

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Vliv přeplňování motorů na produkci emisí

Diplomová práce

Vedoucí práce: **Ing. Jakub Mařík, Ph.D**

Autor práce: **Bc. Josef Božek**

Praha 2018

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Josef Božek

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Vliv přeplňování motorů na produkci emisí

Název anglicky

Influence of engines' turbocharging on harmful emission production

Cíle práce

Cílem práce je analyzovat vliv přeplňování motoru na produkci škodlivých emisí.

Metodika

1. prostudovat základní literaturu v oblasti přeplňování spalovacích motorů
2. návrh postupu měření (měření provozních parametrů na válcové zkušebně)
3. výsledky a diskuse
4. závěr

Doporučený rozsah práce

50-60 stran

Klíčová slova

emise, katalyzátor, přeplňování, EGR, SCR

Doporučené zdroje informací

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE. TECHNICKÁ FAKULTA, – HROMÁDKO, J. *Speciální spalovací motory*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2011. ISBN 978-80-213-2168-7.

FERGUSON, C. *Internal Combustion Engines*. John Wiley & Sons Inc, 2015, ISBN10 1118533313

HROMÁDKO, J. *Spalovací motory : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.

VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.

Y.-Y. Wang et al., Quantitative feedback design of air and boost pressure control system for turbocharged diesel engines, *Control Engineering Practice* 19, 2011

Předběžný termín obhajoby

2017/18 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 14. 1. 2016

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 19. 1. 2016

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 05. 03. 2018

Prohlášení

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: **Vliv přepřínování motorů na produkci emisí** vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Jilemnici dne:

.....

Podpis

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Jakubovi Maříkovi Ph.D. za odborné rady, konzultace a komentáře pro úspěšné dokončení této diplomové práce. Zároveň bych rád poděkoval Ing. Martinu Kotkovi, Ph.D. za jeho čas a pomoc u měření experimentální části práce.

Dále bych rád poděkoval mé rodině, především mému otci, za podporu během studia. Poděkování zaslouží i manželé Bartekovi, za vypůjčení automobilu pro měření experimentální části.

Abstrakt:

Předložená diplomová práce pojednává o přeplňování spalovacích motorů. Hlavním cílem této práce je objasnit důvody přeplňování zážehových spalovacích motorů. Zejména jeho vliv na spotřebu paliva a vyprodukované emise, v protikladu s atmosférickým zážehovým motorem.

Teoretická část popisuje jednotlivé způsoby přeplňování spalovacích motorů. Je zde uvedena historie jednotlivých způsobů přeplňování, jejich konstrukční řešení a princip činnosti. Dále jsou popsány jednotlivé druhy emisí výfukových plynů. Uvedena je jejich charakteristika, vliv na zdraví člověka, životní prostředí a mechanismus jejich vzniku. Další kapitola je věnována způsobům, jak tyto emise snižovat u zážehových a vznětových motorů. V úplném závěru se autor zmínil i o metodách měření emisí výfukových plynů.

Experimentální část se zabývá analýzou a porovnáním spotřeby paliva a emisí výfukových plynů přeplňovaného zážehového motoru s atmosférickým zážehovým motorem. Je zde uveden i návrh, jak tyto parametry měřit na válcové zkušební katedry Vozidel a pozemní dopravy České zemědělské univerzity v Praze.

Klíčová slova: emise, katalyzátor, přeplňování, EGR, SCR

Influence of engines' turbocharging on harmful emission production

Abstract:

The diploma thesis deals with turbocharging of internal combustion engines. The main aim of this work is to explain the reasons for turbocharging spark ignition engines. In particular, its impact on the fuel consumption and emissions, as opposed to atmospheric spark-ignition engines.

The theoretical part describes different methods of turbocharging internal combustion engines, their history, design and principle of operation. In addition, the different types of exhaust emissions are described. Their characteristics, their influence on human health and the mechanism of their origin are presented here. The next chapter is devoted to the ways to reduce these emissions in petrol and diesel engines. At conclusion, the author also mentions the methods for measurement of exhaust emissions.

The experimental part deals with an analysis and a comparison of the fuel consumption and the exhaust emissions of the turbocharged petrol engine with an atmospheric spark ignition engine. There is also a proposal how to measure these parameters on a chassis dynamometer owned by the Department of Vehicles and Land Transport of the Czech University of Agriculture in Prague.

Keywords: emissions, catalytic converter, turbocharging, EGR, SCR

Obsah

Úvod	1
1. Přepřňování pístových spalovacích motorů	3
1.1 Způsoby přepřňování spalovacích motorů	3
1.1.1 Přepřňování turbodmychadlem	4
1.1.2 Mechanicky poháněná dmychadla	9
1.1.3 Přepřňování tlakovzdušným výměníkem Comprex	13
1.1.4 Dynamické plnění válců motoru	15
1.2 Downsizing	16
2. Emise spalovacích motorů	17
2.1 Popis emisí spalovacích motorů a mechanismus jejich vzniku	19
2.1.1 Oxid uhelnatý CO	19
2.1.2 Oxid uhličitý CO ₂	19
2.1.3 Oxidy dusíku NO _x	20
2.1.4 Uhlovodíky HC	20
2.1.5 Pevné částice	21
2.1.6 Oxid siřičitý SO ₂	21
2.2 Způsoby snižování emisí spalovacích motorů	22
2.2.1 Způsoby snižování emisí zážehových motorů	22
2.2.2 Způsoby snižování emisí vznětových motorů	30
3. Metody měření produkce emisí	35
3.1 Absorpce infračerveného záření NIDR	35
3.2 Chemiluminiscenční analyzátory	36
3.3 Princip změny elektrické vodivosti vodíkového plamene (FID)	37

3.4	Měření kouřivosti.....	38
4.	Cíl práce.....	40
5.	Metodika práce	41
5.1	Popis pracoviště	41
5.2	Přístrojové vybavení	42
5.2.1	Válcový dynamometr	42
5.2.2	Měřené automobily.....	42
5.2.3	Emisní analyzátor VMK.....	45
5.2.4	Diagnostický systém VCDS (VAG-COM)	46
5.2.5	Laboratorní váha Vibra AJ-6200 CE.....	46
5.2.6	Chladicí ventilátor Filcar AL - 1500/C.....	47
5.3	Charakteristika jízdních cyklů	49
5.3.1	New European Driving Cycle – NEDC.....	49
5.3.2	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure -WLTP	50
5.4	Návrh metodického postupu pro měření emisí výfukových plynů a spotřeby paliva na válcové zkušebně.....	53
5.5	Vyhodnocení naměřených dat.....	58
5.5.1	Vyhodnocení spotřeby paliva	58
5.5.2	Vyhodnocení produkce emisí výfukových plynů.....	60
	Závěr.....	68
	Seznam literatury.....	70
	Seznam obrázků.....	73
	Seznam tabulek.....	75
	Seznam zkratk.....	76

Úvod

Prudký nárůst motorizace a s tím spojené frekvence automobilové dopravy zvyšuje fakt, že má automobilová doprava negativní vliv na kvalitu ovzduší a všeobecně na životní prostředí. K negativním důsledkům automobilové dopravy řadíme vliv na globální oteplování, tvorbu smogu, plyných emisí, emisí hluku a znečišťování krajiny. V dnešní době je spalovací motor, i přes nevýhodu spočívající v používání vyčerpatelných zdrojů fosilních paliv a zatěžování životního prostředí, nejpoužívanějším zdrojem pohonu automobilů. Vývoj automobilů se odvíjí od stále zpřísnujících se požadavků na toxicitu výfukových emisí, hluk a spotřebu paliva. Vzhledem k faktu, že existuje souvislost mezi spotřebou paliva a klimatickými podmínkami, alespoň z hlediska emisí oxidu uhličitého, není snižování spotřeby paliva důležité jen v souvislosti se snižující se zásobou přírodních zdrojů, ale i z hlediska ochrany globálního klimatu. Emisní normy přísně sledují složení výfukových plynů automobilů, tím se snaží minimalizovat negativní důsledky škodlivých látek dostávajících se do ovzduší. Vlivem neustále se navyšující výrobní produkce automobilů je nevyhnutelné tyto normy neustále regulovat. Emisní normy tak nutí výrobce automobilů po celém světě vyvíjet čím dál více sofistikovanější řešení konstrukce spalovacích motorů a výfukových soustav.

Jedním z konstrukčních řešení posledního desetiletí, alespoň u zážehových motorů, je jejich přeplňování. Důvodů, proč se přeplňování prosazuje, je více. Jedná se o parametry výkonové, momentové a s nimi spojený komfort jízdy, ale i parametry ekologické, tedy spotřeba paliva a emise výfukových plynů. Přeplňováním spalovacího motoru tedy dokážeme zvýšit jeho výkon, točivý moment a jízdní vlastnosti. Nebo při zachování stejného výkonu snížíme jeho objem, celkovou hmotnost vozidla a s tím spojenou spotřebu paliva.

Tato diplomová práce se věnuje v dnešní době velmi aktuálnímu tématu snižování produkce nebezpečných emisí výfukových plynů. Důraz je kladen především na vozidla s přeplňovaným spalovacím motorem. Rešeršní část práce je v úvodu zaměřena na způsoby přeplňování spalovacích motorů. Je zde uvedena historie přeplňování,

rozdělení přeplňování a princip funkce. V závěru kapitoly, věnované přeplňování, je uvedena podstata downsizingu. Druhá část rešerše se zaměřuje na emise výfukových plynů, kde je rozebrán jejich vliv na lidský organismus a životní prostředí, mechanismus jejich vzniku a možnosti, jak tyto emise redukovat z případě zážehových i vznětových motorů. V závěru rešeršní části se autor zabývá možnostmi, jak měřit produkci těchto emisí. V experimentální části práce se autor zabývá porovnáním nepřepřňovaného atmosférického motoru s motorem přeplňovaným. Srovnání je prováděno z hlediska produkce emisí výfukových plynů a spotřeby paliva v závislosti na jízdních cyklech NEDC a WLTC.

1. Přepřňování pístových spalovacích motorů

Výkon spalovacího motoru je závislý především na množství dodaného vzduchu a paliva, jenž je přivedeno do válce ke spálení. Všeobecně lze výkon spalovacího motoru zvýšit třemi základními způsoby. Zvětšením zdvihového objemu válců, zvětšením otáček motoru a přepřňováním. První dva způsoby jsou vzhledem ke konstrukčním a emisním parametrům velmi nevýhodné. Elegantním a jedním z nejpoužívanějších technických řešení je přepřňování spalovacího motoru. [1]

Na rozdíl od nepřepřňovaného (atmosférického) motoru, u kterého se zápalná směs dopravuje do válce pod tlakem, při otevření sacího ventilu a pohybu pístu směrem k dolní úvrati, je u přepřňovaného motoru válec nuceně plněn tlakem vyšším, než je tlak atmosférický. Základní ideou přepřňovaných motorů je tedy dostat do válce větší množství vzduchu a k tomu úměrné množství paliva. Platí tedy, že přepřňováním motoru lze buď zvýšit výkon nebo při stabilním výkonu zmenšit jeho rozměry. [1,2]

1.1 Způsoby přepřňování spalovacích motorů

Podle způsobu, jakým je docíleno přepřňování motoru, lze přepřňování rozdělit do čtyř základních skupin. [2]

- *Přepřňování turbodmychadlem*
- *Přepřňování mechanicky poháněným dmychadlem*
- *Přepřňování tlakovzdušným výměníkem Compres*
- *Dynamické plnění válců motoru*

Vzhledem k rozsahu daného tématu se v následující části práce budu zabírat především prvními dvěma ze zmiňovaných typů, které v současné době patří mezi nejpoužívanější způsoby přepřňování spalovacích motorů.

1.1.1 Přepřňování turbodmychadlem

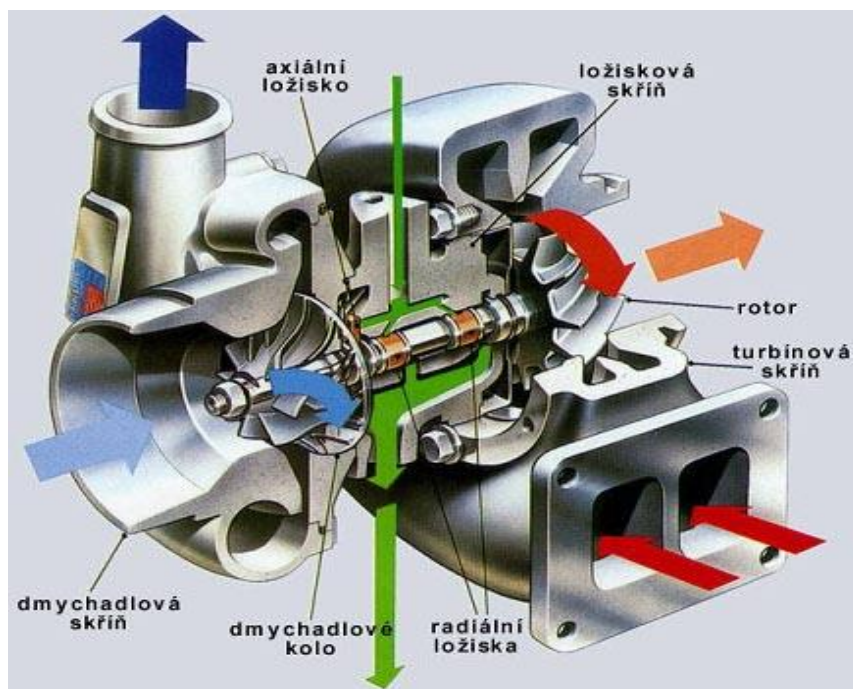
Historie turbodmychadla se píše již od roku 1901, kdy Švýcarský konstruktér Alfred Büchi navrhl první prototyp dmychadla. Dmychadlo, na které v roce 1905 dostal patent, bylo poháněno turbínou pracující s využitím energie výfukových plynů. Prvním velkým milníkem byl rok 1925, kdy se Büchi dostal do podvědomí světových konstruktérů demonstrací svého turbodmychadla na leteckém motoru. Tím dokázal navýšit jeho výkon přibližně o 40 %. Následně pak v roce 1932 Brown Boveri uvádí do provozu první linku sériově vyráběných turbodmychadel. Do této doby se jednalo o využití převážně u lodních a leteckých motorů. U osobních automobilů se turbodmychadlo dostalo do výroby až v roce 1978 u naftového motoru německého automobilového závodu Mercedes-Benz. Dřívější pokusy jiných výrobců končily technickým neúspěchem. [1,3,4]

V dnešní době je přepřňování turbodmychadlem jedním z nejpoužívanějších způsobů. Oproti mechanicky poháněným dmychadlům vykazují výhody v podobě nižší efektivní spotřeby paliva, a tedy i lepší ekonomičností provozu. Nelze opomenout i zástavbové rozměry a jednodušší konstrukci. [2]

Hlavní konstrukční části turbodmychadla (obr. 1) tvoří lopatkové turbínové kolo a lopatkové kolo dmychadla. Obě kola jsou uložena na společné hřídeli. V závislosti na druhu a režimu práce se rozsah otáček turbodmychadla pohybuje v rozmezí od 50 000 min^{-1} až 300 000 min^{-1} . Od těchto vysokých otáček se odvíjí i velmi náročné požadavky na výrobu, jakost povrchu, ale i mazání a vyvážení hřídele s lopatkovými koly. [5]

U přepřňovaných motorů s turbodmychadlem je vzduch plně nebo částečně stlačen ještě před vstupem do válce. U vozidlových motorů je lopatkové turbínové kolo poháněno výfukovými plyny. Následně pak toto kolo pohání dmychadlové kolo, jenž nasává čerstvý vzduch a dopravuje ho do válce motoru. Mezi dmychadlo a motor obvykle bývá umístěn chladič stlačeného vzduchu (tzv. intercooler). Ochlazením stlačeného vzduchu se zvyšuje plnicí účinnost motoru a odolnost vůči klepání. Snižuje se ale i obsah oxidů dusíku ve výfukových plynech. [1,2]

Obr.1 Konstrukce turbodmyhadla

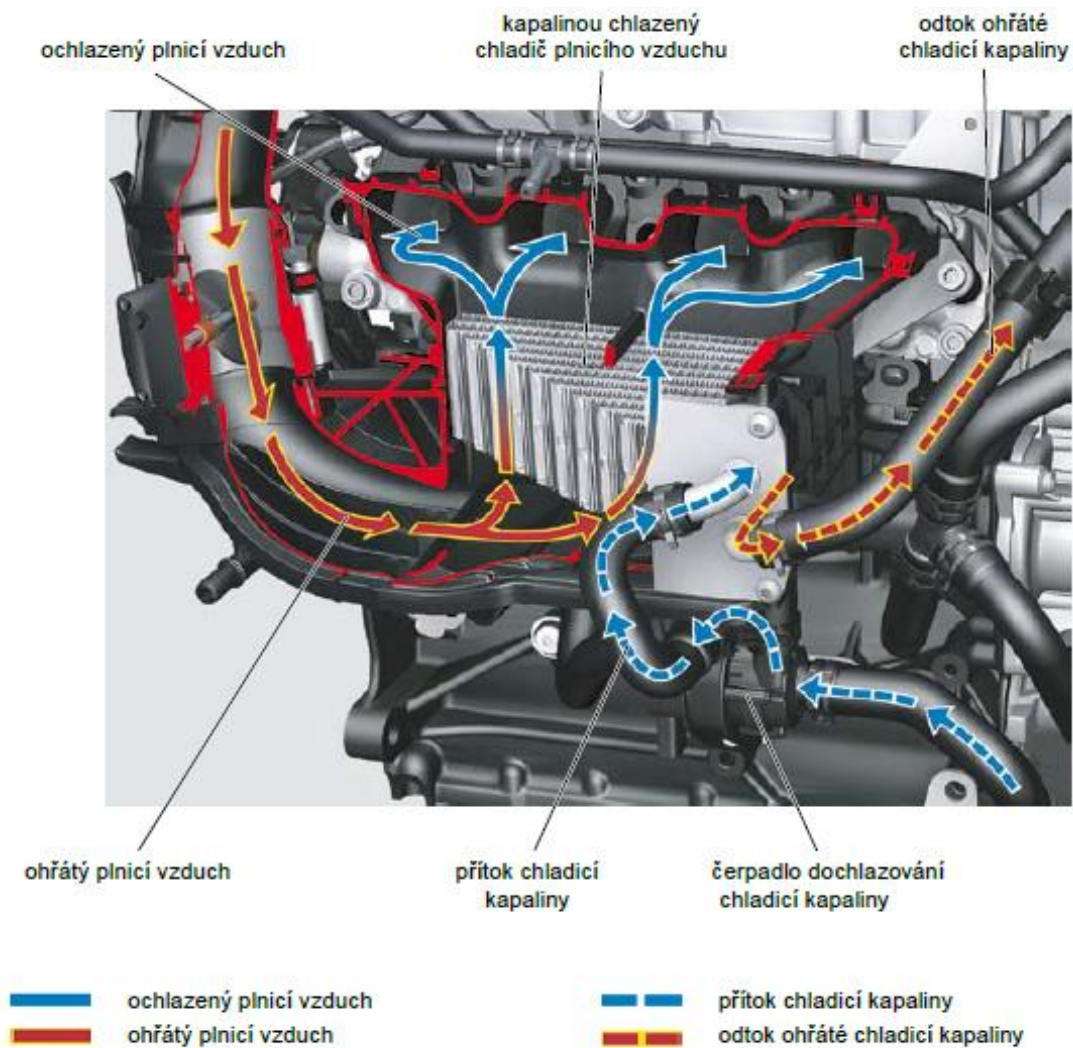


Zdroj: [1]

Princip činnosti turbodmyhadla je následující. Lopatkové turbínové kolo převádí energii výfukových plynů, jenž by bez užtku unikla výfukovým potrubím, na otáčivý pohyb. Tím pohání lopatkové kolo dmyhadla. Dmyhadlo nasává čerstvý vzduch a stlačený jej následně dodává do jednotlivých válců motoru, což umožňuje zvýšit dávku paliva a zvýšit tak i točivý moment a výkon motoru. [1,5]

V dmyhadle se vlivem stlačení vzduch zahřívá (zahřívá se také teplotou samotného turbodmyhadla). Teplota výfukových plynů za turbodmyhadlem může dosáhnout až 200 °C. S rostoucí teplotou vzduchu klesá jeho hustota, což nepříznivě ovlivňuje plnění válců motoru, a tím i jeho výkon. Proto je vhodné použít chladič plnicího vzduchu. Při snížení teploty plnicího vzduchu se dosáhne jednak jeho nižší hustoty, ale i nižší teploty pracovního oběhu motoru. Poklesne tak i tepelné namáhání funkčních částí spalovacího prostoru. V důsledku snížení teploty pracovního oběhu dojde i k poklesu teploty výfukových plynů. Dříve se používaly chladiče vzduchové, u nichž je vzduch ochlazován okolním proudícím vzduchem. V současnosti jsou běžnější konstrukce využívající chladící kapalinu (obr.2) [2,6]

Obr.2 Kapalinový chladič stlačeného plnicího vzduchu



Zdroj: [7]

1.1.1.1 Regulace plnicího tlaku

Mezi motorem a turbodmychadlem je pouze pneumatická vazba. Otáčky turbodmychadla a od nich odvíjející se tlak plnicího vzduchu, se reguluje samočinně, v závislosti na množství a tlaku spalin, resp. na zatížení motoru. Z tohoto důvodu by bylo ideální, aby se otáčky motoru měnily v provozu co nejméně. Z praktického

