



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

NÁVRH TEPELNÉHO KRYTU TURBÍNOVÉ STRANY TURBODMYCHADLA

DESIGN OF TURBOCHARGER HEAT PROTECTION SHEET

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vilém Žaloudek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Vilém Žaloudek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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

Návrh tepelného krytu turbínové strany turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Průmyslové plynové motory budou v budoucnu i nadále velmi důležitou součástí výroby energie. Práce reaguje na zvyšující se nároky na turbodmychadla vedoucí ke zvýšení celkového výkonu motoru. Skutečnost, že v budoucnu budou spalovací motory provozovány při náročnějších provozních podmínkách s jasně dynamickými provozními režimy vyvolá zvýšené požadavky na životnosti turbodmychadla a jeho součástí. V rámci práce se předpokládá přehodnocení stávajícího návrhu ochranného krytu, který musí blokovat přenos tepla turbínové sekce a omezit její vyzařování do okolního prostoru. Nový návrh musí zabezpečit rozložení teplot na vnějším povrchu krytu nepřesahující teplotu 220 °C.

Cíle diplomové práce:

Analýza mechanismů přenosu tepla z turbínové strany.

Návrh nové koncepce tepelného krytu.

Implementace nové koncepce na definované turbodmychadlo a ověření rozložení teplot na povrchu krytu.

Seznam doporučené literatury:

COLLINS, J.A. Failure of Materials in Mechanical Design. Wiley, New York, pp. 255-274. 1993.

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

HEISLER, H. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Bezpečnost strojních zařízení je vždy jednou z hlavních priorit při návrhu konstrukčního řešení. V náročných aplikacích přeplňovaných spalovacích motorů v lodní dopravě je bezpečnost posádky klíčová. V této práci je prezentován postup eliminace rizik požáru způsobený vysokou povrchovou teplotou turbodmyhadla. Povrchová teplota je snižována pomocí bezpečnostního krytu, jeho vhodná koncepce byla navržena a validována pomocí vytvořeného výpočtového modelu. Výsledkem práce je návrh několika koncepcí, které dosahují snížení povrchové teploty.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmyhadlo, turbínová skříň, tepelný kryt, přestup tepla, analýza, MKP

ABSTRACT

The safety of machinery is always one of the main priorities when drafting a design solution. In applications of supercharged internal combustion engines in shipping transport, crew safety, it is one of the most important things. This work presents a procedure for eliminating the risks of fire caused by the high temperature of the turbocharger. The surface temperature is reduced by means of a safety cover. The suitable concept was designed and validated by computational model created by the author. The main outcome of this work is the design of several concepts that demonstrate the reduction in surface temperature transfer, analysis, FEM.

KEYWORDS

Turbocharger, turbine housing, thermal cover, heat transfer, analysis, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽALOUDEK, Vilém. *Návrh tepelného krytu turbínové strany turbodmychadla* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139996>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 19. května 2022

.....

Vilém Žaloudek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Pavlu Novotnému Ph.D., za cenné rady, připomínky a ochotu při jejím vypracování. Dále bych rád poděkoval své rodině, díky které jsem mohl studovat na VUT FSI a která mě vždy podporovala ve všech mých cílech. Také bych chtěl poděkovat své přítelkyni za psychickou i fyzickou podporu při tvorbě této práce. Nakonec velký dík patří mým přátelům, bez nichž by dokončení vysoké školy bylo o poznání náročnější.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Princip přepřování	12
2.1	Konstrukce a princip funkce turbodmychadla	12
3	Základní parametry turbodmychadel	14
3.1	Výběr turbodmychadla	14
3.2	Kompresorová mapa	15
3.3	Turbínová mapa	16
4	Termodynamika	17
4.1	Základní rozbor	17
4.2	Komprese	17
4.3	Expanze	18
5	Přestup tepla	20
5.1	Kondukcce	20
5.2	Konvekce	20
5.3	Radiace	21
5.4	Model přestupu tepla v turbodmychadle	21
5.5	Určování přestupu tepla v turbodmychadlech	22
5.6	Modelování přestupu tepla pomocí 1D	22
5.7	Modelování přestupu tepla při zahrnutí trojrozměrné disipace energie	27
5.8	Experimentální určení přestupu tepla	30
6	Bezpečnostní kryty turbodmychadel	31
6.1	Kryt turbínové skříně	31
6.2	Kryt výfukového kolene	32
6.3	Požadavky na bezpečnostní kryt	33
6.4	Izolační materiál	33
7	Analýza bezpečnostního krytu	35
7.1	Experimentální měření	35
7.2	Fyzikální model přestupu tepla	38
7.3	Analytický výpočet vstupních parametrů	38
7.4	Numerický model turbodmychadla TCR14	40
7.5	Cad model	40
7.5.1	Turbínová skříň	41
7.5.2	Vzduchová doména	41
7.6	Materiálové vlastnosti	42
7.7	Tvorba sítě	42
7.7.1	Turbínová skříň a výfukové koleno	42
7.7.2	Vzduchová doména	42
7.7.3	Izolace	43
7.7.4	Plechový kryt	43
7.7.5	Tepelné mosty	44
7.7.6	Okrajové podmínky	45
7.7.7	Zdroj tepelného toku	45

7.7.8	Konvekce do okolí	46
7.7.9	Radiace.....	46
7.7.10	Citlivostní analýza okrajových podmínek.....	47
7.8	Ověření výpočetního modelu	49
8	Návrh nové koncepce	52
8.1	Koncepční výpočetní model.....	52
8.2	1. Varianta	54
8.3	2. Varianta	59
8.4	3. Varianta	61
8.5	4. Varianta	63
	Shrnutí navržených koncepcí.....	65
	Závěr	68
	Použité informační zdroje	69
	Seznam použitých zkratek a symbolů	72

1 ÚVOD

Využití spalovacích motorů je nedílnou součástí moderního světa. Jejich aplikace sahají od malých motorů v mopedech či sekačkách až po velké několikaválcové stacionární motory lodních plavidel, vlaků a elektrocentrál. Trend dnešní doby poukazuje na dopad spalování fosilních paliv na životní prostředí díky čemuž došlo k technickému posunu v konstrukci celého spalovacího systému moderního spalovacího motoru.

Na dnešní spalovací motory jsou vyvíjeny vysoké nároky na výkon, účinnost a co největší snížení produkce emisí. Z těchto důvodů je většina dnešních spalovacích motorů přeplňována. Zpravidla se dnes k přeplňování využívá turbodmychadel, a to z důvodu zvýšení výkonu vzhledem ke zdvihovému objemu motoru, a právě zmíněnému snížení emisí. Na turbodmychadla jsou kladeny vysoké požadavky, především s ohledem na jejich životnost, účinnost, cenu ale i na jejich izolaci od okolního prostředí. Tyto požadavky jsou protichůdné s náročným provozním režimem, kterým je vysoká teplota na turbínové straně a vysoké otáčky rotorové části turbodmychadla.

Vzhledem k vysokým teplotám spalin proudících přes turbínovou část turbodmychadla je pravděpodobné, že okolí turbínové skříně a výfukového potrubí bude tepelně zatěžováno. Turbodmychadlo se zpravidla nachází velmi blízko motoru, jehož součástí je nejen přívod paliva, ale také mazací soustava. Kombinace vysokých teplot v blízkosti hořlavých tekutin může, v případě jejich nechtěného úniku, vytvořit nebezpečné prostředí. Při uvažování velkých turbodmychadel a vysokých obvodových rychlostech jejich rotujících lopatek, zde hrozí také nebezpečí, v případě fatálního poškození rotoru a možného proniknutí jeho úlomků přes skříně až do okolí turbodmychadla, což může mít neblahé následky v případě střetu s člověkem.

Těmito skutečnostmi jsou turbodmychadla limitována ze strany bezpečnosti, na kterou se váže legislativa a normy. Například na turbodmychadla užívaná v lodní dopravě se vztahuje Mezinárodní úmluva o bezpečnosti života na moři (International Convention for the Safety of Life at Sea – SOLAS). Podle těchto pravidel nesmí žádný povrch ve strojovně přesáhnout teplotu 220 °C [1] a to právě z bezpečnostních důvodů možného vzplanutí provozních kapalin. Z těchto důvodů jsou turbodmychadla v lodních aplikacích izolována od okolí pomocí izolačních materiálů. Dále také podle směrnice Evropského parlamentu rady bezpečnosti o strojních zařízeních 2006/42/ES. je v případě turbodmychadel užitá implementace ochranného krytu turbínové a kompresorové skříně proti případnému ohrožení osob nacházejících se v okolí zařízení při poškození lopatek rotoru a jejich možnému průniku přes turbínovou nebo kompresorovou skříně.

Výroba turbodmychadel je vzhledem k jejich rozsáhlému využití v moderním světě velmi atraktivní oblastí, a to nejen ze strany profitu ale i oblasti dalšího vývoje. Společnosti jako ABB Turbocharging, Garrett Motion nebo MAN Energy Solutions SE jsou předními výrobci turbodmychadel a dodávají své produkty do celého světa. Součástí společnosti MAN je také český výrobce PBS Turbo sídlící ve Velké Bíteši. Firma PBS Turbo se zabývá výrobou a vývojem turbodmychadel již bezmála 60 let a má tak v České republice dlouholetou tradici. V současné době se PBS Turbo zabývá vývojem a výrobou turbodmychadel pro lodní plavidla. Jak již bylo zmíněno, pro tyto aplikace platí pravidla Mezinárodní úmluvy o bezpečnosti života na moři. Proto se zde pracuje mimo jiné i na vývoji tepelných krytů, a to z důvodů dodržení požadovaných teplot na povrchu. Na vývoji nové koncepce tepelného krytu turbínové strany turbodmychadla se podílí i tato diplomová práce, a to právě ve spolupráci se společností PBS Turbo.

2 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ

Při požadavku na zvyšování výkonu spalovacích motorů existuje pouze několik možností, kterými lze tento požadavek uspokojit. Buď může být zvýšen kompresní poměr, nebo je třeba dostat do spalovacího prostoru více směsi paliva se vzduchem. Při zvyšování kompresního poměru jsme omezeni detonačním hořením a pevností hlavy motoru. Většího množství směsi ve spalovacím prostoru je možné dosáhnout hned několika způsoby: zvýšením otáček motoru, zvýšením zdvihového objemu nebo zvýšením hmotnostního toku směsi do válce.

Poslední možnost využívá jevu, kdy je vstupující vzduch stlačen pomocí kompresoru a poté vstupuje dál do plnicího potrubí. Tyto kompresory byly dříve poháněny mechanicky přímo od klikového hřídele. Tato možnost však snižuje celkovou účinnost spalovacího motoru, jelikož je odebrán výstupní výkon z klikové hřídele. Dnes se však běžně využívá energie proudu spalin vystupující na straně výfuku, které pohání turbínu a roztáčí tak přes společnou hřídel oběžné kolo kompresoru. Při využití energie spalin se zvyšuje účinnost celého cyklu tepelného motoru, jelikož až 35 % [2] celkové tepelné energie paliva je odváděno právě spalinami přes výfukové potrubí pryč z motoru. Avšak protože při kompresi vzduchu dochází k jeho oteplení, čímž by se snížila termická účinnost celého cyklu, je vzduch před vstupem do spalovací komory zpravidla chlazen.

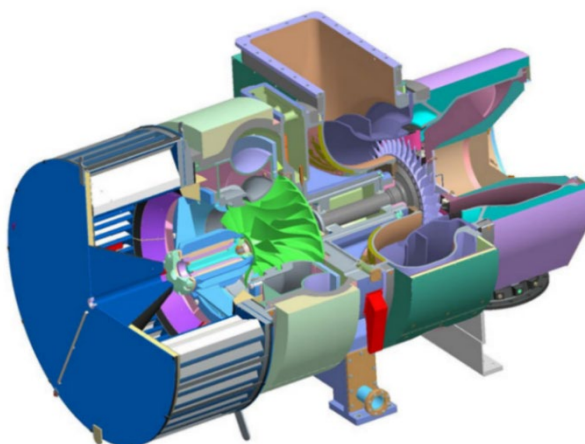
2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP FUNKCE TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo se skládá ze dvou hlavních částí: z turbínové části a z kompresorové části. Turbínová část obsahuje turbínové kolo, turbínovou skříň a obvykle i systém regulace. Kompresorová část je tvořena oběžným kolem, skříň a často se zde také nachází regulační systém. Tyto dvě části jsou spojeny ložiskovou skříň, ve které je uložen společný hřídel. Hřídel spolu s turbínou a oběžným kolem kompresoru tvoří rotor. Hřídel je obvykle mazán tlakovým olejem, který zároveň slouží jako chlazení ložiskové skříně [3]. Na obr. 2 je řez radiálním turbodmychadlem s dvojí spirálou tzv. „dual scroll volute“

Princip funkce turbodmychadel využívá přeměnu entalpie výfukových plynů, vytlačovaných ze spalovacího prostoru na mechanickou energii rotační, díky transformaci na turbínovém kole. Toto kolo je pevně spojeno pomocí hřídele s kolem kompresorovým, kde je mechanická energie transformována zpět na zvýšení entalpie nasávaného vzduchu, který poté dále pokračuje do plnicího potrubí. Díky zvýšení entalpie dojde k nárůstu tlaku, ale i teploty nasávaného média. Zvýšením tlaku dojde k navýšení množství vzduchu, tedy i kyslíku, ve spalovacím prostoru, čímž je splněn předpoklad vstříknutí většího množství paliva. Zvýšenou teplotu nasávaného vzduchu je však nutné redukovat, proto je za kompresorem zpravidla řazen chladič. Teplota je redukována především kvůli zvýšení termické účinnosti.

Existují dva základní typy turbodmychadel, a to axiální a radiální. Jejich hlavním rozdílem je směr vstupu spalin na stranu turbíny vzhledem k ose hřídele.

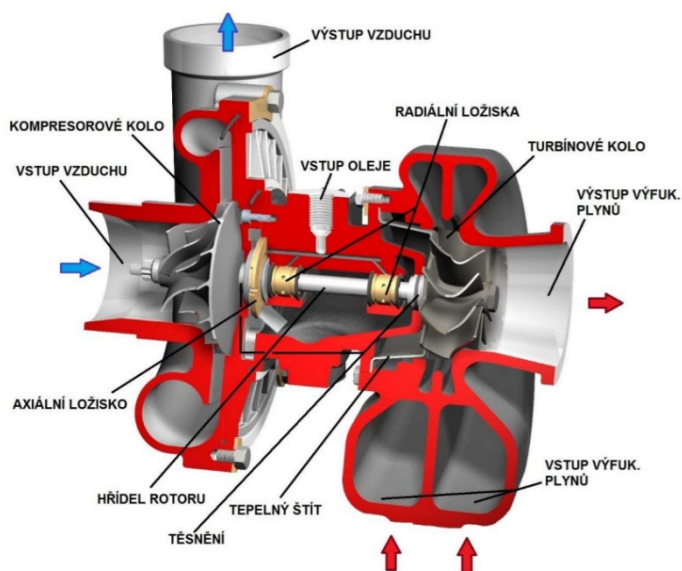
Axiální turbodmychadla (obr. 1) jsou obvykle využívána u velkých stacionárních, popřípadě lodních motorů. Oproti tomu u vozidlových aplikací jejich využití není běžné. Vhodnost axiálních turbodmychadel je ovlivněna velikostí objemového průtoku spalin ze spalovacího motoru. Velikost lopatek turbíny je pak úměrná objemu proudících spalin. V případě malých objemových průtoků a nutnosti použití malých lopatek dochází ke vzniku neúměrných ztrát generovaných průchodem spalin radiální mezerou mezi turbínou a turbínovou skříň. Z tohoto důvodu se pro malé objemové průtoky s výhodou používá turbodmychadel radiálních.



Obr. 1 Axiální turbodmychadlo lodního motoru [20]

Jak již bylo zmíněno, radiální turbodmychadla jsou běžně využívána u vozidlových motorů. U radiálních turbodmychadel vstupuje proud spalin do turbínové skříňe v radiálním směru a vystupuje ve směru axiálním. Proud spalin je sváděn na turbínové kolo pomocí spirálové skříňe, která změni směr vektoru rychlosti proudu. Ke změně směru vektoru rychlosti proudu a jeho velikosti jsou často využívány také rozváděcí lopatky. Tyto lopatky jsou obvykle ovládány a slouží tak jako regulace otáček turbínového kola.

Další variantou turbodmychadel jsou turbodmychadla diagonální. Tvoří jakýsi mezistupeň mezi turbodmychadly axiálními a radiálními. Pro tato turbodmychadla je typické, že proud spalin vstupuje na turbínu pod úhlem menším, než je 90° avšak větším, než je 0° jako je tomu u turbodmychadel axiálních.



Obr. 2 Radiální turbodmychadlo s dvojitou spirálou [21]

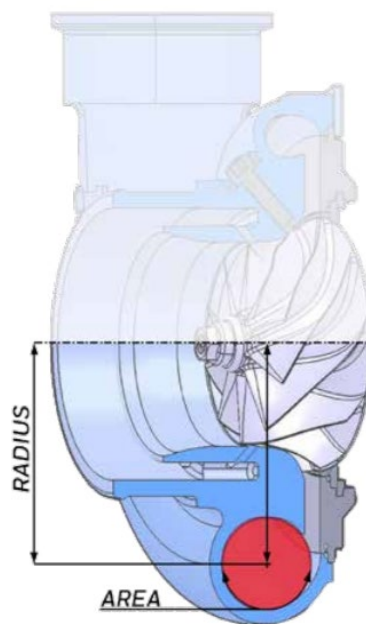
3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY TURBODMYCHADEL

Pro správné pochopení funkce turbodmychadel v součinnosti se spalovacími motory je třeba si definovat jejich základní parametry. Tyto parametry jsou zásadní pro správný návrh nebo vhodnou volbu turbodmyhadla. Tyto údaje uvádí výrobce v katalogu a na základě těchto dat je prováděn výběr vhodného turbodmyhadla pro spalovací motor.

3.1 VÝBĚR TURBODMYCHADLA

Pro dosažení uspokojivého zvýšení výkonu a případnému snížení spotřeby a emise výfukových plynů je třeba brát zřetel na spoustu vstupních parametrů. Správná volba závisí nejen na koncepci spalovacího motoru a fyzikálních možnostech jednotlivých součástí, ale také na pracovních charakteristikách spalovacího motoru, turbíny i kompresu. Nemalý vliv na vhodnou volbu má i prostředí, kde bude spalovací motor používán, jelikož atmosférické podmínky přímo ovlivňují vlastnosti nasávaného vzduchu. V neposlední řadě je nutné zmínit i zástavbové rozměry. Tento parametr může být například u vozidlových aplikací velmi limitující [4]. Turbinová a kompresorová mapa popisují pracovní oblasti oběžných kol vzhledem ke skříni, ve které jsou usazeny. Pro orientaci v jednotlivých mapách slouží A/r_{atio} (rovnice (1)) a TRIM (rovnice (2)) parametry, kde A/r_{atio} je parametr charakterizující vlastnosti geometrie skříňe a TRIM je pak parametrem charakterizující geometrické vlastnosti oběžného kola.

Dle katalogu Garrett Motion [5] je parametr A/r_{atio} charakterizován jako poměr obsahu průřezu hrdla turbínové (kompresorové) spirály (A) a vzdálenosti těžiště této plochy od osy rotoru (r), jak je patrné z obr. 3. V případě uvažování A/r_{atio} parametru u kompresorů, lze říci, že jeho změna má minoritní dopad na výkon, u turbín však nikoliv. V případě změny poměru je dopad již nezanedbatelný. Pokud je zmenšen parametr A/r_{atio} dojde i při nižších otáčkách spalovacího motoru ke zvýšení rychlosti proudících spalin, čímž je dosaženo vyššího výkonu turbíny.



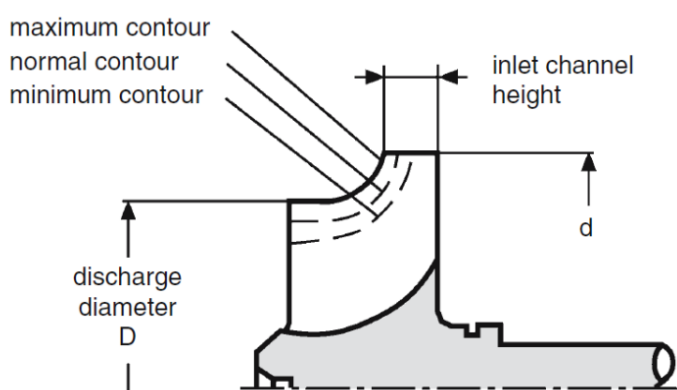
Obr. 3 Definice parametru A/r_{atio} [5]

V případě vyšších otáček však vlivem snížení kapacity turbíny dochází ke škrcení spalin odcházejících ze spalovacího prostoru, což má negativní dopad na výkon.

$$A/r_{\text{ratio}} = \frac{A}{r} \text{ [mm]}, \quad (1)$$

Parametr TRIM je pak dle společnosti Garrett Motion [5] definován jako podíl druhých mocnin vstupního průměru lopatek (d), ku průměru výstupnímu (D). Výsledek je poté násoben 100 pro získání výsledku v %, jak je patrné z rovnice (2). Na obr. 4 je zaznačeno jaký vliv na tvar lopatky v řezu má tento parametr.

$$TRIM = \left(\frac{d^2}{D^2}\right) \cdot 100 \text{ [%]}, \quad (2)$$



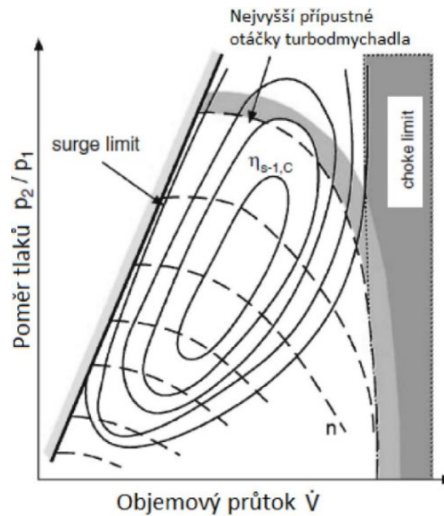
Obr. 4 Definice parametru TRIM [6]

Výkonové turbínové a kompresorové mapy (obr. 5 a obr. 6) jsou běžně používanými nástroji pro porovnávání a vyhodnocování vlastností turbodmychadel, avšak jejich primárním účelem je usnadnit volbu vhodného turbodmychadla k příslušnému spalovacímu motoru. Vstupní hodnoty pro tvorbu výkonových map jsou obvykle měřeny experimentálně při tzv. teplých a studených testech (více v kap 5.8), avšak často jsou pro jejich tvorbu využívány také simulační metody [6]. Při laboratorním testování nejsou dodrženy vždy stejné podmínky měření. Z tohoto důvodu jsou obvykle naměřené hodnoty korigovány pro umožnění porovnání jednotlivých výkonových map [7]. Korigování je uskutečněno pomocí teorie podobnostních čísel. Je totiž nutné, aby rychlostní turbínový (kompresorový) trojúhelník splňoval vlastnosti podobnosti pro všechny měřené podmínky.

3.2 KOMPRESOROVÁ MAPA

Kompresorové mapy znázorňují pracovní režimy kompresoru, ve kterých je kompresor schopen bezpečně fungovat. Vyjadřují závislost hmotnostního průtoku na ose x, na kompresním poměru kompresoru na ose y. Kompresní poměr udávaný na ose y je u kompresorové mapy poměrem totálních tlaků na výstupní straně ku totálnímu tlaku na straně vstupní. V kompresorové mapě jsou vyobrazeny křivky pracovních otáček a účinností. Pracovní plocha kompresoru je pak v kompresorové mapě omezena obvykle třemi limitními stavy (viz obr. 5) Těmito stavy jsou maximální otáčky, mez zahlcení a mez pumpování nebo také dušení.

Mez pumpování známa jako „surge limit“ je charakterizována jako pracovní režim kompresoru, kdy dochází k nestabilnímu proudění vzduchu, které je způsobeno prudkým nárůstem tlaku

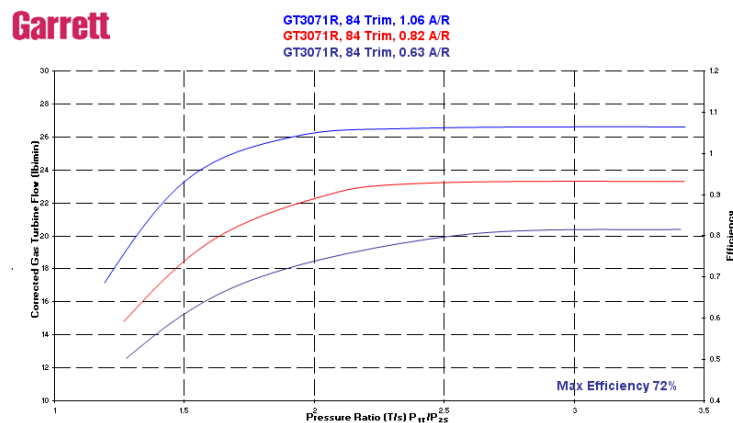


Obr. 5 Kompresorová mapa [25]

a možnému otočení směru proudění. Mez aerodynamického ucpání známá jako „choke limit“ je takový režim kompresoru, kdy kompresor není schopen dodávat požadované množství vzduchu. To znamená, že kompresor již není schopen vyvinout nutný plnicí tlak. Limitní otáčky jsou pak dány strukturální pevností kompresorového kola. Pro univerzálnost a snadné porovnání jednotlivých map kompresorů jsou naměřené hodnoty obvykle korigovány pomocí podobnostních čísel [7].

3.3 TURBÍNOVÁ MAPA

Turbínové mapy vyjadřují obdobnou závislost hmotnostního (někdy objemového) průtoku na kompresním poměru. Avšak v případě turbínových map se v grafech objevuje ještě osa vyjadřující účinnost pro lepší přehlednost. Mapa je pak tvořena křivkami konstantní rychlosti turbíny. Protože teplota spalin je rozdílná pro testy přímo na spalovacích motorech vznětových, zážehových nebo na testovacích zařízeních, je zde korekce vzhledem k teplotě spalin významnější oproti kompresorům. Na obr. 6 pak můžeme vidět příklad turbínové mapy od společnosti Garrett Motion pro různé charakteristické rozměry A/R a Trim.



Obr. 6 Turbínová mapa turbodmychadel od společnosti Garrett [22]

4 TERMODYNAMIKA

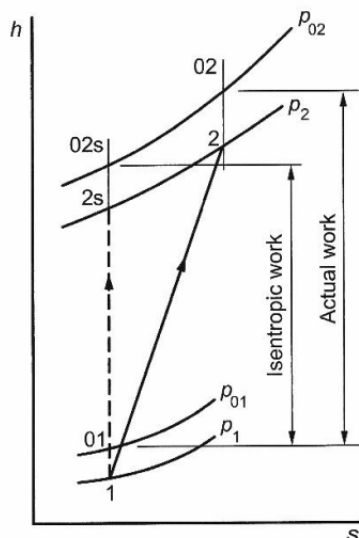
V této kapitole je popsána termodynamika fungování turbodmychadel, jsou zde popsány děje, ke kterým dochází při provozu turbodmychadel. Veličiny popsány v této kapitole jsou základními veličinami vstupujícími do návrhu a konstrukce všech částí turbodmychadla.

4.1 ZÁKLADNÍ ROZBOR

Turbodmychadlo je vysokootáčkové zařízení, které je při svém pracovním režimu vysoce zatěžováno. Turbinová část je silně zahřívána tepelným tokem od proudících spalín, které mohou dosahovat u zážehových motorů teplot až 1050 °C [8]. Tato skutečnost způsobuje tepelnou dilataci a vymezení všech konstrukčních vůlí a vzniku kontaktních napětí. Dále je turbinová část namáhána dynamicky, a to nejen od vysokých otáček rotoru, ale také od tlakových pulzů šířících se výfukovým potrubím od motoru. Protože se tato práce zabývá primárně přestupem tepla a jeho dopadem na konstrukci bezpečnostního krytu turbodmychadla TCR14, je třeba nejdříve objasnit základní mechanismy a zákony kterými je tento děj doprovázen.

