TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Vliv provozních podmínek na spalování rostlinných olejů ve stávajících vznětových motorech a na výfukové emise

Doktorská disertační práce

Michal Vojtíšek

Program a obor studia:
Strojní inženýrství – Konstrukce strojů a zařízení – Pístové spalovací motory

Školitel:
Doc. Ing. Josef Laurin, CSc.

září 2009

Slovo úvodem...

Rostlinné oleje, získávané z různých plodin po celém světě, se stávají jedním z „alternativních" paliv pro vznětové motory. Ty jsou hnací silou většiny mobilních strojů a těžších dopravních prostředků. Zároveň s tím jsou však i jedním z hlavních zdrojů znečištění ovzduší.

Hlavním cílem této práce bylo posoudit, jaký vliv má spalování rostlinných olejů v motorech na výfukové emise. S přibývajícím počtem měření však bylo zjištěno, že odpověď na tuto otázku nelze uspokojivě vyjádřit jedním číslem. O tom proč tomu tak je, a jaké faktory mají vliv na emise z motorů poháněných rostlinnými oleji, pojednává tato práce.

Protože emise vznikají spalováním paliva, a protože se jedná o doktorskou práci v oboru pístové spalovací motory, klíčovou součástí práce je experimentální výzkum spalování rostlinných olejů převážně v traktorovém motoru Zetor, provedený na katedře autora. Tato měření jsou doplněna o měření emisí, která proběhla částečně během zmíněných experimentálních prací, částečně během autorova působení v USA. Některá tato měření jsou provedena unikátními aparaturami za reálného provozu vozidla. Vývoj zařízení a metodiky pro měření emisí za reálného provozu, který je dřívějším dílem autora, není však hlavní náplní této práce, a je popsán pouze do míry potřebné k porozumění výsledků.

Kolik rostlinného oleje je reálně k dispozici a za jakou cenu, kolik energie je třeba na výrobu rostlinného oleje, jaké dopady má výroba a využití rostlinných olejů na ekonomiku, krajinu, kvalitu ovzduší, bilanci emisí skleníkových plynů, místní a regionální ekonomiku, jaké množství paliva je třeba pro zachování mobility v udržitelné regionální ekonomice, a další otázky jsou v práci zmíněny, protože jsou důležité pro praktické využití paliva. Odpovědi na ně jsou však rozdílné a nejednoznačné, a jejich podrobná diskuze přesahuje rámec této práce.

Prohlášení o využití výsledků

Na části práce vypracované v rámci grantového úkolu "Optimalizace spalování rostlinného oleje ve vznětových motorech" se vztahuje část autorského zákona o zaměstnaneckém díle, na části práce vypracované během doktorského studia pak část autorského zákona o školním díle.

Autor souhlasí s využitím práce pro vlastní nevýdělečnou potřebu Technické univerzity v Liberci.

Komerční (ziskové) využití práce je možné pouze se souhlasem autora a Technické univerzity v Liberci, kterým náleží přiměřená odměna.

Autor výslovně upozorňuje, že provoz motorů na rostlinné oleje je riziková záležitost, a může vést k jejich zničení. Autor ani Technická univerzita v Liberci nenesou odpovědnost za jakékoli škody vyplývající z využití práce nebo jakkoli spojené s využitím práce, zejména za škody související s provozem motorů na rostlinné oleje.

S dotazy, komentáři, využití poznatků z této práce v jiných studiích, výsledky z návazné tvorby se prosím obracejte na níže uvedenou adresu.

Michal Vojtíšek, Štěpánská 26, 110 00 Praha 1

KVM FS, Technická univerzita v Liberci, Studentská 2, 461 17 Liberec, michal.vojtisek@tul.cz

Poděkování

Měření na motoru Avia byla provedena v rámci Výzkumného centra spalovacích motorů Josefa Božka, projekt Ministerstva školství ČR 1M0568.

Měření na motoru Zetor byla provedena v rámci grantového úkolu Grantové agentury ČR 101/08/1717: Optimalizace spalování rostlinných olejů ve vznětových motorech, jehož řešitelem je autor. Motor Zetor 1505 byl zapůjčen od Výzkumného ústavu traktorů v Brně.

Autor děkuje ing. Josefu Blažkovi, Ph.D. (KVM), za měření indikátorových diagramů a za měření emisí laboratorními aparaturami, ing. Richardu Vackovi (TUV SUD Praha) za měření emisí klasifikátorem SMPS, doc. ing. Jiřímu Štastnému (Univerzita obrany, Brno) za školení a pomoc v oblasti měření tlaků ve vstřikovacím potrubí, doc. ing. Josefu Laurinovi, CSc. (KVM), za námět k měření teploty paliva na vstupu do vstřikovače, ing. Jiřímu Pochmanovi (ICAS, Praha) za zapůjčení ionizační komory z kouřového hlásiče, ing. Otokaru Vojtíškovi (VMK, Praha) za cenné informace v oblasti měření částic ionizační komorou, ing. Karlu Štěpánkovi a ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. (oba Výzkumný ústav traktorů, Brno) za zapůjčení motoru a konzultace, dr.-ing. Remborovi z Huss Umwelttechnik za zapůjčení zachycovače částic, ing. Martinu Dufkovi za významnou pomoc při instalaci motoru Zetor 1505, Oldřichu Chmelíčkovi a panu Zemanovi (VŠP, Liberec) za výrobu výfukových potrubí, ing. Janu Marešovi, ing. Radkovi Holubcovi, ing. Michaelu Fenklovi (doktorandi na KVM), Martinu Pechoutovi (student 4. ročníku na KVM), Václavovi Kadlecovi (student gymnázia v Jablonci nad Nisou, nyní student 1. ročníku na KVM) za pomoc při přípravách a provádění měření.

Měření v USA byla sponzorována z velké části autorem osobně. Vývoj mobilní aparatury se spektrometrem FTIR byl financován Newyorským úřadem pro výzkum a vývoj energie (NYSERDA, Albany, New York, USA). Měření na válcové zkušebně byla provedena v laboratoři vozidlových emisí odboru ochrany ovzduší Newyorského ministerstva životního prostředí v rámci autorova působení v Ústavu atmosférických věd na State University of New York (SUNY). Autor děkuje panu Justinu Carvenovi (Greasecar, Florence, Massachusetts, USA) a soukromým vlastníkům Davidu Maxovi (Montana), Scottovi McGrathovi (Vermont) a Tonymu Thorpemu (Kalifornie) za zapůjčení nebo zajištění testovaných vozidel, a kolegům zaměstnaným státem New York za podporu během projektu.

Zvláštní poděkování patří: mému školiteli doc. ing. Josefu Laurinovi, CSc., za inspiraci k doktorskému studiu a mnohé konzultace o alternativních palivech; prof. ing. Stanislavu Berounovi, CSc., za podrobné konstruktivní připomínky k práci; kolegům z Katedry vozidel a motorů za vlídné přijetí a podporu mých akademických zájmů; profesoru fyziky Donaldu Collinsovi, vedoucímu autoprovozu Vincentu Andersonovi, a vedoucímu počítačového střediska Rayi Stockovi, všichni na Warren Wilson College, Asheville, USA, za podporu a inspiraci v letech 1991–1995 která vyústila ve volbu tohoto tématu; mé matce MUDr. Jitce Lomové, Ph.D., MBA, za dlouholetou inspiraci k vědecké práci; a manželce Miriam za podporu a trpělivost při bádání, přemýšlení, zpracovávání výsledků, a tvorbě práce.