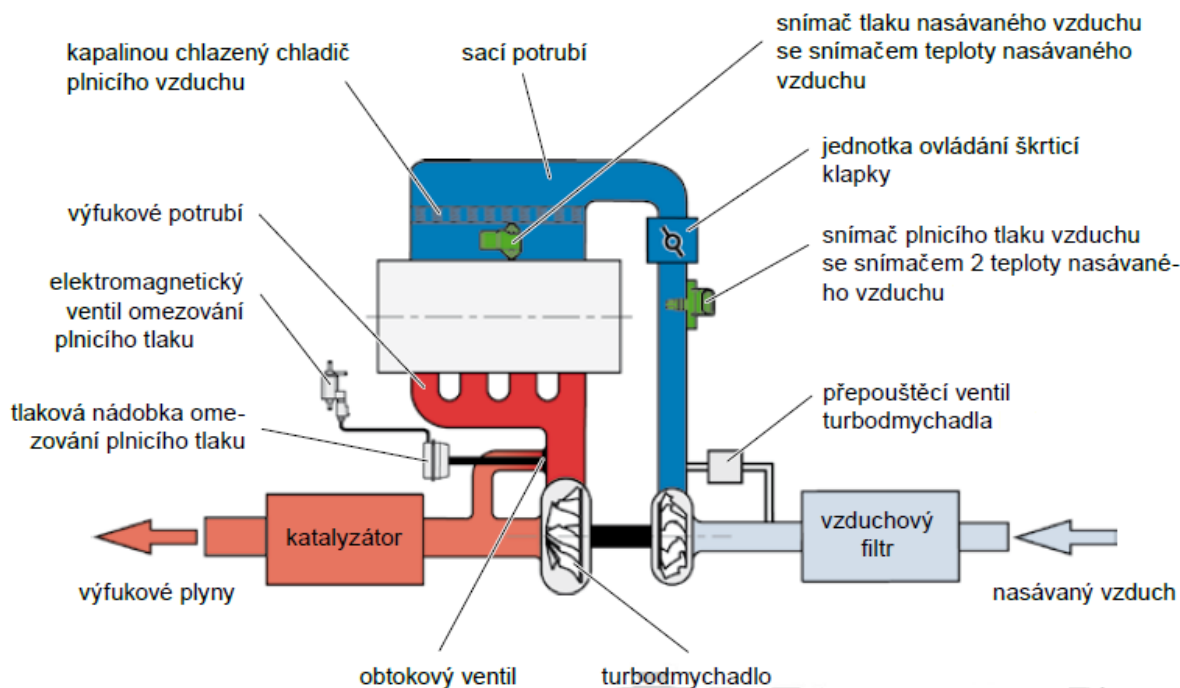
hlediska je zřejmé, že je tento požadavek u automobilových motorů nesplnitelný. Tento nedostatek se v reálném provozu projevuje takzvaným „turboefektem“, tedy opožděnou reakcí motoru na sešlápnutí akceleračního pedálu. Tato až jednosekundová prodleva je způsobena opožděným roztočením turbínového kola (resp. dmychadlového kola) zvýšeným množstvím výfukových plynů. [1,2]

Z pohledu nízké měrné spotřeby paliva je velikost turbodmyhadla dimenzována zpravidla tak, aby se docílilo efektu přeplňování již při středních otáčkách a malých rychlostech proudění výfukových plynů. Důsledkem tohoto konstrukčního návrhu vznikají při vysokých otáčkách motoru a velkém množství výfukových plynů jisté nedostatky. Plnicí tlaky dmyhadla jsou buď nepřipustně vysoké, nebo jsou nepřístupně vysoké jeho otáčky a mohlo by tak dojít k poškození motoru, nebo samotného dmyhadla. Z těchto důvodů je potřeba turbodmyhadla regulovat. Mezi nejrozšířenější regulace patří regulace pomocí obtokového regulačního ventilu a regulace změnou nastavení geometrie rozváděcích lopatek. [1,6]

Regulace pomocí obtokového regulačního ventilu plnicího tlaku

Jedná se o rozšířenou a konstrukčně velmi jednoduchou regulaci. Turbodmyhadlo je navrženo tak, aby vhánělo poměrně velké množství vzduchu již při nízkých otáčkách motoru. Po dosažení daného tlaku v plnicím potrubí se otevře obtokový regulační ventil tzv. „bypass“ a určitá část výfukových plynů je odvedena přímo do výfukového potrubí. Regulační ventil může být ovládán buď mechanickou vazbou nebo elektronicky (obr. 3). Tímto přemostěním se sníží účinnost dmyhadla. U zážehových motorů při deceleraci (uzavřené škrtkové klapce), působí na dmyhadlo velký protitlak. Z tohoto důvodu se v sací soustavě nachází obtokový ventil tzv. „wastegate“, řízený tlakem v sací soustavě, jenž přepouští tlak zpět do sání dmyhadla. [1,7]

Obr.3 Schématický přehled přepínání turbodmychadlem s elektromagneticky ovládaným ventilem plnicího tlaku (Zážehový motor 1,4 TSI)



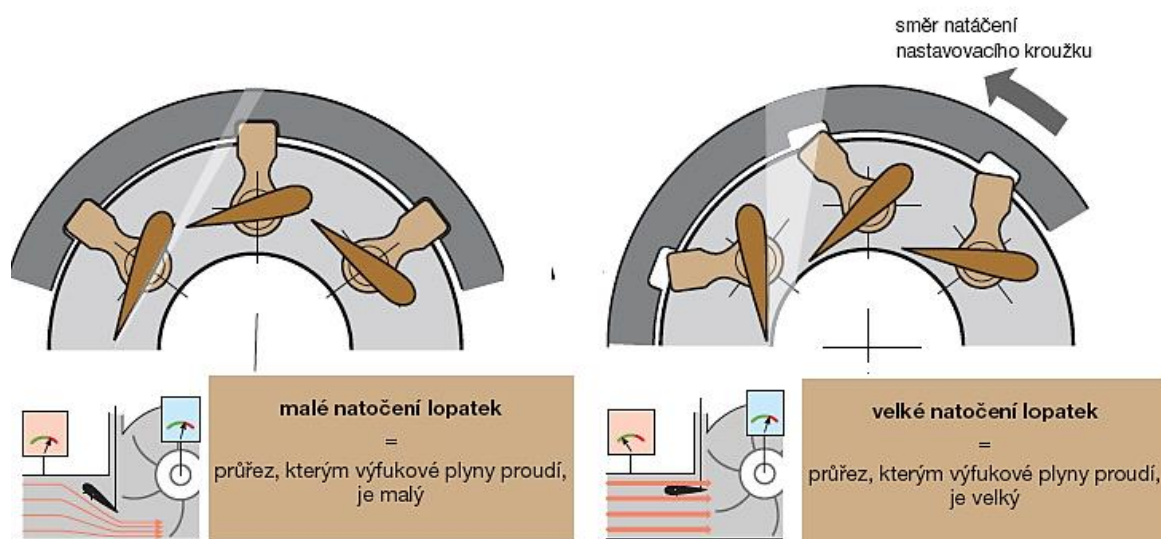
Zdroj: [7]

Regulace pomocí proměnného nastavení geometrie rozváděcích lopatek turbíny

V dnešní době se jedná o nejpoužívanější typ regulace. U tohoto typu je plnicí tlak regulován nastavitelnými rozváděcími lopatkami v turbíně. Pro regulaci plnicího tlaku se využívá skutečnosti, že konstantní objem plynu proudí v potrubí tím rychleji, čím má potrubí menší průřez. Na rozdíl od předchozí regulace pomocí regulačního ventilu prochází turbínou stále stejný objem plynu. Rozváděcí lopatky řídí proud výfukových plynů tak, že nezávisí na otáčkách motoru (resp. na okamžitém objemu výfukových plynů). Pohyb lopatek zabezpečuje podtlakový ventil. Tím je možné nastavit optimální plnicí tlak pro každý provozní stav motoru. Při nízkých otáčkách se pomocí nastavitelných rozváděcích lopatek zmenší průřez, kterým proudí výfukové plyny na lopatky turbíny. Výfukové plyny tak proudí rychleji, čímž se roztáčí turbínové kolo do vyšších otáček. Tímto způsobem je docíleno vysokého točivého momentu v dolním

rozsahu otáček. Naopak v horním rozsahu otáček, kdy plnicí tlak nesmí překročit mezní hodnoty, se rozváděcí lopatky nastaví tak, že se vstupní průřez natočí do takové míry, aby proud výfukových plynů otáčel turbínovým kolem rychlostí potřebnou pro zachování výkonu turbodmychadla, a přitom nebyl překročen maximální dovolený plnicí tlak. [1,2,6]

Obr.4 Princip regulace pomocí proměnného nastavení geometrie rozváděcích lopatek turbíny



Zdroj: [1]

1.1.2 Mechanicky poháněná dmychadla

Historie mechanicky poháněných dmychadel sahá mnohem hlouběji než u samotných turbodmychadel. Konstrukcí dmychadel se zabýval již samotný Leonardo da Vinci. Prvně byla tato dmychadla používána pro dopravu vzduchu v průmyslových budovách. Jejich záměr použití pro zvyšování výkonu u spalovacích motorů přišel až v průběhu druhé světové války u leteckých a lodních motorů. V dnešní době nejpoužívanější, Rootsovo dmychadlo, se v roce 1700 podařilo zkonstruovat německému inženýrovi Pappenheimovi. Toto dmychadlo původně sloužilo pro odvětrání a ventilaci těžebních šachet. Tuto myšlenku pak v roce 1867 rozvedli a zdokonalili bratři Rootsovi. První patent na mechanicky poháněné dmychadlo získal v roce 1902 Louis Renault. V roce 1907 pak americký konstruktér Lee Chadwick

zakomponoval rotační lopatkové dmyhadlo do závodního motoru. Následně pak v roce 1921 sjíždí z linky první sériově vyráběný sportovní automobil, přeplňovaný dmyhadlem Roots, Deimler - Benz s modelovým označením 28/95 PS. [3,4]

Jak už napovídá název, jedná se o dmyhadla, která jsou poháněna motorem pomocí převodového ústrojí, nejčastěji za pomoci ozubených kol nebo řemenu. Na rozdíl od turbodmychadel zajišťují lineární přírůstek výkonu a velký točivý moment již při nízkých otáčkách motoru. Jelikož se jedná o čistě mechanickou vazbu spojení mezi dmyhadlem a motorem, nenastává zde prodleva reakce motoru při sešlápnutí akceleračního pedálu. Na druhou stranu vznikají určité ztráty odběrem výkonu motoru, který je pro pohon dmyhadla potřebný. [1,2]

Mechanicky poháněna dmyhadla existují v různém provedení:

- *Rootsovo dmyhadlo*
- *Lysholmovo dmyhadlo*
- *G-dmyhadlo*

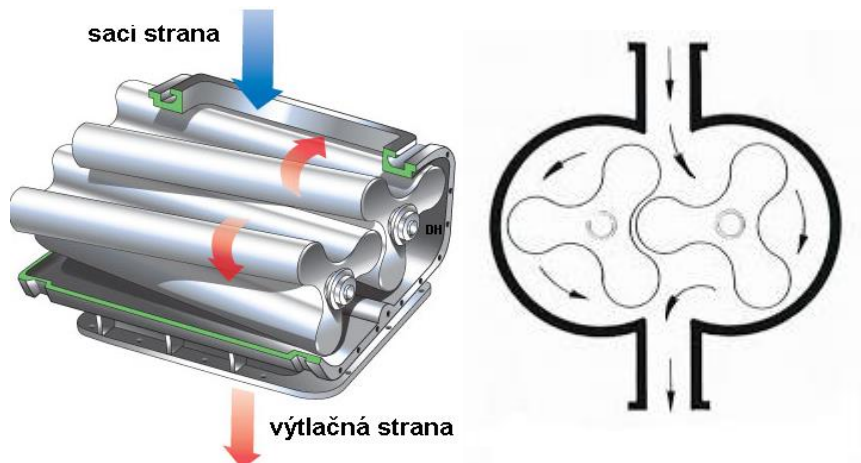
1.1.2.1 Rootsovo dmyhadlo

Rootsovo dmyhadlo, označované i jako zubové, se skládá ze dvou protisměrně otáčejících se třílaločných rotorů s úhlem stoupání 60° (obr. 5). Protisměrné synchronizace otáčení rotorů je docíleno pomocí páru ozubených kol. Tyto rotory jsou potaženy tenkou vrstvou speciálního plastu, která přispívá ke zvýšení účinnosti dmyhadla. Otáčky rotorů mohou dosáhnout až $12\,000\text{ min}^{-1}$. Během rotace se rotory vzájemně nedotýkají. Ke stlačení plynu nedochází v pracovním prostoru dmyhadla, ale až při výtlačku v sacím potrubí. [1,10]

V porovnání s turbodmychadly, jak už bylo zmíněno, je velkou výhodou okamžitá reakce na sešlápnutí akceleračního pedálu. Rootsovo dmyhadlo má lineární plnicí charakteristiku, pomáhá tak zvýšit točivý moment již od nízkých otáček motoru. Problémy těchto dmychadel spočívají ve vyšší produkci tepla a v charakteristickém bzučivém hluku, jenž způsobují pulzace stlačeného vzduchu. [10]

Do příchodu turbodmyhadla se jednalo o nejčastější způsob, jak zvýšit plnicí tlak v sání. V současnosti se o jeho vývoj stará americká společnost Eaton, která vyrábí již šestou generaci těchto dmychadel. K vidění jsou například u vozů Audi 3.0 V6 TFSI. [10]

Obr.5 Průhledná kresba Rootsova dmyhadla



Zdroj: [1,9]

1.1.2.2 Lysholmovo dmyhadlo

Lysholmovo mechanické dmyhadlo (obr. 6), nazývané i jako šroubové dmyhadlo, se svojí podstatou velmi podobá Rootsovu, avšak je tu zásadní konstrukční rozdíl. Vzduch se nestlačuje pomocí lopatkových kol, ale prostřednictvím dvou šroubovic. Rotory se otáčejí ve společné skříni a jejich otáčky jsou synchronizovány pomocí ozubeného soukolí, podobně jako v předchozím případě. Možnost jejich použití je široká. Lze je aplikovat pro přeplňování jak dvoudobých motorů se souproutým vyplachováním, tak i motorů čtyřdobých. [12]

Ve srovnání s Rootsovým dmyhadlem může mít Lysholmovo šroubové dmyhadlo vyšší otáčky, dosahuje většího stlačení plnicího vzduchu a má také vyšší účinnost. Mezi další přednosti patří i menší hlučnost. Jako nevýhodu lze uvést například náročnost na výrobu a citlivost na vůle mezi rotory šroubovic. Z těchto důvodů je méně používané než dmyhadlo Rootsovo. [12]

Obr.6 Lysholmovo dmychadlo



Zdroj: [11]

1.1.2.3 G-dmychadlo

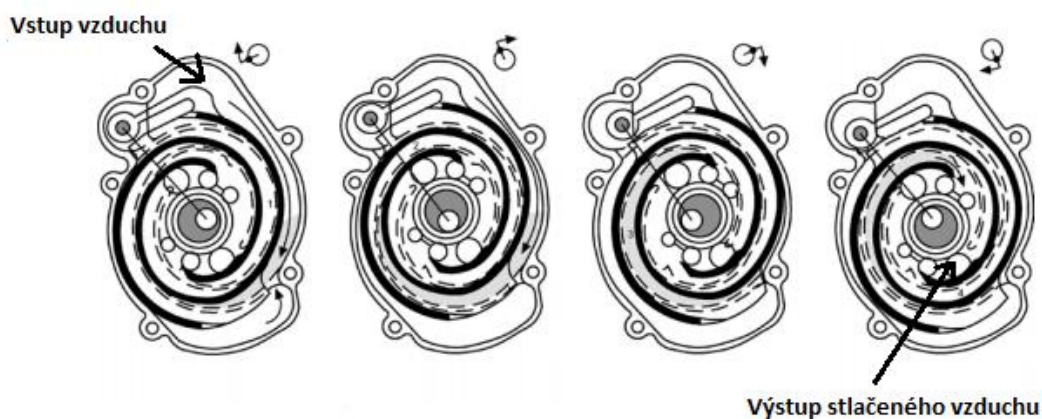
Spirálové neboli G-dmychadlo, používal ve svých zážehových motorech automobilový závod Volkswagen. Dával mu tak přednost před jinými systémy, jako je např. výfukové turbodmychadlo, protože v oblasti nízkých a středních otáček spirálové dmychadlo vykazuje o 30% až 50% větší točivý moment. [8,12]

Toto dmychadlo pracuje na principu dvou excentricky uložených spirál, které se po sobě odvalují a tlačí tak vzduch ze sacích otvorů, na okraji skříně dmychadla, do výstupních otvorů, umístěných v ose dmychadla. Princip funkce je zřejmý z obr. 7. Uvnitř dvojdielné skříně vznikají čtyři pracovní prostory, oddělené spirálovými přepážkami. Ve stejné části skříně krouží výtlačný díl dmychadla, který je také osazen spirálovými přepážkami. Jeho pohyb vyvolává výstředníkový mechanismus, poháněný klínovým řemenem od klikové hřídele motoru. [8,12]

Výhodou těchto dmychadel je nízký moment setrvačnosti, který představuje asi jednu desetinu až jednu dvacetinu momentu dmychadel s rotačními písty. Dochází

zde k rychlým změnám plnicího tlaku. Rotory nejsou ofukovány zplodinami hoření a nedochází tak k tepelnému a erozivnímu opotřebení lopatek. Jako nevýhody lze uvést např. vysoké výrobní náklady a náročnost výroby. Problematické je i utěsnění prostoru mezi spirálami a skříní. [12]

Obr.7 Princip činnosti spirálového dmyhadla



Zdroj: [12]

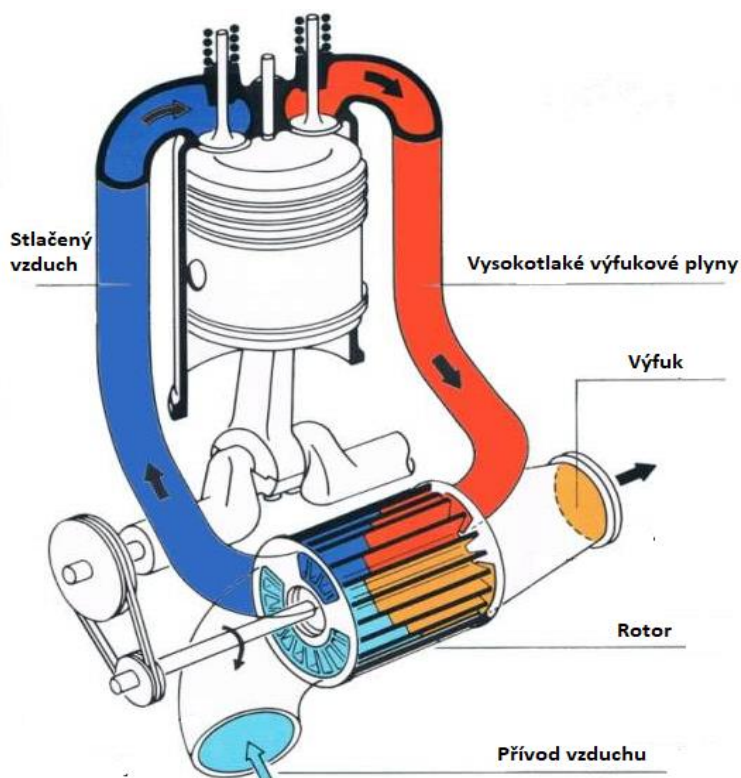
1.1.3 Přepřívání tlakovzdušným výměníkem Comprex

V osmdesátých letech minulého století přišla na trh firma Brown Boveri s tlakovzdušným výměníkem Comprex (obr. 8), který využívá tlakovou energii výfukových plynů přímo ke zvýšení plnicího tlaku v sacím potrubí. Comprex funguje na principu odrazu takových vln v potrubí, kdy se podtlaková i přetlaková vlna na otevřeném konci změní na vlnu opačného typu a na uzavřeném konci potom dosáhne dvojnásobné amplitudy. [12,13]

Rotor tohoto výměníku tvoří rovnoběžné lichoběžníkové komory, které jsou na koncích otevřené. Vzduchové komory ústí na jedné a plynové komory na druhé straně pláště rotoru. Pro stlačení plnicího vzduchu se využívá tlak výfukových plynů, které působí na vzduch v komorách, oddělených lopatkami rotoru. Rotor výměníku je poháněn ozubeným řemenem od klikové hřídele. K jeho pohonu je potřeba dodávat

další energii, a to takovou, aby se překonaly ventilační ztráty a ztráty v ložiskách. Na každé straně výměníku jsou dva otvory, nízkotlaký a vysokotlaký. Celý proces začíná naplněním kanálků vzduchem skrze nízkotlaký otvor. Rotací se kanálky dostanou k vysokotlakému otvoru na výfukové straně, to se projeví vznikem tlakové vlny. Tato tlaková vlna vytlačuje vzduch sacím vysokotlakým otvorem dále do sacího potrubí. Po dalším natočení rotoru se směs vzduchu a výfukových plynů, která v kanálkách zůstala, dostává ven nízkotlakým otvorem, čímž dochází ke vzniku další tlakové vlny. Tato vlna vytváří v kanálkách podtlak a v ideálním případě dorazí na druhý konec kanálků v čase, kdy se znovu zpřístupní nízkotlaký otvor na sací straně. Po vypláchnutí kanálků se celý proces opakuje. [12,13]

Obr.8 Princip činnosti výměníku Complex



Zdroj: [13]