4.2 KOMPRESI

Kompresi, ke které dochází ve statoru kompresorové části turbodmychadla probíhá v ideálním případě adiabaticky. Je však jasné, že u skutečných kompresorů tomu tak není. V reálném případě dochází k nevratnému přestupu tepla nejen z turbinové části přes hřídel a ložiskovou skříň, ale také vlivem tření vzduchu o stěny kompresoru což se v diagramu h - S obr. 7, (kde S je entropie a h je entalpie) projeví jako nárůst entropie stlačovaného vzduchu [9].



Obr. 7 Ideální a skutečná komprese [23]

V rovnici (3) je uveden výpočet totální entalpie Δh_{k_tot} pro kompresory

$$\Delta h_{k_tot} = c_{p_v} \cdot \Delta T_{k_tot}, \quad (3)$$

kde c_{p_v} je měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku a ΔT_{tot} je změna totální teploty stlačovaného vzduchu. V případě výpočtu adiabatického (izoentropického) výkonu P_{k_is} lze předpokládat, že teploty stlačovaného vzduchu na počátku komprese T_{1k_tot} a na konci T_{2k_tot}

jsou závislé pouze, uvažujeme-li ideální plyn, na kompresním poměru. Tudiž, jak je naznačeno v rovnici (5), lze určit izoentropickou teplotu na konci komprese jako $T_{2k_tot_is}$. Při určování výkonu kompresorů v praxi jsou tyto teploty měřeny a výkon je počítán dle vztahu (4). Při určování je pak zahrnuta i diabatická komprese vlivem disipace energie z okolního prostředí. \dot{m}_k je pak hmotností průtok vzduchu kompresorem a κ_v je poissonova konstanta pro vzduch.

$$P_k = \dot{m}_k \cdot c_{p,v} \cdot (T_{2k_tot} - T_{1k_tot}), \quad (4)$$

$$T_{2k_tot_is} = T_{1k_tot} \cdot \left(\frac{p_{2k_tot}}{p_{1k_tot}} \right)^{\frac{\kappa_v - 1}{\kappa_v}}, \quad (5)$$

Izoentropická účinnost η_k je pak dána poměrem izoentropického výkonu P_{k_is} a výkonu skutečného P_k .

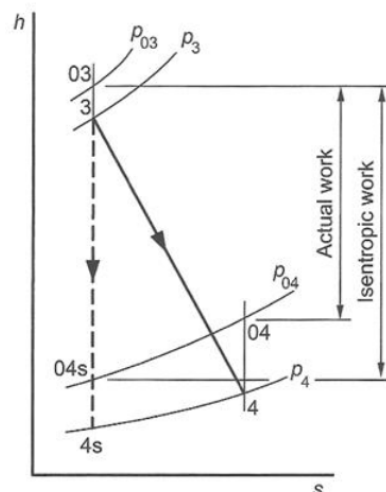
$$\eta_k = \frac{P_{k_is}}{P_k}, \quad (6)$$

Z určených totálních tlaků je v kompresorových mapách užíván tzv „Pressure Ratio on Compressor“ PRC [–], což je poměr totálního výstupního tlaku ku tlaku vstupnímu.

$$PRC = \frac{p_{2k_tot}}{p_{1k_tot}} \quad (7)$$

4.3 EXPANZE

V turbínové části dochází k expanzi na turbínovém kole v ideálním případě opět adiabaticky, avšak v reálném případě probíhá spíše polytropicky. Opět dochází k disipaci energie, což má za následek nevratný nárůst entropie (obr. 8). To se poté projeví na výsledné teplotě spalin opouštějící turbínu [9]. U moderních spalovacích motorů je obvykle za výstupem z turbodmyhadla řazen emisní systém, tudíž zde není tlak atmosférický.



Obr. 8 Ideální a skutečná expanze [23]

Obdobně jako, je tomu u rovnice (3), je i pro turbínu určení totální entalpie Δh_{t_tot} dáno vztahem (8), kde $c_{p,s}$ je měrná tepelná kapacita spalin za stálého tlaku a ΔT_{t_tot} je rozdíl totálních teplot výstupu a vstupu na turbínu.

$$\Delta h_{t_tot} = c_{p_s} \cdot \Delta T_{t_tot} \quad (8)$$

Výpočet skutečného výkonu turbíny P_t je pak proveden obdobně jako u kompresoru, a to součinem hmotnostního toku na turbíně \dot{m}_t s měrnou tepelnou kapacitou spalin c_{p_s} a diferencí teploty výstupní T_{2t} , která je v tomto případě uvažována již jako statická a vstupní teploty T_{1t_tot} .

$$P_t = \dot{m}_t \cdot c_{p_s} \cdot (T_{2t} - T_{1t_tot}) \quad (9)$$

Pro určení ideálního izoentropického výkonu na turbíně P_{t_is} je vypočítána izoentropická teplota na výstupu T_{2t_is} , kde je opět uvažován tlak výstupní p_{2t} již jako statický a tlak vstupní jako totální p_{1t_tot} . Opět je zde pro výpočet isoentropické teploty použita poissonova konstanta pro spaliny κ_s .

$$T_{2t_is} = T_{1t_tot} \cdot \left(\frac{p_{2t}}{p_{1t_tot}} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \quad (10)$$

Určení izoentropické účinnosti turbíny je pak dáno poměrem skutečného výkonu P_t ku teoretickému P_{t_is} .

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{t_is}}, \quad (11)$$

Pro orientaci v turbínových mapách je pak opět často využíváno tzv. „Pressure Ratio on Turbine“, jak vyplývá z rovnice (12).

$$PRT = \frac{p_{1t_tot}}{p_{2t}} \quad (12)$$

Pro správné určení reálného výkonu nestačí měřit teploty a tlaky plynů na vstupu a výstupu ze spalovacího motoru, jelikož jejich teploty jsou silně ovlivněny tepelným tokem ze silně zahřáté turbínové skříně a oběžného kola. Dále je vhodné zdůraznit vliv momentu setrvačnosti rotujících součástí celého turbodmychadla I_{tk} , který je nutné překonat pro dosažení předpokládané úhlové rychlosti celého rotoru ω_{tk} a tak dosažení vhodného pracovního režimu. Proti pohybu zde působí také ztráty v ložiscích P_m , které jsou určovány při experimentálních testech (viz. kap. 5.8).

$$0 = P_t - P_C - P_m - \frac{1}{2} I_{tk} \cdot \frac{d\omega_{tk}^2}{dt}, \quad (13)$$

Z tohoto důvodu je v praxi obvykle udávána účinnost termomechanická η_{tm} , která lépe vystihuje efektivitu zařízení

$$\eta_{tm} = \frac{P_k}{P_{t_is}}, \quad (14)$$

5 PŘESTUP TEPLA

Protože se tato práce zabývá tepelným krytem turbodmychadla jsou v této kapitole popsány mechanismy tohoto fyzikálního děje. Také jsou zde shrnuty konkrétní mechanismy tepelného toku, ke kterým dochází v turbodmychadlech. Nakonec jsou v této kapitole nastíněny metodiky určování těchto toků v praxi včetně výsledků některých autorů.

5.1 KONDUKCE

První mechanismus přestupu tepla vedením může být uskutečněn pouze mezi dvěma látkami, které spolu musí být v kontaktu v makroskopickém měřítku. V měřítku mikroskopickém dochází k přenosu kinetické energie mezi molekulami, které do sebe vlivem kmitání kolem své rovnovážné polohy narážejí, a tak přenáší teplo. Vedení je dominantním mechanismem v pevných látkách, avšak dochází k němu i v tekutinách u kterých nedochází k proudění. Zákon přenosu tepla vedením rovnice (15) byl definován roku 1822 Jeanem Baptisem Josephem Fourirem [10], kde \dot{Q} je tepelný tok ve směru osy x a S_A je izotermická plocha kolmá k tepelnému toku. Tepelný tok kondukcí je závislý na jedné materiálové charakteristice, a tou je součinitel tepelné vodivosti λ .

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot S_A \cdot \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (15)$$

5.2 KONVEKCE

Dalším mechanismem, kterým se přenáší energie ve formě tepla, je proudění. Tento mechanismus dominuje v tekutinách a je podmíněn makroskopickým pohybem částic, které energii přenášejí svým pohybem. Existuje konvekce nucená a volná. K nucené konvekci dochází při nuceném proudění tekutin, volné proudění je uskutečněno pomocí pohybu molekul tekutiny vlivem změny její hustoty při ohřátí či ochlazení. Mechanismus konvekce, známý jako Newtonův zákon ochlazení (rovnice (16)) [10], vyjadřuje tepelný tok mezi proudícím médiem a povrchem tělesa, kde S_A je plocha obtékaného povrchu, ΔT je rozdíl teplot tekutiny povrchu obtékané látky a α je součinitel přestupu tepla.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S_A \cdot \Delta T \quad (16)$$

Součinitel přestupu tepla α je závislý na charakteru proudění, vlastnostech proudící tekutiny a na charakteru obtékaného předmětu (drsnot povrchu, tvar geometrie atp.). Lze ho určit pomocí vztahu (17), kde λ je tepelná vodivost tekutiny, Nu je Nusseltovo číslo, které dává do souvislosti charakter proudění a vlastnosti tekutiny. Charakteristický rozměr L popisuje mezní vrstvu ve které dochází k přenosu energie. Typické hodnoty součinitele α jsou uvedeny na obr. 9.

2–25	W/m ² K	For free convection in gases
10–1,000	W/m ² K	For free convection in liquids
25–250	W/m ² K	For forced convection in gases
50–20,000	W/m ² K	For forced convection in liquids
2,500–100,000	W/m ² K	For boiling and condensing fluids

Obr. 9 Typické hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí [10]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}, \quad (17)$$

5.3 RADIACE

Záření (radiace) je druh sdílení tepla, při kterém není nutné, aby docházelo k interakci molekul dvou těles (látek). K přenosu energie dochází pomocí elektromagnetických vln, což znamená, že se může šířit i ve vakuu. Každý materiál nebo těleso s teplotou vyšší než 0 K vyzařuje jistou formu elektromagnetického záření. Největší množství záření při teplotě T je schopno emitovat tzv. černé těleso. Toto těleso můžeme definovat jako těleso, které je schopno pohltit veškeré dopadající záření všech vlnových délek. Záření bylo popsáno Stefanem a Boltzmanem roku 1879 vztahem (18), kde $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4]$ je Stefan-Boltzmanovou konstantou. Emisivita ε je pak poměrná zářivost šedého tělesa, která dosahuje hodnot 0-1, S_A je pak plocha ozářeného tělesa.

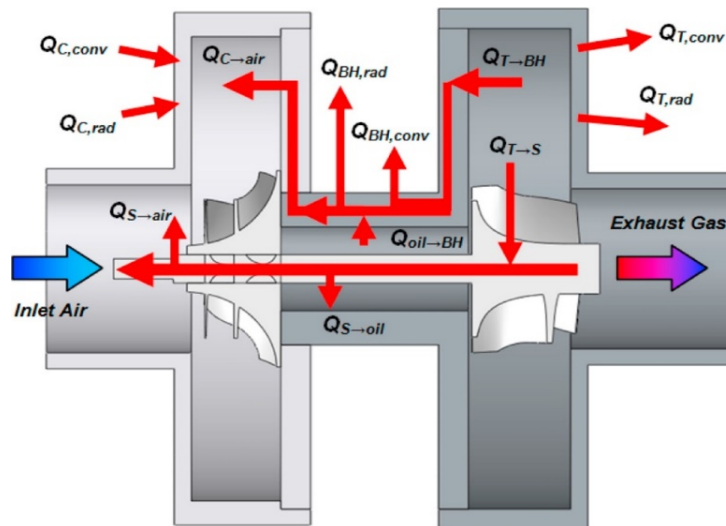
$$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S_A \cdot T^4 \quad (18)$$

5.4 MODEL PŘESTUPU TEPLA V TURBODMYCHADLE

Přestup tepla v turbodmychadlech probíhá z větší části radiací a konvekcí z turbínové části do okolního prostředí. V porovnání s přestupem tepla kondukcí do ložiskové skříně, jsou výše zmíněná majoritní. Teplo přenesené ze stěn kompresorové skříně na stlačovaný vzduch může dosahovat až 10 % z entalpie dodané kompresorem [11]. Takové množství energie není možné zanedbávat. Teplota kompresorové skříně je však úzce spjata s teplotou oleje proudícím z ložiskové skříně. Tepelný tok z turbínové skříně je uskutečněn konvekcí a radiací do okolního prostředí a představuje až 50 % [12] všech tepelných ztrát turbíny v závislosti na pracovním režimu. Ztráta tvořená tepelným tokem uskutečněným pomocí radiace může představovat 10 - 20 % efektivního výkonu kompresoru [11].

Na obr. 10 je celkový tepelný tok turbodmychadlem. Je zde vyznačen tepelný tok ze spalin do turbínového kola ($Q_{T \rightarrow S}$), který probíhá nucenou konvekcí. Tento tepelný tok je kondukcí přenášen na rotorovou hřídel odkud je částečně přenášen do mazacího oleje ($Q_{S \rightarrow \text{oil}}$), z oleje jsou konvekcí ohřívána ložiska a ložisková skříň ($Q_{\text{oil} \rightarrow \text{BH}}$). Přes hřídel je zahříváno také kompresorové kolo, přes které je formou nucené konvekce ohříván stlačovaný vzduch ($Q_{S \rightarrow \text{air}}$). Z proudících spalin je nucenou konvekcí zahřívána také turbínová skříň, která přenáší teplo formou radiace ($Q_{T, \text{rad}}$) a volné konvekce ($Q_{T, \text{conv}}$) do svého okolí. Z turbínové skříně je kondukcí tepelný tok přenášen do ložiskové skříně ($Q_{T \rightarrow \text{BH}}$), která své okolí ovlivňuje stejně jako turbínová skříň radiací ($Q_{\text{BH}, \text{rad}}$) a volnou konvekcí ($Q_{\text{BH}, \text{conv}}$). Zároveň však tepelný tok pokračuje kondukcí z turbínové skříně přes skříň ložiskovou do kompresorové části, kde je teplo nucenou konvekcí přenáшено do stlačovaného vzduchu ($Q_{C \rightarrow \text{air}}$). Poslední forma tepelného toku, ke kterému u turbodmychadla dochází je ohřívání kompresorové skříně z okolí ($Q_{C, \text{conv}}$) konvekcí a také radiací ($Q_{C, \text{rad}}$). K zahřívání od okolního prostředí dochází ve většině aplikací, protože je turbodmychadlo zpravidla umístěno blízko spalovacího motoru, kterým je ovlivněno, jak bylo ověřeno výzkumem Payri a kol [13].

Velikost jednotlivých složek tepelného toku turbodmychadlem je závislá na velkém množství parametrů, ať už na okolním prostředí, velikosti jednotlivých částí, pracovním režimu, nebo na vlastnostech proudících tekutin uvnitř turbodmychadla. Vozidlová turbodmychadla jsou v podstatě neustále ohřívána a chlazena tekutinami, které jimi protékají, což znamená, že parametry těchto tekutin mají majoritní vliv na tepelný tok mezi jednotlivými součástmi turbodmychadla.



Obr. 10 Přestup tepla turbodmychadlem [12]

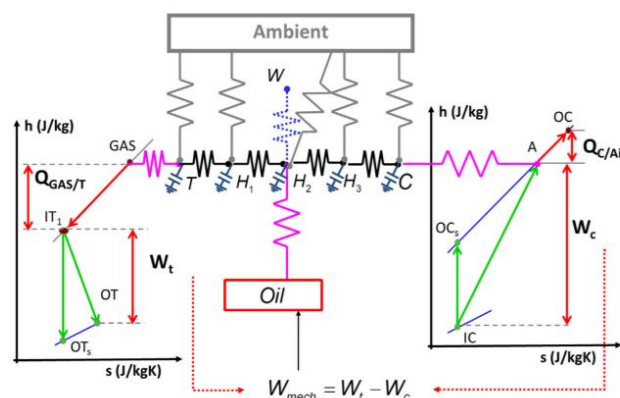
5.5 URČOVÁNÍ PŘESTUPU TEPLA V TURBODMYCHADLECH

Přestup tepla v turbodmychadle je komplexní děj, při kterém je pro jeho přesné určení nutné zahrnout trojrozměrný výpočtový model. Zároveň se výsledky mohou markantně lišit vzhledem k druhu turbodmychadla, pro který je výpočet prováděn. Důležitou vstupní proměnnou je také prostředí, ve kterém turbodmychadlo pracuje. Jelikož je turbodmychadlo zařízení, které pracuje dynamicky, je přestup tepla závislý i na režimu ve kterém se turbodmychadlo nachází.

Obecně v turbodmychadlech dochází k přestupu energie ze spalín na turbínu přes hřídel na kompresorové kolo a do nasávaného vzduchu. Tato přeměna energie je jediná žádoucí a zvyšuje nám tak výkon a účinnost celého spalovacího motoru. Při této transformaci dochází ke ztrátám třením v ložiskách. Také dochází k přestupu tepla z turbínové části přes ložiskovou skříň včetně rotující hřídele na kompresorovou část, jak bylo popsáno v kap. 5.4.

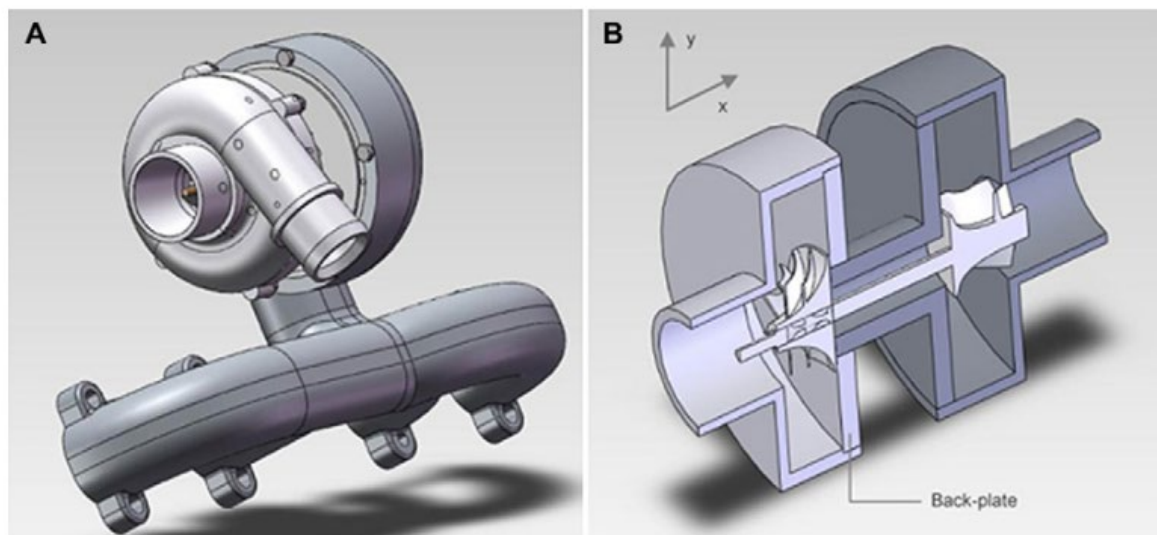
5.6 MODELOVÁNÍ PŘESTUPU TEPLA POMOCÍ 1D

Jeden z přístupů, jak řešit přestup tepla v turbodmychadlech, zohledňuje zjednodušení výpočtu z 3D modelu na model 1D. Hlavním zjednodušujícím předpokladem je adiabatická expanze a komprese v systému. Celý systém turbodmychadla je zjednodušen obdobně jako elektrické obvody do jednotlivých prvků (obr. 11). Každý z těchto prvků má svou kapacitu, která představuje tepelnou energii, kterou je tento prvek schopen akumulovat.



Obr. 11 1D model přestupu tepla v turbodmychadle [13]

Romagnoli a Botaz [14] provedli výzkum přestupu tepla z turbínové strany pro komerční turbodmychadlo určené pro 2.0 l vznětový motor. Jejich 1-D model zahrnul zjednodušující okrajové podmínky a určil přestup tepla pro několik provozních režimů spalovacího motoru. Model turbodmychadla byl zjednodušen do tří válcových těles, které reprezentují turbínu, kompresor a ložiskovou skříň (obr. 12).



Obr. 12 Zjednodušení geometrie turbodmychadla pro 1-D výpočet přestupu tepla.

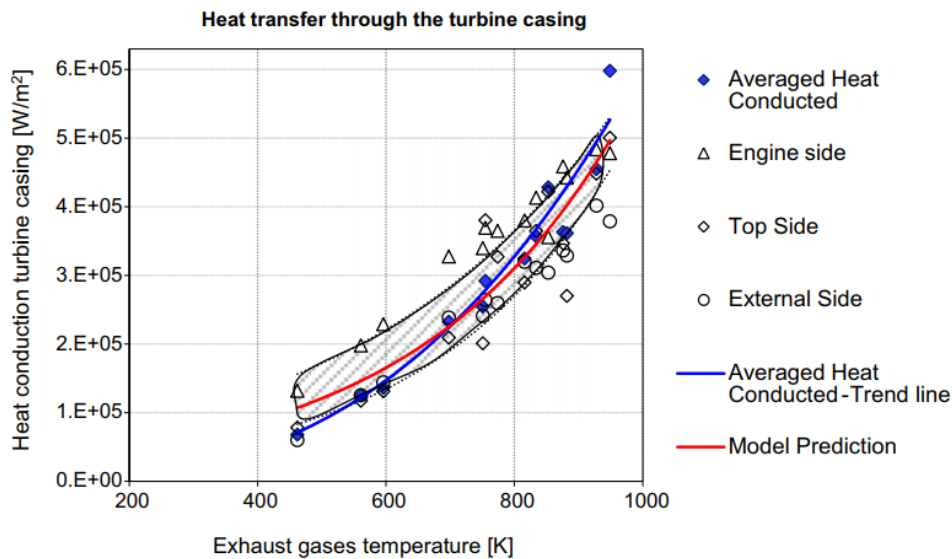
A – Původní model, B – Výpočetní model pro 1-D [12]

Součástí výzkumu bylo zahrnutí účinku konvekce od spalovacího motoru. Vstupními parametry pro výpočetní model byly výkonové parametry turbodmychadla převzaté z turbínových a kompresorových map, určených z adiabatického studeného testu, hmotnostní tok mazacího oleje a teplota výfukových plynů. Kontrolní hodnotou pro vyhodnocení výpočtového modelu, byla pak teplota výfukových plynů opouštějících turbínu.

Za využití iteračních numerických metod byly poté dopočítány teploty výfukových plynů na straně turbíny a teploty vzduchu opouštějící kompresor. Následně byla určena účinnost diabatická zahrnující přestup tepla. Výsledky z 1D simulace byly nakonec porovnány s provedeným experimentem, který zahrnoval měření teploty na několika místech turbodmychadla. Na obr. 13 je vyobrazena grafická závislost intenzity tepelného toku procházející skrze turbínovou skříň v závislosti na teplotě spalin opouštějící turbínu. Jsou zde patrné výsledky hodnot určených výpočetním modelem a experimentem. Rozptyl výsledků je dán skutečností zjednodušení geometrie. Zároveň určení teploty na konkrétních místech je značně náročné vzhledem k lokálnímu ovlivnění tepelného toku vlivem homogenity materiálu a jeho geometrií.

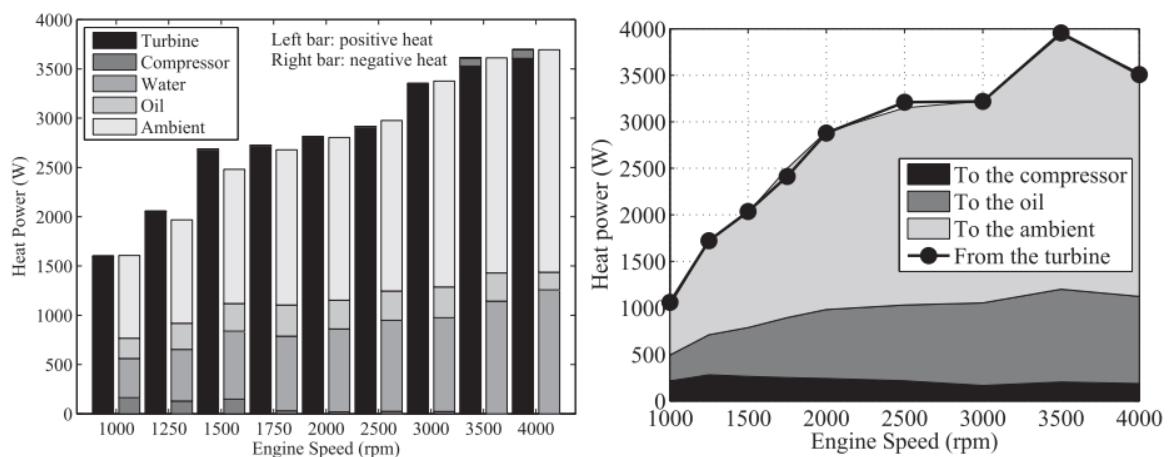
Publikace vydaná Serranem a kol., [15] se zabývá významem závislosti přestupu tepla turbodmychadlem a mechanickými ztrátami. Tato závislost byla určována pomocí 1-D modelu turbodmychadla v programu GT-Suite, ke kterému byl připojen i kompletní model 4 - válcového spalovacího motoru, na kterém bylo simulováno plné zatížení. Výsledky výpočtu byly poté porovnány pro experimentální určení na testovacím zařízení s 2.0 l vznětovým spalovacím motorem. Vstupními parametry pro 1-D výpočtový model byly opět kompresorové a turbínové mapy naměřené adiabaticky při studeném testu. Jelikož byl využit program GT-Suite, byl tento model porovnán i s originálním modelem implementovaným v GT-Suite, který

vychází z výkonových map naměřených při testech za tepla (obvykle dodávaných výrobcem). Zároveň byly pro experiment použity 2 druhy turbodmychadel, a to vodou chlazené určené pro 2.0 l motor a bez vodního chlazení určené výrobcem pro motor o objemu 1.6 l.

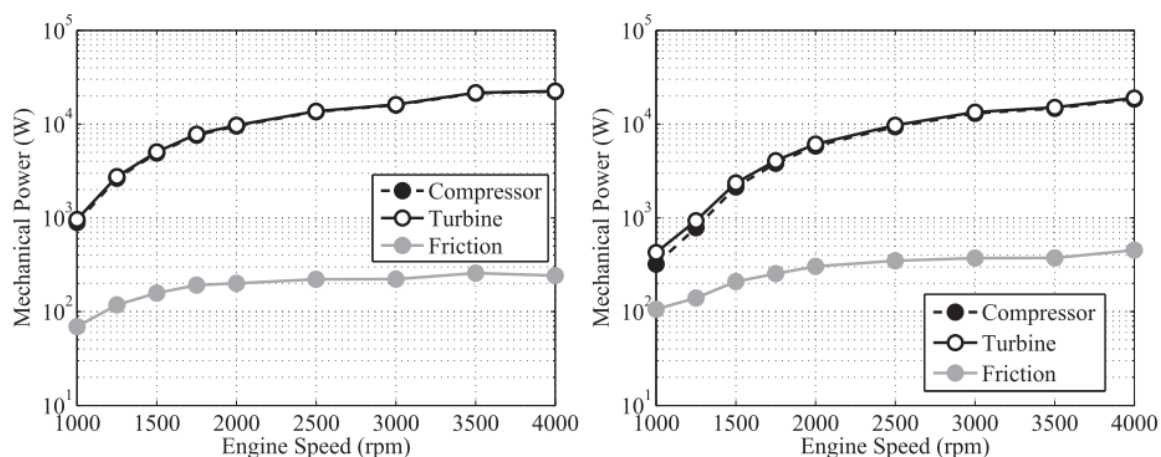


Obr. 13 Přestup tepla skrze turbínovou skříň [12]

Serran a kol. zjistili, že rozdíly mezi 1-D modelem naprogramovaným při jejich výzkumu a originálním v GT-Suite již vloženým využívajícím výkonových map měřených za tepla jsou dostačující pro určení většiny proměnných při plném zatížení spalovacího motoru. Avšak pro určení výstupní teploty spalin a stlačeného vzduchu dostačující nejsou. Znalost těchto veličin je však nutná pro vhodnou volbu chlazení stlačeného vzduchu nebo implementaci dvoustupňového přeplňování. Dále jak je patrné z obr. 14, že ztráty na turbíně emitované do okolního prostředí představují pro turbodmychadlo bez vodního chlazení více než 50 %. Na obr. 15 si lze povšimnout celkového výkon testovaných turbodmychadel.



