



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

REKUPERACE ENERGIE ZE SPALIN NAFTOVÉHO MOTORU UŽITKOVÉHO VOZIDLA

EXHAUST GAS ENERGY RECUPERATION IN A COMMERCIAL VEHICLE DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Šroba

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Adam Vondrák

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Roman Šroba
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Adam Vondrák
Akademický rok:	2019/20

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

Rekuperace energie ze spalin naftového motoru užitkového vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá problematikou využití zbytkové energie obsažené ve výfukových plynech spalovacích motorů a její přeměnou na energii elektrickou prostřednictvím elektricky asistovaného turbodmychadla. S pomocí modelu hnacího agregátu užitkového vozidla v programu GT-SUITE bude provedena optimalizace kombinovaného řízení výkonu turbíny prostřednictvím variabilní geometrie rozváděcích lopatek (VNT) a přidruženého elektrického motor–generátoru tak, aby byla dosažena minimální spotřeba paliva. Zadání sleduje trend hybridizace v oblasti užitkových vozidel a předpokládá využití hlavních výsledků práce v průmyslové praxi při návrhu nových kombinovaných systémů pohonu.

Cíle diplomové práce:

Úprava modelu motoru v programu GT-SUITE dle požadavků zadání.

Definice strategie kombinovaného řízení výkonu turbíny s variabilní geometrií rozváděcích lopatek (VNT) a přidruženým elektrickým motor–generátorem v ustálených režimech.

Citlivost teploty spalin na výstupu z turbíny pro různá nastavení VNT a rekuperace se zaměřením na částečná zatížení motoru.

Citlivost produkce NOx na bohatost směsi pro vybrané pracovní body motoru se strategií řízení turbodmychadla.

Zhodnocení dosažených výsledků a možnosti dalšího rozvoje práce pro použití v průmyslové praxi.

Seznam doporučené literatury:

HIERETH, H. a PRENNINGER, P. Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN 321133033X.

BAINES, N. Fundamentals of turbocharging. White River Junction, Vt: Concepts NREC, 2005. ISBN 9780933283145.

WATSON, N. a M. S. JANOTA. Turbocharging the internal combustion engine. Repr. London: Macmillan, 1982. ISBN 0333242904.

MACEK, J., KLIMENT, V. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory : Přepřívání spalovacích motorů. 4. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. 206 s. ISBN: 80-01-03529-8 (brož.).

HEYWOOD, J. B. Internal combustion engine fundamentals. Second edition. New York: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1260116106.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Náplňou diplomovej práce bola analýza pridanej hodnoty turbodúchadla s pridruženým motor-generátorom v naftovom motore úžitkového vozidla. Termodynamický model zadaného motoru bol pripravený v programe GT-SUITE. Prípadové štúdie boli zamerané na zníženie mernej efektívnej spotreby paliva a produkcie oxidov dusíka pomocou rekuperácie energie výfukových plynov. V práci sú popísané možnosti využitia elektrickej asistencie s cieľom zvýšiť výstupnú teplotu plynu za turbínou počas ustálených režimov. Ďalej bol skúmaný prínos asistencie turbodúchadla v prechodových režimoch počas prudkých akcelerácií vozidla. Výsledky jednotlivých analýz budú zohľadnené pri voľbe turbodúchadla pre danú motorovú aplikáciu. Výsledky simulácií naznačujú, že v určitých operačných režimoch motoru je možné výrazne znížiť spotrebu paliva, produkciu oxidov dusíka a znížiť odozvu turbodúchadla.

KLÚČOVÉ SLOVA

EGR, E-Turbo, E-VNT, MGU-h, MGU-k, motor-generátor, NO_x, rekuperácia, SCR, turbodúchadlo, úžitkové vozidlo, VNT.

ABSTRACT

The scope of this thesis investigates value added by a turbocharger with an associated motor-generator unit to a diesel engine used by a commercial vehicle. A thermodynamic model of the engine was prepared in GT-SUITE software. Case studies were primary focused on a reduction of specific fuel consumption as well as a nitrogen oxides production using an energy recuperation of exhaust gas. Furthermore, there are described potential benefits of using an electric assistance in order to increase an exhaust gas temperature during a steady state engine operation. Additionally, there is an investigation of potential benefits of a turbocharger assistance in a transition engine mode operating during rapid acceleration of the vehicle. The results of individual analysis will be taken into account for a selection of turbocharger regarding specific engine implementation. The results of simulation suggest that it is possible to lower specific fuel consumption, production of nitrogen oxides, as well as accelerate turbocharger response.

KEYWORDS

EGR, E-Turbo, E-VNT, MGU-h, MGU-k, motor-generator unit, NO_x, recuperation, SCR, turbocharger, commercial vehicle, VNT.

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ŠROBA, Roman. *Rekuperace energie ze spalin naftového motoru užitkového vozidla*. Brno, 2020. 118 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121736>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Adam Vondrák.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Adama Vondráka a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Roman Šroba

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval vedúcemu diplomovej práce Ing. Adamovi Vondrákovi za cenné rady, ochotu a venovaný čas pri vypracovaní diplomovej práce.

Ďalej patrí moje poďakovanie Ing. Petrovi Škarovi zo spoločnosti *Garrett Motion* za podporu a poskytnutie dôležitých podkladov.

Špeciálne poďakovanie by som chcel venovať svojej rodine a priateľom za podporu počas celého vysokoškolského štúdia.

OBSAH

Úvod	11
1 Termodynamika preplňovaného motoru	12
2 Konštrukcia a charakteristiky turbodúchadla	17
2.1 Centrálna Skriňa	17
2.2 Kompresorová časť Turbodúchadla.....	19
2.3 Turbínová časť Turbodúchadla.....	25
2.4 Konvenčné metódy regulácie turbodúchadiel.....	31
3 Termodynamické deje turbodúchadla	39
4 súčasné trendy preplňovania spaľovacích motorov.....	46
4.1 Mechanický Turbo - Compounding.....	47
4.2 Turbodúchadlo s motor-generátorom	49
4.3 Elektrický Kompresor	55
5 Emisie výfukových plynov	58
5.1 Oxidy dusíka NOx	58
5.2 Pevné častice.....	60
5.3 HC	62
5.4 CO	63
6 EGR	64
6.1 Efekty recirkulácie spalín	64
6.2 Konštrukcia a riadenie EGR	65
7 Ostatné systémy čistenia výfukových plynov	69
7.1 DOC	69
7.2 Filter pevných častíc DPF	71
7.3 SCR.....	72
8 Optimalizácia zadaného spaľovacieho motoru.....	76
8.1 Popis skúmaného spaľovacieho motoru	76
8.2 Príprava modelu v GT- SUITE a porovnanie z testom.....	77
8.3 Charakteristiky turbodúchadla referenčného motoru.....	80
8.4 Modelovanie elektricky asistovaného turbodúchadla.....	83
8.5 Úprava modelu motoru pridaním Motor – Generátoru.....	85
8.6 Riadenie E-VNT	88
8.7 Znižovanie mernej efektívnej spotreby paliva motoru	90
8.8 Zníženie produkcie škodlivých emisií NOx	99
8.9 Zvýšenie teploty výfukových plynov	104
8.10 Prechodový režim motoru a Odozva turbodúchadla.....	108

Záver.....	110
Zoznam použitých skratiek a symbolov	115

ÚVOD

V poslednej dobe sme svedkami stále sa sprísňujúcich vládnych regulácií produkcie emisií CO₂ v automobilovom priemysle po celom svete. Takáto situácia núti výrobcov všetkých typov vozidiel vyvíjať pohonné jednotky tak, aby využívali čo najviac energie a dosahovali vyššiu účinnosť. Najzmysluplnejším prístupom je hybridizácia v kombinácii s inteligentným riadením pohonných jednotiek tak, aby spaľovací motor pracoval v čo najefektívnejšej oblasti so stálym behom. Hybridné usporiadanie motora má zmysel, ak dokážeme už vyprodukovanú energiu vozidla znova určitým spôsobom využiť, a teda rekuperovať ju. Medzi možné spôsoby patrí využitie kinetickej energie vozidla počas brzdenia alebo využitie odpadného tepla obsiahnutého vo výfukových plynch spaľovacieho motora, na ktoré sa zameriavam v obsahu diplomovej práce.

Turbodúchadlo je kľúčová súčasť spaľovacieho motora využívajúca odpadnú tepelnú energiu výfukových plynov. Podstatná časť tejto energie je odoberaná kompresorom s účelom vytvoriť vyšší plniaci tlak, a tým dodať motoru väčšie množstvo vzduchu ako je možné prirodzenou cestou. Keďže turbína je vďaka pevnému spojeniu s kompresorom limitovaná jeho požiadavkou na odoberaný výkon, môže nastať situácia, kedy zostáva časť výfukovej energie nevyužitej, alebo naopak je energie pre jeho pohon nedostatok. Externý zdroj, ktorý by túto časť dokázal spotrebovať alebo dodať, môže podstatne zvýšiť celkovú účinnosť spaľovacieho motora. Mechanickým prepojením motora a turbíny sa dá tohto stavu čiastočne dosiahnuť, avšak bude tu znova existovať pevná väzba. Zavedenie elektrickej energie ako súčasť turbodúchadla má široké využitie a ponúka vysokú flexibilitu v možnosti riadenia spaľovacieho motora.

Využitie rekuperovanej energie k pohonu motorového príslušenstva či dobíjania batérií je iba jedna z výhod využitia elektrického turbodúchadla. Medzi ostatné patrí hlavne vytvorenie ideálnych podmienok pre systémy čistenia výfukových plynov, či riadenie tlakového spádu systému EGR. V neposlednom rade je možné znížiť odozvu turbodúchadla a nezávisle riadiť jeho otáčky, bez ohľadu na množstvo výfukových plynov vstupujúcich na turbínové koleso. Úžitkové vozidlá vyrobené s cieľom produkovať zisk, musia byť preto schopné flexibilne pracovať, aby dosiahli požadovaný výkon s čo najmenšími nákladmi na prevádzku a zároveň splnili prísne emisné limity. Vybavenie vozidiel elektrickým turbodúchadlom dokáže efektívne splniť tieto náročné požiadavky s relatívne minimálnym zásahom do súčasnej podoby pohonnej jednotky.

1 TERMODYNAMIKA PREPLŇOVANÉHO MOTORU

Pod pojmom spaľovací motor rozumieme stroj, ktorý premieňa energiu obsiahnutú v palive na mechanickú prácu. Výkon, ktorý je možné z tohoto paliva získať závisí teda na množstve dodaného tepla a účinnosti jeho premeny. Množstvo mernej energie obsiahnutej v palive môžeme v literatúre často nájsť aj pod pojmom „*spodná výhrevnosť paliva*“ označujúce sa H_u . Indexom „*f*“ sú obecné chápané veličiny alebo premenné spojené s palivom - z anglického slova „*fuel*“: [1] [2]

Výkon je teda možné definovať ako :

$$P = q_f \dot{m}_f n_f, \quad (1)$$

kde:

P – užitočný výkon (W),

q_f – merná energia v palive (J/kg),

n_f – užitočná účinnosť motoru (-),

\dot{m}_f – hmotnostný prietok paliva (kg).

K spáleniu paliva je samozrejme potrebný kyslík, a ten je voľne obsiahnutý vo vzduchu. Množstvo vzduchu \dot{m}_a , ktorý je nasatý do valca motora môžeme jednoducho spočítať pomocou jeho hustoty, objemu valca, objemovej účinnosti a otáčok kľukového hriadeľa, pričom sú tieto otáčky pre 4-dobý motor rozdelené dvoma, keďže nasávanie prebieha každú druhú otáčku.

$$\dot{m}_a = \eta_{vol} \rho_a V_z \frac{n}{2}, \quad (2)$$

kde:

\dot{m}_a – hmotnostný prietok vzduchu (kg/s),

ρ_a – hustota vzduchu (kg/m³),

η_{vol} – plniaca účinnosť motoru (-),

V_z – zdvihový objem valca (m³),

n – otáčky motoru (1/s).

Jednoduchou úpravou a dosadením získame upravený vzorec :

$$P = Q_f \dot{m}_f \eta_f \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a} = \frac{\eta_{vol} \rho_a V_z N Q_f \dot{m}_f \eta_f}{2 \dot{m}_a} = \frac{\eta_{vol} \rho_a V_{sw} N Q_f \eta_f}{2} \left(\frac{1}{AFR} \right), \quad (3)$$

kde :

AFR (A/F) – pomer vzduchu a paliva (-)

K dokonalému spáleniu paliva je potrebný určitý pomer vzduchu a paliva A/F . Tento parameter je preto veľmi dôležitý, či už z hľadiska tvorby emisií, alebo mernej efektívnej spotreby paliva motoru. Z výsledného vzťahu (3) je zrejmé, že pri danej geometrii, pevnej dávke paliva a pracovnom bode je možné zvýšením hustoty nasávaného vzduchu ρ_a zvýšiť výkon spaľovacieho motoru. Zo stavovej rovnice ideálneho plynu vyplýva, že tento jav je možné dosiahnuť buď znížením teploty nasávaného vzduchu, alebo zvýšením tlaku. [1] [3]

$$p_s = \rho_s r_s T_s. \quad (4)$$

Úpravou rovnice (4) získame vzťah:

$$\rho_s = \frac{p_s}{r_s T_s}, \quad (5)$$

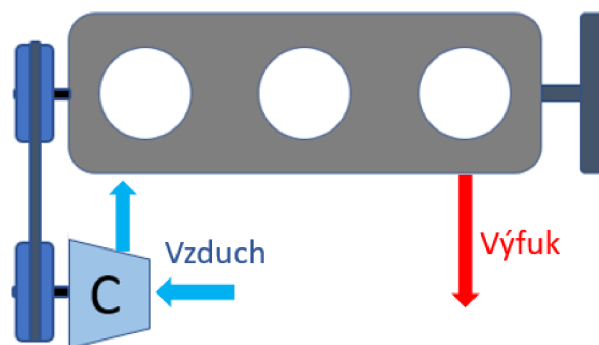
kde :

p_s – statický tlak vzduchu v sacom potrubí (Pa),

r_s – merná plynová konštanta ($Jkg^{-1}K^{-1}$),

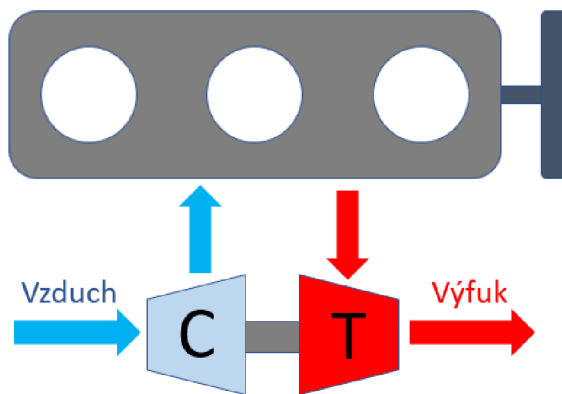
T_s – teplota v sacom potrubí (K).

V praxi je najbežnejšia kombinácia týchto javov, kedy je stlačenie vzduchu na vyšší tlak realizované pomocou kompresoru, čo má za následok aj určité zvýšenie teploty, a preto je ešte dodatočne ochladený v medzichladiči. Vo výsledku teda vstupuje do valca vzduch s podstatne vyššou hustotou ρ_a . Potenciálne pri stanovených okolitých podmienkach je možné samotným stlačením zvýšiť hustotu až o 75 % a následným ochladením na teplotu podobnú pri vstupe o ďalších 60 %. Ochladenie vzduchu má zároveň pozitívny vplyv z hľadiska tvorby škodlivých emisií NO_x . [3]



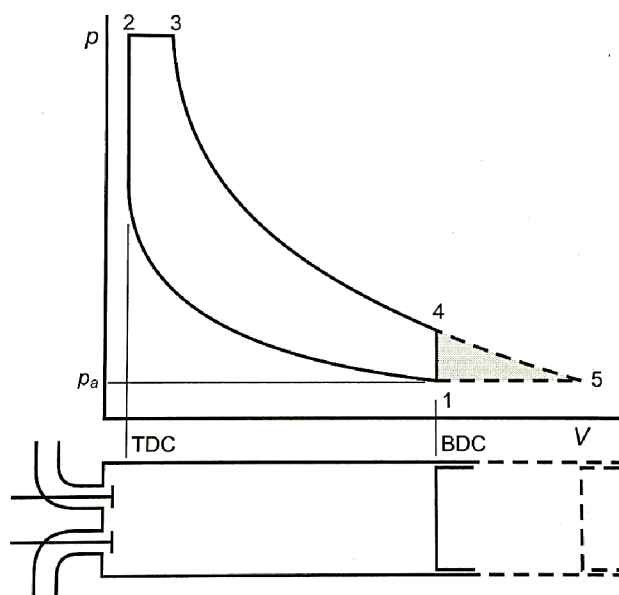
Obr. 1 Dodávanie vzduchu mechanicky poháňaným kompresorom.

Jedným z možných spôsobov stlačenia vzduchu je realizácia vďaka mechanickému spojeniu kompresora a motoru vid'. Obr. 1. Týmto spôsobom je možné dosiahnuť podstatné zvýšenie výkonu, avšak za cenu zníženia celkovej účinnosti, keďže je určitá časť výkonu potrebná na stlačenie odoberaná z kľukového hriadeľa. Preto využitie inak odvedeného tepla spolu s výfukovým plynom, kde sa nachádza až 30 – 40 % nevyužitej energie, je pre pohon kompresoru pomocou turbíny omnoho efektívnejšie vid'. Obr. 2. [1] [3]



Obr. 2 Dodávanie vzduchu výfukovými plynmi poháňaným turbodúchadlom.

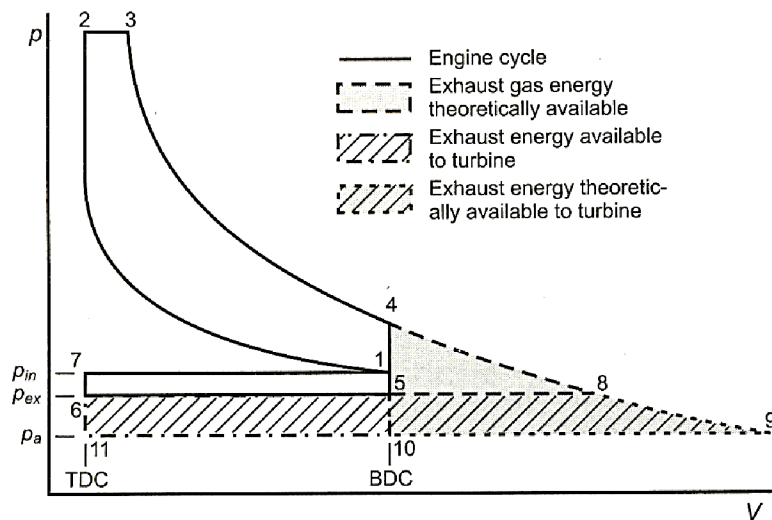
Účinnosť preplňovaného motoru závisí na schopnosti turbíny preniesť tepelnú energiu na mechanický výkon hriadeľu turbodúchadla a vytvoriť tak pomocou kompresora požadovaný plniaci tlak.



Obr. 3 Ideálny cyklus motoru s prirodzeným nasávaním vzduchu. [1]

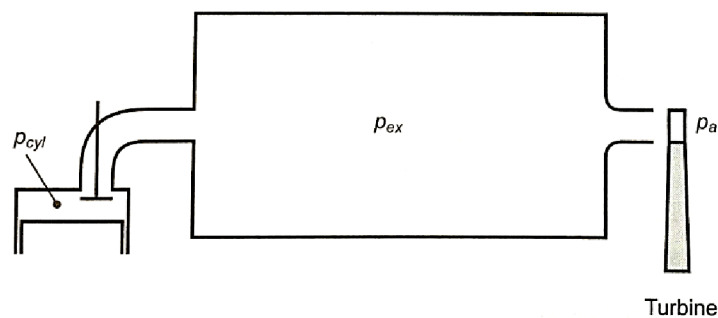
Plocha v časti p - V diagramu vyznačená čiarkovanou čiarou na Obr. 3 predstavuje nevyžitú energiu motoru s prirodzeným nasávaním vzduchu. V bode 4 v dolnej úvrati piestu tlak p_4 klesá na tlak okolia p_a vplyvom expanzie počas otvorenia výfukových ventilov bez toho, aby motor konal užitočnú prácu a zvyšková energia opúšťa motor v podobe tepla spolu s výfukovými plynmi. Túto nevyžitú energiu by bolo teoreticky možné využiť v prípade posunutia dolnej úvrate, a teda predĺženia expanzie piestu. Počas toho by výfukové ventily ostali zavreté až do bodu 5, kedy by tlak v spaľovacom priestore poklesol na tlak okolia a valec bol vyprázdnený pohybom piestu späť do hornej úvrate. V ideálnom prípade je množstvo potenciálne využiteľnej energie rovné šedej zvýraznenej ploche 4-5-1 na Obr. 3 označovanej ako „blowdown energy“.

[1]



Obr. 4 Ideálny p - V diagram preplňovaného motoru (p - tlak; V - objem, p_{ex} - tlak vo výfukovom potrubí, p_{in} - tlak v sacom potrubí, p_a - tlak okolia). [1]

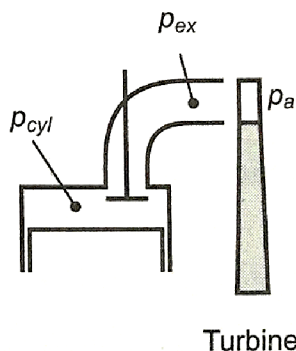
V prípade preplňovaného motoru je ideálny ekvivalentný p - V diagram zobrazený na Obr. 4. Do valca vstupuje počas nasávania vzduch o tlaku p_{in} vyššom ako je tlak okolia p_a . Podobne ako u cyklu motoru s prirodzeným nasávaním prebieha v dolnej úvrati piestu v bode 4 expanzia cez výfukové ventily a tlak vo valci klesá na hodnotu tlak p_{ex} . Je dôležité, že je vyšší ako tlak okolia p_a , čím je možné dosiahnuť pozitívneho tlakového spádu potrebný pre pohon turbíny turbodúchadla. [1]



Obr. 5 Schematicky znázornený tlmiaci objem výfukového potrubia pred turbínou (p_{cyl} - tlak vo valci; p_{ex} - tlak vo výfukovom potrubí, p_a - tlak okolia). [1]

Pri objeme výfukového potrubia väčšom ako je objem valca Obr. 5, sú tlakové pulzácie spôsobené otváraním ventilov teoreticky dostatočne utlmené a uvažujeme, že turbína pracuje za ustálených podmienok počas cyklu motoru s konštantným tlakom. Počas výfukového zdvihu 5-6 prebieha zároveň expanzia plynu cez turbínu z tlaku p_{ex} na p_a , čím sa vykoná práca potrebná pre pohon kompresora. V p - V diagrame na Obr. 4 reprezentuje šrafovaná plocha 5-6-11-10 potenciálne využiteľnú energiu vo výfuku pre pohon turbíny. Podobne ako u motoru s prirodzeným nasávaním je predĺžením expanzného zdvihu možné teoreticky využiť väčšiu energiu. V tomto prípade by ostali výfukové ventily zavreté až do bodu 8 na Obr. 4, kedy klesne tlak v spaľovacom priestore na tlak p_{ex} . Plocha 4-5-8 potom znázorňuje dodatočnú využiteľnú energiu výfukových plynov.

Akonáhle potom začne vykonávať piest výfukový zdvih zvyšné výfukové plyny expandujú na turbíne z tlaku p_{ex} v bode 8 na výstupný tlak okolia p_a na výstupe z turbíny. Plocha 5-8-9-10 potom reprezentuje dodatočnú energiu k vykonaniu expanzného procesu na turbíne. [1]

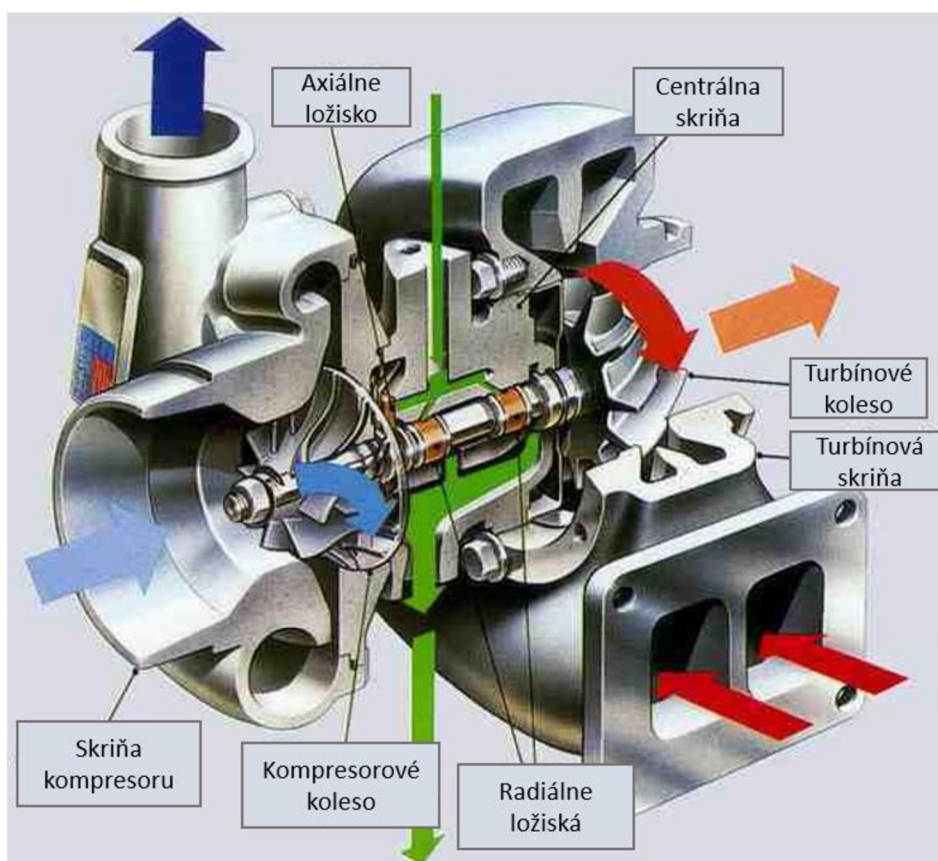


Obr. 6 Malý objem výfukového potrubia s turbínou v tesnej blízkosti valca motoru (p_{cyl} - tlak vo valci; p_{ex} - tlak vo výfukovom potrubí, p_a - tlak okolia). [1]

Zachovanie konštantného tlaku vo výfuku počas cyklu motoru vedie k značným stratám, reprezentovaných plochou 4-9-10 na Obr. 4. Zmenšením objemu výfukového potrubia na minimum, kedy je turbína umiestnená veľmi blízko výfukovým ventilom Obr. 6, je možné straty výrazne obmedziť. Vstupný tlak turbíny rastie v okamihu otvárania výfukových ventilov v bode 4 (Obr. 4) na tlak podobný ako je v spaľovacom priestore. Počas poklesu tlaku vo valci z bodu 4 na 5 sa mení vstupný tlak turbíny blízky bodu 4 na hodnotu v bode 8. Ďalej klesá na hodnotu okolia p_a do bodu 9. V prípade, že rastie po otvorení výfukových ventilov tlak pred turbínou okamžite z p_a na p_4 je celá „blowdown“ energia teoreticky dostupná. Je dôležité podotknúť, že tlakový pomer turbíny sa mení počas cyklu motoru, a preto turbína operuje v týchto podmienkach iba momentovo, pričom počas nasávania, stlačenia a kompresie nedodáva kompresoru žiadny výkon. [1]

2 KONŠTRUKCIA A CHARAKTERISTIKY TURBODÚCHADLA

Turbodúchadlo dnes môžeme nájsť v rôznych podobách a má mnoho vylepšení, ktoré zabezpečujú splnenie náročných požiadaviek. Medzi tie kritické patrí prevádzka pri veľmi vysokých tlakoch a teplotách dosahujúcich 1000 °C či široké spektrum prevádzkových otáčok cez 300 000 za minútu. Keďže existuje široké spektrum veľkostí a typov motorov je zrejmé, že u turbodúchadiel je to obdobná situácia. A preto spoločnosti vyrábajúce turbodúchadlá ponúkajú širšie portfólio produktov, aby toto spektrum pokryli.



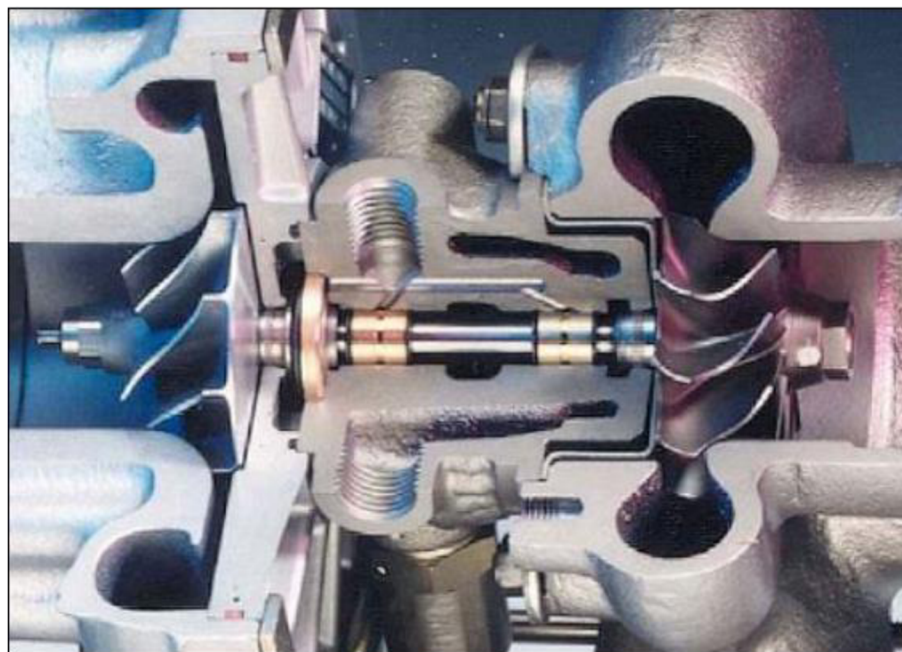
Obr. 7 Rez konvenčným turbodúchadlom [4]

Turbodúchadlo je v najjednoduchšej podobe zložené z troch hlavných častí (Obr. 7), a to kompresorovej (studenej), turbínovej (horúcej) a medzi nimi umiestnenej centrálnej časti, v ktorej sa nachádza uloženie rotoru v ložiskách.

2.1 CENTRÁLNA SKRIŇA

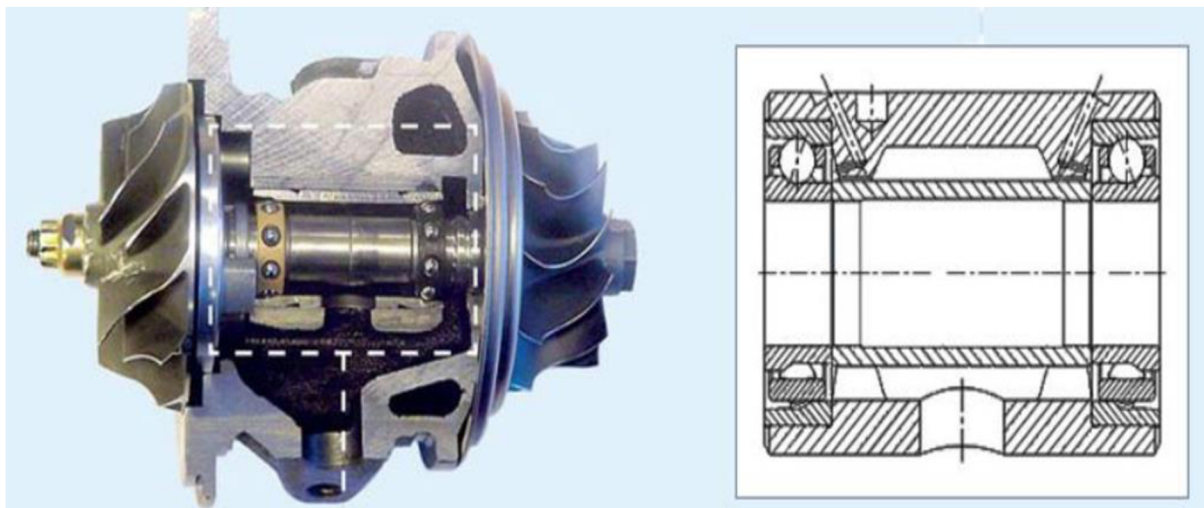
Hlavnou úlohou centrálnej časti turbodúchadla je uloženie rotoru v ložiskách. Centrálne časť, ako už z názvu vyplýva, je umiestnená spravidla medzi kompresorovú a turbínovú časť. Jej úlohou je okrem uloženia samotného rotoru aj tepelné oddelenie týchto dvoch častí. Pripojenie medzi koncovými skriňami býva pomocou šróbového spoju alebo pomocou svoriek tzv. „V-bandu“, ktorého výhoda spočíva v možnosti otáčania skriň voči sebe, čo umožní a teda môžu byť jednoducho prispôsobené a natočené tak, aby sa prispôbili potrubiam na motore. Centrálne skriňa býva najčastejšie vyrobená so šedej liatiny, výnimočne z hliníku, pričom býva v mnohých prípadoch chladená vodou, a to hlavne pri použití v benzínových alebo spaľovacích motoroch na zemný plyn. Podstatnou úlohou je aj prívod mazacieho oleja kanálkami k ložiskám

samotného rotoru, a preto je veľmi dôležité presné opracovanie vnútorných plôch a odstránenie nečistôt po obrábaní, aby sa zamedzilo poškodeniu ložísk a prípadnej havárii turbodúchadla.



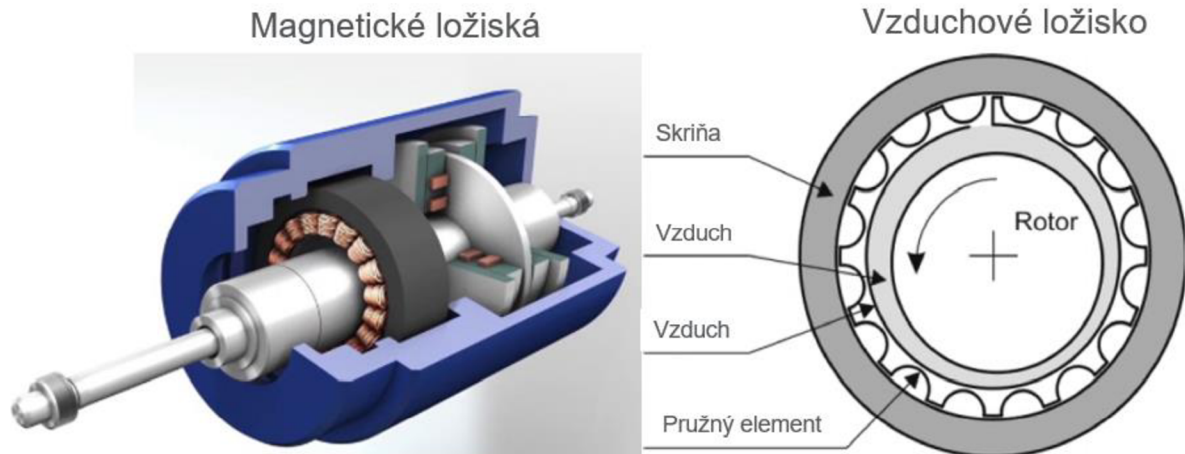
Obr. 8 Rez centrálnej skrine turbodúchadla s klznými ložiskami [4]

Ako je vidieť na *Obr. 8* v centrálnej časti sa nachádzajú ložiská, ktoré oddeľujú hriadeľ turbodúchadla a centrálnu skriňu. Ložiská zamedzujú radiálny a axiálny pohyb rotoru. Samotný typ či konštrukcia ložísk má nezanedbateľný vplyv na spotrebu paliva motoru ovplyvnenú práve trecími stratami.



Obr. 9 Gulôčkové ložiská v turbodúchadle [5]

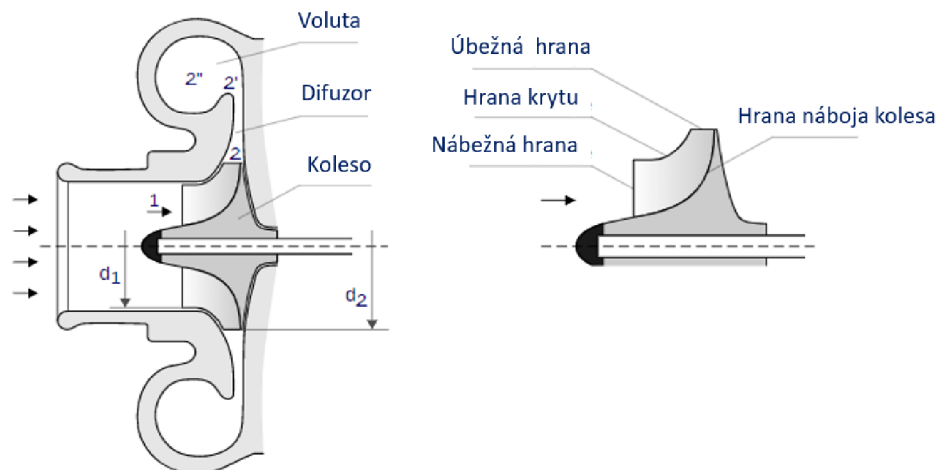
Medzi najpoužívanejšie ložiská v súčasnosti patria klzné olejom mazané puzdrové ložiská (*Obr. 8*) alebo gulôčkové ložiská (*Obr. 9*). Existuje pár konceptov kde sa začínajú používať aj vzduchové či magnetické ložiská (*Obr. 10*), ktoré sa však len zriedka objavujú v sériovej produkcii. S príchodom elektrifikácie turbodúchadiel sa budú postupne objavovať častejšie či už z dôvodu absencie kvapalného média alebo vyššej mechanickej účinnosti.



Obr. 10 Magnetické a vzduchové ložisko turbodúchadla

2.2 KOMPRESOROVÁ ČASŤ TURBODÚCHADLA

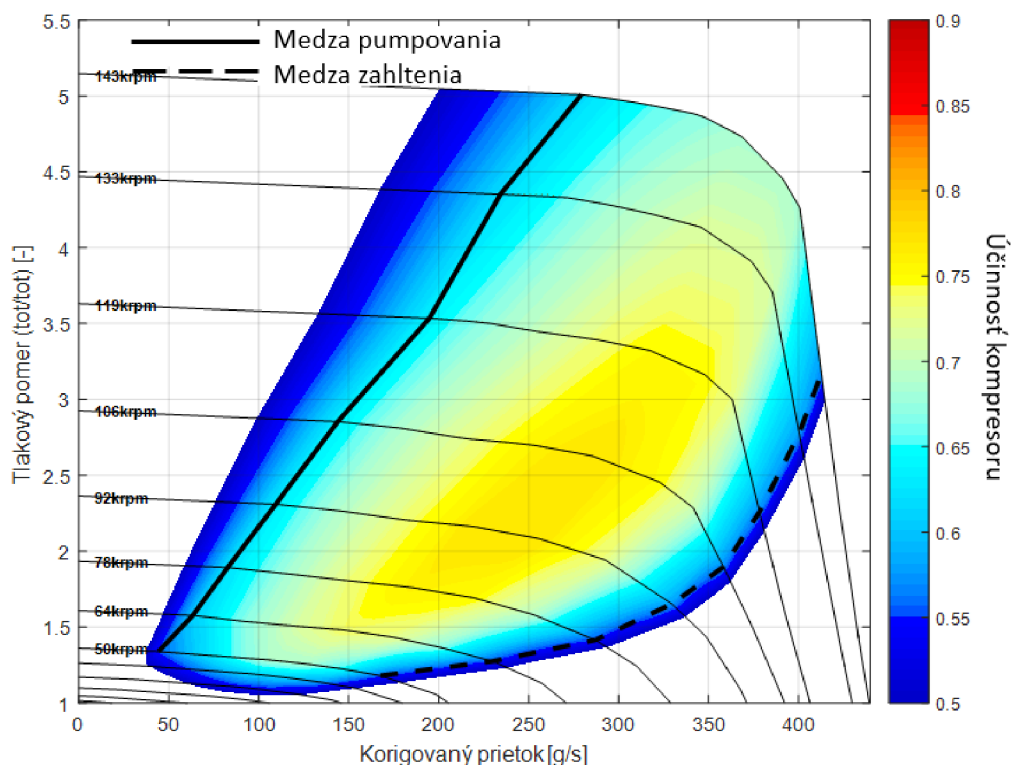
Kompresorová časť turbodúchadla sa skladá z dvoch hlavných častí, a to kompresorového kolesa a kompresorovej skrine. Ako je vidieť na Obr. 11 vzduch nasávaný z okolia vstupuje v axiálnom smere do kompresorovej skrine, následne na kompresorové koleso, kde sa vplyvom jeho otáčania mení smer prúdu vzduchu o 90° kde vystupuje radiálnym smerom. Po opustení kolesa putuje cez úzky priechod difúzorom a zhromažďuje sa v tzv. „volute“, čo je v podstate vnútorný priestor alebo objem kompresorovej skrine. Po zhromaždení stlačeného vzduchu opúšťa prúd vzduchu kompresorovú skriňu a putuje cez prípadný medzichladič stlačeného vzduchu do sacieho potrubia spaľovacieho motoru. [1]



Obr. 11 Skriňa a koliesko radiálneho kompresoru v reze [4]

2.2.1 CHARAKTERISTIKY KOMPRESORU

Najpodstatnejšie charakteristiky kompresoru potrebné pre správne priradenie kolesa k danému motoru sú zobrazené v tzv. „kompresorovej mape“ na Obr. 12. Táto mapa vzniká na špeciálnom zariadení vytvorenom pre testovanie a meranie charakteristík kompresoru zvanom „gas-stand“. Ide o plynný horák poháňajúci turbínu s inštrumentovanými senzormi pre snímanie najdôležitejších veličín.



Obr. 12: Typická charakteristika radiálneho odstredivého kompresoru

Najdôležitejším údajom kompresoru je tlakový pomer vynesný na ose Y definujúci to, aký bude plniaci tlak motoru. Ďalej je to účinnosť vynesená na osi Z ovplyvňujúca celkovú účinnosť turbodúchadla a tá nasledovne spotrebu spaľovacieho motoru. Na ose X je možné vidieť rozsah využiteľného prietoku vzduchu, kedy kompresor pracuje stabilne v akceptovateľných medziach účinnosti. Na základe tohto rozsahu je potom možné vhodne priradiť kompresor požiadavkám spaľovacieho motoru.

Tlakový pomer je funkciou prietoku vzduchu, účinnosti a otáčok turbodúchadla, ktoré sú taktiež zobrazené v kompresorovej mape ako krivky s konštantnou hodnotou. Otáčky a prietok vzduchu sú korigované tlakom a teplotou tak, aby bola mapa rovnaká bez ohľadu na okolité podmienky ako je nadmorská výška či teplota okolitého vzduchu. Korekcia prebieha podľa rovnice(6).

$$\dot{m}_{ckor} = \dot{m}_{ca} \cdot \sqrt{\frac{T_{1C}}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{1c}}, \quad (6)$$

kde :

\dot{m}_{ckor} – korigovaný prietok vzduchu kompresorom (kg/s),

\dot{m}_{ca} – prietok vzduchu kompresorom (kg/s),

T_{1C} – teplota na vstupe do kompresoru (K),

p_{1c} – totálny tlak vzduchu na vstupe do kompresoru (Pa).

$$n_{kor} = n_c \cdot \sqrt{\frac{298}{T1C}}, \quad (7)$$

kde:

n_{ckor} – korigované otáčky kompresoru (1/min),

n_c – otáčky kompresoru (1/min).

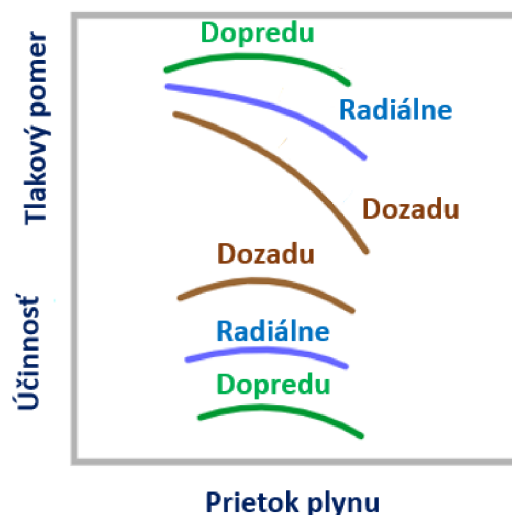
V kompresorovej mape sa nachádzajú 3 medze, ktoré ju ohraničujú. Z ľavej strany mapy je to „medza pumpovania“, zo strany pravej je to „medza zahltenia“ a v hornej časti mapy je obmedzenie maximálnych otáčok kompresorového kolesa. Ohraničenie mapy z hľadiska prietoku, a teda nájdenie medze pumpovania a medze zahltenia býva určené pozdĺž krivky konštantných otáčok.

Medza zahltenia nastáva vtedy, keď v mieste najužšieho prierezu prúdi vzduch maximálne rýchlosťou zvuku, zvyšujú sa aerodynamické straty a tlakový pomer spolu s účinnosťou začína rapídne klesať. Medza zahltenia teda určuje maximálnu prietokovú kapacitu kompresoru a najužší prierez sa nachádza buď v hrdle medzi lopatkami kompresoru, alebo v prípade kompresorovej skrine s lopatkami v difúzore je najužší prierez práve medzi nimi. [1]

Medza pumpovania naopak určuje minimálny prietok kompresoru pre dané otáčky rotoru. Nastáva v okamihu kedy kompresor prestáva operovať stabilne, prúd vzduchu sa obracia a vznikajú veľké tlakové oscilácie a rázy vedúce k fatálnemu poškodeniu kompresoru či ložísk turbodúchadla. V prípade výberu kompresoru je preto veľmi dôležité aby sa podmienky, v ktorých bude spaľovací motor operovať, nachádzali od tejto medze s určitou rezervou. Na rozdiel od medze zahltenia nedokáže byť medza pumpovania až na pár výnimiek určená analyticky a jej poloha nie je závislá iba na kompresore, ale aj na objeme sacieho potrubia motoru či prítomnosti medzichladiča. [1]

2.2.2 KOMPRESOROVÉ KOLESO

Samotné kompresorové koleso je zložené z tzv. anglického „hub“ čo môžeme preložiť ako náboj kolesa a zo zahnutých lopatiek. Lopatky kompresoru sú ohraničené tvarom jednotlivých hrán v kompresore, ktoré je možné vidieť na Obr. 11. Pri koreni lopatky na náboji kompresoru je tzv. „hub edge“, z opačnej strany je lopatka ohraničená kontúrou kompresorovej skrine tzv. „shroud edge“. Vzduch vstupuje na prednú nábežnú hranu kolesa tzv. „leading edge“ určenú na nasávanie prúdu vzduchu v axiálnom smere a koleso opúšťa po zmene smeru prúdu a jeho urýchlení pomocou zakrivenia lopatky na úbežnej hrane tzv. „trailing edge“. Tvar profilu lopatiek kompresoru má výrazný vplyv na jeho účinnosť, životnosť a odolnosť. Lopatky kompresorového kolesa majú 3 základné typy zakrivenia – dopredu, radiálne a dozadu – pričom každé z nich má určité pre a proti v závislosti na požadovanej vlastnosti. Dopredu zahnuté lopatky kompresoru sú v turbodúchadlách skôr raritou. Radiálne zakrivené lopatky boli používané hlavne v minulosti kvôli jednoduchšej výrobe a taktiež z hľadiska pevnosti kvôli nižšiemu vplyvu odstredivých síl spôsobených vysokou rýchlosťou otáčania kolesa. V dnešnej dobe dominujú v turbodúchadlách hlavne lopatky zahnuté dozadu, a to z dôvodu vyššej účinnosti. Na Obr. 13 je vidieť vplyv tvaru zakrivenia lopatky u turbodúchadiel pre spaľovacie motory na účinnosť kompresorového kolesa a tlakový pomer pre daný prietok vzduchu. [1] [4]



Obr. 13 Závislosť typu zakrivenia lopatky na výslednú účinnosť a tlakový pomer pre daný prietok [4]

Z Obr. 13 vyplýva, že dozadu zahnuté lopatky majú najvyššiu účinnosť, avšak umožňujú menšie stlačenie pri danom prietoku vzduchu. Na druhú stranu so stúpajúcim uhlom zakrivenia je lopatka podrobená vyššiemu ohybovému napätiu kvôli vyšším ohybovým silám pri vysokej rýchlosti otáčania. Pri návrhu tvaru lopatiek je teda nutné zvoliť určitý kompromis medzi mechanickou odolnosťou, výkonom, cenou a náročnosťou výrobného procesu kolesa. [4]

Z hľadiska návrhu kompresoru by bolo ideálne, aby mal čo najviac lopatiek. Avšak príliš mnoho lopatiek môže blokovať prívod vzduchu na vstupe, a preto sú na kolese použité „medzilopatky“ polovičnej veľkosti anglicky označované ako „splitter blades“. Tento typ kolesa je zobrazený na Obr. 14.



