝPOČET MAXIMÁLNEHO TOČIVÉHO MOMENTU

Pre stanovenie potrebného uťahovacieho momentu bolo najskôr potrebné stanoviť maximálny točivý moment, ktorý je potrebné spojením turbínového kolesa a hriadele preniesť. Pre stanovenie tohto točivého momentu bola využitá kompresorová mapa daného turbodúchadla a dáta k nej. Z dát kompresorovej mapy boli následne v programe Excel vypočítané točivé momenty pre jednotlivé body mapy podľa vzťahu (4.1) [6] a bol vybraný bod, v ktorom je točivý moment maximálny. Jedná sa o točivý moment prenášaný hriadeľom na kompresorové koleso. Zjednodušená kompresorová mapa je zobrazená v Prílohe 1.

$$T_h = \frac{c_p \cdot W_c \cdot T_{1C}}{\omega} \cdot \left[P_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (4.1)$$

Kde:

T_h	[N.m]	točivý moment prenášaný hriadeľom
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	merná tepelná kapacita vzduchu
W_c	[kg.s ⁻¹]	korigovaný prietok vzduchu
T_{1C}	[K]	teplota vzduchu vstupujúceho do kompresora
P_i	[-]	pomer tlakov za a pred kompresorom
κ	[-]	Polytropický exponent
ω	[rad.s ⁻¹]	uhlová rýchlosť rotora
η_c	[-]	adiabatická účinnosť

Pri výpočte boli použité nasledujúce hodnoty: $c_p = 1010 \text{ [J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$, $T_{1C} = 298 \text{ [K]}$,

$$W_c = 0.35 \text{ [kg.s}^{-1}], P_i = 3.42 \text{ [-]}, \kappa = 1.4 \text{ [-]}, \omega = 19373 \text{ [rad.s}^{-1}], \eta_c = 0.74 \text{ [-]}$$

Uhlová rýchlosť ω bola určená pomocou otáčok turbodúchadla a vzťahu (4.2).

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 185\,000}{60} = 19\,373 \text{ [rad.s}^{-1}] \quad (4.2)$$

Kde $n = 185\,000 \text{ [min}^{-1}]$ sú otáčky turbodúchadla.

Dosadenie do rovnice (4.1):

$$T_c = \frac{1010 \cdot 0.35 \cdot 298}{19\,373} \cdot \left[3.42^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0.74} = 3,1 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

4.2 HODNOTY POTREBNÉ PRE VÝPOČET ŤAHOVACIEHO MOMENTU

Pri výpočtoch, kde by dosadzovanie hodnôt bolo neprehľadné budú prezentované vzťahy a postup použitý pre výpočet a výsledky budú zobrazené v súhrnných tabuľkách.

4.2.1 PARAMETRE ZÁVITU M6 x 1,00 - ĽAVÝ ZÁVIT

V Tab. 4 je zobrazený prehľad hodnôt charakterizujúcich závit M6 x 1,00, ktoré budú potrebné pre výpočty v ďalších kapitolách práce. Pre koeficient trenia f_z bola použitá štandardná hodnota pre oceľové závity. [51]

Tab. 4 Parametre závitu M6 x 1,00

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Vrcholový uhol	α	[°]	60
Nominálny priemer	$D=d$	[mm]	6
Stredný priemer	$D_2=d_2$	[mm]	5,35
Malý priemer závitu hriadele	d_3	[mm]	4,773
Stúpanie	s	[mm]	1
Rozteč	P	[mm]	1
Súčiniteľ šmykového trenia	f_z	[-]	0,15
Uhol stúpania	γ	[rad]	0,0594
Trečí uhol	φ	[rad]	0,1715

Kde uhol stúpania závitu bol určený pomocou vzťahu (4.3) [9].

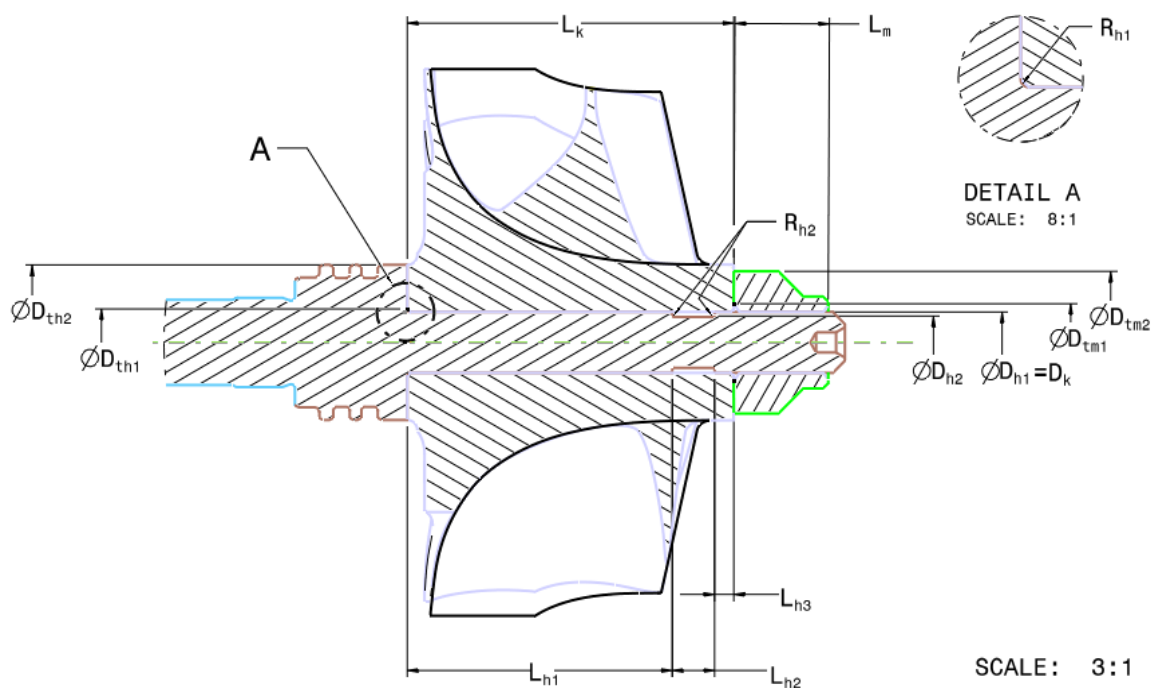
$$\gamma = \operatorname{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (4.3)$$

A trečí uhol pomocou vzťahu (4.4) [9].

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) \quad (4.4)$$

4.2.2 PARAMETRE KONCEPTU THRUBORE

Detailná geometria zobrazená na Obr. 23 vychádza z rozmerov štandardne používaných pre spojenia kompresorového kolesa a hriadele. Pri výpočtoch nebol uvažovaný presah medzi turbínovým kolesom a hriadeľom, bol uvažovaný teoreticky rovnaký priemer diery v kolese D_k a priemer hriadele D_{h1} . Pri analytickom výpočte nebol uvažovaný kontakt valcovej plochy hriadele s priemerom D_{h1} s valcovou plochou kolesa s priemerom D_k . Uvažované neboli taktiež výrobné tolerancie.



Obr. 23 Geometria návrhu thrubore

Hodnoty jednotlivých parametrov sú uvedené v Tab. 5.

Tab. 5 Parametre konceptu Thrubore

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Dĺžka kolesa	L_k	[mm]	32,4
Dĺžka 1. časti hriadele	L_{h1}		26,3
Dĺžka 2. časti hriadele	L_{h2}		4,2
Dĺžka závitovej časti hriadele mimo maticu	L_{h3}		1,9
Celková dĺžka hriadele v zovretí	L_h		32,4
Dĺžka matice	L_m		9,3
Priemer vývrtu kolesa	D_k		6,0
Priemer 1. časti hriadele	D_{h1}		6,0
Priemer 2. časti hriadele	D_{h2}		5,2
Malý trecí priemer matice	D_{tm1}		7,6
Veľký trecí priemer matice	D_{tm2}		14,0
Stredný trecí priemer matice	D_{tms}		10,8
Súčiniteľ šmykového trenia medzi maticou a kolesom	f_{mk}	[-]	0,2
Malý trecí priemer hriadele	D_{th1}	[mm]	6,6
Veľký trecí priemer hriadele	D_{th2}	[mm]	15,3
Stredný trecí priemer hriadele	D_{ths}	[mm]	10,95
Súčiniteľ šmykového trenia medzi hriadelom a kolesom	f_{hk}	[-]	0,2
Rádus v 1. časti hriadele	R_{h1}	[mm]	0,3
Rádus v 2. časti hriadele	R_{h2}	[mm]	0,2

Jednotlivé stredné trecie priemery boli určené pomocou vzťahu (4.5) [7]:

$$D_{tis} = \frac{D_{ti1} + D_{ti2}}{2} \quad (4.5)$$

Stredný trecí priemer matice bol určený dosadením príslušných rozmerov do rovnice (4.5).

$$D_{tms} = \frac{D_{tm1} + D_{tm2}}{2} = \frac{7,6 + 14,0}{2} = 10,8 \text{ [mm]}$$

Zhodným spôsobom bol určený taktiež stredný trecí priemer hriadele D_{ths} s dosadením rozmerov D_{th1} a D_{th2} .

4.2.3 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

Keďže rozsah teplôt v oblasti vŕtania turbínového kola sa podľa výsledkov termálnej analýzy pohyboval v rozsahu 700 °C až 800°C bude ako priemerná hodnota pre výpočet zmeny dĺžky vplyvom teploty uvažovaná teplota $T_2 = 750$ °C. Ako počiatočná teplota bude uvažovaná izbová teplota $T_0 = 21$ °C. Teplota v oblasti závitů bola pomocou termálnej analýzy stanovená na približne 720 °C, pre zjednodušenie bude v oblasti závitů uvažovaná taktiež teplota $T_2 = 750$ °C. Hodnoty koeficientu tepelnej rozťažnosti, medze klzu a Youngovho modulu pružnosti pre dané teploty sú zobrazené v tabuľke Tab. 6. Hodnoty pre teplotu 750 °C boli stanovené pomocou lineárnej interpolácie hodnôt platných pre 700 °C a 800°C.

Pre maticu bude vo výpočtoch uvažovaný rovnaký oceľový materiál ako pre hriadeľ [6].

Tab. 6 Materiálové charakteristiky

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Počiatočná teplota	T_0	[°C]	21
Uvažovaná teplota v oblasti vývrtu a závitů	T_2	[°C]	750
Youngov modul pre materiál hriadele pri T_0	E_{hT0}	[GPa]	206
Youngov modul pre materiál hriadele pri T_2	E_{hT2}	[GPa]	136
Koeficient tepelnej rozťažnosti pre mat. hriadele pri T_2	α_{hT2}	[10^{-6} °C $^{-1}$]	14,8
Medza klzu pre mat. hriadele pri T_0	R_{ehT0}	[Mpa]	1515
Medza klzu pre mat. hriadele pri T_2	R_{ehT2}	[Mpa]	366
Youngov modul materiálu kola pri T_0	E_{kT0}	[GPa]	154
Youngov modul materiálu kola pri T_2	E_{kT2}	[GPa]	134
Koeficient tepelnej rozťažnosti pre mat. kola pri T_2	α_{kT2}	[10^{-6} °C $^{-1}$]	13,5
Medza klzu pre mat. kola pri T_0	R_{ekT0}	[Mpa]	536
Medza klzu pre mat. kola pri T_2	R_{ekT2}	[Mpa]	595

4.3 ODHAD UŤAHOVACIEHO MOMENTU

Aby bolo možné určiť vplyv prevádzkovej teploty na silu predpätia v spojení je potrebný odhadnúť prvotný uťahovací moment. Pre základné stanovenie uťahovacieho momentu bol použitý vypočítaný maximálny točivý moment, ktorý je potrebný spojením preniesť vynásobený koeficientom bezpečnosti. Ako koeficient bezpečnosti bol zvolený $k_{bezp} = 3$. Presná hodnota uťahovacieho momentu a koeficientu bezpečnosti v tomto bode výpočtu nie je dôležitá, keďže moment bude upravený po vyhodnotení sily predpätia pri prevádzkovej teplote.

$$M_U = T_h \cdot k_{bezp} = 3,1 \cdot 3 = 9,3 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.6)$$

4.4 VÝPOČET SILY PREDPÄTIA

Z odhadnutého uťahovacieho momentu bolo potrebné vypočítať silu predpätia pri montážnych podmienkach.

Uťahovací moment je zložený z dvoch častí, a to z momentu M_z potrebného na prekonanie trenia v závitoch a momentu M_t potrebného na prekonanie trenia pod dosadacou plochou matice.

Uťahovací moment (4.7) [7]:

$$M_U = M_z + M_t \quad (4.7)$$

Moment M_z potrebný pre prekonanie trenia v závitoch je možné určiť vzťahom (4.8) [7]:

$$M_z = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi) \quad (4.8)$$

Moment M_t potrebný na prekonanie trenia pod plochou matice je možné určiť vzťahom (4.9) [7]:

$$M_t = F_o \cdot f_{mk} \cdot \frac{D_{tms}}{2} \quad (4.9)$$

Po vyjadrení sily predpätia F_o :

$$F_o = \frac{M_U}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi) + f_{mk} \cdot \frac{D_{tms}}{2}} \quad (4.10)$$

Po dosadení do rovnice (4.10):

$$F_o = \frac{9300}{\frac{5,35}{2} \cdot \tan(3,4034 + 9,8262) + 0,2 \cdot \frac{10,8}{2}} = 5442 \text{ [N]}$$

4.5 VÝPOČET SILY PREDPÄTIA PRI PREVÁDZKOVEJ TEPLOTE

Po určení sily predpätia bolo následne potrebné overiť aká sila predpätia zostane v spojení po ohriatí na prevádzkovú teplotu. Keďže koeficient tepelnej rozťažnosti materiálu turbínového kolesa je nižší ako koeficient tepelnej rozťažnosti materiálu hriadele je možné predpokladať pokles sily predpätia v dôsledku ohrevu.

Pri výpočtoch boli uvažované:

- Axiálne deformácie vplyvom prevádzkovej teploty
- Axiálne deformácie vplyvom sily predpätia vyvolanej ťahovacím momentom

Pri výpočtoch neboli uvažované:

- Radiálne a axiálne deformácie spôsobené prevádzkovými otáčkami
- Radiálne deformácie vplyvom prevádzkovej teploty

Zmena teploty je definovaná ako:

$$\Delta T = T_2 - T_0 \quad (4.11)$$

Axiálna deformácia v dôsledku zmeny teploty:

$$\Delta L_{iT2} = \alpha_{iT2} \cdot L_i \cdot \Delta T \quad (4.12)$$

Pre určenie axiálnej deformácie v dôsledku pôvodnej sily predpätia F_0 bolo potrebné definovať tuhosti jednotlivých súčastí vstupujúcich do spojenia, tj. hriadeľa, ktorý v tomto prípade vystupuje ako skrutka a turbínového kolesa, ktoré vystupuje ako príruha.

