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

PEVNOSTNÍ ANALÝZA ROTORU TURBODMYCHADLA STACIONÁRNÍHO SPALOVACÍHO MOTORU

STRENGTH ANALYSIS OF TURBOCHARGER ROTOR OF STATIONARY INTERNAL COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Dan Kejval

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — prof. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2024

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Dan Kejval**
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	**prof. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok:	2023/24

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:

Pevnostní analýza rotoru turbodmychadla stacionárního spalovacího motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rotory turbodmychadel jsou vystaveny vysokému tepelně–mechanickému zatížení. Práce se zaměřuje na turbodmychadlo desetiválcového stacionárního spalovacího motoru o výkonu 1,6 MW. Rotor je složený z několika vzájemně předepjatých komponent, které jsou nasazeny na hřídeli. Práce se zabývá posouzení bezpečnosti rotoru turbodmychadla v ustáleném provozním stavu za současného působení tepelného zatížení a mechanického zatížení vlivem předepnutí a rotace.

Cíle diplomové práce:

Rešerše problematiky tepelně mechanického zatížení rotorů turbodmychadel.
Analýza teplotního pole rotoru za ustáleného provozního stavu při maximálním tepelně–mechanickém zatížení.
Pevnostní analýza hřídele a oběžných kol za ustáleného provozního stavu při maximálním tepelně–mechanickém zatížení.

Seznam doporučené literatury:

BENINI, Ernesto. Advances in Gas Turbine Technology. 2011. ISBN 978-953-307-611-9.

MILLER, Jay. Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems. Michigan, USA: CarTech, 2008. ISBN 978-1932494297.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Rotory turbodmychadel jsou vysoce namáhané součásti, které jsou vystaveny značnému tepelně-mechanickému zatížení. Tato diplomová práce poskytuje rešerši problematiky tohoto zatížení u rotorů turbodmychadel a zaměřuje se na analýzu teplotního pole a pevnostní analýzu rotoru turbodmychadla stacionárního spalovacího motoru za různých ustálených provozních stavů, zvláště na stav při maximálním tepelně-mechanickém zatížení. K analýze byl použit software Ansys Mechanical, který metodou konečných prvků umožňuje vypočítat teplotní pole a zároveň identifikovat a vyhodnotit kritická místa rotoru. Výsledkem práce je posouzení bezpečnosti rotoru, včetně rizika uvolňování kroužků předepnutých na hřídeli rotoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, rotor, přenos tepla, tepelně-mechanické zatížení, analýza, MKP

ABSTRACT

Turbocharger rotors are highly stressed components exposed to significant thermo-mechanical loads. This thesis provides a literature review of this issue concerning turbocharger rotors and focuses on the thermal field analysis and structural analysis of the turbocharger rotor of a stationary internal combustion engine under different steady-state operating conditions, especially under maximum thermo-mechanical load. The analysis was conducted using Ansys Mechanical software, which allows for the calculation of the thermal field as well as the identification and evaluation of critical areas of the rotor using the finite element method. The result of the thesis is an assessment of the rotor's safety, including the risk of loosening the rings preloaded on the rotor shaft.

KEYWORDS

turbocharger, rotor, heat transfer, thermo-mechanical load, analysis, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KEJVAL, Dan. *Pevnostní analýza rotoru turbodmychadla stacionárního spalovacího motoru.* Online, diplomová práce. Brno. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Pavel Novotný. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157660.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024 ……..……..……..

Dan Kejval

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych vyjádřit své upřímné díky prof. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D., za jeho čas, ochotu a zejména za cenné rady a připomínky, které byly klíčové pro dokončení mé diplomové práce. Velkou vděčnost dlužím také své rodině a blízkým, kteří mi poskytovali neustálou podporu a povzbuzení během celého mého studia, a speciální poděkování patří mé přítelkyni, která mi byla vždy psychickou oporou při tvorbě této práce.

OBSAH

1 Úvod 10

2 Turbodmychadlo a konstrukce rotoru 11

3 Přenos tepla v turbodmychadlech 15
3.1 Termodynamická analýza přenosu tepla v turbodmychadlech 15
3.2 Kondukce 17
3.3 Konvekce 19
3.4 Radiace 22
3.5 Přenos tepla a práce uvnitř turbodmychadla 23

4 Metody měření a modelování přenosu tepla v turbodmychadlech 27
4.1 Experimentální měření 27
4.2 Jednorozměrné modely přenosu tepla 29
4.3 Trojrozměrné modely přenosu tepla 30
4.4 Současný stav poznání okrajových podmínek přestupu tepla do rotoru pro metodu konečných prvků 34

5 Tepelně-mechanické zatížení rotoru a jeho hodnocení pomocí FEM 39

6 Analýza rotoru turbodmychadla 43
6.1 Zadané pracovní podmínky 43
6.2 Numerický model rotoru turbodmychadla 45
6.3 Mechanické a tepelné vlastnosti materiálů 45
6.4 Zjednodušení a úprava geometrie 49
6.5 Nastavení kontaktů a sdílení topologie 51
6.6 Vytvoření sítě 52
6.6.1 Turbínové kolo 53
6.6.2 Kompresorové kolo 54
6.6.3 Hřídel 55
6.6.4 Kroužky 55
6.6.5 Parametry diskretizovaného modelu 56
6.7 Nastavení okrajových podmínek pro tepelnou analýzu 57
6.8 Výsledky a ověření výpočetního modelu teplotního pole rotoru turbodmychadla 60
6.9 Nastavení okrajových podmínek pro strukturální analýzu 62
6.10 Pevnostní analýza rotoru turbodmychadla 64
6.10.1 Předpětí rotoru 65
6.10.2 Mechanické zatížení 67
6.10.3 Tepelné zatížení 71
6.10.4 Tepelné zatížení a předpětí 73
6.10.5 Tepelně-mechanické zatížení 75
6.10.6 Shrnutí pevnostní analýzy rotou turbodmychadla 78

7 Závěr 81

Použité informační zdroje 83

Seznam použitých zkratek a symbolů 92

1 ÚVOD

V současné době, kdy se stále více klade důraz na efektivitu spalovacích motorů a redukci emisí, hrají turbodmychadla (TC) klíčovou roli v moderním motorovém průmyslu. Tradiční spojení mezi větším objemem motoru a vyšším výkonem bylo nahrazeno novou strategií, zvanou „downsizing". Tento přístup zahrnuje zmenšování objemu motorů, přičemž turbodmychadla jsou využívána k udržení jejich výkonnosti na vysoké úrovni. Díky této technologii dokážou moderní vozidla s menšími motory dosahovat srovnatelných výkonů jako vozidla s velkými motory, avšak s nižší měrnou spotřebou paliva a snížením emisí. To nejenže vede k nižším provozním nákladům, ale také přispívá k ochraně životního prostředí a dodržování přísných emisních předpisů. Turbodmychadla se tak stávají klíčovým prvkem v úsilí o výkonnější a zároveň ekologičtější spalovací motory v dopravním průmyslu i v energetice.

Při provozu turbodmychadel je důležité si uvědomit, že do turbíny vstupují výfukové plyny s vysokou teplotou, zatímco do kompresoru vstupuje vzduch s teplotou okolního prostředí. Tento významný teplotní rozdíl vede k nehomogennímu rozložení tepla v turbodmychadle a ke vzniku tepelných napětí v materiálu. Kromě tepelného zatížení jsou turbodmychadla vystavena i intenzivnímu mechanickému zatížení způsobenému vysokými otáčkami rotoru, předpětím od komponent rotoru, aerodynamickými silami v kompresoru a turbíně, nerovnováhou rotoru a působením gravitace. Toto spojení tepelného a mechanického zatížení může představovat rizika, zejména pokud dojde k fatálnímu poškození rotoru. V takovém případě mohou odtržené části rotoru protrhnout ochrannou skříň a ohrozit okolní prostředí, což může mít vážné následky při kontaktu s lidmi. Proto je nezbytné provádět pečlivé pevnostní analýzy za současného působení tepelně-mechanického zatížení, a identifikovat tak kritická místa, ve kterých by mohlo dojít k porušení. Pouze tak lze zaručit, že turbodmychadla budou fungovat spolehlivě, bezpečně a dlouhodobě v extrémních podmínkách, kterým čelí. Motivací pro tuto práci byl také objev harmonických frekvencí během měření vibrací hřídele rotoru, jež jsou důsledkem nevyváženosti a vedou k jeho zvýšenému opotřebení. Možnou příčinou tohoto jevu je uvolňování kroužků nasazených na hřídeli rotoru, což vyžaduje kontrolu, zda k uvolňování nedochází, a případně vyloučit tuto možnost.

Práce se zabývá problematiku tepelně-mechanického zatížení rotorů turbodmychadel, s konkrétním zaměřením na turbodmychadlo s označením TCR16 od firmy PBS Turbo desetiválcového stacionárního spalovacího motoru s výkonem 1,6 MW. V úvodu jsou představeny základní informace týkající se turbodmychadel a rotoru jako základní predispozice pro analýzu. Následně je věnována pozornost přenosu tepla v turbodmychadlech, metodám vyhodnocení přenosu tepla a současnému stavu poznání okrajových podmínek přestupu tepla do rotoru TC pro metodu konečných prvků (FEM). Teoretická část práce vrcholí rozborem samotného tepelně-mechanického zatížení a jeho vyhodnocením pomocí FEM. Praktická část zahrnuje popis vstupních parametrů, vlastností materiálů jednotlivých komponentů rotoru turbodmychadla TCR16, úprav modelu geometrie, vytvoření sítě pro výpočetní model a postupů nastavení a určení vhodných okrajových podmínek pro teplotní i strukturální analýzu. Hlavní část práce pak přináší výsledky analýz, včetně analýzy teplotního pole rotoru za ustáleného provozního stavu při maximálním tepelně-mechanickém zatížení a pevnostní analýzy hřídele s kroužky a oběžných kol za ustálených reálných i teoretických provozních stavů. Zvláštní důraz je kladen na stav při maximálním tepelně-mechanickém zatížení, jenž je jedním z hlavních cílů této práce.

2 TURBODMYCHADLO A KONSTRUKCE ROTORU

TC je zařízení sloužící k přeplňování spalovacích motorů. Jeho úkolem je dodávat do motoru vzduch s vyšším tlakem a hustotou než má okolní vzduch. Tento zvýšený přísun kyslíku vede k efektivnějšímu spalování, což zvyšuje výkon motoru, snižuje emise a zvyšuje točivý moment. Turbodmychadla navíc hrají významnou roli při minimalizaci čerpacích ztrát, čímž přispívají k celkovému zvýšení účinnosti spalovacího motoru.

Existují tři základní typy turbodmychadel: axiální, radiální a diagonální. Hlavní rozdíl mezi nimi spočívá ve směru vstupu spalin do turbíny vzhledem k ose hřídele. Axiální turbodmychadla se obvykle používají v těžkých průmyslových vznětových motorech, jako jsou lodní motory, generátory a další zařízení pracující při konstantních otáčkách. Jsou navržena pro velké objemové průtoky a s ohledem na jejich velikost a hmotnost mají maximální rychlost otáčení přibližně 10 000 min^{-1}. Obvykle vykazují pomalejší reakci na změny, ale jakmile dosáhnout optimálních otáček, stávají se velmi účinnými. Naproti tomu radiální turbodmychadla jsou vhodnější pro menší motory, které vyžadují rychlou reakci, například při sešlápnutí plynového pedálu v automobilu, a jsou navržena pro nižší hmotnostní průtoky. U tohoto typu vstupují výfukové plyny na turbínové kolo kolmo k ose hřídele. Diagonální TC, která jsou hybridem prvních dvou typů, přivádějí spaliny na turbínové kolo pod úhlem větším než 0°, ale menším než 90°. Tato konfigurace umožňuje kombinovat některé výhody axiálních i radiálních turbodmychadel.

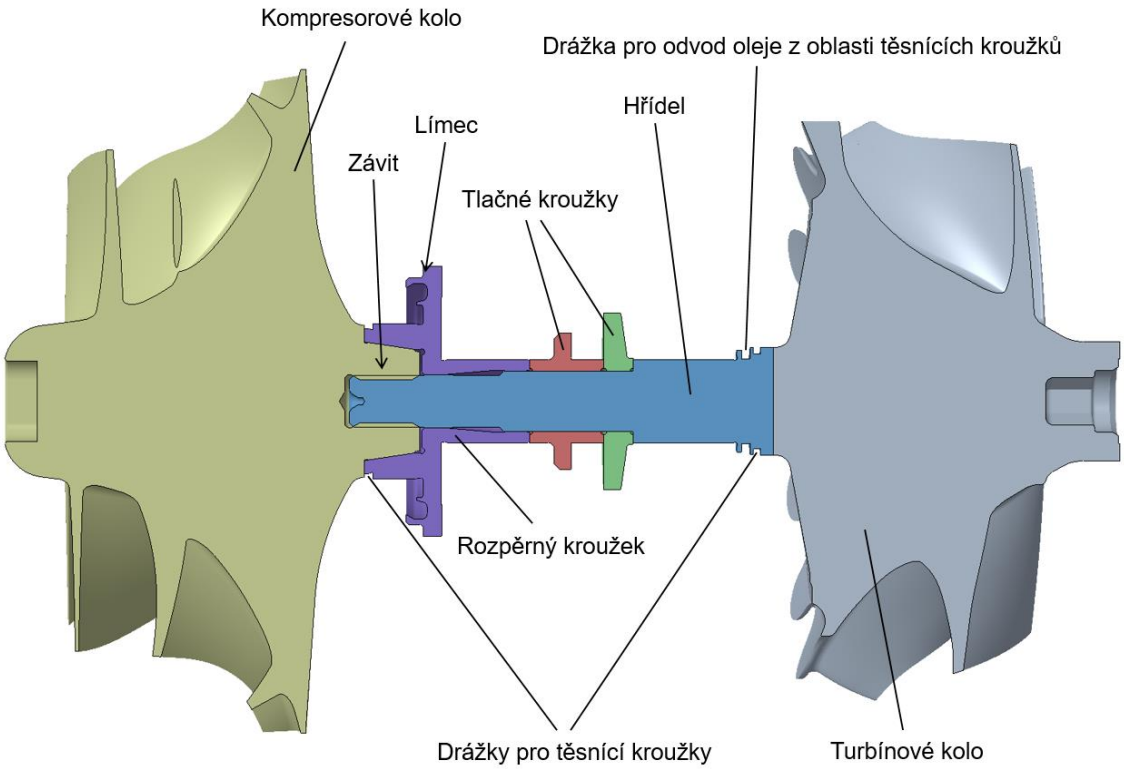
Turbodmychadlo se skládá ze tří hlavních částí: kompresoru, turbíny a ložiskové skříně, která spojuje konce obou zmíněných částí. Turbína se dále skládá ze dvou částí – turbínového kola s hřídelí a skříně turbíny. Obdobně i kompresor má svou skříň a kolo, avšak bez hřídele.

Princip fungování turbodmychadla začíná tím, že výfukové plyny ze spalovacího motoru jsou přivedeny potrubím do turbínové skříně, kde nejdříve prochází tryskou, která zrychlí jejich rychlost, a poté jsou směrovány spirálou směrem k lopatkám turbínového kola. V průběhu tohoto procesu se průřez spirály postupně zmenšuje až na konec jazyka turbínové skříně, který usměrňuje zbylé plyny k výstupu ze skříně. Při průchodu mezi lopatkami plyny expandují, předávají energii turbínovému kolu a zapříčiní jeho otáčení. Tato rotace se přenáší na kompresorové kolo, protože obě kola jsou spojena stejnou hřídelí. Po opuštění turbínového kola mají plyny nižší tlak, rychlost a teplotu a jsou odvedeny výfukovým systémem. Kompresor, poháněný turbínou, nasává okolní vzduch přes vzduchový filtr. Vzduch je následně směřován ke kompresorovému kolu, kde je urychlen na rychlost blízkou rychlosti zvuku. Po opuštění oběžného kola má vzduch vysokou kinetickou energii, která je v dalším stupni přeměňována na energii tlakovou. To je umožněno díky difuzoru (zvětšující se oblast mezi skříní a zadní stěnou), jenž dovolí vzduchu expandovat a zpomalovat. Po opuštění difuzoru je vzduch veden spirálou skříně směrem k výstupu, kde zvětšující se průřez umožňuje další expanzi a zpomalení vzduchu. Tím je zajištěno, že vzduch dosáhne maximálního tlaku a hustoty při výstupu z kompresoru.

V ložiskové skříni, jak už název napovídá, jsou umístěna ložiska, a to buď hydrodynamická olejová, kuličková s olejovou tlumící vrstvou nebo vzduchová. Hydrodynamická olejová ložiska typicky zahrnují sestavu dvou radiálních a jednoho axiálního ložiska. Radiální ložiska mohou být typu s rotujícím plovoucím pouzdrem (rotating/fully floating ring bearing – RFRB) nebo se zastaveným plovoucím pouzdrem (semi-floating ring bearing – SFRB). Tato ložiska nesou **rotor turbodmychadla**, složený z hřídele, turbínového a kompresorového kola. Dále může sestava rotoru zahrnovat specifické součásti podle typu a modelu turbodmychadla,

jako jsou tlačné kroužky pro definování mazací mezery axiálního ložiska u hydrodynamických olejových ložisek, rozpěrné kroužky s límcem pro usměrnění toku oleje, těsnící kroužky, nebo odlučovače oleje.

Spojení hřídele s turbínovým kolem je zpravidla realizováno třecím svařováním, svařováním pomocí elektronového paprsku, nebo je vyrobeno jako jeden kus. Naopak, spojení hřídele s kompresorovým kolem se často provádí pomocí závitu na konci hřídele a matice (v případě průchozí díry v kompresorovém kole) nebo zašroubováním do kompresorového kola s neprůchozí dírou se závitem. Toto spojení umožňuje vytvoření předepnutí rotoru, které je klíčové pro správný chod při pracovních otáčkách. Malá TC používaná v moderních osobních automobilech mohou dosahovat otáček až 300 000 min^{-1} [2] a jsou vystavena vysokým teplotám vstupujících výfukových plynů, jež mohou dosáhnout až 1 050 °C [3]. Tyto extrémní podmínky způsobují změny rozměrů součástí, přičemž předepnutý rotor pomáhá udržet správnou polohu jednotlivých částí turbodmychadla, což zabraňuje uvolňování nasazených kroužků na rotoru mezi sebou nebo kontaktu oběžných kol se skříněmi. Díky tomu se minimalizují nežádoucí efekty, jako jsou tření, opotřebení, vibrace nebo deformace, které by jinak mohly negativně ovlivnit výkon a spolehlivost turbodmychadla.



Obr. 1 Řez rotorem turbodmychadla a popis jeho součástí

Sestava rotoru turbodmychadla je podrobně vyobrazena a popsána na obr. 1. Na konci hřídele rotoru směrem k turbíně se nachází drážka určená pro umístění těsnícího kroužku a další drážka sloužící k odvodu oleje z oblasti těsnících kroužků během rotace turbíny, čímž se zabraňuje jeho hromadění. Drážky určené pro těsnící kroužky jsou přesně obrobeny obvykle pro osazení jednoho až tří těsnících kroužků na hřídeli rotoru na straně turbíny a také na rozpěrném kroužku na straně kompresoru. Těsnící kroužky, často označované jako pístní kroužky, jsou pružné a navrženy tak, aby vyvíjely tlak na otvor v ložiskové skříni. Je důležité zajistit jim určitou volnost v axiálním směru pro tepelnou roztažnost a stejně tak v radiálním

směru, aby nedocházelo ke kontaktu s rotorem [4]. Představují tak formu labyrintového těsnění, jejichž primárním úkolem není regulace oleje, nýbrž utěsnění tlaku náporového vzduchu a tlaku výfukových plynů před pronikáním do skříně ložiskového systému. Tím se zabrání natlakování ložiskové skříně a případnému nasátí vzduchu či spalin, čímž se předejde kontaminaci oleje.

V TC jsou v zásadě tři oblasti tlaku: strana kompresoru, strana turbíny a ložisková skříň. Ve většině provozních stavů, zejména u stacionárních situací, jsou tlaky ve skříni kompresoru a turbíny vyšší než v ložiskové skříni, což zabraňuje úniku oleje do kompresorové či turbínové skříně. Nicméně, mohou nastat situace, kdy je tlak v ložiskové skříni vyšší než ve skříni kompresoru a turbíny, a olej tak může unikat kolem pístních kroužků. Pro detailnější vysvětlení budou představeny dva stavy pracovních podmínek kompresoru. Za prvé, při vysokých otáčkách proudí kompresorem velký hmotnostní tok vzduchu, část vysokotlakého vzduchu z difuzoru uniká za kolo a vytváří tlak, který udržuje olej v ložiskové skříni a zajišťuje těsnění pístního kroužku. V druhém případě, kdy rotor turbodmychadla pracuje při nízkých otáčkách s nižším hmotnostním průtokem, je tlak v difuzoru nízký, což může vést k situaci, že tlak za kolem kompresoru bude nižší než v ložiskové skříni. To umožňuje nasátí malého množství vzduchu a oleje, což je typický scénář například pro volnoběh spalovacího motoru u automobilů. V takovém případě je zásadní, aby v ložiskové skříni byly prvky, jako jsou rozpěrný kroužek s límcem, deflektor, odlučovač oleje, vrhač oleje nebo další, jež umožní usměrnit olej mimo oblast těsnících kroužků, popřípadě oddělit olej od vzduchu, a tím zabránit nasátí oleje do kompresorové či turbínové skříně. Situace na straně turbíny může být obdobná, i když obvykle není tak častá a výrazná jako na straně kompresoru.

Teplota v drážkách pro těsnící kroužky by neměla přesahovat 180 °C u turbodmychadel používaných pro zážehové motory a 240 °C u turbodmychadel sloužících k přeplňování vznětových motorů [5]. Tato odlišná teplotní hladina je důsledek použití odlišných olejů vhodných pro daný typ spalovacího motoru. Překročení těchto teplotních limitů může způsobit připékání oleje a představuje potenciální riziko poruchy, neboť se olej může přeměnit na koks a zanést tak drážku pro těsnící kroužek. Tento problém se týká především pístních kroužků na straně turbíny, kde teploty bývají vyšší než na straně kompresoru.

Kromě toho, že tlakové rozdíly v daných skříních utěsňují výtok oleje, vyvolávají tlaky ve skříních také tahové napětí, jímž je rotor namáhán, a spolu s dalšími druhy sil působícími na rotor (podrobněji popsanými v kap. 5) se snaží předepnuté součásti uvolnit. Jak již bylo zmíněno, část vysokotlakého vzduchu z difuzoru uniká za kompresorové kolo a vytváří tlak, který působí na zadní stranu kola kompresoru, a obdobně je tomu i na straně turbíny, kde tlak působí na zadní stranu oběžného kola turbíny [1]. Síly vyvolané těmito tlaky tak vytvářejí tahové napětí rotoru, protože působí opačným směrem. Jestliže je tlak v kompresorové skříni vyšší než v turbínové skříni, je hovořeno o kladném tlakovém rozdílu. Naopak, v případě, že je tlak v kompresorové skříni nižší než v turbínové, je hovořeno o záporné tlakové diferenci. Optimální pracovní podmínky motoru jsou dosaženy při kladné diferenci, a pokud je TC správně přizpůsobeno danému motoru, mělo by být schopno udržovat kladnou diferenci v provozním bodě turbodmychadla.

Významným aspektem v konstrukci rotoru TC jsou použité materiály. Tyto materiály musí splňovat náročné požadavky na pevnost a spolehlivost při extrémních podmínkách provozu. Kompresorová kola jsou typicky vyráběna z různých hliníkových slitin, jako jsou slitiny s označením 2618, 7075 [64] nebo C355 [63], které jsou schopny odolávat teplotám do přibližně 200 °C [49]. Při vyšších teplotách dochází k rapidnímu zhoršení jejich

mechanických vlastností. Pro vysokorychlostní aplikace, kde jsou kladeny vysoké nároky na únavovou životnost, jsou preferována kola z titánových slitin, například z materiálu Ti-6Al-4V [63]. Naopak turbínová kola, vystavená ještě vyšším teplotám výfukových plynů a agresivnímu korozivnímu prostředí, obvykle vyžadují materiály s vysokým obsahem niklu. Mezi tyto materiály patří například slitina GMR235 Super nebo Inconel 713C [1]. Hřídel a na něm nasazené kroužky jsou často vyráběny z legované oceli určené pro kalení a popouštění, kupříkladu oceli s označením 30CrMoV9.

3 PŘENOS TEPLA V TURBODMYCHADLECH

Pro úspěšnou analýzu teplotního pole v praktické části této studie je nezbytné detailně popsat různé druhy přenosu tepla v turbodmychadle, identifikovat jednotlivé tepelné toky a pojednat o potenciálních problémech, které mohou v této analýze vzniknout. Přenos tepla představuje přenos energie ve formě tepla mezi dvěma systémy nebo systémem a okolím v důsledku rozdílu teplot, až do dosažení tepelné rovnováhy, kdy se teploty obou systémů vyrovnají. Rychlost, s jakou teplota přechází z jednoho místa na druhé, je určena velikostí teplotního gradientu, což představuje rozdíl teplot na jednotku délky. Mechanismy přenosu tepla lze rozdělit do tří základních kategorií: kondukce, konvekce a radiace. Všechny tyto tři mechanismy jsou významné pro turbodmychadla i pro samotnou tepelnou analýzu rotoru, a v této části studie budou shrnuty obecné poznatky o těchto mechanismech.

3.1 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA PŘENOSU TEPLA V TURBODMYCHADLECH

Hodnocení přenosu tepla v turbodmychadlech má značný význam především kvůli potřebě přesného stanovení obsahu entalpie v pracovních látkách. Je důležité si uvědomit, že jevy přenosu tepla v turbodmychadlech jsou složité, projevují se v trojrozměrném prostoru a jsou zásadně ovlivněny různými parametry turbodmychadla, jako je jeho velikost, způsoby chlazení a materiály jednotlivých komponent. Dále hraje klíčovou roli okolní prostředí, ve kterém je turbodmychadlo umístěno, s významným vlivem faktorů, jako jsou vzdálenost od spalovacího motoru, velikost motoru, tepelný kryt a provozní podmínky. Tato složitost je obzvláště výrazná v kompresorové a turbínové části, kde výměna tepla s pracovní tekutinou závisí nejen na konfiguraci turbodmychadla a faktorech prostředí, ale také na termodynamických dějích, jako jsou komprese a expanze. [6]

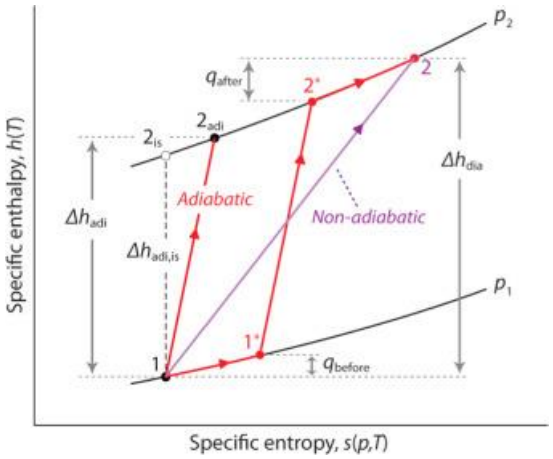
H-s diagram, známý též jako diagram entalpie a entropie, poskytuje užitečný výchozí bod pro kvalitativní a kvantitativní hodnocení přenosu tepla v turbodmychadlech. Tento diagram umožňuje vizualizaci jednotlivých fází přidávání/odebírání tepla do/z pracovní látky a umožňuje jejich kvantifikaci výpočtem vzestupu nebo poklesu entalpie. Na obr. 2 je zobrazen h-s diagram pro kompresi vzduchu z tlaku p_1 na tlak p_2. V případě adiabatické komprese by konečný stav pracovní látky byl reprezentován bodem 2_{adi}. Přítomnost přídavného tepla by však změnila konečný stav, a teplota by byla rovna teplotě v bodě 2 namísto 2_{adi}. Tuto skutečnost tak znázorňuje diabatická (tj. neadiabatická) komprese fází $1 \rightarrow 2$.

Pro zjednodušení výpočtů jsou určeny fáze, ve kterých dochází k přidávání nebo odebírání tepla. Zatímco se obecně předpokládá, že komprese v kompresorovém kole probíhá adiabaticky, někteří výzkumníci navrhují přidání tepla před a po kompresi [6]. Jiní předpokládají, že před stlačováním se teplo nepřidává a veškeré přidávání tepla probíhá až po stlačení. Oba dva předpoklady se často aplikují při jednorozměrných modelech přenosu tepla.

První myšlenka je charakterizována průběhem $1 \rightarrow 1^* \rightarrow 2_{\mathrm{adi}} \rightarrow 2$, kde přídavek tepla před kompresí vede k izobarickému zvýšení teploty (podél křivky konstantního tlaku p_1), následuje adiabatická komprese ($1^* \rightarrow 2_{\mathrm{adi}}$) a nakonec přídavek tepla po kompresi ($2_{\mathrm{adi}} \rightarrow 2$) podél křivky konstantního tlaku p_2. Druhý případ je popsán průběhem $1 \rightarrow 2_{\mathrm{adi}} \rightarrow 2$, kde průběh $1 \rightarrow 2_{\mathrm{adi}}$ představuje adiabatickou kompresi a průběh $2_{\mathrm{adi}} \rightarrow 2$ zahrnuje přídavek tepla (izobarické zvýšení teploty). Hlavní výhodou rozdělení přenosu tepla na přesně

definované procesy je snadné vyčíslení přídavku a odvodu tepla jako rozdílů entalpií (q_{before} a q_{after}), což usnadňuje vyhodnocení diabatické účinnosti kompresoru, která je pak dána vztahem [7]:

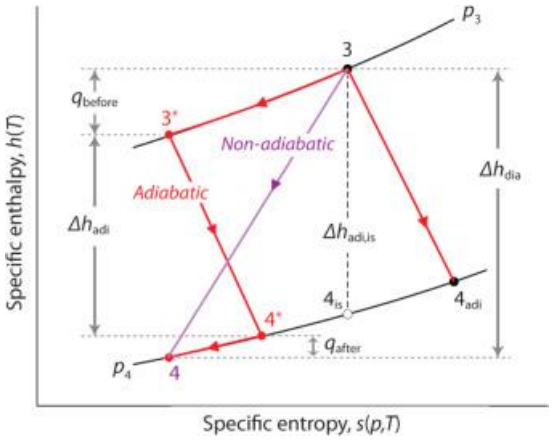
$$\eta_{\mathrm{dia,C}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{adi,is}}}{\Delta h_{\mathrm{dia}}} = \frac{T_{2,\mathrm{is}} - T_1}{T_2 - T_1}. \tag{1}$$



Obr. 2 h-s diagram kompresoru [6]

Na straně turbíny lze rozdělit expanzi do tří fází, jak je znázorněno na obr. 3. Pro zohlednění účinků přenosu tepla se obecně předpokládá, že k odvodu tepla dochází jak před expanzí, tak i po ní, zatímco samotná expanze se považuje za adiabatickou. Tato myšlenka je znázorněna na obr. 3 prostřednictvím průběhu procesu $3 \rightarrow 3^* \rightarrow 4^* \rightarrow 4$. Odvádění tepla z výfukových plynů před expanzí probíhá podél křivky konstantního tlaku p_3 ($3 \rightarrow 3^*$), následuje adiabatická expanze ($3^* \rightarrow 4^*$) a nakonec se teplo odebírá po expanzi podél křivky konstantního tlaku p_4 ($4^* \rightarrow 4$). Diabatická účinnost je tak dána vztahem [6]:

$$\eta_{\mathrm{dia,T}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{dia}}}{\Delta h_{\mathrm{adi,is}}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,\mathrm{is}}}. \tag{2}$$



Obr. 3 h-s diagram turbíny [6]

Z obr. 3 je patrné, že teplota na konci expanze T_4 při diabatickém ději je nižší než teplota $T_{4,\mathrm{adi}}$ na konci adiabatického děje. Diabatická účinnost turbíny tak převyšuje její adiabatickou

účinnost. Za diabatických podmínek má expanze, kvůli výraznému podílu tepla před expanzí, tendenci směřovat k nižším entropiím ve srovnání s izoentropickým dějem. To vede k neadiabatické účinnosti větší než jedna, protože Δh_{dia} je větší než $\Delta h_{\mathrm{adi,is}}$. Je důležité si však uvědomit, že tato situace není fyzikálně realizovatelná, a to zejména proto, že diabatická účinnost, jak je definována v rov. 2, nezohledňuje práci vykonanou proti ztrátám způsobeným mechanickým třením. Pro přesné posouzení diabatické účinnosti turbíny by bylo vhodné přímé měření výkonu na hřídeli samotné turbíny.

Z výše uvedených vzorců a diagramů je zřejmý význam přenosu tepla pro predikci výkonu turbodmychadel. Tyto vlivy mohou být opravdu významné a mohou výrazně ovlivnit přesnost měření, což se následně projeví ve vypočtených hodnotách výkonu a průtokových charakteristikách. Je patrné, že přenos tepla způsobuje změny na vstupu a na výstupu kompresoru a turbíny. Zvýšení teploty na vstupu do kompresoru bude vyžadovat dodatečnou práci pro dosažení stejného tlakového poměru. Naopak pokles teploty na výstupu z turbíny v důsledku tepelných ztrát může nesprávně indikovat vyšší pokles entalpie, jenž vede k již zmíněným chybám měření a nepřesné predikce výkonu. Tyto vlivy mohou mít za následek například nesprávné sladění turbodmychadla s motorem, a proto je nezbytné klást důraz na přesnou analýzu a modelování přenosu tepla turbodmychadel.

3.2 KONDUKCE

Prvním mechanismem přenosu tepla, který se v turbodmychadlech vyskytuje, je kondukce, známá také jako vedení. Kondukce je proces, při němž dochází k přenosu tepla přímou srážkou atomů či molekul. Částice s vyšší kinetickou energií (a tedy vyšší teplotou) předají tepelnou energii částicím s nižší kinetickou energií (a tedy nižší teplotou). Jinak řečeno, částice s vyšší rychlostí se srážejí s částicemi s nižší rychlostí a v důsledku toho částice s nižší rychlostí zvýší svoji kinetickou energii. S nárůstem teploty materiálu roste rychlost pohybu molekul, což vede k častějším srážkám mezi nimi a tím k lepšímu přenosu tepla [8].

Kondukce se odehrává na atomární či molekulární úrovni, kdy není uvažován žádný objemový pohyb. Tento proces je charakteristický především pro tuhé látky, ale vyskytuje se také u kapalin a plynů. V případě plynů a kapalin je vedení způsobeno srážkami molekul se sousedními molekulami během jejich náhodného pohybu, kdežto v tuhých látkách je vedení výsledkem kombinace vibrací atomů nebo molekul a přenosu energie prostřednictvím volných elektronů [11]. Volné elektrony například v kovech nejsou vázány na určité atomy a jsou schopny se volně pohybovat v krystalické mřížce. Když je v jedné části kovu zvýšena teplota, elektrony v této oblasti získají vyšší kinetickou energii a začnou se rychleji pohybovat. Tyto rychle pohybující se elektrony nesou svou kinetickou energii s sebou a předávají ji při srážkách s okolními atomy v kovové mřížce.

Základní veličinu přenosu tepla, hustotu tepelného toku, popisuje v případě vedení tzv. Fourierův zákon, jež lze vyjádřit pro třírozměrné ustálené vedení jako:

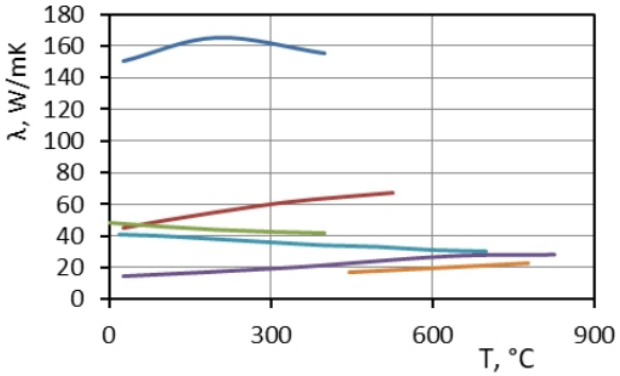
$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda grad T, \tag{3}$$

kde $\dot{Q}$ představuje tepelný tok, S je teplosměnná plocha, λ označuje součinitel tepelné vodivosti a $gradT$ značí teplotní gradient. Minusové znaménko je zde proto, že nárůst teploty je dán gradientem teploty, což je vektor směřující na stranu nárůstu teploty. Teplo se však

přenáší z oblasti s vyšší teplotou do oblasti s nižší teplotou, tudíž v opačném směru, než směřuje vektor gradientu teploty.

Tepelná vodivost materiálu představuje míru schopnosti materiálu vést teplo. Každý materiál má svou specifickou hodnotu tohoto parametru, která se experimentálně stanovuje různými metodami. Materiály s vysokou tepelnou vodivostí jsou považovány za dobré vodiče tepla, zatímco materiály s nízkou tepelnou vodivostí jsou označovány jako izolanty. Je třeba poznamenat, že tepelná vodivost je závislá na teplotě [12], což přináší složitost při analýze kondukce.

Například Zadorozhnaya a kol. [58] pro svou tepelnou analýzu ložiskové skříně použili ocel s označením EN 37Cr4KD pro hřídel, tlačné kroužky axiálního ložiska a distanční kroužky, žáruvzdornou slitinu niklu Rene 41 pro turbínové kolo a slitinu hliníku UNS A13600 pro kompresorové kolo. Hodnoty tepelných vodivostí těchto materiálů, použitých pro součásti rotoru turbodmychadla, jsou vykresleny na obr. 4.

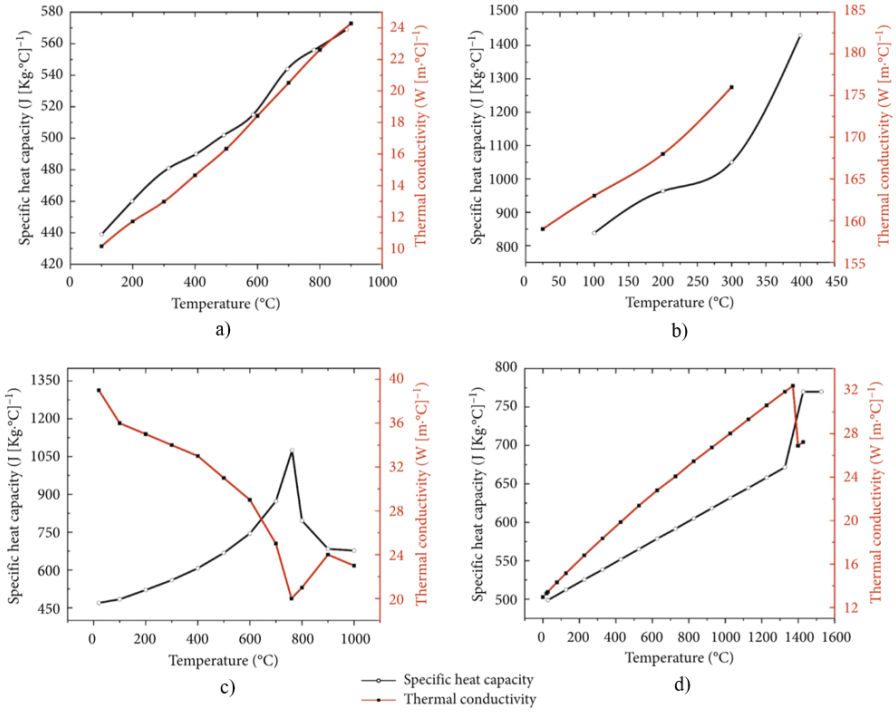


Obr. 4 Závislost součinitelů tepelné vodivosti jednotlivých materiálů na teplotě (EN 37Cr4KD – tyrkysová, Rene 41 – oranžová, UNS A13600 – modrá) [58]

Liu a kol. [59] analyzují rotor TC, který je vyroben z následujících materiálů:

- turbínové kolo: niklová slitina K418,
- kompresorové kolo: hliníková slitina ZL105,
- hřídel: ocel 42CrMo,
- tlačné a rozpěrné kroužky: ocel 316.

Průběhy závislostí tepelné vodivosti těchto materiálů na teplotě jsou znázorněny na obr. 5. Ve srovnání s předchozím obrázkem lze usoudit, že se tyto hodnoty příliš nemění v závislosti na označení, a lze tak očekávat podobné charakteristiky pro materiály rotoru turbodmychadla, který je analyzován v této práci, neboť k jeho výrobě jsou také využívány niklové a hliníkové slitiny pro oběžná kola a ocel pro kroužky a hřídel.