Obr. 14 Kompresorové koleso s polovičnými medzilopatkami „splitter blades“ [4]

Medzi veľmi dôležitý parameter kompresorového kolesa patrí tzv. „Trim“, ktorý vyjadruje pomer druhej mocniny polomerov na vstupe a výstupe kompresorového kolesa vid'. Obr. 15. podľa (8). Zmenou hodnoty „Trim“ je možné čiastočne dosiahnuť efekt zmeny veľkosti kompresorového kolesa, čím teda posúva v závislosti na jeho hodnote kompresorovú

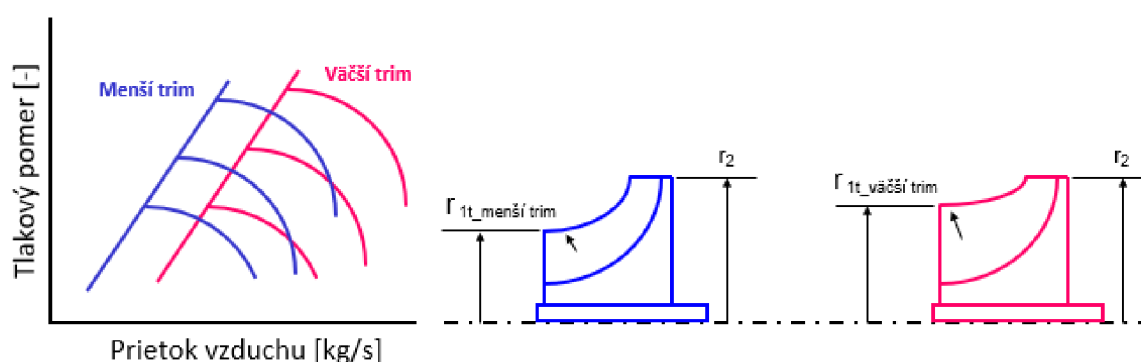
charakteristiku pozdĺž osy pretoku vzduchu. Menšia hodnota „Trimu“ teda škrtí alebo obmedzuje prietok vzduchu kompresorom a naopak vid'. Obr. 15 vľavo.

$$Trim = 100 \cdot \left(\frac{r_{1t}}{r_2} \right)^2, \quad (8)$$

kde:

r_{1t} – polomer vstupnej plochy kompresorového kolesa,

r_2 – polomer výstupnej plochy kompresorového kolesa.

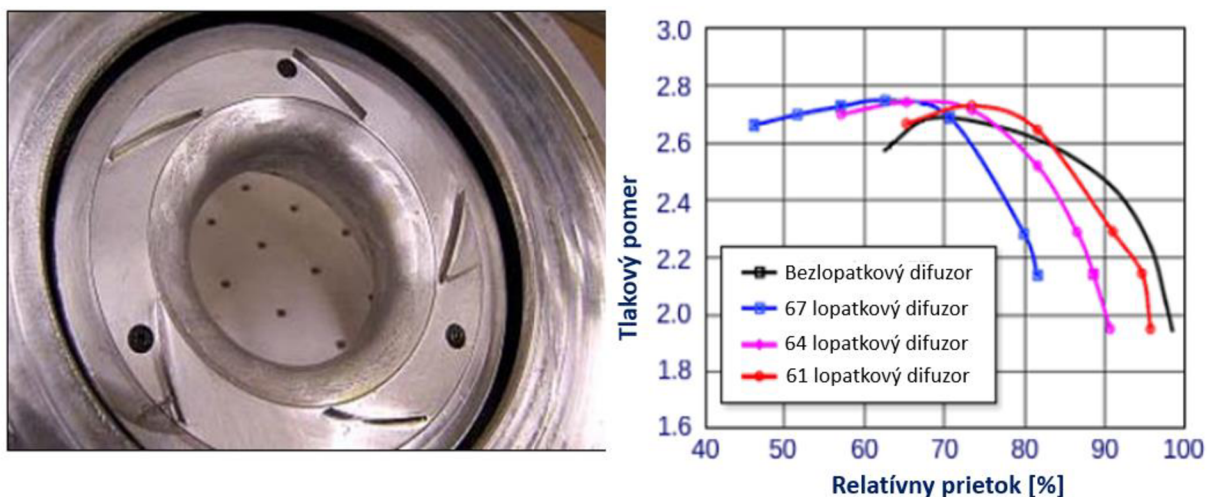


Obr. 15: Porovnanie menšieho a väčšieho „Trimu“ kompresorového kolesa

2.2.3 SKRIŇA KOMPRESORU

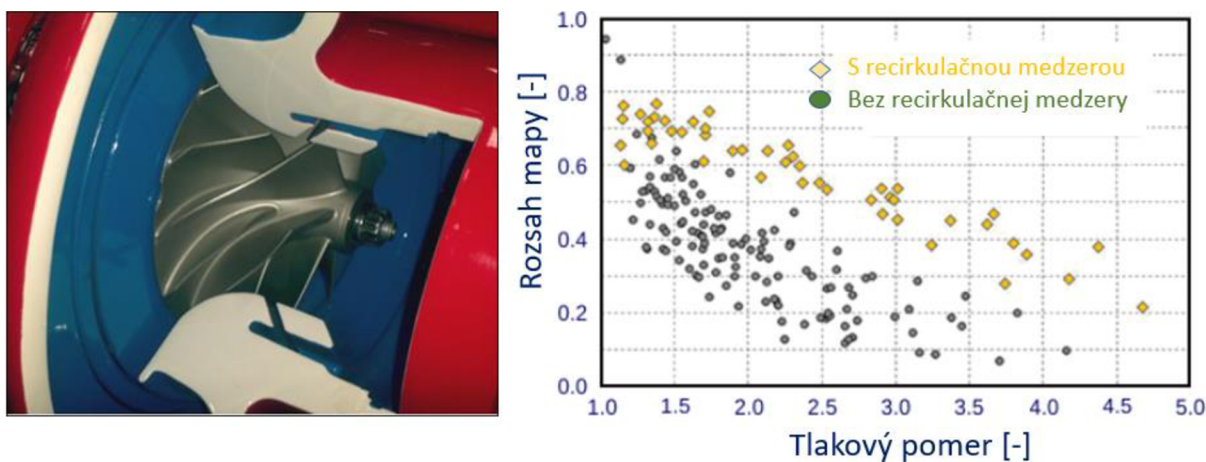
Skriňa kompresoru je špirálovitého dizajnu a jej hlavnou úlohou je zhromažďovanie a spomalenie urýchleného prúdu vzduchu vystupujúceho z kompresorového kolesa. Charakteristickým parametrom určujúcim pomer prietokovej plochy „voluty“ k radiálnej vzdialenosti stredu tejto plochy a stredu kompresorového kolesa je *A/R pomer*. Tento pomer však nemá výrazný efekt, pretože hlavným škrtiacim elementom kompresorového stupňa je „Trim“ kompresoru.

Škrtenie prebieha v turbínovej skrini vybavenej lopatkovým difúzorom, ktorý ovplyvňuje šírku a polohu kompresorovej mapy. *Medza pumpovania* je posunutá smerom k nižším prietokom vzduchu, čím je možné dosiahnuť vyšší tlakový pomer. Škrtením vzduchu je obmedzená aj pravá strana kompresorovej mapy a *medza zahltenia* nastáva podobne pri nižšom prietoku vid'. Obr. 16.



Obr. 16 Kompresorová skriňa s lopatkovým difúzorom a jeho vplyv na charakteristiky kompresoru [6]

Ďalšou možnou úpravou kompresorovej skrine je implementovanie recirkulačnej medzery na vstupe do kompresorovej skrine po obvode „shroud edge“. Z hľadiska axiálneho smeru býva umiestnená zvyčajne medzi nábežnými hranami lopatiek a polovičných lopatiek vid'. Obr. 17 vľavo. Časť nasávaného vzduchu vstupuje do medzery a putuje opačným smerom, čím je možné posunúť medzu pumpovania viac smerom doľava. Posunutím charakteristiky kompresoru je oddialený pracovný bod motora voči nebezpečnej oblasti. Na Obr. 17 vpravo je možné vidieť šírku kompresorovej mapy v relatívnych číslach s použitím a bez použitia recirkulačnej medzery. [6]



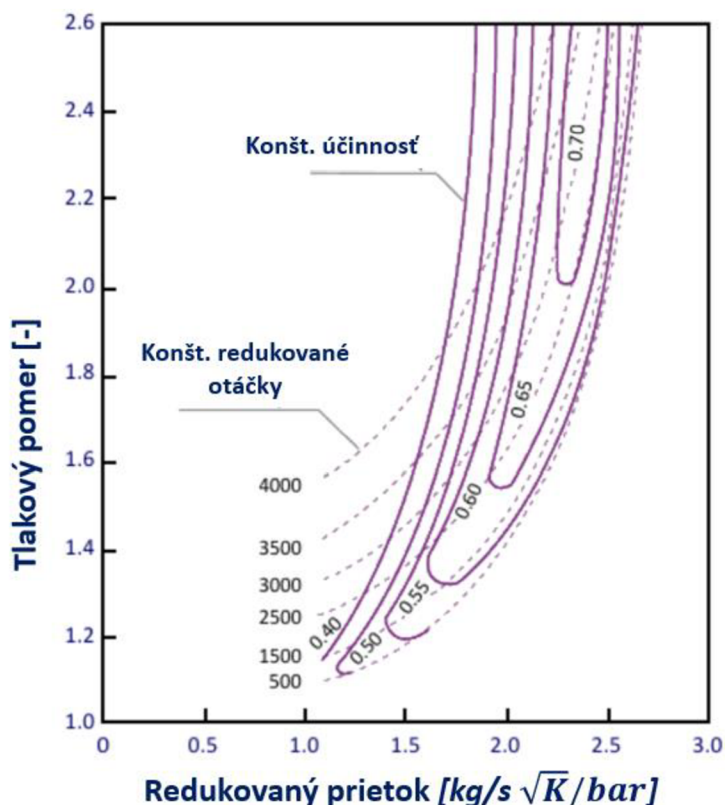
Obr. 17 Kompresorová skriňa s recirkulačnou medzerou [6]

Najpoužívanejším materiálom je zliatina hliníka, pričom s použitím tvrdšieho materiálu kompresorového kolesa ako je titan, býva vyrobená primárne kvôli bezpečnosti zo železných zliatin, aby sa zamedzilo prípadnému prestreleniu častí kolesa počas prípadného poškodenia kompresoru.

2.3 TURBÍNOVÁ ČASŤ TURBODÚCHADLA

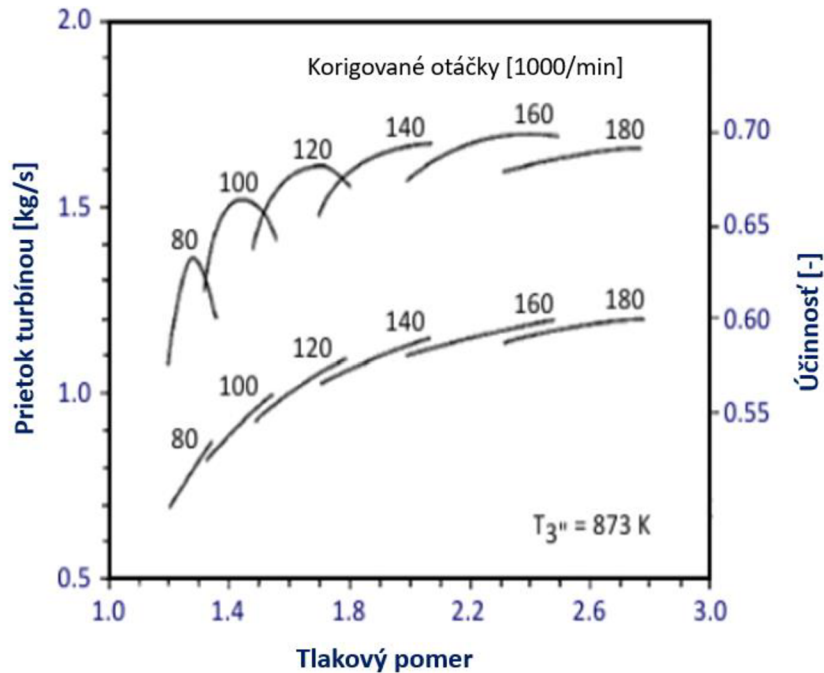
2.3.1 TURBÍNOVÉ CHARAKTERISTIKY

Podobne ako pri kompresore je priradenie turbíny spaľovaciemu motoru vykonávané na základe turbínovej charakteristiky tzv. „turbínovej mapy“. V turbínovej charakteristike sa nachádzajú údaje o prietoku, tlakovom pomere účinnosti a otáčkach získané spolu s kompresorovými charakteristikami na plynovom horáku poháňajúcom turbínu.



Obr. 18 Plná charakteristika turbíny (Turbínová mapa) [6]

Typická mapa alebo charakteristika turbíny je zobrazená na Obr. 18, kde tlakový pomer vyjadruje pomer tlaku na vstupe a tlaku na výstupe turbínového kolesa. Maximálny prietok turbínovým stupňom je definovaný pre konštantné otáčky rotoru, pričom s ich rastúcou hodnotou klesá.



Obr. 19: Typická turbínová charakteristika [6]

Najčastejšia podoba turbínovej charakteristiky je však zobrazená na Obr. 19, kedy sú vybrané úseky pre dané otáčky, kde sa nachádza najväčšia účinnosť turbíny. Kvôli porovnaniu jednotlivých dizajnov turbíny existuje viacero bezrozmerných veličín popisujúcich ich vlastnosti z hľadiska výkonu. Medzi prvý parameter, popisujúci turbínu patrí tzv. „špecifická rýchlosť“, ktorá porovnáva výkon geometricky podobných turbín s rozdielnou veľkosťou turbínového kolesa. Pomocou tohto parametru je potom možné škálovať turbínu vhodnú pre rôzne prietoky výfukových plynov. [6]

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_2}}{(\Delta h_{ideal})^{\frac{3}{4}}}, \quad (9)$$

kde :

N_s – špecifická rýchlosť (-),

ω – uhlová rýchlosť rotoru (rad/s),

Q_2 – objemový prietok plynu cez turbínu v podmienkach na výstupe z rotoru (m^3/s),

Δh_{ideal} – špecifická ideálna vykonaná práca (J).

Medzi ďalšiu menej používanú bezrozmernú charakteristiku patrí „špecifický priemer“, podobne ako N_s k porovnaniu výkonu medzi jednotlivými turbínovými kolesami. [6]

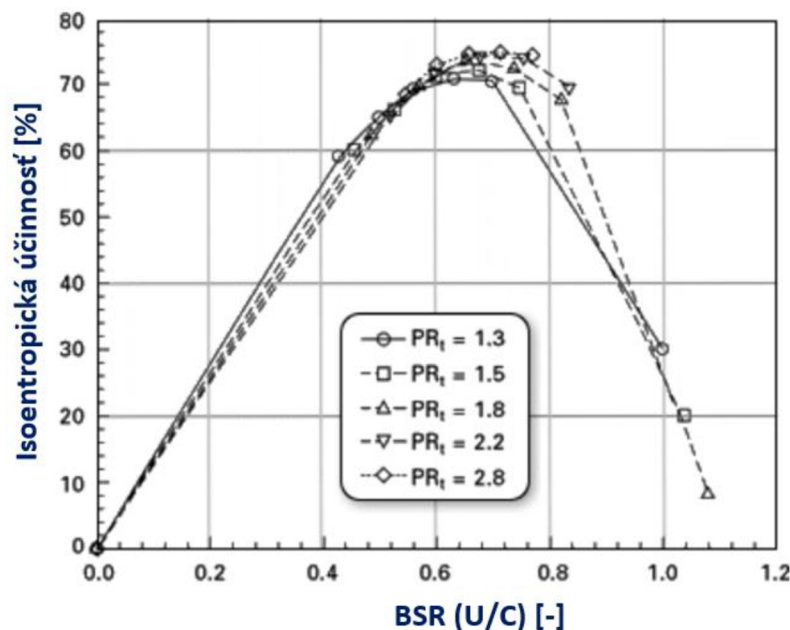
$$D_s = \frac{d_{tip} (\Delta h_{ideal})^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q_2}}, \quad (10)$$

kde :

D_s – špecifický priemer (-),

d_{tip} – najväčší priemer kolesa (m).

Medzi veľmi dôležitý parameter najčastejšie používaný v praxi patrí tzv. „blade-speed-ratio (BSR)“ alebo „blade-jet-ratio“, čo v preklade znamená „rýchlostný pomer lopatka-tryska“. Tento pomer, podobne ako predchádzajúce bezrozmerné čísla popisujúce turbíny, slúži na porovnanie rôznych turbín z hľadiska výkonu a spája dve výkonnostné charakteristiky, a to rýchlosť otáčania rotoru a expanzný pomer. BSR je definovaný ako pomer obvodovej rýchlosti kolesa v jeho najväčšom priemere ku izoentropickej výtokovej rýchlosti, ktorú by dosiahol plyn pri výtoku/expanzii z ideálnej trysky. [6]



Obr. 20 Závislosť účinnosti turbíny na BSR [6]

Vďaka tomuto parametru je možné v turbínovej charakteristike čiastočne eliminovať vplyv rýchlosti otáčania turbíny vid'. (11) a vytvoriť tak závislosť účinnosti na tomto pomere pri porovnávaní rôznych dizajnov či veľkostí turbínových kolies. [6]

$$BSR = \frac{U}{c_0} = \frac{U}{\sqrt{2\Delta h_{ideal}}} = \frac{U}{\sqrt{2c_p T_0 \left[1 - \left(\frac{1}{er} \right)^{k-1/k} \right]}}, \quad (11)$$

kde :

BSR – rýchlostný pomer turbínového kolesa (-)

U – obvodová rýchlosť v najväčšom priemere turbínového kolesa (m/s),

c_0 – izoentropická rýchlosť pri výtoku z ideálnej trysky (m/s),

T_0 – teplota pri výtoku z ideálnej trysky (K),

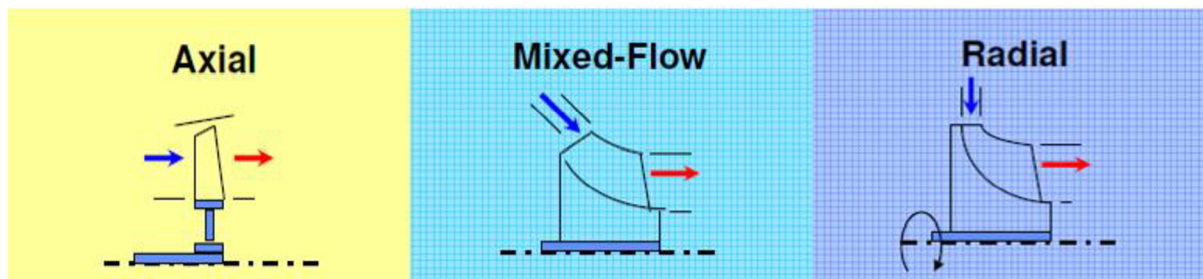
c_p – merná tepelná kapacita za konštantného tlaku (J · kg/K),

er – expanzný pomer tlakov na turbíne (-),

k – Poissonova konštanta (-).

2.3.2 TURBÍNOVÉ KOLESO

Hlavnou úlohou turbínového kolesa je čo najefektívnejšie premieňať energiu pohybujúcej sa tekutiny na mechanickú prácu roztočením hriadeľu, s ktorým je pevne spojené. Podľa typu prúdenia cez koleso môžeme rozlišovať v turbodúchadlách 3 najpoužívanejšie druhy turbíny:



Obr. 21 Typy geometrie turbínového kolesa

- Axiálne koleso, ktorého konštrukcia je založená na tom, že plyn roztáčajúci turbínu vstupuje v axiálnom smere na lopatku, a teda rovnobežne s osou otáčania turbíny ako je možné vidieť na Obr. 21. Tento typ kolesa má najväčšiu účinnosť a je najpoužívanejší v prípadoch, kde je nižší expanzný pomer, vysoký prietok plynov a je teda vhodnejší pre turbodúchadlá väčších rozmerov ako sú veľké lodné motory alebo stacionárne motory. [3] [7]
- Zmiešané koleso tiež často označované anglickým názvom „Mixed-flow“ je oproti axiálnemu typu účinnejšie v podmienkach vyššieho expanzného pomeru, a naopak oproti ďalej spomenutému radiálnemu kolesu má vyššiu kapacitu prietoku. Vyznačuje sa tým, že plyny vstupujú na lopatky podľa Obr. 21 a je to teda niečo medzi kolmým v a rovnobežným vstupom plynov vzhľadom k osi otáčania kolesa. Použitie tohto typu býva často na aplikáciách s väčším objemom valcov motoru, čím sa práve vyznačujú úžitkové nákladné vozidlá. [3] [7]
- Radiálne koleso je prispôbené tomu, aby pracovalo s vysokou účinnosťou vo vyšších expanzných pomeroch a menšom prietoku plynov. Z Obr. 21 je jasne vidieť smer vstupujúcich plynov kolmo na os otáčania. Je to konštrukcia najvhodnejšia v oblasti turbodúchadiel hlavne vďaka jeho kompaktnosti a pevnosti počas operácie vo vysokých tlakoch a teplotách. Tento typ kolieska je teda najpoužívanejší a vyskytuje sa ako v osobných, tak aj v nákladných vozidlách. [3] [7]

Koľko energie je schopná turbína premeniť veľmi závisí na vektoroch rýchlosti vstupujúcich na jej lopatku, zobrazených na Obr. 22. Ak so zanedbaním strát budeme predpokladať, že výkon predávaný pracovnou látkou obežnému kolesu je úmerný zmene momentov hybnosti obvodovej zložky vektoru vstupnej a výstupnej rýchlosti, je možné aplikovať *Eulerovu rovnicu*. *Eulerova vnútorná práca* a_E je definovaná ako rozdiel momentov hybnosti obvodových zložiek absolútneho prúdu k ose rotoru. Z dôvodu, že výstupný priemer turbíny je u centripetálnej turbíny menší ako vstupný, klesá aj podiel tangenciálnej zložky vektoru rýchlosti v_{2t} na prenášanom momente. Na druhej strane by sa však s rastom v_{2t} zväčšovala výstupná rýchlosť a s ňou výstupná strata, ktorá je najmenšia pre nulovú rýchlosť tangenciálnej zložky v_{2t} . Preto je účelné navrhovať turbínu tak, aby výstupný uhol z kolesa voči ose rotácie bol čo najbližšie k nule. Prenášaný výkon je teda určený vstupnou obvodovou zložkou v_{3t} ako je možné vidieť v rovnici (12). [3] [7]

$$a_E = u_3 \cdot v_3 - u_2 \cdot v_{2t}$$

kde:

$$u_2 \cdot v_{2t} \cong 0,$$

potom:

$$a_E = u_3 \cdot v_3,$$

$$P_T = \dot{m}_T \cdot a_E,$$

kde:

a_E – Eulerova vnútorná práca,

u_2 – obvodová rýchlosť lopatky (m/s)

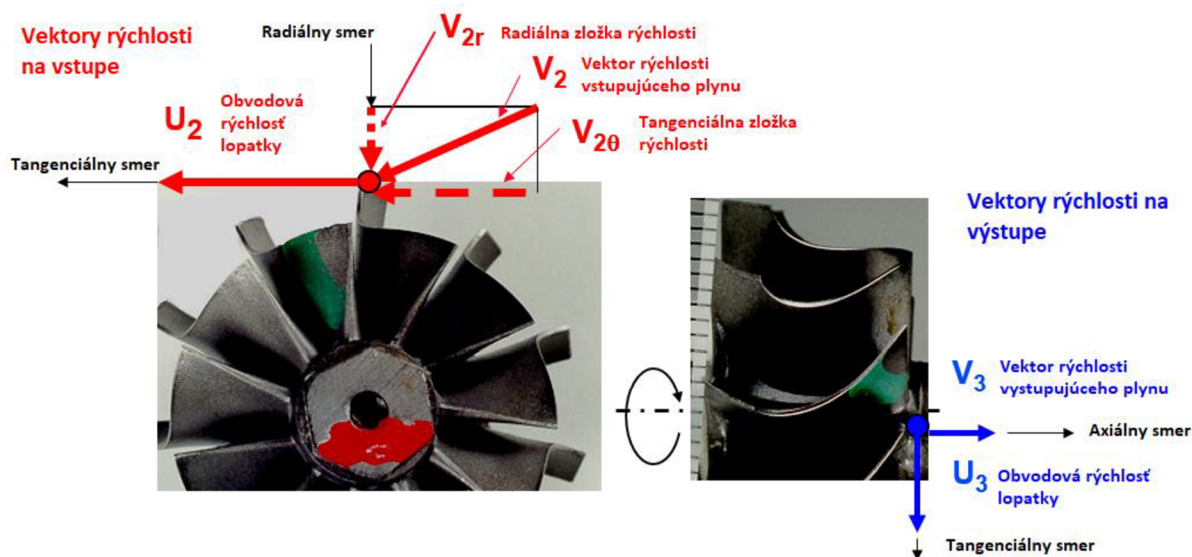
u_3 – obvodová rýchlosť lopatky (m/s)

v_{2t} – tangenciálna zložka rýchlosti (m/s)

v_3 – tangenciálna vektoru rýchlosti vystupujúceho plynu (m/s)

P_T – výkon (kW)

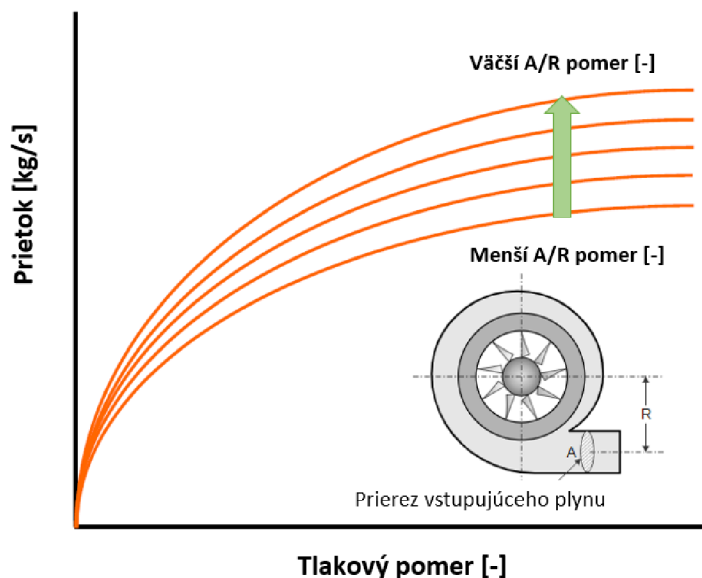
\dot{m}_T – hmotnostný prietok turbínou (kg/s)



Obr. 22: Vektory rýchlosti na radiálnej turbíne

2.3.3 TURBÍNOVÁ SKRIŇA

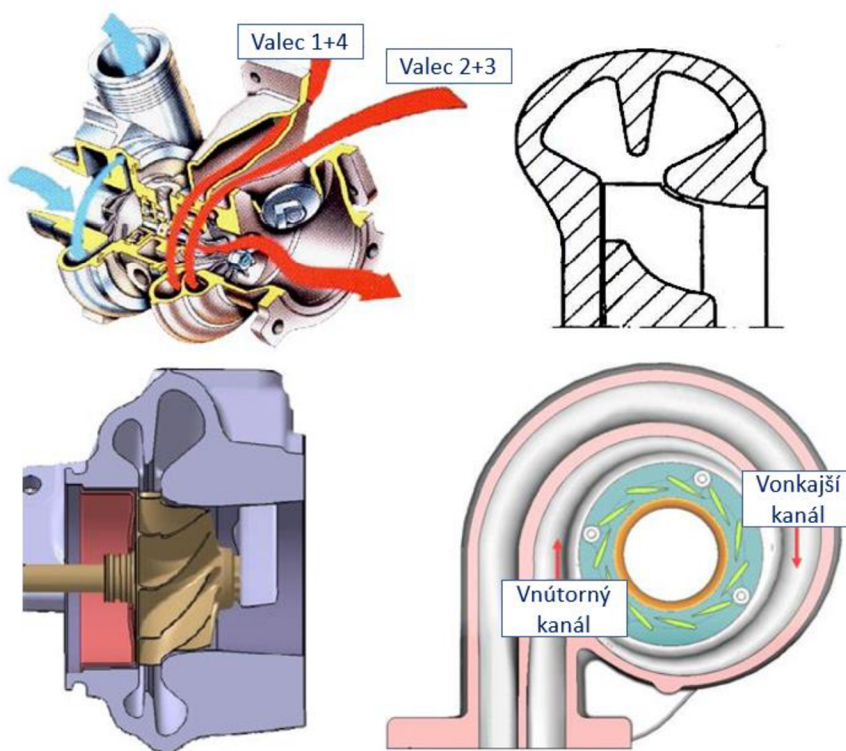
Turbínová skriňa je podobne ako u kompresoru špirálovitého tvaru, avšak plyn tu prúdi opačným smerom a funguje na princípe trysky. Parameter turbínovej skrine, ktorý má na rozdiel od skrine kompresoru výrazný vplyv na výkon turbíny je A/R pomer, a teda pomer prietokovej plochy vstupujúceho plynu k vzdialenosti medzi stredom tejto plochy a stredom turbínového kolesa Obr. 23. [1] [4]



Obr. 23 Vplyv pomeru A/R na prietok turbínou v závislosti na tlakovom pomere

Zmenšovaním A/R pomeru je zvyšovaná tangenciálna zložka rýchlosti plynu vstupujúceho na turbínové koleso a pre daný prietok výfukových plynov dokáže zvýšiť rýchlosť turbínového kolesa, čím je schopný kompresor dodať väčšie množstvo vzduchu. Tento efekt je žiadúci v nižších otáčkach motoru, kedy je točivý moment obmedzený dávkou paliva, avšak so zvyšujúcimi sa otáčkami má nežiaduci efekt z dôvodu škrtenia prietoku výfukových plynov a zvyšovania pumpovacích strát motoru. [1] [4]

Rozlišujeme dva základné typy turbínových skriň v závislosti na tom, či sa jedná o rovnotlaké preplňovanie (Obr. 5), alebo pulzné preplňovanie (Obr. 6). Zatiaľ čo u rovnotlakého preplňovania sa používa skriňa slimákovho tvaru s jedným nedeleným kanálom u pulzného preplňovania, kde je dôležitá separácia výfukových plynov z jednotlivých valcov motoru tak, aby sa čo najmenej ovplyvňovali sa používa delená turbínová skriňa. Existujú viaceré prevedenia delenej turbínovej skrine vid'. Obr. 24, kde môže byť skriňa rozdelená radiálne alebo sektorovo po obvode kolesa. V mnohých prípadoch býva v prípade radiálneho rozdelenia skriňa nesymetricky rozdelená, kedy je menší slimákový kanál napojený na vetvu *EGR* a umožňuje teda väčší tlakový spád potrebný k riadeniu recirkulácie spalín. [1] [4]



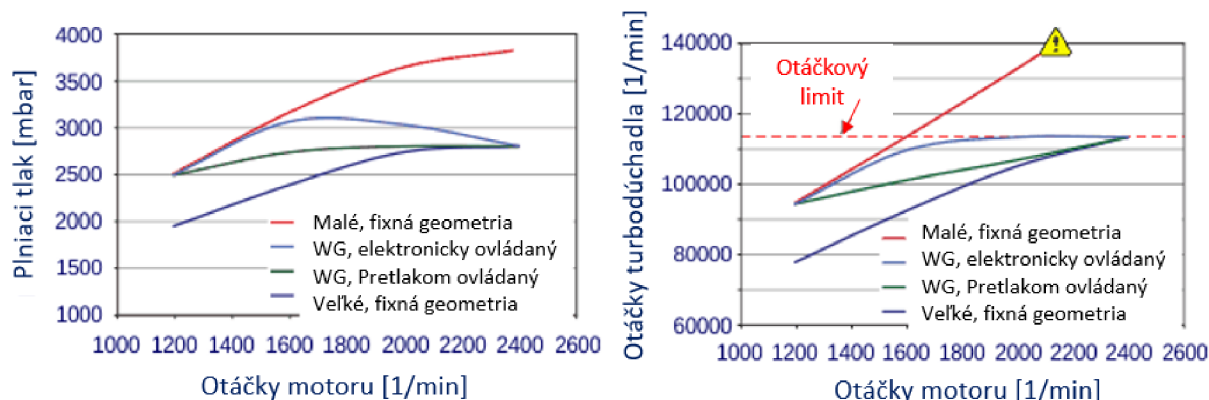
Obr. 24 Príklady turbínovej skrine s dvoma kanálmi [4]

2.4 KONVENČNÉ METÓDY REGULÁCIE TURBODÚCHADIEL

Turbodúchadlá pre spaľovacie motory môžeme v súčasnosti rozdeliť podľa spôsobu regulácie do troch základných skupín. Každý typ turbodúchadla je vhodný pre určitý typ spaľovacieho motoru a v niektorých prípadoch sa môžu prekrývať, pričom rozhodujúcim faktorom býva pomer cena/výkon. U niektorých typov motorov nie je regulácia potrebná, avšak u niektorých je zase naopak regulácia vyžadovaná, či už z dôvodu bezpečnosti, alebo prispôbenia turbodúchadla na rôzne pracovné body motoru.

2.4.1 TURBODÚCHADLO BEZ REGULÁCIE

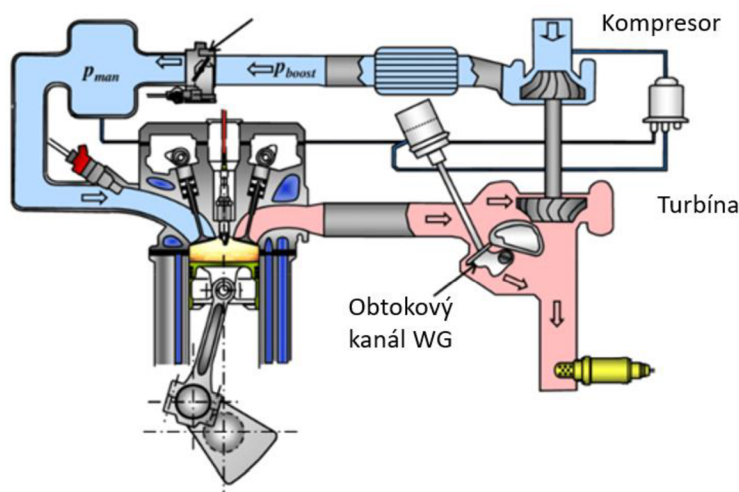
Najjednoduchší typ turbodúchadla je bez akejkoľvek regulácie a plniaci tlak je teda určený iba na základe prietoku výfukových plynov a charakteristiky turbodúchadla. Tento typ má viaceré obmedzenia a používa sa v spaľovacích motoroch, kde je postačujúce priradiť turbodúchadlo na jeden pracovný bod spaľovacieho motoru vid'. Obr. 33. Takéto zariadenie sa používa napríklad pri lodných motoroch, kedy sa turbodúchadlo páruje na otáčky motoru v maximálnom výkone a tu operuje väčšinu svojho času. Motory s týmto typom turbodúchadla majú vysokú odozvu a nástup výkonu je pomalší, preto je tento typ využívaný aj v prípade záložných generátorov elektrickej energie pracujúcich so stálymi otáčkami. Práve jednoduchosť turbodúchadla a stále režimy sú však jeho najväčšia výhoda z pohľadu ceny a spoľahlivosti, keďže sa tam nenachádzajú žiadne pohyblivé regulačné prvky či aktuátory. Kvôli nemožnosti regulácie je však u tohto typu vyššie riziko poškodenia pri prekročení otáčok turbodúchadla (vid'. Obr. 25) hlavne vo vyšších nadmorských výškach. [3] [8]



Obr. 25: Porovnanie pracovných otáčok a plniaceho tlaku pre turbodúchadlo s/bez regulácie [8]

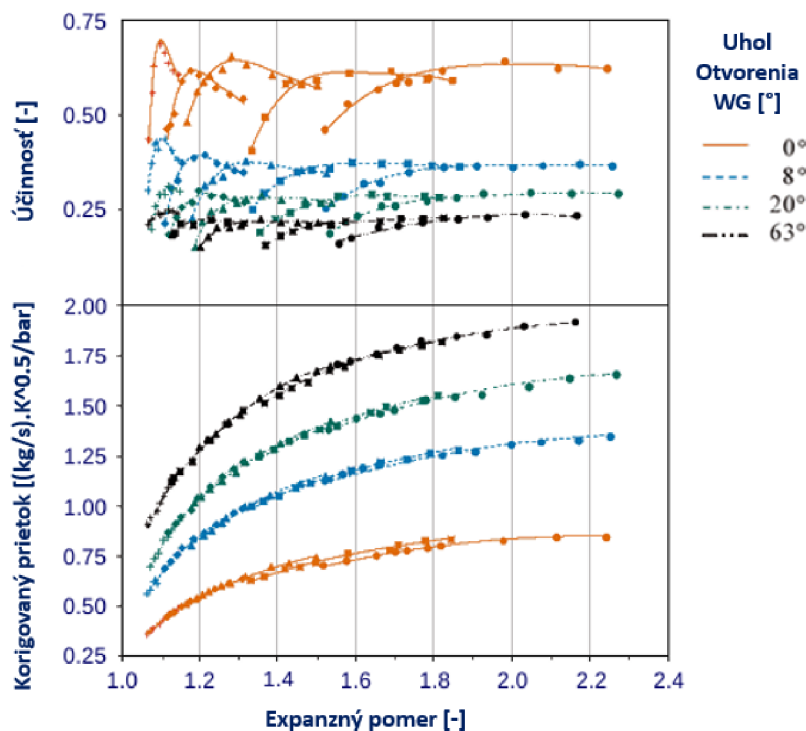
2.4.2 TURBODÚCHADLO S OBTOKOVÝM KANÁLOM

Pridaním obtokového kanála anglicky tzv. „Wastegate (WG)“ na turbínovú stranu je možné regulovať plniaci tlak vytvorený kompresorom a zamedziť tak nebezpečným stavom ako je pretočenie turbodúchadla vid'. bledomodrá a zelená krivka na Obr. 25.



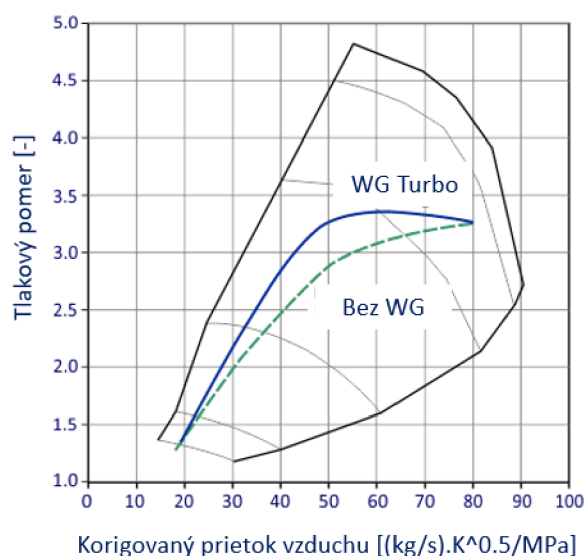
Obr. 26 Schéma motoru s obtokovým kanálom na výfukovej strane WG [9]

Regulácia spočíva v upúšťaní časti výfukových plynov (vid'. Obr. 26) za turbínu a tým dodáva kompresoru menej príkonu, čím sú obmedzené otáčky a plniaci tlak. Ide teda o stratovú reguláciu, čo má za následok zníženie účinnosti turbíny vid'. Obr. 27. V úplnom zatvorení ventilu má turbína najmenšiu prietokovú kapacitu, avšak dosahuje najvyššiu účinnosť (oranžová farba), ktorá vplyvom otvorenia ventilu prudko klesá.



Obr. 27 Vplyv otvorenia obtokového kanálu na prietok a účinnosť turbíny [8]

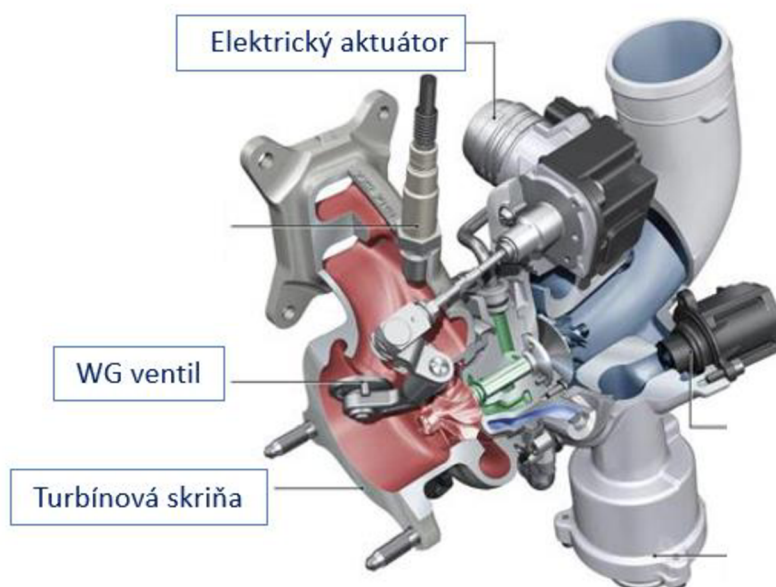
V prípade naladenia motoru na rovnaký bod v kompresorovej mape je možné použiť u turbodúchadla s WG kanálom menší A/R pomer turbínovej skrine. V takom prípade sa zníži odozva turbodúchadla, zvýši plniaci tlak v celom spektre otáčok motoru a zároveň dosiahne požadované stlačenie vzduchu v maximálnom výkone motoru (konečný bod oboch kriviek) vid'. Obr. 28.



Obr. 28 Krivka plného zaťaženia motoru s turbodúchadlom bez regulácie a s WG [8]

Obtokový kanál môže byť umiestnený ešte pred vstupom do turbodúchadla, avšak v súčasnosti je najviac používaný integrovaný kanál v turbínovej skrini v podobe klapky s ovládacím

ramenom a ovládacou kľukou. Kľuka ventilu býva ovládaná pneumatickým alebo elektrickým aktuátorom.



Obr. 29 Turbodúchadlo s elektricky ovládaným WG [8]

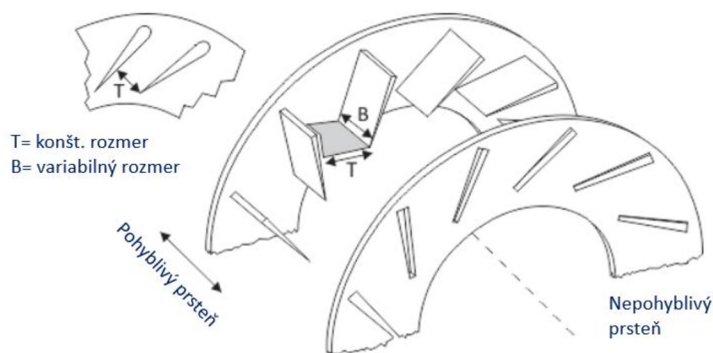
2.4.3 TURBODÚCHADLO S VARIABILNOU GEOMETRIOU LOPATIEK STATORU

Turbodúchadlo s variabilnou geometriou lopatiek má viacero označení, pričom vo firme *Garrett Advancing Motion* sa používa pod skratkou „VNT“. Tento typ regulácie turbodúchadla prináša mnoho výhod v porovnaní s turbodúchadlom s obtokovým kanálom.

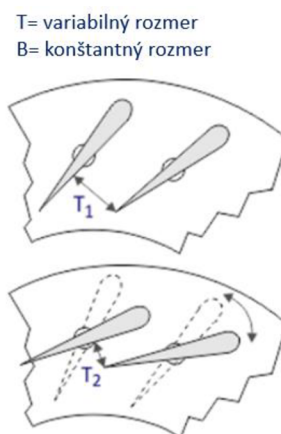


Obr. 30 VNT Turbodúchadlo a príklad VNT prstenca s naklápacími lopatkami (vpravo) [10]

Medzi najdôležitejšie výhody patrí práve možnosť zmeny prietoku cez turbodúchadlo zabezpečená pohyblivými lopatkami statoru (Obr. 32) alebo pohybujúcim sa prsteňom zužujúcim šírku vstupu na turbínové koleso (Obr. 31).