Pre určenie tuhostí jednotlivých častí hriadele pri teplote T_0 bol použitý vzťah [52]:

$$k_{hiT0} = \frac{E_{hT0} \cdot S_{hi}}{L_{hi}} \quad (4.13)$$

Kde S_{hi} sú prierezy jednotlivých častí hriadele a boli určené pomocou vzťahov [52]:

$$S_{h1} = \frac{\pi \cdot D_{h1}^2}{4} ; S_{h2} = \frac{\pi \cdot D_{h2}^2}{4} ; S_{h3} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2$$

Kde S_{h3} je výpočtový prierez závitovej časti hriadele a bol určený ako aritmetický priemer stredného a malého priemeru závitú [52].

Po dosadení do rovnice (4.13):

$$k_{h1T0} = \frac{E_{hT0} \cdot S_{h1}}{L_{h1}} ; k_{h2T0} = \frac{E_{hT0} \cdot S_{h2}}{L_{h2}} ; k_{h3T0} = \frac{E_{hT0} \cdot S_{h3}}{L_{h3}}$$

Určenie celkovej tuhosti hriadele pri teplote T_0 [52]:

$$\frac{1}{k_{hT0}} = \frac{1}{k_{h1T0}} + \frac{1}{k_{h2T0}} + \frac{1}{k_{h3T0}} \quad (4.14)$$

Tuhosť turbínového kolesa pri teplote T_0 :

Keďže koleso v tomto prípade do spojenia vstupuje ako príruha, bolo pre určenie jeho tuhosti potrebné zvoliť vhodnú metódu výpočtu. Metóda Bachovho tlakového dvojkužľa je v tomto prípade nevhodná, keďže rozmery prierezov spojovaných súčastí sú v prípade stykovej plochy medzi kolesom a hriadeľom zhodné a v prípade stykovej plochy medzi kolesom a maticou takmer zhodné. Tlakový dvojkužleň by teda výrazne zasahoval mimo geometriu kolesa. [52]

Ako alternatíva bola zvolená metóda ekvivalentného dutého valca. [34]

$$k_{kT0} = \frac{E_{kT0} \cdot S_k}{L_k} \quad (4.15)$$

Kde S_k je prierez ekvivalentného valca, bol určený pomocou vzťahu [34]:

$$S_k = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{tm2}^2 - D_k^2) \quad (4.16)$$

Tuhosť hriadele k_{hT2} pri teplote T_2 bola určená podľa vzťahu (4.13) a (4.14), avšak pre Youngov modul pružnosti bola dosadená hodnota E_{hT2} platná pre teplotu T_2 .

Rovnakým spôsobom bola určená taktiež tuhosť kolesa k_{kT2} pri teplote T_2 , teda do rovnice (4.15) bola dosadená hodnota Youngovho modulu E_{kT2} .

Sila predpätia pri zahriatí F_{oT2} bola následne určená ako podiel sumy deformácií spôsobených pôvodnou silou predpätia a zmenou teploty v čitateli a výslednou tuhosťou sústavy pri teplote T_2 v menovateli. Keďže teplotné axiálne zväčšenie hriadele silu predpätia znižuje, je hodnota ΔL_{hT2} uvažovaná ako záporná.

$$F_{oT2} = \frac{F_o \cdot \left(\frac{1}{k_{hT0}} + \frac{1}{k_{kT0}} \right) - \Delta L_{hT2} + \Delta L_{kT2}}{\left(\frac{1}{k_{hT2}} + \frac{1}{k_{kT2}} \right)} \quad (4.17)$$

Zo sily predpätia zostávajúcej v spojení po zahriatí na teplotu T_2 bol podľa vzťahu (4.18) následne určený moment potrebný na prekonanie tejto sily a trení na stykových plochách medzi kolesom a hriadeľom a medzi kolesom a maticou. Teda moment, ktorý by bol potrebný na pretočenie kolesa na hriadeľ, čím by došlo k strate funkcie turbodúchadla.

$$M_p = F_{oT2} \cdot \left(f_{mk} \cdot \frac{D_{tms}}{2} + f_{hk} \cdot \frac{D_{ths}}{2} \right) \quad (4.18)$$

Tento moment bude následne porovnaný s maximálnym točivým momentom T_h , ktorý je potrebné preniesť spojením.

Tab. 7 Výpočet sily predpätia pri prevádzkovej teplote

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Teplotná zmena dĺžky hriadele	ΔL_{hT2}	[mm]	0,3496
Teplotná zmena dĺžky kolesa	ΔL_{kT2}	[mm]	0,3189
Tuhosť hriadele pri teplote T_0	k_{hT0}	[N.mm ⁻¹]	$1,699 \cdot 10^5$
Tuhosť kolesa pri teplote T_0	k_{kT0}	[N.mm ⁻¹]	$7,372 \cdot 10^5$
Tuhosť hriadele pri teplote T_2	k_{hT2}	[N.mm ⁻¹]	$1,122 \cdot 10^5$
Tuhosť kolesa pri teplote T_2	k_{kT2}	[N.mm ⁻¹]	$6,415 \cdot 10^5$
Sila predpätia pri teplote T_2	F_{oT2}	[N]	831,2
Moment potrebný na pretočenie kolesa	M_p	[N.m]	1,8

Ako je možné vidieť v Tab. 7 vplyvom prevádzkovej teploty došlo k výraznému poklesu sily predpätia v spojení, hodnota poklesla z pôvodných $F_o = 5442$ N na hodnotu $F_{oT2} = 831$ N. Moment potrebný na prekonanie sily predpätia a trení na stykových plochách dosahuje iba $M_p = 1,8$ N.m. Pri porovnaní s maximálnym momentom prenášaným hriadeľom $T_h = 3,1$ N.m je zrejmé, že hodnota odhadnutého ťahovacieho momentu je nedostatočná a bude ju potreba zvýšiť.

4.6 ÚPRAVA UŤAHOVACIEHO MOMENTU

Pri výpočtoch neboli uvažované prechodové stavy, tj. ohrev a chladnutie rotora, nie je preto možné s istotou povedať či uvažovaný stav, tj. prevádzková teplota je skutočne najhorším možným prípadom z hľadiska poklesu sily predpätia. Pri návrhu upraveného ťahovacieho momentu je preto nutné dodržať určitú hodnotu koeficientu bezpečnosti. Ako koeficient bezpečnosti bola zvolená hodnota 2.

Po prepočítaní ťahovacieho momentu a sily predpätia podľa vzťahov uvedených v kapitolách 4.4 a 4.5 vychádzajú hodnoty nasledovne:

Tab. 8 Úprava ťahovacieho momentu

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Upravený ťahovací moment	M_{U2}	[N.m]	14,3
Sila predpätia pri teplote T_0	F_{o2T0}	[N]	8368
Sila predpätia pri teplote T_2	F_{o2T2}	[N]	2854
Moment potrebný na pretočenie kola	M_{p2}	[N.m]	6,2

Ako je zrejmé z Tab. 8, pre dosiahnutie požadovanej bezpečnosti bolo potrebné zvýšenie ťahovacieho momentu o viac ako 50 % oproti pôvodne odhadnutej hodnote. Bude preto nutné overiť dosahované napätia v hriadeľi.

Pri reálnej montáži by bol pred použitím tohto ťahovacieho momentu použitý ešte ťahovací moment s nižšou hodnotou, tzv. dosadací moment slúžiaci na správne dosadnutie spájaných súčastí. Následne by bola matica povolená a až potom aplikovaný výsledný ťahovací moment. V práci bude pre zjednodušenie uvažovaný iba výsledný ťahovací moment.

4.7 KONTROLA NAPÄTÍ

V kapitole budú vyhodnotené dosahované napätia v jednotlivých prierezoch hriadele, v miestach koncentrátorov napätia a v oblasti závitů.

4.7.1 NAPÄTIA PRI MONTÁŽNEJ TEPLOTE T_0

NAPÄTIA V HRIADELI

Ťahové napätia spôsobené silou predpätia v mieste s priemerom d_{h2} :

$$\sigma_{nT_0dh2} = \frac{4 \cdot F_{o2T0}}{\pi \cdot d_{h2}^2} = \frac{4 \cdot 8368}{\pi \cdot 5,2^2} = 394,03 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2} :

$$\sigma_{nT_0Rh2} = \sigma_{nT_0dh2} \cdot \alpha_{Rh2} \quad (4.20)$$

Kde α_{Rh2} je súčiniteľ koncentrácie v mieste rádiusu R_{h2} a bol určený pomocou web stránky efatigue.com [53].

$$\alpha_{Rh2} = 2,07 \quad (4.21)$$



Po dosadení do rovnice (4.20):

$$\sigma_{nT0Rh2} = 394,0 \cdot 2,07 = 815,58 \text{ [MPa]} \quad (4.22)$$

Kontrola bezpečnosti voči medznému stavu (MS) pružnosti:

$$k_{T0Rh2} = \frac{R_{ehT0}}{\sigma_{red}} = \frac{1515}{815,58} = 1,85 \quad (4.23)$$

Ťahové napätia spôsobené silou predpätia v mieste s priemerom d_{h1} :

$$\sigma_{nT0dh1} = \frac{4 \cdot F_{o2T0}}{\pi \cdot d_{h1}^2} = \frac{4 \cdot 8368}{\pi \cdot 6^2} = 295,96 \text{ [MPa]} \quad (4.24)$$

Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2} :

$$\sigma_{nT0Rh1} = \sigma_{nT0dh1} \cdot \alpha_{Rh1} = 295,96 \cdot 2,74 = 810,92 \text{ [MPa]} \quad (4.25)$$

Koeficient α_{Rh1} bol určený zhodným spôsobom ako v predchádzajúcom prípade.

Kontrola bezpečnosti voči MS pružnosti:

$$k_{T0Rh1} = \frac{R_{ehT0}}{\sigma_{red}} = \frac{1515}{810,92} = 1,87 \quad (4.26)$$

NAPÄTIA V HRIADELI – ZÁVITOVÁ ČASŤ

Normálové napätia spôsobené silou predpätia:

$$\sigma_{nT0d3} = \frac{4 \cdot F_{o2T0}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 8368}{\pi \cdot 4,773^2} = 467,68 \text{ [MPa]} \quad (4.27)$$

Napätie spôsobené ťahovacím momentom, do vzťahu vstupuje iba zložka prekonávajúca trenie v závitoch [52]:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_Z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot F_{o2T0} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.28)$$

Po dosadení:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 8368 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \tan(3,4034 + 9,8262)}{\pi \cdot 4,773^3} = 246,48 \text{ [MPa]}$$

Redukované napätie podľa teórie HMM [52]:

$$\sigma_{redz} = \sqrt{\sigma_{nT0d3}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (4.29)$$
$$\sigma_{redz} = \sqrt{372,2^2 + 3 \cdot 175^2} = 633,23 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti voči MS pružnosti:

$$k_{T0zav} = \frac{R_{ehT0}}{\sigma_{red}} = \frac{1515}{633,23} = 2,39 \quad (4.30)$$

4.7.2 NAPÄTIE PRI TEPLOTE T_2

Zhodným spôsobom boli určené aj napätia dosahované pri prevádzkovej teplote T_2 . Rozdielom bolo nahradenie sily predpätia pri teplote T_0 F_{O2T0} za silu pri teplote T_2 F_{O2T2} . Výsledky budú prezentované v súhrnnej tabuľke Tab. 9.

4.8 SÚHRN NAPÄTÍ

Tab. 9 Súhrn napätí dosahovaných v hriadeľi

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Napätia pri teplote T_0			
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h2}	σ_{nT_0dh2}	[MPa]	394,03
Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2}	σ_{nT_0Rh2}	[MPa]	815,58
Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h2}	k_{T_0Rh2}	[-]	1,85
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h1}	σ_{nT_0dh1}	[MPa]	295,96
Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h1}	σ_{nT_0Rh1}	[MPa]	810,92
Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h1}	k_{T_0Rh1}	[-]	1,87
Ťahové napätie v závitovej časti s priemerom d_3	σ_{nT_0d3}	[MPa]	467,68
Redukované napätie v závite	σ_{redz}	[MPa]	633,23
Bezpečnosť voči MS pružnosti v závite	k_{T_0zav}	[-]	2,33
Napätia pri teplote T_2			
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h2}	σ_{nT_2dh2}	[MPa]	134,39
Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2}	σ_{nT_2Rh2}	[MPa]	278,18
Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h2}	k_{T_2Rh2}	[-]	1,32
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h1}	σ_{nT_2dh1}	[MPa]	100,94
Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h1}	σ_{nT_2Rh1}	[MPa]	274,56
Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h1}	k_{T_2Rh1}	[-]	1,33
Ťahové napätie v závitovej časti s priemerom d_3	σ_{nT_2d3}	[MPa]	159,51

Ako je možné vidieť v Tab. 9 všetky bezpečnosti vychádzajú viac ako jedna, teda podľa analytických výpočtov nebude dochádzať k plastickým deformáciám. Vo výpočtoch však bolo uvažované iba s montážnym stavom pri teplote T_0 a zaťažením teplotou T_2 . Nebolo uvažované so zaťažením vplyvom prevádzkových otáčok a točivého momentu. Taktiež bola uvažovaná teplota T_2 konštantná pre celý úsek hriadele aj keď v skutočnosti teplota v hriadeľi nie je konštantná. Pre posúdenie bezpečnosti v prevádzkovom stave bude preto potrebná MKP analýza s uvažovaním vyššie zmienených zaťažení.

5 MKP ANALÝZA

V MKP analýze bol koncept analyzovaný v dvoch výpočtových krokoch, pri zaťažení vplyvom:

1. Predpätia spôsobeného ťahovacím momentom
2. Predpätia + rotácie + točivého momentu + teploty

Prvý krok simuluje zaťaženie v montážnom stave, teda po nasadení kolesa na hriadeľ a utiahnutí matice na určený ťahovací moment. Druhý krok simuluje následne zaťaženie prevádzkovými podmienkami turbodúchadla.