Obr. 14 Tepelný výkon turbodmychadla s vodním chlazením (vlevo), bez vodního chlazení (vpravo) [13].



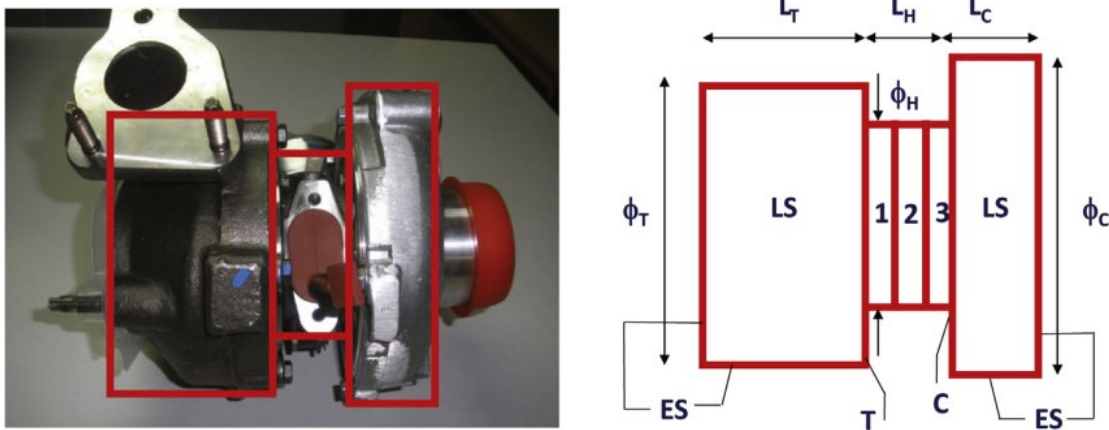
Obr. 15 Výkon měřených turbodmychadel. S vodním chlazením (vlevo), bez vodního chlazení (vpravo) [13]

Jak již bylo zmíněno tepelný tok z turbínové skříně do okolí představuje při zatížení spalovacího motoru majoritní složku všech ztrát v turbodmychadle. U vozidlových motorů k přestupu do okolního prostředí dochází formou konvekce a radiace. Tímto tepelným tokem se zabývají ve svém článku Payri a kol. [13], kde popisuje vnější tepelné ztráty dvou turbodmychadel. Payri a kol. použili podobné zjednodušující podmínky geometrie pro výpočetní model jako Romagnoly a Botaze [14]. Experimentální přístup byl však odlišný. Pro měření na turbodmychadle byl použit nejen vznětový motor o objemu 2.0 l, ale také zkušební zařízení pouze pro turbodmychadla bez spalovacího motoru. Payri a kol. provedli test pro dvě různá turbodmychadla, a to pro vodou chlazené a pro turbodmychadlo bez vodního chlazení obdobně jako Serran a kol. [15]. Pro určení přestupu tepla radiací mezi vzájemně ovlivněnými plochami byl použit vztah (19) dle [16], kde \dot{Q}_r je tepelný tok způsobený radiací, F je faktor ovlivnění radiací jedné plochy druhou.

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{S_{A1} \cdot \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 \cdot F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{S_{A1} \cdot \varepsilon_2}} \quad (19)$$

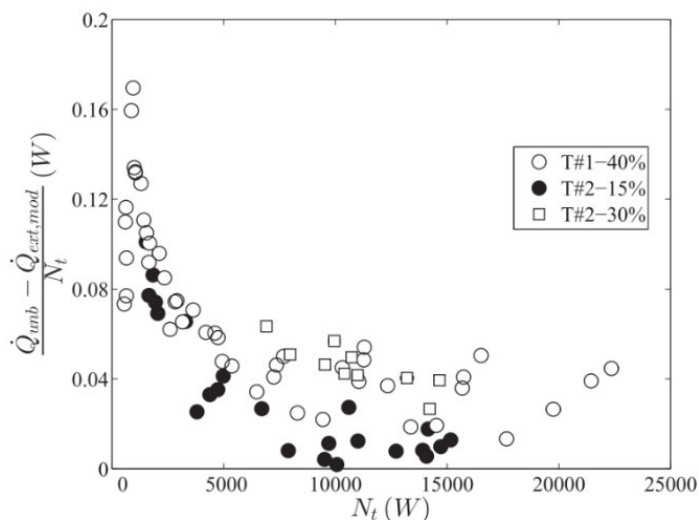
Při zjednodušování geometrie byly uvažovány faktory ovlivnění přestupu tepla jednotlivých ploch, které na sebe vzájemně působí. Také byly určeny formy přestupu tepla mezi vzájemně ovlivněnými plochami, vycházející ze zjednodušení viz. obr. 17. Pro přestup radiací byly určeny tyto vzájemně ovlivněné plochy: Vnitřní plochy turbíny T vyzařují radiaci na vnitřní plochy ložiskové skříně H1, H2, H3 a na vnitřní plochy kompresoru C a také do okolního prostředí. Vnitřní plocha kompresoru ovlivňuje boční plochy (LS) ložiskové skříně H1, H2, H3 a turbíny T. V poslední řadě vyzařují vnější plochy (ES) ložiskové skříně turbíny, kompresoru a také boční plochy turbíny a kompresoru radiaci do okolního prostředí.

Výpočetní model byl poté ověřen experimentem tak, aby bylo možné dále pokračovat v určení množství tepelného toku konkrétní formou (radiací nebo konvekcí). V příloženém grafu na obr. 16 je závislost rozdílu tepelného toku určeného experimentálně a určeného pomocí výpočetního modelu v závislosti na rozdílu entalpie na turbíně. Jsou zde vyobrazeny hodnoty jak pro první turbodmychadlo chlazené vodou (T#1) při VGT (variable geometry turbine) otevřeném na 40 %, tak pro druhé turbodmychadlo (T#2) bez vodního chlazení, kde byly provedeny dvě měření pro VGT otevřeném na 15 % a 30 %.



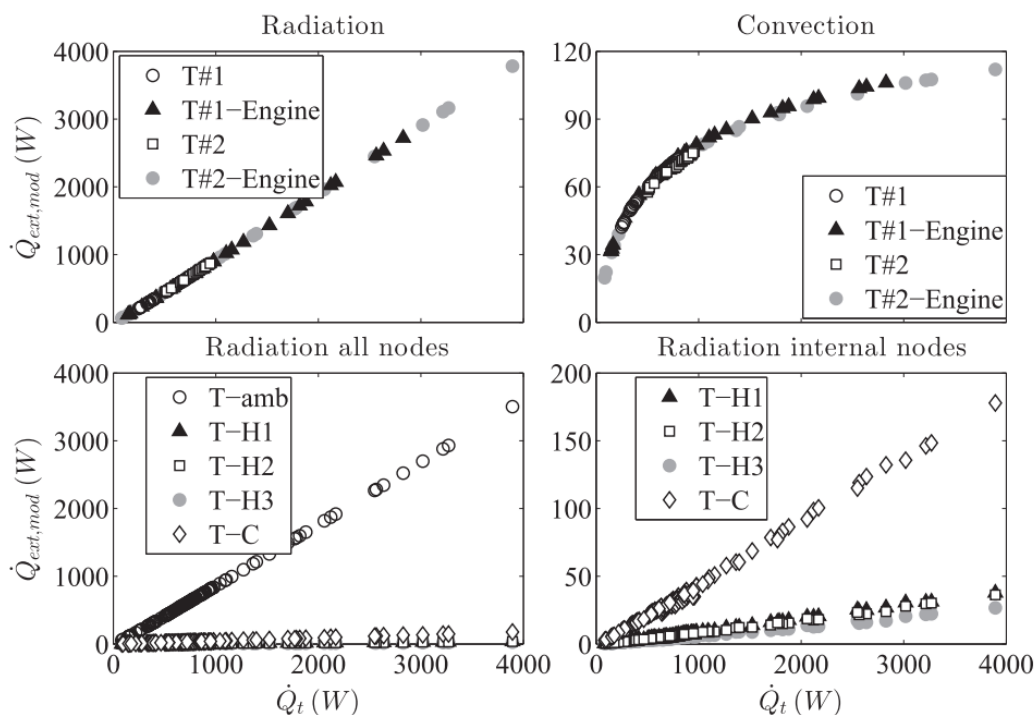
Obr. 17 Zjednodušení geometrie turbodmychadla a rozdělení na jednotlivé plochy [14]

Z grafu je patrné, že při malé změně entalpie na turbíně jsou rozdíly mezi výpočetním modelem a experimentem znatelnější, avšak při vyšších výkonových režimech turbíny dosahují rozdíly výpočetního modelu od reality méně než 3 %. Výsledkem práce Payri a kol. [13] je pak určení množství tepelného toku do okolního prostředí v závislosti na mechanismu přestupu tepla pro jednotlivé části turbodmychadla.



Obr. 16 Rozdíl mezi naměřenými vnějšími ztrátami a ztrátami určenými výpočetním modelem v závislosti na změně entalpie na turbíně [14]

Hlavním zdrojem tepelného toku je turbína, kde bezmála 50 % celkového úbytku entalpie je vyzářena do okolí. Při určování významnosti mechanismů přestupů tepla na turbínové straně. Payri a kol. [13] zjistili, že radiace představuje většinu tepelné ztráty vznikající v turbodmychadle (obr. 18 vlevo nahoře). Tepelný tok vyzářen radiací turbínové části je opět v závislosti na celkové tepelné ztrátě turbíny majoritní, jak je patrné z obr. 18 (vlevo dole), vzhledem k záření ostatních částí turbodmychadla. Radiace, která je přenášena mezi jednotlivými částmi turbodmychadla, je pak nejvýznamnější mezi turbínou a kompresorem Obr. 18 (vpravo dole). Pokud je uvažován tepelný tok způsobený konvekcí z turbínové skříně vzhledem k celkovým tepelným ztrátám na turbíně, lze říci že jejich význam je v porovnání s radiací minoritní obr. 18 (vpravo nahoře).

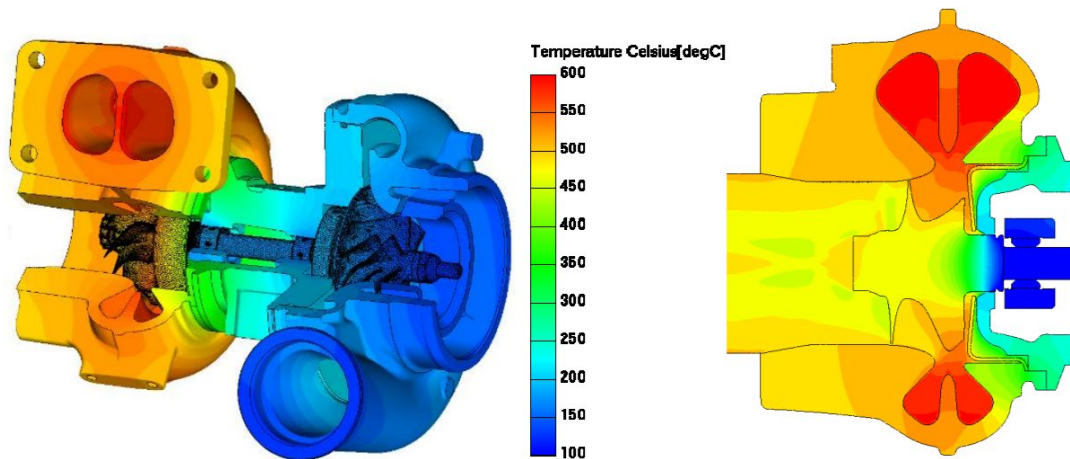


Obr. 18 Tepelný tok určený výpočtetním modelem na turbínové straně [14]

5.7 MODELOVÁNÍ PŘESTUPU TEPLA PŘI ZAHRNUTÍ TROJROZMĚRNÉ DISIPACE ENERGIE

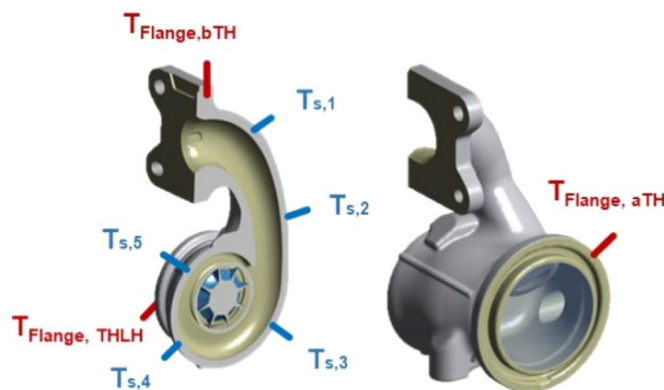
Další možností pro určení přestupu tepla u turbodmychadel je využití moderních nástrojů využívajících numerických metod. V tomto případě je uvažována distribuce tepelného toku ve všech třech směrech a je zahrnuta kompletní geometrie celého turbodmychadla. Tato skutečnost značně komplikuje celou úlohu, avšak umožňuje detailnější určení rozložení teploty v konkrétních místech turbodmychadla. Zpravidla je model opět rozdělen do několika částí. Nejprve je řešen přestup tepla v tzv. doméně proudících tekutin pomocí metody CFD (Computational fluid dynamics). Tím jsou určeny tepelné toky a teploty na konkrétních místech proudícího vzduchu, spalin a oleje. Výsledky z CFD jsou potom hlavními vstupy do analýzy FEM (Finite element method), která analyzuje přestup tepla v jednotlivých částech turbodmychadla. Výstup takové analýzy je na obr. 19.

Dalším moderním nástrojem, který je možné použít je metoda CHT (Conjugate heat transfer). Tato metoda je matematicky přesnější, jelikož uvažuje přímý kontakt tekutiny s obtékanými tělesy a doména tekutiny je na povrchu určena stejnou diskretizací jako povrch obtékaných těles. Z tohoto není nutné přenášet výsledky z analýzy CFD do FEM, což může vést k určitým nepřesnostem [12]. Numerické řešení přestupu tepla je účinným nástrojem, avšak pro jeho vhodné použití je nutné znát všechny potřebné okrajové podmínky. Dosažení přesných výsledků vyžaduje provést určení vhodných veličin. Je třeba určit vhodné parametry proudění uvnitř turbínové skříňe. Některé parametry lze určit z turbínových a kompresorových map viz. kap. (3), jiné je třeba experimentálně změřit termokamerami a kontaktními teploměry, aby použité okrajové podmínky co nejlépe odpovídaly realitě a řešiče dosáhly konvergence.



Obr. 19 Model přestupu tepla pomocí FEM (vlevo) a CFD/FEM (vpravo) [24]

Jak již bylo zmíněno metoda, CHT je nejrobustnější numerickou metodou, avšak při řešení transientního chování vyžaduje vysoké výpočetní časy. Gao a kol. [17] provedli numerický výpočet tepelného toku turbínou za pomoci metody CHT s použitím různých okrajových podmínek. Výpočetní model poté validovali experimentem. Experimentální část byla provedena na zkušebním zařízení pro tepelné turbíny bez spalovacího motoru. Byly provedeny testy jak adiabatické, tak diabatické. Pro určení okrajových podmínek byly z diabatického testu naměřeny teploty v pěti bodech na turbínové skříni ($T_{S,1}, T_{S,2}, T_{S,3}, T_{S,4}, T_{S,5}$) a 3 body na spojovacích přírubách: turbína - ložisková skříň ($T_{Flange, aTH}$), turbína - vstupní potrubí ($T_{Flange, bTH}$) a turbína - výstupní potrubí ($T_{Flange, THLH}$) – viz. obr. 20.



Obr. 20 Referenční místa měřených teplot pro okrajové podmínky CHT analýzy [17]

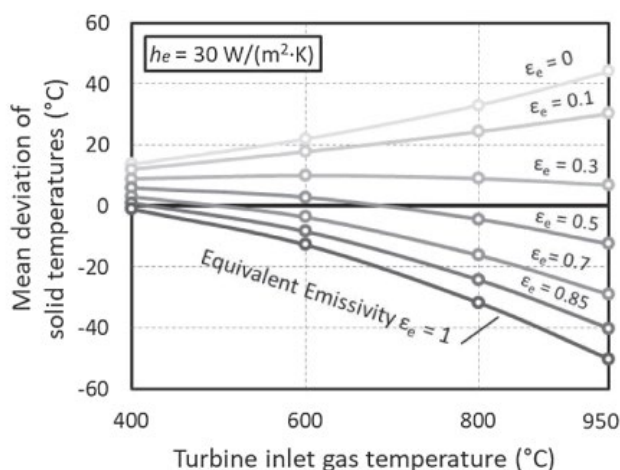
Pro řešení byl použit komerční program ANSYS CFX. Doména tekutiny skládající se z rotačního průřezu byla diskretizována pomocí strukturální hexaedrické mřížky. Diskretizace turbínové skříně byla provedena pomocí tetrahedrální mřížky. Statistické údaje o vlastnostech sítě použité jak v doméně tekutiny, tak v turbínové skříni jsou zobrazeny tab. 1. Okrajové podmínky pro přestup tepla skrze turbínovou skříň byly nastaveny následovně: Povrch přírub, kde byly teploty určeny experimentálně ($T_{Flange, aTH}, T_{Flange, bTH}, T_{Flange, THLH}$). Konvekce mezi vnitřní stranou turbínové skříně a proudícími spaliny byla určena výsledkem simulace proudění tekutiny. Gao a kol. [17] zvolili konzervativní přístup tepelného toku mezi tekutinou a stěnou a součinitel přestupu tepla volili jako konstantní.

Tab. 1 Statistické údaje použité diskretizace pro CHT model [17]

Component	Mesh type	Number of elements
Inlet extend (Fluid)	Hex.	0.454 mil.
Volute (Fluid)	Tet. + Prism	1.622 mil.
Impeller (Fluid)	Hex.	1.901 mil.
Diffuser (Fluid)	Tet. + Prism	1.687 mil.
Mixing device (Fluid)	Tet. + Prism	0.919 mil.
Outlet extend (Fluid)	Hex.	0.215 mil.
Impeller (Solid)	Tet.	0.576 mil.
Turbine housing (Solid)	Tet.	1.732 mil.
Total		9.106 mil.

Tepelný tok mezi vnější stěnou a okolím probíhá mechanismem konvekce dle vztahu (16) a radiace dle vztahu (18). Součinitel přestupu tepla volnou konvekcí byl následně odladěn, mechanismus radiace byl ve výpočetním modelu také zahrnut. Pro správné naladění výpočetního modelu přestupu tepla z turbínové skříně je klíčové určit součinitele přestupu tepla konvekcí h_e a emisivitu ε_e . Gao a kol. [17] provedli odladění těchto součinitelů, a to pro škálu teplot proudících plynů od 400 °C do 950 °C, pro hodnoty součinitele přestupu tepla $h_e = [30; 35; 30; 70]$ [W/(m²/K)]. Příklad jednoho kroku odladění je vyobrazen na obr. 21.

Za uspokojující odladění pak byl považován výsledek $h_e = 48,974$ W/(m²/K) a $\varepsilon_e = 0,122$, který má již minimální odchylku v celé škále teplot. Po určení těchto koeficientů byl model validován s experimentem a z výsledků vnějšího přestupu tepla pomocí trojrozměrné disipace energie metodou CHT lze vyvozovat, vzhledem k vnějšímu přestupu tepla turbíny, že tepelné ztráty významně narůstají s teplotou. Z experimentálního modelu Gao a kol. [17] pak vyplývá, že při teplotě spalin do 400 °C je poměr vnějších ztrát tepelných ztrát ku mechanické účinnosti do 0,442 a při navýšení teplot na 950 °C tento poměr vzroste na 2,332. Z toho je patrné že tepelné ztráty jsou až 2,5x větší než mechanický výkon turbodmychadla.

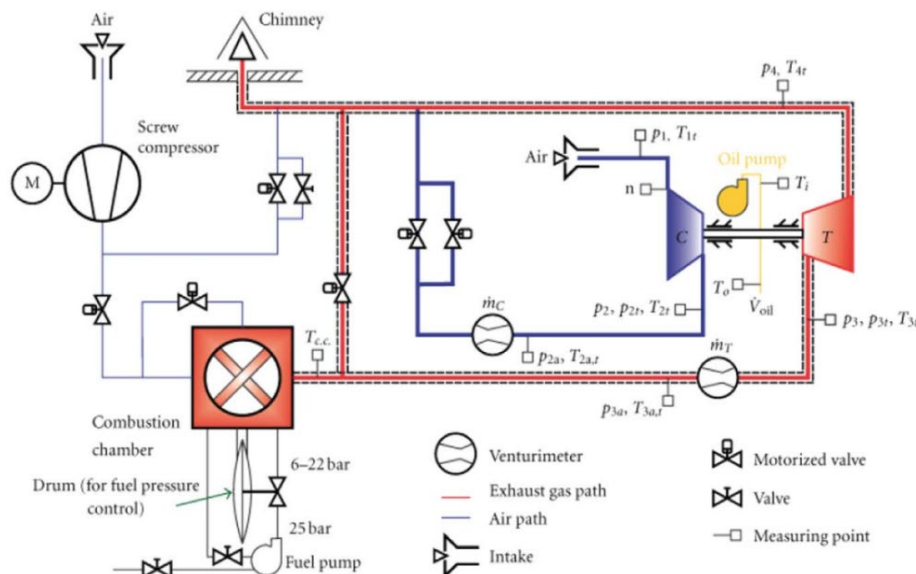
Obr. 21 Závislost součinitelů přestupu tepla h_e a ε_e vzhledem k odchylce od povrchové teploty [17]

5.8 EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ PŘESTUPU TEPLA

Experimentální testování turbodmychadel se nejčastěji provádí z důvodů vytváření výkonových map a určování pracovního bodu turbodmychadla. Zpravidla jsou prováděny dva druhy testů, a to za studena a za tepla. Testování za tepla je dále členěno jako izolované a neizolované. V prvním případě je měřen vnitřní přestup tepla mezi proudícími plyny a jednotlivými součástmi. V případě druhém je naopak určován tepelný tok mezi vnějším prostředím a povrchem turbodmychadla [11].

Při testování za studena je na stranu turbíny přiváděn vzduch, který má přibližně teplotu okolního prostředí. Při tomto testu je simulována adiabatická komprese a je tak možné určit tepelný tok způsobený mechanickými ztrátami v ložiscích. V průmyslu je obvykle používán pouze test za tepla při provozních otáčkách pro určení turbínových a kompresorových map pro účely vhodného výběru turbodmychadla pro zákazníka. Schéma testovacího zařízení je na obr. 22.

Z experimentů bylo zjištěno, že přestup tepla od turbíny přes ložiskovou skříň je díky mazacím kanálům, ve kterých proudí olej, silně omezen [11]. Tepelná kapacita mazacího oleje je v některých případech využita pro odvod tepla ze ztrát od ložisek pouze z 20 % [16]. Ovlivnění funkce aerodynamických vlastností kompresoru tepelným tokem od turbíny se ukázalo být jako minoritní. Avšak při režimu v nízkých otáčkách, a vysokých teplot na straně turbíny, účinnost vlivem přestupu tepla klesá [11].

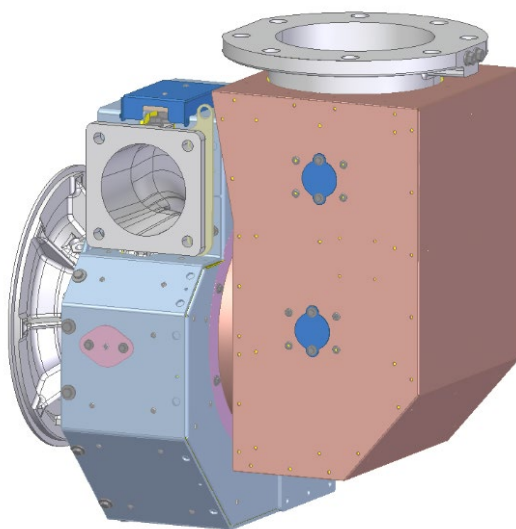


Obr. 22 Schéma testovacího zařízení pro provádění teplých a studených testů [11]

6 BEZPEČNOSTNÍ KRYTY TURBODMYCHADEL

Turbodmychadla lodních motorů musí splňovat specifická pravidla a normy. V mezinárodní úmluvě o bezpečnosti života na moři (SOLAS) je maximální teplota povrchu zařízení, nacházející se ve strojovně, jasně definována. Maximální teplota povrchu nesmí přesáhnout 220 °C [1], a to z důvodu možného vznícení uniklých provozních kapalin. Při dodržení norem SOLAS je tak možné účinně předejít požárům strojoven. Proto jsou turbínové skříně použité v lodní dopravě vybaveny kryty, které mají snížit riziko požárů plavidel a jejich fatálním následkům na posádce, majetku a životním prostředí. Turbodmychadla vyvíjena společností PBS Turbo jsou těmito bezpečnostními prvky opatřena (obr. 23).

Primárním požadavkem společnosti PBS Turbo bylo odstínění tepelného toku na kritických místech, které bylo možné lokalizovat ze záběrů z termokamer (kap.7.1). Kritická místa řešena v této práci jsou především místa uchycení bezpečnostního krytu k turbínové skříně (obr. 24) a výfukovému koleni (obr. 25). Tato místa byla vyhodnocena jako kritická a zamezení tepelného toku skrze tyto tepelné mosty je řešeno v dalších kapitolách této práce. Pro snížení nebo zamezení přestupu tepla na povrch bezpečnostního krytu bylo navrženo několik nových koncepcí uchycení krytu. Všechny koncepce byly navrženy s cílem eliminace maximálních teplot na povrchu bezpečnostního krytu. K validaci nových koncepcí byly využity inženýrské nástroje k určení trojrozměrné distribuce tepelného toku kontinuem, konkrétně software Ansys Mechanical, který je běžně využíván pro ověření návrhů před vytvořením prototypu.

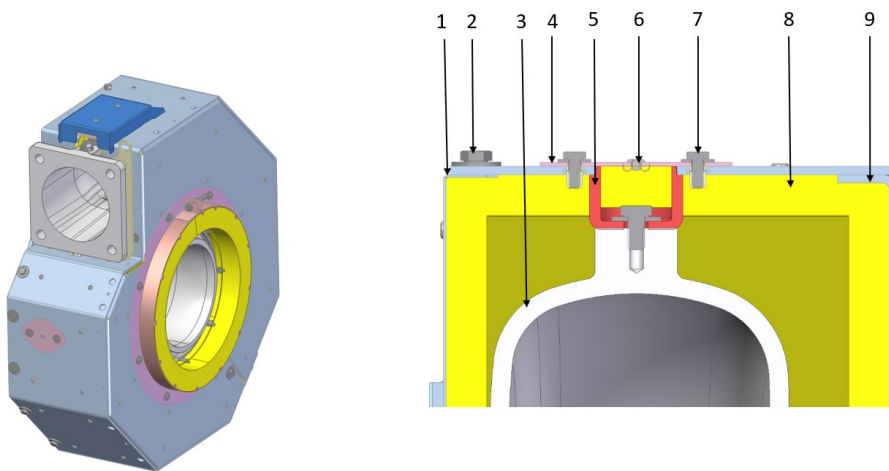


Obr. 23 Bezpečnostní kryt turbodmychadla TCR14

6.1 KRYT TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ

Bezpečnostní kryt turbínové skříně turbodmychadla TCR14, jehož inovací se zabývá tato práce je na obr. 24. Skládá se z ohýbaných plechů (poz. 9 a 1), o tloušťce 3 mm a 1 mm. Materiál je použit nerez 1.4301, a to z důvodu korozivního prostřední lodních aplikací. Tyto plechy jsou vzájemně spojeny šrouby (poz. 2). K turbínové skříně jsou plechy připojeny přes distanční kroužek (poz. 5) pomocí šroubového spoje. Tento kroužek je k plechovému krytu přivařen. Pro snížení intenzity tepelného toku je vnitřní strana krytu vybavena izolační vrstvou z minerální

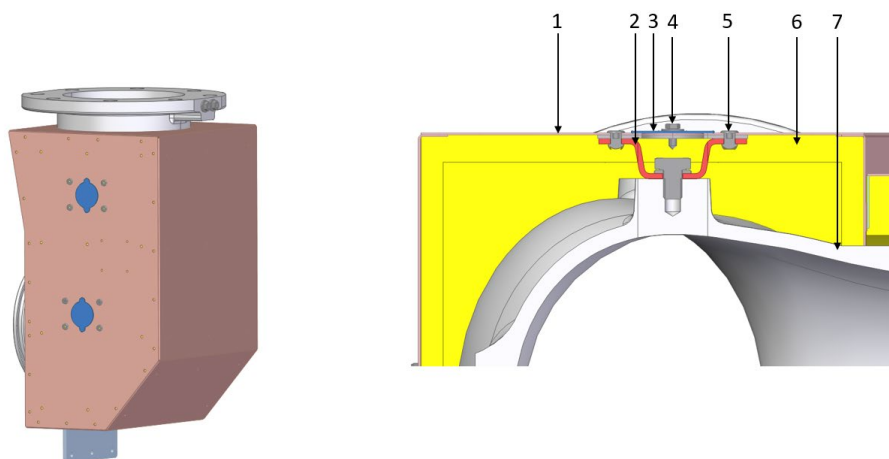
vaty ze skelných vláken (poz. 8). Tato vata je k plechovému krytu přichycena pomocí nýtů (poz. 6). Zástavbový prostor je značně omezen patkou ložiskové skříně, kde je zároveň požadavek na možnost otočení turbínové skříně vůči ložiskové. K turbínové skříně je připevněno přes přírubu výfukové koleno, u kterého je opět požadavek na možnost otáčení vůči turbínové skříně. Pro zastínění prostupu tepla skrze tepelný most šroubového spoje z turbínové skříně na povrch krytu je použita krytka (poz. 4) z nerezového plechu 1.4301 o tloušťce 1,5 mm, která je připevněna k bezpečnostnímu krytu pomocí šroubového spoje (poz. 7). Vnitřní část krytky je také vybavena izolačním materiálem z minerální vaty. Nad hrdlem spirály je umístěna krytka tvaru kvádrů z plechu o tloušťce 1 mm. Tento kryt je také vyplněn izolační vatou. Tato krytka slouží k odstínění tepelného toku z vrchního úchyty a záslepek sloužících k čištění turbínové skříně na vrchní části hrdla.