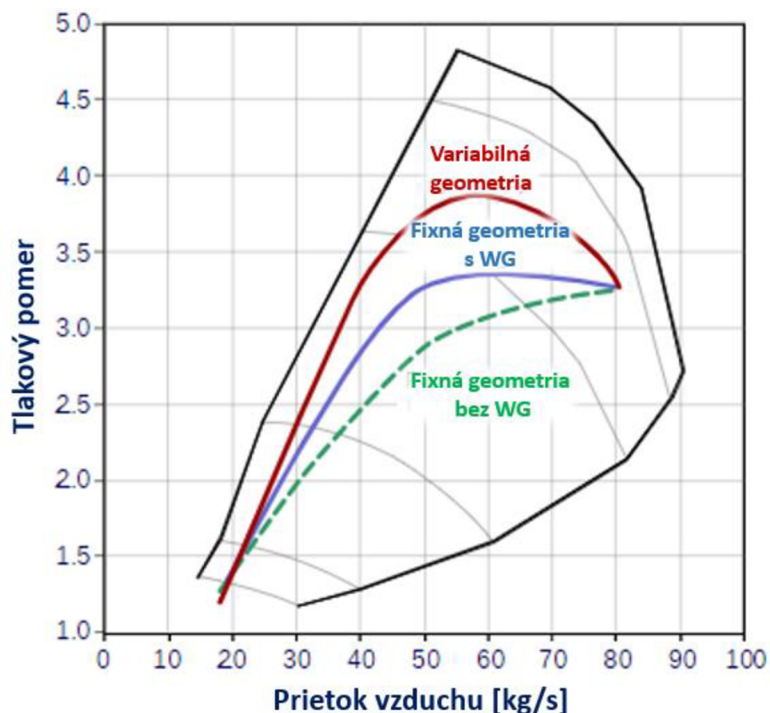


Obr. 31 Variabilná geometria statoru turbíny pohyblivým prsteňom [10]



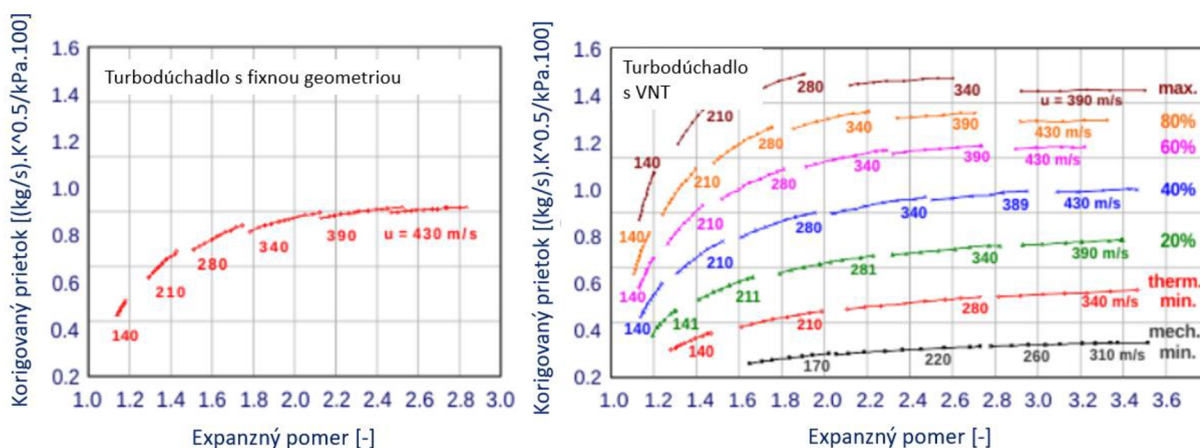
Obr. 32 Variabilná geometria statoru turbíny pohyblivými lopatkami [10]

Vďaka zmene prietokového prierezu je možné aktívne riadiť výkon generovaný turbínou. Na Obr. 33 je znázornená krivka plného zaťaženia motoru s rôznym typom regulácie turbodúchadla. Turbodúchadlo s *VNT* reguláciou je teda schopné dosiahnuť omnoho vyšších stlačení kompresoru a zabezpečiť tak požadovaný tlak v maximálnom výkone motoru bez toho, aby bolo nutné upúšťať časť výfukových plynov.



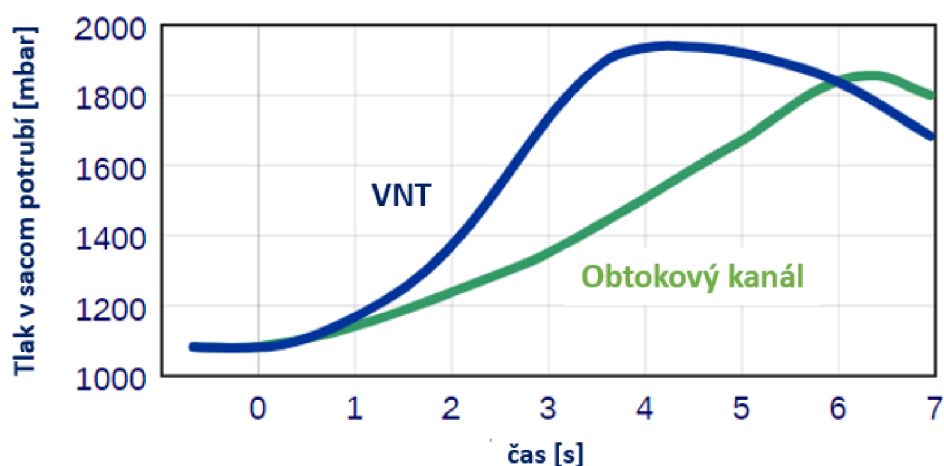
Obr. 33 Krivka plného zataženia motoru s rôznym typom regulácie turbodúchadla [10]

Premenlivý prietokový prierez simuluje efekt zmeny pomeru A/R , kedy v nízkych otáčkach motoru lopatky uzatvára a následne smerom k vyšším prietokom výfukových plynov pozvoľne otvára. Okrem toho zvýšením plniaceho tlaku v nižších otáčkach motoru výrazne znižuje dymivosť motoru a mernú efektívnu spotrebu paliva.



Obr. 34 Efekt zmeny otvorenia lopatiek VNT na turbínovú charakteristiku [10]

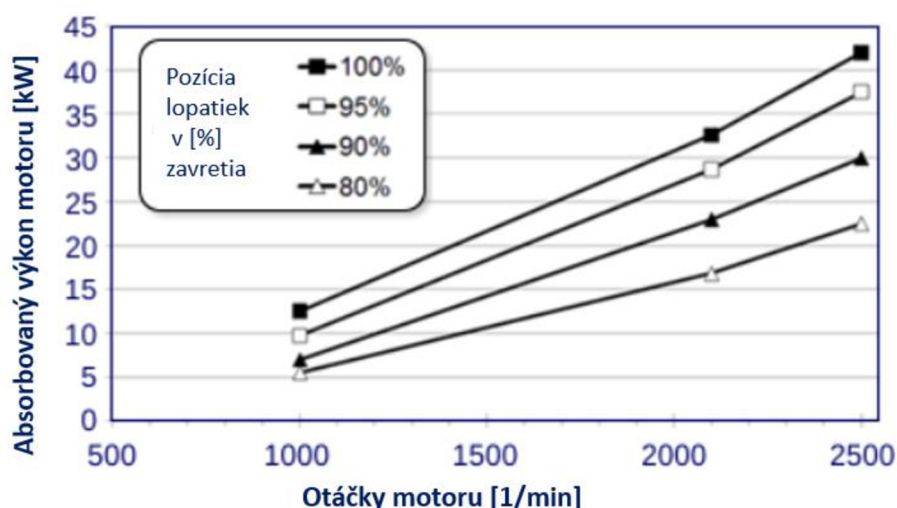
Ďalšou výhodou prečo je riešenie regulácie pomocou VNT populárne aj napriek vyššej cene, je časová odozva turbodúchadla vid'. reprezentatívny príklad Obr. 35.



Obr. 35 Čas potrebný na dosiahnutie požadovaného tlaku v sacom potrubí motora s rôznym typom regulácie turbodúchadla [10]

Nemenej dôležitá funkcia turbodúchadla s *VNT* reguláciou je možnosť riadenia dostatočného tlakového spádu potrebného na spätnú recirkuláciu spalín v prípade vysokotlakovej vetvy *EGR* vid'. kapitola 6.2.1. [10]

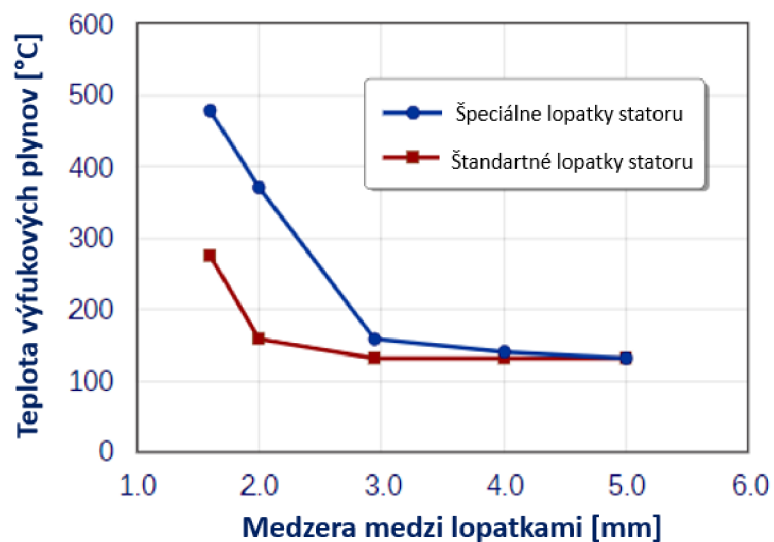
Motory umiestňované v ťahačoch bývajú vo väčšine prípadov vybavené motorovou brzdou vo forme klapky zvyšujúcej protitlak vo výfukovom potrubí. Turbodúchadlo s *VNT* dokáže replikovať podobný stav v prípade, že je schopné úplného uzavretia lopatiek tak aby vytvorilo dostatočný brzdný výkon vid'. Obr. 36. Obdobne v prípade dekompresnej motorovej brzdy, kedy sú počas kompresného zdvihu sacie ventily otvorené musí motor z dôvodu vyššieho plniaceho tlaku zabezpečeného *VNT* mechanizmom vykonať väčšiu prácu a efekt spomalenia je o to výraznejší. [10]



Obr. 36 Vplyv pozície *VNT* na absorbovaný výkon pri brzdení motorom [10]

Možnosť ovládať lopatky nezávisle na otáčkach a podmienkach motora je výhodou obzvlášť v moderných motoroch vybavených systémami čistenia výfukových plynov, ktorých účinnosť redukcie škodlivín výrazne závisí na teplote výfukových plynov. Pomocou variabilnej geometrie je možné čiastočne zvýšiť teplotu spôsobom, kedy operuje turbína v nízkej oblasti

účinnosti, a motor teda musí konať väčšiu prácu, čím stúpne teplota na výstupe z turbínového kolesa. Nasledujúci graf ukazuje vplyv výšky medzery na výstupnú teplotu výfukových plynov s konvenčnými lopatkami a špeciálne upravenými lopatkami VNT, ktorých poloha je vysoko závislá na účinnosti turbíny. [10]



Obr. 37 Zvýšenie teploty výfukových plynov v závislosti na medzere medzi lopatkami statoru turbíny [10]

3 TERMODYNAMICKÉ DEJE TURBODÚCHADLA

Termodynamika turbodúchadiel hrá veľmi dôležitú rolu v základnom návrhu samotného lopatkového stroja. Preto je potrebné poznať základné termodynamické veličiny, ktoré sa podieľajú na premene energií v turbodúchadle. V nasledujúcich vzťahoch sa uvažuje vzduch a výfukové spaliny ako dokonale stlačiteľný ideálny plyn.

Zo zákona zachovania energie je možné odvodiť takzvanú celkovú entalpiu zabrzdeného prúdu, ktorá je pri zanedbaní potenciálnej energie Ep_1 súčtom vnútornej energie sústavy u a tlakovej energie Ep_2 potrebnej na vykonanie práce pri presune elementárneho objemu do prostredia o vyššom tlaku a energie kinetickej Ek . [11]

$$h_t = u + Ek + Ep_1 + Ep_2 \quad (13)$$

h_t - merná celková alebo totálna entalpia (J/kg),

u - merná vnútorná energia sústavy (J/kg),

Ek - merná kinetická energia prúdu (J/kg),

Ep_1 - merná potenciálna energia (J/kg),

Ep_2 - merná tlaková energia (J/kg).

$$h_t = u + \frac{c^2}{2} + 0 + \frac{p}{\rho}, \quad (14)$$

c - rýchlosť prúdu v strede obecného prierezu (m/s),

ρ - hustota média (kg/m³).

Kde ďalšou úpravou je možné stanoviť že celková entalpia je rovná súčtu statickej entalpie a kinetickej energie.

$$h_t = h_s + \frac{c^2}{2}, \quad (15)$$

Ďalej je potom totálna T_t sumou teploty statickej T_s a teploty dynamickej T_{dyn} . Statická teplota je teplota v blízkosti povrchu steny, kde je uvažovaná nulová rýchlosť v medznej vrstve a teplota dynamická je rozdiel medzi teplotou reálne nameranou pri použití sondy do prúdu vzduchu alebo spalín. Na základe znalosti totálnej entalpie zo vzťahu (16) a vzorca pre kinetickú energiu Ek je možné určiť vyššie spomenuté teploty. [11]

$$T_t = T_s + T_{dyn} = T_s + \frac{c^2}{2c_p}, \quad (16)$$

T_s - statická teplota (K)

T_t - totálna teplota (K)

T_{dyn} - dynamická teplota (K)

c_p - merná tepelná kapacita za konštantného tlaku (J.kg/K).

K dosiahnutiu čo najlepšieho výkonu tohto zariadenia sú podstatné účinnosti jeho jednotlivých komponent. Účinnosť kompresoru je daná pomerom práce izoentropickkej, a teda bez výmeny tepla s okolím a bez vnútorného trenia ku reálnej práci potrebnej k stlačeniu nasávaného vzduchu. [11]

$$\eta_{c,tt} = \frac{\text{izoentropická práca}}{\text{reálna práca}} = \frac{\Delta h_{s,tt}}{\Delta h_{12,tt}} = \frac{h_{2st} - h_{1t}}{h_{2t} - h_{1t}} = \frac{T_{2st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}}, \quad (17)$$

$\eta_{c,tt}$ – účinnosť total-total (-),

h_{2st} – totálna merná adiabatická entalpia na výstupe z kompresoru (J/kg),

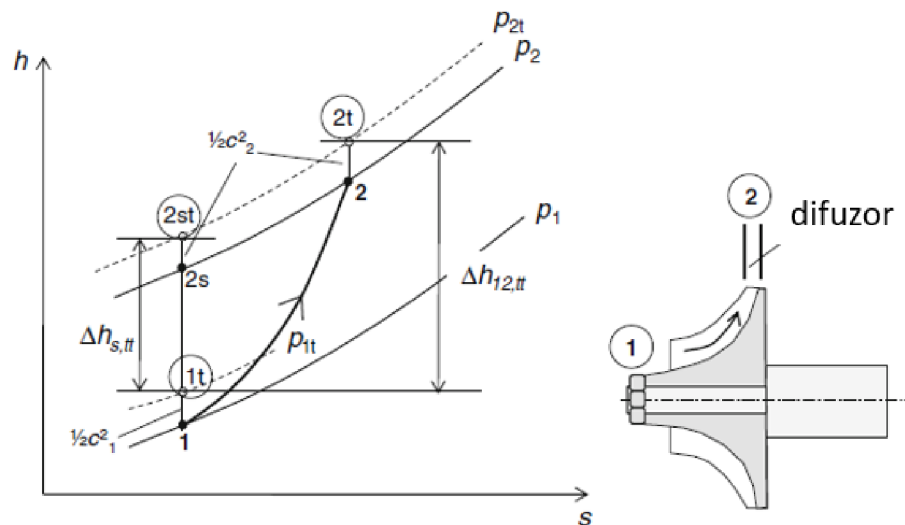
h_{1t} – totálna merná polytropická entalpia na vstupe do kompresoru (J/kg),

h_{2t} – totálna merná polytropická entalpia na výstupe z kompresoru (J/kg),

T_{2st} – totálna teplota po adiabatickom stlačení v kompresore (K),

T_{1t} – totálna teplota na vstupe do kompresora (K),

T_{2t} – totálna teplota po polytropickom stlačení v kompresore (K).



Obr. 38 h-s diagram stlačenia na kompresore [11]

Z diagramu na Obr. 38 je vidieť, že účinnosť kompresoru je počítaná z totálneho pomeru tlakov, kde je nutné započítať dynamickú zložku zahŕňajúcu kinetickú energiu, a teda vplyv rýchlosti prúdenia vzduchu v diagrame označenú písmenom „c“. Izoentropickú teplotu T_{2st} vyjadríme pomocou tlakového pomeru a vďaka znalosti vzťahov pre adiabatický dej spolu so stavovou rovnicou môžeme získať následne upravenú rovnicu pre výpočet účinnosti na základe už známych veličín. [11]

$$p_{1t} v_{1t}^\kappa = p_{2t} v_{2t}^\kappa,$$

$$\frac{p_{2t}}{p_{1t}} = \frac{v_{1t}^\kappa}{v_{2t}^\kappa} = \frac{\frac{rT_{1t}^\kappa}{p_{1t}^\kappa}}{\frac{rT_{2st}^\kappa}{p_{2t}^\kappa}} = \frac{T_{1t}^\kappa}{T_{2st}^\kappa} \frac{p_{2t}^\kappa}{p_{1t}^\kappa}, \quad (18)$$

$$\frac{p_{2t} p_{2t}^{-\kappa}}{p_{1t} p_{1t}^{-\kappa}} = \frac{T_{1t}^\kappa}{T_{2st}^\kappa},$$

$$\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = \frac{T_{1t}}{T_{2st}},$$

$$T_{2st} = T_{1t} \left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (19)$$

Dosadením do rovnice izoentropickej účinnosti kompresoru dostávame upravený vzťah :

$$\eta_{C,tt} = \frac{T_{2st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}} = \frac{\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1}{\frac{T_{2st}}{T_{1t}} - 1}, \quad (20)$$

V prípade väčšiny kompresorov sa maximálne hodnoty tejto účinnosti pohybujú v rozmedzí 70-80 %. Pomer tlakov je daný zavedenou konvenciou, kde v prípade spoločnosti *Garrett Motion* je používaný podiel totálnych entalpií.

$$\eta_{C,ts} = \frac{T_{2st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1}{\frac{T_{2st}}{T_{1t}} - 1}, \quad (21)$$

$\eta_{C,ts}$ – účinnosť totat-static [-].

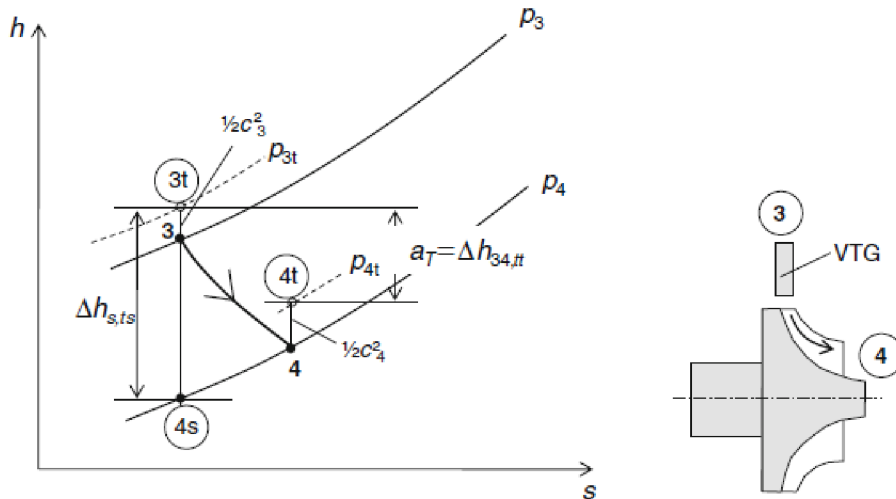
Príkon dodávaný kompresoru pomocou hriadeľu je na základe okrajových podmienok a znalosti predchádzajúcich vzťahov daný nasledovne:

$$P_C = \dot{m}_c c_{pa} (T_{2t} - T_{1t}) = \frac{\dot{m}_c c_{pa} T_{1t}}{\eta_{C,ts}} \left[\left(\frac{p_2}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1 \right], \quad (22)$$

\dot{m}_c – hmotnostný prietok vzduchu kompresorom (kg/s),

c_{pa} – merná tepelná kapacita vzduchu za konštantného tlaku (J·kg/K).

Adiabatická účinnosť turbíny $\eta_{T,t}$ je obdobne daná ako u kompresoru, avšak opačným pomerom reálne vykonanej práce turbíny ku izoentropickej práci, ktorú by turbína vykonala bez odvodu tepla do okolia.



Obr. 39 h-s diagram turbíny [11]

Podobne ako u kompresoru sa na výstupe z turbíny vyskytuje určitá časť nepremenenej zvyškovej kinetickej energie, ktorá sa musí byť započítaná vo výpočte jej adiabatickej účinnosti. V niektorých prípadoch je možné časť tejto kinetickej energie premeniť na tlakovú pomocou difúzoru na výstupe z turbíny. Preto uvažujeme prácu vykonanú turbínou ako zmenu totálnych entalpií $\Delta h_{34,t}$ k ideálnej zmene premeny totálnej entalpie h_{3t} na Obr. 39 totálnej ku statickú h_{4s} . [11]

$$\eta_{T,ts} = \frac{\text{reálna práca}}{\text{izoentropická práca}} = \frac{a_T}{\Delta h_{s,ts}} = \frac{\Delta h_{34,t}}{\Delta h_{s,ts}} = \frac{h_{3t} - h_{4t}}{h_{3t} - h_{4s}} = \frac{T_{4t} - T_{3t}}{T_{4s} - T_{3t}}, \quad (23)$$

$$\eta_{T,ts} = \frac{T_{4t} - T_{3t}}{T_{4s} - T_{3t}} = \frac{1 - \frac{T_{4t}}{T_{3t}}}{1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_e - 1}{\kappa_e}}}, \quad (24)$$

$\eta_{T,ts}$ – adiabatická účinnosť total-static [-],

T_{4s} – totálna teplota po izoentropickej expanzii na výstupe z turbíny [K],

T_{4t} – totálna teplota po polytropickej expanzii na výstupe z turbíny [K],

T_{3t} – totálna teplota pred turbínou [K].

Kde obdobne ako pri odvodení u kompresoru je vzťah pre výkon P_T generovaný turbínou nasledovný:

$$P_T = \dot{m}_T c_{pe} (T_{4s} - T_{3t}) = \eta_{T,ts} \dot{m}_T c_{pe} T_{3t} \left[1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_e - 1}{\kappa_e}} \right], \quad (25)$$

\dot{m}_T – hmotnostný prietok spalín turbínou (kg/s),

c_{pe} – merná tepelná kapacita za konštantného tlaku pre výfukové plyny.

Preto aby turbodúchadlo fungovalo správne, musí sa prietok vzduchu kompresorom rovnať prietoku turbínou s pripočítaním prietoku paliva.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_f, \quad (26)$$

$$\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_a} = 1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = 1 + \frac{1}{AFR}, \quad (27)$$

AFR – pomer vzduchu a paliva (-),

\dot{m}_f – hmotnostný tok paliva (kg/s).

A teda keďže výkon môžeme uvažovať v prípade ustálených režimov úmerný prietoku, platí výkonnostná rovnováha kde sa príkon kompresoru rovná výkonu turbíny redukovanému o straty v ložiskách, ktoré reprezentuje mechanická účinnosť. [1] [11]

$$P_C = P_T \eta_{mech} \quad (28)$$

Z predchádzajúcich vzťahov pre jednotlivé výkony potom úpravou dostaneme výslednú rovnicu:

$$\left(\frac{p_2}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 = \left[1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_e - 1}{\kappa_e}} \right] \left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \frac{c_{pe} T_{3t}}{c_{pa} T_{1t}} \eta_{TC} \quad (29)$$

kde:

$\eta_{T,ts}$ – adiabatická účinnosť total-static (-),

p_{4s} – totálny tlak po izoentropickej expanzii na výstupe z turbíny (Pa),

p_{4t} – totálny tlak po polytropickej expanzii na výstupe z turbíny (Pa),

p_{3t} – totálny tlak pred turbínou (Pa).

Platí:

$$\eta_{TC} = \eta_T \eta_C \eta_{mech} \quad (30)$$

P_C – príkon kompresoru (W),

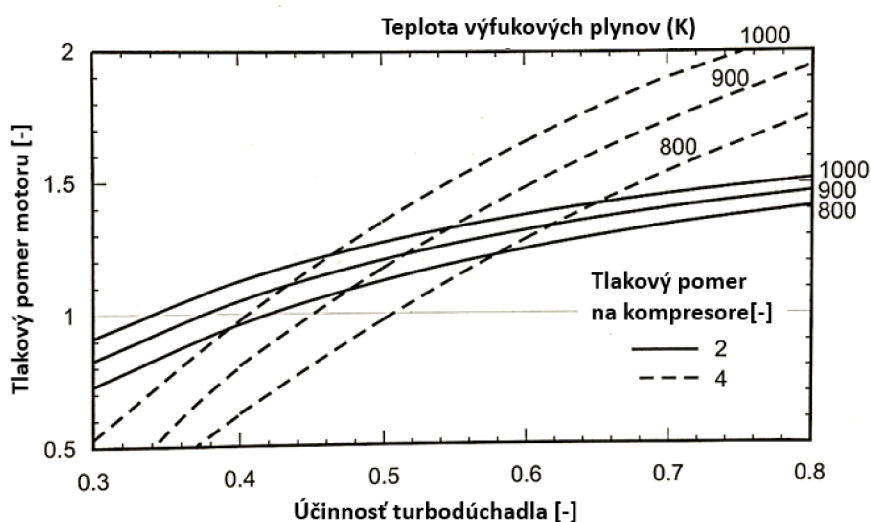
P_T – výkon turbíny (W),

η_{mech} – mechanická účinnosť (-),

η_T – adiabatická účinnosť turbíny (-),

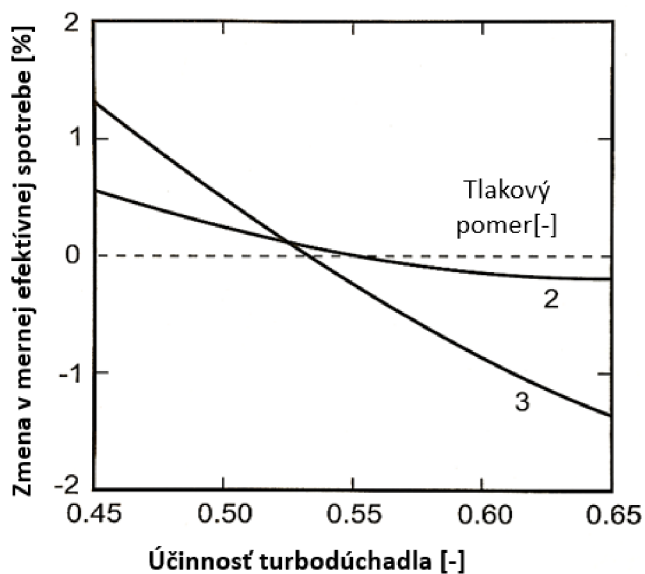
η_c – adiabatická účinnosť kompresoru (-).

Z výsledného vzťahu vyplýva, že tzv. „boost“ alebo plniaci tlak motoru a tlakový spád medzi sacím a výfukovým potrubím je funkciou teploty výfukových plynov a účinnosti. Určitý vplyv zohráva aj pomer vzduchu a paliva, ktorý to však skôr ovplyvňuje nepriamo zmenou výstupnej teploty výfukových plynov. V nasledujúcom grafe na Obr. 40 je znázornená závislosť tlakového pomeru na motore a minimálnej potrebnej hodnote účinnosti turbodúchadla, aby bol tlakový spád pozitívny a aby tlak na vstupe do motoru bol vyšší ako na výstupe z motoru pred vstupom na turbínu. Pozitívny tlakový spád motorom má vplyv na jeho účinnosť, keďže je práca dodaná stlačeným vzduchom na piest vyššia ako práca piestu potrebná na vytlačenie spalín pri výfukovej fáze, čo má za následok kladnú prácu potrebnú na výmenu náplne valca v p - V diagrame. Niekedy je však vhodné aby tlakový spád motorom bol negatívny, a teda hodnota pred turbínou vyššia ako za kompresorom z dôvodu zavedenia recirkulácie výfukových plynov za účelom redukcie oxidov dusíku vid'. kapitola 1. [1] [11]



Obr. 40 Závislosť tlakového pomeru motoru (PIE/PIT) na účinnosti turbodúchadla v závislosti [1]

Z diagramu na Obr. 40 vyplýva vysoký vplyv tlakového pomeru na kompresore a nižší vplyv výstupnej teploty výfukových plynov. Tlakový pomer na motore pod hranicou 1 značí, že sa jedná o negatívny tlakový spád motorom a nad hodnotu 1 ide o pozitívny spád. Ďalej je z diagramu možné vidieť vysoký vplyv účinnosti turbodúchadla na tento tlakový spád, a teda aj na celkovú účinnosť spaľovacieho motoru.



Obr. 41 Vplyv účinnosti turbodúchadla a tlakového pomeru kompresoru na mernú efektívnu spotrebu paliva [1]

Detailnejší pohľad poskytuje diagram simulovanej štúdie vplyvu účinnosti a tlakového pomeru kompresoru priamo na mernú efektívnu spotrebu spaľovacieho motoru vid'. Obr. 41. Význam celkovej účinnosti turbodúchadla naberá dôležitosť s vyšším plniacim tlakom. [1]

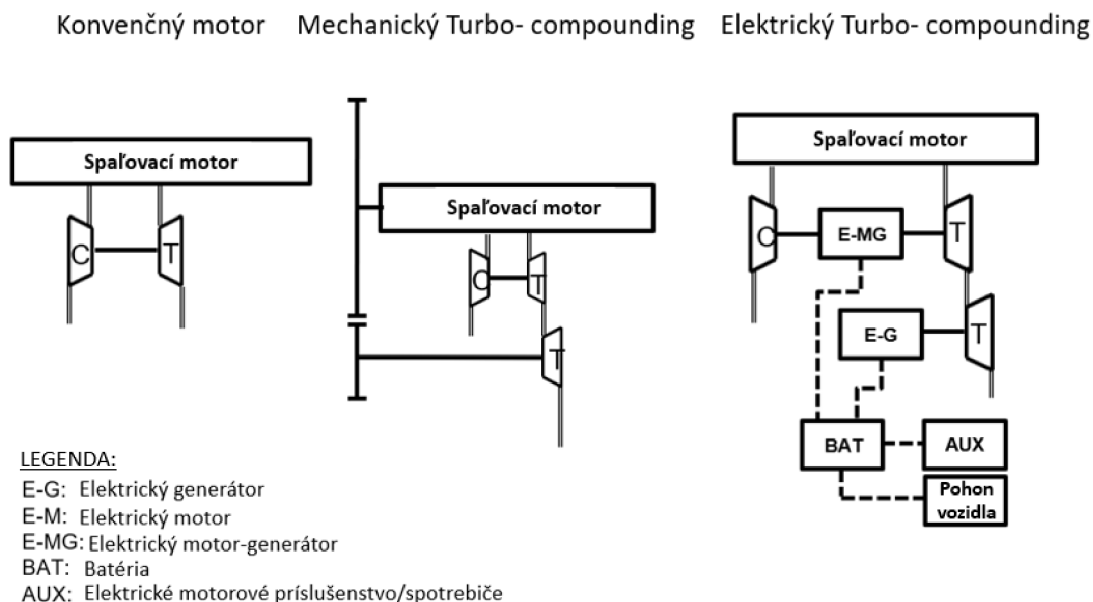
4 SÚČASNÉ TRENDY PREPLŇOVANIA SPAĽOVACÍCH MOTOROV

V súčasnosti sa vývoj spaľovacích motorov v automobilovom priemysle zaoberá hlavne hybridnými pohonnými jednotkami. Turbodúchadlo má ako rotačný stroj výborné predpoklady k rekuperácii energie. Keďže vo vozidle je dostupnosť elektrickej energie čoraz väčšia, je možné použiť k preplňovaniu systémy alebo zariadenia, ktoré môžu buď túto elektrickú energiu využívať k pohonu kompresoru, alebo naopak ju tvoriť premenou energie obsiahnutej vo výfukových plynoch. Tieto systémy sa v dnešnej dobe označujú anglickým spojením „*E-boosting system*“, čo v podstate označuje systém preplňovania s elektrickou asistenciou alebo rekuperáciou.

E-boosting systém môže existovať v rôznych podobách či konfiguráciách ako napríklad elektricky samostatne poháňaný kompresor, alebo samostatne poháňaná turbína premieňajúca energiu výfukových plynov na elektrinu, či ich ďalšie kombinácie. Dnes môžeme nájsť v osobnom automobile Audi SQ7 s motorom 4.0 L V8 TDI elektricky poháňaný kompresor „*E-charger*“, ktorý pomáha (asistuje) pri prechodových režimoch, a teda iba spotrebováva elektrickú energiu.

Naopak zariadenie schopné energiu aj rekuperovať bolo použité prvýkrát v roku 2014 vo Formule F1 s označením tzv. „*E-Turbo*“. *E-Turbo* je konvenčné turbodúchadlo s pridruženým motor-generátorom. Zatiaľ je použitie týchto hybridných systémov preplňovania otázkou pretekárskych alebo prémiových automobilov (Mercedes AMG) či prototypov.

V prípade úžitkových vozidiel sa doposiaľ do sériovej produkcie dostávali hlavne systémy využívajúce mechanické spojenia kľukového hriadeľa a kompresoru alebo naopak turbíny a kľukového hriadeľa vid'. Obr. 42 (*Mechanický Turbo-compounding*) - viac v kapitole 4.1.



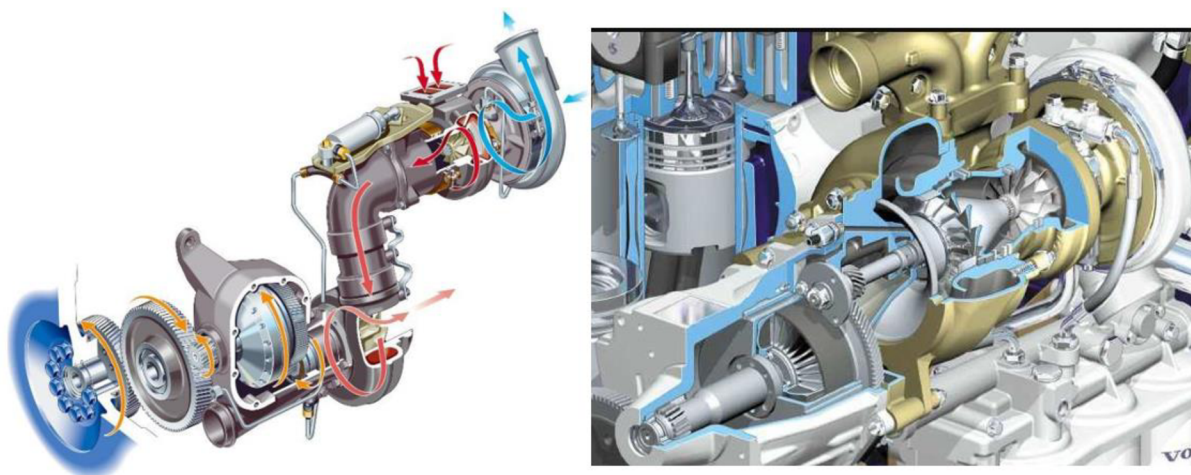
Obr. 42 Schémy znázorňujúce možné spolupráce motoru a turbodúchadla

Podstatná časť vývoju *E-boosting* systémov, ktorý môžeme podobne nazývať „*Elektrickým Turbo-compoundingom*“ vid'. vpravo na Obr. 42, prebiehala v posledných 15-20 rokoch, aj

keď je to myšlienka patentovaná v 30-tých rokoch 20. storočia. Avšak z viacerých dôvodov, medzi ktoré patrila veľmi vysoká cena materiálov, hmotnosť a problematika konštrukcie ložiskového systému, nebol tento typ preplňovania spaľovacích motorov dotiahnutý do sériovej produkcie. Ďalším z hlavných dôvodov bola aj odolnosť elektrického stroja voči vysokým teplotám, kedy neexistovali mnohé materiály, optimalizačné alebo výrobné procesy, ktoré dnes poskytujú dostatok informácií a možností pre vývoj tohoto „zabudnutého“ konceptu.

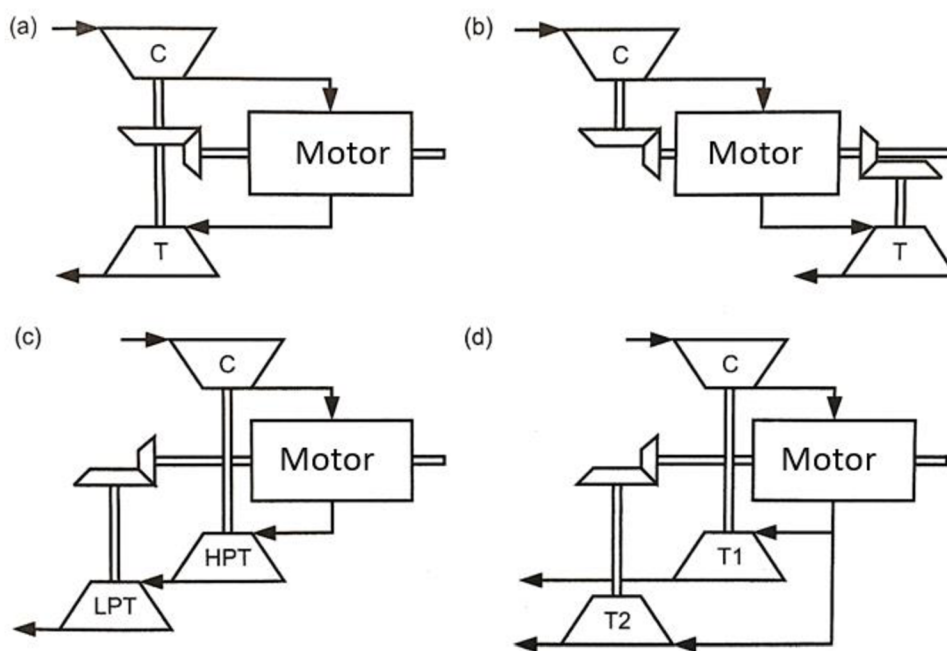
4.1 MECHANICKÝ TURBO - COMPOUNDING

Pod anglickým spojením „*Turbo-Compounding*“ je možné si predstaviť pohonnú jednotku, kedy medzi turbodúchadlom a spaľovacím motorom prebieha prenos energie nielen pomocou výfukových plynov, ale aj vďaka ich vzájomnému mechanickému prepojeniu. Tento typ spojenia teda zabezpečuje prenos výkonu z turbíny na hriadeľ motoru alebo naopak. Podobne ako celá oblasť preplňovania spaľovacích motorov je táto myšlienka známa pomerne dávno, jej praktické prevedenie sa objavilo v 50-tých rokoch u leteckých motorov *Wright* a *Napier Nomad*. Spojenie medzi kľukovým hriadeľom a turbínou či kompresorom bolo zabezpečené ozubeným prevodom a turbína bola teda schopná priamo dodávať výkon motoru. Vďaka tomuto konceptu pohonnej jednotky s výkonom až 2400 kW to boli najvýkonnejšie piestové spaľovacie motory vôbec. Napriek vynikajúcej spotrebe sa však do produkcie nikdy nedostali, keďže v tej dobe nahradzovala piestový spaľovací motor v lietadlách spaľovacia turbína, ktorá mala viacero výhod. V súčasnosti je *Turbo-Compounding* len málo rozšírený a môžeme ho nájsť v ťahačoch značky Scania alebo Volvo vid'. Obr. 43.



Obr. 43 Príklady konštrukcie turbo-compoundného systému v úžitkových vozidlách Scania (vľavo) a Volvo (vpravo) [12]

Na Obr. 44 je vidieť schémy zobrazujúce rôzne typy prepojenia turbodúchadla a spaľovacieho motoru. V prípade priameho prepojenia (vid'. varianta *a* na Obr. 44) stráca systém stupeň voľnosti a párovanie otáčok medzi hriadeľmi musí byť zabezpečené pomocou variabilnej prevodovky, zvyšujúcej komplexitu a cenu systému. Zatiaľ čo v nižších otáčkach motoru je turbodúchadlo poháňané primárne mechanicky, s rastúcimi otáčkami a zaťažením rastie množstvo výfukových plynov a turbína dodáva dodatočný krútiaci moment spaľovaciemu motoru. Podobne ako u mechanického kompresoru toto riadenie podstatne zvyšuje spotrebu paliva v režimoch, kedy turbína dodáva menšie množstvo výkonu ako spaľovací motor a vzniká čistá strata. [1]



Obr. 44 Možné spôsoby usporiadania komponentov v Turbo-compoundnom systéme (C-kompresor; T-Turbína; LPT-Nízkotlaková turbína; HPT-Vysokotlaková turbína) [1]

Druhá možnosť (varianta *b* na Obr. 44) prináša výhodu, kedy turbína a kompresor operuje v navzájom odlišných otáčkach. V tomto prípade môžu mať z dôvodu nezávislosti rôzne veľkosti, avšak v určitom pomere. Vo výsledku je v nízkych otáčkach a zaťaženiach určitý prínos, kedy na rozdiel od predchádzajúceho prepojenia dodáva motor výkon primárne kompresoru bez voľného pretáčania turbíny.

Tretia varianta (*c* na Obr. 44) je najbežnejšia forma *Turbo – compounding*, kedy sú vďaka absencii mechanického spojenia otáčky turbodúchadla nezávislé na otáčkach motoru. V tejto konfigurácii sa však nachádza ďalšia turbína, ako je zrejme z Obr. 44, zaradená v sérii za turbínou poháňajúcou kompresor. Táto turbína je teda nízkotlaková a premieňa zvyškovú energiu výfukových plynov na mechanickú pomocou prevodu priamo na kľukový hriadeľ. Výkonnosť turbíny pracuje s nižšou hustotou výfukových plynov a môže byť väčších rozmerov, čo vo výsledku znamená, že sa točí výrazne nižšími otáčkami ako turbodúchadlo a nenastáva problém ako u predchádzajúcich verzií s párovaním otáčok medzi komponentami. [1]

Paralelné usporiadanie (*d* na Obr. 44) je vhodnejšie pre objemnejšie motory s väčším zdvihovým objemom. Na rozdiel od sériového zaradenia môže byť turbína kompaktnejšia, a tým pádom aj lacnejšia. [1]

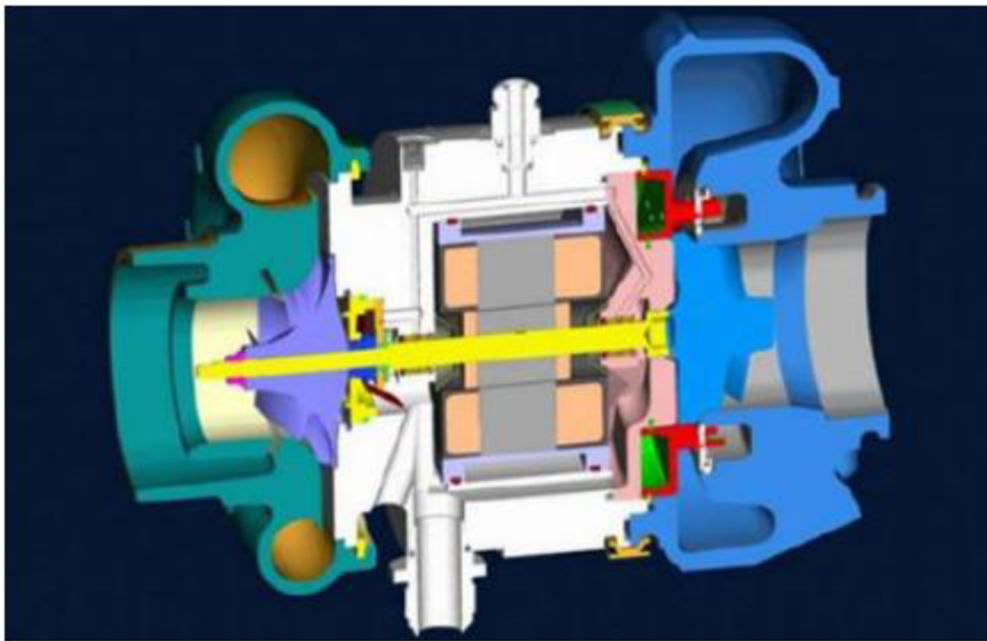
Turbo – compounding je obecné menej vhodný pre osobné vozidlá bežného využitia, pretože tie často pracujú v nižších otáčkach a zaťaženiach, kedy je potrebné využiť čo najviac energie obsiahnutej vo výfukových plynov pre pohon kompresoru. V takom prípade tak neostáva dostatok energie na pohon výkonnostnej turbíny, ktorá by bola v tomto prípade skôr prekážkou ako pomocou. [1]

Motor s výkonovou turbínou je obecné účinnejší než motor s obyčajným turbodúchadlom, a to jednak z dôvodu nižšieho požiadavku energie pre pohon kompresoru, či už kvôli lepšiemu

využitíu energie výfukových plynov a celkovo vyššej účinnosti turbíny. Obecne platí, že pre dané podmienky na výfuku z motora je expanzný pomer nižší, z čoho vyplýva vyšší tlakový spád a vyššia celková práca na hriadelí. [1]

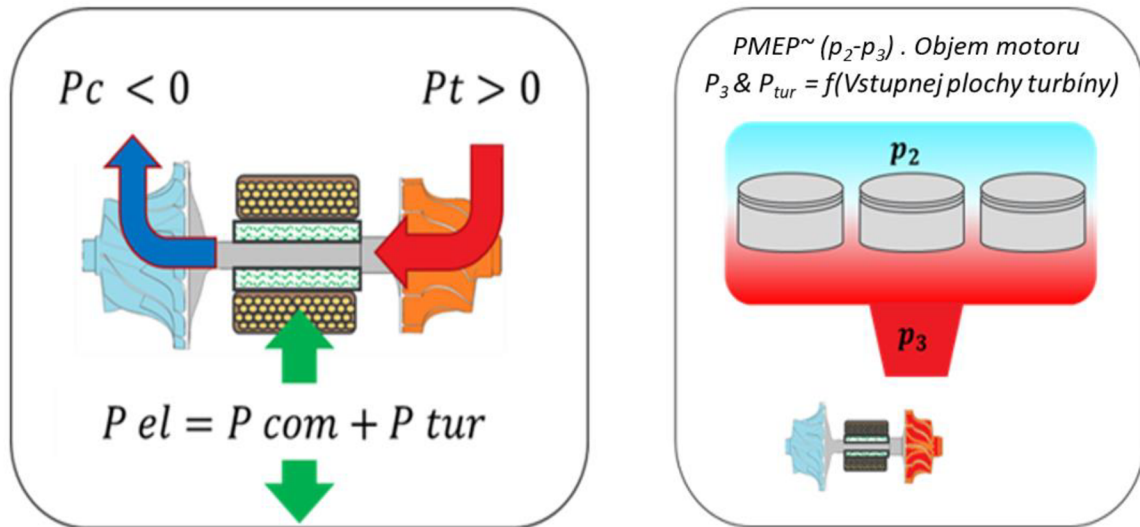
4.2 TURBODÚCHADLO S MOTOR-GENERÁTOROM

Pri konvenčnom turbodúchadle je entalpia výfukových plynov využitá na kompresiu vzduchu, avšak pri turbodúchadle s integrovaným motor-generátorom tzv. „*E-Turbom*“ je možné časť tejto entalpie premeniť na energiu elektrickú. To akým spôsobom sme schopný deliť tok týchto energií závisí na type zapojenia elektromotoru v rámci pohonnej jednotky.