5.1 PRÍPRAVA 3D MODELU

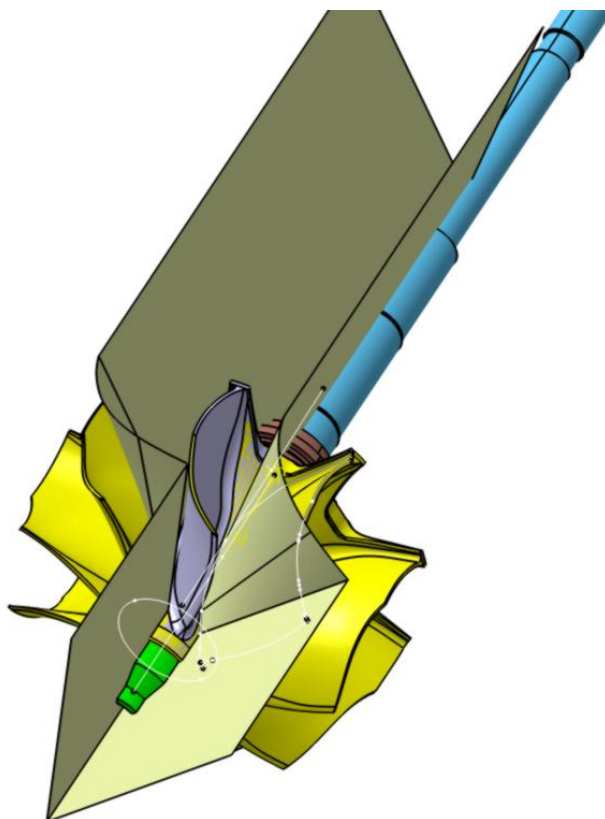
Pre výpočtovú analýzu bol v softwari Catia V5 z celého modelu vytvorený tzv. koláčový výsek. Keďže má analyzované koleso 9 lopatiek uhol tohto výseku je 40° . Prvým dôvodom pre použitie výseku a symetrie je zníženie počtu elementov a uzlov, a teda aj nárokov na výpočtovú kapacitu a skrátenie výpočtového času. Ďalším dôvodom je, že v prípade ak by nebola použitá periodická sieť, mohlo by pri vysokej uhlovej rýchlosti, ktorá bude analyzovaná, dochádzať k deformácii modelu vplyvom nepravidelnosti siete a vplyvom numerických chýb.

Ďalej bol model rozdelený za ložiskovou plochou, keďže kompresorové koleso ani zvyšná časť hriadele nebudú pre analýzu potrebné a zbytočne by zvyšovali počet sieťových elementov.

Z modelu boli odstránené taktiež:

- Ťahovací prvok matice (tisíchrán)
- Vrtanie pre strediacu jamku
- Zrazenia hrán drážok pre piestne krúžky

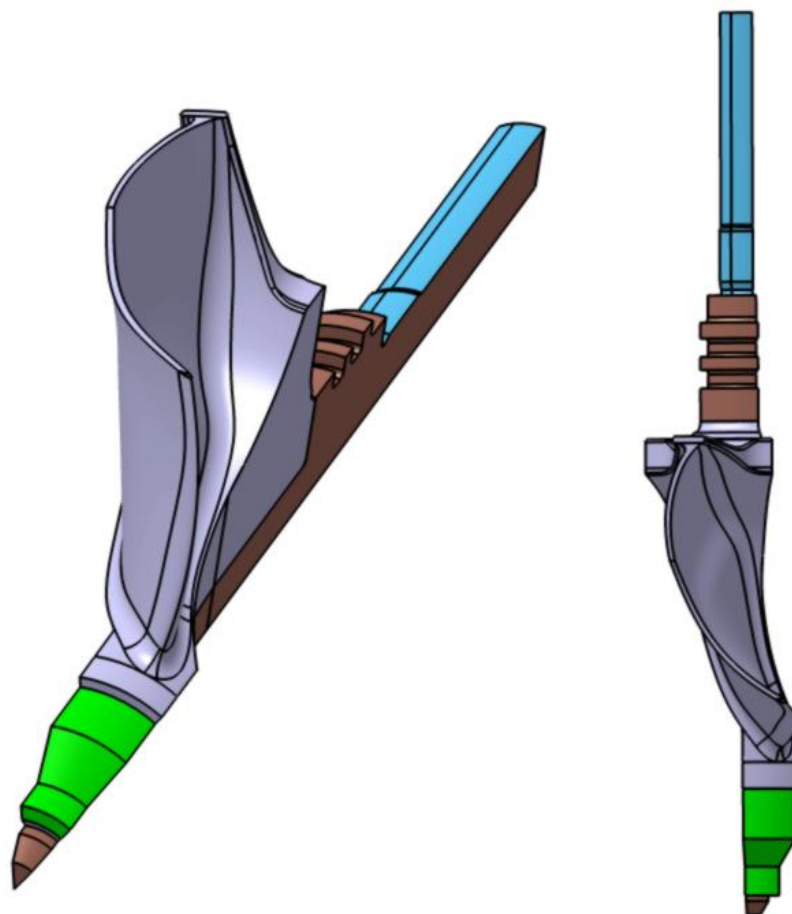
Proces vytvárania výseku je zobrazený na Obr. 24.



Obr. 24 Proces tvorby výseku

Snahou bolo výsek viesť približne v strede medzi lopatkami na backdisku a taktiež na nose turbínového kolesa. V priestore medzi samotnými lopatkami bol rez vedený po hrane rádiusu napojenia lopatky na hub. Po vytvorení bol výsek ešte znova nakopírovaný, tak aby vytvoril celé koleso a model bol skontrolovaný, aby bolo overené, že nedochádza k žiadnym defektom.

Finálny model zo softwaru Catia je zobrazený na Obr. 25.



Obr. 25 Finálny model zo softwaru Catia

Model bol následne importovaný do softwaru Ansys Workbench, verzia 2019 R2. Ansys podporuje import geometrie priamo vo formáte .CATPart, prípadne .CATProduct, teda nebol potrebný prevod geometrie do iného formátu.

Po importe do Ansysu boli ešte v SpaceClaim z modelu odstránené nadbytočné hrany, napr. hrana v axiálnom smere na modrej ploche hriadele na Obr. 25. Ďalej boli niektoré plochy spojené, tak aby sa uľahčilo vytváranie siete. Model bol taktiež skontrolovaný, aby bolo zaručené, že pri importe modelu nedošlo k žiadnemu poškodeniu geometrie.

Fyzická geometria závitů na 3D modeli nebola vytváraná, pre analýzu napätí v závite bude využitá funkcia Ansysu – Bolt Thread Contact Geometry Correction. Táto metóda by mala dosahovať veľmi podobné výsledky ako pri analýze fyzickej geometrie závitů a zároveň výrazne šetriť výpočtovú kapacitu a čas, keďže pre sieťovanie geometrie skutočného závitů by bola potrebná značne jemná sieť. [54][55][56]

5.2 MATERIÁL

Do analýzy boli importované materiálové charakteristiky pre γ -TiAl materiál turbínového kolesa a oceľový materiál hriadele a matice. Ako už bolo zmienené pre hriadeľ a maticu bol použitý rovnaký materiál AISI4140.

5.3 SIEŤ

5.3.1 SIEŤ HRIADELE

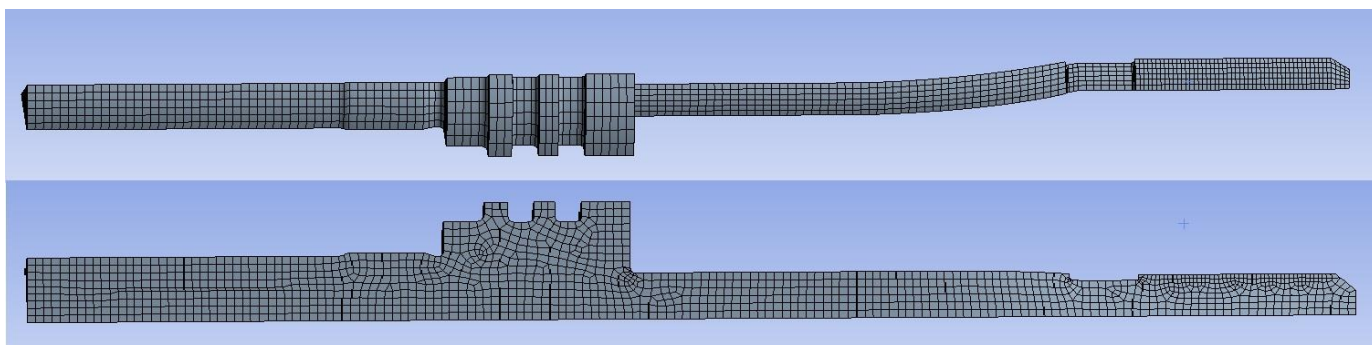
Pre vytvorenie siete hriadele bola použitá metóda Sweep, pre sieťovanie bol použitý prvok Solid186. Jedná sa o kvadratický prvok s dvadsiatimi uzlami, každý z týchto uzlov má 3 stupne voľnosti – posuvy v osiach X, Y a Z. Tvar elementov bol nastavený na All Quad, teda štvoruholníky. Základná veľkosť elementov bola zvolená na 0,5 mm. V oblasti koncentrátorov napätia, tj. rádiusov R_{h1} a R_{h2} bola veľkosť siete zjemnená na 0,1 mm.

Pre analyzovania napätia v závite s využitím funkcie Bolt Thread Contact Geometry Correction je doporučené použiť veľkosť siete jednu štvrtinu stúpania závitu. To v prípade zvoleného závitu M6x1,00 znamená 0,25 mm. Na plochu závitu bola teda aplikovaná sieť s veľkosťou elementu 0,25 mm. [54][56]

- Počet elementov: 8868
- Počet uzlov: 41 089

Finálna sieť je zobrazená na Obr. 26.

Zhodnotenie siete a porovnanie výsledkov s použitím jemnejšej siete bude prezentované v závere kapitoly spoločne pre všetky sieťované telesá.

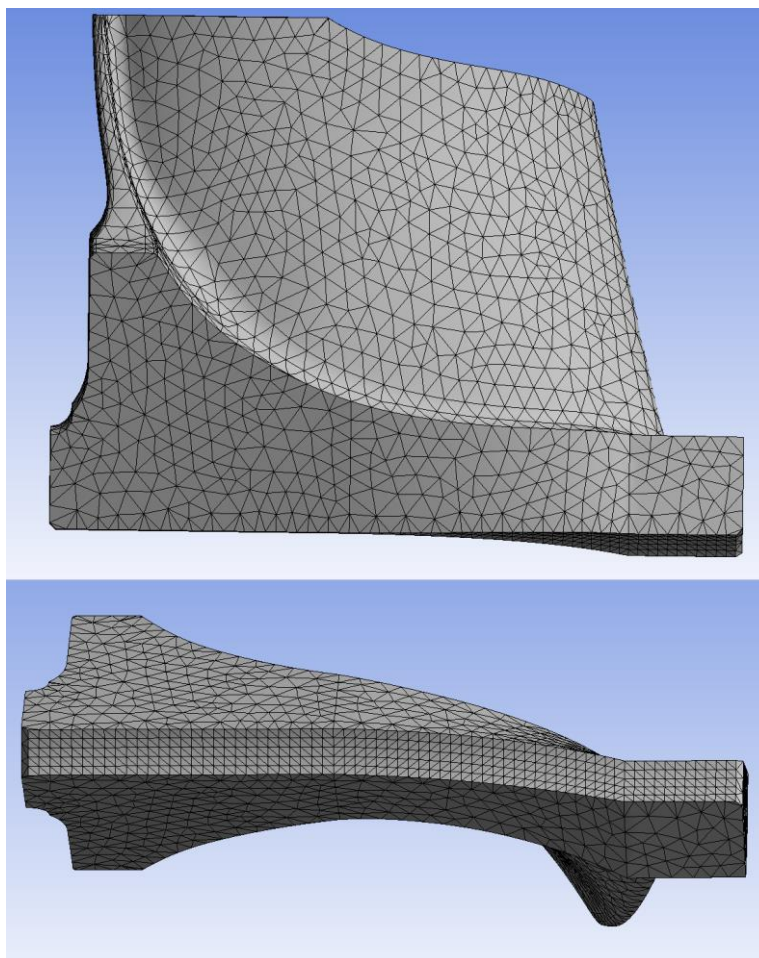


Obr. 26 Sieť hriadele

5.3.2 SIEŤ TURBÍNOVÉHO KOLESA

Pre sieťovanie kolesa bol použitý prvok Solid187, kvadratický desaťuzlový štvorsten, vhodný pre modelovanie nepravidelných tvarov. Element ma taktiež 3 stupne voľnosti pre každý uzol. Základná veľkosť elementu bola nastavená na 1,0 mm. V oblasti vývrtu bola použitá mapovaná sieť a zjemnenie siete na veľkosť 0,5 mm. Sieť turbínového kolesa je zobrazená na Obr. 27.

- Počet elementov: 21 720
- Počet uzlov: 34 127



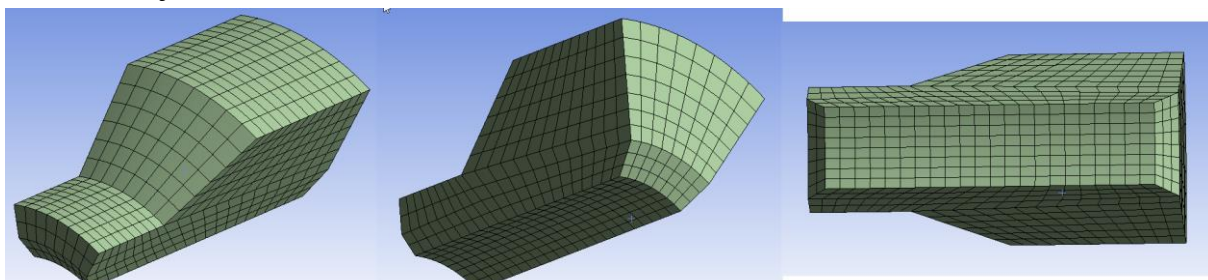
Obr. 27 Sieť turbínového kolesa

5.3.3 SIEŤ MATICE

Pri sieťovaní matice pomocou generátora voľnej siete Ansys automaticky generoval sieť tvorenú z hexaedronov Solid186, nebolo teda potrebné nastavovať metódu tvorby siete a stačilo nastaviť veľkosti elementov. Základná veľkosť siete bola zvolená na 0,5 mm. V oblasti závitú bola veľkosť elementov zjemnená na 0,25 mm, teda zhodne ako v prípade hriadele.

- Počet elementov: 1328
- Počet uzlov: 6659

Sieť matice je zobrazená na Obr. 28.