Obr. 24 Kryt turbínové skříně a jeho uchycení

6.2 KRYT VÝFUKOVÉHO KOLENE

Výfukové koleno (poz. 7, obr. 25) je také opatřeno bezpečnostním krytem, přestože u něj nehrozí vymrštění úlomků oběžného kola turbíny do okolí. Z tohoto důvodu nejsou na výfukový kryt kladeny tak vysoké požadavky mechanické odolnosti jako na kryt turbínové skříně a je tvořen nerezovými plechy (poz. 1) o tloušťce pouze 1 mm, ty jsou spojeny pomocí nýtů. Tento kryt slouží k odstínění tepla šířícího se z povrchu kolene. U modelu TCR14 je uchycení tohoto tepelného krytu řešeno odlišným způsobem než u turbínové skříně, a to z důvodu eliminace vlastních frekvencí krytu, které by se mohly dostat do fáze s buzením od rotoru. Kryt je připevněn k výfukovému kolenu pomocí ohýbaného plechu (poz. 2) o tloušťce 3 mm. Tento plech je ke krytu uchycen pomocí čtyř nýtů (poz. 5) a ke kolenu pomocí šroubového spoje. Toto uchycení je obdobně jako je tomu u turbínové části vybaveno vrchní krytkou (poz. 3) pro odstínění tepelného toku na povrch krytu. Krytka je uchycena pomocí samořezných šroubů (poz. 4). Izolační vata (poz. 6) je uchycena nýty pod plechovým bezpečnostním krytem. Jak již bylo zmíněno výše, hlavním cílem této práce je odstínění tepelného toku skrze tepelné mosty, kterými jsou uchycení krytů k turbínové skříně a výfukovému kolenu.



Obr. 25 Kryt výfukového kolene a jeho uchycení

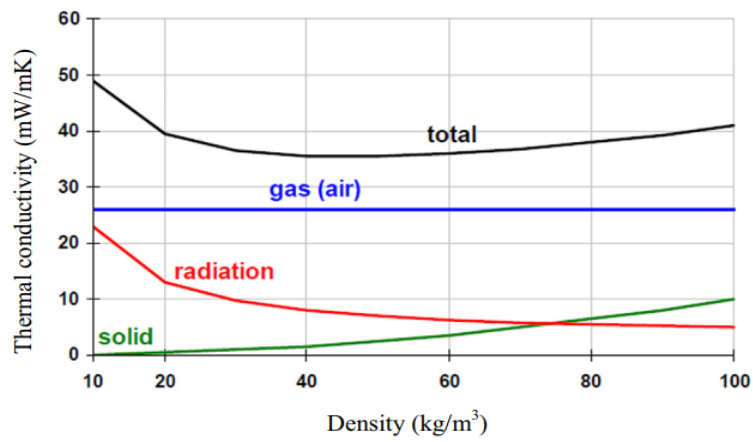
6.3 POŽADAVKY NA BEZPEČNOSTNÍ KRYT

Aby mohl být bezpečnostní kryt použit v lodních aplikacích, musí splňovat požadavky nejen SOLAS, ale také interní požadavky společnosti PBS Turbo. První požadavek souvisí se zachycením kinetické energie roztrženého oběžného kola (viz. směrnice Evropského parlamentu 2006/42/ES), dalším požadavkem je maximální povrchová teplota, která by neměla přesáhnout 220 °C [1]. Je také nutné, aby materiál, ze kterého je kryt vyroben nebyl nasákvavý a nekumuloval tak v sobě uniklé provozní kapaliny. Dalším limitujícím faktorem je zástavbový prostor, který je omezen patkou ložiskové skříně, dalším požadavkem je demontáž ložiskové skříně, která musí být umožněna bez razantního zásahu do krytu.

6.4 IZOLAČNÍ MATERIÁL

Izolační materiály splňující nehořlavost a odolnost proti vysokým teplotám mají často charakter minerálních vláken které tvoří porézní strukturu. Izolační vlastnosti se potom liší dle druhu materiálů, ze kterých jsou vlákna vyrobena. Pro izolaci výfukových potrubí a turbínových skříní jsou často užívány tzv. izolační deky. Tyto deky jsou tvořeny povrchovou tkaninou, uvnitř které se pak nachází izolační minerální vlákna. Skelná minerální vlákna jsou běžně používaným materiálem v průmyslu. Jejich hustota se pohybuje v rozpětí od 60-350 kg/m³ [18]. Silně závislá na hustotě je pak jejich tepelná vodivost. Tepelná odolnost vůči vysokým teplotám může dosahovat až 1500 °C [18]. Celková tepelná vodivost λ_{tot} porézních izolačních materiálů, jako jsou minerální vaty, je složena z vedení přes vlákna λ_s , konvekci skrze prostor vyplněný vzduchem λ_g a radiací λ_r jak je patrné z rovnice (20). Lze si povšimnout na Obr. 26, že celková tepelná vodivost se při vedení (solid) s rostoucí hustotou materiálu zvyšuje, a naopak u radiace (radiation) se s nárůstem hustoty snižuje.

$$\lambda_{tot} = \lambda_g \cdot \lambda_s \cdot \lambda_r \quad (20)$$



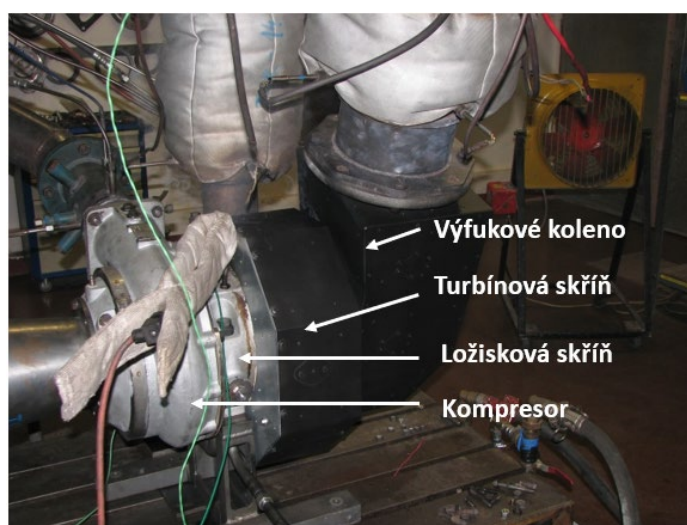
Obr. 26 Závislost tepelné vodivosti na hustotě porézních materiálů [26]

7 ANALÝZA BEZPEČNOSTNÍHO KRYTU

Tato kapitola se zabývá popsáním výpočetního modelu použitého pro termální analýzu krytu turbodmychadla TCR14. Je zde popsán postup nastavení a určení vhodných okrajových podmínek vzhledem k fyzikálním mechanismům přestupu tepla a známým vstupním parametrům a to tak, aby co nejlépe odpovídal datům poskytnutých společností PBS Turbo. Tato data byla změřena při experimentálním měření rozložení teplot na povrchu bezpečnostního krytu.

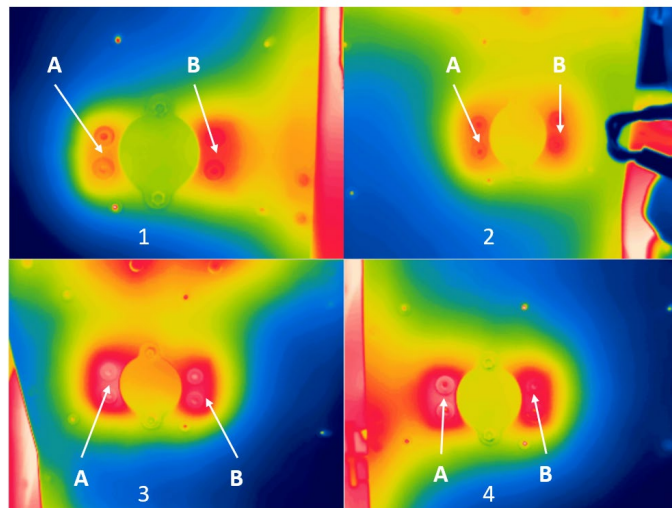
7.1 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Společnost PBS Turbo disponuje vlastní turbínovou zkušebnou (obr. 27), kde jsou prováděny tzv. teplé (diabatické) testy turbodmychadel (viz kap 5.8) pro určení turbínových a kompresorových map, mechanických ztrát v ložiskách atp. Také jsou zde prováděny testy tepelných krytů. Jejich měření probíhá nejdříve termokamerou a poté v konkrétních místech bodovým teploměrem. Z těchto testů byla poskytnuta data pro validaci výpočetního modelu obsahující náhled na rozložení teplot na povrchu krytu získané termokamerou i kontaktním teploměrem. Tento test byl prováděn primárně pro bezpečnostní kryt výfukového kolene. Test byl prováděn při 2 teplotních režimech. První režim byl pro teplotu spalin před turbínou $T_{in1} = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$. Druhý režim měření byl prováděn pro teplotu spalin $T_{in2} = 650 \text{ } ^\circ\text{C}$. V první části měření bylo turbodmychadlo zahřáto udržováním konstantní teploty spalin na $T_{ins} = 680 \text{ } ^\circ\text{C}$ po dobu 15 min. Poté byla teplota snížena na $T_{in1} = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$ a udržována, po dobu 45min. Tento cyklus se 10x opakoval a to pro obě zmíněné teploty.

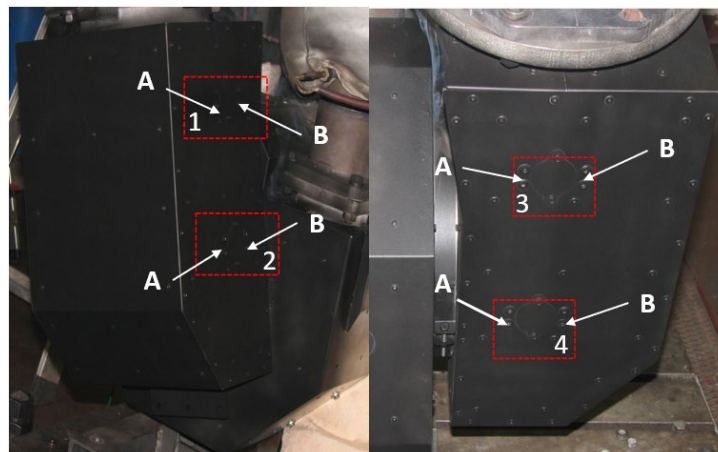


Obr. 27 Testovací zařízení krytu turbodmychadla TCR14 (diabatický test) [27]

Výsledky z měření termokamerou v místech tepelných mostů jsou na obr. 29. Hodnoty naměřené bodovým teploměrem jsou zaznamenány v tab. 2. Konkrétní místa měření jsou pak znovu na fotografii obr. 28. Lze si povšimnout, že teploty bezpečnostního krytu naměřené na tepelných mostech dosahují průměrné teploty $T_{wm2} = 225 \text{ } ^\circ\text{C}$ při teplotě spalin $T_{in2} = 650 \text{ } ^\circ\text{C}$ a $T_{wm1} = 203 \text{ } ^\circ\text{C}$ při teplotě spalin $T_{in1} = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$. Nejnižší naměřená hodnota na nýtech úchytů je $200 \text{ } ^\circ\text{C}$ a $178 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. 29 Záběry z termokamery na povrch tepelných mostů turbodmychadla TCR14 [27]

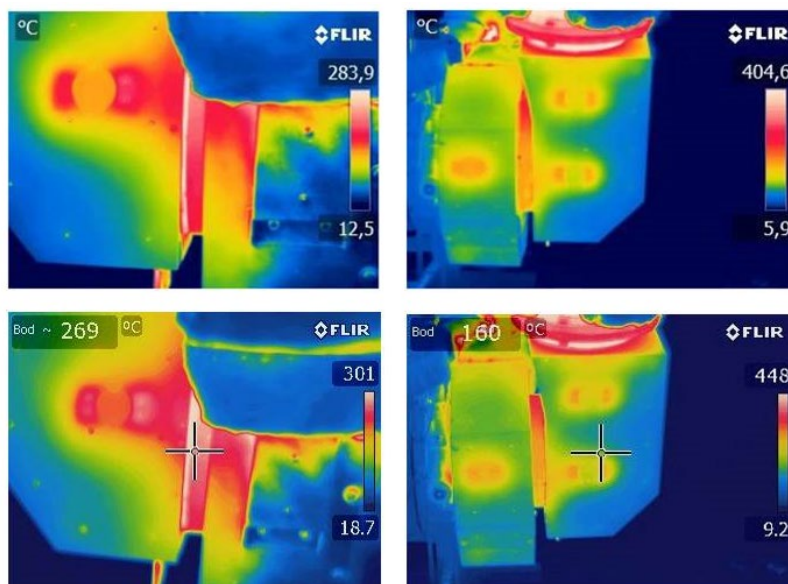


Obr. 28 Místa měření teplot bodovým teploměrem na tepelných mostech [27]

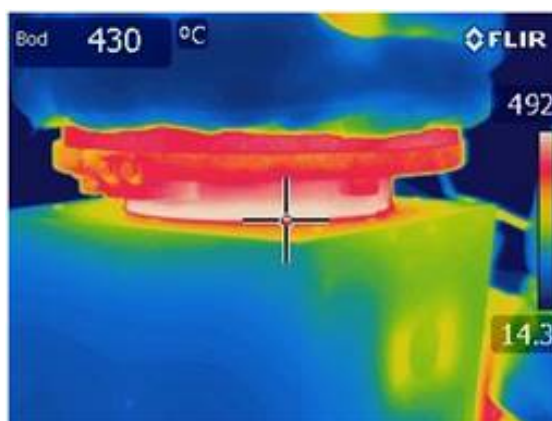
Tab. 2 Teploty naměřené bodovým teploměrem [27]

Teplota na povrchu krytu				
Teplota spalin	$T_{in1} = 550\text{ °C}$		$T_{in2} = 650\text{ °C}$	
Pozice	A	B	A	B
1	178	193	200	230
2	182	190	212	234
3	195	196	231	228
4	192	196	228	236
$T_{wm1,2}\text{ [°C]}$	190,25		224,88	

Z dalších záběrů z termokamery (obr. 31 a obr. 30), které byly zaznamenány taktéž pro teploty spalin $T_{in} = 650 \text{ °C}$ a $T_{in1} = 550 \text{ °C}$ je zřejmé, že rozložení teplot na povrchu krytu není rovnoměrné. Příruba spojující kryt výfuku a turbínové skříň je značně rozehřátá, významně vyšších teplot spojující díl dosahuje v prostoru blíže k hrdlu turbínové skříň. Tato skutečnost je způsobena tepelným tokem nucenou konvekcí, ke kterému dochází ve spirále turbínové skříň, který není konstantní na všech stěnách, což je způsobeno tvarem geometrie turbínové skříň.



Obr. 31 Rozložení teplot na povrchu krytu (nahore $T_{in} = 550 \text{ °C}$, dole $T_{in} = 650 \text{ °C}$) [27]



Obr. 30 Teplota na povrchu výfukového kolene a příruby [27]

7.2 FYZIKÁLNÍ MODEL PŘESTUPU TEPLA

Tepelný tok turbodmychadlem je komplexní součinnost několika fyzikálních mechanismů, jak bylo vysvětleno v kap. 5.4. Pro aplikaci tepelné bilance na turbodmychadlo TCR14 opatřeným bezpečnostním krytem je navíc uvažován prostup tepla skrze vzduchovou doménu uvnitř krytu a následný prostup pláštěm skládající se z izolační vrstvy a nerezového oplechování. Z experimentálního měření je patrné, že hlavní proud tepla protéká přes úchyty plechového pláště a nejbližší okolí hrdla turbínové skříně ve směru k výfuku (obr. 31). Princip tepelného toku z turbínové skříně na povrch krytu je tak zásadní pro použití vhodného výpočetního modelu.

Uvnitř bezpečnostního krytu dochází ke všem třem možným mechanismům přestupu tepla zároveň. Rozehřátá skříň vyzařuje do svého okolí energii formou radiace. Molekuly vzduchu uzavřené uvnitř skříně se mohou do jisté míry vlivem změny hustoty pohybovat, tudíž v krytu dochází k přestupu tepla tzv. vnitřní konvekcí [10]. Jelikož je objem vzduchu malý, dochází také k přenosu energie formou vedení. Tepelné mosty pak představují pouze konduktivní složku tepelného toku. Pro výpočetní model byla konvekce uvnitř krytu zanedbána, vzhledem k předpokladu minimálního makroskopického pohybu molekul. Protože je pro tepelný tok přes tepelné mosty majoritní konduktce, je tento mechanismus ve výpočetním modelu uznán jako klíčový. Záření je uvažována pouze pro záření vnějšího pláště do okolního prostředí. Na povrchu pláště je definována volná konvekce.

7.3 ANALYTICKÝ VÝPOČET VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Po ujasnění fyzikálního modelu v předchozí kapitole byl proveden analytický výpočet některých veličin, které nebyly naměřeny při testu na zkušebně. Při výpočtu bylo postupováno v souladu s kap.5.6. Vstupními parametry byla data z měření, a to především rozložení teplot ze záznamu termokamer.

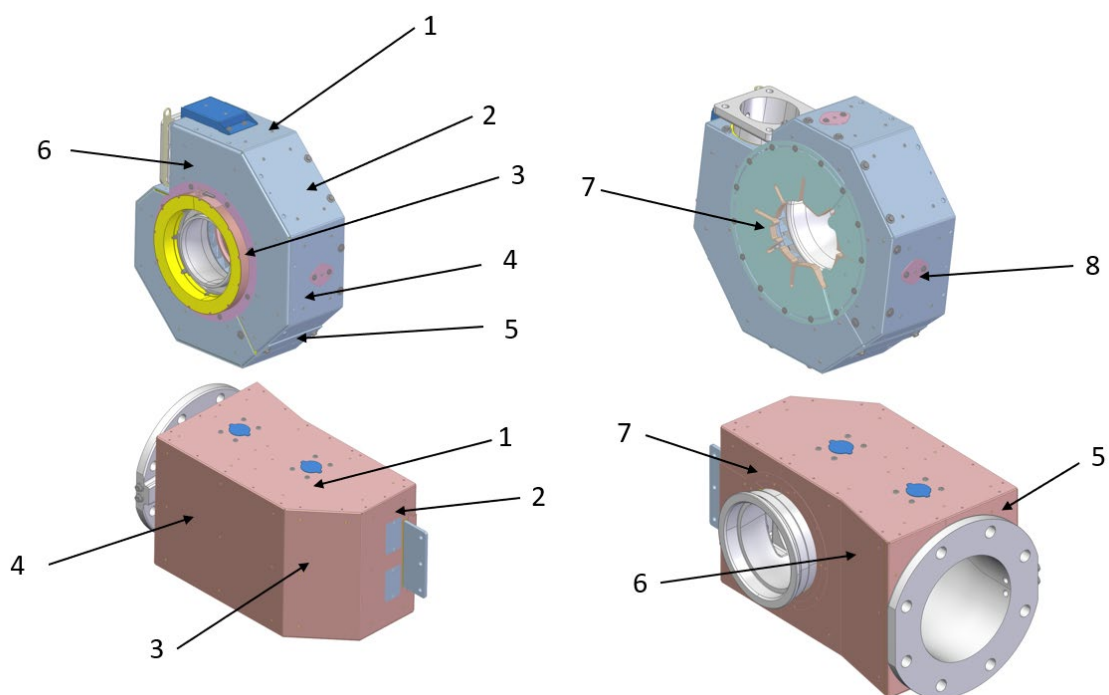
Součinitel přestupu tepla volnou konvekcí

Byl proveden výpočet součinitele pro teplotu spalin $T_{in} = 650$ °C. Tento výpočet byl realizován v několika krocích pro všechny stěny bezpečnostního krytu zvlášť. Pozice výpočtu jsou na obr. 32. Teplota prostředí byla uvažována $T_a = 25$ °C jako teplota prostředí zkušebny, kde byl prováděn experiment. Teploty jednotlivých povrchů turbínové části T_{Tw} a výfukové části T_{Vw} byly odvozeny z experimentálního měření (obr. 31). Protože na turbínovou část je kladen požadavek možnosti otáčení vůči ložiskové skříně, byl výpočet proveden pro všechny plochy se zahrnutím jejich orientace a poté byla hodnota průměrována pro všechny stěny bezpečnostního krytu. Tato hodnota byla následně použita jako vstupní parametr pro numerický model. Vstupní parametry do výpočtů s výsledky jsou uvedeny v tab. 3. Použité vztahy pro určení Nusseltových čísel pro jednotlivé orientace ploch byly převzaty z VDI Heat Atlas [10]. Před každým výpočtem byly určeny vlastnosti vzduchu v mezní vrstvě, kde dochází k přestupu tepla ze stěny krytu. Tyto vlastnosti byly určeny pro referenční teplotu vzduchu T_* , kde T_w je teplota stěny a T_∞ je teplota okolního prostředí, rovnice pro výpočet referenční teploty je určena v (21). Následně byl určen charakter mezní vrstvy pomocí Rayleighova čísla R_a uvedeného v rovnici (22), kde g je gravitační zrychlení, l je charakteristický rozměr, β je izobarický expanzní koeficient, ν je kinematická viskozita a κ je tepelná difuzivita. Tento parametr slouží pro určení laminárního a turbulentního proudění u volné konvekce.

$$T_* = \frac{1}{2} \cdot (T_w + T_\infty) \quad (21)$$

$$Ra = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty)}{\nu \cdot \kappa}, \quad (22)$$

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (23)$$



Obr. 32 Pozice analytického výpočtu součinitele přestupu tepla volnou konvekcí

Tab. 3 Součinitele přestupu tepla turbínové strany krytu

Pozice	T_{Tw} [°C]	α_T [W/m ² K]	T_{Vw} [°C]	α_V [W/m ² K]
1	165	4,77	165	8,63
2	165	5,62	80	7,66
3	220	6,34	80	7,66-
4	165	9,72	80	8,64
5	85	6,85	220	7,94
6	220	8,01	220	8,64
7	220	7,91	220	7,94
8	220	6,19	-	-

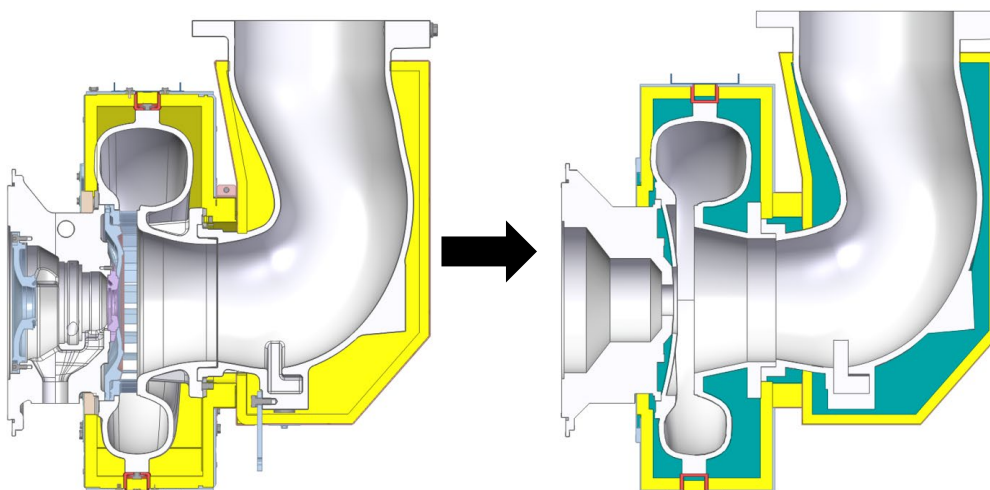
Z výsledků je patrné že se součinitel mění nejen s teplotou ale také s orientací ploch. Kolem stěn obtékaných vertikálně je součinitel větší, jelikož v těchto místech molekuly vzduchu okamžitě mění svou polohu při změně hustoty. Z uvedených hodnot byla určena průměrná hodnota součinitele přestupu tepla $\alpha_k = 7,31 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Protože součinitel je závislý také na rozměrech obtékaného tělesa, byl proveden výpočet pouze pro povrch nejbližší okolí tepelných mostů s uvažováním teploty stěny $T_w = 230^\circ\text{C}$ dle tab. 2. Průměrná velikost součinitele přestupu tepla konvekcí pro tepelné mosty a jejich nejbližší okolí je pak $\alpha_{km} = 12,02 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

7.4 NUMERICKÝ MODEL TURBODMYCHADLA TCR14

Pro numerické určení rozložení teplot na povrchu bezpečnostního krytu byla použita termální strukturální analýza pomocí metody konečných prvků (Finite Element Method - FEM). K tomuto účelu byl použit výpočetní software Ansys Mechanical. Termální analýza metodou FEM je jednou z běžně používaných metod validace konstrukčních návrhů v inženýrské praxi. K přesnějšímu určení celkové trojrozměrné disipace energie v celém turbodmychadle by mohla být použita metoda CHT (kap.5.7), která zahrnuje také proudění spalin uvnitř turbodmychadla. Tato skutečnost však nebyla ve výpočetním modelu uvažována. Pro zahrnutí fyzikálních mechanismů přestupu tepla rozebraných v kap 7.2 byly volné prostory uvnitř krytu a některých součástí vyplněny vzduchovou doménou, aby bylo možné aplikovat mechanismus kondukce do numerického výpočetního modelu v prostředí Ansys Mechanical.

7.5 CAD MODEL

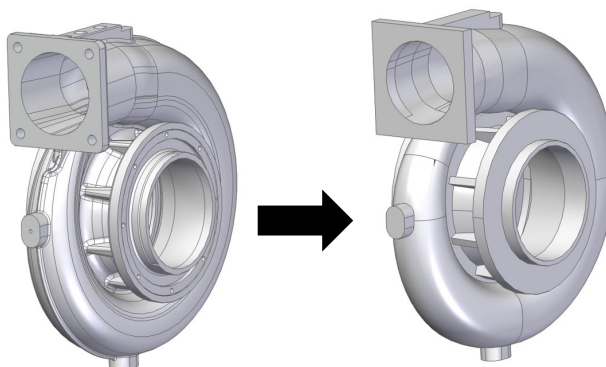
Pro výpočetní model v prostředí Ansys Mechanical bylo nutné provést úpravu a zjednodušení geometrie poskytnuté firmou PBS Turbo pro tvorbu sítě a vytvoření vzduchové domény uvnitř tepelného krytu (obr. 33). Vzhledem k charakteru úlohy byl odebrán spojovací materiál a otvory z krytu turbodmychadla a výfukového kolene. Dalším podstatným zásahem do původní geometrie byla oprava kolizí a vymezení vůlí. Celá sestava turbodmychadla je z výrobních důvodů modelována ve stavu bez tepelného zatížení, což pro výpočetní model není přípustné.