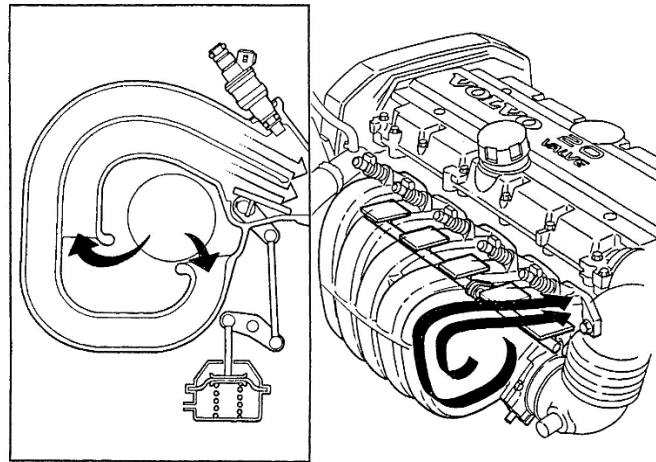
Pro dosažení požadované efektivity tohoto systému je největším problémem správné ovládní výměníku. Tlakové vlny se pohybují v prostředí rychlostí zvuku, která se nemění s otáčkami motoru, nýbrž s teplotou plynů. Další velkou nevýhodou jsou zástavbové rozměry a hmotnost. Obdobně jako u Rootsova dmychadla jsou i zde problémy s hlučností. K výhodám tohoto systému patří především vysoký plnicí tlak již při dolním rozsahu otáček motoru a krátký reakční čas při změně zatížení, jelikož výměna energie mezi výfukovými plyny a plnicím vzduchem probíhá rychlostí zvuku. [2,12]

1.1.4 Dynamické plnění válců motoru

Plyny, proudící v sacím potrubí, mají určitou pohybovou energii. V okamžiku, kdy dojde k otevření sacího ventilu, dochází k vyvolání zpětné tlakové vlny (podtlakové). Ta se pohybuje v opačném směru než proud plynů v sacím potrubí. Dochází tak k urychlení plynu proudícího do válce motoru. Tato tlaková vlna se šíří prostředím rychlostí zvuku a pohybuje se s proudem plynů, dokud nenarazí na klidové prostředí na konci sacího potrubí, kde se odrazí a jako přetlaková se pohybuje zpět směrem k sacímu ventilu. Jakmile tato vlna dorazí k sacímu ventilu, těsně před jeho uzavřením, dochází k lepšímu plnění válce, a tím i k přeplnění jeho pracovního prostoru. [2,12]

Každý válec má samostatné sací potrubí potřebné délky. Rozkmitání sloupce proudícího plynu je vyvolané pohybem pístu. Hlavním aspektem pro to, aby docházelo k přeplňování, je délka sacího potrubí. Důležité je i vhodné časování ventilů. V oblasti nižších otáček je výhodné volit delší potrubí menšího průměru a v oblasti vyšších otáček krátké potrubí vyššího průměru. Z tohoto důvodu se využívá sací potrubí s proměnlivou délkou (obr. 9). Délka potrubí se mění v závislosti na otevření klapky nebo rotačních posuvníků. [2,12]

Obr.9 Proměnlivá délka sacího potrubí



Zdroj: [14]

1.2 Downsizing

Při prvotní aplikaci přeplňování byl brán v úvahu především výkon motoru a kroutící moment, bez ohledu na emise škodlivin a s nimi spojenou kvalitu ovzduší. Postupem času, s neustále se navyšujícími požadavky pro plnění předepsaných euro limitů, se začala aplikovat filozofie „downsizingu“ (tzv. zmenšování motoru) - budoucnosti přeplňování. Hlavní ideou je snížení spotřeby paliva, snížení produkce škodlivých plynů a zmenšení vysoko objemových (atmosférických) motorů. Downsizing tak aktuálně udává trendy ve vývoji a konstrukci téměř veškerých automobilových závodů po celém světě. [15,16]

Tato konstrukční opatření v současné době zasahují výhradně zážehové motory, kvůli redukci emisí oxidu uhličitého. U vznětových motorů tato revoluce již proběhla, nedocházelo však ke snižování objemů motoru. Použitím přeplňování u naftového motoru výrazně stoupla jeho efektivita, výkon, a tím i možnost uplatnění u osobních automobilů. [15,16]

Aplikací přeplňování, přímého vstřikování a variabilního časování ventilů u zážehových motorů, lze výrazným způsobem zmenšit objem motoru a spotřebu paliva při zachování stejných hodnot výkonu jako u velkoobjemových motorů. Aplikací přeplňování se maximální výkon, a především točivý moment, posouvá do nižších pracovních otáček motoru. Menšími rozměry motoru se snižuje jeho hmotnost, což má za následek i snížení třecích a setrvačných odporů. Menší hmotnost motoru se odrazí i na konstrukci karoserie a celkově na ovladatelnosti vozu. [15,16]

2. Emise spalovacích motorů

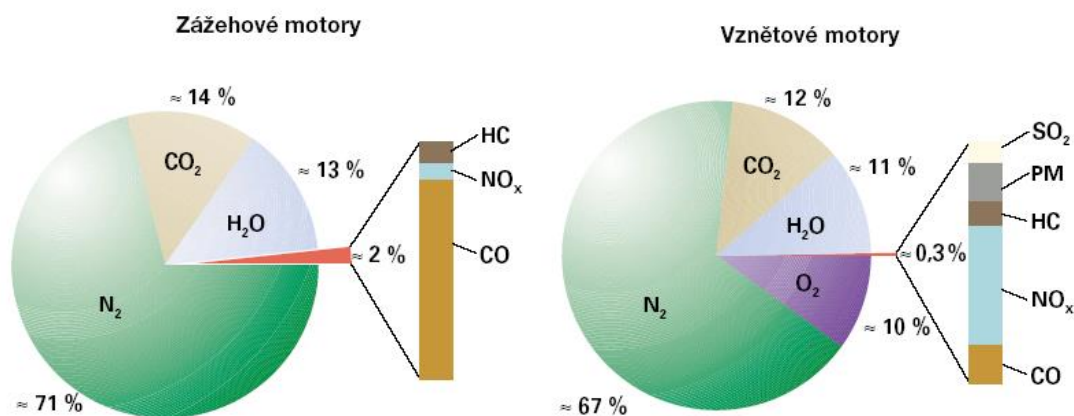
Vývoj spalovacího motoru byl v minulosti soustředěný především na provozní vlastnosti a spolehlivost. Zatímco na negativní účinky spalovacího motoru, především enviromentálního charakteru, nebyl kladen důraz žádný. Snaha eliminovat nepříznivé dopady automobilů na životní prostředí a člověka, se v posledních deseti letech stala velice aktuální. Provozním produktem dopravních prostředků jsou emise. Hlavní zdroj tvorby emisí se připisuje vozidlům, která jsou poháněna spalovacím motorem. Jedná se především o motory spalující uhlovodíková paliva. Samotné emise se velmi často připisují především výfukovým plynům. Emise lze však rozdělit do vícero skupin. Mezi plynné emise patří výfukové plyny, jejichž složení se odvíjí od složení použitého paliva, typu motoru a jeho provozních podmínek. Dále sem můžeme zařadit i palivové výpary, vznikající při tankování paliva. Emise se ale tvoří i z hluku, například vlivem odvalujících se pneumatik a provozem motoru. Do této skupiny lze zařadit i aerodynamický hluk karoserie. Dále se v této kapitole budu zabývat prvně zmíněným plynným emisím. [2,17]

V průběhu spalování směsi paliva se vzduchem, dochází k vzájemným reakcím jednotlivých složek za vysokých tlaků a teplot. Vlivem těchto reakcí dochází k tvorbě složek ve veškerých skupenstvích, vystupujících ze spalovacího prostoru. Některé složky reagují a vznikají až při průchodu výfukovým potrubím. Na průběh spalování mají zásadní vliv tepelné, tvarové a vířivé vlastnosti spalovacího prostoru. Především pak způsob a kvalita vstříkovaného paliva. [17]

Spalováním uhlovodíkových paliv vzniká oxid uhličitý, podmínkou je dokonalá oxidace. Nedokonalou oxidací dochází navíc k produkci oxidu uhelnatého (CO) a vodíku (H₂). U vznětových motorů se objevuje ve výfukových plynech i kyslík (O₂), jelikož vznětový motor pracuje s přebytkem vzduchu. U zážehových motorů se kyslík ve výfukových plynech vyskytuje při nasávané chudé směsi. Největší procentuální zastoupení ve výfukových plynech má dusík (N₂). Ve spalovacím prostoru pak při vysokých teplotách vznikají důsledkem oxidace vzdušného dusíku oxidy dusíku (NO_x). Ty jsou nejvíce zastoupené oxidem dusnatým (NO), v menším množství potom oxidem

dusičitým (NO_2) a oxidem dusným (N_2O). V důsledku zpomalených chemických reakcí, vznikajících vlivem studených stěn válců, vznikají nespálené uhlovodíky (HC). Mezi škodlivé emise řadíme i oxid siřičitý (SO_2), jenž vzniká při spalování paliv s příměsí síry. Při spalování těžko odpařitelných paliv vzniká u vznětových motorů pevný uhlík tzv. saze. S výfukovými plyny tak odchází z motoru malé množství pevných částí (PM), zastupující například vysoko molekulové produkty tepelného poklesu mazacího oleje, prach, popel a částičky rzi. Z ekologického hlediska představují největší nebezpečí nespálené uhlovodíky a oxidy dusíku. Tyto složky se spolu s geomorfologickými a klimatickými faktory, za působení slunečního záření, účastní procesu tvorby fotochemického smogu a narušují ozónovou vrstvu. V globálním aspektu jsou podstatné i emise oxidu uhličitého (CO_2), který způsobuje skleníkový efekt a ovlivňuje globální oteplování planety. Z těchto důvodů je nezbytné tyto plyny sledovat a snažit se o jejich redukcii. [2,17]

Obr.10 Složení výfukových plynů



Zdroj: [2]

2.1 Popis emisí spalovacích motorů a mechanismus jejich vzniku

2.1.1 Oxid uhelnatý CO

Oxid uhelnatý je bezbarvý, velmi škodlivý a jedovatý plyn. V krvi se váže na červené krvinky, a tím brání jejich základnímu úkolu, kterým je doprava kyslíku z plic do ostatních životně důležitých orgánů v lidském těle. Již velmi malá koncentrace ve vzduchu, kolem pěti desetin objemového procenta, jenž vdechujeme, může vést během třiceti minut ke smrti. Výfukové plyny jsou těžší než vzduch, velké nebezpečí tak hrozí především u země a v montážních jámách. [17]

Oxid uhelnatý vzniká spalováním bohaté směsi ($\lambda < 1$). V důsledku nedostatečného množství kyslíku tak v bohaté směsi dochází k nedokonalému spalování uhlíku, který je obsažen v palivu, na oxid uhelnatý. Koncentrace oxidu uhelnatého u vznětových motorů jsou minimální. Oxid uhelnatý zde oxiduje na oxid uhličitý. [2,17]

2.1.2 Oxid uhličitý CO₂

Tento plyn se v posledním desetiletí stal synonymem ekologičnosti motorových vozidel, ačkoliv se doprava na jeho produkci podílí daleko menší mírou než energetika a průmysl všeobecně. Jedná se o bezbarvý nejedovatý plyn. Rostliny ho za pomoci slunečního záření využívají k přeměně na uhlík a kyslík. Jak už bylo psáno výše, nejčastěji je spojován s globálním oteplováním. Stoupající obsah oxidu uhličitého v atmosféře totiž způsobuje skleníkový efekt a přispívá tak k zvyšování teploty naší planety. [17]

Jeho vznik je podmíněn dokonalým spálením (oxidací) uhlíku, obsaženém v palivu, prostřednictvím kyslíku, který je součástí nasávaného vzduchu. Naměřená hodnota oxidu uhličitého může sloužit jako ukazatel kvality spalování. Čím větší je jeho hodnota, tím je spalování dokonalejší a klesají tak hodnoty oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků. [2,17]

2.1.3 Oxidy dusíku NO_x

Za oxidy dusíku označujeme směsi oxidu dusnatého a oxidu dusičitého. Samotný oxid dusnatý je pro člověka prakticky neškodný. Avšak při delším pobytu tohoto plynu v atmosféře, oxiduje na oxid dusičitý, jehož nebezpečí je pro lidský organismus podstatně větší. Jedná se o ostře páchnoucí červenohnědý jedovatý plyn. Při jeho vdechování se na stěnách sliznice tvoří kyselina dusičná (HNO_3), což se projevuje zúžením dýchacích cest a s tím spojené dušení a kašláni. Oxidy dusíku se společně s uhlovodíky podílejí na tvorbě smogu. [2]

Chemické sloučeniny oxidů dusíku tvoří dusík a kyslík. Ve spalovacím prostoru vznikají za podmínek vysokých teplot a tlaků. Čím větší je teplota a tlak ve spalovacím prostoru motoru, tím více se tvoří oxidu dusnatého. Ten se pak slučuje se vzdušným kyslíkem a vzniká oxid dusičitý. Podmínkou pro jejich tvorbu je tedy vysoká teplota a dostatek kyslíku. Nejvyšších teplot se dosahuje v oblasti mírně bohatých směsí. Největší koncentrace oxidů dusíku je v oblasti součinitele přebytku vzduchu $\lambda = 1,05 - 1,1$. [2,17]

2.1.4 Uhlovodíky HC

Ve výfukových plynech se vyskytují jednak nespálené uhlovodíky (HC) a uhlovodíky jako produkt nedokonalého spalování zápalné směsi. Mezi nespálené uhlovodíky řadíme:

Parafiny – látky, které nemají prakticky žádný zápach, slabě dráždí pokožku a působí narkoticky.

Olefiny, acetyleny – tyto látky mají výrazně nasládlou chuť a podílejí se na tvorbě smogu.

Aromatické uhlovodíky – mají svůj charakteristický zápach, narkotický účinek a jsou známé jako jedy s rakovinotvorným účinkem.

Mezi částečně spálené uhlovodíky patří např. aldehydy a ketony. Tyto látky i v malých koncentracích dráždí oči a nosní dutiny, lze je poznat podle jejich charakteristického zápachu. [17]

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, nespálené uhlovodíky vznikají vlivem studených stěn válců, které zpomalují oxidační reakce. Velký podíl na jejich tvorbě má teplotní režim motoru, konstrukce spalovacího prostoru a tvar pístu. Množství nespálených uhlovodíků narůstá se zmenšujícím se součinitelem přebytku vzduchu. Optimální směšovací poměr z hlediska nespálených uhlovodíků je $\lambda = 1,1 - 1,2$. Nižší i vyšší součinitel přebytku vzduchu vede k zvyšování koncentrací HC. [2,17]

2.1.5 Pevné částice

Pevné částice (saze) vznikají především u vznětových motorů. Většina těchto částic nedosahuje průměru ani jedné tisícinu milimetru. Převážnou většinu z nich tvoří sloučeniny uhlíku (primární a organický), malé množství sulfátu, dusíku a další neidentifikovatelné složky. Tyto částice jsou karcinogenní, a pokud se dostanou hluboko do plic, mohou zde způsobit zánět a histopatologické změny. V podmínkách, vyskytujících se při spalování, mohou obsahovat i atomy síry a dusíku, které zvyšují jejich karcinogenitu. [2,17]

Emise pevných částic, resp. primární uhlík, vzniká především při plném zatížení motoru v důsledku krakování (štěpení uhlovodíkových řetězců), vysokých teplot spalování a místního nedostatku vzduchu. Jsou tedy závislé především na rozprášení paliva a celkovém množství vzduchu. S rostoucím množstvím vzduchu se emise těchto částic snižují. [2,17]

2.1.6 Oxid siřičitý SO₂

Oxid siřičitý vzniká slučováním síry s kyslíkem obsaženým v nasávaném vzduchu. Síra je obsažena v palivu, přičemž limitní hodnoty jsou vyšší u motorové nafty než u benzínu. Sloučením oxidu siřičitého s vodou vznikají siřené kyseliny, jenž zapříčiňují tzv. „kyselé deště“ a škodí tak životnímu prostředí. V globálním měřítku je jejich produkce zanedbatelná. [17]

2.2 Způsoby snižování emisí spalovacích motorů

Podstatného snížení obsahu nebezpečných škodlivin můžeme dosáhnout prostřednictvím použití vhodného paliva, vhodnými konstrukčními úpravami na motoru, případně dodatečnou úpravou výfukových plynů. Tyto opatření jsou z hlediska zážehových a vznětových motorů rozdílné. Všeobecně je můžeme rozdělit do následujících bodů: [2]

- *Opatření před motorem (ovlivnění směšovacího poměru a tvorba směsi)*
- *Opatření u motoru*
- *Opatření za motorem (dodatečná redukce škodlivin)*

2.2.1 Způsoby snižování emisí zážehových motorů

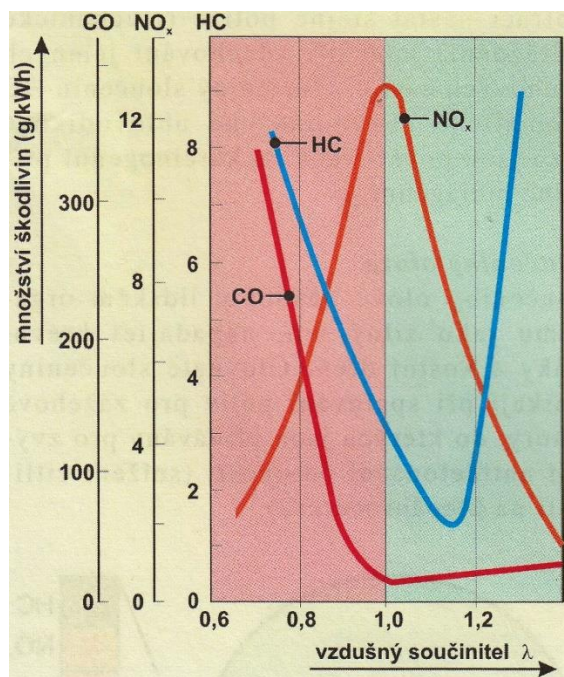
2.2.1.1 Opatření před motorem

Volba směšovacího poměru

Podíl jednotlivých látek ve výfukových plynech zážehových motorů silně závisí na složení zápalné směsi, které je vyjádřené vzdušným součinitelem přebytku vzduchu λ (obr.11). Teoretickému složení zápalné směsi odpovídá hodnota $\lambda = 1$. Zážehový motor dosahuje svého nejvyššího výkonu v oblasti mírně bohatých směsí ($\lambda = 0,95 - 0,9$). Naopak u přibližně 10 % přebytku vzduchu dosahuje nejnižších hodnot měrné spotřeby paliva. V těchto oblastech je logicky i nižší výkon motoru. Při tomto složení zápalné směsi je velmi malý podíl CO a HC, avšak množství NO_x je velmi vysoké. Obsah CO narůstá téměř lineárně s rostoucím nedostatkem vzduchu. Nejnižší obsah HC ve výfukových plynech se dosahuje při zápalné směsi odpovídající $\lambda = 1,10$ až $1,15$ (oblast chudé směsi). Je-li směs bohatší, podíl HC stoupá. Ke skokovému nárůstu HC dochází v oblastech, kdy je $\lambda = 1,25$ a více, v této oblasti už začíná docházet k vynechávání zapalování. Protikladem tvorby HC jsou oxidy dusíku NO_x . Největší obsah NO_x leží v oblastech mírně chudé směsi ($\lambda = 1,05$). Při dalším ochuzení směsi dochází ke snížení teploty ve spalovacím prostoru, čímž se sníží i předpoklady k tvorbě

NO_x. Nutno podotknout, že pro dosažení co nejlepších výsledků je zásadní dokonalé rozprášení a promíchání optimálního množství paliva se vzduchem. [2,17]

Obr.11 Průběh emisí škodlivin ve výfukových plynech zážehového motoru v závislosti na složení zápalné směsi



Zdroj: [17]

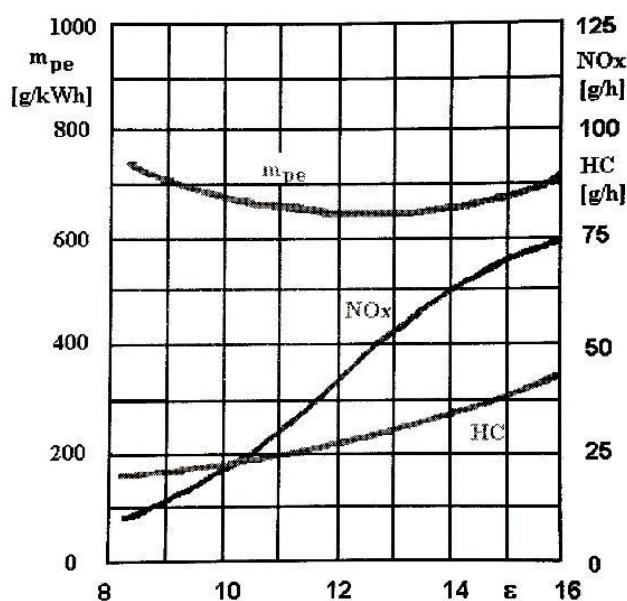
2.2.1.2 Opatření u motoru

Volba kompresního poměru

Kompresní poměr lze charakterizovat jako poměr celého pracovního objemu válce k objemu spalovacího prostoru. Jedná se tedy o poměr objemu směsi nasáté k objemu směsi stlačené. Z obecného hlediska lze říci, že s rostoucím kompresním poměrem u zážehových motorů roste i účinnost spalování. Teoreticky by tak motory s větším kompresním poměrem měly vykazovat větší hodnoty výkonu při současně nižší spotřebě paliva. Kdybychom se na to podívali z hlediska emisí, tak s rostoucím

kompresním poměrem stoupá teplota hoření, což nepříznivě ovlivňuje produkci NO_x (viz obr. 12). [18]

