



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

**TERMODYNAMICKÝ 1-D MODEL TURBÍNOVÉ
SKŘÍŇĚ TURBODMYCHADLA SPALOVACÍHO
MOTORU**

THERMODYNAMIC 1-D MODEL OF THE TURBOCHARGER OF AN INTERNAL COMBUSTION
ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kristýna Mrázková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka:	Bc. Kristýna Mrázková
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	prof. Ing. Josef Štětina, 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:

Termodynamický 1–D model turbínové skříně turbodmychadla spalovacího motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Zhodnotit možnosti modelování toku tepla a teplotních ztrát
2. Porovnat možné nástroje pro simulaci z hlediska jejich kladných a záporných stránek (rozhodovací matice)
3. Diskretizace skutečné skříně turbodmychadla
4. Popis toků tepla do okolí a sousedních částí
5. Sestavení fyzikálního modelu včetně regulace WG ventilem.
6. Kalibrace okrajových podmínek
7. Simulace výstupní teploty spalin pro body jízdního cyklu vozidla s proměnlivým hmotnostním tokem spalin, vstupní teplotou spalin a polohou WG ventilu
8. Popis zásadních faktorů ovlivňujících teplotní ztráty a možnosti jejich eliminace resp z toho vyplývající konstrukční optimalizace skříně
9. Návrh dalšího postupu pro integraci modelu do systému virtuálního turbodmychadla

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je vytvořit simulační model turbíny pro modelování přenosu tepla pro provozní body jízdního cyklu silničního vozidla. Motivace je udržet požadovanou teplotu spalin za turbínou pro správnou funkci SCR i v pracovních bodech s nízkým zatížením.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, c2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engines Fundamentals. USA : McGraw-Hill, Inc., 1988. 485 s. ISBN 0-07-028637-X.

HIERETH, Hermann, PRENNINGER, P. H. W. . Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.

KIRKPATRICK, Allan T., FERGUSON, Colin R. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

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

Diplomová práce se zabývá 1D simulací prostupu tepla turbínovou skříní turbodmychadla s důrazem na výstupní teplotu spalin. Rešeršní část se věnuje konstrukci i termomechanice turbodmychadel, SCR katalyzátorům a softwaru pro 1D simulace. Praktická část řeší diskretizaci 3D modelu turbínové skříně, sestavení fyzikálního modelu turbodmychadla pro simulaci prostupu tepla skříní, pokud jsou vstupní veličiny proměnné v čase a simulaci výstupní teploty spalin podle cyklu NEDC. Následuje popis výsledných hodnot a návrh dalšího postupu.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, 1D simulace, termodynamika, turbínová skříň, emise výfukových plynů, SCR katalyzátor, NEDC, GT-Suite

ABSTRACT

The thesis deals with 1D heat transfer simulation of turbine housing laying emphasis on temperature of exhaust gas leaving the turbine. The thesis covers construction and thermodynamics of turbochargers, SCR catalysts and 1D simulation software. Then the thesis focuses on exploring turbine housing 3D model discretization, building physical turbocharger model for 1D simulation of heat transfer through turbine housing with time dependent input values and predicting temperature of exhaust gas flowing through turbine outlet in compliance with NEDC cycle. Result analysis and a suggestion of subsequent actions follow.

KEYWORDS

turbocharger, 1D simulation, thermodynamics, turbine housing, exhaust gas emissions, SCR catalyst, NEDC, GT-Suite

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MRÁZKOVÁ, K. *Termodynamický 1D model turbínové skříně turbodmychadla spalovacího motoru*. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 88 s. Vedoucí diplomové práce Josef Štětina.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Bc. Kristýna Mrázková

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, praktické rady a podnětné připomínky.

Ze společnosti Garrett Motion bych ráda poděkovala Ing. Adamu Vondrákovi, Ph.D. za trpělivý a přátelský přístup, konzultace a klíčové rady zejména v oblasti 1-D teplotních simulací. Dále děkuji Ing. Petru Škarovi za zadání práce a určení směru, kudy se v tématu ubírat, Ing. Luboši Peckovi za poskytnutí technických podkladů a pomoc s jejich pochopením a Ing. Adamu Blahovi opět za cenné rady.

Dále děkuji společnosti Garrett Motion za poskytnutí zázemí pro vznik mé diplomové práce.

Poslední poděkování patří mému partnerovi Vojtovi a mé rodině za bezmeznou podporu při psaní této práce i po celou dobu mého dosavadního studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Přepřňování pístových spalovacích motorů.....	12
1.1 Metody přepřňování	15
1.1.1 Dynamické přepřňování.....	15
1.1.2 Cizí přepřňování	19
2 Přepřňování turbodmychadlem.....	22
2.1 Princip funkce turbodmychadla	22
2.2 Historický vývoj turbodmychadel	23
2.3 Konstrukce turbodmychadla	24
2.3.1 Turbínová skříně	24
2.3.2 Centrální skříně a rotorová soustava	25
2.3.3 kompresorová skříně	26
2.4 Možnosti regulace turbodmychadel.....	27
2.4.1 Obtokový ventil	27
2.4.2 Variabilní geometrie lopatek	28
2.4.3 Variabilní šířka statoru turbíny.....	28
3 Termomechanika turbodmychadla.....	30
3.1 Účinnost turbodmychadla	30
3.1.1 Účinnost turbíny	30
3.1.2 Účinnost kompresoru.....	31
3.1.3 Redukované veličiny	33
3.1.4 Rovnováha mezi turbínou a kompresorem	35
3.2 Přenos tepla v turbodmychadle.....	36
3.2.1 Způsoby přenosu tepla.....	36
3.2.2 Popis přenosu tepla na schématu turbodmychadla	44
4 SCR katalyzátor.....	46
4.1 Pasivní snižování emisí vznětových motorů.....	46
4.2 Princip funkce SCR katalyzátoru.....	48
4.3 Druhy SCR katalyzátorů.....	49
4.4 Požadavky na vozidlo	51
5 Možnosti simulace toku tepla	52
5.1 Výhody a nevýhody 1D přístupu	52
5.2 Srovnání nástrojů pro 1D simulace.....	52
5.2.1 GT-Suite	53
5.2.2 Lotus Engine.....	54
5.2.3 Ansys Fluent	54
5.2.4 Matlab Simulink	55
5.2.5 C++ a jiné programovací jazyky	56
5.2.6 Rozhodovací matice	56
6 Termodynamický model turbínové skříně.....	58
6.1 Výběr konkrétního turbodmychadla	58
6.2 Diskretizace turbínové skříně	59

6.3	Tvorba modelu v prostředí GT-ISE.....	64
6.4	Reakce modelu na skokové změny veličin.....	68
6.4.1	Změna hmotnostního průtoku spalín.....	68
6.4.2	Změna teploty	68
6.4.3	Změna polohy obtokového ventilu	69
6.5	Kalibrace okrajových podmínek	69
6.6	Simulace teploty spalín na výstupu z turbínové skříně	70
6.6.1	Nový evropský jízdní cyklus.....	70
6.6.2	Parametry simulace jízdního cyklu	71
6.6.3	Výsledky simulace jízdního cyklu	72
7	Návrh dalšího postupu.....	75
7.1	Konstrukční optimalizace skříně vzhledem k tepelným ztrátám.....	75
7.2	Začlenění modelu do systému virtuálního turbodmychadla.....	76
Závěr	77
Seznam použitých zkratk a symbolů	83
Seznam příloh	88

ÚVOD

Přestože pístový spalovací motor zatím stále zůstává nejrozšířenějším typem pohonné jednotky u osobních i nákladních vozidel, ozývá se v dnešní době čím dál hlasitější volání po jeho úpravách či náhradě. Důvodem není jen s nízkou účinností spojená tenčící se zásoba fosilních paliv a vypouštění škodlivých emisí do ovzduší, ale také složitost konstrukce, nutnost zástavby vícestupňových převodovek, a ne úplně výhodný průběh točivého momentu.

V dnešní době je vývoj spalovacích motorů zaměřen především na redukci emisí výfukových plynů, aby bylo možné dosáhnout stále se zpřísnujících emisních norem, které vstupují v platnost jak v Evropě, tak ve Spojených státech amerických.

Výrazným milníkem ve snaze o zefektivnění práce spalovacího motoru bylo bezesporu zavedení přeplňování, především pomocí turbodmychadel. To vedlo k výraznému zvýšení účinnosti a tzv. litrového výkonu poskytovaného pohonnými jednotkami, což umožnilo nástup trendu snižování objemu válců motoru, protože dostatečný výkon a točivý moment pro provoz vozidla jsme schopni získat z pohonných jednotek o výrazně menším objemu, které pro svůj provoz spotřebují méně paliva. Nesmíme ovšem zapomínat, že tento krok byl obecně vykoupen zhoršením odezvy motoru a jeho projevu celkově a také snížením životnosti motorů, na jejichž komponenty jsou nyní kladeny výrazně větší nároky.

Zavedením přeplňování ovšem šetrnost k životnímu prostředí nekončí. Ve snaze vyhovět emisním limitům se dnes už výrobci vozidel neobejdou bez dodatečné úpravy výfukových plynů, tzv. *aftertreatmentu*. Příkladem může být DPF filtr pro zachytávání pevných částic nebo SCR katalyzátor přetvářející pomocí aditiv toxické oxidy dusíku na čistý dusík a vodu, které dále neškodí.

Výzvou pro výrobce automobilů je tak zajistit jeho rychlou funkci co nejdříve i po studeném startu vozidla, tzv. *catalyst light-off*. Děje se tak vyššími volnoběžnými otáčkami nebo plně otevřenou klapkou obtokového ventilu, pokud je turbodmychadlo regulované právě jím.

SCR katalyzátor pro svou správnou funkci a dostatečnou účinnost i po zahřátí na provozní teplotu potřebuje, aby si výfukové spaliny udržovaly určité teplotní rozmezí pro optimální průběh selektivně katalytické redukce, což může být v některých provozních bodech vozidel komplikované. Jedná se zejména o dopravu ve městech, kdy motor pracuje v nízkém zatížení, navíc prokládanou dlouhým stáním na volnoběh či pomalým popojížděním v hustém provozu mezi mnoha dalšími vozidly. Není tedy divu, že režim jízdy městem zastává významnou část v testovacích procedurách jako jsou NEDC a WLTP.

Spotřebu paliva, produkci emisí i účinnost úpravy výfukových plynů dnes můžeme predikovat pomocí pokročilých simulačních nástrojů, což ve vývoji ušetří čas i prostředky a následně umožní testovat už částečně optimalizované prototypy. Máme takto také možnost dopředu zkoumat různé jízdní režimy i potenciálně rizikové stavy.

Právě predikcí výstupní teploty spalin kvůli správné funkce SCR katalyzátoru v provozních bodech s nízkým zatížením se bude zabývat tato diplomová práce.

1 PŘEPLŇOVÁNÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Vzhledem k rozvoji, ke kterému za několik posledních desetiletí na poli osobní i nákladní dopravy došlo, rostou i nároky na dopravní prostředky. Jedná se tak nejen o nutnost vyššího výkonu a akcelerace za současně se snižující spotřeby paliva a produkce škodlivých emisí, ale také o požadavky týkající se komfortu a bezpečnosti vozidel, tedy parametrů vedoucích ke zvyšování hmotnosti automobilů.

Kvůli zachování plynulosti hustého provozu i dosažení dostatečných jízdních parametrů jsou tedy výrobci automobilů nuceni vyvíjet stále výkonnější motory s co nejefektivnějším využitím paliva. Výpočet středního efektivního výkonu motoru popisuje následující rovnice:

$$P_e = \frac{iV_H p_e n}{30\tau} \quad (1)$$

kde:

P_e	[W]	efektivní výkon motoru
i	[-]	počet válců motoru
V_H	[cm ³]	zdvihový objem jednoho válce
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
τ	[-]	taktnost motoru (2 pro čtyřdobý motor)

Ze vztahu pro efektivní výkon spalovacího motoru plyne, že jeho růst může být ovlivněn zdvihovým objemem válců, otáčkami motoru nebo středním efektivním tlakem na píst. [1]

Současný trend vývoje spalovacích motorů nepřeje zvyšování zdvihového objemu válců především z důvodu spotřeby paliva a produkce emisí, narůstá také zastavěná plocha ve vozidle a hmotnost samotného motoru.

Nadměrné navyšování otáček motoru není vhodné z důvodu ztrát při proudění a zvyšujících se třecích a setrvačných sil, čímž klesá indikovaná účinnost motoru a narůstá měrná spotřeba paliva. [2]

Jako nejvýhodnější varianta zvyšování výkonu motoru se tedy jeví zvyšování středního efektivního tlaku přeplňováním, kdy platí:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \quad (2)$$

kde:

H_u	[MJ.kg ⁻¹]	dolní výhřevnost paliva
λ_z	[-]	součinitel přebytku vzduchu
σ_t	[MJ.kg ⁻¹]	teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost motoru
η_i	[-]	indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru

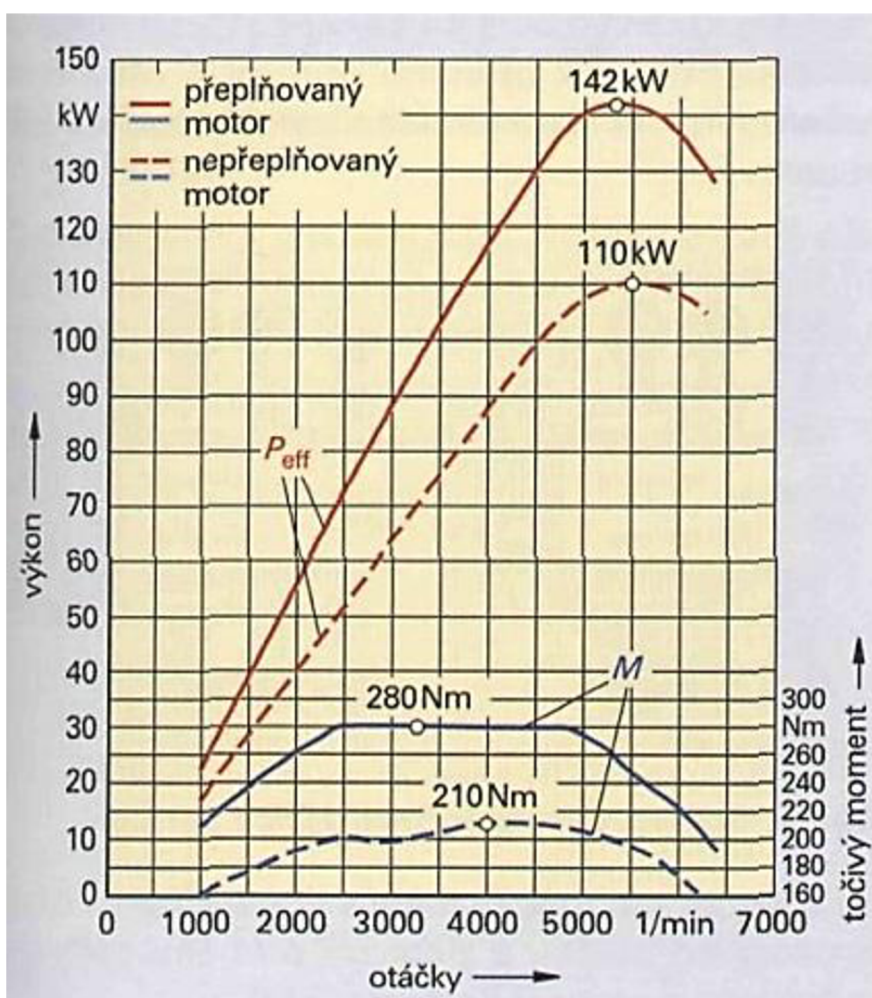
Hlavním cílem přeplňování je tedy zvýšení hustoty pracovního média motoru, ať už se jedná o předem vytvořenou směs paliva se vzduchem nebo pouze o vzduch. Nárůstu hustoty by bylo možné docílit také snížením teploty pracovního média. Samotné chlazení zvenčí nasávaného vzduchu by ale muselo být realizováno až pod teplotu okolí, proto je zvyšování plnicího tlaku výrazně efektivnějším řešením. Ideálně bývá kombinováno s chlazením stlačeného vzduchu v mezichladiči. [1]

Závislost hustoty plnicího média lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{rT_{pl}} \quad (3)$$

kde:

r [J.kg⁻¹.K⁻¹] měrná plynová konstanta
 T_{pl} [K] teplota plnicího média



Obr. 1: Srovnání výkonu a točivého momentu přeplňovaného a nepřeplňovaného motoru a stejném zdvihovém objemu [3]

Právě vyšší tlak napomáhá výplachu spalovacího prostoru, obzvláště pokud je současně otevřený sací i výfukový ventil, proto je třeba u přeplňovaných motorů rozdělovat součinitel přebytku vzduchu λ na spalovací součinitel přebytku vzduchu λ_z a proplachovací součinitel přebytku vzduchu λ_{pr} . [1]

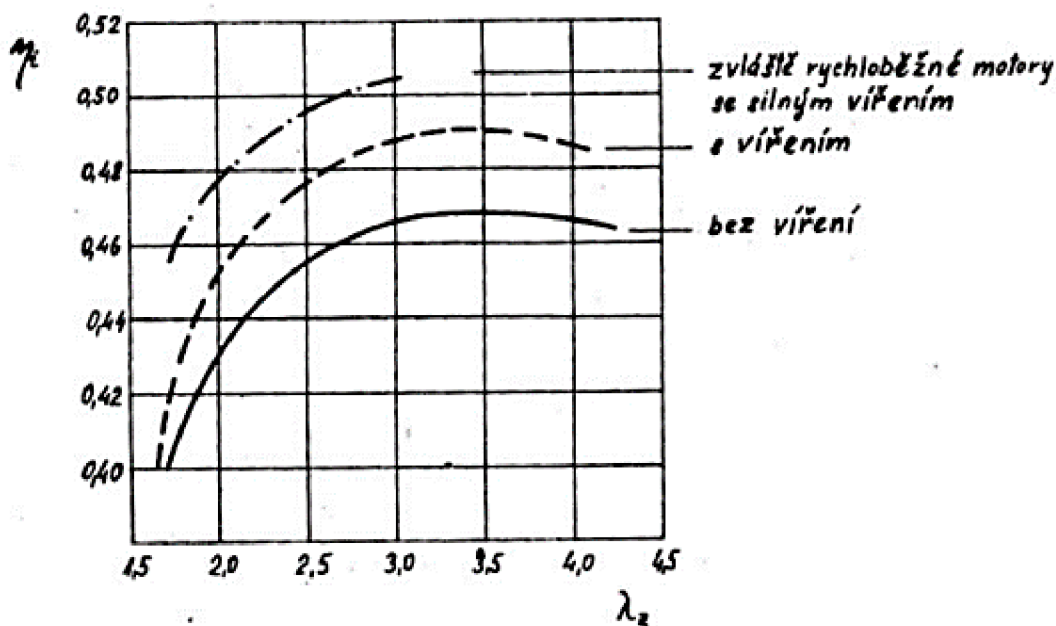
$$\lambda = \lambda_z + \lambda_{pr} \quad (4)$$

Na součiniteli přebytku vzduchu λ závisí také teplota plnicího vzduchu T_{pl} a teplota výfukových plynů T_v , vztah mezi nimi je vyjádřen následující rovnicí:

$$\lambda(T_v - T_{pl}) = \text{kons.} \quad (5)$$

Součinitel přebytku vzduchu λ výrazně ovlivňuje teplotní spád mezi plyny a stěnami, případně teploty stěn a zajišťuje, aby nedošlo k překročení maximální teploty spalování. Slouží tedy jako regulační činitel pro teplotu výfukových plynů před turbínou. [1]

Růst součinitele λ , případně λ_z bude pro nárůst tlaku výhodný pouze v případě, že poroste také indikovaná účinnost η_i . [1]



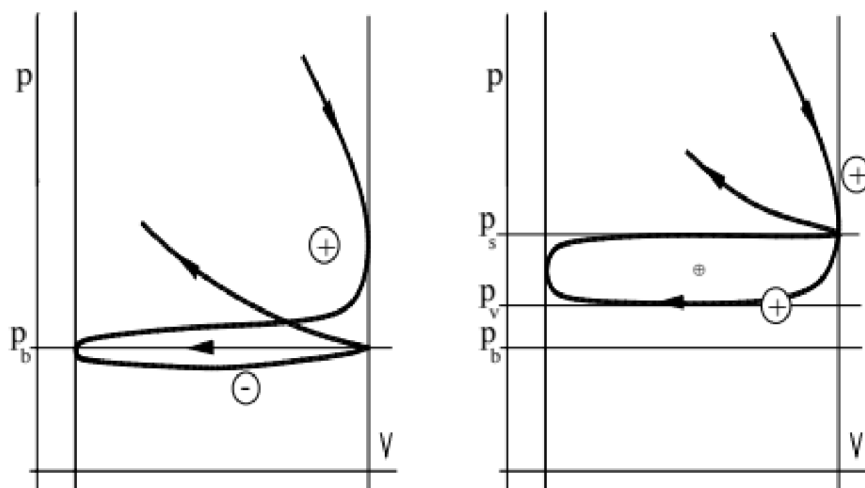
Obr. 2: Průběh indikované účinnosti motoru v závislosti na spalovacím součiniteli přebytku vzduchu λ_z [1]

Z obr. 2 je patrné, že indikovaná účinnost η_i s rostoucím součinitelem λ_z nejprve prudce narůstá. Tento růst postupně zpomaluje, až od hodnoty λ_z 3,5 začne klesat. Dále je vidět, že se hodnota indikované účinnosti skokově zvyšuje s intenzitou víření ve spalovacím prostoru. [1]

Jedním z parametrů ovlivňujících velikost středního efektivního tlaku p_e a tudíž i výkon motoru je mechanická účinnost η_m . Mechanické ztráty spalovacího motoru je možné rozdělit do několika oblastí. První z nich je výkon spotřebovaný na pohon příslušenství motoru – systém mazání a chlazení, klimatizace, alternátor. Tyto ztráty přeplňování téměř neovlivňuje.

Dále se jedná o třetí ztráty měnící se s narůstajícím tlakem plynů na píst, které se se zvyšujícím se stupněm přeplňování zvyšují. Poslední skupinou jsou ztráty závislé na výměně náplně válce. Oproti motoru s přirozeným sáním tyto ztráty klesnou do záporných hodnot. Toto je způsobeno kladným smyslem spodní smyčky výměny náplně válce v p-V diagramu. [1]

1.1 METODY PŘEPLŇOVÁNÍ



Obr.3: Srovnání výměny obsahu válců nepřepřňovaného a přeplňovaného motoru. Hodnota p_s značí tlak v sání, p_v tlak ve výfukovém potrubí. [1]

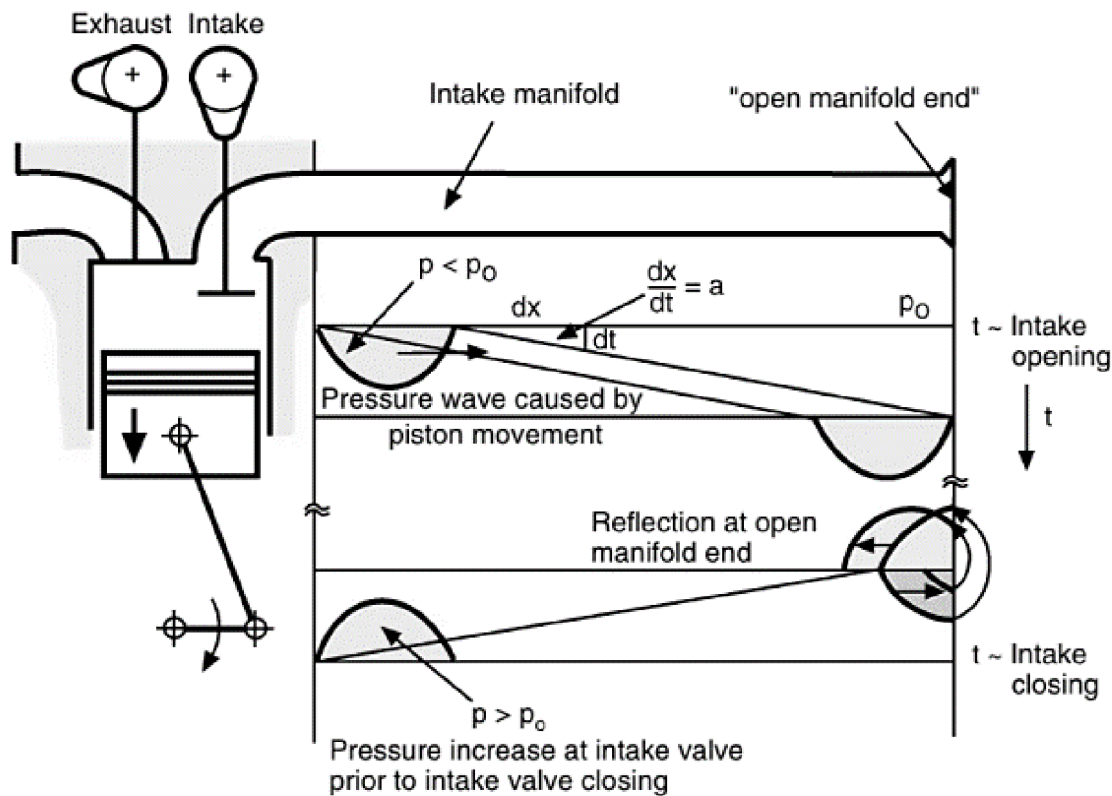
Přeplňování pístového spalovacího motoru může probíhat více různými způsoby. Rozlišujeme dynamické přeplňování zajišťované konstrukčními prvky motoru a přeplňování cizí, které je obstaráváno přídavnými dmychadly.

Přeplňování může být zajištěno i kombinací obou těchto metod. [5]

1.1.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Zlepšení výměny náplně ve spalovacím prostoru lze podpořit vhodnou konstrukcí sacího potrubí. Dynamické přeplňování využívá energie tedy proudících plynů proudících plynů. Otevření sacího ventilu vyvolá tlakovou vlnu, která se šíří až na volný konec potrubí, kde se odrazí a jako podtlaková vlna se pohybuje zpátky. Pokud na opačném konci potrubí zasáhne otevřený sací ventil, vzniklý podtlak podpoří nasávání čerstvé směsi do válce motoru. [5]

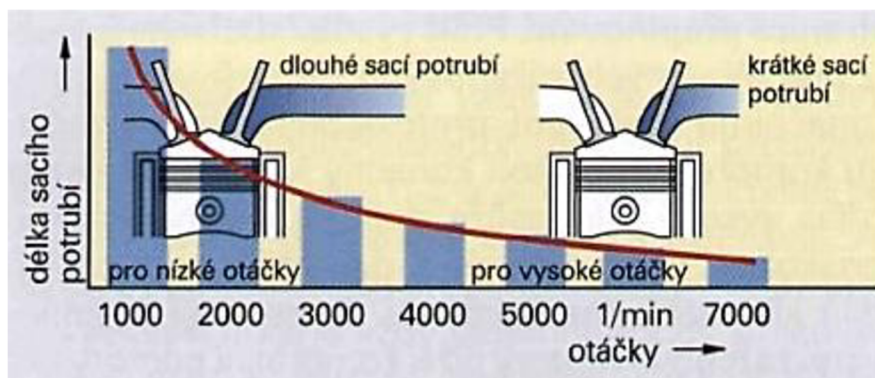
Podle konstrukce sacího potrubí lze rozlišovat přeplňování kmitáním v potrubí a rezonanční přeplňování. [3]



Obr.4: Odraz tlakové vlny v sacím potrubí. [5]

PŘEPLŇOVÁNÍ KMITY V SACÍM POTRUBÍ

Pohyb pístu vyvolává kmity sacího potrubí, přičemž každý válec disponuje samostatným potrubím vhodné délky. Právě délka ovlivňuje kmitání tak, aby se tlaková vlna dostávala k otevřenému sacímu ventilu a napomáhala tak lepšímu plnění válce. Pro provoz v nižších otáčkách je výhodné dlouhé tenké sací potrubí, pro provoz ve vysokých otáčkách, kdy je sací ventil otevřený jen na krátkou dobu, naopak potrubí kratší a široké. Tento způsob se také nazývá pulzační přeplňování. [3]



Obr.5: Vliv délky sacího potrubí na využití jeho kmitů napříč otáčkovým spektrem motoru. [3]

Řešení potřeby odlišné délky a průřezu nabízí systém s proměnnou délkou sacího potrubí. U takového motoru proudí v nízkém spektru otáček vzduch dlouhým tenkým potrubím, které se při nárůstu otáček na hodnotu okolo 4000 min^{-1} uzavírá a vzduch do válců proudí širokým krátkým potrubím. Zavírání je řešeno rotačním šoupátkem nebo klapkami. [3]

2,8 Liter-Sechszylinder-FSI-Motor im Audi A6

mit Benzindirekteinspritzung und Audi valvelift system
(Ventilhubumschaltung) für den Einlass

2.8 litre six cylinder FSI engine in the Audi A6
with fuel direct injection and Audi valvelift system
(variable valve opening) on the inlet

2.773 cm³
154 kW (210 PS) @ 5.500 - 6.800 min⁻¹
280 Nm @ 3.000 - 5.000 min⁻¹

09/06

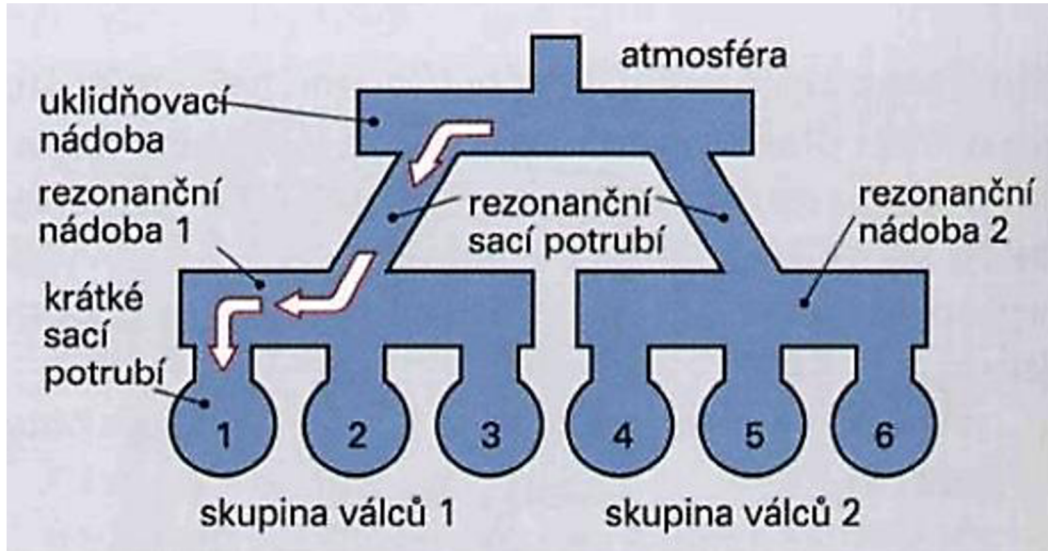


Obr.6: Šestiválcový motor koncernu Audi – Volkswagen o objemu 2,8 l využívající proměnnou délku sacího potrubí ovládanou přepínacím válcem s podtlakovým ovladačem. Tento motor byl pod označením AMX montován do vozů VW Passat B5 nebo Škoda Superb 1. generace. [6]

REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

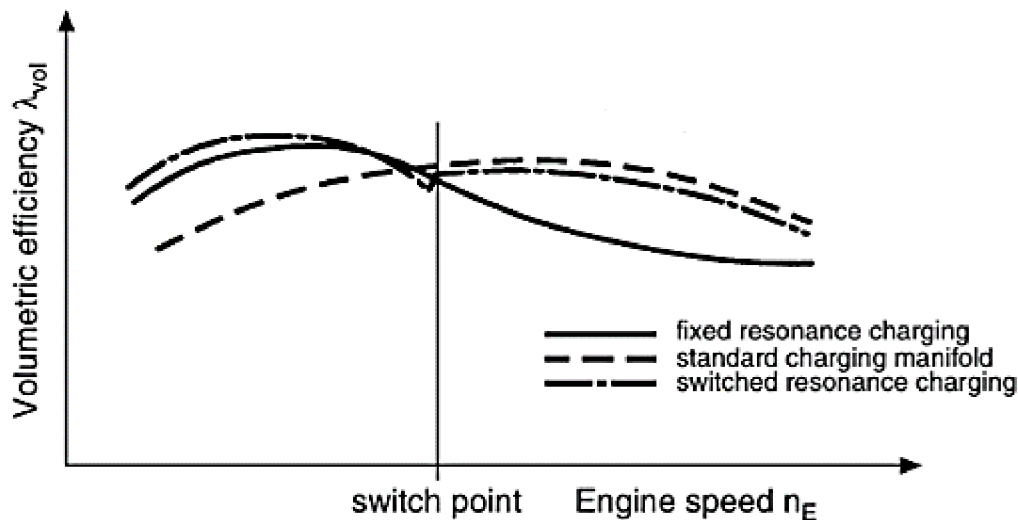
Tento typ přeplňování se také nazývá Helmholtzovo. Pokud se frekvence sání daná otáčkami motoru shoduje s frekvencí kmitů v sacím potrubí, dochází k rezonanci, která způsobuje dynamické zvýšení plnicího tlaku.