Obr. 33 Úprava geometrie pro vložení do Ansys Mechanical

7.5.1 TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ

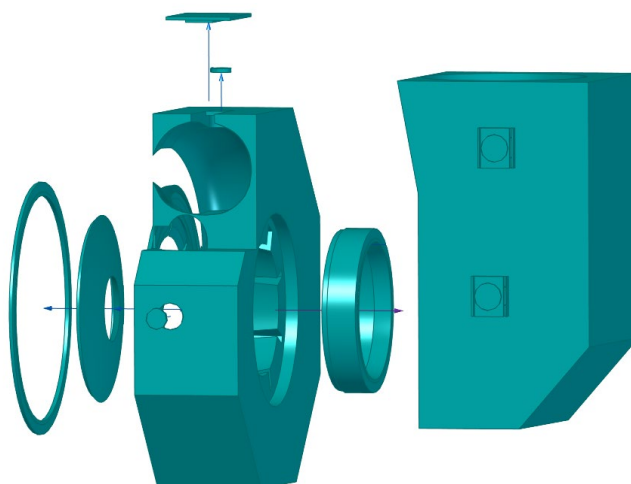
Vzhledem ke složitosti geometrie turbínové skříně byla skříně kompletně přemodelována v CAD softwaru Solid Edge (obr. 34) a to právě z již zmíněného důvodu nutnosti vytvoření vzduchové domény obklopující spirálu turbínové skříně. Tento krok byl nutný, kvůli uvažování tepelného toku pomocí vedení, tudíž musely být zajištěny přesné kontakty vzduchové domény s ostatními součástmi.



Obr. 34 Model turbínové skříně od firmy PBS Turbo a přemodelovaný model

7.5.2 VZDUCHOVÁ DOMÉNA

Další důležitou změnou geometrie byla již několikrát zmíněná vzduchová doména (obr. 35). Při tvorbě modelu bylo třeba klást důraz na přesné vyplnění všech volných prostor a dodržení přesného kontaktu tak, aby bylo možné jej uvažovat ve výpočetním modelu. Tento model byl přímo podmíněn správnou volbou úpravy geometrie turbínové skříně.



Obr. 35 Vzduchová doména uvnitř bezpečnostního krytu

Při úpravě geometrie byl kladen důraz na několik parametrů podstatných pro výpočetní model přestupu tepla vedením, který byl pro přestup tepla v kritických místech tepelných mostů vyhodnocen jako majoritní. Těmito parametry jsou: hmotnost turbínové skříně, tloušťka stěny turbínové skříně geometrie v místě nálitku pro uchycení krytu, tloušťky stěn plechů a minerální vaty.

7.6 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Po dokončení úprav geometrie byly definovány materiálové vlastnosti komponent. Druh materiálu byl určen z informací společnosti PBS Turbo. Pro ustálenou termální analýzu aplikovanou pro bezpečnostní kryt s majoritním mechanismem přestupu tepla vedením je klíčové definovat součinitel tepelné vodivosti λ , který je jedinou materiálovou charakteristikou ovlivňující Fourierův zákon prostupu tepla [10]. Součinitel tepelné vodivosti λ je závislý na teplotě, tlaku (u tekutin) a druhu materiálu. Ve výpočetním modelu je předpokládán tlak konstantní u všech součástí. Hodnoty součinitelů tepelné vodivosti jsou uvedeny v tab. 4. Materiál turbínové skříň je tvárná litina s legury křemíku a molybdenu Si-MO 4.05. Pro ložiskovou skříň a výfukové koleno je použita opět litina s kuličkovým grafitem s označením GGG-40. Všechny ostatní kovové díly jsou z nerezové oceli 1.4301. Izolační materiál je minerální vata ze skelných vláken od společnosti Kobemat s označením EGL. Pro tento materiál byl použit součinitel tepelné vodivosti udávaný výrobcem pro celé spektrum teplot.

Tab. 4 Součinitele tepelné vodivosti pro materiály součástí turbínové strany turbodmychadla TCR14 [28] [29] [30]

Teplota [°C]	Součinitel tepelné vodivosti λ [W/(mK)]				
	Si-Mo 4,05	GGG-40	1,4301	Vzduch	EGL
100	25,1	38,5	16,5	0,03	0,176
200	27,2	41,5	17,8	0,038	
300	28,1	39,8	19	0,044	
400	28,6	37,4	20,25	0,05	
500	28,9	35	21,5	0,055	

7.7 TVORBA SÍTĚ

Vytvoření vhodné sítě je pro výpočtový model jeden z klíčových kroků, její kvalita může rozhodovat nejen o konvergenci, ale také o přesnosti získaných výsledků. Kvalitu sítě lze vyhodnocovat pomocí mnoha kritérií, v případě použité analýzy bylo využito hodnotících kritérií *aspect ratio* a *element quality*. Protože je výpočetní čas ovlivněn počtem prvků sítě, je třeba volit vhodný kompromis mezi kvalitou sítě a počtem prvků. Z tohoto důvodu byla v první fázi tvorby výpočetního modelu vytvořena síť s nižší kvalitou a menším počtem prvků pro určení míst s vysokými teplotními gradienty. V dalším kroku byla síť v těchto místech zjemněna.

7.7.1 TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ A VÝFUKOVÉ KOLENO

Turbínová a ložisková skříň jsou spolu s výfukovým kolenem tvořeny nestrukturovanou tetraedrickou sítí. Turbínová skříň a výfukové koleno mají globální velikost prvku 6,5 mm v kritických místech náliček pro uchycení bezpečnostního krytu je síť zjemněna. Obr. 36 reprezentuje vytvořenou síť pro výše zmíněné součásti. Kvalita a počty prvků jsou uvedeny v tab. 5.

7.7.2 VZDUCHOVÁ DOMÉNA

Vzduchová doména v bezpečnostním krytu výfuku a turbínové skříň je tvořena nestrukturovanou sítí z čtyřstěnných prvků. Jelikož dochází na mnoha místech ke kontaktům, byla povrchová i objemová síť zjemněna na kritických místech. Vzduch uzavřený v místě

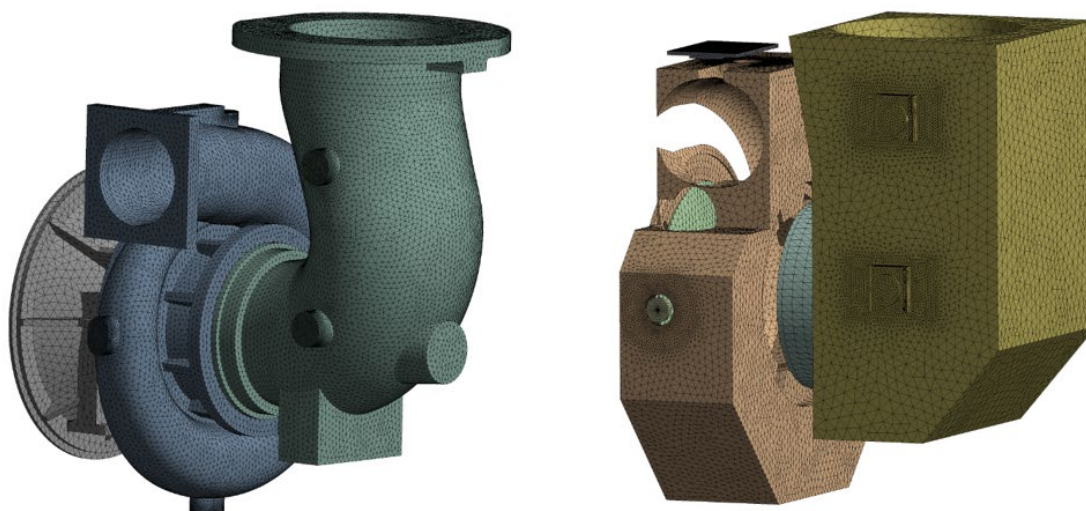
distančního kroužku je tvořen hexaderickou strukturovanou sítí pro dosažení pravidelnosti a dostatečné kvality sítě.

7.7.3 IZOLACE

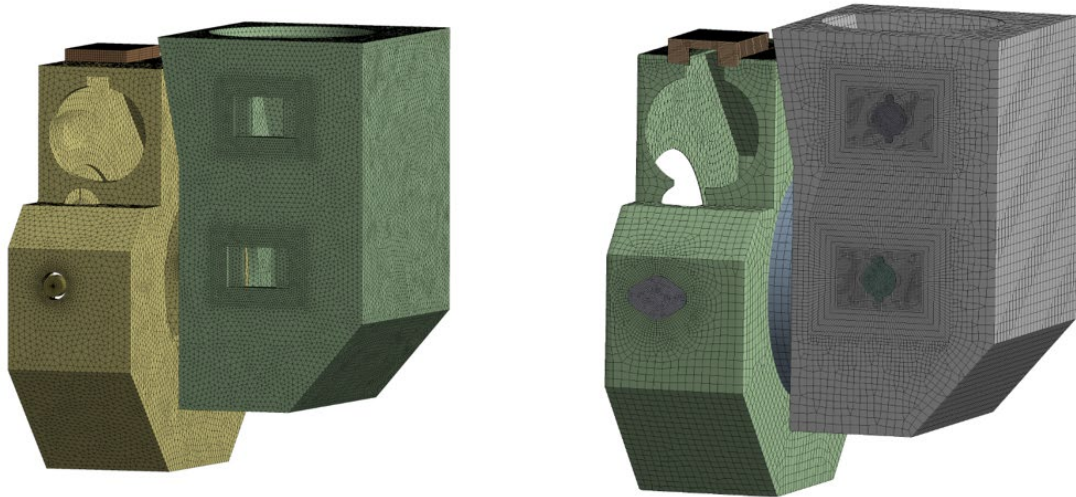
Jelikož je izolace tvořena v případě turbínové části 15 mm a v případě výfukové části 12 mm širokou vrstvou minerální vaty ze sklených vláken, je její tvar řízen tvarem plechového krytu. Na vnější straně byla v první fázi vytvořena hexaedrická síť. Protože v některých místech dochází ke kontaktu izolace s turbínovou skříňí, nedosahovala hexaedrická síť dostatečné kvality a ovlivňovala výsledky. Z tohoto důvodu byla nahrazena čtyřstěnnou sítí.

7.7.4 PLECHOVÝ KRYT

Vrchní vrstva bezpečnostního krytu je tvořena plechy o různých tloušťkách. Protože kovové materiály jsou obecně poměrně dobrými vodiči [10], lze předpokládat že, rozdíl teplot mezi vnitřní a vnější stranou krytu nebude markantní vzhledem k mechanismu přestupu tepla do krytu vedením z izolace, popřípadě z úchytů. Z těchto důvodů byla pro plechové prvky použita plošná síť a jejich objem byl nahrazen plochou střednicí o definované tloušťce. Tímto krokem bylo dosaženo lepší kvality sítě při snížení počtu prvků. Síť izolace a vrchního pláště je na obr. 37.



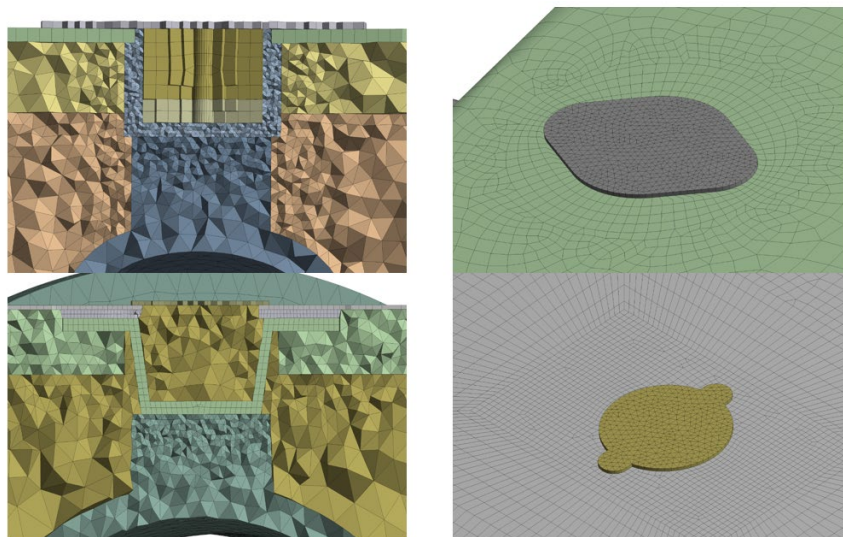
Obr. 36 Turbínová skříň, výfukové koleno a ložisková skříň (vlevo)
vzduchová doména (vpravo)



Obr. 37 Izolace bezpečnostního krytu (vlevo), vnější plášť bezpečnostního krytu (vpravo)

7.7.5 TEPELNÉ MOSTY

Protože tepelné mosty jsou kritickým místem, jejichž úpravou se tato práce zabývá, byla kvalita sítě v místě uchycení věnována zvýšená pozornost. V oblasti kontaktů byla síť zjemněna na všech prvcích, přes které dochází k vedení na povrch bezpečnostního krytu. Povrchová síť byla vytvořena pravidelně tak, aby byly zřetelné gradienty teplot měnící se po ploše krytu. Síť v místech tepelných mostů je na obr. 38.



Obr. 38 Síť aplikovaná na místa tepelných mostů skrze objem (vlevo) povrchová (vpravo)

Tab. 5 Parametry výpočtového numerického modelu

	Tvar prvku	Počet prvků	Aspect Ratio	Element quality
Turbínová skříň	Čtyřstěn	233 286	1,89	0,82
Výfuk	Čtyřstěn	251 757	1,86	0,83
Ložisková skříň	Čtyřstěn	31 501	1,89	0,78
Vzduchová doména turbíny	Čtyřstěn	318 951	1,87	0,83
Vzduchová doména výfuku	Čtyřstěn	185 622	1,89	0,83
Izolace turbíny	Čtyřstěn	236 801	1,89	0,83
Izolace výfuku	Čtyřstěn	398 501	1,88	0,83
Kryt turbíny	Čtyřúhelník-Trojúhelník	14 181	1,19	0,83
Kryt výfuku	Čtyřúhelník-Trojúhelník	16 769	1,54	0,88

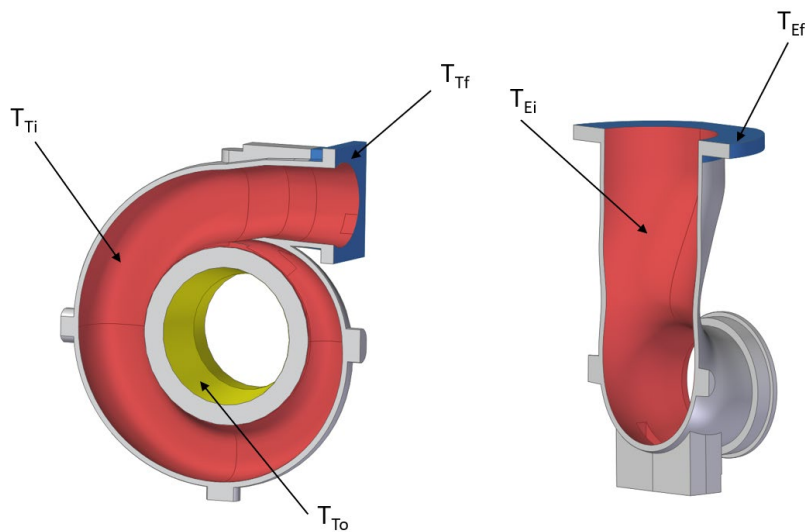
7.7.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro výpočetní model byla zvolena termální analýza pro ustálené děje (ang. steady state). Tato analýza je využívána pro děje, u kterých se v čase nemění velikosti, směry a působíště veličin definovaných okrajovými podmínkami. Byl tedy uvažován konstantní tepelný tok od proudu spalin.

7.7.7 ZDROJ TEPELNÉHO TOKU

Okrajová podmínka zdroje tepelného toku byla zvolena teplota vnitřní strany turbínové skříňe a výfukového kolene. Tato teplota nebyla definována jako konstantní po celé délce, ale proměnná po úsecích, jelikož se teplota proudících spalin mění při průchodu spirálou do výstupu z turbínové skříňe. Na obr. 39 jsou vyobrazeny místa definovaných okrajových podmínek. První část konstantní teploty T_{Ti} [°C] byla definována na vnitřní stranu voluty, kde dochází k expanzi plynu. Tam je dle Gao a kol. [17] tepelný tok z proudu spalin nejintenzivnější. Další částí diskretizace teploty je výstupní hrdlo turbínové skříňe T_{To} [°C]. Poslední částí rozložení teplot je vnitřní strana výfukového kolene T_{Ei} [°C]. Hodnoty teplot definovaných na konkrétní plochy jsou zaznamenány v tab. 6.

Další okrajová podmínka konstantní teploty byla definována na připojovací příruby. Teplota příruby výfukového kolene byla určena ze záběru z termokamery obr. 30. Její hodnota je ve výpočetním modelu $T_{Ef} = 500$ °C a teplota příruby hrdla turbínové části byla zvolena s ohledem na závěry výzkumu Payriho a kol [13] a teplotu výfukových plynů. Její hodnota byla určena na $T_{Tf} = 610$ °C. Poslední definice konstantní teploty byla umístěna na ložiskovou skříň, která je chlazená proudícím olejem. $T_H = 80$ °C a dle práce Romagnoliho a Botaze [14] má většina objemu ložiskové skříňe přibližně teplotu chladiva, což je v případě turbodmychadla TCR14 teplota $T_H = 80$ °C (obr. 40).



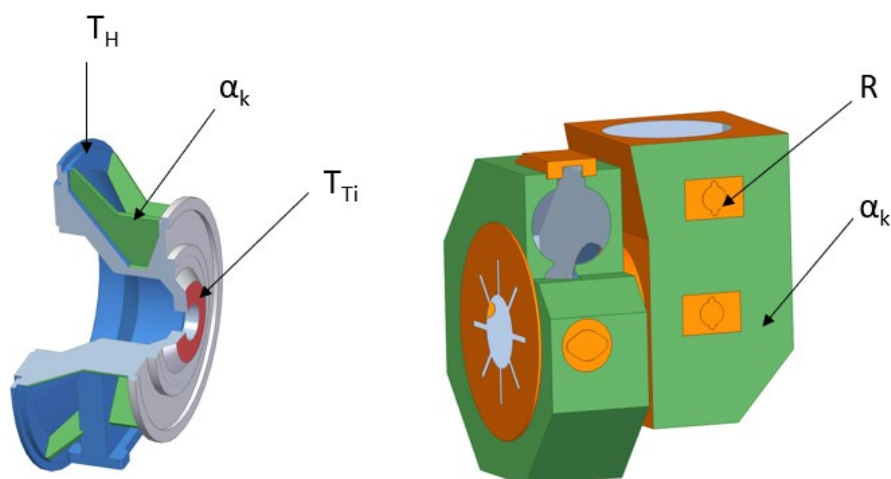
Obr. 39 Okrajové podmínky turbínové skříně a výfuku

7.7.8 KONVEKCE DO OKOLÍ

Kryt turbodmychadla TCR14 není nijak externě chlazen, ani se to v prostředí strojoven nepředpokládá, tudíž je ve výpočetním modelu uvažována pouze volná konvekce do okolního prostředí, jejíž tepelný tok se řídí rovnicí (16). Základním vstupem do výpočetního modelu byl analytický výpočet provedený v kap 7.3. Protože je výpočetní model dále využit pro porovnání konstrukčních úprav, byla hodnota součinitele přestupu tepla pro povrch uvažována jako konstantní pro celý kryt, a to včetně míst kde je uvažována radiace (obr. 40). Tato okrajová podmínka byla aplikována i pro žebra ložiskové skříně (obr. 40). Velikost tohoto součinitele je v reálné aplikaci ovlivňována mnoha faktory jako je právě již zmíněná orientace turbodmychadla, která je proměnná dále pak teplota okolního prostředí, která se může měnit vzhledem k dispozici strojoven. Pro výpočetní model byla uvažována konstantní teplota okolního prostředí a to $T_a = 25 \text{ °C}$. Tato hodnota charakterizuje teplotu v místnosti zkušebny, kde byly pořízeny snímky záznamů z termokamery (viz. kap. 7.1). Součinitel přestupu tepla volnou konvekcí je ve výpočetním modelu uvažován $\alpha_k = 15 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, určení této hodnoty se detailně věnuje kap. 7.7.10.

7.7.9 RADIACE

Okrajová podmínka záření, do okolního prostředí je zahrnuta ve výpočetním modelu pro plochy, na kterých povrchová teplota dosahuje více než $T_w = 200 \text{ °C}$ (tab. 3), protože se radiace stává výrazně významnější se zvyšující se teplotou. Jeho velikost se řídí rovnicí (18). Důležitým faktorem pro tento mechanismus hraje emisivita ε , která je charakteristikou nejen materiálu, ale především povrchu součásti. V případě výpočetního modelu validovaného na experimentálním měření je povrch krytu opatřen černou barvou, což zvyšuje jeho emisivitu. [10] Její hodnota byla pro výpočetní model zvolena $\varepsilon = 0,9$. Tato hodnota byla určena s ohledem na materiál 1.4301, povrch [10] a odladění dle kap. 7.7.10. Umístění okrajové podmínky záření je označeno písmenem R a je patrné z obr. 40.



Obr. 40 Okrajové podmínky ložiskové skříně a ochranného krytu: oranžová barva – radiace, zelená – barva - konvekce, červená barva – konstantní teplota, modrá – konstantní teplota

7.7.10 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Přesné hodnoty pro okrajové podmínky byly určeny citlivostní analýzou, jelikož teplota turbínové skříně a výfukového kolene nebyla známa. Vstupními parametry byly hledané teploty vnitřních stěn T_{Ti} , T_{TO} , T_{Ei} spolu se součinitelem přestupu tepla volnou konvekcí α_k a emisivitou povrchů ε . Bylo provedeno 60 výpočtových kroků, při kterých byla vyhodnocována teplota povrchu krytu T_{ws} [°C] v blízkosti nýtových spojů v závislosti vstupních parametrech. Z této teploty byla následně pro každý výpočetní bod vypočtena odchylka ΔT_k [°C] od průměrné teploty povrchu T_{wm} . Závislost povrchové teploty na vstupních parametrech je vykreslena v grafech na obr. 41 pro součinitele přestupu tepla $\alpha_k = [7; 10; 15] \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, emisivitu $\varepsilon = [0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1]$ a teplotu vnitřní stěny turbínové skříně $T_{Ti} = [500; 550; 600; 650] \text{ °C}$.

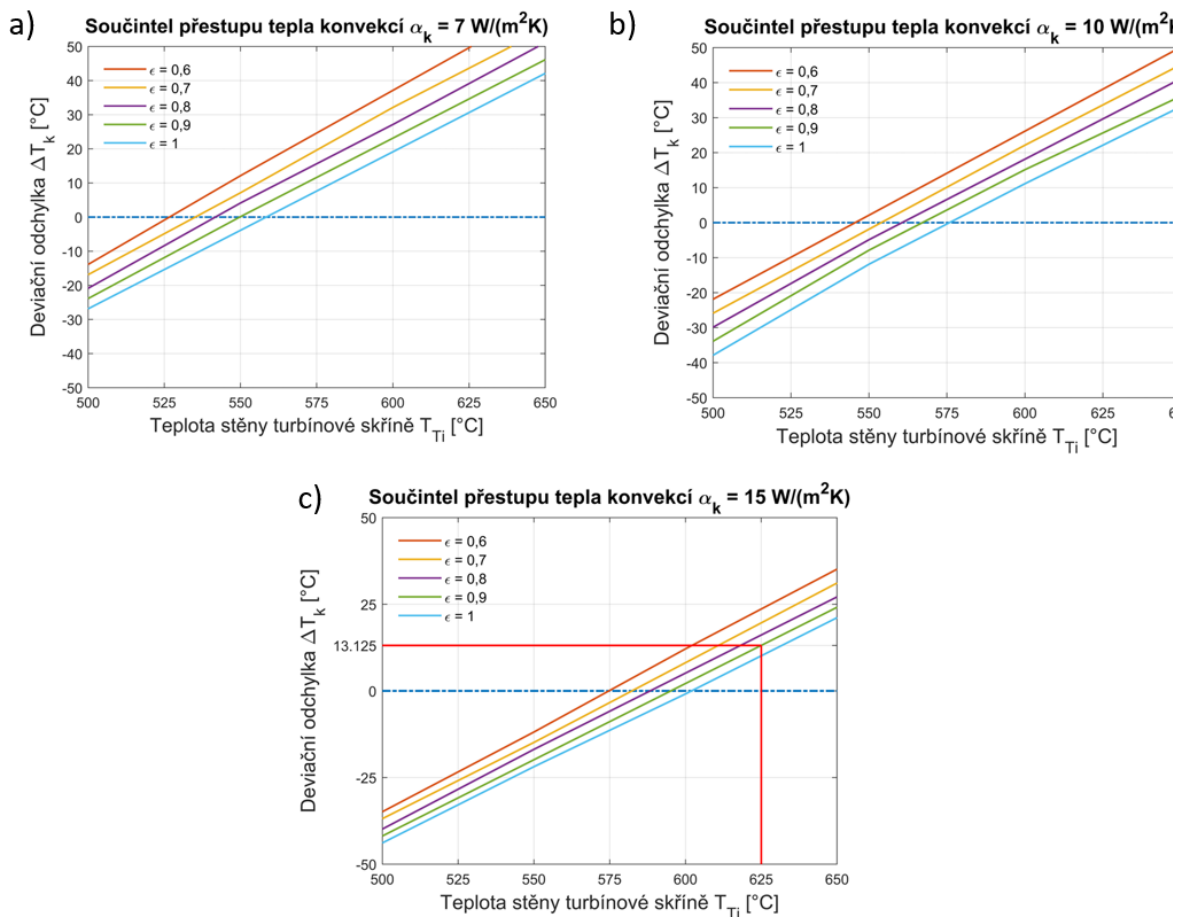
Z vykreslených grafů (obr. 41) je patrné, že součinitel přestupu tepla $\alpha_k = 7,31 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, určený v kap. 7.3 globálně pro všechny plochy, není vyhovující, vzhledem k vysokému rozdílu teplot ΔT_k na povrchu krytu. Naopak součinitel přestupu tepla $\alpha_{km} = 12,02 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ určený pouze pro blízké okolí tepelných mostů, které jsou v této analýze vyhodnocovány, se mnohem více přibližuje naměřeným hodnotám. Emisivita, která odpovídá černému matnému nátěru dle [10] $\varepsilon = 0,97$, se jeví jako hodnota vyhovující pro aplikaci do výpočetního modelu (obr. 41 dole), avšak je nutné vzít ohled i na vlastnosti plechu 1.4301 bez nátěru jehož emisivita se pohybuje $\varepsilon = 0,2 - 0,4$ [20]. Pro výpočetní model byla tedy zvolena hodnota $\varepsilon = 0,9$, čímž byl zohledněn vliv materiálu, povrchu a odchylka od naměřených hodnot při experimentu. Teplota vnitřní stěny turbínové skříně T_{Ti} , která je také hledaným vstupním parametrem je nejlépe odpovídající realitě v rozpětí $T_{Ti} = 600 - 650 \text{ °C}$ s ohledem na fakt, že turbínová skříň je izolovaná a také vzhledem k výzkumu, který provedli Romagnoli a Botaz [12]. Vstupní parametry teploty výstupu z turbínové skříně T_{TO} a teplota stěny výfukového kolene T_{Ei} je volena v závislosti na teplotě turbínové skříně (viz. rovnice (24) a (25)). Tato závislost byla konzultována s mentorem z PBS Turbo v návaznosti na pokles teploty za turbínou. Pro okrajové podmínky do výpočetního modelu byly zvoleny výchozí vstupní parametry vyznačené

na obr. 41 c), také jsou uvedeny v tab. 6 spolu se všemi ostatními okrajovými podmínkami aplikovanými pro validační model a konstrukční varianty.

$$T_{Ei} = T_{Ti} - \Delta T_i \quad (24)$$

$$T_{TO} = T_{Ti} - \frac{\Delta T_i}{2}, \quad (25)$$

$$\Delta T_k = T_{wsim} - T_{wm}. \quad (26)$$



Obr. 41 Průměrné deviační odchylky teploty povrchu krytu a) $\alpha_k = 7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, b) $\alpha_k = 10 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, c) $15 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Tab. 6 Okrajové podmínky výpočetního modelu