Obr. 28 Sieť matice

5.3.4 ZHRNUTIE

Celkový počet elementov a uzlov:

- Počet elementov: 31 916
- Počet uzlov: 81 875

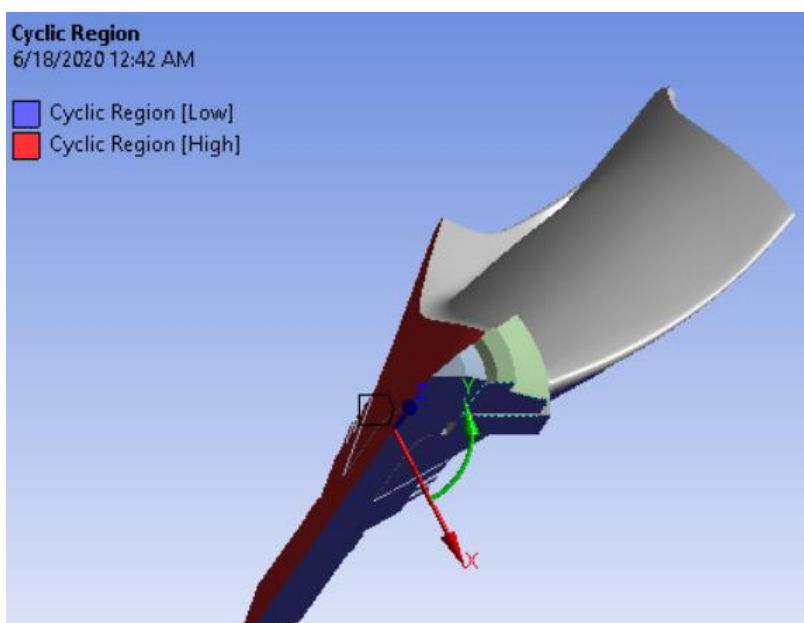
Pre overenie, že je jemnosť siete dostatočná boli všetky hodnoty veľkostí sieťových elementov zmenšené na polovicu. Po tejto zmene mal však sieťový model takmer 235 000 elementov a 616 000 uzlov. Teda počet elementov a uzlov bol viac ako sedem násobný oproti pôvodnej sieti. To by bolo z hľadiska výpočtového času značne neefektívne. Pre zjemnenie boli preto vybrané iba oblasti, v ktorých je očakávaná koncentrácia napätia, tj. miesto koncentrátorov napätia, rádiusov R_{h1} , R_{h2} a oblasť závitú. V oblasti závitú bola sieť zjemnená na hriadeli a taktiež na matici. Pri analýze napätí dosahovala zmena v napätiach približne do 6 %, pôvodná jemnosť siete bola preto zvolená ako vhodný kompromis medzi výpočtovým časom a dosahovanou presnosťou.

5.4 OKRAJOVÉ PODMIENKY

5.4.1 SYMETRIA

Pri výpočte bola využitá cyklická symetria modelu. Dôvody na jej využitie boli popísané v úvode kapitoly.

Pre jej využitie bolo potrebné definovať Low a High Boundary modelu a ďalej vytvoriť valcový súradnicový systém, ktorý bude definovať osu rotácie. Model bol vytvorený tak, aby osou rotácie bola osa Z.



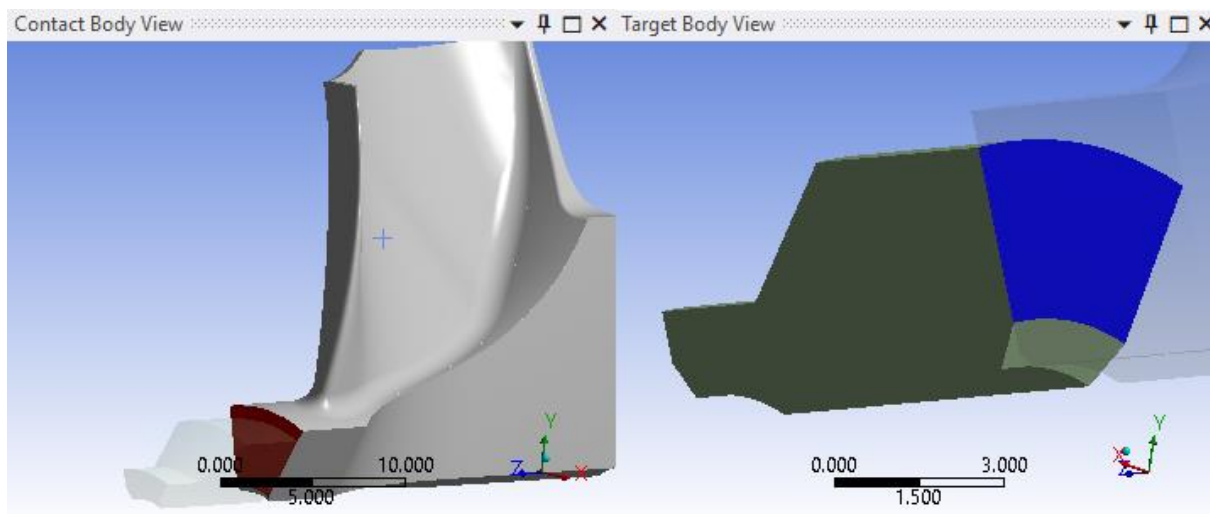
Obr. 29 Definovanie cyklickej symetrie

5.4.2 KONTAKTY

KONTAKT MEDZI TURBÍNOVÝM KOLESOM A MATICOU

Kontakt bol nastavený ako frictional, tj. trecí kontakt. Hodnota koeficientu trenia $f_{mk} = 0,2$. Ostatné nastavenie boli ponechané v predvolenom nastavení. S týmto koeficientom trenia bolo uvažované aj v analytických výpočtoch.

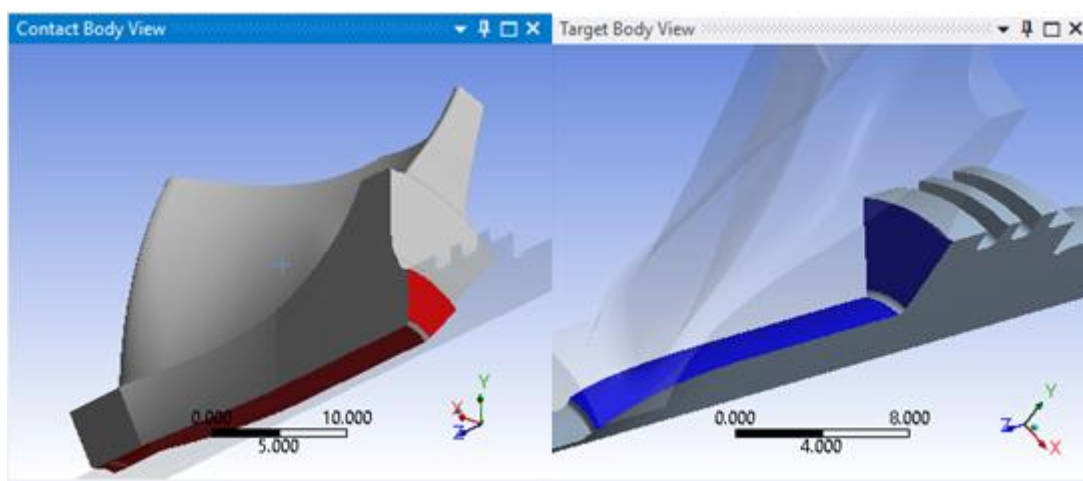
Kontakt je zobrazený na Obr. 30.



Obr. 30 Kontakt medzi maticou a turbínovým kolesom

KONTAKT MEDZI TURBÍNÓVYM KOLESOM A HRIADEĽOM

Kontakt bol taktiež nastavený ako frictional, hodnota koeficientu trenia $f_{hk} = 0,2$. Ostatné nastavenia boli opäť ponechané v predvolenom nastavení. Kontakt je zobrazený na Obr. 31.



Obr. 31 Kontakt medzi turbínovým kolesom a hriadeľom

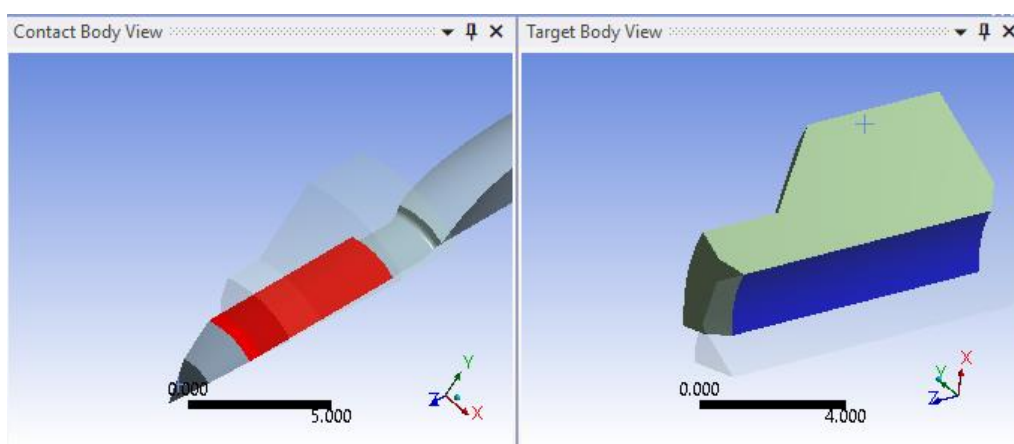
KONTAKT MEDZI MATICOU A HRIADEĽOM

Kontakt bol nastavený ako frictional. Hodnota koeficientu trenia $f_z = 0,15$. Položka Contact Geometry Correction bola nastavená ako Bolt Thread. Orientácia závitú bola definovaná pomocou osy rotácie a dvoch pomocných súradnicových systémov, ktoré boli vytvorené. Stredný priemer závitú bol nastavený na 5,35 mm. Stúpanie závitú 1,0 mm. Uhol závitú 60°. Jednoradý, ľavý závit.

Definícia je zobrazená na Obr. 32 a kontakt samotný na Obr. 33.

Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Add Offset, N...
☐ Offset	0. mm
Contact Geometry Correction	Bolt Thread
Orientation	Revolute Axis
Starting Point	zavit_1
Ending Point	zavit_2
☐ Mean Pitch Diameter	5.35 mm
☐ Pitch Distance	1. mm
☐ Thread Angle	60. °
Thread Type	Single-Thread
Handedness	Left-Handed

Obr. 32 Definícia kontaktu medzi maticou a hriadelom

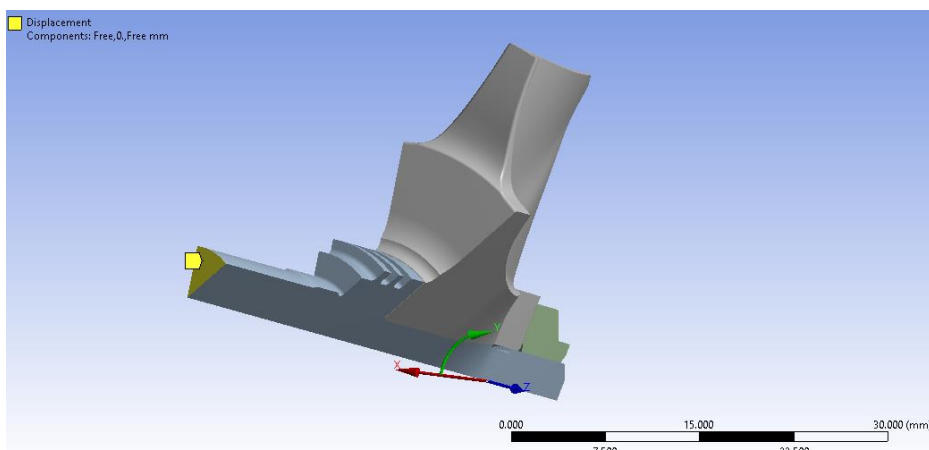


Obr. 33 Kontakt medzi hriadelom a maticou

5.4.3 VÄZBY

Keďže v druhom kroku simulácie bude importované tepelné zaťaženie a bude dochádzať k tepelným deformáciám, nebolo možné zaväzbiť model pomocou väzby Fixed support, pretože v mieste zaväzbenia by vplyvom tepelných deformácií dochádzalo k vysokým napätiam, ktoré by neodpovedali skutočnosti.

Pre zaväzbenie boli preto využité väzby Frictionless Support a Displacement. Väzba Frictional Support zamedzila posuvom v normálovom smere, v smere osy Z. Vo väzbe Displacement bol zamedzený pohyb radiálnom smere. Obe väzby boli aplikované na rovnakú plochu, ktorá je zobrazená na Obr. 34.



Obr. 34 Plocha pre väzbu Displacement a Frictionless Support

5.4.4 ZAŤAŽENIA

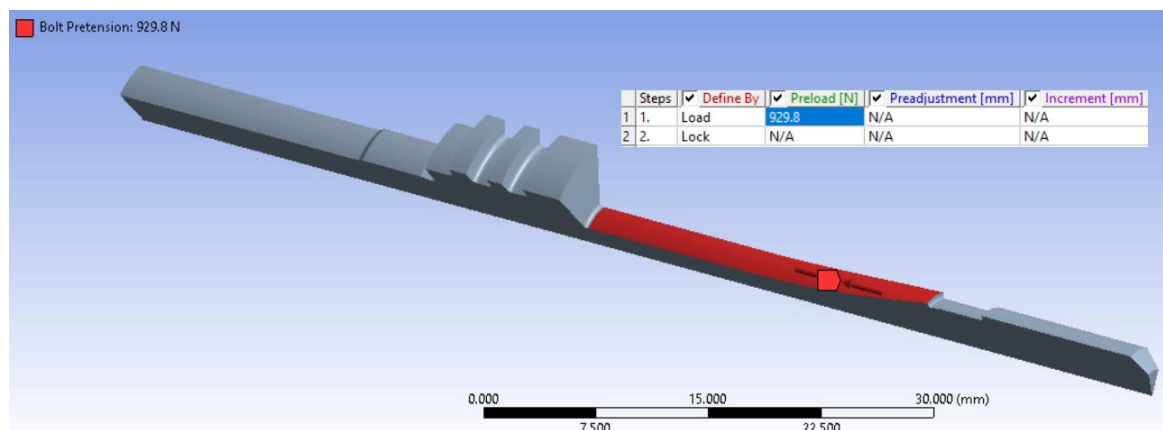
Ako už bolo uvedené v prechádzajúcich kapitolách práce, zaťaženia budú aplikované v dvoch krokoch, vplyvom:

1. Predpätia spôsobeného ťahovacím momentom
2. Predpätia + rotácie + točivého momentu + teploty

ZAŤAŽENIE VPLYVOM PREDPÄTIA SPÔSOBENÉHO ŤAHOVACÍM MOMENTOM

Vypočítaná sila predpätia z kapitoly 4.6 je $F_{O2T0} = 8368$ N. Keďže je pri analýze využitá symetria a model je rozdelený na deväť symetrických častí, je potrebné na výsek aplikovať len jednu devätinu tejto sily. Sila predpätia aplikovaná na výsek $F_{O2VT0} = 929,8$ N. Toto bolo overené aj použitím plného modelu a aplikovaním celej sily a porovnaním dosahovaných napätí. Pre aplikáciu zaťaženia bol použitý Bolt Pretension.