Obr.12 Závislost měrné spotřeby paliva m_{pe} , HC a NO_x na velikosti kompresního poměru



Zdroj:[2]

Předstih zážehu

Předstih zážehu slouží jako ukazatel, v jaké poloze se nachází klikový mechanismus před horní úvratí v okamžiku, kdy zapalovací svíčka produkuje jiskru. Má důležitý vliv na velikost tlaku, vznikajícího ve spalovacím prostoru válce motoru, a tedy i výkonové parametry motoru. Se zmenšujícím se úhlem předstihu klesá maximální teplota spalování a roste teplota výfukových plynů, což vede ke snížení produkce NO_x a HC. Vznik emisí uhlovodíků je navíc ovlivněn zapalovací energií (sílou jiskry). Se zvyšováním zapalovací energie se snižuje i riziko, že nedojde k zažehnutí směsi paliva se vzduchem. Obecným předpokladem pro regulaci předstihu zážehu je nalézt pro každý provozní stav motoru kompromis mezi odebíraným točivým momentem, spotřebou paliva a škodlivými emisemi. [19]

Recirkulace výfukových plynů

Velmi účinnou metodou, jak snížit emise oxidů dusíku u zážehových motorů, je recirkulace výfukových spalin. Jedná se o zpětné vedení části výfukových plynů do sání a následně i do spalovacího prostoru. Tyto výfukové plyny jsou prakticky bez kyslíku a chovají se tak jako tzv. interní plyny. Nezúčastňují se tedy spalovacího procesu. Se snižujícím se podílem kyslíku v nasávaném vzduchu a také díky poměrně dobré schopnosti výfukových plynů pohlcovat teplo, dochází ke snížení špičkové teploty ve spalovacím prostoru. To je hlavní předpoklad pro redukci tvorby oxidů dusíku. Recirkulaci je možné rozdělit na vnitřní a vnější. [20]

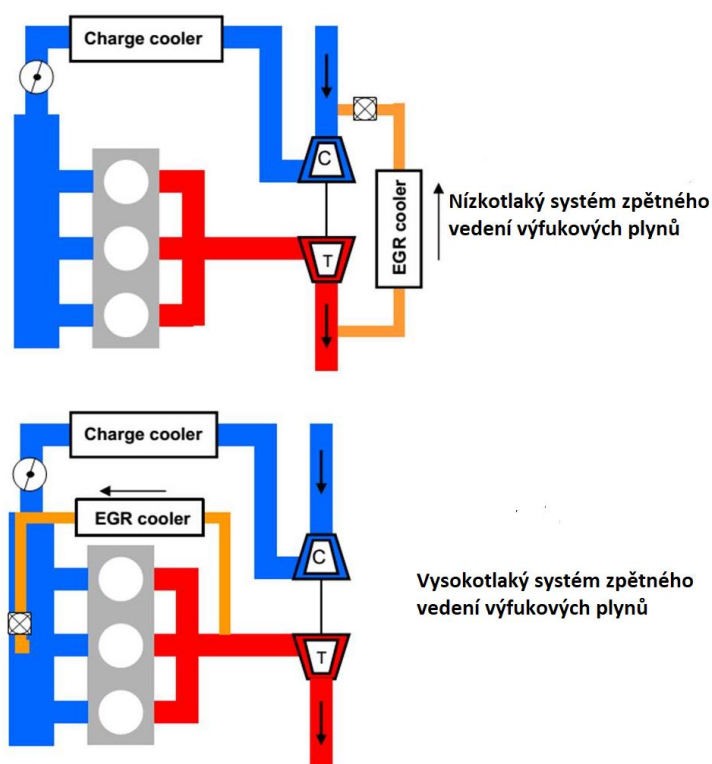
První ze zmiňovaných je recirkulace vnitřní. Tato metoda spočívá v překrytí otevření sacího a výfukového ventilu v okamžiku výměny náplně válce. Při pohybu pístu z dolní úvrati do horní (výfuk) odchází část výfukových plynů do sacího potrubí. Naopak při pohybu pístu z horní úvrati do dolní (sání) se vlivem pootevřeného výfukového ventilu přisává část zplodin z výfukového potrubí. Tímto způsobem jsme schopni přivést do spalovacího prostoru válce určité množství výfukových plynů, snížit špičkovou teplotu hoření a omezit tak produkci oxidů dusíku. S ohledem na stabilitu chodu motoru (vynechávání zápalů) nelze překrytí ventilů libovolně zvyšovat, především u volnoběžných otáček motoru. Z tohoto důvodu se aplikuje dvoustavová regulace časování, kdy je v oblasti volnoběžných otáček překrytí ventilů nulové a optimální hodnoty překrytí ventilů se dosahuje až při vyšších otáčkách a zatížení motoru. [2]

Druhá z uváděných možností recirkulace se používá tehdy, kdy je první ze způsobů nedostačující pro plnění předepsaných euro norem. U vnější regulace se spaliny odebírají z výfukového potrubí a následně se pomocí obtokového potrubí (součástí kterého bývá obvykle i chladič) přivádějí zpět do sacího potrubí. V obtokovém potrubí je umístěný ventil recirkulace spalin tzv. EGR (Exhaust Gas Recirculation), který reguluje množství výfukových plynů. Tyto ventily byly v minulosti ovládány podtlakem ze sacího potrubí, ale v současnosti jsou ovládány převážně elektronicky, což zajišťuje přesnější a rychlejší regulaci. Množství recirkulovaných plynů se stanovuje v závislosti na množství nasávaného vzduchu, otáčkách motoru a množství vstřikovaného paliva, přičemž EGR ventil se aktivuje při teplotách motoru vyšších jak

50 °C a vypíná při otáčkách přesahujících 3000 min⁻¹. S Příchodem přísnějších euro norem se začali prosazovat dvouokruhové systémy EGR, které pracují ve všech provozních režimech motoru.

Tento systém tvoří vysokotlaké a nízkotlaké potrubí zpětného vedení výfukových plynů (obr. 13). U vysokotlakého systému jsou výfukové zplodiny odebírány přímo z výfukového potrubí (bez ochlazení) a dále jsou přiváděny do sacího potrubí, kde se mísí s nasávaným vzduchem. Výsledkem je rychlejší zahřátí katalyzátoru a v případě vznětových motorů i filtru pevných částic. Tento systém je aktivní pouze při studeném motoru. V případě nízkotlakého systému se výfukové zplodiny odebírají až za filtrem pevných částic a ještě před přivedením zpět do sacího potrubí jsou vedeny přes chladič výfukových plynů. Nízkotlaký systém se aktivuje po deaktivaci vysokotlakého. [2,20]

Obr.13 Schematické znázornění dvouokruhového systému EGR



Zdroj: [21]

2.2.1.3 Opatření za motorem

Nejznámějším a v dnešní době nepoužívanějším způsobem, jak dodatečně upravovat složení výfukových plynů, je katalytický konvertor, veřejnosti povědomě vžitý jako katalyzátor. Katalyzátor je zařízení umístěné ve výfukovém potrubí motoru a na základě chemicko-tepelných reakcí zabezpečuje snižování některých složek emisí. U zážehových motorů se dříve používaly oxidační katalyzátory, ty ale vlivem neustále se zpřísnujících euro norem nahradily oxidačně – redukční katalyzátory. Dále se budou věnovat právě oxidačně – redukčním katalyzátorům. Oxidační katalyzátory budou rozebrány v další kapitole, u vznětových motorů, kde se stále hojně používají. [2,21]

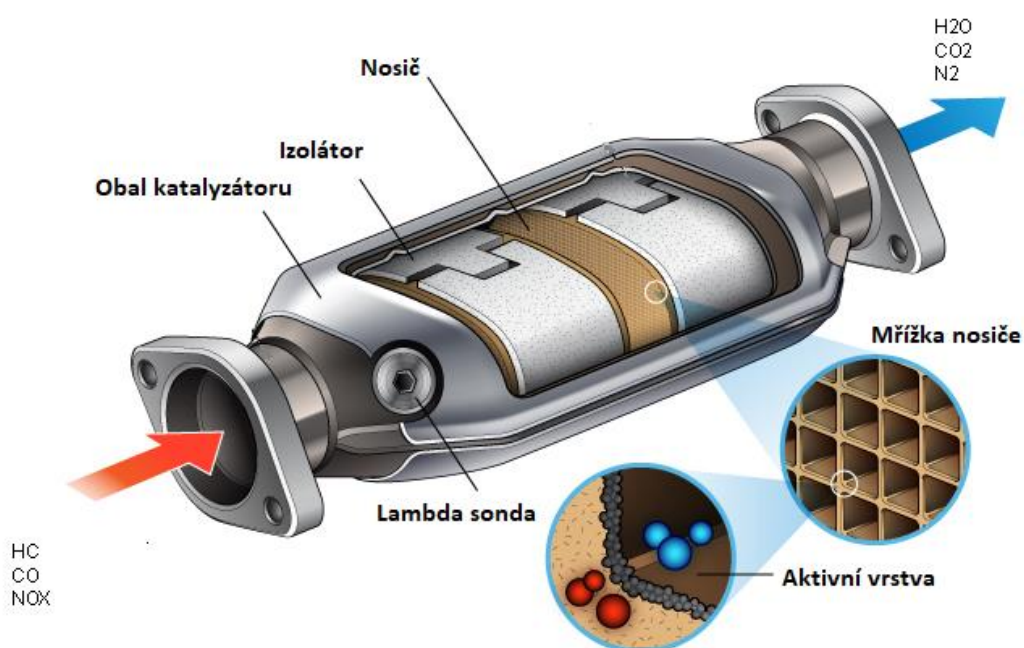
Oxidačně – redukční katalyzátor

Oxidačně – redukční katalyzátor s velmi vysokou účinností likviduje všechny tři škodlivé složky výfukových plynů (CO, HC, NO_x). Z tohoto důvodu bývá občas nazýván jako třícestný. Předpokladem vysoké účinnosti (až 95%) je použití lambda regulace. Jak již vypovídá název, eliminace škodlivých látek probíhá na základě dvou základních procesů. Oxidace a redukce. Při oxidaci je oxid uhelnatý přeměňován (oxiduje) na oxid uhličitý a nespálené uhlovodíky oxidují na vodní páru a oxid uhličitý. Redukcí se následně mění oxidy dusíku na dusík a oxid uhličitý. Pro vznik těchto procesů je velmi zásadní, aby byly do katalyzátoru přiváděny spolu s výfukovými zplodinami kyslík (v případě oxidace), oxid uhelnatý a nespálené uhlovodíky (v případě redukce). Tohoto složení výfukových zplodin se dosahuje ve velmi malém rozsahu složení směsi ($\lambda = 0,99 - 1$). Aby se směs paliva se vzduchem pohybovala v tomto rozmezí, je nutné použít lambda sondu, která měří množství kyslíku ve výfukových plynech. Pracovní oblast těchto katalyzátorů začíná až od teploty 250 °C. Z hlediska vysoké účinnosti a dlouhé životnosti jsou ideální teploty v rozmezí 400 °C až 800 °C. Teploty přesahující tuto hranici zapříčiňují spékání aktivních vrstev vzácných kovů, což vede ke zmenšování jejich povrchů (tzv. tepelné stárnutí). [21]

Z konstrukčního hlediska se oxidačně-redukční katalyzátory skládají z nerezového ocelového plechu, tvořícího obal, nosiče a vlastní aktivní katalytické vrstvy (obr. 14). Nosiče jsou tělesa válcovitého tvaru, ve kterém je vytvořeno několik tisíc podélných

kanáleků, jimiž proudí výfukové plyny. Na nosič dosedá kovové pletivo (izolátor), které slouží jako ochrana před mechanickým poškozením. Toto pletivo také velmi účinně vyrovnává výrobní tolerance a různé tepelné roztažnosti obalu a nosiče. Nosiče mohou být keramické nebo kovové. Aktivní vrstvu tvoří směs platiny, paladia a rhodia. Platina a paladium urychlují oxidaci oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků. Rhodium urychluje redukci oxidů dusíku. [17]

Obr.14 Schématický řez oxidačně – redukčním katalyzátorem



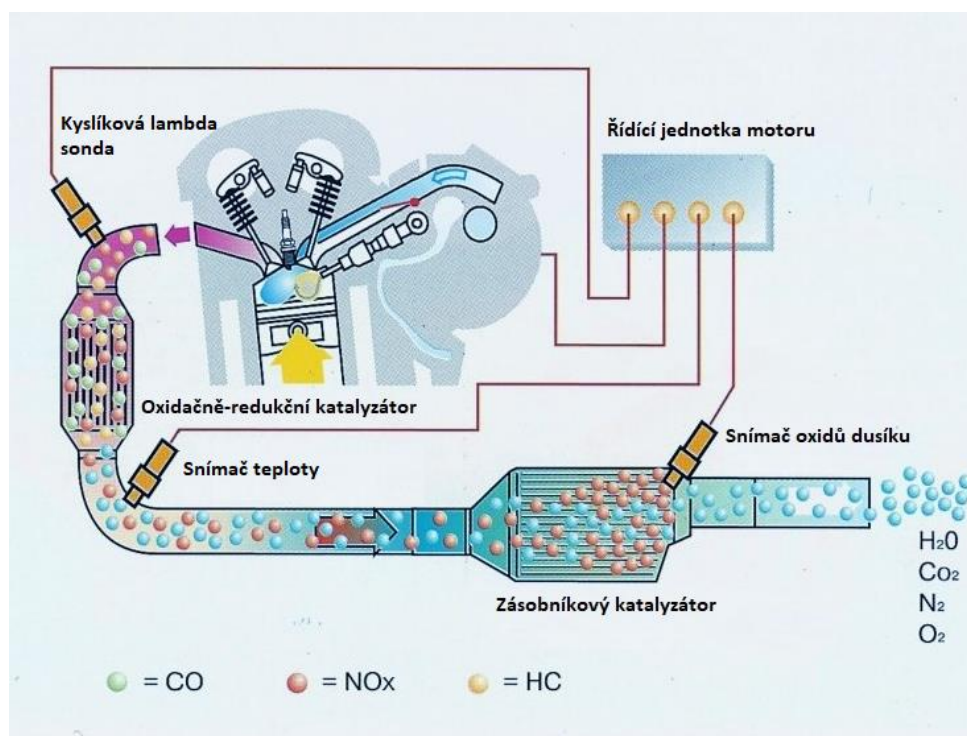
Zdroj: [https://www.dpf.mielec.pl]

Zásobníkový katalyzátor

Zásobníkové katalyzátory se používají z důvodu nižší účinnosti třicestného katalyzátoru u motorů s přímým vstřikem paliva (FSI) k dodatečné redukci oxidů dusíku. Tyto motory pracují s vrstveným vstřikováním paliva. To znamená, že se ve válci vytvoří několik vrstev směsi. Každá vrstva má rozdílný poměr paliva a vzduchu. Nejbohatší směs se soustředí v okolí svíčky. V okamžiku zapálení pak tato směs zažehne i zbývající chudší směs. Spalováním chudší směsi vznikají emise oxidů dusíku,

které tento katalyzátor dokáže prostřednictvím absorpčního materiálu, nejčastěji oxidů barya, vázat ve formě pevných dusičnanů. Absorpční materiál má omezenou kapacitu. Při provozu motoru s velkým přebytkem vzduchu trvá přibližně jednu minutu, než dojde k jeho naplnění. Klíčovou roli zde hraje snímač oxidů dusíku, který zaregistruje, že je zásobníkový katalyzátor plný a samočinně vyšle signál řídicí jednotce, aby změnila režim z chudého plnění na homogenní ($\lambda < 1$). V tu chvíli probíhá regenerace absorbovaných dusičnanů, jejichž spálením vzniká určité množství nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. Dále dochází k dějům jako u oxidačně-redukčních katalyzátorů. Po této transformaci je absorpční materiál opět připraven vázat emise oxidů dusíku. Ve výfukovém traktu je zásobníkový katalyzátor umístěn za předřazeným oxidačně-redukčním katalyzátorem (viz obr. 15), v současnosti jsou známé i konstrukce umístění obou těchto katalyzátorů do jednoho společného tělesa. [22]

Obr.15 Výfukový trakt motoru s vrstveným vstřikováním paliva



Zdroj: [<http://www.eksosanlegg.no>]

2.2.2 Způsoby snižování emisí vznětových motorů

2.2.2.1 Opatření před motorem

Vznik emisí škodlivin u vznětových motorů se odvíjí od způsobu tvorby směsi. Z tohoto hlediska je důležitý optimální návrh plnicí soustavy. Hlavním předpokladem je dosáhnout řízeného pohybu náplně, obvykle ve tvaru tečné rotace. Požadavek na stupeň rozvíření je závislý především na vlastnostech vstřikovací soustavy motoru. S rostoucí kinetickou energií paliva je úroveň víření nižší a naopak. Nároky na rozvíření náplně klesají s rostoucími vstřikovacími tlaky. Rostoucími vstřikovacími tlaky dosahujeme lepšího rozprášení paliva, a tím i lepších podmínek pro přípravu směsi. Základním předpokladem je tedy zajistit co nejkratší dobu k promísení paliva se vzduchem ve válci po vstřiku paliva a optimálního průběhu spalování. [2]

2.2.2.2 Opatření u motoru

Velmi významný vliv na produkci oxidů dusíku má tvar spalovacího prostoru. Například u komůrkových motorů je nižší produkce oxidů dusíku způsobena v důsledku nižší rychlosti hoření. U motorů s přímým vstřikováním paliva lze nadměrnou produkci oxidů dusíku eliminovat zmenšením předstihu vstřiku. To se naopak odráží na vyšší spotřebě, zvyšuje se produkce oxidu uhelnatého a pevných částic. U přeplňovaných motorů se této redukce dosahuje chlazením stlačeného vzduchu. [2,19]

Z hlediska produkce pevných částic (kouřivost) je důležité především rozprášení paliva a množství vzduchu. S rostoucími vstřikovacími tlaky tak dosáhneme výrazného snížení kouřivosti. Moderní vstřikovací systémy dokáží vyvinout tlaky, které dosahují hodnot až 250 MPa. [2]

Produkci emisí nespálených uhlovodíků lze omezit provedením vstřikovací soustavy a trysky. Primární snahou je zamezení dostřiku paliva po skončení vstřiku a zmenšení škodného prostoru pod sedlem jehly trysky. Přínosné je umístění vstřikovacích otvorů přímo do sedla trysky. Touto úpravou lze dosáhnout snížení nespálených uhlovodíků až o 75 %. [2,19]

Další z možností, jak snížit emise oxidů dusíku, je recirkulace výfukových plynů. U vznětových motorů se využívá vnější recirkulace pomocí EGR ventilu. Tato problematika byla již pospána v podkapitole 2.2.1.2.

2.2.2.3 Opatření za motorem

Oxidační katalyzátor

Při ohlédnutí zpět k oxidačně-redukčnímu katalyzátoru a k procesům, které v něm probíhají, je zřejmé, že by u vznětových motorů ztrácel svůj smysl použití. Vzhledem k velkému přebytku vzduchu, se kterým vznětové motory pracují, se tu uplatňují katalyzátory oxidační.

Oxidační katalyzátor tedy pracuje s chudou zápalnou směsí. Pomocí oxidace přeměňuje oxid uhelnatý a nespálené uhlovodíky na vodní páru a oxid uhličitý. Z pohledu redukce oxidu dusíku je prakticky nepoužitelný. [19]

Filtr pevných částic

Jak už bylo popsáno výše, vznětový motor produkuje určité množství pevných částic. Tyto částice jsou tvořené množstvím nejrůznějších látek. Primárně se jedná o uhlík, na který jsou nabalené různé uhlovodíky, voda a sulfidy ze zbytku paliva a oleje. Tyto částice není možné redukovat pomocí katalyzátoru, na řadu tak přichází filtr pevných částic, známý také jako DPF (Diesel Particulate Filter). Jedná se o zařízení, jenž zachycuje pevné částice výfukových plynů vznětových motorů. Tento filtr pracuje s více jako 90 % účinností. Zavádění těchto filtrů ovlivnily zpřísňující se emisní euro normy. Z plošného hlediska se tyto filtry začaly montovat od roku 2006, kdy začala platit norma Euro 4. Například automobilové závody Citroen a Peugeot začaly tyto filtry uplatňovat ve svých vozech u motorů 2,2 HDi již od roku 2000 (Euro 3).