Obr. 5 Závislost součinitelů tepelné vodivosti jednotlivých materiálů na teplotě (a – K418, b – ZL105, c – 42CrMo, d – 316) [59]

3.3 KONVEKCE

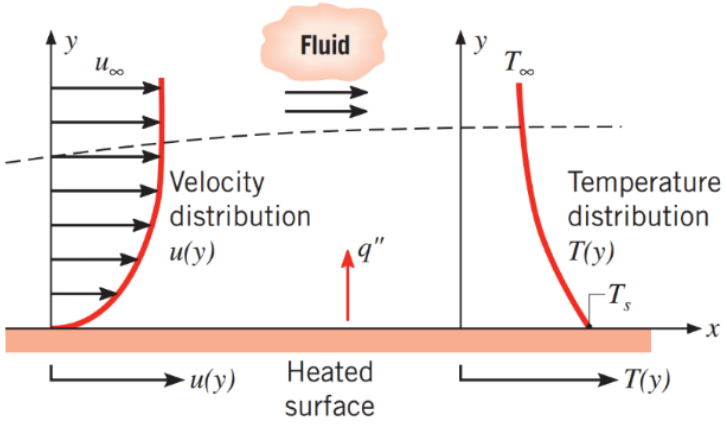
Přenos tepla konvekcí předpokládá přenos energie v důsledku pohybu molekul v prostoru při proudění a může probíhat dvěma různými mechanismy. Teplo může být přenášeno objemovým (tj. makroskopickým) pohybem hmoty [13], známým také jako advekce, nebo na mikroskopické úrovni prostřednictvím samovolného rozptylu částic v čase a prostoru (tj. difuzí). Tento proces je charakteristický především pro tekutiny, ale může existovat i v pevných látkách.

Přenos tepla konvekcí lze také rozdělit na dva základní typy: nucenou konvekci a přirozenou (volnou) konvekci [14]. Nucená konvekce nastává, když je tekutina nucena se pohybovat vnějšími prostředky. Naopak přirozená konvekce je způsobena vztlakovými silami, které vznikají v důsledku rozdílů v hustotě způsobených změnou teploty.

Při přenosu tepla konvekcí je obzvláště věnována pozornost přenosu tepla mezi povrchem pevného tělesa a přilehlou kapalinou nebo plynem, který je v pohybu. Jedná se o zvláštní případ, jenž bývá označován jako **přestup tepla**. Zvláštní proto, protože už se nejedná pouze o konvekci, ale je zde přítomná i kondukce. Výsledkem interakce mezi povrchem tělesa a pohybující se tekutinou je vytvoření tzv. rychlostní mezní vrstvy v tekutině, která vzniká v důsledku viskózních sil. Rychlost tekutiny se v této vrstvě postupně zvyšuje od nuly na povrchu tělesa k rychlosti volného proudu (viz obr. 6 vlevo). Současně s tím, pokud existuje teplotní rozdíl mezi tekutinou a povrchem tělesa, dochází k přenosu tepla, což vede k vytvoření oblasti v tekutině, kde se teplota postupně mění od teploty na povrchu tělesa směrem k teplotě vnějšího proudění. Tato oblast je označována jako tzv. tepelná mezní vrstva,

jež je zobrazena na obr. 6 vpravo. Lze si všimnout, že oproti rychlostní mezní vrstvě může mít odlišnou tloušťku a jiný profil.

Aby mohlo dojít k přenosu tepla kondukcí v situaci znázorněné na obr. 6, musí být nejprve teplo přeneseno do prvních vrstev tekutiny, které se nacházejí na rozhraní mezi tekutinou a stěnou, kde probíhá laminární proudění. Tato část mezní vrstvy se označuje jako viskózní laminární podvrstva. Vzhledem k pomalému pohybu tekutiny v blízkosti stěny je přenos tepla v této tenké laminární vrstvě převážně vedením. Změny teploty v radiálním směru jsou zde však nejvýraznější. Postupně se teplo přenáší do vrstev dále od stěny, kde rychlost proudu roste, proudění se stává turbulentním a teplo se začíná přenášet konvekcí. Na začátku této vrstvy, kde je rychlost proudění stále nízká, dominuje konvektivní přenos tepla difuzí [8]. Naopak ve vzdálenějších částech od stěny směrem ke středu proudu, kde rychlost postupně stoupá a proudění je plně turbulentní, se konvekce způsobená objemovým pohybem kapaliny stává hlavním mechanismem pro přenos tepla. Proč tedy, i když se největší změny teploty v radiálním směru odehrávají vedením, je často hovořeno o přenosu tepla konvekcí? Odpověď spočívá v tom, že teplotní gradient závisí na rychlosti, kterou se tekutina pohybuje a odvádí teplo [15].



Obr. 6 Rychlostní a teplotní mezní vrstva [9], Velocity distribution – rozložení rychlosti, Temperature distribution – rozložení teploty, Heated surface – vyhřívaný povrch, Fluid – tekutina

Přenos tepla konvekcí mezi povrchem pevného tělesa a okolní tekutinou je popsán tzv. Newtonovým zákonem ochlazování, který lze vyjádřit jako:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = \alpha(T_\mathrm{w} - T_\infty), \tag{4}$$

kde $\dot{q}$ představuje hustotu tepelného toku, $\dot{Q}$ je tepelný tok, S označuje teplosměnnou plochu, α je součinitel přestupu tepla, T_w značí teplotu povrchu a T_∞ je teplota volného proudu tekutiny.

Součinitel přestupu tepla hraje klíčovou roli při analýze a výpočtu přenosu tepla konvekcí, protože charakterizuje komplexní tepelnou mezní vrstvu. Nicméně jeho stanovení není triviální úlohou, neboť se jedná o parametr, jenž závisí na mnoha proměnných ovlivňujících konvekci, a není pouze vlastností tekutiny nebo materiálovou konstantou, jako je tomu například u tepelné vodivosti při vedení tepla. Jeho hodnota závisí na několika faktorech:

- Geometrie povrchu: Jaký je charakteristický rozměr nebo drsnost povrchu.
- Charakter pohybu tekutiny: Zda je pohyb tekutiny laminární nebo turbulentní.
- Vlastnosti tekutiny: Patří sem například dynamická viskozita, hustota, měrná tepelná kapacita a tepelná vodivost tekutiny.
- Rychlost proudění: Jak rychle se tekutina pohybuje kolem povrchu.

Pro určení součinitele α je nezbytné řešit současně energetickou rovnici a dvě pohybové rovnice (Navierovy-Stokesovy rovnice), spolu s rovnicí kontinuity a okrajovými podmínkami týkajícími se teplotního a rychlostního pole. Exaktní řešení těchto rovnic je však proveditelné pouze pro velmi jednoduché případy. Pro situace vyžadující složitější analýzy je třeba spoléhat na přibližné metody, jako jsou interpolace, extrapolace, numerické řešení nebo experimentální měření. Nicméně numerické řešení může být časově náročné a pro složité systémy nepraktické. Zatímco metody zjištění součinitele α pomocí extrapolací či interpolací je možné uplatnit pouze pro daný problém a nelze je zobecnit. Experimentální metody představují způsob, jak získat hodnoty součinitele přestupu tepla na základě naměřených dat. V mnoha případech jsou však experimenty složité a náročné, zejména u komplexních systémů, jako jsou turbodmychadla, kde je získání dat problematické kvůli geometrické složitosti a nepřístupným místům. Nejčastěji se v odborných pracích používají kombinace dvou z výše uvedených metod. Například numericky vypočtené hodnoty koeficientu jsou často ověřovány experimentálním měřením.

Často používanou metodou pro stanovení součinitele α je také využití teorie podobnosti. Tato teorie vychází z myšlenky, že pokud byly naměřeny hodnoty v jednom systému a existuje podobnost s jiným systémem, lze tyto měřené hodnoty využít k určení součinitele přestupu tepla v druhém systému. Jedná se o rychlou možnost výpočtu součinitele přestupu tepla, a pokud jsou vztahy této metody správně validovány, jde o poměrně přesnou metodu výpočtu součinitele α.

Prvním krokem této metody je identifikace bezrozměrných podobnostních čísel, která charakterizují konvekci v daném systému. Základním a velice důležitým takovým číslem je Nusseltovo číslo (Nu), jež vyjadřuje bezrozměrný součinitel přestupu tepla a je definováno vztahem:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, \tag{5}$$

kde α je součinitel přestupu tepla, L vyjadřuje charakteristický rozměr a λ značí součinitel tepelné vodivosti tekutiny. Z tohoto vztahu je pak možné určit součinitel α.

Pro získání Nusseltova čísla jsou vytvořeny korelační rovnice, které závisí na dalších bezrozměrných číslech nebo parametrech charakterizující určitý typ konvekce, geometrii povrchu a další faktory. Při nucené konvekci mnozí výzkumníci, kteří zkoumali vyjádření součinitele přestupu tepla v turbodmychadlech pomocí Nu, obvykle vyjadřují toto číslo jako funkci Reynoldsova čísla (Re), Prandtlova čísla (Pr) a konstant a, b, a c (viz rov. 6). Tyto konstanty mohou být určeny výsledkem řešení diferenciálních rovnic nebo předmětem experimentálního výzkumu. Pokud jsou konstanty a, b, a c určeny experimentálně, označují se tyto rovnice jako korelační.

$$\mathrm{Nu} = a\mathrm{Re}^{b}\mathrm{Pr}^{c} \tag{6}$$

Pro přirozenou konvekci je vztah podobný, avšak není zde závislost na Reynoldsově čísle, nýbrž na Grashofově čísle (Gr):

$$\mathrm{Nu} = a\mathrm{Gr}^b \mathrm{Pr}^c. \tag{7}$$

V tab. 1 jsou uvedeny typické hodnoty Nu pro přirozenou a nucenou konvekci v plynném a kapalném skupenství.

Tab. 1 Typické hodnoty součinitele přenosu tepla [13]

Typ konvekce	Druh tekutiny	α [W m^{-2} K^{-1}]
Přirozená	Plyn	1–20
	Kapalina	10–500
Nucená	Plyn	300–3000
	Kapalina	500–8000

3.4 RADIACE

Posledním způsobem přenosu tepla v turbodmychadlech je radiace, známá také jako sálání. Tento mechanismus spočívá v přenosu energie prostřednictvím elektromagnetického záření. Vzhledem k tomu, že je řešen přenos tepla, je zaměřeno pouze na tepelné záření, což je forma záření vyzařovaná tělesy v důsledku jejich teploty. Tepelné záření je způsobeno náhodným pohybem elektronů v atomech a molekulách látky. Když jsou atomy a molekuly zahřáty, jejich elektrony přecházejí mezi různými energetickými hladinami a uvolňují energii ve formě elektromagnetického záření. Všechny fyzikální látky v pevném, kapalném nebo plynném stavu mohou vyzařovat energii prostřednictvím tohoto záření, pokud mají teplotu vyšší než absolutní nula [10]. Intenzita vyzařované tepelné energie závisí na teplotě tělesa a povaze jeho povrchu. Přenos tepla sáláním hraje významnou roli zejména při velkých teplotních rozdílech mezi dvěma tělesy.

Na rozdíl od vedení a konvekce nepotřebuje tento mechanismus pro přenos tepla hmotné médium. Přenos tepla radiací může probíhat v jakémkoliv prostředí, včetně vakua. Molekuly a atomy média mohou energii záření absorbovat, odrážet nebo přenášet. V případě vakua, kde nejsou přítomny žádné molekuly ani atomy, není energie zářením omezena, což činí přenos tepla radiací nejefektivnějším ve vakuu.

V souvislosti s tepelným zářením se těleso, které je dokonalým zářičem a zároveň absorbuje veškeré dopadající záření bez odrazu nebo průchodu, nazývá černé těleso. Toto těleso emituje záření nezávisle na tom, jaké záření na něj dopadá, a závisí pouze na jeho teplotě. Hustota tepelného toku pro ideálně černé těleso je vyjádřena Stefan-Boltzmannovým zákonem [16]:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = \sigma T^4, \tag{8}$$

kde $\dot{Q}$ představuje tepelný tok, S označuje plochu emitující záření, σ je Stefan-Boltzmannova konstanta s hodnotou $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ $Wm^{-2}K^{-4}$ a T je teplota tělesa, měnící tepelný tok s čtvrtou mocninou.

Černé těleso je ideální zářič, avšak skutečná tělesa vyzařují menší množství záření než černé těleso při stejné teplotě. Vztah pro hustotu tepelného toku skutečných těles (také označovaných jako šedá tělesa) lze definovat jako [8]:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = \varepsilon \sigma T^4, \tag{9}$$

kde ε představuje emisivitu, což je podíl energie vyzařované povrchem reálného tělesa a energie vyzařované povrchem černého tělesa, a může nabývat hodnot od 0 do 1.

Payri a kol. [61] využívají pro výpočet tepelného toku zářením mezi dvěma šedými povrchy v jednorozměrném modelu TC následující vztah:

$$\dot{Q} = \frac{\sigma\left(T_{\mathrm{A}}^4 - T_{\mathrm{B}}^4\right)}{\frac{1-\varepsilon_{\mathrm{A}}}{S_{\mathrm{A}}\varepsilon_{\mathrm{A}}} + \frac{1}{S_{\mathrm{A}}F_{\mathrm{A}\to\mathrm{B}}} + \frac{1-\varepsilon_{\mathrm{B}}}{S_{\mathrm{B}}\varepsilon_{B}}}, \tag{10}$$

kde $F_{A\to B}$ je součinitel viditelnosti, který vyjadřuje podíl energie vyzařované jedním povrchem a energie, která dosahuje druhého povrchu. Přesný výpočet tohoto součinitele je možný u některých jednoduchých geometrií, ale u složitějších tvarů jsou hodnoty odhadovány pomocí matematických algoritmů, jako je metoda Monte Carlo. Aby bylo možné vypočítat tyto součinitele v případě jejich jednorozměrného modelu, jsou jednotlivé tvary skříní vhodně zjednodušeny a mezi takto zjednodušenými povrchy vyjádřeny vztahy pro výpočet součinitelů viditelnosti. Tomm a kol. [53] využívají také vztah z rov. 10, avšak v jejich modelu tento součinitel viditelnosti zanedbávají a volí ho roven jedné. To znamená, že veškerá energie vyzařovaná jedním povrchem dopadá na povrch druhého tělesa.

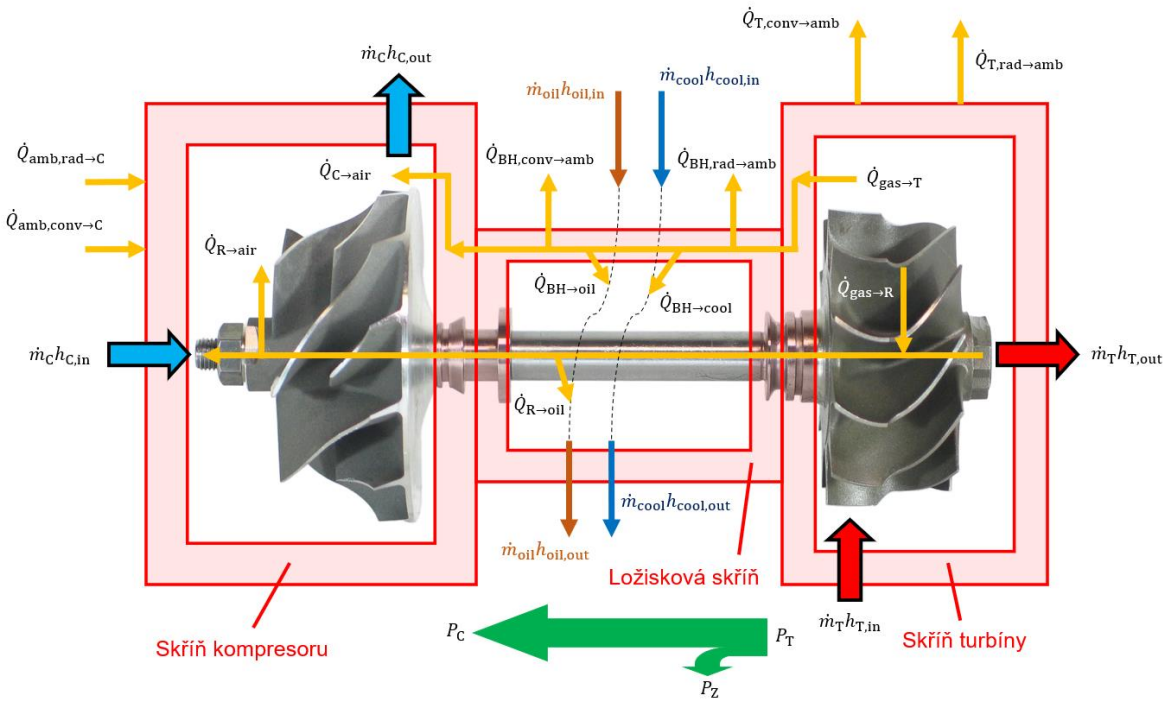
3.5 PŘENOS TEPLA A PRÁCE UVNITŘ TURBODMYCHADLA

Přenos práce uvnitř turbodmychadla začíná v okamžiku průchodu výfukových plynů mezi lopatkami turbínového kola, kde dochází k přeměně entalpie těchto plynů na rotační mechanickou práci. Tyto plyny přenášejí z motoru energii ve formě kinetické energie, tlaku a tepla. Turbína odebírá část tlakové a kinetické energie, čímž vytváří výkon na hřídeli, zatímco část tepelné energie se přenáší do kola a skříně turbíny. Výkon na hřídeli je poté přenášen na kompresorové kolo turbodmychadla. Ovšem je důležité podotknout, že v průběhu tohoto přenosu dochází k určitým mechanickým ztrátám. Celkový výkon kompresoru (P_C) lze pak vyjádřit jako rozdíl mezi výkonem generovaným turbínovým kolem (P_T) a ztrátami způsobenými třením v ložiskách (P_Z):

$$P_C = P_T - P_Z. \tag{11}$$

U hydrodynamických ložisek jsou ztráty způsobeny smykovými silami v mazací vrstvě, které generují teplo. Toto teplo se buď odvádí celé do maziva, nebo je částečně přenášeno nucenou konvekcí do rotoru a ložiskové skříně, v závislosti na tom, zda jsou teploty povrchu rotoru a ložiskové skříně vyšší nebo nižší než teplota maziva.

Zeh a kol. [55] provedli numerické a experimentální studie tepelných toků u radiálních ložisek (ložiska s rotujícím plovoucím pouzdrem) a axiálního ložiska v šesti různých pracovních bodech s otáčkami rotoru mezi 64 000 a 168 000 min^{-1}. Zjistili, že u radiálního ložiska blíže k turbíně bylo teplo přenášeno z rotoru a ložiskové skříně do oleje, kdežto na straně kompresoru byl směr tepelného toku opačný, tedy z oleje do rotoru a z ložiskové skříně do oleje. U axiálního ložiska bylo teplo přenášeno z oleje do tlačného kroužku blíže ke kompresoru, zatímco tlačný kroužek blíže k turbíně přenášel teplo do maziva. U věnce došlo při otáčkách 168 000 min^{-1} ke změně směru tepelného toku z oleje do věnce. Ve svém výzkumu zdůrazňují, že s rostoucími otáčkami rotoru se zvyšují také ztráty v olejovém filmu ložiska a současně i celková teplota maziva, což snižuje jeho chladicí účinek při vyšších otáčkách rotoru. Liang a kol. [54] provedli podobnou analýzu, ale zaměřili se na radiální ložisko se zastaveným plovoucím pouzdrem při jediném pracovním bodu s otáčkami 160 000 min^{-1}. Jejich výsledky ukázaly, že směry tepelných toků jsou stejné jako u radiálních ložisek s rotujícími plovoucími pouzdry, které analyzovali Zeh a kol., s výjimkou opačného směru toku mezi olejem a ložiskovou skříní u radiálního ložiska blíže k turbíně. Ve své práci rovněž zjistili závislost teplot ložiskového systému a rotoru na otáčkách, přičemž se s rychlostí otáčení rotoru zvyšují teploty všech komponent. San Andrés a kol. [56] představili ve své studii komplexní model pro přenos tepla v ložiskovém systému TC s radiálními ložisky se zastavenými plovoucími pouzdry. Výsledky ukazují, že olej odvádí většinu tepelného toku, který odpovídá ztrátám způsobeným třením v ložiskách a tepelnému toku hřídelí, přičemž tento podíl činí 74 % z celkového množství při nízkých otáčkách rotoru (45 000 min^{-1}) a až 81 % při nejvyšších otáčkách rotoru (240 000 min^{-1}).



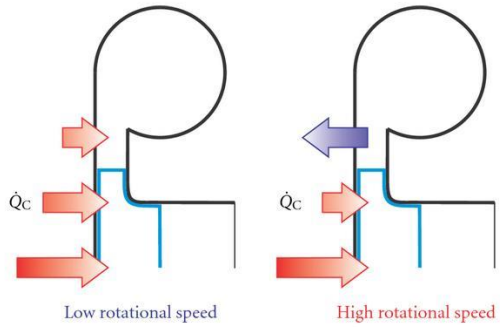
Obr. 7 Přenos tepla a práce v TC

Na obr. 7 je znázorněn zjednodušený model, který vyobrazuje hlavní cesty přenosu tepla v TC. Model je rozdělen do tří sektorů, označených červeně vyznačenými rámečky, kde každý rámeček reprezentuje jednu skříň. Podle studií [6] a [7] lze hlavní cesty přenosu tepla popsat následovně. Výfukové plyny vstupují potrubím ze spalovacího motoru do turbínové

skříně, kde je teplo přenášeno nucenou konvekcí do skříně turbíny ($\dot{Q}_{gas\rightarrow T}$) a dále vedením do ložiskové skříně. Jak výfukové plyny procházejí turbínovým kolem, expandují a dochází k poklesu teploty a tlaku (a tedy i entalpie pracovní látky). Během tohoto procesu je teplo přenášeno nucenou konvekcí na lopatky. Studie však opomíjejí fakt, že turbínové kolo často není ohříváno od spalin po celé jeho ploše. V závislosti na provozním režimu často nastávají situace, kdy na vstupu spaliny ohřívají turbínové kolo, ale směrem k výstupu se tepelný tok obrací a výfukové plyny kolo ochlazují. Další přenos tepla na straně turbíny probíhá díky rozdílu teplot mezi vnějším a vnitřním povrchem skříně turbíny, což způsobuje vedení tepla stěnou na povrch a následné odvádění radiací ($\dot{Q}_{T,rad\rightarrow amb}$) a volnou konvekcí ($\dot{Q}_{T,conv\rightarrow amb}$) do okolního prostředí.

Olej je přiváděn do ložiskové skříně, kde kromě tepla generovaného viskózními silami u hydrodynamických ložisek je do něj nucenou konvekcí odváděno teplo z rotoru ($\dot{Q}_{R\rightarrow oil}$), jak v oblasti ložisek, tak i mimo ně, protože je olej v ložiskové skříni rozstřikován při výstupu z ložisek ve všech směrech. Dále se do maziva odvádí také část tepla z ložiskové skříně ($\dot{Q}_{BH\rightarrow oil}$). Podíl tohoto tepla odváděného do oleje závisí na tom, zda turbodmychadlo disponuje chlazením chladící kapalinou či nikoliv. Pokud chladicí kapalina funguje jako hlavní chladicí médium v ložiskové skříni, je do oleje odváděna nucenou konvekcí pouze část tepla, kdežto většina je odváděna nucenou konvekcí do chladicí kapaliny ($\dot{Q}_{BH\rightarrow cool}$). Další cestou odvodu tepla z ložiskové skříně je její povrch, kde teplo odchází volnou konvekcí ($\dot{Q}_{BH,conv\rightarrow amb}$) a sáláním ($\dot{Q}_{BH,rad\rightarrow amb}$) do okolí, a tepelný tok vedením do kompresorové skříně.

Během expanze plynů v turbíně proudí vzduch do kompresoru, kde je stlačován při průchodu kompresorovým kolem. To vede ke zvýšení jeho teploty a tlaku. V závislosti na provozním režimu může být vzduch v různých částech kola ohříván nebo ochlazován ($\dot{Q}_{R\rightarrow air}$). Po stlačení vzduch vstupuje do difuzoru, kde může být dále ohříván nucenou konvekcí od zadní stěny kompresoru, která přijímá teplo z ložiskové skříně ($\dot{Q}_{BH\rightarrow air}$). Tento tepelný tok je rovněž ovlivněn provozním režimem, neboť v situacích s vysokou kompresí může dojít k přenosu tepla ze vzduchu do skříně kompresoru. Obdobně i na vnějším povrchu kompresorové skříně může tepelný tok směřovat do skříně nebo z ní, v závislosti na okolních podmínkách, jako je například blízkost spalovacího motoru, což může vést k zahřívání kompresorové skříně přirozenou konvekcí ($\dot{Q}_{amb,conv\rightarrow C}$) a radiací ($\dot{Q}_{amb,rad\rightarrow C}$). Shaaban a Seume [17] identifikují dva hlavní režimy přenosu tepelné energie do kompresoru. První režim, pozorovaný při nízkých otáčkách, je charakterizován přenosem tepla do kompresoru z ložiskové skříně, rotoru a případně i z okolí, a to jak na začátku, tak na konci komprese. To způsobuje významné zvýšení teploty stlačeného vzduchu na výstupu z kompresoru (viz obr. 8 vlevo). Druhý režim, typický pro vysoké otáčky a tlakové poměry, zahrnuje rychlý nárůst teploty stlačeného vzduchu, který následně ohřívá skříň kompresoru (viz obr. 8 vpravo), protože teplota stlačeného vzduchu překračuje teplotu kompresoru. Za takových podmínek je teplota skříně snižována odvodem tepla přirozenou konvekcí ($\dot{Q}_{amb,conv\rightarrow C}$) a radiací ($\dot{Q}_{amb,rad\rightarrow C}$) do okolí. Při této situaci byly zjištěny téměř vyrovnávající se přenosy tepla z ložiskové skříně a rotoru do kompresoru s odvedeným teplem $\dot{Q}_{amb,conv\rightarrow C}$ a $\dot{Q}_{amb,rad\rightarrow C}$, což vede k zdánlivému adiabatickému procesu komprese s minimálním vlivem na celkovou teplotu na výstupu z kompresoru a na jeho skutečný výkon.



Obr. 8 Režimy přenosu tepelné energie do kompresoru [17]

Při přenosu tepla do rotoru turbodmychadla je důležité zdůraznit také přenos tepla nucenou konvekcí mezi vzduchem, který uniká za kompresorovým kolem, a zadní stranou tohoto kola. V závislosti na pracovním režimu může být vzduch buď chladnější, nebo teplejší než zadní stěna oběžného kola. Podobná situace se objevuje i na straně turbíny, kde výfukové plyny obvykle mají vyšší teplotu než povrch zadní stěny turbínového kola. Tyto tepelné toky nejsou znázorněny na obr. 7, ale jsou zahrnuty v tepelných tocích $\dot{Q}_{R\rightarrow air}$ a $\dot{Q}_{gas\rightarrow R}$. Posledním typem přenosu tepla, který se uvažuje u rotoru turbodmychadla a je zmiňován ve výpočtech teplotních analýz, je záření mezi jednotlivými součástmi rotoru, jako jsou kroužky a hřídel v místech, kde se nedotýkají. Tento druh přenosu tepla přispívá k celkové tepelné bilanci rotoru, i když jeho podíl může být v některých provozních režimech minimální.

Výzkum provedený Hoepkem a kol. [40] poskytuje podrobný pohled na přenos tepla v turbodmychadlech, jak v těch chlazených vodou, tak v těch bez chlazení, při různých provozních režimech. S využitím metody konjugovaného přenosu tepla (conjugate heat transfer – CHT), ověřené experimentálním měřením, autoři zjistili, že chladicí kapalina společně s olejem v turbodmychadlech efektivně funguje jako tepelná bariéra, která eliminovala téměř 90 % přenosu tepla z turbíny do ložiskové skříně a téměř 60 % do kompresoru. Tyto výsledky byly potvrzeny i v dalších studiích, jako jsou práce Nguruha a kol. [26] a Bainese a kol. [25]. Bez přítomnosti chladicí kapaliny však bylo zjištěno, že olej odváděl přibližně 50 % tepla přenášeného z turbíny do ložiskové skříně a ztrojnásobil přenos tepla do kompresoru. V takovém případě procházelo stejné množství tepla cestou hřídel-oběžné kolo jako cestou od ložiskové skříně k zadní desce, což zdůraznilo význam přenosu tepla hřídel-oběžné kolo pro celkový přenos tepla v kompresoru.

Hoepke a jeho tým [40] rovněž odhalili, že přenos tepla z turbínového kola do hřídele je minimální (přibližně 2 %) ve srovnání s celkovou tepelnou ztrátou výfukových plynů v turbíně. Rychlost otáčení turbodmychadla byla identifikována jako klíčový provozní parametr pro přenos tepla kompresorem. Při nízkých otáčkách se teplo přenášelo převážně z částí kompresoru do tekutiny, zatímco při vysokých otáčkách byla situace obrácená. Ke změně směru tepelného toku docházelo přibližně při 70 % maximální rychlosti otáčení rotoru TC. Zajímavé je, že při vysokých otáčkách představoval tepelný tok kompresoru pouze 1 % mechanického výkonu hřídele, zatímco při nízkých otáčkách mohla tato hodnota dosahovat až 35 %. Přenos tepla z turbíny do ložiskové skříně probíhal z 80 % přes styčné plochy mezi turbínou a ložiskovou skříně, 13 % procházelo skrze tepelný štít a 7 % bylo přeneseno rotorem se svařovací dutinou. Další podstatný výsledek přinesla práce Bainese a kol. [25], kteří zjistili, že přenos tepla z turbíny do okolí tvořil přibližně 70 % celkového přenosu tepla turbínou, zatímco 25 % bylo přeneseno z turbíny do oleje a zbývající část (asi 5 %) představoval přenos tepla vedením do kompresoru.

4 METODY MĚŘENÍ A MODELOVÁNÍ PŘENOSU TEPLA V TURBODMYCHADLECH

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Experimentální měření turbodmychadel hraje klíčovou roli při vytváření výkonových map a stanovení pracovního bodu turbodmychadla. Dva základní druhy testů, měření za studena a za tepla, jsou nezbytné pro sledování parametrů potřebných k vytvoření výkonnostních map pro turbínu i kompresor. Během těchto testů jsou pečlivě monitorovány veličiny, jako jsou hmotnostní průtok (výfukových plynů, vzduchu, oleje, chladicí kapaliny), teploty plynů na vstupu a výstupu z kompresorové a turbínové skříně, tlaky, rychlost otáčení rotoru a teploty oleje a chladicí kapaliny [6].

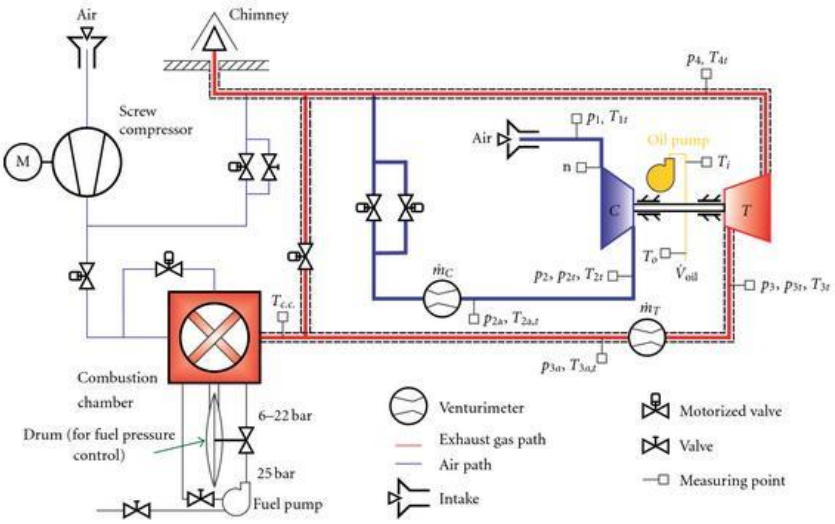
Kromě výkonových map může být experimentální měření zaměřeno na získání ověřovacích údajů, tepelných toků nebo stanovení okrajových podmínek pro simulace jednorozměrných [18] [22] či třírozměrných modelů přenosu tepla, jež budou popsány v dalších podkapitolách. Pro tyto operace je často turbodmychadlo osazeno dalšími snímači. Příkladem může být práce Huanga a kol. [22], kteří rozmístili další teplotní snímače k vyjádření rozložení teplot turbodmychadla za různých provozních podmínek a pro zjištění teplot v uzlech jednorozměrného modelu. Tři z těchto snímačů byly umístěny po obvodu pláště kompresorové skříně, dva sloužily k měření teploty povrchu ložiskové skříně (jeden poblíž pláště turbíny a druhý poblíž pláště kompresoru) a infračervený teploměr byl využit pro měření teploty povrchu turbínové skříně.

Přestože tato metodika poskytuje cenná data, je třeba zdůraznit, že podrobná měření vlastností proudění a teplot ve všech jednotlivých součástech, rozhraních a stěnách turbodmychadla jsou časově náročná a obtížně získatelná vzhledem ke geometrické složitosti a nepřístupným místům [6]. Úplná znalost okrajových podmínek pro výpočetní modely tedy není možná.

Měření za tepla představuje důležitou část v praxi u výrobců turbodmychadel při vytváření kompresorových a turbínových map za diabatických podmínek. Tento způsob zahrnuje přenos tepla a mechanické ztráty. Při měření za tepla jsou k dispozici dvě základní možnosti. První možnost spočívá v izolaci celého turbodmychadla, což umožňuje kvantifikaci vnitřních tepelných toků mezi plyny a součástmi. Druhá možnost spočívá v ponechání turbodmychadla vystaveného okolnímu prostředí, což umožňuje určit tepelné toky mezi povrchem turbodmychadla a okolím. Samotné testování probíhá na zkušebních zařízeních, která využívají buď elektricky ohřátý stlačený vzduch pro pohon turbíny [18] nebo spalovací komoru [17]. V případě spalovací komory je do stlačeného vzduchu vstřikováno palivo, jež následně hoří a výfukové plyny jsou poté přiváděny do turbínové skříně. Pro měření výkonových map kompresoru a turbíny se doporučuje provádět měření současně, aby se správně zohlednily efekty a směry přenosu tepla, protože mají významný vliv na pracovní bod turbodmychadla [6]. Typické schéma zkušebního zařízení pro experimentální měření za tepla je vidět na obr. 9.

Při měření za studena je do turbíny vháněn stlačený vzduch s teplotou mírně nad teplotou okolního prostředí (50 až 80 °C) [6]. Při tomto testování je simulována adiabatická povaha TC. Díky eliminaci všech vnitřních a vnějších přenosů tepla lze identifikovat nárůst teploty mazacího oleje, který je způsoben výhradně třením v ložiskách [25]. V neadiabatických testech je možné tento nárůst odečíst od celkového nárůstu teploty oleje, což poskytuje míru

vnitřního přenosu tepla do oleje bez vlivu tepla vznikajícího třením v ložiskách a zlepšuje přesnost výsledků.

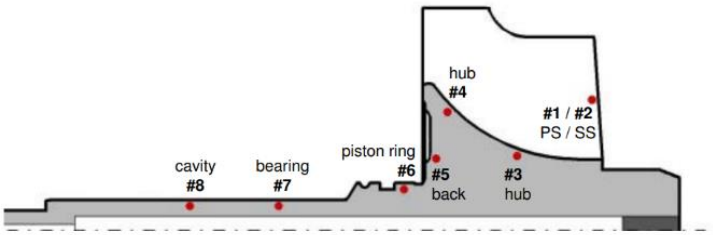


Obr. 9 Schéma zkušebního zařízení pro experimentální měření za tepla [17]

Pro měření a modelování přenosu tepla či validaci údajů pro různé simulace je také využívána infračervená kamera. Jejím účelem je získání prostorového rozložení povrchových teplot. Studie provedená Tandou a kol. [20] využívá tepelné gradienty z infračervených snímků k přímému vyhodnocení tepelného toku kondukcí směřujícího od turbíny ke kompresoru přes ložiskovou skříň. Zhihui a kol. [21] navrhují použití infračervené kamery k překonání obtíží spojených s přesným měřením výstupní teploty spalin z turbíny.

Heuer a Engels [31] využili experimentální měření k ověření výsledků získaných z třírozměrného modelu přenosu tepla CHT a k získání okrajových podmínek pro numerický výpočet turbínového kola s hřídelí. Použili termočlánky umístěné podle obr. 10. Rotor byl navrtán tak, aby vedl kabely od termočlánků na straně turbíny k chladnější straně kompresoru, kde byl namontován bezdrátový vysílač. Obdobně Hoepke a kol. [40] pomocí naměřených hodnot validovali jejich CHT metodu pro celé TC. Baines a kol. [25] a Romagnoli a Martinez-Botas [7] využili experimentální měření k validaci jejich jednorozměrných modelů.

V oblasti rotorové části turbodmychadla provedla skupina Tadesse a kol. [24] podrobnou analýzu ustáleného a přechodového stavu přenosu tepla v turbínovém kole a části hřídele pouze pomocí měření. V jejich experimentu umístili čtyři teploměry na klíčová místa: jeden na hřídel v blízkosti pístního kroužku, jeden na zadní stranu oběžného kola, další pevně připevnili na náboj kola mezi dvěma lopatkami těsně pod povrchem a poslední umístili na výstupu z lopatky. Jejich závěry ukazují, že při konstantních otáčkách je tepelný tok mezi zadní stranou turbínového kola a nábojem téměř nezávislý na hmotnostním průtoku turbíny. To ovšem neplatí na straně kompresoru, kde výzkumníci pozorovali rostoucí přenos tepla ze stlačeného vzduchu do kola kompresoru. Tento jev způsobil výrazný nárůst průměrné teploty hřídele rotoru.



Obr. 10 Rozmístění termočlánků na turbínovém kole a hřídeli [31]

4.2 JEDNOROZMĚRNÉ MODELY PŘENOSU TEPLA

Jednorozměrné modely přenosu tepla poskytují rychlý a jednoduchý přístup k analýze tepelných procesů v turbodmychadlech, umožňují propojení se specializovanými modely, jako je GT-Power [28], a využívají analogii k elektrickým obvodům (viz obr. 11). Turbodmychadlo je v těchto modelech zjednodušeno do uzlů, které zahrnují jak pracovní látky (vzduch, výfukové plyny, olej, chladicí kapalina), tak i části turbodmychadla (turbínu, kompresor, ložiskovou skříň). Uzly částí turbodmychadla jsou propojeny s kondenzátory, reprezentujícími tepelnou energii, kterou daná část turbodmychadla akumuluje. Základem těchto modelů jsou alespoň tři kondenzátory připojené k uzlům turbíny, ložiskové skříně a kompresoru [23].

Některé výzkumné práce [22] navrhují rozdělení částí turbodmychadla do více uzlů, například ložiskovou skříň do dalších tří uzlů, pro dosažení větší přesnosti modelu. Celkový model je pak rozdělen do konečného počtu uzlů, a čím vyšší je míra diskretizace turbodmychadla, tím větší přesnost lze dosáhnout, avšak za cenu určení a dosazení většího počtu parametrů[29]. Praktické využití tohoto typu modelů spočívá v kompromisu mezi přesností a počtem osazených parametrů. Mezi uzly jsou vytvořeny tepelné toky, reprezentované odpory, které představují přenos tepla mezi jednotlivými uzly. Interakce mezi uzly jsou modelovány rovnicemi zahrnujícími kondukci, konvekci a záření [6].

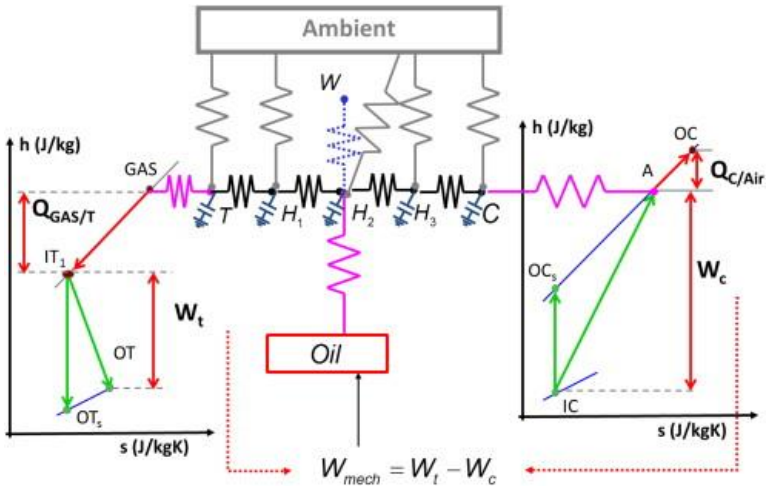
Vedení tepla je popsáno Fourierovým zákonem v rámci předpokladu jednorozměrného přenosu tepla. Konvektivní přenos tepla mezi pracovní látkou a okolím, například vzduchem, výfukovými plyny, olejem nebo chladicí kapalinou, a stěnami kompresoru, turbíny, ložiskové skříně nebo jinými prvky, je modelován Newtonovým zákonem s výpočtem součinitele přestupu tepla z Nusseltova čísla pomocí empirických korelací speciálně upravených pro turbodmychadla [27] [29], nebo je určen experimentálním měřením. Pro přenos tepla sáláním je použit Stefan-Boltzmannův zákon.

Parametry, jako jsou styčné plochy mezi prvky, vzdálenosti mezi jejich těžišti a další geometrická data pro výpočty mechanismů přenosu tepla jsou získávány z CAD modelů [27]. Tato metodika předpokládá nezávislost práce a přenosu tepla, kde proces přenosu tepla probíhá před a po expanzi/kompresi, přičemž samotný proces expanze/komprese je většinou považován za adiabatický [6].