Tento systém využívá rezonanční komory, kterým jsou přiřazeny skupiny válců tak, aby se zabránilo ovlivňování proudění plynu v sacím potrubí způsobenému zapalováním jednotlivých válců. Oblast otáček, ve které tento systém může efektivně pracovat, je dán objemem rezonančních komor a délkou potrubí. [3]



Obr.7: Schéma šestiválcového motoru s rezonančním přeplňováním. [3]

Pro maximální využití potenciálu obou metod dynamického přeplňování se často používají kombinované systémy, kdy se rezonanční potrubí pro střední otáčky ve vysokých otáčkách pomocí škrťací klapky přepíná na systém pulzačního sacího potrubí.



Obr.8: Graf závislosti objemové účinnosti na otáčkách motoru. Plná čára znázorňuje motor využívající pouze rezonanční sací potrubí, přerušovaná čára znázorňuje motor bez rezonančního přeplňování, čerchovaná čára znázorňuje motor využívající kombinovaný systém. Je zvýrazněn bod přepnutí mezi jednotlivými systémy. [5]

1.1.2 CIZÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Zatímco dynamické přeplňování využívá pouze vhodnou konstrukci sacího potrubí, cizí přeplňování přichází s osazením motoru vnějším dmychadlem, jehož funkcí je vhánět do spalovacího prostoru výrazně vyšší množství vzduchu, než by bylo do motoru dopraveno u systému s přirozeným sáním. Plyn ve válci je na konci sání už předběžně stlačen.

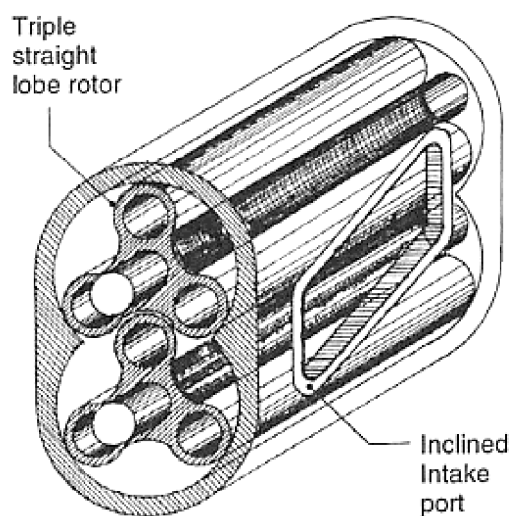
Rozlišujeme dmychadla s mechanickým pohonem – např. Rootsovo dmychadlo, dmychadla s komorovým rotorem – Comprex dmychadlo a v neposlední řadě dmychadla bez mechanického pohonu, tj. turbodmychadla poháněná výfukovými plyny. [3]

DMYCHADLA S MECHANICKÝM POHONEM

V současnosti se jedná většinou o objemové kompresory, u nichž je vzduch nasáván do kompresní komory, jejíž vstup je následně utěsněn. Její objem se neustále zmenšuje až do doby, kdy vzduch uvnitř dosáhne předem stanovené hodnoty tlaku, na kterou byl kompresor dimenzován. V tomto momentě dochází k otevření vypouštěcího ventilu a vzduch začíná ucházet do prostoru s nižším tlakem, což má za následek pro kompresor typický kvilivý zvuk. Kompresory bývají poháněny přímo od klikové hřídele pomocí řetězu, řemene anebo ozubených kol. Otáčky kompresoru jsou tedy přímo závislé na otáčkách motoru a kompresor poskytuje lineární nárůst výkonu a plochou křivku točivého momentu. Je ale třeba počítat s odběrem výkonu z klikového hřídele rostoucího se zvyšováním otáček. [7] [8]

ROOTSOVO DMYCHADLO

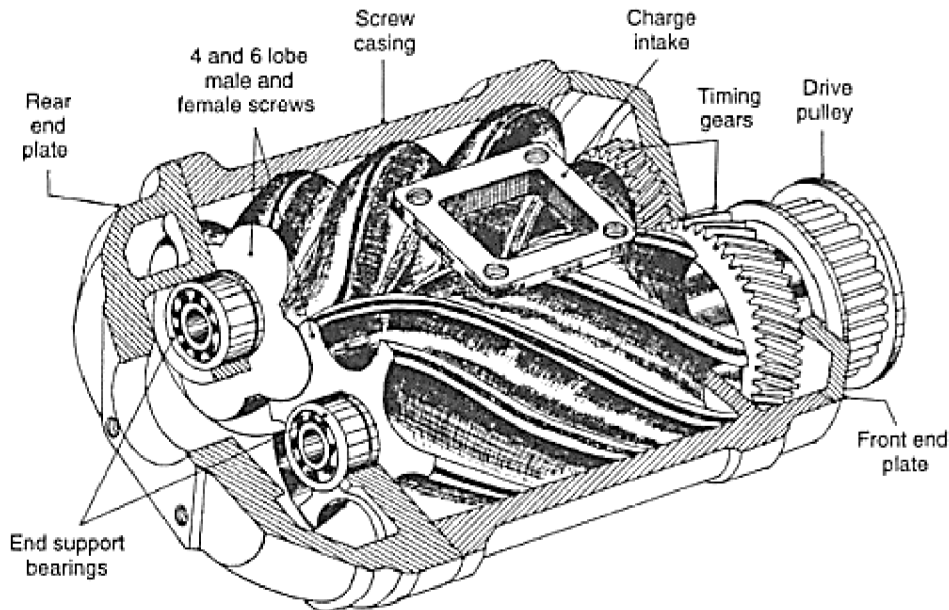
Rootsovo dmychadlo je nejstarším používaným typem objemového kompresoru. Tvoří jej dvě rovnoběžné hřídele se dvěma nebo třemi zuby, které se táhnou po celé délce hřídelí. Zuby mohou být rovné nebo lehce spirálovitě zahnuté okolo os hřídelí. Hřídele se otáčejí vzájemně opačným směrem, jejich synchronizace je zajištěna ozubenými koly. Hřídele jsou umístěny v oválné komoře, do níž kolmo na jejich osu vstupuje vzduch. Jedná se o levnou konstrukčně nenáročnou variantu, jejíž nevýhodou může být vyšší hlučnost a vysoké ztráty při nízkých otáčkách motoru. [9]



Obr.9: Schéma Rootsova kompresoru se třemi rovnými zuby na hřídeli. [9]

LYSHOLMOVO ŠROUBOVÉ DMYCHADLO

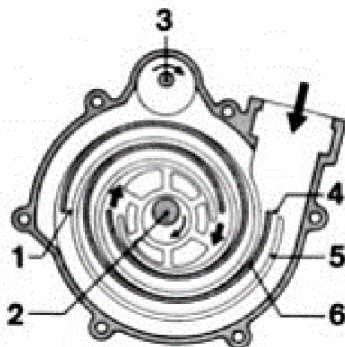
Lysholmovo šroubové dmychadlo je typ kompresoru, který se stejně jako Rootsovo dmychadlo skládá ze dvou rovnoběžných rotorů se šroubovitě zahnutými zuby. Ty se dělí na hlavní a vedlejší, přičemž hlavní rotor se otáčí přibližně 1,5násobnou rychlostí co vedlejší. Vzduch do opět oválné komory vstupuje axiálně. Oproti Rootsovu dmychadlu je mnohem náročnější na výrobu, ale také tišší a efektivnější a díky vyšším otáčkám dosahují vyššího plnicího tlaku. Toto dmychadlo také bývá nazýváno Sprintex kompresor. [9]



Obr.10: Schéma Lysholmova kompresoru. [9]

SPIRÁLOVÉ DMYCHADLO

Jedná se o typ kompresoru známý jako *g-charger* vyvinutý firmou Volkswagen a využívaný např. ve výkonných variantách modelu Golf druhé generace nebo v modelu Corrado. [10] Skříň se skládá ze čtyř pracovních komor, ty jsou odděleny spirálovitými přepážkami. Uvnitř skříně excentricky krouží výtlačný díl poháněný řemenem od klikového hřídele motoru. Jeho otáčením dochází ke zmenšování jednotlivých komor. System je limitován životností těsnění mezi spirálovitými segmenty a skříní, obecně ale těží z nízké hmotnosti a malého momentu setrvačnosti. [10]



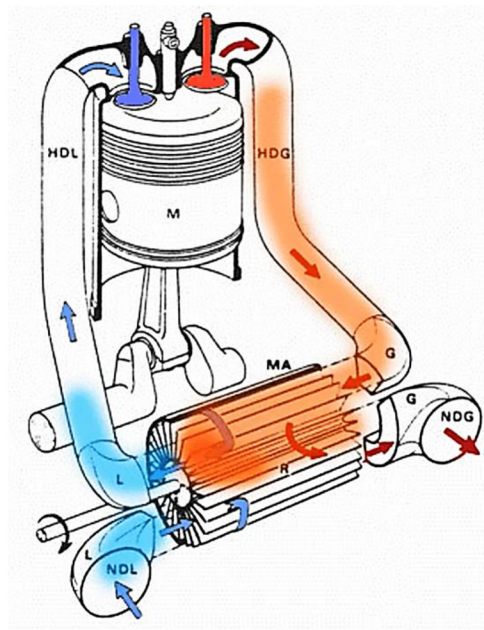
Obr.11: Schéma spirálového dmychadla.

- 1 – vstup vzduchu do první komory,
- 2 – hnací hřídel,
- 3 – vedení výtlačného dílu,
- 4 – vstup vzduchu do první komory
- 5 – výtlačný díl

[11]

DMYCHADLO S KOMOROVÝM ROTOREM – COMPREX

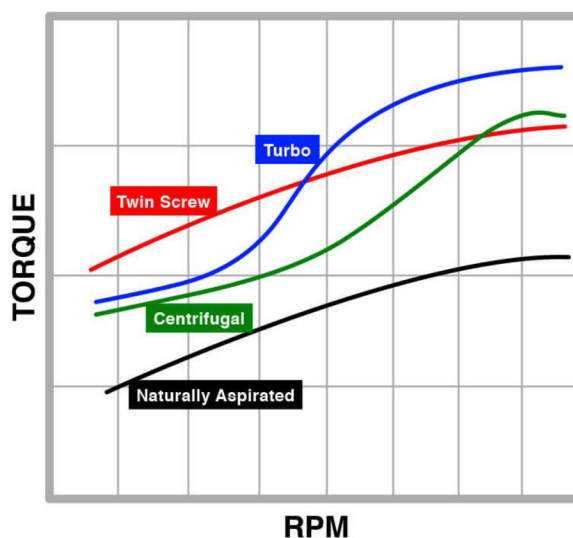
Kliková hřídel přes ozubený řemen pohání rotor, který svými lopatkami dělí prostor kompresoru na velké množství malých komor. Při každé otáčce motoru vstupují výfukové plyny o vysokém tlaku do axiální komory mezi lopatkami kompresoru a stlačují už z opačné strany nasátý čerstvý vzduch. Při následujícím pootočení rotoru je stlačený vzduch tlakovou vlnou výfukových plynů vytlačován do motoru. Po uzavření výstupu vzduchu dochází k otevření výstupu výfukových plynů a na opačné straně kompresoru se vytváří podtlaková vlna, která po dalším pootočení kompresoru přispívá k nasávání čerstvého vzduchu do komory. [11]



Obr.12: Schéma systému complex. [12]

DMYCHADLA POHÁNĚNÁ VÝFUKOVÝMI PLYNY

Přeplňování spalovacího motoru turbodmychadlem poháněným výfukovými plyny je hlavním tématem této práce, budou se mu tedy věnovat následující kapitoly.



Obr.13: Srovnání křivek točivého momentu v závislosti na otáčkách pro motor s přirozeným sáním a různými způsoby přeplňované motory. [13]

2 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Se spalovacím motorem přeplňovaným pomocí turbodmychadla poháněného výfukovými plyny se dnes setkáváme ve většině vozidel. Tyto motory mají charakteristický průběh točivého momentu i projev a jako uživatelé na ně jsme zvyklí. I tyto motory ale procházejí neustálým vývojem, co se týče výkonu, spotřeby paliva nebo produkce emisí znečišťujících životní prostředí.

Obvyklý spalovací motor za optimálních podmínek využije přibližně 30% energie uložené v palivu. Zbylých 70% energie se nenávratně ztrácí.

7%	ztráta tepelné energie vlivem tření, sání a dynamiky komponent motoru	
9%	ztráta tepelné energie vyzařováním do okolí	
16%	ztráta tepelné energie pohlcená systémem chlazení	
38%	ztráta tepelné energie ve výfukových plynech	[9]

Právě část energie výfukových plynů je turbodmychadlo schopno využívat ke stlačování vzduchu pro další využití ve spalovacím procesu.

2.1 PRINCIP FUNKCE TURBODMYCHADLA

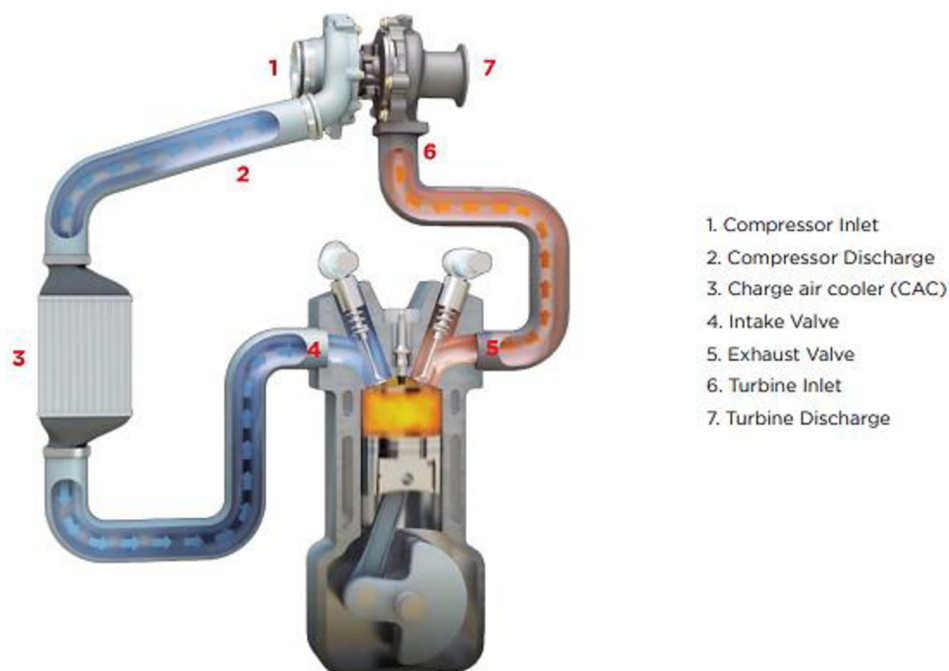
Turbodmychadlo využívá energii výfukových plynů k navyšování tlaku vzduchu nasávaného do spalovacího motoru, což umožňuje efektivnější využití paliva. Lze tak dosahovat vyššího výkonu motoru současně s nižší spotřebou paliva a produkcí menšího množství emisí.

Výfukové plyny o vysokém tlaku jsou ze spalovacího prostoru sběrným potrubím vedeny do turbínové skříně turbodmychadla, kde svou energii mění na mechanickou práci a roztáčejí turbínové kolo na spojovacím hřídeli. Tím současně dochází k roztočení kola v kompresorové skříně, do které je přiváděn přefiltrovaný vzduch o atmosférickém tlaku, pomocí lopatek kompresorového kola je urychlován. Po dosažení maximálního tlaku je přes mezichladič dopravován do sacího potrubí.

Samotná spojovací hřídel je uložena v centrální skříně za pomoci kluzných ložisek. Je také napojena na mazací a chladičí okruh motoru.

Pro dosažení optimálního výstupního tlaku se využívá regulace turbodmychadla nejčastěji obtokovým ventilem (*wastegate*) nebo variabilní geometrií lopatek v turbínové skříně.

Konstrukci i termodynamice turbodmychadla se budou podrobně věnovat další kapitoly této práce.



1. Compressor Inlet
2. Compressor Discharge
3. Charge air cooler (CAC)
4. Intake Valve
5. Exhaust Valve
6. Turbine Inlet
7. Turbine Discharge

Obr.14: Princip fungování turbodmychadla poháněného výfukovými plyny. [14]

2.2 HISTORICKÝ VÝVOJ TURBODMYCHADEL

Historicky první turbínou poháněné dmychadlo od roku 1905 připisujeme Alfredu Büchimu. Jednalo se o axiální turbínu pohánějící kompresor i klikový hřídel motoru, tzv. koupoundní koncepci. V následujících letech se do vývoje přeplňovaných motorů zapsali také Rudolf Diesel nebo Gottlieb Daimler.

Ve 20. letech minulého století však byly turbodmychadly osazovány především stacionární vznětové lodní motory, příkladem může být spolupráce Alfreda Büchiho s firmami MAN a Maschinenfabrik Winterthur. Vidina zvýšení výkonu při stávajícím zdvihovém objemu byla velice atraktivní v leteckém průmyslu, především u válečných letounů. Po 2. světové válce se turbodmychadly přeplňované motory rozšířily také do osobní letecké dopravy nebo zemědělských či důlních strojů.

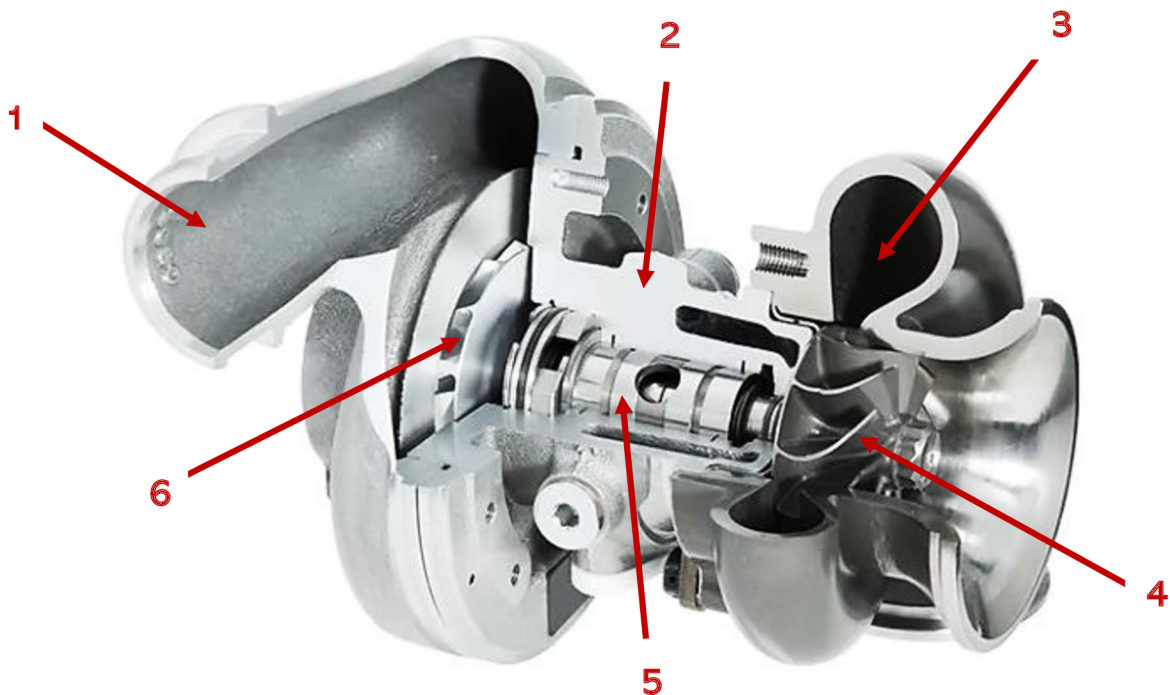
Prvním osobním automobilem s přeplňovaným motorem byl v roce 1962 Chevrolet Corvair Monza následovaný Oldsmobilem Jetfire. Tyto modely však nebyly příliš úspěšné ani spolehlivé, kvůli nízkým cenám paliva chyběla také poptávka po úsporných vozidlech.

Ropná krize a první ekologické dohody v 70. letech už ale zapůsobily a turbodmychadla se začala rozmáhat jak v osobní, tak nákladní dopravě.

Jedním z prvních přeplňovaných vozů na evropském trhu bylo v roce 1975 Porsche 911, pro svůj nečekaný nástup výkonu přezdívané Widowmaker.

V průběhu let se turbodmychadla od sportovních vozů rozšířila k běžným automobilům, dnes přeplňování hraje zásadní roli v poskytování výkonu a současně plnění emisních limitů. [15]

2.3 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

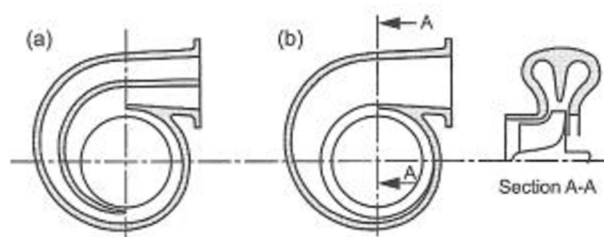


Obr.15: Turbodmychadlo: 1) kompresorová skříň, 2) centrální skříň, 3) turbínová skříň, 4) turbínové kolo, 5) axiální ložisko, 6) kompresorové kolo. [16]

2.3.1 TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ

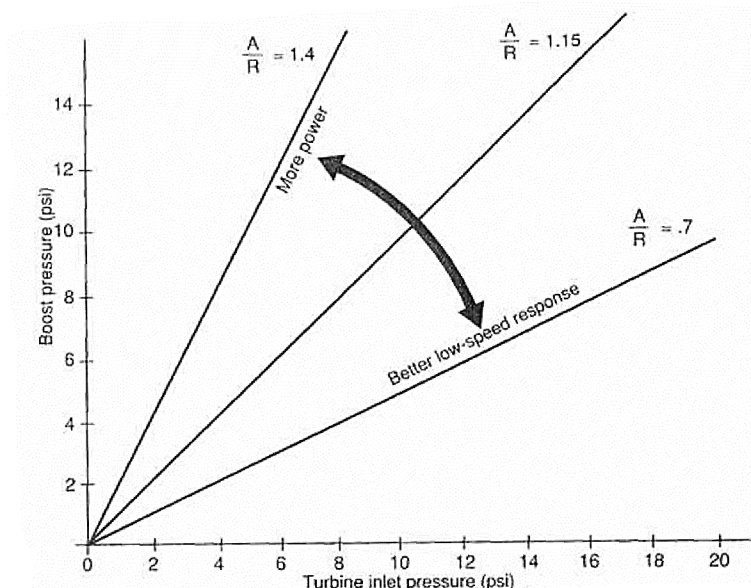
Geometrie turbínové skříňe urychluje proud výfukových plynů, čehož je dosaženo zmenšujícím se průtočným průřezem. Výfukové plyny dopadající na lopatky radiální turbíny tak roztáčí rotorovou soustavu, poté už za nižšího tlaku a teploty odcházejí dále do výfukového systému vozidla. Hlavním materiálovým požadavkem je vysoká teplotní stálost a odolnost proti teplotní korozi, kterým ustupují nároky na hmotnost.

Turbínová skříň bývá v závislosti na zástavbě v motorovém prostoru umístěna co nejbližší sběrnému potrubí, u osobních automobilů se můžeme setkat také se skříňemi s integrovanými svody, které se poté s těsněním montují přímo na hlavu válců motoru. Lišit se podle aplikace může i vnitřní tvar voluty. Rozváděcí spirála může být zdvojená (tzv. *dual scroll*), kde poté lze rozlišit vnější a vnitřní kanál, které obvykle připadají výhodné kombinaci válců motoru vzhledem k pořadí zapalování. Další variantou je voluta dělená (tzv. *twin scroll*).



Obr.16: Srovnání rozváděcích spirál turbíny dual scroll (a) a twin scroll (b). [2]

Charakteristickým parametrem turbínové skříně je poměr A/R . Jedná se poměr kolmého průřezu na vstupu do rozváděcí spirály a vzdálenosti těžiště této plochy od osy rotorové soustavy. Turbínové skříně s nízkými hodnotami parametru A/R efektivněji urychlují výfukové plyny, z čehož vyplývá rychlejší odezva celého turbodmychadla na sešlápnutí plynového pedálu, ale také omezený maximální výkon. U turbodmychadel s vyšším A/R dochází k větším prodlevám, ve vysokých otáčkách motoru ale stále umožňují dostatečný průtok spalin. [17]



Obr.17: Graf srovnání dosaženého plnicího tlaku v závislosti na tlaku výfukových plynů při vstupu do turbínové skříně pro turbodmychadla s různými hodnotami A/R parametru. [18]

Spojení turbínové a centrální skříně zajišťují tvarové plochy a šrouby, případně spona o průřezu písmene V, v obou případech s dodatečným těsněním.

2.3.2 CENTRÁLNÍ SKŘÍŇ A ROTOROVÁ SOUSTAVA

Centrální skříň především spojuje turbínovou a kompresorovou část turbodmychadla, zajišťuje uložení hřídele rotorové soustavy. Je napojena na chladicí a mazací okruh vozidla.

Turbínové kolo je roztáčeno pomocí energie výfukových plynů, kterou v podobě mechanické práce předává kolu kompresorovému. Jedná se o velice namáhanou součást rotující rychlostí v řádu stovek tisíc za minutu. Vysoké nároky jsou kladeny jak na přesnost, tak na moment setrvačnosti, vyrábí se tedy ze speciálních slitin hliníku a titanu, případně Inconelu. Poté je přivařeno k ocelové hřídelce a následně je nutné tuto sestavu dynamicky vyvážit.

V centrální skříně je hřídelka uložena pomocí ložisek. Využívají se především ložiska kluzná, podle aplikací se mohou otáčet jak vůči centrální skříně, tak hřídeli, nebo jen vůči hřídeli. Především ve sportovních aplikacích se někdy využívají také kazety s kuličkovými ložisky, které poskytují rychlejší odezvu rotorové soustavy. [14]

Olej má v centrální skříně mazací a chladicí funkci, je ale třeba zabránit jeho pronikání do turbínové a kompresorové skříně. Na turbínové straně toto řeší soustava pístních kroužků na hřídelce a část tlaku výfukových plynů, která se dostane za rotorové kolo. Na kompresorové straně je olej zachytáván rotujícím axiálním ložiskem a olejovým deflektorem.

Krom oleje je centrální skříň chlazena také kapalinou v samostatných kanálech.

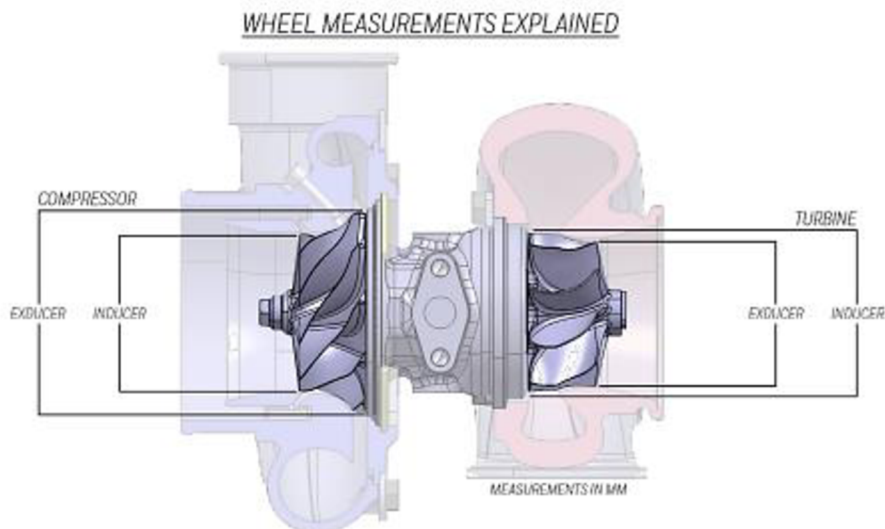
Kompresorové kolečko se při sestavení nasazuje na hřídelku jako poslední, jeho pozice je zajištěna v několika fázích utahovanou maticí. Oproti turbínovému kolečku není téměř namáhané teplotně, vyrábí se ze slitin hliníku. Geometrie jeho lopatek je aerodynamicky uzpůsobena urychlovanému vzduchu, kanály mezi hlavními lopatkami jsou často rozděleny ještě lopatkami menšími. [19]

Na obrázku níže si můžeme všimnout nejen rozdílné geometrie lopatek, ale také jejich vnějšího tvaru po obrobení, tzv. kontury. Parametrem, který toto charakterizuje, je *trim*. Jedná se o podíl dvou ploch, který významně ovlivňuje maximální průtok mezi lopatkami kolečka.

$$Trim = \frac{d^2}{D^2} \times 100 \quad [\%] \quad (6)$$

kde:

d	[mm]	malý průměr lopatek rotoru
D	[mm]	velký průměr lopatek rotoru



Obr.18: Kompresorové a turbínové kolo se znázorněnými vstupními a výstupními hranami. [17]

2.3.3 KOMPRESOROVÁ SKŘÍŇ

V kompresorové skříni dochází k urychlování a stlačování vzduchu o atmosférickém tlaku a teplotě okolí. Kompresorová strana turbodmychadla obecně není oproti turbínové tolik teplotně namáhána, proto se nejčastěji setkáme s kompresorovými skříněmi z hliníkových slitin za účelem snížení celkové hmotnosti turbodmychadla. Výjimkou mohou být aplikace mimo automobilový průmysl, např. těžební stroje, kde nízká hmotnost není požadována, a tudíž jsou upřednostněny výrobní náklady.

K největšímu nárůstu tlaku dochází v difuzorové části kompresorové skříně, stlačovaný vzduch je dále brzděn ve sběrné spirále a veden do mezichladiče.

Tvar spirály kompresorové skříně můžeme také charakterizovat poměrem A/R, ovšem oproti turbínové skříni je vliv tohoto parametru výrazně nižší a bývá tedy využit v závěrečných fázích optimalizace vývoje. [9]

2.4 MOŽNOSTI REGULACE TURBODMYCHADEL

Plnicí tlak na výstupu z kompresorové skříně turbodmychadla lze regulovat několika způsoby, záleží také důvodech, proč jej je třeba regulovat.

Důvodem, proč regulovat kompresorovou stranu turbodmychadla, může být snaha provozovat kompresor bezpečně v mezích stabilního proudění při zachování vysoké účinnosti v co nejširším spektru otáček.

Nejčastější cestou regulace kompresorové strany je přetlakový ventil, tzv. *blow-off*. Ten v případě nedostatečného průtoku vzduchu kompresorem zabraňuje dosažení meze pumpování (tzv. *surge*) a následnému nasávání oleje z centrální skříně tak, že upouští kompresorem stlačený vzduch do atmosféry. [14]

Hlavní motivací pro regulaci turbínové strany je především možnost řídit plnicí tlak jak kvůli docílení plynulejšího projevu motoru, tak kvůli dodržení jeho pracovních parametrů. Dalším důvodem je samotný pracovní rozsah turbíny, kdy může kolo při překročení hranice maximálních otáček poškodit celé turbodmychadlo.

Nejčastějšími způsoby regulace turbínové strany jsou v dnešní době obtokový ventil (*waste gate*) a variabilní geometrie turbínové skříně (VNT, případně VGT).

2.4.1 OBTOKOVÝ VENTIL

Jedná se o jednoduchý způsob, jak efektivně snížit tlak výfukových plynů působících na turbínové kolo v širokém rozsahu a ve vysokých otáčkách motoru. Podstatou regulace ale dochází k poklesu celkové účinnosti turbodmychadla, protože část proudu spalin je bez využití odváděna přímo do výfukového potrubí, jedná se tedy o ztrátovou regulaci.

Rozlišujeme externí obtokový ventil umístěný ve sběrném potrubí před turbodmychadlem a ventil integrovaný přímo do turbínové skříně. Výhodou řešení externím ventilem je přesnější regulace. Interní obtokový ventil je tvořen klapkou umístěnou přímo ve volutě turbínové skříně, která je zvenčí ovládaná pomocí pneumatického nebo elektrického aktuátoru. Ovládání externího ventilu je řízeno na základě aktuálních hodnot plnicího tlaku motoru.