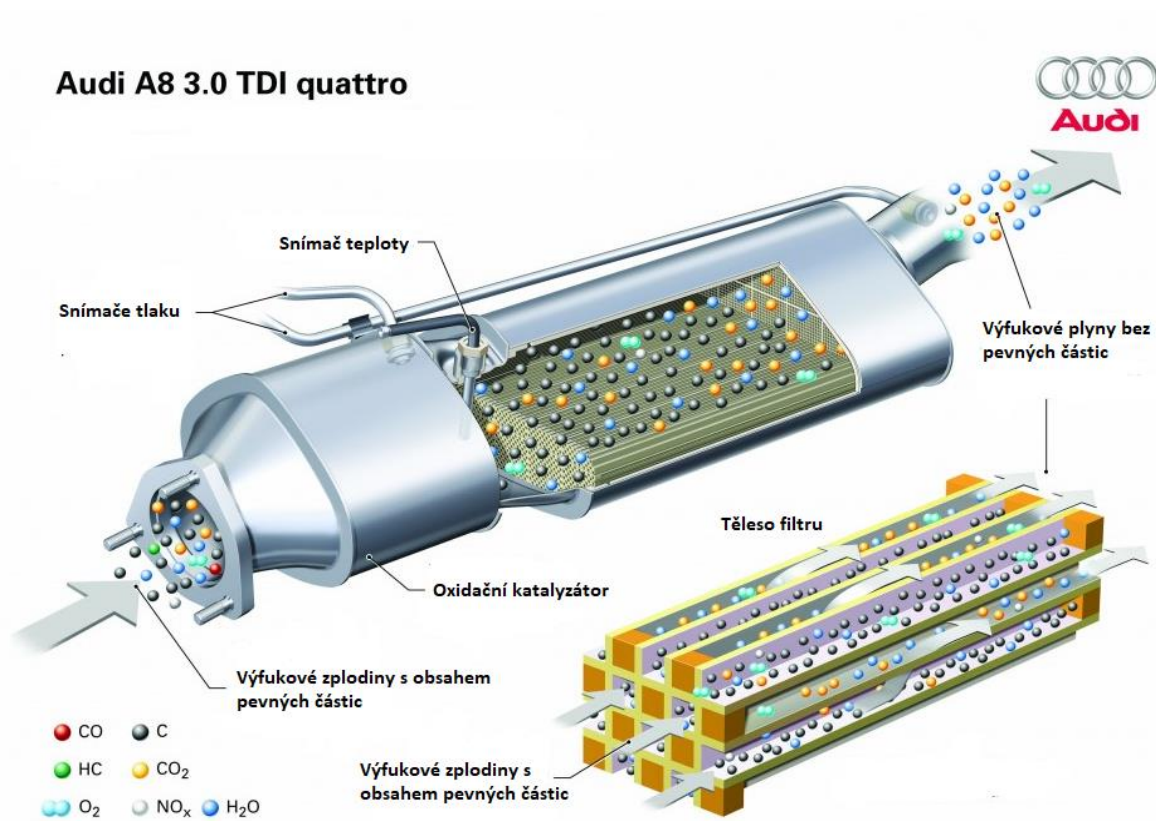
V podstatě se jedná o mechanický filtr, součástí kterého je filtrační vložka, vyrobená obvykle z keramického materiálu nebo kovových vláken. Tyto materiály dokáží odolávat teplotám až do 1000 °C. Filtrační vložka je tvořena množstvím kanálků, svým

tvarem tak připomíná včelí plástev (obr. 16). Výfukové plyny a částice prochází skrze porézní přepážky (z karbidu křemíku) mezi kanálky. V této spleťové soustavě dochází k zachytávání pevných částic do té doby, než se naplní kapacita filtru. Vyhodnocení stavu kapacity filtru je možné provádět např. pomocí snímače tlaku, umístěného před a za filtrem pevných částic. Zanášením filtru pevných částic totiž vzniká jistý pneumatický odpor ve výfukovém traktu. Z tohoto důvodu je důležité provádět regeneraci. Rozlišujeme aktivní (bezúdržbovou) a pasivní regeneraci. [23]

Aktivní regenerace je plně automatický proces, ke kterému dochází při překročení dané hranice naplnění filtru. Respektive jakmile řídicí jednotka vyše signál na základě určitého matematického algoritmu (v rozmezí 300-1000 km), případně při změně tlaku před a za filtrem pevných částic. Následuje sled změn (zvýšení dávky paliva, uzavření EGR ventilu, vyšší zatížení motoru), který zapříčiní zvýšení teploty výfukových plynů, přibližně na 600°C. V tuto chvíli se filtr začne vypalovat. Pro úspěšné provedení aktivní regenerace je za potřebí ustáleného režimu motoru, v rozmezí otáček okolo 2000 min⁻¹ až 3000 min⁻¹ po dobu 10-15 minut. Z uvedených faktorů je zřejmé, že aktivní regenerace zvyšuje nejen emise, ale i spotřebu paliva a tepelné zatížení komponentů motoru. [2,24]

Pasivní regenerace se vykonává tehdy, jakmile motor pracuje po delší dobu v režimu částečného zatížení (např. plynulá jízda po dálnici). Úlohou této regenerace je prodlužovat interval aktivní regenerace. Tato regenerace tedy probíhá samovolně, kdy pracovní podmínky motoru odpovídají teplotám výfukových plynů přibližně kolem 350 °C až 500 °C. Z tohoto důvodu je žádoucí, aby filtr pevných částic ve výfukovém traktu byl umístěn co nejbližší motoru. [2,24]

Obr.16 Schematický řez filtrem pevných částic vozu Audi A8 3.0 TDI quattro



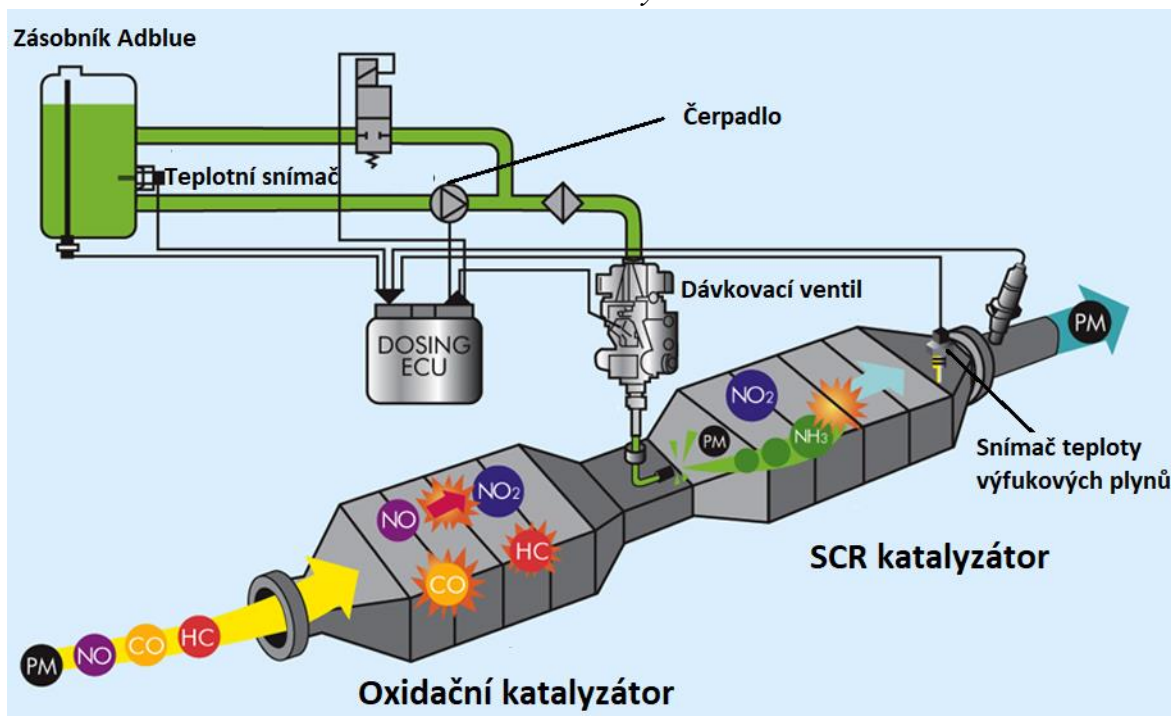
Zdroj: [24]

Selektivní katalytická redukce

Další z možností, jenž nabízí redukci oxidů dusíku ve výfukových plynech, je selektivní katalytická redukce (SCR – Selective Catalytic Reduction) (obr. 17). Snížení obsahu oxidů dusíku se dosahuje vstříkáváním kapaliny, s obchodním názvem Adblue (vodní roztok syntetické močoviny), spolu se stlačeným vzduchem do výfukového systému před SCR katalyzátor. Působením vysokých teplot (v rozmezí 300 °C až 420 °C) se Adblue rozloží na amoniak (NH₃) a oxid uhličitý. Amoniak zachycený v tělese katalyzátoru reaguje s oxidy dusíku a redukuje je na dusík a vodní páru. Dávkování Adblue musí být velice přesně řízeno. Při jejím nedostatku by docházelo ke snížení účinnosti katalyzátoru. Naopak při jejím nadbytku by docházelo k produkci emisí amoniaku. Z těchto tvrzení lze vydedukovat, že se před dosažením provozní teploty

Adblue nevstříkuje. V porovnání se zásobníkovými katalyzátory je tato metoda mnohokrát účinnější. Nevýhoda toho systému spočívá v externí nádrži pro Adblue, která vyžaduje elektrické vyhřívání (zamrzá při teplotách pod $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$). [24]

Obr.17 Selektivní katalytická redukce



Zdroj: [<http://autoconverterrecyclers.com>]

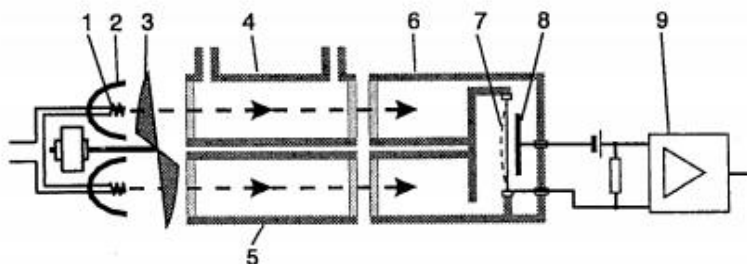
3. Metody měření produkce emisí

3.1 Absorpce infračerveného záření NIDR

Velmi přesné kontinuální měření koncentrace oxidů uhlíku (CO, CO₂ a celkové koncentrace HC) nedisperzního kontinuálního analyzátoru (NIDRA zkráceně NIDR-Non Dispersive Infrared Analyser) je zobrazené na obr.18. Detekce se provádí na základě rozdílné jakosti záření, které nastává v důsledku absorpce podle Lambert-Beerova zákona. [25]

Obr.18 Nedisperzní kontinuální analyzátor

1. zdroj záření 2. reflektor 3. rotační clona 4. měřící kyveta 5. etalonová kyveta
6. detektor 7. membrána 8. elektroda kapacitního snímače 9. zesilovač



Zdroj: [25]

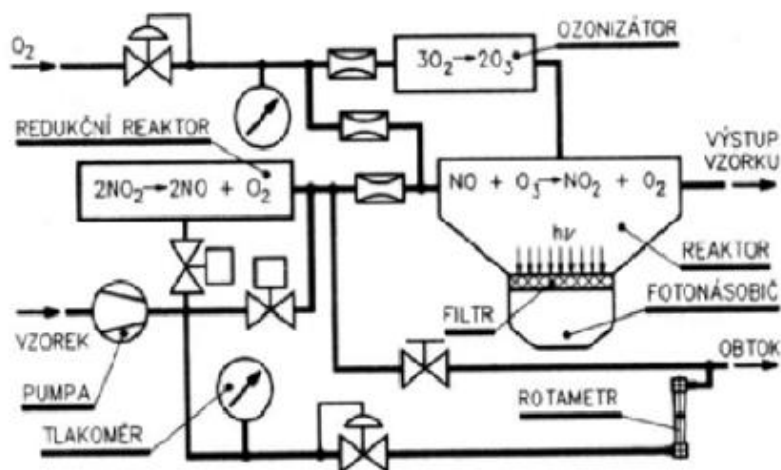
Princip je následný. Infračervené záření emitované elektromagnetickým zářičem prochází kyvetami, které jsou opatřeny okny propouštějícími příslušnou vlnovou délku. Etalonová (srovnávací) kyveta je naplněná neutrálním plynem, jenž záření neabsorbuje. Měřící kyveta je plněna vzorkem výfukových plynů, které část záření absorbují. Rozdílná intenzita prošlého záření je výsledná koncentrace všech absorpčně aktivních plynů ve vzorku. Použitím detektoru eliminujeme vliv absorpce ostatních složek ve směsi. Detektor se skládá ze dvou částí. Obě dvě části jsou naplněné analyzovaným plynem a jsou od sebe vzájemně odděleny membránou, potaženou kovovou mřížkou. Tato membrána tvoří jednu desku kondenzátoru. Proto, aby v důsledku stálého osvětlování detektoru nedocházelo k rovnovážnému teplotnímu stavu, je mezi zářič a

kyvety umístěna rotační clona. Průběh teploty je tedy periodický. Analyzovaný plyn v detektoru absorbuje záření o příslušné vlnové délce. Tím dochází ke změně teploty a tlaku a následně i k pohybu membrány, což způsobí změnu kapacity kondenzátoru. Změna kapacity se projeví změnou elektrického signálu, který se po zesílení v zesilovači registruje. Velikost změny kapacity je proporcionální koncentrace komponentů, jenž jsou analyzovány. [25]

3.2 Chemiluminiscenční analyzátoary

Pro zjišťování koncentrace NO_x ve výfukových plynech se používají chemiluminiscenční analyzátoary (obr. 19). Chemická luminiscence nastane při redukcí oxidu dusnatého s ozónem O_3 , který je produkován měřícím přístrojem. Metoda je založená na registraci infračerveného záření, jenž se emituje při vzájemném promísení oxidu uhelnatého s ozónem v reakční nádobě, ve které je vakuum. [27]

Obr.19 Schéma chemiluminiscenčního analyzátoary

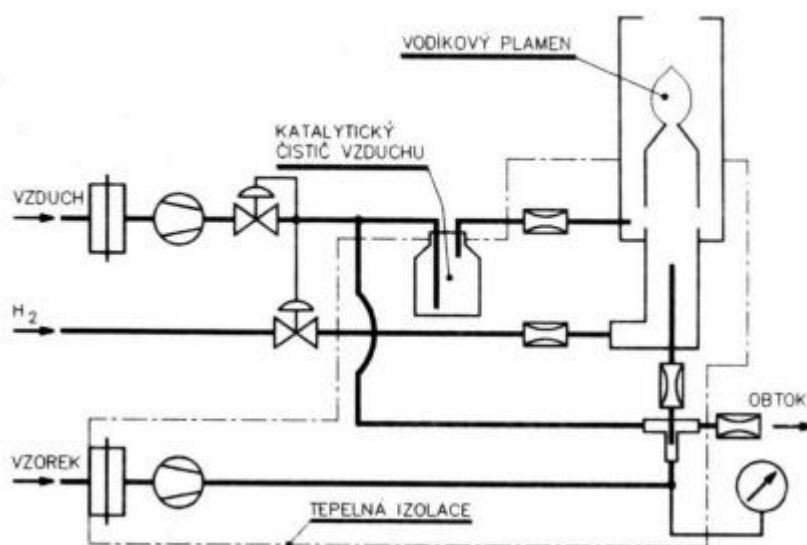


Zdroj: [25]

3.3 Princip změny elektrické vodivosti vodíkového plamene (FID)

Pro měření celkového obsahu emisí nespálených uhlovodíků se používá elektrická (iontová) vodivost plamene vodík-kyslík v interním plynu (helium). Při hoření vodíku s kyslíkem v heliu vykazuje plamen malou koncentraci iontů. Jakmile jsou v plamenu, resp. ve vstupujícím palivu přítomny uhlovodíky, zvýší se koncentrace iontů úměrně k počtu atomů uhlíku. To způsobí zvýšení elektrické vodivosti plamene. Protékající elektrický proud plamenem je tak zesílněný a výstup je po kalibraci úměrný celkovému obsahu uhlovodíků ve výfukových plynech. [27]

Obr.20 Schéma plamenoionizačního detektoru



Zdroj: [25]

Iontový kolektor se skládá ze dvou polarizovaných elektrod, mezi kterými je napětí 400 V. Pozitivní ionty a elektrony se v plamenu formují a shromažďují se na katodě, resp. anodě v závislosti od typu jejich náboje. Vlivem tohoto toku iontů dochází při daném ohmickém odporu k úbytku napětí. Tento úbytek se zesiluje, aby ho bylo možné registrovat. Velikost úbytku napětí je úměrná iontovému toku a ten základnímu průtoku

uhlovodíků v plamenu. Jakmile se do hořáku dodává vodík a okolo něho je vzduch, vzniká v plamenu menší množství iontů. S kombinací vodíku a uhlovodíků začne iontový tok v plamenu narůstat. Toto je základní princip detektoru FID (Flame Ionization Detector), (obr. 20). [27]

3.4 Měření kouřivosti

Zbarvení výfukových plynů vznětových motorů, kouřivost, způsobuje více faktorů. Nejčastěji hovoříme o studeném a teplém kouři.

Studený kouř se objevuje při startech a volnoběhu motoru. Je bílo-modře zbarvený a po zahřátí motoru na provozní teplotu se obvykle ztrácí. Vzniká zásadně z odpařeného nespáleného kapalného paliva. Může však vznikat i z odpařeného nespáleného mazacího oleje, který se dostal do spalovacího prostoru. Bílé zbarvení výfukových plynů může způsobit i kondenzující vodní pára.

Teplý kouř vzniká obvykle při vyšších zatíženích vznětového motoru, vlivem bohaté směsi, vysokým kompresním poměrem (vysoké teploty), ale i vysokým cetanovým číslem paliva. Má černohnědé zbarvení, způsobené pevnými částicemi a nedokonalým spalováním uhlíku.

Na rozdíl od plynných složek výfukových plynů, je kouřivost poměrně lehce měřitelná. Mezi základní metody měření kouřivosti patří filtrační metoda, hmotnostní měření koncentrace částic a opacimetrie.

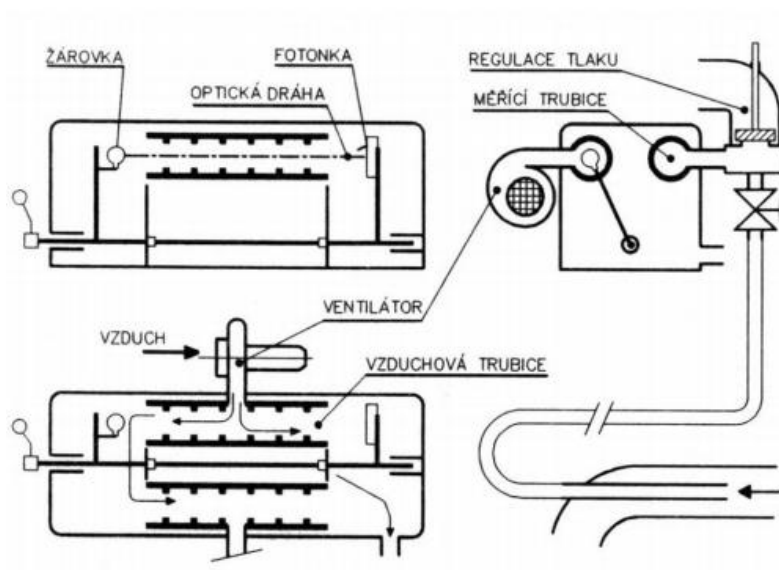
Filtrační metoda spočívá v zachycování částic kouře na filtrační papírek. Přes filtrační papírek prochází vzorek výfukových plynů o definovaném množství a rychlosti. Množství zachycených částic je vyhodnocováno opticky, podle zčernání filtračního papírku. Podstatou měření je tedy porovnání množství světla pohlceného kontaminovaným papírkem s množstvím pohlceného světla nepoužitým papírkem.

Metoda měření pevných částic, založená na principu měření hmotnostní koncentrace, vychází z vážení filtračního elementu na přesných laboratorních vahách před a po

měření. Filtrační element je vložen do držáku, přes který protékají výfukové plyny zředěné vzduchem. Měření se provádí podle definovaného jízdního cyklu. Hmotnostní koncentrace pevných částic se stanovuje jako podíl hmotnosti zachycených částic a objemu vzduchu proteklého filtračním elementem. [27]

Pomocí opacimetru (obr. 21) se měří pohltivost světla procházejícího výfukovými plyny na principu Lambert-Beerova zákona. Základní částí opacimetru je měřicí trubice, do které se přivádí plyny skrze vstupní sondu. Na jedné straně trubice je zdroj světla a na druhé straně je fotočlánek. Výfukové plyny procházející trubicí absorbují část světelného toku (podle množství pevných částic). Zbytek světla dopadá na fotočlánek. Vzniklý elektrický proud indikuje ampérmetr. Z uvedených hodnot se dopočítá hodnota součinitele absorpce k (m^{-1}), jeho mezní hodnoty jsou stanovené normami podle velikosti a jmenovitých otáček spalovacích motorů. [27]

Obr.21 Schématické znázornění opacimetru Hartridge



Zdroj: [25]

4. Cíl práce

Tato diplomová práce se věnuje v dnešní době velmi aktuálnímu tématu snižování produkce nebezpečných emisí výfukových plynů spalovacích motorů. Důraz je kladen především na přeplňované spalovací motory. V experimentální části se autor pokusí objasnit vliv přeplňování na produkci těchto emisí u zážehových motorů. Porovnáván bude přeplňovaný zážehový motor se zážehovým motorem atmosférickým. Oba testované motory disponují stejným výkonem. Cíle práce lze rozdělit na hlavní a dílčí.

Hlavním cílem této práce je přispět určitým dílem ke snížení produkce nebezpečných emisí spalovacích motorů a snížit tak i dopady na životní prostředí a lidské zdraví.

Konkrétním cílem práce je analyzovat vliv přeplňovaného spalovacího motoru na produkci škodlivých emisí.

Konkrétní cíl lze utřídit do dvou dílčích cílů:

- *Analyzovat a porovnat produkci škodlivých emisí přeplňovaného a atmosférického zážehového motoru v závislosti na jízdních cyklech NEDC a WLTC*
- *Stanovit návrh metodického postupu pro měření provozních parametrů spalovacích motorů na válcové zkušebně. Konkrétně se jedná o stanovení metodického postupu pro měření emisí výfukových plynů (CO, CO₂, HC, NO_x) a spotřeby paliva.*

5. Metodika práce

Metodika práce popisuje a rozvádí dosažení dílčích cílů výše uvedených.