Obsah

Slovo úvodem... ii
Prohlášení o využití výsledků ii
Poděkování iii
Obsah iv
Souhrn vi
Summary vii
1. Úvod: Rostlinné oleje jako palivo pro vznětové motory 1
2. Současný stav poznání: rostlinné oleje a jejich využití jako paliva ve vznětových motorech 3
2.1. Základní vlastnosti rostlinných olejů 3
2.2. Vliv vlastností rostlinných olejů na chod motoru 5
2.3. Příprava a skladování rostlinného oleje 7
2.4. Rostlinný olej v palivovém systému 8
2.5. Dávkování paliva – vliv RO na velikost dávky 8
2.6. Vliv výhřevnosti a hustoty 9
2.7. Dávkování paliva – vliv na časování vstřiku 9
2.8. Vstřik paliva, průměr kapiček, tvorba směsi 9
2.9. Průtah vznícení 11
2.10. Účinnost motoru, spotřeba paliva 11
2.11. Výkon motoru 12
2.12. Emise sledovaných a regulovaných látek 12
2.13. Emise v současné době neregulovaných látek a parametrů 13
2.14. Degradace motorového oleje, tvorba úsad v motoru, životnost motoru 13
2.15. Úpravy motoru, vyhřívaný dvojpalivový systém 15
2.16. Souhrn stavu poznání 16
2.17. Rozvaha autora nad stavem poznání 16
3. Cíle a vymezení práce 18
4. Experimentální výzkum na motoru Avia 21
4.1. Popis aparatury a metod 21
4.2. Výsledky a diskuze 23
5. Experimentální výzkum na motoru Zetor 1505 28
5.1. Motor a experimentální aparatura 28
5.2. Výkonové parametry s využitím systému DieselTherm 31
5.3. Indikované tlaky a emise s využitím systému DieselTherm 34
5.4. Systém vlastní výroby s komponenty GreaseCar 38
5.5. Vliv na maximální výkon a spotřebu paliva 39
5.6. Časování vstřiku paliva a průběhu hoření 41
5.7. Dynamické změny v indikovaných tlacích – vliv teploty paliva a historie režimů 44
5.8. Emise – stacionární ustálené režimy 48
5.9. Vliv provozního režimu na emise částic 52
5.10. Dynamické měření emisí částic 55
5.11. Velikostní spektra emitovaných částic 59
5.12. Korelace mezi emisemi částic a provozními podmínkami 61
5.13. Vliv teploty paliva na emise 62
5.14. Provoz ze zachycovačem pevných částic 63
5.15. Tvorba úsad v motoru 65
5.16. Další zkoušky na motoru Zetor 68
6. Měření na automobilech 69

7. Diskuze ... 72
7.1. Chod motoru, spotřeba paliva, účinnost ... 72
7.2. Výkon motoru ... 72
7.3. Dynamika paliva ve vstřikovacím systému ... 74
7.4. Průběh spalování ... 75
7.5. Emise ... 77
7.6. Použité metody, motor jako nelineární dynamický systém ... 80
7.7. Tvorba úsad v motoru, vliv na motorový olej ... 81
7.8. Doporučení ... 83
7.9. Další kroky ... 83
7.10. Energetická bilance rostlinných olejů ... 84
7.11. Je využití rostlinných olejů jako paliva udržitelné? ... 85
7.12. Přínosy práce ... 86
8. Závěry ... 87
Literatura ... 89
Publikace autora vycházející z řešení doktorské disertační práce na TUL ... 96
Příloha A-1: Měření na motoru Avia – indikované tlaky, průběh hoření, spotřeba, emise. ... 97
Příloha B-1: Průběhy indikovaných tlaků, Zetor 1505 ... 98
Příloha B-2: Emise plynných látek – Zetor 1505 (koncentrace v ppm) ... 100
Příloha B-3: Tabulovaná data z měření na motoru Zetor 1505 ... 101
Příloha B-4: Velikostní spektra emitovaných částic – Zetor 1505 ... 108
Příloha C: Měření na automobilech ... 110
1. Laboratorní měření na osobním automobilu Volkswagen Golf ... 110
2. Měření na dodávkovém automobilu Volkswagen Transporter za provozu ... 114
3. Měření na osobním automobilu Volkswagen Golf za provozu - Kalifornie ... 117
4. Měření na osobním automobilech Volkswagen Golf za provozu - Massachusetts ... 120
5. Laboratorní měření regulovaných emisí na lehkém nákladním automobilu Ford ... 128
6. Měření neregulovaných plynných emisí na lehkém nákladním automobilu Ford ... 136

Souhrn

Práce se zabývá vlivem provozu a provozních podmínek vznětových motorů na rostlinné oleje na průběh hoření a na výfukové emise. Práce uvažuje stávající vznětové motory bez konstrukčních úprav, dovybavené sekundárním palivovým systémem s přepínáním paliv (různopalivový systém), který je vyhřívaný chladicí kapalinou. Motory jsou startovány a ohřáty na naftu, poté provozovány na ohřátý rostlinný olej, a před odstavením přepnuty zpět na naftu.

Klíčová část práce je založena na měřeních na čtyřválcovém přeplňovaném traktorovém motoru Zetor 1505 s řadovým mechanicky řízeným vstřikovacím čerpadlem. Další měření byla provedena v laboratoři na silničním motoru Avia, a na několika osobních vozidlech Volkswagen a jednom nákladním vozidle Ford. V motorech Zetor a Avia byl použit řepkový olej palivové kvality, v ostatních motorech pak převážně filtrovaný, dekantovaný použitý fritovací olej.

U motoru Zetor výkon poklesl cca o 10%, u motoru Avia se výkon mírně zvýšil. U ostatních motorů nebyl výkon motoru sledován. Celková účinnost motoru zůstala bez výrazných změn.

Z měření na motorech Zetor a Avia vyplývá, že při provozu při nízkých otáčkách a zatíženích dochází ke vznícení řepkového oleje až o jednotky stupňů pootočení klikového hřídele později ve srovnání s naftou; s průběhem provozu na volnoběh se toto zpoždění dále zvyšuje. Vyšší zpoždění bylo pozorováno i při provozu na studený olej (do 50-55 °C). V ostatních režimech docházelo ke vznícení ve srovnatelnou dobu (Avia) nebo o desetiny stupně dříve (Zetor).

Při nízkých otáčkách a zatíženích byly výrazně (až o řád) vyšší emise PM a HC a vyšší emise CO, emise NO_x pak byly o nízké desítky procent nižší. Při středních a vyšších otáčkách a zatíženích byly na motorech Zetor a Avia výrazně nižší emise HC, CO a PM; na ostatních motorech pak nižší emise PM, vliv na emise HC a CO nebyl měřen nebo byl nejednoznačný. Emise NO_x byly při středních a vyšších otáčkách a zatíženích vyšší na motoru Zetor s klasickým řadovým vstřikovacím čerpadlem, nižší na motorech Avia a Volkswagen s rotačními vstřikovacími čerpadly, a nižší na motoru Ford s jednotkovými vstřikovači. Lze se domnívat, že k vlivu na emise NO_x významně přispívají rozdíly v počátku vstřiku paliva vlivem odlišné dynamiky rostlinného oleje v palivovém systému. Emise byly silně ovlivněny předchozími režimy, zejména emise částic, kde ustáleného stavu nebylo často dosaženo ani po deseti minutách.

Měření velikostních spekter částic na motoru Zetor potvrzují výrazně vyšší zastoupení částic o velikosti řádově desítek nm při nižších otáčkách a při nižších a středních otáčkách a nízkých zatíženích. Při středních a vyšších otáčkách a vyšších zatíženích byly koncentrace částic všech velikostí nižší. Měření neregulovaných plynných emisí spektrometrem FTIR poukázala na vyšší podíl NO_2 v NO_x, a relativně vyšší zastoupení formaldehydu a etylenu v organických látkách. Měřením účinnosti oxidačního katalyzátoru na automobilech Volkswagen byla zjištěna vyšší účinnost oxidačního katalyzátoru při likvidaci částic (20-30%) ve srovnání s naftou (10-20%).