Obr. 45 Rez *E-Turbom* s motor-generátorom integrovaným v centrálnej skrini turbodúchadla [13]

Pre čo najefektívnejšiu premenu entalpie výfukových plynov na elektrickú energiu sú výhodné vysoké teploty a vysoký tlak pred turbínou, ktorý však na druhú stranu zvyšuje prácu potrebnú na výmenu náplne valca motoru. Čistý prínos *E-Turba* je potom teoreticky rozdiel medzi rekuperovaným výkonom a výkonom pripadajúcim na výmenu náplne valca. Tento rozdiel je pri dostatočne vysokých teplotách výfukových plynov vždy kladný. [14]



Obr. 46 Výkonnostná rovnováha v E-Turbe a straty pumpovaním v motore [14]

Ako bolo spomenuté so zvyšovaním tlaku pred turbínou z p_3 na p_3' je prínos výkonu na turbíne nasledovný:

$$\Delta P_T = \dot{m}_T \cdot c_p \cdot \eta_T \cdot T_3 \cdot \left(\frac{p_3'}{p_3} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_3'} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} \right] \quad (31)$$

kde zmena výkonu potrebného na výmenu náplne valca motoru je :

$$\Delta P_{Pump} = (p_3 - p_3') \cdot \frac{\dot{m}_a}{\eta_{vol}} \cdot \frac{r \cdot T_2}{p_2} \quad (32)$$

a čistý zisk potom:

$$P_{zisk} = (\Delta P_T - \Delta P_{Pump}) \cdot \eta_{prenos} \quad (33)$$

kde:

ΔP_T – zmena výkonu turbíny (W),

ΔP_{Pump} – zmena výkonu potrebného na výmenu náplne valca motoru (W),

T_3 – teplota pred vstupom do turbíny (K),

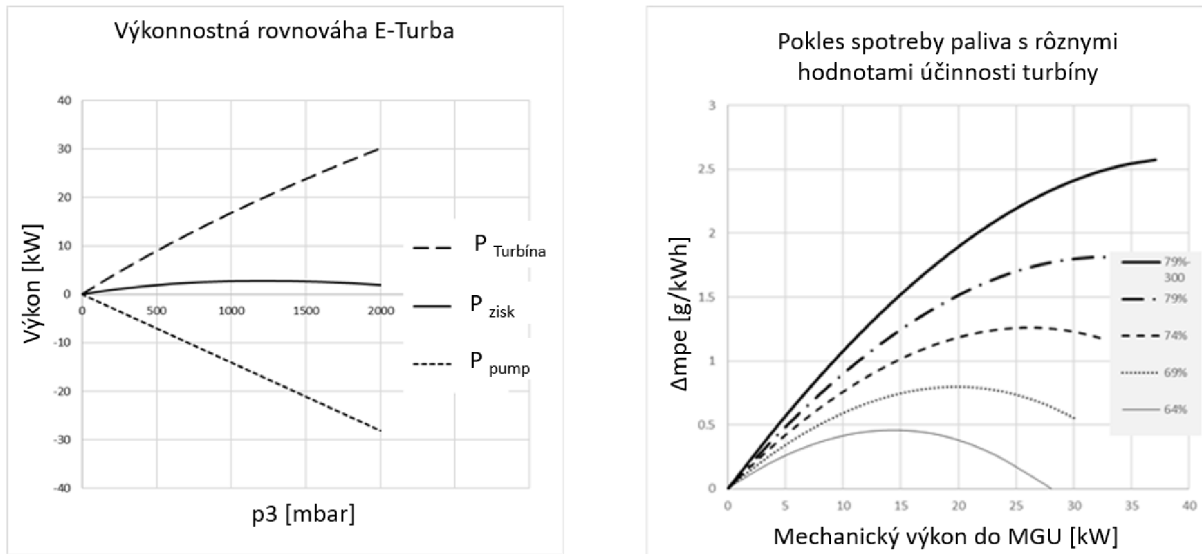
p_3 – tlak pred vstupom do turbíny (Pa),

p_3' – tlak pred vstupom do turbíny (Pa),

P_{zisk} – čistý získaný výkon pri rekuperácii energie (kW),

η_{prenos} – účinnosť premeny výkonu na elektrický výkon (-).

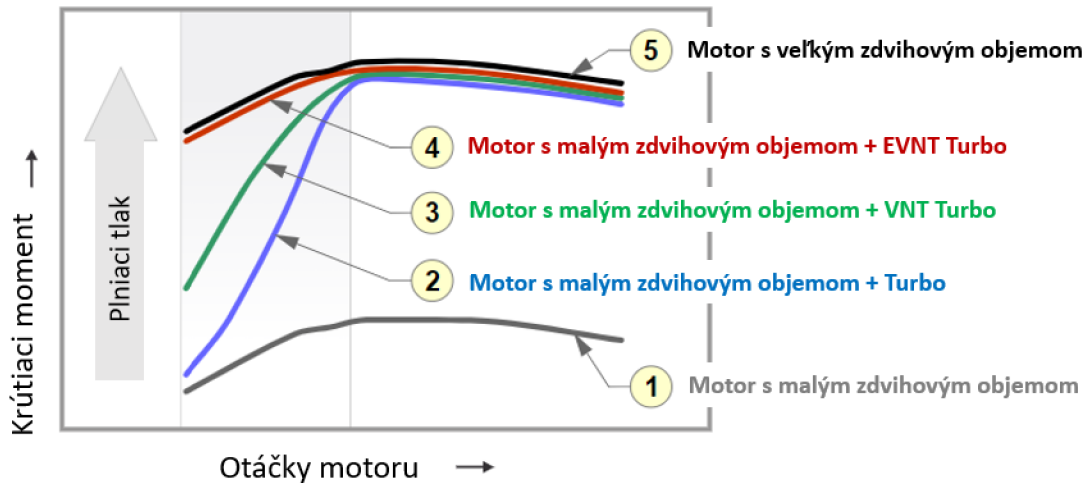
Pre obecný príklad motoru úžitkového vozidla so zdvihovým objemom valcov 10 dm^3 vypadá čistý prínos rekuperovanej energie v závislosti na zvýšenom tlaku pred turbínou nasledovne vid'. Obr. 47.



Obr. 47 Vzťah medzi výkonom potrebným na výmenu náplne valca a výkonom turbíny (vľavo). Vplyv účinnosti turbíny na výsledný pokles mernej efektívnej spotreby paliva pre dané hodnoty odoberaného jednotky MGU (vpravo). [14]

Veľmi vysoký podiel na efektívnosť celého systému má účinnosť turbíny, ktorá v prípade VNT veľmi závisí aj na polohe rozvádzačích lopatiek statoru. Zvýšením účinnosti turbíny sme schopní priniesť vyšší benefit z hľadiska účinnosti motoru a zároveň zvýšiť množstvo možnej rekuperovanej energie. Potenciálny efekt je možné vidieť v pravom grafe na Obr. 47, kde je zobrazený potenciálny pokles mernej efektívnej spotreby paliva motoru pri zachovaní konštantných hodnôt ostatných veličín.

Zvýšenie tlaku pred turbínou je obecné možné zmenšením prietokovej plochy, a teda zmenšením priemeru alebo *Trim*-u turbínového kolesa alebo privretím rozvádzačích lopatiek statoru turbíny. Pri rekuperácii odpadného tepla a jeho premene na elektrickú energiu je teda veľmi dôležité nájsť vhodné optimum medzi veľkosťou *E-Turba* a výkonom potrebným na výmenu valca motoru, ktorý je negatívne ovplyvnený uzatváraním VNT. Keďže pre každý operačný bod motoru je prietok cez turbínu rôzny, javí sa regulácia pomocou VNT v kombinácii s motor-generátorom ako veľmi výhodná možnosť prinášajúca ďalší stupeň voľnosti. Meniť veľkosť turbínovej skrine alebo kolesa je počas behu motoru nemožné. To je jedným z hlavných dôvodov, prečo je dôležité zaoberať sa kombináciou ako je tzv. *E-VNT* (*E-Turbo s variabilnou geometriou lopatiek statora turbíny*). [14]



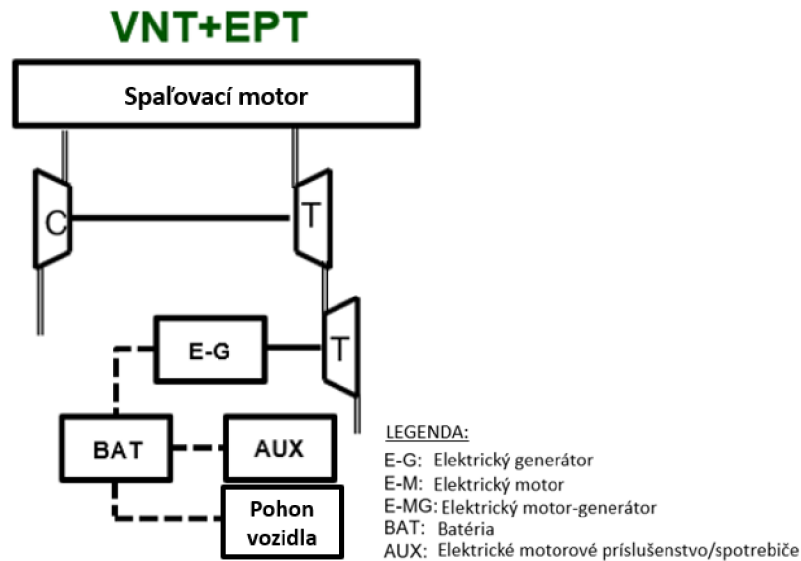
Obr. 48 Porovnanie jednotlivých typov spalovacích motorov z hľadiska maximálneho krútiaceho momentu [15]

Okrem možnosti rekuperácie je ďalšia z výhod turbodúchadla s motor-generátorom práve možnosť elektrickej asistencie. Vďaka okamžitej dostupnosti maximálneho elektrického výkonu je možné urýchliť rotor turbodúchadla za podstatne kratší čas ako v prípade konvenčného turbodúchadla, a tým znížiť odozvu na zošliapnutie plynového pedálu motoru.

Obzvlášť u naftových motorov je maximálny M_k (krútiaci moment motoru) v nízkych otáčkach pomerom vzduchu a paliva (A/F). Množstvo vzduchu závisí na plniacom tlaku vytvorenom kompresorom, ktorého príkon je závislý na výkone generovanom turbínou. V nižších otáčkach motoru je výkon turbíny obmedzený množstvom energie výfukových plynov. Vďaka elektromotoru je možné zvýšiť príkon kompresoru, a tým zabezpečiť vyššiu dodávku vzduchu spaľovaciemu motoru. Výsledný efekt zvýšenia plniaceho tlaku tak umožní vstrekať viac paliva a zvýšiť tak M_k vid'. reprezentatívny príklad na Obr. 48, kde je vidieť porovnanie uvedených typov turbodúchadla.

4.2.1 MOŽNÉ ZAPOJENIA E-TURBA DO OBEHU SPALOVACIEHO MOTORU

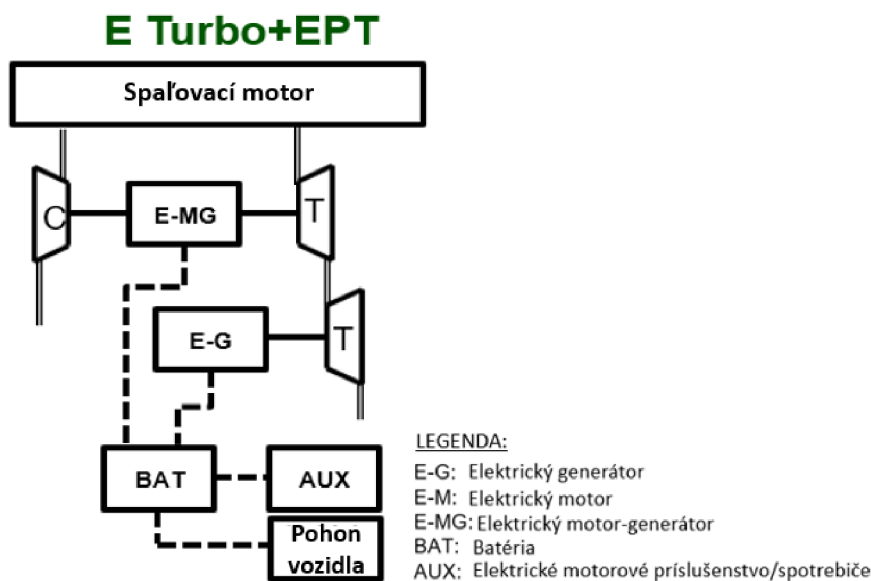
Kvôli veľmi vysokým teplotám či konštrukčným problémom ako je napríklad veľmi dlhý hriadeľ v prípade *E-Turba* vznikla možnosť vytvoriť tieto dve jednotky samostatne. Schéma je uvedená na Obr. 49, kde je jasne vidieť sériovo usporiadané turbíny.



Obr. 49 Výkonnostná turbína (EPT) a Turbodúchadlo s variabilnou geometriou lopatiek (VNT).

Na výstupe z výfukového potrubia je vysokotlakové klasické radiálne turbodúchadlo s reguláciou VNT, ktorého úlohou je dodať kompresoru dostatok výkonu, aby zabezpečil požadovaný tlak v sacom potrubí. Na výstupe z prvého turbodúchadla sa nachádza výkonnostná axiálna turbína, vhodnejšia z dôvodu nižšieho pomeru tlakov na vstupe a výstupe a vyššieho pretoku, spojená s elektrickým generátorom. Usporiadanie, kedy je výkonnostná turbína samostatne, dokáže vygenerovať oveľa viac elektrického výkonu ako kompaktné verzie z dôvodu, že nie je nijak limitovaná kompresorovou stranou. Podobne je možné meniť prietokovú kapacitu, a teda veľkosť turbíny prispôbiť požiadavkám zákazníka či možnostiam elektromotoru z hľadiska maximálneho výkonu či limitu jeho otáčok. V tomto usporiadaní však chýba možnosť dodávať turbodúchadlu elektrickú energiu keďže elektromotor na axiálnej turbíne nemá žiadne prepojenie s kompresorom, a teda odpadá výhoda rýchlej odozvy turbodúchadla.

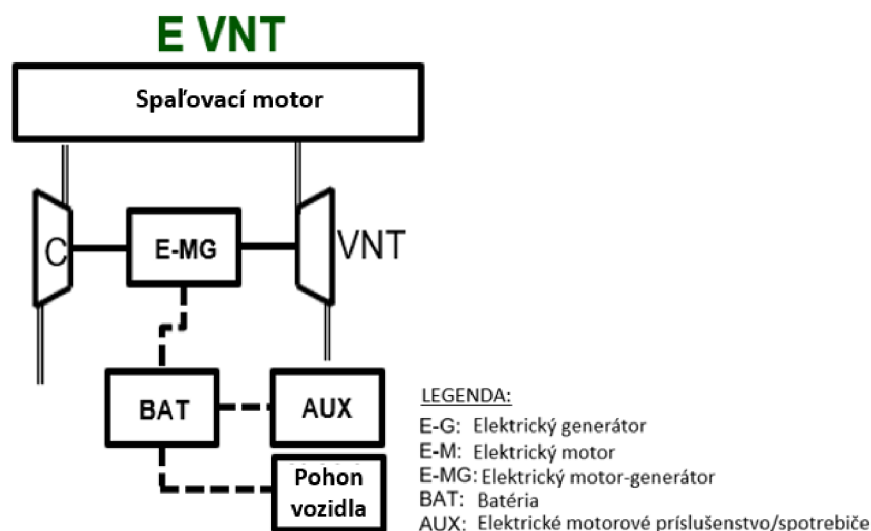
S ďalšou možnosťou usporiadania bola táto nevýhoda odstránená, a to tak, že do tohto usporiadania je pridaný ďalší elektromotor - tento krát schopný ako generovať tak dodávať elektrickú energiu Obr. 50.



Obr. 50: E-Turbo v kombinácii s výkonovou turbínou (EPT)

Pri tomto usporiadaní je teda motor-generátor alebo *MGU-h* umiestnený medzi kompresorovú a turbínovú časť a jednotka schopná iba generovať elektrickú energiu je spojená s výkonnosťou nízkotlakovú turbínou. V tomto prípade je vysokotlaková turbína regulovaná elektrickou energiou a nie mechanizmom variabilnej geometrie statoru na turbíne. Prebytočná energia na turbíne je premenená na elektrickú energiu a môže slúžiť na dobíjanie batérií alebo napájanie elektrickej siete.

Z dôvodu väčšej jednoduchosti systému a hlavne kompaktnosti je v súčasnosti trend v oblasti ako úžitkových, tak osobných automobilov, mať v motorovom priestore práve jedno turbodúchadlo schopné energiu rekuperovať či v prípade potreby dodávať kompresoru.

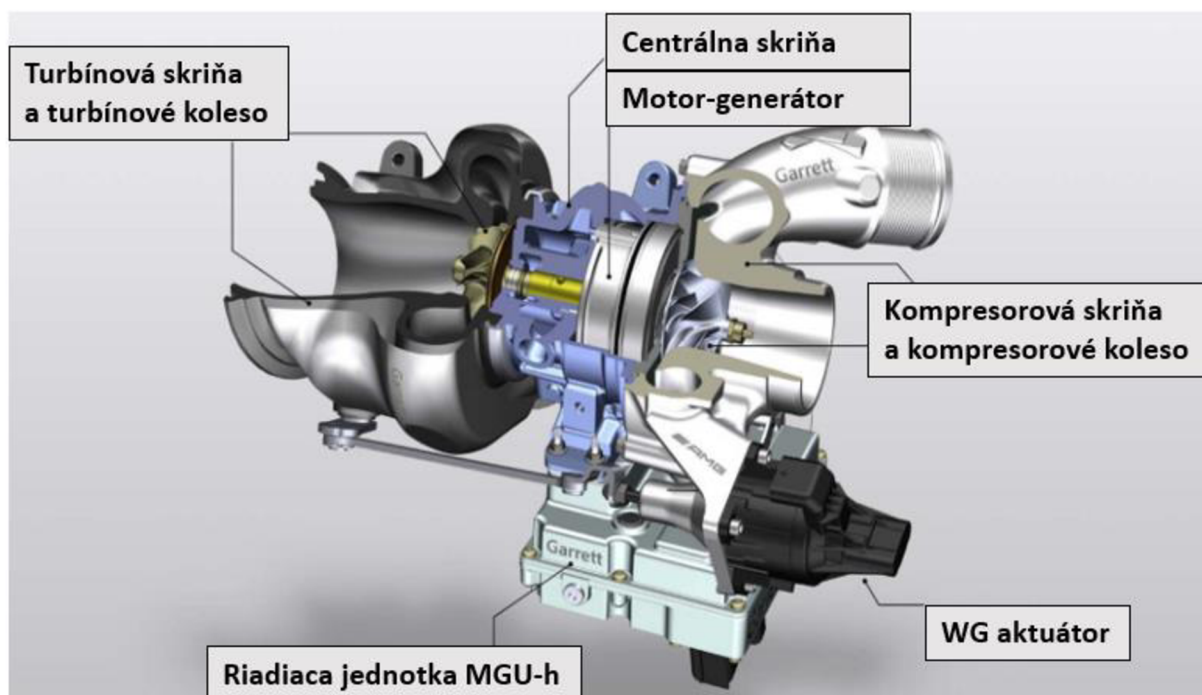


Obr. 51 Schéma E-Turba s variabilnou geometriou lopatiek statoru turbíny

Na Obr. 51 je možné vidieť schému usporiadania v kombinácii *E-Turba* spolu s variabilnou geometriou lopatiek turbíny *VNT*, čo dodáva systému ďalší stupeň voľnosti a umožňuje

turbodúchadlu efektívne meniť prietokový prierez turbíny s cieľom dosiahnuť ideálnu polohu z hľadiska účinnosti turbíny. Okrem toho je možné použiť VNT na to, aby bol vytvorený negatívny tlakový spád, a teda tlak na výfukovej strane bol vyšší ako tlak v sacom potrubí, s cieľom recirkulovať väčšie množstvo výfukových splodín a znížiť tým celkovú produkciu NO_x .

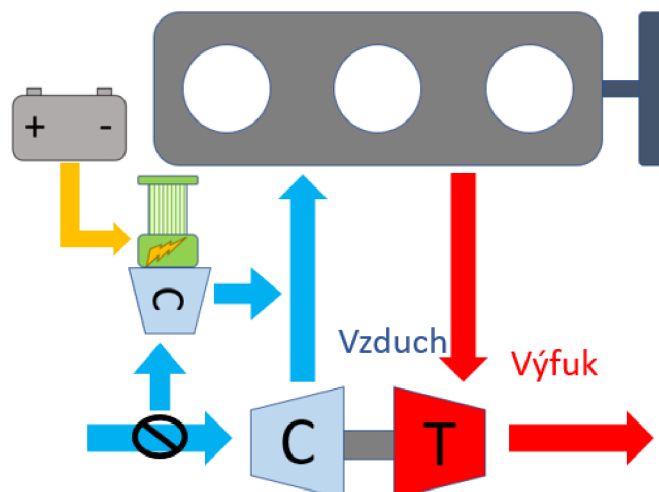
V súčasnosti ide o najrozsiahlšie vyvíjaný produkt, hlavne pre jeho celkovo kompaktnosť a možnosti využitia. Existujú viaceré možné prevedenia či dizajny, avšak najčastejšie uvažovaný produkt je s motor-generátorom medzi kompresorovou a turbínovou stranou vid'. Obr. 52. Tento dizajn je najkompaktnejší, avšak je nutné podotknúť fakt, že elektrická časť musí veľmi dobre odolávať vysokým teplotám vyžarujúcim z turbínovej strany a stator elektrického stroja musí byť preto chladený najčastejšie kombináciou vody a vzduchu.



Obr. 52 E-Turbo s motor-generátorom uprostred (Mercedes AMG hypercar) [16]

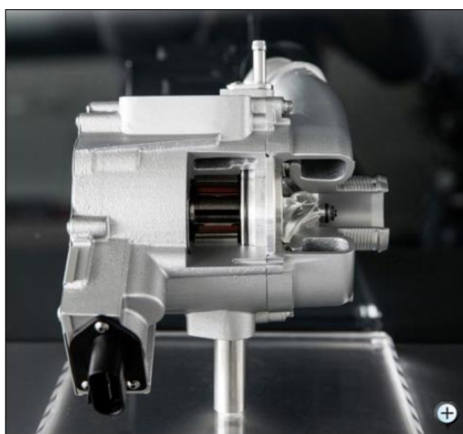
4.3 ELEKTRICKÝ KOMPRESOR

Radiálny kompresor poháňaný elektrickou energiou priamo spojený s elektrickým motorom je v súčasnosti novodobým trendom v preplňovaných motoroch. Primárny účel je zníženie odozvy na zošliapnutie plynového pedálu a zníženiu dymivosti motoru z prechodu z nízkych do vysokých zaťažení. Takýto elektricky poháňaný kompresor je v súčasnosti vyrábaný viacerými výrobcami, pričom sa označuje podľa firmy *Garrett* ako „E-charger“.



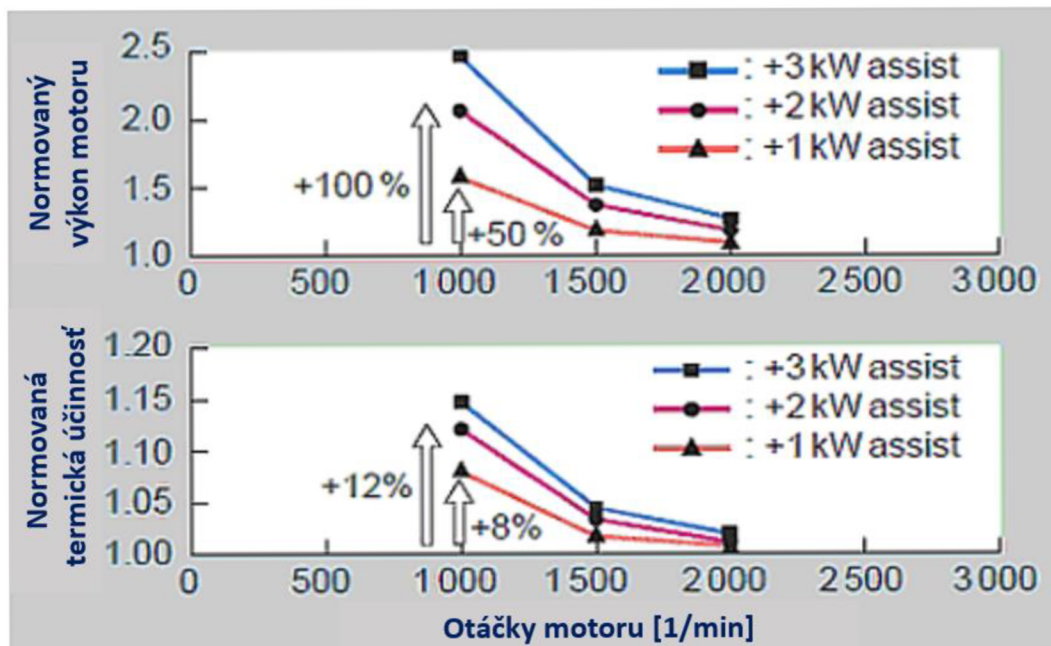
Obr. 53 Schéma preplňovaného motoru s elektricky poháňaným kompresorom

Elektrický kompresor môže byť umiestnený buď paralelne alebo sériovo, a to pred alebo za turbodúchadlo. Využitie kompresoru býva rádovo v jednotkách sekúnd v prípadoch, kedy nie je turbodúchadlo schopné poskytnúť dostatočný plniaci tlak. V ustálených režimoch a prípadoch, kedy je turbodúchadlo schopné vytvoriť dostatočný plniaci tlak je prívod vzduchu do kompresoru zamedzený. Na Obr. 54 je možné vidieť elektrický kompresor, pracujúci s napätím 48 V, použitý na naftovom motore o objemu 4.0 litra, pričom dosahuje maximálny výkon 7 kW. Na rozdiel od *E-Turba*, elektrický kompresor nie je schopný nijak rekuperovať elektrickú energiu a okrem toho počas cyklu s častými akceleráciami výrazne zaťažuje akumulátor. [13] [10]



Obr. 54 Elektricky poháňaný kompresor [17]

Výrazný efekt použitia externého zdroja pre pohon kompresoru je vidieť na Obr. 55. Z obrázku je vidieť výsledky štúdie pre 2.0 litrový naftový motor, kedy je v nižších otáčkach možné podstatne zvýšiť jeho výkon. Naopak logicky vo vyšších otáčkach motoru, kedy má turbína dostatok energie, aby dodala kompresoru požadovaný výkon k vytvoreniu plniaceho tlaku, je prínos dodatočného elektrického kompresora nulový. [10]



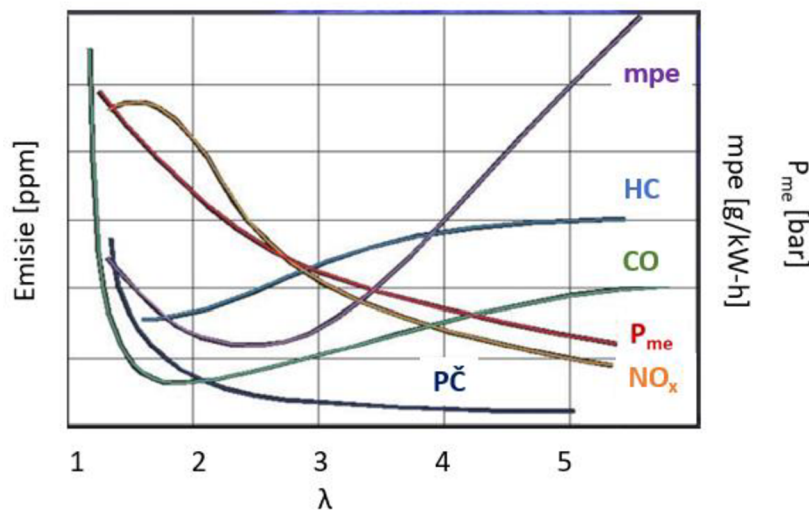
Obr. 55 Vplyv elektrickej asistencie kompresoru na výkon a účinnosť spalovacieho motoru [10]

5 EMISIE VÝFUKOVÝCH PLYNOV

Pri spaľovaní nafty vo vznetovom motore vzniká určité množstvo ako toxických, tak netoxických plynov, nazývané v skratke emisie. Netoxickými zložkami sa rozumie voda H_2O a oxid uhličitý CO_2 . Zatiaľ čo voda nemá žiadny negatívny vplyv na životné prostredie, v priebehu rokov sa ukázalo, že oxid uhličitý sa ako skleníkový plyn výrazne podieľa na globálnom otepľovaní. Tvorba CO_2 je priamo úmerná spotrebe paliva, a teda znižovanie spotreby paliva má nielen vplyv na ekonomiku prevádzky, ale aj pozitívny vplyv na životné prostredie. Najproblematickejšie škodlivé emisie produkované naftovým motorom sú oxidy dusíku a sadze. Medzi ďalšie škodlivé zložky patria uhľovodíky HC a oxid uhoľnatý CO , ktoré dokážu byť vďaka oxidačným katalyzátorom pomerne efektívne redukované.

5.1 OXIDY DUSÍKA NO_x

Medzi najvýznamnejšiu zložku spalín produkovaných motorom patrí dusík N_2 , keďže vzduch vstupujúci do motoru obsahuje až 79 % dusíku N_2 . Za vysokých teplôt a ďalších faktorov potom z neho vznikajú škodlivé emisie tzv. NO_x , a to hlavne oxid dusnatý NO a v menšej miere oxid dusičitý NO_2 a oxid dusný NO_3 .



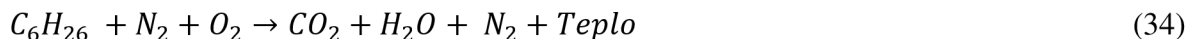
Obr. 56 Produkcia vybraných emisií v závislosti na pomere vzduchu a paliva (mpe – merná efektívna spotreba paliva, HC – uhľovodíky, CO – oxid uhoľnatý, P_{me} – stredný efektívny tlak, $PČ$ – pevné častice, NO_x – Oxidy Dusíku)

5.1.1 ŠKODLIVOSŤ PRE ČLOVEKA

Zatiaľ čo priama škodlivosť NO je na organizmus vcelku nízka, pri dlhšom pobyte v atmosfére dochádza k jeho oxidácii na NO_2 a ten pri vdychovaní tvorí na stenách sliznice kyselinu dusičnú HNO_3 . Dýchacia sústava človeka potom vytvára pocit dusenia sa a nútenia ku kašľu, preto uzatvára prístup vzduchu do pľúc. Tento jav nastáva už pri krátkej dobe vystavenia a pri veľmi nízkych koncentráciách NO_2 . Okrem toho, že sú oxidy dusíku priamo škodlivé na organizmus, podieľajú sa tiež na tvorbe letného smogu a tvorbe kyslých dažďov.

5.1.2 VZNIK NO_x

Palivo je tvorené uhľovodíkmi C_xH_x a spolu so vzduchom pri dokonalom spaľovaní vznikne oxid uhličitý, voda, dusík a teplo. Keďže dusík je inertný plyn nepodieľa sa na reakciách s ostatnými prvkami.



Tvorba oxidov dusíka je silno závislá na výške teploty a dostatočnom množstve kyslíku. Popis tvorby plynu je možno popísať *Zeldvičovou reťazovou reakciou*:



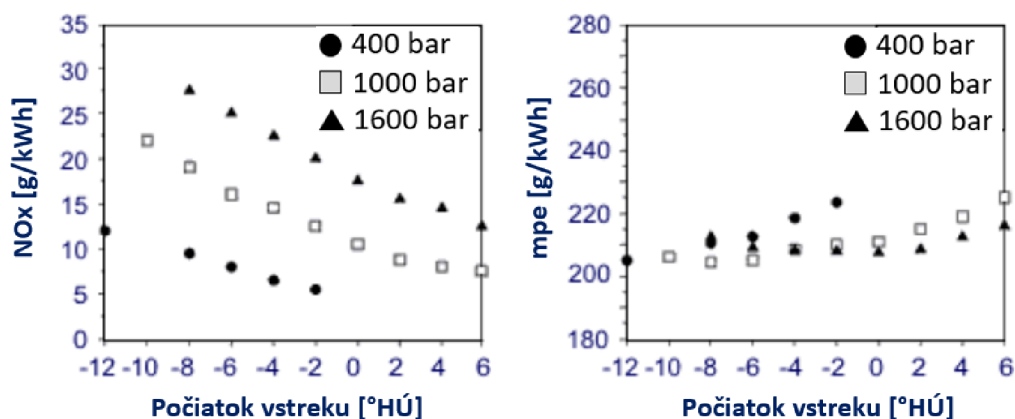
Reakcie môžu prebiehať aj naopak v závislosti na okamžitých koncentráciách voľných radikálov dusíka, kyslíka, vodíka a teploty reakcie. K tomu aby sa tieto reakcie uskutočnili je potrebné teplôt až cez 2000 °C, v opačnom prípade za teplôt nižších nastáva tzv. „*zamrzanie reakcii*“ a nedochádza k tvorbe oxidov dusíka.

5.1.3 REDUKCIA NOx

Existujú viaceré možnosti redukcie škodlivých emisií *NOx*. Opatrenia používané na znižovanie podielu *NOx* môžeme rozdeliť podľa toho kam k nemu dochádza - pred vstupom do valca alebo priamo vo valci, prípadne vo výfukovom potrubí.

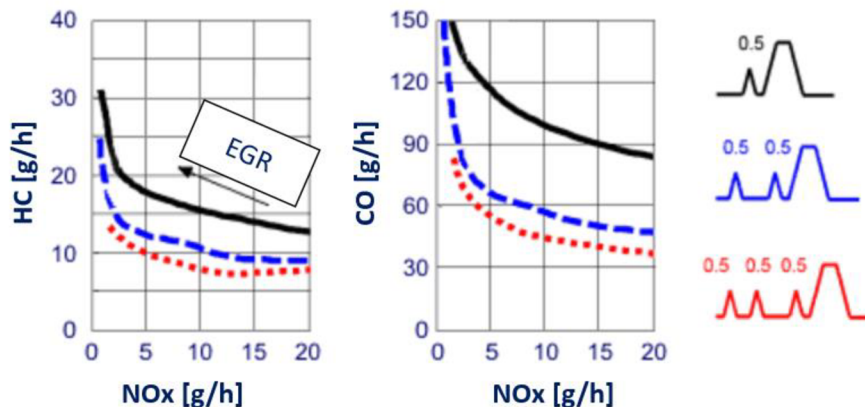
Znižovanie *NOx* ešte pred motorom môžeme dosiahnuť hlavne optimálnym návrhom plniacej sústavy. Preto vhodným tvarovaním sacích kanálov, alebo vhodným stlačením vzduchu kompresorom je možné tohto javu docieľiť a nepriamo znížiť *NOx* tým, že zmes bude čo najlepšie premiešaná s palivom a dôjde k dokonalejšiemu spaľovaciemu procesu.

Množstvo vyprodukovaných oxidov dusíku je možné znížiť optimálnym návrhom vstrekovacej sústavy spaľovacieho motoru. Vstrekovací tlak, počet vstrekov (viď. *Obr. 58*) a otvorov trysky či tvar oblaku rozprášeného paliva ovplyvňujú teplotu, priebeh a rýchlosť horenia zmesi, a tým aj podiel *NOx*. Vždycky však nastáva otázka „*pre a proti*“ ako napríklad v prípade oneskorenia vstrelu paliva, kedy vzniká menšie množstvo *NOx*, avšak stúpa tvorba oxidu uhľnatého *CO* a zároveň rastie spotreba paliva viď. *Obr. 57*.



Obr. 57 Vplyv počiatku vstrelu a tlaku paliva na emisie NOx a mernú efektívnu spotrebu paliva motoru [18]

Znižovanie emisií oxidov dusíku je možné docieľiť spätnou recirkuláciou spalín, ktorej cieľom je pridanie inertného plynu do spaľovacej komory za účelom zníženia teploty a prebytku vzduchu, čo sú dva primárne faktory ovplyvňujúce tvorbu NO_x . Viac o recirkulácii spalín pomocou *EGR* v kapitole 1.



Obr. 58 Produkcia NO_x , CO a HC v závislosti na počte pred-vstrekov a podielu *EGR* [18]

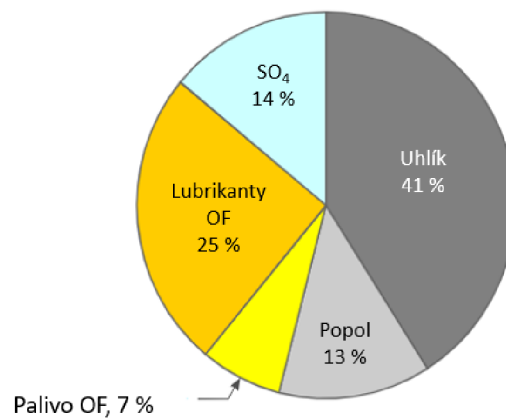
V súčasnosti medzi najúčinnějšíe spôsoby redukcie oxidov dusíku patrí selektívna katalytická redukcia. Rozprášením zmesi močoviny a vody do prúdu spalín vo výfukovom potrubí prebieha redukcia NO_x v *SCR* katalyzátore - viac v kapitole 7.3.

5.2 PEVNÉ ČASTICE

Medzi ďalšiu veľmi problematickú zložku emisií produkovaných hlavne naftovým motorom patria pevné častice inak často označované aj ako sadze. Je preukázané že zvyšujú riziko kardiovaskulárnych a respiračných chorôb a okrem toho majú karcinogénne účinky na ľudský organizmus. [19]

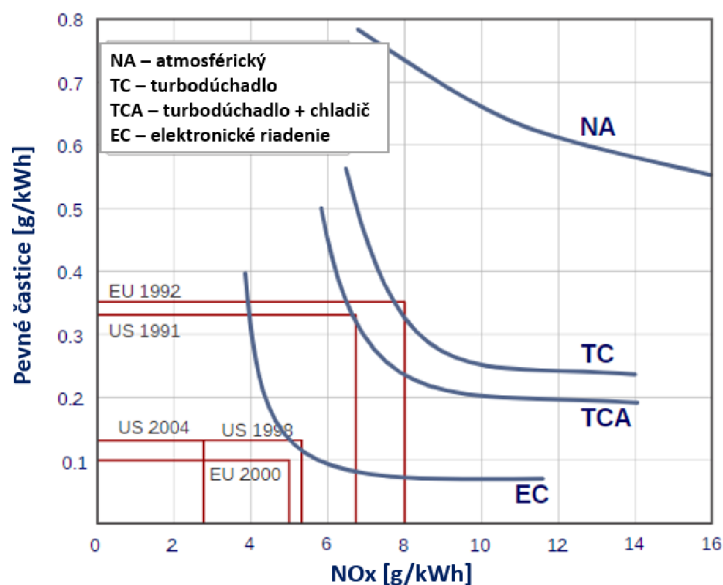
Na rozdiel od ostatných produktov spaľovania vznik pevných častíc nie je nijak detailne chemicky popísaný, preto sú analyzované zberom vzoriek, pričom sa na základe tejto analýzy delia sa na tri základné frakcie kvapalného a pevného skupenstva vid'. Obr. 59. [20]

Pevná frakcia (uhlík + popol) = 54 %
 Organická frakcia (palivo + lubrikanty) = 32 %
 SO_4 (sulfát + voda) = 14 %



Obr. 59: Percentuálne zloženie pevných častíc zozbieraných z úžitkového vozidla pre ťažkú prevádzku po jazdnom cykle US FTP Transient cycle [20]

Typickým prejavom nadmernej produkcie pevných častíc u naftových motorov je zvýšená dymivosť výfukových plynov s charakteristickou čiernou farbou. Spoločne s NO_x ide o najviac škodlivé a regulované emisie spaľovacieho motoru, a preto je kladený vysoký dôraz na vývoj systémov vhodných k ich odstraňovaniu. Tento vývoj komplikuje fakt, že systémy znižujúce produkciu NO_x naopak často zvyšujú produkciu pevných častíc, ako napr. v prípade EGR systémov. Z Obr. 60 je vidieť, že so znižujúcou sa produkciou NO_x stúpa produkcia PČ a naopak. [21]



Obr. 60 Vzťah medzi NO_x a PČ v závislosti na použitom vzduchovom systéme spaľovacieho motoru [21]

Turbodúchadlo zohráva veľmi dôležitú úlohu pri redukcii pevných častíc, keďže zvýšenie tlaku v sacom potrubí zvyšuje podiel vzduchu a paliva, čím klesá dymivosť motoru produkcia sadzí. Na Obr. 60 je vidieť výrazný efekt použitia turbodúchadla, ešte viac umocneným v kombinácii s medzichladičom stlačeného vzduchu na celkovú produkciu ako PČ, tak NO_x .

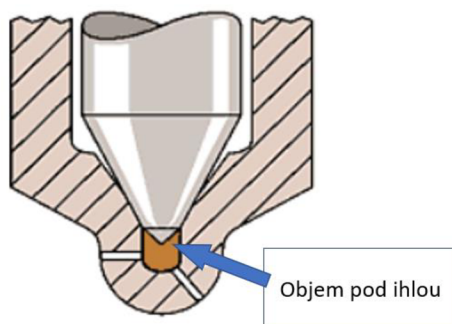


Obr. 61 Vplyv vstrekovacieho tlaku na tvorbu pevných častíc [21]

Ďalšou možnosťou ako kontrolovať produkciu sadzí je vysoký tlak vstrekovaného paliva a viacnásobný vstrek počas jedného pracovného cyklu vid'. Obr. 61. Veľmi dôležitý je aj tvar spaľovacieho priestoru navrhnutý pre dokonalejšie premiešanie paliva vzduchu tak, aby bolo možno spáliť čo najviac paliva bez možnosti jeho neprehorenia. Primárna redukcia *PC* sa však deje až za turbodúchadlom a to vo filtri pevných častíc *DPF*, o ktorom je viac v kapitole 7.2. [21]

5.3 HC

Vznik uhlíkov nie je v procese spaľovania naftového motoru nijak podielovo významná zložka a je pomerne jednoduché ju redukovať. Emisie *HC* vznikajú počas nedokonalého procesu spaľovania paliva pri nedostatočnej oxidácii v miestach, kde sa nachádza nedostatok kyslíku alebo v blízkosti chladných stien valca. U motorov úžitkových vozidiel nastáva tento jav primárne v nižších zaťaženiach motoru, počas odozvy na vznietenie v oblastiach s chudobnou zmesou. Ďalšou možnosťou vzniku *HC* je okamih, kedy na konci vstreku paliva ostáva určité množstvo paliva v špičke trysky, ktoré sa odparí vplyvom tepla a vstupuje do spaľovacieho priestoru pod nízkym tlakom, kedy dochádza k nedokonalému zmiešaniu so vzduchom a táto časť paliva sa nepodieľa na spaľovaní. Tvar vaku pod špičkou trysky preto veľmi ovplyvňuje tvorbu nespálených uhlíkov. [19] [22]



Obr. 62 Vak pod ihlou trysky s objemom paliva [20]

Keďže naftové motory pracujú s prebytkom vzduchu, väčšina paliva prehorí dokonale, avšak v prípade *EGR* zvyknú produkovať väčšie množstvo emisií *HC* (vid'. Obr. 58). Tieto motory sú

však spravidla vybavené oxidačným katalyzátorom, ktorý pomerne účinne odstraňuje tieto karcinogénne a zdraviu škodlivé emisie.

5.4 CO

Oxid uhoľnatý je vysoko toxický plyn bez zápachu a farby, o približne rovnakej hustote ako je okolitý vzduch. Vo vysokých koncentráciách je veľmi vznetlivý a horí svetlofialovou farbou. U moderných naftových motorov je produkcia tohto plynu relatívne nízka (10 - 500 ppm), pričom je efektívne redukovaný oxidačným procesom v oxidačnom katalyzátore. Pri tomto procese sa uvoľňuje teplo a zvyšuje teplotu výfukových plynov, čo má pozitívny vplyv pred vstupom do SCR katalyzátoru. [19]

Oxidácia prebieha nasledovne :



Najväčšie množstvo CO vzniká počas prechodových režimov a v oblasti veľmi bohatej zmesi v okolí ideálneho pomeru vzduchu a paliva, kedy sa $\lambda = 1$ (vid'. Obr. 56). Nárast produkcie oxidu uhoľnatého je znateľný aj pri vyšších podieloch EGR vid' Obr. 58. [20]

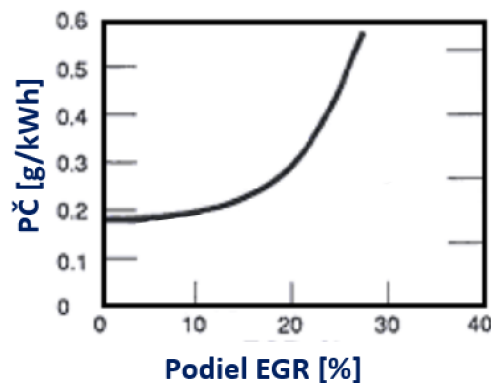
6 EGR

Ako už bolo spomenuté v predchádzajúcej kapitole spätná recirkulácia spalín je v dnešnej dobe jeden zo spôsobov znižujúcich produkciu oxidov dusíku. Pridaním výfukových plynov do sacej časti sa znižuje podiel obsahu kyslíka, ktorého prebytok je potrebný k oxidácii dusíku a následnej tvorbe NO_x . Keďže sú spaliny z veľkej časti inertným plynom (nepodieľajú sa na reakciách) je možné výrazne znížiť teplotu spaľovania paliva, a tým obmedziť produkciu oxidov dusíka. Účinnosť zníženia teploty závisí na mernej tepelnej kapacite zriedeného plynu vstupujúceho do spaľovacieho priestoru. Určité zníženie koncentrácie kyslíku je možné dosiahnuť pomocou kombinovania nízkeho pomeru vzduchu a paliva a vysokých hodnôt recirkulovanej zložky spalín. Z praktického hľadiska by však pomer vzduchu a paliva nemal byť nižší ako približne 20:1 z dôvodu vysokej tvorby sadzí, pevných častíc a dymivosti motoru.

Vznik emisií môže byť taktiež ovplyvnený tým, že rôzne valce dostávajú rôzne množstvo recirkulovaných spalín. Preto je veľmi dôležité venovať sa optimálnemu návrhu dĺžky a spôsobu zapojenia *EGR* vetvy do sacieho potrubia za účelom dobrého premiešania recirkulovaných spalín so stlačeným vzduchom.

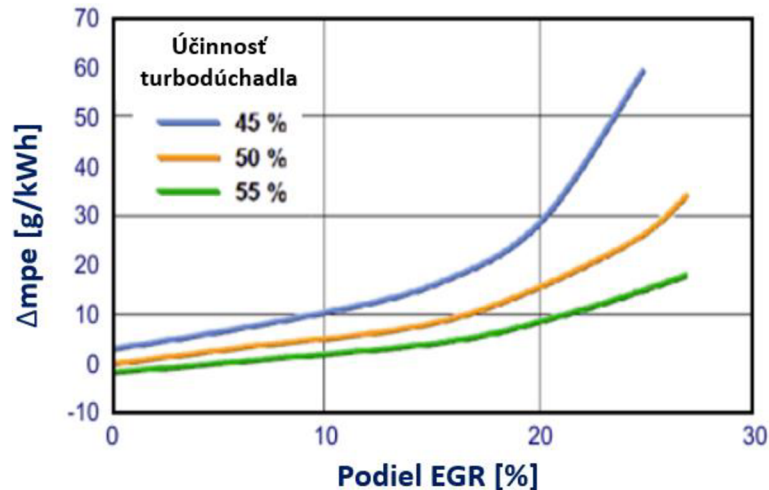
6.1 EFEKTY RECIRKULÁCIE SPALÍN

Recirkulácia spalín zriedi plyn vstupujúci do motoru, a preto má priamy dopad na celkovú účinnosť spaľovania. K zaisteniu dostatočnej hustoty vzduchu je obzvlášť u nechladeného *EGR* prínosné zvýšiť plniaci tlak. Vysoké stupne chladenia recirkulovaných spalín môžu viesť ku kyselinovej korózii v závislosti na obsahu síry v palive. Okrem korozivnosti sa *EGR* ventil veľmi ľahko zanáša sadzami a inými nečistotami, čím môže dôjsť k jeho upchatiu a následnému zlyhaniu. Zvyšovanie podielu *EGR* má síce pozitívny prínos na redukciiu NO_x , avšak zvyšuje podiel pevných častíc v spalinách motoru (*Obr. 63*). [23]



Obr. 63 Závislosť tvorby pevných častíc na úrovni *EGR* v danom operačnom bode motoru úžitkového vozidla [23]

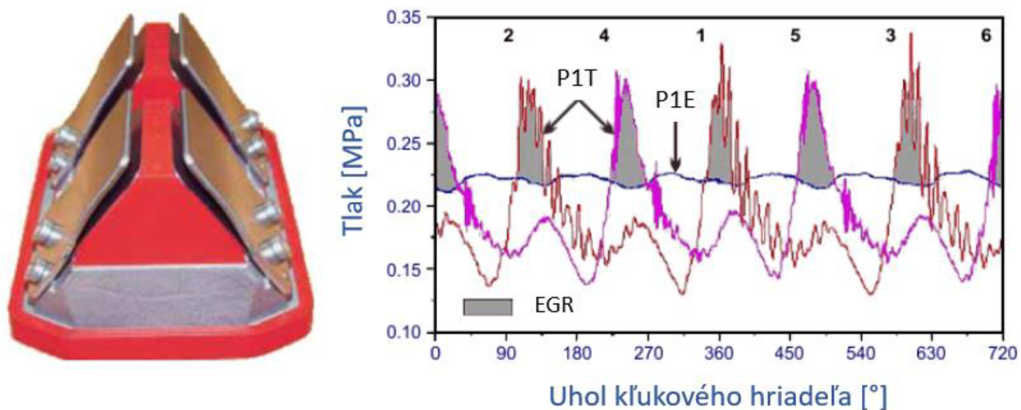
Pri vysokotlakom *EGR* je potrebné aby bol naprieč motorom negatívny tlakový spád, a teda tlak na výstupe motoru bol vyšší ako na vstupe kam putujú recirkulované spaliny. Z tohto dôvodu rastú straty potrebné na výmenu náplne valca, čo negatívne ovplyvňuje mernú efektívnu spotrebu paliva.