5.1 Popis pracoviště

Veškerá měření byla realizována s použitím prostor, přístrojů a měřících zařízení příslušících katedře Vozidel a pozemní dopravy České zemědělské univerzity v Praze. Měřena byla dvě vozidla tovární značky Škoda auto na zkušebním stanovišti válcového dynamometru. (Obr. 22)

Obr.22 Válcový dynamometr – technické prostory katedry Vozidel a pozemní dopravy



Zdroj: [vlastní]

5.2 Přístrojové vybavení

5.2.1 Válcový dynamometr

Válcový dynamometr je tvořen dvěma válci. Pro zlepšení adhezních vlastností je jeden z válců opatřen protiskluzovým povrchem. Na jedné straně válců je připojený stejnosměrný elektromotor a vířivá brzda. Elektromotor slouží k simulaci odporů vzduchu, vířivá brzda se používá pro statické měření výkonu. Z druhé strany jsou válce spojeny řetězem a spřaženy se sadou setrvačnicků, jenž simulují setrvačnou hmotnost vozidla. O ovládání zkušebny se stará elektronický systém Datalab, ve kterém je vytvořen řídicí program v prostředí ControlWeb. Parametry této válcové zkušebny jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 Parametry válcové zkušebny

Stejnoseměrný elektromotor	Maximální brzdňý výkon 56 kW
	Maximální brzdňý moment 305 Nm
	Maximální otáčky 3000 min ⁻¹
Vířivý dynamometr	Maximální brzdňý výkon 125 kW
	Maximální brzdňý moment 478 Nm
	Maximální otáčky 8000 min ⁻¹
Válce	Obvod válců 1145mm
Setrvačníky	Základní simulovaná hmotnost 680 kg
	Přídavné hmotnosti 900 kg, 450 kg, 225 kg, 120 kg, 112,5 kg

5.2.2 Měřené automobily

Pro měření byly použity vozy tovární značky Škoda auto. Pro první měření byl použit automobil Škoda Octavia II 2.0 FSI. Druhé měření probíhalo s automobilem Škoda Octavia III 1.4 TSI. Parametry vozů jsou uvedeny v tabulce 2 a 3.

Tabulka 2 parametry vozu Škoda Octavia II 2.0 FSI

	Škoda Octavia II 2.0 FSI
Karoserie	Combi
Motor	Zážehový, atmosferický, přímí vstřik paliva
Počet válců	4
Zdvihový objem	1984 cm ³
Kompresní poměr	11:01
Max. výkon	110 kW
Max. točivý moment	200 Nm při 3500 min ⁻¹
Rok výroby	2004
Emisní norma	Euro 4
Typ paliva	Natural 95
Stav tachometru	150 000 km

Obr.23 Škoda Octavia II 2.0 FSI



Zdroj: [www.auto.cz]

Tabulka 3 parametry vozu Škoda Octavia III 1.4 TSI

	Škoda Octavia III 1.4 TSI
Karoserie	Hatchback
Motor	Zážehový, přeplňovaný turbodmychadlem, přímý vstřik paliva
Počet válců	4
Zdvihový objem	1395 cm ³
Kompresní poměr	10,5:1
Max. výkon	110 kW
Max. točivý moment	250 Nm od 1500 - 3000 min ⁻¹
Rok výroby	2017
Emisní norma	Euro 6
Typ paliva	Natural 95
Stav tachometru	10 000 km

Obr.24 Škoda Octavia III 1.4 TSI

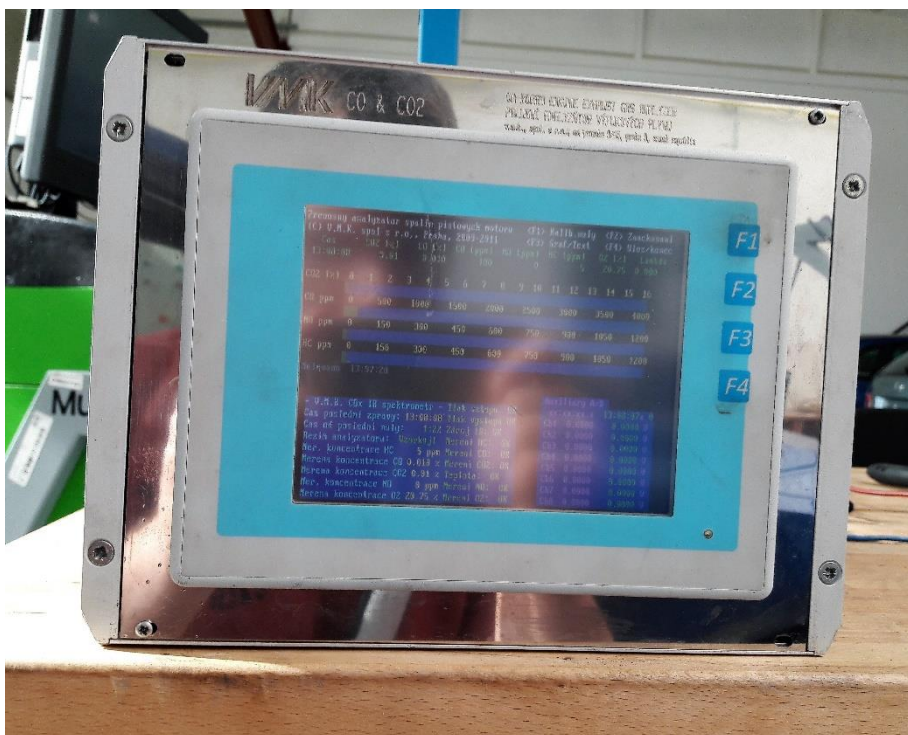


Zdroj: [vlastní]

5.2.3 Emisní analyzátor VMK

Základním předpokladem pro uskutečnění tohoto měření byl emisní analyzátor VMK. Tento analyzátor byl na základě požadavků katedry Vozidel a pozemní dopravy zkonstruován firmou VMK s.r.o. Analyzátor pracuje na principu nedisperzního infračerveného analyzátoru (NIDR), jehož princip byl popsán výše. Je určený pro měření koncentrací CO, CO₂, HC, NO_x a O₂. Tyto koncentrace jsou snímány s frekvencí 1 Hz a zapisovány na paměťovou kartu. Lze ho využít jak pro kontinuální měření v laboratorních podmínkách, tak i pro měření za provozu. Základní parametry analyzátoru jsou zobrazeny v tabulce 4, samotný analyzátor je zachycený na obr. 25.

Obr.25 Emisní analyzátor VMK



Zdroj: [vlastní]

Na zadní straně analyzátoru se nachází filtr, přes který do analyzátoru proudí vzorek výfukových plynů. Zároveň se zde odseparují nežádoucí složky, částice a kondenzát. Kondenzát, spolu s částí výfukových plynů, je ze spodní části filtru odčerpáván. Před každým měření je analyzátor za potřeby vynulovat, resp. nastavit nulovou hladinu

koncentrace plynů. Tento proces trvá přibližně 3 minuty a provádí se pomocí tzv. nulovacího plynu, kterým může být například vzduch nebo dusík.

Tabulka 4 Parametry emisního analyzátoru VMK

Měřená hodnota	Rozsah měření	Rozlišení	Přesnost měření
CO	0 - 10 % Vol.	0.001 % Vol.	0 - 0,67%: 0,02% absolutně, 0,67- 10%: 3% z naměřené hodnoty
CO ₂	0 - 16 % Vol.	0.01 % Vol.	0 - 10%: 0,3% absolutně, 10 - 16%: 3% z naměřené hodnoty
HC	0 - 20 000 ppm	1 ppm	10 ppm nebo 5% z naměřené hodnoty
NO _x	0 - 5 000 ppm	1 ppm	0 - 1000 ppm: 25 ppm, 1000 - 4000 ppm: 4% z naměřené hodnoty
O ₂	0 - 22 % Vol.	0.1 % Vol.	0 - 3%: 0,1%, 3 - 21%: 3% z naměřené hodnoty

5.2.4 Diagnostický systém VCDS (VAG-COM)

Pro komunikaci s řídicí jednotkou vozů byl použit laptop s diagnostickým systémem VCDS (VAG-COM) od firmy ROSS-TECH. Rozhraní mezi laptopem a řídicí jednotkou bylo zajištěno pomocí diagnostického kabelu se standardizovanou zástrčkou pro EOBD a USB portem. Tento komplexní systém zahrnuje mnoho funkcí. Pro naše potřeby jsme využili funkci čtení a záznamu okamžitých hodnot (u koncernových vozů Volkswagen je možnost snímání až tří skupin dat po čtyřech hodnotách) a v závěru měření i funkci čtení a mazání paměti závad.

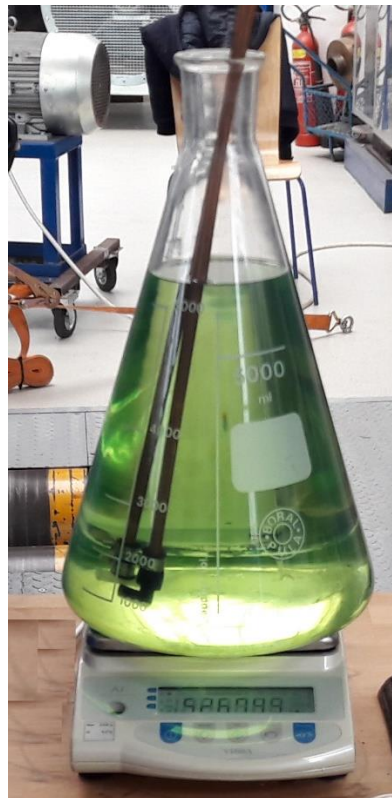
5.2.5 Laboratorní váha Vibra AJ-6200 CE

K měření spotřeby paliva bylo využito principu gravimetrie. Pro měření hmotnostního úbytku paliva jsme použili laboratorní váhu Vibra AJ-6200 CE. Na váze byla umístěna externí palivová nádrž v podobě skleněné baňky o objemu 5000 ml. Signál z váhy byl snímán systémem Datalab. Parametry váhy jsou uvedeny v tabulce 5, váha je zobrazena na obr. 26.

Tabulka 5 Parametry laboratorní váhy Vibra AJ-6200 CE

Rozsah	6200 g
Dílek	0,01 g
Rozměr pracovní plochy	180x160 mm
Datové rozhraní	RS 232
Pracovní teplota	0 °C - 35 °C

Obr.26 Laboratorní váha Vibra AJ-6200 CE



Zdroj: [vlastní]

5.2.6 Chladicí ventilátor Filcar AL - 1500/C

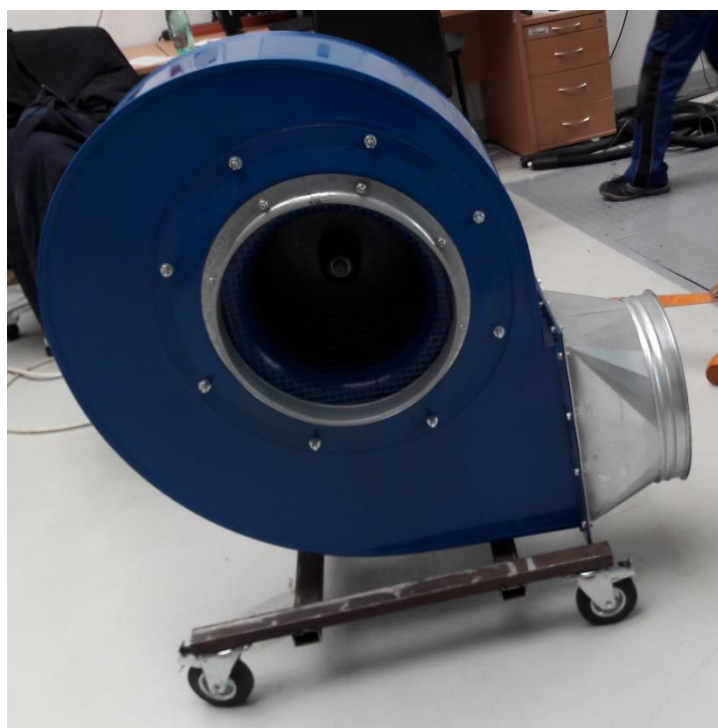
Pro chlazení vozů během zkušebního cyklu byl použit chladicí ventilátor Filcar AL – 1500/C (obr. 27). Tento ventilátor je synchronizovaný se softwarem ControlWeb

a v závislosti na rychlosti vozu navyšuje otáčky. Parametry tohoto ventilátoru jsou uvedeny v tabulce 6.

Tabulka 6 Parametry ventilátoru Filcar AL – 1500/C

Max. výkon sání	12000 m ³ /h
Příkon	11 kW
Otáčky motoru	2800 min ⁻¹
Hlučnost	89 dB
Hmotnost	203 kg

Obr. 27 Chladicí ventilátor Filcar AL – 1500/C



Zdroj: [vlastní]

5.3 Charakteristika jízdních cyklů

5.3.1 New European Driving Cycle – NEDC

Jízdní cyklus NEDC se používá k homologačnímu měření emisí výfukových plynů a spotřeby paliva u osobních vozidel do 3,5 tun. NEDC cyklus se skládá ze dvou částí. První část tvoří městský cyklus – UDC (Urban Driving Cycle), druhá část zahrnuje cyklus mimoměstský – EUDC (Extra Urban Driving Cycle).

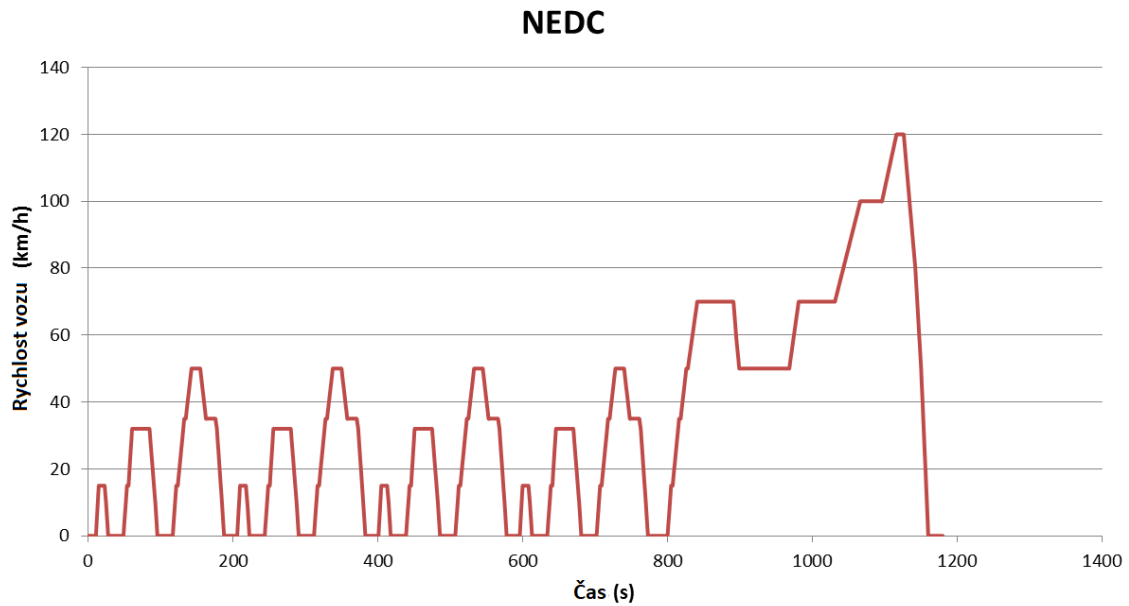
Obě tyto části se provádějí na zkušebně válcového dynamometru. Samotné měření zahrnuje pět částí. Čtyři části jsou bez přerušení opakované podle cyklu UDC. Po těchto částech následuje poslední mimoměstská část. Délka jednoho městského cyklu je 1,013 km a vozidlo ho ujede za 195 sekund. Vozidlo v městském cyklu dosáhne průměrné rychlosti 18,7 km/h. Mimoměstský cyklus EUDC automobil projede za 400 sekund, absolvuje při tom trasu dlouhou 6,955 km a dosáhne průměrné rychlosti 62,6 km/h. Celkově tedy automobil urazí trasu dlouhou 11,007 km za 19 minut a 40 sekund při průměrné rychlosti 33,6 km/h. Přehled kompletních parametrů toho cyklu uvádí tabulka 7. Rychlostní profil tohoto cyklu je vyobrazen na obr. 28. [28]

Tabulka 7 Parametry jízdního cyklu NEDC

	UDC	EUDC	NEDC
Ujetá vzdálenost [m]	4 x 1,013 = 4052	6955	11007
Délka cyklu [s]	4 x 195 = 780	400	1180
Průměrná rychlost [km/h]	18,7	62,6	33,6
Max. rychlost [km/h]	50	120	120

Zdroj: [28]

Obr. 28 Rychlostní profil jízdního cyklu NEDC



Zdroj: [28]

5.3.2 Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure - WLTP

Od 80. let minulého století se homologační testování emisí a spotřeby paliva u nových evropských vozidel provádí na základě metodiky NEDC. Už dlouho je zřejmé, že je tato metodika zastaralá. Velmi často se tak stává, že výsledky uváděné výrobcem vozidla (převážně se jedná o spotřebu paliva) nesouhlasí s reálnými čísly. Z těchto důvodů se v Evropské unii zavádí nový způsob testování emisí a spotřeby paliva, jehož uvedení bylo urychleno díky emisnímu skandálu Volskwagen Group. Od 1. září 2017 se tak toto měření u nově vyrobených vozů do 3,5 tun testuje dle normy WLTP. Vozidla homologovaná před tímto datem budou mít hodnoty emisí a spotřeby paliva uváděné dle normy NEDC. Velká změna nastane až od 1. září 2018, kdy budou uváděny hodnoty dle normy WLTP pro každý nově zaregistrovaný vůz bez ohledu na datum jeho homologace. [29]

V závislosti na třídě vozidla rozeznáváme tři zkušební cykly WLTC:

- 1. třída – vozidla s nízkým výkonem ($PMR \leq 22$)
- 2. třída – vozidla se středně velkým výkonem ($22 < PMR < 34$)
- 3. třída – vozidla s vysokým výkonem ($PMR \geq 34$)

Třída vozidla (PMR) je definovaná jako poměr jmenovitého výkonu a pohotovostní hmotnosti.

Převážná většina osobních automobilů, které se prodávají v Evropské unii, spadá do 3. třídy. Tato třída rozlišuje další dvě dělení:

- 3a - Vozidla s maximální rychlostí do 120 km/h
- 3b - Vozidla s maximální rychlostí vyšší než 120 km/h

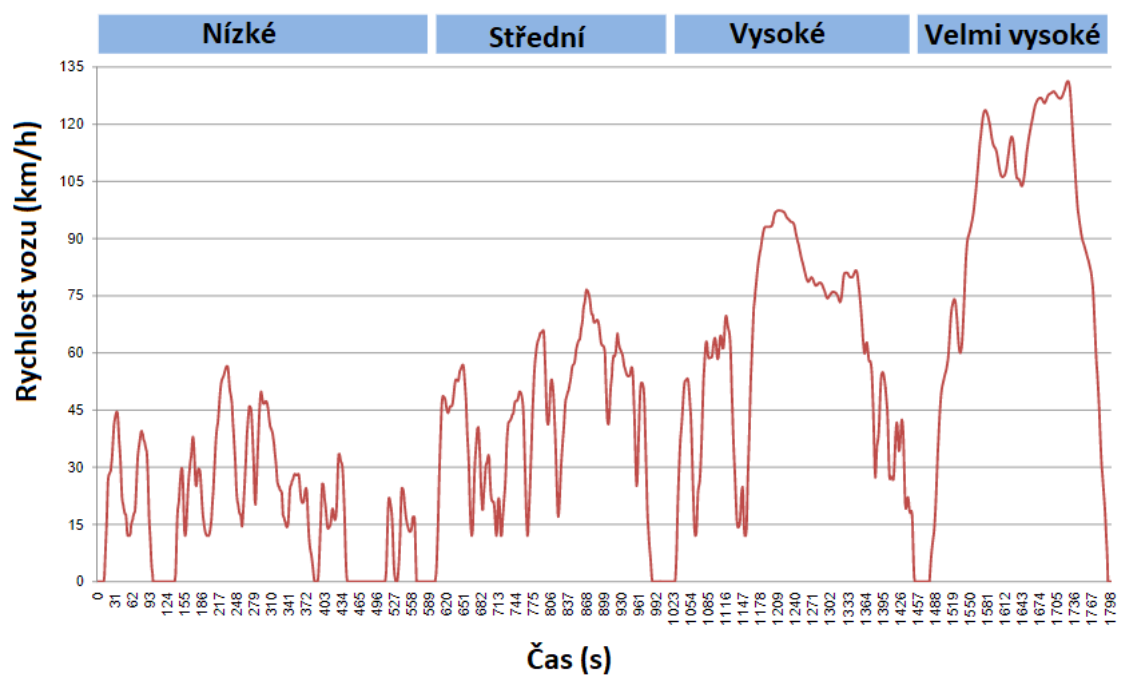
Jednotlivé fáze cyklu postupně přechází od nízkých zatížení až po velmi vysoké simulující reálný provoz vozidla. Rychlostní profil třídy 3b WLTC cyklu je zobrazen na obr. 29. Základní parametry toho cyklu jsou uvedeny v tabulce 8. [28,29]

Tabulka 8 Parametry třídy 3b jízdního cyklu WLTC

Zatížení	Nízké	Střední	Vysoké	Velmi vysoké	Celkem
Ujetá vzdálenost [m]	3095	4756	7162	8254	23266
Délka cyklu [s]	589	433	455	323	1800
Doba, během níž vozidlo stojí [s]	150	49	31	8	235
Průměrná rychlost se zastavením [km/h]	18,9	39,4	60,7	91,7	46,5
Průměrná rychlost bez zastavení [km/h]	25,3	44,5	56,5	94	53,5
Max. rychlost [km/h]	56,5	76,6	97,4	131,3	131,3

Zdroj: [30]

Obr.29 Rychlostní profil třídy 3b jízdního cyklu WLTC



Zdroj: [28]

5.4 Návrh metodického postupu pro měření emisí výfukových plynů a spotřeby paliva na válcové zkušebně

Návrh tohoto postupu vznikl pro měření emisí výfukových spalin a spotřeby paliva zážehových motorů na válcové zkušebně katedry Vozidel a pozemní dopravy. Pro měření byla použita výše zmíněná vozidla. Provozním palivem byl benzín Natural 95. Před samotným měřením se tato vozidla zahřála na provozní teplotu. Postup měření byl pro obě vozidla, až na drobné konstrukční výjimky, totožný.