Lze se domnívat že režimy s neúměrně vyššími emisemi PM a HC vedou též k neúměrně vyšší míře pronikání rostlinného oleje do motorového mazacího oleje a k neúměrně vyšší tvorbě úsad ve spalovacím prostoru a výfukovém systému. Ošetřením těchto režimů by se pak výrazně snížily nejen emise, ale i tvorba úsad a degradace mazacího oleje.

Celkově z výsledků vyplývá silné rozdělení vlivu rostlinného oleje jako paliva na hoření a emise podle otáček a zatížení motoru. Při posuzování vlivu rostlinného oleje na emise nebo při posuzování vhodnosti provozu daného motoru v dané aplikaci na rostlinný olej je tedy třeba uvážit charakter motoru a provozních podmínek konkrétních vozidel nebo strojů.

Vzhledem k nutnosti startovat a zahřívat motor na naftu a vzhledem k problematickému spalování i emisím při nízkých otáčkách a zatíženích nelze, bez vhodného ošetření, rostlinné oleje doporučit pro motory často startované a provozované v nízkých zatíženích. Relativně méně problematické, a z hlediska emisí výhodné, se pak jeví dlouhodobý provoz při středních až vyšších zatíženích.

Rostlinný olej má velmi příznivou energetickou bilanci a lze jej získat z místních obnovitelných zdrojů; ačkoliv nenahradí současnou spotřebu ropy, může hrát významnou roli v systému udržitelné dopravy a energetiky. Podrobnější rozbor širších souvislostí je však nad rámec této práce.

Summary

The effect of operating conditions on the combustion of non-esterified plant oils in existing diesel engines and on the emissions

The focus of the Ph.D. thesis is the combustion of vegetable oils in existing diesel engines, with the focus on the effect of the engine operating conditions on the combustion process and on the emissions. This work considers existing diesel engines without internal modifications and preferrably with no changes to engine adjustments, retrofitted with a dual-fuel system, where vegetable oil is heated by the engine coolant. The engine is started and warmed up on diesel fuel, and switched back to diesel fuel prior to shutdown.

The work builds heavily on experimental work on a Zetor 1505 four-cylinder turbocharged tractor engine of Czech provenience. Additional measurements were carried on an Avia truck engine of Czech provenience, on several Volkswagen automobiles and one Ford F-350 pickup truck. Zetor and Avia engines were powered by fuel-grade virgin rapeseed oil, vehicles were powered by filtered and decanted used frying oil.

The power has decreased by 10% on the Zetor engine, while increasing slightly on the Avia engine. For all engines, thermal efficiencies were comparable to diesel fuel operation.

The start of the combustion (SOC) was delayed by about two crankshaft degrees at regular and fast idle, further increasing during a prolonged idle and with low fuel temperatures (below about 50-55 °C). At moderate and high rpm and loads the SOC was comparable on the Avia engine and advanced by fraction of a degree on the Zetor engine.

At low rpm and loads, emissions of HC and PM increased by up to an order of magnitude, CO emissions have also increased, and NOx emissions decreased by tens of percents. At moderate and high rpm and loads, emissions of PM, HC and CO have decreased substantially on the Zetor engine, PM emissions have also decreased on all other engines, while the effects of CO varied. Also at higher rpm and loads, NOx emissions increased on the Zetor engine, and decreased on Avia, Volkswagen and Ford engines. It is believed that NO_x increase is correlated with advance in injection timing due to different dynamics of vegetable oils in the injection system. The emissions of PM were heavily influenced by prior regimes, and often have not become stable even after ten minutes.

PM size distribution measurements on the Zetor engine revealed substantially higher concentrations of smaller particles (tens of nm) at low rpm and loads, at full loads, concentrations decreased for all size bins. Overall, particles were smaller compared to diesel operation. Measurement of unregulated gaseous emissions with an FTIR spectrometer revealed higher fraction of NO_2 in NO_x, and higher concentrations of formaldehyde and ethylene, aromatics and acrolein were not detected. The PM removal efficiency of a diesel oxidation catalyst on a Volkswagen engine was higher (20-30%) compared to diesel (10-20%). Diesel particulate filter regenerated at comparable temperatures when loaded at moderate loads, and at lower temperatures when loaded at idle.

It is believed that the operating regimes with disproportionately high HC and PM emissions also lead to higher rates of penetration of vegetable oil into the crankcase, leading to a degradation of lubricating oil, and higher rates of deposit formation within the engine. Addressing or avoiding idle and low-load operation is therefore deemed critical to successful long-term engine operation.

The effects of vegetable oil on combustion and emissions are strongly bifurcated, with low rpm, low load operation being problematic. The operating conditions must therefore be considered when evaluating effects of vegetable oil on emissions or when considering using vegetable oil in a particular application. Given the need to start and warm up the engine on ordinary fuel, vegetable oil seems to be less suitable for urban traffic and short trips, and more suitable for engines experiencing long periods of sustained load.

The vegetable oils have a favorable positive energy balance and can be obtained from local renewable resources. While they cannot replace diesel fuel at today's consumption rates, they can play an important role in a sustainable transportation system. Detailed discussion of a broader aspects extends many disciplines and is, however, beyond the scope of this work.

Klíčová slova:

vznětové motory, alternativní paliva, obnovitelné zdroje energie, biopaliva, rostlinný olej, řepkový olej, spalování, počátek hoření, průtah vznícení, výfukové emise, kvalita ovzduší, jemné pevné částice, nanočástice, organické látky, provozní podmínky, různopalivový systém

Keywords:

diesel engines, alternative fuels, renewable energy, biofuels, vegetable oils, plant oils, non-esterified plant oils, rapeseed oil, combustion, start of combustion, ignition delay, injection timing, exhaust emissions, non-regulated emissions, air quality, fine particulate matter, nanoparticles, operating conditions, dual-fuel system

1. Úvod: Rostlinné oleje jako palivo pro vznětové motory

Moderní společnost, kultura a ekonomika je ve své současné podobě téměř odkázána na pístové spalovací motory pohánějící dopravní prostředky pro dopravu osob i zboží a různé motorizované stroje. Většina spalovacích motorů používá jako palivo ropné deriváty, zejména benzín a naftu. Statistiky ukazují že spotřeba nafty v České Republice se za posledních patnáct let téměř zdvojnásobila [MŽP 2004]. Ropa je neobnovitelný zdroj, jehož cena se nepředvídatelně mění [EIA-www], s přibývající poptávkou vlivem rozvoje automobilismu a klesající, nebo alespoň nezvyšující se dodávkou lze očekávat dlouhodobý, nekontrolovaný a strmý nárůst cen [Ivanhoe 1995, Cílek 2007]. Prakticky všechna ropa musí být do České Republiky dovážena, s negativními dopady na bilanci zahraničního obchodu a národní soběstačnost a bezpečnost. Spalování ropných derivátů je jedním z hlavních zdrojů znečišťování ovzduší škodlivinami a skleníkovými plyny. V ČR se doprava podílí téměř polovinou na emisích prachových částic [MŽP 2007] a cca 15% na emisích CO2 (5% v roce 1990, 10% v roce 2000, 14% v roce 2005) [ČHMÚ], přičemž tyto podíly dále narůstají [MŽP 2004, 2007]. Nahrazení ropných paliv obnovitelnými nebo alespoň dlouhodobými zdroji energie je sice obtížné, ale nutné, pokud si společnost bude chtít zachovat mobilitu pro budoucí generace.

Lze očekávat, že vznětové motory, poháněné kapalnými palivy, pravděpodobně zůstanou nadále jednou z nejrozšířenějších pohonných jednotek pro svou vysokou účinnost, spolehlivost, hospodárnost provozu, a zvládnutou konstrukci. Kapalná paliva pak mají vysokou výhřevnost, lze je snadno skladovat a čerpat.