Obr. 64 Vplyv podielu recirkulovaných spalín na mernú efektívnu spotrebu paliva pre turbodúchadlo s rôznou účinnosťou [23]

6.2 KONŠTRUKCIA A RIADENIE EGR

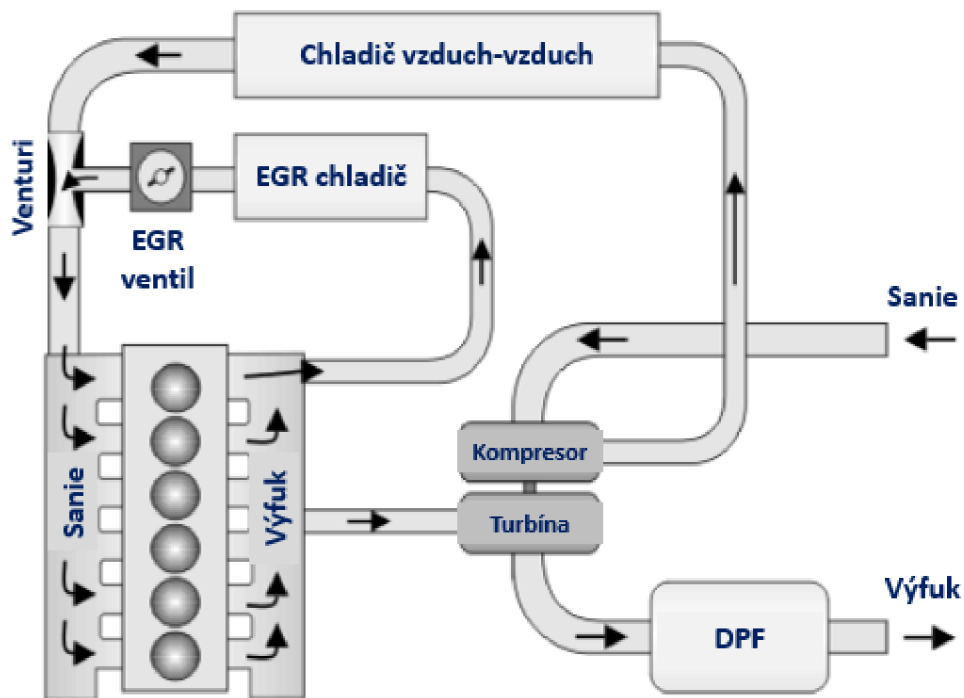
EGR ventil môže byť riadený elektronicky, alebo pomocou pretlakového jazýčkového ventilu pretlakom vďaka pulzáciám vo výfukovom potrubí Obr. 65. Množstvo recirkulovaného plynu závisí od informácie o podiele kyslíka vo výfukových plynov získanej z lambda sondy. Táto informácia je potom vyhodnotená v riadiacej jednotke motoru, a tá nastaví množstvo recirkulovaných spalín. Podľa umiestnenia vzhľadom k turbodúchadlu rozlišujeme nízkotlakovú krátku vetvu (*HP EGR*), alebo nízkotlakovú dlhú vetvu (*LP EGR*).



Obr. 65 Jazýčkový ventil riadenia EGR [24]

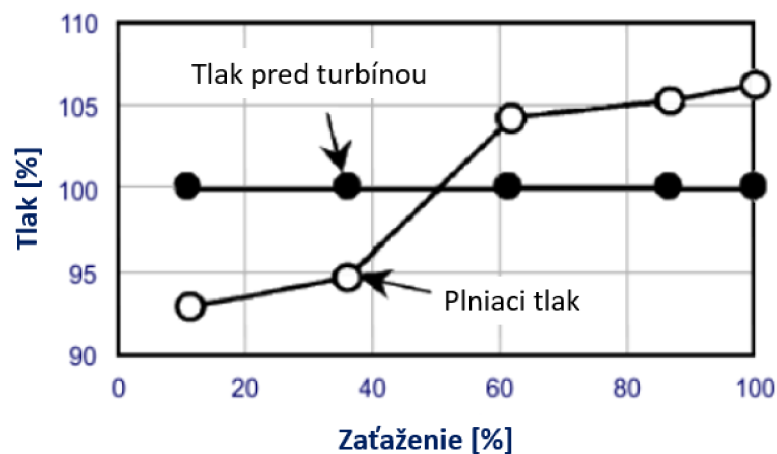
6.2.1 VYSOKOTLAKOVÁ VETVA EGR

V prípade pretlakového riadenia recirkulácie je dôležitý tlakový spád medzi výfukovým a sacím potrubím. U menších naftových motorov s malými turbodúchadlami je tlak vo výfukovom potrubí často vyšší ako v sacím potrubí, a teda nie je problém s upúšťaním spalín cez ventil. K lepšej kontrole vstupného a výstupného tlaku slúži variabilná geometria lopatiek na turbínovej strane alebo škrtiaca klapka v sacím potrubí. Schému je možné vidieť na Obr. 66.



Obr. 66 Vysokotlaková vetva EGR [24]

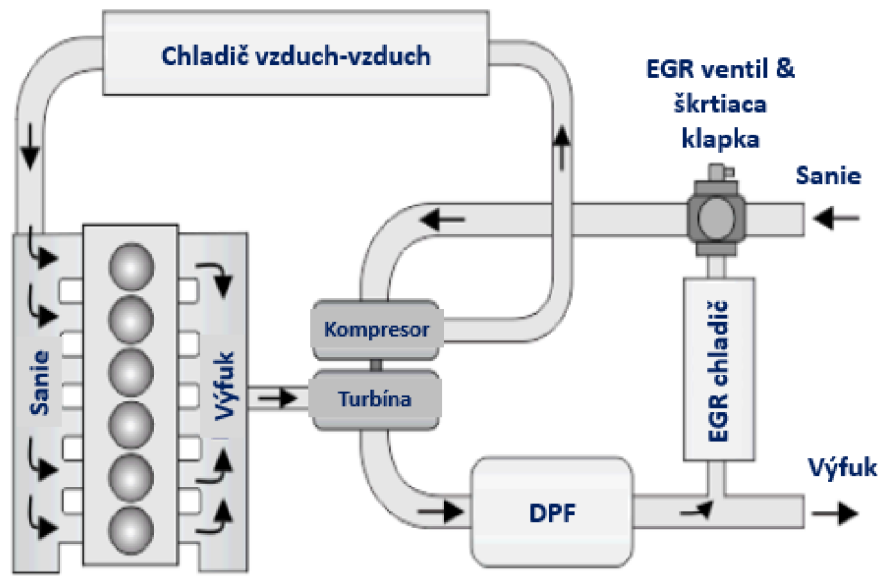
Avšak u veľkoobjemových naftových motorov je tlakový spád často nepriaznivý, obzvlášť vo vysokých zaťaženiach motoru (Obr. 67), kedy je v sacom potrubí vyšší tlak ako na strane výfuku čo znemožňuje prúdenie spalín do sacieho potrubia ventilu. Pri návrhu turbodúchadla je preto nutné vždycky uvažovať podiel recirkulovaných spalín, ktoré ovplyvňujú jeho výslednú účinnosť. Ďalšou možnosťou ako otvoriť EGR pri takomto jave môže byť EGR s Venturiho trubicou alebo s integrovanou pumpou, alebo tiež využitie tlakových pulzov od motora na jeho otvorenie pomocou jazýčkového ventilu. [24]



Obr. 67 Typický priebeh tlakov v sacom a výfukovom potrubí v závislosti na zaťažení spaľovacieho motoru úžitkového vozidla [24]

6.2.2 NÍZKOTLAKOVÁ VETVA EGR

Nielen v úžitkových vozidlách sa začína používať aj nízkotlaková vetva „*LP-EGR*“ alebo *EGR* s tzv. dlhou cestou. Pri systéme s *LP EGR* sa prepúšťací ventil nachádza za turbínou a výfukové plyny sa zmiešavajú so vzduchom v mieste pred vstupom do kompresora turbodúchadla. V prípade *LP EGR* by bolo bez prítomnosti *DPF* filtra vysoké riziko poškodenia kompresorového kolesa, a preto býva spravidla filter pevných častíc umiestnený ešte predtým, ako sa spaliny vracajú do sacieho traktu vid'. *Obr. 68*.



Obr. 68 Nízko-tlaková vetva EGR [24]

Zaradenie recirkulačného ventilu pred vstupom do kompresora prináša viaceré výhody:

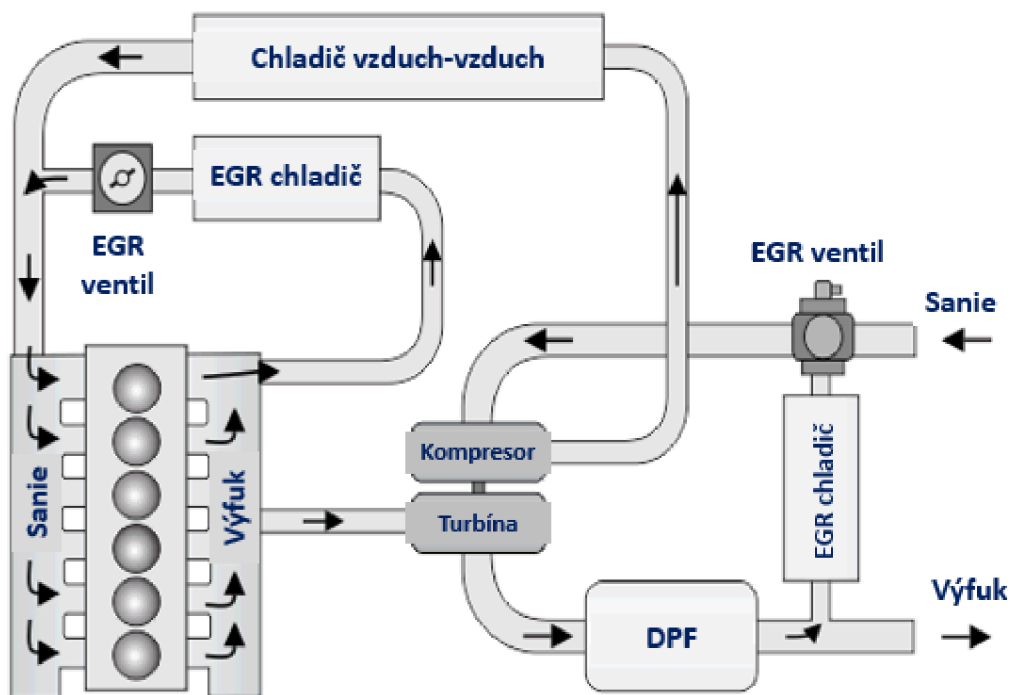
- menšie pumpovacie straty motoru, keďže nie je potrebný negatívny tlakový spád
- potenciálne menšia spotreba motoru z dôvodu neuberania energie turbodúchadla
- lepšie premiešanie zmesi výfukových plynov s nasávaným vzduchom
- nižšie nároky na chladenie recirkulovaných spalín z dôvodu dlhšej cesty
- čistejší recirkulovaný plyn z dôvodu predradeného filtra pevných častíc.

Existujú však ešte viaceré kritické nevýhody použitia takéhoto systému, medzi ktoré patria:

- zložitejšie riadenie podielu recirkulovaných spalín v závislosti na operačných podmienkach motoru z dôvodu dlhšej vetvy, vyššej časovej odozvy a často nižšom tlakovom spáde
- vyššie riziko poškodenia kompresorového kolesa z dôvodu nedokonalnej filtrácie *PČ* a skondenzovanej vody dopadajúcej na lopatky
- zložitejšie usporiadanie jednotlivých komponent v rámci motoru
- vyššia produkcia kyselinového kondenzátu z dôvodu nižších teplôt recirkulovaného plynu.

Správne naladenie systému za účelom optimálnej spotreby paliva motoru a splnenia čoraz prísnejších emisných limitov *NO_x* prináša kombinácia týchto dvoch typov *EGR*, ako je vidieť na *Obr. 69*. Pri použití tejto kombinácie býva recirkulácia spalín pomocou *LP* vetvy v oblastiach

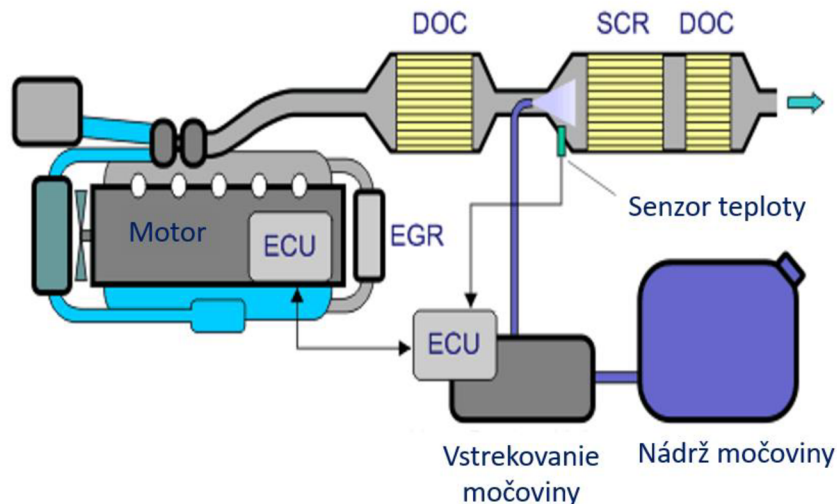
vysokých zaťažení motoru z dôvodu vyšších dopadov na spotrebu a použitie *HP* vetvy v nižších zaťaženiach pričom pri prechodoch je použité kombinované recirkulovanie spalín. [24]



Obr. 69 EGR s vysokotlakovou a nízkotlakovou vetvou [24]

7 OSTATNÉ SYSTÉMY ČISTENIA VÝFUKOVÝCH PLYNOV

Typický trend blízkej budúcnosti naftových úžitkových motorov zahŕňa kombináciu systémov čistenia výfukových plynov ako je možné vidieť na *Obr. 70*. Preto, aby boli splnené emisné normy, bude musieť byť väčšina motorov vybavená kombináciou viacerých systémov čistenia výfukových plynov.

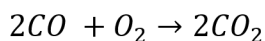
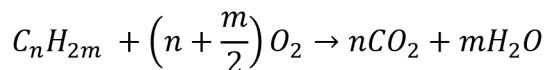
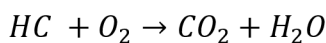


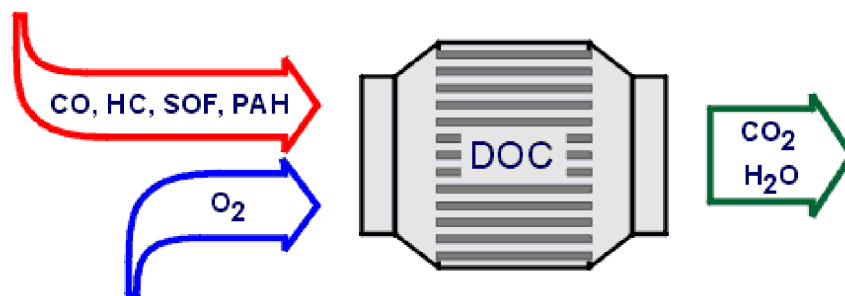
Obr. 70 Systém čistenia výfukových plynov na 13-litrovom motore úžitkového vozidla [25]

7.1 DOC

Dieselový oxidačný katalyzátor (DOC) je vhodný hlavne pre naftové motory z dôvodu vysokého prebytku vzduchu naprieč celým spektrom operačných bodov motoru, a tým pomocou oxidácie dokáže chemicky premeniť nespálené uhlíkovodíky HC , oxid uhoľnatý CO na oxid uhličitý CO_2 a vodu H_2O . Okrem toho vie oxidačný katalyzátor do istej miery redukovať aj pevné častice organického charakteru typicky s 15-30 % účinnosťou u motorov ťažkých úžitkových vozidiel (*heavy-duty*). [26]

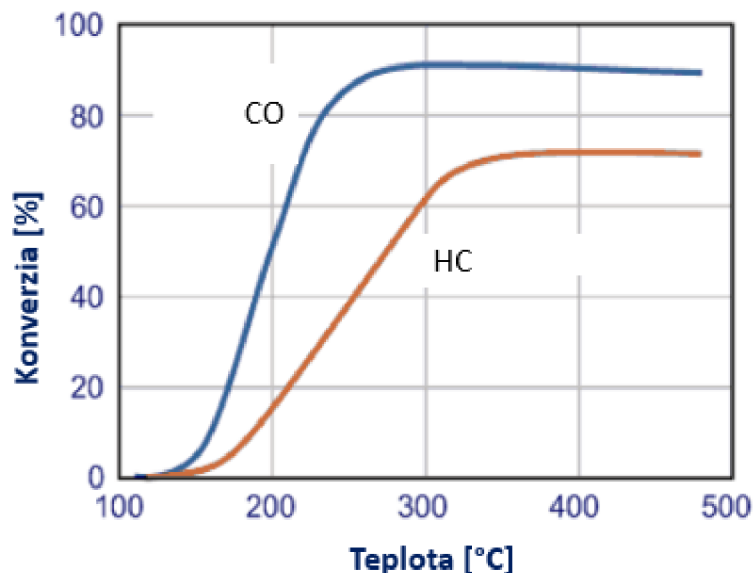
Chemické reakcie prebiehajú nasledovne:





Obr. 71 Vstupujúce a vystupujúce zložky v oxidačnom katalyzátore [26]

Pri dostatočne vysokých teplotách presahuje účinnosť katalyzátora 90 % pri *CO* a 70 % pri *HC*, ako je možné vidieť na Obr. 72, kde je zobrazený vplyv teploty výfukových plynov na účinnosť premeny týchto škodlivých prvkov. [15]



Obr. 72 Vplyv teploty na účinnosť premeny *HC* a *CO* [26]

V moderných motoroch hrá *DOC* veľmi dôležitú úlohu a je optimalizovaný tak, aby vďaka oxidácii *NO* na *NO₂* pomáhal dosiahnuť ideálny pomer *NO₂/NO* pred vstupom do *SCR* katalyzátora. Podobne slúži ako podpora pri pasívnej regenerácii *DPF* filtra, pretože oxidácia je exotermická reakcia, pričom uvoľňuje teplo. [26]

Oxidácia *NO* prebieha nasledovne :

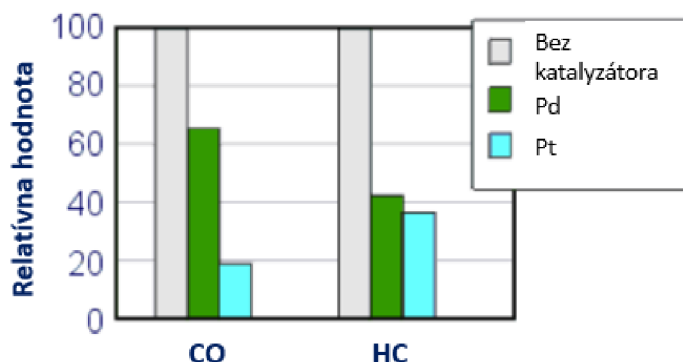


V oxidačnom katalyzátore prebiehajú oxidácie všetkých zúčastnených prvkov vo výfukových plynov a keďže sa v motorovej naftě nachádza aj isté množstvo síry, prebieha v *DOC* aj oxidácia tejto zložky, ktorá je kontraproduktívna a nechceným produktom katalyzátora.





V súčasnosti existujú viaceré typy oxidačných katalyzátorov odlišujúce sa na základe použitého kovu. Rôzne kombinácie kovov majú rozdielny efekt na premenu už spomenutých redukovaných prvkoch v *DOC*. Zatiaľ čo Paládium je viac aktívne pri premene *CO*, Platina je vhodnejšia pri oxidácii *HC*, a iné kovy akým je Cér sú vhodné na redukciu organickej zložky pevných častíc. V niektorých typoch katalyzátorov sa používajú povlaky s tzv. „Zeolitom“, ktoré sú vhodné k zachytávaniu uhlíkovodíkov a zníženiu zápachu výfukových plynov. [26]

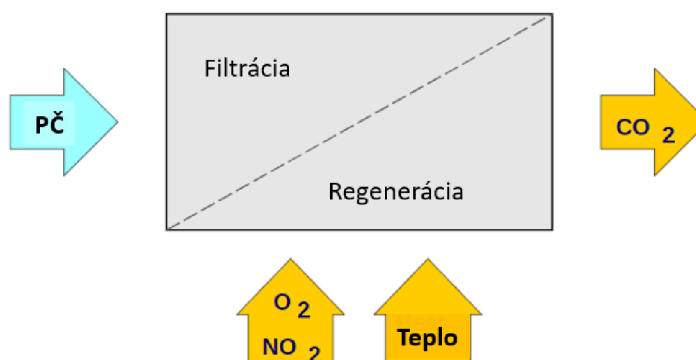


Obr. 73 Emisie HC a CO pri použití Paládia a Platiny v katalyzátore [26]

Pri palivách s vyšším obsahom síry je vhodnejšie Paládium, pretože na rozdiel od Platiny tu neprebíha oxidácia SO_2 a nevnikajú sulfáty.

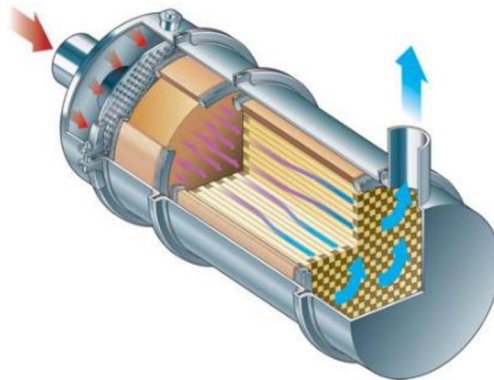
7.2 FILTER PEVNÝCH ČASTÍČ DPF

Čistič pevných častí označovaný anglickou skratkou „*DPF*“ je zariadenie zachytávajúce pevné častice a sadze, ktoré vznikli pri procese spaľovania paliva a zabraňuje ich úniku z automobilu do okolia. Použité materiály zachytávajúce tieto častice dokážu efektívne filtrovať s účinnosťou cez 90 %, pričom majú veľmi dobrú mechanickú a tepelnú odolnosť zabezpečujúcu relatívne dlhú životnosť. V súčasnosti je to najúčinnnejšia forma znižovania emisií spojených s dymivosťou motoru. Ich účinnosť je obmedzená až nulová v prípade nepevných organických častíc a sulfátov. Preto sú filtre často doplnené typicky o oxidačné katalyzátory s vyššou požiadavkou na kvalitu paliva neobsahujúce veľké množstvo síry.



Obr. 74 Schematicky znázornený DPF [27]

V naftových motoroch pre ťažkú prevádzku ako sú ťahače alebo autobusy môže *DPF* zachytiť až niekoľko litrov sadzí z dôvodu ich nízkej hustoty. Veľké množstvo častíc potom značne zvyšuje odpor výfukovým plynom, čím zvyšuje protitlak motoru a zhoršuje jeho účinnosť. Preto sú tieto filtre priebežne zbavované zachytených častíc buď počas prevádzky vozidla priebežne, alebo po dosiahnutí určitého zaplnenia filtra. Preto, aby prebehla úspešná regenerácia filtra, je potrebný dostatok vzduchu alebo NO_2 , aby mohli pevné častice zoxidovať primárne na oxid uhličitý CO_2 .

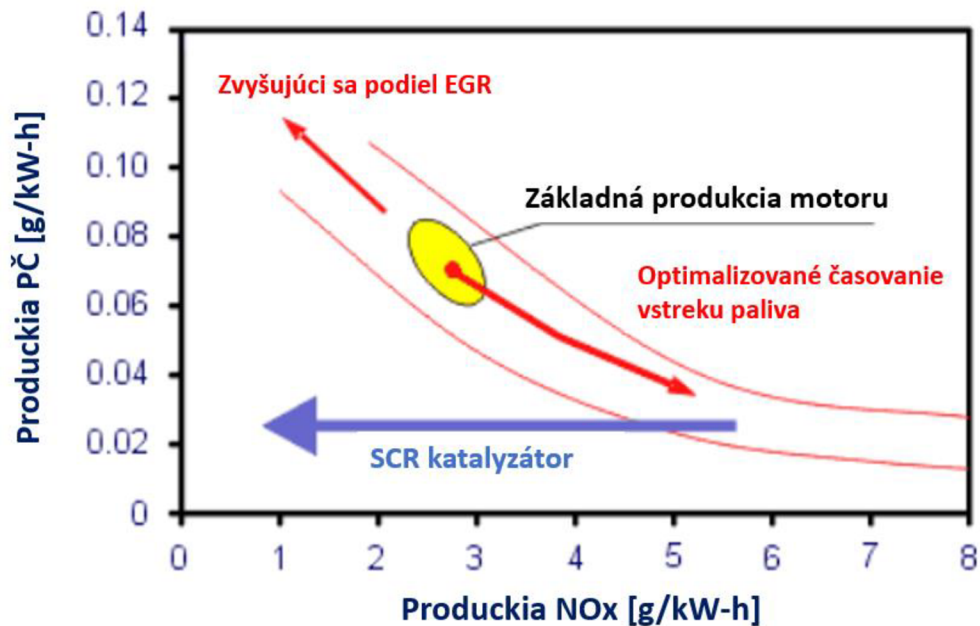


Obr. 75 Rez moderným DPF filtrom [27]

U niektorých filtrov je teplo dodávané priamo výfukovými plynmi, a vtedy hovoríme o pasívnej regenerácii (250 - 300 °C) a čistenie prebieha kontinuálne počas prevádzky vozidla. Naopak aktívne filtre môžu zvyšovať teplotu výfukových plynov vtedy, keď je potreba regenerovať zmenou optimalizovaním vstreku paliva či rôznymi elektrickými ohrievačmi. [27]

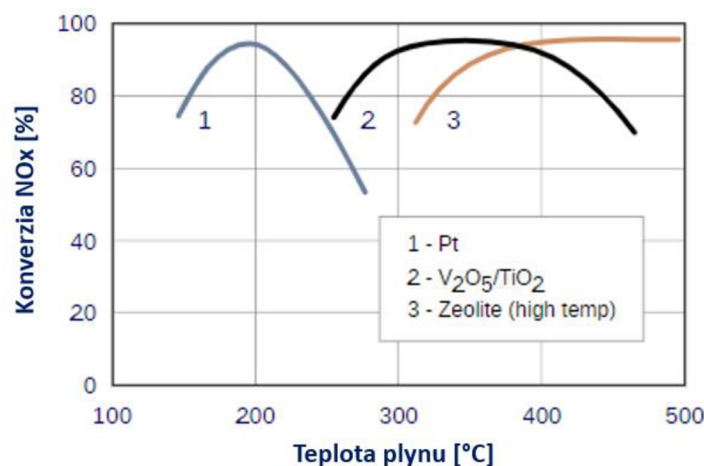
7.3 SCR

V súčasnosti je *SCR* katalyzátor stále rozšírenejší spôsob redukcie oxidov dusíka z dôvodu stále prísnejších emisných noriem a efektívnosti tohto spôsobu čistenia plynov. Systém katalytickej redukcie je atraktívnejší v porovnaní s *HP EGR*, pretože nezvyšuje produkciu pevných častíc, ktorá rastie so zvyšujúcim sa podielom recirkulovaných spalín vid'. reprezentatívny príklad na Obr. 76.



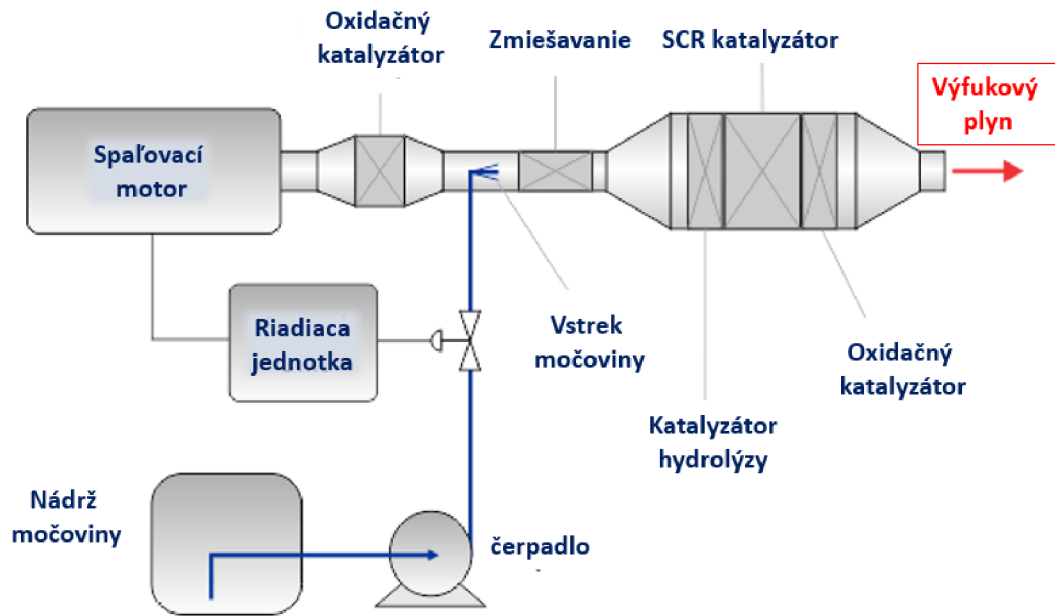
Obr. 76 Typický príklad trendu ovplyvnenia produkcie PČ a NOx danou technológiou [28]

Systém selektívnej katalytickej redukcie je najviac účinný v určitom rozmedzí teplôt v závislosti na použítom materiále vid'. Obr. 77. Platínové katalyzátory sú veľmi neefektívne nad 250 °C a majú úzky rozsah využitia v porovnaní s operačnými podmienkami vo výfukovom potrubí naftového motoru. U ostatných katalyzátorov je ideálna teplota z hľadiska účinnosti redukcie v rozmedzí 250 – 550 °C. [28]



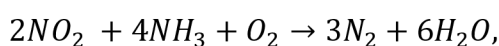
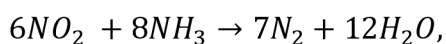
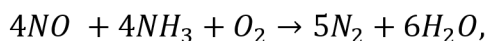
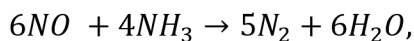
Obr. 77 Závislosť konverzie NOx na teplote výfukových plynov a type materiálu katalyzátoru [28]

V operačných bodoch motoru, kedy je teplota výfukových plynov obecné nižšia, je systém neúčinný a je veľmi ťažké preto odstrániť vzniknuté oxidy dusíku. Množstvo NOx je práve v tejto oblasti motorovej mapy veľmi kritické, a to z dôvodu ideálnych podmienok pre ich vznik ako je vysoký pomer A/F.

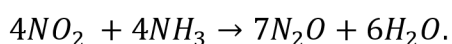
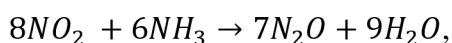


Obr. 78 Schéma obecného systému SCR [28]

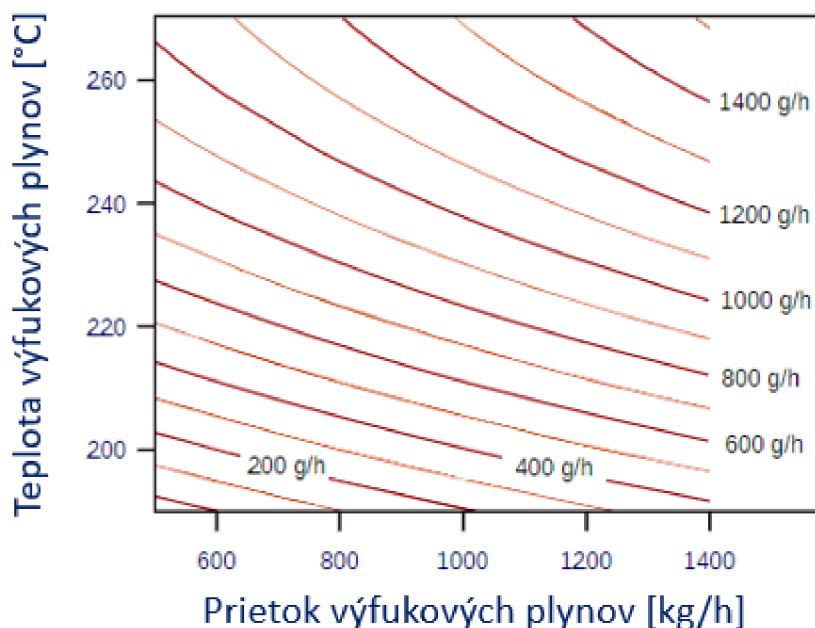
Obecný príklad systému SCR je možné vidieť na Obr. 78. Zmes močoviny je nasatá z nádrže a pomocou trysky je potom rozprášená do prúdu výfukových plynov. Po premiešaní s teplými plynmi je potom močovina hydrolyzovaná a rozložená na amoniak. Následne táto zmes pokračuje do samotného SCR katalyzátoru, kde prebieha redukcia oxidov dusíka na dusík podľa reakcií uvedených nižšie. [28]



V prípade, že obsah NO_2 sa zvýši nad úroveň NO môžu prebiehať dodatočné reakcie :

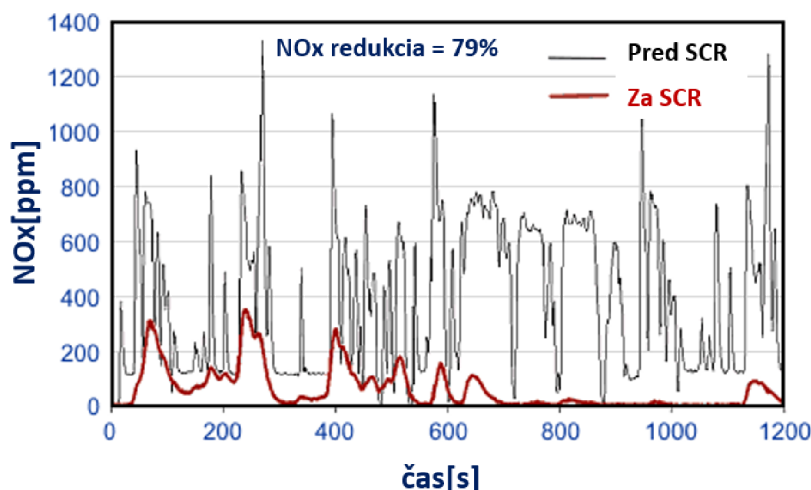


Účinnosť SCR katalyzátora je závislá na dávke močoviny vstreknutej do výfukových plynov a maximálne vstrekané množstvo (*izo-čiar*y Obr. 79) závisí na prietoku a teplote výfukových plynov vid'. Obr. 79. [25]



Obr. 79 Maximálna dávka močoviny v závislosti na teplote a množstve výfukových plynov [25]

V závislosti na testovacej metóde a aplikácii sa účinnosti premeny NO_x u motorov pre ťažkú prevádzku pohybujú v rozmedzí 55 – 90 %. Zatiaľ čo vyššie hodnoty konverzie naprieč katalyzátorom sú počas ustálených operačných režimov, v prípade prechodových režimov ako je vidieť napr. v teste FTP je dávkovanie močoviny stále náročné, hlavne v oblasti nízkych teplôt, kedy je vstrekovanie močoviny zamedzené. Fakt, že studené štarty môžu byť problémové je možné vidieť počas testu FTP na Obr. 80, kedy účinnosť konverzie NO_x je na začiatku testu nižšia, pričom s časom ako rastie teplota výfukových plynov postupne narastá.



Obr. 80 Podiel NO_x počas cyklu naftového motoru úžitkového vozidla pred a za SCR katalyzátorom [25]

8 OPTIMALIZÁCIA ZADANÉHO SPALOVACIEHO MOTORU

Praktická časť práce sa zaoberá využitím elektrického *Turbo-compoundingu* s pomocou *E-VNT* a teda turbodúchadla s motor-generátorom integrovaným do centrálnej skrine a variabilnou geometriou lopatiek statoru turbíny. Tento typ turbodúchadla nahrádza konvenčné turbodúchadlo s *VNT* na motore úžitkového vozidla pre ťažkú prevádzku. Jednotlivé prípadové štúdie skúmajú potenciálne prínosy v rôznych operačných režimoch pomocou termodynamického modelu vo výpočtovom programe *GT-SUITE*.

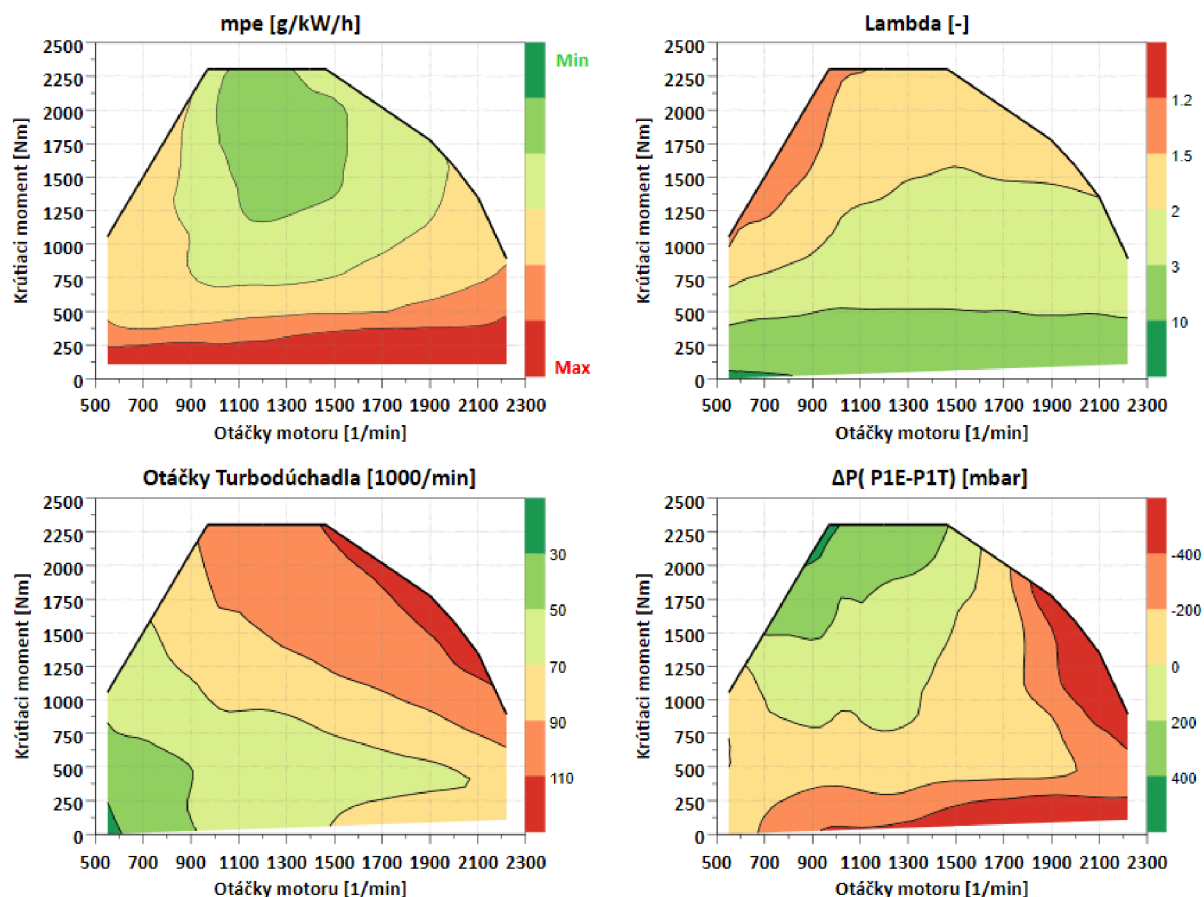
8.1 POPIS SKÚMANÉHO SPALOVACIEHO MOTORU

Pre výpočtové štúdie bol zadaný 6- valcový motor úžitkového vozidla so zdvihovým objemom 11 litrov a maximálnym výkonom 353kW. Tento typ motoru je používaný hlavne v ťahačoch jazdiacich primárne dlhé diaľničné trasy. Parametre motoru sú zhrnuté v *Tabuľka 1*. Vzhľadom k charakteru práce budú niektoré citlivé údaje uvádzané v bezrozmerných číslach.

Tabuľka 1: Parametre zadaného motoru

Typ motoru	4-dobý, vznetrový, radový 6-valec
Palivo	Motorová nafta
Zdihový objem	11.1 [dm ³]
Kompresný pomer	20.5:1
Maximálny výkon	353 [kW] @ 1465-1600[1/min]
Maximálny Krútiaci moment	2300[Nm] @ 970-1465[1/min]
Merná efektívna spotreba paliva v plnom zaťažení	186 [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹] @ 1200[1/min]
Preplňovanie	Jedno stupňové turbodúchadlo s variabilnou geometriou lopatiek (VNT), medzichladič stlačeného vzduchu
Príprava paliva	Priamy vstrek paliva, Common rail
Redukcia NO _x	Vysokotlaký okruh EGR

Na motorovej cele boli zaznamenané veličiny v 160 operačných bodoch referenčného motoru, z ktorých boli vytvorené motorové mapy zobrazené na *Obr. 81*, kde sú zobrazené základné veličiny a parametre. Nízka hodnota mernej spotreby paliva je jeden z hlavných cieľov výrobcov spaľovacích motorov a obzvlášť nadobúda dôležitosť pri úžitkových vozidlách. Táto hodnota závisí na mnohých parametroch a je ovplyvnená účinnosťou turbodúchadla, pomerom vzduchu a paliva, tlakovom spáde naprieč motorom, množstvom recirkulovaných spalín či vstrekovacou sústavou.

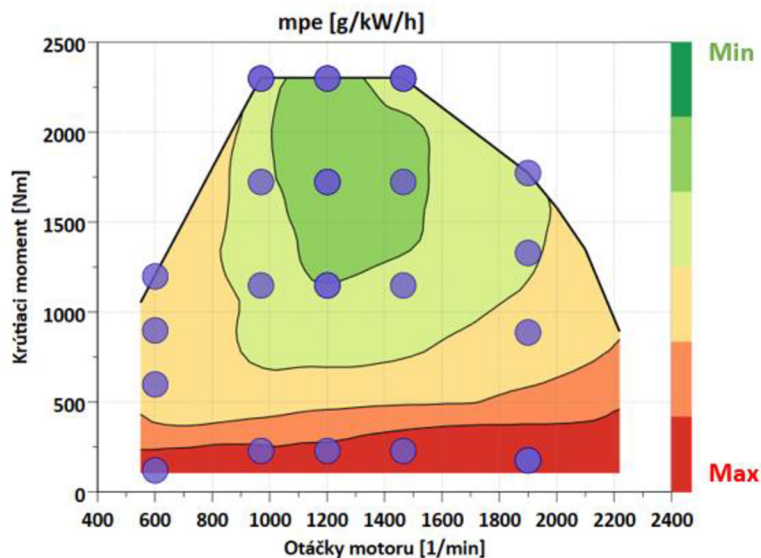


Obr. 81 Motorové mapy testovaného motoru (mpe – merná efektívna spotreba paliva [g/kWh], Lambda – lambda pomer paliva a vzduchu [-], ΔP– tlakový spád motoru [mbar], P1E– tlak v sacom potrubí pred vstupom do motoru [mbar], P1T– tlak vo výfukovom potrubí pred vstupom do turbíny [mbar])

Ako vyplýva z grafu mernej efektívnej spotreby na Obr. 81, tá dosahuje najnižšie hodnoty v stredných otáčkach motoru medzi polovičným a plným zaťažením. Práve táto oblasť je najdôležitejšia pre ťahače jazdiace primárne dlhé diaľničné trasy. Cieľom je preto zníženie mernej efektívnej spotreby paliva s použitím *E-VNT* hlavne v tejto časti motorovej mapy medzi 900-1500 otáčkami.

8.2 PRÍPRAVA MODELU V GT- SUITE A POROVNANIE Z TESTOM

Prvým krokom je kalibrácia výpočtového modelu tak aby čo najviac odpovedal testovanému motoru na testovacej cele. Z dôvodu vysokej časovej náročnosti je bude model kalibrovaný vo vybraných bodoch dôležitých pre účel jednotlivých prípadových štúdií. Aby bola pokrytá väčšina motorovej mapy bolo vybraných 20 bodov zobrazených na Obr. 82.



Obr. 82 Vybrané body v motorovej mape pre simulácie

Model v *GT-SUITE* je postavený tak aby požadované hodnoty jednotlivých parametrov motoru boli dosiahnuté pomocou akčného prvku alebo ovládača. Jednotlivé body sú charakterizované ustálenými pracovnými otáčkami, ktoré sú na pevno zadané ako vstup do kľukového ústrojenstva. Každému takémuto bodu potom prislúcha nameraná veličina motoru, ktorej hodnotu sa snažíme pomocou nejakého akčného člena dosiahnuť tak, aby to čo najviac odpovedalo riadeniu spaľovacieho motoru. Pre každý akčný člen je teda namodelovaný *PI regulátor* nastavený tak aby po dosiahnutí cieľovej hodnoty s prípustnou odchýlkou a po určitý počet cyklov motoru bola vyhodnotená splnená konvergenčná podmienka. Zoznam základných akčných prvkov a cieľových veličín je uvedený v *Tabuľka 2*.