V rámci jednorozměrných modelů je klíčové provést ověření předpokladů, jež byly učiněny v průběhu jejich vytváření. Toto ověření může být realizováno prostřednictvím cílených experimentů [28] [29] nebo s využitím podrobnějších trojrozměrných modelů přenosu tepla [30]. Validace představuje klíčový krok k zajištění správnosti výsledků získaných touto

metodou a ověření toho, že tyto modely korespondují s reálnými provozními podmínkami turbodmychadla.

Pro příklad, Baines a kol. [25] a Romagnoli s Martinez-Botasem [7] představili 1D modely pro přenos tepla, vycházející ze známých korelací dostupných pro vedení tepla, sálání a konvekci, které byly validovány na základě experimentálních dat. Romagnoli a Martinez-Botas [7] dokázali s nejistotou nepřesahující 5 °C předpovídat výstupní teplotu vzduchu z kompresoru, přičemž pro neadiabatickou účinnost kompresoru byla zaznamenána průměrná odchylka kolem 3 %. Serrano a kol. [29] vyvinuli 1D model, kde maximální odchylka výstupní teploty kompresoru vzhledem k naměřeným hodnotám činí pouze 2 °C a v případě turbíny 10 °C. Většina modelovaných hodnot výstupní teploty oleje se pohybovala v rozmezí ±2 °C, zatímco hodnoty výstupní teploty chladicí kapaliny se nacházely v rozmezí ±1 °C vzhledem k naměřeným teplotám. Tyto výsledky potvrzují schopnost 1D modelů poskytovat přesné predikce tepelného chování turbodmychadla v reálném provozu.

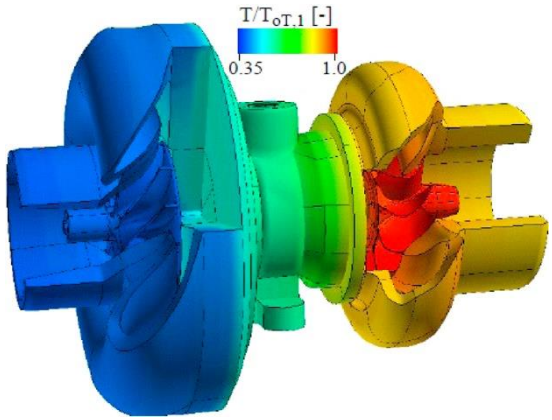


Obr. 11 Jednorozměrný model [29]

4.3 TROJROZMĚRNÉ MODELY PŘENOSU TEPLA

V literatuře lze nalézt dva hlavní přístupy trojrozměrných modelů přenosu tepla v turbodmychadlech: metodu konjugovaného přenosu tepla (CHT) a metodu CFD-FEM, jež kombinuje CFD (výpočtová dynamika tekutin) pro analýzu proudění tekutin a FEM (metoda konečných prvků) pro zkoumání přenosu tepla v pevných tělesech [48]. Oba tyto přístupy se zaměřují na přenos tepelné energie ve všech třech směrech a často zahrnují kompletní geometrii turbodmychadla. Přestože tato komplexita přináší některé obtíže, jako je vysoká výpočetní náročnost, je tato nevýhoda výrazně kompenzována realističtějšími výsledky ve formě 3D rozložení teplot [31], jak je patrné na obr. 12. Metoda CFD-FEM nejprve řeší přenos tepla v oblasti proudících tekutin pomocí metody CFD, což poskytuje např. teploty a součinitele přestupu tepla na rozhraních mezi proudícími tekutinami a pevnými tělesy [19]. Tyto teploty, součinitele α a další potřebné veličiny jsou pak použity jako vstupy do analýzy FEM, která zkoumá přenos tepla a vyhodnocuje teploty a další tepelné charakteristiky v pevných tělesech turbodmychadla, jako je rotor, kompresorová skříň atd. Metoda konjugovaného přenosu tepla představuje matematicky sofistikovanější přístup. Metody CHT spojují tekutinu a pevné těleso přímým propojením s použitím stejných diskretizačních a numerických principů pro obě domény [25]. Doména tekutiny je na povrchu určena stejnou

diskretizací jako povrch obtékaných těles. Rovnice pro tekutinu a pevné těleso jsou řešeny současně v jednom řešiči, což zajišťuje spojitost teplot a tepelných toků na rozhraní tekutiny a pevného tělesa. Řešení energetické rovnice na spojených hranicích vede k vysoké přesnosti této metody.



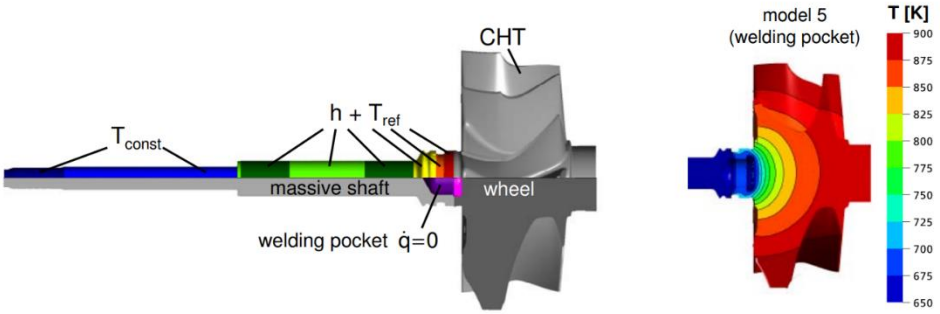
Obr. 12 Vypočtené rozložení povrchové teploty TC pomocí metody CHT [6]

Metody CHT jsou ideální zejména pro stacionární stavy, protože při výpočtech v neustáleném stavu vykazují vysokou výpočetní náročnost a extrémně dlouhé časy kvůli rozdílným časovým průběhům řešení přenosu tepla konvekcí a vedením [38]. Nejčastěji používaným modelem turbulence u dvou výše zmíněných metod je model SST, a to jak pro řešení tepelné mezní vrstvy, tak i pro oblast volného proudu [35] [36] [6]. Z důvodu nízkého výpočetního času a dobrých zkušeností se také používá Baldwin-Lomaxův algebraický model vířivé viskozity [31] [34]. Výsledky, získané metodou CHT nebo CFD-FEM, často slouží k provedení strukturální analýzy pomocí metody konečných prvků (FEM), kupříkladu k určení tepelného namáhání a deformace částí turbodmychadla při tepelném zatížení [37] [6]. Kromě toho jsou třírozměrné modely přenosu tepla obzvláště užitečné pro studium vlivu součinitele přestupu tepla α na přenos tepla v turbodmychadlech [30], neboť při různých provozních režimech TC se hodnoty součinitele výrazně mění.

Numerické řešení přenosu tepla je účinným nástrojem, ale pro jeho vhodné použití je nutné znát všechny potřebné okrajové podmínky. Některé parametry lze určit z turbínových a kompresorových map [19], zatímco jiné je třeba experimentálně měřit pomocí teploměrů nebo infračervených kamer [25], aby použité okrajové podmínky co nejlépe odpovídaly reálným podmínkám a řešiče dosáhly konvergence. Experimentální měření slouží často také jako validační nástroj, zda třírozměrné metody poskytují přesné výsledky [60]. U těchto metod je rovněž nutné provádět studie nezávislosti na síti, s cílem prokázat nezávislost výsledků na kvalitě sítě.

Heuer a Engels [31] provedli podrobnou analýzu přenosu tepla v radiálním turbínovém kole TC s využitím metody konjugovaného přenosu tepla. V jejich studii bylo zkoumáno pět modelů tohoto kola, přičemž u každého se soustředili na různé aspekty. Jeden z těchto modelů zahrnoval hřídel obsahující dutinu vzniklou třecím svařováním hřídele a kola. Tento model podává realistický obraz situace, která vzniká při výrobě turbodmychadla. Na obr. 13 vlevo jsou demonstrovány zvolené okrajové podmínky pro tento konkrétní model. Pro samotné kolo byly okrajové podmínky pro přenos tepla modelovány pomocí metody CHT, zatímco pro hřídel byly stanoveny okrajové podmínky na základě zjednodušení a experimentálně naměřených teplot. Díky naměřeným teplotám pomocí termočlánkových teploměrů a jejich

kombinaci s koeficienty přestupu tepla bylo dosaženo plynulejšího rozložení teplot ve srovnání s okrajovými podmínkami u jiného modelu, kde byly pouze předpokládány konstantní teploty. Na pravé straně obr. 13 je zobrazen vypočtený teplotní profil uvedeného modelu se svařovací dutinou. Zde lze pozorovat vrstvy jednotlivých teplot, které mají tvar téměř soustředných kruhů, což ilustruje detailní a realistický pohled na rozložení teplot uvnitř struktury modelu radiálního turbínového kola.



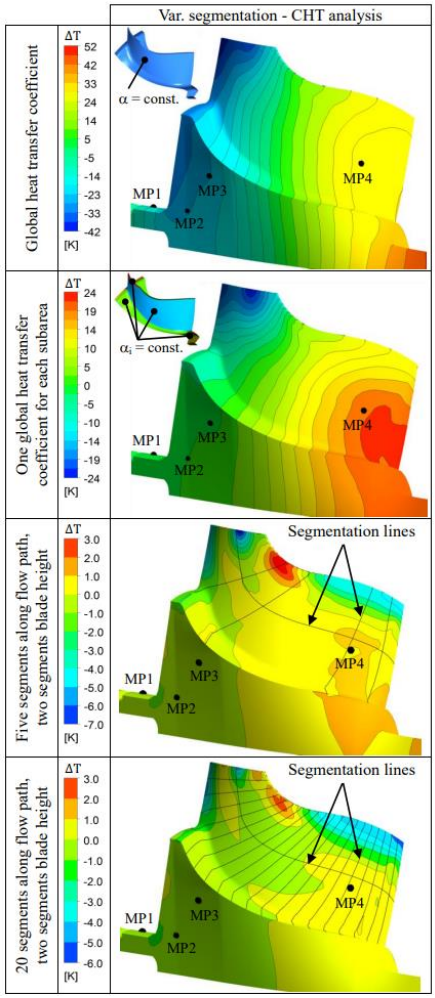
Obr. 13 Okrajové podmínky a vypočtené rozložení teplot v řezu turbínového kola [31]

Heuer a Engels [31] také zdůrazňují důležitost zohlednění skutečnosti, že turbínové kolo, na které působí výfukové plyny, neabsorbuje teplo rovnoměrně po celém svém povrchu. Vzhledem k rozdílným teplotám na tlakové a sací straně a vysoké tepelné vodivosti materiálu existují oblasti, kde naopak kolo předává teplo tekutině. Tyto oblasti se především nacházejí na sací straně lopatky směrem k odtokové hraně. Rovněž navrhují zahrnout do analýzy i celou hřídel, aby bylo možné aplikovat tepelné okrajové podmínky co nejdále od kola a minimalizovat jejich vliv na řešení. Validace jejich CHT modelu byla prováděna pomocí speciální měřicí techniky, jež umožnila monitorování teploty na osmi místech sestavy kola a hřídele.

Hoepke a kol. [40] využili metodu CHT pro detailní analýzu přenosu tepla vodou chlazeného i nechlazeného turbodmychadla napříč celou kompresorovou mapou. Tato analýza byla ověřena experimentálním měřením, které potvrdilo dobrou shodu mezi výsledky simulace CHT a naměřenými daty. Na straně turbíny, která je obvykle z hlediska validace nejproblematičtější, byla maximální odchylka mezi simulací CHT a údaji ze zkušebního zařízení ohledně výstupní teploty plynu pouze 5 °C.

Balduzzi a kol. [38] se zaměřili na studium přenosu tepla v turbínovém kole v neustáleném stavu pomocí metody CHT i metody CFD-FEM, která sloužila také jako vstup pro následnou tepelně-mechanickou analýzu. Zmiňují také výsledky výpočetních časů obou metod pro porovnání, kdy přechodová analýza CHT zabrala přibližně 10 000 hodin, zatímco metoda CFD-FEM jen 128 hodin. Výsledky ukázaly, že oblast s nejvyšší teplotou a také s největším tepelným napětím je na vstupu výfukových plynů do oběžného kola. Validace těchto výsledků byla provedena měřením, kdy relativní odchylka mezi vypočtenými a naměřenými hodnotami byla vždy nižší než 4 %. Podobný postup volili i Heuer a kol. [39], kteří také aplikují metodu CFD-FEM k vyhodnocení tepelně-mechanické analýzy v přechodovém stavu, protože CHT je velice výpočetně a časově náročné v přechodovém stavu. Hong a kol. [44] zase využívají metodu CFD-FEM k analýze přenosu tepla v kompresorovém kole. Jejich výpočty ukazují, že minimální teploty se vyskytují na náběžné hraně kola, zatímco maximální teplota je dosažena na špičce odtokové hrany lopatky. Maximální napětí vyvolané tepelným zatížením

se projevuje v kořeni odtokových hran lopatek, což je dáno vysokým teplotním gradientem v této oblasti.



Obr. 14 Rozdíly teplot mezi empiricky (s využitím metody FEM) a metodou CHT vypočtenými hodnotami v závislosti na počtu segmentů [41]

Ohuchida a kol. [43] představili metodu CHT pro přenos tepla u turbínového kola v rámci stacionárního turbodmychadla využívaného u lodí. Okrajové podmínky byly odvozeny z jednorozměrných modelů a validace metody CHT byla provedena pomocí experimentálního měření. Předpověď povrchové teploty turbínového kola dosahuje přesnosti ± 5 °C. Karagiannopoulos a kol. [42] využívají metodu CHT k zjištění rozložení teplot kompresorového kola za tří různých podmínek chlazení kompresorové skříně. Jejich výzkum je zajímavý tím, že používá luminiscenční měření pro validaci simulace CHT prostřednictvím experimentálního měření. Jejich výpočty ukazují dobrou shodu s naměřenými hodnotami, avšak v případě měření teploty lopatek, kde teplota klesá pod 120 °C, tato metoda není schopna zaznamenat přesnou hodnotu teploty kvůli fyzikálním omezením nátěru. Roclawski a kol. [60] pro svou analýzu přenosu tepla v kompresorovém kole také využili metodu CHT. Ve své práci se zaměřili na dva provozní body při ustáleném stavu: jeden při vyšší vstupní teplotě vzduchu do kompresoru a nižším tlakovém poměru, a druhý při nižší vstupní teplotě vzduchu a vyšším tlakovém poměru. Ukázalo se, že směry tepelných toků byly v různých částech kompresorového kola při těchto dvou stavech velmi odlišné. Největší rozdíl byl pozorován na zadní straně kola, kde v prvním případě kolo ohřívalo vzduch, zatímco ve

druhém případě vzduch ohříval kolo. Směry tepelných toků se změnily i v určitých místech na lopatkách, v otvoru kola a na náboji.

V odborných článcích lze nalézt také metodu spojující empirické korelace a metodu konečných prvků. Tato metoda představuje zjednodušení CFD-FEM, kde okrajové podmínky pro pevná tělesa nejsou odvozeny metodami CFD, nýbrž na základě empirických korelací nebo převzaty z předchozích měření či simulací podobného turbodmychadla. Zvláštní důraz je kladen na okrajovou podmínku součinitele přestupu tepla, což je klíčový parametr této metody. Práce Rakuta a kol. [41] využívá empirické korelace k výpočtu součinitelů přestupu tepla na povrchu turbínového kola pro ustálený stav. Na základě numerických výsledků vyvinuli empirickou metodu, kterou porovnávají s výsledky simulace CHT a naměřenými hodnotami. Pro dosažení větší přesnosti rozdělili plochu turbínového kola do více segmentů, kde každý segment má vypočtenou hodnotu součinitele přestupu tepla. Výsledky tohoto testu a počet segmentů pro jednotlivé modely jsou zobrazeny na obr. 14, při podmínkách 87 % maximálního hmotnostního průtoku a 93,5 % maximální obvodové rychlosti kola. Při použití 20 segmentů podél dráhy proudění a 2 segmentů po šířce lopatky dosáhly empirické korelace přesnosti od –6 °C do +3 °C v porovnání s výsledky simulace CHT, což lze považovat za vysokou míru shody. Nicméně, pokud byl pro celý povrch turbínového kola zvolen pouze jeden globální součinitel přestupu tepla, chyba se pohybovala od –42 °C do +52 °C, což již představuje značnou odchylku. Stejný přístup zvolili i Bykov a spol. [32] pro tepelnou analýzu oběžného kola kompresoru, kdy kolo rozdělili do deseti oblastí s různými součiniteli přestupu tepla pro každou oblast. Berdnikov a kol. [52] využívají tuto metodu k provádění tepelné analýzy drážek pro těsnící kroužky na turbínové straně. Autoři zdůrazňují důležitost těchto oblastí, protože olej, který se dostane do těchto míst, obtížně odsud uniká, což vede ke zvyšování jeho teploty. Při překročení teploty, kdy dochází k připékání oleje, může vzniknout koks, jenž může vážně poškodit celé turbodmychadlo. Další problém spočívá v úniku výfukových plynů s vysokou teplotou za kolo, které ohřívají těsnící kroužky. Kontakt oleje s díly s vysokou teplotou pak nevyhnutelně urychluje procesy stárnutí oleje. Studie se proto zabývá různými možnostmi úpravy tvaru v přechodu mezi turbínovým kolem a hřídelí s cílem minimalizovat teplotu v drážkách.

4.4 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK PŘESTUPU TEPLA DO ROTORU PRO METODU KONEČNÝCH PRVKŮ

Okrajové podmínky pro přestup tepla do rotoru jsou klíčovým faktorem pro správné vyhodnocení teplotního rozložení a modelování přenosu tepla v rotoru turbodmychadla s využitím metody konečných prvků. V softwarových prostředích FEM programů jsou tyto okrajové podmínky definovány prostřednictvím součinitele přestupu tepla a teploty volného proudu, přičemž získání součinitele α představuje obtížný úkol. Jednou z možností získání těchto okrajových podmínek je využití kombinace metod CFD-FEM, kde jsou okrajové podmínky, jak již bylo popsáno, nejprve stanoveny pomocí výpočtů proudění tekutiny (CFD) a následně přeneseny a aplikovány ve FEM analýzách. Alternativou je využití metody konjugovaného přenosu tepla, která řeší tepelný přenos v tekutinách a pevných tělesech simultánně a vyhýbá se tak potřebě přenášet okrajové podmínky mezi různými doménami. Obě metody jsou časově i výpočetně náročné, vyžadují detailní tvorbu sítě i pro doménu tekutiny a jejich řešení přidává další čas k výpočtu. Pro urychlení získávání součinitele přestupu tepla a výpočtu teplotních rozložení či tepelných toků v rotoru turbodmychadla lze využít rychlejší metody, jako jsou empirické korelace pro výpočet Nusseltova čísla, z něhož

lze určit součinitel přestupu tepla. Alternativně lze tento koeficient převzít z již provedených měření či simulací podobného turbodmychadla, jež probíhaly za podobných podmínek.

Problém s většinou empirických korelací pro výpočet Nusseltova čísla spočívá v jejich odvození pro jednorozměrné modely přenosu tepla v turbodmychadlech. Tyto modely obvykle zjednodušují složitou strukturu turbodmychadel na tři uzly, které reprezentují turbínu, kompresor a ložiskovou skříň. Tyto modely předpokládají, že expanze a komprese jsou adiabatické procesy, a proto nepočítají s přenosem tepla do oběžných kol. Přenos tepla je uvažován pouze před a za těmito koly do příslušných skříní. Nicméně realita je odlišná a pro účely této práce jsou Nusseltova čísla a především součinitele přestupu tepla na oběžných kolech nezbytné.

Mezi málo autorů, kteří se věnovali empirickým korelacím pro části rotoru turbodmychadel, patří Rakut a kol. [41]. Vyvinuli empirickou metodu pro výpočet součinitelů přestupu tepla na povrchu radiálního turbínového kola. Pro tuto metodu navrhli následující vztah:

$$\mathrm{Nu} = \left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Ma}}\right)^{\mathrm{x}} \mathrm{Pr}, \tag{12}$$

kde x je funkcí $(\dot{m}_{\mathrm{T}}, u, T)$, Re je Reynoldsovo číslo, Pr představuje Prandltovo číslo a Ma značí Machovo číslo. Pokud byl povrch turbínového kola na sací a tlakové straně lopatek nebo na náboji rozdělen do několika segmentů, výpočet Nu byl dán vztahem:

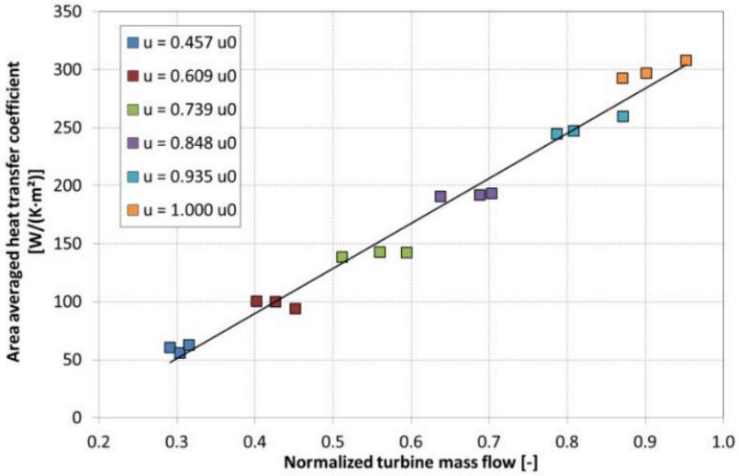
$$\mathrm{Nu} = \left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Ma}}\right)^{\mathrm{x}} \mathrm{Pr} - \mathrm{Nu}_0, \tag{13}$$

kde Nu_0 je Nusseltovo číslo pro první segment. Zavedení exponentu x zajistilo, že výsledné Nu je vždy kladné. Součinitel přestupu tepla byl poté vypočítán pomocí rov. 5, kde se jako charakteristická délka používal průměr turbínového kola a součinitel tepelné vodivosti výfukových plynů byl stanoven pro průměrnou teplotu, která byla aritmetickým průměrem teploty stěny a teploty volného proudu.

Tyto stanovené rovnice však nebyly použity pro výpočet součinitele přestupu tepla na zadní straně kola. Pro tuto část byl průměrný plošný koeficient α vypočítán z průměrného tepelného toku stěny $\bar{\dot{q}}_{\mathrm{w,a-ave,seg}}$, průměrné teploty stěny $T_{\mathrm{w,a-avw,seg}}$ a z teploty na vstupu do turbíny T_{TI} podle vztahu:

$$\bar{\alpha}_{\mathrm{ave,seg}} = \frac{\bar{\dot{q}}_{\mathrm{w,a-ave,seg}}}{(T_{\mathrm{TI}} - T_{\mathrm{w,a-avw,seg}})}. \tag{14}$$

Výsledné hodnoty byly poté zaneseny do grafu, který je zobrazen na obr. 15, kde je možné sledovat, jak se hodnoty mění v závislosti na hmotnostním průtoku přes turbínu a obvodové rychlosti kola.



Obr. 15 Závislost plošného průměru součinitele přestupu tepla na hmotnostním průtoku a obvodové rychlosti na zadní straně turbínového kola [41]

Bohn a kol. [34] vyvinuli jednorozměrný model založený na metodě konjugovaného přenosu tepla, který umožňuje popsat přenos tepla na stěnách uvnitř kompresoru, včetně kompresorového kola. Tento model využívá Nusseltovo číslo, které závisí na umělém Reynoldsově čísle, hmotnostním průtoku kompresoru, geometrii lopatek a vstupní teplotě turbín. Je definováno v základním tvaru vzorce jako:

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_0 - \sqrt{p^2 - \left(\frac{\mathrm{Re}_C^2}{1-E^2}\right)}, \tag{15}$$

kde Nu_0 a p jsou konstanty a E představuje bezrozměrný koeficient. Ve své studii Bohn a kol. [34] určili hodnoty konstant Nu_0 a p, a dále popsali i vzorce pro výpočet koeficientu E a umělého Reynoldsova čísla.

Ohuchida a spol. [43] uvedli výpočet Nusseltova čísla pro povrch hřídele rotoru umístěného v ložiskové skříni. Použitý vztah byl definován jako:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{sft}} = 3{,}66 + \frac{0{,}0668\left(\frac{D_{\mathrm{sft}}}{L_{\mathrm{sft}}}\right)\mathrm{Re}_{\mathrm{sft}}\mathrm{Pr}_{\mathrm{sft}}}{1+0{,}04\left[\left(\frac{D_{\mathrm{sft}}}{L_{\mathrm{sft}}}\right)\mathrm{Re}_{\mathrm{sft}}\mathrm{Pr}_{\mathrm{sft}}\right]^{\frac{2}{3}}}, \tag{16}$$

kde L_{sft} je délka hřídele, která je i použita jako charakteristická délka pro výpočet α, a D_{sft} značí průměr hřídele.

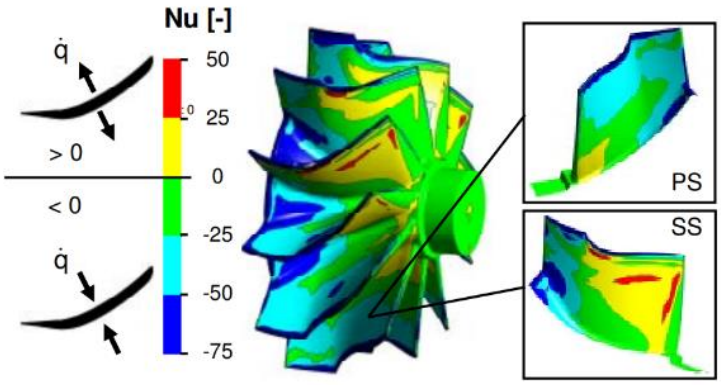
Tomm a kol. [53] použili Gnielinského vztah pro výpočet Nu, který jim sloužil pro všechny typy nucené konvekce mezi pevnými tělesy a tekutinami. Nicméně pro různé druhy tekutin v jednotlivých skříních turbodmychadel využívali jeho modifikace. Obecný vztah byl definován jako:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{fr}{8}\right)(\mathrm{Re}-1000)\mathrm{Pr}}{1+12{,}7\left(\frac{fr^{0,5}}{8}\right)\left(\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}}-1\right)}. \tag{17}$$

Cavalca a Weber [57] využili Nusseltovo číslo pro vyjádření součinitele přestupu tepla v oblasti těsnících kroužků na rotoru turbodmychadla. Vztah pro Nu byl formulován jako:

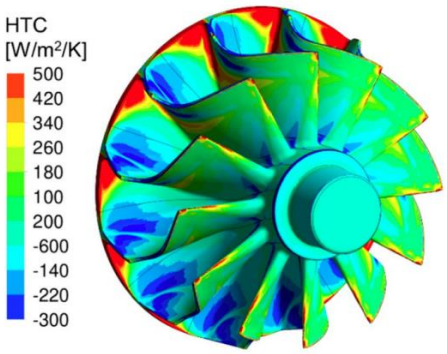
$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{\frac{4}{5}}\mathrm{Pr}^{0{,}3}. \tag{18}$$

Heuer a Engles [31] využili metodu konjugovaného přenosu tepla (CHT) k výpočtu hodnot Nusseltových čísel pro povrch turbínového kola za ustálených podmínek. Hodnoty se pohybovaly v rozmezí od –75 do +50, jak je vidět na obr. 16. Záporné hodnoty indikují případ, kdy výfukové plyny ohřívají oběžné kolo, zatímco kladné hodnoty ukazují opačný směr tepelného toku. Tyto hodnoty byly získány za podmínek, kdy teplota výfukových plynů na vstupu do turbíny činila 641 °C, hmotnostní průtok byl 0,24 kg s^{-1} a otáčky dosahovaly 70 214 min^{-1}.



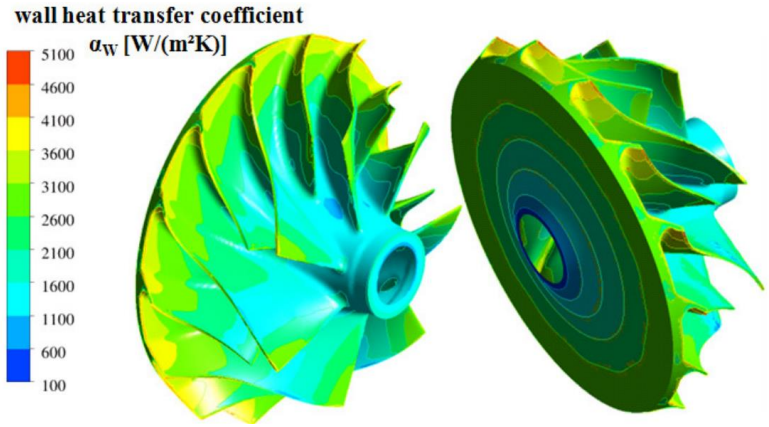
Obr. 16 Vypočtené hodnoty Nu na povrchu turbínového kola [31]

Balduzzi a kol. [38] využili metodu CFD k získání hodnot součinitele přestupu tepla na povrchu turbínového kola. V jednom provozním stavu zveřejnili výsledky v rozmezí od –300 do 500 W m^{-2} K^{-1}, avšak neuváděli, z kterých konkrétních výsledků osmi uvažovaných provozních stavů tyto hodnoty pocházejí. Nejvyšší hodnoty byly zaznamenány na vstupu do turbínového kola, což je zřejmé z obr. 17. Záporné hodnoty součinitele přestupu tepla ukazují, že v těchto oblastech docházelo k ohřívání plynu od kola. Tyto výsledky potvrdili také Rakut a kol. [41], kteří už při konkrétních zveřejněných podmínkách, tj. při vstupní teplotě spalin do turbíny 600 °C, při 87 % maximálního hmotnostního průtoku a 93,5 % maximální obvodové rychlosti rotoru TC, vypočítali hodnoty od –200 W m^{-2} K^{-1} do 500 W m^{-2} K^{-1}. Opět nejnižší záporné hodnoty byly zjištěny na výstupu z turbínového kola, zatímco nejvyšší kladné hodnoty na jeho vstupu.



Obr. 17 Vypočtené hodnoty součinitele α na povrchu turbínového kola [38]

Makarenko a kol. [49] provedli CFD výpočty součinitele přestupu tepla na povrchu kompresorového kola používaného v automobilovém turbodmychadle. Při volnoběžných otáčkách rotoru turbodmychadla (3 000 min^{-1}) zaznamenali hodnoty od 20 do 140 W m^{-2} K^{-1} a při plném zatížení s otáčkami turbodmychadla 235 000 min^{-1} dosáhli hodnot od 100 do 5 100 W m^{-2} K^{-1} (viz obr. 18), přičemž nejvyšší hodnoty byly vždy na výstupu z kompresorového kola. V obou případech byla teplota vzduchu vstupujícího do kompresoru 20 °C. Diefenthal a kol. [45] vypočítali pro ustálený stav při vstupní teplotě výfukových plynů 600 °C průměrnou plošnou hodnotu součinitele přestupu tepla turbínového kola okolo 40 W m^{-2} K^{-1}, avšak neuvádějí, při jakých otáčkách rotoru či hmotnostním průtoku byl výzkum proveden. V další studii se Diefenthal a kol. [65] zaměřili i na průměrný součinitel α povrchu hřídele rotoru TC, kde při změně teploty spalin vstupujících do turbínové skříně z 450 °C na 220 °C dosáhl součinitel přestupu tepla pro 450 °C hodnoty 380 W m^{-2} K^{-1} a pro 220 °C hodnoty 200 W m^{-2} K^{-1}.



Obr. 18 Vypočtené hodnoty součinitele α na povrchu kompresorového kola [49], Wall heat transfer coefficient – součinitel přestupu tepla na stěně

5 TEPELNĚ-MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ ROTORU A JEHO HODNOCENÍ POMOCÍ FEM

Po detailním seznámení se s metodami pro hodnocení přenosu tepla je nyní možné zaměřit se na tepelně-mechanické zatěžování rotoru turbodmychadla. Představení metod přenosu tepla mělo zásadní význam, neboť tyto tepelné výpočty slouží jako klíčové vstupy pro tepelně-mechanické analýzy, které jsou nejčastěji prováděny prostřednictvím metody konečných prvků (finite element method – FEM). Jak bylo diskutováno v předchozích kapitolách, analýza teplotních polí pevných částí rotoru se provádí různými metodami měření a modelování přenosu tepla. Většina výzkumných prací však preferuje třírozměrné modely, jejichž výsledky, po správné validaci, poskytují spolehlivé okrajové podmínky pro strukturální analýzy. Jistou výhodou je i skutečnost, že pro strukturální analýzu se často využívá stejná výpočetní síť, jaká byla použita při tepelných výpočtech.

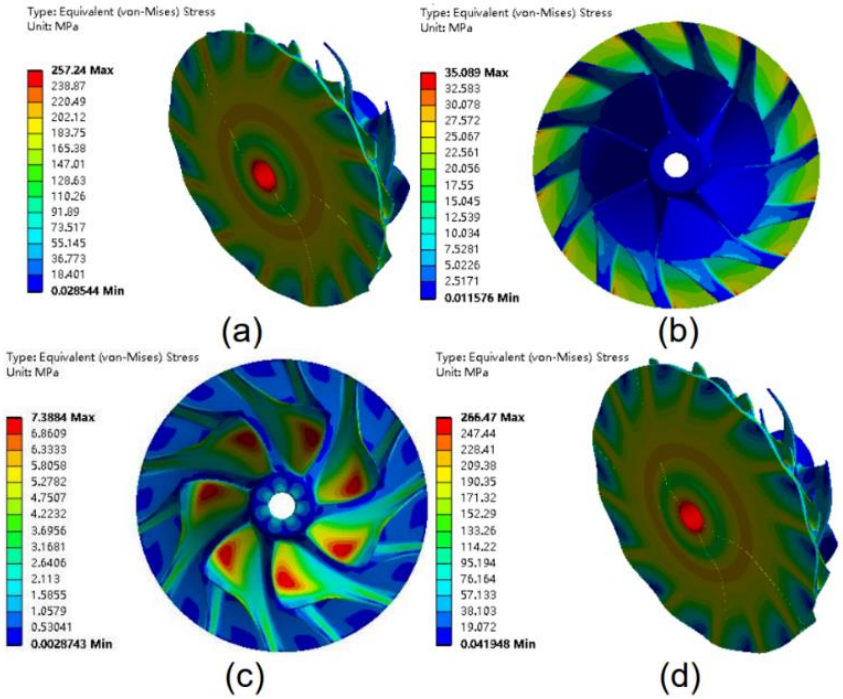
Během strukturálních analýz rotoru turbodmychadla se často předpokládá periodické chování, a proto se modeluje pouze jeden segment lopatky, ať už kompresorového nebo turbínového kola, což umožňuje vytváření cyklicky symetrické sítě. Tento přístup urychluje výpočet a pomáhá předcházet chybám ve výpočtu spojeným s nesymetrickou sítí, jako jsou nesymetrické změny rozměrů a vypočtená napětí součástí rotoru. V některých případech je kolo ponecháno jako celek a rozděleno podle počtu lopatek, kde se využívá kopírování sítě z jednoho segmentu, ale musí být zajištěna spojitost sítě. Je třeba zmínit, že mnoho publikovaných prací se při pevnostních analýzách soustřeďuje pouze na specifickou část rotoru, například jen na kompresorové kolo, a neprovádí komplexní výpočty celého rotoru. To vede k tomu, že v jejich analýzách nejsou řešeny problémy spojené s odlišným počtem lopatek na turbínovém a kompresorovém kole, což komplikuje vytvoření plně cyklicky symetrické sítě celého rotoru.

Rotor turbodmychadla je vystaven následujícím silám:

- **Odstředivé síly:** Vycházejí z rychlosti otáčení, hmotnosti a konstrukce rotoru.
- **Síly způsobené tepelným namáháním:** Vznikají v důsledku teplotních gradientů, což vede k deformacím a napjatostem materiálů.
- **Aerodynamické síly:** Tyto síly lze dále dělit na tlakové a impulzní síly. Tlakové síly vycházejí z rozdílu tlaku na lopatkách a celkově na oběžných kolech. Impulzní síly jsou spojeny s měnící se hybností plynu, který prochází turbodmychadlem. Při průtoku plynu skrz lopatky rotoru dochází ke změnám rychlosti a směru průtoku. Tyto změny hybnosti vytvářejí impulzní síly, které působí na lopatky a rotor turbodmychadla.
- **Síly od předpětí rotoru:** Představují důležitý faktor ovlivňující vzájemnou polohu součástí rotoru a přispívají k zatížení v axiálním směru.
- **Gravitační síly**
- **Síly způsobené nevyvážeností rotoru:** Tato síla vzniká nerovnoměrným rozložením hmotnosti rotoru.

V rámci řešení tepelně-mechanického zatěžování jednotlivých částí rotoru pomocí metody konečných prvků se ve výzkumných pracích často objevuje shoda na určitých předpokladech. Diefenthal a kol. [45], kteří se zaměřili na oblast turbínového kola, předpokládali, že deformace v turbínovém kole jsou lineárně pružné a koeficient tepelné roztažnosti materiálu je izotropní. Součinitel tepelné roztažnosti, Youngův modul a hustota byly modelovány v závislosti na teplotě. Stejné předpoklady využívali i Balduzzi a kol. [38] ve své

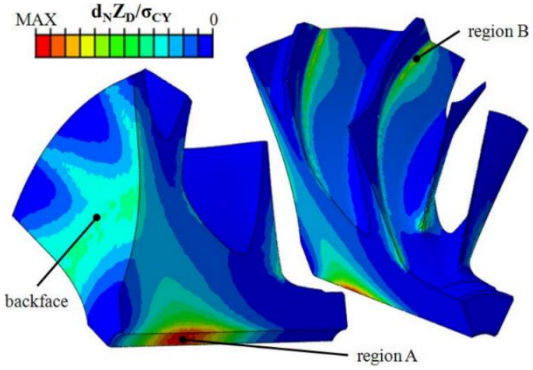
tepelně-mechanické analýze. Hong a spol. [44] k těmto předpokladům přidali další, konkrétně považovali tepelnou vodivost, měrnou tepelnou kapacitu a mez kluzu za funkce teploty. Hodnoty napětí byly ve většině případů vyhodnocovány pomocí ekvivalentních von-Misesových napětí. Většina studií zpravidla zanedbávala při tepelně-mechanických analýzách aerodynamické a gravitační síly, a také síly způsobené nevyvážeností rotoru, které jsou uvažovány spíše při dynamických analýzách rotoru [62].



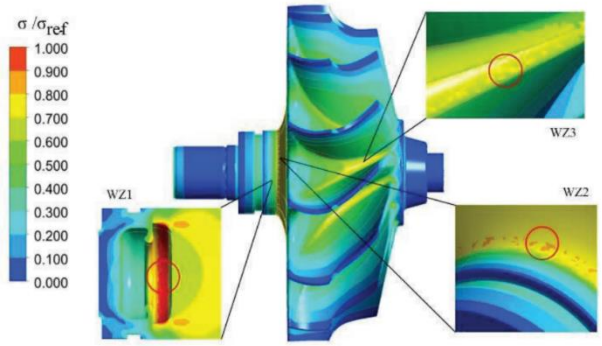
Obr. 19 Vypočtená ekvivalentní von-Misesova napětí kompresorového kola při jednotlivých zatíženích (a – od samostatně působící odstředivých sil, b – od samostatně působící tepelných namáhání, c – od samostatně působících aerodynamických sil, d – kombinované zatížení) [44]

Hong a kol. [44] ve své práci, která se zaměřuje na tepelně-mechanickou analýzu kompresorového kola v ustálených stavech, patří k málu autorů, kteří zohledňují aerodynamické síly. Tyto síly byly vypočteny pomocí CFD a přeneseny do metody konečných prvků jako vstupní okrajové podmínky. Jejich výzkum odhalil, že napětí generované odstředivými silami mají zásadní vliv na celkové napětí, přičemž maximální zjištěná hodnota napětí od samostatně působící odstředivé síly tvořila až 97 % maximálního kombinovaného napětí. Oproti tomu maximální napětí způsobené pouze tepelným namáháním představovalo 13 % celkového maximálního kombinovaného napětí, zatímco v případě působení samostatných aerodynamických sil to činilo pouze 3 %. Tyto výsledky jsou prezentovány na obr. 19, kde jsou červeně identifikována kritická místa při jednotlivých způsobech zatížení, působících samostatně i současně. V rámci kombinovaného zatížení identifikovali jako nejnebezpečnější oblast kompresorového kola otvor pro hřídel, blíže k zadní stěně. V těchto místech došlo při testech k plastické deformaci, což představovalo riziko poškození. Kompresorovým kolem se zabývali také Makarenko a kol. [49], avšak zaměřili se na přechodové stavy u automobilového turbodmychadla. Použitý zkušební cyklus byl definován pracovními body pro minimální a maximální otáčky turbodmychadla. Výsledky potvrdily, že i při přechodových stavech je nejvíce namáhaným místem otvor náboje kompresorového kola (viz obr. 20). Odstředivé síly způsobovaly smrštění kola v axiálním směru a rozpínání v radiálním směru, přičemž největší lokální smrštění nastávalo v oblasti

silně namáhaného otvoru náboje. Makarenko a kol. [49] rovněž poukázali na kořeny lopatek a zadní stranu kola, kde vypočtené hodnoty napětí nebyly rozhodně zanedbatelné. K minimalizaci napětí v kořenech lopatek navrhli zvětšení poloměrů, kdežto na zadní straně kola a v otvoru náboje naznačili možnost snížení napětí pomocí většího prodloužení a zaoblení zadní stěny kola. Dle [1] lze také toto napětí snížit použitím neprůchozího náboje kompresorového kola. Zheng a kol. [37] provedli tepelně-mechanickou analýzu kompresorového kola pro osm pracovních bodů skrze celou kompresorovou výkonnostní mapu. Došli k závěru, že při nízkém tlakovém poměru lze ignorovat vliv teploty na pevnost a spolehlivost oběžného kola, avšak při vysokých tlakových poměrech tento vliv nelze zanedbávat, jelikož zvýšení teploty kola kompresoru zhoršuje vlastnosti materiálu a maximální tlakový poměr, který kompresor snese, klesá. Také potvrdili, že vliv aerodynamických sil je zanedbatelně malý, procento namáhání oběžného kola od aerodynamických sil bylo přibližně 0,25 %.