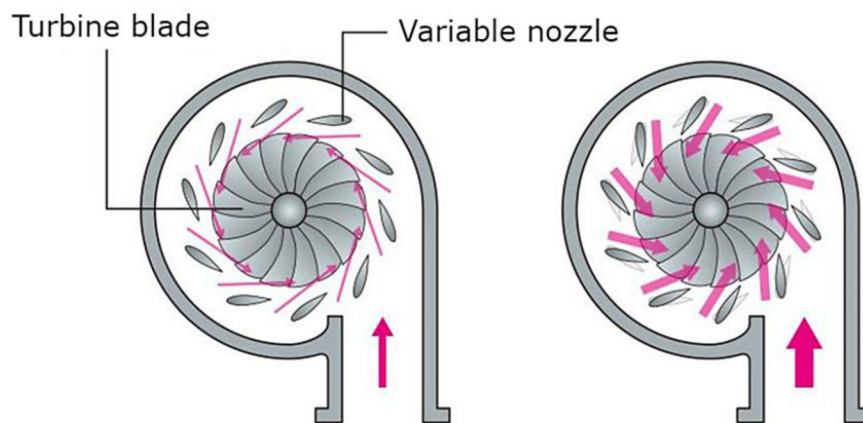
Obr.19: Turbinová skříň s integrovaným obtokovým ventilem. [21]

2.4.2 VARIABILNÍ GEOMETRIE LOPATEK

Variabilní geometrie lopatek často označovaná zkratkou VNT (*Variable Nozzle Technology*) je systém natáčení rozváděcích lopatek v turbínové skříni používaný firmou Garrett Motion.

Systém se skládá z vysokého počtu pohyblivých komponent reagujících na aktuální zatížení motoru. Hřídele lopatek jsou pomocí ramínek spojeny s obvodovým ovládacím kruhem, jehož poloha je řízena aktuátorem. Úhel natočení lopatek poté určuje průtočný průřez kanálů mezi nimi, což určuje rychlost a úhel dopadu výfukových plynů na lopatky turbínového kola. Při sešlápnutí plynového pedálu dochází k přivření celé VNT cartridge, průtočný průřez se zmenšuje a výfukové plyny vysokou rychlostí roztáčejí turbínové kolo. Po snížení zatížení se následně lopatky zase otevírají, což vede k zvětšení průtočného průřezu kanálů.

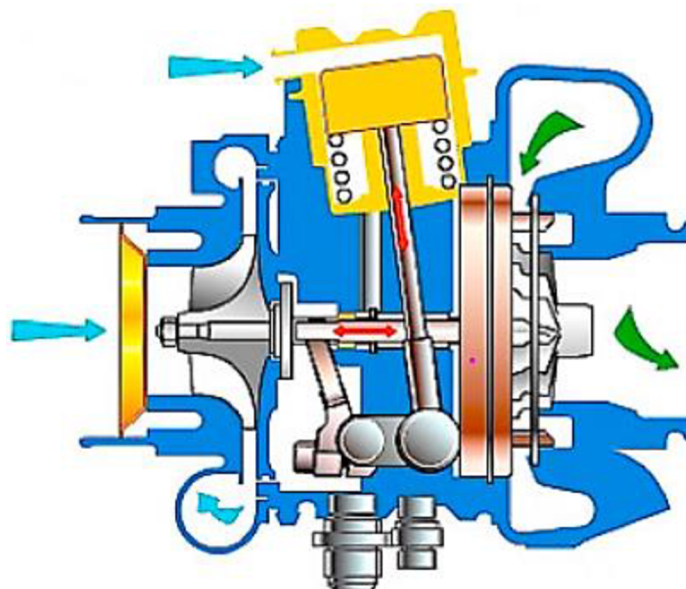
Výhodou tohoto systému je nízký vliv na účinnost turbíny, systém je ale pro svou komplikovanost nákladný na výrobu a také velmi náchylný k vysokoteplotní korozi.



Obr.20 Schéma dopadu výfukových plynů na lopatky turbínového kolečka v závislosti na pozici lopatek systému VNT. [22]

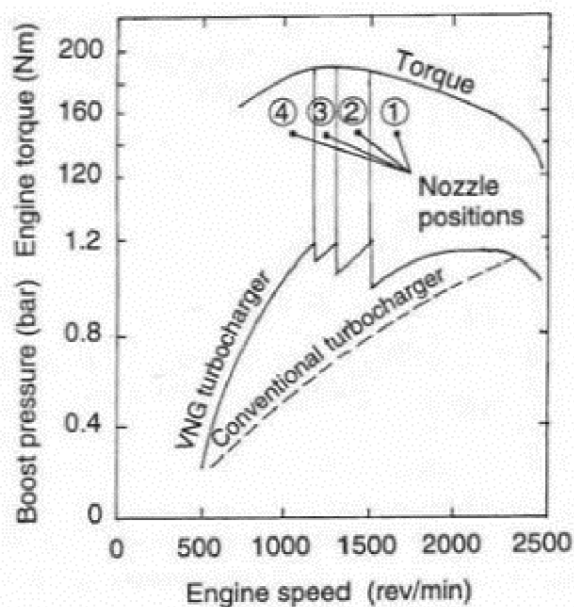
2.4.3 VARIABILNÍ ŠÍŘKA STATORU TURBÍNY

Regulace systémem VGT (*Variable Geometry Turbocharger*) obdobně jako VNT využívá lopatek rozmístěných po obvodu turbínového kola, s rozváděcím kolem jsou ale pevně spojené. Vstupní rychlost výfukových plynů je zde ovlivňována axiálním posuvem rozváděcího kola, přičemž pozice lopatek neustále odpovídá optimálnímu náběhovému úhlu spalin na lopatky turbínového kola, čímž je zvyšována účinnost turbíny v celém pracovním rozsahu. Systém je náročný na výrobní přesnost a tudíž nákladný. [5]



Obr.21 Schéma mechanismu VGT s označenými směry pohybu aktivních členů. [23]

Další výhodou VNT, respektive VGT mechanismu je velmi rychlá odezva na změny zatížení motoru a také redukce protitlaku ve sběrném potrubí, což vede k efektivnějšímu vyplachování válců motoru. [9]



Obr.21. Graf srovnávající poskytovaný plnicí tlak v závislosti na otáčkách motoru u neregulovaného turbodmychadla a turbodmychadla s technologií VNG. [9]

3 TERMOMECHANIKA TURBODMYCHADLA

Spalovací motor využívá zvýšeného tlaku plnicího vzduchu dodávaného kompresorem. To díky vyšší hustotě vzduchu umožňuje spalování většího množství paliva. Výkon pro stlačování vzduchu na požadovaný plnicí tlak je dodáván turbínou využívající energie výfukových spalin z ukončené výměny náplně válce motoru.

Tato kapitola se zabývá účinností této přeměny energie a vedením tepla, které, mimo jiné faktory, tuto účinnost významně ovlivňuje.

3.1 ÚČINNOST TURBODMYCHADLA

Pro popis dějů v turbodmychadle využíváme adiabatický děj, který je, pokud uvažujeme expanzi a kompresi ideálního plynu, charakteristický nulovou tepelnou výměnou pracovního média s okolím. Měrná energie získaná při expanzi pracovního média či odevzdaná při kompresi pracovního média je tedy maximální, respektive minimální možná. U reálných lopatkových strojů k tepelné výměně mezi pracovním médiem a okolím dochází.

Z tohoto důvodu reálné stroje vždy dosahují nižší než adiabatické účinnosti.

3.1.1 ÚČINNOST TURBÍNY

Účinnost turbíny vztahujeme k adiabatické expanzi, porovnáváme ovšem změnu celkové entalpie při reálné expanzi pracovního média z totálního tlaku před turbínovou skříní na totální tlak za turbínovou skříní a změnu entalpie při adiabatické expanzi, která probíhá mezi totálním a statickým tlakem.

Adiabatickou účinnost turbíny popisuje následující rovnice [2]:

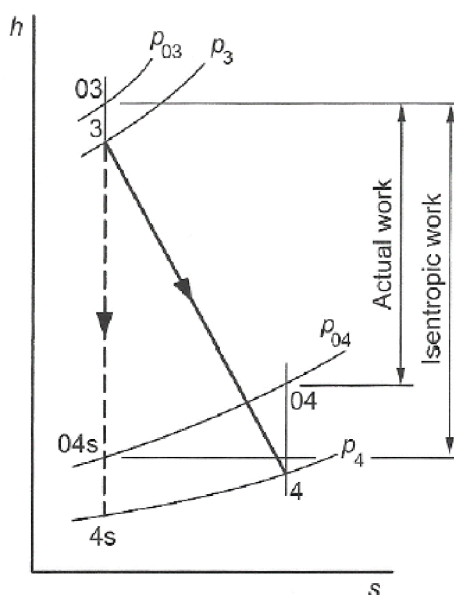
$$\eta_T = \frac{\Delta h_{0T}}{\Delta h_{0T_ad}} = \frac{h_{02T} - h_{01T}}{h_{2T_ad} - h_{01T}} = \frac{c_{psp}T_{02T} - c_{psp}T_{01T}}{c_{psp}T_{2_ad} - c_{psp}T_{01T}} = \frac{T_{02T} - T_{01T}}{T_{2T_ad} - T_{01T}} \quad [-] \quad (7)$$

kde:

η_T	[-]	adiabatická účinnost turbíny
Δh_{0T_ad}	[J.kg ⁻¹]	změna měrné totální entalpie spalin při adiabatické expanzi
Δh_{0T}	[J.kg ⁻¹]	změna měrné totální entalpie při reálné expanzi
h_{2T_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi
h_{01T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin před vstupem do turbíny
h_{02T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin za turbínou
c_{psp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku
T_{01T}	[K]	totální teplota spalin před vstupem do turbíny
T_{02T}	[K]	totální teplota spalin za turbínou
T_{2T_ad}	[K]	statická teplota spalin při adiabatické expanzi na tlak za turbínou

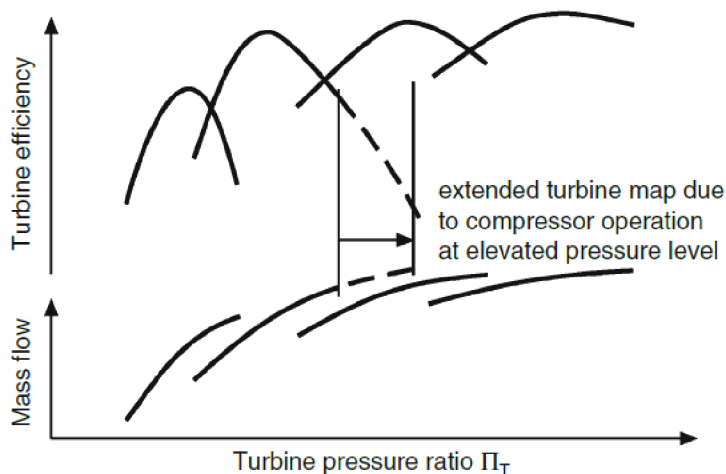
Teplota spalin na výstupu z turbíny je vždy vyšší než teplota, které by bylo teoreticky možné dosáhnout adiabatickou expanzí.

Kapacita turbíny závisí především na geometrii turbínové skříně, a to na ploše průřezu její vstupní sekce, odkud pak spaliny tangenciálně směřují k turbínovému kolu. Část expanze může být také ztracena při škrčení průtoku spalin na výstupu z turbínové skříně.



Obr.22: h - s diagram srovnávající adiabatickou a reálnou expanzi. [2]

Účinnost turbínové strany turbodmychadla můžeme také popsat pomocí tzv. turbínových map, jedná se ovšem o obdobu častěji využívaných kompresorových map (kapitola 3.1.2).



Obr.23: Příklad turbínové mapy – na horizontální ose je tlakový poměr, na vertikální ose hmotnostní průtok, respektive účinnost. [5]

3.1.2 ÚČINNOST KOMPRESORU

Obdobně jako u turbíny pomocí adiabatické expanze, účinnost kompresoru popisujeme pomocí adiabatické komprese [2]:

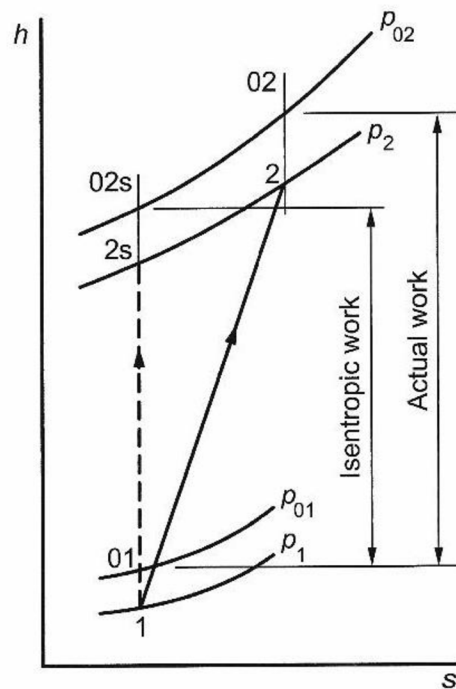
$$\eta_C = \frac{\Delta h_{0C_ad}}{\Delta h_{0C}} = \frac{h_{02C_ad} - h_{01C}}{h_{02C} - h_{01C}} = \frac{c_{pvz} T_{02C_ad} - c_{pvz} T_{01C}}{c_{pvz} T_{02} - c_{pvz} T_{01}} = \frac{T_{02C_ad} - T_{01C}}{T_{02} - T_{01}} \quad [-] \quad (8)$$

kde:

η_c	[-]	adiabatická účinnost kompresoru
Δh_{0c_ad}	[J.kg ⁻¹]	změna měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi
Δh_{0c}	[J.kg ⁻¹]	změna měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi
h_{2c_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi
h_{01c}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu před vstupem do kompresoru
h_{02c}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu za kompresorem
c_{pvz}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
T_{02c_ad}	[K]	totální teplota plynu po adiabatické kompresi
T_{01c}	[K]	totální teplota plynu před vstupem do kompresoru
T_{02c}	[K]	totální teplota plynu za kompresorem

Teplota vzduchu na výstupu kompresoru je vždy vyšší než teplota, které by bylo teoreticky možné dosáhnout adiabatickou kompresí ideálního plynu.

Vyšší než u ideálního kompresoru je i velikost práce potřebné ke stlačení plynu, jelikož s nevratnými ději v reálných strojích souvisí také nárůst entropie, jak může být vidět v následujícím h-s diagramu:



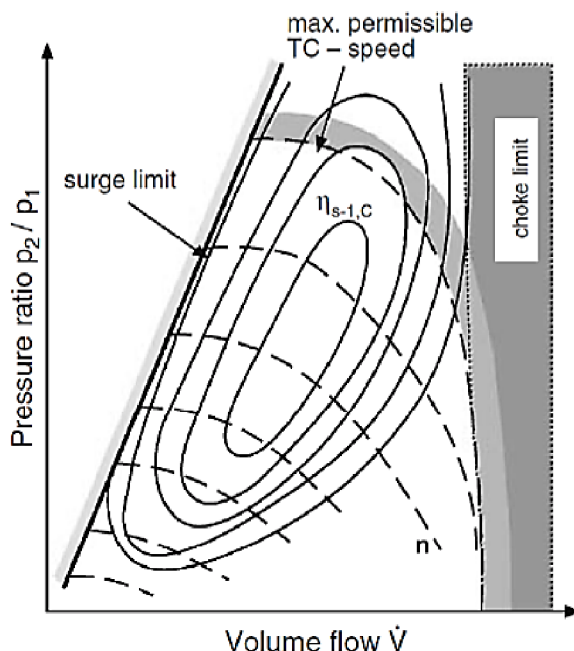
Obr.24: H-s diagram srovnávající adiabatickou a reálnou kompresi. [2]

Účinnost kompresoru závisí na mnoha faktorech, proto pro popis jejich vlivu využíváme tzv. kompresorovou mapu. Jedná se o graf, na jehož osách najdeme objemový průtok kompresorem a poměr tlaků na výstupu z kompresoru a na jeho vstupu.

Pracovní oblast poté zleva omezuje tzv. mez pumpování (*surge limit*), zprava tzv. mez zahlčení (*choke limit*) a shora křivkami vynášejícími limitní hodnotu otáček. Mezi nimi poté nalezneme oválné oblasti vyznačující právě účinnost kompresorové skříně.

Mez zahlčení lze ovlivnit velikostí průtočného průřezu na vstupu do kompresorové skříně, limitní otáčky celého turbodmychadla jsou dány strukturální pevností rotorové soustavy turbodmychadla, především však lopatek turbínového a kompresorového kola, a parametry ložisek, pomocí kterých je rotorová soustava uložena v centrální skříně turbodmychadla. Mez pumpování je naopak závislá na mnoha faktorech od konkrétního geometrického návrhu aerodynamiky kompresorové skříně i kompresorového kola. [2]

Hodnoty veličin pro využití v turbínových i kompresorových mapách je třeba přepočítat do tvaru kompatibilního s výpočty v mapách. Tímto přepočtem veličin se bude zabývat následující kapitola 3.1.3.



Obr.25: Kompresorová mapa s vyznačenou mezí pumpování, mezí zahlčení a limity otáček. [5]

3.1.3 REDUKOVANÉ VELIČINY

Tyto veličiny slouží k zobecnění fyzikálních vlastností, jedná se o tzv. podobnostní čísla. Výhodou těchto veličin je možnost uplatnit tutéž mapu pro rozdílný vstupní tlak a teplotu. V případě turbodmychadla využíváme především redukované otáčky a redukované hmotnostní průtoky pracovního média. [2]

Pro redukovaný hmotnostní průtok turbínou platí rovnice [2]:

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{01T}}}{p_{01T}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pa}^{-1}] \quad (8)$$

kde:

\dot{m}_T [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok spalin turbínou
 p_{01T} [Pa] totální tlak spalin vstupujících do turbíny

Pro redukované otáčky turbíny [2]:

$$n_{T_red} = \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01T}}} \quad [\text{min}^{-1} \cdot \text{K}^{-\frac{1}{2}}] \quad (9)$$

kde:

n_{TC} [min⁻¹] otáčky turbodmychadla

Obdobně můžeme určit redukovaný hmotnostní průtok kompresorem [2]:

$$\dot{m}_{C_red} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{p_{01C}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pa}^{-1}] \quad (10)$$

kde:

\dot{m}_C [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok plynu kompresorem
 p_{01C} [Pa] totální tlak plynu vstupujícího do kompresoru

Pro redukované otáčky kompresoru [2]:

$$n_{C_red} = \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01C}}} \quad [\text{min}^{-1} \cdot \text{K}^{-\frac{1}{2}}] \quad (11)$$

V případech, kdy nevyhovují redukované bezrozměrné veličiny, lze využít normalizované hodnoty vztahující se k referenčním stavovým veličinám podle standardů SAE. [2]

Pro korigovaný průtok turbínou platí rovnice [2]:

$$\dot{m}_{T_cor} = \dot{m}_T \sqrt{\frac{T_{01T}}{288 \text{ K}}} \frac{101325 \text{ Pa}}{p_{01T}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Pro korigované otáčky turbíny [2]:

$$n_{T_cor} = n_{TC} \sqrt{\frac{298 \text{ K}}{T_{01T}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (13)$$

Pro korigovaný průtok kompresorem platí rovnice [2]:

$$\dot{m}_{C_cor} = \dot{m}_{C_red} \frac{100 \text{ kPa}}{\sqrt{298 \text{ K}}} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{p_{01C}} \frac{100 \text{ kPa}}{\sqrt{298 \text{ K}}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Pro korigované otáčky kompresoru [2]:

$$n_{C_cor} = n_{TC} \sqrt{\frac{298 \text{ K}}{T_{01C}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (13)$$

K určení korigovaných otáček využíváme teorii Machova čísla. Za limitní tedy považujeme obvodovou rychlost krajních bodů lopatek turbínového či kompresorového kola, která odpovídá rychlosti zvuku v pracovním médiu za daných podmínek. Uvádím zde rovnici pro turbínu, obdobně lze aplikovat pro kompresor [2].

$$M_{1T} = \frac{u_{1T}}{\sqrt{\kappa_{sp} r_{sp} T_{01T}}} \sim \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01T}}} \quad [-] \quad (14)$$

kde:

M_{1T}	[-]	Machovo číslo konců lopatek vztažené k podmínkám před turbínou
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta spalin
r_{sp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta spalin
u_{1T}	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost konců lopatek turbíny na vstupním průměru

3.1.4 ROVNOVÁHA MEZI TURBÍNOU A KOMPRESOREM

Pracovní bod turbodmychadla je po uvážení třecích ztrát vlivem v rotorové soustavě dán rovnováhou výkonu turbíny a kompresoru. Turbína přeměňuje entalpii proudících výfukových plynů na mechanickou energii, ta je pomocí spojovacího hřídele přenášena do kompresoru, kde se mění na entalpii stlačeného vzduchu dodávaného do motoru, jak je popsáno pomocí následujících rovnic [2]:

$$\dot{m}_C \Delta h_{0C} = -\eta_{mTC} \dot{m}_T \Delta h_{0T} - \frac{1}{2} I_{TC} \frac{d\omega_{TC}^2}{dt} \quad [\text{W}] \quad (15)$$

kde:

η_{mTC}	[-]	mechanická účinnost turbodmychadla
I_{TC}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti turbodmychadla
ω_{TC}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost hřídele turbodmychadla
t	[s]	čas

Pokud vyjádříme procesy v turbíně a kompresoru jako adiabatické děje, získáme pro měrný entalpický spád na turbíně vztah:

$$\Delta h_{0T} = \eta_T c_{p_{sp}} T_{01T} \left[\left(\frac{p_{2T_ad}}{p_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} - 1 \right] \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (16)$$

kde:

p_{2T_ad}	[Pa]	totální tlak spalin za turbínou
--------------	------	---------------------------------

Obdobně pro měrný entalpický spád na kompresoru platí:

$$\Delta h_{0C} = \frac{c_{pvz}}{\eta_C} T_{01C} \left[\left(\frac{p_{02C_ad}}{p_{01C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (17)$$

kde:

p_{02C_ad}	[Pa]	totální tlak vzduchu za kompresorem
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta vzduchu

Celkovou účinnost turbodmychadla lze zapsat jako:

$$\eta_{TC} = \eta_C \eta_T \eta_{mTC} \quad [-] \quad (18)$$

Rovnováhu turbíny a kompresoru lze pak vyjádřit následovně:

$$\dot{m}_C \frac{c_{pvz}}{\eta_C} T_{01C} \left[\left(\frac{p_{02C_{ad}}}{p_{01C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] = -\eta_{mTC} \dot{m}_T \eta_T c_{psp} T_{01T} \left[\left(\frac{p_{2T_{ad}}}{p_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} - 1 \right] \quad (19)$$

Dále definujeme expanzní poměr na turbíně:

$$\varepsilon_T = \frac{p_{01T}}{p_{2T}} \quad [-] \quad (20)$$

A tlakový poměr na kompresoru:

$$\pi_C = \frac{p_{02C}}{p_{01C}} \quad [-] \quad (21)$$

3.2 PŘENOS TEPLA V TURBODMYCHADLE

Přenos tepla je jedním ze způsobů přenosu energie, což v případě turbodmychadla souvisí s poklesem reálné účinnosti oproti účinnosti adiabatické. Při porozumění těmto ztrátám je tedy možné se zaměřit na jejich částečnou eliminaci.

Při vyšetřování prostupu tepla v turbínové skříni turbodmychadla se setkáme se všemi variantami přenosu – s vedením tepla samotnou turbínovou skříní z oblastí ohřivaných výfukovými plyny, s konvekcí mezi povrchem vnitřních kanálů turbínové skříně a spaliny a s vyzařováním tepla z turbínové skříně do okolí.

3.2.1 ZPŮSOBY PŘENOSU TEPLA

Tato část práce se zaměřuje na jednotlivé způsoby přenosu tepla, ačkoliv v reálném světě se téměř vždy působí společně, akorát jsou zastoupeny v různém poměru. V konkrétních situacích může poté jeden ze způsobů významně převažovat, tudíž mohou být zbývající formy přenosu pro daný problém zanedbatelné.

PŘENOS TEPLA VEDENÍM

K vedení tepla dochází především v pevných látkách, vyloučíme-li ale proudění, odehrává se také v kapalinách a plynech. Jedná se o přenos kinetické energie při neuspořádaném pohybu molekul v materiálu. Dochází ke srážkám sousedních částic, čímž si předávají tepelnou energii. [24]

Tepelný tok lze definovat Fourierovým zákonem [24]:

$$\dot{q} = -\lambda \vec{n} \frac{\delta T}{\delta n} = -\lambda \cdot grad T \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (22)$$

kde:

\dot{q}	[W.m ⁻²]	vektor měrného tepelného toku
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti
\vec{n}	[m]	jednotkový vektor normály k izotermické ploše
$gradT$	[K.m ⁻¹]	teplotní gradient

Vektor normály k izotermické ploše ve svém kladném směru směřuje do míst s vyššími teplotami, z 2. zákona termodynamiky ovšem vyplývá, že teplo samovolně proudí z místa o vyšší teplotě do místa o teplotě nižší. Z toho důvodu tedy pro kladný tepelný tok v rovnici uvádíme záporné znaménko. [25]

Součinitel tepelné vodivosti λ je v případě ideálního plynu konstantní, pro pevné látky a kapaliny závisí na čase, u reálných plynů je kromě času také funkcí tlaku.

Při řešení přenosu tepla vedením se zabýváme tzv. teplotními poli. Jedná se o množiny teplot v tělese, které se mohou lišit v čase i prostoru. Pokud jsou teploty v čase rozdílné, jedná se o pole nestacionární, naopak jsou-li teploty v čase konstantní, jde o pole stacionární. [24]

Pro řešení teplotních polí využíváme diferenciální rovnice vedení tepla, která má pro tuhá homogenní tělesa následující tvar. Nazýváme ji Fourierovou diferenciální rovnicí vedení tepla, případně také 1. zákonem termodynamiky pro vedení tepla. [26]

$$\frac{\delta T}{\delta \tau} = a \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) \quad (23)$$

kde:

δT	[K]	změna teploty
$\delta \tau$	[s]	změna času
a	[m ² .s ⁻¹]	teplotní vodivost

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (24)$$

kde:

c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota látky

Při řešení diferenciálních rovnic vedení tepla využíváme počátečních a okrajových podmínek.

Pomocí počáteční podmínky určujeme rozložení teplot na počátku děje v čase $\tau=0$.

Dirichletova podmínka, označovaná také jako 1. druhu, určuje rozložení teplot na povrchu tělesa v čase, značíme ji indexem w.

Neumannova podmínka, označovaná také jako 2. druhu, určuje rozložení hustot tepelného toku na povrchu tělesa v čase.

Newtonova podmínka, označovaná také jako 3. druhu, určuje rozložení součinitelů přestupu tepla v čase.

Tyto tři uvedené okrajové podmínky velmi často považujeme za konstantní.

Okrajová podmínka 4. a 5. druhu řeší styk těles a fázovou přeměnu látky na povrchu těles. [26]

PŘENOS TEPLA KONVEKČÍ

Konvekce je děj, při kterém je tok tepla přenášen obvykle mezi povrchem tělesa a okolní tekutinou. Jedná se o kombinaci náhodného pohybu molekul a objemového pohybu tekutiny. Výsledný přenos tepelné energie je důsledkem superpozice dvou výše zmíněných pohybů.

Rozlišujeme konvekci volnou, nucenou a kombinovanou. U nucené konvekce je proudění kapaliny způsobeno vnějším zdrojem, například čerpadlem. Především u konvekce nucené dále rozlišujeme konvekci při vnějším a vnitřním proudění. [25] Také je potřeba rozlišovat konvekci stacionární, u které je změna teploty v čase nulová, a nestacionární. [27]

Přenosu tepla konvekci je významně ovlivněn hydrodynamikou tekutiny, je tedy potřeba současně řešit rovnice energetické, pohybové, rovnice kontinuity a okrajové podmínky.

Energetická rovnice vychází z diferenciální rovnice vedení tepla (23), (24), ze které po dosazení totálního diferenciálu získáme následující tvar platný pro nestacionární konvekci bez vnitřního zdroje tepla [27]:

$$\frac{\delta T}{\delta \tau} + w_x \frac{\delta T}{\delta x} + w_y \frac{\delta T}{\delta y} + w_z \frac{\delta T}{\delta z} + = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) \quad (25)$$

Členy na levé straně rovnice popisují přenos tepla proudící tekutinou, členy na pravé straně tepelné toky přenášené vedením, w s jednotlivými směrovými indexy značí složky rychlosti tekutiny v daném směru.

Pro stacionární konvekci platí tatáž rovnice, pouze:

$$\frac{\delta T}{\delta \tau} = 0 \quad (26)$$

Pro popis pohybu tekutiny využíváme Navier-Stokesovy rovnice. Pro pohyb ve směru x platí [27]:

$$w_x \frac{\delta w_x}{\delta x} + w_y \frac{\delta w_x}{\delta y} + w_z \frac{\delta w_x}{\delta z} + \frac{\delta w_x}{\delta \tau} = \nu \left(\frac{\delta^2 w_x}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 w_x}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 w_x}{\delta z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + g_x \quad (27)$$

Obdobně popíšeme pohyb ve směrech y a z . První tři členy na levé straně udávají zrychlení stacionárních setrvačných sil, poslední člen udává zrychlení nestacionární. Členy na pravé straně rovnice popisují zrychlení třecích, tlakových a gravitačních sil. [27]

Rychlostní pole u stlačitelné kapaliny při nestacionární konvekci popisujeme pomocí rovnice kontinuity, přičemž pro konvekci stacionární by byl čtvrtý člen nulový [27]:

$$\frac{\delta(\rho w_x)}{\delta x} + \frac{\delta(\rho w_y)}{\delta y} + \frac{\delta(\rho w_z)}{\delta z} + \frac{\delta \rho}{\delta \tau} = 0 \quad (28)$$

Podobně jako u vedení tepla, Dirichletovu, Neumannovu i Newtonovu okrajovou podmínku můžeme považovat za konstantní, za neměnnou můžeme považovat také teplotu na povrchu desky či válce. [27]

K určování rozložení teplotních polí či součinitele přestupu tepla α využíváme teorie podobnosti. Ta využívá srovnání fyzikálních dějů stejného druhu vyjádřených stejnými veličinami v odpovídajících si bodech v čase a prostoru, jejichž všechny veličiny jsou vázány konstantami podobnosti.

Podle třech základních vět teorie podobnosti mají podobné jevy číselně stejná kritéria podobnosti, diferenciální rovnice popisující konkrétní děj je po integraci funkcí kritérií podobnosti, která jsou odvozena z této rovnice, a podobné děje disponují podobnými podmínkami jednoznačnosti. [27]

Součinitel přestupu tepla α lze psát ve tvaru závislosti sedmi proměnných o minimálně čtyřech rozměrech. Podle tzv. Buckinghamova teorému (2. základní věta teorie pravděpodobnosti) je ale možné tento vztah původně sedmi proměnných vyjádřit jako vztah menšího množství bezrozměrných kritérií [25]:

Nusseltovo kritérium je bezrozměrným vyjádřením součinitele přestupu tepla α [27]:

$$\pi_1 = Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad [-] \quad (29)$$

kde:

L [m] charakteristický rozměr

Reynoldsovo kritérium je bezrozměrným vyjádřením rychlosti, jeho hodnota také určuje hranici mezi laminárním a turbulentním prouděním [27]:

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad [-] \quad (30)$$

kde:

w [m.s⁻¹] rychlost
 ν [m².s⁻¹] kinematická viskozita

Eulerovo číslo vyjadřuje bezrozměrný tlakový rozdíl [27]:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2} \quad [-] \quad (31)$$

kde:

Δp [Pa] tlakový rozdíl

Pecletovo číslo určuje poměr přenosu tepla vedením a prouděním v průběhu konvekce [27]:

$$Pe = \frac{w \cdot L}{a} \quad [-] \quad (32)$$

Ze vztahu mezi Reynoldsovým a Pecletovým kritériem odvodíme Prandtovo číslo, které je měřítkem podobnosti rychlostních a teplotních polí [27]:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad [-] \quad (33)$$

Následná kritériální rovnice pro nucenou konvekci má tedy tvar [27]:

$$Nu = f(Re, Pr, X, Y, Z) \quad [-] \quad (34)$$

V případě podobné geometrické konfigurace lze vynechat charakteristické rozměry v jednotlivých směrech X, Y a Z.

Rovnice je také často zapisována pomocí mocinné funkce [27]:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad [-] \quad (35)$$

Kde jsou konstanty C, m a n výsledkem experimentu nebo řešením diferenciální rovnice.