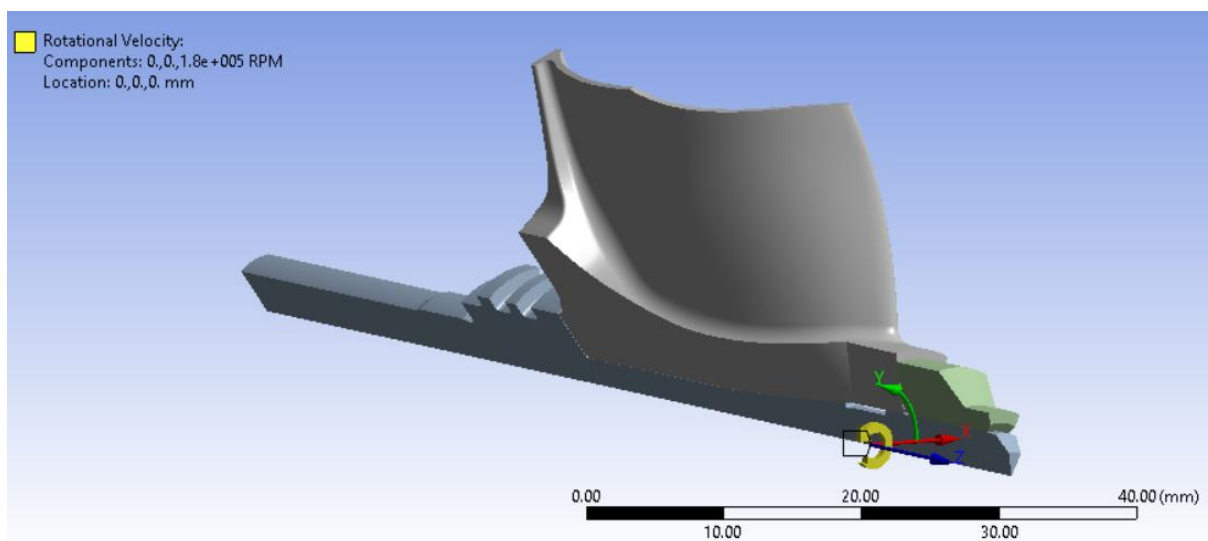
Keďže bude výpočet prebiehať v dvoch krokoch, v prvom kroku bola aplikovaná sila F_{O2VT0} , v druhom kroku bol Bolt Pretension nastavený ako zamknutý, tým bude zafixovaný posuv vyvolaný silou predpätia v prvom kroku.



Obr. 35 Definícia predpätia vplyvom uťahovacieho momentu

ZAŤAŽENIE VPLYVOM PREVÁDZKOVÝCH OTÁČOK

Aplikované boli otáčky $n = 185\,000\text{ min}^{-1}$ pre druhý krok simulácie, v prvom kroku boli ponechané nulové otáčky.

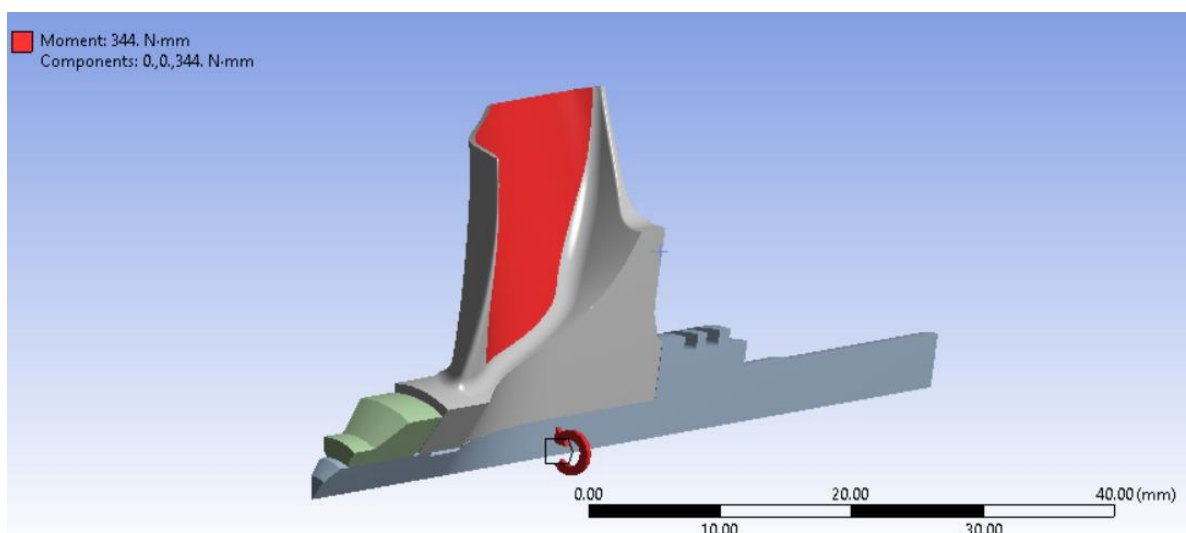


Obr. 36 Definícia prevádzkových otáčok

ZAŤAŽENIE VPLYVOM TOČIVÉHO MOMENTU

Točivý moment T_{cv} bol aplikovaný na lopatku turbínového kolesa, obdobne ako pri sile predpätia bola aplikovaná jedna devätina momentu T_c . Pre prvý výpočtový krok bol moment ponechaný nulový.

$$T_{cv} = \frac{T_c}{9} = \frac{3,1}{9} = 0,344 \text{ N.m} \quad (5.1)$$



Obr. 37 Definícia točivého momentu

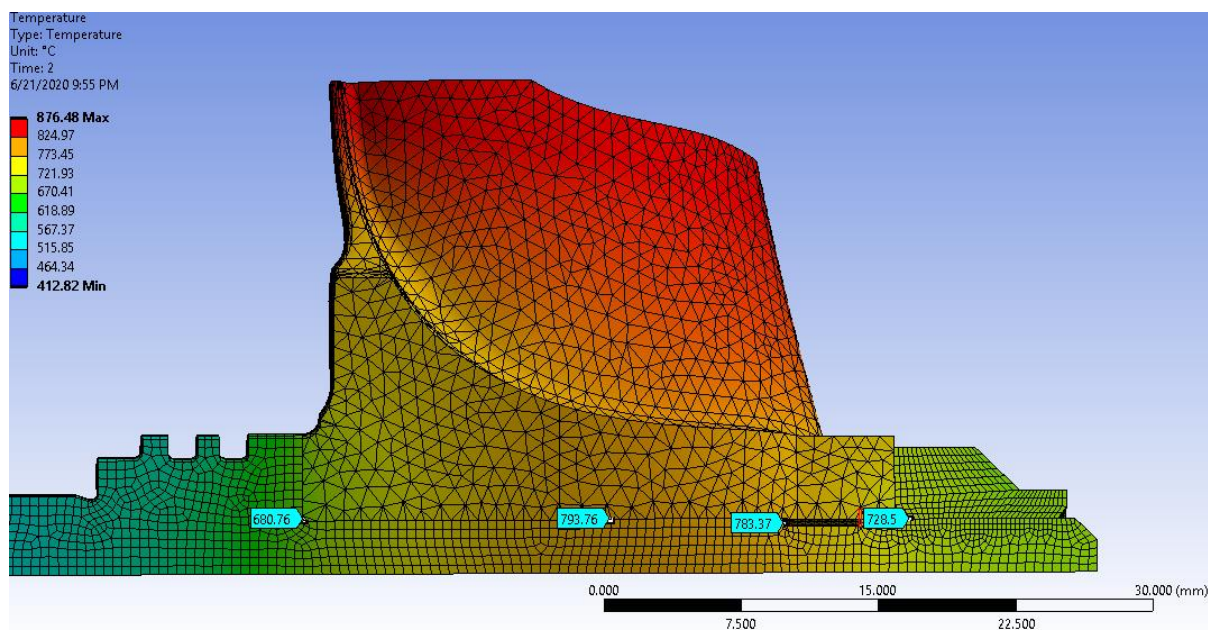
ZAŤAŽENIE PREVÁDZKOVOU TEPLOTOU

Keďže v pôvodnej termálnej analýze využívanej pre analytické výpočty bol použitý celý rotor a model bez symetrie, bolo potrebné v pôvodnej termálnej analýze zistiť teplotu v mieste kde bola hriadeľ skrátaná. Následne aplikovať pôvodne použité teploty a koeficienty priestupu tepla spolu s nameranou teplotou na analyzovaný výsek a overiť či sa dosahované teploty zhodujú.

Pre presné určenie teploty v mieste skrátenia hriadeľa bol v pôvodnej termálnej analýze vytvorený geometrický systém presne v tomto mieste. V mieste bola následne určená teplota pomocou Temperature Probe. Tým bola určená priemerná teplota v danom priereze hriadeľa, ktorá dosahuje 412,6 °C.

Rozloženie teplôt vo výseku je zobrazené na Obr. 38, rozdiel oproti pôvodnej termálnej analýze dosahuje do 3 %.

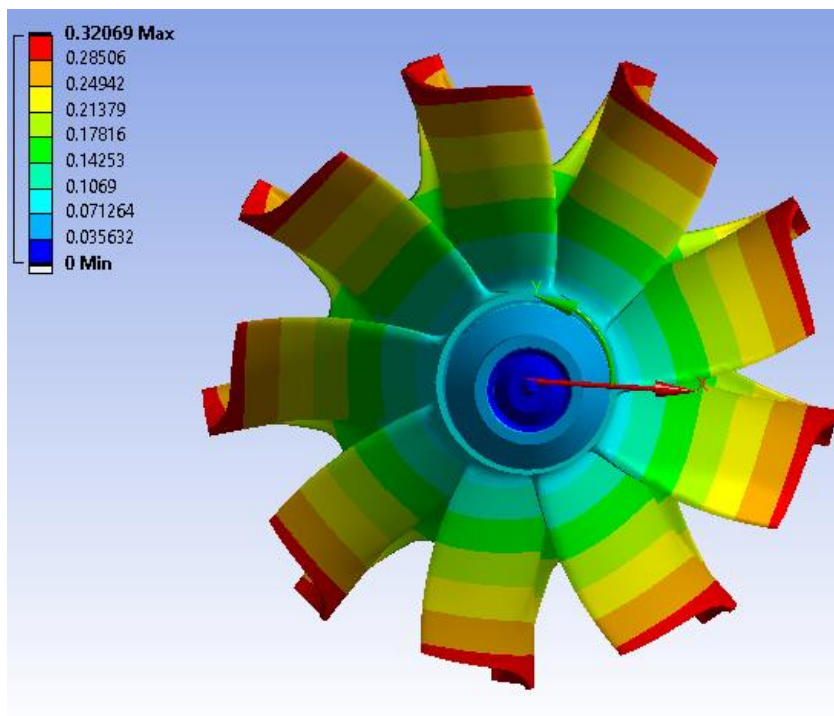
Rozloženie teplôt bolo následne importované do štruktúrálnej analýzy.



Obr. 38 Rozloženie teplôt vo výseku

5.5 OVERENIE DEFORMÁCIE VPLYVOM OTÁČOK

Pre overenie, že vplyvom vysokej uhlovej rýchlosti nedochádza k deformácii modelu vplyvom nepravidelností siete bol model zaťažovaný prevádzkovými otáčkami a boli vyhodnotené smerové deformácie v radiálnom smere. Ako je možné vidieť na Obr. 39 dochádza k symetrickej deformácii a nedochádza k ohýbaniu rotora.



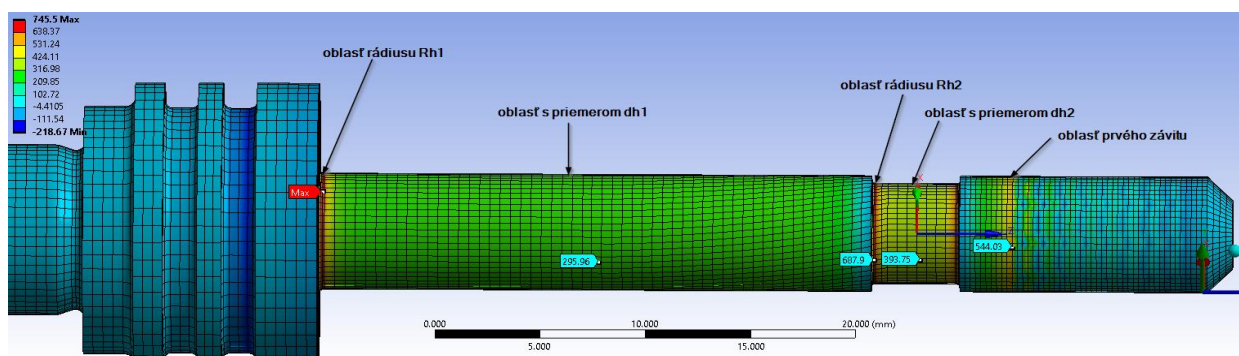
Obr. 39 Deformácia rotora vplyvom otáčok

5.6 DOSAHOVANÉ NAPÄTIA

5.6.1 PRVÝ VÝPOČTOVÝ KROK

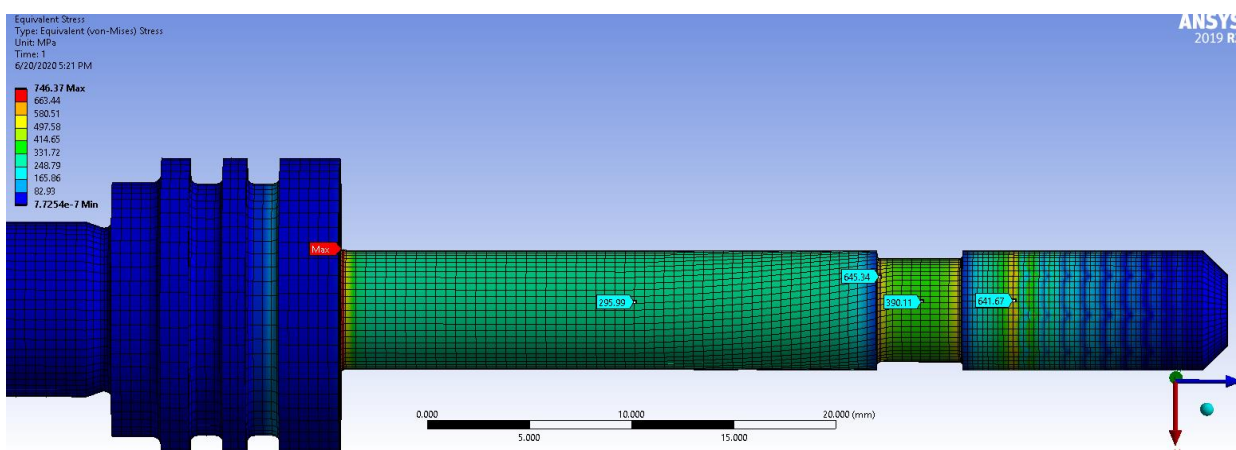
NAPÄTIA DOSAHOVANÉ V HRIADELI

Na Obr. 40 sú zobrazené normálové napätia dosahované v hriadeľi v osi Z. Ako je možné vidieť napätie v časti hriadeľa s priemerom d_{h1} dosahuje hodnoty približne 296 MPa, v oblasti koncentrátoru napätia R_{h1} 745,5 MPa, v oblasti priemeru d_{h2} približne 394 MPa a v zóne rádiusu R_{h2} približne 687,5 MPa. Normálové napätie v prvom závite 544 MPa.