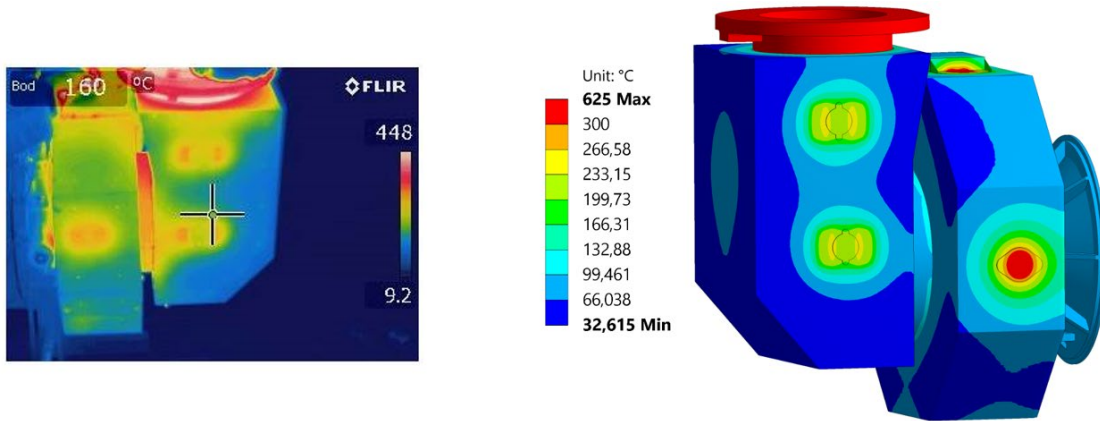
Umístění	Okrajová podmínka	Hodnota
Turbínová skříň	Teplota - T_{Ti} [°C]	625
	Teplota - T_{To} [°C]	560
	Teplota - T_{Tf} [°C]	610
Výfukové koleno	Teplota - T_{Ei} [°C]	500
	Teplota - T_{Ef} [°C]	490
Ložisková skříň	Teplota - T_{Hi} [°C]	80
	Teplota - T_a [°C]	25
	Teplota - T_{Hi} [°C]	625
	Součinitel konv. - α_k [W/(m ² K)]	25
Ochranný kryt	Teplota - T_a [°C]	25
	Součinitel konv. - α_k [W/(m ² K)]	15
	Emisivita ϵ [-]	0,9

7.8 OVĚŘENÍ VÝPOČETNÍHO MODELU

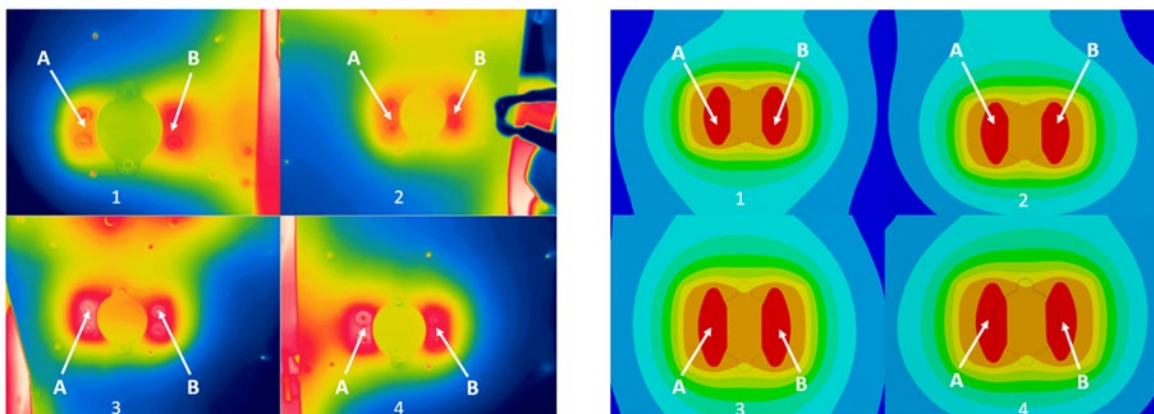
Po odladění okrajových podmínek byl výpočetní model vyhodnocen jako dostatečný pro porovnání s konstrukčními úpravami, které jsou popsány v kap. 8. Výsledné rozložení teplot krytu se v některých místech liší od experimentálního měření. To je způsobeno několika důvody. První důvod je zanedbání přestupu tepla nucenou konvekcí od proudu spalín, což znamená nerovnoměrné rozložení teplot v závislosti na geometrii turbínové skříňe a výfukového kolene. Dalším parametrem vstupujícím do výpočetního modelu je skutečnost, že pro přestup tepla mezi turbínovou skříňí a vnějším krytem byl uvažován pouze mechanismus vedením, avšak v realitě dochází k tepelnému toku pomocí radiace i konvekce. V oblasti v blízkosti hrdla spirály ve směru k výfukovému kolenu je rozdíl dobře patrný. Zde vstupuje zjednodušení okrajové podmínky a nezahrnutí radiace od turbínové skříňe do izolace a bezpečnostního krytu. Další vliv vstupující do výsledků je různé rozložení součinitele přestupu tepla volnou konvekcí do okolí α_k , který ve skutečnosti není konstantní, ale závisí na rozdílu teplot a orientaci plochy, jak bylo patrné z tab. 3.

Na obr. 43 (vpravo) je výsledné rozložení teplot na povrchu turbínové části turbodmychadla určené výpočetním modelem. Zároveň je na obr. 43 (vlevo) snímek z experimentálního měření společnosti PBS Turbo. Lze si povšimnout, že v místech tepelných mostů je gradient i hodnoty teplot obdobný jako při měření. Rozdíl mezi průměrnou teplotou naměřenou kontaktním

teploměrem T_{wm} a výpočetním modelem je přibližně $\Delta T_k = 12 \text{ }^\circ\text{C}$. Výsledné porovnání rozložení teplot v místech experimentálního měření a výpočetního modelu je na obr. 42. Z obr. 44 si lze povšimnout že maximální teploty krytu turbínové skříně dosahuje pozice A a to $T_A = 365 \text{ }^\circ\text{C}$, naopak teploty nejnižší dosahuje pozice B a to $T_B = 320 \text{ }^\circ\text{C}$. Výsledné teploty v kritických místech na krytu turbínové skříně jsou zaznamenány v Tab. 8.



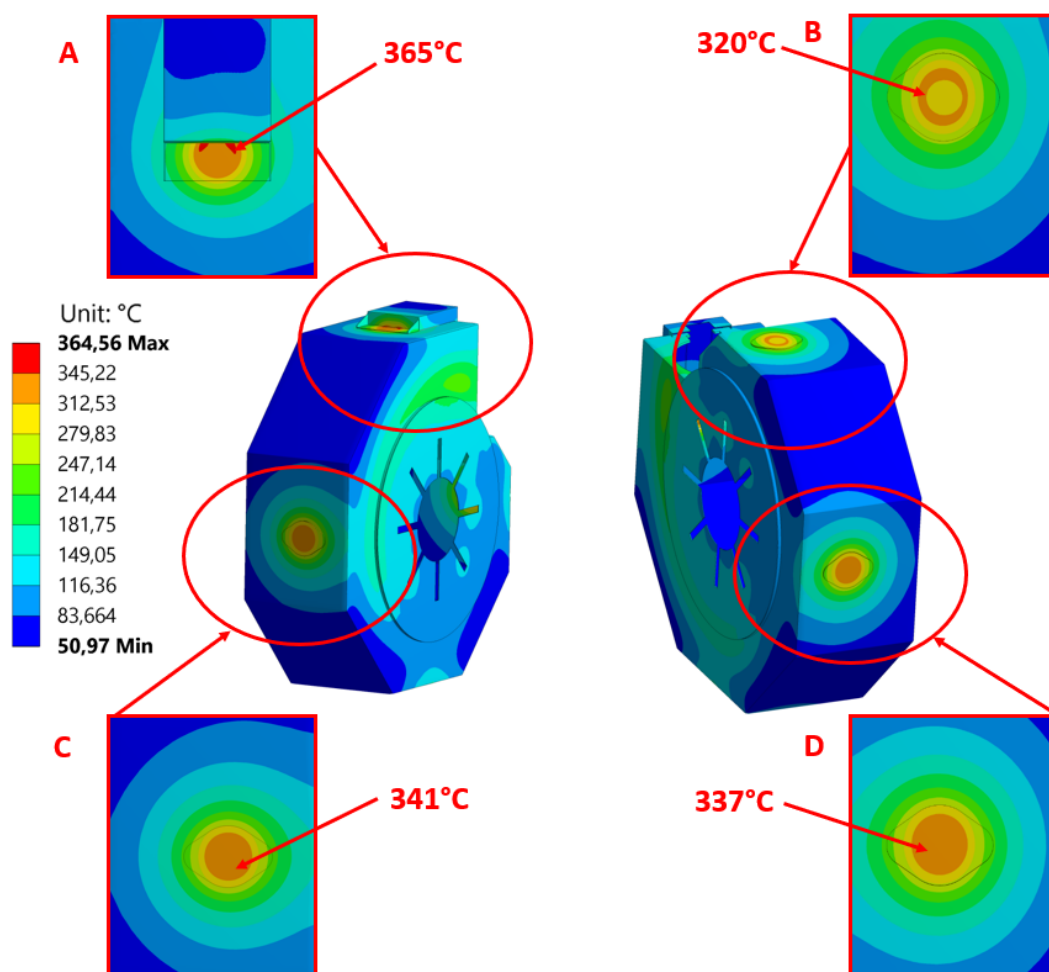
Obr. 43 Rozložení teplot určené experimentem (vlevo), rozložení teplot určené pomocí FEM modelu (vpravo)



Obr. 42 Rozložení teplot na tepelných mostech výfukového kolene, experimentální měření (vlevo), FEM model (vpravo)

Tab. 7 Porovnání teplot v místě nýtů výfukové části (Obr. 43)

Teplota na povrchu krytu experiment			Teplota na povrchu krytu FEM		
Teplota spalin	$T_{in} = 650 \text{ }^\circ\text{C}$		Teplota vnitřní stěny	$T_{ti} = 625 \text{ }^\circ\text{C}$	
Pozice	A	B	Pozice	A	B
1	200	230	1	239	239
2	212	234	2	235	235
3	231	228	3	238	238
4	228	236	4	234	235
$T_{wm} \text{ }^\circ\text{C}$	224,88		$T_{wm} \text{ }^\circ\text{C}$	236,63	



Obr. 44 Rozložení teplot na bezpečnostním krytu turbínové skříně

Tab. 8 Teploty v kritických místech turbínové části

Výsledné teploty v kritických místech					
	T_A [°C]	T_B [°C]	T_C [°C]	T_D [°C]	T_{max} [°C]
Původní varianta	365	320	341	337	365

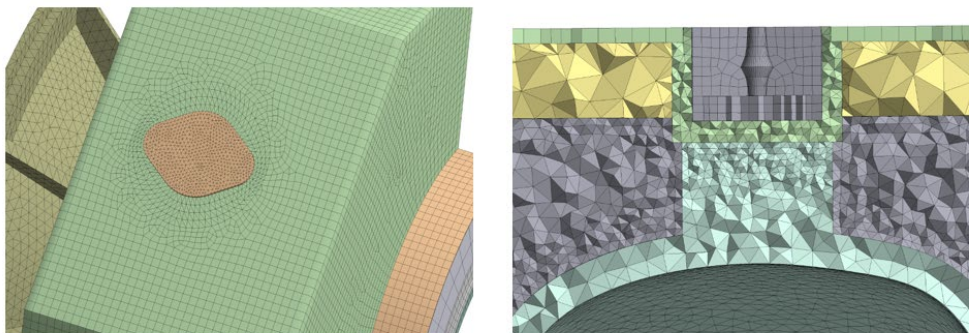
8 NÁVRH NOVÉ KONCEPCE

Tato kapitola se zabývá řešením kritických míst, které nesplňují normu SOLAS a které byly určeny již v experimentálním měření jako místa zájmu této práce. Vzhledem k validaci výpočetního modelu z dostupných okrajových podmínek se návrhy koncepčního řešení zaměřují především na místa uchycení bezpečnostního krytu k turbínové skříni. Protože cílem této práce není určit výslednou teplotu na povrchu krytu, je výpočetní model popsán v kap. 7.8 využit jako validační model pro porovnání navrhovaných koncepčních variant. Dále je v této kapitole rozebráno chování jednotlivých konstrukčních úprav, a to v návaznosti na požadavky společnosti PBS Turbo. Tyto analýzy by mohly být dále využity pro implementaci nových konstrukčních návrhů na jiné výkonové řady turbodmychadel TCR. U každé konstrukce jsou vyznačena kritická místa označena písmeny A, B, C, D tak, jako u obr. 44. Tato místa jsou následně vyhodnocována pomocí rozdílu teplot ΔT [°C] (viz rce. (27)), kde T_p [°C] je teplota pozice původního modelu a T_v [°C] je teplota pozice hodnocené varianty.

$$\Delta T = T_p - T_v, \quad (27)$$

8.1 KONCEPČNÍ VÝPOČETNÍ MODEL

Pro prvotní koncepční návrhy byl vytvořen výpočetní model z výřezu $\frac{1}{4}$ turbínové části celé sestavy turbínové strany, kvůli úspoře výpočetního času celé sestavy při každé úpravě. Okrajové podmínky byly ponechány stejné jako u celkového výpočetního modelu. Síť byla zjemněna s důrazem na kontaktní plochy vzduchové domény a turbínové skříně (obr. 45). Informace o kvalitě sítě jsou zaznamenány v tab. 9. Při návrhu a validaci dalších koncepcí bylo cílem dosahovat u výpočetní sítě obdobných hodnot jako u koncepčního modelu. Nastavení druhu elementů včetně jejich velikosti zůstalo u neměnicích se součástí stejné. Počty elementů se mírně liší, a to s ohledem na dosažení obdobné kvality sítě v kritických místech, jako u modelu koncepčního. Pro koncepční výpočtový model byl zvolen výřez turbínové části, jelikož je tato část více tepelně namáhána než výfukové koleno.

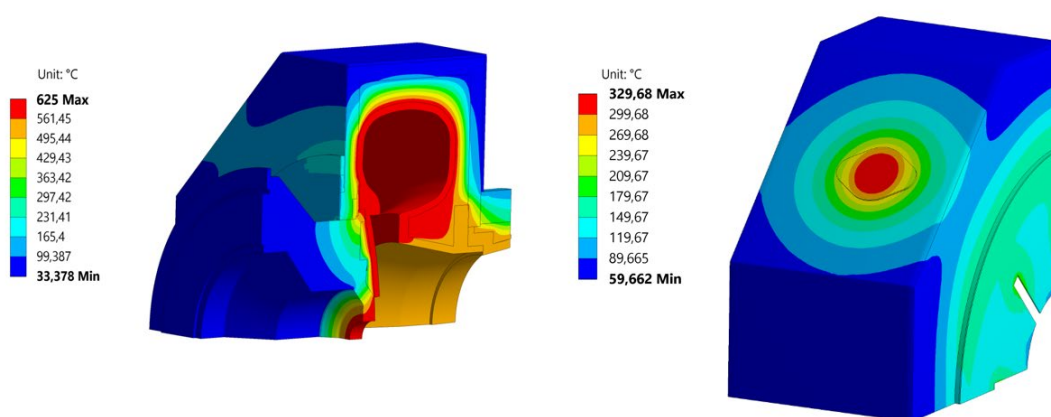


Obr. 45 Výpočetní síť koncepčního modelu

Výsledky analýzy $\frac{1}{4}$ modelu turbínové části jsou na obr. 46. Byl analyzován přestup tepla skrze tepelný most včetně tepelné ztráty přes průřez skrze jednotlivé součásti (obr. 47). Vzhledem k mechanismu přestupu tepla vedením, ke kterému dochází z turbínové skříně skrze distanční kroužek do vrchní krytky a dobré tepelné vodivosti kovových materiálů, je zřejmé, že teplota na povrchu je vzhledem k pravidlům SOLAS příliš vysoká. Z obr. 46 je patrné, že rozdíl teplot mezi vnitřní stěnou turbínové skříně a povrchem krytu je $\Delta T = 295$ °C. Jelikož je teplota $\frac{1}{4}$

výřezu v kritickém místě obdobná jako u celkového výpočetního modelu uvedeném v předchozí kapitole. Lze říci, že je tento model vhodným zjednodušením pro prvotní návrhy.

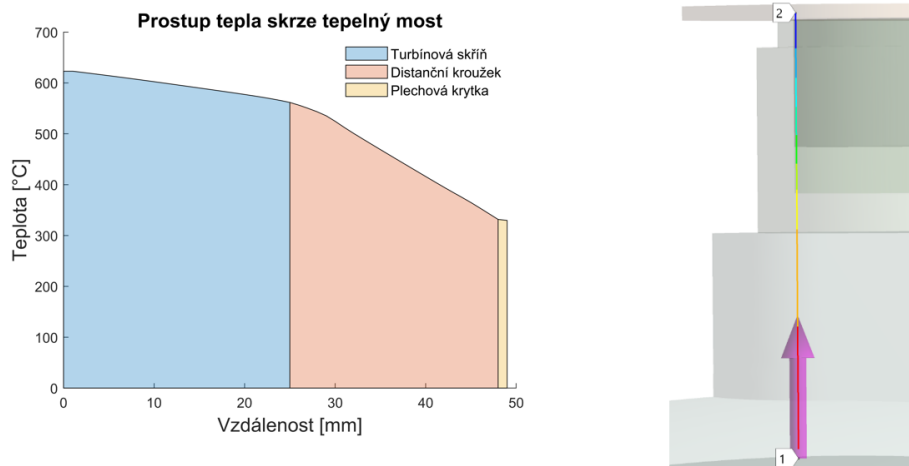
Z grafického znázornění průběhu teplot na obr. 47 je vidět, že většina tepelné ztráty je uskutečňována na distančním kroužku, který je částečně obklopen vzduchem a částečně izolační minerální vatou. Tato skutečnost je způsobená velkým rozdílem teplot mezi povrchem distančního kroužku a materiály, které ho obklopují. Všechny navrhované konstrukce byly nejprve ověřovány na koncepčním modelu. Vhodné konstrukce byly následně implementovány na celý kryt turbínové skříňe a dále vyhodnocovány. Návrh nových koncepcí byl zaměřen na eliminaci mechanismu přestupu tepla vedením, respektive snížení, nebo částečnému přerušení tepelného toku na povrch krytu.



Obr. 46 Koncepční výpočetní model

Tab. 9 Parametry výpočtové sítě koncepčního modelu

	Tvar prvku	Počet prvků [-]	Aspect Ratio [-]	Element quality [-]
Turbínová skříň	Čtyřstěn	195 866	1,86	0,83
Ložisková skříň	Čtyřstěn	25 128	1,89	0,78
Vzduchová doména turbíny	Čtyřstěn	728 557	1,87	0,84
Izolace turbíny	Čtyřstěn	69 419	2,14	0,83
Kryt turbíny	Čtyřúhleník-Trojúhleník	7 288	1,15	0,96

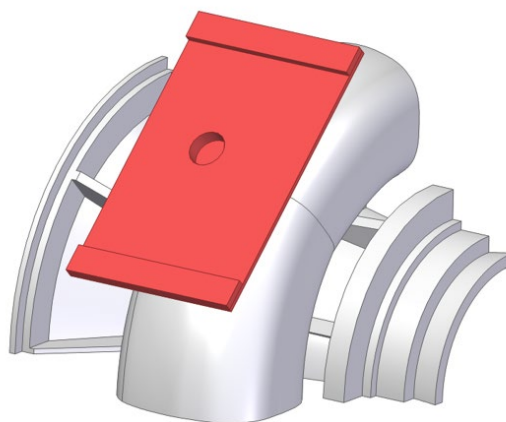


Obr. 47 Prostup tepla skrze tepelný most TCR14

8.2 1. VARIANTA

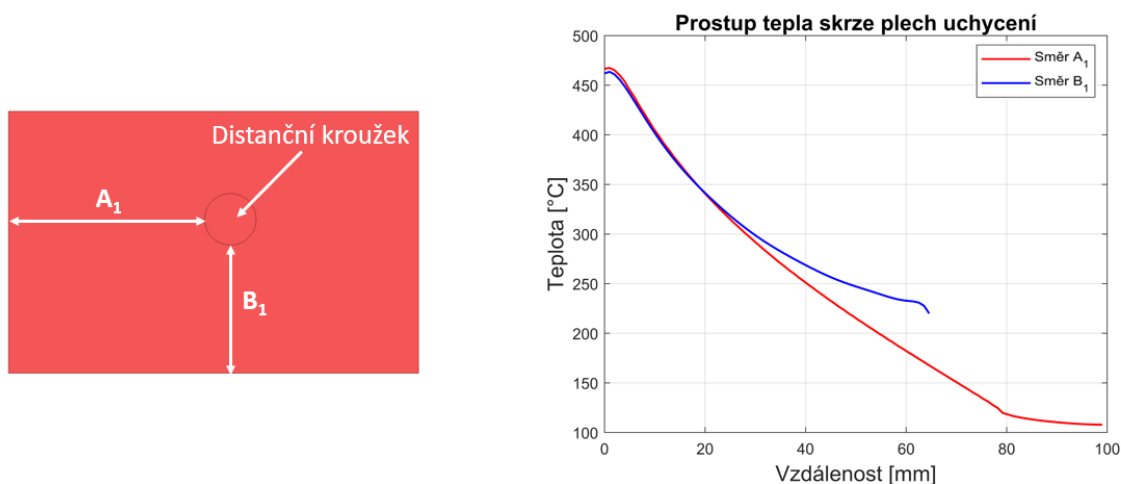
Při návrhu první varianty byl kladen důraz na prodloužení tepelného mostu a snížení teploty na jeho konci. Konstruktivní úprava první varianty spočívá v uchycení bezpečnostního krytu pomocí úchytu z plechového profilu o tloušťce $t_t = 3$ mm. Konstrukce vnějšího pláště zůstala stejná jako u původní varianty, včetně izolačního materiálu. Plechový úchyt je přivařen k distančnímu kroužku. Rozměry plechového úchytu byly v první fázi odvozeny od rozměrů vrchní části minerální vaty. Délka plechového úchytu byla volena $a = 207$ mm a šířka $b = 132$ mm. Tato koncepce byla analyzována z důvodu určení závislosti teploty na vzdálenosti od uchycení tepelného mostu.

První koncepční návrh, který byl aplikován na výpočetní model, je na obr. 48. Po vytvoření modelu byla provedena již zmíněná rozměrově tepelná analýza pro určení vhodných rozměrů úchytu a vhodné mezery mezi bezpečnostním krytem a plechovým úchytem pro dostatečné snížení povrchové teploty. Tato analýza byla provedena pro oba rozměry úchytu obdélníkového tvaru. Uchycení plechového úchytu k bezpečnostnímu krytu bylo uvažováno pomocí svarového spoje. Materiál je použita nerez 1.4301.



Obr. 48 Model pro určení rozměrů úchytu pro 1. variantu

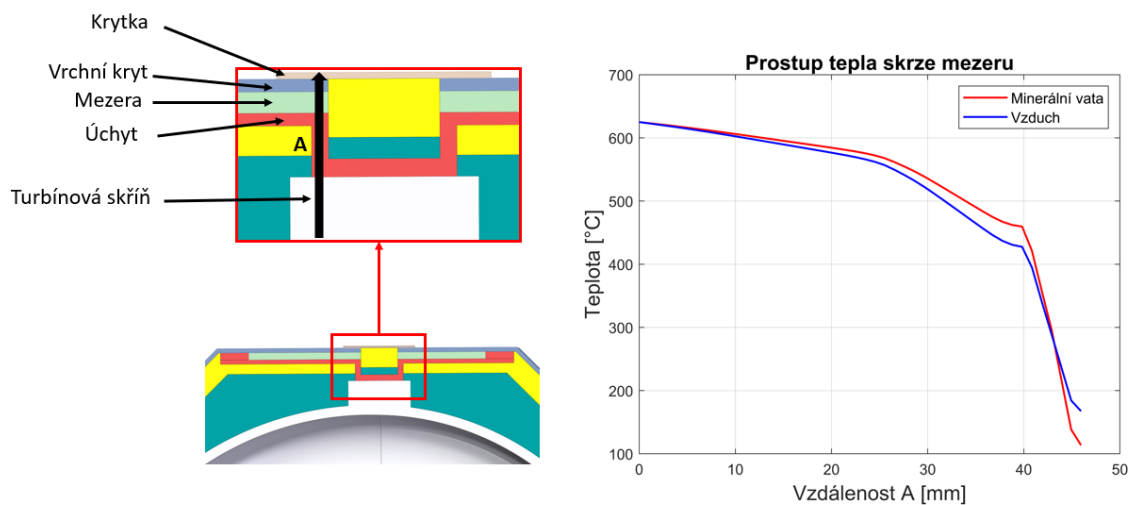
Na obr. 49 jsou výsledky analýzy tepelné ztráty vzhledem k rozměrům použitého profilu. Je patrné, že tepelný gradient je zpočátku pro oba směry obdobný, což je způsobeno kruhovým teplotním polem od distančního kroužku. Ve směru B_1 se přibližně od vzdálenosti 30 mm od okraje distančního kroužku začne úbytek teploty snižovat, což je způsobeno vyšší teplotou v blízkosti boční stěny krytu. Vývoj teploty ve směru A_1 se změní až v okamžik dosažení polohy představující svarový spoj s bezpečnostním krytem. Rozdílu teploty $\Delta T_{k0} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ vůči $\frac{1}{4}$ koncepčnímu modelu dosahuje kryt v radiálním směru ve vzdálenosti $A_1 = 46 \text{ mm}$, v axiálním směru B je to pak ve vzdálenosti $B_1 = 63 \text{ mm}$.



Obr. 49 Tepelně rozměrová analýza uchycení

Po provedení analýzy závislosti rozměrů plechového úchyty na tepelné ztrátě byla provedena analýza prostupu tepla v radiálním směru. Byla vyhodnocována tepelná ztráta z turbínové skříně přes úchyt, vzniklou mezeru do vrchního krytu a krytky celého úchyty. Tato cesta je na obr. 50 zvýrazněna černou šipkou. Cílem této analýzy bylo určit závislost velikosti vzduchové mezery mezi distančním kroužkem a vnitřní stěnou plechového krytu na výsledné povrchové teplotě. Tato teplota může být ovlivněna zářením samotného úchyty, tento faktor však ve výpočetním modelu není zohledněn (viz kap. 7.2) V analýze byla také odzkoušena aplikace minerální vaty do prostoru vzniklé mezery. Z grafického znázornění na obr. 51 je patrné, že změna výplně mezery má výraznější vliv na celkovou tepelnou ztrátu od místa kontaktu úchyty s turbínovou skříní. To je způsobeno lepší tepelnou vodivostí minerální vaty, způsobenou skelnými vlákny, skrze které dochází k intenzivnější kondukcii na povrch bezpečnostního krytu. Je vhodné podotknout, že teplota může být ovlivněna také zářením samotného úchyty, tento faktor však ve výpočetním modelu není zohledněn (viz kap. 7.2).