Při proudění tekutiny okolo povrchu vzniká tzv. tepelná mezní vrstva, důvodem je ulpívání molekul tekutiny na povrchu tuhého tělesa. Její tvar je závislý na rychlosti proudění i součiniteli přestupu tepla α . [24]

Tepelný tok při přestupu tepla mezi tekutinou a povrchem tělesa určíme pomocí Newtonova vztahu [24]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (36)$$

kde:

T_w	[K]	teplota povrchu tělesa
T_∞	[K]	teplota tekutiny

PROSTUP TEPLA

Prostup tepla je přenos tepla mezi dvěma tekutinami o rozdílných teplotách přes materiálovou stěnu. Tepelný tok z teplejší tekutiny konvekcí přechází na povrch dělicí stěny, tou se poté šíří vedením a následně se šíří opět konvekcí do chladnější tekutiny. [58]

Pro stacionární prostup tepla rovinnou stěnou platí [58]:

$$\dot{q} = \alpha_H (T_H - T_{w1}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (37)$$

Tepelný odpor na rovinné stěně potom určíme jako [58]:

$$R_{\alpha H} = \frac{1}{\alpha_H} \quad [\text{K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}] \quad (38)$$

Pro rovinnou stěnu můžeme také psát [58]:

$$\dot{q} = u(T_H - T_C) \quad [\text{W.m}^{-2}] \quad (39)$$

kde:

$$u \quad [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}] \quad \text{součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou}$$

Stacionární prostup tepla složenou válcovou stěnou určíme jako [58]:

$$q_L = 2\pi r_{n+1} \alpha_C (T_{w,n+1} - T_C) \quad [\text{W.m}^{-2}] \quad (40)$$

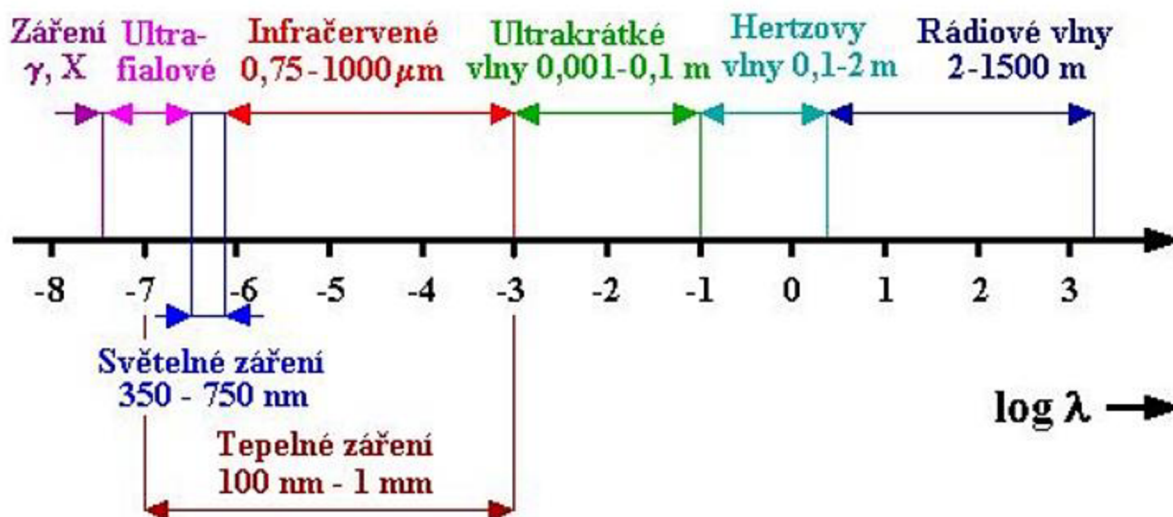
A tepelný odpor při konvekci na povrchu válcové stěny [58]:

$$R_{\alpha C} = \frac{1}{2\pi r_{n+1} \alpha_C} \quad [\text{K.m.W}^{-1}] \quad (41)$$

PŘENOS TEPLA RADIACÍ

Radiace neboli záření, je formou přenosu tepla v podobě elektromagnetického vlnění využívajícího určité spektrum vlnových délek. Tento proces se skládá z vyzařování, propouštění a pohlcování zářivé energie mezi dvěma tělesy. Jedná se o tepelnou energii, jejíž část byla přeměněna v energii zářivou, po dopadu na povrch tělesa se tato energie ale opět může měnit v teplo. Tento proces přenosu tepla nutně nepotřebuje žádnou zprostředkující látku a dochází k němu tedy například i ve vakuu či kosmickém prostoru. [24]

Tepelná energie je přenášena fotony pohybujícími se rychlostí světla. Za tepelné záření obvykle označujeme ultrafialové, infračervené a světelné záření, která dohromady disponují vlnovou délkou od 100 nm do 1 mm. Stejně jako pro šíření ostatních druhů elektromagnetického vlnění platí pro tepelné záření optické zákony odrazu a lomu. [28]



Obr.26: Rozsah vlnových délek elektromagnetického záření. [28]

Rychlost šíření elektromagnetického záření je závislá na typu prostředí, kterých se záření šíří, zavádíme proto index lomu [28]:

$$n = \frac{c_0}{c} \quad [-] \quad (42)$$

kde:

n	$[-]$	index lomu elektromagnetického záření
c_0	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost šíření záření ve vakuu
c	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost šíření záření v prostředí

V nehomogenním prostředí popisují šíření záření Huygensův princip považující ozářené body za sekundární zdroje tepelného záření a obálku kulových vln za novou vlnoplochu a Snellův zákon, který definuje lom paprsků záření při přechodu mezi prostředími s rozdílnou optickou hustotou. [28]

Tok tepla při radiaci určujeme pomocí hustoty zářivého toku, která při přeměně veškerého záření na teplo odpovídá hustotě tepelného toku \dot{q} , zářivý tok z určité plochy poté určíme následovně [28]:

$$\dot{Q} = E \cdot S \quad [\text{W}] \quad (43)$$

kde:

\dot{Q}	$[\text{W}]$	tepelný tok
E	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	hustota zářivého toku (zářivost)
S	$[\text{m}^2]$	plocha

Definujeme také hustotu zářivého toku pro danou vlnovou délku λ , tzv. spektrální hustotu zářivého toku [28]:

$$E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (44)$$

kde:

E_λ	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-3}]$	spektrální hustota tepelného toku
dE	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	element zářivosti
$d\lambda$	$[\text{m}]$	element vlnové délky

Tepelné záření dopadající na povrch tělesa může být pohlceno nebo odraženo, může také tělesem projít. Tuto bilanci popisuje 1. Kirchhoffův zákon [28]:

$$1 = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}} + \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}} + \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}} \quad (45)$$

kde:

$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}}$	$[-]$	poměr absorbovaného a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}}$	$[-]$	poměr odraženého a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}}$	$[-]$	poměr prostupujícího a celkového tepelného toku

Výše uvedenou rovnici můžeme také zapsat následovně [28]:

$$1 = A + R + T \quad (46)$$

kde:

A	[-]	absorbance, tedy poměrná pohltivost
R	[-]	reflektance, tedy poměrná odrazivost
T	[-]	transmitance, tedy poměrná průteplivost

Pokud by byly výše uvedené veličiny rovny jedné, jednalo by se o dokonale černé, dokonale bílé a dokonale transmittivní těleso. Dokonale černé těleso je takové, které při konkrétní teplotě vyzařuje či pohlcuje maximální množství tepelné energie na všech vlnových délkách, nezáleží na jeho chemickém složení. Naopak dokonale bílé těleso maximální množství tepelné energie odráží. U reálných těles ovšem ani pohltivost ani odrazivost jedné nedosahuje, jedné se rovná jen průteplivost dvouatomových plynů, u víceatomových plynů už její hodnota klesá. Pevné látky mají až na výjimky transmitanci nulovou. [28]

Spektrální hustota zářivého toku černého tělesa s rostoucí teplotou roste, její maximální hodnota se posouvá ke kratším vlnovým délkám. Jedná se o tzv. monochromatickou zářivost. Je definovaná Planckovým zákonem jako funkce vlnové délky záření a teploty [28]:

$$E_{0\lambda} = f(\lambda, T) \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (47)$$

Z Planckova zákona získáme integrací spektrální hustoty za konstantní teploty přes celý rozsah vlnových délek Stefanův – Boltzmannův zákon [28]:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4 \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}] \quad (48)$$

$$\sigma_0 = 5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4} \quad (49)$$

Podle tohoto vztahu je tedy hustota zářivého toku dokonale černého tělesa úměrná čtvrté mocnině jeho absolutní teploty. Hodnota σ_0 je Stefanova-Boltzmannova konstanta.

Dojde-li při dopadu na těleso k přeměně veškerého zářivého toku na tok tepelný, lze psát Stefanův-Boltzmannův zákon následovně [28]:

$$\dot{q} = \sigma_0 \cdot T^4 \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}] \quad (50)$$

Jak už bylo zmíněno, černé těleso v reálných podmínkách neexistuje, zabýváme se tělesy šedými. Poměr energie absorbované šedým tělesem a černým tělesem vyjadřuje vlastnost zvaná emisivita. U černého tělesa je rovna jedné, protože jeho povrch záření dokonale pohltí. U povrchu šedého tělesa dochází k pohlcení pouze části vyzářené energie, část záření je odražena. Emisivita šedého tělesa závisí na teplotě a povrchu materiálu, je konstantní v celém spektru vlnových délek.

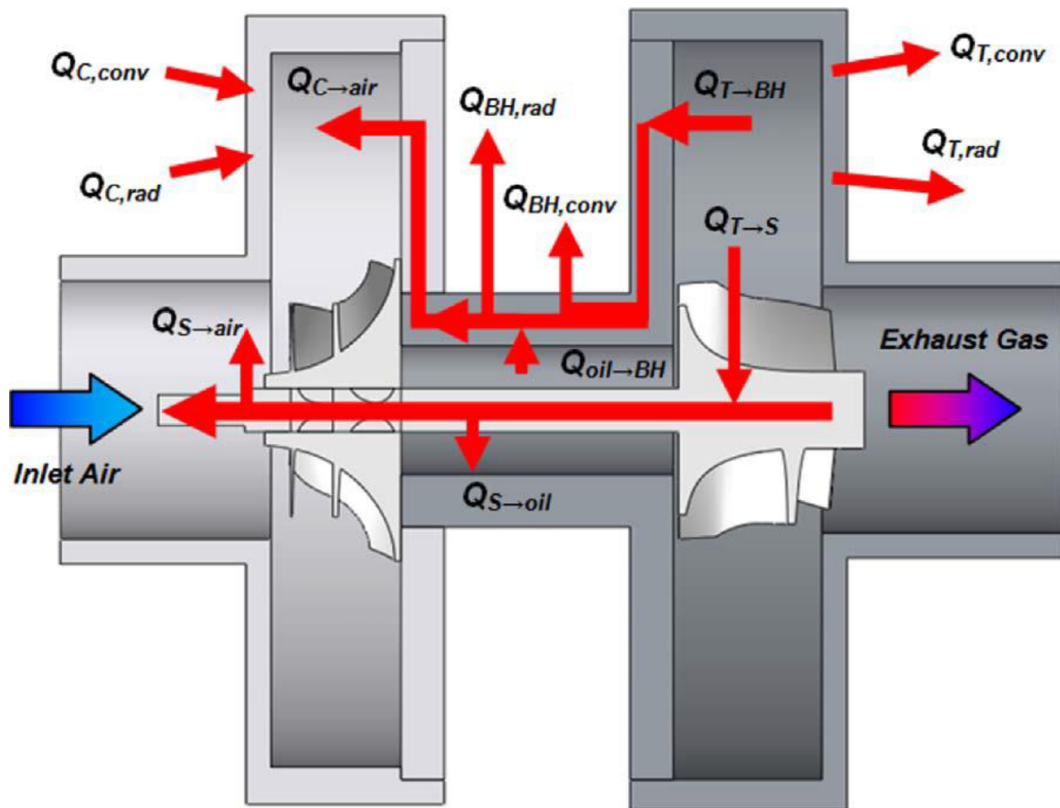
Pro šedá tělesa můžeme přepsat výše zmíněnou formu Stefanova – Boltzmannova zákona jako [28]:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4 \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}] \quad (51)$$

kde:

ε	[-]	emisivita šedého tělesa
---------------	-----	-------------------------

3.2.2 POPIS PŘENOSU TEPLA NA SCHÉMATU TURBODMYCHADLA



Obr.27: Podélný řez zjednodušeným schématem turbodmychadla se znázorněnými směry přenosu tepla a tepelných ztrát. [29]

Na schématu turbodmychadla můžeme vidět hlavní směry přenosu tepla:

- $Q_{T \rightarrow BH}$ - nucená konvekce mezi výfukovými plyny a turbínovou skříní spolu s CHRA
- $Q_{T,conv}$ - přirozená konvekce mezi turbínovou skříní a okolím
- $Q_{T,rad}$ - radiace z turbínové skříně do okolí
- $Q_{T \rightarrow S}$ - přenos tepla při expanzi výfukových plynů na turbínové kolečko a hřídel
- $Q_{oil \rightarrow BH}$ - nucená konvekce mezi olejem a CHRA
- $Q_{BH,conv}$ - přirozená konvekce mezi CHRA a okolím
- $Q_{BH,rad}$ - radiace z CHRA do okolí
- $Q_{S \rightarrow oil}$ - nucená konvekce mezi hřídelí a olejem
- $Q_{S \rightarrow air}$ - přenos tepla z kompresorového kolečka (hřídele) do vzduchu
- $Q_{C \rightarrow air}$ - nucená konvekce mezi stlačeným vzduchem a kompresorovou skříní
- $Q_{C,conv}$ - přirozená konvekce mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem
- $Q_{C,rad}$ - radiace mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem

Jak plyne ze schématu, turbínová skříň, turbínové kolečko a jejich prostřednictvím i centrální a rotorová soustava jsou prostřednictvím nucené konvekce ohřívány horkými výfukovými plyny ($Q_{T \rightarrow BH}$). Z turbínové skříňe je toto teplo především radiací, ale také přirozenou konvekcí odváděno do okolního prostředí ($Q_{T,rad}$, $Q_{T,conv}$), čili do motorového prostoru vozidla. Prostřednictvím práce vykonané výfukovými plyny na turbínovém kolečku dochází k přeměně tlakové a tepelné energie na energii mechanickou ($Q_{T \rightarrow S}$), z turbínového kola je poté teplo kondukcí vedeno na spojovací hřídel axiálně směrem ke kompresorovému kolečku.

Do centrální skříňe je teplo přiváděno ze skříňe turbínové, odtamtud je olejem a často také chladicí kapalinou prostřednictvím nucené konvekce odváděno ($Q_{oil \rightarrow BH}$) do olejové náplně celého motoru. Stejně tak je nucenou konvekcí olejem ochlazovaná spojovací hřídel a ložiska ($Q_{S \rightarrow oil}$), v tomto schématu není uvažováno teplo generované třením. Aby nedocházelo k jeho degradaci, je olej nutné turbodmychadlo dochlazovat i na konci jízdy. Podobně jako u turbínové skříňe je teplo z centrální skříňe také vyzařováno a přirozenou konvekcí odváděno do motorového prostoru ($Q_{BH,rad}$, $Q_{BH,conv}$).

Vzduch nasávaný do kompresorové skříňe je ohříván prostřednictvím energie kompresorového kolečka ($Q_{S \rightarrow air}$). Po stlačení proudí okolo difuzoru, kde je nadále zahříván nucenou konvekcí od kompresorové skříňe přirozenou konvekcí a radiací z okolí ($Q_{C \rightarrow air}$, $Q_{C,conv}$, $Q_{C,rad}$).

Zahřívání nasávaného vzduchu negativně ovlivňuje jeho objemovou hustotu a tím i výkon spalovacího motoru. Z tohoto důvodu je mezi motor a kompresor turbodmychadla osazován mezichladič stlačeného vzduchu. Tím docílíme snížení jeho objemové hustoty, čímž pozitivně ovlivňujeme plnicí účinnost motoru.

Situace spojená s odváděním tepla do stlačeného vzduchu není v kompresorové skříni vždy jednoznačná. Při vysokých rychlostech a tlakových poměrech může teplota stlačeného vzduchu vzrůst natolik, že bude vyšší než teplota kompresorové skříňe, kterou bude vzduch tím pádem zahřívát. Kompresorová skříň je poté chlazena její vlastní radiací a odvodem tepla do centrální skříňe, v některých případech má i kompresorová skříň svůj vlastní okruh s chladicí kapalinou.

4 SCR KATALYZÁTOR

Kvůli stále přísnějším emisním norem již není možné dosahovat požadovaných hodnot škodlivých látek ve výfukových plynech pouze pomocí aktivního snižování díky optimalizaci hoření směsi paliva a vzduchu, přidává se tedy ještě pasivní snižování emisí úpravou výfukových plynů.

Existuje několik způsobů eliminace škodlivin, tato kapitola se ale bude zabývat především selektivně katalytickou redukcí oxidů dusíku (SCR).

4.1 PASIVNÍ SNIŽOVÁNÍ EMISÍ VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

EGR VENTIL

Zkratka slouží pro *Exhaust Gas Recirculation*, jedná se o tlakem či elektronicky řízený ventil přepouštějící část výfukových plynů zpět do sání motoru. Podle typu může být umístěn mezi výfukové ventily a turbodmychadlo a vést do sacího potrubí za mezichladič, tlak spalin ve sběrném potrubí musí být vyšší než tlak v potrubí sacím, aby docházelo k přefouknutí spalin. Případný nedostatek tlakového spádu lze řešit přidáním škrťací klapky do sání. Druhým typem je EGR ventil umístěný za turbodmychadlem a přivádějící spaliny před kompresor. Zde není nutné řešit tlakový spád výfukových plynů, tento systém ale klade vyšší požadavky na materiál kompresorové skříně.

Díky výfukových plynů obsažených v nasávaném vzduchu klesá podíl kyslíku ve směsi, což vede ke snížení teploty, při které dochází ke vznícení a tím také k nižšímu obsahu oxidů dusíku ve výfukových plynech. Nevýhodou systému je obtížná regulace, snížení účinnosti motoru a zanášení sání a spalovacího prostoru sazí a karbonem. [30]

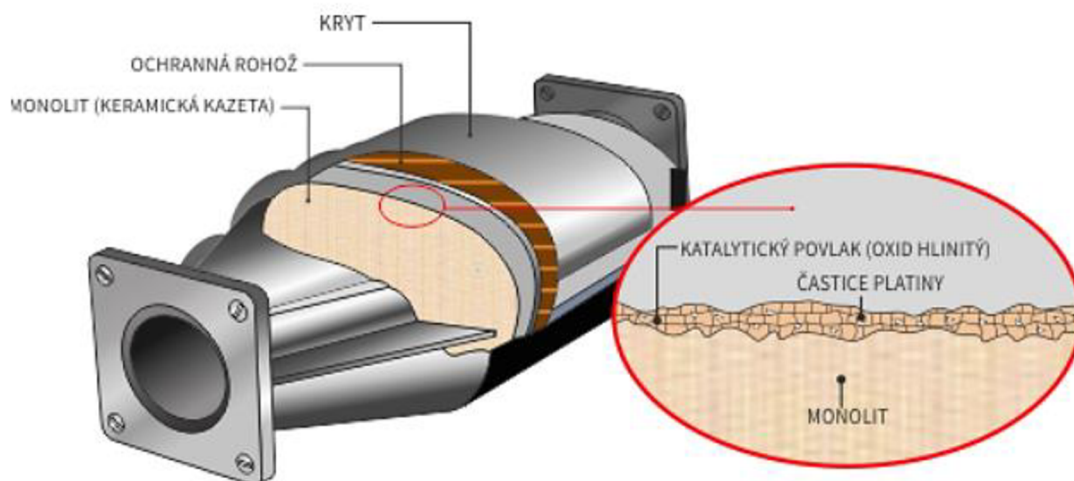


Obr.28: EGR ventil pro VW motor 1.9 TDI 96 kW. [31]

FILTR PEVNÝCH ČÁSTIC

Filtr pevných částic je označován také jako DPF (*Diesel Particulate Filter*) a slouží k zachytávání pevných částic obsažených ve výfukových plynech. Může být tvořen z nerezového pletiva povlakovaného drahými kovy, porézní keramickou vložkou, nebo kanálky z karbidu křemíku. Velké částice obsažené ve spalinách se zachytí na otvorech ve filtru, menší částice ulpívají přímo na stěnách kanálků a voštin.

Kvůli jeho zanášení je potřebná jeho pravidelná regenerace, která spočívá ve spalování při vyšších teplotách, které poté filtr vypalují. Těchto teplot může být zejména v městském provozu problém dosahovat, proto se využívají elektronicky řízené systémy pozdního vstříku dávky paliva do válce motoru nebo přímo do výfukového potrubí, které pomohou dosáhnout požadované teploty. Nevýhodou tohoto filtru je vyšší spotřeba paliva.[30]



Obr.29: Schéma DPF filtru. [32]

OXIDAČNÍ KATALYZÁTOR

Oxidační katalyzátor bývá označován jako DOC (*Diesel Oxidation Catalyst*) a slouží k přeměně oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků na oxid uhličitý a vodní páru. Jedná se o nerezový katalyzátor uvnitř vyplněný keramickou porézní vložkou, obsahuje také platinu a palladium.

Pro svou správnou funkci katalyzátory vyžadují vyšších teplot okolo 200 °C, se zvyšující se teplotou účinnost těchto reakcí ještě roste. Řešením neuspokojivé účinnosti za nízkých teplot jsou tzv. uhlovodíkové pasti čili zásobníky navazující na svůj povrch nespálené uhlovodíky. Po dosažení dostatečných teplot pak dojde k jejich samovolnému uvolnění a oxidaci v katalyzátoru. [30]

SCR KATALYZÁTOR

Jedná se o katalyzátor využívající selektivní katalytické redukce, odtud zkratka SCR v anglickém překladu. Tento katalyzátor využívá k redukci oxidů dusíku ve výfukových plynech redukčního činidla, nejčastěji močoviny. Tento systém bude dále rozebrán v následujících kapitolách.

V jednotlivých aplikacích se u automobilů se vznětovými motory dnes už často setkáme s kombinací způsobů snižování emisí, především u osobních vozidel, která bývají vybavena jak EGR ventilem, tak DPF filtrem i oxidačním katalyzátorem.

4.2 PRINCIP FUNKCE SCR KATALYZÁTORU

Technologie SCR se začala používat již ve druhé polovině 20 století, nejprve u stacionárních motorů. V automobilové dopravě byl SCR katalyzátor poprvé použit v roce 2004. K jeho rychlému rozšíření následně došlo při zavedení normy EURO 5 omezující produkci oxidů dusíku u užitkových vozů na 2 g/kWh. [33]

V dnešní době se systém selektivní katalytické redukce využívá především u nákladních automobilů, traktorů, stavebních strojů a také lehkých užitkových a osobních vozů. Jde o systém vstříkávání redukčního činidla, nejčastěji 32,5% roztoku močoviny a demineralizované vody, který je v Evropě známý pod obchodním názvem AdBlue, v Americe jej seženeme pod zkratkou DEF (*Diesel Exhaust Fluid*). [30]

Množství oxidů dusíku NO_x ve spalinách je snižováno reakcí s vodným roztokem amoniaku získaným termolýzou močoviny, následně se toxické oxidy dusíku přeměňují na nezávadný molekulový dusík N_2 a vodní páru H_2O . [34]

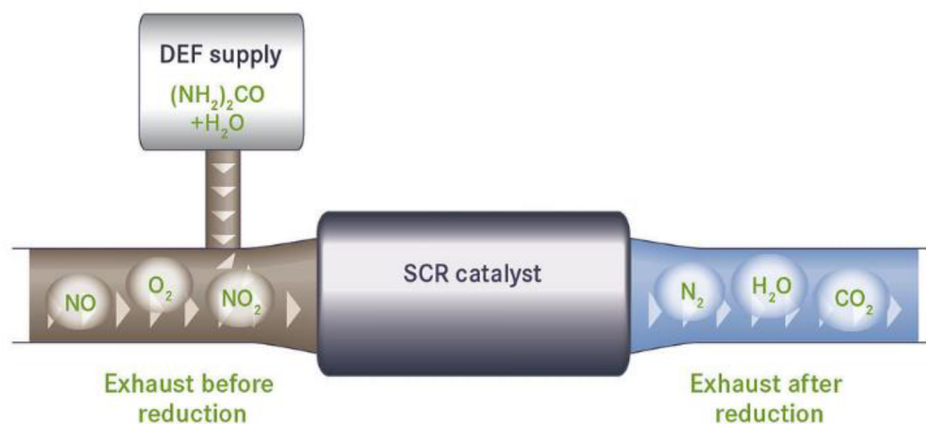
Nejprve se termolýzou zahřátá směs vody a močoviny štěpí na amoniak a kyselinu izokyanátovou [34]:



Kyselina izokyanátová se následně po přidání vody mění na amoniak a oxid uhličitý [34]:



V katalyzátoru poté reaguje toxický oxid dusnatý s amoniakem za vzniku dusíku a vody podle následujících rovnic [34]:



Obr.30: Schéma funkce SCR katalyzátoru. [35]

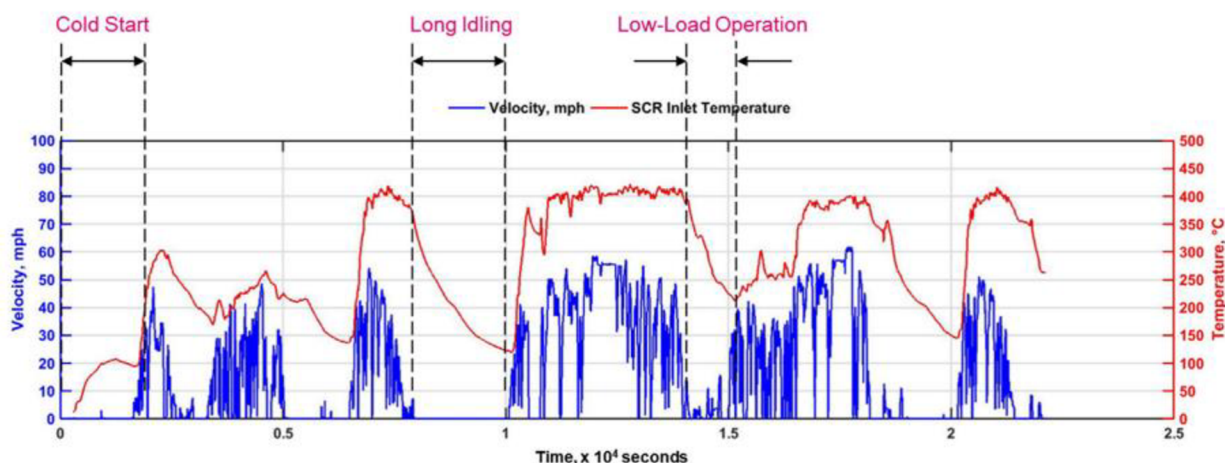
Pro správnou funkci SCR katalyzátoru je zásadní teplota. Při správném poměru oxidu dusnatého a dusičitého může reakce dle 4. rovnice (50) probíhat již od teploty mezi 170 a 200°C. Obvykle je jako minimální teplota pro správnou funkci SCR uváděna teplota 250 °C, kdy nejpříznivěji probíhá rozklad močoviny, v obdobných teplotách dochází nejnáze i k hydrolýze. Okolo 360 °C už poté dochází k usazování části močoviny na stěnách katalyzátoru a spotřebovávání amoniaku, vznikají komponenty s oxidem siřičitým. [30]

Minimální teplota, které musí být v SCR katalyzátoru dosaženo pro zahájení katalytické reakce, se anglicky nazývá *catalyst light-off*. Protože účinnost přeměny oxidů dusíku s teplotou roste, jedná se o teplotu, při které reakce dosáhne účinnosti 50 %. [36]

Optimální provozní teploty pro daný typ SCR katalyzátoru závisí na použitých materiálech.

V reálném provozu často dochází k poklesům teplot mimo ideální pracovní rozhraní SCR katalyzátoru. Může jít například o studené starty, pomalou jízdu v nízkém zatížení nebo stání na volnoběh.

Následující graf ukazuje průběh teploty na vstupu do SCR katalyzátoru v porovnání s rychlostí pohybu nákladního vozidla v čase, data jsou získána během reálné jízdní zkoušky:



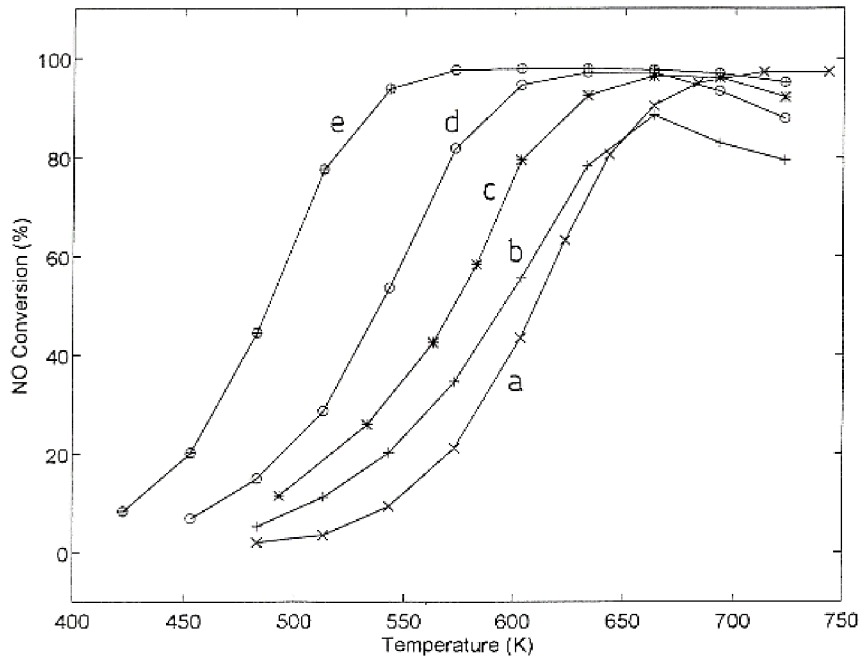
Obr.31: Graf vývoje teploty katalyzátoru v čase v závislosti na rychlosti jízdy. [36]

4.3 DRUHY SCR KATALYZÁTORŮ

Jak už bylo řečeno, účinnost SCR katalyzátoru závisí na teplotě, ale také na použitém materiálu katalyzátoru. Nejčastěji se setkáváme s katalyzátory na bázi vanadu a zeolitů, pro aplikaci v nižších teplotách také na bázi ceru. [38]

Nejčastěji se setkáváme s katalyzátorem, jehož povrch je povlakovaný oxidem vanadičným, oxidem wolframovým nebo oxidem titaničitým (V_2O_5 , WO_3 , TiO_2) v různých poměrech. Jeho ideální teplotní rozsah se pohybuje přibližně mezi 260 a 430°C. Tyto katalyzátory jsou citlivější na obsah nečistot, jako je síra, fosfor a alkalické kovy, ve výfukových plynech a postupně tak dochází k jejich deaktivaci. K tomuto ději dochází od teploty mezi 550 a 600°C. Zejména přítomnost vanadu a jeho reakce s oxidy síry vede k zanášení povrchu katalyzátoru. Další nevýhodou je toxicita vanadu. [40]

Na následujícím grafu vidíme závislost účinnosti na teplotě u katalyzátorů založených na vanadu a titanu v různých materiálových poměrech: a) $\text{WO}_3(9)/\text{TiO}_2$, b) $\text{V}_2\text{O}_5(0,78)/\text{TiO}_2$, c) $\text{V}_2\text{O}_5(1,4)/\text{TiO}_2$, d) $\text{V}_2\text{O}_5(0,78)-\text{WO}_3(9)/\text{TiO}_2$, e) $\text{V}_2\text{O}_5(1,4)-\text{WO}_3(9)/\text{TiO}_2$. Hodnoty v závorkách udávají obsah prvku v povlakové sloučenině v procentech. [39]



Obr.32: Graf závislosti účinnosti jednotlivých typů katalyzátoru na teplotě. [39]

V aplikacích SCR se čím dál častěji setkáváme s katalyzátory na bázi zeolitů. Jedná se o hlinitokřemičité minerály s mikroporézní strukturou. V katalyzátorech se poté vyskytují jako Cu-zeolity a Fe-zeolity, kdy Cu-zeolity dosahují při teplotách dosahovaných v reálných jízdních cyklech výrazně vyšší účinnosti za nižších teplot, dokáží také účinně fungovat v širším spektru teplot. [37]

Oproti katalyzátorům na bázi vanadu vykazují katalyzátory využívající zeolitů vyšší odolnost proti otravě alkalickými kovy, které se často vyskytují v biopalivech, proto je jejich využití doporučeno právě u aplikací, kde se využití biopaliv očekává. [30]

Katalyzátory na bázi zeolitů prochází v posledních letech intenzivním výzkumem, zajímáme se o vliv konkrétního složení na účinnost katalyzátoru (např. chabazity) či o odolnost vůči hydrotermálním procesům. Ukazuje se, že významnou roli hraje také velikost pórů zeolitu. [40]

Ačkoliv zatím nejsou širěji využívány, potenciál nabízí i katalyzátory na bázi ceru a titanu. Cer je velmi tvárný přechodový kov často využívaný v metalurgickém průmyslu. Jeho hlavní výhodou je schopnost reakce už za velmi nízkých teplot. [38]

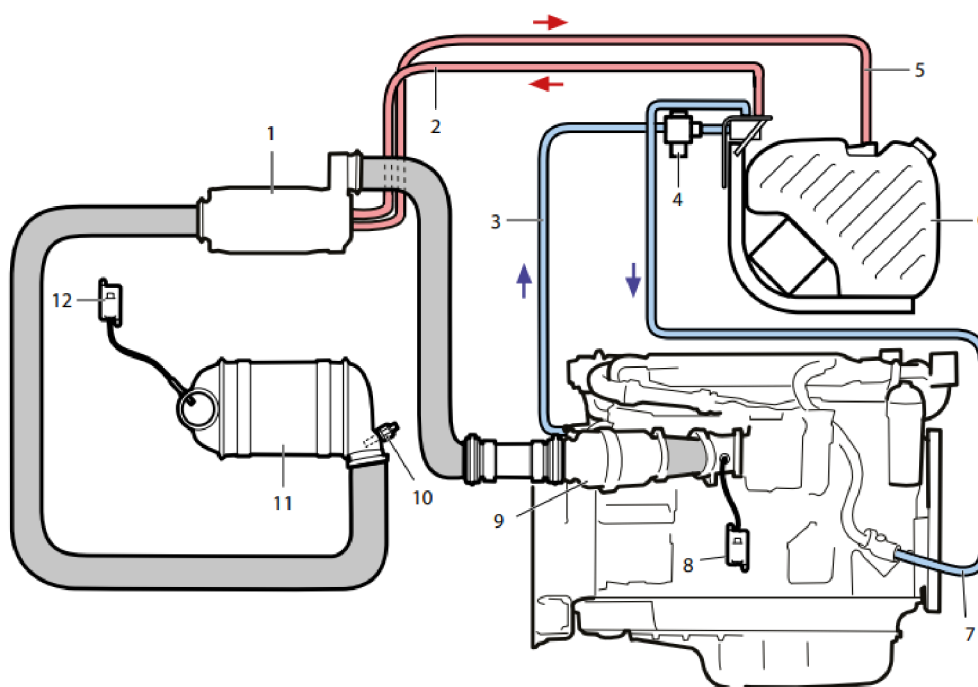
SCR katalyzátory jsou dále vyráběny z ušlechtilých kovů, běžnějších kovových oxidů či uhlíku. [40]

4.4 POŽADAVKY NA VOZIDLO

Pokud výrobce nevyužívá kombinovaného způsobu snižování emisí, jako může být například využití jak DPF filtru, tak SCR katalyzátoru, pracují obvykle motory využívající SCR s velmi chudou směsí paliva a vzduchu za vysokých teplot a tlaků. Tím dochází k eliminaci pevných částic a nespálených uhlovodíků ve složení spalin a ve výfukovém systému už je nadále potřeba soustředit se jen na významně zastoupené oxidy dusíku.