Obr. 40 Normálové napätia dosahované v 1. kroku

Na Obr. 41 sú zobrazené ekvivalentné napätia podľa podmienky HMH. Napätia v hriadeľi s priemerom d_{h1} dosahujú 296 MPa, v mieste R_{h1} približne 746 MPa, pre priemer d_{h2} 390 MPa a pre koncentrátor R_{h2} približne 645 MPa. V oblasti závitu dosahujú napätie pre prvý závit približne 642 MPa. Dosahované ekvivalentné napätia sú vo väčšine prípadov veľmi podobné dosahovaným normálovým napätiam. To zodpovedá charakteru namáhania, keďže hriadeľ bol zaťažovaný iba silou predpätia, tj. ťahovou silou.



Obr. 41 Ekvivalentné napätia dosahované v 1. kroku

Hodnoty napätí v hriadeľi boli následne porovnané s napätiami vypočítanými analyticky:

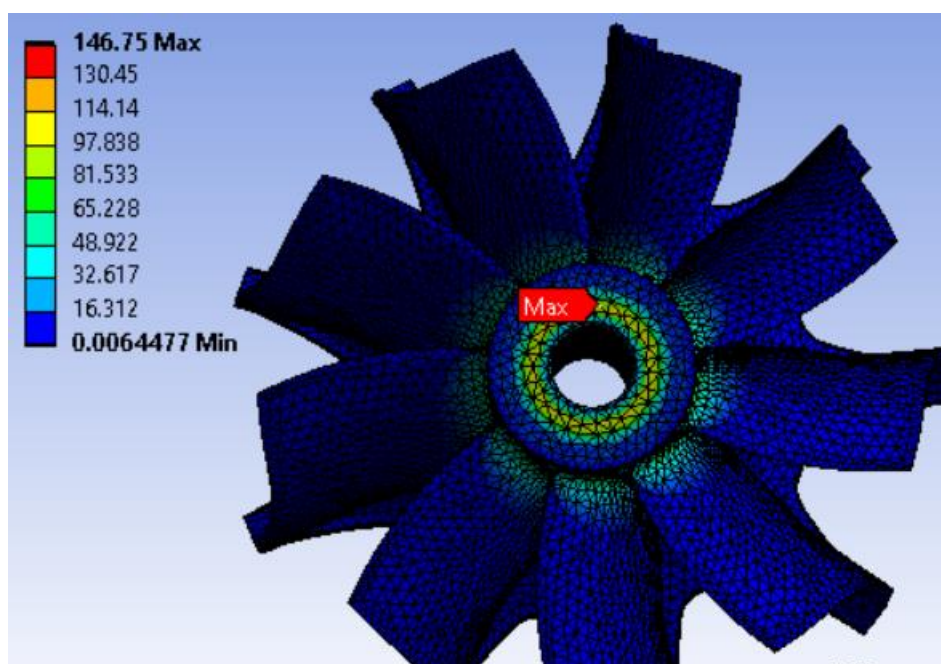
Tab. 10 Porovnanie napätí vypočítaných analyticky vs. MKP analýzou

Parameter	Analyt.	MKP	Rozdiel	Bezpečnosť MKP
	[MPa]	[MPa]	[%]	[-]
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h2}	394,03	393,75	0,0	-
Ťahové napätie v mieste koncentrátora R_{h2}	815,58	687,9	18,6	2,20
Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h1}	295,96	295,96	0,0	-
Ťahové napätie v mieste koncentrátora R_{h1}	810,92	745,5	8,8	2,03
Ťahové napätie v závitovej časti s priemerom d_3	467,68	544,03	16,3	-
Redukované napätie v závite	633,23	641,67	1,3	2,36

Ako je možné vidieť v Tab. 10 napätia dosahované v častiach hriadeľa s konštantným prierezom d_{h2} a d_{h1} sú pre obe metódy zhodné. V koncentrátoroch napätia R_{h1} a R_{h2} boli napätia určené analyticky vyššie o 8,8 až 18,6 %. Naopak ťahové napätia v závite vyšlo z MKP analýzy o 16,3 % vyššie. Pri redukovanom napätí v závite sú hodnoty veľmi podobné.

NAPÄTIA DOSAHOVANÉ V TURBÍNOVOM KOLESE

Napätia dosahované v turbínovom kolese vplyvom sily predpätia dosahujú pomerne nízkych hodnôt, maximálne ekvivalentné napätie podľa teórie HMM dosahuje približne 147 MPa v mieste kontaktu s maticou. To predstavuje bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti približne 3,7.



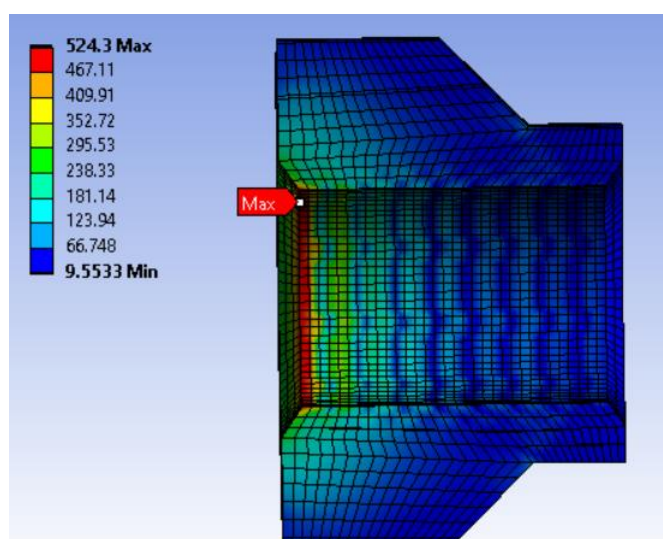
Obr. 42 Ekvivalentné napätia dosahované v 1. kroku

Tab. 11 Napätia dosahované na kolese v 1. kroku

Oblasť	Napätia	Bezpečnosť voči MS pružnosti
	[MPa]	[-]
1. závit	146,75	3,65

NAPÄTIA DOSAHOVANE V MATICI

Maximálne ekvivalentné napätia na matici dosahuje 524 MPa v mieste prvého závitú čo predstavuje bezpečnosť voči MS pružnosti približne 2,9.



Obr. 43 Ekvivalentné napätia dosahované v 1. kroku

Tab. 12 Napätia dosahované v matici v 1. kroku

Oblasť	Napätia	Bezpečnosť voči MS pružnosti
	[MPa]	[-]
1. závit	524,30	2,89

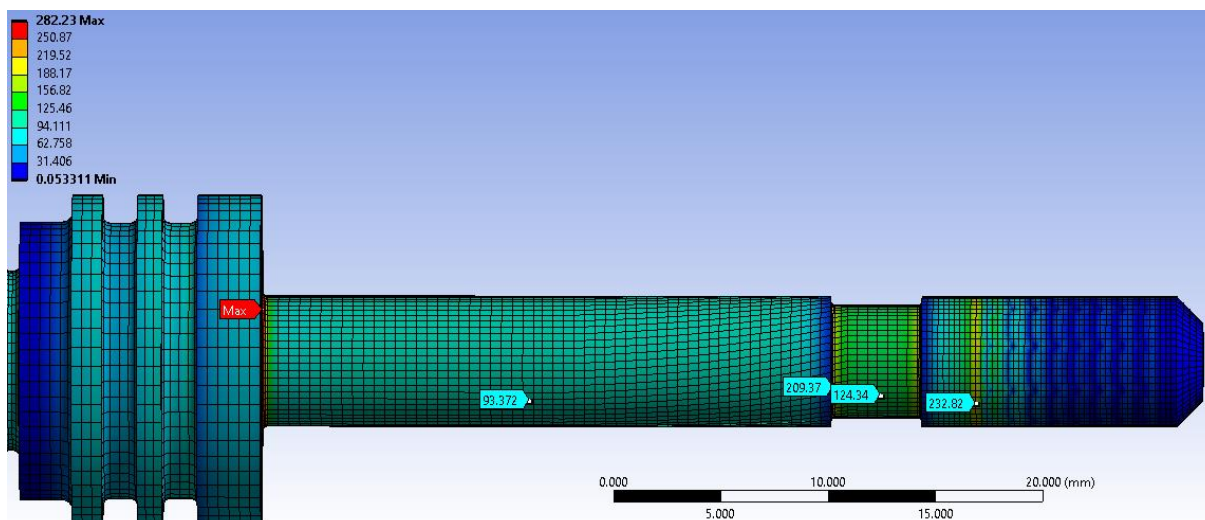
5.6.2 DRUHÝ VÝPOČTOVÝ KROK

V tomto kroku boli k zaťaženiu vplyvom predpätia pridané zaťaženia vplyvom teploty, prevádzkových otáčok a točivého momentu.

Dosahované napätia boli následne analyzované pre jednotlivé časti zostavy.

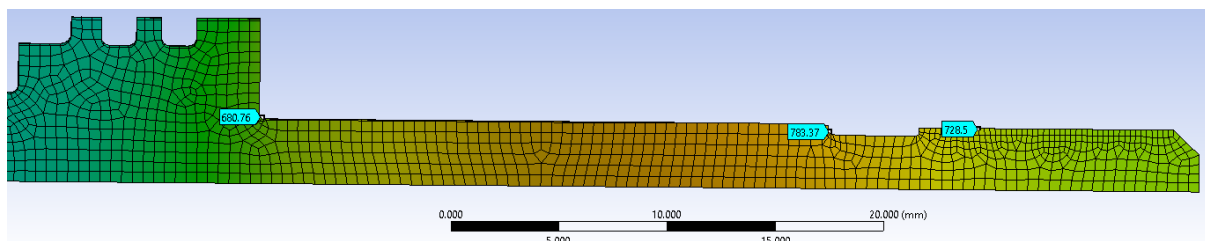
NAPÄTIA DOSAHOVANÉ V HRIADELI

Na Obr. 44 sú zobrazené ekvivalentné napätia podľa teórie HMM pre hriadeľ dosahované v 2. kroku analýzy. Maximálne je dosahované napätie približne 282 MPa a to v oblasti koncentrátora napätia R_{h1} , v mieste koncentrátora R_{h2} je napätie 209 MPa a v mieste prvého závitú je dosahované napätie 234 MPa. V miestach kde hodnoty dosahujú najvyššie hodnoty, tj. R_{h1} , R_{h2} a oblasť závitú bude určená bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti. Pre to je potrebné v termálnej analýze určiť teplotu v týchto bodoch a následne napätia porovnať s medzou klzu pre danú teplotu.



Obr. 44 Ekvivalentné napätia v hriadeľi v 2. kroku

Teploty dosahované v miestach R_{h1} , R_{h2} a v oblasti prvého závitú sú na Obr. 45.



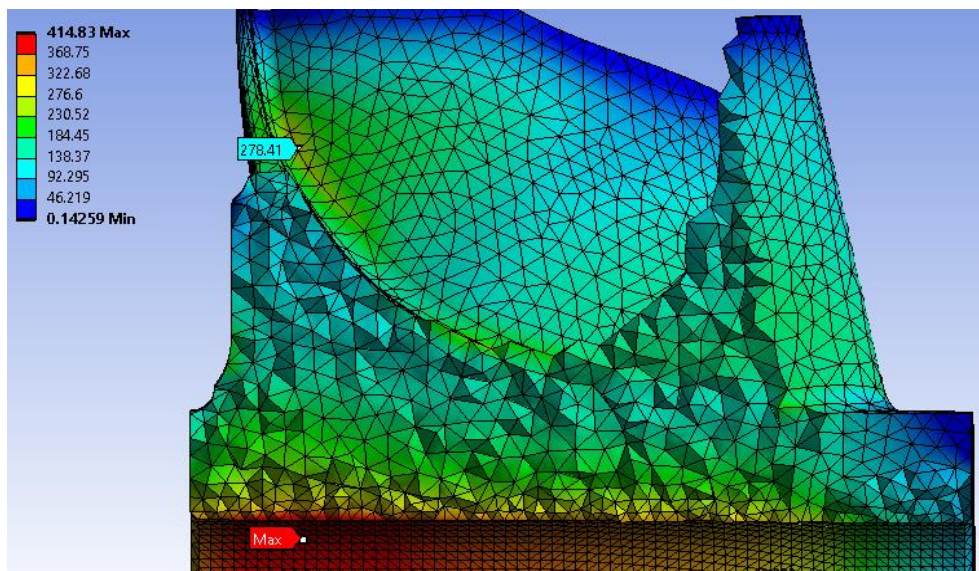
Obr. 45 Teploty na hriadeľi v miestach R_{h1} , R_{h2} a prvom závitě

Tab. 13 Napätia dosahované na hriadeľi v 2. kroku

Oblasť	Napätia	Teplota	Bezpečnosť voči MS pružnosti
	[MPa]	[°C]	[-]
Rádus R_{h1}	282,23	680,8	1,40
Rádus R_{h2}	209,37	783,4	1,62
1. závit	232,82	728,5	1,58

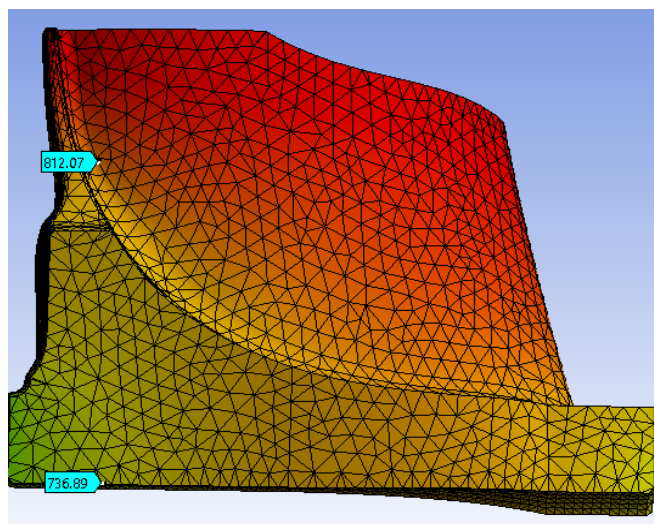
NAPÄTIA DOSAHOVANÉ V TURBÍNOVOM KOLESE

Maximálne ekvivalentné napätia podľa podmienky HMH v kolese dosahuje približne 415 MPa v očakávanej oblasti vývrtu, kde je koleso namáhané zotrvačnými silami. Overená bola taktiež odhadnutá oblasť napojenia lopatiek na hub, v ktorej sú dosahované vyššie napätia a teploty. Ekvivalentné napätia v kolese sú zobrazené na Obr. 46.