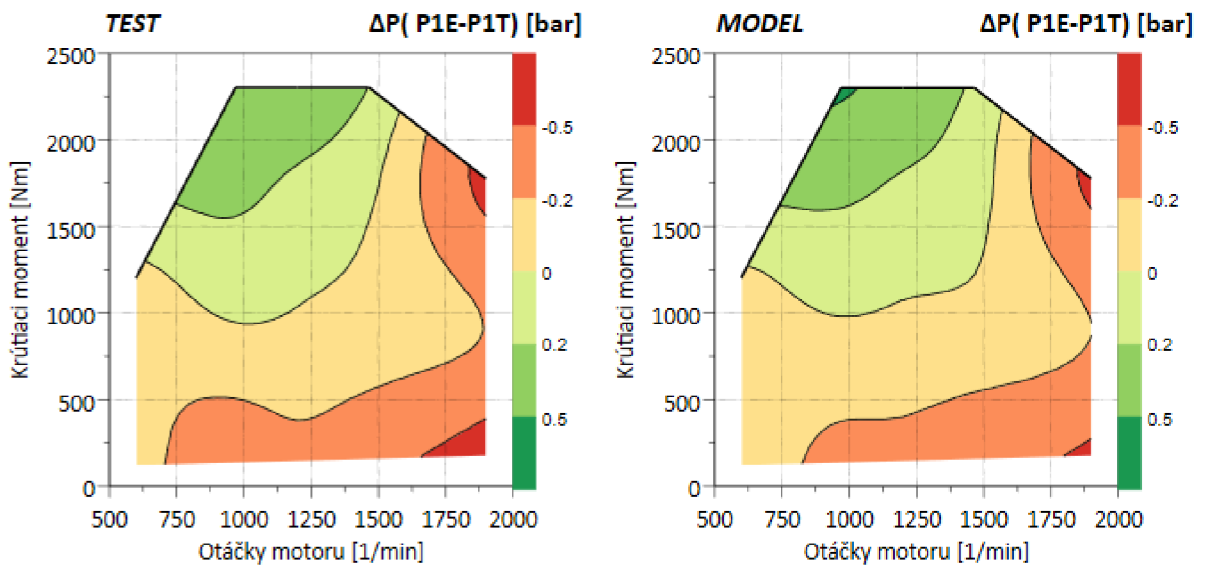
Tabuľka 2: Nastavenie konvergenčných podmienok výpočtového modelu

Cieľová hodnota regulácie	Regulovaná veličina	Konvergenčná podmienka
Krútiaci moment - M_k [Nm]	Dávka paliva [mg/cyklus]	$\Delta < 0.2\%$ @ 5 cyklov
Plniaci tlak P1E [mbar]	VNT pozícia [-]	$\Delta < 0.5\%$ @ 5 cyklov
EGR [%]	Ventil EGR [mm ²]	$\Delta < 0.5\%$ @ 5 cyklov

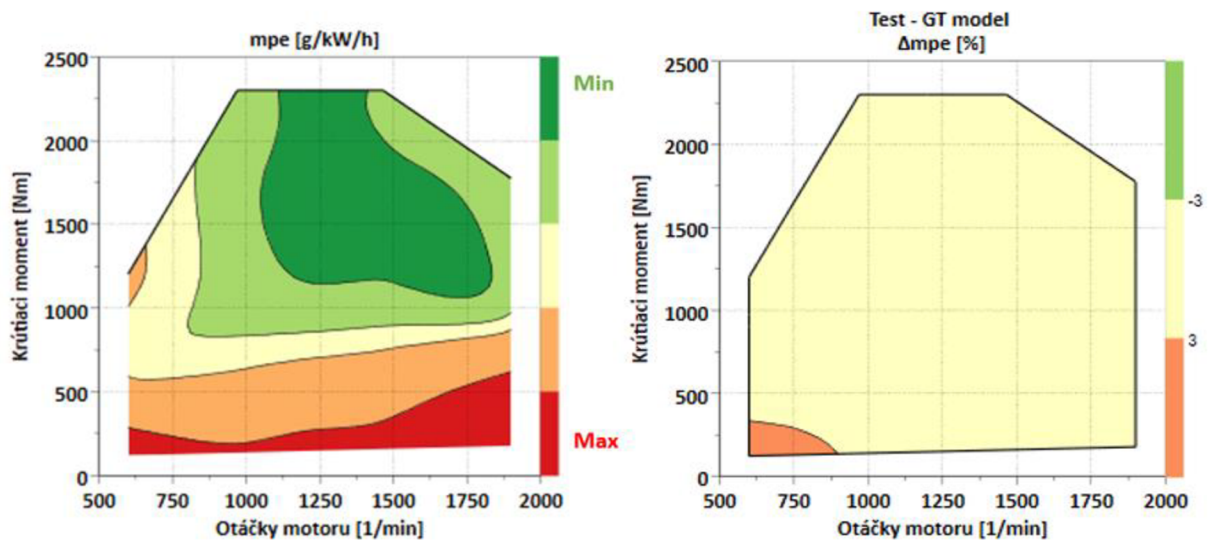
Pomocou akčných prvkov uvedených v *Tabuľka 2* sú dosiahnuté základné parametre motoru, avšak model je nutné ešte doplniť o pár virtuálnych akčných členov tak aby výsledky odpovedali čo najviac motoru na testovanej cele. Keďže nebol poskytnutý detailný model výfukového potrubia s katalyzátormi a *DPF*, je na výstupe z turbíny umelo namodelovaná klapka. Vďaka namodelovanému *PI regulátoru* je optimalizovaná hodnota stratový koeficientu prierezu výstupného potrubia a tým simuluje tlakovú stratu systému čistenia výfukových plynov. Z dôvodu že kompresorová mapa použitá vo výpočtovom modeli je vytvorená na plynovom horáku poháňajúci turbínu (*gas-stand*), môže sa samotná účinnosť kompresoru odlišovať a preto môže model byť doplnený o ďalší *PI regulátor*, ktorý prenasobuje hodnotu účinnosti kompresoru tak aby výstupná teplota vzduchu z kompresoru odpovedala tej nameranej. V ďalších simuláciách kedy sa bude bod v kompresorovej mape pohybovať by bolo potrebné mať zameraný každý bod kompresoru a preto bude tento regulátor vynechaný s tým že sa výsledky testovaného motoru a modelu v *GT-SUITE* môžu odlišovať. Ďalším parametrom

bolo ladenie pomocou násobiču prietoku vzduchu tak aby hodnota odpovedala tej nameranej na motorovej cele. Počiatok vstrelu paliva nie je známy a preto je tento parameter použitý tak aby výsledná spotreba paliva bola čo najbližšia. K týmto potrebám bol model v *GT-SUITE* upravený tak aby mohol užívateľ interaktívne meniť dané veličiny v priebehu simulácie.

Ladením podielu recirkulovaných spalín bol zabezpečený aj tlakový spád medzi sacím a výfukovým potrubím tak aby čo najviac odpovedal motoru na testovacej cele. Porovnanie je možné vidieť na *Obr. 83*, z ktorého vyplýva že trend a približné hodnoty zodpovedajú testovanému motoru.



Obr. 83 Tlakový spád motoru Test vs Model

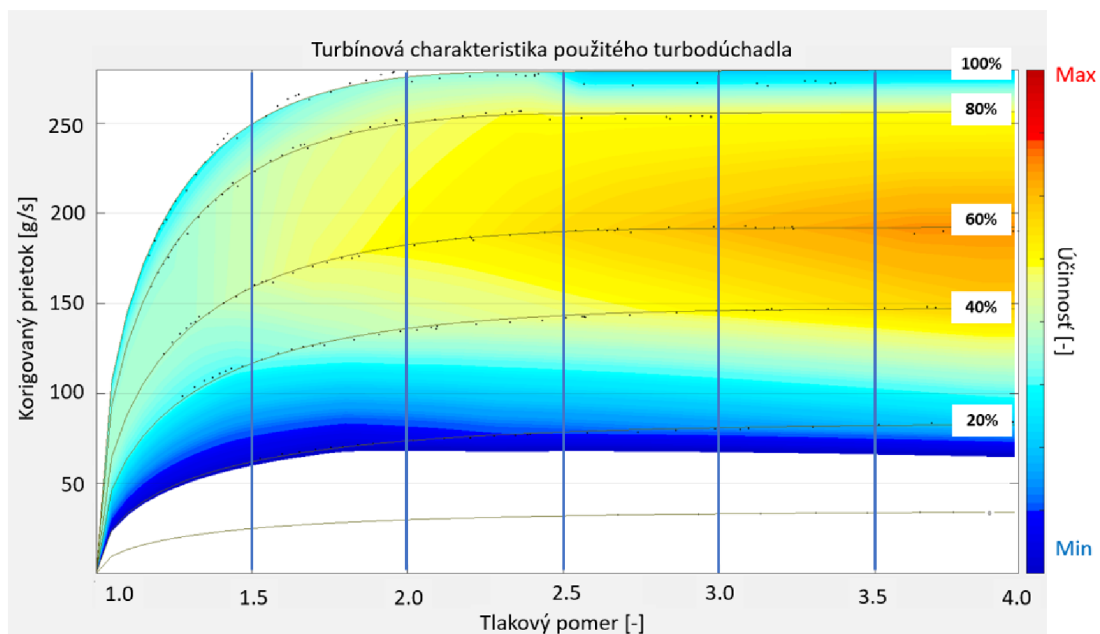


Obr. 84 Výsledky simulácie motoru s pôvodným turbodúchadlom

Po úprave riadiacich parametrov motoru podľa vyššie uvedeného postupu je dokončená kalibrácia modelu vid' *Obr. 84 (vľavo)*. Porovnanie mernej efektívnej spotreby paliva medzi výpočtovým modelom a testom je možno vidieť na *Obr. 84 (vpravo)*. Jediná oblasť alebo bod motorovej mapy kedy je rozdiel v mernej efektívnej spotrebe väčší ako 3% oblasť najnižšieho zaťaženia motoru v 600 otáčkach za minútu. Rozdiel je spôsobený faktom, že v modeli sa nenachádza turbínová charakteristika s menej ako 20 % otvorením lopatiek a teda turbodúchadlo nedokáže dosiahnuť požadovaného plniaceho tlaku a teda ani mernú efektívnu spotrebu paliva.

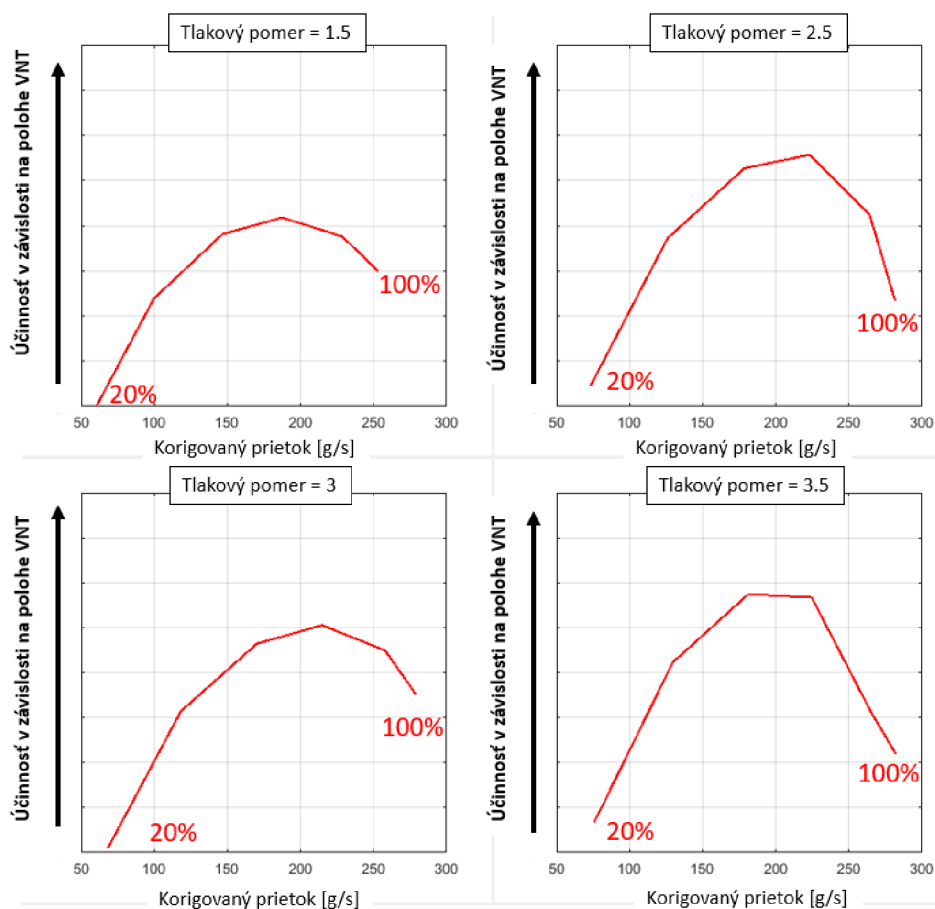
8.3 CHARAKTERISTIKY TURBODÚCHADLA REFERENČNÉHO MOTORU

Použitú turbodúchadlo na motore je značky *Garrett* s označením *GT4088V* s variabilnou geometriou lopatiek statoru turbíny *VNT*. Práve vďaka variabilnej geometrii lopatiek dokážeme plne využívať všetky výfukové plyny vstupujúce na turbínu k pohonu kompresoru. Zmenou prietoku pohybov lopatiek statoru je možné zvyšovať respektíve znižovať požadované otáčky turbodúchadla a tým dodávať motoru požadované množstvo vzduchu.



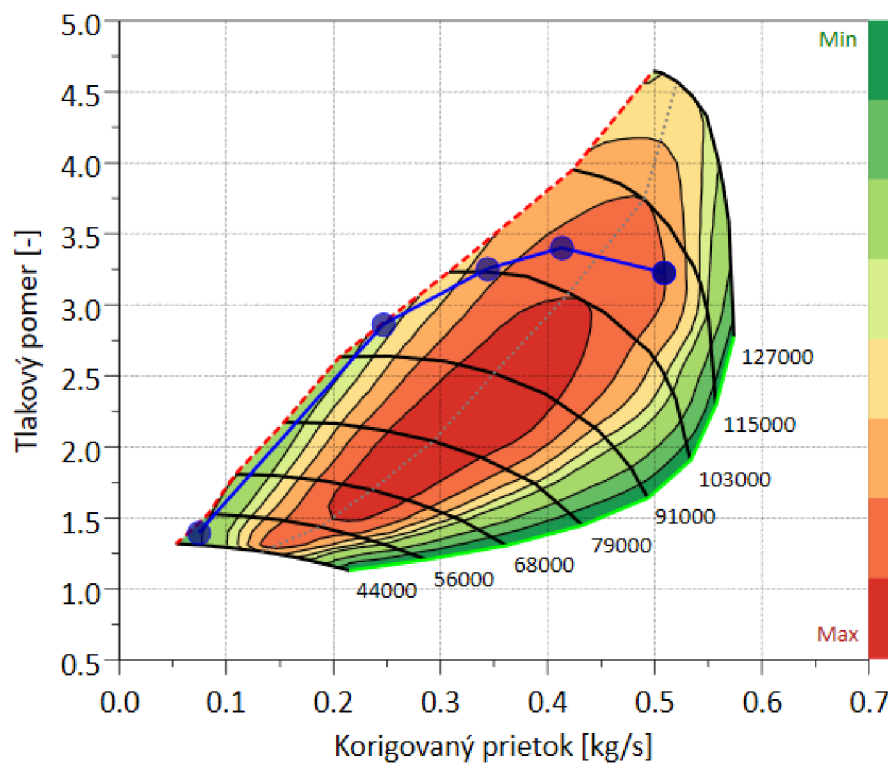
Obr. 85 Turbínová charakteristika použitého turbodúchadla a vyznačené tlakové pomery

Najdôležitejšou charakteristikou turbínového kolesa je jeho účinnosť, ktorej hodnota sa potom prejaví vo výslednej účinnosti spaľovacieho motoru. Pre každú polohu lopatiek statoru sa účinnosť turbínového kolesa v závislosti na expanznom pomere a prietoku mierne odlišuje vid' *Obr. 85*. Práve táto odlišnosť bude zohrávať veľmi dôležitú úlohu v simuláciách s pridaným motor generátorom.



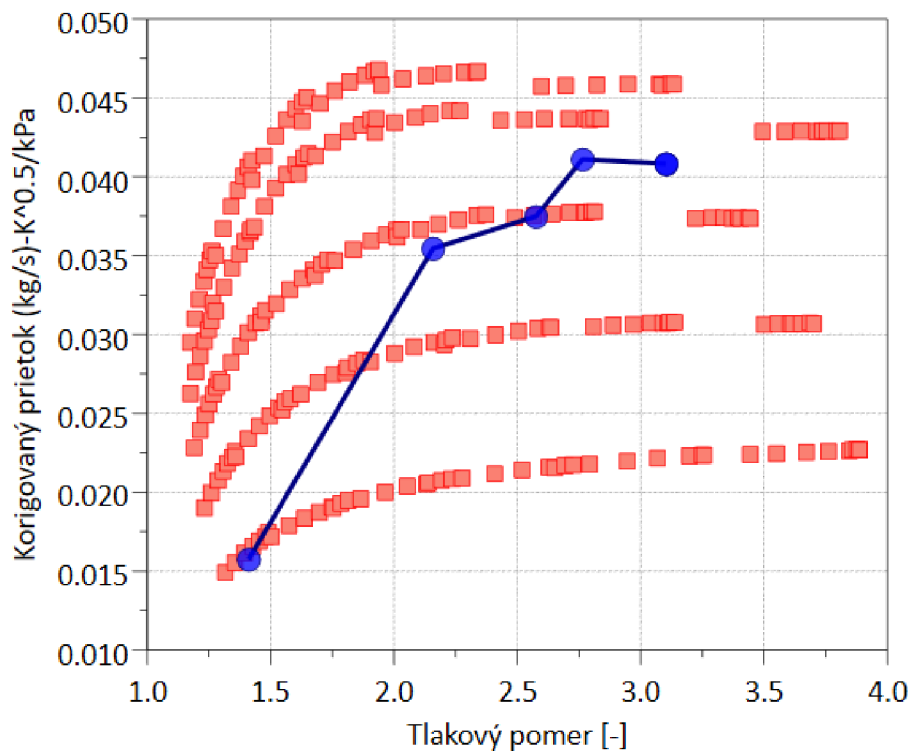
Obr. 86 Závislosť účinnosti turbíny na polohe lopatiek VNT pre konštantný tlakový pomer

Pri pohľade na body vynesené do kompresorovej mapy na Obr. 87 motoru je možné zväžiť menší *Trim* alebo priemer samotného kompresorového kolesa vid'. Obr. 15. Body plného zaťaženia motoru sa nachádzajú blízko medze pumpovania v oblasti s nižšou účinnosťou kompresoru a motor tým pádom nevyužíva plný potenciál daného kompresoru. Tieto 3 parametre posúvajú kompresorovú mapu v *osi X* smerom vľavo v prípade škrtania a teda znižovania prietokovej plochy. Táto optimalizácia pôvodného motoru však nie je predmetom diplomovej práce a preto nebude žiadna zmena na kompresorovej strane braná do úvahy.



Obr. 87 Plné zaťaženie motoru vynesené do kompresorovej mapy

V prípade turbínovej charakteristiky na Obr. 88 je možné obdobne zvážiť priradenie menšieho turbínového kolesa či *Trimu* z dôvodu nevyužitia vyššieho otvorenia lopatiek statoru VNT. V praxi je bežné ponechať rezervu na otvorenie lopatiek statoru z dôvodu bezpečnosti voči pretočeniu. V prípade predpokladu zaradenia motor-generátoru, ktorý bude energiu odoberať bude pozícia lopatiek v plnom zaťažení ešte menšia a turbodúchadlo bude hlavne v oblasti nižšieho zaťaženia rekuperovať iba malé množstvo energie .

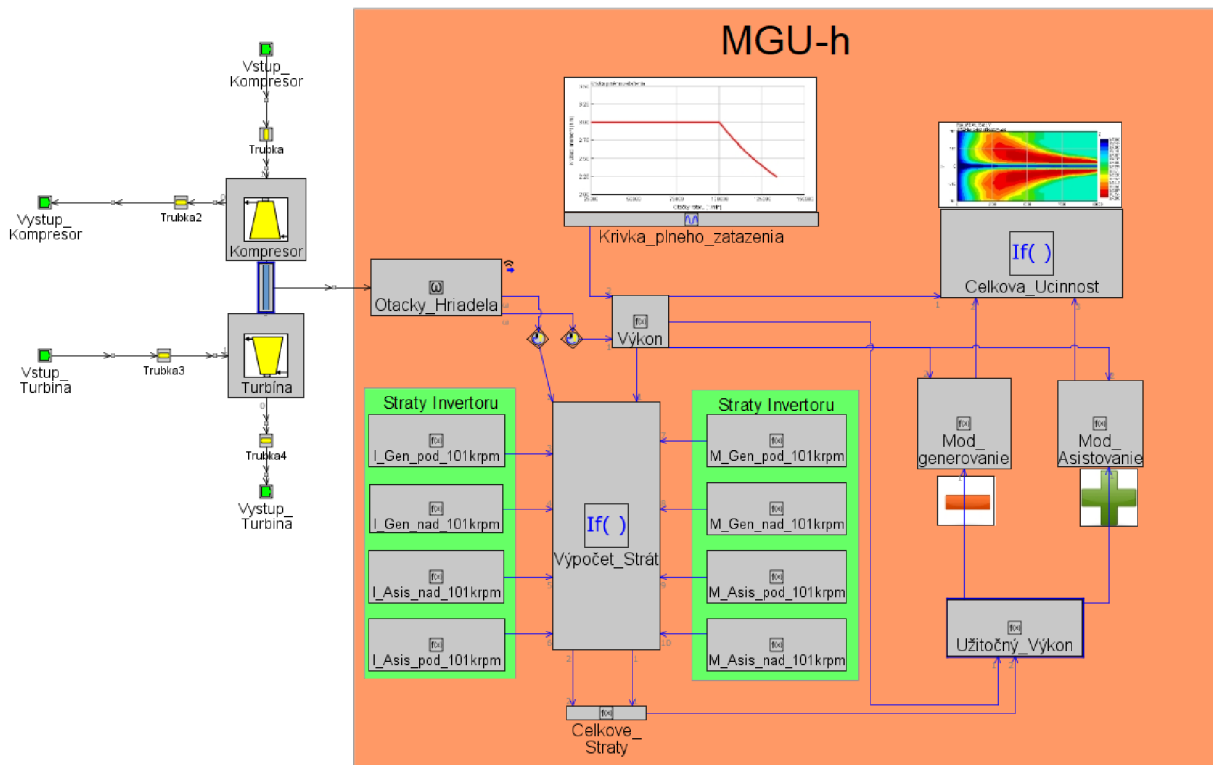


Obr. 88 Plné zataženie motoru vynesené do turbínovej mapy

Pridaním elektrickej asistencie turbodúchadla sa bude s rastúcim či odoberajúcim výkonom meniť poloha lopatiek statoru a posúvať bod účinnosti turbíny vid' Obr. 86, ktorá má priamy dopad na mernú efektívnu spotrebu paliva motoru.

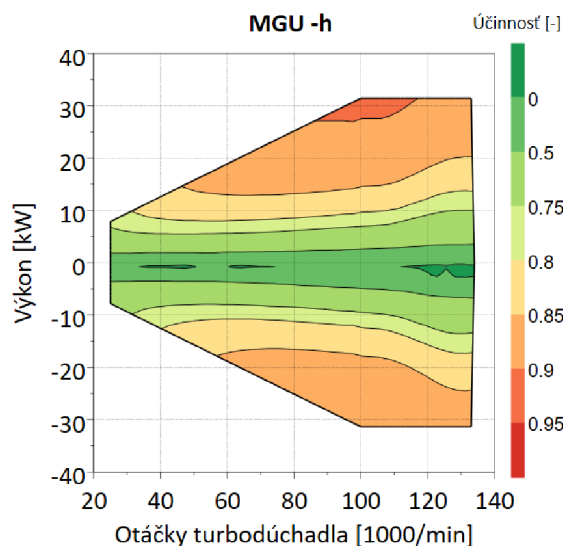
8.4 MODELOVANIE ELEKTRICKY ASISTOVANÉHO TURBODÚCHADLA

Pred úpravou motoru pridaním *E-Turba* bol vytvorený v programe *GT-SUITE* model motor-generátoru ako samostatná jednotka slúžiaca k jeho validácii a overeniu správnosti fungovania vid' Obr. 87. Výpočtový model je vytvorený na základe sústavy rovníc, popisujúcich straty motoru a invertoru, ktoré približne zodpovedajú výsledkom z reálneho testovania *MGU-h*. Vstupnými parametrami vo výpočte celkových strát je krútiaci moment a otáčky. V závislosti na pracovnom režime motor-generátoru je dopočítaná výsledná hodnota celkovej účinnosti prenosu výkonu.



Obr. 89 Výpočtový model MGU-h v GT-SUITE

Po naladení modelu je teda vytvorená nasledovná charakteristika na Obr. 90, ukazujúca hodnotu koľko je pri jednotlivých otáčkach rotora stroj generovať respektíve spotrebovať energie a so započítaním jednotlivých strát aká je jeho účinnosť prenosu v danom operačnom bode. Týmto je teda možné vytvoriť *Účinnosťnú charakteristiku* stroja v závislosti na jeho zaťažení a prevádzkových otáčkach.



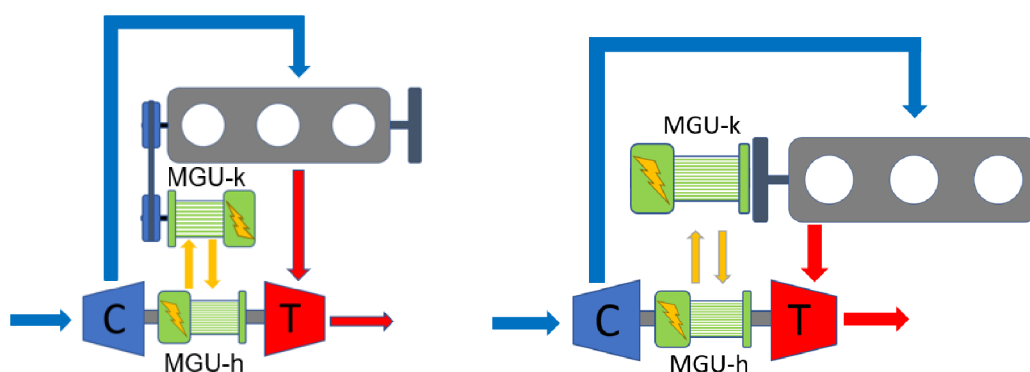
Obr. 90 Účinnosťná charakteristika MGU-h

Z Obr. 90 teda vyplýva, že účinnosť stroja je najvyššia pri vyšších otáčkach rotora a jeho stúpajúcom zaťažení. Je taktiež dobré podotknúť že v negatívnej dolnej časti mapy, ktorá

predstavuje režim, kedy elektrický stroj odoberá energiu z hriadeľa rotoru turbodúchadla a premieňa ju na elektrický výkon nedosahuje také hodnoty ako v režime opačnom kedy elektrický výkon stroja premieňame na výkon mechanický tým že roztáčame turbodúchadlo.

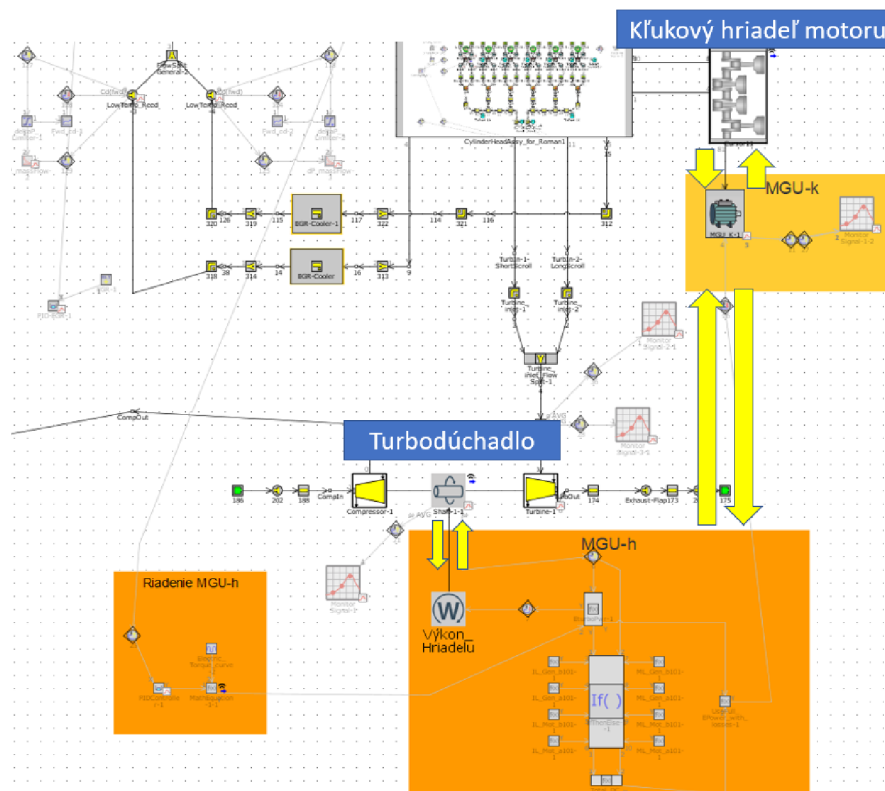
8.5 ÚPRAVA MODELU MOTORU PRIDANÍM MOTOR – GENERÁTORU

Pôvodný model motoru bol upravený pridaním zariadenia schopného rekuperovať a teda získavať energiu s výfukových spalín. Časť tejto energie je odoberaná hriadeľu turbodúchadla a premenená na elektrický výkon, ktorý môže byť využitý na dobíjanie batérii v prípade hybridného vozidla či k pohonu dodatočných zariadení motoru spotrebúvajúce elektrickú energiu.



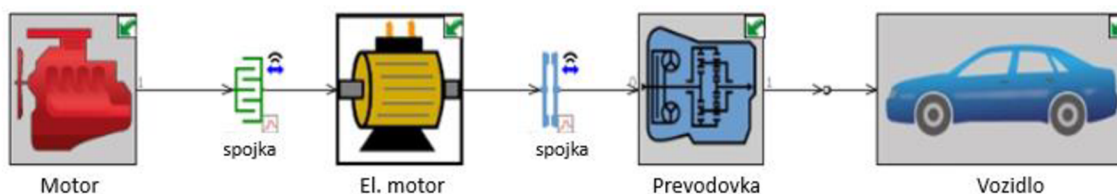
Obr. 91 Pozícia MGU-k v rámci pohonnej jednotky

Ako bolo už načrtnuté pre účely simulácie je tok výkonu odoberaný turbodúchadlu posielaný priamo na kľukový hriadeľ motoru pomocou jednotky *MGU-k* ako dodatočný zdroj výkonu pričom sú zachované charakteristiky oboch elektrických strojov. Schematické zobrazenie toku energií a jednotlivých elektromotorov je možné vidieť na Obr. 93. Umiestnenie v rámci programu *GT-SUITE* je možno vidieť na Obr. 92.



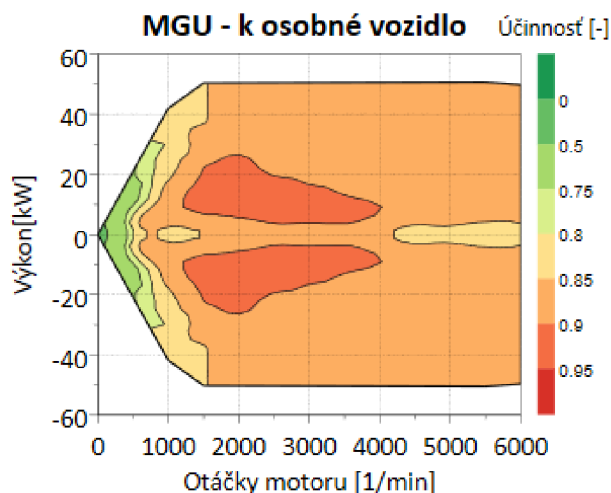
Obr. 92 Umiestnenie MGU-h a MGU-k v GT-SUITE

Pri takomto spôsobe je nutné zohľadniť všetky potenciálne straty pri prenosu výkonu medzi jednotkami ako sú straty v samotnom motor-generátore, straty el. vedením, v usmerňovači resp. strieďači a nakoniec straty spôsobené mechanickým spojením s kľukovým hriadeľom motoru.



Obr. 93 Pozícia elektromotoru v rámci pohonného ústrojenstva

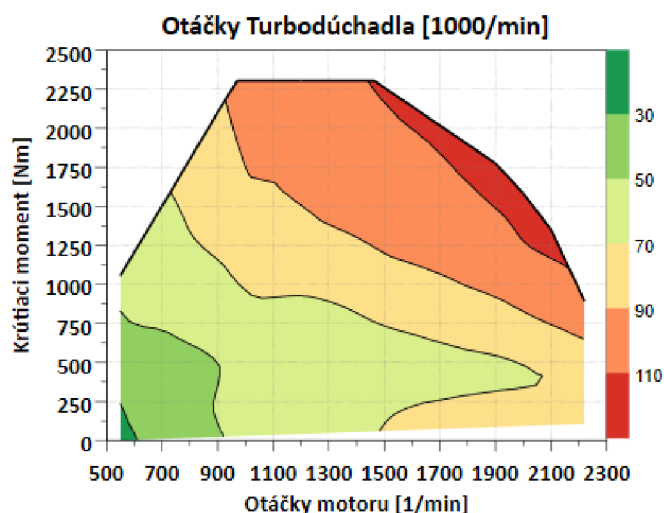
Prenos elektrickej energie z *E-Turba* na kľukový hriadeľ motoru alebo naopak je zabezpečený pomocou ďalšieho elektrického stroja, ktorého výkonnostné charakteristiky by mali byť minimálne rovnaké ako charakteristika *E-Turba* z dôvodu prenosu výkonu medzi jednotkami. Pre tento spôsob prenosu energie však neboli k dispozícii žiadne reálne namerané charakteristiky a preto boli vybrané knižnice *GT-SUITE*. Ide o elektromotor v pozícii *P2* (medzi motorom a prevodovkou) hybridného automobilu osobného vozidla vid'. Obr. 93. Ten dosahuje ďaleko vyššie prevádzkové otáčky a preto je nutné dáta prispôbiť motoru úžitkového vozidla a výkonu *E-Turba*.



Obr. 94 Pôvodná charakteristika elektromotoru pre model hybridného osobného automobilu

Pri pohľade na charakteristiku elektrického stroja na obrázku je nutné dáta naškalovať tak aby charakteristika odpovedala pracovným podmienkam skúmaného motoru úžitkového vozidla. Je treba vziať do úvahy celkovú charakteristiku *MGU-k*, z dôvodu že otáčky turbodúchadla sú veľmi vysoké už pri nízkych otáčkach spaľovacieho motoru. *E-Turbo* je schopné tak rekuperovať v daných podmienkach výkon, ktorý je potrebné ideálne zužitkovať a preniesť na kľukový hriadeľ. Pri škálovaní sú dôležité aj ďalšie parametre ako je samotný výkon spaľovacieho motoru kedy *MGU-k* nemusí odoberať väčšie množstvo výkonu ako je schopný motor *E-Turba* dodať hriadeľu turbodúchadla.

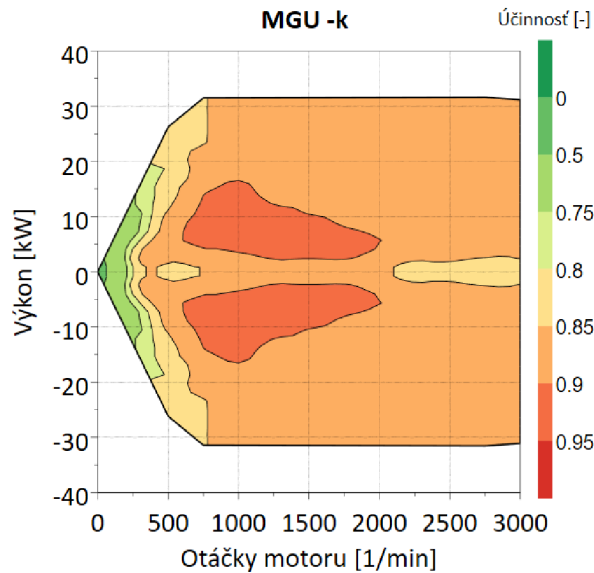
Aby bolo možné odhadnúť to či daná jednotka *MGU-k* bude vyhovovať je nutné sa pozrieť na závislosť otáčok kompresoru v závislosti na operačných podmienkach spaľovacieho motoru.



Obr. 95 Otáčky turbodúchadla v závislosti na otáčkach motoru

Následne na samotnú výkonovú charakteristiku *E-Turba* aby bolo možné určiť koľko výkonu je schopné dodať či odobrať spaľovaciemu motoru. Z danej charakteristiky *E-Turba* na Obr. 90 vyplýva, že pri jeho plnom zaťažení je možno rekuperovať okolo 25 kW pri 95 000 [1/min] a teda je vhodné navrhnuť jednotku *MGU-k* tak, aby to bola schopná dodať v prípade asistencie dostatok výkonu jednotke *MGU-h* už v 900 [1/min] spaľovacieho motoru. Aby bola splnená

táto požiadavka bol pôvodný model *MGU-k* z knižnice *GT-SUITE* naškálovaný tak že krútiaci moment bol vynásobený koeficientom 1.25 a otáčky motoru boli podelené dvoma z dôvodu, že vybraný motor úžitkového vozidla dosahuje maximálne 2200 [1/min]. Týmto spôsobom je možno dodať či odobrať dostatočný výkon z kľukového hriadeľa motoru už pri 600 otáčkach a teda voľnobehu takéhoto vozidla vid'. výsledná charakteristika naškálovaného *MGU-k* na Obr. 96.



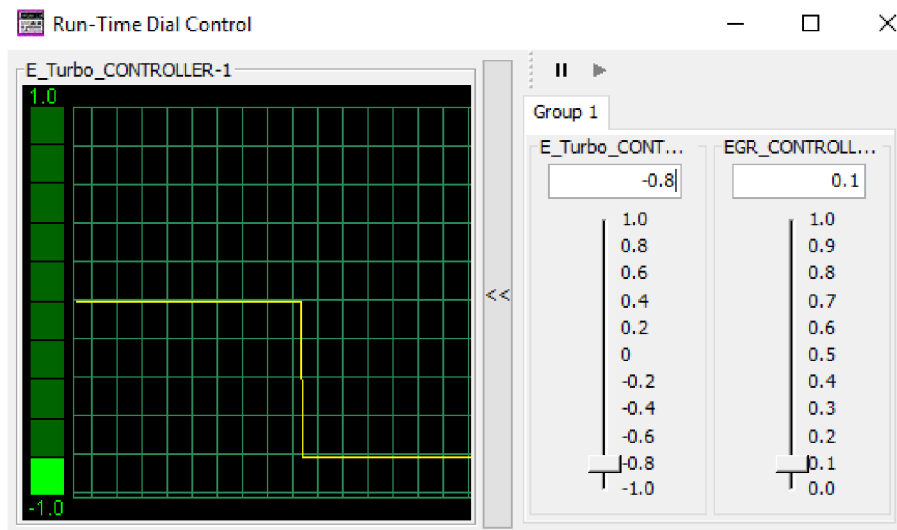
Obr. 96 Upravená účinnosťná charakteristika *MGU-k*

8.6 RIADENIE E-VNT

Výpočtový model s motor generátorom a variabilnou geometriou lopatiek je možné uskutočniť pomocou viacerých druhov riadenia:

- 1.) pomocou *VNT* mechanizmu je zabezpečený dostatočný príkon kompresoru turbodúchadla tak aby vytvoril požadovaný tlak v sacom potrubí motoru, pričom bude *MGU-h* odoberať/dodávať výkon s konštantnou hodnotou zaťaženia
- 2.) pomocou elektrickej energie pridávať/odoberať výkon hriadeľa turbodúchadla tak, aby kompresor mal dostatok príkonu a vytvoril požadovaný tlak v sacom potrubí motoru pričom bude fixne nastavená poloha lopatiek *VNT* mechanizmu.

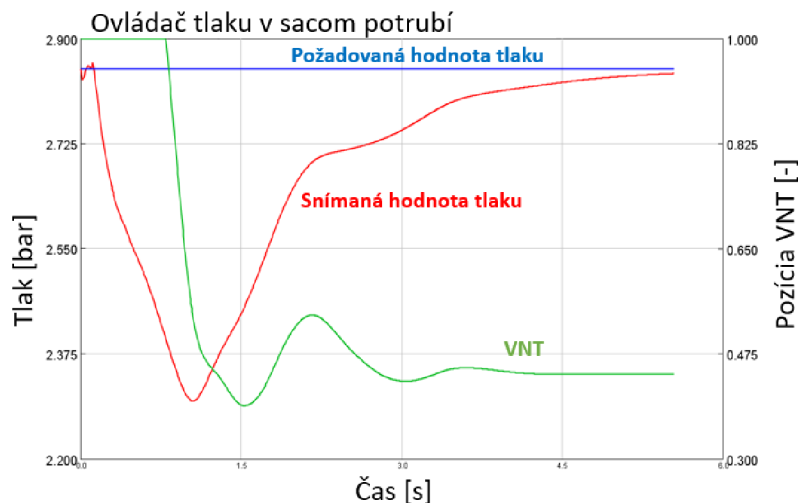
Veľkú úlohu v riadení zohráva aj podiel recirkulovaných spalín a ten je veľmi závislý na tlakovom spáde medzi výfukovou a sacou časťou systému motoru. Vďaka zmene polohy lopatiek statoru je možné vytvoriť dostatočný tlakový spád a zároveň pomocou motor-generátoru dosiahnuť požadovaný tlak v sacom potrubí motoru.



Obr. 97 Ovládače zataženia E-Turba a podielu EGR pre interaktívnu prácu modelu

Pre interaktívnu prácu s výpočtovým modelom za účelom sledovanie zmeny veličín počas simulácie bol vytvorený ovládací panel vid'. Obr. 97. V danom ovládacom paneli je možné meniť vstupné veličiny a sledovať tak priebeh predom zvolených veličín motoru priamo počas simulácie. Na základe získaných poznatkov potom redukovať počet a rozsah parametrov použitých v ďalších prípadových štúdiách.

V prípade *1. typu* riadenia je poloha VNT je ovládaná *PI regulátorom* kedy je možné vybrať ako cieľovú požiadavku pomer vzduchu a paliva *A/F* alebo tlak v sacom potrubí motoru. Z dôvodu rýchlejšej konvergencie veličín, a porovnania jednotlivých štúdií s pôvodným motorom bol zvolený ako cieľová veličina plniaci tlak.

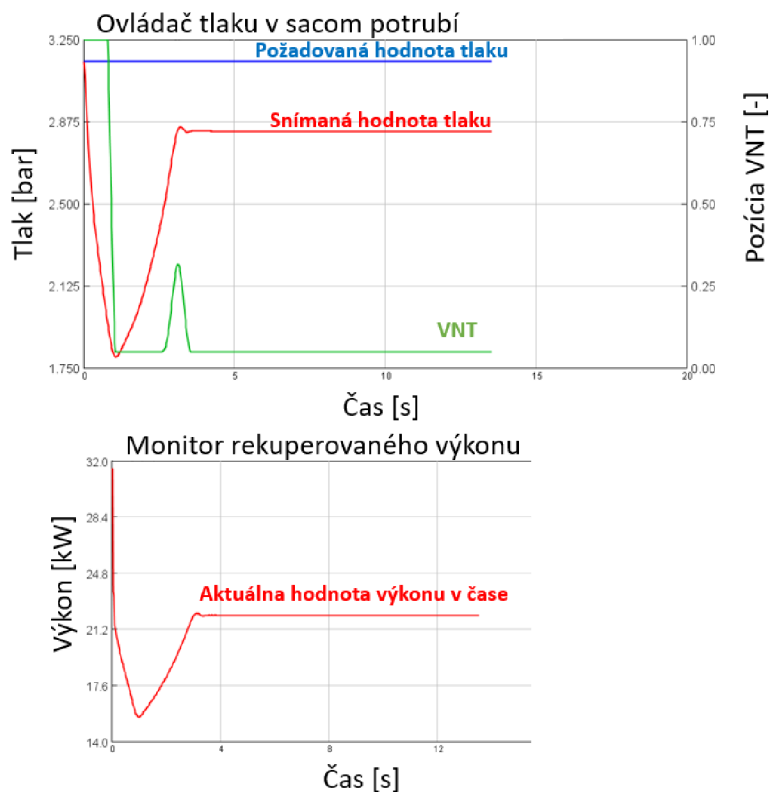


Obr. 98 Graf konvergencie ovládača plniaceho tlaku

Priebeh správania sa ovládača je možné vidieť na Obr. 98, kde modrá krivka reprezentuje požadovaný tlak v sacom potrubí, červená krivka snímaný tlak v danom mieste sacieho potrubia a zelená krivka ukazuje polohu VNT. Konvergenčná podmienka je nastavená tak ako pôvodného motoru a teda chyba bola maximálne 0.2% počas piatich cyklov motoru.

Zaťažovanie motor-generátoru je zadané fixne danou bezrozmernou hodnotou od -100% do 100% pričom výsledná hodnota rekuperovaného výkonu závisí na aktuálnych otáčkach turbodúchadla, a účinnosti v danom bode zaťaženia *MGU-h* a *MGU-k* podľa *Obr. 90* a *Obr. 96*.

Z interaktívnej štúdie vyplýva, že prípade vysokého zaťaženia *E-Turba* nastáva situácia kedy turbína nie je schopná dodať kompresoru požadovaný príkon aby bol dosiahnutý požadovaný tlak v sacom potrubí motoru škrtaním lopatkami *VNT* mechanizmu a daný prípad neskonverguje ako je možné vidieť na *Obr. 99*.



Obr. 99 Príliš vysoká hodnota rekuperovaného výkonu E-turba

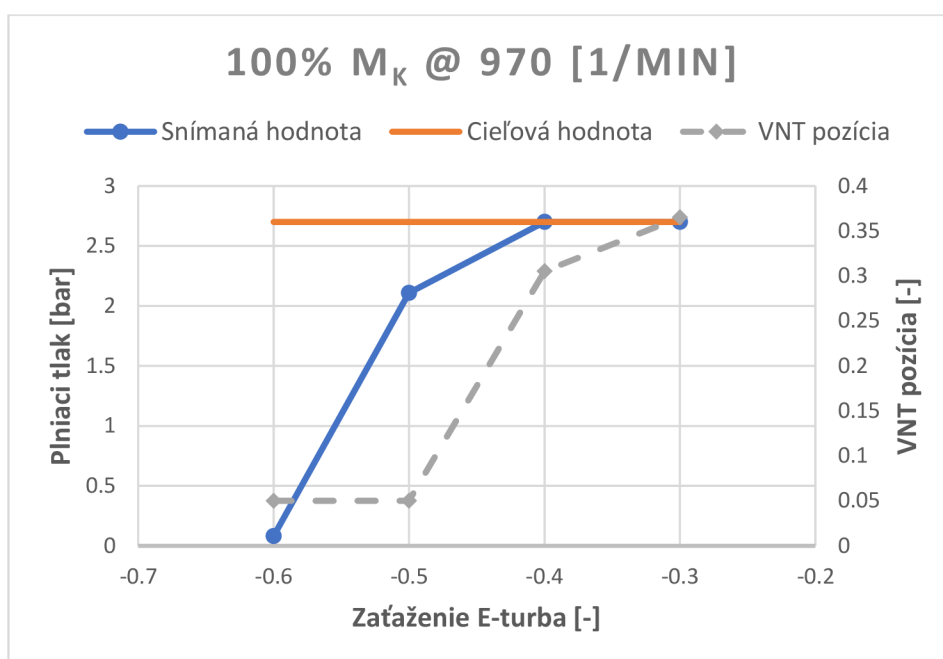
Obidva typy riadenia sú teda použiteľné, akurát je v prípade rozsiahlej optimalizácie motoru vhodnejšie riadenie 2. spôsobom, kedy sú otáčky turbodúchadla riadené elektrickou energiou a poloha lopatiek má fixnú hodnotu. Je to primárne z dôvodu menšieho rizika nedosiahnutia požadovaného tlaku v sacom potrubí vid'. *Obr. 99*. a znehodnotenia tak výsledkov, kedy by bol vyžadovaný väčší počet simulácií s unikátnym nastavením pre každý operačný bod motoru. V prípade riadenia pomocou elektrickej energie je jediným obmedzením maximálny výkon *MGU-h* resp. *MGU-k*.