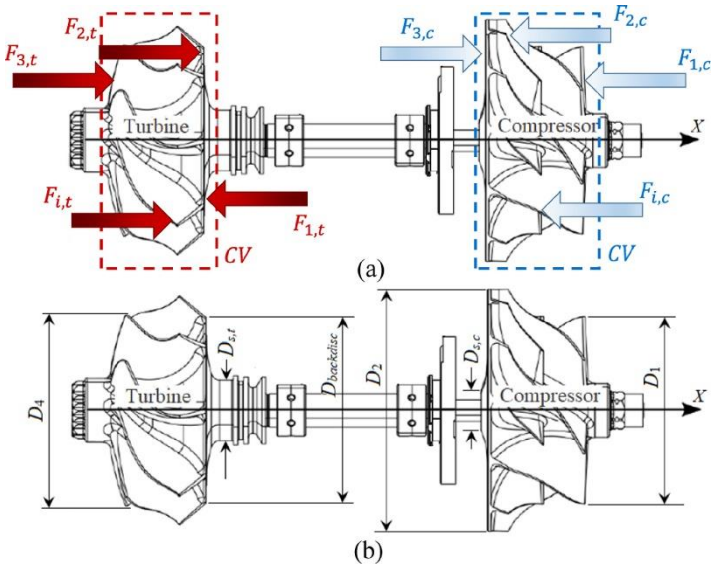
Obr. 20 Nejkritičtější místa na kole kompresoru [49]



Obr. 21 Nejkritičtější místa na kole turbíny [47]

Balduzzi a kol. [38] se podrobně věnovali analýze přechodového stavu turbínového kola s hřídelem u automobilového turbodmychadla. Pro vyhodnocení tepelně-mechanické analýzy použili metodu konečných prvků (FEM) a podrobně popsali nastavení okrajových podmínek v této metodě. Na hřídeli nastavili válcovou vazbu, která znemožňuje translaci v radiálním směru, a tzv. podporu bez tření, která fixuje axiální polohu hřídele s turbínovým kolem. Odstředivé síly modelovali aplikací otáčivého pohybu na těleso s danými otáčkami. Okrajové podmínky pro tepelné zatížení převzali z analýzy provedené metodou CFD-FEM. Výsledky jejich práce jednoznačně identifikovaly část zadní strany turbínového kola v zaoblení blízko hřídele jako nejkritičtější místo při kombinovaném zatížení. Heuer a kol. [39] se také soustředili na analýzu turbínových kol, zkoumající jak přechodové jevy, tak i ustálené stavy. Potvrdili výsledky Balduzziho a kol. [38] a také identifikovali nejvyšší napětí při kombinovaném zatížení v oblasti zadní stěny kola v rádiusu přechodu z kola do hřídele. Zároveň upozornili na rizikové místo u kořene lopatek, kde by mohlo při špatném návrhu dojít k poškození kola, a na skutečnost, že i když tepelná napětí hrají ve srovnání s napětími vyvolanými odstředivými silami menší roli, nelze je zanedbávat. Sitayoung a kol. [47] zvolili kvazi-stacionární metodu FEM pro tepelně-mechanickou analýzu turbínového kola a hřídele, zahrnující i svařovací dutinu, kterou jejich rotor disponuje (viz obr. 21). Jejich výsledky ukázaly, že nejvyšší napětí bylo zjištěno právě v oblasti této dutiny, kde vysoké teplotní rozdíly vytvářejí výrazné zatížení. Další kritickou oblastí byla zadní strana turbínového kola v přechodu mezi hřídelem a kolem, kde vysoký tepelný tok spolu s odstředivým zatížením ovlivňoval celkové napětí. Studie rovněž zdůraznila vysoká napětí v oblasti kořene lopatek, kde odstředivá síla výrazně převažuje nad ostatními faktory ovlivňujícími napětí.

Ačkoliv jsou aerodynamické síly dle výzkumných prací zanedbatelně malé, je užitečné si představit jejich vliv na rotor jako celek a nejen na jednotlivé části. Velikost těchto sil závisí na tlacích v kompresoru a turbíně a na hmotnostním průtoku plynů, které jimi procházejí. Čím vyšší jsou tyto hodnoty, tím větší jsou axiální síly způsobené tímto druhem zatížení. Rozložení tlaků lze získat pomocí metody CFD, ale často jsou dostačující přibližné metody [51]. Raetz a kol. [50] se věnovali tomuto problému a zkoumali radiální a axiální síly v oběžných kolech turbodmychadla pomocí CFD. V jejich práci je detailně popsán vznik těchto sil a shrnuty důležité faktory, které na tyto síly mají vliv. Studie vypočetla celkovou maximální tahovou sílu na 385 N při obvodové rychlosti kompresorového kola 500 m/s, ale nezahrnula efekt ofukování. Aerodynamické radiální síly oběžného kola nepřesáhly v celém provozním rozsahu 13 N. Peixoto a kol. [46] se také věnovali vlivu aerodynamických sil na axiální zatížení rotoru. V jejich práci představili toto téma pomocí zjednodušeného analytického řešení, kde popsali jednotlivé příspěvky od tlakových složek F_1, F_2, F_3, působících na různé plochy, a impulsních sil F_i, jak pro kompresor, tak pro turbínu. Tyto složky působící na jednotlivá kola jsou zobrazeny na obr. 22. Gjika a LaRue [51] vyvinuli analytický model pro předpověď axiálního zatížení ložiska. Byla u něj prokázána dobrá shoda, kdy naměřené a předpokládané křivky axiálního zatížení vykazovaly vysokou míru koincidence v celém rozsahu otáček TC.



Obr. 22 Složky axiálních sil působících na rotor od aerodynamických sil a příslušné průměry pro jejich výpočet [46]

6 ANALÝZA ROTORU TURBODMYCHADLA

Tato kapitola se zabývá komplexní pevnostní analýzou rotoru turbodmychadla TCR16 od společnosti PBS Turbo, která zahrnuje analýzu reálných i teoretických ustálených stavů s důrazem na stav, kdy působí maximální tepelně-mechanické zatížení, jež je hlavním cílem této práce. Součástí je také simulace teplotního pole při maximálním tepelném zatížení. Dále jsou v kapitole popsány vstupní parametry, materiály jednotlivých komponent, model geometrie, vytvořená síť pro výpočetní model a postupy nastavení a určení vhodných okrajových podmínek pro teplotní i strukturální analýzu.

Jedním z důvodů, proč byla tato analýza provedena, je objev harmonických frekvencí během měření vibrací hřídele rotoru, které jsou důsledkem nevyváženosti a vedou k jeho zvýšenému opotřebení. Možnou příčinou tohoto jevu je uvolňování kroužků nasazených na hřídeli rotoru, což vyžaduje kontrolu, zda k uvolňování nedochází, a případně vyloučení této možnosti. Dalším důvodem je identifikace kritických míst, kde by při maximálním tepelně-mechanickém namáhání za ustáleného stavu mohlo potenciálně dojít k poruše, popřípadě i v dalších uvažovaných provozních stavech.

6.1 ZADANÉ PRACOVNÍ PODMÍNKY

Specifikace provozních podmínek turbodmychadla TCR16, které je vybaveno chlazením pomocí chladicí kapaliny, byly poskytnuty na základě měření rotoru turbodmychadla vyrobeného společností PBS Turbo. Tato data zahrnují experimentálně stanovené teploty na klíčových místech rotoru a tekutin, otáčky rotoru a síly působící na zadní stěnu kompresorového a turbínového kola, které mají tendenci rotor natahovat. Informace o teplotách a silách jsou nezbytné pro definování okrajových podmínek výpočetního modelu.

Níže jsou uvedena data, která byla poskytnuta pro provedení této studie. Vzhledem k požadavku na utajení informací však nejsou uvedena všechna konkrétní místa změřených teplot, ale pouze obecné oblasti na příslušných komponentech. Stejně tak nejsou prezentovány ani všechny změřené hodnoty teplot. Publikováno je jen několik povolených teplot v určitých místech, jež jsou zobrazeny na obr. 23. V následném výčtu je pak alespoň uveden počet poskytnutých teplot v obecně popsaných oblastech součástí rotoru turbodmychadla.

Otáčky rotoru:

- 45 120 otáček za minutu.

Zatížení axiálního ložiska:

- 1000 N ve směru od turbíny ke kompresoru.

Napětí v dříku hřídele:

- Při sestavování rotoru a vytváření jeho předpětí je rotor předepnut silou, která v dříku hřídele vytváří tahové napětí 200 MPa.

Teploty vzduchu:

- Vzduch vstupuje do kompresorové skříně s teplotou 20,9 °C.
- Teplota na výstupu z kompresorové skříně dosahuje teploty 242,7 °C.
- Specifikovány jsou také 4 teploty vzduchu mezi zadní stranou kompresorového kola a zadní stěnou kompresoru.

Teploty spalin:

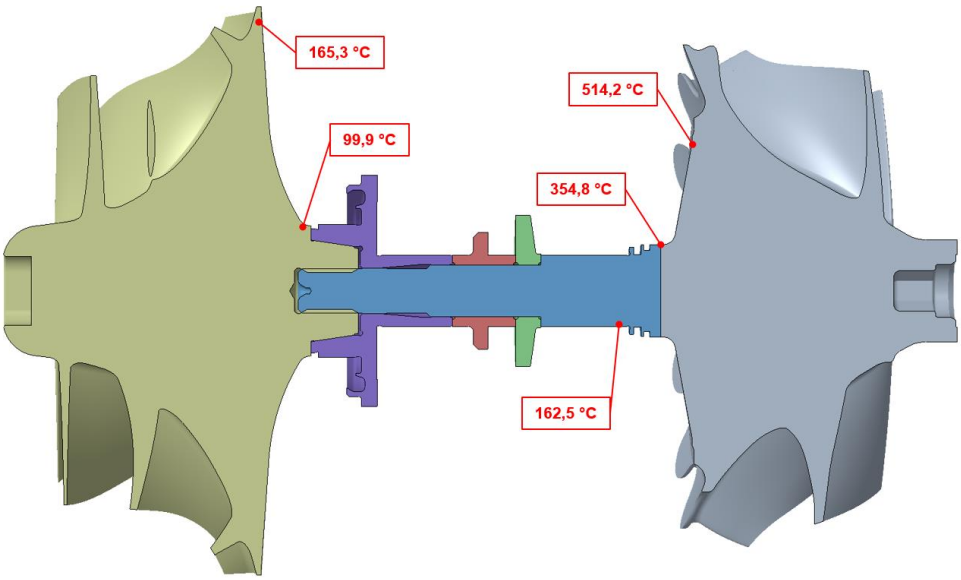
- Teplota spalin při vstupu do turbínové skříně činí 650 °C.
- Na výstupu z turbínové skříně dosahuje teplota spalin hodnoty 424 °C.

Teplota oleje:

- Olej vstupuje do ložiskové skříně s teplotou 75 °C.
- **Teploty oleje na výstupu z ložisek:** Bylo změřeno 8 teplot pro radiální ložiska, pro každé ložisko 4 teploty (po dvou teplotách pro každou stranu ložiska). Z těchto hodnot byla odvozena průměrná teplota přibližně 100 °C, která byla využita v tepelné analýze pro definování okrajových podmínek souvisejících s místy na rotoru, kde se nachází olej.

Teploty na povrchu rotoru:

- **Zadní strana kompresorového kola:** Zaznamenáno 5 teplot postupně od průměru u těsnícího kroužku směrem k maximálnímu průměru náboje kola.
- **Lopatky kompresoru:** Změřeny 2 teploty.
- **Hřídel pod radiálním ložiskem, které je blíže k turbíně:** Zde byly také zaznamenány 2 teploty.
- **Zadní strana turbínového kola:** 4 teploty od přechodu z hřídele na turbínové kolo až k lopatkám.



Obr. 23 Výběr poskytnutých teplot na povrchu rotoru turbodmychadla TCR16

6.2 NUMERICKÝ MODEL ROTORU TURBODMYCHADLA

Pro numerické určení rozložení teplot, výpočtu napětí a hodnocení bezpečnosti rotoru turbodmychadla byla aplikována tepelně-mechanická analýza s využitím metody konečných prvků (FEM). K tomuto účelu byl vybrán výpočetní software Ansys Mechanical, který umožňuje komplexní modelování a simulaci inženýrských úloh. Jak již bylo diskutováno v kap. 5, tepelně-mechanická analýza metodou FEM je standardním postupem při zjišťování bezpečnosti, výpočtu napětí, teplot a dalších parametrů u rotorů turbodmychadel.

Nejdříve byla v softwaru Ansys Mechanical provedena tepelná analýza, která umožnila vypočítat teplotní rozložení po celém rotoru turbodmychadla TCR16. Výsledky této analýzy byly následně použity jako okrajové podmínky pro strukturální analýzu, v níž byly posouzeny vypočtené hodnoty napětí a bezpečnosti rotoru za různých provozních podmínek. Tento postup byl zvolen z důvodu, že se jedná o slabě sdružený tepelně-mechanický problém, kde teplotní pole ovlivňuje pole deformace, avšak pole deformace nijak výrazně neovlivňuje teplotní pole.

6.3 MECHANICKÉ A TEPELNÉ VLASTNOSTI MATERIÁLŮ

Aby bylo možné úspěšně a přesně provést tepelnou a strukturální analýzu rotoru turbodmychadla TCR16, je zásadní mít k dispozici podrobné informace o mechanických a tepelných vlastnostech materiálů, z nichž je rotor vyroben. K realizaci těchto analýz je nezbytné znát vlastnosti jako mez kluzu, mez pevnosti, hustotu materiálu, Poissonovu konstantu a modul pružnosti v tahu (Youngův modul) pro mechanické charakteristiky, stejně jako součinitel tepelné vodivosti a součinitel teplotní délkové roztažnosti pro tepelné charakteristiky.

Tyto vlastnosti musí být dobře známy v závislosti na teplotě, protože realistické modelování těchto charakteristik je zásadní pro dosažení co nejpřesnějších výsledků simulace. Zatímco hodnoty mechanických vlastností materiálů komponentů rotoru obvykle klesají s rostoucí teplotou, s výjimkou Poissonovy konstanty, která buď mírně roste nebo zůstává konstantní, hodnoty tepelných vlastností se obvykle s rostoucí teplotou zvyšují. Existují však výjimky z těchto trendů, které jsou důkladně popsány u jednotlivých komponentů a jejich specifických materiálů.

Data o materiálech použitých pro rotor turbodmychadla TCR16 byla získána z dostupných odborných článků nebo materiálových katalogů. V následujících odstavcích jsou podrobně prezentovány zjištěné údaje a informace o jednotlivých materiálech, které tak poskytují kompletní přehled potřebný pro analýzu rotoru TC.

Turbínové kolo: Inconel 713C

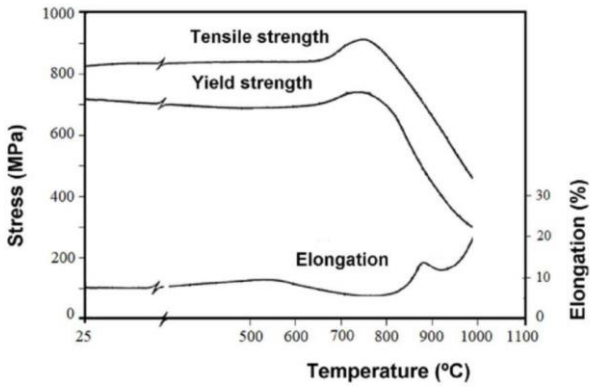
Informace o materiálu turbínového kola, jež je u turbodmychadla TCR16 vyrobeno ze slitiny niklu Inconel 713C, byly získány ze zdrojů [66], [67] a [68]. Tento materiál se vyznačuje specifickým chováním, kde mez kluzu s teplotou nejdříve mírně klesá, ale při dosažení teploty kolem 700 °C začíná stoupat a dosahuje svého maxima při přibližně 780 °C. Podobně se chová i mez pevnosti, která od teploty 20 °C s teplotou mírně roste, přičemž při 700 °C dochází k prudkému nárůstu a vrcholu dosahuje při přibližně 780 °C. Po překročení této teploty mez kluzu i mez pevnosti prudce klesají. Charakteristiku změn meze kluzu a meze

pevnosti v závislosti na teplotě ilustruje obr. 24 a kompletní přehled všech zjištěných hodnot je uveden v tab. 2.

Vzhledem k nedostatku dostupných dat o změnách hustoty slitiny Inconel 713C při vyšších teplotách bylo nezbytné využít hodnoty získané ze slitiny Inconel 718. Tato slitina se používá pro podobné aplikace a má srovnatelné materiálové vlastnosti, přičemž její mechanické charakteristiky jsou podrobně popsány ve studii uvedené ve zdroji [69]. Vzhledem k tomu, že změna hustoty u Inconel 718 mezi teplotami 20 °C a 900 °C vykazuje lineární průběh, bylo rozhodnuto převzít pouze změnu hustoty pro uvedený rozsah teplot. Takový přístup poskytuje dostatečnou přesnost pro odhad změn hustoty u slitiny Inconel 713C a eliminuje potřebu dalších dat mezi teplotami 20 °C a 900 °C.

Tab. 2 Mechanické a tepelné vlastnosti niklové slitiny s označením Inconel 713C

Teplota [°C]	E [GPa]	μ [-]	Hustota [kg m^{-1}]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Součinitel teplotní délkové roztažnosti [10^{-6} K^{-1}]	Součinitel tepelné vodivosti [W m^{-1} K^{-1}]
20	206	0,31	8 010	740	850	-	10
93	203	0,31	-	-	-	10,6	-
200	-	-	-	-	-	-	13,8
204	199	0,31	-	-	-	11,9	-
316	193	0,31	-	-	-	12,6	-
427	188	0,31	-	-	-	13,1	-
500	-	-	-	-	-	-	22
538	179	0,31	-	705	860	13,5	-
649	172	0,31	-	715	870	14,0	-
760	167	0,31	-	745	940	14,8	-
871	156	0,31	-	495	725	15,5	-
900	-	-	7 665	-	-	-	31,7
982	148	0,31	-	305	470	16,4	-



Obr. 24 Závislost meze kluzu a meze pevnosti na teplotě [68], Tensile strength – mez pevnosti, Yield strength – mez kluzu, Stress – napětí, Temperature – teplota, Elongation – prodloužení

Kompresorové kolo: 2618-T6

Kompresorové kolo rotoru turbodmychadla TCR16 je vyrobeno z hliníkové slitiny 2618, která prošla procesem rozpouštěcího žíhání následovaným umělým stárnutím do stavu T6. Tato tepelná úprava se provádí za účelem zvýšení pevnosti a tvrdosti materiálu. Informace o mechanických a tepelných vlastnostech této slitiny v závislosti na teplotě byly shromážděny z odborných článků [70], [72], [73] a z materiálového katalogu [71], které jsou prezentovány v tab. 3. Při vyhledávání dat o hustotě a Poissonově poměru v závislosti na teplotě však nastaly obtíže s nalezením zdrojů, které by podrobněji pojednávaly o této problematice pro materiál 2618-T6. V důsledku toho byly hodnoty pro změnu hustoty a Poissonova poměru při zvýšení teploty z 20 °C na 300 °C odvozeny ze zdroje [74], který se zabývá studií hliníkové slitiny s označením 2024, jež je rovněž používána pro výrobu kompresorových kol a vykazuje podobné materiálové vlastnosti.

Tab. 3 Mechanické a tepelné vlastnosti hliníkové slitiny s označením 2618-T6

Teplota [°C]	E [GPa]	μ [-]	Hustota [kg m^{-1}]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Součinitel teplotní délkové roztažnosti [10^{-6} K^{-1}]	Součinitel tepelné vodivosti [W m^{-1} K^{-1}]
20	76	0,330	2 770	385	425	20,6	147
100	73	0,333	-	380	405	22,3	-
200	69	0,337	-	310	315	23,2	-
300	65	0,340	2 620	160	170	24,1	170

Jako je běžné pro slitiny hliníku v této aplikaci, mez kluzu a pevnost slitiny 2618-T6 do 200 °C klesají jen nepatrně, avšak po překonání této teplotní hranice dochází k významnému poklesu hodnot těchto mechanických vlastností. Z dat v tab. 3 je také patrné, že slitina 2618-T6 vyniká mezi ostatními použitými materiály pro rotor TC nejvyšším součinitelem tepelné vodivosti, který je přibližně pětkrát vyšší než u oceli 30CrMoV9 a Inconelu 713C,

díky čemuž z těchto tří materiálů nejlépe vede teplo. Slitina rovněž vykazuje největší tendenci k roztažení při zahřátí.

Hřídel a kroužky: 30CrMoV9

Hřídel a kroužky jsou vyrobeny z legované oceli 30CrMoV9. Informace o tomto materiálu byly získány z materiálových katalogů [75], [76], [77] a [78]. Všechny získané hodnoty jsou podrobně uvedeny v tab. 4. Zajímavým aspektem legované oceli 30CrMoV9 je její tepelná vodivost, která se chová atypicky ve srovnání s ostatními materiály rotoru TC. Jak je vidět z tab. 4, tepelná vodivost této oceli roste s teplotou od 20 °C do 200 °C, ale po dosažení této teploty začíná klesat. Další zajímavou vlastností je konstantní mez kluzu v rozmezí teplot 20 až 400 °C. Některé zdroje, jako například [79], dokonce uvádějí mezi těmito teplotami mírný nárůst, nicméně bylo rozhodnuto upřednostnit konzervativnější přístup a předpokládat, že mez kluzu zůstává v tomto teplotním rozsahu s rostoucí teplotou konstantní.

Tab. 4 Mechanické a tepelné vlastnosti oceli s označením 30CrMoV9

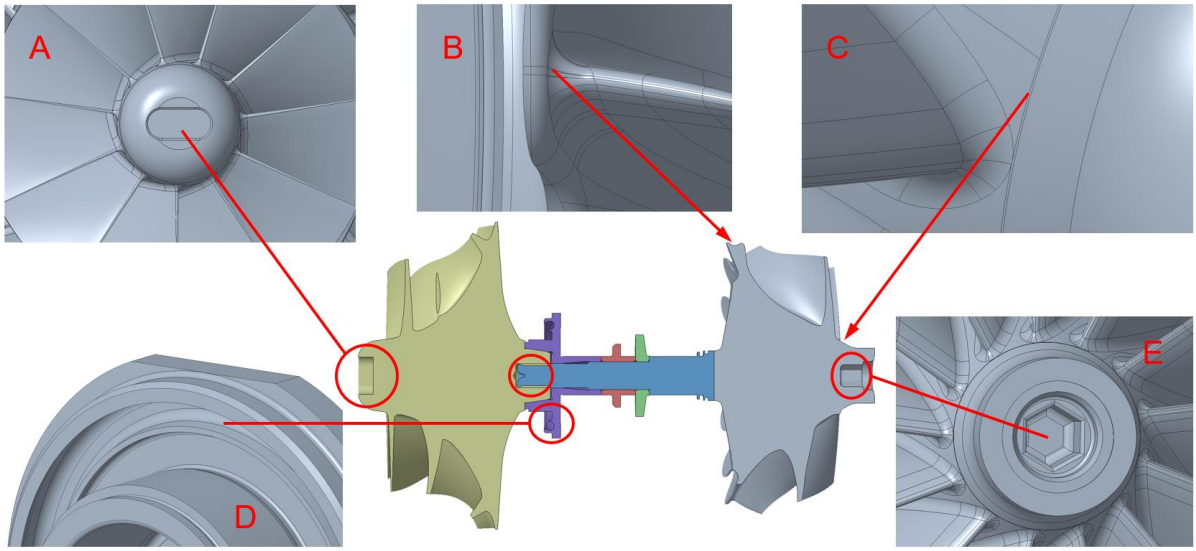
Teplota [°C]	E [GPa]	μ [-]	Hustota [kg m^{-1}]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Součinitel teplotní délkové roztažnosti [10^{-6} K^{-1}]	Součinitel tepelné vodivosti [W m^{-1} K^{-1}]
20	212	0,290	7 850	800	1 000	11,5	33,7
100	207	0,293	-	-	-	12,1	36,2
200	199	0,296	-	-	-	12,7	37,8
300	192	0,300	-	-	-	13,2	37,2
400	184	0,303	-	800	900	13,6	35,7
500	175	0,306	-	-	-	14,0	34,0
600	164	0,310	7 700	-	-	14,4	32,0

Zjištěné materiálové vlastnosti pro všechny použité materiály byly zadány do softwaru Ansys Mechanical prostřednictvím modulu Engineering Data. Tyto vlastnosti byly určeny pro různé teplotní body, které nebyly dostupné pro každý teplotní krok, ale nejčastěji byly zaznamenány v intervalu po 100 °C (viz tab. 2, 3 a 4). Pro teploty, pro které chyběla přímá data, Ansys Mechanical používá lineární interpolaci, aby odhadl hodnoty materiálových vlastností mezi zadanými teplotními body. Tato metoda umožňuje dosáhnout dostatečné přesnosti, která je většinou adekvátní pro účely této analýzy, ačkoliv je důležité si být vědom omezení tohoto přístupu a zajistit dostatečné množství dat pro dosažení spolehlivých výsledků.

6.4 ZJEDNODUŠENÍ A ÚPRAVA GEOMETRIE

Pro simulace rotoru turbodmychadla TCR16 v softwaru Ansys Mechanical bylo nezbytné nejprve upravit a zjednodušit poskytnutou původní geometrii. V praxi jsou tyto kroky běžné, jelikož data z konstrukce zpravidla obsahují detaily, které jsou pro výpočetní analýzu irelevantní, a mohou nepříznivě ovlivnit kvalitu vytvářené výpočetní sítě či zvýšit výpočetní náročnost.

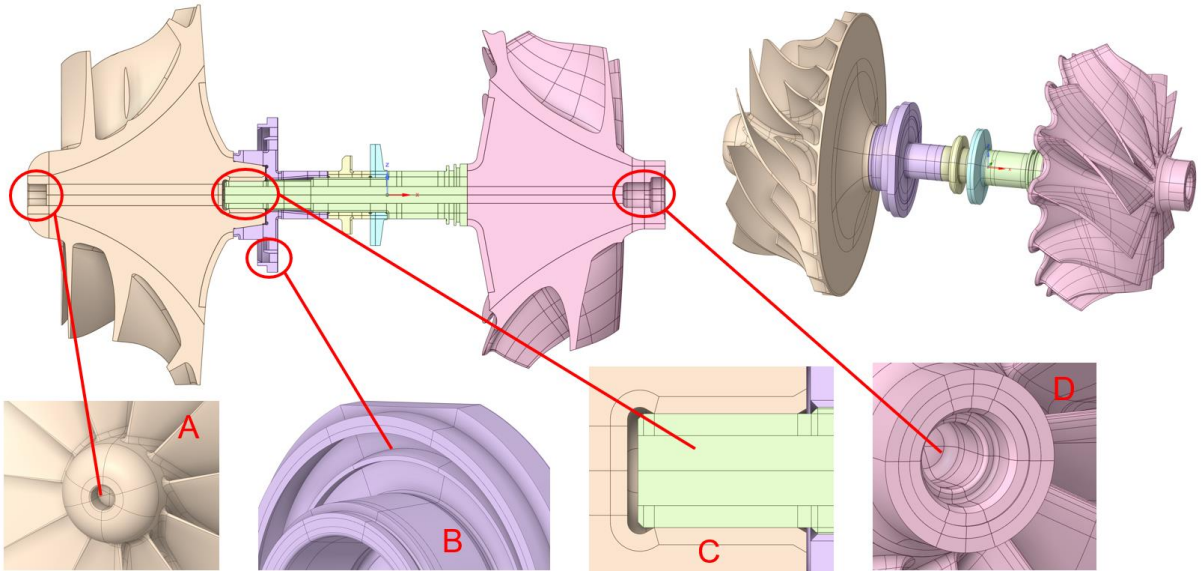
Nejdříve byly upraveny malé plochy na modelu rotoru, zejména na turbínovém kole, s šířkou menší než 0,15 mm. Tyto malé plochy nemají pro analýzu žádný význam a byly odstraněny, aby se předešlo nepotřebnému zjemnění sítě v těchto oblastech, jak je zřejmé na obr. 25 v oblastech označených písmeny B a C. Zjednodušení také zahrnovalo otvory na obou koncích rotoru, které slouží ke spojení turbínového kola, hřídele a na něm nasunutých kroužků s kompresorovým kolem, a k vytvoření předpětí. Konkrétně byl šestihranný otvor v turbínovém kole (viz obr. 25 v oblasti označené písmenem E) nahrazen válcovým otvorem. Podobné zjednodušení bylo aplikováno i na kompresorovém kole, kde byl tvar otvoru připomínající drážku pro pero (obr. 25, oblast A) zjednodušen na válcový otvor.



Obr. 25 Místa rotoru TC před zjednodušením a úpravou geometrie

Následnou úpravou bylo zanedbání malých sražení a zaoblení na límci rozpěrného kroužku, jak ukazuje obr. 25, písmeno D. Tato zaoblení by v praxi vedla k potřebě zjemnění sítě v daných oblastech, což by zbytečně zvyšovalo počet prvků a výpočetní náročnost. Dalšími zjednodušenými oblastmi jsou průměr části hřídele, na které se nachází závit, a odpovídající otvor se závitem v kompresorovém kole. Oba tyto průměry byly sjednoceny na hodnotu 16,6 mm odpovídající dle zdroje [80] průměru stoupání metrického závitu M18. Úprava byla provedena na základě provedené rešerše, která ukázala, že závit by neměl být kritickým místem analýzy a že se tyto úpravy běžně provádějí i u simulací v praxi. V opačném případě by musel být závit složitě modelován a vyžadoval by vysoké zjemnění sítě, čímž by narostla výpočetní náročnost i čas. Dále bylo rozhodnuto odstranit tvarový důlek od středicího vrtáku, který nemá vliv na celkovou funkci ani přesnost analýzy. Úprava proběhla i u vnitřních průměrů kroužků a průměrů hřídele. V modelu jsou tyto průměry v kontaktu, ovšem ve skutečnosti tomu tak není. Vnitřní průměry kroužků i průměry hřídele se totiž vyrábějí s určitou tolerancí, přičemž v tomto případě jsou vyráběny tak, aby mezi jednotlivými

součástmi byla vytvořena vůle. Dle poskytnutých výkresových dokumentací ke kroužkům a hřídeli byly tedy průměry upraveny tak, aby rozměry odpovídaly střední hodnotě tolerance a mezi součástmi vznikla vůle.



Obr. 26 Upravená, rozdělená a zjednodušená geometrie

Na obr. 26 je zachycen rotor po provedení nezbytných úprav a zjednodušení. Z tohoto obrázku je také patrné, že komponenty rotoru byly rozděleny do několika podčástí. Rozdělení bylo provedeno s cílem aplikovat metodu vytvoření sítě Sweep na co největší množství těchto podčástí, což umožňuje dosáhnout maximálně symetrické a vysoce kvalitní sítě pro hřídel, kroužky a větší část nábojů kol. Zvláštní pozornost byla rovněž věnována kritickým místům a zaoblením, kde byly určité části komponent rotoru TC vyříznuty tak, aby bylo možné na těchto místech vytvořit strukturovanou síť a orientovat prvky sítě kolmo k povrchům zaoblení a kritickým oblastem, čímž se zajistí co nejvyšší kvalita elementů.

Původním záměrem bylo vytvořit úplně symetrickou síť pro celý rotor, avšak střed těžiště se u žádného kola nenacházel přesně na ose rotoru. Například u kompresorového kola nebyla hodnota ve směru osy Y (kolmá na osu rotoru) nulová, ale místo toho byla na čtvrtém desetinném místě čtyřka. Potvrzením, že rotor nebyl úplně symetrický, bylo také zjištění, že vzdálenosti od středu kola k určitým bodům na lopatkách se liší pro každou lopatku, a to s rozdíly v osmém až dvanáctém desetinném místě. Tyto rozdíly, ač zanedbatelné pro analýzu, způsobily problémy při tvorbě symetrické sítě v Ansys Mechanical. Byly proto provedeny pokusy o úpravu modelu, včetně odříznutí jednoho segmentu lopatky a jeho následného zkopírování kolem osy rotoru pro vytvoření symetrického modelu. Nicméně software Creo Parametric mezi prvním a posledním segmentem lopatky vytvořil malou štěrbinu, která komplikovala spojení modelu nebo vedla k opětovné nesymetrii. Ukázalo se, že pro software Creo Parametric je problematické pracovat s lichým počtem lopatek. Z těchto důvodů byl model nakonec rozdělen, jak je ukázáno na obr. 26, s cílem alespoň vytvořit symetrickou síť pro hřídel, kroužky a jádra kol. V kap 6.10 bude demonstrováno, že i přes tyto komplikace je zvolený přístup pro analýzu přijatelný. Celková reakce od nesymetrie sítě na osu rotoru, kterou lze vyhodnotit v Ansys Mechanical pomocí funkce pro vyhodnocení reakčních sil, dosáhla pouze 10 N při maximálním tepelně-mechanickém zatížení, což znamená, že nebylo nutné hledat jiné způsoby pro dosažení kompletně symetrické sítě.

6.5 NASTAVENÍ KONTAKTŮ A SDÍLENÍ TOPOLOGIE

Při vytváření výpočtového modelu rotoru turbodmychadla je klíčové přesně definovat interakce mezi jednotlivými komponentami. Kombinace sdílené topologie a správně zvolených typů kontaktů je nezbytná pro simulaci, která odpovídá reálným podmínkám a poskytuje spolehlivé a přesné výpočty.

Ve spojení kompresorového kola s rozpěrným kroužkem byla využita sdílená topologie, jak je vidět na růžově zvýrazněných oblastech v obr. 27. Vzhledem k tomu, že rozpěrný kroužek je vlivem vysoké síly předpětí nalisován na kuželovou část kompresorového kola, je spoj extrémně pevný. Díky sdílené topologii je možné tento spoj efektivně reprezentovat svázáním sítě, což odráží skutečnou neoddělitelnost spojených komponent. Použití sdílené topologie rovněž eliminuje potřebu definovat složité kontaktní interakce mezi součástmi, zjednodušuje výpočetní model a urychluje výpočtové procesy.

Pro všechny kroužky mezi vnitřními průměry a průměrem hřídele byly nastaveny kontakty typu Frictional se součinitelem tření 0,2, což je na obr. 27 znázorněno modrou barvou. Toto umožňuje modelovat potenciální kluz mezi komponentami, pokud by se hřídel a kroužky díky provozním podmínkám spojily.

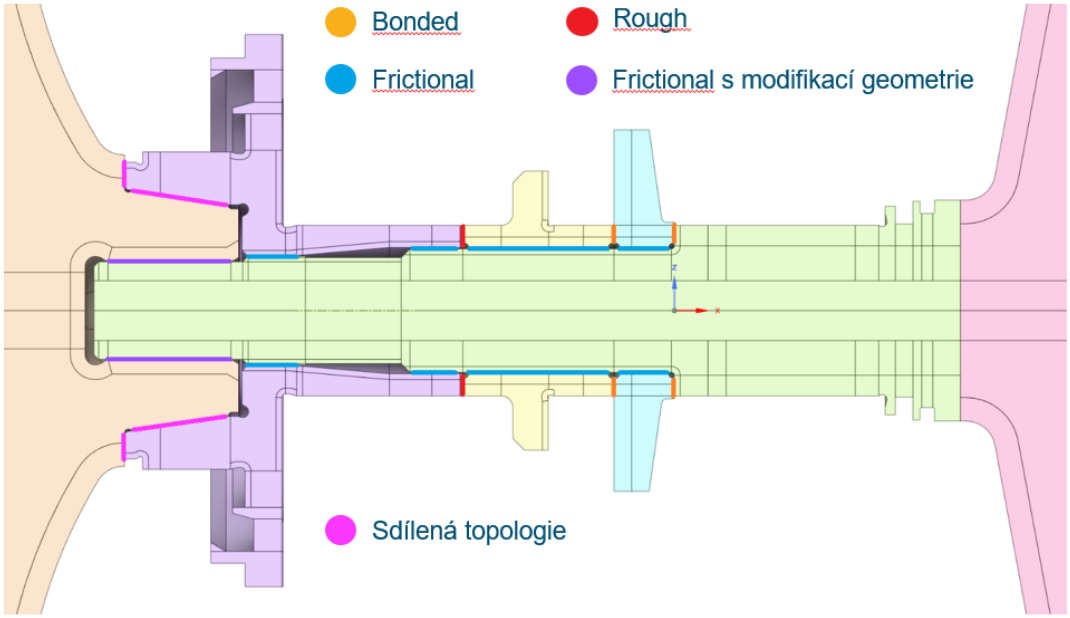
Mezi hřídelí a bokem jednoho z tlačných kroužků axiálního ložiska, který má větší maximální vnější průměr, byl nastaven kontakt typu Bonded. Tento typ kontaktu byl aplikován i mezi oběma boky tlačných kroužků. Volba typu kontaktu Bonded byla učiněna z důvodu, že tyto spoje v realitě nevykazují relativní pohyby v důsledku vysokého předpětí, které udržuje komponenty pevně spojené. Kromě toho tento typ kontaktu, který simuluje lineární chování, byl zvolen také pro zkrácení výpočetního času. Místa, kde byl tento typ kontaktu aplikován, jsou na obr. 27 vyznačena oranžovou barvou.

Z důvodu výpočetních singularit, které se objevily v místech, kde se spojovaly rozdělené části rozpěrného kroužku, byl pro spojení mezi bokem rozpěrného kroužku a bokem tlačného kroužku s menším maximálním vnějším průměrem zvolen kontakt typu Rough, který je na obr. 27 vyznačen červeně. Tento typ kontaktu byl účinný v eliminaci problémů s koncentrací napětí, které se nereálně zvyšovalo s každým zjemněním sítě, a lépe tak popisoval reálné chování spoje.

Pro spoje v oblasti závitů byl zvolen kontakt typu Frictional s modifikací geometrie (vyznačeno na obr. 27 fialovou barvou), kde byla aplikována kontaktní geometrická korekce pro závity. Díky této korekci nebylo nutné modelovat celý závit, což by vyžadovalo detailní zjemnění sítě a výrazně by to prodloužilo výpočetní časy a zvýšilo náročnost na výpočetní zdroje. Tato korekce tak umožňuje efektivní simulaci chování závitového spoje bez nutnosti detailního síťování závitu.

V prvotních výpočtech byly všechny kontakty nastaveny jako typ Bonded, avšak výsledky ukázaly, že tato nastavení nereflektují reálné chování komponent. Zejména v místech mezi hřídelí a vnitřními průměry kroužků vznikala tahová napětí, která indikovala, že tyto součásti se ve skutečnosti nespojují. Redefinováním kontaktů na typy popsané výše bylo dosaženo reálnějšího chování a zjištěno, že při řešených provozních stavech se hřídel a kroužky nespojují. Tato zkušenost tak zdůraznila význam iterativního přístupu k validaci modelů a přizpůsobení simulací skutečným podmínkám.

Při nastavování kontaktů bylo zahrnuto také nastavení kontaktní tepelné vodivosti. Podle zdrojů [81] a [82] se hodnota kontaktní tepelné vodivosti pro rozhraní mezi materiály ocel-ocel pohybuje v rozmezí 1 500 až 4 000 W m^{-2} K^{-1}. V této analýze byla, s ohledem na předepnutí rotoru a drsnost ocelových komponent, použita hodnota 2 000 W m^{-2} K^{-1}. Co se týče rozhraní mezi materiály ocel a hliník, bylo zjištěno, že kontaktní tepelná vodivost se obvykle pohybuje mezi 3 000 až 4 500 W m^{-2} K^{-1}, jak uvádí zdroj [81]. S přihlédnutím k provozním podmínkám byla zvolena hodnota 3 600 W m^{-2} K^{-1}.