Postup měření emisí výfukových spalin můžeme utřídit do několika následujících kroků:

- 1) Kontrola tlaku v pneumatikách
- 2) Umístění vozidla na válcový dynamometr
- 3) Příprava palivové soustavy
- 4) Navázání komunikace s řídicí jednotkou vozu
- 5) Příprava analyzátoru VMK
- 6) Měření dle jízdních cyklů
- 7) Vyhodnocení výsledků

1) V prvním kroku bylo nutné zkontrolovat tlak v pneumatikách přední nápravy. Pro snížení parazitních ztrát je navíc nutné pneumatiky nahustit na vyšší tlak, přibližně o 50 %. V našem případě se jednalo o navýšení tlaku z 2,2 MPa na 3 MPa. Při této operaci musíme zohlednit maximální povolený hustící tlak, který je uvedený na boční straně pneumatiky.

2) V druhém kroku se vozidlo umístí na válcový dynamometr. Pro jeho bezpečné zajištění je nutné použít stahovací pásy. Pomocí těchto pásů se vozidlo přitáhne za tažné oko vozidla a kotvící oka (umístěné v podlaze zkušebny) k válcům zkušebny (obr. 30). Další bezpečnostní opatření spočívá v zatažení ruční brzdy. V poslední části tohoto kroku přesuneme před vozidlo chladicí ventilátor.

Obr. 30 Připevnění vozidla k válcům zkušebny



Zdroj: [vlastní]

3) Pro zjištění spotřeby paliva bylo nutné ve třetím kroku zajistit přívod paliva z externí nádrže. Postup spočívá v odpojení zdrojového konektoru palivového čerpadla, přívodní a vratné palivové větve a jejich napojení na externí palivové čerpadlo a externí nádrž (obr. 31). Tato nádrž (skleněná baňka) byla umístěna na laboratorní váze Vibra AJ - 6200 CE. Na základě sledování hmotnostního úbytku byla stanovena spotřeba paliva.

Obr. 31 Příprava externí palivové soustavy



Zdroj: [vlastní]

4) Ve čtvrtém kroku se naváže komunikace s řídicí jednotkou automobilu. K tomu nám poslouží laptop s diagnostickým programem VCDS a propojovací kabel se standardizovanou zástrčkou pro EOBD a USB portem. Na základě této komunikace se při měření zaznamenávají okamžité hodnoty snímačů a akčních členů. V případě námi použitých vozidel byly dostupné tyto veličiny:

- Otáčky motoru (min^{-1})
- Zatížení motoru (%)
- Průměrná doba vstříku (ms)
- Tlak v sacím potrubí (mbar)
- Hmotnost nasátého vzduchu za čas (g/s)

5) Poslední přípravný úkon před samotným měřením spočívá v nastavení emisního analyzátoru VMK. Před zapnutím analyzátoru je nutné připojit výfukovou sondu analyzátoru (obr. 32) a přisunout odsávací potrubí. Poté je nutné nastartovat automobil, zapnout analyzátor a provést testování a zahřívací cyklus. Tento proces trvá přibližně

tři minuty. Měření se aktivuje spínacím tlačítkem na přední desce analyzátoru. Následuje přibližně deseti sekundová prodleva, kdy si přístroj nasává vzduch a probíhá automatické vynulování. Po těchto operacích je analyzátor připraven na měření.

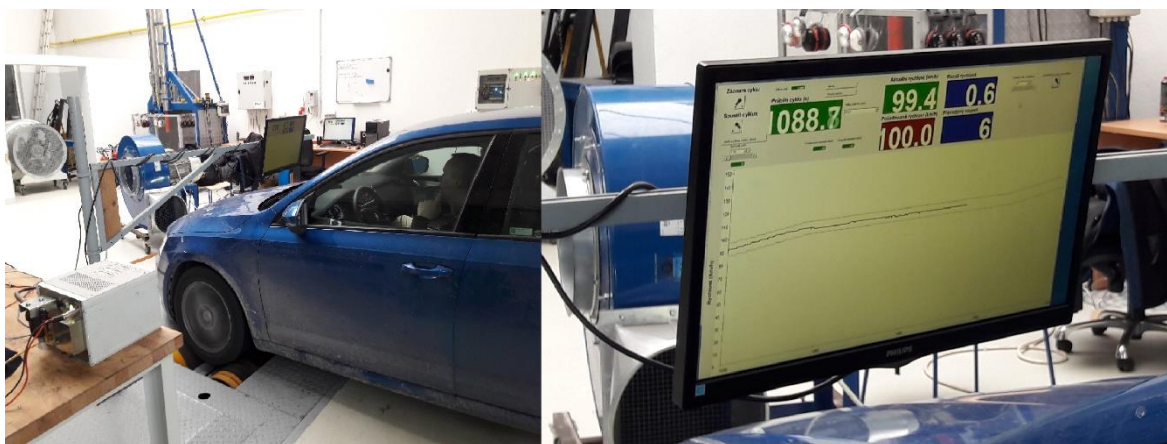
Obr. 32 Připojení výfukové sondy emisního analyzátoru VMK



Zdroj: [vlastní]

6) V šestém kroku se postupně zajíždějí výše zmiňované jízdní cykly NEDC a WLTC. Před čelní sklo automobilu se přesune konstrukce s počítačovým monitorem (obr. 31), který udává řidiči veškeré požadavky a informace o průběhu cyklu. Především se jedná o požadovaný rychlostní stupeň a rychlost vozu. Veškeré tyto informace jsou podávány s dostatečným předstihem, aby mohl řidič pohotově reagovat na změny. Pro úspěšné projetí těchto cyklů je velmi důležité udržet vozidlo v daném rychlostním rozmezí (obr. 33), což není snadné a vyžaduje to určitou zkušenost.

Obr. 33 Konstrukce s počítačovým monitorem udávají informace o průběhu jízdního cyklu



Zdroj: [vlastní]

7) V sedmém kroku nastává fáze vyhodnocení dat. Parametry získané z dynamometru, laboratorní váhy, laptopu a emisního analyzátoru jsou ukládány v takových formátech, které umožňují následné zpracování v programu MS Excel. Vyhodnocení těchto dat je popsáno v následující kapitole.

5.5 Vyhodnocení naměřených dat

Výsledná data byla zpracována v počítačovém programu MS Excel. Kapitulu představující vyhodnocení lze rozdělit do dvou částí. První část se zabývá spotřebou paliva testovaných vozů, v druhé části se autor věnuje analýze koncentrací jednotlivých emisních složek výfukových plynů u měřených vozů.

5.5.1 Vyhodnocení spotřeby paliva

Nejpřesnější metodou, používanou pro zjišťování spotřeby paliva, je metoda gravimetrická. Tato metoda vychází ze sledování hmotnostního úbytku paliva v nádrži. Celkovou spotřebu paliva lze stanovit dle následující rovnice:

$$m_p = m_{\text{počáteční}} - m_{\text{konečná}} \text{ [kg]} \quad (1)$$

kde:

m_p [kg] – celkově spotřebované palivo

$m_{\text{počáteční}}$ [kg] – hmotnost paliva na začátku měření

$m_{\text{konečná}}$ [kg] - hmotnost paliva na konci měření

Další z možností vyhodnocení spotřeby paliva je dopočet z produkce emisí dle rovnice (2) pro zážehové motory.

$$FC = \frac{0,1154}{\rho} * [(0,866 * HC) + (0,429 * CO) + (0,273 * CO_2)] \text{ [l/100 km]} \quad (2)$$

kde:

FC [l/100km] – spotřeba paliva

ρ [g/cm³] – hustota zkušební paliva

HC, CO, CO₂ [g/km] – hmotnost vyprodukovaných emisí na kilometr

Během měření byla spotřeba paliva zjišťována na základě gravimetrické metody. Porovnání spotřeby paliva pro jednotlivé vozy v jízdních cyklech je uvedeno v tabulce 9 a 10. Pro přehlednější a příjemnější porovnání celkové spotřeby v hmotnostních jednotkách slouží obr. 34. Rozdíly mezi jednotlivými cykly jsou patrné a vychází především z ujeté vzdálenosti. Podstatný vliv na vyšší spotřebu v cyklu WLTC má i vyšší průměrná rychlost a celkové větší zastoupení úseků s delší akcelerací.

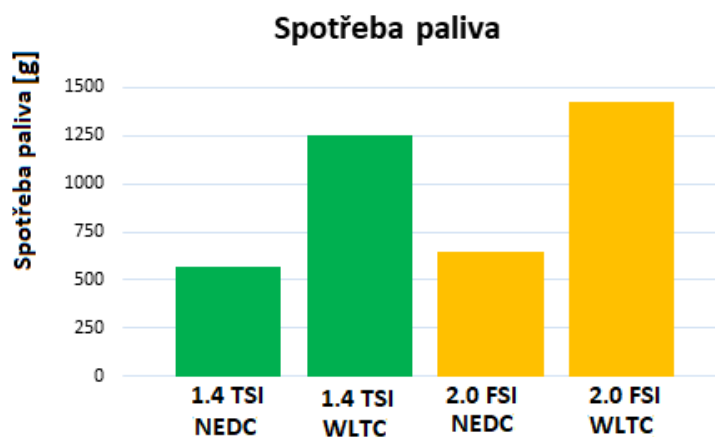
Tabulka 9 Spotřeba paliva za jízdní cykly - Škoda Octavia II 2.0 FSI

Škoda Octavia II 2.0 FSI		
Spotřeba:	Celková [g]	Průměrná [l/100km]
NEDC	648,7	8,34
WLTC	1425	8,51

Tabulka 10 Spotřeba paliva za jízdní cykly - Škoda Octavia III 1.4 TSI

Škoda Octavia III 1.4 TSI		
Spotřeba:	Celková [g]	Průměrná [l/100km]
NEDC	572,2	7,07
WLTC	1255,8	7,23

Obr. 34 Grafické porovnání spotřeby paliva



Zdroj: [vlastní]

5.5.2 Vyhodnocení produkce emisí výfukových plynů

Emisní analyzátor VMK vyhodnocuje produkci emisí v objemových koncentracích. Pro vyjádření těchto emisí v hmotnostní produkci je nutný přepočet. K tomu je potřebné znát hodnotu hmotnosti nasávaného vzduchu, kterou jsme zaznamenávali ze snímače hmotnosti vzduchu. Touto hodnotou nahradíme hmotnostní tok výfukových plynů. Výslednou hmotnostní produkci lze pro jednotlivé emise vypočítat dle rovnic (3), (4), (5) a (6).

$$CO_{přep} = \frac{MAF * CO * M_{CO}}{100} \quad [g/s] \quad (3)$$

kde:

$CO_{přep}$ [g/s] – hmotnostní průtok emisí CO

MAF [mol/s] – přepočítaná hodnota hmotnosti nasátého vzduchu za čas

M_{CO} [g/mol] – molární hmotnost oxidu uhelnatého

CO [%] – objemová koncentrace naměřených emisí CO

$$CO_{2přep} = \frac{MAF * CO_2 * M_{CO_2}}{100} \quad [g/s] \quad (4)$$

kde:

$CO_{2přep}$ [g/s] – hmotnostní průtok emisí CO₂

MAF [mol/s] – přepočítaná hodnota hmotnosti nasátého vzduchu za čas

M_{CO_2} [g/mol] – molární hmotnost oxidu uhličitého

CO [%] – objemová koncentrace naměřených emisí CO₂

$$NO_{přep} = \frac{MAF * NO * M_{NO}}{1\ 000\ 000} \quad [g/s] \quad (5)$$

kde:

$NO_{přep}$ [g/s] – hmotnostní průtok emisí NO_x

MAF [mol/s] – přepočítaná hodnota hmotnosti nasátého vzduchu za čas

M_{NO} [g/mol] – molární hmotnost oxidu dusnatého

NO_x [ppm] – objemová koncentrace naměřených emisí NO_x

$$HC_{přep} = \frac{MAF * HC * M_{HC}}{1\ 000\ 000} \quad [g/s] \quad (6)$$

kde:

$HC_{přep}$ [g/s] – hmotnostní průtok emisí HC

MAF [mol/s] – přepočítaná hodnota hmotnosti nasátého vzduchu za čas

$M_{C_3H_8}$ [g/mol] – molární hmotnost propanu

HC [ppm] – objemová koncentrace naměřených emisí HC

Na následujících snímcích jsou zobrazeny průběhy objemových koncentrací jednotlivých složek emisí výfukových plynů v závislosti na časovém průběhu jízdního cyklu. Vzhledem k reálnější simulaci běžného provozu je grafické porovnání provedeno pro jízdní cyklus WLTC. Celkové porovnání z hlediska průměrných koncentrací těchto emisí u obou jízdních cyklů je uvedeno v tabulce 11. Hmotnostní vyjádření vyprodukovaných emisí uvádí tabulka 12.

Na obr. 35 je zobrazený průběh koncentrací oxidu uhelnatého v závislosti na čase zkušebního cyklu WLTC. Z grafů je patrné, že vyšších hodnot koncentrací oxidu uhelnatého dosahoval přeplňovaný motor 1.4 TSI. Nejvyšších koncentrací se zde dosahovalo v oblasti se středním a velmi vysokým zatížením. Důvodem by mohlo být spalování bohaté směsi zvláště v oblasti s velmi vysokým zatížením. Spalováním bohaté směsi (nedostatek kyslíku) nedochází k dokonalé oxidaci oxidu uhelnatého na oxid uhličitý.

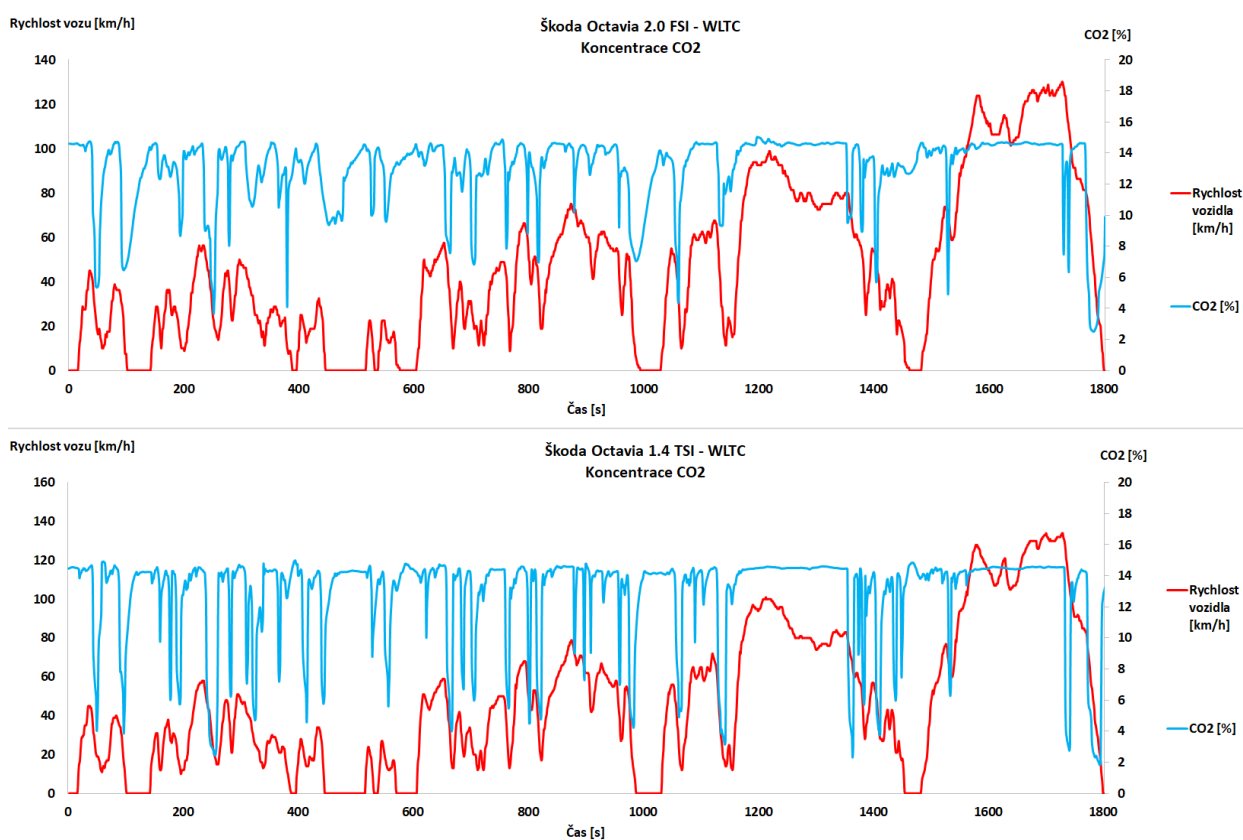
Obr. 35 Průběh koncentrací emisí oxidu uhelnatého při jízdním cyklu WLTC



Zdroj: [vlastní]

Průběh koncentrací oxidu uhličitého v čase při zkušebním cyklu WLTC zobrazuje obr. 36. S určitou nepřesností (produkty nedokonalého spalování) můžeme tvrdit, že emise CO₂ jsou přímo úměrné spotřebě paliva. Z tohoto hlediska lze konstatovat, že přeplňovaný motor vykazoval menší produkci CO₂. Skokové propady, které vidíme u obou variant, jsou spojeny se zkrácenou dobou vstřiku paliva v důsledku náhlé změny polohy akceleračního pedálu (resp. zatížení motoru).

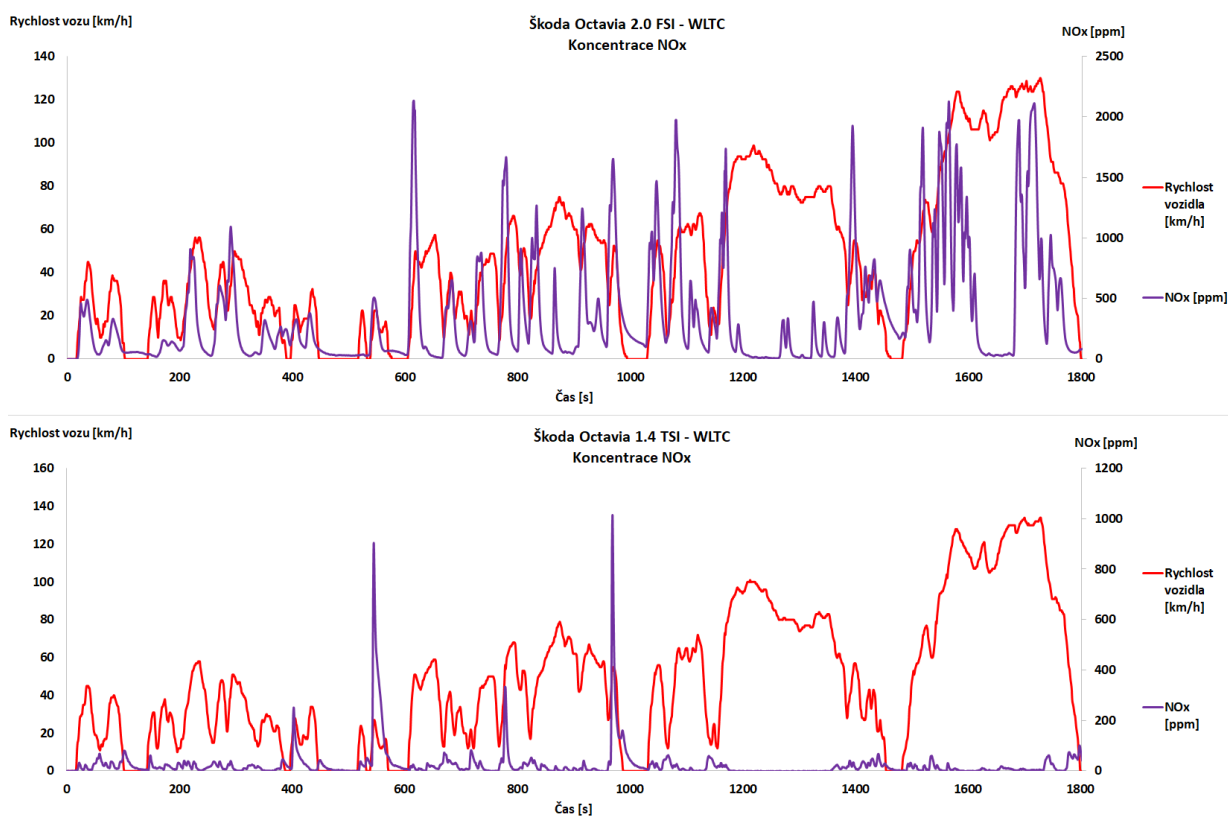
Obr. 36 Průběh koncentrací emisí oxidu uhličitého při jízdním cyklu WLTC



Zdroj: [vlastní]

Na obr. 37 vidíme průběh koncentrací oxidů dusíku v čase zkušebního cyklu WLTC. Na první pohled je zřejmé, že se tyto koncentrace výrazně liší. Příčinou takto velkých koncentrací u motoru 2.0 FSI je vynechání funkce zásobníkového katalyzátoru, kterou se tímto měřením podařilo odhalit. I přes tuto nepříjemnost lze u tohoto motoru odhadovat vyšší koncentrace oxidů dusíku. A to především v oblastech s nižším zatížením motoru, v níž tyto motory pracují s vrstvenou směsí. Vyšší koncentrace NO_x v oblastech s vyšším zatížením motoru lze spojit s vysokými spalovacími teplotami.