Jedním z potenciálně perspektivních motorových paliv jsou rostlinné oleje. Mají vysokou výhřevnost, jsou kapalné, nesnadno zápalné, netvoří výbušné páry, nejsou toxické, a jsou snadno biologicky odbouratelné [Matějovský 2008, Knothe 2001]. Z hlediska zdravotních, požárních a environmentálních rizik tedy patří mezi nejbezpečnější paliva. Jejich příprava je technicky i energeticky relativně nenáročná, v základě stačí olej vylisovat a přefiltrovat. V ideálním případě by tedy mohly být palivem které si lidé budou moci zakoupit od místního zemědělce.

Rostlinné oleje jsou v současnosti získávány z mnoha olejnatých plodin téměř po celém světě. Průmyslově jsou používané pro výrobu bionafty, definované jako směs n-alkyl-esterů mastných kyselin, přičemž nejrozšířenější z nich jsou metylestery mastných kyselin, v České Republice pak ponejvíce metylester řepkového oleje. Ačkoliv čistou bionaftu lze použít jako palivo, většinou se přimíchává do ropné nafty, čímž vzniká směsná nafta.

Výroba bionafty procesem zvaným transesterifikace [NBB-www, Cruz 1992] vyžaduje kromě olejů i alkohol, v případě výroby metylesteru metanol, a katalyzátor, přičemž jako vedlejší produkt vzniká glycerin. Teoreticky i prakticky lze takovou výrobu provozovat i v malém množství, i když ekonomika takové výroby není zřejmá. Hlavní překážkou je však potřeba metanolu, který má při dnešní technologii a praxi velkou energetickou náročnost výroby a pochází z neobnovitelných zdrojů [WTW 2007], navíc jej lze přímo využít jako palivo pro spalovací motory i pro palivové články. Z ekonomického i energetického hlediska lze tedy ušetřit značné náklady přímým využitím rostlinného oleje jako paliva.

Rostlinné oleje sloužily jako palivo pro první vznětové motory [Diesel 1912, Knothe 2001], a to dle [Diesel 1912] bez problémů. Byly však nahrazeny levnější ropnou naftou, snahy o širší využití pak přicházely koncem 70. a začátkem 80. let v době ropné krize. Spalování olejů však bylo tehdy problematické, motory a palivové soustavy se často zanášely úsadami, což často vedlo k úplnému zničení vstřikovacího čerpadla nebo i vlastního motoru [Jones 2002]. Proto jsou dnes oleje využívány spíše k výrobě bionafty, směsi alkylesterů (zpravidla metylesterů) mastných kyselin, připravené transesterifikací rostlinných olejů z rostlinného oleje, alkoholu a katalyzátoru.

Zásadní překážkou pro přímé využití oleje donedávna byly především špatné zkušenosti s jeho problematickým spalováním ve stávajících neupravených motorech, což byl i hlavní důvod, proč se přistoupilo k výrobě bionafty. Technologie motorů však pokročila, a některá z tehdejších doporučení – zvýšení vstřikovacích tlaků, zlepšení atomizace paliva, snížení míry neúplného spalování paliva – byla implementována za účelem snížení výfukových emisí.

A řádově tisíce občanů provozujících svá vozidla na rostlinný olej (v mnohých případech zcela veřejně a s nadšením, viz. ilustrační foto na obr. 1.1.) a stále častější průmyslové aplikace ale dokazují, že od spalování rostlinných olejů se neustoupilo, spíše naopak.

Obr. 1-1: Soukromá vozidla poháněná rostlinným olejem v běžném provozu (vlevo: Springfield, Massachusetts, USA, vpravo: Tulln, Rakousko; foto autor) – v mnohých případech je takovýto provoz otevřeně inzerován, ačkoliv se nemusí ve všech zemích jednat o schválené palivo.

2. Současný stav poznání: rostlinné oleje a jejich využití jako paliva ve vznětových motorech

2.1. Základní vlastnosti rostlinných olejů

Rostlinné oleje (RO) jsou směsi mastných kyselin, převažují molekuly s 16 a 18 atomy uhlíku a jednou nebo dvěma dvojnými vazbami. Oproti naftě mají nepatrně vyšší hustotu, nepatrně nižší výhřevnost, o řád vyšší viskozitu, výrazně vyšší bod tání, výrazně vyšší teplotu vzplanutí, a výrazně nižší oxidační stabilitu. Jsou to kyslíkatá paliva, s obsahem kyslíku přibližně jedné devítiny hmotnosti. Podrobnější výčet a chemické složení lze nalézt například v [Demirbas 1998, Matějovský 2005, Youngs 1951].

V Evropě se dnes využívá především řepkový olej palivové kvality, jehož požadované parametry byly stanoveny v dokumentu označovaném za "Weissenstephan standard" [Weihenstephan 2000], z něhož vychází průmyslová norma DIN 51605 (E DIN V 51605) a v roce 2007 i česká norma [ČSN 65 6516, 2007]. Porovnání kritických vlastností nafty, bionafty (metylesterů mastných kyselin, MEMK) a řepkového oleje je v Tabulce 2-1. Podrobné složení olejů a další vlastnosti lze nalézt v [Coupland 1997, Demirbas 1998, Ryan 1984].

Pro pohon vznětových motorů je dokumentováno i použití jiných olejů, například sójový, slunečnicový, palmový [Coelho 2005, Prateepchaikul 2003], kokosový [Machacon 2001], lněný, makový [Labeckas 2006], sezamový [Altun 2008], konopný [Labeckas 2006], olej z jatrophy curcus [Reddy 2006], karanji [Ramadhas 2004], recyklovaný fritovací olej [Ramadhas 2004, Carranca 2005, Vojtíšek-Lom 2007], médii dokonce proběhly i zprávy o tuku odebraném při liposukci [Beller 2008]. Přehled lze nalézt například v [Biofuels Library www, Knothe 1997, Ramadhas 2004].

Jednou z klíčových vlastností oleje ovlivňující parametry motoru je jeho nižší **energetická výhřevnost** a **vyšší hustota.**

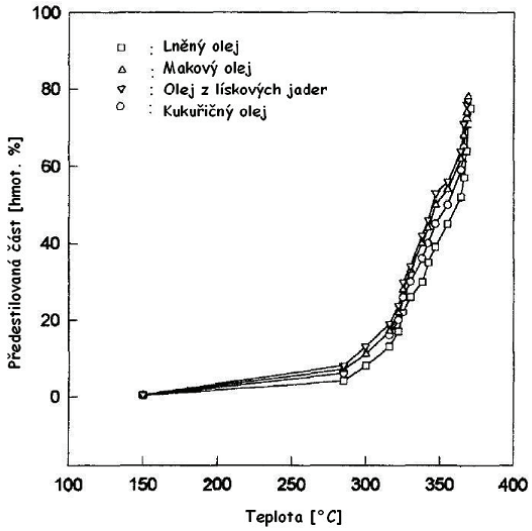
Výhřevnost paliva byla zjištěna řepkový olej 36.9 MJ/kg [Labeckas 2006], bavlníkového 36.8 MJ/kg [Rakopoulos 2006], sojového 37.0 MJ/kg, slunečnicového 36.5 MJ/kg, kukuřičného 36.3 MJ/kg, a olivového 37.0 MJ/kg [Rakopoulos 2006], pro 14 olejů v rozmezí 37.0-37.8 MJ/kg [Ryan 1984], pro řepkový olej 36.8 MJ/kg a pro slunečnicový olej 36.8 MJ/kg [Soltic 2009].