Obr. 27 Oblasti nastavení různých typů kontaktů a sdílené topologie rotoru TC

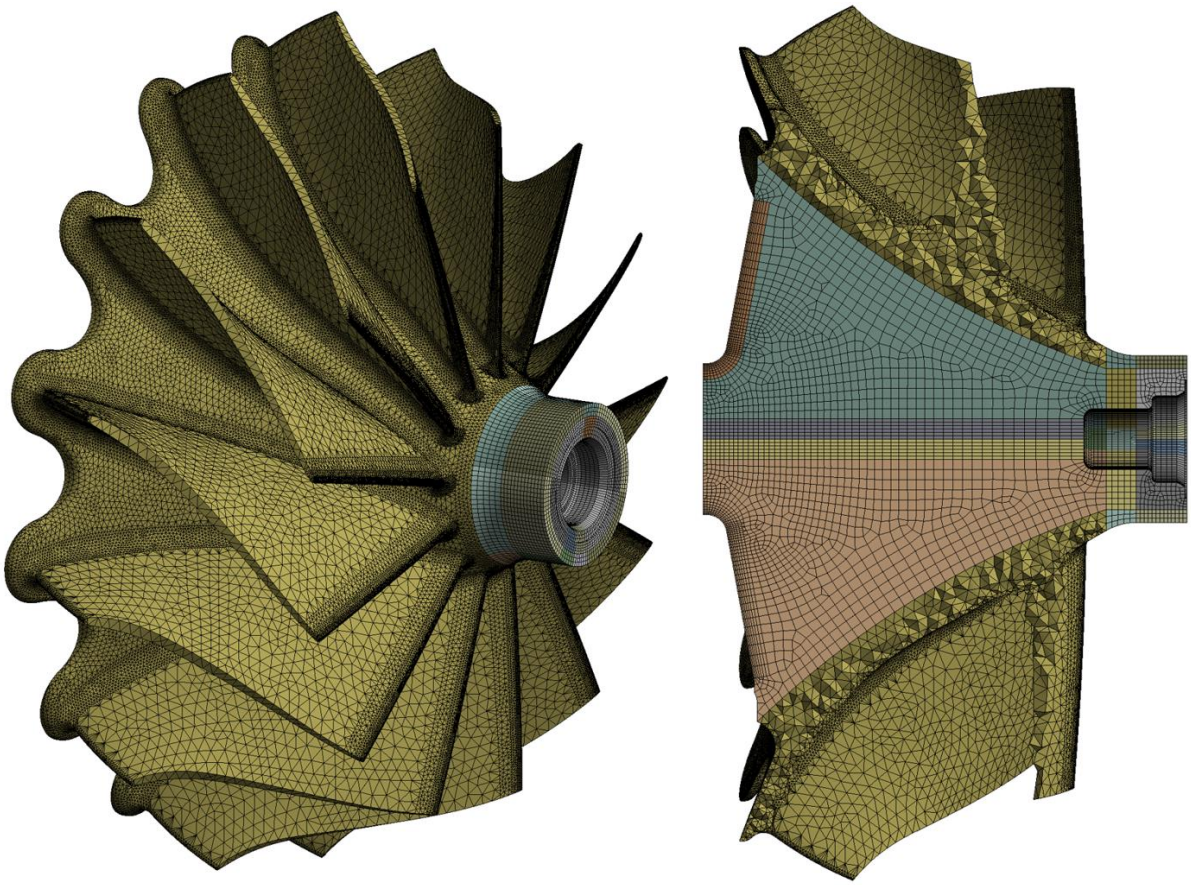
6.6 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Vytvoření vhodné sítě je pro výpočtový model jedním z klíčových kroků. Její kvalita může rozhodovat nejen o konvergenci výpočtu, ale i o přesnosti získaných výsledků. Kvalitu sítě lze hodnotit na základě několika kritérií, přičemž v této práci byla využita kritéria Skewness a Aspect Ratio. Je důležité najít optimální kompromis mezi kvalitou sítě a počtem jejích prvků, neboť počet prvků přímo ovlivňuje výpočetní čas. Z tohoto důvodu byla v první fázi tvorby výpočetního modelu nejdříve vytvořena síť s nižší kvalitou a menším počtem prvků (695 253 elementů), která umožnila identifikovat místa s vysokými teplotními gradienty a oblasti s vysokými napětími. Tato hrubá síť posloužila pro prvotní testování a nastavení okrajových podmínek, které jsou podrobněji popsány v kap. 6.7 pro analýzu teplotního pole a v kap. 6.9 pro strukturální analýzu. Nižší počet prvků zajišťoval kratší výpočetní časy, což umožnilo efektivně nalézt kritická místa a optimalizovat okrajové podmínky tak, aby vypočítané teplotní pole odpovídalo změřeným teplotám na povrchu rotoru turbodmychadla a aby bylo dosaženo požadovaného napětí v dříku hřídele pro předpětí rotoru. V dalším kroku byla síť zjemněna, čímž byla vytvořena kvalitnější a hustší síť s vyšším počtem prvků (2 354 780 elementů). Zvláštní pozornost byla věnována především oblastem rádiusů a celkově kritickým místům, kde byly určité části komponent rotoru nařezány v programu Ansys SpaceClaim tak, aby bylo těchto částech možné vytvořit strukturovanou jemnou síť, která zajišťuje co nejpřesnější výsledky.

6.6.1 TURBÍNOVÉ KOLO

Konečná síť turbínového kola byla pečlivě navržena s využitím různých metod síťování pro dosažení optimální kvality a efektivity výpočtů. Jádro kola bylo síťováno metodou Sweep, která je vhodná pro vytváření šestistěnných a prizmatických prvků, zatímco lopatky kola byly síťovány metodou Tetrahedrons – Patch Conforming, která umožňuje vytvoření čtyřstěnných a pyramidových prvků. Pro střed kola byla zvolena metoda Multizone, jelikož tato metoda poskytovala lepší kvalitu prvků pro tuto specifickou oblast ve srovnání s metodou Sweep.

Předběžná analýza teplotního pole a výpočty napětí dle von-Misesova kritéria ukázaly, že nejkritičtějším místem je zaoblení na zadní straně turbínového kola. Na základě této skutečnosti byla síť v této oblasti záměrně zjemněna a vytvořena strukturovaná síť, která obsahuje 16 elementů podél rádiusu a 12 vrstev elementů do hloubky 4 mm. Toto zjemnění vedlo v této oblasti k vytvoření vysoce kvalitní sítě s maximální hodnotou Skewness 0,235. Zjemnění sítě bylo aplikováno i v dalších kritických oblastech, jako jsou kořeny lopatek a střed jádra kola, aby byla zajištěna optimální přesnost a kvalita výsledků. Celkový pohled na výslednou síť turbínového kola lze vidět na obr. 28, kde na levé straně je zobrazen řez sítí kola a na pravé straně je zobrazena celá síť kola. Tato vizualizace umožňuje lepší pochopení struktury sítě a představu o zjemněných oblastech.

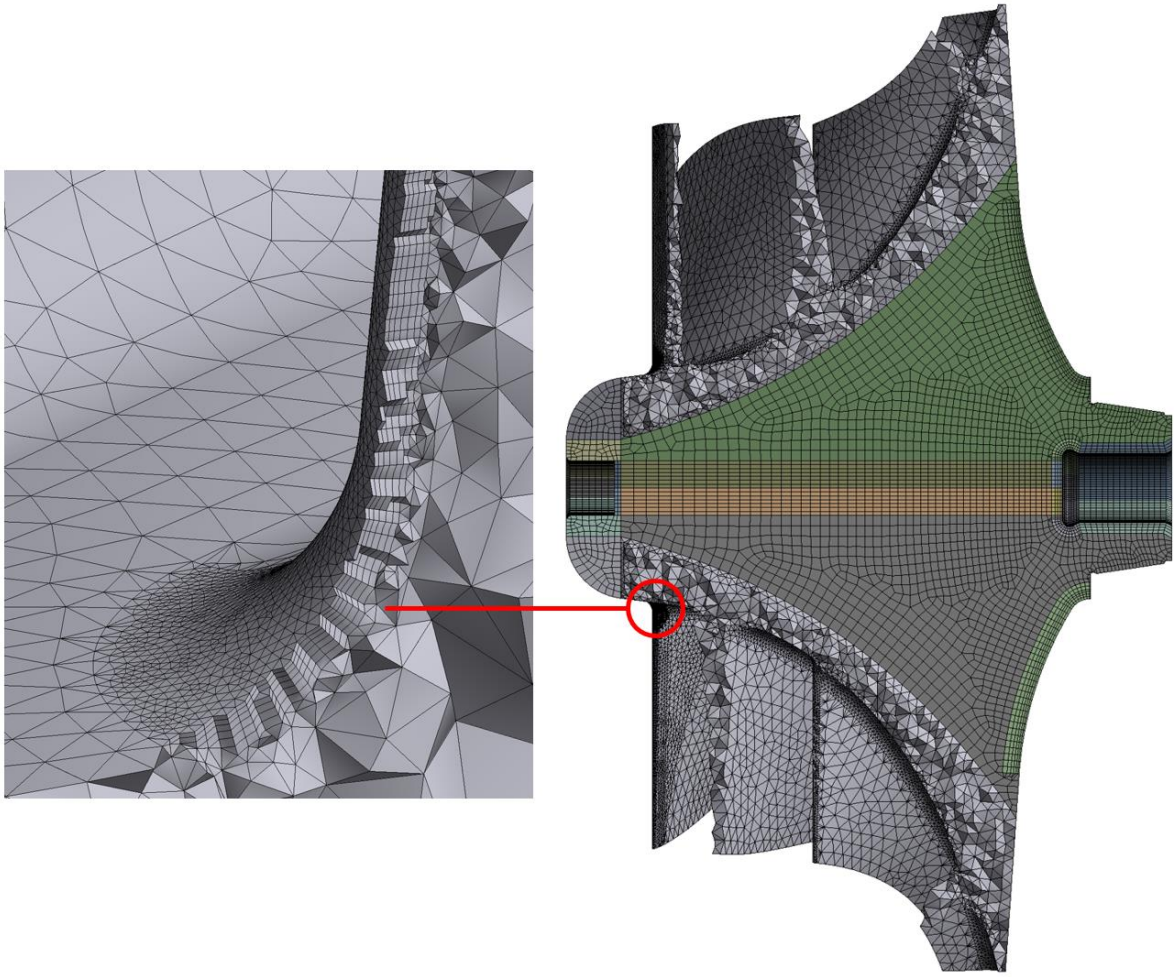


Obr. 28 Síť turbínového kola

6.6.2 KOMPRESOROVÉ KOLO

Proces síťování kompresorového kola probíhal obdobně jako u turbínového kola. Pro jádro kola byly využity metody generování sítě Sweep a Multizone, zatímco pro lopatky byla použita metoda Tetrahedrons – Patch Conforming. Počáteční výpočty identifikovaly nejkritičtější místa, jako jsou kořeny delších lopatek u náběžných hran, zadní stěna kompresorového kola, střed jádra a obecně kořeny lopatek. V reakci na to byla síť v těchto oblastech zjemněna, přičemž pro nejkritičtější místa byla velikost elementů snížena až na 0,15 mm a byla aplikována funkce Inflation, jak je ukázáno na obr. 29 vlevo.

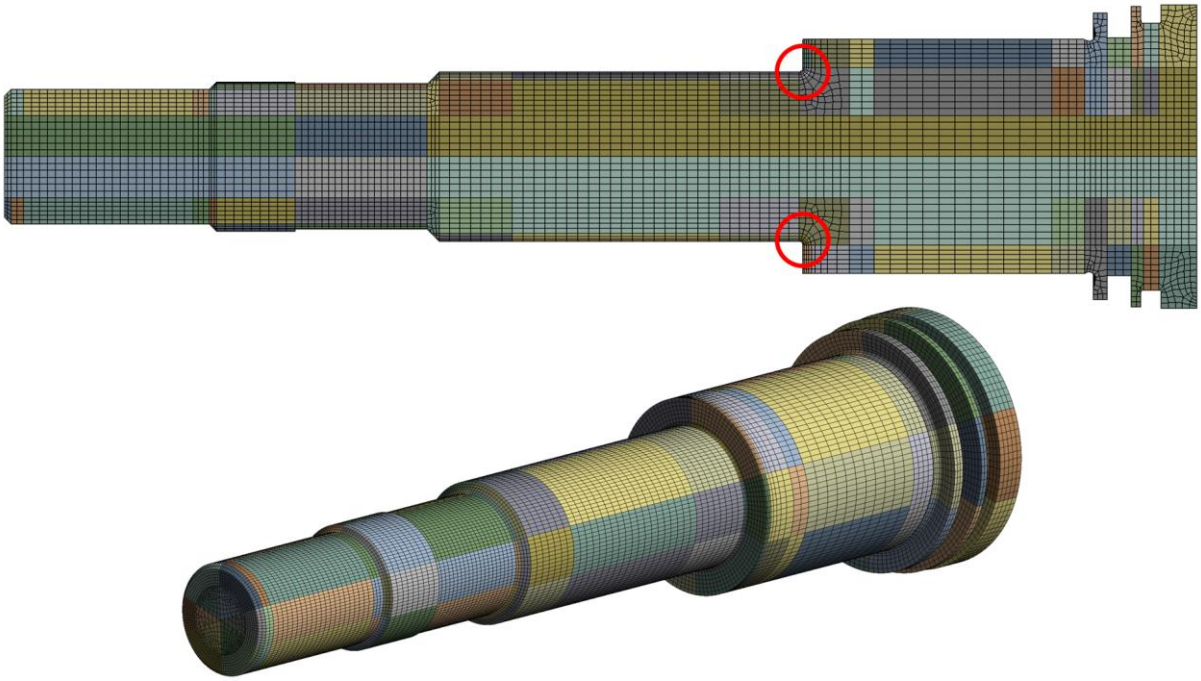
Zjednodušení geometrie závitu, které zahrnovalo sjednocení rozměrů průměru hřídele a otvoru, a modelování závitu pouze s využitím kontaktního typu Frictional s modifikací geometrie, vyvolalo při zjemňování sítě nerealisticky rostoucí napětí v jednom bodě na hraně otvoru v kompresorovém kole, což je typickým znakem singularity ve výpočtovém modelu. Při pokusech o minimalizaci tohoto nežádoucího efektu bylo nejprve testováno zjednodušení místa pouze s použitím kontaktního typu Bonded a následně pomocí provázání sítě sdílenou topologií. Obě tato řešení však stále vedla k singularitě a dokonce k ještě vyšším napětím. Vzhledem k tomu, že se jedná o singularitu a ne o skutečně kritické místo, bylo nakonec rozhodnuto, že výsledným řešením bude použití původně zamýšleného kontaktního typu Frictional s ponecháním hrubší sítě pro minimalizaci efektu a snížení hodnoty nerelevantního napětí. Řez celou sítí kompresorového kola je zobrazen na obr. 29 vpravo.



Obr. 29 Řez sítí kompresorového kola s detailem na kořen lopatky u náběžné hrany

6.6.3 HŘÍDEL

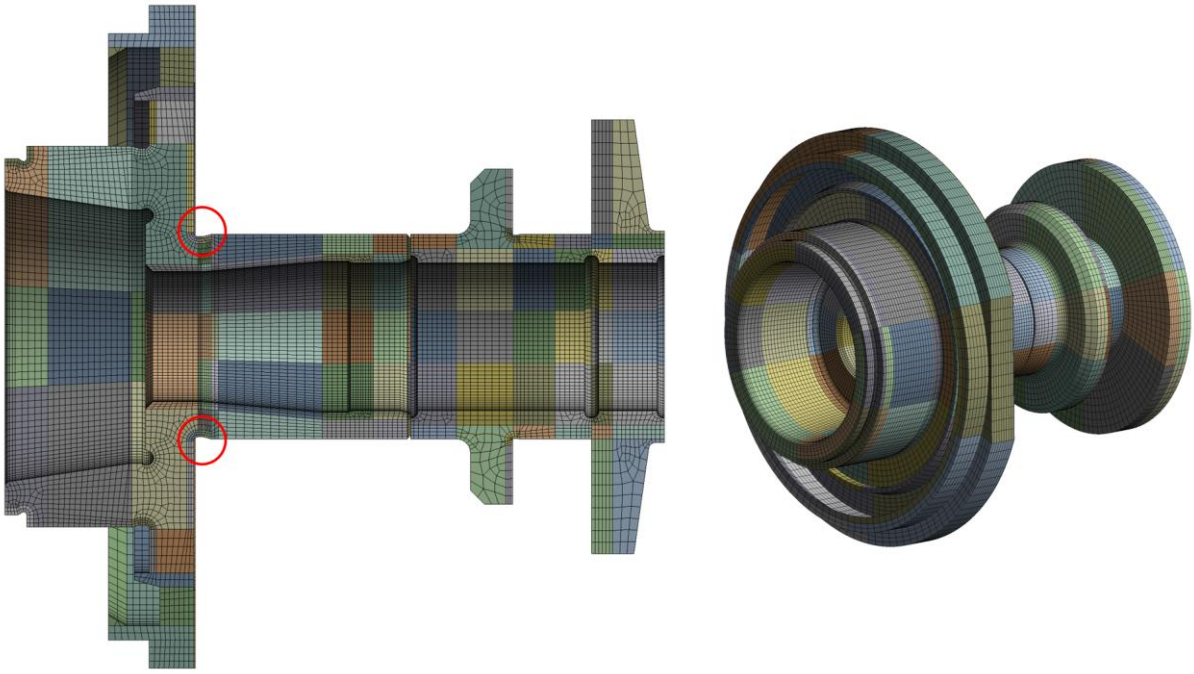
Síť hřídele rotoru TC byla vytvořena jako plně symetrická díky jeho vhodnému rozdělení, které umožnilo použít metodu generování sítě Sweep pro většinu částí a metodu Multizone pro střed hřídele. Pro diskretizaci hřídele byly převážně využity šestistěnné prvky, doplněné v menší míře prizmatickými elementy. Za účelem zachování symetrie v oblastech využívajících metodu Multizone bylo v těchto částech hřídele provedeno kopírování sítě. Jako nejkritičtější místo na hřídeli byl identifikován rádius, zobrazený na obr. 30 v červeném kroužku, kde je také zobrazen řez výslednou sítí celého hřídele. V důsledku tohoto zjištění bylo rozhodnuto umístit šest prvků podél rádiusu a tři prvky do hloubky 1 mm, čímž byla v místě zaoblení vytvořena strukturovaná síť pro zajištění maximální přesnosti výsledků.



Obr. 30 Síť hřídele

6.6.4 KROUŽKY

Diskretizace rozpěrného kroužku a dvou tlačných kroužků pro axiální ložisko byla úspěšně realizována metodou Sweep, jež umožnila vytvořit opět plně symetrickou síť. Během počátečních výpočtů bylo identifikováno kritické místo u rozpěrného kroužku v oblasti rádiusu, zvýrazněné červeným kroužkem na obr. 31. To vedlo k vytvoření strukturované sítě v této oblasti, obsahující sedm prvků podél délky zaoblení a tři vrstvy elementů do hloubky 1 mm. U ostatních rádiusů, kde byly také zaznamenány zvýšené hodnoty napětí, byly použity vždy alespoň čtyři prvky po jejich délce. Detailní zobrazení výsledné sítě těchto kroužků je na obr. 31.



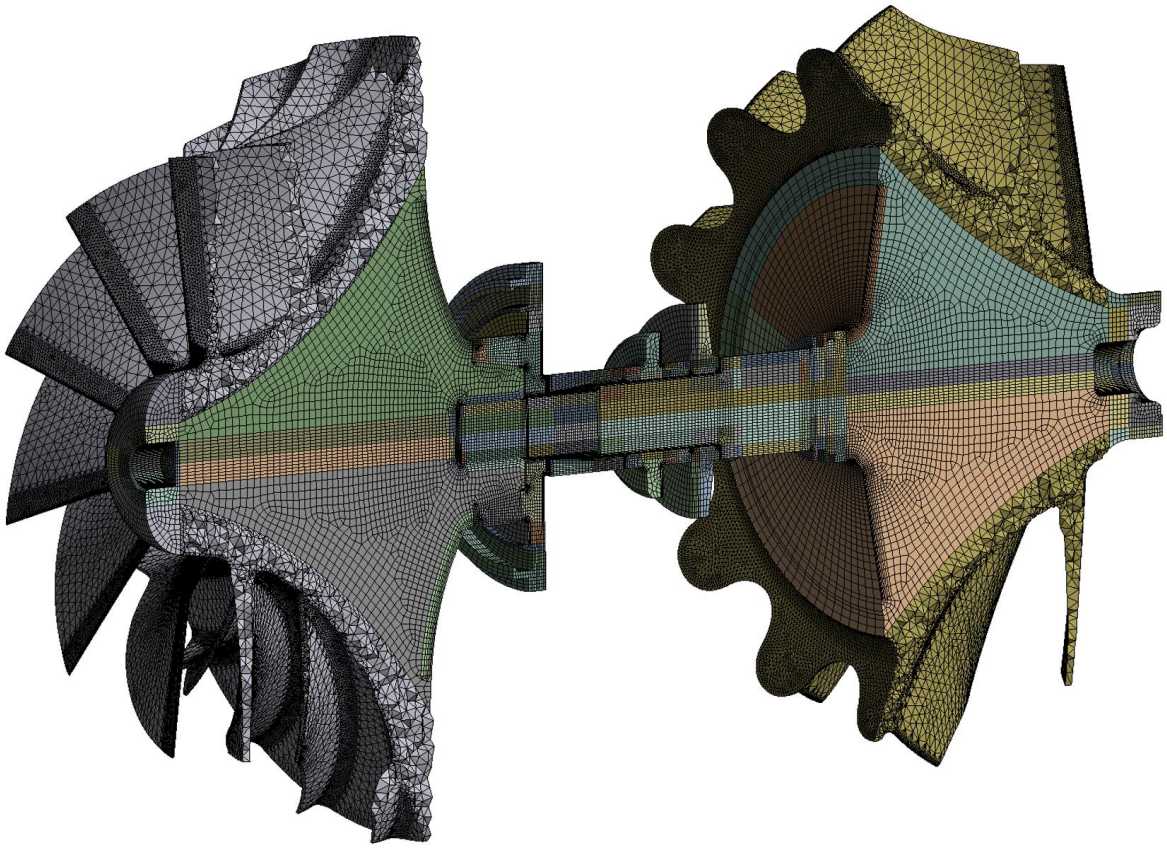
Obr. 31 Vytvořená síť pro všechny kroužky rotoru turbodmychadla

6.6.5 PARAMETRY DISKRETIZOVANÉHO MODELU

V tab. 5 jsou uvedeny základní parametry sítě jednotlivých komponentů rotoru TC. Tabulka poskytuje informace o počtu prvků, průměrných hodnotách a maximálních (nejhorších) hodnotách kritérií kvality prvků, konkrétně Skewness a Aspect Ratio. Jedním z klíčových cílů bylo udržet hodnotu Skewness pod hodnotou jedna pro celý rotor, což se úspěšně podařilo s nejhorší zaznamenanou hodnotou 0,984. Tato hodnota byla dosažena pouze u několika málo prvků v oblasti lopatek turbínového kola. Významný přínos k dosažení této hodnoty Skewness mělo zapnutí funkce Smoothing na nastavení High.

Tab. 5 Základní parametry sítě jednotlivých komponentů rotoru TC

Část rotoru TC	Počet prvků	Průměrné hodnoty		Maximální hodnoty	
		Skewness	Aspect Ratio	Skewness	Aspect Ratio
Kompresorové kolo	1 106 702	0,323	2,356	0,982	25,462
Turbínové kolo	811 144	0,334	2,527	0,984	36,342
Hřídel	238 386	0,098	3,612	0,766	23,800
Kroužky	198 548	0,108	2,643	0,753	16,710



Obr. 32 Řez sítí celého rotoru TC

6.7 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK PRO TEPELNOU ANALÝZU

Výpočetní model pro analýzu teplotního pole rotoru turbodmychadla byl založen na termální analýze pro ustálené děje, známé v programu Ansys Mechanical jako Steady-State Thermal. Tento přístup je ideální pro situace řešené v této práci, kde se analyzují ustálené stavy, při nichž se v čase nemění velikosti, směry ani působiště veličin definovaných okrajovými podmínkami. Nastavení okrajových podmínek pro tepelnou analýzu bylo klíčovým a zároveň nejsložitějším aspektem této práce, protože má zásadní vliv na spolehlivost a přesnost výsledků nejen tepelné, ale i následné strukturální analýzy. Je nezbytné, aby okrajové podmínky správně reflektovaly realitu a výsledky tepelné analýzy se co nejvíce přiblížily změřeným teplotám na rotoru, jelikož tyto výsledky následně slouží jako vstupy pro strukturální analýzu. Zároveň bylo nutné zohlednit relativně omezené množství poskytnutých teplotních dat rotoru, aby se předešlo nereálným výsledkům mimo zadané teplotní body a nepřesnosti byly udrženy v přijatelných mezích. K tomuto účelu byly využity odborné publikace z kap. 4.3, 4.4 a 5, jako například studie Rakuta a kol. [41] či Heuera a Engelse [31], které se zabývaly tepelnými analýzami za podobných provozních podmínek a poskytovaly vypočtené nebo změřené teplotní pole částí rotoru TC. Výsledky modelu byly s těmito údaji porovnávány, aby se zajistila jejich validita.

Rotor turbodmychadla je neustále v interakci s různými tekutinami, jako jsou vzduch, olej a výfukové plyny. V důsledku této interakce je při simulacích konvekce často používanou okrajovou podmínkou pro rotor turbodmychadla, přičemž klíčovým parametrem pro správné navržení této podmínky je znalost součinitele přestupu tepla a teploty volného proudu. Na

základě rešerše v kap. 4.3 a 4.4 bylo zjištěno, že hodnoty součinitele přestupu tepla na povrchu oběžných kol jsou vysoce proměnlivé. Pro přesné stanovení těchto hodnot by bylo vhodné využít metody CHT nebo CFD-FEM, které umožňují detailní simulaci interakce mezi pevnými tělesy a tekutinami a zároveň poskytují lokalizované hodnoty součinitele v každém bodě povrchu.

Vzhledem k vysokým nárokům na výpočetní zdroje a komplexnosti těchto metod, které jsou doprovázeny i vysokými výpočetními časy, byl v této analýze zvolen jednodušší přístup prostřednictvím použití průměrných hodnot součinitele přestupu tepla pro určité části rotoru turbodmychadla. Pro kompresorové kolo byly definovány dvě okrajové podmínky konvekce: jedna pro zadní stěnu a druhá pro zbytek kola, včetně lopatek, náboje a čela, kde dochází k interakci se vzduchem. Hřídel byla rozdělena na dvě hlavní oblasti s rozdílnými hodnotami součinitele přestupu tepla: část, kde jsou umístěna ložiska, a část, kde je hřídel v kontaktu se směsí oleje a vzduchu po opuštění ložisek. U turbínového kola bylo postupováno obdobně jako u kompresorového kola a byly pro něj předepsány dvě okrajové podmínky konvekce: jedna pro zadní stranu kola a druhá pro zbytek povrchu kola.

V rámci této studie byly hodnoty součinitele přestupu tepla pro různé části rotoru turbodmychadla určeny na základě rešerše v kap. 4.4. Tato rešerše poskytla základní odhady pro průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla, které byly dále upravovány, aby výsledky korespondovaly se změřenými teplotami ve specifických bodech povrchu rotoru. Konkrétně pro kompresorové kolo byly počáteční hodnoty součinitele přestupu tepla pro lopatky a zadní stěnu stanoveny na základě publikace [49]. Z této studie byla pro lopatky získána průměrná hodnota 2 600 W m^{-2} K^{-1}, zatímco pro zadní stranu kola byla odhadnuta hodnota 2 100 W m^{-2} K^{-1}. Průměrná hodnota pro lopatky však byla v průběhu iterací zvýšena na 2 800 W m^{-2} K^{-1} pro lepší shodu s naměřenými teplotami na povrchu kompresorového kola. Podobný přístup byl aplikován i při stanovení součinitele přestupu tepla turbínového kola. Zde byly nejprve provedeny odhady založené na studiích [38] a [41], které byly následně upraveny tak, aby dosahovaly opět co nejlepší shody. Pro zadní stranu turbínového kola byla konečná hodnota součinitele přestupu tepla nastavena na 1 000 W m^{-1} K^{-1}, zatímco pro zbytek kola byla zvolena hodnota 500 W m^{-1} K^{-1}.

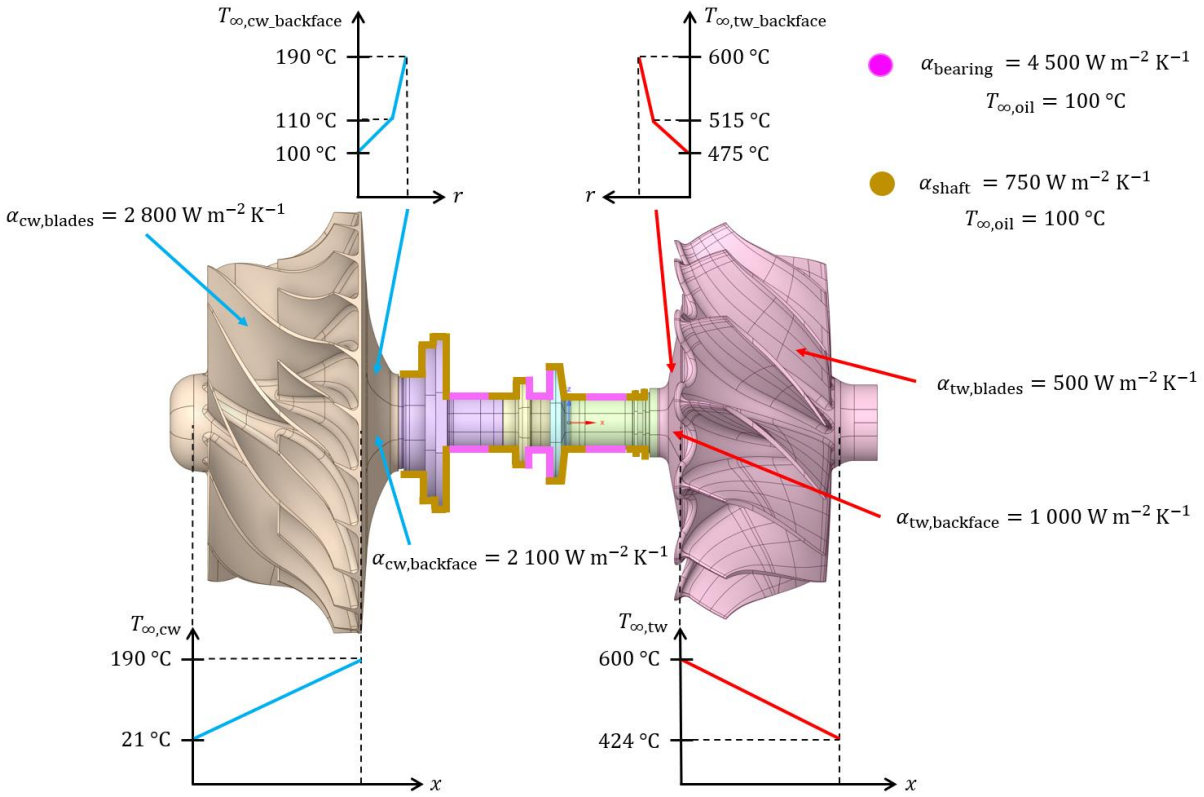
Při určování součinitele přestupu tepla v oblastech hřídele mimo ložiska byl použit vztah uvedený v rov. 16 a podložený studiemi [43] a [65]. Tento vztah předpokládá, že hřídel je omývána směsí oleje a plynu, na jehož základě byla pro hřídel vypočítána hodnota Nusseltova čísla 595. Pro tento výpočet byly použity parametry oleje SAE 5W40, jenž je vhodný pro turbodmychadlo TCR16 a jehož kinematická viskozita při 100 °C dosahuje přibližně 14,5 mm^2 s^{-1}, součinitel tepelné vodivosti 0,13 W m^{-1} K^{-1}, hustota 805 kg m^{-3} a měrná tepelná kapacita 2 100 J kg^{-1} K^{-1}. K těmto parametrům byly doplněny geometrické rozměry hřídele, průměr hřídele D_{sft} 38 mm a délka L_{sft} 139 mm, která odpovídá vzdálenosti od spoje turbínového kola s hřídelem až k drážce pro těsnící kroužek u kompresorového kola. Využitím takto vypočteného Nusseltova čísla, zmíněné délky hřídele a součinitele tepelné vodivosti byla následně vypočtena hodnota součinitele přestupu tepla 556 W m^{-2} K^{-1}. Odlaďováním výpočtového modelu byla však konečná hodnota v konvekční okrajové podmínce nastavena na hodnotu 750 W m^{-2} K^{-1}. V oblastech hřídele, kde se nachází ložiska, byl stanoven součinitel α na hodnotu 4 500 W m^{-2} K^{-}. Tato hodnota byla určena na základě typického rozsahu hodnot pro nucenou konvekci kapaliny, prezentovaného v tab. 1, přičemž následné detailním ladění výpočtového modelu ukázalo, že hodnota 4 500 W m^{-2} K^{-1} nejlépe odpovídá zadaným teplotám na hřídeli v oblastech, kde se nachází ložiska.

Druhou nezbytnou podmínkou pro určení okrajové podmínky konvekce je specifikace teploty volného proudu. Jak bylo uvedeno výše, pro různé oblasti s rozdílnými hodnotami součinitele přestupu tepla byly stanoveny i odpovídající teploty volného proudu. Konkrétně, pro kompresorové kolo, zejména pro oblast lopatek a čela, byla teplota vzduchu nastavena tak, aby lineárně vzrůstala od čela, kde vzduch vstupuje na kompresorové kolo, ve směru osy rotace kola až k odtokové hraně náboje kola (viz obr. 33). Tento nárůst teploty po délce osy rotace kola má simulovat zvyšující se teplotu způsobenou kompresí a přenosem tepla při průchodu vzduchu mezi lopatkami. Na vstupu do kompresorového kola byla zvolena teplota odpovídající zadané teplotě na vstupu do kompresorové skříně, zatímco na výstupu z kompresorového kola byla teplota nastavena přibližně o 50 °C nižší než naměřená teplota na výstupu z kompresorové skříně. Ta reflektuje další ohřívání vzduchu v kompresorové skříni, než se dostane k výstupnímu otvoru, kde byla teplota měřena. Správné nastavení teploty volného proudu vzduchu na výstupu z kola má zásadní vliv na výsledné teploty v oblasti u maximálního průměru kola. Díky vhodně zvolené teplotě 190 °C dosahuje vypočtená teplota kola v místě výstupu maximálního průměru 165,3 °C, což je optimální shoda se zadanou teplotou, jež bylo možné zveřejnit (zobrazena na obr. 23). Pro zadní stěnu kompresorového kola byla využita také lineárně se měnící teplota volného proudu, avšak s tím rozdílem, že zde byly využity tři různé teplotní hodnoty, které klesají s menšícím se poloměrem kola. Teplota na největším poloměru začíná na 190 °C a postupně klesá směrem k drážce pro těsnící kroužek, kde dosahuje 100 °C. Tato nižší teplota odpovídá teplotě oleje, která by se v těchto oblastech dala přibližně očekávat, a lze předpokládat, že podobnou teplotu by mohl mít i vzduch.

Podobný přístup byl aplikován i na turbínové kolo, kde byl zvolen lineární pokles teploty od náběžné hrany náboje k čelu kola. Tento pokles simuluje snižování teploty způsobené expanzí. Na vstupu na turbínové kolo byla teplota spalin nastavena o 50 °C nižší než naměřená teplota na vstupu do turbínové skříně, čímž je zahrnut částečný odvod tepla z výfukových plynů do skříně, a zároveň bylo cíleno na dosažení co největší shody mezi zadanými a vypočtenými teplotami na povrchu kola v blízkosti vstupu. Tato teplota má opět významný vliv na vypočtenou teplotu turbínového kola v těchto oblastech. Na výstupu z turbínového kola byla teplota výfukových plynů nastavena tak, aby odpovídala zadané teplotě na výstupu z turbínové skříně. Na zadní straně kola byly opět využity tři teplotní body a mezi nimi byl zvolen lineární pokles od maximálního průměru turbínového kola k drážce pro těsnící kroužek. Nicméně zde byly teploty spalin upraveny a voleny tak, aby výsledky co nejlépe odpovídaly poskytnutým teplotám na zadní straně kola. V případě hřídele byla teplota volného proudu odvozena ze zadaných teplot oleje na výstupu z radiálních ložisek. V místě ložisek i mimo ně byla zvolená hodnota 100 °C. Na obr. 33 jsou znázorněny veškeré parametry pro nastavení okrajových podmínek pomocí konvekce pro celý rotor TC, které byly využity k analýze.

Parametry pro výpočet přenosu tepla vedením nebo v kontaktech byly již stanoveny při definici vlastností materiálů či kontaktů a v této fázi analýzy nejsou znovu diskutovány. Posledním způsobem přenosu tepla, který je zahrnut do této analýzy, je vnitřní přenos tepla radiací mezi jednotlivými součástmi. Pro definici okrajových podmínek radiací v programu Ansys Mechanical je klíčové získat hodnotu emisivity. Pro ocelové části, jako je hřídel a kroužky, byla stanovena emisivita na 0,8, odpovídající hodnotám nalezeným v odborné publikaci [83] či materiálových katalozích s hodnotami emisivity [84] a [85]. Pro materiál kompresorového kola (slitina hliníku) byla emisivita odhadnuta jako 0,4. Různé zdroje, jako jsou odborné články [86] a [87] nebo materiálové katalogy [84] a [85], uvádějí pro hliníkové

slitiny hodnoty emisivity v rozmezí od 0,2 do 0,6. V tomto případě byla proto zvolena střední hodnota. Další potřebnou vstupní veličinou pro záření je teplota okolí, zvolená jako 100 °C s ohledem na teplotu oleje. Poslední okrajovou podmínkou byla v drážkách pro pístní kroužky použita okrajová podmínka dokonale izolovaného povrchu, stejně jako to udělali Balduzzi a kol. [38] v jejich studii.



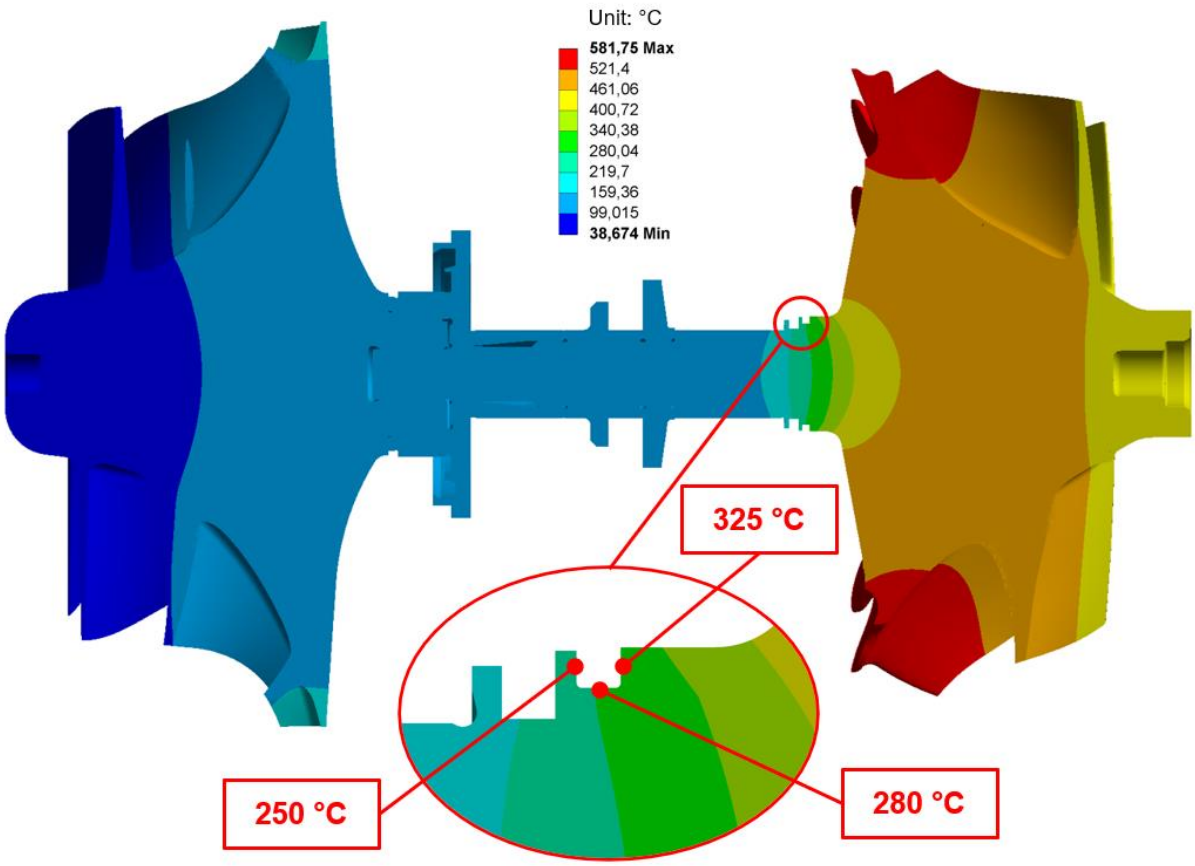
Obr. 33 Okrajové podmínky pro analýzu teplotního pole rotoru

6.8 VÝSLEDKY A OVĚŘENÍ VÝPOČETNÍHO MODELU TEPLOTNÍHO POLE ROTORU TURBODMYCHADLA

Analýza teplotního pole rotoru byla provedena pro ustálený stav při maximálním tepelně-mechanickém zatížení rotoru turbodmychadla, neboť poskytnuté teploty z měření byly získány právě při tomto stavu. Po odladění tepelných okrajových podmínek rotoru TC podle změřených teplot bylo možné teplotní pole zobrazené na obr. 34 považovat za konečné a dostatečně přesné pro vystižení tohoto stavu. Výsledné teploty rotoru TC odpovídají očekávaným hodnotám, s nejvyššími teplotami u vstupu spalin do turbínového kola. Od tohoto místa teploty kola postupně klesají jak směrem k výstupu (k čelu) díky ochlazování expanzí výfukových plynů, tak i směrem k hřídeli, která slouží jako cesta pro odvod tepla. Díky vysokému účinku oleje se vypočtená teplota hřídele a kroužků pohybuje v rozmezí 100 až 110 °C téměř od turbínového až ke kompresorovému kolu. Nejnižší teploty byly vypočteny na vstupu vzduchu do kompresorového kola, které je chlazeno vstupujícím chladným vzduchem. Jak vzduch následně proudí lopatkami a stlačuje se, dochází k jeho ohřevu, a v důsledku toho teploty kola u odtokové hrany dosahují přibližně 165 °C, což je patrné i ze změny barvy na obr. 34.