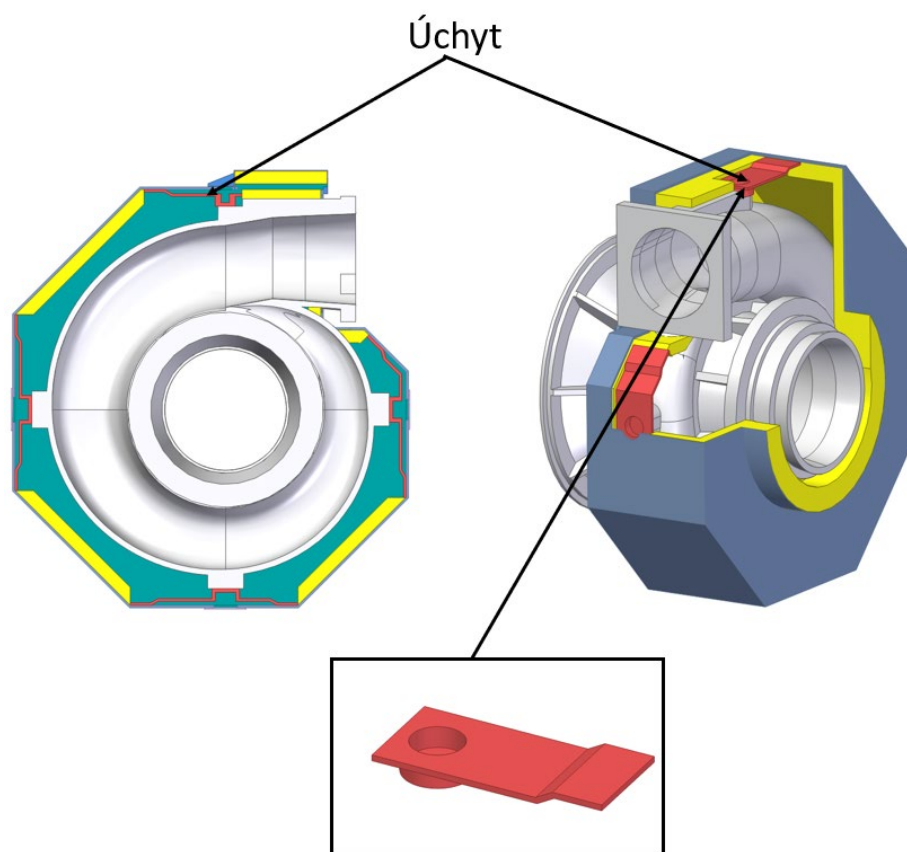
Z výsledné analýzy vyplývá, že při použití minerální vaty je dosaženo obdobného výsledku jako když použita není. Minimální mezera mezi úchytem a bezpečnostním krytem musí pro dosažení tepelné ztráty $\Delta T_{k0} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ dosahovat minimální velikosti $t_m = 4 \text{ mm}$, tato vzdálenost je přibližně stejná pro vzduchovou i izolační výplň mezery.



Obr. 50 Tepelná ztráta na tepelném mostu v závislosti na doměně uvnitř mezery

Po provedení analýzy vhodného rozměru krytu a velikosti vzduchové mezery byla konstrukce aplikována na koncepční model. Po ověření rozložení teplot byla následně implementována na model turbínové skříň. Rozměry úchytu závisí na místě uchycení na spirály. Vzhledem k charakteru cílů této práce byla aplikována konzervativní varianta koncepce, a to co možná nejdelšího tepelného mostu ve směru obvodu. Šířka plechového úchytu byla zvolena $b = 50$ mm. Tloušťka plechu byla ponechána $t_t = 3$ mm. Plech byl profilován ohybem pod úhlem 150° tak, aby byla zachována požadovaná mezera t_m mezi krytem a úchytem v blízkém okolí distančního kroužku a byla zachována možnost provedení svarového spoje. Pod úchytem byla odstraněna vrstva izolačního materiálu, takže kontakt byl ze spodní části plechového profilu realizován pouze přes vzduch.

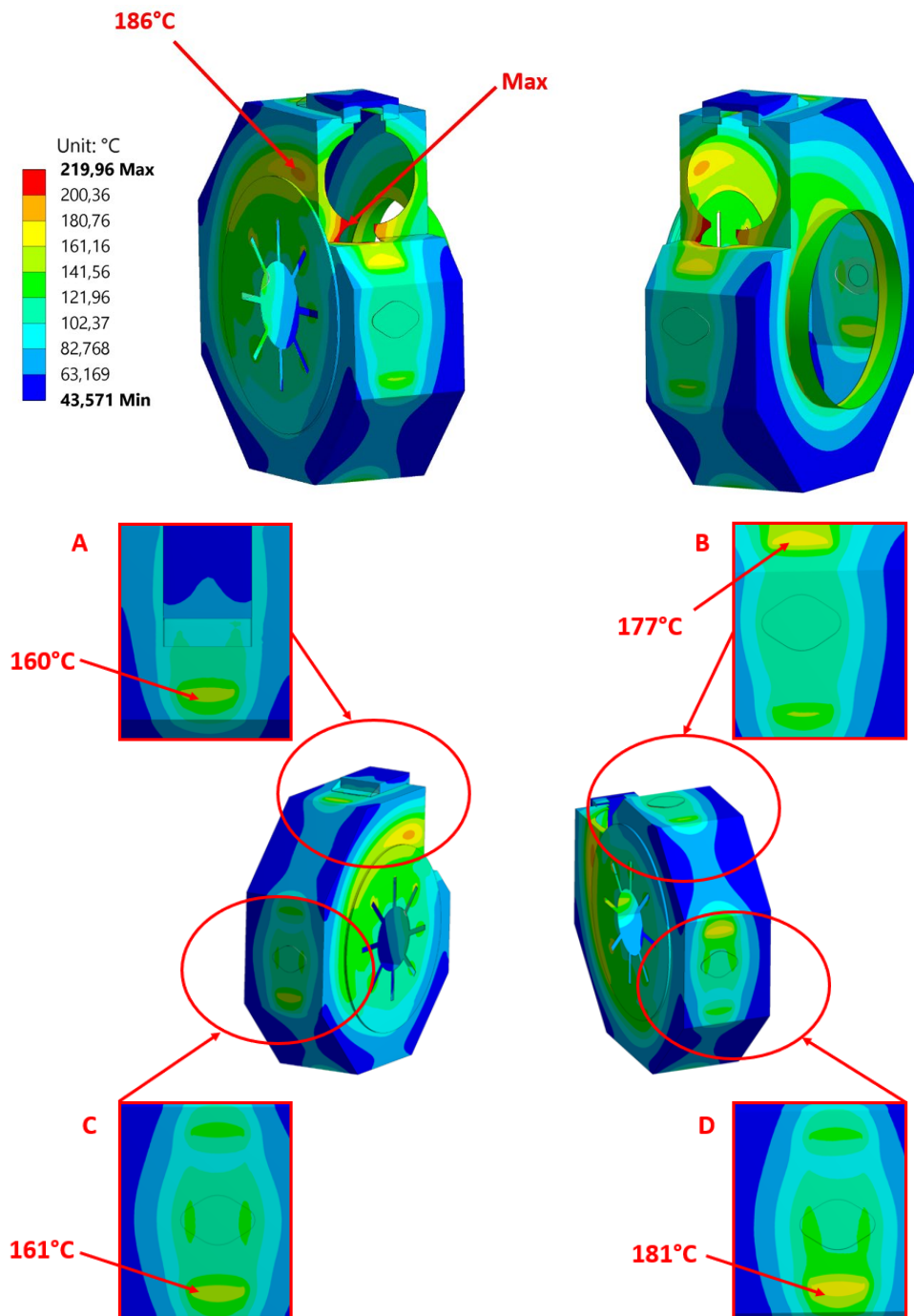
Výsledné rozložení teplot je na obr. 52. Maximální teplota u této konstrukce dosahuje $T_{\max} = 220$ °C a nachází se v blízkosti hrdla turbínové skříň. V místě svarových spojů, kde je uchycen bezpečnostní kryt, dosahuje povrch krytu maximální teploty $T_D = 181$ °C, což je rozdíl v tomto místě oproti původnímu modelu o přibližně $\Delta T_D = 156$ °C. Největší rozdíl teplot vůči původnímu modelu vykazuje pozice A, v této konstrukci teplota dosahuje $T_A = 160$ °C, což je pokles teploty o 56 %. Rozdíly teplot všech kritických míst jsou zaznamenány v tab. 10. Zároveň se místo s maximální teplotou v místě kontaktu úchytu změnilo z vrchní části bezpečnostního krytu na jeho spodní část, jak je patrné z obr. 53 pozice D.



Obr. 51 Implementace 1. varianty na turbodmychadlo TCR14 se vzduchovou doméno (vlevo), bez vzduchové domény (vpravo)

Tab. 10 Rozdíly teplot na povrchu krytu 1. varianty vůči validačnímu modelu

	ΔT_A [°C]	ΔT_A [%]	ΔT_B [°C]	ΔT_B [%]	ΔT_C [°C]	ΔT_C [%]	ΔT_D [°C]	ΔT_D [%]	ΔT_{max} [°C]	ΔT_{max} [%]
1. Varianta	205	56	143	45	180	53	156	46	145	40

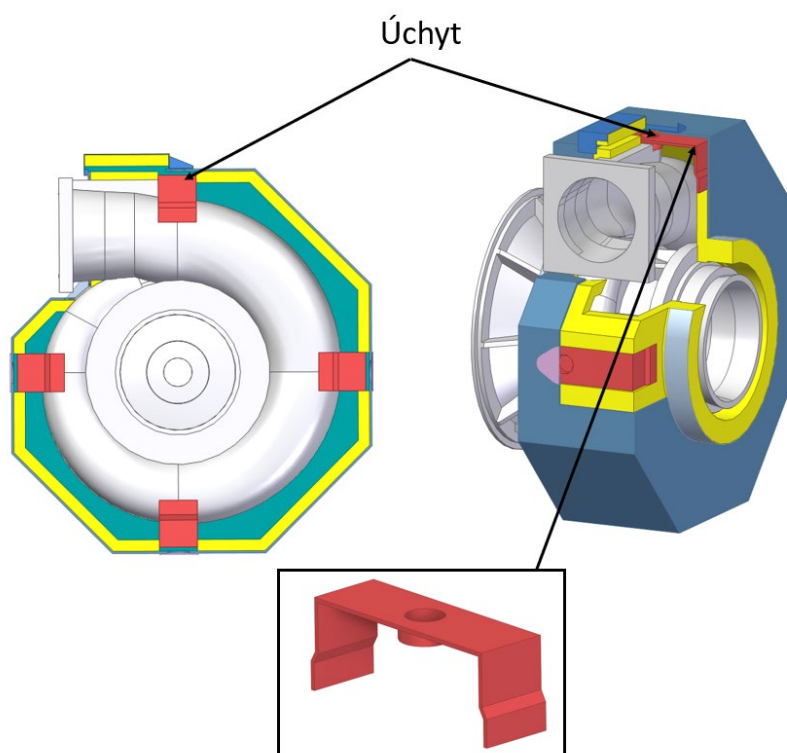


Obr. 52 Výsledné rozložení teplot na povrchu krytu 1.varianty

8.3 2. VARIANTA

Druhá varianta je koncepčně podobná návrhu prvnímu. V tomto případě je tepelná ztráta realizována na tepelném mostě v axiálním směru vůči ose turbodmychadla. Šířka plechového úchyty je opět $b = 50$ mm, jeho tvar je navržen tak aby tepelný most byl dostatečně dlouhý a bylo tak dosaženo dostatečného snížení povrchové teploty v místě kontaktu úchyty s bezpečnostním krytem. V tomto případě byla do konstrukčního návrhu taktéž zakomponována vzduchová mezera mezi plechovým úchytem a stěnou pláště. Velikost mezery je v tomto případě $t_m = 5$ mm. Plechové úchyty jsou vloženy do výřezů v minerální vatě tak, že jsou s minerální vatou v kontaktu pouze v příčném směru (obr. 53).

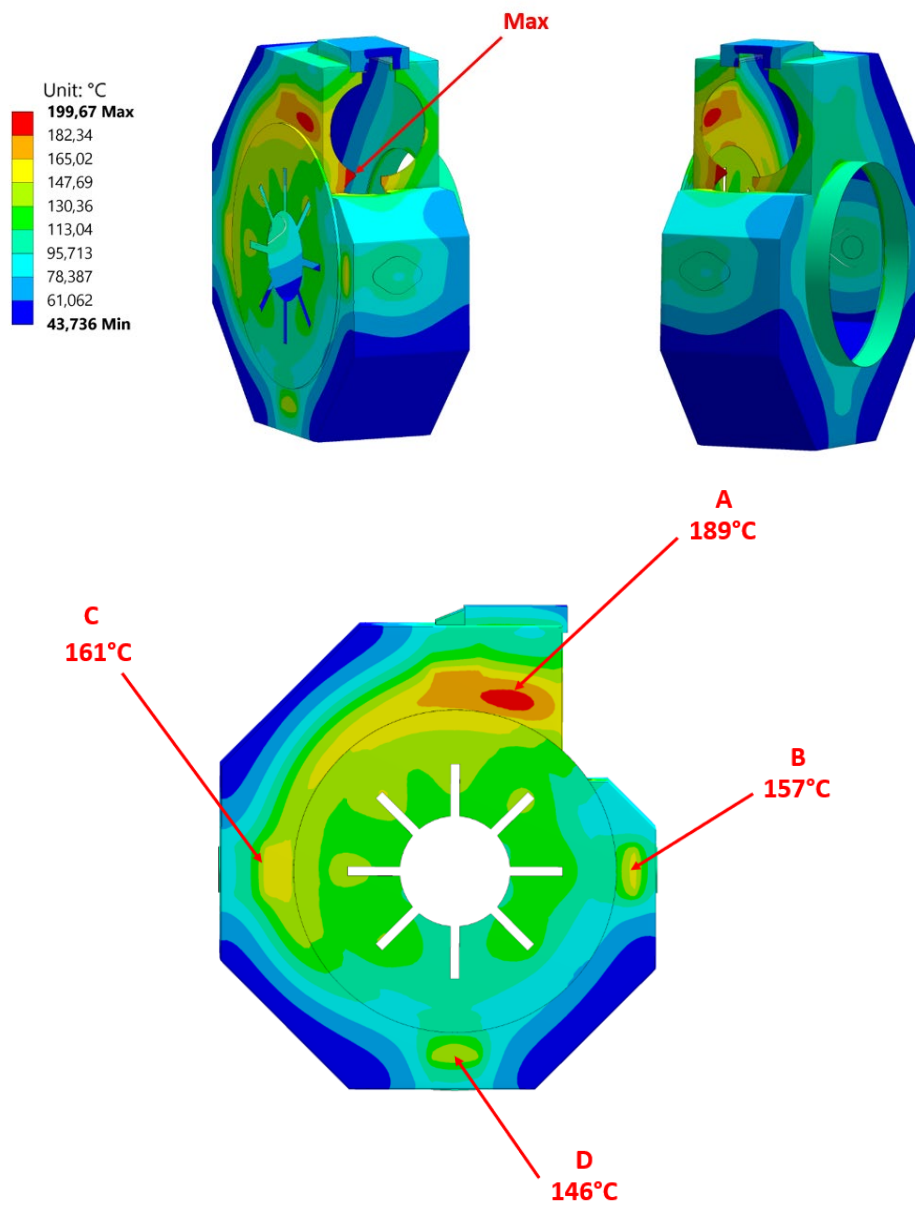
Rozložení teplot je na obr. 54. Z výsledků termální simulace je zřejmé, že místo maximální teploty se nezměnilo oproti 1. variantě, avšak teplota T_{\max} je o 20 °C nižší. To je způsobeno odkloněním tepelného toku směrem k místu druhé nejvyšší teploty na povrchu, což je opět místo kontaktu izolace s turbínovou skříní dosahující teploty $T_A = 189$ °C. Tento odklon je způsoben přítomností úchyty nejbližšímu k hrdlu voluty. Rozdíl teploty v kritickém místě 2. varianty vůči původnímu modelu je pak $\Delta T_A = 176$ °C. Největší rozdíl teplot je pak realizován v místě D, kde rozdíl teplot dosahuje 57 %. Rozdíly teplot v kritických místech jsou uvedeny v tab. 11.



Obr. 53 Konstrukční provedení 2. varianty, se vzduchovou doménou (vlevo), bez vzduchové domény (vpravo)

Tab. 11 Rozdíly teplot na povrchu krytu 2. varianty vůči validačnímu modelu

	ΔT_A [°C]	ΔT_A [%]	ΔT_B [°C]	ΔT_B [%]	ΔT_C [°C]	ΔT_C [%]	ΔT_D [°C]	ΔT_D [%]	ΔT_{\max} [°C]	ΔT_{\max} [%]
2. Varianta	176	48	163	51	180	53	191	57	165	45

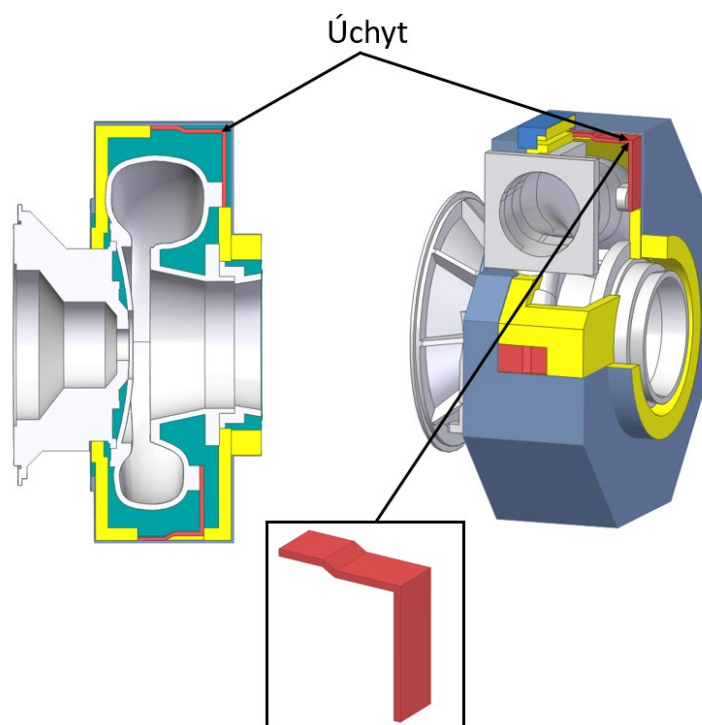


Obr. 54 Rozložení teplot na povrchu krytu 2. varianty

8.4 3. VARIANTA

V případě třetí varianty byla předpokládána možnost přesunutí nálitku z horní části voluty na její bok ze strany výfukového kolene. Jejich velikost je řízena nutností minimální hloubky pro otvor šroubového spoje a délku výběhu potřebnou pro nástroj. Opět je využita změna připojení bezpečnostního krytu k turbínové skříni. Plechový ohýbaný profil, který byl zvolen, má opět šířku $b = 50$ mm a jeho délka se liší vzhledem k umístění na turbínové skříni. Opět bylo klíčové udržet vzduchovou mezeru mezi profilem a bezpečnostním krytem pro odstínění tepelného toku na povrch (obr. 55). Tato mezeru je v tomto případě rozdílná a její hodnota se liší v závislosti na poloze uchycení na spirále.

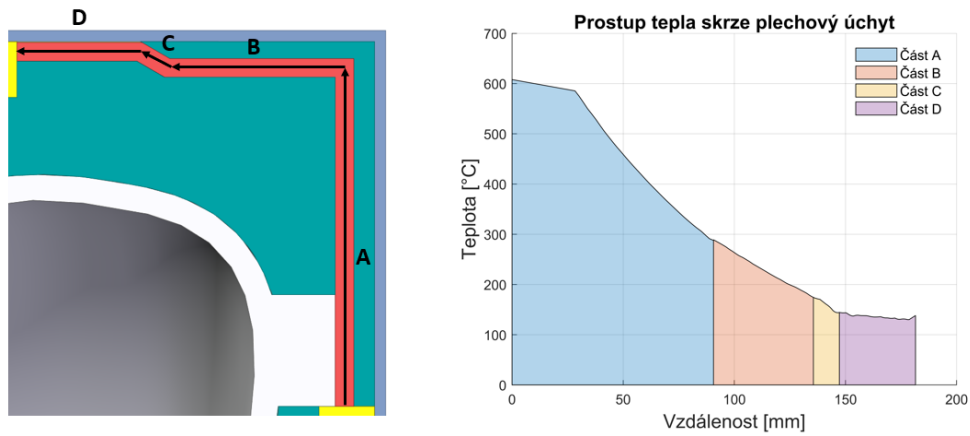
Výsledné rozložení teplot je pak patrné z Obr. 56, maximální teplota $T_{\max} = 185$ °C se nachází v místě kontaktu izolace s turbínovou skříní. Teplota v místech uchycení bezpečnostního krytu pak dosahuje maximální hodnoty $T_A = 141$ °C a nachází se na vrchní části bezpečnostního krytu nad hrdlem turbínové skříně. V místě nálitku blízko vstupní příruby, kde je z konstrukčních důvodů mezeru o rozměrech $t_m = 5,6$ mm, teplota dosahuje $T_E = 145$ °C. Maximální teplotní rozdíl v blízkém okolí tepelných mostů je pak oproti původnímu modelu dosaženo v místě C, kde teplota na povrchu dosahuje $T_C = 102$ °C, což je rozdíl $\Delta T_C = 239$ °C. Na obr. 56 je tepelná ztráta na úchytu vzhledem ke vzdálenosti od místa uchycení na turbínové skříni. Graf je vykreslen pro nejméně zatížený tepelný most A.



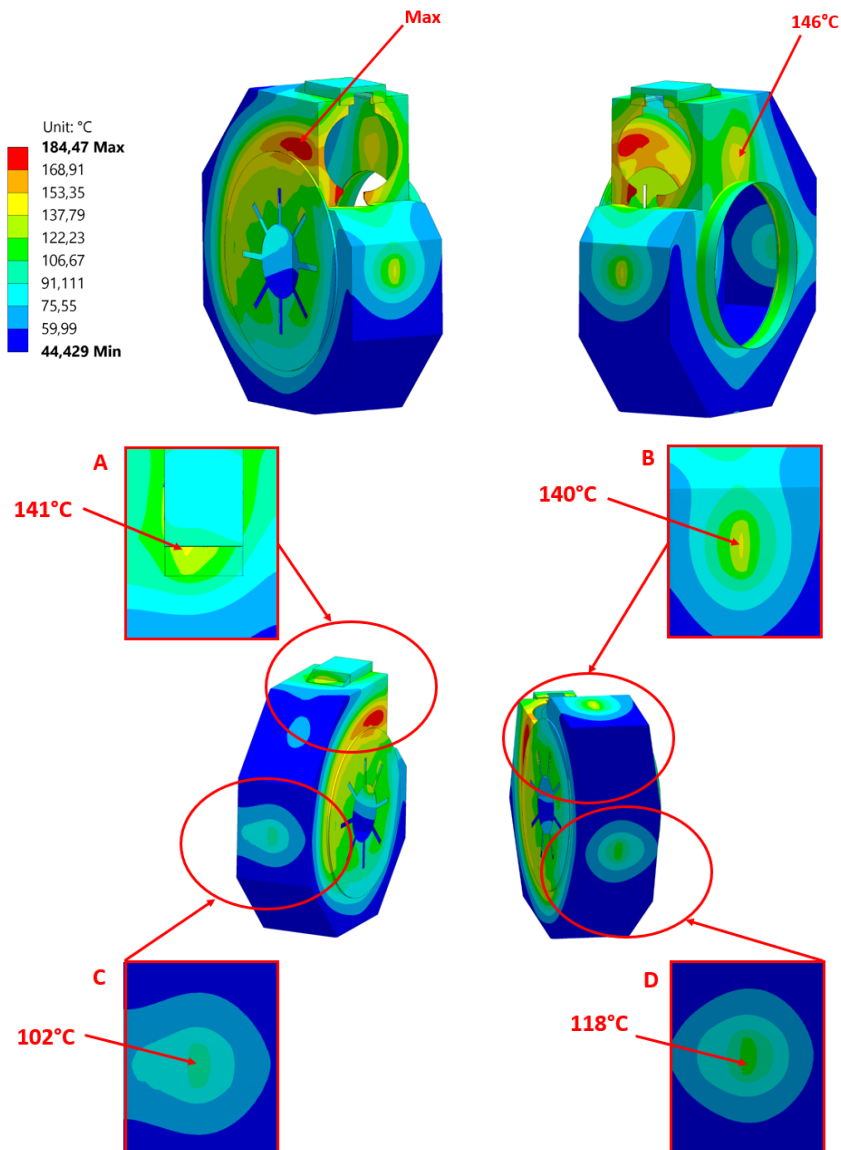
Obr. 55 Konstrukční provedení 3. varianty se vzduchovou doménou (vlevo), bez vzduchové domény (vpravo)

Tab. 12 Rozdíly teplot na povrchu krytu 3. varianty vůči validačnímu modelu

	ΔT_A [°C]	ΔT_A [%]	ΔT_B [°C]	ΔT_B [%]	ΔT_C [°C]	ΔT_C [%]	ΔT_D [°C]	ΔT_D [%]	ΔT_{\max} [°C]	ΔT_{\max} [%]
3. Varianta	224	61	180	56	239	70	219	65	181	50



Obr. 56 Tepelná ztráta při prostupu tepla přes tepelný most

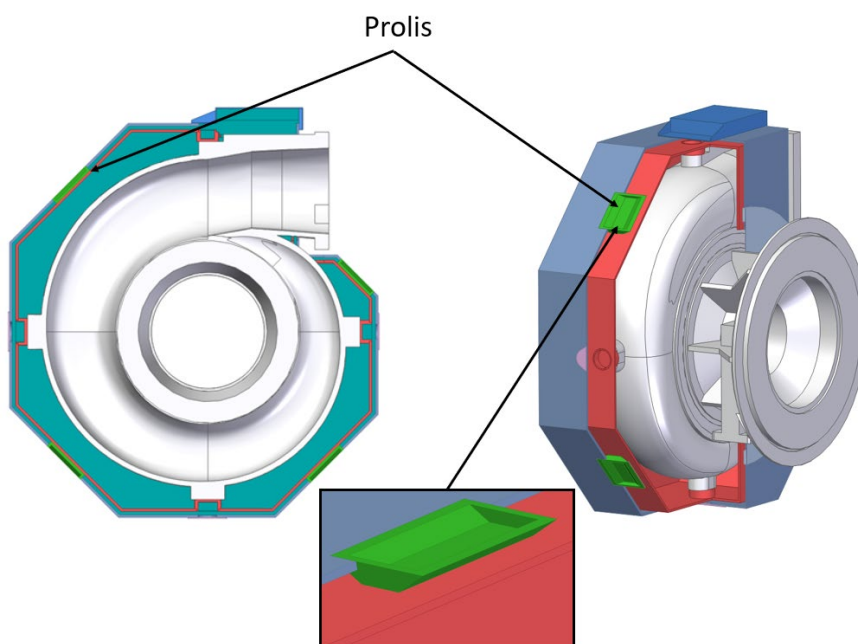


Obr. 57 Rozložení teplot na povrchu krytu 3.varianty

8.5 4.VARIANTA

V poslední variantě byla ověřena razantnější změna konstrukce oproti variantě původní. Byl úplně odebrán izolační materiál z minerální vaty a místo něj byla aplikována vzduchová mezera o velikosti $t_m = 5$ mm. Tato mezera byla vytvořena pomocí druhého nerezového plechu implementovaného pod kryt původní. Tento plech tak tvoří vnitřní plášť bezpečnostního krytu. Uchycení vnitřního pláště je realizováno totožným způsobem jako je tomu u původní varianty s rozdílem výšky distančního kroužku, který, byl snížen o velikost vzduchové mezery. Na vnějším plášti je pak v místě otvoru pro montáž umístěna krytka tak, jako u varianty původní. Oba pláště jsou tvořeny materiálem 1.4301 o tloušťce $t_t = 3$ mm. Uchycení vnějšího plechu je řešeno prolisem v co možná největší vzdálenosti od tepelného mostu. Tento prolis je na obr. 58 vyznačen zelenou barvou. Ačkoliv ve výpočetním modelu není mechanismus radiace uvažován, je nerezový plech vhodným materiálem pro odstínění tepelného toku právě tímto mechanismem [19].