Jak už bylo zmíněno, teplota má zásadní vliv na funkci SCR katalyzátoru a zejména v bodech s nižším zatížením bývá problematické ji dlouhodobě udržet. Velké množství tepla výfukovým plynům odebírá nejen turbínová strana turbodmychadla, ale také celé sběrné potrubí vedoucí od výfukových ventilů až k přírubě turbínové skříně. Je tedy velmi žádoucí umisťovat turbodmychadlo co nejbližší k motoru s cílem eliminovat množství ohřívání materiálu.

Při využití technologie SCR je třeba se přizpůsobit také požadavkům na zástavbu celého systému. Nejde jen o samotné těleso katalyzátoru na výfukovém potrubí, systém potřebuje také vstříkovač, a především nádrž na redukční činidlo (AdBlue). Její objem se pohybuje mezi 38 a 70 litry a je možné, že bude se zpřísňováním emisních norem ještě stoupat kvůli zvyšující se spotřebě AdBlue. V roztoku močoviny převažuje voda, a tudíž při teplotě $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ dochází ke vzniku krystalů močoviny, je tedy třeba zajistit vyhřívání z chladicího okruhu motoru a zpětné palivové potrubí, kterým se nespotřebovaný roztok močoviny vrací zpět do nádrže. Trysku vstříkující roztok močoviny je třeba udržovat v teplotě mezi -11 a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, kdy už může docházet k rozkladu na amoniak. [30]



Obr.33: Zástavbové schéma systému s SCR katalyzátorem. [41]

Na schématu můžeme modul hydrolyzy se vstříkovačí tryskou AdBlue (1), systém vedení aditiva pod tlakem (2) přívod chladicí kapaliny z motoru pro vyhřev nádrže a čerpadla aditiv (3), teplotní ventil vyhřívání nádrže s aditivou (4), zpětný odvod nevyužitého aditiva do nádrže (5), nádrž na aditivum (6), vedení chladicí kapaliny zpět do motoru (7), senzor oxidů dusíku (8), oxidační katalyzátor (9), senzor teploty (10), SCR katalyzátor (11) a senzor oxidů dusíku s kontrolní jednotkou (12). [41]

5 MOŽNOSTI SIMULACE TOKU TEPLA

Tato kapitola mé práce se zabývá variantami simulace teplotního toku, s nimi spojenými softwarovými řešiči a jejich volbou pro konkrétní problém.

Dnešní simulační systémy umožňují inženýrům ve vývoji předpovědět a následně optimalizovat teplotní, strukturální či aerodynamické chování prvků a systémů bez nutnosti výroby mnoha prototypů. To pomáhá šetřit náklady i čas spojené s vývojem stále komplexnějších systémů, je ovšem potřeba dokázat rozhodnout o tom, jaký typ simulace je pro daný problém vhodný, dostatečně přesný a efektivní.

5.1 VÝHODY A NEVÝHODY 1D PŘÍSTUPU

Tato práce se zabývá 1D modelováním prostupu tepla. Jedná se tedy o simulaci problému popsaného pouze v jedné dimenzi pomocí odpovídajícím způsobem zjednodušených prvků systému. Těmto prvkům jsou následně přiřazeny fyzikální modely a okrajové podmínky.

Hlavní doménou 1D simulace je poukázat na vzájemnou interakci jednotlivých prvků v systému během proměnlivých provozních podmínek, zatímco 3D simulace obvykle řeší interakci konkrétního prvku s jeho okolím. 1D simulace se tedy jeví jako ideální nástroj pro optimalizaci funkce systému, kdy jsou na sobě jednotlivé prvky závislé. 3D simulace bude výhodnější pro určování přesných charakteristik jednoho prvku, například optimálního tvaru lopatky oběžného kola turbíny. [42]

3D simulace oproti 1D pracují s výrazně přesnější geometrií, obzvláště u komplexnějších prvků. Toto může být výhodou při přesnosti a míře detailu výsledku, odrazí se to ale na náročnosti výpočtu a délce trvání simulace.

V ideálním případě můžeme využít kombinaci 1D a 3D přístupu, kdy optimalizujeme jednotlivé prvky systému a poté posoudíme vliv na jeho celkovou funkci. Případně mohou výsledky z 1D simulace sloužit pro validaci výsledků ze 3D simulace a naopak.

1D mnohem méně náročné na výpočetní čas a kapacity, nevyžaduje přesnou znalost geometrie všech prvků v systému, snáze a rychleji reaguje na změny jednotlivých parametrů a umožňuje okamžité posouzení jejich dopadu. Kvůli významnému zjednodušení problémů ovšem nemusí vykazovat tak přesné výsledky jako 2D nebo 3D simulace.

5.2 SROVNÁNÍ NÁSTROJŮ PRO 1D SIMULACE

V 1D modelování je problém obvykle řešen pomocí jednotlivých prvků, které jsou vzájemně propojeny, jejich parametrů a fyzikálních modelů.

Většina komerčních softwarů pro simulace se skládá z preprocesoru, jehož účelem je případná diskretizace modelu, tvorba výpočetní sítě a definice počátečních a okrajových podmínek. Následuje řešič, jenž na základě nastavených parametrů řeší zadanou soustavu diferenciálních rovnic. Postprocesor nakonec slouží pro vizualizaci výsledných dat.

Jednotlivé simulační nástroje se liší nejen postupem přípravy modelu, ale také možnostmi nastavení okrajových podmínek a výpočetních parametrů. [43]

Následující kapitola se bude zabývat porovnáním širšího spektra simulačních nástrojů, které je možné využít pro 1D simulace přestupu tepla.

5.2.1 GT-SUITE

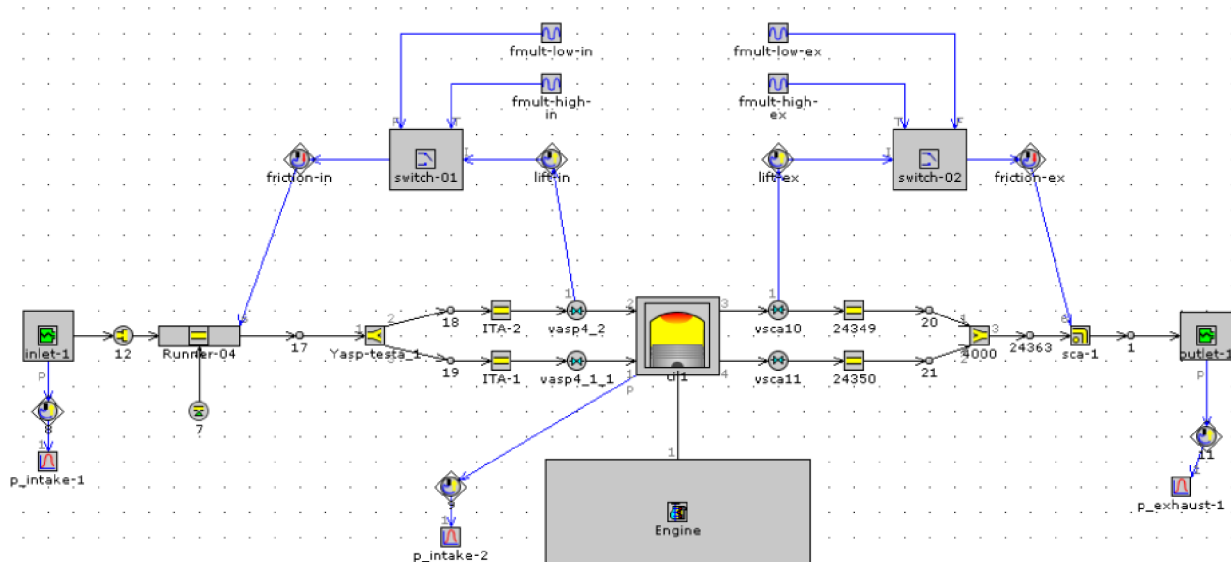
GT-Suite je simulační software od společnosti Gamma Technologies určený primárně pro simulace v automobilovém průmyslu. Jeho nejznámější frakcí je nespíše modul GT-Power určený pro predikci výkonnostních parametrů motoru, jeho využití je ale mnohem širší. Je možné jej využít pro simulaci proudění i prostupu tepla, také pro chladicí a mazací okruhy či chování celého vozidla.

Hlavním řešičem je pro GT-Suite modul GT-ISE, ve kterém uživatel pomocí velkého množství předdefinovaných šablon vytváří tzv. mapu skládající se z jednotlivých komponent, které jsou mezi sebou propojené. Každá z komponent má potom své rozsáhlé možnosti nastavení. Řešení problémů probíhá za konstantních podmínek (*steady-state*) nebo za podmínek proměnných v čase (*transient*).

GT-ISE využívá také modelů připravených pomocí preprocesorů COOL3D a GEM3D, který slouží pro diskretizaci 3D modelů do 1D pomocí jak sítě pro mechanické a termální úlohy, tak komponent pro proudění. Tyto prvky lze už v preprocesoru zavázat i mezi sebou. Pro přípravu vstupního modelu právě pro GEM3D lze využít ještě GT-SpaceClaim, jedná se o jednoduchý 3D modelář využívaný také softwarem Ansys.

Pro zpracování výsledků slouží postprocesor GT-Post.

Tento software vyniká velmi dobře zpracovanou nápovědou a manuály.



Obr.34: Model jednoválcového spalovacího motoru v prostředí GT-ISE. [44]

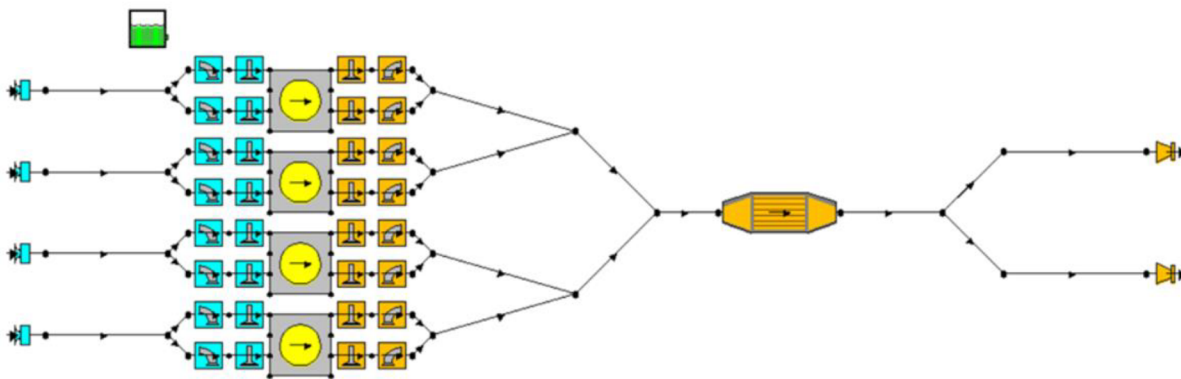
5.2.2 LOTUS ENGINE

Lotus Engine Simulation je podobně jako GT-Suite určen pro oblast automobilového průmyslu. Pochází od společnosti Lotus Engineering a je zaměřený přímo na simulace týkající se motoru, mimo něj společnost nabízí také Lotus Suspension Analysis pro simulace komponent podvozku a Lotus Concept Valve Train určený pro optimalizaci vaček. [45]

Software se skládá ze dvou modulů, a to datového modulu a řešiče. Podobně jako v prostředí GT-ISE se zde model skládá z jednotlivých vzájemně propojených komponent uspořádaných do tzv. mapy. V detailním nastavení jednotlivých šablon můžeme vidět oproti GT-ISE o něco užší spektrum možností. Příkladem může být nastavení složení výfukových plynů, kdy je Lotus Engine limitován pouze atomy uhlíku, vodíky a kyslíku, nebo při určování parametrů spalovacího prostoru, kdy GT-ISE opět nabízí širší možnosti definování například geometrie válce. [47]

Software také disponuje rozsáhlými přehledně zpracovanými návody.

Jedná se o dostupný software s freeware licenci, která je aktuálně rozšířena už i na víceválcové modely motorů.



Obr.35: Model čtyřválcového motocyklového motoru v prostředí Lotus Engine. [46]

Dalšími simulačními nástroji určenými pro automobilový průmysl jsou například Ricardo Wave nebo AVL Boost.

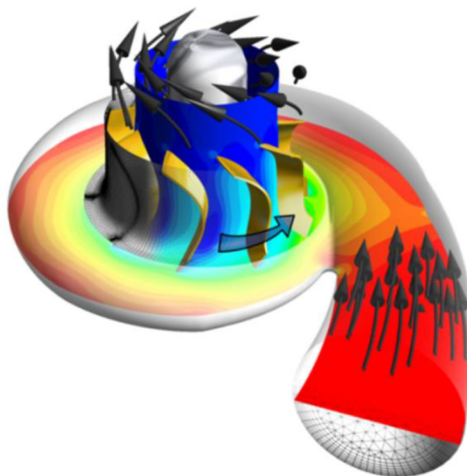
5.2.3 ANSYS FLUENT

Ansys Fluent je software obvykle využívaný především pro CFD (zkratka pro *Computational Fluid Dynamics*), pro které poskytuje vysokou přesnost i možnosti nastavení parametrů, je ovšem náročný na výpočetní čas a kapacitu.

Obvykle se používá pro 2D a 3D problémy, ty jdou na 1D ale převést pomocí vhodných okrajových podmínek.

Pro přípravu modelů lze opět (jako pro GT-Suite) využít 3D modelář SpaceClaim, pro vytvoření detailní sítě a další diskretizaci slouží preprocesor Icem. Samotný program není rozdělen na více modulů, postprocesor je součástí řešiče, který pracuje za konstantních podmínek. [48]

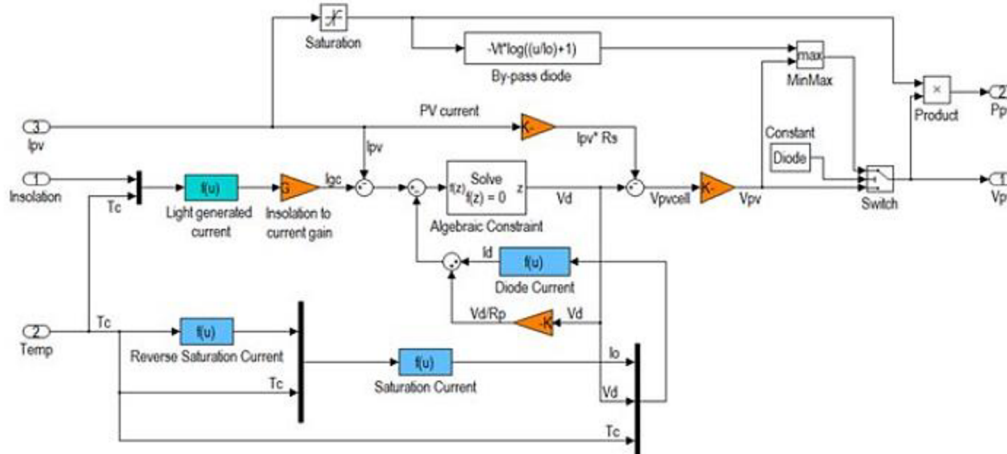
Pro CFD simulace lopatkových strojů byl vyvinut software Ansys CFX. [49]



Obr.36: Nástroj pro simulace lopatkových strojů Ansys CFX. [49]

5.2.4 MATLAB SIMULINK

Simulink je grafické programovací prostředí od společnosti Matlab. Využívá se pro analýzu vícerozměrných systémů v blokovém schématu bez nutnosti psaní a úprav zdrojového kódu a obsahuje vlastní knihovnu šablon pro využití v blokových schématech. Prostor se krom knihovny skládá z grafického editoru a řešiče. Jeho výstupem může být také kód pro vestavěné systémy (*embedded systems*) kompatibilní s programovacími jazyky C, C++ a dalšími. [50]



Obr.37: Blokové schéma v prostředí Matlab Simulink. [50]

5.2.5 C++ A JINÉ PROGRAMOVACÍ JAZYKY

Poslední možností simulace přestupu tepla je napsání scriptu například v C++, Pythonu či jiném programovacím jazyce. Taková simulace bude při bezchybném provedení vysoce přesná, tento postup ovšem vyžaduje rozsáhlé znalosti jak termomechaniky, tak konkrétního programovacího jazyka, protože správná definice jednotlivých parametrů bude mít na věrohodnost výsledku zásadní vliv.

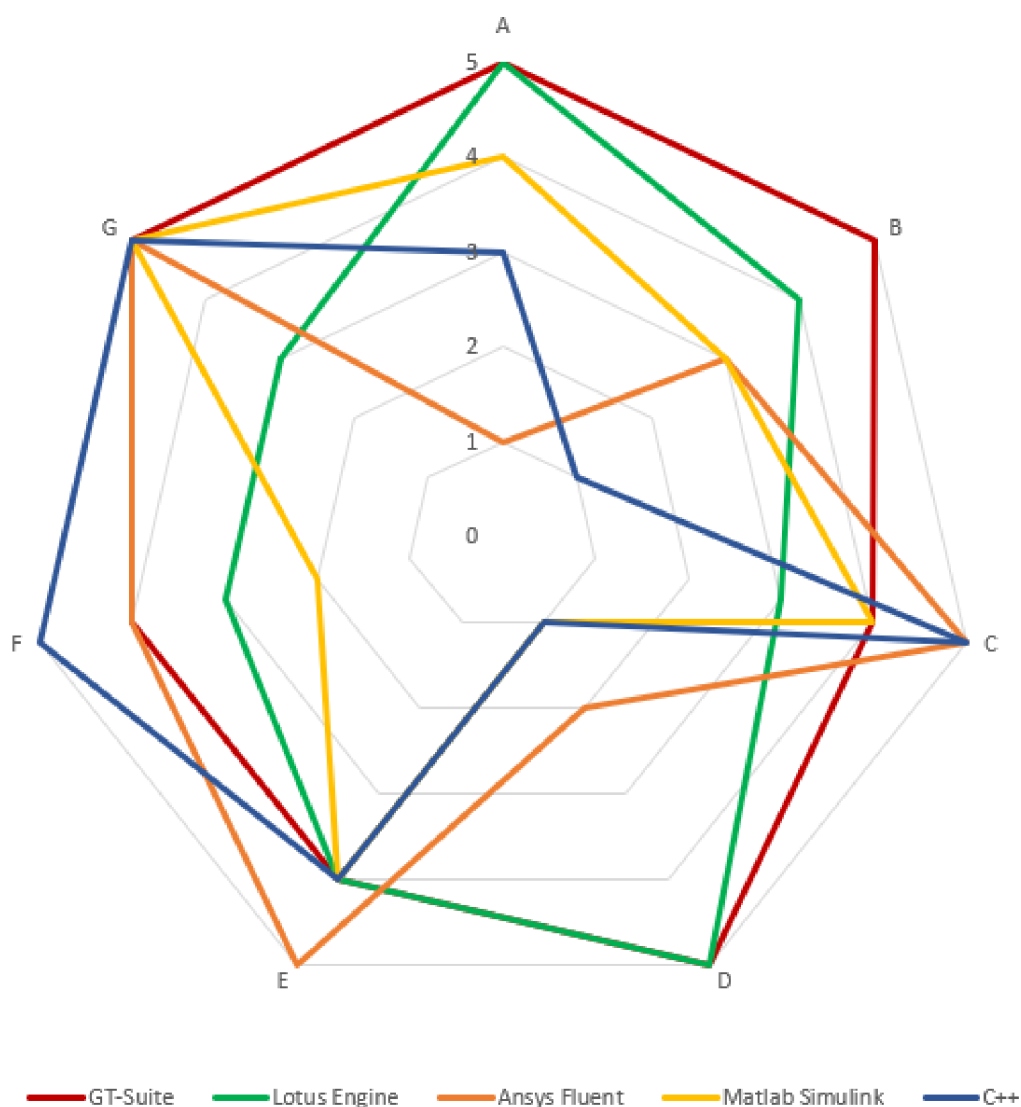
Tvorba celého simulačního prostředí bude velmi časově náročná. Tento přístup nabízí také potenciál velmi precizní diskretizace s možností volby míry zjednodušení prvku. Tento postup nepatří k obvykle využívaným simulačním metodám.

5.2.6 ROZHODOVACÍ MATICE

Poslední část této kapitoly se zabývá výběrem vhodného simulačního nástroje. Na základě subjektivního hodnocení šesti parametrů (Tab. 1) byl jako nejvhodnější pro řešení zadání zvolen software GT-Suite.

		GT-Suite	Lotus Engine	Ansys Fluent	Matlab Simulink	C++
A	Výpočetní čas	5	5	1	4	3
B	Čas přípravy výpočtu	5	4	3	3	1
C	Přesnost výsledků	4	3	5	4	5
D	Uzpůsobenost SW konkrétnímu problému	5	5	2	1	1
E	Možnosti okrajových podmínek	4	4	5	4	4
F	Možnosti diskretizace	4	3	4	2	5
G	Nastavení výpočtů	5	3	5	5	5
	Průměr	4,57	3,86	3,57	3,29	3,43

Tab. 1: Subjektivní zhodnocení simulačních nástrojů dle vybraných kritérií.



Obr. 38: Paprskový graf pro vyhodnocení vhodnosti simulačního softwaru.

V uvedeném paprskovém grafu lze vidět rozložení posuzovaných kritérií, kdy platí, že čím dále jsou spojované body od středu grafu, tím vhodnější konkrétní software podle daného kritéria je.

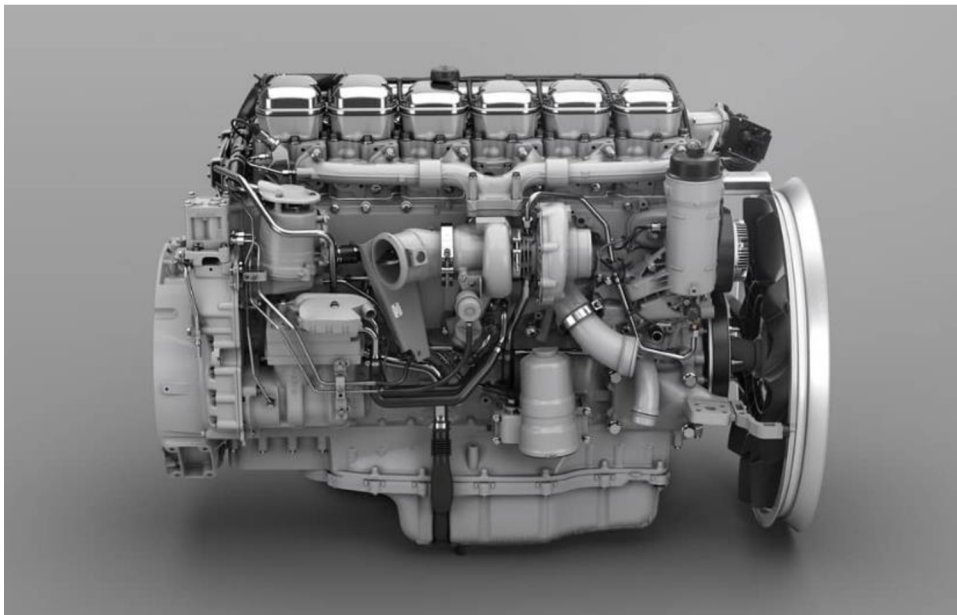
Můžeme si všimnout, že lomená čára pro software GT-Suite, který má i nejvyšší průměrné hodnocení, téměř kopíruje obvod hexagonálních hranic grafu, zatímco lomená čára pro programovací jazyk C++ je výrazně členitá. To značí, že hodnocení daného softwaru je značně nevyvážené.

6 TERMODYNAMICKÝ MODEL TURBÍNOVÉ SKŘÍŇE

Tato kapitola se bude zabývat praktickou částí diplomové práce. Postupně popíše diskretizaci zvolené turbínové skříně, tvorbu samotného modelu v prostředí GT-Suite a nastavení okrajových podmínek pro simulaci s využitím reálných dat z testu turbodmychadla na *gas standu* i spalovacím motoru.

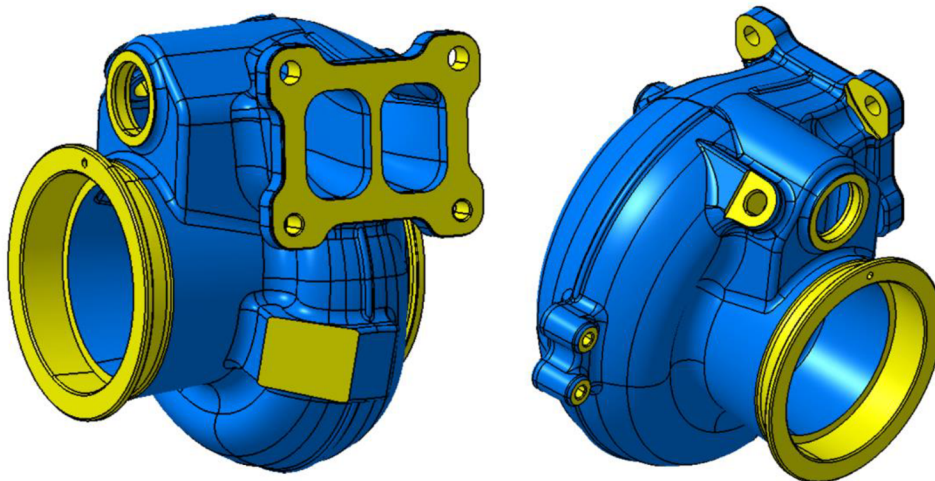
6.1 VÝBĚR KONKRÉTNÍHO TURBODMYCHADLA

Pro praktickou část své diplomové práce jsem vybrala turbodmychadlo společnosti Garrett Motion pro sérii motorů DC13 od firmy Scania. Jedná se o řadový šestiválcový motor o objemu 12,7 litru produkující dle konkrétní specifikace výkon od 257 do 405 kW. [42]



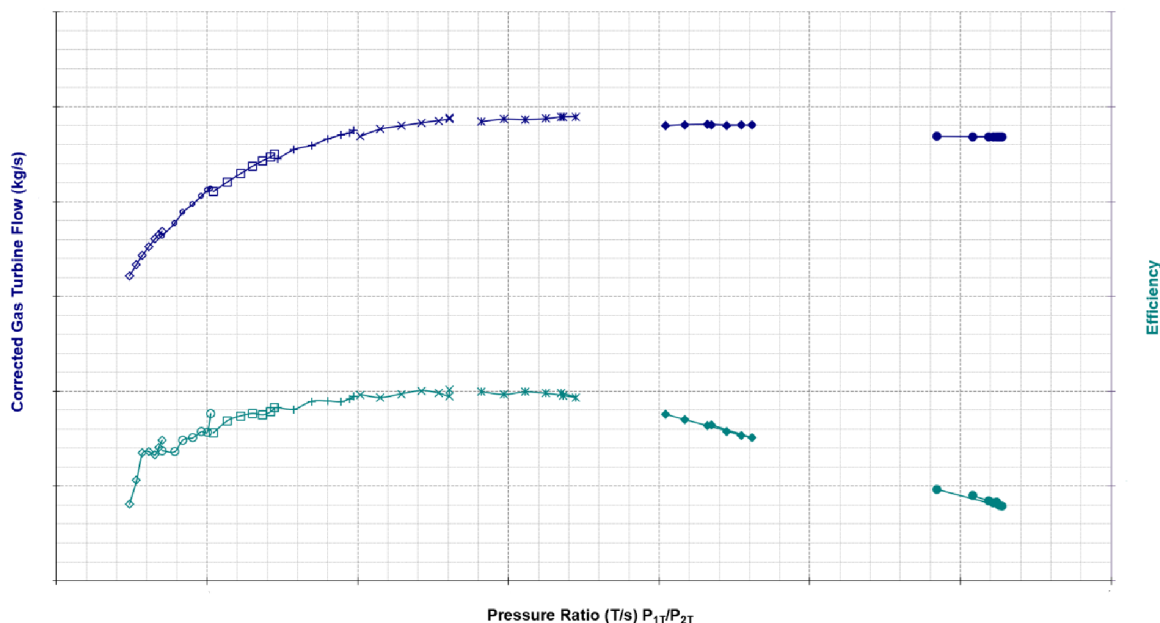
Obr.39: Motor Scania DC13 osazený turbodmychadlem od firmy Garrett. [59]

Zvolené turbodmychadlo disponuje turbínovou skříní typu *twin-scroll* regulovanou interním obtokovým ventilem.0



Obr.40: 3D model turbínové skříně zvoleného turbodmychadla.

Garrett
ADVANCING MOTION



Obr.41: Turbinová mapa znázorňující hmotnostní průtok a účinnost pro zvolenou turbínovou skříň.

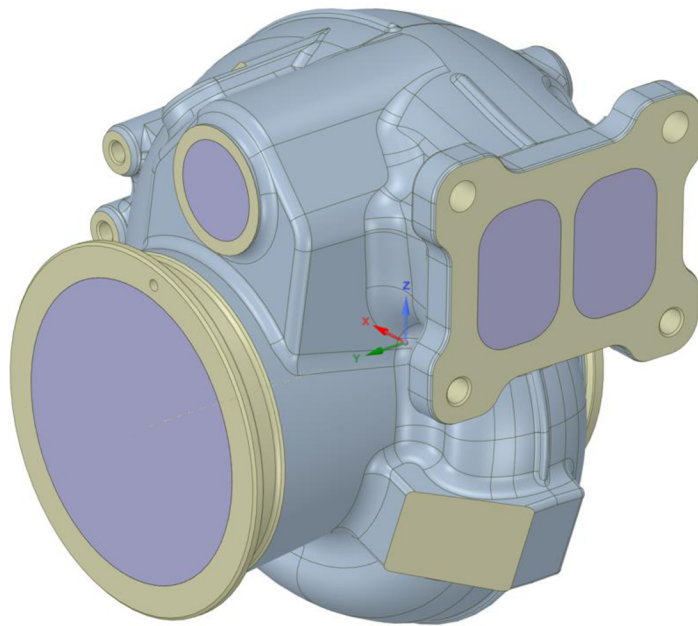
6.2 DISKRETIZACE TURBÍNOVÉ SKŘÍŇĚ

Pro 1-D simulaci prostupu tepla je nutné převést 3D model s danou geometrií na sérii elementů vhodných pro 1-D řešič. V případě turbínové skříně to znamená řešit zvlášť hmotný objem samotné skříně a vnitřní objem, kudy proudí výfukové plyny.