Z obr. 34 je také zřetelný výrazný teplotní gradient v oblasti zaoblení na zadní straně turbínového kola. Očekává se, že právě v těchto oblastech dojde k největšímu vypočtenému napětí způsobenému tepelným namáháním, což je podrobněji zkoumáno ve strukturální analýze. Důležité je také poukázat na zjištění z prvotních výpočtů, podle kterých se kroužky na vnitřním průměru s hřídelí v důsledku ohřátí a roztažnosti nespojují. To vede k tomu, že přenos tepla u kroužků a mezi jednotlivými součástmi rotoru probíhá převážně vedením skrze jejich boky a minoritně prostřednictvím nastavených okrajových podmínek radiace mezi vnitřními průměry kroužků a hřídelí a mezi hřídelí a kompresorovým kolem. Tento fakt má významný vliv na výsledné vypočtené teplotní pole.

Výpočty dále ukázaly, že teplota na boku drážky pro těsnící kroužek směrem k ložiskové skříni dosahuje 250 °C a na dně drážky dokonce 280 °C, jak ukazuje obr. 34. Tyto hodnoty představují riziko pro připékání oleje, jelikož syntetické oleje používané v turbodmychadle TCR16, s viskózními klasifikacemi SAE 30 a SAE 40, se začínají připékat při teplotách mezi 220 a 250 °C.



Obr. 34 Vypočtené teplotní pole rotoru TC s detailem na drážku těsnícího kroužku u turbínového kola

V tab. 6 je zobrazeno porovnání vypočtených a naměřených hodnot, které sloužily k ověření finálního výpočetního modelu pro určení výsledného teplotního pole rotoru. Lze vidět, že největší rozdíl teplot na turbínovém kole je 11,6 °C, což odpovídá procentuální chybě pouze 2,28 %. Tento největší rozdíl se však nachází jenom v jednom místě, přičemž zbylá tři místa na turbínovém kole mají rozdíl pouze přibližně 1 °C. V oblasti hřídele jsou vypočtené teploty téměř totožné se zadanými, s největším rozdílem pouhých 0,5 °C a procentuální

chybou 0,3 %. Nejvyšší rozdíl teplot na kompresorovém kole, 12,6 °C, byl zaznamenán v bodě na zadní straně v oblasti rádiusu. V tomto místě bylo také možné zveřejnit teplotu a polohu zadaného teplotního bodu pro porovnání s vypočtenou teplotou a pro lepší představu o tom, o jaké místo se jedná (viz obr. 23). Je nutné podotknout, že se nejedná o kritickou oblast s vysokými teplotními gradienty, a ani zde následně nebyla ve strukturální analýze vypočtena nebezpečně vysoká napětí. Pokud by okrajové podmínky byly upraveny tak, aby vypočtená teplota v tomto místě odpovídala naměřené, hodnoty součinitele přestupu tepla či teploty volného proudu by se staly nerealistickými vzhledem k hodnotám zjištěným v kap. 4.4. Rozdíly v teplotách mohou být způsobeny tím, že podle výpočtů se kroužky na vnitřním průměru s hřídelí nedotýkají. V reálných podmínkách však může nastat situace, kdy kroužek není při montáži a sestavování rotoru zcela souosý s hřídelí, což může vést k dotyku na určitých místech a vyššímu přenosu tepla vedením. Dále dle zdrojů [42] a [49] dosahují teploty v těchto místech při maximálním zatížení hodnot kolem 120 °C. Je tedy možné, že při měření teplot v těchto oblastech mohly vzniknout i nepřesnosti.

Tab. 6 Parametry pro ověření výpočtového modelu

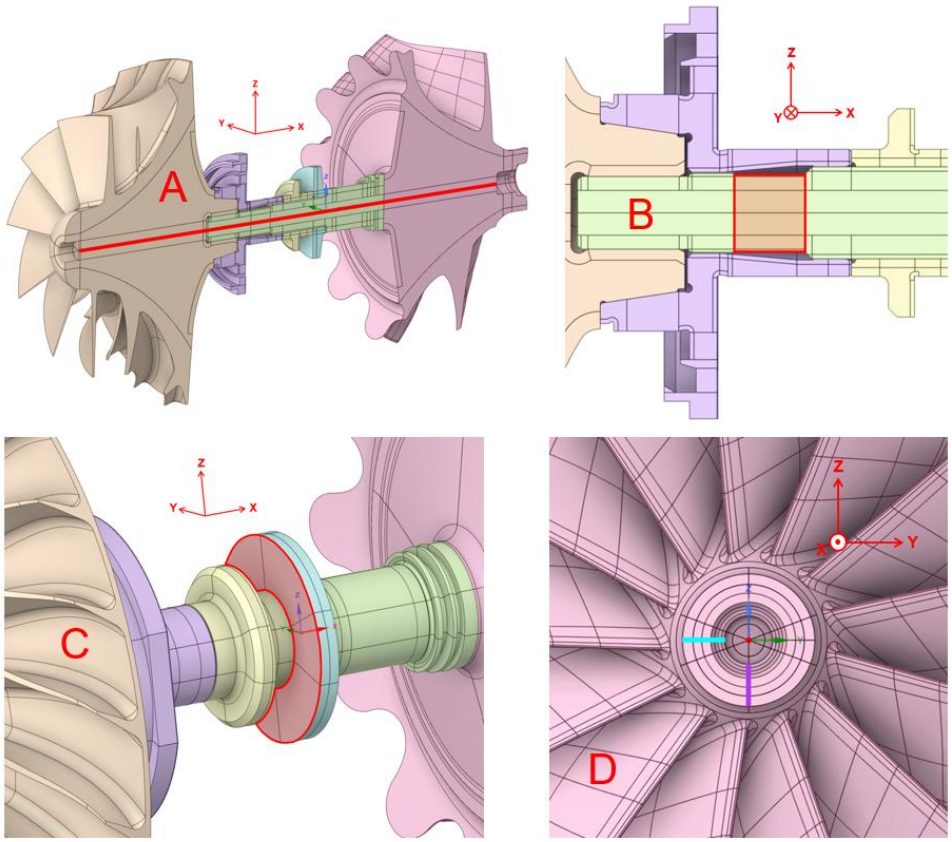
Část rotoru TC	Změřená (zadaná) teplota [°C]	Vypočtená teplota [°C]	Rozdíl teplot [°C]	Procentuální chyba [%]
Turbínové kolo	514,2	513,7	0,5	0,10
	508,9	497,3	11,6	2,28
	475,9	475,5	0,4	0,08
	354,8	353,1	1,7	0,48
Hřídel	162,5	163,0	0,5	0,31
	108,6	108,5	0,1	0,09
Kompresorové kolo	165,3	165,9	0,6	0,36
	137,9	142,8	4,9	3,55
	119,5	126,6	7,1	5,94
	109,2	118,1	8,9	8,15
	99,9	112,5	12,6	12,61
	108,3	110,7	2,4	2,22
	48,9	49,3	0,4	0,82

6.9 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK PRO STRUKTURÁLNÍ ANALÝZU

Pro realizaci pevnostní analýzy rotoru turbodmychadla v ustáleném stavu byl v softwaru Ansys Mechanical zvolen modul Static Structural. Tento modul je specificky určen pro provádění statických strukturálních analýz, které se zaměřují na situace, kde je systém

v rovnováze bez dynamických efektů, jako je vibrace nebo pohyb. Klíčovým aspektem pro zajištění přesnosti výsledků jsou, stejně jako v předchozí analýze, spolehlivé okrajové podmínky, jež musí co nejvíce odpovídat reálným provozním podmínkám.

V rámci použitých okrajových podmínek v modulu Static Structural softwaru Ansys Mechanical je nejvíce využito podmínek typu Displacement, jejichž funkcí je zamezit posuvům. První ze skupiny podmínek tohoto typu zamezuje posuvu osy rotace ve směrech Y a Z, čímž simuluje uložení v radiálních ložiskách a odráží skutečnost, že v reálném provozu se poloha osy rotoru v těchto směrech za ustáleného stavu nemění. Na obr. 35, oblast A, jsou červeně označeny hrany rotoru TC, které byly zahrnuty do této podmínky a představují osu rotace. Další podmínka z této typové skupiny je aplikována na plochy tlačného kroužku axiálního ložiska, umístěného blíže k turbíně, a brání tak pohybu rotoru ve směru jeho osy otáčení (ve směru osy X). Tato podmínka napodobuje funkci axiálního ložiska, přičemž tlačný kroužek, na jehož plochu je aplikována, byl vybrán na základě většího axiálního tahu kompresorového kola, vyplývajícího ze zadané síly, kterou přenáší axiální ložisko. Rovněž důvodem tohoto výběru je fakt, že v kompresoru panuje při ustálených stavech a vysokých zatíženích běžně vyšší tlak než v turbíně. Předpokládá se tedy, že axiální zatížení je přenášeno hydrodynamickým axiálním ložiskem mezi červeně zobrazenou plochou na obr. 35, oblast C, a plochou věnce axiálního ložiska připevněného k ložiskové skříni. Poslední dvě podmínky ze skupiny zamezující posuvy jsou aplikované na čelo turbínového kola, kde brání rotaci rotoru, zamezují posunu ve směru osy Y na fialově vyznačených hranách a ve směru osy Z na tyrkysově vyznačených hranách. Obě tyto podmínky jsou znázorněny na obr. 35, v oblasti označené písmenem D. Zamezení rotace pomáhá předcházet negativním dopadům na numerickou stabilitu výpočtů a zbytečnému prodloužení výpočetního času.



Obr. 35 Výběr použitých okrajových podmínek pro strukturální analýzu

Rotace rotoru byla definována pomocí okrajové podmínky typu Rotational Velocity s rychlostí otáčení 45 120 min^{-1}, aplikovanou v záporném směru osy X, která je souosá s osou rotace rotoru TC. Pro vytvoření předpětí rotoru TC byla použita okrajová podmínka v programu Ansys Mechanical nazvaná Bolt Pretension. Tato podmínka byla specifikována pro celý dřík hřídele, zobrazený na obr. 35, písmeno B, v červeně označené oblasti. Pro zajištění stabilnější a rychlejší konvergenci výsledků zde byla nastavena hodnota Adjustment, která představuje nastavení předpětí deformací. Po důkladném odlaďování byla tato hodnota nastavena na 0,168 mm, kdy v dříku hřídele bylo při montážním stavu vypočteno požadované tahové napětí 200 MPa. Do okrajových podmínek bylo také zahrnuto již zmíněné axiální zatížení ložiska. Aby byla vyvolána síla 1 000 N, byly aplikovány okrajové podmínky Force na zadní stěny turbínového a kompresorového kola, protože axiální zatížení ložiska je způsobováno tlaky plynů působícími právě na zadní stěny oběžných kol. Pro zadní stěnu turbínového kola byla nastavena síla 800 N působící v kladném směru osy X, kdežto pro kompresorové kolo byla nastavena síla 1 800 N působící v záporném směru osy X. Nakonec byly do okrajových podmínek naimportovány výsledky z termální analýzy, díky čemuž je do simulace zahrnuto i tepelné namáhání.

Vzhledem k vysokým rychlostem otáčení byly uvažovány také velké deformace zapnutím funkce Large Deflection, která umožňuje modelovat nelineární chování materiálu, jako je například změkčení lopatek při rotaci, jež je pro turbodmychadla typické. Aby bylo možné lépe analyzovat vliv jednotlivých typů namáhání a zkontrolovat více provozních stavů, byl výpočetní model rozdělen do několika výpočetních kroků, kde nejsou všechny okrajové podmínky aktivní současně. Aktivní jsou vždy pouze okrajové podmínky omezující posuv. Celkem bylo nastaveno pět výpočetních kroků. V prvním kroku je k podmínkám zamezujícím posuvům přidána pouze okrajová podmínka pro předpětí, simulující provozní stav při montáži a sestavení rotoru TC, kdy je rotor zatížen jen předpětím. V dalších krocích jsou postupně aktivovány různé kombinace okrajových podmínek pro simulaci dalších provozních stavů, například když působí pouze mechanické zatížení (rotace, tlak plynů a předpětí) nebo předpětí s tepelným zatížením. Dále je zde krok pro zjištění vlivu tepelného namáhání a v posledním kroku jsou zapnuty všechny okrajové podmínky, které představují maximální tepelně-mechanické zatížení rotoru TC.

6.10 PEVNOSTNÍ ANALÝZA ROTORU TURBODMYCHADLA

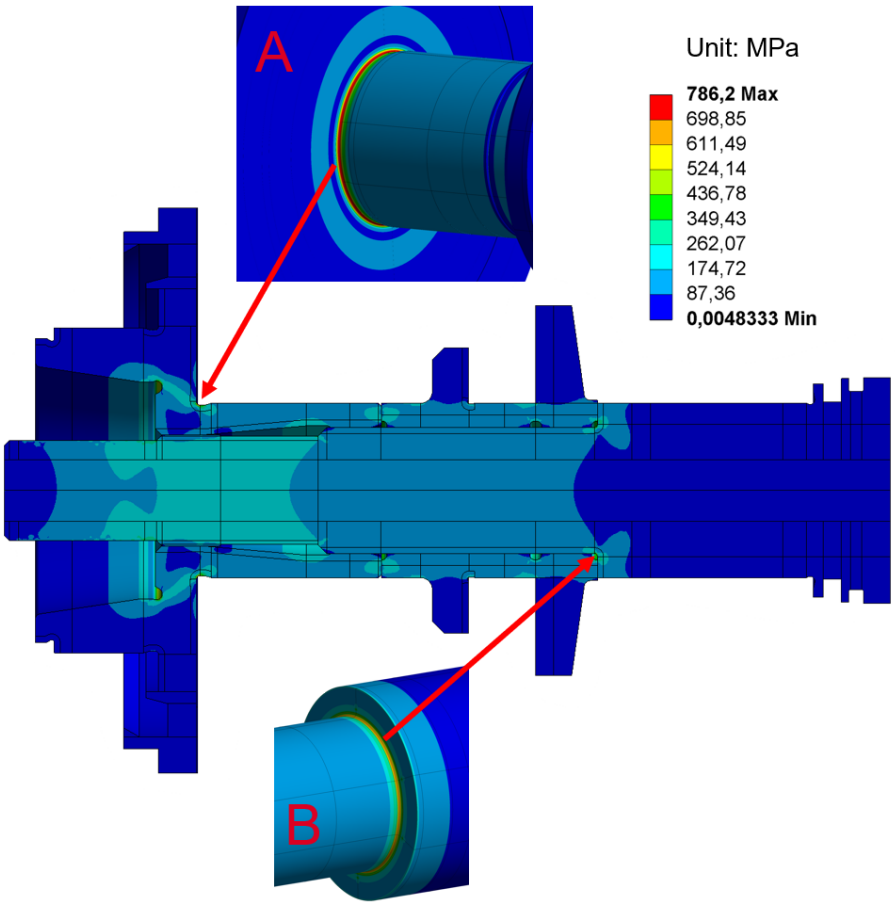
V této kapitole jsou prezentovány výsledky pevnostní analýzy rotoru turbodmychadla TCR16. Toto turbodmychadlo pracuje s desetiválcovým stacionárním spalovacím motorem, který, jak název napovídá, operuje při konstantních otáčkách. Díky těmto stabilním provozním podmínkám je cílem této práce provést pevnostní analýzu za ustáleného stavu, a proto bylo i hodnocení bezpečnosti zvoleno vzhledem k mezi kluzu. Hodnoty napětí jsou v této analýze vypočteny pomocí redukovaných napětí dle hypotézy von-Mises, které lze porovnávat právě s mezemi kluzu jednotlivých materiálů a vypočítat z nich součinitele bezpečnosti. Pokud není uvedeno jinak, jsou hodnoty napětí uvedené v dalších podkapitolách vypočteny pomocí von-Misesových ekvivalentních napětí.

Jak již bylo zmíněno v kap. 6.9, pro analýzu bylo nastaveno pět výpočetních kroků. Následující podkapitoly se věnují jednotlivým výpočetním krokům a vyhodnocení výsledků, které je rozděleno podle materiálů rotoru TCR16 do tří částí: kompresorové kolo, turbínové kolo a hřídel s kroužky. Toto rozdělení umožňuje přehlednější vyhodnocení míst s vysokým

napětím, protože různé materiály rotoru mají odlišné kritické hodnoty napětí vzhledem k jejich mezím kluzu.

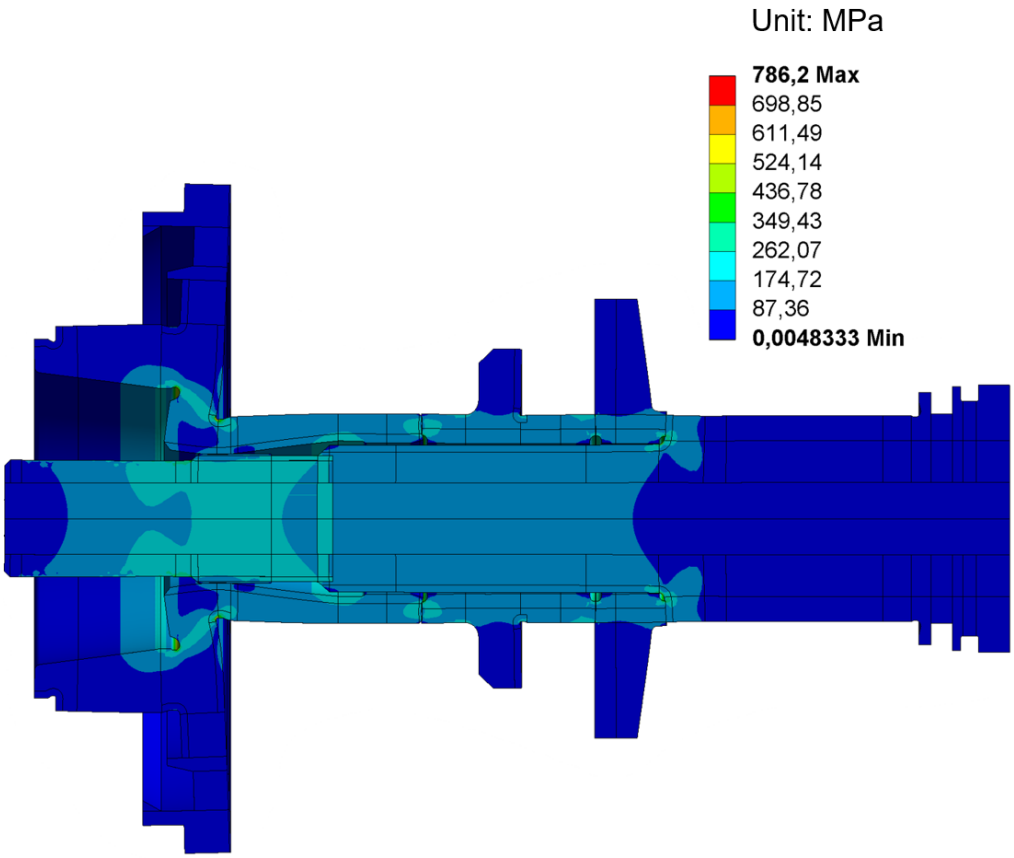
6.10.1 PŘEDPĚTÍ ROTORU

Výsledky prvního výpočetního kroku pro hřídel s kroužky v montážním stavu, kdy působí pouze předpětí, odhalily, že nejkritičtějším místem rotoru TC je rádius rozpěrného kroužku (viz obr. 36, písmeno A). Ekvivalentní von-Misesovo napětí v tomto místě dosahuje hodnoty 786,2 MPa. S ohledem na mez kluzu pro ocel 30CrMoV9, která je při teplotě 20 °C stanovena na 800 MPa, je vypočtená hodnota součinitele bezpečnosti 1,018. Tento výsledek naznačuje, že v daném místě dochází k elastickým deformacím, avšak velmi blízko mezní hodnoty. Další zvýšení předpětí, které by překročilo hodnotu napětí 200 MPa v dříku, by mohlo vést k nevratným plastickým deformacím a následně k poruše. Toto kritické místo je díky tvaru kroužku v řezu ve tvaru písmene L značně namáháno ohybem. Na hřídeli bylo identifikováno místo s druhou nejvyšší vypočtenou hodnotou napětí 661,6 MPa (viz obr. 36, oblast B). Hodnota součinitele bezpečnosti v tomto místě je 1,209. U tlačných kroužků je maximální hodnota napětí 436,4 MPa, což je v bezpečné oblasti s dostatečnou rezervou. Dále bylo zjištěno, že vlivem předepnutí mají kroužky tendenci se na vnitřních průměrech od hřídele oddalovat a vytvářet tak větší mezeru, než je samotná vůle, jak ukazuje obr. 37, kde je měřítko deformace v softwaru Ansys Mechanical při vyhodnocování napětí zvětšeno 64x.

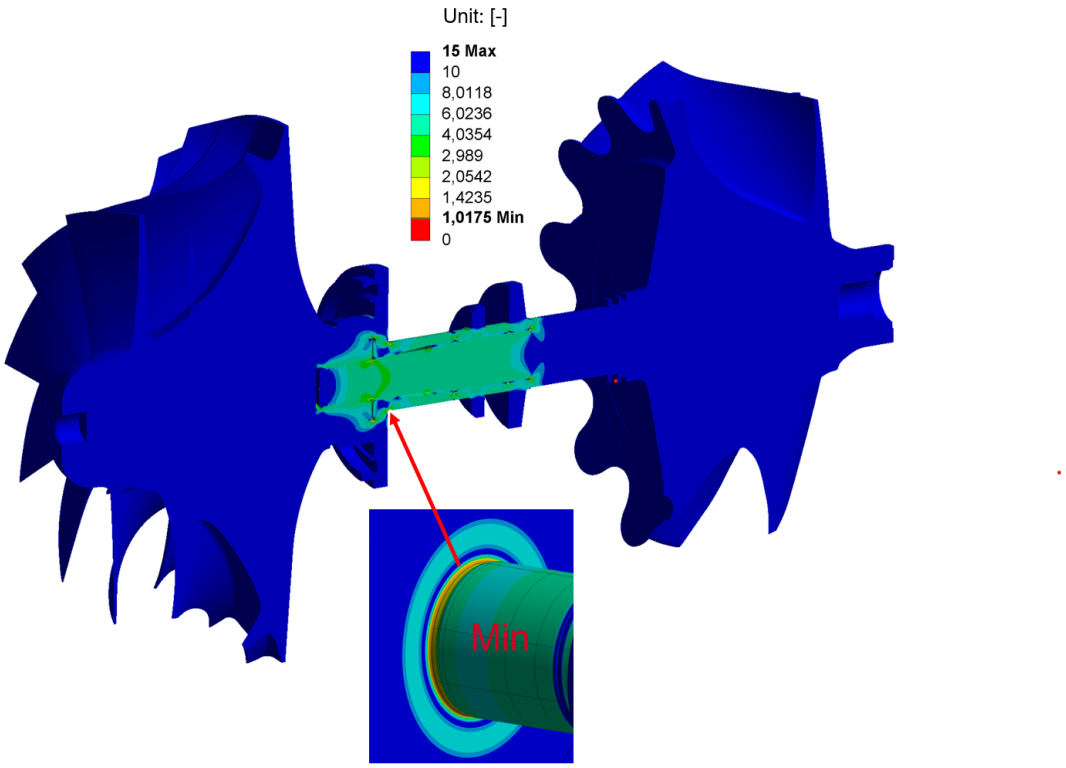


Obr. 36 Rozložení von-Misesova napětí v hřídeli a kroužcích rotoru TC při montážním stavu

Turbínové kolo není při tomto provozním stavu téměř vůbec namáháno, přičemž nejvyšší vypočtené napětí dosahuje hodnoty pouze 0,249 MPa. U kompresorového kola se zvýšená napětí vyskytují zejména v oblastech závitu a kuželové plochy, kde byla nejvyšší hodnota napětí 261,1 MPa zaznamenána právě v oblasti závitu. Tato hodnota však představuje singularitu v bodě na hraně závitové díry. S postupným zjemňováním sítě v tomto místě byly zjišťovány stále vyšší hodnoty napětí, které dosahovaly až nerealistických hodnot. Proto bylo rozhodnuto, že se jedná o singularitu a vypočtené napětí v tomto místě nelze považovat za relevantní. Numerická singularita je způsobena zjednodušeným modelováním závitu pomocí kontaktu typu Frictional s modifikovanou geometrií, jak bylo zmíněno v kap. 6.5. Pro odstranění této singularity by bylo nutné detailně vymodelovat celý závit, což by vyžadovalo extrémně jemnou síť v oblasti závitu a vedlo by to k prodloužení výpočetního času a zvýšení náročnosti na výpočetní zdroje. Navíc, vzhledem k rešerši v kap. 5, která ukázala, že by se nemělo jednat o kritické místo, bylo rozhodnuto tuto hodnotu napětí nebrat jako relevantní. V oblasti závitové díry mimo tuto singularitu byla vypočtena nejvyšší hodnota napětí 133,7 MPa, což je vzhledem k mezi kluzu materiálu kompresorového kola, která je při 20 °C stanovena na 385 MPa, bezpečná hodnota. Ve zbytku kompresorového kola pak hodnoty vypočtených napětí nepřesáhly 1 MPa. Výsledné vypočtené hodnoty koeficientu bezpečnosti pro celý rotor turbodmychadla lze vidět na obr. 38. Mez kluzu, vstupující do výpočtu součinitele bezpečnosti, byla stanovena pro jednotlivé materiály na základě teploty 20 °C, která je v tomto stavu uvažována pro celý rotor.



Obr. 37 Oddalování kroužků na vnitřních průměrech od hřídele při 64x zvětšeném měřítku deformace



Obr. 38 Vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti rotoru TC při montážním stavu

6.10.2 MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ

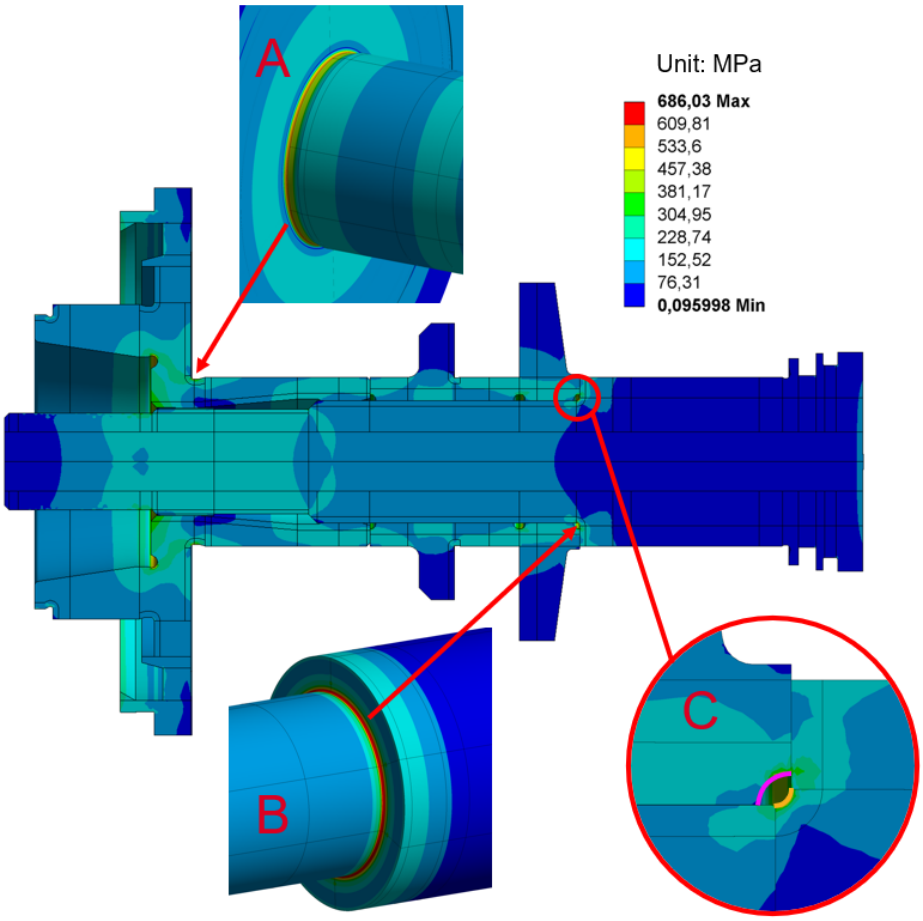
Ve druhém výpočetním kroku byl analyzován stav, při kterém působí pouze mechanické namáhání. Pro tento výpočet byly k okrajovým podmínkám zamezujícím posuvu zahrnuty také podmínky zahrnující rychlost otáčení rotoru, síly působící na zadní stěny kompresorového i turbínového kola a předpětí. Tento stav teoreticky odpovídá rozběhu motoru, kdy jsou všechny součásti ještě nezahřáté (uvažovaná teplota všech komponentů rotoru v tomto výpočetním kroku je 20 °C). Ve skutečnosti však rotor není okamžitě roztočen na maximální otáčky, ale postupně se ohřívá. Nicméně, analýza tohoto stavu je důležitá pro ověření jeho vlivu a především pro porovnání s výpočty provedenými při tepelně-mechanickém zatížení. Porovnáním těchto dvou stavů lze lépe pochopit vliv mechanického namáhání v kombinaci s tepelným namáháním

Hřídel a kroužky:

Pro hřídel a kroužky byly vypočteny maximální hodnoty napětí v oblastech podobných jako při montážním stavu, avšak s tím rozdílem, že nejvyšší napětí nebylo vypočteno v rádiusu rozpěrného kroužku, ale v zaoblení na hřídeli. V této oblasti byla vypočtena hodnota 686,0 MPa (viz obr. 39, oblast B), což vzhledem k mezi kluzu oceli 30CrMoV9, která je při teplotě 20 °C 800 MPa, odpovídá součiniteli bezpečnosti 1,166. Tento výsledek potvrzuje, že napětí v tomto místě je v bezpečných mezích. Oproti montážnímu stavu se vlivem přidání dalších zatížení napětí v rádiusu hřídele příliš nezměnilo, pouze mírně vzrostlo vlivem sil působících na zadní stěny kol, kde kompresorové kolo táhne více než turbínové kolo. V rádiusu rozpěrného kroužku, který byl při montážním stavu identifikován jako nejkritičtější místo, napětí kleslo na 613,2 MPa (viz obr. 39, písmeno A). Tento pokles napětí lze přisoudit

především vysoké rychlosti otáčení rotoru, která má tendenci kroužky vlivem odstředivých sil mezi sebou uvolňovat, a také vlivem sil působících na zadní stěny oběžných kol. U tlačného kroužku mírně vzrostlo oproti montážnímu stavu napětí v zaoblení, zvýrazněném růžovou barvou na obr. 39, oblast C, na hodnotu 451,4 MPa. Tento nárůst je způsoben opět tím, že kompresorové kolo více táhne a také vlivem okrajové podmínky zamezující posuvu, která simuluje funkci axiálního ložiska a zamezuje přítlačnému kroužku v posunutí. Výsledkem je, že hřídel více tlačí na tento kroužek, což způsobuje zvýšení napětí v zaoblení přítlačného kroužku. Vzhledem k tomu, že se hřídel opírá o tento kroužek, roste napětí i v rádiusu hřídele, zvýrazněném oranžově na obr. 39, v oblasti označené písmenem C, a již popsaném jako nejkritičtější místo tohoto teoretického provozního stavu u komponentů z oceli.

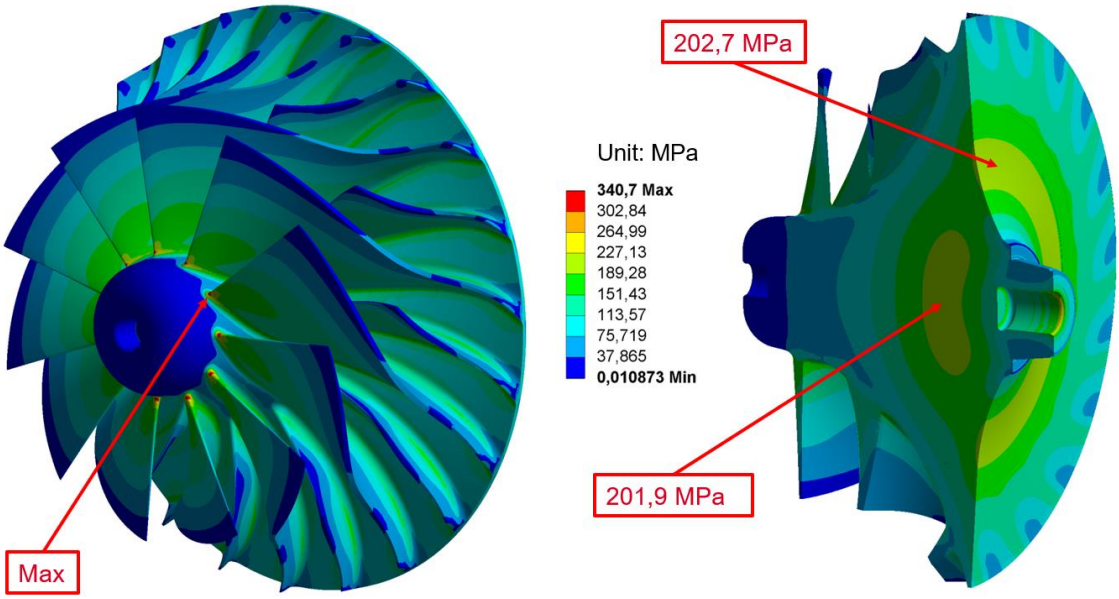
Bylo také zkoumáno uvolňování kroužků mezi sebou při působení pouze mechanického zatížení. Při vyhodnocování výsledků byla pomocí funkce Bolt Pretension vypočtena síla předpětí, která oproti montážnímu stavu klesla z 48 805 N na 46 173 N. Nicméně i tato snížená síla stále zaručuje, že se kroužky vlivem vysoké rotace a sil působících na zadní stěny kol neuvolní a zůstanou pevně sevřené. Toto bylo potvrzeno i vykreslením výsledků normálových napětí ve směru osy rotace (ve směru osy X), kdy se hodnoty napětí ve všech kroužcích pohybovaly v záporných hodnotách přibližně okolo –130 MPa, což indikuje tlak. Analýza rovněž odhalila, že i v tomto kroku mají kroužky, oproti montážnímu stavu, nadále tendenci se oddalovat na vnitřních průměrech od hřídele.



Obr. 39 Rozložení von-Misesova napětí v hřídeli a kroužcích při působení čistě mechanického zatížení

Kompresorové kolo:

U kompresorového kola jsou nejkritičtějšími místy kořeny lopatek u jejich náběžných hran. Tato místa jsou zobrazena na obr. 40, kde je místo nejvyššího napětí označeno značkou Max. Nejvyšší vypočtené napětí v těchto oblastech dosahuje hodnoty 340,7 MPa, což při mezi kluzu 385 MPa při 20 °C odpovídá koeficientu bezpečnosti 1,130, jak je zobrazeno na obr. 42. Pro pozdější porovnání je důležité také uvést, že se jedná o tahové napětí. Charakter tohoto napětí byl zjištěn pomocí funkce v Ansys Mechanical, která umožňuje vykreslit maximální a minimální hlavní napětí a tím pomoct určit, zda se jedná o tahové nebo tlakové napětí.

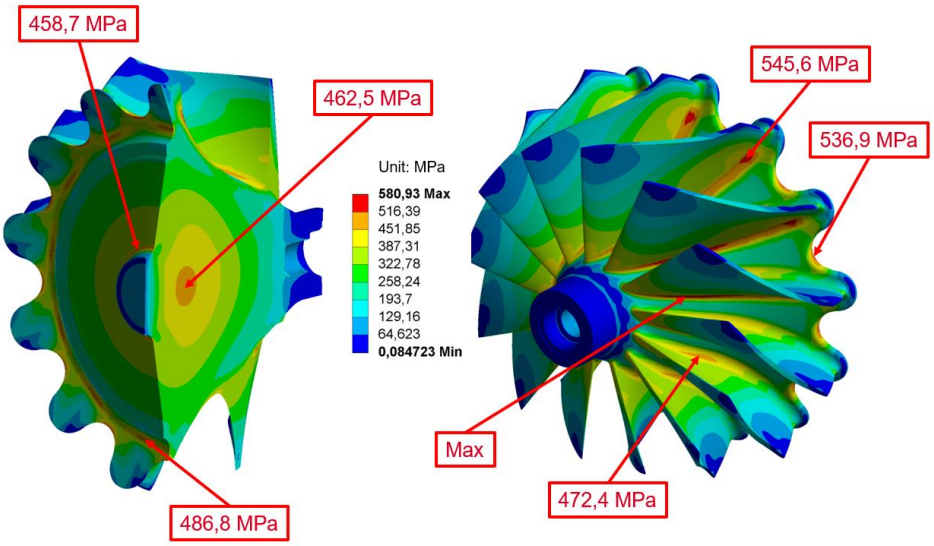


Obr. 40 Rozložení von-Misesova napětí v kompresorovém kole pro druhý výpočetní krok

Dle rešerše v kap. 5 studie často zmiňují jako kritická místa také zadní stěnu nebo jádro kola. V této analýze bylo zjištěno, že maximální napětí pro zadní stěnu kola je 202,7 MPa a pro jádro kola 201,9 MPa. Ačkoli jsou tato místa po kořenech lopatek druhá nejvíce namáhaná, hodnota součinitele bezpečnosti se zde pohybuje kolem 1,9. I v tomto výpočetním kroku se vyskytly numerické singularity u hrany závitové díry, podobně jako v případě montážního stavu. Tyto singularity však nejsou považovány za relevantní ani zde.

Turbínové kolo:

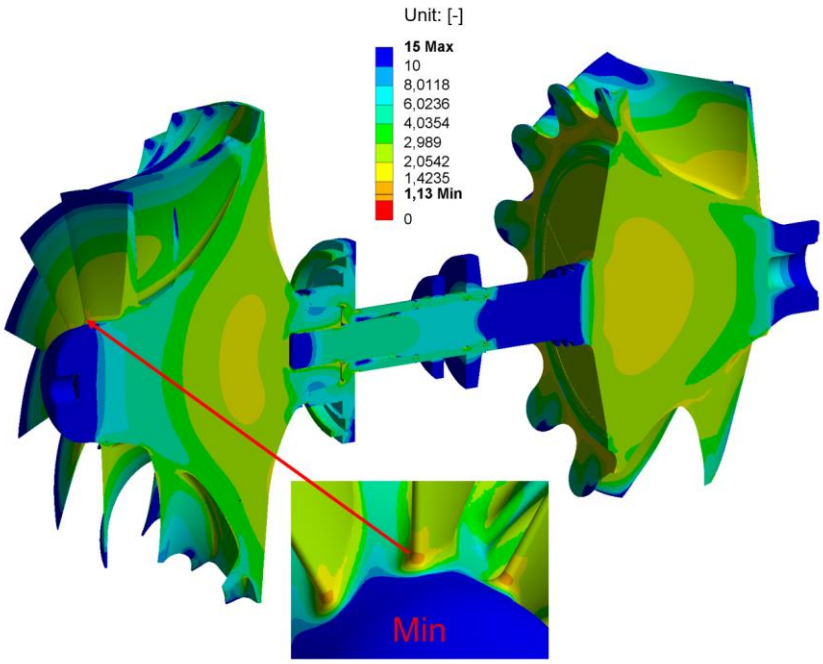
Nejvyšší hodnoty von-Misesových napětí byly v případě turbínového kola zaznamenány v kořenech lopatek na sacích stranách, kde maximální hodnota dosahuje 580,9 MPa. Tato hodnota odpovídá součiniteli bezpečnosti 1,274, stanovenému na základě meze kluzu 740 MPa při 20 °C. Z obr. 41 je patrné, že vysoká napětí byla zjištěna také v jádru kola, v kořenech na tlakových stranách lopatek a na třech místech na zadní straně kola: konkrétně v zaoblení a ve dvou oblastech u maximálního průměru náboje kola. Tyto vysoké hodnoty napětí jsou důsledkem výrazných odstředivých sil, které mají tendenci natahovat kolo ve směru kolmém na osu rotace a smršťovat ho v axiálním směru.