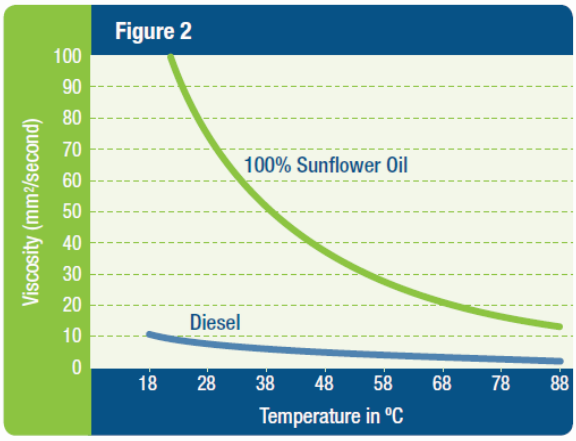
Horní výhřevnosti 20 olejů byly, vyjma ricinového a oleju crambe, v rozmezí 39.3-39.8 MJ/kg [Demirbas 1998], řepkového 39.1 MJ/kg [Nwafor 2004], pro 14 olejů v rozmezí 39.4-40.2 MJ/kg [Ryan 1984].

[Soltic 2009] uvádí **hustotu** nafty 835 kg/m^3, řepkového 920 kg/m^3 a slunečnicového oleje 924 kg/m^3 při 15 °C, [Nwafor 2004] uvádí hustotu řepkového oleje 918 kg/m^3 neohřátého a 884 kg/m^3 při 70 °C, [Ryan 1984] uvádí hustoty 14 olejů při 20 °C 915-925 kg/m^3, při 40 °C 902-913 kg/m^3 a při 100 °C 863-873 kg/m^3, porovnáme-li individuální hodnoty pro jednotlivé oleje, hustota se snižuje se zvyšující se teplotou o cca 0.65 kg/m^3 na 1 °C.

Rostlinné oleje mají strmou **destilační křivku**, která začíná kolem 280 °C [Demirbas 1998, McDonnell 1999] až 320°C [Laurin 2008, Matějovský 2008, Ryan 1984], pokud vůbec touto destilační křivkou projdou, protože dekompozice některých složek začíná již při nižších teplotách [Havlíček 2008, Labeckas 2006]. Průběh destilační křivky závisí na složení kokrétního rostlinného oleje [Demirbas 1998, Matějovský 2005, Ryan 1984, Youngs 1951]; ukázka je uvedena na obr. 2-1.

Bod vzplanutí rostlinných olejů je typicky kolem nebo nad 250 °C [Demirbas 1998, Soltic 2009], [Ryan 1984] ale uvádí bod vzplanutí 296-330 °C podle druhu oleje. Odpařitelnost paliva je tedy výrazně nižší než u nafty.





Obr. 2-1 (vlevo): Destilační křivka vybraných rostlinných olejů [Demirbas 1998].
Obr. 2-2 (vpravo): Závislost viskozity nafty a slunečnicového oleje na teplotě [Clean Cities 2006].

Roslinné oleje mají též **výrazně vyšší viskozitu** než nafta. [Demirbas 1998] uvádí při 40 °C rozmezí 23-42 mm^2s^{-1}, tedy o řád vyšší než americká norma ASTM připouští pro naftu (1.9-4.1 mm^2s^{-1}). Obdobné viskozity popisují i [Clean Cities 2006, Matějovský 2008, Ramadhas 2003, Soltic 2009]. Názorná ukázka závislosti viskozity nafty a slunečnicového oleje na teplotě je na obr. 2-2.

Pro **směsi** nafty a rostlinného oleje leží křivka viskozity mezi křivkami pro naftu a rostlinný olej, přičemž závislost viskozity na poměru obou paliv není lineární – při velmi nízkém obsahu nafty je posun křivky pro malou změnu poměru větší než při vysokém obsahu nafty – to platí obecně pro všechny rostlinné oleje [Tangsathitkulchai 2004].

S přibližně desetinovým hmotnostním podílem kyslíku jsou rostlinné oleje považovány za **kyslíkaté palivo**.

Rostlinné oleje jsou snáze **biologicky odbouratelné** než nafta, a mají v porovnání s naftou nižší **oxidační stabilitu** - jsou více náchylné k přirozené oxidaci (známé jako stárnutí, žluknutí, nebo vysychání). Z chemického hlediska je tento proces nazýván oligomerizací, kterou vznikají velmi viskózní oligomery [Knothe 2007]. Někdy se též (méně správně) označuje za polymerizaci. Oligomerizace je urychlena přítomností kyslíku, vyššími teplotami, slunečním světlem, a přítomností katalyzátorů, například mědi [Knothe 2007, McCormick 2007]. Oxidaci zabraňují v oleji se přirozeně nacházející antioxidanty (např. vitamin E). U některých rafinovaných olejů nebo olejů lisovaných za velkých teplot však dojde k podstatnému snížení hladin antioxidantů. Jakmile dojde k jejich vyčerpání, intenzita oxidace vzroste. Spojením řetězců mastných kyselin při oxidaci vznikají oligomery, sloučeniny s vyšší molekulární hmotností a značnou viskozitou (oligomery vzniklé ponecháním rostlinného oleje v čističi paliva po dobu dvou let v laboratoři tekly po svislém kovovém povrchu rychlostí několika mm za týden).

Chemické složení rostlinných olejů je z hlediska nebezpečnosti pro organismus a pro životní prostředí v porovnání s naftou příznivější: dávka, při níž je ropná motorová nafta toxická, je daleko nižší, proto není doporučováno vdechovat její výpary, nebo ji nechat přijít do styku s pokožkou, a vůbec už ne naftu požít. Oproti tomu mnohé rostlinné oleje jsou jedlé a jsou běžně konzumovány.

Rostlinné oleje mají v porovnání s naftou i svými metylestery vyšší **modul pružnosti**. Protože rychlost šíření tlakové vlny (rychlost zvuku) v kapalině je úměrná odmocnině podílu modulu pružnosti a hustoty [Maleky 2007], mají rostlinné oleje vyšší i **rychlost šíření tlakové vlny (rychlost zvuku)**.

Porovnání kritických vlastností nafty, bionafty (metylesterů mastných kyselin, MEMK) a řepkového oleje je v Tabulce 2-1.

Tabulka 2-1: Porovnání kritických vlastností nafty, bionafty a řepkového oleje

Palivo	**Ropná nafta**	**Bionafta (MEMK)**	**Řepkový olej**
Vlastnosti předepsané normami			
Norma	ČSN EN 590	EN 14214	ČSN 65 6516, DIN 51605
Hustota při 15°C [kg/m3]	820-845	860-900	900-930
Viskozita při 40°C [mm2/s]	2,0-4,5	3,5-5,0	< 36
Bod vznícení [°C]	> 55	> 120	> 220
Cetanové číslo	> 51	> 51	> 39
Skutečné vlastnosti (nepředepsané normou)			
Výhřevnost (dolní) [MJ/kg]	42-43	Přibližně 37	36-37
Obsah kyslíku [hm.%]	Zanedbatelný	10-11%	10-11% [Ryan 1984]
Modul pružnosti [MPa] [Szybist 2007]	1595 + 12.39/MPa	1747 + 11,32/MPa	
Rychlost zvuku [m/s]	1376 + 4.51/MPa [Tat 2000]	1410 + 3.86/MPa [Tat 2000]	1470 [Coupland 1997]

2.2. Vliv vlastností rostlinných olejů na chod motoru

Jednotlivé rozdílné vlastnosti rostlinného oleje mají různé vlivy na chod motoru. Pro jejich posouzení je třeba uvážit celkový obraz složitého řetězce, kterým palivo na cestě z nádrže do výfukového potrubí prochází. Pro lepší porozumění jsou nejprve popsány vlivy jednotlivých klíčových vlastností, v dalších částech pak souhrnně popsány vlivy na jednotlivé části nebo parametry motoru.