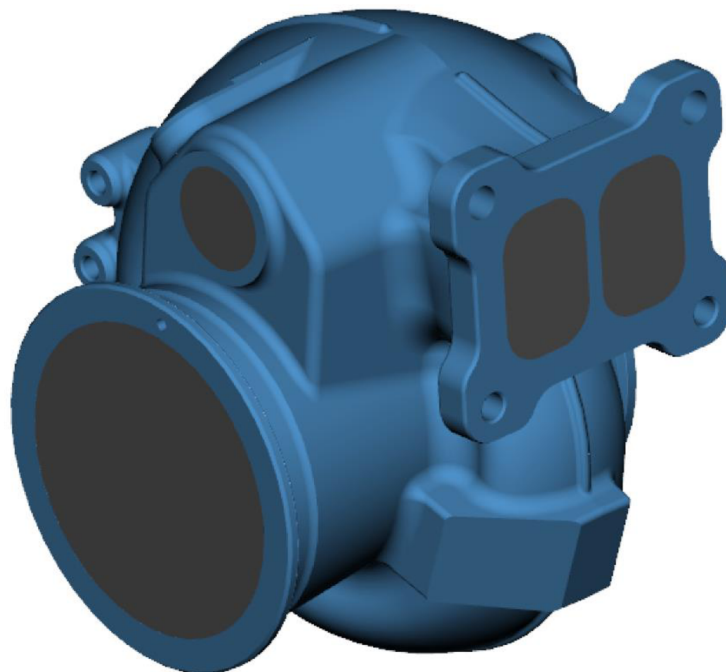
Objem turbínové skříně je dále řešen jako materiál, kterým proudí tepelná energie, objem výfukových plynů je pak dále řešen jako konvektivní zdroj tepla.

K určení vnitřního objemu je použit preprocesor GT-Spaceclaim. Jedná se o jednoduchý 3D modelář využíváný jak pro programy společnosti Gamma Technologies, tak pro Ansys. Je zde možné od základu vytvořit nový 3D model, ale také upravovat soubory v téměř všech formátech využívaných pro 3D modely nebo jen opravit chyby v nepřesných modelech, například po 3D skenování.

Po zaslepení vnitřního objemu turbínové skříně byl model exportován do preprocesoru prostředí GT-Suite, GEM3D ve formátu .sab.



Obr.42: Turbinová skříň se zaslepeným vnitřním objemem v prostředí GT-Spaceclaim.

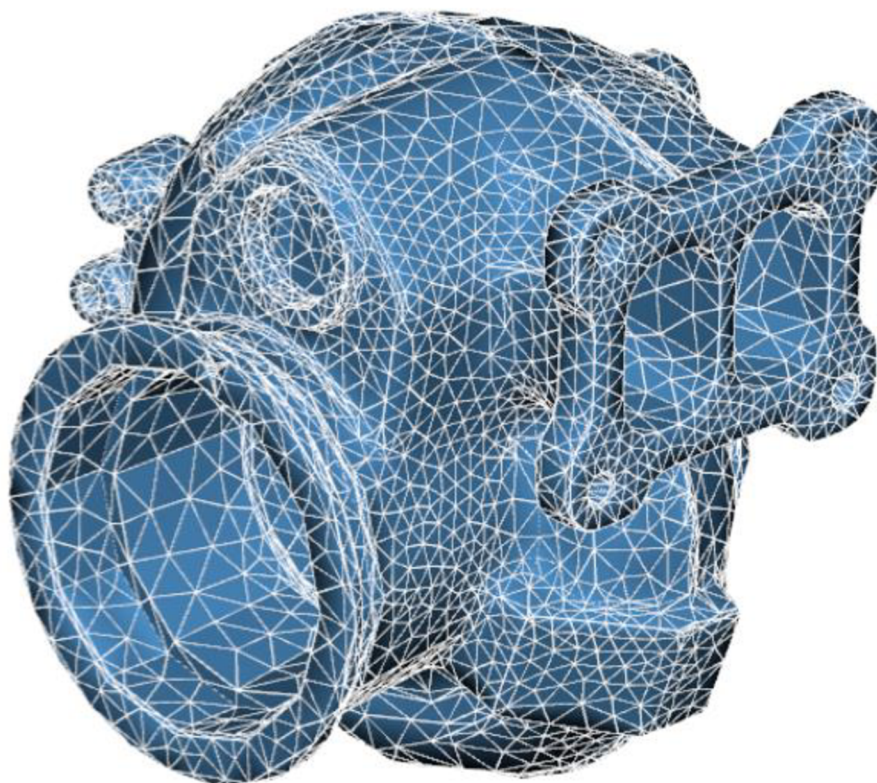


Obr.43: Turbinová skříň rozdělená na vnitřní a vnější objem po importu do GEM3D.

GEM3D je grafický preprocesor společnosti Gamma Technologies pro diskretizaci 3D modelů na 1-D komponenty pro následné využití v prostředí GT-ISE. Může být využit jak pro konverzi importované geometrie, tak pro tvorbu jednoduchých komponent jako trubek, skořepin nebo tzv. *flowsplitů*, spojů či rozdělení trubek ve tvaru písmene Y. Preprocesor je možné využít pro přípravu modelů pro predikci výkonu motoru, akustických problémů, průtoku kompresory nebo výfukovými systémy.

Příprava termodynamického modelu turbínové skříně vyžaduje vygenerování sítě pro řešení prostupu tepla pomocí metody konečných prvků.

Pro konkrétní turbínovou skříň je zvolena velikost tetraedronů od 5 do 20 mm, o rozmístění hrubších a jemnějších prvků v rámci modelu rozhoduje software. Pro termální simulaci není jemnější síť tolik potřeba, došlo by případně pouze k malému zpřesnění výpočtu, zbytečně by se ale navyšovala doba trvání simulace. Takto hrubou síť je možné použít u 1D řešení problému, pro CFD simulaci by byla potřebná jemnější síť.

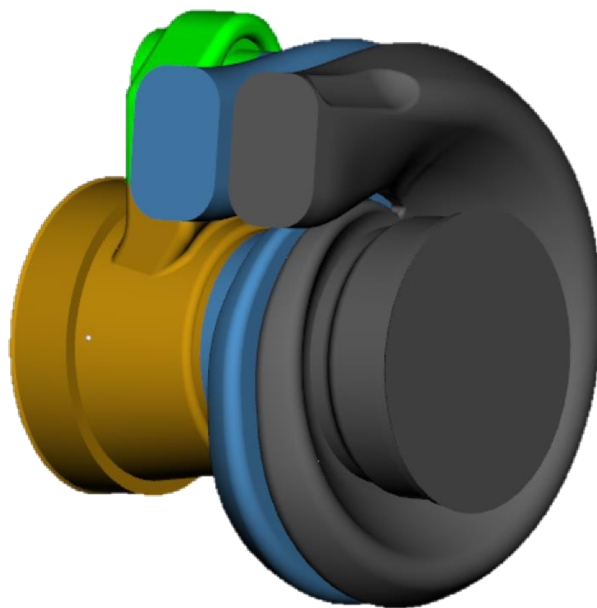


Obr.44: Turbínová skříň s vygenerovanou sítí pro metodu konečných prvků.

Po vygenerování sítě bylo potřeba připravit zdroj tepla prostřednictvím vnitřního objemu pro proudění výfukových plynů. Ten bylo potřeba pomocí řezů rovinami rozdělit na několik elementů, které bude následně možné zjednodušit do podoby elementů pro GT-ISE.

Vnitřní objem skříně byl rozdělen na čtyři části. Protože se jedná o typ skříně *twin-scroll*, byly od sebe řezem kolmým na osu turbodmychadla odděleny voluty, následujícím rovnoběžným řezem byl oddělen prostor outletu spolu s prostorem pro ovládání obtokového ventilu. Ten byl poté od outletu oddělen řezem rovnoběžným s osou turbodmychadla.

Stálo za zvážení, zda zvlášť oddělovat vstupní sekce jednotlivých volut napojující se tečně na rozváděcí spirálu. Za předpokladu, že by byly odděleny řezem kolmým na osu proudění spalin, délka oddělených trubek by přibližně odpovídala jejich průměru. Tento poměr je obecně považován za hranici, kdy má pro výsledek simulace smysl tyto části oddělovat a diskretizovat samostatně, jedná se o tzv. pravidlo palce. Zde byly rovné části volut ponechány jako jejich součást v rámci zjednodušení modelu proudění spalin.



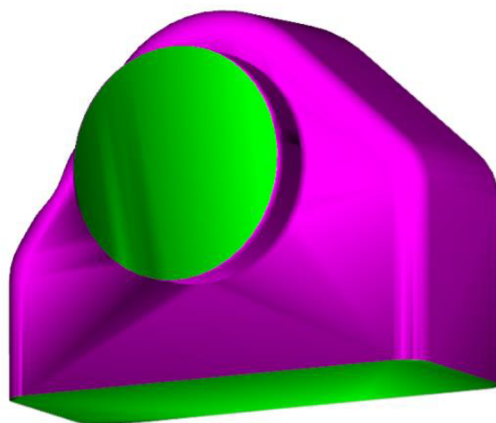
Obr.45: Vnitřní objem turbínové skříně rozdělený na objemy pro diskretizaci.

Nyní bylo potřeba konvertovat objemy na 1D elementy. Při konverzi je třeba zvolit, zda se jedná o komponenty pro simulaci proudění, přenosu tepla nebo komponenty mechanické. Na rozdíl od objemu turbínové skříně, kdy byla zvolena varianta termální hmoty, je zde třeba zvolit prvky pro proudění.

Dále je na výběr z několika typů elementů, například trubky, *flowsplity* nebo skořepina. Pro prvky složitějšího tvaru je vhodné zde zvolit univerzální *flowsplit*.

Síť turbínové skříně a jednotlivé prvky pro proudění spalin bylo nyní potřeba propojit podle typu přenosu tepla, který mezi nimi nastává.

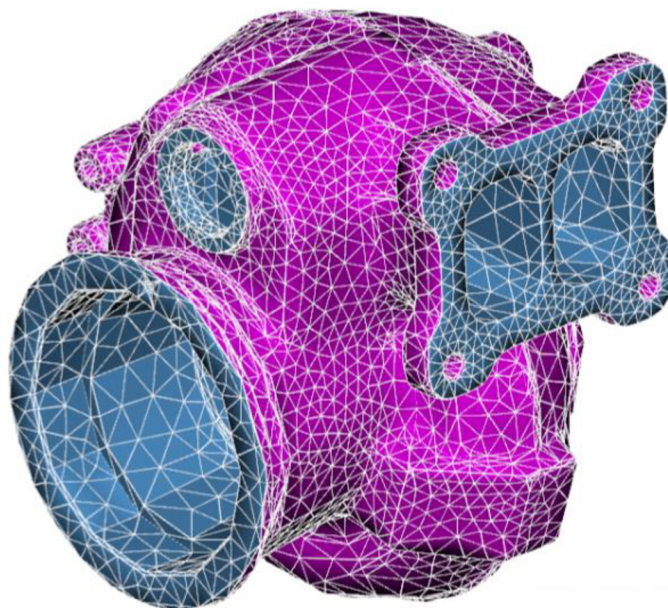
Mezi materiálem turbínové skříně a proudícími plyny dochází ke konvektivnímu přenosu tepla. GEM3D umožňuje vytvoření tzv. *ConvectionConnection*, tedy spojení, pro které lze vybrat dva prvky, mezi kterými dochází k přenosu tepla, a povrch, na kterém tento děj probíhá.



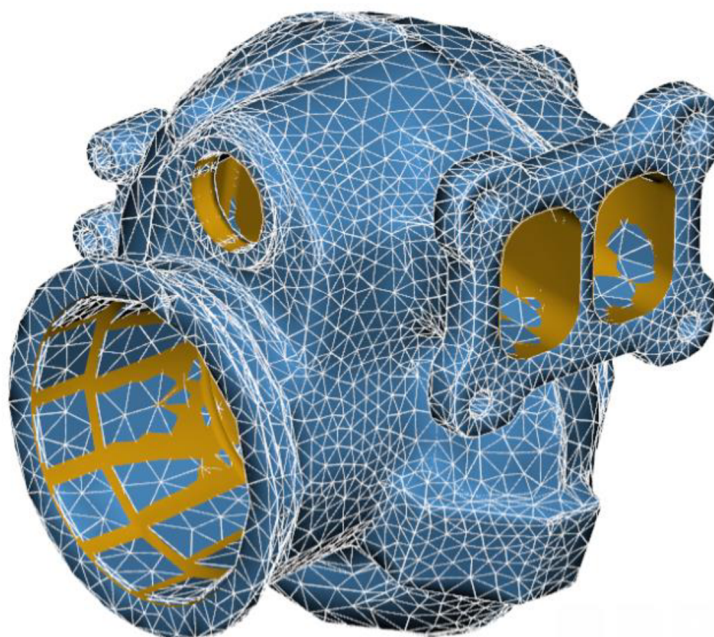
Obr.46: Povrch vnitřního objemu pro ovládání obtokového ventilu vybráný jako spoj pro konvekci.

Těmito spoji pro konvekci je třeba s modelem turbínové skříně spojit postupně všechny *flowsplity* pro proudění plynů.

Spoj *ConvectionConnection* slouží pro zadání přenosu tepla mezi dvěma prvky. Pokud se druhý nebo další potřebný prvek v modelu nevyskytuje, lze využít tzv. *FE ThermalPort*. U tohoto typu spoje označíme s přesností na 1 prvek sítě povrch, přes který bude následně docházet k přenosu tepla. V mém modelu je vytvořen zvlášť jeden port pro vyzařování tepla do motorového prostoru a poté další tři porty pro přírubu vstupu do turbíny, výstupu z turbíny a spoje s centrální skříní turbodmychadla.

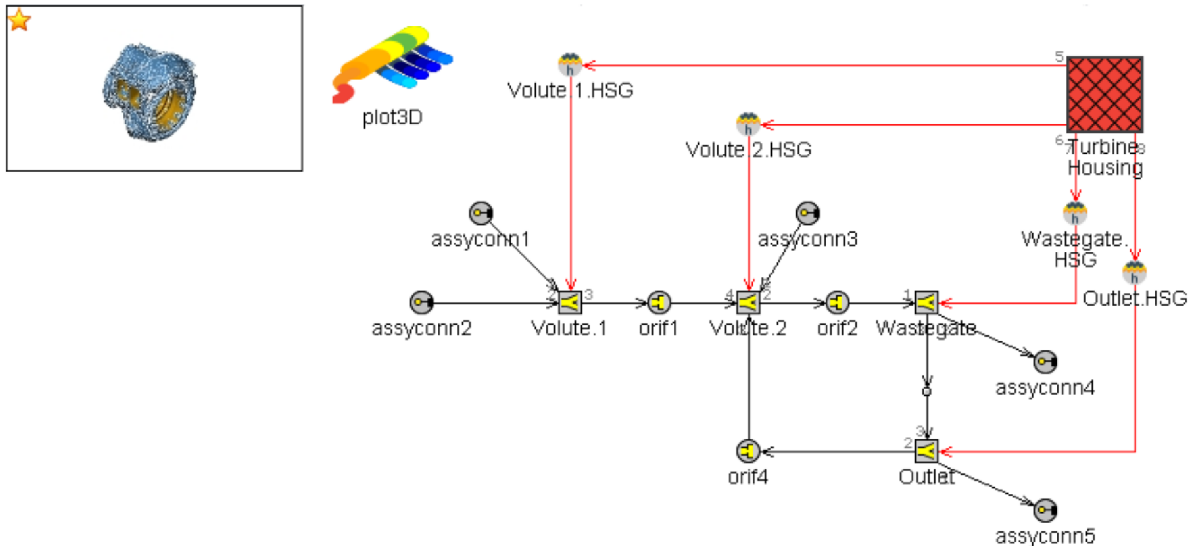


Obr.47: Port s vyznačeným povrchem pro výpočet radiačního přenosu tepla do okolí.



Obr.48: Model turbínové skříně s vyznačenou sítí materiálu a viditelnými jednotlivými porty pro konvektivní přenos tepla.

Posledním krokem diskretizace je export modelu pro prostředí GT-ISE, tedy ve formátu gsub, který se v GT-ISE následně chová jako podsestava. V preprocesoru probíhá po vyžádání plně automaticky, je pouze třeba vzájemně uspořádat komponenty vygenerovaného modelu.



Obr.49: Model turbínové skříně vygenerovaný preprocesorem GEM3D po uspořádání.

Vlevo nahoře můžeme vidět ikonu modelu ve vzhledu původní geometrie a odkaz na šablonu pro 3D animace modelu. Uprostřed vidíme čtyři uspořádané *flowsplity* získané diskretizací jednotlivých částí vnitřního objemu turbínové skříně, můžeme si také všimnout, že momentálně jsou mezi sebou propojeny pomocí tzv. *orifice*, tedy ventilů. Dále vidíme u částí vnitřního objemu prvky v mapě nazvané *assycon*. Jedná se o prvky sloužící k připojení modelu k větší sestavě.

Vpravo nahoře vidíme objem turbínové skříně reprezentovaný dříve vygenerovanou sítí. U modelu byl z knihovny GT-Suite vybrán materiál *CarbonSteel* a u *FE Portu* určeného pro výpočet tepla vyzářeného do okolí byla určena emisivita 0,93. Je pomocí odpovídajících v preprocesoru připravených prvků *ConvectionConnection* spojen s jednotlivými objemy pro průtok plynu. Můžeme si všimnout, že *Thermal FE Porty* vytvořené na povrchu skříně zde momentálně nejsou viditelné.

6.3 TVORBA MODELU V PROSTŘEDÍ GT-ISE

Po diskretizaci modelu turbínové skříně následovalo sestavení modelu pro simulaci výstupní teploty s v čase proměnlivým hmotnostním průtokem, teplotou a polohou klapky obtokového ventilu.

První variantou, která se nabízela, bylo sestavení odpovídajícího modelu motoru s definovanou geometrií válce, sacího i výfukového potrubí, řídicí jednotkou ovládanými vstřikovači a obtokovým ventilem na základě jednoho z příkladů v knihovně GT-Suite. Celé turbodmychadlo by zde bylo vloženo jako podsestava a jednotlivé veličiny pro simulaci by následně byly řízeny otáčkami a zatížením motoru. Tato varianta nebyla nakonec zvolena pro

komplikovanost a podrobnost nastavení mnoha parametrů v porovnání s přínosem, který by tepelné simulaci turbínové skříně přinesla oproti jednodušším modelům.

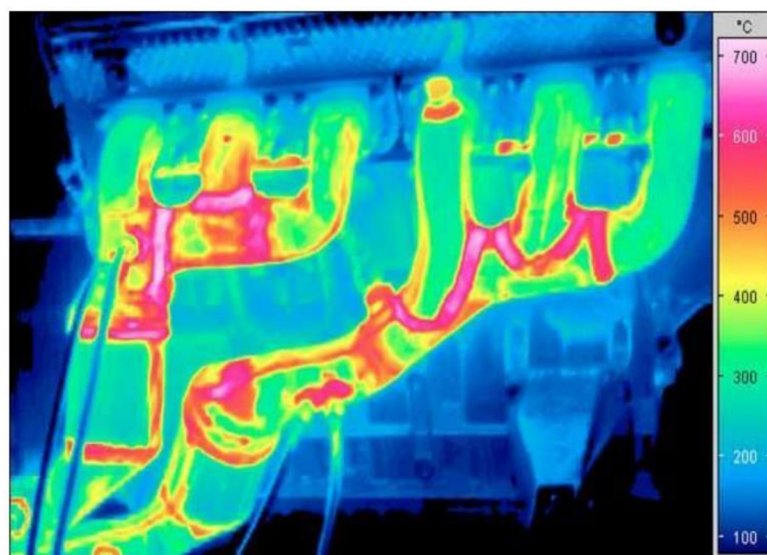
Další možností bylo využití tzv. *virtuálního gas standu* využívaného inženýry společnosti Garrett Motion pro modely turbodmychadel. Podobně jako u modelu spalovacího motoru se ale jednalo o stále relativně složité řešení bez přidané hodnoty.

Ve finálním modelu nakonec najdeme tedy jen pro danou funkci upravený model turbínové skříně, šablonu prostředí sloužící jako zdroj a výstup plynu, teplotní prvky popisující okolí a adaptéry na vstupní a výstupní příruby skříně.

Jako zdroj výfukových plynů je použita šablona *EndFlowInlet*, pomocí které jsou šablonou pro v čase proměnné veličiny (*Profile Transient Template*) definovány hmotnostní průtok do turbíny a teplota proudících spalin. Je zde také zadáno složení výfukových plynů frakcemi dusíku, kyslíku, vodní páry a oxidu uhličitého, které na výsledky simulace prostupu tepla ovšem nemá zásadní vliv.

Můžeme vidět, že je v tomto modelu zdroj výfukových plynů spojen přímo s adaptérem na vstupní přírubě turbínové skříně, a to i přes to, že právě ve sběrném potrubí výfukových plynů dochází k obvykle nezanedbatelným tepelným ztrátám. V popisovaném modelu není sběrné potrubí zahrnuto, protože model dále pro definici okrajových podmínek využívá data z motorové zkušebny v laboratoři společnosti Garrett Motion, kde je měřena právě teplota na vstupu do turbínové skříně, a nikoliv na výstupu z kanálek u výfukových ventilů.

Prostup tepla sběrným potrubím výfukových plynů lze vidět na následujícím termogramu:



Obr.50: Teplotní pole ve sběrném potrubí výfukových plynů. [28]

Turbínové kolo a jeho pracovní parametry jsou v modelu definovány šablonou *Turbine*. Vlastnosti oběžného kola a jeho spolupráce s turbínovou skříní jsou zadány pomocí tzv. turbínové mapy (Obr. 41), je potřeba tedy znát hmotnostní průtok, tlakový poměr a účinnost v závislosti na otáčkách turbíny. Data se zadávají do šablony *TurbineMap* v korigovaném tvaru.

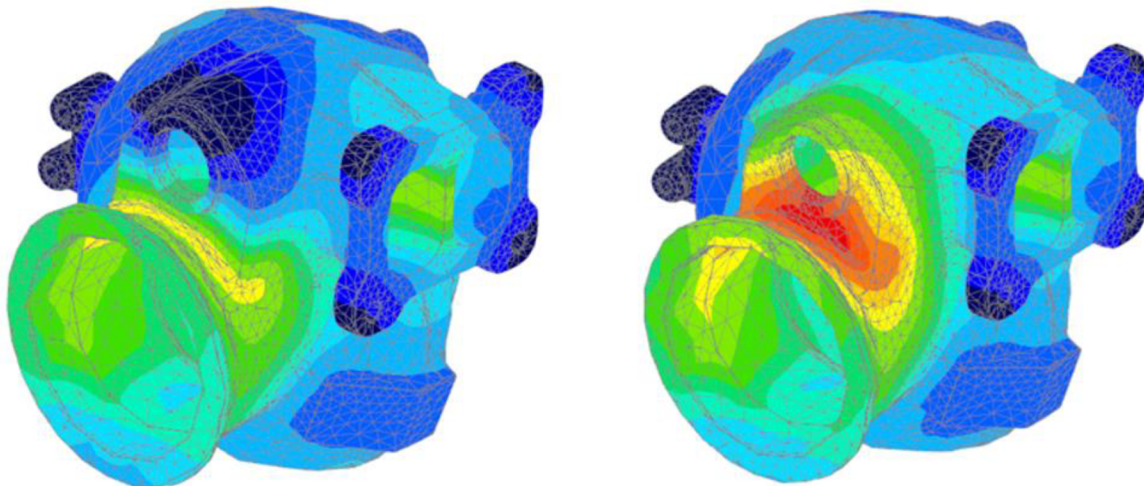
Zde použitá sada dat pochází z *gas standu* v testovací laboratoři společnosti Garrett. Jedná se tedy o ustálené body (*steady-state*), které jsou jen mírně ovlivněny tepelným přestupem.

Jelikož vybrané turbodmychadlo disponuje *twin-scroll* turbínovou skříní, využívá se při simulacích výkonu motoru obvykle jedna turbínová mapa zvlášť pro každou volutu, zde pro teplotní simulaci je využita jedna mapa pro celou turbínovou skříně. Toto zkresluje výsledky proudění, vliv na přestup tepla je ale minimální.

Celá kompresorová část turbodmychadla je v modelu nahrazena šablonou *SpeedBoundaryRot*. Jedná se o prvek sloužící jako okrajová podmínka úhlové rychlosti v případech, kdy není nutné (nebo z nějakého důvodu možné) využít prvky *Shaft* nebo *Inertia*.

Obtokový ventil je tvořen pomocí *orifice* mezi jednou z volut a wastegatovou komorou. Tento stav odpovídá skutečné geometrii skříně, kde je také regulovaná jen jedna voluta. Řízení obtokového ventilu probíhá přímo v nastavení samotného prvku, kdy jsou parametry obtokového ventilu definovány průměrem otvoru a koeficientem průtoku, který je v modelu opět řízen pomocí šablony *Transient Profile*. Tento koeficient udává schopnost tekutiny protékat daným kanálem. Nadprůměrně dobře zkonstruované skříně mohou dosáhnout koeficientu 0,9, průměrná a při simulacích často využívaná hodnota je 0,7 pro plně otevřenou klapku obtokového ventilu, byla proto zvolena i v tomto modelu.

Následující obrázek ukazuje rozložení teplotních polí v turbínové skříně při identicky zadaných všech parametrech krom pozice klapky obtokového ventilu:



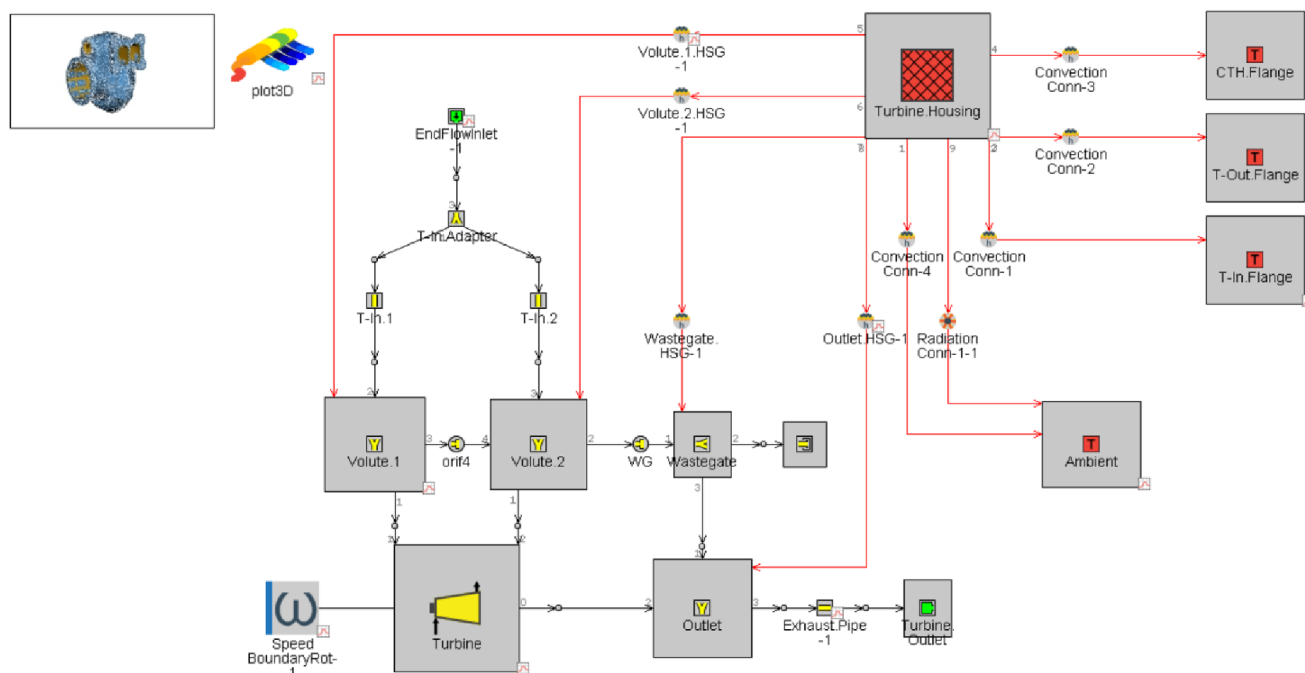
Obr.51: Rozložení teplotních polí v modelu turbínové skříně pro plně uzavřenou (vlevo) a plně otevřenou (vpravo) klapku obtokového ventilu.

Na výstupu z turbínové skříně je připojen prvek nazvaný *ExhaustPipe*, jedná se o jednoduchou trubku sloužící jako počátek výfukového potrubí, případně vstup do SCR katalyzátoru. Právě na vstupu do této trubky bude při simulacích měřena výstupní teplota a teplota povrchu stěny. Za touto trubkou už najdeme jen šablonu *EndEnvironment* sloužící jako konec výfukového potrubí, odkud spaliny odcházejí do ovzduší.

Dále v modelu najdeme teplotní prvky nazvané *Ambient*, *Turbine Inlet Flange*, *Turbine Outlet Flange* a *CTH Flange*. Jsou vytvořeny pomocí šablony *Temperature* a znázorňují okolní prostředí v motorovém prostoru, případně tady také dosedací plochy dalších součástí kolem turbodmychadla, kudy také dochází k přestupu tepla. Prvky nahrazující jednotlivé příruby jsou pomocí *ConvectionConnection* spoje propojené s modelem turbínové skříně. Hodnota součinitele přestupu tepla pro konvekci byla zvolena $20 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Pro určení množství vyzářeného tepla je model skříně propojen s teplotní šablonou *Ambient* pomocí spoje *RadiationConnection*.

U finálního použitého modelu se neobjevily závažné problémy s konvergencí výsledných hodnot, podobně tomu bylo u turbodmychadla na *gas standu*. U složitějšího motoru už častěji docházelo jak k selhávání celé simulace, tak k nerealistickým výstupům. V samotném příkladu motoru i firma GT-Suite udává, že turbodmychadlem přepřehované motory bez přesné znalosti všech parametrů obvykle vyžadují ke konvergenci mezi 75 a 150 simulačními cykly. [53]

U simulací v čase proměnných veličin nastavujeme v modulu *Run Setup* odpovídající dobu trvání. Pro velmi jednoduché zadání veličin a 60 sekund trvající simulaci se výpočetní čas pohybuje okolo 150 s, u náročněji zadaných veličin se výpočetní čas stále drží v nižších desítkách minut. Toto je dáno relativně hrubou sítí na modelu turbínové skříně.



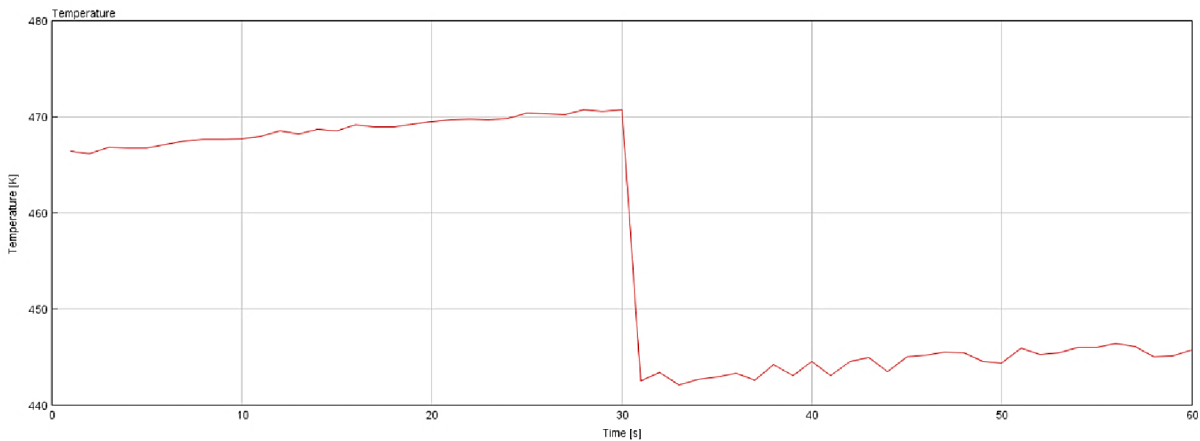
Obr.52: Popisovaný model v prostředí GT-ISE.

6.4 REAKCE MODELU NA SKOKOVÉ ZMĚNY VELIČIN

Pro pochopení i ověření funkčnosti modelu je vhodné vyzkoušet, jak reaguje na snadno popsatelné výrazné změny vstupních veličin. Následující kapitola se zabývá výslednou teplotou u velmi jednoduchých simulací trvajících 60 sekund vždy se změnou jedné veličiny v čase 30 sekund, ostatní veličiny jsou v čase konstantní. Před změnami je hmotnostní průtok spalin do turbínové skříně $0,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a teplota 500 K. Klapka obtokového ventilu je uzavřena.