Obr. 41 Rozložení von-Misesova napětí v turbínovém kole pro druhý výpočetní krok

Vliv nesymetrie sítě:

Pro zjištění, zda nesymetrie sítě při nastavené vysoké rychlosti rotace nezpůsobuje nerelevantní nesymetrické deformace či napětí, byla při analýze výsledků využita funkce Force Reaction. Pomocí této funkce byly vypočteny reakční síly na osu rotace zahrnutím stejných hran jako v případě okrajové podmínky zamezující posuv ve směru osy Y a Z, jak je znázorněno na obr. 35, oblast A. V rámci tohoto výpočetního kroku byla stanovena reakce ve směru osy Y na 7,3 N a ve směru osy Z na 10,4 N, čímž celková reakce činí 12,7 N. Díky takto nízké hodnotě je prokázáno, že nesymetrie sítě má na výsledné hodnoty napětí zanedbatelný vliv. To potvrzuje i skutečnost, že například v nejkritičtějších místech kompresorového kola, v kořenech lopatek u náběžných hran, bylo vypočteno u každé lopatky srovnatelné maximální napětí, které se lišilo pouze na desetinných místech.



Obr. 42 Vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti rotoru TC pro druhý výpočetní krok

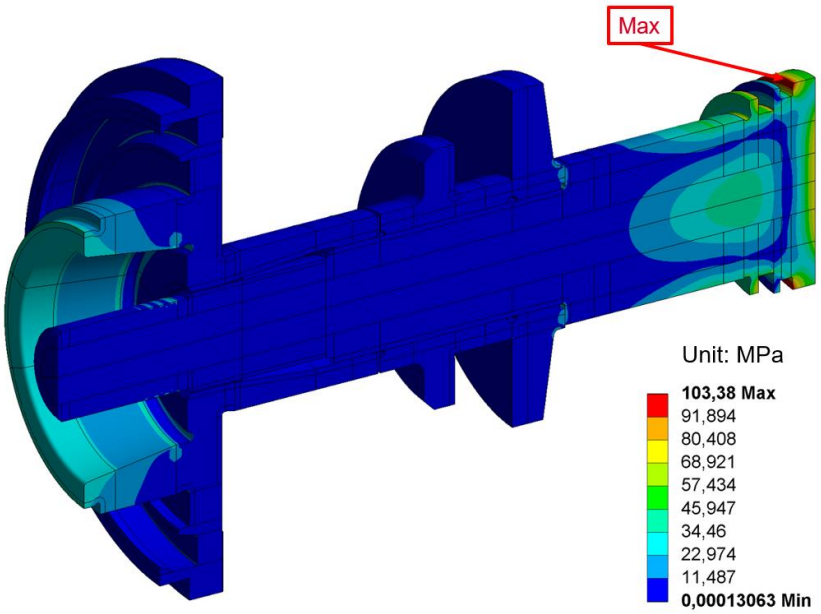
6.10.3 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ

Ve třetím výpočtovém kroku bylo zkoumáno tepelné zatížení za účelem porovnání jeho vlivu při tepelně-mechanickém zatížení a rovněž bylo sledováno chování kroužků. K okrajovým podmínkám zamezujícím posuv byly přidány importované výsledky z tepelné analýzy. Jedná se opět pouze o teoretický stav, protože ve skutečnosti, pokud rotor nerotuje, součinitele přestupu tepla a teploty působící na rotor by byly jiné, což by vedlo k odlišnému teplotnímu rozložení než tomu, se kterým se v tomto kroku počítá. Nicméně, jak už bylo zmíněno, tento krok umožňuje vypočítat vliv tepelného zatížení při tepelně-mechanickém namáhání a určit charakter napětí v kritických místech.

Hřídel a kroužky:

Jednoznačně nejvíce namáhaným místem v důsledku tepelného zatížení u hřídele a kroužků je konec hřídele v místě drážky pro těsnící kroužek u turbínového kola. Vypočtené von-Misesovo napětí zde dosahuje hodnoty 103,4 MPa, což je především způsobeno největším teplotním gradientem v tomto místě z celé hřídele a kroužků. Výsledné rozložení napětí hřídele a kroužků je zobrazeno na obr. 43.

Analýza tohoto výpočetního kroku také ukázala, že pokud by působilo pouze tepelné zatížení a rotor nebyl předepnutý, docházelo by k uvolňování kroužků mezi sebou. Dále bylo zjištěno, že i přes ohřátí a roztažnost materiálu by teoreticky nedocházelo ke spojení hřídele a kroužků na vnitřním průměru, ačkoli v tomto jediném výpočetním kroku se hřídel a kroužky na vnitřním průměru přiblížily a vůle se zmenšila.

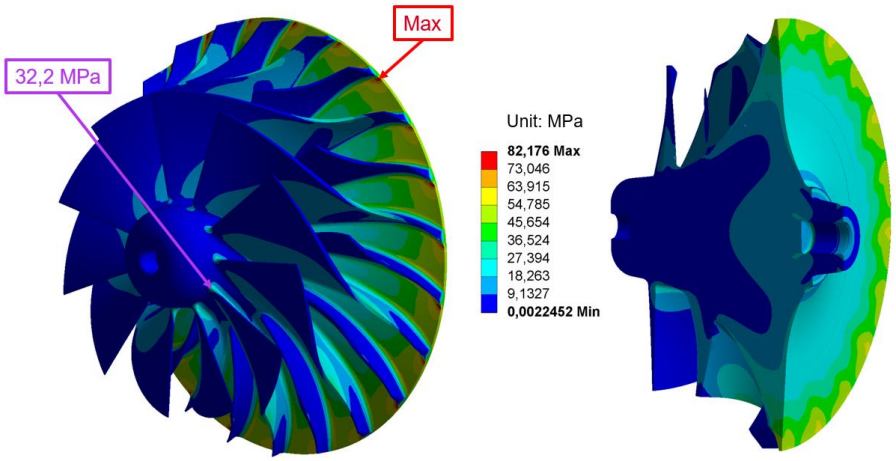


Obr. 43 Vypočtená von-Misesova napětí v hřídeli a kroužcích pro třetí výpočetní krok

Kompresorové kolo:

Nejvyšší vypočtená napětí v tomto výpočtovém kroku kompresorového kola byla zaznamenána u odtokových hran náboje kola v blízkosti kořenů lopatek (viz obr. obr. 44) kvůli nejvyššímu teplotnímu gradientu a s tím spojené nerovnoměrné tepelné roztažnosti materiálu v těchto místech, jak je pro tepelné namáhání obvyklé. Maximální vypočtená

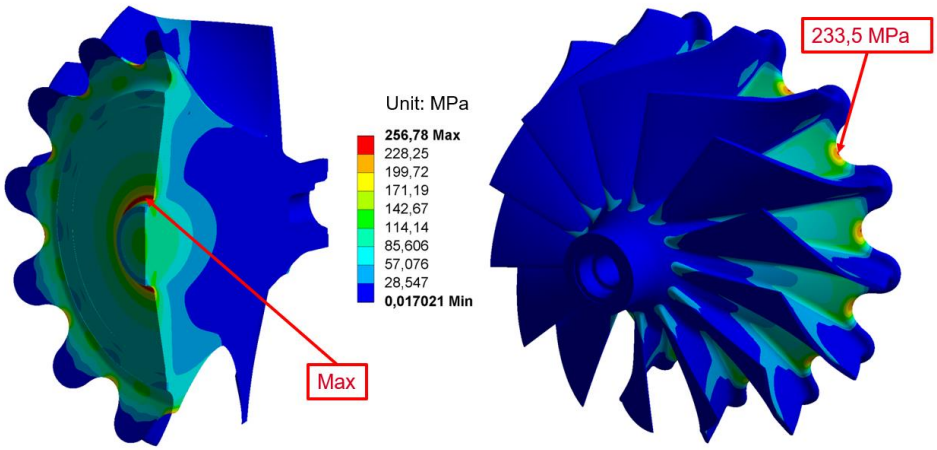
hodnota zde dosahuje 82,2 MPa. Významné je rovněž vypočtené napětí 32,2 MPa v oblasti kořenů lopatek na čele kola, kde bylo identifikováno kritické místo při působení čistě mechanického zatížení. Vzhledem k tomu, že se i v tomto případě jedná o tahové napětí, stejně jako u mechanického zatížení, toto zjištění naznačuje, že při tepelně-mechanickém zatížení, popsaném v kap. 6.10.5, může být toto místo jedním z nejkritičtějších v celém rotoru a ve všech provozních stavech analyzovaných v této studii. Očekává se, že součinitel bezpečnosti oproti mechanickému zatížení klesne. Je proto důležité mít tuto hodnotu zjištěnou pro porovnání vlivu mechanického a tepelného namáhání na výslednou hodnotu napětí.



Obr. 44 Rozložení von-Misesova napětí v kompresorovém kole pro třetí výpočetní krok

Turbínové kolo:

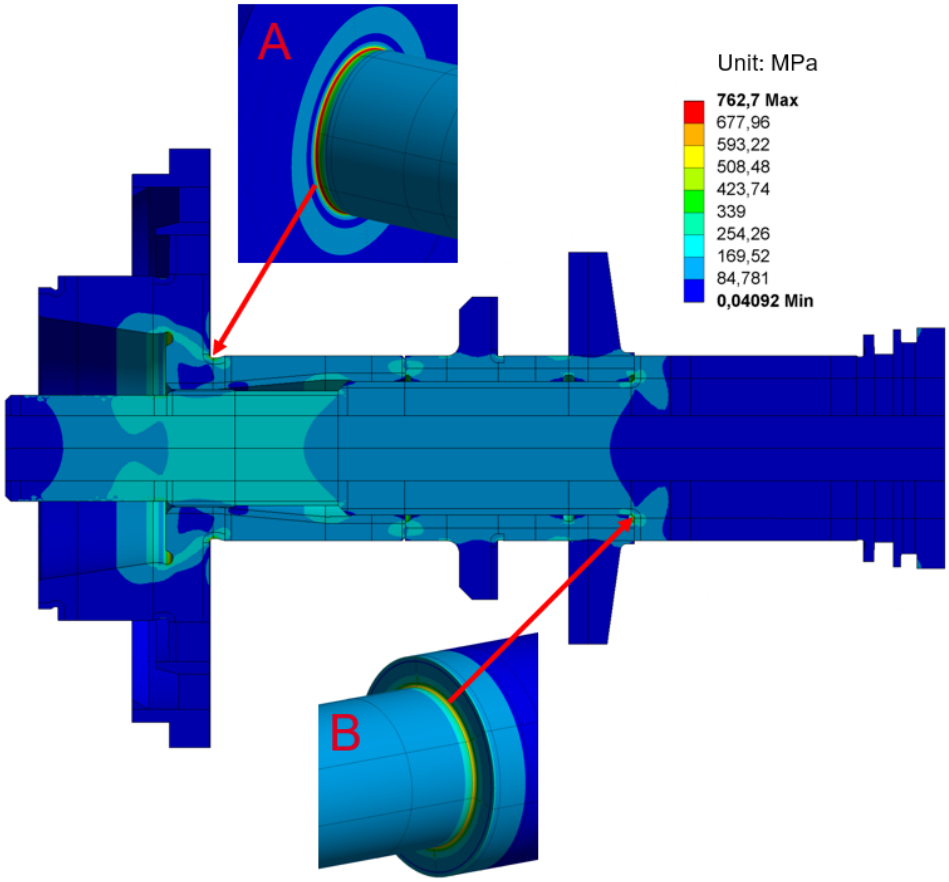
U turbínového kola byla vypočtena nejvyšší napětí v zaoblení na zadní straně kola, dosahující 256,8 MPa. Srovnatelně vysoká napětí byla vypočtena také v místech na náběžných hranách náboje kola mezi lopatkami, jak lze vidět na obr. 45. Napětí v zaoblení na zadní stěně kola má tahový charakter, zatímco mezi lopatkami je tlakové. Toto zjištění je podrobněji rozebráno v kap. 6.10.5, kde jsou vysvětleny vlivy těchto dvou vysokých napětí způsobených tepelným namáháním na výsledná napětí na turbínovém kole při tepelně-mechanickém zatížení.



Obr. 45 Rozložení von-Misesova napětí v turbínovém kole pro třetí výpočetní krok

6.10.4 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ A PŘEDPĚTÍ

V tomto výpočetním kroku byl analyzován teoretický stav, kdy je spalovací motor vypnutý a rotor turbodmychadla zastavený. Jelikož se jedná o stav těsně po vypnutí motoru, rotor je stále ohřátý. V reálných podmínkách by se rotor během doběhu a rotací více ochladil, což by znamenalo, že teploty by nebyly tak vysoké jako při maximálním tepelném zatížení, které je v tomto stavu uvažováno. Tento stav byl však modelován pouze pro kontrolu a ověření, zda by rotor vydržel takto kritický scénář. Pro kontrolu tohoto stavu byly aplikovány dvě okrajové podmínky: jedna pro předpětí rotoru a druhá zahrnující importované výsledky z tepelné analýzy.

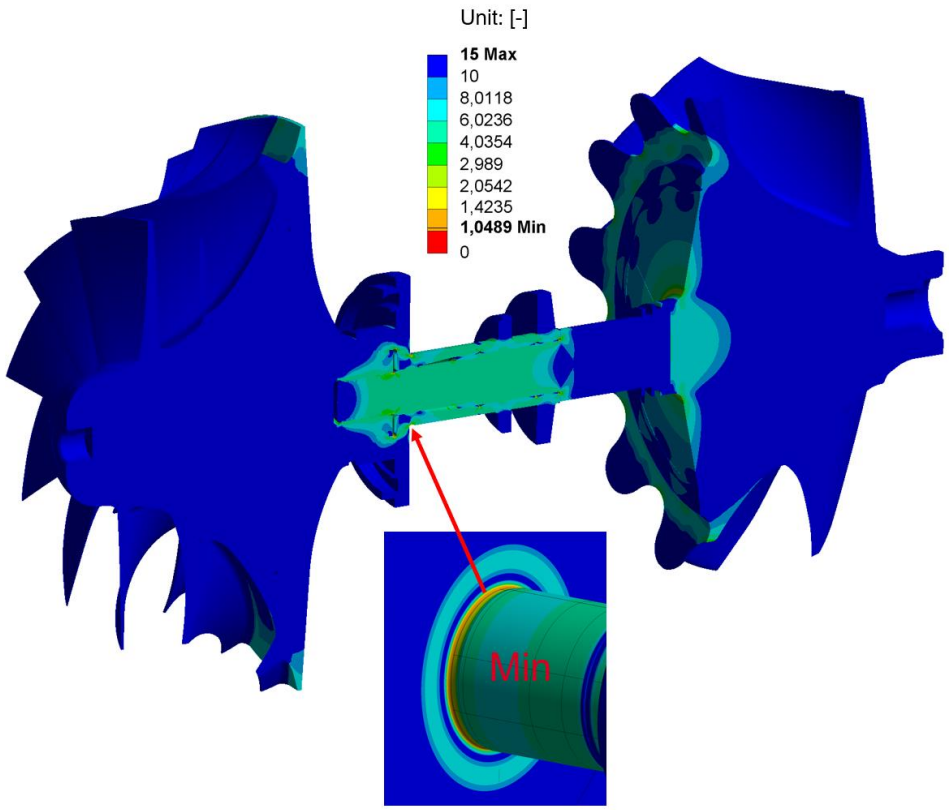


Obr. 46 Vypočtená von-Misesova napětí v hřídeli a kroužcích pro čtvrtý výpočetní krok

Výsledky ukázaly, že stejně jako u montážního stavu, jsou i při tomto stavu nejvíce namáhanými komponenty hřídel a kroužky. Jednoznačně nejkritičtějším místem je, stejně jako v případě montážního stavu, rádius na rozpěrném kroužku, kde bylo vypočteno napětí 762,7 MPa (viz obr. 46, oblast A), což odpovídá součiniteli bezpečnosti 1,049, jak je zobrazeno na obr. 47. Tato hodnota bezpečnosti je vztažena k mezi kluzu 800 MPa, kterou má ocel při vypočítané teplotě 103 °C v tomto místě. Druhým kritickým místem s vysokým vypočteným napětím je rádius hřídele, kde bylo dosaženo maximálního napětí 610,8 MPa (viz obr. 46, písmeno B). Z těchto výsledků lze usoudit, že největší vliv při tomto provozním stavu má opět předpětí. Je však patrné, že oproti montážnímu stavu je napětí nižší díky tendenci kroužků uvolňovat se vlivem tepelné roztažnosti, což činí tento stav méně závažným. I v tomto případě nehrozí uvolňování kroužků mezi sebou, které jsou stále pevně sevřeny, jak dokazuje vypočtená síla předpětí 46 670 N.

Pro kompresorové a turbínové kolo se jedná o stav, kdy jsou tato kola namáhána více než při montážním stavu. Nicméně hodnoty koeficientu bezpečnosti jsou dostatečně vysoké a nejnižší hodnoty neklesají pod hodnotu 2,7. Pro vykreslení součinitele bezpečnosti pro celý rotor na obr. 47 bylo v tomto provozním stavu nutné zohlednit mez kluzu závislou na teplotě, protože zahrnutí tepelného zatížení způsobuje, že teplota je v celém rotoru turbodmychadla proměnlivá. Výjimku tvoří kroužky a hřídel, kde se předpokládá, že hodnota meze kluzu je konstantní v rámci vypočteného teplotního rozsahu těchto komponentů.

U oběžných kol, kde není mez kluzu konstantní v celém vypočteném teplotním rozsahu, je potřeba tuto proměnlivost teploty zohlednit. Vzhledem k tomu, že do programu Ansys Mechanical nelze zadat teplotně závislou mez kluzu, byly pro vykreslování součinitele bezpečnosti pro celý rotor stanoveny meze kluzu pro turbínové a kompresorové kolo odpovídající teplotám vypočteným v nejkritičtějších místech těchto součástí. Tyto meze kluzu byly vypočteny pomocí lineární interpolace ze zjištěných hodnot mezí kluzů při specifických teplotách uvedených v kap. 6.3. Nevýhodou tohoto přístupu je, že k těmto mezím kluzu jsou vztažena i ostatní vypočtená von-Misesova napětí v různých místech na jednotlivých součástech rotoru turbodmychadla, což znamená, že vypočtené hodnoty součinitelů bezpečnosti v těchto místech nejsou zcela přesné. Nicméně, vzhledem k tomu, že hodnoty mezí kluzů se vlivem vzrůstající teploty mění pomalu, jsou vypočtené rozdíly hodnot součinitelů bezpečnosti malé. Bylo také zohledněno, že vlivem vysokých teplot a tím snížením hodnot mezí kluzu mohou být nejnebezpečnějšími místy jednotlivých součástí rotoru TC i místa s nižším vypočteným napětím. Tento stav však nikdy nenastal. Zvolený přístup, byť není absolutně přesný, je vzhledem k omezením programu Ansys Mechanical, které neumožňují zadání hodnoty meze kluzu v závislosti na teplotě, jediný možný a je použit i při následné tepelně-mechanické analýze.

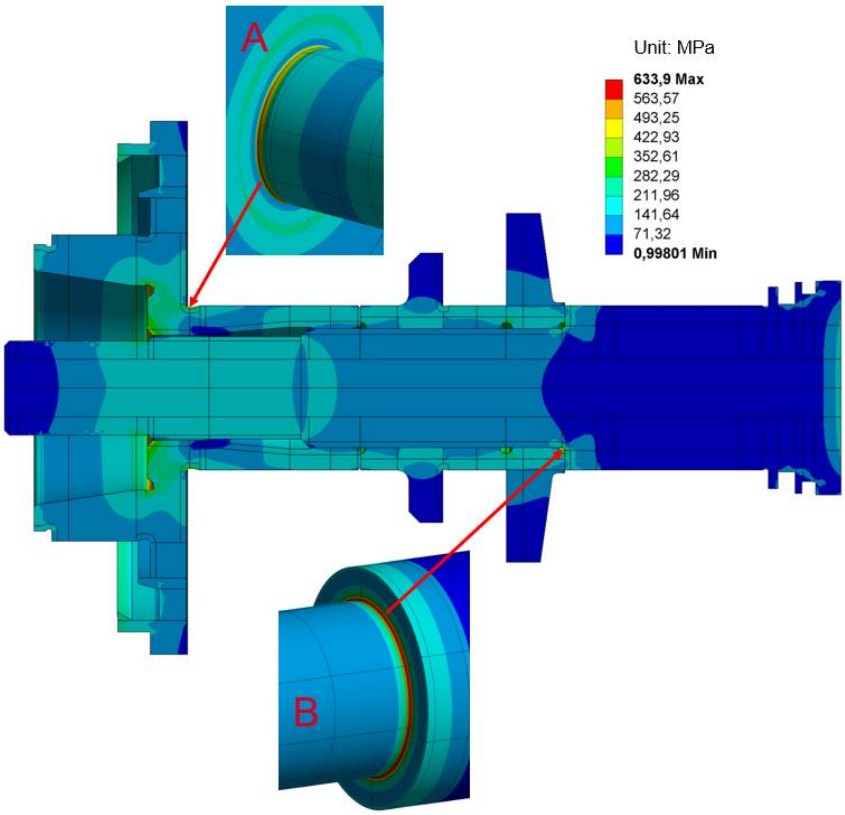


Obr. 47 Vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti rotoru TC pro čtvrtý výpočetní krok

Přesný popis volby mezí kluzů v tomto výpočetním kroku je následující. Pro kompresorové kolo byla zvolena mez kluzu 373 MPa, která odpovídá teplotě 110 °C v oblasti závitu, protože při tomto stavu bylo zjištěno jednoznačně nejvyšší napětí v těchto místech na kompresorovém kole. V ostatních částech kola se hodnoty napětí pohybují stejně jako v případě samostatně působícího tepelného zatížení popsaného v kap. 6.10.3. Při vyhodnocování výsledků kompresorového kola nebyla brána v úvahu již popsaná singularita na hraně závitové díry, ale napětí vypočtené uvnitř díry, kde je nejvyšší vypočtená hodnota von-Misesova napětí 115,1 MPa. Pro turbínové kolo byla, vzhledem k maximálnímu vypočtenému napětí v zaoblení na zadní straně kola, jež je shodné s hodnotou vypočtenou v kap. 6.10.3 při samostatně působícím tepelném zatížení, určena mez kluzu 711 MPa pomocí lineární interpolace, neboť vypočtená teplota v rádiusu, v místě s nejvyšším napětím, je 445 °C. V tomto kroku není zobrazeno rozložení napětí v turbínovém kole, protože výsledky ukázaly, že předpětí nemá na turbínové kolo vliv a výsledné rozložení napětí a jejich hodnoty zůstávají stejné.

6.10.5 TEPELNĚ-MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ

Pátý a poslední výpočetní krok se zabývá kontrolou rotoru při maximálním tepelně-mechanickém zatížení rotoru TC v ustáleném stavu, kdy jsou aktivní všechny okrajové podmínky popsané v předchozí kap. 6.9. Tento stav byl stanoven jako jeden z hlavních cílů této práce pro ověření bezpečnostních rezerv rotoru, identifikaci míst, kde by potenciálně mohlo dojít k poškození za nejkritičtějších ustálených podmínek, které na rotor při provozu působí, a také pro zjištění, zda nedochází k uvolňování kroužků mezi sebou.



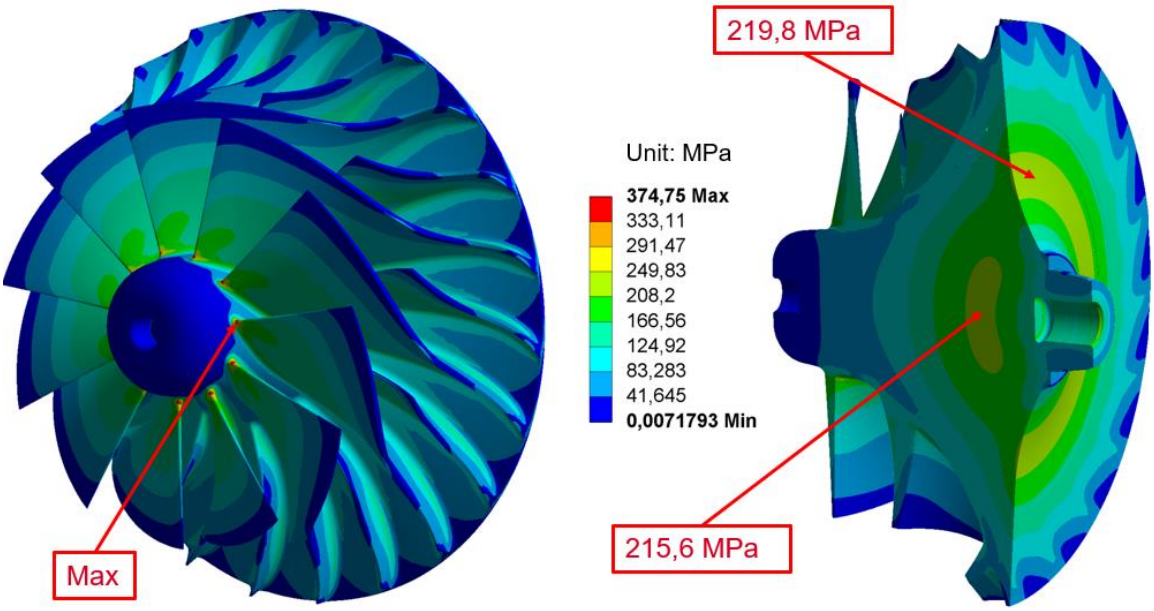
Obr. 48 Rozložení von-Misesova napětí v hřídeli a kroužcích při tepelně-mechanickém zatížení

Hřídel a kroužky:

V případě hřídele a kroužků bylo, stejně jako u mechanického namáhání, vypočteno nejvyšší von-Misesovo napětí v rádiusu hřídele (viz obr. 48, oblast B). Hodnota napětí zde dosahuje 633,9 MPa, což odpovídá součiniteli bezpečnosti 1,262. Pro výpočet bezpečnosti byla, s ohledem na teplotu 107 °C, která v těchto místech panuje dle výsledků termální analýzy, zvolena mez kluzu 800 MPa. Pro rozpěrný kroužek byla zjištěna nejvyšší hodnota napětí 589,7 MPa v zaoblení, jež je znázorněno na obr. 48, písmeno A. U přítlačných kroužků bylo vypočteno maximální napětí 427,9 MPa, a z hlediska bezpečnosti tak nejsou tyto součásti kritické. Výsledky ukázaly, že ani při tepelně-mechanickém zatížení nedochází k uvolňování kroužků mezi sebou ani ke spojení hřídele a kroužků na vnitřním průměru. Hodnota síly předpětí byla v tomto stavu vypočtena na 43 946 N, což je dostatečné k tomu, aby kroužky zůstaly pevně sevřené. Toto bylo také ověřeno vykreslením vypočtených normálových napětí ve směru osy rotace (osy X), kde se hodnoty napětí v kroužcích pohybovaly okolo –130 MPa, což značí tlak.

Kompresorové kolo:

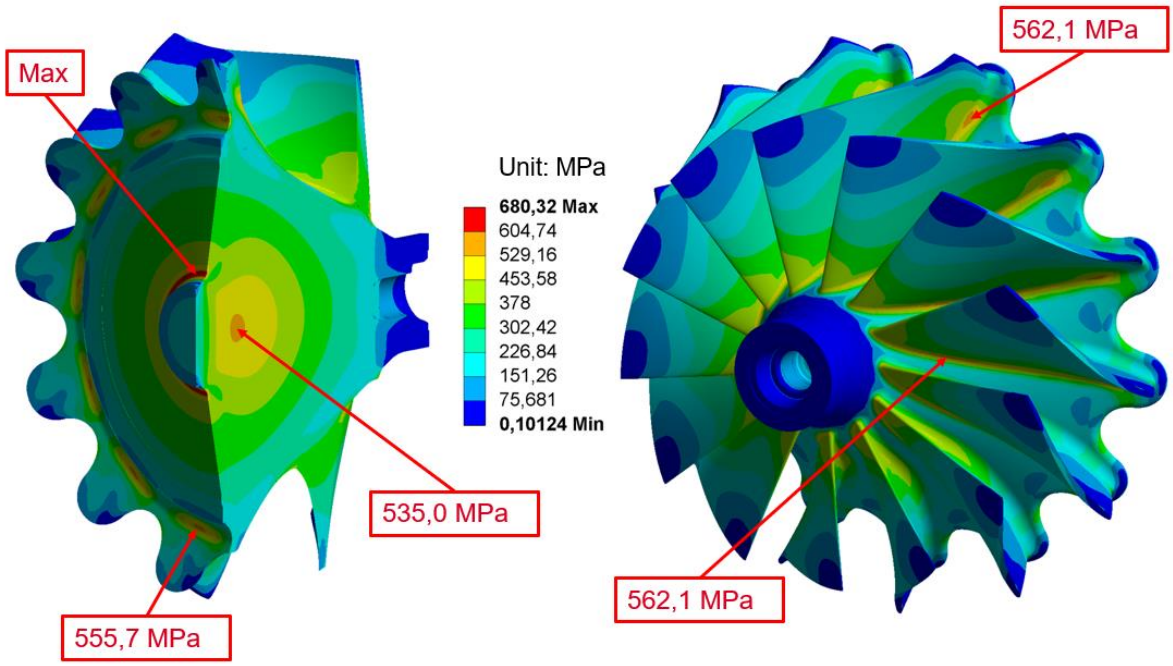
U kompresorového kola bylo zjištěno, že místa s nejvyšším napětím jsou, podobně jako při mechanickém namáhání, kořeny lopatek u jejich náběžných hran. Vypočtené von-Misesovo napětí v těchto místech dosahuje hodnoty 374,8 MPa, což odpovídá koeficientu bezpečnosti 1,022, jak lze vidět na obr. 51. Tato hodnota je vztažena k mezi kluzu 383 MPa hliníkové slitiny při teplotě 54 °C. Teplota v tomto místě byla stanovena termální analýzou a mez kluzu byla odvozena lineární interpolací ze známých hodnot mezí kluzu při 20 °C a 100 °C. Naproti tomu, v dalších často kritických místech, jimiž jsou podle rešerše v kap. 5 jádro kola a zadní stěna, jsou vypočtená napětí téměř dvakrát menší než napětí v kořenech lopatek (viz obr. 49). Výsledky výpočtu navíc ukazují, že napětí v kořenech lopatek se oproti stavu, kdy působilo pouze mechanické zatížení, zvýšilo, protože napětí způsobená jak mechanickým, tak tepelným zatížením mají tahový charakter, jak bylo zmíněno v kap. 6.10.2 a 6.10.3.



Obr. 49 Vypočtená von-Misesova napětí v kompresorovém kole při tepelně-mechanickém zatížení

Turbínové kolo:

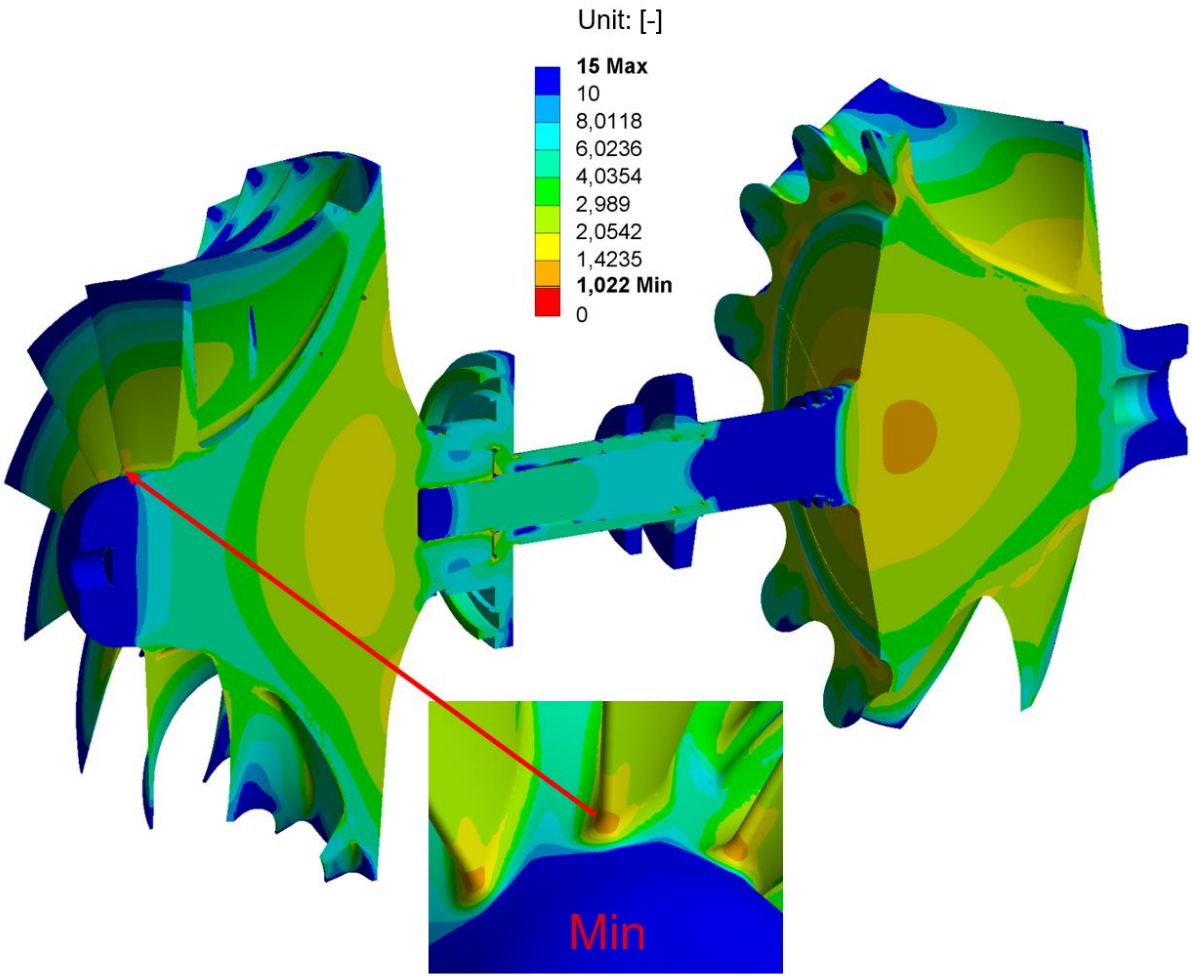
Při tepelně-mechanickém zatížení byla u turbínového kola zjištěna nejvyšší hodnota napětí 680,3 MPa v místě zaoblení na zadní stěně kola. Ačkoliv toto místo nebylo při samotném mechanickém zatížení nejkritičtější, kombinace mechanického a tepelného zatížení způsobila změnu situace, protože napětí v tomto místě je v obou případech tahového charakteru. Vzhledem k mezi kluzu 711 MPa, která byla stanovena lineární interpolací pro teplotu 445 °C, vypočtenou termální analýzou v tomto místě, je hodnota koeficientu bezpečnosti 1,045. Na obr. 50 lze vidět i další místa s vysokými vypočtenými napětími, jako jsou kořeny lopatek, zadní stěna a jádro kola. Zajímavým zjištěním při vykreslení výsledků turbínového kola je, že v místě mezi lopatkami u maximálního průměru náboje kola, kde bylo při samostatném mechanickém a tepelném namáhání zaznamenáno vysoké napětí, nyní vysoká napětí nejsou přítomna. To je způsobeno tím, že napětí od tepelného namáhání je tlakového charakteru, zatímco napětí od mechanického zatížení je tahového charakteru, což vede k jejich vzájemnému odečítání a vyrušení jejich účinků. Díky tomu již při tepelně-mechanickém zatížení není v tomto místě zjištěno vysoké von-Misesovo napětí.



Obr. 50 Vypočtená von-Misesova napětí v turbínovém kole při tepelně-mechanickém zatížení

Vliv nesymetrie sítě:

Také zde, kdy je zapnuta okrajová podmínka rotace rotoru, byl kontrolován vliv nesymetrie sítě prostřednictvím výpočtu reakčních sil na osu rotace, stejně jako v případě mechanického namáhání. Výsledkem byla reakční síla v ose Y –2,3 N a v ose Z 10,3 N, což odpovídá celkové síle 10,5 N. Tyto síly jsou tak ještě menší než při výpočtu, kdy byl rotor namáhán pouze mechanickým zatížením. I v tomto případě je tedy prokázáno, že nesymetrie sítě má na výsledné hodnoty napětí zanedbatelný vliv.



Obr. 51 Vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti rotoru TC při tepelně-mechanickém zatížení

6.10.6 SHRNUTÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY ROTOU TURBODMYCHADLA

V tab. 7 jsou uvedeny nejnižší vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti ve strukturální analýze pro jednotlivé skupiny komponentů dle zmíněného rozdělení podle materiálu. Uvedeny jsou zde pouze čtyři výpočetní kroky, protože pouze čtyři kroky představovaly reálné či teoretické provozní stavy, které mohou nastat. Výpočetní krok samotného tepelného namáhání sloužil pouze k určení vlivu tepelného zatížení na tepelně-mechanické zatížení. V tabulce lze vidět, že pro různé komponenty jsou kritické různé provozní stavy či druhy zatížení. Všechny součásti rotoru při všech uvažovaných provozních stavech vyšly vzhledem k mezi kluzu v bezpečných mezích, neboť součinitel bezpečnosti byl vždy vyšší než 1. To znamená, že materiály jednotlivých součástí rotoru vykazují při uvažovaných provozních stavech pouze elastické deformace. V případě hřídele a kroužků je nejkritičtější montážní stav, kdy na rotor působí pouze předpětí. U těchto součástí byla zjištěna nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti v rádiusu rozpěrného kroužku. To ukázalo, že při sestavování rotoru a vytváření předpětí by příliš velká síla předpětí, která by způsobila větší napětí v dříku hřídele než 200 MPa, vedla nejprve k plastickým deformacím právě v těchto místech. Naopak pro kompresorové i turbínové kolo je nejkritičtější stav při tepelně-mechanickém zatížení, kdy jsou aktivovány všechny okrajové podmínky. V případě kompresorového kola by k potenciální poruše při překročení například vyšších otáček, než bylo uvažováno, došlo

v kořenech lopatek u jejich náběžných hran. U turbínového kola by k poruše nejspíše došlo v zaoblení na zadní stěně, neboť zde byla vypočtena nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti.

Tab. 7 Nejnižší vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti při různých provozních stavech

Druhy zatížení	Nejnižší vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti		
	Hřídel s kroužky	Kompresorové kolo	Turbínové kolo
Předpětí rotoru	1,018	2,880	2698
Mechanické zatížení	1,166	1,130	1,274
Tepelné zatížení a předpětí	1,049	3,241	2,769
Tepelně-mechanické zatížení	1,262	1,022	1,045

Pro porovnání bylo vypočteno, že von-Misesovo napětí v místech kořenů lopatek, kde byly při tepelně-mechanickém zatížení zjištěny nejnižší hodnoty součinitele bezpečnosti na kompresorovém kole ze všech kontrolovaných stavů, způsobené pouze tepelným namáháním, představuje v tomto kritickém místě 8,6 % v porovnání s kombinovaným von-Misesovým napětím (vypočtené von-Misesovo napětí při tepelně-mechanickém zatížení) vypočteným v této oblasti. Oproti tomu samotné mechanické zatížení představuje 90,9 %. U turbínového kola von-Misesovo napětí způsobené pouze tepelným namáháním představuje v nejkritičtějším místě, v zaoblení na zadní stěně, 37,7 % v porovnání s kombinovaným von-Misesovým napětím v této oblasti, zatímco samotné mechanické zatížení představuje 67,4 %.

Bylo zjištěno, že vysoká rotace vlivem odstředivých sil způsobuje vysoká napětí na turbínovém i kompresorovém kole v oblastech zadní stěny kol, v kořenech lopatek a v jádru kola, zatímco tepelné namáhání způsobuje napětí v místech s nejvyššími teplotními gradienty a s tím spojenou nerovnoměrnou tepelnou roztažností materiálu. Místa těchto napětí jsou: na kompresorovém kole u odtokových hran náboje kola v blízkosti kořenů lopatek, na turbínovém kole na zadní stěně v zaoblení u místa spojení hřídele a turbínového kola a na hřídeli u drážky pro těsnící kroužek u turbínového kola. Předpětí rotoru má nejvyšší vliv na namáhání hřídele, kde se nejvyšší napětí vyskytovalo v rádiusu rozpěrného kroužku a hřídele, zatímco na oběžná kola nemělo téměř žádný vliv, s výjimkou kompresorového kola v oblasti závitu a kuželové plochy. V této oblasti byla ovšem vypočtena nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti 2,880, která je dostatečně v bezpečných mezích.