Obr. 46 Ekvivalentné napätia v kolese v 2. kroku

Teploty dosahované v týchto miestach sú zobrazené na Obr. 47.



Obr. 47 Teploty na kolese v mieste s najvyšším napätím a v napojení lopatiek na hub

Keďže rozptyl teplôt dosahovaných v kolese je pomerne veľký, od približne 680 °C do 877 °C a medza klzu pre dané teploty sa značne odlišuje, nebolo možné s istotou povedať, že miesto s najvyšším dosahovaným napätím, prípadne odhadnuté miesto je aj miestom s najnižšou bezpečnosťou. Preto boli napätia a teploty dosahované v kolese v jednotlivých uzloch vyexportované z Ansysu vo formáte .txt a importované do programu Excel. V Exceli bol graf závislosti medze klzu na teplote preložený polynomicou regresnou krivkou 5. stupňa, z ktorej bol následne určený vzťah, podľa ktorého boli dopočítané medze klzu pre jednotlivé uzly, v závislosti na teplote v nich dosahovanej. Určené medze klzu boli následne porovnané

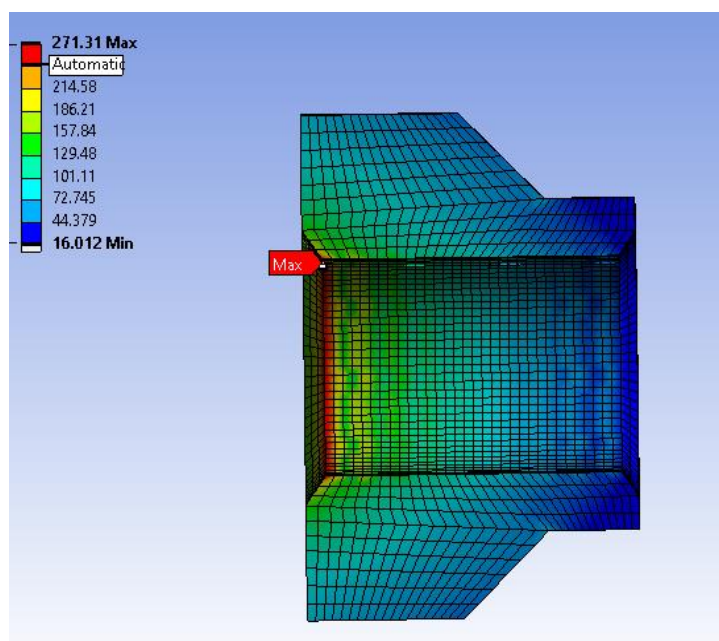
s napätiami dosahovanými v uzloch a boli určené bezpečnosti pre jednotlivé uzly. Minimálna dosahovaná bezpečnosť bola 1,4, a to v oblasti vývrtu, kde napätie dosahuje 352 MPa a teplota 796,2 °C.

Tab. 14 Napätia dosahované v kolese v 2. kroku

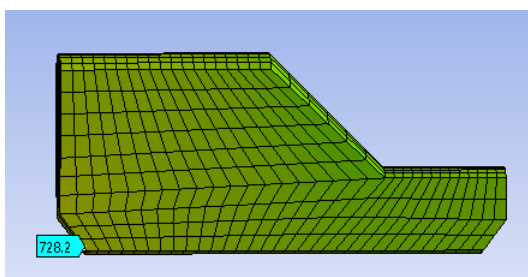
Oblasť	Napätia	Teplota	Bezpečnosť voči MS pružnosti
	[MPa]	[°C]	[-]
Najvyššie napätie	414,8	736,9	1,52
Napojenie lopatiek na hub	278,4	812,1	1.62
Minimálna bezpečnosť - Excel	352,0	796,2	1,40

NAPÄTIA DOSAHOVANÉ V MATICI

Napätie podľa teórie HMM sú zobrazené na Obr. 49. ako je možné vidieť, najvyššie napätie 271 MPa je dosahované v mieste 1. závit. Teplota v tomto mieste je zobrazená na Obr. 48 a dosahuje 728,2 °C.



Obr. 49 Ekvivalentné napätia na matici v 2. kroku



Obr. 48 Teplota na matici

Tab. 15 Napätia dosahované v matici

Oblasť	Napätia	Teplota	Bezpečnosť voči MS pružnosti
	[MPa]	[°C]	[-]
1. závit	271,3	728,2	1,35

SILA PREDPÄTIA PRI PREVÁDZKOVÝCH PODMIENKACH

Pomocou funkcie Bolt Pretension Probe bola určená sila predpätia, ktorá v spojení zostane pri prevádzkových podmienkach. Hodnota tejto sily pre výsek je 304 N, po vynásobení deviatimi potom sila vychádza na 2736 N. To po dosadení do vzťahu (4.18) predstavuje moment potrebný na pretočenie kolesa približne 6 N.m. Pri porovnaní s točivým momentom z (4.1) to predstavuje bezpečnosť približne 1,9.

5.7 ZHRNUTIE A MOŽNOSTI VYLEPŠENIA

V 1. kroku analýzy boli vyhodnotené napätia dosahované pri montážnom stave, napätia dosahované na hriadeli boli následne porovnané s výsledkami analytických výpočtov. Pri ťahových napätiach v oblasti hriadele s priemerom d_{h1} a d_{h2} boli analytickým výpočtom a MKP analýzou dosiahnuté zhodné výsledky. V oblasti koncentrátorov napätia R_{h1} a R_{h2} boli rozdiely v určených napätiach medzi analytickým výpočtom a MKP analýzou 16-18 %. Ekvivalentné napätia v oblasti závitú dosahovali pri oboch metódach veľmi podobných hodnôt, rozdiel bol približne 1 %.

V 2. kroku boli prezentované dosahované napätia a bezpečnosti v jednotlivých častiach zostavy pri prevádzkových podmienkach. Minimálna bezpečnosť voči MS pružnosti na hriadeli bola dosahovaná v mieste rádiusu R_{h1} , jej hodnota dosahovala 1,40. Minimálna bezpečnosť pri turbínovom kolese bola určená pomocou výpočtu v Exceli, jej hodnota bola taktiež 1,40 a to v mieste vývrtu. Minimálna bezpečnosť 1,35 na matici bola dosahovaná v oblasti prvého závitú.

Z dosahovaných bezpečností je možné konštatovať, že nebude dochádzať k plastickým deformáciám, zároveň však bezpečnosti dosahujú pomerne nízkych hodnôt. Bolo by teda vhodné zvážiť konštrukčné úpravy, prípadne použitie iných materiálov. V prípade hriadele by mohol byť posúdený napríklad vplyv zväčšenia rádiusu R_{h1} , prípadne použitia zrazení hrán namiesto rádiusov R_{h2} . V prípade kolesa by na zníženie dosahovaných napätí bolo potrebné zmenšiť priemer vývrtu, tým by však muselo dôjsť aj k použitiu menšieho závitú, to by však spôsobilo nárast dosahovaných napätí na hriadeli a matici. Možnosť zvýšenia bezpečnosti pre koleso je teda prakticky limitovaná na zmenu materiálu. V prípade matice by na zvýšenie bezpečnosti bolo taktiež potrebné použiť materiál s vyššou medzou klzu pri vysokých teplotách.

Na základe prezentovaných hodnôt napätí a bezpečností voči medznému stavu pružnosti je koncept možné hodnotiť ako teoreticky uskutočniteľný. Pre podrobnejšie zhodnotenie konceptu by však musela byť vyhodnotená aj nízkocyklová únavová životnosť. K tvorbe samotného

prototypu by samozrejme viedla ešte dlhá cesta. Bolo by potrebné venovať väčšiu pozornosť a podrobnejšie analyzovať materiál použitý pre turbínové koleso z hľadiska jeho obrobiteľnosti, odolnosti voči vysokým teplotám, oxidácii a taktiež jeho životnosti a ceny. Pri návrhu nového turbínového kolesa by museli byť zhodnotené prípadné zmeny geometrie vplyvom odlišnej odlievateľnosti materiálu. Ďalej by bola potrebná presnejšia analýza rozloženia teplôt s uvažovaním aj ohrevu a ochladzovania turbodúchadla. Analyzované by museli byť taktiež výrobné tolerancie, drsnosti povrchov a ich vplyv na dosahované napätia a taktiež cenu. Pri samotnej montáži by bolo potrebné uvažovať napr. s nahriatím turbínového kolesa pred montážou v prípade ak by bolo použité uloženie s presahom, ďalej ťahovací moment by bol pravdepodobne rozdelený na dve operácie, tj. najskôr by bol použitý nižší ťahovací moment, tzv. dosadací, ktorý by zaručil správne dosadenie turbínového kolesa na hriadeľ a až následne by bol aplikovaný plný ťahovací moment. Overená by musela byť taktiež životnosť skrutkového spojenia a vplyv cyklovania ohrevov a ochladzovania na správanie spojenia.

Okrem vyššie uvedených možností vylepšenia by ďalej mohli byť overené možnosti alternatívneho materiálu pre hriadeľ a maticu s vyššou medzou klzu pri vysokých teplotách. Analyzovaný by mohol byť taktiež koncept Boreless, ktorý vo vyhodnotení vychádzal ako druhý.

5.8 HARDWARE

Výpočet prebiehal na notebooku Dell Precision 7530 so 6-jadrovým procesorom Intel Core i7-8850H a pamäťou RAM 32 GB. V nastavení Ansysu – Solve Process Settings bol nastavený počet používaných jadier procesora na 6, tak aby bol využitý celý výkon procesora. Celkový čas výpočtu bol približne 29 minút.

ZÁVER

Úlohou diplomovej práce bolo overenie konceptu skrutkového spojenia turbínového kolesa a hriadele pri namáhaní vplyvom prevádzkových podmienok turbodúchadla.

V úvodných častiach práce bol vypracovaný prehľad základného princípu a konštrukcie turbodúchadla. Dôraz bol kladený na súčasné metódy používané pre spájanie turbínových kolies a hriadeľov, kompresorových kolies a hriadeľov a taktiež na súčasné materiály používané pre turbínové kolesá. Ako nový materiál pre turbínové koleso bola zvolená γ -TiAl zliatina s približne polovičnou hustotou ako bežne používané materiály pre turbínové kolesá.

Celkovo boli vypracované štyri konštrukčné návrhy skrutkového spojenia turbínového kolesa s hriadeľom. Po zhodnotení bol ako najlepší vybraný koncept Thrubore. Koncept bol porovnaný s pôvodným rotorom z hľadiska možnej úspory hmotnosti a zníženia momentu zotrvačnosti. Úspora hmotnosti dosahovala 27 % a zníženie momentu zotrvačnosti 38 %.

Pre vybraný koncept bola vypracovaná termálna analýza s cieľom určiť približnú teplotu v oblasti závitu potrebnú pre následné analytické výpočty. Pre určenie potrebného ťahovacieho momentu bolo najskôr potrebné určiť maximálny točivý moment, ktorý je spojením potrebné preniesť. Na základe maximálneho točivého momentu a koeficientu bezpečnosti bola určená prvotná sila predpätia. Z tejto sily bola následne určená sila, ktorá v spojení zostane po zahriatí na prevádzkovú teplotu. Sila predpätia po ohriatí bola nedostatočná, preto bolo potrebné zväčšenie pôvodnej sily, a teda aj ťahovacieho momentu. Finálny ťahovací moment bol určený na 14,3 N.m.

Pre MKP analýzu bol pripravený výsek z celého rotora, pre výpočet bola využitá cyklická symetria. Model bol analyzovaný v dvoch výpočtových krokoch. V prvom kroku boli analyzované dosahované napätia a bezpečnosti pri montážnom stave, tj. pri zaťažení vplyvom sily predpätia. Napätia určené MKP analýzou boli taktiež porovnané s výsledkami analytických výpočtov. V druhom kroku boli pridané zaťaženia vplyvom teploty, prevádzkových otáčok a točivého momentu, minimálne dosahované bezpečnosti voči medznému stavu pružnosti dosahovali pre všetky časti zostavy hodnotu približne 1,4.

Na základe prezentovaných napätí a bezpečností voči medznému stavu pružnosti bol návrh thrubore vyhodnotený ako teoreticky uskutočniteľný, pre presnejšie zhodnotenie by však bola potrebná aj analýza na nízkokykovú únavovú životnosť. Koeficienty bezpečnosti taktiež dosahovali pomerne nízkych hodnôt, preto boli navrhnuté možnosti vylepšenia, jednak úpravy geometrie hriadele a taktiež prípadné zmeny materiálov. Popísané boli taktiež kroky, ktoré by boli potrebné k prípadnej tvorbe samotného prototypu.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] How a Turbo Works - Basic. *Garrett Motion* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/basic/>
- [2] Turbocharger cutaway. *Mechanical Engineering* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://mechanical-engg.com/gallery/image/2406-turbocharger-cutawayjpg/>
- [3] MILLER, Jay K. *Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems*. CarTech, 2008. ISBN -13 978-1-932494-29-7.
- [4] Hugh Macinnes. *TURBOCHARGERS*. The Berkley Publishing Group, 1984. ISBN 0-89586-135-6.
- [5] *Turbocharger Turbine Shaft Wheel* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://turbochargercomponents.sell.everychina.com/p-107617392-tb25-turbocharger-turbine-shaft-wheel-435406-0001-435406-0004-435922-0004-704032-0002.html>
- [6] <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/> Garrett Motion Internal Documents
- [7] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018.
- [8] *Friction Welding* [online]. Manufacturing Technology [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mtiwelding.com/wp-content/uploads/2015/11/mti-friction-welding-technology-brochure.pdf>
- [9] SVOBODOVÁ, Magdaléna. *Spoje a spojovací součásti* [online]. Brno, 2012 [cit. 2020-06-22]. Dostupné: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-06.pdf. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická.
- [10] Friction Welding Principle. *MECHANICALFUNDA for Mechanical Engineers* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mechanicalfunda.com/2017/12/>
- [11] SKALKA, Jan. *Technologie svařování svazkem elektronů*. Brno, 2014. 32 s., CD. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie, Odbor technologie svařování a povrchových úprav. Vedoucí práce Ing. Tomáš Richter.
- [12] *Welding Handbook, Volume 2 - Welding Processes, Part 1 (9th Edition)*. American Welding Society (AWS). ISBN 978-0-87171-729-0.
- [13] Electron Beam Welding. *Ebpglobal* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://blog.ebpglobal.com/electron-beam-welding-advantages-disadvantages>
- [14] VILACA, P. *Electron Beam Welding (EBW)*. Finsko: Aalto University, 2015. 28 s. [online]. [Cit. 2018-03-26]. Dostupné z: https://mycourses.aalto.fi/pluginfile.php/142852/mod_resource/content/1/ElectronBeamWelding_en_full.pdf
- [15] SCHULTZ, H. *Electron beam welding*. Cambridge: ABINGTON PUBLISHING. ISBN 3-87155-111-2.