6.4.1 ZMĚNA HMOTNOSTNÍHO PRŮTOKU SPALIN

Změna hmotnostního průtoku spalin z $0,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ na $0,4 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

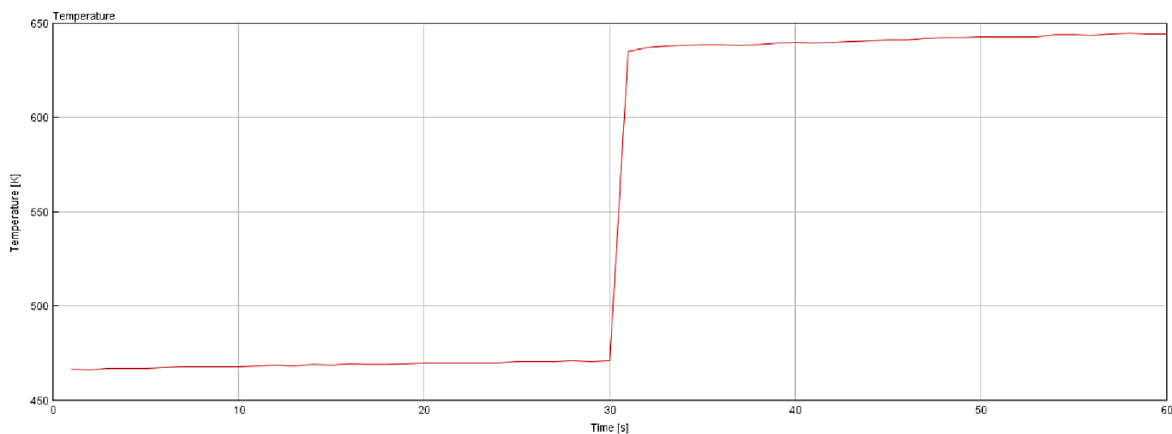


Obr.53: Graf závislosti teploty na čase při skokové změně hmotnostního průtoku.

V uvedeném grafu lze velmi dobře vidět nastalou změnu vstupní veličiny v čase 30 sekund. Náhlý pokles teploty při prudkém zdvojnásobení hmotnostního průtoku výfukových plynů si lze vysvětlit změnou mezní vrstvy na povrchu stěny trubky.

6.4.2 ZMĚNA TEPLoty

Změna teploty výfukových plynů na vstupu do turbíny z 500 K na 700 K.

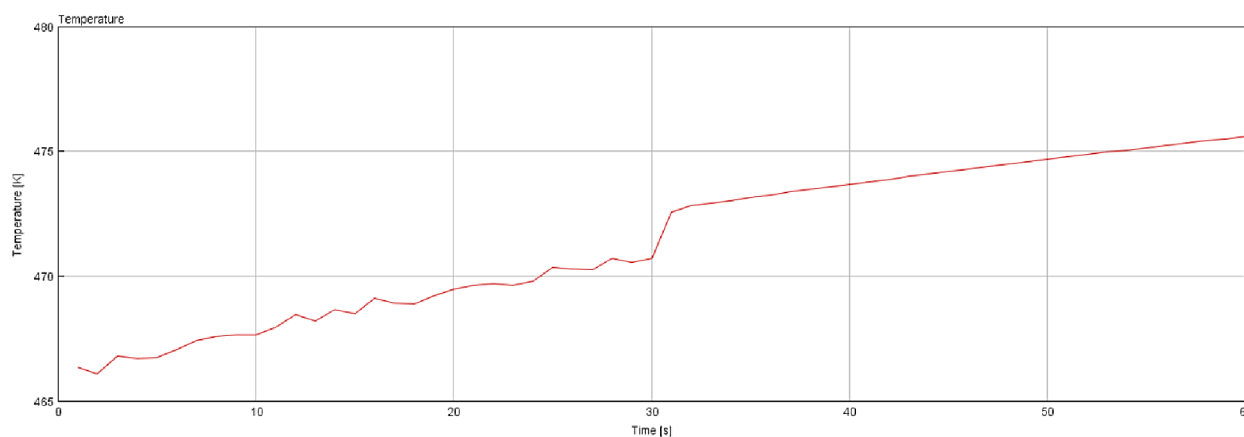


Obr.54: Graf závislosti teploty na čase při skokové změně vstupní teploty.

V uvedeném grafu lze velmi dobře vidět prudký nárůst teploty v čase 30 sekund. Rozdíl vstupních teplot 200 K neodpovídá rozdílu teplot na výstupu z turbínové skříně, jsou tedy vidět tepelné ztráty v materiálu skříně.

6.4.3 ZMĚNA POLOHY OBTOKOVÉHO VENTILU

Změna polohy klapky obtokového ventilu z uzavřené pozice na plně otevřenou, tedy změna průtokového součinitele z 0 na 0,7.



Obr. 55: Graf závislosti teploty na čase při skokové změně polohy klapky obtokového ventilu.

Mezi časy 30 a přibližně 32 sekund je z grafu vidět velmi zřetelný prudký nárůst teploty spalin. Výfukové plyny procházející obtokovým ventilem nepředávají velké množství své energie turbínovému oběžnému kolu, proto dosahují na výstupu z turbínové skříně vyšších teplot.

6.5 KALIBRACE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Okrajové podmínky pro následující simulaci vychází z testu provedeného na motorové zkušebně v laboratoři společnosti Garrett.

Jedná se o v čase proměnnou simulaci (*transient*) tudíž běžně užívané okrajové podmínky pro konvekci (kap. 3.2.1) čili Dirichletova podmínka udávající rozložení teplot na povrchu tělesa v čase, Neumannova podmínka udávající hustotu tepelného toku v čase a Newtonova podmínka udávající hodnoty součinitelů přestupu tepla v čase nemůžeme považovat za konstantní.

6.6 SIMULACE TEPLoty SPALIN NA VÝSTUPU Z TURBÍNOVÉ SKŘÍŇE

Tato kapitola se zabývá Novým evropským jízdním cyklem (zkratka NEDC slouží pro *New European Driving Cycle*) využívaným přibližně od roku 1997 pro emisní zkoušky osobních i užitkových vozidel v reálném provozu. V současné době je velmi často srovnáván také s cyklem WLTP (*Worldwide Light-Duty Vehicle Test Procedure*).

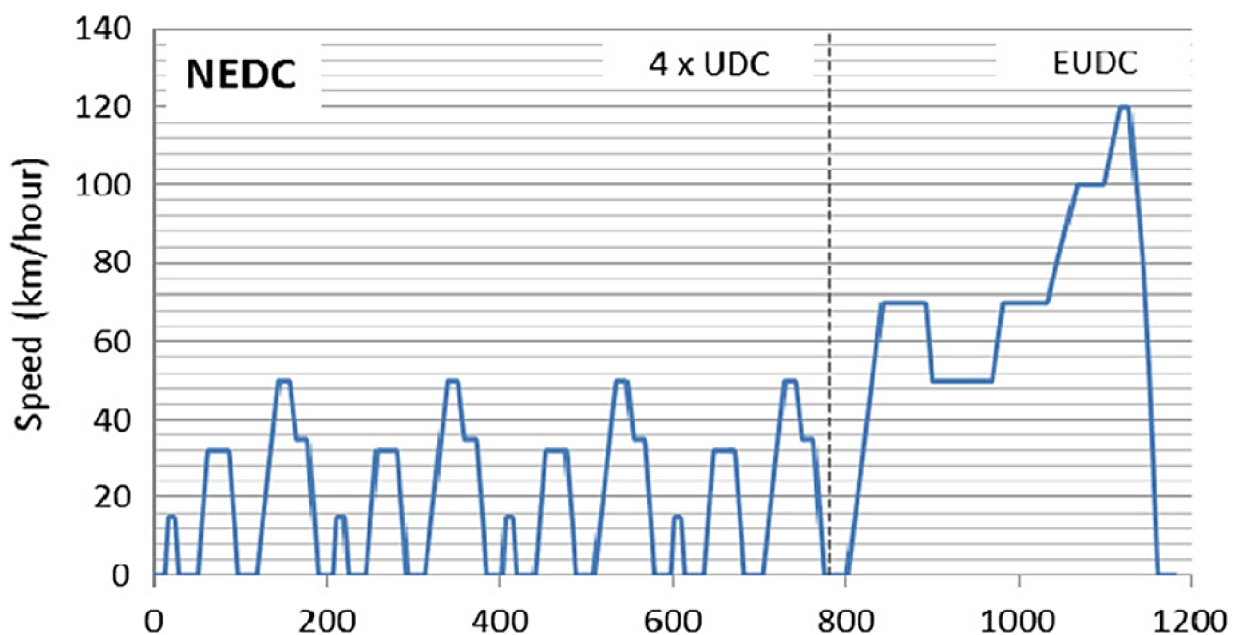
6.6.1 NOVÝ EVROPSKÝ JÍZDNÍ CYKLUS

NEDC je evropský jízdní cyklus využívaný pro měření množství emisí a spotřeby paliva, případně paliva a elektrické energie pro hybridní nebo elektrická vozidla.

Testovací procedura se skládá ze čtyř po sobě jdoucích UDC (*Urban Driving Cycle*) cyklů a jednoho EUDC (*Extra-Urban Driving Cycle*). Vzhledem k jeho poslednímu revidování v roce 1997 je dnes diskutován pro svou realističnost v současném provozu. [54]

Cyklus UDC se skládá ze čtyř intervalů stání s nastartovaným motorem, tří akcelerací na $15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, na $32 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a na $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, mezi kterými vozidlo pokaždé úplně zastavuje. Z rychlosti $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ poté zpomaluje na $35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Všechny tyto kroky jsou přesně časově určené, pevně dané jsou i časy přefazování včetně doby trvání samotného řazení. Jedná se o pohyb ve městě v nižších zatíženích. [54]

Cyklus EUDC se podobně jako UDC skládá z akcelerace, už ale nedochází k častému zastavování a simuluje se pohyb vozidla se po okresních silnicích a dálnicích, přičemž maximální dosažená rychlost za dobu trvání testu je $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. [54]



Obr.56: Průběh NEDC cyklu v čase. [54]

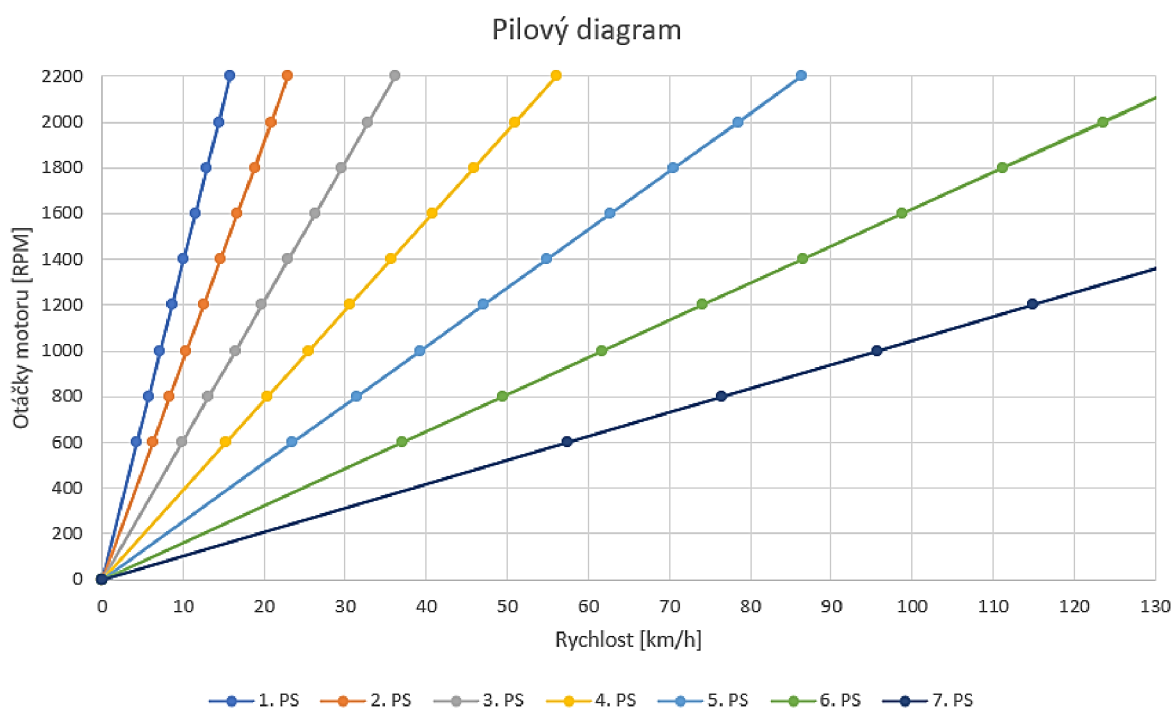
6.6.2 PARAMETRY SIMULACE JÍZDNÍHO CYKLU

Jízdní cyklus simulovaný v této práci vzhledem k zadání práce vychází z NEDC cyklu, byl však podle potřeby lehce upraven nebo zjednodušen.

Simulace předpokládá vozidlo se studeným motorem a všemi komponenty v teplotě okolí, která byla stanovena na 293,15 K.

Kvůli zadání testovacích procedur vozidel v rychlosti pohybu a čase bylo třeba tyto body převést na veličiny odpovídající vstupům do turbodmychadla, tedy hmotnostní průtok, teplotu, polohu klapky obtokového ventilu a otáčky turbodmychadla. Hodnoty těchto veličin v jednotlivých bodech a zatíženích byly získány z již zmiňovaného testu na motorové zkušebně v testovací laboratoři společnosti Garrett Motion.

Na základě otáček motoru [41], převodových poměrů [55] a stálého převodu [56] byl vypočten pilový diagram daného vozidla pro lepší odečítání aktuálních otáček motoru v závislosti na aktuální rychlosti vozidla. Pro zjednodušení jsou využity pouze vysoko rozsahové převody, protože předpokládáme jízdu bez nákladu a v nízkých oblastech zatížení.



Obr.57: Pilový diagram vysoko rozsahových převodových stupňů. Vypočteno, vychází z: [41],[55],[56]

Simulace předpokládá start s motorem o teplotě okolí, pozice klapky obtokového ventilu se ale od počátku mění, tzn. nepočítá s obtokovým ventilem otevřeným během jízdy se studeným motorem na pokyn řídicí jednotky, což by urychlilo dosažení správných teplot pro funkci SCR katalyzátoru na výstupu z turbodmychadla, tzv. *catalyst light-off*.

Jízdní cyklus UDC zadává také kdy řadit jaké převodové poměry a počítá se 2 sekundami na přeřazení. Tyto cykly jsou původně určeny především pro osobní vozidla s jinak navrhovanou převodovkou. Z tohoto důvodu jsou v simulaci upraveny změny převodových stupňů tak, aby jízda probíhala v oblasti maxima točivého momentu. Doba přeřazování byla zanedbána.

Na základě [41] byla stanovena hodnota otáček pro neutrál a hodnota počátku horního omezovače otáček.

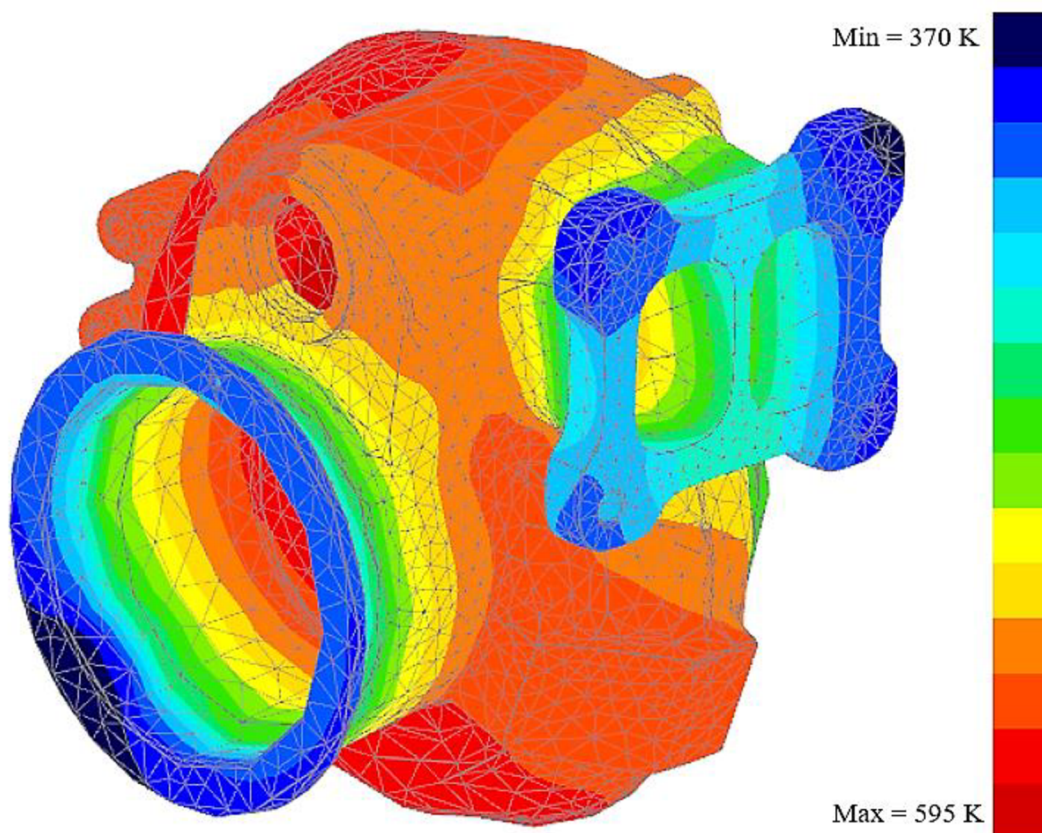
Na základě výpočtu hodnot průměrného zrychlení při jednotlivých akceleracích při UDC, kdy lze obecně říci, že s každá další akcelerace je pomalejší než ta předchozí, jsou konkrétní hodnoty vybrány z bodů motorového testu v zatížení od 50 % do 30 %.

6.6.3 VÝSLEDKY SIMULACE JÍZDNÍHO CYKLU

Vzhledem k povaze zadání práce, které klade důraz na provozní body s nízkým zatížením, byla simulace nejprve provedena pouze pro čtyři po sobě jdoucí cykly UDC, tedy pro městský provoz. Následně byla provedena simulace kompletního NEDC cyklu, kdy po čtyřech opakováních UDC následuje jeden cyklus EUDC.

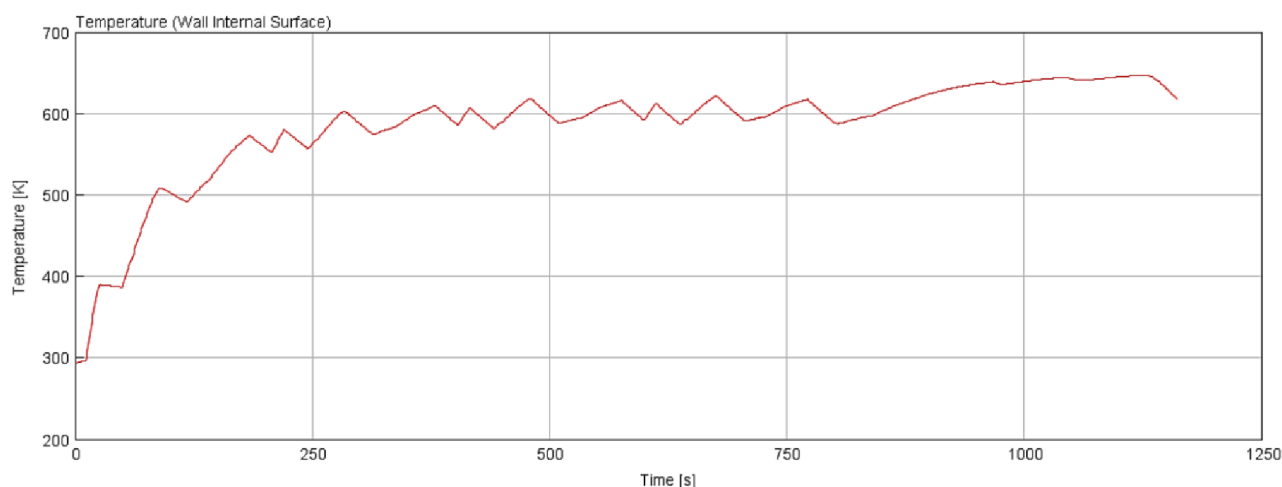
To dalo vzniknout srovnání prostupu tepla turbínovou skříní v závislosti na typu jízdního cyklu, který testované vozidlo absolvuje. Srovnání rozložení teplotních polí je k nalezení v přílohové části práce. Po projetí celého NEDC cyklu se průměrná teplota turbínové skříně lišila od teploty dosažené v simulaci pouze během čtyř cyklů UDC o 15 K, maximální vypočtená hodnota teploty se liší o 5 K.

Je velmi dobře vidět, jak rozložení teplotních polí v turbínové skříní kopíruje trajektorii proudění výfukových plynů:

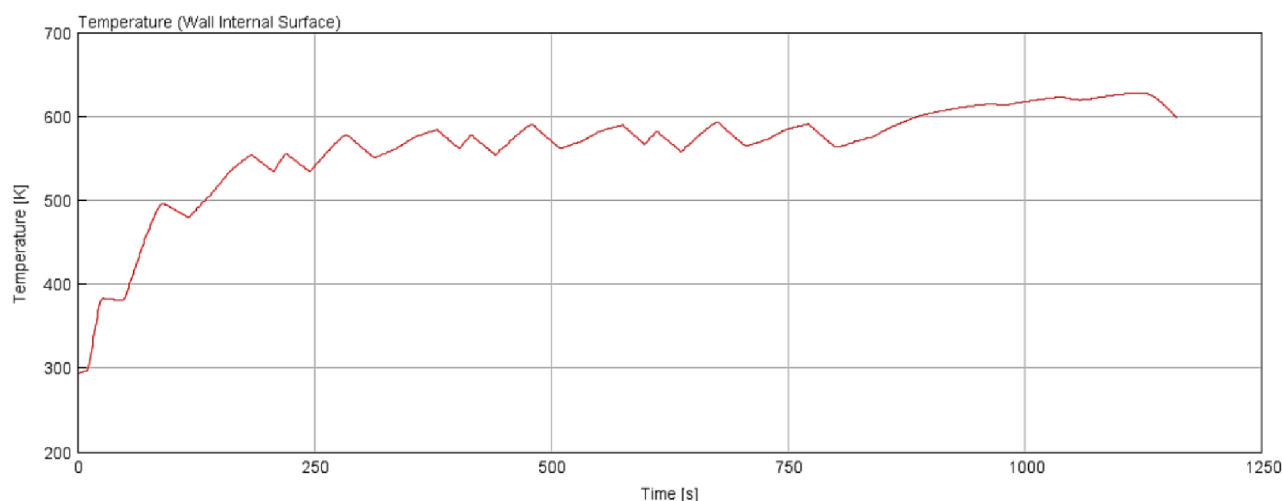


Obr.58: Rozložení teplotních polí v turbínové skříní po NEDC cyklu.

Na následujících grafech vidíme časový průběh teploty povrchu adaptéru těsně před vstupem do turbínové skříně a povrchu výfukového potrubí těsně za skříní.



Obr.59: Graf závislosti teploty vnitřní stěny adaptéru před turbínovou skříní na čase.



Obr.60: Graf závislosti teploty vnitřní stěny výfukového potrubí těsně za turbínovou skříní.

Na obou grafech lze na první pohled vidět vliv jízdního cyklu a přechod z UDC na EUDC cyklus. Vidíme také, že časový průběh teplot je před a za turbínovou skříní velice podobný, u výfukového potrubí jsou vidět lehce zaoblenější lokální extrémny grafu. Lze usuzovat, že jsou dány faktem, že velká část spalin se do výfukového potrubí dostává přes turbínové kolo, tedy zbavená velké části své energie, tudíž proud výfukových plynů velmi pomalu začíná homogenizovat.

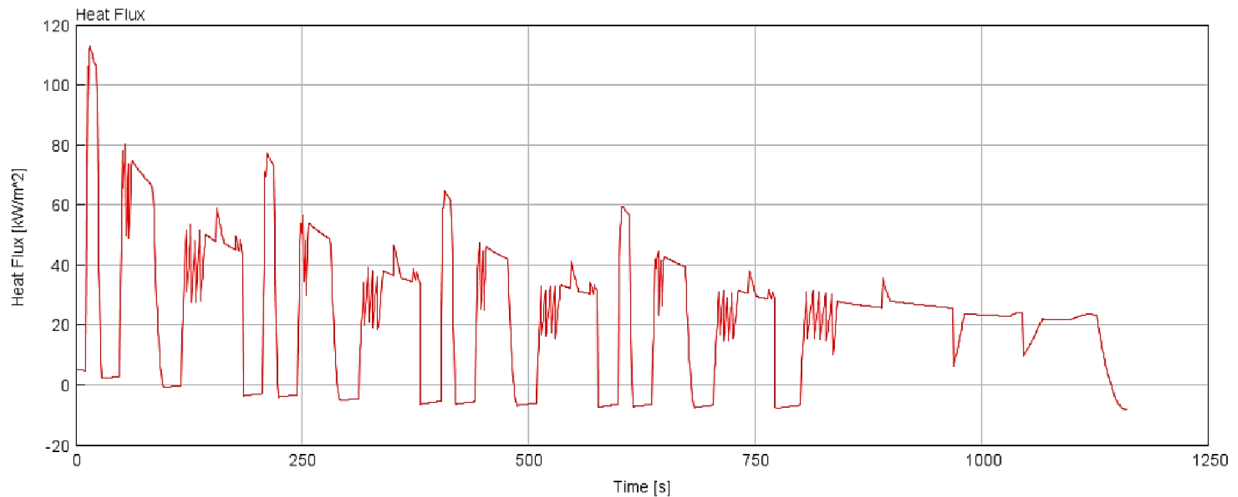
Z grafu teploty výfukových plynů lze také vyčíst, že se vozidlo pohybuje na hranici teplotního rozmezí pro správnou funkci katalyzátoru. Minimální hodnoty pro teplotu *catalyst light-off* jsou obvykle uváděny mezi 250 a 300 °C, tedy přibližně 523 a 573 K.

Podle tohoto grafu dosáhne teplota výfukových plynů dostatečných hodnot nejdříve po přibližně 200 sekundách. Během této doby vozidlo vyprodukuje relativně vysoké množství

emisi. Pokud jsou aplikována opatření jako například vyšší hodnota volnoběžných otáček nebo otevřený obtokový ventil, lze této hodnoty dosáhnout i za 30 až 40 sekund.

Výše uvedené srovnání pro simulaci pouze UDC najdeme v přílohové části práce.

Na následujícím grafu vidíme tepelný tok konvekcí na povrchu neregulované voluty:



Obr.61: Graf závislosti tepelného toku konvekcí vnitřním povrchem voluty.

Na první pohled si lze všimnout, že tepelné toky generované prouděním spalin přesně kopírují parametry jízdního cyklu.

7 NÁVRH DALŠÍHO POSTUPU

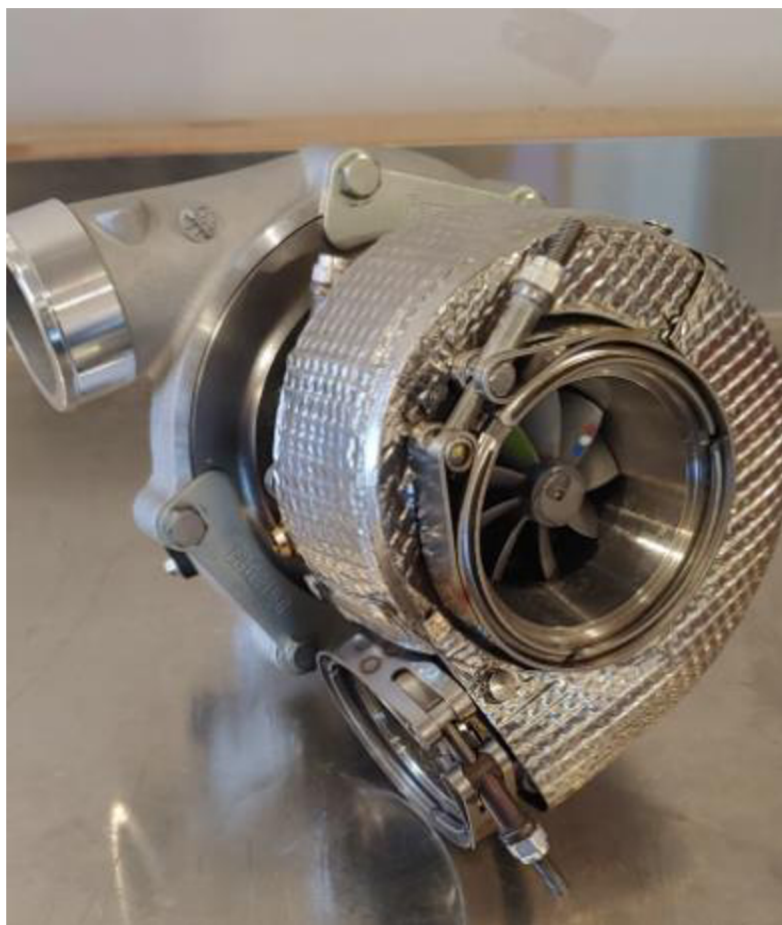
Poznatků získaných simulacemi z předchozí kapitoly lze využít několika způsoby.

Ve snaze optimalizovat teplotu za turbínovou skříní je možné softwarově upravit řízení obtokového ventilu, tak aby například po dobu zahřívání SCR katalyzátoru po studeném startu zůstal plně otevřený. Také je možné se zaměřit na eliminaci zjištěných tepelných ztrát. Poslední variantou je využít model jako část sestavy celého virtuálního turbodmychadla.

7.1 KONSTRUKČNÍ OPTIMALIZACE SKŘÍNĚ VZHLEDEM K TEPELNÝM ZTRÁTÁM

Při dlouhodobém provozu zejména v jízdnicích režimech s obecně vyšším zatížením dochází k největším teplotním ztrátám vlivem vyzařování povrchu skříně do motorového prostoru.

Toto je ovlivněno jak tloušťkou stěny turbínové skříně a množstvím materiálu obecně, ale také jeho vlastnostmi, nejvíce konduktivitou. Turbínová skříň z materiálu s vysokou konduktivitou teplo povede velmi dobře jak svou geometrií, tak stěnou. V takovém případě je ideálním řešením tenkostěnná turbínová skříň, která bude zvenku izolována. K tomu se v sériové produkci využívají tvarované plechy ze slitin Inconelu, v testovacích laboratořích se setkáme také s izolacemi z minerální vaty. [57]



Obr.61: Turbodmychadlo s izolovanou turbínovou skříní. [57]

Při ztenčování stěn a odebrání materiálu obecně je třeba brát ohled na minimální tloušťku voluty pro daný rozměr turbínové skříně, celkovou strukturální pevnost všech částí skříně, vyrobiteľnost, zachování přístupu během montáže a na tzv. *containment band*, tedy materiálový přírůstek pro případ, že by došlo k ulomení části lopatek oběžného turbínového kola. Materiál je umístěn po vnějším obvodu voluty (případně volut) kolmo na trajektorii šrapnelu a zajišťuje, že i v případě rozpadu kola neopustí úlomky prostor turbínové skříně a nedojde k případnému zranění osob.

7.2 ZAČLENĚNÍ MODELU DO SYSTÉMU VIRTUÁLNÍHO TURBODMYCHADLA

Podobně jako výše popsaný model se virtuální turbodmychadlo skládá z diskretizovaných 3D modelů jeho jednotlivých komponent a odpovídajících vnitřních objemů pro proudění spalín. Stejně jako u popisovaného modelu turbínové skříně je zde řešena nucená konvekce od proudících spalín, radiace povrchů zahříváných těles do okolí a volná konvekce mezi povrchy a vzduchem proudícím v motorovém prostoru. Navíc zde jsou využity ještě spoje *ConductionConnection* mezi dosedacími povrchy komponent turbodmychadla. Je zde snaha o vysokou přesnost a řeší se prostup tepla i zdánlivě zanedbatelnými komponenty, například *shroudem* (předepjatý plech pro vymezení vůle mezi zadní stranou turbínového kola a obráběnou plochou na centrální skříně). Je třeba diskretizovat i pohyblivé komponenty a regulační prvky, většinou jsou pak přítomny v sestavě v několika pozicích.

Sestava virtuálního turbodmychadla v GT-ISE se poté skládá z 3D modelů s vygenerovanou výpočetní sítí, tepelných vztahů mezi nimi, šablon pro zadání parametrů turbínového a kompresorového kola, které jsou spojeny hřídelí, chladicího a mazacího okruhu a podrobněji popsaného okolí, které je rozdělené na teplou a studenou stranu podle blízkosti motoru.