Při všech provozních stavech, které mohou teoreticky nebo reálně nastat (výpočetní kroky zkoumající tepelně-mechanické zatížení a samotné předpětí), bylo zjištěno, že ani v jednom případě nedochází k uvolňování kroužků. Předpětí bylo vždy dostatečně velké na to, aby kroužky pevně sevřelo.

Dále bylo zjištěno, že pokud bylo v nějakém místě na rotoru vypočteno vysoké napětí jak při působení pouze mechanického zatížení, tak při působení tepelného zatížení, nemuselo to vždy automaticky znamenat, že při tepelně-mechanickém zatížení bude toto místo jedno z nejkritičtějších. Typickým případem je turbínové kolo v místě mezi lopatkami u vstupu spalin na kolo, kde i když bylo vypočteno vysoké napětí při čistě mechanickém i tepelném zatížení, při tepelně-mechanickém zatížení bylo napětí nízké. Důvodem je, že v případě mechanického namáhání se jednalo o tahové napětí, zatímco u tepelného namáhání o napětí tlakové, a tyto účinky se tudíž vzájemně odečetly. Na druhou stranu nastal i případ, kdy obě napětí měla stejný charakter a sčítala se, jako například v případě kořenů lopatek u jejich náběžných hran u kompresorového kola. Zde bylo zjištěno, že jak při tepelném, tak při mechanickém namáhání se jednalo o tahové napětí, a tudíž se při tepelně-mechanickém zatížení toto místo ukázalo jako nejnebezpečnější. K identifikaci, zda se jedná o tahové či tlakové napětí, velice napomohla funkce v programu Ansys Mechanical pro vykreslení výsledků maximálních a minimálních hlavních napětí.

V žádném provozním stavu nedošlo ke kontaktu hřídele a kroužků na vnitřních průměrech, což potvrdilo správnost teplotního pole vypočteného termální analýzou. V termální analýze byl uvažován přenos tepla skrze rotor TC vedením u kroužků pouze přes jejich boky, kterými se dotýkají, a radiací mezi hřídelí a vnitřním kroužkem. Při pevnostní analýze měly kroužky tendenci se vlivem předpětí vytlačovat ven a oddalovat se od hřídele na jejich vnitřních průměrech. Pouze ve výpočetním kroku, kdy působilo jen tepelné namáhání, se vůle mezi kroužky a hřídelí zmenšila vlivem většího roztažení hřídele způsobeného přibližně o 10 °C vyšší teplotou hřídele oproti kroužkům.

7 ZÁVĚR

V této práci byl analyzován rotor turbodmychadla TCR16 z hlediska teplotního pole při maximálním tepelně-mechanickém zatížení a pevnostní analýzy za ustálených reálných i teoretických provozních stavů, se zaměřením především na provozní stav s maximálním tepelně-mechanickým zatížením, který byl hlavním cílem práce.

Analýza teplotního pole rotoru ukázala, že vypočtené teploty vykazují vysokou míru shody s naměřenými hodnotami teplot rotoru TC poskytnutých pro tuto práci, přičemž ve většině případů se rozdíl pohyboval pouze v rozmezí 1 °C. Největší rozdíl byl zaznamenán v oblasti zaoblení kompresorového kola na zadní stěně, kde činil 12,6 °C s procentuální chybou 12,61 %. To je však stále považováno za přijatelnou shodu, neboť v tomto místě nebyly vypočteny vysoké teplotní gradienty a ani zde nebyla v následné strukturální analýze zjištěna nebezpečně vysoká napětí. Navíc, úprava okrajových podmínek tak, aby vypočtená teplota odpovídala naměřené, by vedla k nerealistickým hodnotám součinitele přestupu tepla nebo teplotám volného proudu vzhledem ke zjištěným hodnotám v teoretické části.

Rozdíly v teplotách mohou být způsobeny tím, že podle výpočtů se kroužky na vnitřním průměru s hřídelí nedotýkají, zatímco v realitě mohou nastat situace, kdy kroužek není při montáži a sestavování rotoru zcela souosý s hřídelí, což může vést k dotyku na určitých místech. To pak vede k vyššímu přenosu tepla vedením díky kontaktu a rozdílům mezi vypočtenými a naměřenými teplotami. V oblastech s nejvyšším rozdílem teplot mohly rovněž při měření teplot poskytnutých pro tuto práci vzniknout nepřesnosti, neboť ze zdrojů v kapitole 4.3 vyplývá, že při maximálních tepelně-mechanických zatíženích rotoru se hodnoty pohybují spíše okolo 120 °C. Vliv na výsledky může mít také zjednodušený přístup k definování okrajových podmínek prostřednictvím dvou konstantních hodnot součinitele přestupu tepla pro každé kolo a hřídel s kroužky. V teoretické části práce bylo zjištěno, že součinitel přestupu tepla bývá jak na kompresorovém, tak i na turbínovém kole velmi proměnlivý, a pro navazující studie by bylo vhodné přesně určit hodnoty součinitele přestupu tepla pro celý rotor například pomocí metody CFD.

Výsledky teplotní analýzy rovněž ukázaly, že teploty v drážce pro těsnící kroužek u turbínového kola se pohybují v rozmezí od 250 do 325 °C, což představuje riziko připékání oleje, jelikož oleje používané v turbodmychadle TCR16 se začínají připékat při teplotách mezi 220 a 250 °C.

Pevnostní analýza byla rozdělena na pět základních provozních stavů, přičemž každý byl vyhodnocen zvlášť. Při prvním provozním stavu, který simuluje reálný montážní stav, kdy na rotor působí pouze předpětí, bylo zjištěno, že nejkritičtějším místem je rádius u rozpěrného kroužku, kde součinitel bezpečnosti dosahuje hodnoty 1,018. Tato hodnota představuje nejnižší koeficient bezpečnosti zjištěný pro hřídel a kroužky ze všech uvažovaných stavů. Nejnižší hodnoty koeficientu bezpečnosti pro kompresorové a turbínové kolo byly vypočteny při tepelně-mechanickém zatížení. U kompresorového kola se nejkritičtější místo nachází v kořenech lopatek u čela kola, kde byla zjištěna nejnižší hodnota 1,022, zatímco u turbínového kola to bylo v místě rádiusu na zadní stěně kola s hodnotou 1,045. Důvodem, proč nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti není při tepelně-mechanickém zatížení, ale u stavu, kdy působí pouze předpětí, je ten, že rotace, síly od tlaků plynů působící na zadní stěny kol a tepelné zatížení mají tendenci kroužky uvolňovat, a tím se u hřídele a kroužků snižuje maximální napětí.

V případě kompresorového kola bylo zjištěno, že v nejkritičtějším místě je napětí od samotného tepelného zatížení tahového charakteru, stejně jako od čistě mechanického namáhání. To způsobilo vysokou hodnotu von-Misesova napětí až 374,8 MPa. U turbínového kola byla situace obdobná, kdy v nejkritičtějším místě bylo napětí způsobené jak tepelným, tak mechanickým zatížením tahové, což v důsledku významných příspěvků od obou těchto zatížení vedlo k výslednému von-Misesovu napětí při tepelně-mechanickém zatížení až 680,3 MPa. Pro porovnání bylo vypočteno, že von-Misesova napětí v místech kořenů lopatek kompresorového kola způsobená pouze tepelným namáháním představují v tomto kritickém místě 8,6 % v porovnání s kombinovaným napětím vypočteným v této oblasti, zatímco samotné mechanické zatížení představuje 90,9 %. U turbínového kola von-Misesovo napětí způsobené pouze tepelným namáháním představuje v nejkritičtějším místě, v zaoblení na zadní stěně, 37,7 % v porovnání s kombinovaným napětím v této oblasti, kdežto samotné mechanické zatížení představuje 67,4 %.

Napětí 200 MPa vytvořené v dříku hřídele při předepnutí rotoru se ukázalo být dostatečné na to, aby při všech vypočtených provozních stavech nedošlo k uvolnění kroužků mezi sebou, a zůstaly tak pevně sevřené. Tím byla vyloučena možnost, že by tento jev mohl způsobovat harmonické frekvence při měření vibrací rotoru turbodmychadla TCR16. Strukturální analýza rovněž potvrdila, že nesymetrie vytvořené sítě nemají na výsledky téměř žádný vliv. Toto bylo ověřeno skrze vypočtené silové reakce působící na osu rotace, kdy nejvyšší celková reakční síla pouhých 12,7 N byla zjištěna ve druhém výpočetním kroku, kdy působilo výhradně mechanické zatížení.

Vypočtené hodnoty součinitele bezpečnosti, i když ve všech uvažovaných případech zůstávají v bezpečných mezích vzhledem k mezím kluzu jednotlivých materiálů, jsou při některých provozních stavech velmi nízké. To je důležité zvážit, protože turbodmychadla pro stacionární spalovací motory mohou být vystavena nízkocyklové únavě. Například každé spuštění a zastavení motoru představuje cyklus zatížení, který přispívá k nízkocyklové únavě a může významně ovlivnit životnost rotoru turbodmychadla. Při současných vypočtených hodnotách součinitele bezpečnosti na hranici bezpečnosti by rotor pravděpodobně dlouhodobě nevydržel při častém zapínání a vypínání motoru. Je však také třeba vzít v úvahu možné chyby při výpočtech, například nepřesnosti v údajích o materiálech, které byly získány rešerší buďto z materiálových katalogů, nebo odborných publikací, protože přesné hodnoty vlastností materiálů jsou pro výpočty klíčové. Je možné, že PBS Turbo používá pro rotor turbodmychadla TCR16 materiály s například vyšší mezí kluzu, neboť i materiály se stejným označením mohou mít mírně odlišné vlastnosti v závislosti na výrobci. Na výsledky mohou mít vliv také již zmíněné zjednodušené okrajové podmínky při tepelné analýze, definované pomocí dvou konstantních hodnot součinitele přestupu tepla pro každé kolo a hřídel s kroužky, protože u obou oběžných kol byl v kritických místech zjištěn významný vliv tepelného namáhání. Další práce v této oblasti by tedy mohla zahrnovat výpočet domén tekutin v turbodmychadle pomocí CFD, což by umožnilo získat přesnější hodnoty součinitele přestupu tepla a teplot volného proudu v různých částech rotoru TC, a tím i přinést ještě přesnější hodnoty součinitele bezpečnosti rotoru turbodmychadla TCR16, zejména při maximálním tepelně-mechanickém zatížení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] MILLER, J. K. *TURBO: Real World High-Performance Turbocharger Systems*. North Branch: CarTech, 2008. ISBN 13 978-1-61325-017-4.

[2] NOVOTNÝ, P.; DLUGOŠ, J.; PROKOP, A.; ŘEHÁK, K. a RAFFAI, P. Effective computational model for a solution of turbocharger rotor dynamics. Online. *Journal of Vibroengineering*. 2017, vol. 19, iss. 2, s. 724–736. Dostupné z: https://doi.org/10.21595/jve.2016.17816. [cit. 2023-11-14].

[3] MATSUMOTO, K.; JINNAI, Y.; TOJO, M.; HAYASHI, N. a IBARAKI, S. Development of Compact and High-performance Turbocharger for 1050 °C Exhaust Gas. Online. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*. 2008, vol. 45, iss. 3, s. 1–5. Dostupné z: https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e453/e453001.pdf. [cit. 2023-11-14].

[4] FLOREN, Ch. *Water Cooling For Your Turbo*. Online. Garrett Advancing Motion. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/choosing-a-turbocharger/water-cooling-for-your-turbo/. [cit. 2023-11-20].

[5] MIYATA, I.; HIRANO, S.; TANADA, M. a FUJIMOTO, K. Mechanism of Turbocharger Coking in Gasoline Engines. Online. *SAE Technical Paper*. 2015. ISSN 0148-7191. Dostupné z: https://doi.org/10.4271/2015-01-2029. [cit. 2023-11-21].

[6] ROMAGNOLI, A.; MANIVANNAN, A.; RAJOO, S.; CHIONG, M. S.; FENELEY, A.; PERIDIS, A. a MARTINEZ-BOTAS, R. F. A review of heat transfer in turbochargers. Online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 79, s. 1442-1460. ISSN-1364-0321. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.119. [cit. 2023-11-21].

[7] ROMAGNOLI, A. a MARTINEZ-BOTAS, R. Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation. Online. *Applied thermal engineering*. 2012, vol. 38, s. 58-77. ISSN 1359-4311. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.022. [cit. 2023-11-21].

[8] ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA J. M. a TURNER, R. H. *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. Online. 5th edition. McGraw-Hill Education, 2017. ISBN 978-0-07-802768-0. Dostupné z: https://dl.konkur.in/post/Book/Mechanic/Fundamentals-of-Thermal-Fluid-Sciences-Cengel-5th-Edition-%5Bkonkur.in%5D.pdf. [cit. 2023-11-21].

[9] BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA F. P. a DEWITT, D. P. *Introduction to Heat Transfer*. Online. 6th ed. John Wiley & Sons, 2011. ISBN 978-0470-50196-2. Dostupné z: https://books.google.cz/books?id=YBaNaLurTD4C&printsec=frontcover&hl=cs&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false. [cit. 2023-11-21].

[10] JE-CHIN, H. *Analytical heat transfer*. Online. 1st ed. CRC Press, 2012, s. 327. ISBN 978-1-4398-6196-7. Dostupné z: http://servidor.demec.ufpr.br/CFD/bibliografia/Transcal-analitico_Han_2012.pdf. [cit. 2023-11-21].

[11] DAHOO, P. R.; KHETTAB, M.; CHONG, Ch.; GIRARD, A. a POUGNET, P. 4 - Impact of Voids in Interconnection Materials. Online. *Embedded Mechatronic Systems 2*. Elsevier. 2015, s. 79-106. ISBN 9781785480140. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/B978-1-78548-014-0.50004-9. [cit. 2023-12-14].

[12] SHRIVASTAVA, A. 3 - Plastic Properties and Testing. Online. *Introduction to Plastics Engineering*. William Andrew Publishing. 2018, s. 49-110. ISBN 9780323395007. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/B978-0-323-39500-7.00003-4. [cit. 2023-12-14].

[13] OKAWA, T.; ASANO, H.; ITO, K.; MORI, S.; UMEKAWA, H.; MATSUMOTO, R.; PYEON, Ch. H. a ITO, D. 3 - Fundamentals for power engineering. Online. *Fundamentals of Thermal and Nuclear Power Generation*. Elsevier. 2021, vol. 1, s. 77-226. ISBN 9780128207338. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820733-8.00003-0. [cit. 2023-12-14].

[14] SERTH, R. W. 2 - Convective heat transfer. Online. *Process Heat Transfer*. Academic Press. 2007, s. 43-84. ISBN 9780123735881. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/B978-012373588-1/50005-X. [cit. 2023-12-14].

[15] HOLMAN, J. P. *Heat Transfer*. 10th ed. McGraw-Hill, 2010. ISBN 978–0–07–352936–3.

[16] GANJI, D. D.; SABZEHMEIDANI, Y. a SEDIGHIAMIRI, A. Chapter 3 - Radiation Heat Transfer. Online. *Nonlinear Systems in Heat Transfer*. Elsevier. 2018, s. 105-151. ISBN 9780128120248. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812024-8.00003-5. [cit. 2023-12-14].

[17] SHAABAN, S. a SEUME, J. Impact of Turbocharger Non-Adiabatic Operation on Engine Volumetric Efficiency and Turbo Lag. Online. *International Journal of Rotating Machinery*. 2012. Dostupné z: https://doi.org/10.1155/2012/625453. [cit. 2023-12-19].

[18] BURKE, R. D.; OLMEDA, P. a SERRANO, J. R. Dynamic Identification of Thermodynamic Parameters for Turbocharger Compressor Models. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2015, vol. 137, iss. 10. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4030092. [cit. 2023-12-19].

[19] VILÉM, Žaloudek. *Návrh tepelného krytu turbínové strany turbodmychadla*. Online, diplomová práce. Brno. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2022. Vedoucí práce Pavel Novotný. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139996. [cit. 2023-12-19].

[20] TANDA, G.; MARELLI, S.; MARMORATO, G. a CAPOBIANCO, M. An experimental investigation of internal heat transfer in an automotive turbocharger compressor. Online. *Applied Energy*. 2017, vol. 193, s. 531-539. ISSN 0306-2619. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.053. [cit. 2023-12-19].

[21] ZHIHUI, W.; CHAOCHEN, M. a NIAN, J. Temperature measurement at turbine outlet achieved by a sensing net and infrared thermometry method. Online. *International Journal of Thermal Sciences*. 2024, vol. 196. ISSN 1290-0729. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108706. [cit. 2023-12-19].

[22] HUANG, L.; CHAOCHEN, M.; YANZHAO, L.; JIANBING, G. a MINGXU, Q. Improved Heat Transfer Correction Method for Turbocharger Compressor Performance Measurements. Online. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing. 2019. Dostupné z: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/470/1/012002. [cit. 2024-01-14].

[23] PRÉVOST, F.; MOUAL, Y. L.; MAIBOOM, A.; TAUXIA, T.; PAYET-BURIN, T. a DAVODET, O. An analytical user-friendly methodology to transform compressor and turbine supplier characterization maps dedicated to 1D engine simulation: Modelling of turbocharger heat transfer and friction losses. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2023, vol. 221. ISSN 1359-4311. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119812. [cit. 2024-01-14].

[24] TADESSE, H.; RAKUT, Ch.; DIEFENTHAL, M.; WIRSUM, M. a HEUER, T. Experimental Investigation of Steady State and Transient Heat Transfer in a Radial Turbine Wheel of a Turbocharger. Online. *Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2015, vol. 8. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2015-43165. [cit. 2024-01-14].

[25] BAINES, N.; WYGANT, K. D. a DRIS, A. The Analysis of Heat Transfer in Automotive Turbochargers. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2010, vol. 132, iss. 4. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.3204586. [cit. 2024-01-14].

[26] NGURU, R. M.; CHAPMAN, K. S. a SCHULTZ, J. *Simplified Methodology to Correct Turbocharger Field Measurements for Heat Transfer and Other Effects*. Online. Gas Technology Institute, 2002. Dostupné z: https://books.google.cz/books?id=XkhPOAAACAAJ. [cit. 2024-01-14].

[27] LANG, M.; KOCH, T.; EGGERT, T.; SCHIFFERDECKER, R. a WATSON, J. P. A holistic consideration of turbocharger heat transfer analysis and advanced turbocharging modeling methodology in a 1D engine process simulation context. Online. *Automotive and Engine Technology*. 2020, vol. 5, s. 113-136. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/s41104-020-00062-1. [cit. 2024-01-14].

[28] SERRANO, J. R.; OLMEDA, P.; ARNAU, F. J.; DOMBROVSKY, A. a SMITH, L. Turbocharger heat transfer and mechanical losses influence in predicting engines performance by using one-dimensional simulation codes. Online. *Energy*. 2015, vol. 86, s. 204-218. ISSN 0360-5442. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.130. [cit. 2024-01-14].

[29] SERRANO, J. R.; OLMEDA, P.; ARNAU, F. J.; REYES-BELMONTE, M. A. a TARTOUSSI, H. A study on the internal convection in small turbochargers. Proposal of heat transfer convective coefficients. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2015, vol. 89, s. 587-599. ISSN 1359-4311. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.053. [cit. 2024-01-14].

[30] BURKE, R. D.; COPELAND, C. D.; DUDA, T. a RAYES-BELMOTE, M. A. Lumped Capacitance and Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Conjugate Heat Transfer Modeling of an Automotive Turbocharger. Online. *Journal of Engineering for*

Gas Turbines and Power. 2016, vol. 138, iss. 9. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4032663. [cit. 2024-01-14].

[31] HEUER, T. a ENGELS, B. Numerical Analysis of the Heat Transfer in Radial Turbine Wheels of Turbo Chargers. Online. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2007, vol. 3, s. 959-968. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2007-27835. [cit. 2024-01-14].

[32] BYKOV, L. V.; EZHOV, A. D.; MARTYNYUK, L. A.; AFANAS'EV, D. B. a MEZENTSEV, M. A. Thermal Analysis of a Composite Centrifugal Compressor Impeller. Online. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2022, vol. 95, s. 625-635. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/s10891-022-02518-7. [cit. 2024-01-21].

[33] BERDNIKOV, L. A.; PIKULKIN, A. A.; KORCHAZKIN, M. G.; BAZHAN, P. I. a ZAKHAROV, L. A. Study of factors affecting the reliability of turbochargers. Online. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* IOP Publishing. 2018, vol. 386, iss. 1. ISSN 1757-8981. Dostupné z: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/386/1/012024. [cit. 2024-01-21].

[34] BOHN, D.; HEUER, T. a KUSTERER, K. Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Turbo Charger. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2005, vol. 127, iss. 3, s. 663-669. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.1839919. [cit. 2024-01-21].

[35] CATALANI, I.; BALDUZZI, F.; BIANCHINI, A.; FERRARA, G.; PINI, N.; MOSCIARO, L.; MATTIELLO, D.; RABBOLINI, S. a HOFFER, P. A. A Computationally Efficient Method for the Thermo-Structural Analysis of a Turbocharger Turbine Wheel Under Engine Transient Operation. Online. *Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2023, vol. 9. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2023-102204. [cit. 2024-01-21].

[36] HEUER, T.; ENGELS, B. a WOLLSCHEID, P. Thermomechanical Analysis of a Turbocharger Based on Conjugate Heat Transfer. Online. *Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*. 2005, vol. 1, s. 829-836. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2005-68059. [cit. 2024-01-21].

[37] ZHENG, X.; JIN, L.; DU, T.; GAN, B.; LIU, F. a QIAN, H. Effect of temperature on the strength of a centrifugal compressor impeller for a turbocharger. *Journal of Mechanical Engineering Science.* 2013, vol. 227, iss. 5, s. 896-904. Dostupné z: https://doi.org/10.1177/0954406212454966. [cit. 2024-01-21].

[38] BALDUZZI, F.; CATALANI, I.; PINI, N.; MOSCIARO, L.; MATTIELLO, D.; RABBOLINI, S.; HOFFER, P. A.; BIANCHINI, A. a FERRARA, G. A Computationally Efficient Method for the Thermo-Structural Analysis of a Turbocharger Turbine Wheel Under Engine Transient Operation. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023, vol. 145, iss. 12. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4063379. [cit. 2024-01-21].

[39] HEUER, T.; ENGELS, B.; KLEIN, A. a HEGER, H. Numerical and Experimental Analysis of the Thermo-Mechanical Load on Turbine Wheels of Turbochargers. Online.

Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. 2006, vol. 5, s. 325-332. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2006-90526. [cit. 2024-01-21].

[40] HOEPKE, B.; VIEWEG, M. a PISCHINGER, S. Numerical Analysis of Energy Flow Paths in Exhaust Gas Turbochargers by Means of Conjugate Heat Transfer. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2017, vol. 139, iss. 6. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4035229. [cit. 2024-01-21].

[41] RAKUT, Ch.; DIEFENTHAL, M.; WIRSUM, M. a HEUER, T. Analysis of Heat Transfer in a Radial Turbine Wheel of Turbochargers and Prediction of Heat Transfer Coefficients With an Empirical Method. Online. *Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.* 2016, vol. 8. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2016-57687. [cit. 2024-01-21].

[42] KARAGIANNOPOULOS, S.; RODE, M.; PERAL, D.; CASTILLO, D.; ARAGUAS-RODRÍGUEZ, S.; RAI, K.; INOMATA, R.; IOSIFIDIS, G. a FEIST, J. Advanced Thermal Profiling of Turbocharger Compressor Wheels Using Phosphorescence Thermal History Coatings. Online. *Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.* 2022, vol. 7. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2022-80820. [cit. 2024-01-21].

[43] OHUCHIDA, S.; SEO, S. a OKITA, Y. A Steady State Thermal Prediction Method for Ship Board Turbocharger and its Validation With Experiments. Online. *Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.* 2019, vol. 5. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2019-91228. [cit. 2024-01-21].

[44] HONG, Z.; ZHANG, H.; MA, Ch. a CHEN, S. Multi Field Coupling Stress Calculation and Analysis of Centrifugal Compressor Impeller Under Different Atmospheric Conditions. Online. *DEStech Transactions on Environment, Energy and Earth Sciences.* 2018. Dostupné z: https://scholar.archive.org/work/zdofbfjo5jbirneoyaxmbs64ra/access/wayback/http://dpi-proceedings.com/index.php/dteees/article/download/27861/27270. [cit. 2024-01-28].

[45] DIEFENTHAL, M.; LUCZYNSKI, P. a WIRSUM, M. Speed-Up Methods for The Modeling of Transient Temperatures With Regard to Thermal and Thermomechanical Fatigue. Online. *European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and hermodynamics.* 2017. Dostupné z: https://doi.org/10.29008/ETC2017-160. [cit. 2024-01-28].

[46] PEIXOTO, T. F.; NORDMANN, R. a CAVALCA, K. L. Dynamic analysis of turbochargers with thermo-hydrodynamic lubrication bearings. Online. *Journal of Sound and Vibration.* 2021, vol. 505. ISSN 0022-460X. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116140. [cit. 2024-01-28].

[47] SITAYOUNG, T.; LUCZYNSKI, P. a JUNTASARO, E. Thermomechanical analysis of a radial turbine in stationary and transient operation. Online. *3rd International Conference on Energy and Power.* 2022, vol. 2681, iss. 1. Dostupné z: https://doi.org/10.1063/5.0128637. [cit. 2024-01-28].

[48] LUCZYNSKI, P.; GIESEN, M.; GIER, T. S. a WIRSUM, M. Uncoupled CFD-FEA Methods for the Thermo-Structural Analysis of Turbochargers. Online. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power.* 2019, vol. 4, iss. 4. Dostupné z: https://doi.org/10.3390/ijtpp4040039. [cit. 2024-01-28].

[49] MAKARENKO, I.; LEHMAYR, B.; BOGNER, M.; KLAUS, M. a SINGER, R. F. Thermomechanical Behaviour of Turbocharger Compressor Wheels. Online. *Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition.* 2012, vol. 4, s. 1089-1098. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2012-69041. [cit. 2024-01-28].

[50] RAETZ, H.; KAMMEYER, J.; NATKANIEC, Ch. K. a SEUME, J. R. Numerical Investigation of Aerodynamic Radial and Axial Impeller Forces in a Turbocharger. Online. *Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition.* 2011, vol. 3, s. 919-928. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2011-46360. [cit. 2024-01-28].

[51] GJIKA, K. a LARUE, G. D. Axial Load Control on High-Speed Turbochargers: Test and Prediction. Online. *Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air.* 2008, vol. 1, s. 705-712. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2008-50756. [cit. 2024-01-28].

[52] BERDNIKOV, L. A.; PIKULKIN, A. A.; KORCHAZKIN, M. G.; BAZHAN, P. I. a ZAKHAROV, L. A. Study of factors affecting the reliability of turbochargers. Online. 7*IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 386. Dostupné z: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/386/1/012024/pdf. [cit. 2024-01-28].

[53] TOMM, U.; WEISKE, S.; COKSEN, A.; RAFAA, Y. a MÜNZ, S. Validation of a Heat Transfer Prediction Approach Inside Turbochargers and its Application on Turbocharged Engine Performance Analysis. Online. *Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.* 2017, vol. 8. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2017-63195. [cit. 2024-02-19].

[54] LIANG, F.; LI, Y.; ZHOU, M.; XU, Q. a DU, F. Integrated Three-Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of Turbocharger Rotor and Semifloating Ring Bearings. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2017, vol. 139, iss. 8. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4035735. [cit. 2024-02-19].

[55] ZEH, Ch.; WILLERS, O.; HAGEMANN, T.; SCHWARZE, H. a SEUME, J. Evaluation of the Rotor Temperature Distribution of an Automotive Turbocharger Under Hot Gas Conditions Including Indirect Experimental Validation. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2021, vol. 143, iss. 3. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4049825. [cit. 2024-02-19].

[56] SAN ANDRÉS, L.; JUNG, W. a HONG, S. K. A Thermo-Hydrodynamic Model for Thermal Energy Flow Management in A (Semi) Floating Ring Bearing System for Automotive Turbochargers. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* 2021, vol. 143, iss. 1. ISSN 0742-4795. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/1.4048800. [cit. 2024-02-19].

[57] CAVALCA, K. L. a WEBER, H. I. *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM*. Online. Vol. 3. Mechanisms and Machine Science.

Springer Cham, 2019. ISBN 978-3-319-99270-9. Dostupné z: https://doi.org/https://doi.org/10.1007/978-3-319-99270-9. [cit. 2024-02-19].

[58] ZADOROZHNAYA, E.; HUDYAKOV, V. a SIBIRYAKOV, S. Simulation of heat transfer in a turbocharger bearing housing. Online. *Tribology and Materials.* 2022, vol. 1, iss. 2, s. 42-54. ISSN 2812-9717. Dostupné z: https://doi.org/10.46793/tribomat.2022.007. [cit. 2024-02-19].

[59] LIU, Z.; WANG, R.; CAO, F. a SHI, P. Dynamic Behaviour Analysis of Turbocharger Rotor-Shaft Systém in Thermal Environment Based on Finite Element Method. Online. *Shock and Vibration*. 2020, vol. 2020. Dostupné z: https://doi.org/10.1155/2020/8888504. [cit. 2024-02-19].

[60] ROCLAWSKI, H.; OBERSTE-BRANDENBURG, C. a BÖHLE, M. Conjugate Heat Transfer Analysis of a Centrifugal Compressor for Turbocharger Applications. Online. *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery.* 2016. Dostupné z: https://hal.science/hal-01884259/. [cit. 2024-02-19].

[61] PAYRI, F.; OLMEDA, P.; ARNAU, F. J.; DOMBROVSKY, A. a SMITH, L. External heat losses in small turbochargers: Model and experiments. Online. *Energy.* 2014, vol. 71, s. 534-546. ISSN 0360-5442. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.096. [cit. 2024-02-19].

[62] SMOLÍK, L.; DYK, Š. a RENDL, J. Role of dynamic unbalance in dynamics of turbocharger rotors. Online. *International Journal of Mechanical Sciences.* 2023, vol. 249. ISSN 0020-7403. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108237. [cit. 2024-02-27].

[63] EMARA, A.; SOLIMAN, M.; MONIEB, H. a ABDELRAZEK, S. Material Selection for a Turbocharger Centrifugal Compressor Wheel. Online. *SAE Technical Paper 2020.* 2020. Dostupné z: https://doi.org/10.4271/2020-01-5066. [cit. 2024-02-27].

[64] *Which Turbo Billet Compressor Wheel Material Is The Best?* Online. OTS Turbo. OTS-Lift Your Performance. 2018. Dostupné z: https://otsturbo.com/turbo-billet-compressor-wheel-material/. [cit. 2024-02-27].

[65] DIEFENTHAL, M.; TADESSE, H.; RAKUT, Ch.; WIRSUM, M. a HEUER, T. Experimental and Numerical Investigation of Temperature Fields in a Radial Turbine Wheel. Online. *Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition.* 2014. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/GT2014-26327. [cit. 2024-02-27].

[66] *High-Temperature High-Strength Nickel-Base Alloys*. Online. Nickel Institute. 2020. Dostupné z: https://nickelinstitute.org/media/8d93486143182f5/nickel_incopub393_updated-june-2021.pdf. [cit. 2024-02-27].

[67] KRAJEWSKI, P. K.; PIWOWARSKI, G.; BURAŚ, J.; KRAJWESKI, W. K.; PAWEL, R. a SZELIGA, D. Thermo-Physical Properties of Selected Inconel. Online. *Archives of Metallurgy and Materials.* 2014, vol. 59, iss. 3, s. 1055-1058. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/266855615_Thermo-Physical_Properties_of_Selected_Inconel. [cit. 2024-05-19].

[68] MOREIRA, M. F.; FANTIN, L. B.; BENEDUCE NETO, F. a AZEVEDO, C. R. F. Microstructural and mechanical characterization of as-cast nickel-based superalloy (IN-713C). Online. *International Journal of Metalcasting.* 2020, vol. 15, s. 1129-1148. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/s40962-020-00540-0. [cit. 2024-05-19].

[69] HERNANDO ARRIANDIAGA, I.; RENDEROS, M.; CORTINA, M.; RUIZ, J.; ARRIZUBIETA, J. a LAMIKIZ, A. Inconel 718 laser welding simulation tool based on a moving heat source and phase change. Online. *10th Conference on Photonic Technologies-LANE 2018.* 2018. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/326113168_Inconel_718_laser_welding_simulation_tool_based_on_a_moving_heat_source_and_phase_change. [cit. 2024-05-19].

[70] SENKOVA, S. V.; SENKOV, O. N. a MIRACLE, D. B. Cryogenic and elevated temperature strengths of an Al–Zn–Mg–Cu alloy modified with Sc and Zr. Online. *Metallurgical and Materials Transactions A.* 2006, vol. 37, iss. 12, s. 3569-3575. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/s11661-006-1051-5. [cit. 2024-05-19].

[71] *Aluminum 2618-T6*. Online. MatWeb. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=e5e92a1ae7f24e1b918bf4e65dbc7e52. [cit. 2024-05-19].

[72] CHOBAUT, N. Measurements and modelling of residual stresses during quenching of thick heat treatable aluminium components in relation to their precipitation state. Online. *University of Geneva.* 2015. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/283774913_Measurements_and_modelling_of_residual_stresses_during_quenching_of_thick_heat_treatable_aluminium_components_in_relation_to_their_precipitation_state/figures?lo=1. [cit. 2024-05-19].

[73] GRIEB, M. B.; CHRIST, H. J. a PLEGE, B. Thermomechanical fatigue of cast aluminium alloys for cylinder head applications–experimental characterization and life prediction. Online. *Procedia Engineering.* 2010, vol. 2, iss. 1, s. 1767-1776. ISSN 1877-7058. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.proeng.2010.03.190. [cit. 2024-05-19].

[74] WEN, Q.; LI, W. Y.; WANG, W. B.; WANG, F. F.; GAO, Y. J. a PATEL, V. Experimental and numerical investigations of bonding interface behavior in stationary shoulder friction stir lap welding. Online. *Journal of Materials Science & Technology.* 2019, vol. 35, iss. 1, s. 192-200. ISSN 1005-0302. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.jmst.2018.09.028. [cit. 2024-05-19].

[75] *EN 10297-1 Grade 30CrMoV9 quenched and tempered (+QT)*. Online. Matmatch. Dostupné z: https://matmatch.com/materials/minfm31731-en-10297-1-grade-30crmov9-quenched-and-tempered-qt-. [cit. 2024-05-21].

[76] *THYROFORT® 30 CrMoV 9*. Online. Yumpu. 2014. Dostupné z: https://www.yumpu.com/en/document/view/29973640/thyrofortr-30-crmov-9. [cit. 2024-05-21].

[77] *Heat-Resistant Steel Density*. Online. Auremo. Dostupné z: https://auremo.biz/reference/plotnost-stali-garoprochnoy.html. [cit. 2024-05-21].

[78] *Ovako 30CrMoV9 (6140) Steel, +QT*. Online. MatWeb. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=08154990e0cb4667943f4247d7054155&ckck=1. [cit. 2024-05-21].

[79] *Siqual 7707 Steel*. Online. SIJ Metal Ravne. SIJ Group. Dostupné z: https://steelselector.sij.si/steels/VCMO230.html. [cit. 2024-05-21].

[80] *Metrický závit – rozměry*. Online. E-konstruktér. 2014. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/metricky-zavit-rozmery. [cit. 2024-05-21].

[81] YOVANOVICH, M. M. *Thermal Interface (Joint) Conductance and Resistance*. Online. Microelectronics Heat Transfer Laboratory. MHTL. Dostupné z: http://www.mhtl.uwaterloo.ca/courses_old/ece309/notes/conduction/cont.pdf. [cit. 2024-05-21].

[82] *Thermal Contact Resistance*. Online. Dassault Systemes. 2011. Dostupné z: https://help.solidworks.com/2011/english/solidworks/cworks/legacyhelp/simulation/analysisbackground/thermalanalysis/thermal_contact_resistance.htm. [cit. 2024-05-21].

[83] O'SULLIVAN, W. J. a WADE, W. R. *Theory and Apparatus for Measurement of Emissivity for Radiative Cooling of Hypersonic Aircraft with Data for Inconel, Iconel X, Stainless Steel 303, and Titanium Alloy RS-120*. Online. U.S. Government Printing Office, 1961. Dostupné z: https://books.google.cz/books?hl=cs&lr=&id=Q3lOOa1kQcsC&oi=fnd&pg=PA1&dq=emissivity+of+stainless+steel+200+°C&ots=rFz2CTv-m1&sig=coplAUImlcS3VRODR3XXPnalTV4&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false. [cit. 2024-05-21].

[84] *What is the emissivity of various materials?* Online. Metravi. Dostupné z: https://www.metravi.com/faq/what-is-the-emissivity-of-various-materials/. [cit. 2024-05-21].

[85] *Table of Total Emissivity*. Online. OMEGA Engineering. Dostupné z: https://www.omegaengineering.cn/temperature/Z/pdf/z088-089.pdf. [cit. 2024-05-21].

[86] WEN, CH. D. a MUDAWAR, I. Emissivity characteristics of roughened aluminum alloy surfaces and assessment of multispectral radiation thermometry (MRT) emissivity models. Online. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004, vol. 47, iss. 17-18, s. 3591-3605. ISSN 0017-9310. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.04.025. [cit. 2024-05-21].

[87] CORMERAIS, M.; CHESSE, P. a HETET, J. F. Turbocharger Heat Transfer Modeling Under Steady and Transient Conditions. Online. *International Journal of Thermodynamics*. 2009, vol. 12, iss. 4, s. 193-202. ISSN 1301-9724. Dostupné z: https://dergipark.org.tr/en/download/article-file/65769. [cit. 2024-05-21].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	Konstanta pro určení Nusseltova čísla
b	[-]	Konstanta pro určení Nusseltova čísla
c	[-]	Konstanta pro určení Nusseltova čísla
D_{sft}	[m]	Průměr hřídele
E	[-]	Bezrozměrný koeficient pro určení Nusseltova čísla
$F_{1\rightarrow 2}$	[-]	Součinitel viditelnosti
Gr	[-]	Grashofovo číslo
L	[m]	Charakteristický rozměr
L_{sft}	[m]	Délka hřídele
Ma	[-]	Machovo číslo
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Nu_0	[-]	Konstanta pro určení Nusseltova čísla
p	[-]	Konstanta pro určení Nusseltova čísla
P_{C}	[W]	Výkon kompresoru
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
P_{T}	[W]	Výkon turbíny
P_{Z}	[W]	Ztrátový výkon
$\bar{\dot{q}}_{\mathrm{w,a-ave,seg}}$	[W·m^2]	Průměrný tepelný tok stěny segmentu
$\dot{q}$	[W·m^2]	Hustota tepelného toku
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
Re	[-]	Reynoldosovo číslo
Re_{C}	[-]	Umělé Reynoldosovo číslo
S	[m^2]	Teplosměnná plocha
S_{A}	[m^2]	Teplosměnná plocha tělesa 1
S_{B}	[m^2]	Teplosměnná plocha tělesa 2
T_∞	[K]	Teplota volného proudu
T_1	[K]	Teplota na začátku komprese
T_2	[K]	Teplota na konci diabatické komprese
$T_{2,\mathrm{is}}$	[K]	Teplota na konci izoentropické komprese
T_3	[K]	Teplota na začátku expanze
T_4	[K]	Teplota na konci diabatické expanze
$T_{4,\mathrm{is}}$	[K]	Teplota na konci izoentropické expanze

T_A	[K]	Teplota tělesa 1
T_B	[K]	Teplota tělesa 2
T_{TI}	[K]	Teplota na vstupu do turbíny
T_W	[K]	Teplota povrchu
$T_{w,a\text{-}avw,seg}$	[K]	Průměrná teplota stěny segmentu
$\Delta h_{adi,is}$	[J]	Změna entalpie při izoentropickém ději
Δh_{dia}	[J]	Změna entalpie při diabatickém ději
$\bar{\alpha}_{ave,seg}$	[W·m^{-2} K^{-1}]	Průměrný plošný koeficient stěny segmentu
α	[W·m^{-2} K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla
ε	[-]	Emisivita
ε_A	[-]	Emisivita tělesa 1
ε_B	[-]	Emisivita tělesa 2
$\eta_{dia,C}$	[-]	Diabatická účinnost kompresoru
$\eta_{dia,T}$	[-]	Diabatická účinnost turbíny
λ	[W·m^{-1} K^{-1}]	Součinitel tepelné vodivosti
σ	[W·m^{-2} K^{-4}]	Stefan-Boltzmannova konstanta
$gradT$	[K·m^{-1}]	Teplotní gradient
CAD		Počítačem podporované navrhování (computer aided design)
CFD		Výpočtová dynamika tekutin (computational fluid dynamics)
CHT		Konjugovaný přenos tepla (conjugate heat transfer)
FEM		Metoda konečných prvků (finite element method)
RFRB		Ložisko s rotujícím plovoucím pouzdrem
SFRB		Ložisko se zastaveným plovoucím pouzdrem
TC		Turbodmychadlo