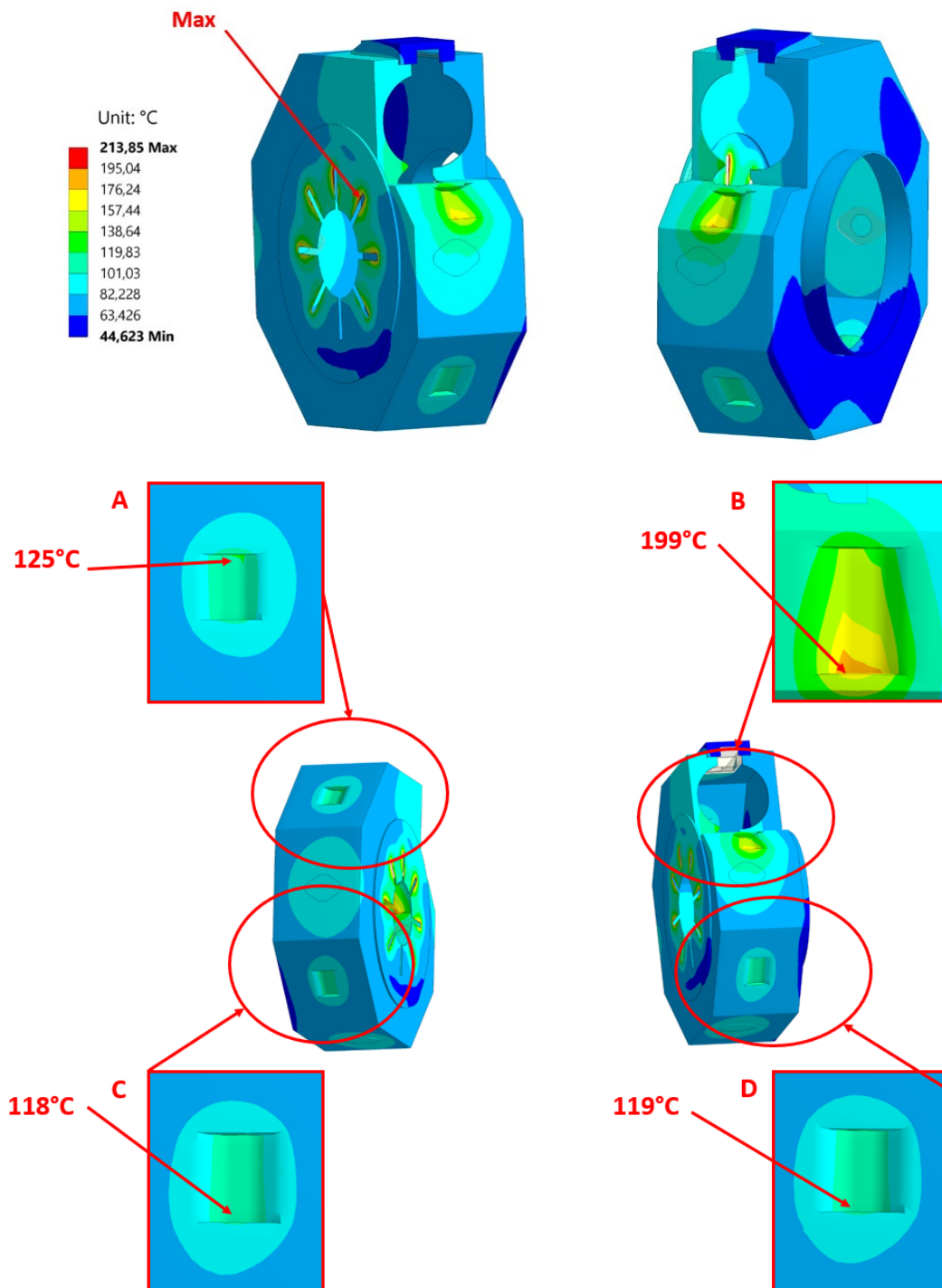
Na obr. 59 je výsledné rozložení teplot na povrchu krytu. V případě více plášťové konstrukce bezpečnostního krytu je zřejmé že, rozložení teplot je odlišné od předchozích variant. Došlo k rovnoměrnějšímu rozložení teploty krytu a snížení povrchové teploty v místech tepelných mostů. Místo maximální teploty dosahuje $T_{\max} = 214$ °C a opět se nachází v blízkosti žebér ložiskové skříně. Maximální rozdíl teplot v místech tepelných mostů se nachází v místě pozice A, kde rozdíl dosahuje $\Delta T_A = 240$ °C. Rozdíly teplot oproti původní variantě jsou zaznamenány v tab. 13.



Obr. 58 Konstrukční provedení 4. varianty se vzduchovou doménou (vlevo), bez vzduchové domény (vpravo)

Tab. 13 Rozdíly teplot na povrchu krytu 4. varianty vůči validačnímu modelu

	ΔT_A [°C]	ΔT_A [%]	ΔT_B [°C]	ΔT_B [%]	ΔT_C [°C]	ΔT_C [%]	ΔT_D [°C]	ΔT_D [%]	ΔT_{\max} [°C]	ΔT_{\max} [%]
5. Varianta	240	66	121	38	223	65	218	65	151	41



Obr. 59 Rozložení teplot na povrchu krytu 4.varianty

SHRnutí NAVRŽENÝCH KONCEPCÍ

V této podkapitole jsou zhodnoceny jednotlivé varianty bezpečnostního krytu turbodmychadla TCR14. Toto zhodnocení je provedeno na základě termální analýzy, která byla provedena pomocí výpočetního softwaru Ansys Mechanical. Je důležité zdůraznit že byl vyšetřován především vliv vedení skrze tepelné mosty, které jsou s ohledem na záběry z termokamer (7.1) vyhodnoceny jako jedním z kritických míst. Protože cílem práce nebylo určit přesnou teplotu na povrchu, ale chování navržených koncepcí tak, aby bylo možné návrhy a výsledky využít při návrhu nového krytu nejen pro turbodmychadlo řady TCR14, je v této podkapitole věnována pozornost především rozdílu teplot a procentuálním změnám oproti původní konstrukci. Výsledky rozložení teplot a jejich porovnání s původní variantou jsou obsaženy v tab. 14 a tab. 15. Porovnání teplot v kritických místech je potom na obr. 60.a obr. 61.

1. VARIANTA

V případě první varianty bylo cílem prodloužit tepelný most tak, aby došlo k dostatečné tepelné ztrátě. Tento cíl byl splněn s výsledkem snížení maximální teploty z $T_{\max 0} = 365 \text{ °C}$ na $T_{\max} = 220 \text{ °C}$, protože toto místo se však nachází v místě v podstatě neizolované turbínové skříni je vhodné zhodnotit i ostatní pozice. Pozice A vykazuje snížení teploty o $\Delta T_A = 205 \text{ °C}$, což představuje 56% snížení teploty v místě, které bylo v původní variantě kritické. Snížení teploty v místech B, C, a D vykazují snížení o 45 %, 53 % a 46 %. Z výsledků je patrné že uvedená varianta vykazuje průměrné snížení teploty v kritických místech přibližně o 48 %.

2. VARIANTA

Druhá varianta uvažuje pouze změnu směru uchycení bezpečnostního krytu v axiálním směru od varianty první. Tato varianta vykazuje snížení maximální teploty na $T_{\max} = 200 \text{ °C}$ v totožném místě jako u varianty první. Největší snížení teploty 2. varianta vykazuje na pozici D, kde je rozdíl teplot $\Delta T_D = 191 \text{ °C}$, což představuje 57% pokles teploty. V místech A, B, a C bylo dosaženo snížení povrchové teploty o 48 %, 51 % a 53 %. V tomto případě došlo k průměrnému snížení teplot na kritických místech o 51 %.

3. VARIANTA

Třetí varianta uvažuje změnu polohy nálitku, což je razantní zásah do konstrukce turbínové skříni. V této práci je však hodnoceno pouze ovlivnění teploty. 3.varianta vykazuje snížení maximální teploty na $T_{\max} = 185 \text{ °C}$ a to v místě kontaktu turbínové skříni s izolací. Největší snížení teploty bylo uskutečněno u 3. varianty na pozici C, kde je rozdíl teplot $\Delta T_C = 239 \text{ °C}$, což představuje 70% pokles teploty. V místech A, B, a D bylo dosaženo snížení povrchové teploty o 61 %, 56 % a 65 %. V tomto případě došlo k průměrnému snížení teplot v kritických místech o 60 %.

4. VARIANTA

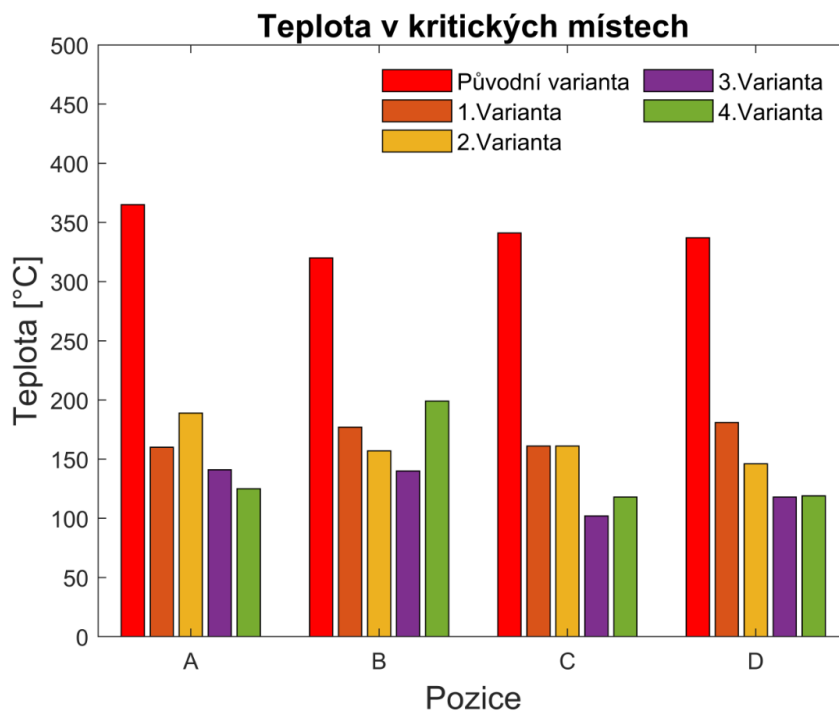
Poslední varianta eliminuje použití minerální vaty. Ve své koncepci využívá 1 varianty při určení základních rozměrů. Maximální teplota této varianty dosahuje $T_{\max} = 214 \text{ °C}$ a nachází se v místě žebíř ložiskové skříni. Největší teplotní rozdíl vykazuje pozice A. Tato pozice má teplotu $T_A = 125 \text{ °C}$, což představuje rozdíl $\Delta T_A = 240 \text{ °C}$. Ostatní kritické body B, C a D vykazují tepelnou ztrátu vůči původní variantě 38 %, 65 % a 65 %. Průměrné snížení teploty ve vyhodnocovaných místech pak dosahují 55 %.

Tab. 15 Rozdíly teplot na kritických místech

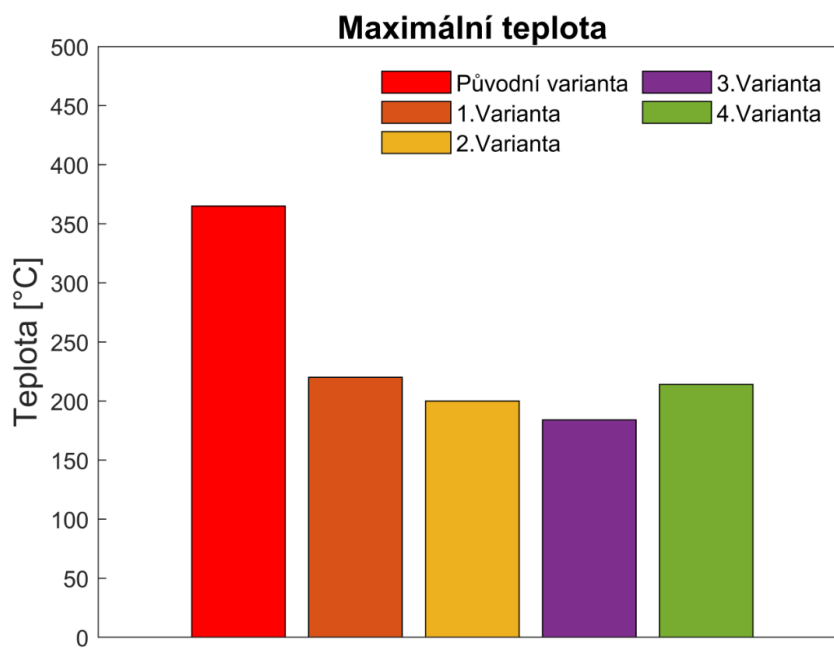
Zhodnocení rozdílu teplot navrhovaných variant											
	ΔT_A [°C]	ΔT_A [%]	ΔT_B [°C]	ΔT_B [%]	ΔT_C [°C]	ΔT_C [%]	ΔT_D [°C]	ΔT_D [%]	ΔT_{max} [°C]	ΔT_{max} [%]	ΔT_{celk} [%]
1. Varianta	205	56	143	45	180	53	156	46	145	40	48
2. Varianta	176	48	163	51	180	53	191	57	165	45	51
3. Varianta	224	61	180	56	239	70	219	65	181	50	60
4. Varianta	240	66	121	38	223	65	218	65	151	41	55

Tab. 14 Teploty v kritických místech

Výsledné teploty v kritických místech					
	T_A [°C]	T_B [°C]	T_C [°C]	T_D [°C]	T_{max} [°C]
Původní varianta	365	320	341	337	365
1. Varianta	160	177	161	181	220
2. Varianta	189	157	161	146	200
3. Varianta	141	140	102	118	184
4. Varianta	125	199	118	119	214



Obr. 60 Srovnání teplot v kritických místech všech variant



Obr. 61 Srovnání maximálních teplot jednotlivých variant

ZÁVĚR

Tato práce se zabývá návrhem tepelného krytu turbodmychadla TCR 14 společnosti PBS Turbo. Práce se skládá ze 2 hlavních částí – teoretické a praktické. Cílem práce bylo vytvořit koncepční návrh bezpečnostního krytu turbodmychadla TCR 14 vykazující snížení povrchové teploty oproti původnímu řešení. Těchto cílů bylo dosaženo u všech koncepčních variant.

Z předchozích výzkumů jasně vyplývá že majoritní složkou tepelného toku z turbínové skříně do okolního prostředí je složka radiační (obr. 18). V případě implementace ochranného krytu vyvstává problém uchycení, jehož řešení je prezentováno v této práci. V případě úchytnů bylo shledáno jako hlavní složkou tepelného toku vedení. Provedená analýza původního řešení tepelného krytu turbodmychadla TCR 14 ukázala, že bezpečnostní kryt vykazuje prostor pro optimalizaci, a to v předpokládaném místě uchycení krytu k turbínové skříně. Použité svrchní krytky na bezpečnostním krytu turbínové skříně se ukázaly být jako nevhodně implementované. V kap. 8 jsou prezentovány čtyři navržené koncepce, které vykazují snížení povrchové teploty vůči původní variantě až o 70 %. Toto srovnání se vztahuje k výsledkům výpočetního modelu původní varianty.

Provedené analýzy ukázaly, že je klíčové vyvarovat se jakémukoliv nežádoucímu kontaktu minerální vaty s turbínovou skříně. V případě konstrukčních návrhů uchycení je důležité, aby bylo využito co možná nejdelšího tepelného mostu. Cílem prodloužení je realizace tepelné ztráty po délce úchytnů. Dále bylo zjištěno (kap. 8.2), že pro dosažení tepelné ztráty $\Delta T = 100$ °C mezi distančním kroužkem a povrchem krytu je nutné dodržet minimální mezeru $t_m = 4$ mm. Minimální rozměry prodloužení úchytnů z materiálu 1.4301 pro realizaci tepelné ztráty ΔT jsou v axiálním směru $B_1 = 63$ mm a ve směru tečném na spirálu $A_1 = 56$ mm pro 1. variantu (kap. 8.2). V kapitolách 8.3 a 8.4 jsou prezentovány další konstrukční varianty prodloužení tepelného mostu pro zajištění dostatečné tepelné ztráty. Tyto varianty vykazují snížení povrchové teploty o 51 % v případě 2. varianty a o 60 % v případě 3. varianty. Při konstrukčním řešení 4. varianty vyznačující se záměnou izolační vaty za vzduchovou mezeru vytvořenou pomocí vnitřního plechového pláště (kap.8.5), se ukázalo, že tato varianta vykazuje snížení povrchové teploty až o 66 %. Přestože výpočetní model nezahrnuje podíl radiační složky vyzářené z povrchu turbínové skříně, tak by 4. varianta mohla pozitivně ovlivnit i odstínění záření na povrch bezpečnostního krytu [19]. Shrnutí všech procentuálních snížení teplot koncepčních variant jsou uvedeny v tab. 15 a tab. 14. Porovnání teplot v kritických místech všech navržených variant s původním modelem je na obr. 61 a obr. 60.

Výpočetní model obsahuje zjednodušení, a to ve formě uvažování konstantní teploty na vnitřní straně turbínové skříně a výfukového kolene. Dále pak přestup tepla z turbínové skříně do bezpečnostního krytu kondukcí přes tepelné mosty i vzduchovou doménu. V případě řešení uchycení jsou tato zjednodušení dostačující. Při optimalizaci odstínění tepelného toku skrze volný prostor bezpečnostního krytu by bylo vhodné zahrnout vliv radiační složky. Také by bylo vhodné určit buď experimentálně, nebo měřením rozložení teplot na povrchu turbínové skříně a výfukového kolene, pro přesnější implementaci radiační složky tepelného toku. Při dalších analýzách bezpečnostního krytu pomocí FEM by bylo vhodné provést detailnější experimentální měření okrajových podmínek. Tím by došlo k zpřesnění výsledků a možnosti zahrnutí více veličin vstupujících do výpočtů.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *International Convention for the Safety of Life at Sea* [online]. Albert Embankment London SE1 7SR: International Maritime Organization [cit. 2021-12-05]. Dostupné z: <https://www.imo.org/en>
- [2] DOUG, Woodyard. Pressure Charging. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th Edition. Elsevier, 2009. ISBN 9780750689847.
- [3] RONAN, Larry. *The development and introduction of the automotive turbocharger: a case of innovation in response to fuel economy regulation*. District of Columbia: The Office ; National Technical Information Service [distributor, 1979], 1979.
- [4] MACINNES, Hugh. *Turbochargers*. 1. Tucson: H.P.Books, 1976. ISBN 0-912656-49-2.
- [5] *Garrett motion* [online]. Rolle, 2017 [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/>
- [6] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. Wien ; New York: Springer, 2007, xiv, 268 s. : ill. ; 28 cm. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [7] KURZKE, Joachim. How to Get Component Maps for Aircraft Gas Turbine Performance Calculations. *Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; General* [online]. 1996 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: doi:10.1115/96-GT-164
- [8] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Second edition. Cham: Springer, 2015, xv, 362 stran : ilustrace (některé barevné). ISBN 978-3-319-17643-7.
- [9] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3., přeprac. / v Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. : il. ISBN 80-214-2409-5.
- [10] *VDI Heat Atlas*. Second Edition. Berlin: Springer, 2010, xxi, 1585 s. : ilustrace, tabulky, grafy. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [11] ROMAGNOLI, A, A MANIVANNAN, S RAJOO, M.S CHIONG, A FENELEY, A PESIRIDIS a R.F MARTINEZ-BOTAS. A review of heat transfer in turbochargers. *Renewable & sustainable energy reviews* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2017, **79**, 1442-1460 [cit. 2021-12-04]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2017.04.119
- [12] BAINES, Nick, Karl D WYGANT a Antonis DRIS. The Analysis of Heat Transfer in Automotive Turbochargers. *Journal of engineering for gas turbines and power* [online].

- New York, N: ASME, 2010, **132**(4), 42301 [cit. 2021-12-04]. ISSN 0742-4795. Dostupné z: doi:10.1115/1.3204586
- [13] PAYRI, Francisco, Pablo OLMEDA, Francisco J ARNAU, Artem DOMBROVSKY a Les SMITH. External heat losses in small turbochargers: Model and experiments. *Energy (Oxford)* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2014, **71**, 534-546 [cit. 2022-01-25]. ISSN 0360-5442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2014.04.096
- [14] ROMAGNOLI, Alessandro a Ricardo MARTINEZ-BOTAS. Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation. *Applied thermal engineering* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2012, **38**, 58-77 [cit. 2021-12-05]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.12.022
- [15] SERRANO, José Ramón, Pablo OLMEDA, Francisco J ARNAU, Artem DOMBROVSKY a Les SMITH. Turbocharger heat transfer and mechanical losses influence in predicting engines performance by using one-dimensional simulation codes. *Energy (Oxford)* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2015, **86**, 204-218 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0360-5442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2015.03.130
- [16] INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. New York: John Wiley & Sons, 2007, 997 s. : il. ISBN 0-471-45728-0.
- [17] GAO, Xunan, Bojan SAVIC a Roland BAAR. A numerical procedure to model heat transfer in radial turbines for automotive engines. *Applied thermal engineering* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2019, **153**, 678-691 [cit. 2022-01-26]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.03.014
- [18] MODARRESIFAR, Farid, Paul A BINGHAM a Gary A JUBB. Thermal conductivity of refractory glass fibres. *Journal of thermal analysis and calorimetry* [online]. Springer, 2016, **125**(1), 35 [cit. 2022-01-19]. ISSN 1388-6150. Dostupné z: doi:10.1007/s10973-016-5367-0
- [19] AYGÜN, Bünyamin. High alloyed new stainless steel shielding material for gamma and fast neutron radiation. *Nuclear engineering and technology* [online]. Elsevier B.V, 2020, **52**(3), 647-653 [cit. 2022-05-15]. ISSN 1738-5733. Dostupné z: doi:10.1016/j.net.2019.08.017
- [20] *Axial marine turbocharger* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <http://marineinbox.com/marine-exams/turbochargers/>
- [21] FRANC, Vladimír. *Vývoj turbodmychadel spalovacích motorů*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.
- [22] *Turbine map Garrett* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.atpturbo.com/root/maps/gt3071rturbine.htm>
- [23] MACIAS, J. D, J BANTE-GUERRA, F CERVANTES-ALVAREZ et al. Thermal Characterization of Carbon Fiber-Reinforced Carbon Composites. *Applied composite*

- materials* [online]. Dordrecht: Springer Netherlands, 2018, **26**(1), 321-337 [cit. 2022-05-01]. ISSN 0929-189X. Dostupné z: doi:10.1007/s10443-018-9694-0
- [24] BUKOVNIK, Saša, Günter OFFNER, Andreas DIEMATH a Luboš SMOLIK. Turbocharger dynamic analysis: Advanced design simulation in time domain using CFD predicted thermal boundary conditions. *Technische Mechanik (Magdeburg, Germany)* [online]. 2017, **37**(2-5), 409-421 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0232-3869. Dostupné z: doi:10.24352/UB.OVGU-2017-117
- [25] E-learning. In: *Vutbr* [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/mod/folder/view.php?id=78173>
- [26] CUCE, Erdem, Pinar Mert CUCE, Christopher J WOOD a Saffa B RIFFAT. Toward aerogel based thermal superinsulation in buildings: A comprehensive review. *Renewable & sustainable energy reviews* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2014, **34**, 273-299 [cit. 2022-05-13]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2014.03.017
- [27] *Report solas temperature cycle test*. Velká Bíteš, 2016.
- [28] *Matweb* [online]. 1990 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.matweb.com/>
- [29] KOBE-cz s.r.o. In: *KOBE-cz s.r.o* [online]. 2002 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.kobe-cz.eu/en/vyroba/sklenena-vlakna/vyrobky-egl/>
- [30] LUIZ GUESSER, Wilson, Isaias MASIERO, Eitan MELLERAS a Tupy FUNDIÇ. *Thermal Conductivity of Gray Iron and Compacted Graphite Iron Used for Cylinder Heads* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Thermal-Conductivity-of-Gray-Iron-and-Compacted-for-Guesser-Masiero/c62debb24182160ba59f9e980c19988153548aeb>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Plocha průřezu hrdla spirály skříně
a	[m]	Délka úchyty
A_1	[m]	Výška krytky
b	[m]	Šířka úchyty
B_1	[m]	Průměr krytky
c_{p_s}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita spalin
c_{p_v}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
d	[m]	Průměr lopatkového kola na vstupu
D	[m]	Průměr lopatkového kola na výstupu
F	[-]	Faktor ovlivnění
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h_c	[W·(m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Součinitel přestupu tepla
I_{tk}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti rotoru
L	[m]	Charakteristický rozměr
\dot{m}_k	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok kompresorem
\dot{m}_t	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní tok turbínou
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p_{1k_tot}	[Pa]	Totální vstupní tlak
p_{1t_tot}	[Pa]	Vstupní tlak turbíny
p_{2k_tot}	[Pa]	Totální výstupní tlak
p_{2t}	[Pa]	Výstupní tlak z turbíny
P_k	[W]	Výkon kompresoru
P_{k_is}	[W]	Adiabatický výkon kompresoru
P_m	[W]	Ztrátový výkon v ložiscích
PRC	[-]	Tlakový poměr na kompresoru
PRT	[-]	Tlakový poměr na turbíně
P_t	[W]	Výkon turbíny
P_{t_is}	[W]	Izoentropický výkon turbíny
\dot{Q}	[W]	Tepelný tok
r	[m]	Vzdálenost těžiště plochy spirály k ose rotace oběžného kola
R_a	[-]	Rayleightovo číslo
S	[J·K ⁻¹]	Entropie

S_A	[m ²]	Plocha
t	[s]	Čas
t	[m]	Tloušťka úchyty
T	[K]	Teplota
T^*	[°C]	Referenční teplota
T_{1k_tot}	[K]	Teplota na počátku izoentropické komprese
T_{2k_tot}	[K]	Teplota na konci izoentropické komprese
T_{2t}	[K]	Výstupní teplota spalin
T_{2t_is}	[K]	Izoentropická teplota na výstupu
T_∞	[°C]	Teplota okolního prostředí
T_a	[°C]	Teplota prostředí
T_A	[°C]	Teplota v místě A
T_B	[°C]	Teplota v místě B
T_C	[°C]	Teplota v místě C
T_D	[°C]	Teplota v místě D
T_{Ef}	[°C]	Teplota příruby výfukového kolene
T_{Ei}	[°C]	Teplota vnitřní stěny výfukového kolene
T_H	[°C]	Teplota povrchu ložiskové skříně
T_{in}	[°C]	Teplota spalin
t_m	[m]	Šířka mezery
T_{max}	[°C]	Maximální teplota
T_p	[°C]	Teplota kritického místa původního modelu
T_{Tf}	[°C]	Teplota příruby turbínové skříně
T_{Ti}	[°C]	Teplota vnitřní stěny turbínové skříně
T_{TO}	[°C]	Teplota vnitřní stěny výstupního hrdla
T_{Tw}	[°C]	Teplota povrchu krytu turbínové části
T_v	[°C]	Teplota kritického místa koncepčního návrhu
T_{Vw}	[°C]	Teplota povrchu krytu výfukové části
T_w	[°C]	Teplota stěny
T_{wm}	[°C]	Průměrná teplota
x	[m]	Směr tepelného toku
α	[W·(m ⁻² ·K ⁻¹)]	Součinitel přestupu tepla
α_k	[W·(m ⁻² ·K ⁻¹)]	Součinitel přestupu tepla všech ploch

α_{km}	[W·(m ² ·K ⁻¹)]	Součinitel přestupu tepla v okolí tepelných mostů
β	[K ⁻¹]	Izobarický expanzní koeficient
Δh_{k_tot}	[J·kg ⁻¹]	Totální entalpie pro kompresory
Δh_{t_tot}	[J·kg ⁻¹]	Totální entalpie pro turbíny
ΔT	[K]	Rozdíl teplot
ΔT_{1t_tot}	[K]	Vstupní teplota spalin
ΔT_k	[°C]	Odchylka teploty krytu
ΔT_{k_tot}	[K]	Změna totální teploty stlačovaného vzduchu
ΔT_{t_tot}	[K]	Změna totální teploty spalin
ε	[-]	Emisivita
ε_1	[-]	Emisivita tělesa 1
ε_2	[-]	Emisivita tělesa 2
η_k	[-]	Izoentropická účinnost kompresoru
η_t	[-]	Izoentropická účinnost turbíny
η_{tm}	[-]	Termomechanická účinnost
κ	[m ² /s]	Tepelná difuzivita
κ_s	[-]	Poissonova konstanta spalin
κ_v	[-]	Poissonova konstanta pro vzduch
λ	[W·(m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Součinitel tepelné vodivosti
λ_g	[W·(m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Faktor tepelné vodivosti konvekce
λ_r	[W·(m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Faktor tepelné vodivosti radiací
λ_s	[W·(m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Tepelná vodivost porézních materiálů
λ_{tot}	[W (m ⁻¹ ·K ⁻¹)]	Tepelná vodivost porézních materiálů
σ	[W·m ⁻² ·K ⁻⁴)]	Stefan Boltzmanova konstanta
ν	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ω_{tk}	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost rotoru
$A/ratio$	[mm]	Parametr skříně
$TRIM$	[%]	Paramter oběžného kola
CAD	Computer aided design	
CFD	Computational fluid dynamics	
FEM	Finite element method	
CHT	Conjugate heat transfer	
SOLAS	Safety of life at sea	

H	Skříň
C	Kompresor
T	Turbína