Zásadní vlastnost ovlivňující chod motoru je vyšší **viskozita olejů** – u nevyhřívaného oleje 10-20x vyšší než u nafty, u vyhřívaného oleje srovnatelná s viskozitou studené nafty. Pomineme-li ostatní jevy, vyšší viskozita v porovnání s naftou

- při stejném tlaku na vstupu do vstřikovací trysky (např. dávkování paliva u systémů Common Rail) vede k nižší dávce paliva
- při stejné dávce paliva (mechanické vstřikovací zařízení s objemovým dávkováním) vede k vyšším tlakům ve vstřikovacím potrubí

- vede k vyšším tlakovým ztrátám v palivovém systému, zejména ve filtru paliva
- při stejném tlaku na vstřikovací trysce vede k většímu střednímu průměru kapiček
- vede k rozdílné dynamice paliva ve vysokotlakém vstřikovacím systému (plnění odměrných komor, dávkování paliva)

Viskozita oleje ovlivňuje tedy jak dávku paliva, tak i tvorbu směsi a následné procesy spalování.

Destilační křivka a bod vzplanutí ovlivňují odpařitelnost paliva, která je u rostlinných olejů ve srovnání s naftou horší:

- kapičky paliva se odpařují pomaleji, a tím se i pomaleji palivo dostává do plynné fáze, nezbytné pro tvorbu směsi vzduchu s palivem
- palivo má vyšší tendenci kondenzovat na povrchu s nedostatečnou teplotou pro jeho odpaření, zejména na povrchu stěn válce (zejména nad polohou horního pístního kroužku v horní úvrati), na povrchu pístu, hlavy válců, a zejména ve zhášecích zónách (mezera mezi vstřikovací tryskou a hlavou válce, mezera mezi tubusem žhavicí svíčky a hlavou válce, mezera mezi pístem a válcem nad horním pístním kroužkem, apod.); palivo které již zkondenzovalo má pak nižší tendenci se opět odpařit
- nespálené palivo má vyšší tendenci se usazovat ve výfukovém systému
- vzhledem k problematickému průběhu destilační křivky (může dojít k rozkladu dříve než k destilaci) zkondenzované nebo usazené palivo místo odpaření zčásti prochází rozkladem, při kterém vznikají vysokomolekulární sloučeniny
- část rostlinného oleje která pronikne do motorového oleje se z něj při běžných provozních teplotách z převážné části již neodpaří
- RO představují nižší riziko vzniku požáru

Přibližně desetiprocentní hmotnostní **obsah kyslíku** v RO, v porovnání s téměř nulovým obsahem kyslíku v naftě

- snižuje výhřevnost paliva
- snižuje množství vzduchu potřebné na spálení daného množství paliva
- urychluje tvorbu stechiometrické směsi [Mueller 2009]

Nižší výhřevnost a **vyšší hustota** paliva mají, při stejném objemu dodaného paliva, poměrný vliv na množství využitelné energie obsažené v dávce paliva, a tím i vliv na maximální výkon motoru a na spotřebu paliva. Výhřevnost řepkového oleje (a i většiny ostatních rostlinných olejů) je cca 37 MJ/kg, což je v poměru na hmotnost o 12-14% nižší než výhřevnost nafty (42-43 MJ/kg) [Demirbas 1998, Knothe 2001, Matějovský 2008, Ramadhas 2004, Ryan 1984]. Palivo je ovšem prodáváno i dávkováno vstřikovacím čerpadlem objemově. Vyšší hustota rostlinného oleje (900-930 kg/m^3) v porovnání s naftou (820-845 kg/m^3), tedy rozdíl cca 10%, však nižší hmotnostní výhřevnost z velké části kompenzuje, takže v přepočtu na litr paliva je výhřevnost rostlinného oleje řádově o jednotky procent nižší. Vliv na spotřebu paliva by tedy měl být poměrně malý. Ohříváním rostlinného oleje se však jeho hustota může dále o několik procent snížit.

Nižší **oxidační stabilita** vede k postupné degradaci a polymerizaci paliva. Tím vznikají velmi viskózní oligomery [Knothe 2007], které se zachycují ve filtru paliva a tím přispívají k jeho zanášení, nebo ulpívají na povrchu součástí vstřikovacího čerpadla a ve vstřikovačích [EMA

2006]. K degradaci přispívá i snadná biologická rozložitelnost paliva, které je kvalitnější živnou půdou pro různé mikroorganismy než ropná nafta. Vyšší viskozita paliva znesnadňuje chod vstřikovacího čerpadla a vede k méně dokonalému rozprášení paliva ve válci, což vede k méně dokonalému spálení paliva. Neúplně spálené palivo se pak dostává do motorového oleje, odchází výfukem jako emise organických látek, a usazuje se ve formě spečenin ve válci. Vlivem vyšších teplot pak dochází k postupné polymerizaci a oxidaci rostlinného oleje v motorovém oleji, čímž vzrůstá viskozita oleje, snižují se jeho mazací schopnosti, a úsadami se zanášejí vnitřní části motoru. Ve spalovacím prostoru pak dochází k ukládání vysokomolekulárních látek na povrchu pístu a pístních kroužcích, což může vést, v extrémních situacích, k propálení pístu, selhání motoru vlivem zvýšení kompresního tlaku nadměrnými úsadami, nebo k zadření motoru [EMA 2006, Hawkins 1983, Jones 2002].

Cetanové číslo není základní vlastnost paliva, nýbrž výsledek vlivů vlastností paliva na jeho spalování. Pro cetanové číslo řepkového oleje byly uvedeny hodnoty 33.5 [Strayer 1983], 37.5 [Demirbas 1998], 38 [Goering 1982], 39 [Soltic 2009], 40 [Ammerer 2003], a 44-48 [Labeckas 2006]. Použitý fritovací olej měl cetanové číslo 52 [Lauer 2006]. [Strayer 1983] uvádí cetanová čísla dalších olejů v rozmezí 27,6-52,9 (např. lněný 27.6, slunečnicový 36.7, kukuřičný a řepkový 37.5, sojový 38.1, ricinový 42.3). [Rakopoulos 2006] uvádí cetanová čísla 37-39 pro bavlníkový, sojový, slunečnicový, kukuřičný a olivový olej. Hodnoty cetanového čísla sojového oleje byly 36.6 při 38 °C a 39.3 při 145 °C [Ryan 1984], nárůst cetanového čísla s teplotou paliva popisuje i [Nwafor 2004].

2.3. Příprava a skladování rostlinného oleje

RO jsou získávány z olejnatých plodin lisováním, další oleje lze získat z vylisovaných zbytků (pokrutiny) extrakcí. Při lisování za studena jsou vylisovány zpravidla pouze žádoucí mastné kyseliny. Při lisování za tepla, nebo s použitím rozpouštědla (např. hexanu), se uvolňují i fosfolipidy, které jsou však nežádoucí, protože oxidy fosforu vzniklé jejich spálením mají abrasivní účinek na pístní kroužky a stěny válců. Při lisování za tepla jsou též degradovány přírodní antioxidanty obsažené v oleji.

V mnohých případech jsou jako palivo využívány použité fritovací oleje. Ty lze získat za velmi nízkou cenu nebo i zdarma, jejich příznivá cena je však vyvážena horší a často neznámou a obtížně předvídatelnou kvalitou – snížený obsah antioxidantů a zvýšená míra degradace způsobená smažením, obsah vody, příměsí, nečistot, a někdy i čisticích a odmašťovacích prostředků a dalších odpadních látek. Zvýšené riziko je u individuálního sběru – při průmyslovém sběru se případné kontaminanty obsažené v individuální "várce" zředí ve velkém celkovém množství.

Částice, voda, a další nežádoucí příměsi by měly být z olejů odstraněny co nejdříve – v opačném případě dochází k ukládání vody a nečistot ve skladovacích nádržích, případně v nádrži vozidla.

Oleje by měly být skladovány v uzavřených nádobách, a chráněny před přímým slunečním zářením a nadměrným teplem. V nádobách by neměla být voda, dále by v nádobách neměla být rez, bakterie, a jiné nečistoty. Nádoby by neměly být z mědi, která urychluje rozklad olejů. V malých objemech za přístupu vzduchu, například v nádržích vozidel, by oleje by neměly být skladovány dlouhodobě.