K simulaci těchto sestav se využívá virtuální gas stand s nastavitelnými vstupními veličinami a propracovaným systémem výpočtu jednotlivých složek účinnosti.

Hlavním cílem a motivací pro tvorbu virtuálního turbodmychadla je snaha vytvořit co nejpřesnější teplotními a třecími ztrátami neovlivněný model, který je poté možné využít v dalším vývoji nebo pro validaci hardwarových testů.

Reálné turbínové mapy jsou většinou měřené na *gas standech* po ustálených bodech (*steady-state*), ani tak ovšem nejde vliv přenosu tepla úplně zanedbat.

I u virtuálního turbodmychadla potřebujeme parametry pro definici kompresoru a turbíny. Je tedy vhodné reálné mapy z *gas standu* upravit tak, aby přenos tepla neobsahovaly, nebo použít tzv. CFD mapy.

Se správně sestaveným virtuálním turbodmychadlem dokážeme predikovat vliv přenosu tepla i třecích ztrát v ložiscích i tehdy, pokud ještě nemáme vyrobeny žádné prototypy.

ZÁVĚR

Byla provedena rešerše v oblasti konstrukce a termomechaniky turbodmychadel, SCR katalyzátorů a softwaru pro 1D simulace. Na jejím základě byl poté sestaven fyzikální model turbínové strany turbodmychadla pro simulaci výstupní teploty spalin. Jako vstup do tohoto modelu bylo potřeba odpovídajícím způsobem zdiskretizovat 3D model vybrané turbínové skříně. Okrajové podmínky byly definovány pomocí dat z *gas standu* a motorové zkušebny v laboratoři společnosti Garrett Motion.

Pro simulaci výstupní teploty spalin byl zvolen NEDC cyklus. Vzhledem k tomu, že tyto procedury pro testování spotřeby paliva a množství produkovaných emisí jsou zadány pomocí závislosti rychlosti vozidla a času, bylo třeba provést vhodný přepočít, aby bylo možné použít pro simulaci data z motorové zkušebny. Na základě převodových poměrů a rozměru kol byl vytvořen tzv. pilový diagram pro přepočít rychlosti vozidla na otáčky odpovídající daným bodům provozního cyklu.

Z výsledného časového průběhu teploty výfukových plynů na výstupu z turbínové skříně vidíme, že i v městském provozu je spolupráce motoru a turbodmychadla nalazena dostatečně dobře na to, aby teplota ani při kratších stáních v neutrálu neklesala pod kritickou hodnotu, pod kterou už katalyzátor není schopný dosáhnout dostatečné účinnosti.

Aktuální model sestavený podle parametrů NEDC ovšem vůbec neklade důraz na rychlé dosažení *catalyst light-off*, tedy teploty, která už dostatečnou účinnost při redukci oxidů dusíku zajišťuje. Z uvedeného grafu (Obr.60) je vidět, že v daném jízdním cyklu trvá dosažení požadované teploty okolo 200 sekund, přitom pokud se na tuto problematiku zaměříme a pokynem z řídicí jednotky zasáhneme, například zvýšením volnoběžných otáček či trvale otevřenou klapkou obtokového ventilu po studeném startu, jsme této teploty schopni dosáhnout výrazně dříve, přibližně za 40 sekund.

Využití termodynamického modelu turbínové skříně ale může být výrazně širší, než je jen předpověď teplot. V případě zdiskretizování a sestavení celého turbodmychadla výše uvedeným způsobem (kap 7.2) je možné pomocí virtuálního turbodmychadla určit vliv přenosu tepla nebo třecích ztrát v ložiscích.

Správně sestavená simulace dokáže predikovat chování turbodmychadla, aniž bychom tou dobou potřebovali vyrobený prototyp, čímž dává prostor pro optimalizaci návrhu hned v počátku a tím přispívá k zefektivnění celého procesu vývoje.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony*. 2003 73 s. Dostupné z <http://www.ite.fine.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>.
- [2] VONDRÁK, Adam. *Spolupráce turbodmyhadla a spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [3] GSCHEIDLE, Rolf a kol. *Průručka pro automechanika*. 2. upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002. 637 s. ISBN 80-85920-83-2.
- [4] BARTONÍČEK, Ladislav. *Přepřínování pístových spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-800-0.
- [5] HIERETH, Hermann, PRENNINGER, Peter. *Charging the internal combustion engine*. Wien: Springer-Verlag, 2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [6] The New 2.8 FSI with Audi Valvelift System. *audiworld.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: <https://www.audiworld.com/articles/the-new-2-8-fsi-with-audi-valvelift-system/>
- [7] Two Basic Compression Principles: Displacement Compression and Dynamic Compression. *atlascopco.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/en-us/compressors/wiki/compressed-air-articles/displacement-and-dynamic-compression>
- [8] DOLÁK, J. *Zvýšení pružnosti zážehového závodního motoru přepřínáním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [9] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [10] HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti motoru přepřínáním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [11] The VW Corrado's G-Lader Supercharger Was Complex and Complicated. *motortrend.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/news/1990-volkswagen-corrado-g60-auction-info-photos/>
- [12] Under pressure – 1980 Ferrari 126CX. *drivetribe.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: https://drivetribe.com/p/under-pressure-1980-ferrari-126cx-dZJXLXaARUq__cF9iJMA0w?iid=dqtTwjx1RqiQkiyX2MKkCg
- [13] Forced Induction Torque Curve. *challengertalk.com*. [online]. [cit. 2021-1-26]. Dostupné z: <https://www.challengertalk.com/threads/adding-a-supercharger-on-with-comp-cam-274-already-installed.631585/#lg=thread-631585&slide=0>

- [14] Turbo Tech 101 | Basic: Understanding the Parts of the Turbocharger. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-101_BASIC.pdf
- [15] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, c2008, 160 p. ISBN 19-324-9429-4.
- [16] Turbocharger and its Major Types. *gomechanic.in*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://gomechanic.in/blog/turbocharger-and-its-major-types/>
- [17] Installer Connect Level 1 Training Notes. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/turbo-replacement/installer-connect-level-1-training-notes/>
- [18] BELL, Corky. *Maximum boost: designing, testing, and installing turbocharger systems*. Cambridge, MA: Robert Bentley Automotive Publishers, c1997, vi, 250 p. ISBN 08-376-0160-6.
- [19] Installer Connect Level 2 Training Notes. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/turbo-replacement/installer-connect-level-2-training-notes/>
- [20] Turbo Tech 102 | Advanced: Understanding Air Flow. *garrettmotion.com*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Systems-102_Advanced.pdf
- [21] Turbo Wastegate Explained. *carnewscast.com*. [online]. [cit. 2022-4-26]. Dostupné z: <https://carnewscast.com/turbo-waste-gate-explained/>
- [22] Variable geometry turbocharger (VGT) operating principle. *researchgate.net*. [online]. [cit. 2022-2-3]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Variable-geometry-turbocharger-VGT-operating-principle_fig1_335693031
- [23] Variable Geometry Turbocharger. *x-engineer.org*. [online]. [cit. 2022-4-26]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/variable-geometry-turbocharger-vgt/>
- [24] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 11 – Základy přenosu tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 23 s.
- [25] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [26] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 11 – Přenos tepla vedením*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 29 s.
- [27] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 12 – Přenos tepla konvekcí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 28 s.
- [28] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 13 – Přenos tepla zářením*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 48 s.

- [29] 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 and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, 79, 1442-1460 [cit. 2022-01-26]. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032117306172>
- [30] POLNICKÝ, V. *Studie rozmístění dílů SCR systému na traktoru s pevnostní analýzou vybraných komponentů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 72 s. Vedoucí Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [31] EGR ventil 1.9 TDI 96 KW Evropská unie. *skoda-dily.cz*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://www.skoda-dily.cz/nahradni-dil/038131501aa-egr-ventil-1-9tdi-96kw-38917.html>
- [32] Konstrukce DPF. *otomatic.cz*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://www.otomatic.cz/konstrukce-a-pracovni-princip-dpf/>
- [33] MAJEWSKI, W. Addy. *SCR Selective Catalytic Reduction*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_scr.php
- [34] REIF, Konrad. *Diesel Engine Management*. Springer Vieweg. 2014. 381 s. ISBN: 978-3-658-03981-3.
- [35] Selective Catalyst Reduction (SCR) System – Regeneration before you need a replacement. *aldpfcleaning.com.au*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://aldpfcleaning.com.au/selective-catalytic-reduction-scr-system-regeneration-before-you-need-a-replacement-sydney-nsw-australia/>
- [36] BORIBOONSOMSIN, Kanok, Thomas DURBIN, George SCORA, et al. *Real-world exhaust temperature profiles of on-road heavy-duty diesel vehicles equipped with selective catalytic reduction*. *Science of The Total Environment* [online]. 2018, 634, 909-921 [cit. 2022-05-10]. ISSN 00489697. Dostupné z: doi:10.1016/j.scitotenv.2018.03.362
- [37] XIN, Qianfan. *Diesel engine system design*. Cambridge: Woodhead Publishing, 2011. Woodhead Publishing in mechanical engineering. ISBN 9781845697150.
- [38] Types of catalysts for SCR operations. *sviindustrial.com*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://sviindustrial.com/2020/04/08/types-of-catalysts-for-scr-operations/>
- [39] Busca G., Letti L., Ramis G., Berti F., *Chemical and mechanistic aspects of the selective catalytic reduction of NOx by ammonia over oxide catalysts: A review*, [online]. [cit. 2022-5-10], Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S092633739800040X>
- [40] Review on SCR catalysts by focusing impacts of sulfur on SCR performance. Sukkur IBA Journal of Emerging Technologies [online]. 2019, 2(1), 27-44 [cit. 2022-05-15]. ISSN 2617-3115. Dostupné z: doi:10.30537/sjet.v2i1.384

- [41] DC13 085A. 368 kW (500 hp). Scania Industrial Engines. Edition 09 © Scania CV AB, SE 151 87, Södertälje, Sweden. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/master/products-and-services/engines/pdf/specs/industry/DC1385A_368kW_SCR.pdf
- [42] When to Use 1D Vs. 3D Simulation. *softinway.com*. [online]. [cit. 2022-5-10]. Dostupné z: <https://blog.softinway.com/when-to-use-1d-vs-3d-simulation/>
- [43] KUČERA, C. *CFD simulace proudění vzduchu v kabině automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pokorný, Ph.D.
- [44] FOGLA, Navin, Michael BYBEE, Mohsen MIRZAEIAN, Federico MILLO a Syed WAHIDUZZAMAN. *Development of a K-k-ε Phenomenological Model to Predict In-Cylinder Turbulence*. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2017, 10(2), 562-575 [cit. 2022-05-17]. ISSN 1946-3944. Dostupné z: doi:10.4271/2017-01-0542
- [45] Engineering Software. *lotusengineering.com*. [online]. [cit. 2022-5-13]. Dostupné z: <https://www.lotusengineering.com/engineering-software/>
- [46] ŘEZÁČ, Vojtěch. *Výfukové potrubí pro motor o objemu 600 ccm* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116512>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Svída.
- [47] CHAN, Kin Yip, Andrzej ORDYS, Konstantin VOLKOV a Olga DURAN. *Comparison of Engine Simulation Software for Development of Control System*. *Modelling and Simulation in Engineering* [online]. 2013, 2013, 1-21 [cit. 2022-05-18]. ISSN 1687-5591. Dostupné z: doi:10.1155/2013/401643
- [48] SZILÁGYI, Botond, Paul ŞERBAN AGACHI, Réka BARABÁS a Béla G. LAKATOS. *Coupled Population Balance-CFD Modelling of a Continuous Precipitation Reactor*. *24th European Symposium on Computer Aided Process Engineering* [online]. Elsevier, 2014, 2014, s. 187-192 [cit. 2022-05-18]. Computer Aided Chemical Engineering. ISBN 9780444634344. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-444-63456-6.50032-6
- [49] Ansys CFX. *svsfem.cz* [online]. [cit. 2022-5-13]. Dostupné z: <https://www.svsfem.cz/produkty/proudeni/ansys-cfx>
- [50] Simulink. *mathworks.com*. [online]. [cit. 2022-5-13]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>
- [51] SAMARA, Sufyan a Emad NATSHEH. *Intelligent PV Panels Fault Diagnosis Method Based on NARX Network and Linguistic Fuzzy Rule-Based Systems*. *Sustainability* [online]. 2020, 12(5) [cit. 2022-05-17]. ISSN 2071-1050. Dostupné z: doi:10.3390/su12052011
- [52] Průmyslové pohonné systémy. *scania.com*. [online]. [cit. 2022-10-15]. Dostupné z: <https://www.scania.com/cz/cs/home/products/power-solutions/industrial-power-systems.html>

- [53] GT-Suite: *Engine Performace Application Manual*. Gamma Technologies, 2019
- [54] PAVLOVIC, J., B. CIUFFO, G. FONTARAS, V. VALVERDE a A. MAROTTA. *How much difference in type-approval CO2 emissions from passenger cars in Europe can be expected from changing to the new test procedure (NEDC vs. WLTP)?*. *Transportation Research Part A: Policy and Practice* [online]. 2018, 111, 136-147 [cit. 2022-05-20]. ISSN 09658564. Dostupné z: doi:10.1016/j.tra.2018.02.002
- [55] Scania R 410 LA6x22MNA. *scania.com* [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/uk/brochures/truck/spec-sheets/r-series/spec-sheet-scania-r410la6x22mna.PDF>
- [56] Superior Axle Efficiency. *scania.com*. [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://www.scania.com/content/dam/www/market/master/campaigns/super-exp/downloads/brochures/Scania-R756-Rear-axle.pdf>
- [57] GARRETT G30 & G35 SERIES .83 VBAND INLET INCONEL TURBINE HOUSING SHIELD. *turbosource.com*. [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://turbosource.com/products/garrett-g35-1050-83-vband-inlet-inconel-turbine-housing-shield>
- [58] ŠTĚTINA, Josef. *Termomechanika: Přednáška 12 – Přenos tepla konvekcí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2021. 12 s.
- [59] Pátý člen řady motorů DC13. *autobible.euro.cz*. [online].[cit. 2022-5-18]. Dostupné z: <https://autobible.euro.cz/paty-clen-rady-motoru-scania-13-l/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr absorbovaného a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr odraženého a celkového tepelného toku
$\frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}}$	[-]	Poměr prostupujícího a celkového tepelného toku
\dot{m}_C	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok plynu kompresorem
\dot{m}_{C_cor}	[kg.s ⁻¹]	Korigovaný průtok kompresorem
\dot{m}_T	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok spalin turbínou
\dot{m}_{T_cor}	[kg.s ⁻¹]	Korigovaný průtok turbínou
\dot{q}	[W.m ²]	Vektor měrného tepelného toku
q_L	[W.m ⁻²]	Stacionární prostup tepla válcovou stěnou
E_0	[W.m ⁻²]	Stefan-Boltzmanův zákon
$E_{0\lambda}$	[W.m ⁻³]	Spektrální hustota zářivého toku černého tělesa
E_λ	[W.m ⁻³]	Spektrální hustota tepelného toku
\dot{Q}	[W]	Tepelný tok
$R_{\alpha C}$	[W ⁻¹ .m ² .K]	Součinitel prostupu tepla válcovou stěnou
$R_{\alpha H}$	[W ⁻¹ .m ² .K]	Tepelný odpor na rovinné stěně
T_∞	[K]	Teplota tekutiny
T_H	[K]	Teplota teplejší tekutiny
T_{w1}	[K]	Teplota povrchu dělicí stěny
g_x	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
\vec{n}	[m]	Jednotkový vektor normály k izotermické ploše
n_{C_cor}	[min ⁻¹]	Korigované otáčky kompresoru
n_{C_red}	[min ⁻¹ .K ^{-$\frac{1}{2}$}]	Redukované otáčky kompresoru
n_{T_cor}	[min ⁻¹]	Korigované otáčky turbín
q	[W.m ⁻²]	Stacionární prostup tepla rovinnou stěnou
α_H	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou
ε_T	[-]	Expanzní poměr na turbíně
η_{TC}	[-]	Celková účinnost turbodmychadla
π_C	[-]	Tlakový poměr na kompresoru
σ_0	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmanova konstanta

ω_{TC}	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost turbodmychadla
A	[mm ²]	Plocha kolmého průřezu vstupu do rozváděcí spirály statoru
A	[-]	Absorbance, poměrná pohltivost
C	[-]	Konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
c	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření záření v prostředí
c_0	[m.s ⁻¹]	Rychlost šíření záření ve vakuu
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
c_{psp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku
c_{pvz}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
D	[mm]	Velký průměr lopatek oběžného kola
d	[mm]	Malý průměr lopatek oběžného kola
dE	[W.m ⁻²]	Element zářivosti
DOC		Diesel oxidation catalyst – oxidační katalyzátor
DPF		Diesel particle filter – filtr pevných částic
$d\lambda$	[m]	Element vlnové délky
E	[W.m ⁻²]	Hustota zářivého toku (zářivost)
EGR		Exhaust gas recirculation – Recirkulace výfukových plynů
$EUDC$		Extra-Urban driving cycle – mimo-městský jízdní cyklus
h_{01C}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu před vstupem do kompresoru
h_{01T}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin před vstupem do turbíny
h_{02C}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu za kompresorem
h_{02T}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin za turbínou
h_{2C_ad}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi
h_{2T_ad}	[J.kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi
H_u	[MJ.kg ⁻¹]	Dolní výhřevnost paliva
$CHRA$		Center housing and rotating assembly – centrální ložisková skříň
i	[-]	Počet válců motoru
I_{TC}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti turbodmychadla
L	[m]	Charakteristický rozměr
m	[-]	Konstanta pro výpočet Nusseltova čísla
M_{IT}	[-]	Machovo číslo konců lopatek vztažené k podmínkám před turbínou
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n	[-]	Konstanta pro výpočet Nusseltova čísla

n	[-]	Inde lomu elektromagnetického záření
$NEDC$		New European driving cycle – Evropský jízdní cyklus pro měření emisí
n_{TC}	[min^{-1}]	Otáčky turbodmychadla
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p_{01C}	[Pa]	Totální tlak plynu vstupujícího do kompresoru
p_{01T}	[Pa]	Totální tlak spalin vstupujících do turbíny
p_{02C_ad}	[Pa]	Totální tlak vzduchu za kompresorem
p_{2T_ad}	[Pa]	Totální tlak spalin za turbínou
P_e	[W]	Efektivní výkon motoru
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
Pe	[-]	Pecletovo číslo
Pr	[-]	Prandtovo číslo
$Q_{BH,con}$	[W]	přirozená konvekce mezi CHRA a okolím
$Q_{BH,rad}$	[W]	radiace z CHRA do okolí
$Q_{C,conv}$	[W]	přirozená konvekce mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem
$Q_{C,rad}$	[W]	radiace mezi kompresorovou skříní a stlačeným vzduchem
$Q_{C\rightarrow air}$	[W]	nucená konvekce mezi stlačeným vzduchem a kompresorovou skříní
$Q_{o\rightarrow BH}$	[W]	nucená konvekce mezi olejem a CHRA
$Q_{S\rightarrow air}$	[W]	přenos tepla z kompresorového kolečka (hřídele) do vzduchu
$Q_{S\rightarrow oil}$	[W]	nucená konvekce mezi hřídelí a olejem
$Q_{T,conv}$	[W]	přirozená konvekce mezi turbínovou skříní a okolím
$Q_{T,rad}$	[W]	radiace z turbínové skříně do okolí
$Q_{T\rightarrow BH}$	[W]	nucená konvekce mezi výfukovými plyny a turbínovou skříní spolu s CHRA
$Q_{T\rightarrow S}$	[W]	přenos tepla při expanzi výfukových plynů na turbínové kolečko a hřídel
r	[$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	Měrná plynová konstanta
R	[mm]	Vzdálenost těžiště plochy kolmého průřezu od osy rotoru
R	[-]	Reflektance, poměrná odrazivost
r_{sp}	[$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	Měrná plynová konstanta spalin
S	[m^2]	Plocha
SCR		Selective catalytic reduction – Selektivní katalytická redukce
t	[s]	Čas
T	[-]	Transmitance, poměrná průteplivost

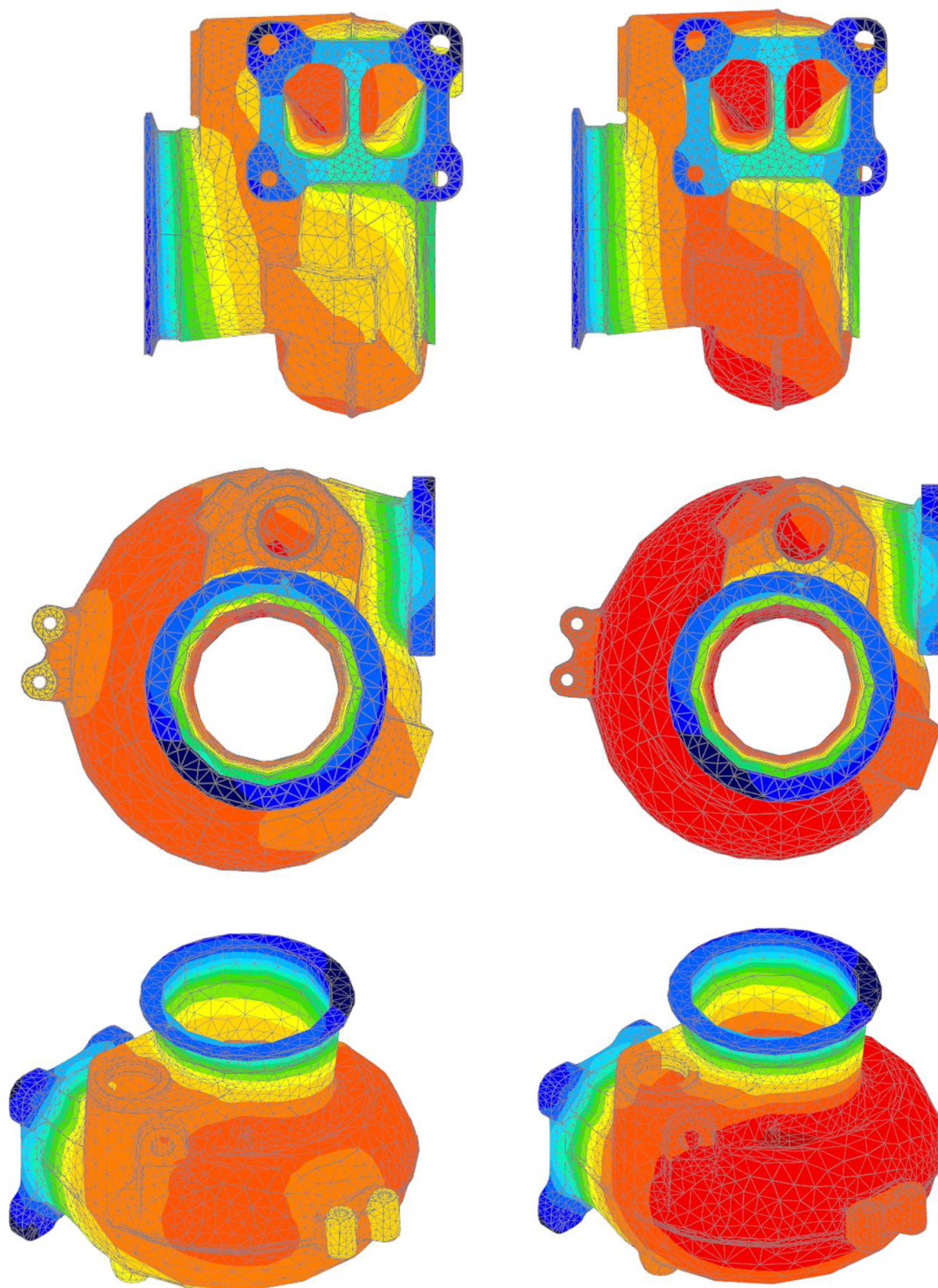
T_{01C}	[K]	Totální teplota plynu před vstupem do kompresoru
T_{01T}	[K]	Totální teplota spalin před vstupem do turbíny
T_{02C}	[K]	Totální teplota plynu za kompresorem
$T_{02C_{ad}}$	[K]	Totální teplota plynu po adiabatické kompresi
T_{02T}	[K]	Totální teplota spalin za turbínou
$T_{2T_{ad}}$	[K]	Statická teplota spalin při adiabatické expanzi na tlak za turbínou
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího média
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího vzduchu
$Trim$	[-]	Ořez oběžného kola
T_v	[K]	Teplota výfukových plynů
T_w	[K]	Teplota povrchu tělesa
u	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou
u_{1T}	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost konců lopatek turbíny
UDC		Urban driving cycle – městský jízdní cyklus
VGT	[-]	Variable Geometry Turbocharger
V_H	[cm ³]	Zdvihový objem jednoho válce
VNT	[-]	Variable Nozzle Technology
w	[m.s ⁻¹]	Rychlost
$WLTP$		Worldwide light-duty vehicle testing procedure – Celosvětový proces měření emisí osobních automobilů a lehkých užitkových vozů
w_x	[m.s ⁻¹]	Složka rychlosti tekutiny v daném směru se směrovým indexem
X	[m]	Charakteristický rozměr ve směru X
Y	[m]	Charakteristický rozměr ve směru Y
Z	[m]	Charakteristický rozměr ve směru Z
α	[m ² .s ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
Δh_{0C}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi
$\Delta h_{0C_{ad}}$	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi
Δh_{0T}	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie spalin při reálné expanzi
$\Delta h_{0T_{ad}}$	[J.kg ⁻¹]	Změna měrné totální entalpie spalin při adiabatické expanzi
Δp	[Pa]	Tlakový rozdíl
δT	[K]	Změna teploty
δ_x	[m]	Diferenciál v daném směru se směrovým indexem
$\delta \tau$	[s]	Změna času

$\delta\tau$	[m ² .s ⁻¹]	Teplotní vodivost
ε	[-]	Emisivita šedého tělesa
η_C	[-]	Adiabatická účinnost kompresoru
η_i	[-]	Indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	Mechanická účinnost motoru
η_{mTC}	[-]	Mechanická účinnost turbodmychadla
η_{pl}	[-]	Plnicí účinnost motoru
η_T	[-]	Adiabatická účinnost turbíny
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta spalin
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta vzduchu
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
λ_{pr}	[-]	Proplachovací součinitel přebytku vzduchu
λ_z	[-]	Spalovací součinitel přebytku vzduchu
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	Hustota plnicího vzduchu
σ_t	[MJ.kg ⁻¹]	Teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
τ	[-]	Taktnost motoru
$gradT$	[K.m ⁻¹]	Teplotní gradient
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Součinitel tepelné vodivosti
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota látky

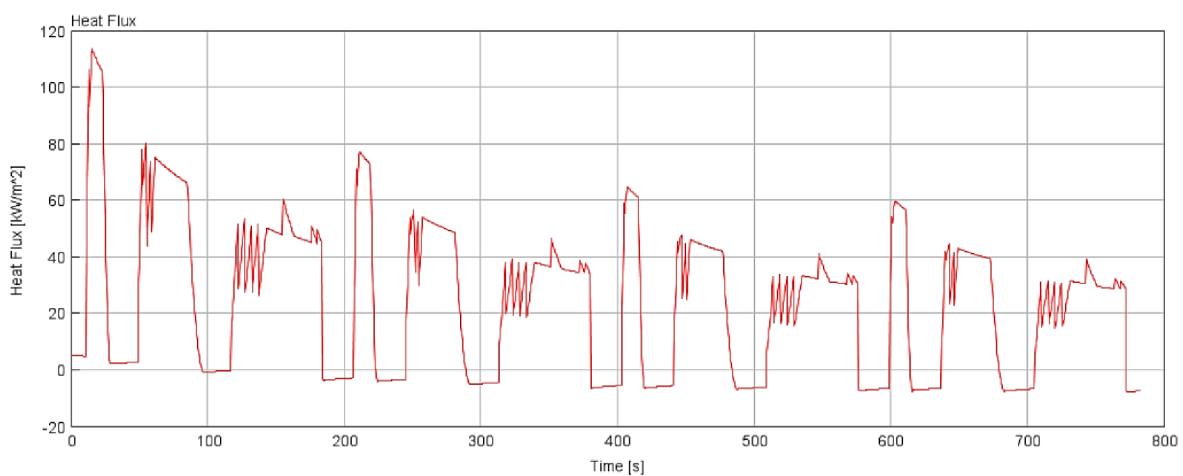
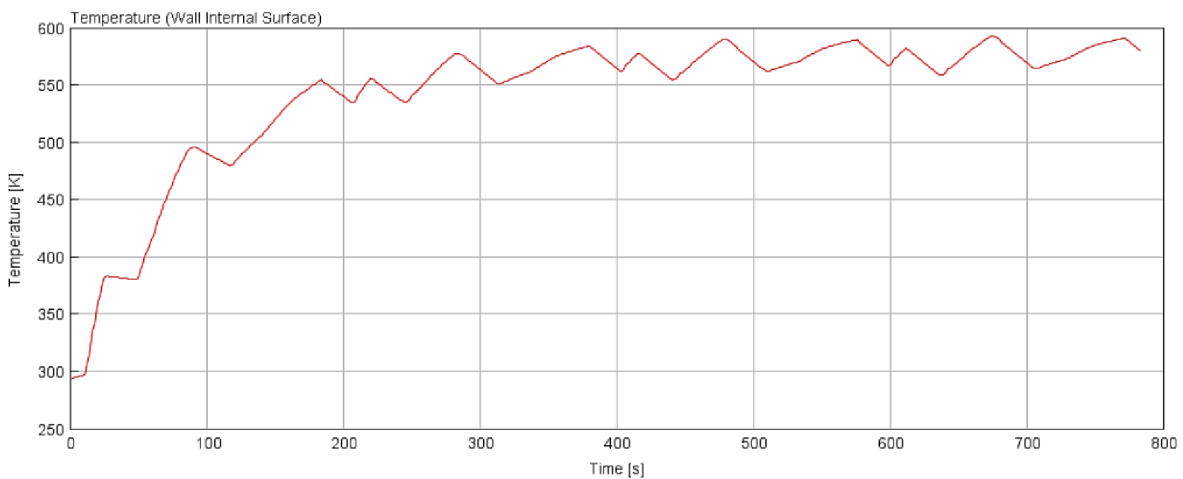
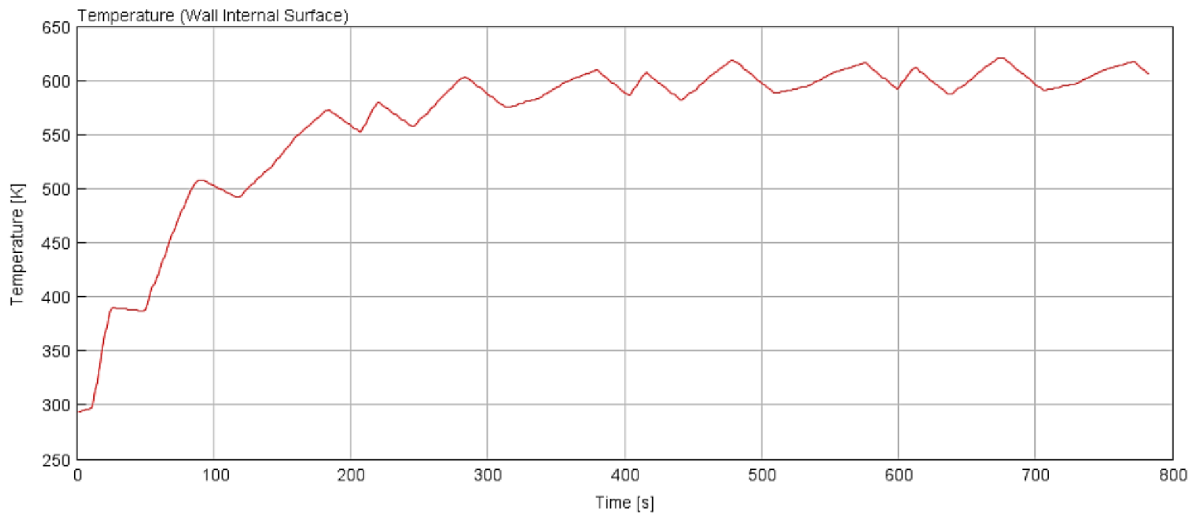
SEZNAM PŘÍLOH

Srovnání rozložení teplotních polí pro UDC a NEDC cyklus	I
Grafy teplot vnitřních stěn adaptéru a výfukového potrubí pro UDC	II
Turbínové mapy	III

SROVNÁNÍ ROZLOŽENÍ TEPLOTNÍCH POLÍ PRO UDC A NEDC CYKLUS



GRAFY TEPLŮT VNITŘNÍCH STĚN ADAPTÉRU A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ PRO UDC



TURBÍNOVÉ MAPY