- [16] MRŇA, Libor. *Technologie využívající laser* [online]. Brno [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/svarovani/img/opory/hsv_specialni_metody_svarovani_svarovani_laser_em_2013_mrna.pdf. UST FSI.
- [17] KOŘÁN, Pavel. Průmyslové lasery - laserové svařování. *MMSPEKTRUM* [online]. 2012 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prumyslove-lasery-3-laserove-svarovani.html>
- [18] *Durability of MAR-247 and IN-713C Nickel Superalloys under Cyclic Creep Conditions* [online]. (4/2015) [cit. 2020-06-22]. DOI: 10.1515/afe-2015-0071. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/282776145_Durability_of_MAR-247_and_IN-713C_Nickel_Superalloys_under_Cyclic_Creep_Conditions
- [19] *Alloy Development for Automotive Turbocharger Turbine Wheels* [online]. In: . Doncasters Superalloys [cit.2020-06-22]. Dostupné z: https://www.investmentcasting.org/uploads/8/1/9/8/81988734/8_sellers.pdf
- [20] *Advances in Turbocharger Impeller Materials* [online]. Cummins Turbo Technologie [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: http://caboturbo.nl/wp/wp-content/uploads/2012/03/HTi_07.pdf
- [21] *Development of Compact and High-performance Turbocharger for 1,050°C Exhaust Gas* [online]. Mitsubishi Heavy Industries [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e453/e453001.pdf>
- [22] *Tensile properties of MAR-M247 superalloy* [online]. Departamento de Engenharia de Materiais da Escola de Engenharia de Lorena - EEL/USP, Pólo Urbo Industrial Gleba AI 6 s/no CEP 12600-970 Lorena/SP – Brazil [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.sbpmat.org.br/icom2009/pdf/X554.pdf>
- [23] GOUSSKOV, Alex a Alin DUMITRU DURAC. *Tribological characterisation of turbocharger turbine sealing rings in heavy duty diesel engines* [online]. 2018 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.diva-portal.se/smash/get/diva2:1174880/FULLTEXT02.pdf>. Luleå University of Technology, Department of Engineering Sciences and Mathematics.
- [24] *TURBOCHARGER SHAFT AND WHEEL ASSEMBLY*. 2014. United States Patent Application 20160076377. Zapsáno 09/16/2014.
- [25] HUMÁR, Anton. *TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 2. část* [online]. Brno, 2004 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/studijni-opory/TI_TO-2cast.pdf. VUT FSI UST.
- [26] *Výrobní technologie. ČZ* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.czas.cz/?PageId=20102&SubId=2&Detail=0&lng=cs>
- [27] *Which materials best suit turbocharger compressor wheels?* [online]. 2012 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://machinejourney.blogspot.com/2012/12/which-materials-best-suit-turbocharger.html>
- [28] *Inconel 713C Alloy* [online]. AMERICAN ELEMENTS [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.americanelements.com/inconel-713c-alloy>

- [29] *Aluminum 7075-T6; 7075-T651* [online]. matweb [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d
- [30] FENDRICH, T. *Výroba turbínového kola metodou přesného lití*, Brno, 2018, 50s, CD. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie. Obor slévárenství. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Myška.
- [31] *TURBOCHARGERS EXPLAINED* [online]. fastford, 2016 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.fastfordmag.co.uk/fastford-features/fastford-tech/turbochargers-explained/>
- [32] DAVID, Crolla. *Encyclopedia of Automotive Engineering*. WILEY, 2015. ISBN 978-0-470-97402-5.
- [33] *Přesné lití* [online]. PBS [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.pbs.cz/cz/produkty/presne-liti>
- [34] BICKFORD, John H. *Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints: Non-Gasketed Joints*. Fourth. CRC Press, 2008.
- [35] *Development of a TiAl Turbocharger for Passenger Vehicles* [online]. Mitsubishi Heavy Industries, 2000 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e373/e373088.pdf>
- [36] *Spalovací motory*. Praha: Grada Publishing. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [37] *GTX3582R GEN II Reverse Rotation Turbocharger* [online]. Garrett Motion [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gtx3582r-gen-ii-reverse-rotation/>
- [38] *Type of Bore* [online]. Ktsturbo [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://ktsturbobilletx.com/index.php/selection>
- [39] NODA, T. *Application of cast gamma TiAl for automobiles* [online]. 1998, 1998 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0966979598000600>
- [40] *Titanium and Titanium Alloys*. WILEY-VCH, 2003. ISBN 3-527-30534-3. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: [http://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/MATERIALS&COMPONENTS/Pressure_vessels/edited_by_C._Leyens_and_M._Peters.-Titanium_and_Titanium_Alloys-Wiley-VCH\(2001\).pdf](http://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/MATERIALS&COMPONENTS/Pressure_vessels/edited_by_C._Leyens_and_M._Peters.-Titanium_and_Titanium_Alloys-Wiley-VCH(2001).pdf)
- [41] FRANZÉN, Sanna Fager a Joakim KARLSSON. *T-Titanium Aluminide Manufactured by Electron Beam Melting* [online]. 2010 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/127716.pdf>. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Department of Materials and Manufacturing Technology.
- [42] TETSUI, Toshimitsu a Yoshimitsu MIURA. *Heat-resistant Cast TiAl Alloy for Passenger Vehicle Turbochargers* [online]. Mitsubishi Heavy Industries [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e391/e391001.pdf>
- [43] *Annual 2015* [online]. DAIDO STEEL GROUP [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.daido.co.jp/ir/annual/2015_all.pdf

- [44] *Technical data* [online]. DAIDO STEEL GROUP [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: [44] https://www.daido.co.jp/about/rd/journal/85_2/06_technicaldata.pdf
- [45] *World Conference Investment Casting* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: http://doc.assofond.it/13th_World_Conference_Investment_Casting/lectures/TechnicalEngineeringLecture/T04.pdf
- [46] KOYANAGI, Yoshihiko. *Development of new gamma TiAl turbocharger application* [online]. DAIDO STEEL GROUP, 2008 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://cdn.ymaws.com/titanium.org/resource/resmgr/2005_2009_papers/KoyanagiYoshihiko_2008.pdf
- [47] *Mechanical properties of a TiAl-based alloy at room and high temperatures* [online]. 2018 [cit. 2020-06-22]. DOI: 10.1080/02670836.2018.1491931. Dostupné z: <https://www-tandfonline-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/doi/full/10.1080/02670836.2018.1491931?scroll=top&needAccess=true>
- [48] *Microstructural design and mechanical properties of a cast and heat-treated intermetallic multi-phase γ -TiAl based alloy* [online]. 2013, , 128-140 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0966979513002513>
- [49] *EVALUATION OF A GAMMA TITANIUM ALUMINIDE FOR HYPERSONIC STRUCTURAL APPLICATIONS* [online]. 2005 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20050162057.pdf>. Georgia Institute of Technology
- [50] *Thermophysical Properties of Titanium Aluminides* [online]. The Japan Institute of Metals, 2007 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://cdn.ymaws.com/titanium.org/resource/resmgr/ZZ-WCTP2007-VOL1/2007_Vol_1_Pres_158.pdf
- [51] *Ředepjatý šroubový spoj* [online]. MITCALC [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [52] *KONSTRUOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČASTÍ. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ/NAKLADATELSTVÍ VUTIUM*. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [53] *Fatigue Analysis on the Web* [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/>
- [54] *ANSYS 15.0: BOLT THREADS* [online]. simutechgroup [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.simutechgroup.com/tips-and-tricks/fea-articles/205-ansys-15-bolt-thread>
- [55] *Ansys 2019 R2 Mechanical Users's Guide*
- [56] *2019 Innovation User Conference* [online]. Coventry: Ansys, 2019 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/en-gb/presentations/2019-innovation-conference-presentations/2019-inn-conf-day2-bolted-joints.pdf?la=en&hash=EF8E0CDDAC7FCA87DE7E1CBD94AF7F8C7DB5EF45>

Zoznam Použitých Skratiek a Symbolov

T_h	[N.m]	Točivý moment prenášaný hriadelom
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita vzduchu
W_c	[kg.s ⁻¹]	Korigovaný prietok vzduchu
T_{1C}	[K]	Teplota vzduchu vstupujúceho do kompresora
κ	[-]	Poissonova konštanta
ω	[rad.s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť rotora
η_C	[-]	Adiabatická účinnosť
P_i	[-]	Pomer tlakov za a pred kompresorom
n	[min ⁻¹]	Otáčky turbodúchadla
α	[°]	Vrcholový uhol závit
d_3	[mm]	Malý priemer závit hriadele
s	[mm]	Stúpanie závit
D_2, d_2	[mm]	Stredný priemer závit
D, d	[mm]	Nominálny priemer
P	[mm]	Rozteč závit
f_z	[-]	Súčiniteľ šmykového trenia v závite
γ	[rad]	Uhol stúpania závit
φ	[rad]	Trecí uhol
L_k	[mm]	Dĺžka turbínového kolesa
L_{h1}	[mm]	Dĺžka 1. časti hriadele
L_{h2}	[mm]	Dĺžka 2. časti hriadele
L_{h3}	[mm]	Dĺžka závitovej časti hriadele mimo maticu
L_h	[mm]	Celková dĺžka hriadele
L_m	[mm]	Dĺžka matice
D_k	[mm]	Priemer vývrtu kolesa
D_{h1}	[mm]	Priemer 1. časti hriadele
D_{h2}	[mm]	Priemer 2. časti hriadele
D_{tm1}	[mm]	Malý trecí priemer matice
D_{tm2}	[mm]	Veľký trecí priemer matice
D_{tms}	[mm]	Stredný trecí priemer matice
f_{mk}	[-]	Súčiniteľ šmykového trenia medzi maticou a kolesom

D_{th1}	[mm]	Malý trecí priemer hriadele
D_{th2}	[mm]	Veľký trecí priemer hriadele
D_{ths}	[mm]	Stredný trecí priemer hriadele
f_{hk}	[-]	Súčiniteľ šmykového trenia medzi hriadeľom a kolesom
T_0	[°C]	Počiatočná teplota
T_2	[°C]	Uvažovaná teplota v oblasti vývrtu a závitu
E_{hT0}	[GPa]	Youngov modul pre materiál hriadele pri T_0
E_{hT2}	[GPa]	Youngov modul pre materiál hriadele pri T_2
α_{hT2}	[$10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]	Koeficient tepelnej rozťažnosti pre mat. hriadele pri T_2
R_{ehT0}	[Mpa]	Medza klzu pre mat. hriadele pri T_0
R_{ehT2}	[Mpa]	Medza klzu pre mat. hriadele pri T_2
E_{kT0}	[GPa]	Youngov modul pružnosti materiálu kolesa pri T_0
E_{kT2}	[GPa]	Youngov modul materiálu kolesa pri T_2
α_{kT2}	[$10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]	Koeficient tepelnej rozťažnosti pre mat. kolesa pri T_2
R_{ekT0}	[Mpa]	Medza klzu pre mat. kolesa pri T_0
R_{ekT2}	[Mpa]	Medza klzu pre mat. kolesa pri T_2
M_u	[N.m]	Uťahovací moment
M_z	[N.m]	Moment potrebný pre prekonanie trenia v závitoch
M_t	[N.m]	Moment potrebný na prekonanie trenia pod plochou matice
F_o	[N]	Sila predpätia
ΔT	[°C]	Zmena teploty
ΔL_{iT2}	[mm]	Axiálna deformácia v dôsledku zmeny teploty
k_{hT0}	[N.mm ⁻¹]	Tuhosť hriadele pri teplote T_0
S_k	[mm ²]	Prierez ekvivalentného valca
F_{oT2}	[N]	Sila predpätia po zahriatí na teplotu T_2
M_p	[N.m]	Moment potrebný na pretočenie kolesa
ΔL_{hT2}	[mm]	Teplotná zmena dĺžky hriadele
ΔL_{kT2}	[mm]	Teplotná zmena dĺžky kolesa
k_{hT0}	[N.mm ⁻¹]	Tuhosť hriadele pri teplote T_0
k_{kT0}	[N.mm ⁻¹]	Tuhosť kolesa pri teplote T_0
k_{hT2}	[N.mm ⁻¹]	Tuhosť hriadele pri teplote T_2
k_{kT2}	[N.mm ⁻¹]	Tuhosť kolesa pri teplote T_2
F_{oT2}	[N.mm ⁻¹]	Sila predpätia pri teplote T_2

M_{U2}	[N.m]	Upravený ťahovací moment
F_{o2T0}	[N]	Upravená sila predpätia pri teplote T_0
F_{o2T2}	[N]	Upravená sila predpätia pri teplote T_2
M_p	M_p	Moment potrebný na pretočenie kola
α_{Rh2}	[-]	Súčiniteľ koncentrácie v mieste rádius R_{h2}
α_{Rh1}	[-]	Súčiniteľ koncentrácie v mieste rádius R_{h1}
τ_k	[MPa]	Napätie spôsobené ťahovacím momentom
σ_{nT0dh2}	[MPa]	Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h2}
σ_{nT0Rh2}	[MPa]	Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2}
k_{T0Rh2}	[-]	Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h2}
σ_{nT0dh1}	[MPa]	Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h1}
σ_{nT0Rh1}	[MPa]	Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h1}
k_{T0Rh1}	[-]	Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h1}
σ_{nT0d3}	[MPa]	Ťahové napätie v závitovej časti s priemerom d_3
σ_{redz}	[MPa]	Redukované napätie v závite
k_{T0zav}	[-]	Bezpečnosť voči MS pružnosti v závite
σ_{nT2dh2}	[MPa]	Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h2}
σ_{nT2Rh2}	[MPa]	Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h2}
k_{T2Rh2}	[-]	Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h2}
σ_{nT2dh1}	[MPa]	Ťahové napätie v mieste s priemerom d_{h1}
σ_{nT2Rh1}	[MPa]	Maximálne napätie v mieste koncentrátora R_{h1}
k_{T2Rh1}	[MPa]	Bezpečnosť voči MS pružnosti rádius R_{h1}
σ_{nT2d3}	[MPa]	Ťahové napätie v závitovej časti s priemerom d_3
MS	[-]	Medzný stav



ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1: Zjednodušená kompresorová mapa turbodúchadla G25-550

PRÍLOHA 1: ZJEDNODUŠENÁ KOMPRESOROVÁ MAPA TURBODÚCHADLA G25-550