Nádrže a palivové potrubí by neměly obsahovat látky které nejsou kompatibilní s RO, zejména přírodní kaučuk a některé druhy syntetických kaučuků a pryží. Pro přídatné nádrže se používá hliník, polyetylen, nebo nerezová ocel. Pro palivové rozvody je nutno vybrat materiály kompatibilní s RO, například polyetylen, nylon, nerezová ocel, Viton, teflon. U starších čerpacích

stanic a vozidel je třeba brát v úvahu použití gumových těsnění, například v otvorech pro měřič hladiny paliva, které mohou degradovat.

Při skladování rostlinných olejů je třeba brát v úvahu vliv jejich vyššího bodu tuhnutí a vyšší viskozity, které mohou znesnadnit nebo znemožnit jejich čerpání (do nádrže vozidla, z nádrže vozidla do motoru, apod.).

2.4. Rostlinný olej v palivovém systému

V palivové nádrži vozidla by měl být již vyčištěný rostlinný olej, pokud možno palivové kvality, bez vody, částic, a dalších nečistot. Palivové hadice by měly být z kompatibilního materiálu. Palivový systém by měl být vybaven kvalitním filtrem paliva, nejméně o stejné kvalitě a účinnosti filtrace (vyjadřované jako minimální zadržovací schopnost částic nad danou velikost) jako pro provoz na naftu, a o stejné nebo vyšší kapacitě než filtr pro provoz na naftu. Při výběru filtru je třeba brát v úvahu vyšší viskozitu RO, a často i vyšší obsah nečistot. Vyšší viskozita může mít i vliv na chod palivového čerpadla.

Zásadní vliv na palivový systém má i bod tuhnutí RO, který závisí na druhu RO, jeho kvalitě, ale do jisté míry i na individuálních vlastnostech várky oleje. Vliv bodu tuhnutí je třeba vhodným způsobem přizpůsobit konstrukci palivového systému (vyhřívání nádrže, filtru, potrubí a dalších částí) nebo provoz motoru (omezení provozu na stacionární motory, motory v téměř nepřetržitém provozu, letní sezonu, apod.).

2.5. Dávkování paliva – vliv RO na velikost dávky

Vliv na **množství dávky** závisí na typu vstřikovacího zařízení. U klasických **mechanických vstřikovacích čerpadel** (rotační nebo řadové vstřikovací čerpadlo, jednotkové vstřikovače, sdružené vstřikovací jednotky, systém pumpa-tryska) je požadovaný objem paliva odměřen do odměřovací komory, jejíž objem je stavitelný, a tento objem je posléze vytlačen do vstřikovače a vstřikovací tryskou do válce. Vyšší viskozita paliva se projeví v odpovídajícím nárůstu tlaků ve vstřikovacím potrubí ([Soltic 2009] uvádí zvýšení o 30-40% u kamionového motoru s řadovým čerpadlem při provozu na řepkový a sojový olej ohřátý na 45°C). U mechanických čerpadel je vliv viskozity na dávku paliva poměrně malý, spočívá zejména v pomalejším plnění odměřovací komory, a v nižších ztrátách netěsnostmi (zejména kolem pístku vstřikovacího čerpadla). U menších motorů s rotačním vstřikovacím čerpadlem, kde jsou nižší vstřikovací tlaky a větší tolerance, může provozem na viskóznější rostlinný olej dojít ke snížení ztrát paliva vnitřními netěsnostmi ve vstřikovacím čerpadle [Labeckas 2006] do té míry, že výkon motoru je vyšší při provozu na rostlinný olej než při provozu na naftu [Labeckas 2006]. Vyšší výkon při provozu na rostlinné oleje byl pozorován i při testech malých motorů [Strayer 1983] a starších osobních automobilů s rotačními čerpadly [Hlavenka 2009, Vailing 2008].

U motorů se vstřikovacím **systémem Common Rail**, kde je dávka paliva dána dobou otevření vstřikovače, může dojít, vlivem vyšší viskozity rostlinného oleje, ke vstřiku výrazně nižší dávky paliva, než by odpovídalo provozu na naftu, kterou řídící jednotka motoru předpokládá. Tím dojde i ke snížení výkonu motoru. Řídící systém motoru se systémem Common Rail musí tudíž být vhodným způsobem upraven – při dodatečných přestavbách se tak často děje úpravou signálu teploty a/nebo tlaku paliva. Úspěšný provoz automobilového motoru se vstřikováním Common Rail na rostlinný olej dokládá například [Dorn 2007].

K výše uvedeným vlivům je třeba přičíst i vliv na korekci dávky řídícím systémem, která bude vysvětlena později.

2.6. Vliv výhřevnosti a hustoty

Rostlinný olej je dávkován objemově, je tudíž nutno srovnávat objemové výhřevnosti (v MJ/litr, BTU/gallon, apod.). Při výhřevnosti nafty cca 42,5 MJ/kg a oleje cca 37 MJ/kg a hustotě nafty cca 840 kg/m^3 a oleje 920 kg/m^3 při 15 °C a cca 890 kg/m^3 při 60 °C je o 13% nižší hmotnostní výhřevnost kompenzována o 9%, resp. o 6% vyšší hustotou, objemová výhřevnost je tedy jen o cca 4% (při 15 °C), resp. o 7% (při 60 °C) nižší. Při stejné objemové dávce paliva je tedy energie obsažená v dodaném palivu při provozu na rostlinný olej o cca 4%, resp. o cca 7% nižší než při provozu na naftu.

2.7. Dávkování paliva – vliv na časování vstřiku

Rostlinné oleje mají vyšší **rychlost zvuku** v porovnání s naftou i s metylestery [Varde 1984, van Gerpen 2003]. To vede k vyšší rychlosti šíření tlakové vlny od vstřikovacího čerpadla ke vstřikovačům a k dřívějšímu počátku vstřiku paliva. Právě dřívějšímu vstřiku paliva vlivem vyšší rychlosti zvuku byly připsány vyšší emise NO_x spojené s provozem motorů na metylestery mastných kyselin [van Gerpen 2003, Szybist 2007]. Předpokládaný vliv rozdílných rychlostí šíření tlakové vlny v palivu na počátek vstřiku je pro menší motor ukázán v Tabulce 2-2. Počátek vstřiku ovlivňují i další veličiny, například dynamika paliva ve vstřikovacím čerpadle.

Kromě již popsaného vlivu změny časování vstřiku na emise, zejména NO_x, má změna časování vstřiku i vliv na výkon motoru, tepelnou účinnost motoru, a teploty výfukových plynů.

Tabulka 2-2: Vliv vlastností paliva na počátek vstřiku

Palivo	Motorová nafta	Řepkový olej
Rychlost zvuku [m/s]	1375	1470
Doba šíření tlakové vlny při délce vysokotlakého potrubí 65 cm [ms]	0,473	0,442
-- při 1500 min^{-1} [°KH]	4,20	3,93
-- při 2200 min^{-1} [°KH]	6,24	5,84

2.8. Vstřik paliva, průměr kapiček, tvorba směsi

Teoretické podklady týkající se rozptylu paprsku paliva, tvorby směsi, vznícení, průtahu vznícení a průběhu hoření paliva ve vznětových motorech, s nezbytným matematickým aparátem a základními vztahy, lze nalézt například v [Baumgarten 2006, Beroun 2006, Dufek 1999, Heywood 1988, Macek 1996, Múčka 1996, Trnka 1992].

Pro tvorbu směsi je důležitá velikost kapiček paliva rozprášeného ve válci. Ta je často vyjádřena jako **střední průměr** – takový pomyslný průměr, při kterém má stejný podíl objemu k povrchu jako podíl celkového objemu všech kapek k celkovému povrchu. Tento průměr se nazývá Sauterův střední průměr, **Sauter mean diameter** – SMD, je též označován jako $\mathbf{d_{32}}$.