8.7 ZNIŽOVANIE MERNEJ EFEKTÍVNEJ SPOTREBY PALIVA MOTORU

Merná efektívna spotreba paliva závisí na viacerých parametroch motoru. Existuje vždy protichodný vzťah medzi spotrebou paliva a tvorbe oxidov dusíka. Táto citlivostná štúdia je zameraná teda nato aby bola dosiahnutá minimálna efektívna spotreba paliva so zachovaním pôvodného podielu recirkulovaných spalín. Na základe výsledkov tejto štúdie môže byť vytvorená plná motorová 3D charakteristika (mapa), kde je vidieť závislosť rôznych veličín motora na vstupných parametroch, ako je množstvo rekuperovanej energie a poloha lopatiek premenlivej geometrie.

8.7.1 OPTIMALIZÁCIA SPOTREBY PALIVA POMOCOU ELEKTRICKEJ ENERGIE E-TURBA

V prvej parametrickej štúdií zameranej na zníženie mernej efektívnej spotreby paliva bude jediným parametrom zaťaženie *E-Turba* bez toho aby sa menilo akékoľvek ďalšie nastavenie ostatných akčných členov spalovacieho motoru. Citlivostná štúdia je vykonaná tak že v danom operačnom bode motoru je nájdená hranica zaťaženia *E-turba* kedy je turbodúchadlo ešte schopné vytvoriť požadovaný tlak ako bolo znázornené na *Obr. 98*. V prípade plného zaťaženia spalovacieho motoru v otáčkach 1900 1/min je možné odoberať maximálnym možným zaťažením *E-Turba* a naopak napríklad v otáčkach 970 1/min kedy tečie turbínou menšie množstvo výfukových plynov je možné rekuperovať maximálne polovičným zaťažením znázornená na *Obr. 100*. Z dôvodu vysokej citlivosti zaťaženia *E-Turba* je tlak v sacom potrubí zabezpečený pomocou elektrickej energie pričom je fixne daná poloha mechanizmu *VNT* vid'. *Tabuľka 3*.



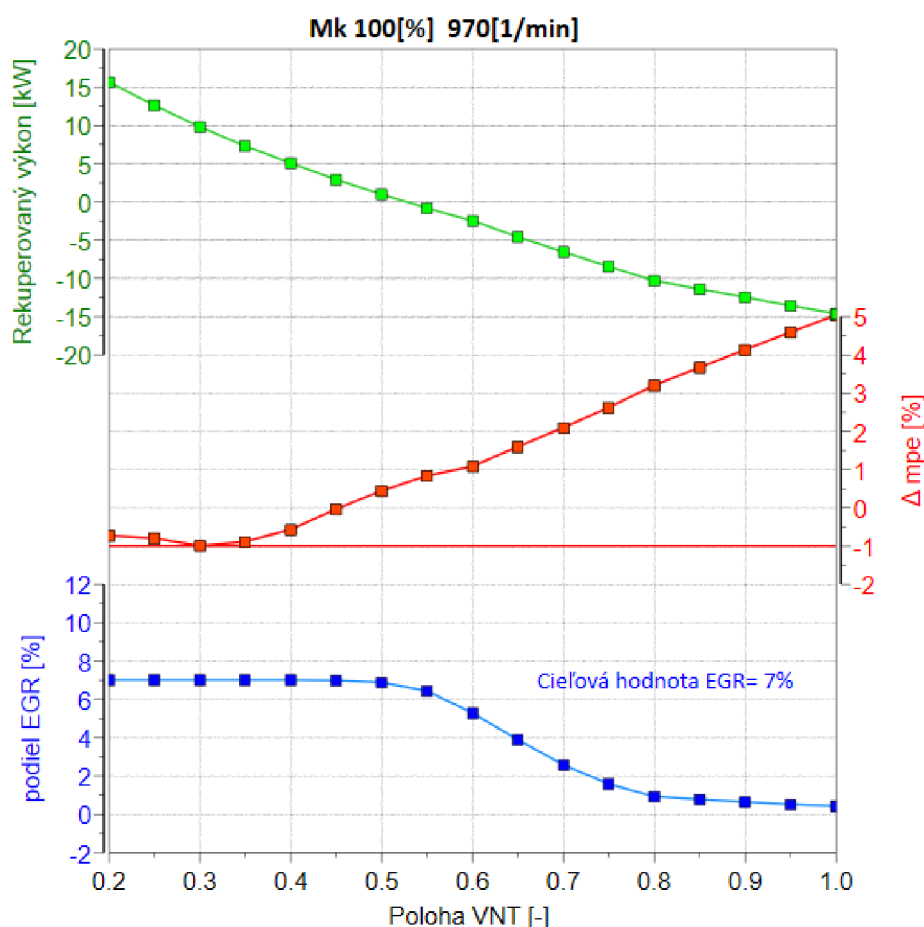
Obr. 100: Maximálne zataženie E-Turba v prípade riadenia plniaceho tlaku pomocou VNT (M_k – Krútiaci moment motoru)

Predpoklad toho či v danom operačnom bode motoru sa oplatí zaťažovať *E-Turbo* úzko súvisí s výkonom potrebným na výmenu náplne valca, ktorý ide proti zisku energie získanej z generátoru vid'. *Obr. 47* v kapitole 4.2. Odoberaním výkonu hriadeľu turbodúchadla je mechanizmus *VNT* nútený uzatvárať lopatky aby dodala turbína kompresoru dostatok energie. Na druhej strane rastie protitlak motoru, klesá tlakový spád medzi výfukovým a sacím potrubím čím rastú straty nasávaním zmesi. Samotný model je obmedzený maximálnym tlakom pred turbínou, podielom recirkulovaných spalín či požiadavkou na plniaci tlak v sacom potrubí, ktorý musí kompresor zabezpečiť.

Tabuľka 3 Vstupy do prípadovej štúdie

Cieľová hodnota regulácie	Regulovaná veličina/prvok	Hodnota
Krútiaci moment M_k [%]	Dávka paliva [mg/cyklus]	100,75,50,10
Otáčky motoru [1/min]	Pevne zadané	600,970,1200,1465,1900
EGR [%]	ventil EGR [mm ²]	V závislosti na operačnom bode
Pozícia VNT [-] (DoE)	Prietoková plocha medzi lopatkami	0.2 až 1.0 (Plne otvorené)

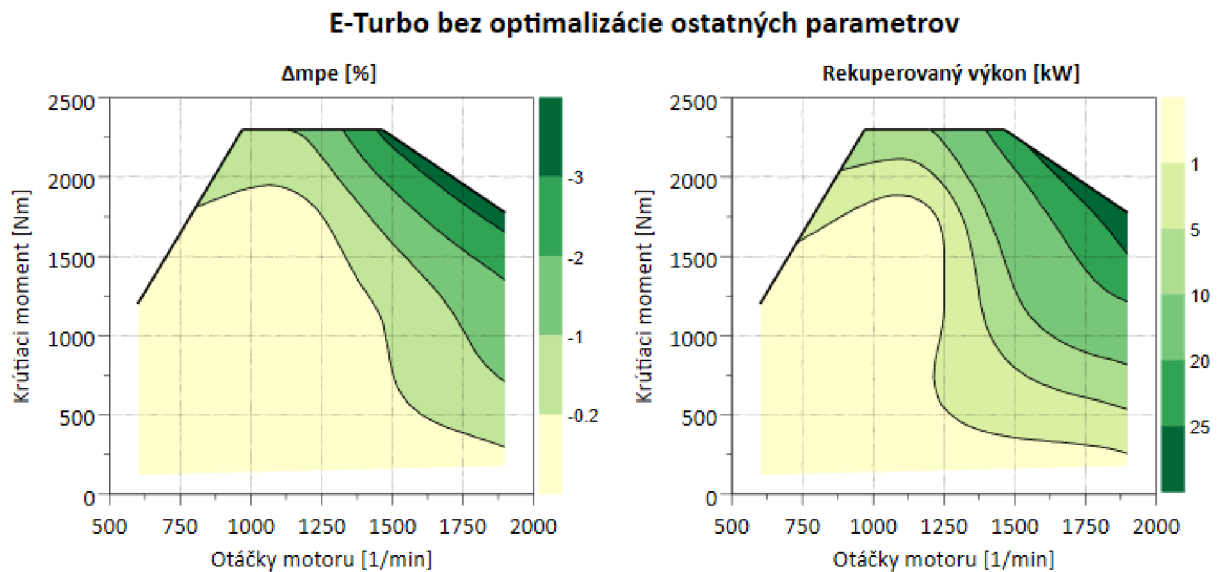
V nižších otáčkach spaľovacieho motoru je požiadavka na plniaci tlak veľmi vysoká, pričom na turbínu prúdi malé množstvo výfukových plynov a teda prebytočnej energie nie je dostatok.



Obr. 101 Zmena spotreby paliva v 970 [1/min] a plnom zaťažení v závislosti na polohe VNT

Z výsledkov na Obr. 101 vyplýva, že vďaka optimálnemu nastaveniu pozície VNT lopatiek je turbodúchadlo schopné rekurperovať v daných podmienkach až 15kW. Zníženie spotreby paliva v tejto oblasti je optimálne pri takmer zatvorených lopatkách a dosahuje 1 % voči pôvodnému motoru. K dosiahnutiu lepších výsledkov je v prípade priradenia motor-generátoru na spaľovací motor nutné zohľadniť a optimalizovať viacero parametrov vid'. kapitola 8.7.2. Obdobne ako v tomto operačnom bode motoru je simulácia vykonaná pre všetkých 20 vybraných bodov motoru. Na základe DOE je možné potom vybrať optimálne nastavenie pozície VNT s ohľadom na dodržanie ostatných parametrov motoru ako je podiel EGR. Maximálne možné otvorenie

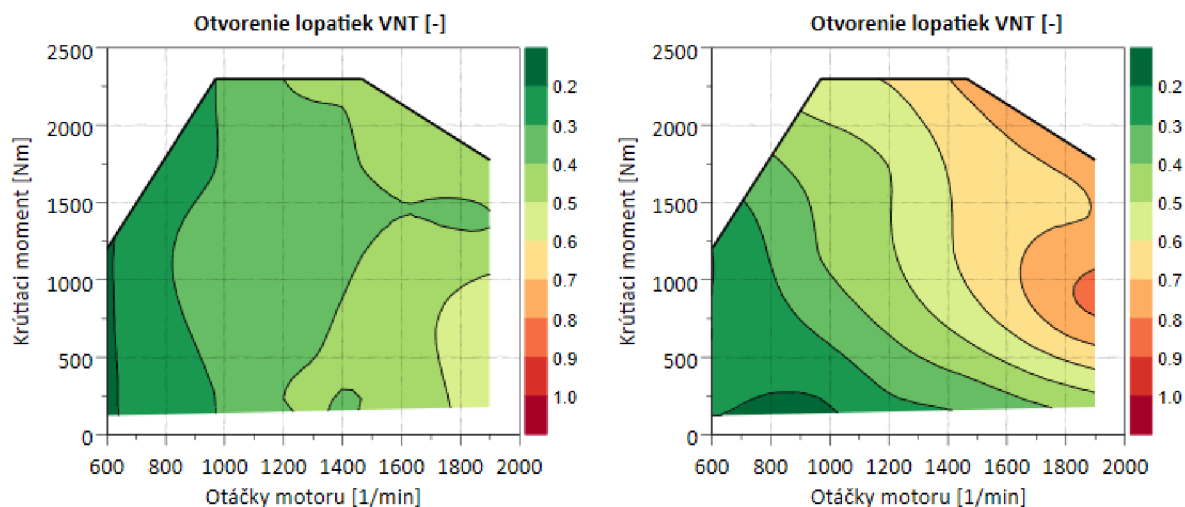
lopatiek je obmedzené požadovaným podielom recirkulovaných spalín kedy je potrebný určitý tlakového spád medzi výfukovým potrubím a sacím potrubím vid'. Obr. 101 (modrá krivka).



Obr. 102 Zmena spotreby paliva a množstvo rekuperovaného výkonu s priradeným E-Turbom

Ako bolo predpokladané so súčasnou veľkosťou turbínového kolesa je hlavný prínos zaradenia *MGU-h* v oblastiach vyšších otáčok pričom je motor schopný v niektorých miestach rekuperovať viac ako 25kW elektrickej energie a znížiť spotrebu paliva viac ako o 3%. Priradenie veľkosti turbínového kolesa veľmi závisí na operačných bodoch motoru, v ktorých sa dané vozidlo pohybuje. S výsledkov na Obr. 102 vyplýva, že motor je vhodný najviac pre vozidlá operujúce v režimoch vyšších otáčok kedy je pokles spotreby paliva s *E-Turbom* najvýraznejší. V nižších otáčkach motoru je z dôvodu vyšších strát elektrického stroju a zvýšených pumpovacích strát motoru nevýhodné riadiť otáčky turbodúchadla pomocou *E-Turba* a preto je prínos v tejto oblasti zanedbateľný.

E-Turbo bez optimalizácie ostatných parametrov



Obr. 103: Porovnanie pozície lopatiek medzi pôvodným motorom s VNT (vpravo) a upraveným s E-VNT (vľavo)

Na základe získaných poznatkov vyplýva, že v prípade voľby turbínového kolesa pre E-Turbo je výhodnejšie koleso s menším priemerom/Trimom, keďže otvorenie lopatiek je z hľadiska účinnosti nevýhodné vid'. Obr. 103 (vľavo). V prípade použitia menšieho kolesa rovnakej geometrie by bolo možné pre konštantný tlakový pomer posunúť pracovný bod turbíny do oblasti z vyššou účinnosťou vid'. turbínová charakteristika (Obr. 85).

8.7.2 OPTIMALIZÁCIA OSTATNÝCH PARAMETROV MOTORU S PRIDRUŽENÝM E-TURBOM

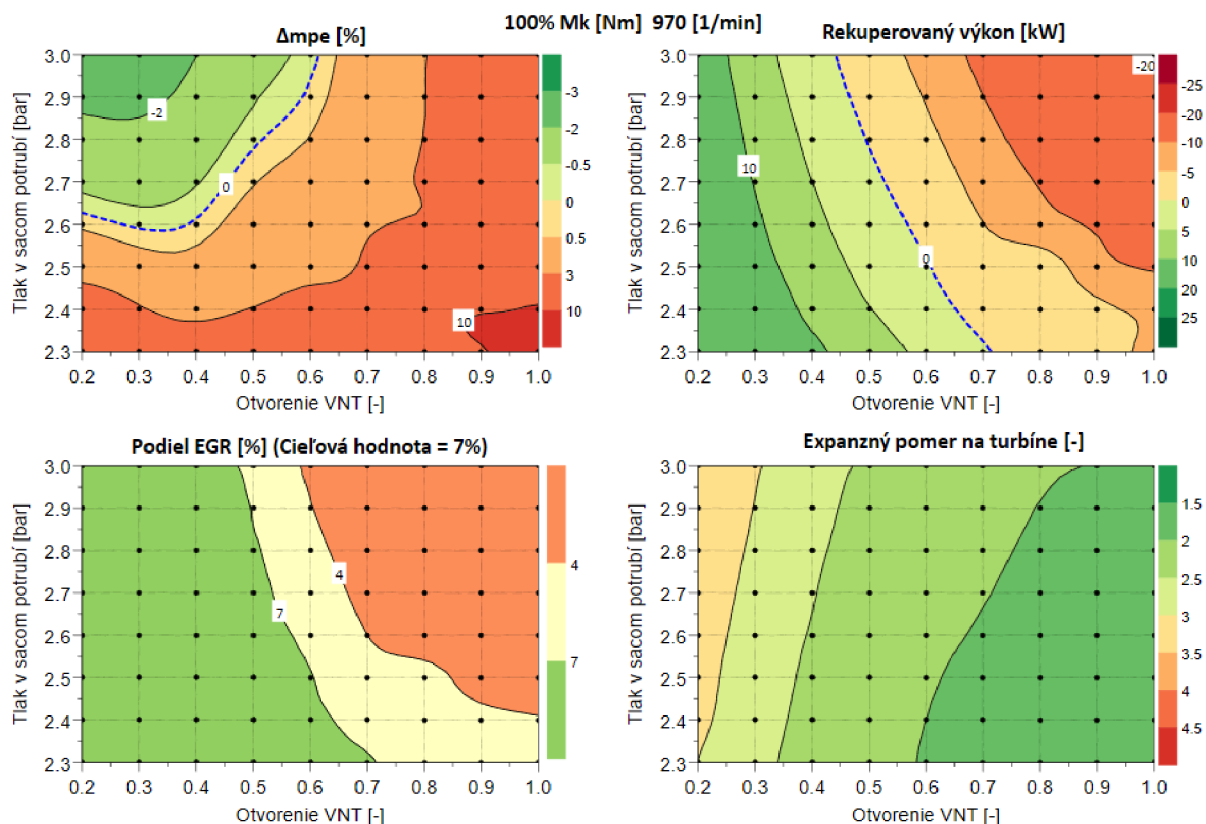
V druhej citlivostnej štúdií bude motor optimalizovaný ako celok a teda, s predpokladom že zaradením motor-generátoru do okruhu spalovacieho motoru vzniknú odlišné podmienky výhodnejšie pre samotné turbodúchadlo. Z tohto dôvodu bude spalovací motor optimalizovaný pomocou zmeny počiatku vstrelu paliva a množstva a plniaceho tlaku v sacom potrubí pre daný podiel recirkulovaných spalín.

Tabuľka 4 Vstupy do prípadovej štúdie

Cieľová veličina	Regulovaná veličina/prvok	Hodnota
Mk [%]	Dávka paliva [mg/cyklus]	100,75,50,10
Otáčky motoru [1/min]	Pevne dané	600,970,1200,1465,1900
EGR [%]	ventil EGR [mm ²]	V závislosti na operačnom bode
p1E [mbar] (DOE)	Elektrický výkon [kW]	+/- 0.3 bar voči pôvodnému
Pozícia VNT [-] (DOE)	Prietoková plocha medzi lopatkami	0.2 až 1.0 (Plne otvorené)

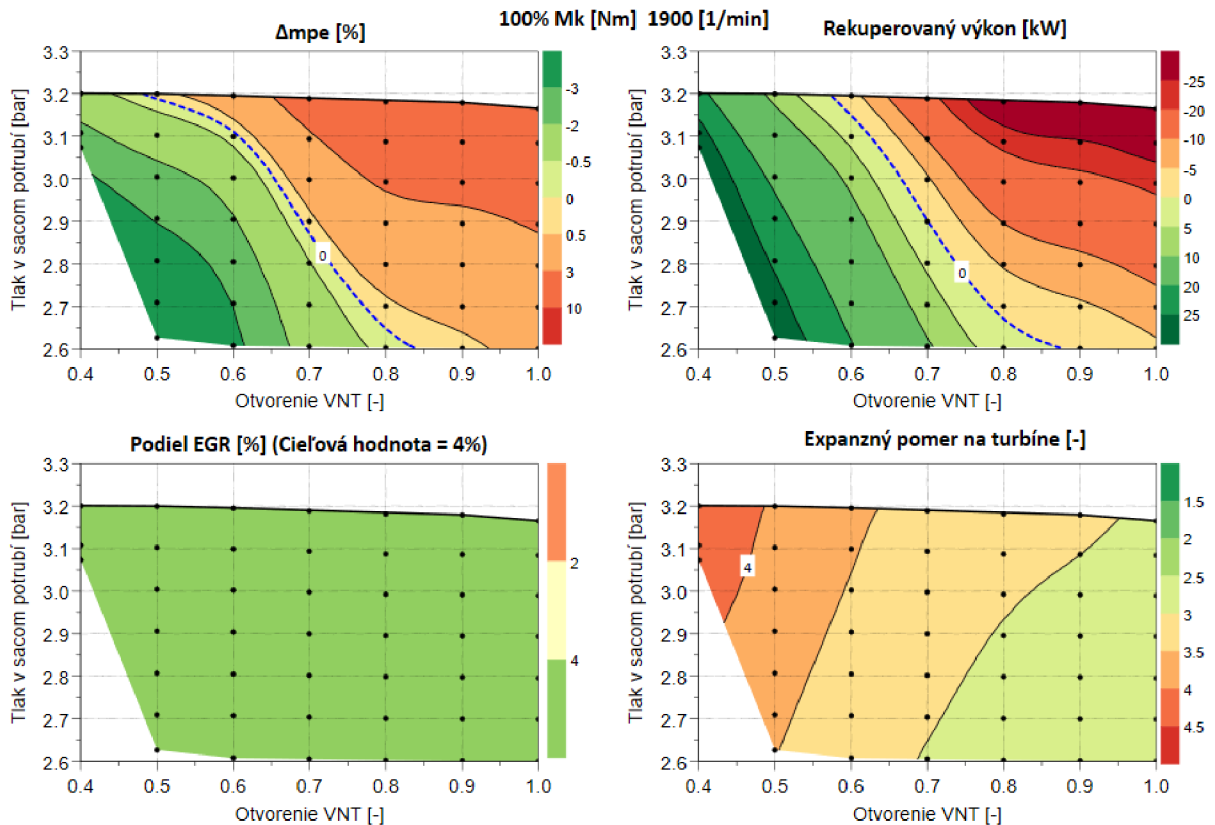
Plniaci tlak je veľmi dôležitým parametrom, ovplyvňujúci nielen plniacu účinnosť motoru a tlakový spád ale aj množstvo výkonu, ktorý musí kompresor vyvinúť aby dosiahol požadovanú hodnotu. Čím je teda vyššia požiadavka na plniaci tlak tým musí turbína predať väčšiu časť výkonu kompresoru a množstvo rekuperovanej energie sa znižuje. Nasledovná

simulácia určuje vplyv na celkovú účinnosť motoru vyjadrenú pomocou *BSFC* tým že je pre daný bod v motorovej mape urobená citlivostná štúdia kedy so zmenou plniaceho tlaku sa mení pozícia *VNT* lopatiek a množstvo rekuperovaného výkonu na turbíne.



Obr. 104 Výsledky optimalizácie plniaceho tlaku a polohy *VNT* v plnom zatažení motoru pri 970 otáčkach za minútu

V daných operačných podmienkach motoru je cieľová požiadavka podielu EGR rovná 7% z avšak z grafu v dolnom ľavom rohu vyplýva, že od určitého otvorenia lopatiek *VNT* je z dôvodu nedostatočného tlakového spádu nemožné túto hodnotu dosiahnuť. Výhodnejšie je preto naladiť motor na vyššie hodnoty plniaceho tlaku pri menšom otvorení lopatiek *VNT* a to ako z hľadiska nižšej mernej efektívnej spotreby paliva motoru tak menšej produkcie *NOx* aj napriek vyšším pumpovacím stratám motoru kvôli vyššiemu tlaku pred turbínou vid' graf v pravom dolnom rohu na Obr. 104.



Obr. 105 Výsledky optimalizácie plniaceho tlaku a polohy VNT v plnom zatažení motoru pri 1900 otáčkach za minútu

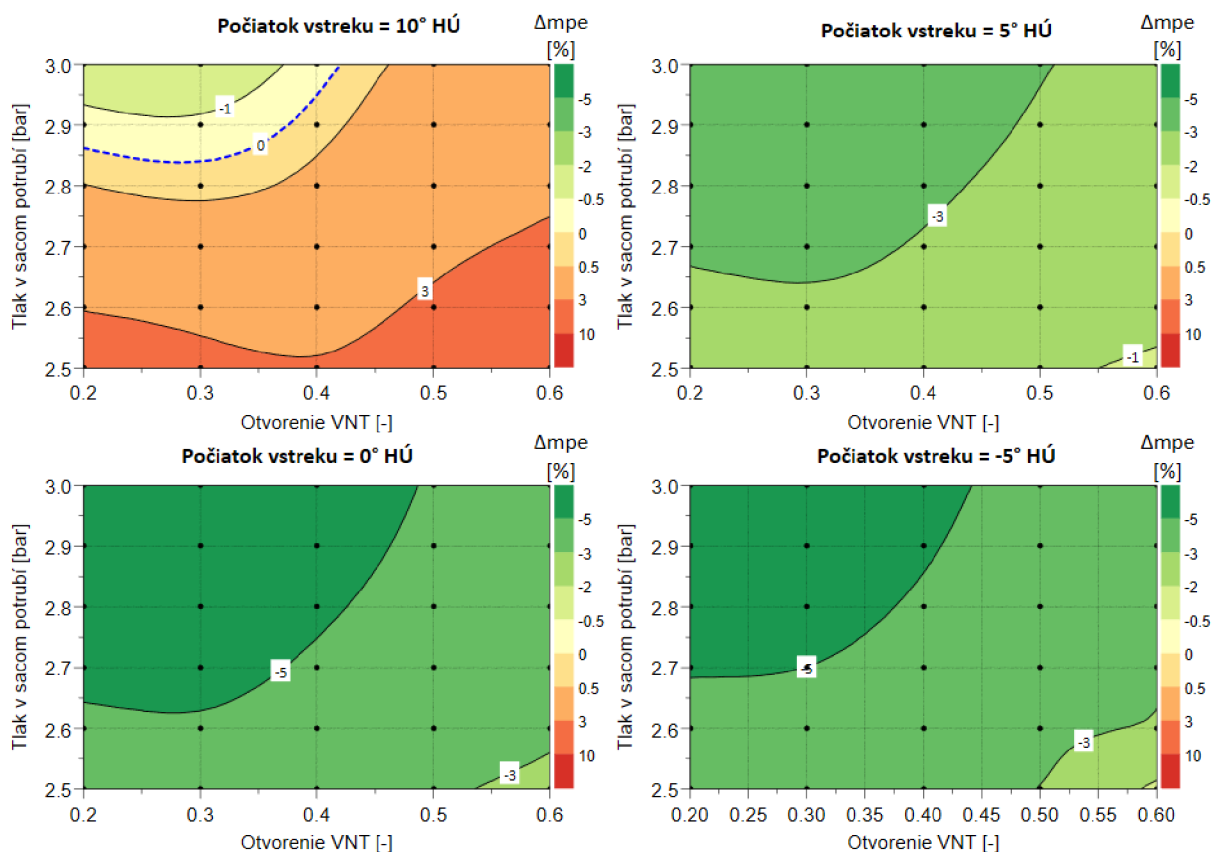
V prípade simulácie vo vyšších otáčkach motoru je prietok výfukových plynov podstatne väčší dosahuje motor-generátor výkonnostných limitov. Uzatváraním lopatiek dochádza k nárastu výkonu na turbíne a elektromotor spolu s kompresorom nedokáže hriadeľu turbodúchadla odobrať také množstvo výkonu ako je schopná turbína vygenerovať. Ďalšími limitujúcimi faktormi sú tlakové pomery ako na strane turbínovej tak na strane kompresoru. S aktuálnym nastavením sa pracovný bod kompresoru pohybuje na hranici medze pumpovania v nižších otáčkach motoru vid'. Obr. 87. Pre účely simulácie nie je táto medza striktno dodržiavaná, pričom je zohľadnená pri záverečnom nastavení parametrov spaľovacieho motoru. S uzatváraním lopatiek VNT stúpa expanzný pomer na turbínovej strane kedy je riziko naopak vo vyšších otáčkach motoru. Z hľadiska bezpečnosti by nemala hodnota expanzného pomeru na turbíne prekročiť hodnotu 4.5 z dôvodu vyššieho rizika poškodenia lopatiek kvôli vysoko-cyklovej únave.

Podobná simulácia je podľa Tabuľka 4 vykonaná v ostatných operačných podienkach motoru a je vytvorená plná motorová mapa s nastavením pozície lopatiek VNT a plniaceho tlaku s najnižšou hodnotou mernej efektívnej spotreby so zachovaním pôvodných parametrov motoru. Optimalizácia je spravená pomocou metódy „DOE (Design of Experiment)“ kde je na základe dvoj parametrickej štúdie vid'. Tabuľka 4 vybraná najvhodnejšia kombinácia plniaceho tlaku a polohy lopatiek statoru turbíny.

Tabuľka 5: Vstupy do prípadovej štúdie

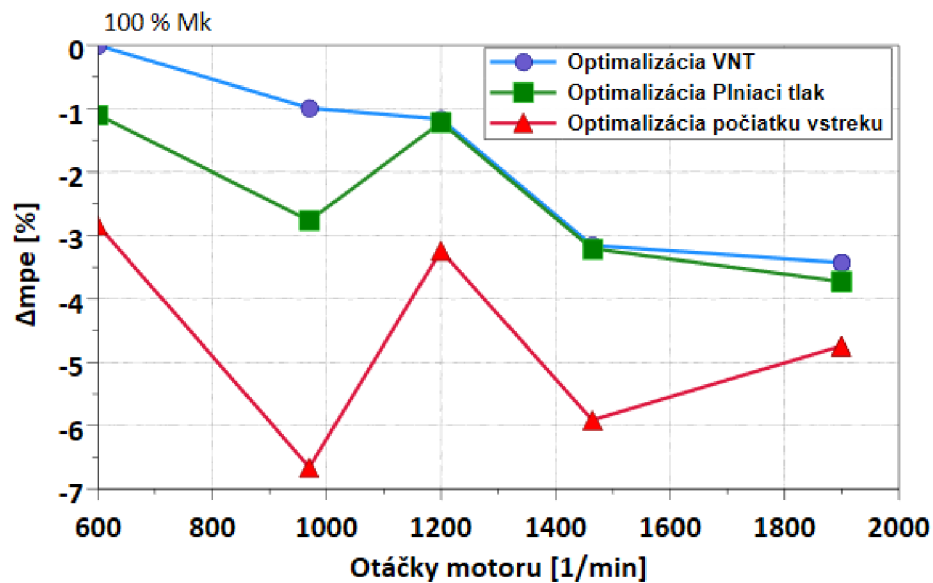
Cieľová veličina	Regulovaná veličina	Hodnota
Mk [%]	Dávka paliva [mg/cyklus]	100
Otáčky motoru [1/min]	Pevne zadané	970
EGR [%]	ventil EGR [mm ²]	7
p1E [mbar] (DOE)	Elektrický výkon [kW]	+/- 0.3 voči pôvodnému, krok = 0.1
Pozícia VNT [-] (DOE)	Prietoková plocha medzi lopatkami	0.2 až 0.7, krok = 0.1 kde: 1.0 (Plne otvorené)
Počiatok vstrekú paliva [°] k HÚ (DOE)	Nastavenie vstrekaču	-5 až +10

Medzi ďalší parameter, ktorý je možné v našom prípade optimalizovať, výrazne ovplyvňujúci spaľovací proces patrí počiatok vstrekú paliva. Parametre nasledovnej simulácie sú uvedené v Tabuľka 5.



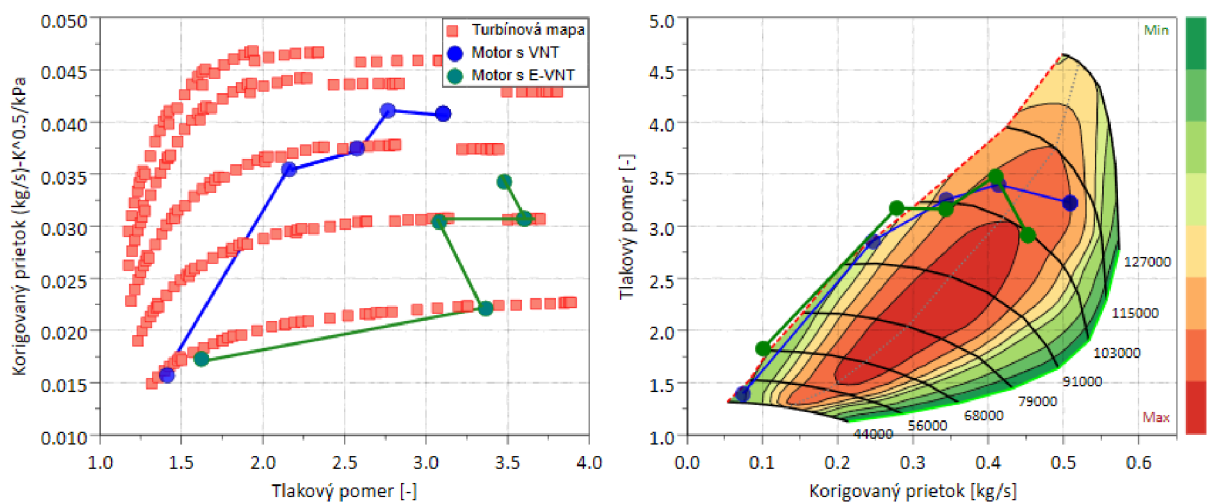
Obr. 106 Výsledky optimalizácie plniaceho tlaku, polohy VNT a počiatku vstrekú paliva v plnom zaťažení motoru pri 970 otáčkach za minútu (HÚ horná úvrat' piestu)

Keďže v prípade E-VNT neexistuje priama závislosť medzi polohou lopatiek VNT a vytvoreným plniacim tlakom je možné vhodne optimalizovať počiatok vstrekú. Na Obr. 107 je vidieť ako dokáže optimalizácia motoru pomocou viacerých parametrov ovplyvniť výslednú mernú efektívnu spotrebu paliva v plnom zaťažení motoru.



Obr. 107 Výsledky optimalizácie spalovacieho motoru vybranými parametrami za účelom zníženia mernej efektívnej spotreby paliva

Z výsledkov je vidieť, že je najnižší prínos optimalizácie spalovacieho motoru pomocou *E-VNT* sa nachádza v 1200 otáčkach motoru. Práve v tejto oblasti je u pôvodného motoru ideálna kombinácia polohy lopatiek statoru turbíny a nastavenému tlaku v sacom potrubí. Prínos *MGU-h* je práve vidieť najmä mimo danú oblasť. Zatiaľ čo v nižších otáčkach motoru možné zvýšiť plniaci tlak bez pevnej väzby na polohu lopatiek *VNT*, v otáčkach vyšších je možné využiť plný potenciál *E-Turba* a rekuperovať maximálne množstvo energie. Optimalizácia počiatku vstreku paliva v kombinácii s vhodným nastavením *E-VNT* má výrazný dopad namernú efektívnu spotrebu paliva.



Obr. 108 Poloha pôvodného a optimalizovaného motoru v kompresorovej a turbínovej mape

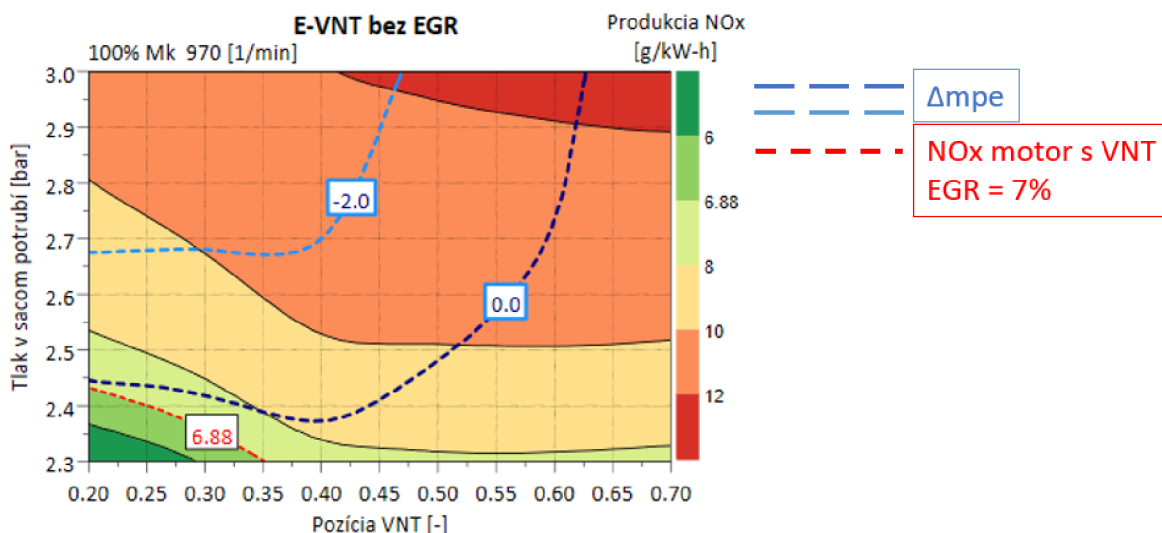
Z polohy jednotlivých pracovných bodov v turbínovej mape (Obr. 108) pri plnom zaťažení motoru vyplýva že v prípade optimalizovaného motoru s *E-VNT* je vhodné zvážiť menší priemer alebo *Trim* turbínového kolesa.

8.8 ZNÍŽENIE PRODUKCIE ŠKODLIVÝCH EMISÍ NO_x

Pôvodný motor je vybavený recirkulačným ventilom, vďaka ktorému je možné znižovať produkciu oxidov dusíku. Ako bolo načrtnuté v predchádzajúcich simuláciách v prípade vysokotlakového okruhu *EGR* je dôležitý dostatočný tlakový spád motoru. V nasledovných prípadových štúdiách bude spaľovací motor optimalizovaný s účelom znížiť emisie oxidov dusíku bez spätnej recirkulácie spalín a s vysokotlakovým okruhom *EGR*.

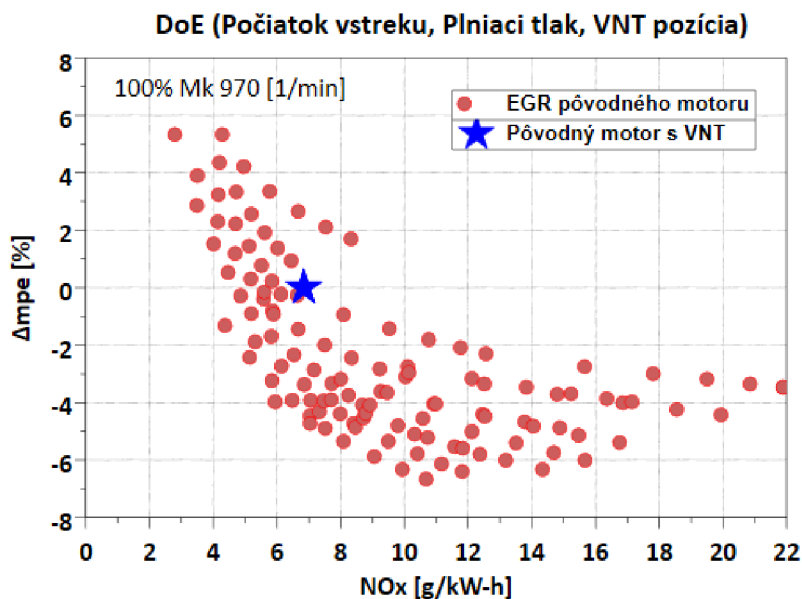
8.8.1 OPTIMALIZÁCIA ZNÍŽENIA NO_x BEZ IMPLEMENTOVANÉHO EGR

V prípade kedy by motor nebol vybavený okruhom *EGR* a redukcia oxidov dusíka by prebiehala primárne pomocou *SCR* katalyzátoru bude uvažovaný motor s pôvodným nastavením veličín avšak s nulovým podielom recirkulovaných spalín aby bolo možné identifikovať prínos *E-Turba* z hľadiska tvorby emisií *NO_x*. Zvyšovaním tlaku pred turbínou uzatváraním lopatiek *VNT* dochádza k väčšiemu podielu internej recirkulácie spalín a tak zníženiu produkcie *NO_x*, čo je sekundárny mechanizmus redukcie týchto emisií. Podstatný vplyv z hľadiska tvorby oxidov dusíka nesie aj pomer vzduchu a paliva. Vhodnou optimalizáciou spaľovacieho motoru a nastavenia *E-VNT* je možné znížiť *NO_x* na určitú úroveň a zbytok redukovať pomocou *SCR* katalyzátoru vid'. ďalšia kapitola 8.9.



Obr. 109 Optimalizácia za účelom zníženia NO_x pomocou *E-VNT* bez implementácie *EGR* v porovnaní s pôvodným motorom s *VNT* a *EGR*

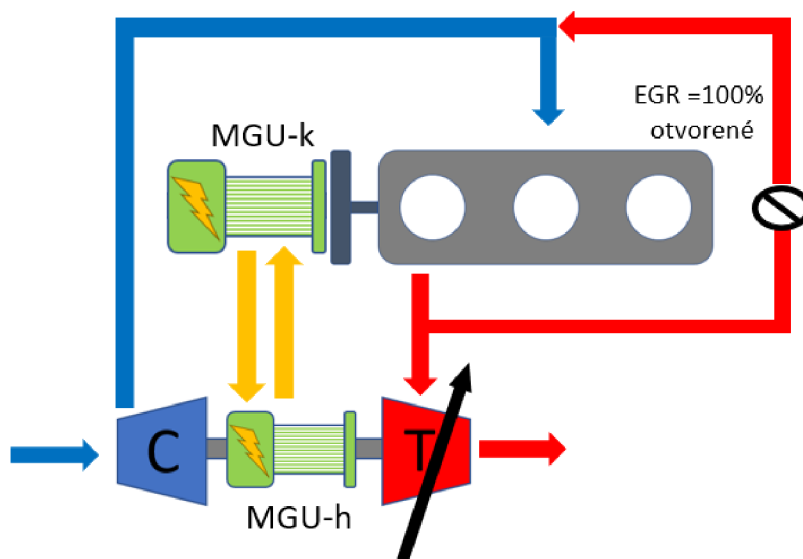
Pomocou internej recirkulácie spalín a optimalizovaní pomeru vzduchu a paliva je možné vďaka *E-VNT* a jeho stupni voľnosti v podobe elektrickej energie dosiahnuť takú kombináciu plniaceho tlaku a polohy lopatiek *VNT*, kedy je možné zachovať mernú efektívnu spotrebu pôvodného motoru a zároveň dosiahnuť rovnakej hodnoty produkcie *NO_x* vid'. Obr. 109 a to aj bez externej recirkulácie výfukových plynov. Rozšírenie simulácie je možné dosiahnuť vďaka oneskoreniu vstreku paliva čím je však viac ovplyvnená spotreba paliva keďže existuje medzi danými veličinami určitý protichodný vzťah vid'. Obr. 57 v kapitole 5.1.



Obr. 110: Závislosť rozdielu mernej efektívnej spotreby paliva voči pôvodnému motoru na produkcii škodlivých NO_x v plnom zatažení motoru v 970 1/min.

Dôležitým výsledkovým grafom je závislosť mernej efektívnej spotreby paliva na danom levelu mernej produkcie NO_x vid'. Obr. 110. Takýto graf umožní výrobcam spaľovacích motorov určiť kompromis medzi spotrebou paliva a produkciou oxidov dusíku, na základe čoho sa navrhnu systémy čistenia výfukových plynov. Hodnoty mernej efektívnej spotreby sú výsledkom prípadovej štúdie s parametrami vid'. Tabuľka 5 s dodržaním minimálnej hodnoty $A/F = 17.5$ a podielu recirkulovaných spalín maximálne na hranici pôvodného motoru kvôli objektívnejšiemu porovnaniu z dôvodu vysokého vplyvu podielu recirkulovaných spalín.

8.8.2 OPTIMALIZÁCIA ZNÍŽENIA NO_x ZA POMOCI EGR



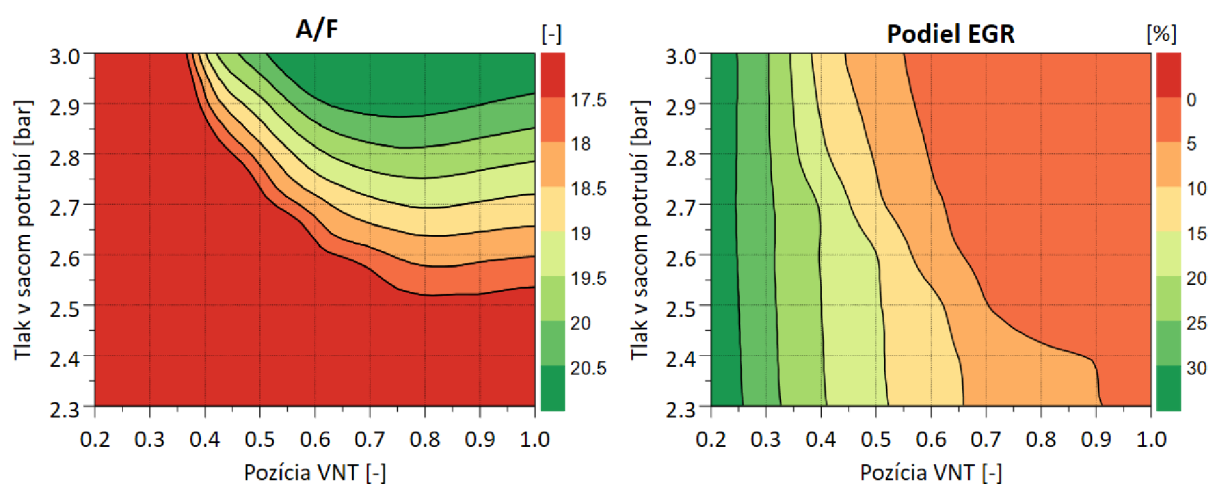
Obr. 111 Plne otvorený ventil EGR s riadeným tlakovým spádom pomocou VNT

Nasledovná simulácia je vykonaná s rôznym podielom recirkulovaných spalín pričom hlavnú úlohu bude zohrávať práve spolupráca *E-Turba* a mechanizmu VNT. Ventil *EGR* je klapka

spôsobujúca straty škrtením a preto bude uvažované jej plné otvorenie pričom množstvo recirkulovaných spalín bude čisto závislé na tlakovom spáde medzi výfukovou a nasávacou časťou motoru riadené práve škrtením prietokového prierezu lopatkami statoru turbíny. Podobne ako v predchádzajúcich prípadových štúdiách je tlak v sacom potrubí riadený pomocou *MGU-h*. Primárnym porovnávacím kritériom bude minimálne zachovanie rovnakej spotreby paliva ako u pôvodného motoru vid'. modrá čiara s nulovým označením v grafe na Obr. 114.