Obr. 37 Průběh koncentrací emisí oxidů dusíku při jízdním cyklu WLTC



Zdroj: [vlastní]

Obr. 38 znázorňuje průběh koncentrací nespálených uhlovodíků v závislosti na čase jízdního cyklu WLTC. Ve středním a vyšším zatížení motoru jsou tyto koncentrace porovnatelné. U nepřepřehovaného motoru 2.0 FSI pozorujeme nárůst koncentrací HC v oblasti s nižším zatížením motoru. To může být způsobeno spalováním chudší směsi. Naopak přeplňovaný motor 1.4 TSI vykazoval vyšší koncentrace v oblasti s vyšším zatížením motoru, kde docházelo k obohacení směsi. Spalováním bohaté směsi palivo nestihne celé zoxidovat (nedostatek kyslíku) a část tak vychází se spalinami do ovzduší.

Obr. 38 Průběh koncentrací nespálených uhlovodíků při jízdním cyklu WLTC



Zdroj: [vlastní]

Hodnoty průměrné koncentrace částic emisí pro jízdní cykly NEDC a WLTC uvádí tabulka 11. Při porovnání obou měřených vozů z pohledu oxidu uhelnatého, vykazuje motor 2.0 FSI přibližně o 60 % a 70 % nižší koncentrace než přepřňovaný motor 1.4 TSI. Produkce oxidu uhličitého koresponduje s údaji uvedenými v kapitole 5.5.1, lze tak konstatovat, že přepřňovaný motor vykazoval nižší koncentrace částic CO₂. Nejvyšších rozdílů se opět dosahuje u oxidů dusíku. Jak již bylo zmíněno, výsledné koncentrace byly ovlivněny nefunkčním zásobníkovým katalyzátorem. I přes tento fakt by se dala očekávat zvýšená koncentrace u motoru 2.0 FSI. Z pohledu nespálených uhlovodíků vychází lépe přepřňovaný motor 1.4 TSI, u kterého je v případě jízdního cyklu WLTC přibližně o 64 % nižší koncentrace HC.

Tabulka 11 Hodnoty průměrné koncentrace částic emisí pro oba zkušební cykly

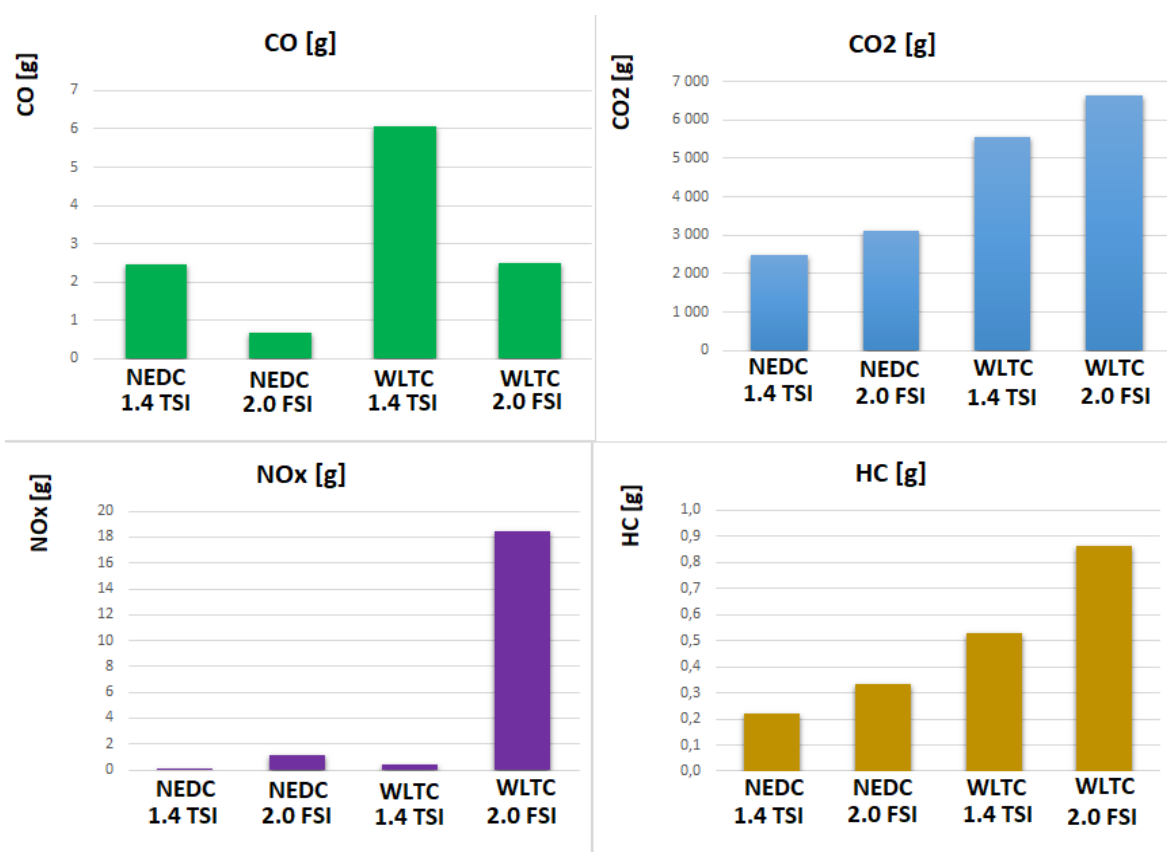
		1.4 TSI	2.0 FSI	2.0 FSI porovnání s 1.4 TSI [%]
ø CO [%]	NEDC	0,019	0,005	- 73,68 %
	WLTC	0,021	0,008	- 61,90 %
ø CO ₂ [%]	NEDC	13,093	13,164	+ 0,54 %
	WLTC	12,825	12,956	+ 1,02 %
ø NO _x [ppm]	NEDC	14,567	58,291	+ 300,16 %
	WLTC	24,419	362,689	+ 1385,27 %
ø HC [ppm]	NEDC	12,041	14,326	+ 18,98 %
	WLTC	11,4	18,697	+ 64,01 %

Dále je v tabulce 12 uvedeno hmotnostní vyjádření celkově vyprodukovaných částic emisí pro jízdní cykly NEDC a WLTC. Při porovnání vozů docházíme ke stejným závěrům, jako v předchozí tabulce. Pro příjemnější a přehlednější zobrazení slouží obr. 39.

Tabulka 12 Hmotnostní vyjádření celkově vyprodukovaných částic emisí za oba zkušební cykly

		1.4 TSI	2.0 FSI	2.0 FSI porovnání s 1.4 TSI [%]
CO [g]	NEDC	2,465	0,689	-72,05 %
	WLTC	6,051	2,505	-58,60 %
CO ₂ [g]	NEDC	2492,066	3106,226	+ 24,64 %
	WLTC	5542,716	6618,055	+ 19,40 %
NO _x [g]	NEDC	0,155	1,148	+ 642,12 %
	WLTC	0,458	18,482	+ 3938,01 %
HC [g]	NEDC	0,220	0,332	+ 51,14 %
	WLTC	0,528	0,862	+ 63,21 %

Obr. 39 Grafické vyjádření celkově vyprodukovaných částic emisí pro oba jízdní cykly



Zdroj: [vlastní]

Závěr

Přepřňování sehrálo od svého vzniku až po současnost velmi důležitou roli ve vývoji v automobilovém průmyslu. Neustále se navyšující požadavky na ekologii provozu a stále ubývající zásoby přírodních zdrojů nutí výrobce automobilů ke snižování emisí a spotřeby paliva. Takto lze charakterizovat současné trendy ve vývoji automobilů. Dá se tak očekávat, že právě přepřňování spalovacích motorů bude mít zastoupení i do budoucna. Od počátku vývoje přepřňování se objevilo mnoho možností, jak docílit plnění válce motoru tlakem vyšším, než je tlak atmosférický. Ať už se jednalo o spirálové G-dmychadla firmy Volkswagen nebo např. tlakovzdušné výměníky Comprex firmy Mazda, vždy se našly nějaké zápory, kvůli kterým se od těchto konstrukcí upustilo. V současné době je na vrcholu vývoje přepřňování turbodmychadlem, které ve velké míře nahradilo mechanicky poháněná dmychadla.

Cílem teoretické části práce bylo uceleně zpracovat problematiku přepřňování a produkce škodlivých emisí. První oddíl teoretické části je věnován přepřňování. Jsou zde rozebrány jednotlivé způsoby přepřňování, jejich historie, konstrukční řešení a princip činnosti. V druhém oddílu se autor zabývá emisemi výfukových plynů. Pro kompletní shrnutí této problematiky bylo nutné uvést mechanismus vzniku těchto emisí, jejich vliv na životní prostředí, lidský organismus a v závěru i způsoby a konstrukční opatření pro jejich snižování u zážehových a vznětových motorů. Úplný závěr teoretické části je věnován způsobům měření těchto emisí.

Experimentální část diplomové práce probíhala na válcové zkušební katedry Vozidel a pozemní dopravy České zemědělské univerzity v Praze. Cílem této části byla analýza a porovnání z hlediska produkce emisí výfukových plynů a spotřeby paliva u přepřňovaného motoru automobilu Škoda Octavia III 1.4 TSI s nepřepřňovaným motorem automobilu Škoda Octavia II 2.0 FSI. Porovnávané parametry byly posuzovány z hlediska jízdních cyklů NEDC a WLTC.

Při zhodnocení spotřeby paliva vychází lépe přepřňovaný motor 1.4 TSI, který u obou jízdních cyklů vykazoval, při porovnání s atmosférickým motorem, přibližně o 12 % menší spotřebu paliva.

Z výsledků měřených emisí výfukových plynů docházíme k závěrům, které taktéž poukazují na pozitivní vlivy přeplňovaného motoru 1.4 TSI. Porovnáním celkové hmotnostní produkce složek emisí přeplňovaný motor ztrácel pouze u emisí oxidu uhelnatého, kde vyprodukoval přibližně o 72 % (NEDC) a 58,5 % (WLTC) více emisí CO než atmosférický motor 2.0 FSI. Produkce emisí oxidu uhličitého koresponduje s výsledky spotřeby paliva. Přeplňovaný motor vykazoval o 24 % (NEDC) a 19 % (WLTC) nižší produkci CO₂. Měření produkce oxidů dusíku bylo ovlivněno vynecháním funkce zásobníkového katalyzátoru motoru 2.0 FSI. Z tohoto důvodu vychází produkce NO_x u 2.0 FSI mnohonásobně vyšší. Vzhledem k faktu, že tyto motory pracují s vrstvenou směsí, dala by se vyšší produkce těchto částic očekávat i při správné funkci tohoto katalyzátoru. Poslední porovnávanou složkou byly emise nespálených uhlovodíků, kde přeplňovaný motor 1.4 TSI vyprodukoval přibližně o 51 % (NEDC) a 63 % (WLTC) méně emisí HC než motor 2.0 FSI.

Seznam literatury

- [1] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2008. ISBN 978-80-87143-06-3.
- [2] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [3] BARTONÍČEK, Ladislav. *Přepřínování pístových spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-800-0
- [4] RAUSCHER, Jaroslav, 2005: *Spalovací motory*. Studijní opory VUT v Brně, 2005
- [5] Flexamiauto. *Princip turbodmyhadla*. [online]. [cit. 2018-02-12] dostupné z: <https://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [6] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Přeložil Iva MICHŇOVÁ, přeložil Zdeněk MICHŇA, přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-.
- [7] DUSSEL, Klaus. *Firemní materiál společnosti Škoda Auto – Zážehový motor 1.4 l/92kW TSI. 2012.*
- [8] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [9] Jagweb. *Supercharging - expediency or efficiency?*. [online]. [cit. 2018-02-22] dostupné z: http://www.jagweb.com/aj6eng/supercharging_article.php
- [10] Auto.cz. *Seriál turbodmyhadla: Jde to i bez turba (3. díl)*. [online]. [cit. 2018-02-26] dostupné z: <http://www.auto.cz/serial-turbodmyhadla-jde-to-i-bez-turba-3-dil-90868>
- [11] Mechanicalbooster. *Comparison Between Roots, Twin Screw and Centrifugal Supercharger*. [online]. [cit.2018-02-27] dostupné z: <http://www.mechanicalbooster.com/2017/08/comparison-between-roots-twin-screw-and-centrifugal-supercharger.html>

- [12] HIERETH, Hermann. a P. H. W. PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [13] Superstreetonline. *The Comprex: The other Compressor*. [online]. [cit. 2018-03-02] dostupné z: <http://www.superstreetonline.com/features/news/0705-sccp-complex-compressor-supercharger/>
- [14] Fiftyfivenotion. Variable. *Variable Geometry Intake System or Variable Length Intake*. [online]. [cit. 2018-3-5] dostupné z: <http://fiftyfivenotion.blogspot.cz>
- [15] Tipcars. *Automobilový konstruktér: Downsizing?*. [online]. [cit. 2018-03-06] dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/nase-tema/automobilovy-konstrukter-downsizing-zakaznici-se-desi.html>
- [16] LEDUC, Pierre. DUBAR, Benjamin a RANINI, Alain. *Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO2 Emissions*. [online]. [cit. 2018-03-10] dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.469.1295&rep=rep1&type=pdf>
- [17] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 4. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2013. ISBN 978-80-87143-29-2.
- [18] Auto.cz. *Kompresní poměr spalovacího motoru: Je lepší vyšší, nebo nižší? Jak kdy!*. [online]. [cit. 2018-03-10] dostupné z: <http://www.auto.cz/kompresni-pomer-spalovaciho-motoru-je-lepsi-vyssi-nebo-nizsi-106849>
- [19] VLK, František. *Příslušenství vozidlových motorů*. Brno: František Vlk, 2002. ISBN 80-238-8755-6.
- [20] Autoride. *EGR ventil: Ako funguje a čo sa stane ak nefunguje správne?*. [online]. [cit. 2018-03-11] dostupné z: <https://autoride.sk/naco-vlastne-sluzi-egr-ventil/>
- [21] Autolexicon.net. *Katalyzátor*. [online]. [cit. 2018-03-12] dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/katalyzator/>
- [22] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.

- [23] Ctscorp. *Diesel Particulate Matter Filtration*. [online]. [cit. 2018-03-14] dostupné z: <https://www.ctscorp.com/products/sensors-2/rf-dpf-sensor/diesel-particulate-filter-dpf-knowledge-base/basics-dpf-operation/>
- [24] Autoevolution. *How the Diesel Particulate Filter Works*. [online]. [cit. 2018-03-15]
- [25] BARTOVSKÝ, Tomáš. *Analyzátory emisí: přehled metod pro kontinuální měření plynných znečišťujících látek*. Praha: VUSTE servis, 1994.
- [26] TAKÁTS, Michal. *Měření emisí spalovacích motorů*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01632-3.
- [27] HLAVŇA, Vladimír a Andrej KOVALČÍK. *Energetické zdroje automobilov: skúšanie spalovacích motorov*. Vydanie prvé. V Žiline: Žilinská univerzita, 2013. ISBN 978-80-554-0640-4.
- [28] MOCK, Peter. *The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU* [online]. [cit. 2018-02-01] dostupné z: https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_WLTP_EffectEU_20141029_0.pdf
- [29] Arval. *Nový cyklus měření spotřeby paliva a emisí WLTP*. [online]. [cit. 2018-03-18] dostupné z: <https://www.arval.cz/cs/novy-cyklus-mereni-spotreby-paliva-emisi-wltp>
- [30] Auto.cz. *Nový homologační emisní test WLTP: Opravdu znamená konec lhaní?*. [online]. [cit. 2018-03-22] dostupné z: <http://www.auto.cz/wltp-novy-homologacni-emisni-test-110305>

Seznam obrázků

Obr.1 Konstrukce turbodmychadla.....	5
Obr.2 Kapalinový chladič stlačeného plnicího vzduchu.....	6
Obr.3 Schématický přehled přeplňování turbodmychadlem s elektromagneticky ovládaným ventilem plnicího tlaku (Zážehový motor 1,4 TSI).....	8
Obr.4 Princip regulace pomocí proměnného nastavení geometrie rozváděcích lopatek turbíny.....	9
Obr.5 Průhledná kresba Rootsova dmychadla.....	11
Obr.6 Lysholmovo dmychadlo.....	12
Obr.7 Princip činnosti spirálového dmychadla.....	13
Obr.8 Princip činnosti výměníku Comprex.....	14
Obr.9 Proměnlivá délka sacího potrubí.....	16
Obr.10 Složení výfukových plynů.....	18
Obr.11 Průběh emisí škodlivin ve výfukových plynech zážehového motoru v závislosti na složení zápalné směsi.....	23
Obr.12 Závislost měrné spotřeby paliva m_{pe} , HC a NO_x na velikosti kompresního poměru.....	24
Obr.13 Schematické znázornění dvouokruhového systému EGR.....	26
Obr.14 Schématický řez oxidačně – redukčním katalyzátorem.....	28
Obr.15 Výfukový trakt motoru s vrstveným vstřikováním paliva.....	29
Obr.16 Schematický řez filtrem pevných částic vozu Audi A8 3.0 TDI quattro.....	33
Obr.17 Selektivní katalytická redukce.....	34
Obr.18 Nedisperzní kontinuální analyzátor.....	35

Obr.19 Schéma chemiluminiscenčního analyzátoru.....	36
Obr.20 Schéma plamenoionizačního detektoru.....	37
Obr.21 Schématické znázornění opacimetru Hartridge.....	39
Obr.22 Válcový dynamometr – technické prostory katedry Vozidel a pozemní dopravy.....	41
Obr.23 Škoda Octavia II 2.0 FSI.....	43
Obr.24 Škoda Octavia III 1.4 TSI.....	44
Obr.25 Emisní analyzátor VMK.....	45
Obr.26 Laboratorní váha Vibra AJ-6200 CE.....	47
Obr. 27 Chladicí ventilátor Filcar AL – 1500/C.....	48
Obr. 28 Rychlostní profil jízdního cyklu NEDC.....	50
Obr.29 Rychlostní profil třídy 3b jízdního cyklu WLTC.....	52
Obr. 30 Připevnění vozidla k válcům zkušebny.....	54
Obr. 31 Příprava externí palivové soustavy.....	55
Obr. 32 Připojení výfukové sondy emisního analyzátoru VMK.....	56
Obr. 33 Konstrukce s počítačovým monitorem udávající informace o průběhu jízdního cyklu.....	57
Obr. 34 Grafické porovnání spotřeby paliva.....	59
Obr. 35 Průběh koncentrací emisí oxidu uhelnatého při jízdním cyklu WLTC.....	62
Obr. 36 Průběh koncentrací emisí oxidu uhličitého při jízdním cyklu WLTC.....	63
Obr. 37 Průběh koncentrací emisí oxidů dusíku při jízdním cyklu WLTC.....	64
Obr. 38 Průběh koncentrací nespálených uhlovodíků při jízdním cyklu WLTC.....	65

Obr. 39 Grafické vyjádření celkově vyprodukovaných částic emisí pro oba jízdní cykly...67

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry válcové zkušebny.....	42
Tabulka 3 parametry vozu Škoda Octavia III 1.4 TSI.....	43
Tabulka 2 parametry vozu Škoda Octavia II 2.0 FSI.....	44
Tabulka 4 Parametry emisního analyzátoru VMK.....	46
Tabulka 5 Parametry laboratorní váhy Vibra AJ-6200 CE.....	47
Tabulka 6 Parametry ventilátoru Filcar AL – 1500/C.....	48
Tabulka 7 Parametry jízdního cyklu NEDC.....	49
Tabulka 8 Parametry třídy 3b jízdního cyklu WLTC.....	51
Tabulka 9 Spotřeba paliva za jízdní cykly - Škoda Octavia II 2.0 FSI.....	59
Tabulka 10 Spotřeba paliva za jízdní cykly - Škoda Octavia III 1.4 TSI.....	59
Tabulka 11 Hodnoty průměrné koncentrace částic emisí pro oba zkušební cykly.....	66
Tabulka 12 Hmotnostní vyjádření celkově vyprodukovaných částic emisí za oba zkušební cykly.....	66

Seznam zkratek

NEDC	New European Driving Cycle
UDC	Urban Driving Cycle
EUDC	Extra-Urban Driving Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
WLTC	World-wide harmonized Light duty Test Cycle
TSI	Twincharged Stratified Injection
TFSI	Turbo Fuel Stratified Injection
FSI	Fuel Stratified Injection
EGR	Exhaust Gas Recirculation
SCR	Selective Catalytic Reduction
DPF	Diesel Particulate Filter
HDi	High-pressure Direct injection
VCDS	Vag Com Diagnose System
NIDR	Non Dispersive Infrared Analyser
FID	Flame Ionization Detector
EOBD	European On-Board Diagnostics
PMR	Power to Mass Ratio
ppm	parts per million