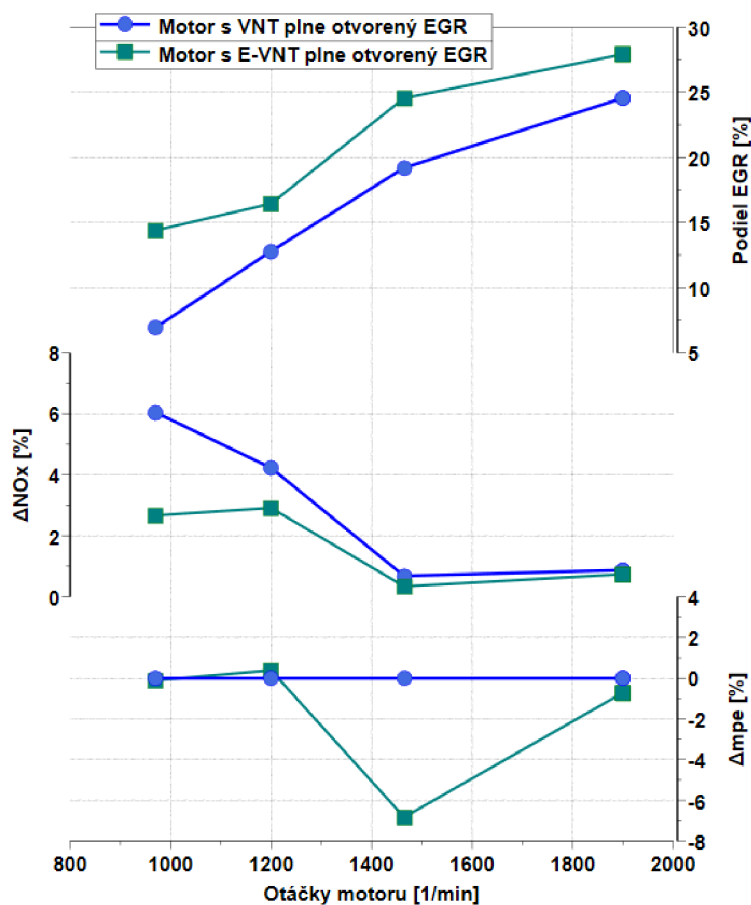
Tabuľka 6 Nastavenie prípadovej štúdie s plne otvoreným ventilom EGR

Cieľová veličina	Regulovaná veličina	Hodnota
Mk [%]	Dávka paliva [mg/cyklus]	100
Otáčky motoru [1/min]	Pevne dané	970
EGR [%]	ventil EGR [mm ²]	Max v závislosti na $\Delta P(P1T-P1E)$
P1E [mbar]	Elektrický výkon [kW]	+/- 0.3 bar voči pôvodnému
Pozícia VNT [-] (1-plne otvorené)	Prietoková plocha	0.2 až 1.0 (plne otvorené)



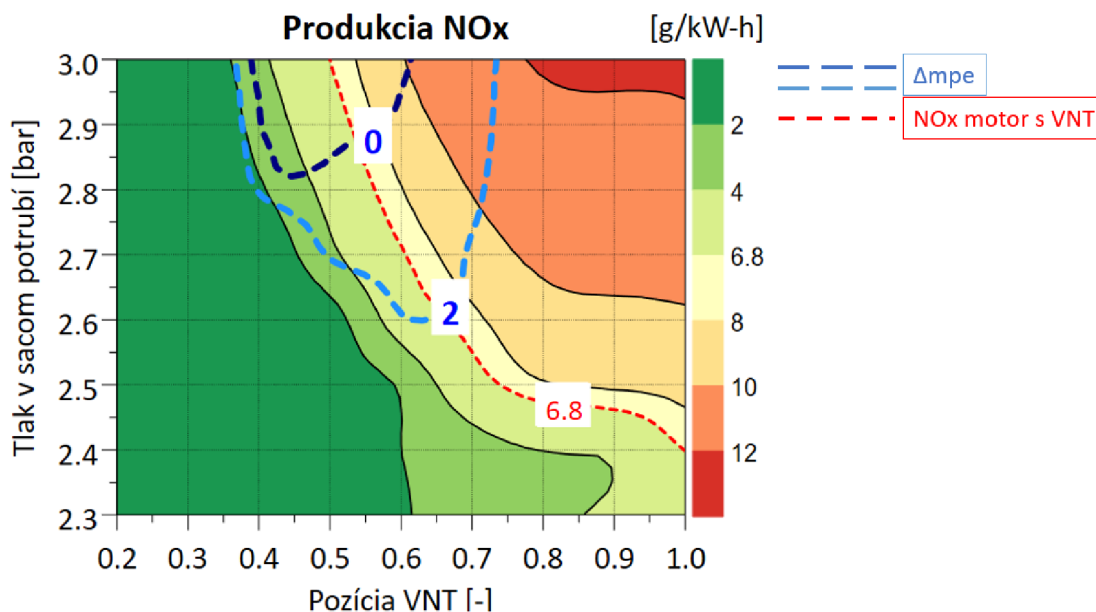
Obr. 112 Hodnota podielu recirkulovaných spalín v závislosti na polohe lopatiek VNT a plniaceho tlaku

Z výsledkov je vidieť aké hodnoty podielu recirkulovaných spalín je možné dosiahnuť v závislosti na plniacom tlaku a polohe lopatiek VNT a simulovanom plnom otvorení ventilu EGR. Limitujúcim faktorom je podiel vzduchu a paliva, ktorý by nemal byť z dôvodu vysokej produkcie pevných častíc nižší ako 17.5:1. Množstvo PC rastie o to viac s vysokým podielom recirkulovaných spalín a preto je vhodné zvýšiť plniaci tlak motoru aby bol zabezpečený dostatočný prívod čerstvého vzduchu do spaľovacieho priestoru.



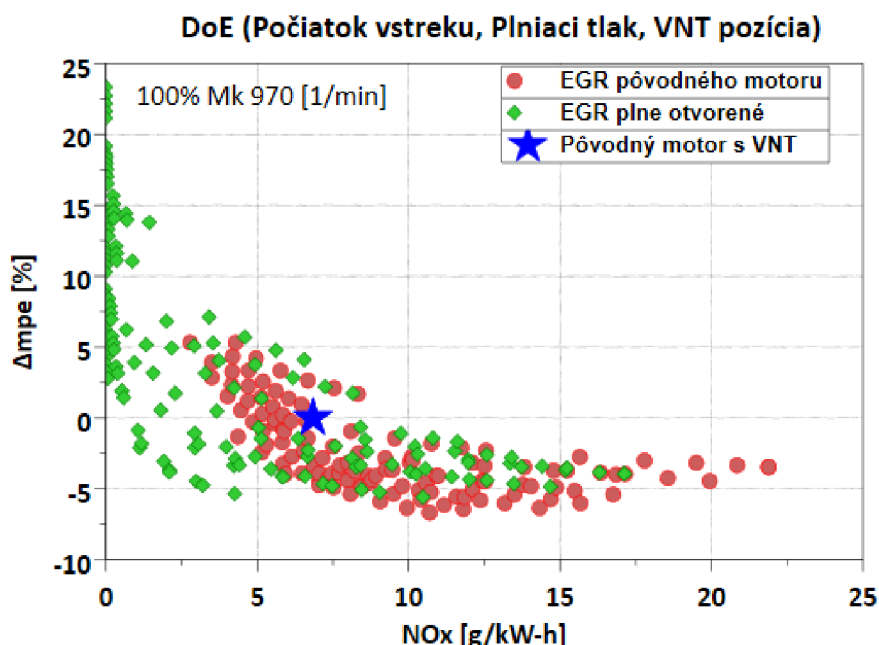
Obr. 113: Závislosť podielu recirkulovaných s

Práve táto výhoda ako je možné zvýšenie podielu recirkulovaných spalín zaradením *MGU-h* do okruhu spaľovacieho motoru je veľmi podstatná z hľadiska splnenia emisných limitov *NOx*. S konvenčným *VNT* turbodúchadlom by v prípade zatvárania lopatiek rástol tlak pred turbínou a plniaci tlak vzájomne, čím by ostal tlakový spád relatívne podobný a nebolo by možné zvýšiť podiel recirkulovaných spalín tak výrazne. Na Obr. 113 je možné vidieť maximálny možný podiel recirkulovaných spalín na pôvodnom motore s *VNT* a upravenom s *E-VNT* pri zachovaní rovnakej alebo nižšej mernej efektívnej spotreby paliva.



Obr. 114: Závislosť produkcie NOx v prípadovej štúdiis vyznačenými iso-čiarami zmeny mernej efektívnej spotreby paliva voči pôvodnému motoru v plnom zaťažení a 970 otáčkach [1/min]

Graf na Obr. 114 ukazuje výslednú produkciu NOx pričom sú vyznačené iso-čiarly (modrá farba) rozdielu mernej efektívnej spotreby paliva voči pôvodnému motoru s VNT turbodúchadlom. Z grafu je možné vidieť že vyšším množstvom recirkulovaných spalín je možné pri zachovaní či dokonca znížení mernej efektívnej spotreby paliva dosiahnuť podstatne menšiu produkciu oxidov dusíka pre dané operačné podmienky motoru.



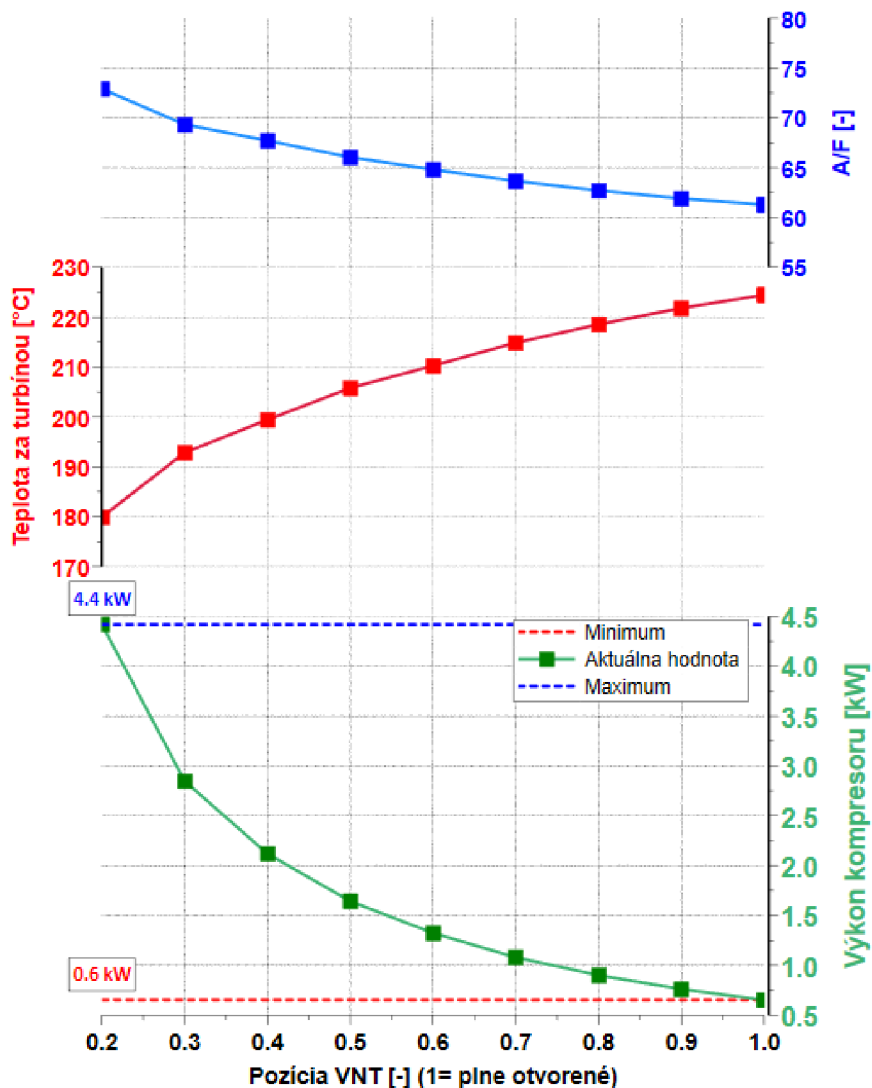
Obr. 115: Závislosť rozdielu mernej efektívnej spotreby paliva voči pôvodnému motoru na produkcii škodlivých NOx pri plne otvorenom EGR ventilu a optimalizácii vybraných parametrov

Obdobne ako u predchádzajúcej štúdie je možné zvýšením podielu recirkulovaných spalín vytvoriť graf vid'. Obr. 115 zobrazujúci vzťah medzi tvorbou NOx a zmenou mernej efektívnej

spotreby paliva. V tomto prípade je však uvažovaný plne otvorený *EGR* ventil pričom je podiel recirkulovaných spalín závislý na tlakovom spáde medzi výfukovým a sacím potrubím.

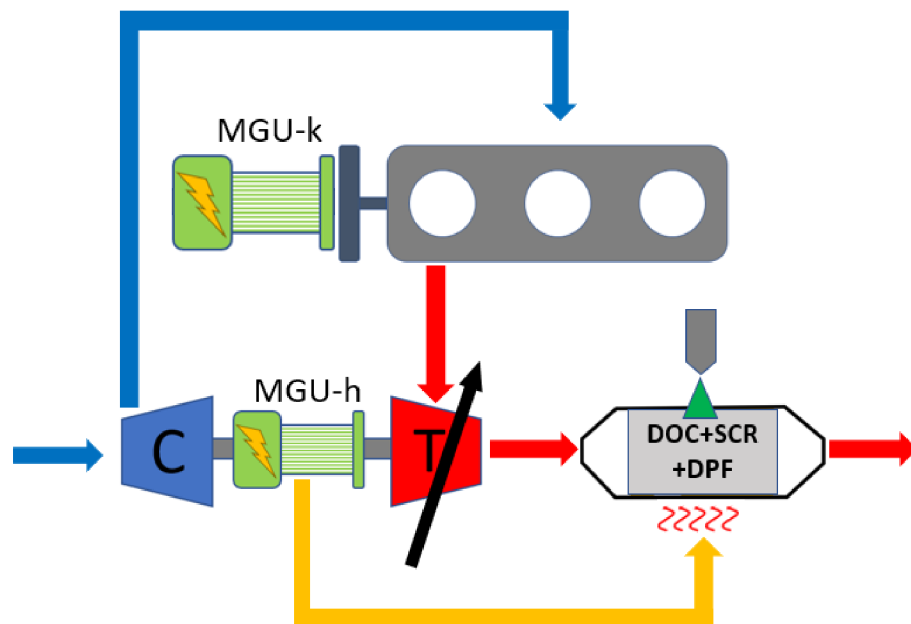
8.9 ZVÝŠENIE TEPLoty VÝFUKOVÝCH PLYNOV

Inteligentný tepelný manažment úžitkových vozidiel je v dnešnej dobe veľmi potrebný nato aby boli splnené emisné normy počas režimov ako sú studené štarty, náhle rozjazdy alebo naopak udržanie tepla v motorovom priestore čo najdlhšie. Pridaním ďalšieho stupňa voľnosti akým je *E-Turbo* sme schopný toho využiť aby sme ovplyvnili výstupnú teplotu výfukových plynov, na ktorej je práve závislá účinnosť systémov čistenia výfukových plynov ako je *DOC*, *SCR* a *DPF*.



Obr. 116 Závislosť vybraných parametrov na polohe lopatiek VNT v nízkom zaťažení motoru

Zvýšenie teploty výfukových plynov je ovplyvnené nízkym pomerom vzduchu a paliva *A/F* vid'. Obr. 116. Pri spaľovacom motore s VNT turbodúchadlom existuje pevná väzba medzi polohou lopatiek a vytvoreným plniacim tlakom (zelená krivka na Obr. 116).



Obr. 117: Ohriatie katalyzátorov pomocou vhodného nastavenia E-VNT

V prípade zaradenia *E-Turba* je možné lopatky *VNT* zavrieť na minimálnu hodnotu a zachovať tak nízky pomer *A/F* pričom by bola prebytočná energia dodávaná kompresoru, odoberaná pomocou *MGU-h*. Takýmto spôsobom je možné aj v nižších zaťaženiach motoru dostatočne zvýšiť teplotu výfukových plynov a získať navyše určité malé množstvo elektrického výkonu rovné rozdielu príkonu kompresoru v plnom zavretí a plnom otvorení lopatiek *VNT* (spodný graf) na Obr. 116. Takéto malé hodnoty rekuperovaného výkonu je potom efektívnejšie využiť na ešte väčší ohrev katalyzátorov pomocou elektrického vyhrievania či uloženie do batérií ako na dodávanie motoru pomocou *MGU-k* kvôli vyšším stratám pri prenosu energie.

Ak $p_{IE} = \text{konšt.}$ potom $P_C = \text{konšt.}$ a:

$$\Delta P = P_{T\ 20\%} - P_{T\ 100\%} \quad (42)$$

$$P_C = P_{T\ 100\%} \quad (43)$$

potom:

$$P_C = P_{T\ 20\%} - \Delta P \quad (44)$$

$$P_{el} = \Delta P \cdot \eta_{mgu-h} \quad (45)$$

kde:

$P_{T\ 20\%}$ – výkon turbíny pri 20% otvorení lopatiek *VNT* (-)

$P_{T\ 100\%}$ – výkon turbíny pri 100% otvorení lopatiek *VNT* (-)

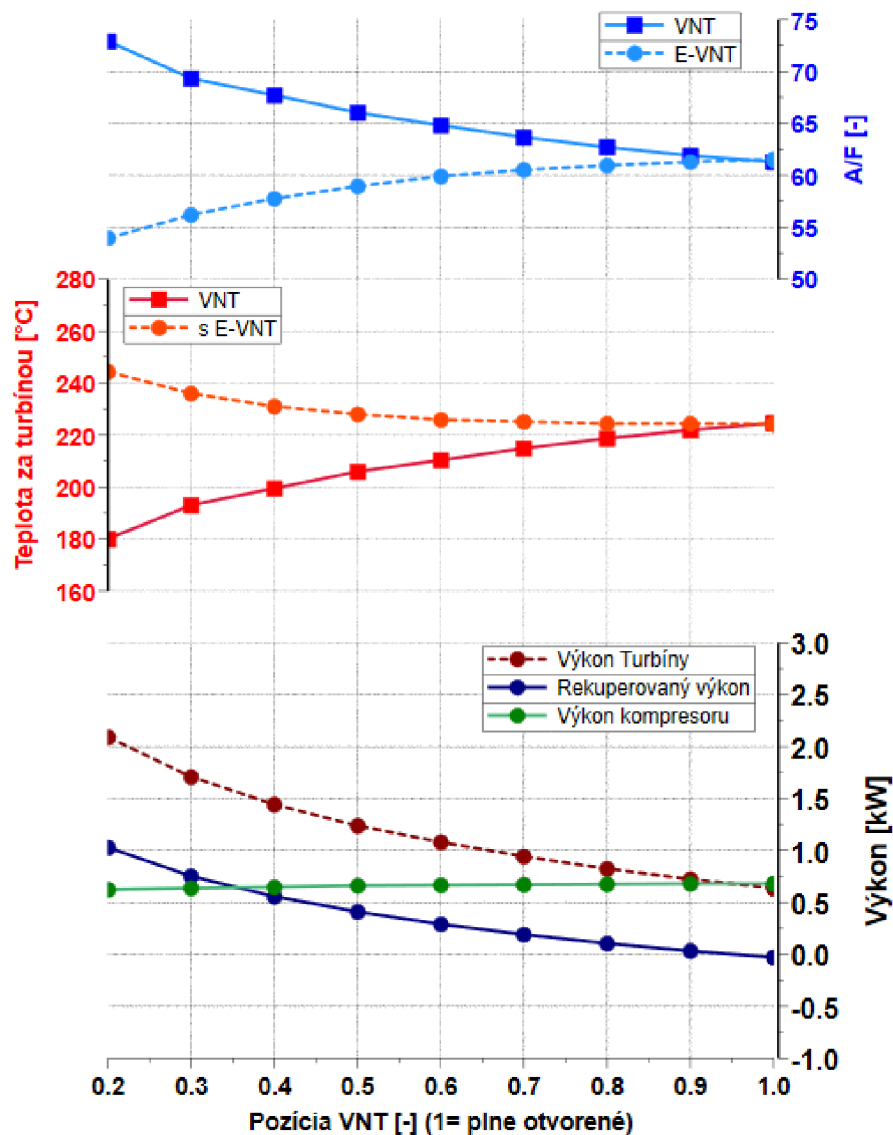
ΔP – rozdiel výkonu dodaného turbínou (kW)

P_C – príkon potrebný pre pohon kompresoru pri $P_{IE} = \text{kont.}$ (kW)

p_{1E} – tlak v sacom potrubí motoru (bar)

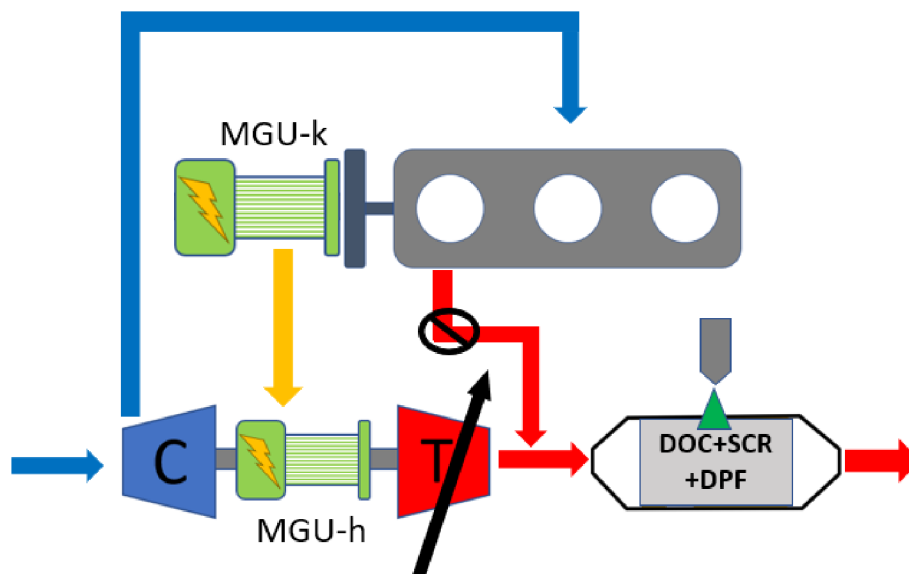
P_{el} – čistý elektrický výkon (kW)

η_{mgu-h} – celková účinnosť MGU-h (-)



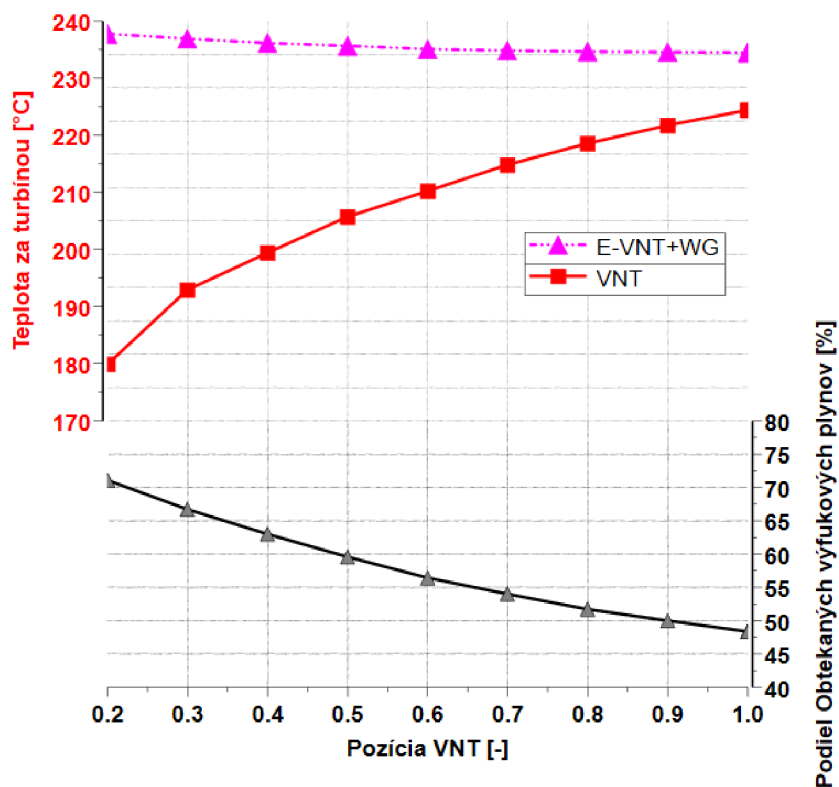
Obr. 118 Porovnanie teploty vo výfukovom systéme pomocou E-VNT voči pôvodnému motoru s VNT

Prínos *E-Turba* je v tomto prípade závislý na pozícii lopatiek a množstva odoberaného výkonu kompresoru. V prípadovej štúdii kompresor odoberá minimálny výkon potrebný nato aby tlak v sacom potrubí dosahoval hodnoty okolitého vzduchu. Zatvorením lopatiek VNT stúpajú pumpovacie straty, klesá teda plniaca účinnosť a pomer A/F čím je možné dosiahnuť ešte väčšej teploty výfukových plynov za turbínou vid'. Obr. 118. V tomto prípade bolo možné rekuperovať maximálne 1kW elektrickej energie, ktorá ako bolo spomenuté môže dopomôcť k ďalšiemu ohrevu katalyzátorov alebo *DPF* za účelom zvýšenia ich účinnosti a zmierniť tak dopad na mernú efektívnu spotrebu paliva.



Obr. 119: Ohriatie katalyzátorov pomocou obtokového kanálu turbíny

V inom prípade je uvažovaný obtokový kanál turbíny viď. Obr. 119 a to nie z dôvodu regulácie turbodúchadla, ale podobne ako v predchádzajúcej simulácii za účelom zahriatia systémov čistenia výfukových plynov *DOC* a *SCR*. Obtekaním plynu sa expanziou na turbíne nespotrebuje energia obsiahnutá vo výfuku a tým je možné dodať ešte väčšie množstvo tepla katalyzátorom. O dostatočný prívod vzduchu do spaľovacieho priestoru tak aby bol zaručený jeho stabilný chod sa postará jednotka *MGU-h*.



Obr. 120 Porovnanie teploty vo výfukovom systéme pomocou E-VNT s obtokovým kanálom voči pôvodnému motoru s VNT

V prípade VNT turbodúchadla rastie s uzatváraním lopatiek protitlak čím je simulovaná klapka umocňujúca smerovanie prúdu výfukových spalín cez obtokový kanál. Množstvo obtekaných výfukových plynov v závislosti na polohe lopatiek VNT pri plnom otvorení WG kanálu je možné vidieť v spodnom grafe na Obr. 120. Z hľadiska lepšieho ohrevu je vhodné použiť externý obtokový kanál aby boli straty tepla odvedené v materiály čo najmenšie. Tento spôsob ohrevu katalyzátorov je výhodný použiť obzvlášť počas studených štartov motoru aby bolo do výfukového systému predané čo najväčšie množstvo tepla za čo najkratší čas.

8.10 PRECHODOVÝ REŽIM MOTORU A ODOZVA TURBODÚCHADLA

V prípade úžitkového vozidla je výkon motoru hlavne v oblastiach nižších otáčok limitovaný pomerom vzduchu a paliva z dôvodu vysokej dymivosti motoru kedy dochádza k zvýšenej tvorbe PC. Limitujúcim členom je teda turbodúchadlo a jeho schopnosť dodať motoru dostatok vzduchu za čo najkratšiu dobu. V súčasnosti je spôsobov znižujúcich odozvu turbodúchadla viacero. Medzi produkčné systémy napríklad dvojstupňové preplňovanie malým a väčším turbodúchadlom či zaradenie predradeného mechanického prípadne elektrického kompresoru, alebo použitie VNT. Medzi nemenej podstatnú výhodu použitia motor-generátoru patrí práve nižšia odozva turbodúchadla, kedy je vďaka elektrickej energii turbodúchadlo schopné dosiahnuť požadovaných otáčok v porovnaní s konvenčnými turbodúchadlami na trhu za podstatne nižší čas.

Aplikovaním 2. pohybového zákona závisí zrýchlenie turbodúchadla na momentoch zotrvačnosti a krútiacom momentoch podľa vzťahu:

$$\alpha = \frac{M_T + M_{EM}}{I_T + I_{EM}}, \quad (46)$$

kde:

α – uhlové zrýchlenie hriadeľa (rad/s),

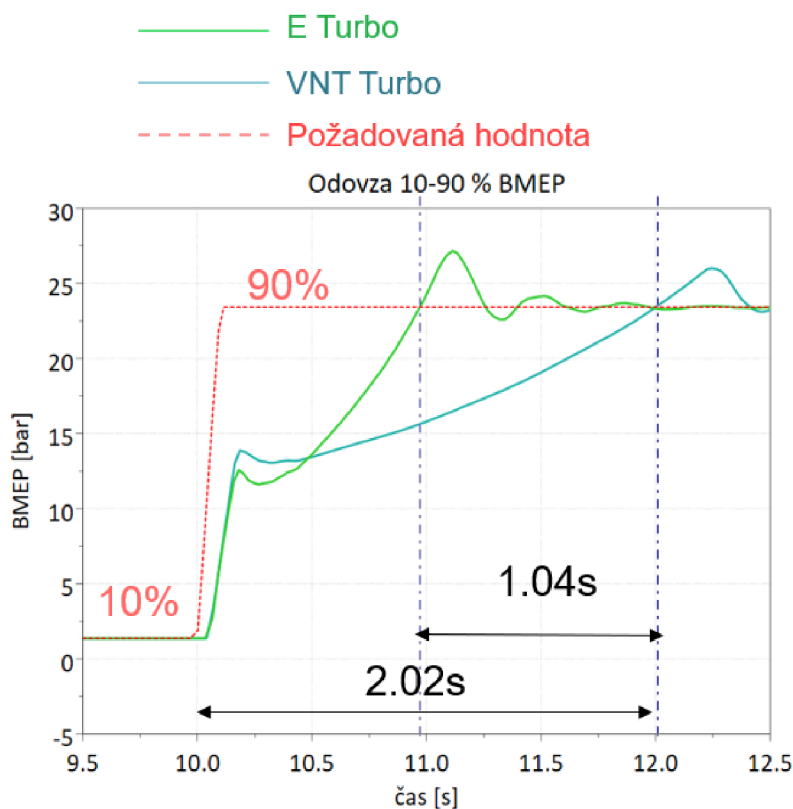
M_T – Krútiaci moment turbíny (Nm),

M_{EM} – Krútiaci moment elektromotoru (Nm),

I_T – Moment zotrvačnosti turbíny, kompresoru, hriadeľa (kg.m²),

I_{EM} – Moment zotrvačnosti elektromotoru (kg.m²).

V nasledovnej simulácii bude porovnávané pôvodné turbodúchadlo s VNT a upravené s motor - generátorom integrovaným v centrálnej skrini. Ako štandardné kritérium na meranie odozvy turbodúchadla resp. motoru používané v priemyselnej praxi býva test „10-90“, ktorý meria čas pri zmene požiadavku motoru z 10% zaťaženia na zaťaženie 90% (červená čiarkovaná čiara). Simulácia je vykonaná v 970 [1/min] kedy motor začína dosahovať maximálny krútiaci moment a turbodúchadlom prechádza menšie množstvo spalín a preto by mal byť rozdiel výraznejší.



Obr. 121 Odozva turbodúchadla pri zmene požiadavku zataženia motoru (BMEP -stredný efektívny tlak motoru)

Zo simulačnej štúdie na Obr. 121 je jasne vidieť prínos *E-Turba* (zelená krivka) z hľadiska zníženia odozvy turbodúchadla a teda času za ktorý je turbodúchadlo schopné zabezpečiť množstvo požadovaného vzduchu. Motor s *E-Turbom* tak dokáže tento čas znížiť až na polovicu s porovnaním voči súčasnému turbodúchadlu s *VNT* (bledomodrá krivka). V prípade kedy dodávanie vzduchu zabezpečuje *E-Turbo* je uvažované plné otvorenie lopatiek mechanizmu *VNT* aby bolo vidieť rozdiel použitia jednotlivých technológií medzi sebou nie ich kombináciu. Prípadné zlúčenie *VNT* a motor -generátoru, teda konfigurácie *E-VNT*, by v tomto prípade ešte viac skrátilo tento čas.

ZÁVER

V teoretickej časti práce bola zhrnutá problematika preplňovania spaľovacích motorov. Ďalej sa v práci popisuje spolupráca turbodúchadla a spaľovacieho motoru z hľadiska mechanického a elektrického prenosu energie. Nemenej dôležitú časť venujem problematike tvorby a redukcie škodlivých emisií vo výfukových plynách, pričom sú získané poznatky použité v následnej optimalizácii zadaného motoru.

Napriek obecné problematickej kalibrácii výpočtového modelu a skutočného motoru sa vhodnou optimalizáciou parametrov (počiatok vstreku paliva, podiel *EGR*, klapka vo výfuku, prietok a účinnosť kompresoru) podarilo dosiahnuť hodnoty zameraných tlakov a teplôt na motorovej cele. Odchýlka mernej efektívnej spotreby paliva výpočtového modelu a testu na motorovej cele sa pohybovala v rámci celej motorovej mapy maximálne o 3 %.

Výpočtový model pôvodného motoru bol ďalej upravený pomocou vytvorenej jednotky *MGU-h* na turbodúchadle a upravenej jednotky *MGU-k* na kľukovom hriadeľi, tak aby bol zachovaný prenos energie medzi danými komponentami. Následne bolo zvolené riadenie výkonu turbíny tak, aby bol dosiahnutý ustálený pracovný režim motoru a nedochádzalo k znehodnoteniu výsledkov parametrických štúdií.

V prvej prípadovej štúdií sa vhodnou optimalizáciou vybraných parametrov (počiatok vstreku, plniaci tlak, poloha *VNT*/rekuperovaný výkon) podarilo podstatne znížiť mernú efektívnu spotrebu paliva motoru. Najvýraznejší pokles bol vďaka optimálnemu nastaveniu lopatiek *VNT* v oblasti vyššieho zaťaženia, kedy je možné zvýšením tlaku pred turbínou rekuperovať najviac energie výfukových plynov. Naopak v oblasti nižšieho zaťaženia je prínos *E-Turba* z ekonomického hľadiska zanedbateľný. Z výslednej analýzy však vyplýva, že otvorenie lopatiek s použitím motor-generátoru je nižšie. Vhodnou voľbou veľkosti turbínového kolesa je preto možné posunúť pracovný bod turbíny do oblasti vyššej účinnosti a ešte viac tak zlepšiť mernú efektívnu spotrebu paliva zadaného motoru. Na základe týchto poznatkov je teda možné rozšíriť danú štúdiu a zvážiť použitie menšieho turbínového kolesa prípadne *Trimu*.

Druhá prípadová štúdiá je zameraná na redukcii oxidov dusíka so zachovaním pôvodnej spotreby paliva zadaného motoru. V tomto prípade boli uvažované dve konfigurácie, a to s *EGR* a bez *EGR*. V prvom prípade sa podarilo znížiť produkciu oxidov dusíka na polovičnú hodnotu, primárne pomocou internej recirkulácie plynu a optimalizovaného pomeru vzduchu a paliva. V druhom prípade bola implementovaná vysokotlaková vetva *EGR*, pričom výsledný podiel nebol škrtentý ventilom, ale riadeným tlakovým spádom za pomoci *VNT*. Z výsledkov je potom vidieť podstatný prínos implementovaného *MGU-h* z hľadiska tvorby *NOx*. V niektorých prípadoch bolo dokonca možné spolu s oxidmi dusíku zároveň znížiť spotrebu paliva motoru, čo má v dnešnej dobe veľmi podstatný význam.

V tretej prípadovej štúdií bolo možné za pomoci *E-VNT* výrazne ovplyvniť výstupnú teplotu výfukových spalín za turbínou, a tým zlepšiť účinnosť katalyzátorov, prípadne *DPF*. Opäť boli uvažované dve konfigurácie a to s *WG* a bez *WG*. V oboch prípadoch bol plniaci tlak znížený na hodnotu okolia, čím bolo možné podstatne ovplyvniť teplotu výfukových plynov pred vstupom do katalyzátorov. V prvom prípade boli privreté lopatky *VNT*, pričom motor-generátor odoberal prebytočný výkon a dodatočne tak ohrieval systémy čistenia výfukových plynov. V druhom prípade bol implementovaný plne otvorený *WG* kanál, slúžiaci k rýchlejšiemu a väčšiemu prenosu tepla. Kompresor bol v tomto prípade poháňaný elektrickou energiou tak, aby bol zaručený stabilný chod motoru.

V poslednej štúdií je možné vidieť, že okamžitý nástup elektrickej energie má výrazný vplyv na odozvu turbodúchadla. Vďaka *E-Turbu* je tak možný rýchlejší nástup výkonu motoru a zníženie dymivosti počas prudkých akcelerácií vozidla.

Diplomovú prácu by tiež bolo možné, okrem už navrhutej zmeny veľkosti turbínového kolesa, rozšíriť o simuláciu jazdných cyklov, studených štartov alebo režimu s vypínaním valcov motoru.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] BAINES, N.C. *Fundamentals of Turbocharging*. Concepts NREC, 2005. ISBN 9780933283145. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=exm5AAAACAAJ>
- [2] MACEK, Jan a Vladimír KLIMENT. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: (přepřehování spalovacích motorů)*. Vyd. 4. Praha: ČVUT, 1988. ISBN 80-010-3529-8.
- [3] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. 2007. Wien: Springer, 2007. Powertrain. ISBN isbnisbn978-3-211-33033-3.
- [4] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a Magdi K. KHAIR. *Engine Intake Charge Management: Turbocharger Fundamentals* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2017, [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php
- [5] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Engine Intake Charge Management: Turbocharger Bearings* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2016, [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_bearings.php
- [6] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Turbocharger Fundamentals: Compressor Map Width Enhancement* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2013, [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_map.php
- [7] AUNGIER, R.H. *Turbine Aerodynamics: Axial-flow and Radial-inflow Turbine Design and Analysis: Axial-flow and Radial-inflow Turbine Design and Analysis*. ASME Press, 2006. ISBN 9780791802410. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=FdFSAAAAMAAJ>
- [8] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Turbocharger Fundamentals: Fixed Geometry Turbochargers* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2014, [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_fixed.php
- [9] COLIN, Guillaume, Yann CHAMAILLARD a Benoit BELLICAUD. Robust control for the air path of a downsized engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2011, **225**, 930-943. DOI: 10.1177/0954407011401503.
- [10] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Turbocharger Fundamentals: Variable Geometry Turbochargers* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint, 2016, [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_vgt.php
- [11] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-27517-3.

- [12] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a W. Addy MAJEWSKI. *Waste Heat Recovery: Turbocompounding* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2020, [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_whr_turbocompound.php
- [13] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Turbocharger Fundamentals: Assisted Turbocharging* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2016, [cit. 2020-05-19]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_assist.php
- [14] JAEGER, L., D. MEHTA, L. TABACCHI, J. LOTTERMAN, F. ECKL a P. DAVIES. Electrified Turbocharging for Commercial Vehicle Engines, the Added Values. In: *The Supercharging Conference*. ATK, Dresden, Germany, 2019.
- [15] MAJEWSKI, W. Addy. *Diesel Catalysts* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2016, [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_diesel.php#doc
- [16] VIJAYENTHIRAN, VIKNESH. Garrett E-Turbo electrified turbocharger. In: *Motorauthority* [online]. 2020 [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: https://www.motorauthority.com/news/1128524_mercedes-amg-s-new-turbo-engine-will-recover-exhaust-heat-energy-just-like-in-f1?fbclid=IwAR2i3fWGe-bgN5UxFgiSTPXm4sOYklMgbRgZ_kqRJIXsM_REdKgrGIAMxHk
- [17] KHAIR, Magdi K. a Hannu JÄÄSKELÄINEN. *Engine Intake Charge Management: Superchargers* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2017, [cit. 2020-05-27]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_supercharger.php
- [18] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Fuel Injection for Clean Diesel Engines* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint, 2020, [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_fi.php
- [19] REIFARTH, Simon. *EGR-Systems for Diesel Engines* [online]. Stockholm : Department of Machine Design [Institutionen för maskinkonstruktion], 2010 [cit. 2020-06-24]. ISBN 1400-1179. Dostupné z: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:305816/FULLTEXT01>. Licentiate thesis. Royal Institute of Technology [Kungl. Tekniska högskolan].
- [20] MAJEWSKI, W. Addy. *What Are Diesel Emissions: Exhaust Particulate Matter* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2012, [cit. 2020-05-27]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/emi_intro.php
- [21] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a W. Addy MAJEWSKI. *Engine Emission Control* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2019, [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_emission-control.php
- [22] MAJEWSKI, W. Addy a Hannu JÄÄSKELÄINEN. *Engine Emission Control* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2019, [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_emission-control.php

- [23] K. KHAIR,, Magdi a Hannu JÄÄSKELÄINEN. *Exhaust Gas Recirculation: Effect of EGR on Emissions and Engine Performance* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2017, [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_egr_emissions.php
- [24] JÄÄSKELÄINEN, Hannu a Magdi K. KHAIR. *Exhaust Gas Recirculation* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2019, [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_egr_sys.php
- [25] MAJEWSKI, W. Addy. *SCR Systems for Diesel Engines: Urea Dosing and Injection Systems* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2018, [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_scr_diesel_urea_dosing.php
- [26] MAJEWSKI, W. Addy. *Diesel Catalysts: Diesel Oxidation Catalyst* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2018, [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_doc.php
- [27] MAJEWSKI, W. Addy. *Diesel Particulate Filters* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2020, [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/tech/dpf.php>
- [28] MAJEWSKI, W. Addy. *Selective Catalytic Reduction: SCR Systems for Diesel Engines* [online]. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2005, 2017, [cit. 2020-05-19]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/cat_scr_diesel.php

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

\dot{m}_a	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostný prietok vzduchu
\dot{m}_{ca}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostný prietok vzduchu kompresorom
\dot{m}_{ckor}	[kg·s ⁻¹]	Korigovaný hmotnostný prietok vzduchu kompresorom
\dot{m}_e	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostný prietok spalín turbínou
\dot{m}_f	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostný prietok paliva
Δh_{ideal}	[J]	Špecifická ideálna vykonaná práca
D_s	[-]	Špecifický priemer
N_s	[-]	Špecifická rýchlosť
P_C	[kW]	Príkonný potrebný pre pohon kompresoru pri
$P_{T 100\%}$	[kW]	Výkon turbíny pri 100% otvorení lopatiek VNT
$P_{T 20\%}$	[kW]	Výkon turbíny pri 20% otvorení lopatiek VNT
P_{el}	[kW]	Čistý elektrický výkon
Q_2	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový prietok plynu cez turbínu v podmienkach na výstupe z rotoru
T_0	[K]	Teplota pri výtoku z ideálnej trysky
V_z	[m ³]	Zdvihový objem valca motoru
a_E	[J·kg ⁻¹]	Eulerova vnútorná práca
c_0	[m·s ⁻¹]	Izoentropická rýchlosť pri výtoku z ideálnej trysky
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita za konštantného tlaku
c_{pa}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita vzduchu za konštantného tlaku
c_{pe}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita za konštantného tlaku pre výfukové plyny
d_{tip}	[m]	Najväčší priemer kolesa
n_c	[min ⁻¹]	Otáčky kompresoru
n_{ckor}	[min ⁻¹]	Korigované otáčky kompresoru
p_{1E}	[bar]	Tlak v sacom potrubí motoru
r_{1t}	[-]	Polomer vstupnej plochy kompresorového kolesa
r_2	[-]	Polomer výstupnej plochy kompresorového kolesa
u_2	[m·s ⁻¹]	Obvodová rýchlosť lopatky
u_3	[m·s ⁻¹]	Obvodová rýchlosť lopatky
v_{2t}	[m·s ⁻¹]	Tangenciálna zložka rýchlosti vstupujúceho plynu
v_3	[m·s ⁻¹]	Vektor rýchlosti vystupujúceho plynu

η_{mgu-h}	[-]	Celková účinnosť MGU-h
η_{vol}	[-]	Plniaca účinnosť motoru
ρ_a	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu
ΔP	[kW]	Rozdiel výkonu dodaného turbínou
A/F		Pomer vzduchu a paliva
A/R		Pomer plochy pretekajúceho plynu k vzdialenosti stredu tejto plochy a stredu turbínového kolesa
BMEP	[Pa]	Stredný efektívny tlak motoru
BSR		Rýchlostný pomer na turbíne
c	[m·s ⁻¹]	Rýchlosť prúdu v strede obecného prierezu
CO		Oxid uhoľnatý
DOC		Oxidačný katalyzátor
DOE		Metóda redukcie počtu simulácií slúžiaca k popisu prenosovej funkcie
DPF		Filter pevných častíc
EGR		Spätná recirkulácia spalín motoru
Ek	[J·kg ⁻¹]	Merná kinetická energia prúdu
Ep ₁	[J·kg ⁻¹]	Merná potenciálna energia
Ep ₂	[J·kg ⁻¹]	Merná tlaková energia
E-Turbo		Turbodúchadlo s pridruženým motor-generátorom
E-VNT		Turbodúchadlo s variabilnou geometriou lopatiek turbíny a pridruženým motor-generátorom
h _{1t}	[J·kg ⁻¹]	Totálna merná polytropická entalpia na vstupe do kompresoru
h _{2st}	[J·kg ⁻¹]	Totálna merná adiabatická entalpia na výstupe z kompresoru
h _{2t}	[J·kg ⁻¹]	Totálna merná polytropická entalpia na výstupe z kompresoru
HC		Uhoľovodíky
HP EGR		Vysokotlaková vetva spätnej recirkulácie spalín motoru
h _t	[J·kg ⁻¹]	Merná celková alebo totálna entalpia
k	[-]	Poissonova konštanta
Lambda	[-]	Lambda pomer vzduchu a paliva
LPEGR		Nízkotlaková vetva spätnej recirkulácie spalín motoru
MGU-h		Motor-generátor na turbodúchadle
MGU-k		Motor generátor na kľukovom hriadelí motoru
M _k	[N.m]	Krútiaci moment
mpe	[g.kW ⁻¹ h ⁻¹]	Merná efektívna spotreba paliva

n	[s ⁻¹]	Otáčky spaľovacieho motoru
NO _x		Oxidy dusíku
P	[W]	Užitočný výkon
P _{1C}	[Pa]	Totálny tlak vzduchu na vstupe do kompresoru
P _C	[W]	Príkonný výkon kompresoru
PČ		Pevné častice
P _{me}	[Pa]	Stredný efektívny tlak motoru
ppm		Počet častíc na milión
p _s	[Pa]	Statický tlak vzduchu v sacom potrubí
P _T	[W]	Výkon turbíny
q _f	[J·kg ⁻¹]	Merná energia v palive
r _s	[J·kg ⁻¹ K ⁻¹]	Merná plynová konštanta
SCR		Katalyzátor so selektívnou katalytickou redukciou
T _{1C}	[K]	Teplota na vstupe do kompresoru
T _{1t}	[K]	Totálna teplota na vstupe do kompresora
T _{2st}	[K]	Totálna teplota po adiabatickom stlačení v kompresore
T _{2t}	[K]	Totálna teplota po polytropickom stlačení v kompresore
T _{3t}	[K]	Totálna teplota pred turbínou
T _{4s}	[K]	Totálna teplota po izoentropickej expanzii na výstupe z turbíny
T _{4t}	[K]	Totálna teplota po polytropickej expanzii na výstupe z turbíny
Trim		Pomer priemerov na turbínovom a kompresorovom kolese
T _s	[K]	Teplota v sacom potrubí motoru
u	[J·kg ⁻¹]	Merná vnútorná energia sústavy
VNT		Variabilná geometria lopatiek statoru turbíny
VNT		Variabilná geometria lopatiek statoru turbíny
WG		Obtokový kanál turbíny
η _C	[-]	Adiabatická účinnosť kompresoru
η _{e,ts}	[-]	Účinnosť total-static
η _{c,tt}	[-]	Účinnosť total-total
η _f	[-]	Užitočná účinnosť motoru
η _{mech}	[-]	Mechanická účinnosť
η _T	[-]	Adiabatická účinnosť turbíny
η _{T,ts}	[-]	Adiabatická účinnosť total-static

AFR	[-]	Pomer vzduchu a paliva
U	[m·s ⁻¹]	Obvodová rýchlosť v najväčšom priemere turbínového kola
er	[-]	Expanzný pomer tlakov na turbíne
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota média
ω	[rad·s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť rotoru