Vyšší **viskozita olejů** – u nevyhřívaného oleje 10-20x vyšší než u nafty, u vyhřívaného oleje srovnatelná s viskozitou studené nafty – vede při stejném vstřikovacím tlaku k většímu průměru kapiček [Elsbett 2003], což bylo pozorováno i při provozu na naftu [Hiroyasu 1990].

Kombinace většího průměru kapiček a pomalejšího odpařování může vést k pomalejší tvorbě směsi, a k zasažení povrchů spalovacího prostoru (zejména koruny pístu a stěn válce) kapičkami oleje. Tím může dojít k ulpívání kapalného RO na pístu a dalších plochách, k pronikání rostlinného oleje na stěnách válce do mazacího oleje, a ke zvýšení podílu nespáleného paliva ve výfukových plynech.

Experimentální výsledky však ukazují, že střední délka penetrace paprsku paliva se při provozu na rostlinný olej nezvýšila, jak by mohlo být očekáváno (větší a hůře odpařitelné kapičky by měly doletět dále), nýbrž snížila [Ryan 1984].

Pro střední průměr byla, pro provoz na naftu, odvozena řada empirických vztahů. Některé z nich jsou zde uvedeny pro ilustraci, a protože s nimi dále nebude operováno, jsou zapsány z matematického hlediska zcela nevhodně, nicméně přehledně a bez zatěžování práce množstvím matematických symbolů:

- $\mathbf{d_{32}}$ = 23-25 x (úbytek tlaku na trysce)$^{-0,135}$ x (hustota náplně válce)^{0,121} x (dávka paliva)^{0,131} [Hiroyasu 1974 / Heywood 1988]
- $\mathbf{d_{32}}$ = 3,08 x (rychlost_paprsku)^{0,335} x (povrch.napětí x hustota paliva)^{0,757} x (hustota vzduchu)^{0,06} x (úbytek tlaku na trysce)$^{-0,54}$ [Abollé 2008]
- $\mathbf{d_{32}}$ = průměr trysky x 0,38 x Re^{0,25} x We$^{-0,32}$ x (viskozita paliva / viskozita vzduchu)^{0,37} x (hustota paliva / hustota vzduchu)$^{-0,47}$ [Hiroyasu 1990 / Baumgarten 2006], kde
    - Re = (hustota vzduchu ve válci) x (výtoková rychlost paliva) x (charakteristická délka, za kterou je považován střední průměr kapky) / (dynamická viskozita paliva) je Reynoldsovo číslo a
    - We = (hustota paliva) x (výtoková rychlost paliva)^2 x (charakteristická délka, za kterou je považován střední průměr kapky) / (povrchové napětí) je Weberovo číslo [Weast 1989],

Tento vztah je vyjádřen bez užití zmíněných podobnostních čísel alternativně jako

- $\mathbf{d_{32}}$ = 0,38 x (průměr trysky)^{0,93} x (hustota paliva)$^{-0,54}$ x (rychlost paprsku)$^{-0,39}$ x (viskozita paliva)^{0,12} x (povrchové napětí paliva)^{0,32} x (viskozita vzduchu)$^{-0,37}$ x (hustota vzduchu)-^{0,47}
- $\mathbf{d_{32}}$ = 1,4748 x průměr trysky x (Weberovo číslo)$^{-0,266}$ x (Laplaceovo číslo)$^{-0,0733}$, [Beroun 2006],

vyjádřeno alternativně bez užití podobnostních čísel jako

- $\mathbf{d_{32}}$ = 1,4748 x (průměr trysky)^{0,66} x (hustota paliva)$^{-0,339}$ x (rychlost paprsku)$^{-0,533}$ x (viskozita paliva)^{0,147} x (povrchové napětí paliva)^{0,193}

Zde je třeba uvážit, že u mechanických vstřikovacích čerpadel s objemovým dávkováním je vyšší viskozita kompenzována vyšším tlakem paliva, tak, aby byla zachována střední výtoková rychlost nutná pro dopravení odměřeného objemu paliva do válce. Tím se zvýší úbytek tlaku na trysce; to i odpovídá vyšším tlakům ve vstřikovacím potrubí popsaných v [Soltic 2009].

Vliv viskozity na d_{32} je pro objemové dávkování paliva při použití výše uvedených vztahů nejednoznačný. Uvážíme-li hypoteticky 10x vyšší viskozitu a o 40% vyšší úbytek na trysce (přibližně odpovídá hodnotám v [Soltic 2009]) jako jediné rozdíly, d_{32} se dle vztahu podle [Hiroyasu 1974] sníží o 4%, dle [Abollé 2008] sníží o 17%, dle [Hiroyasu 1990] zvýší o 32%, dle [Beroun] zvýší o 40%. Pokud připočteme o 10% vyšší hustotu, d_{32} se zvýší dle [Hiroyasu 1990] zvýší o 25% a dle [Beroun] o 36%.

Dále není jednoznačně dáno, do jaké míry větší průměr kapiček přímo ovlivňuje počátek a rychlost hoření paliva. Při provozu na naftu není totiž pro rychlost hoření rozhodující rychlost

odpařování kapiček, ale mísení vzduchu a již odpařeným palivem a tvorba směsi o přibližně stechiometrickém složení, která je zpravidla pomalejší než odpařování kapiček [Heywood 1988].

Navíc je pravděpodobné, že obdobně jako u metylesterů (bionafty), vysoký obsah kyslíku v palivu urychluje tvorbu místních ohnisek stechiometrické směsi par paliva se vzduchem [Mueller 2009].

Je třeba poznamenat, že zmíněné matematické vztahy uvedené v literatuře vycházejí zpravidla z experimentálních výsledků při provozu vybraného motoru na naftu. Rostlinné oleje, s o řád vyšší viskozitou, destilační křivkou posunutou k vyšším teplotám, pokud jí olej prochází, a jinou chemickou strukturou, jsou natolik odlišné palivo, že nelze s určitostí říci, které empirické vztahy platné pro ropnou naftu pro ně platí, případně za jakých podmínek. Tento případ lze výstižně popsat citátem R. P. Feynmana: „Máme-li podobné rovnice v méně známé situaci, v níž nemůžeme dělat různé experimenty, snažíme se rovnice vyřešit často primitivním, zavádějícím a zmateným způsobem." [Feynman 2000].

2.9. Průtah vznícení

Dle dostupné literatury je **průtah vznícení** při provozu malých motorů (zdvihové objemy stovky cm^3 na válec) na kokosový [Machacon 2001] a slunečnicový [Ramadhas 2004] olej srovnatelný s provozem na naftu nebo i kratší, při provozu na surový palmový olej kratší [Bari 2002], při provozu na řepkový olej srovnatelný, při provozu na neohřátý rostlinný olej [Nwafor 1996, Nwafor 2004], na olej z jatrophy curcus [Reddy 2006], a na olivový, slunečnicový, kukuřičný a sojový olej [Ergeneman 1997] a na ohřátý slunečnicový olej [Canakci 2009] delší než při provozu na naftu. Popsané rozdíly nepřevyšují nízké jednotky stupňů pootočení klikového hřídele, nejistota měření však není v žádné z těchto studií uvedena.

2.10. Účinnost motoru, spotřeba paliva

Termální účinnost motoru (poměr výkonu motoru k dolní výhřevnosti spotřebovaného paliva) byla, ve srovnání s provozem na naftu, u automobilového motoru s nepřímým vstřikem při provozu na ohřátý slunečnicový olej srovnatelná nebo o jednotky procent vyšší (30.8% vs. 30.4% při otáčkách 2000 1/min) [Canakci 2009], u kamionového motoru provozovaného na sojový a slunečnicový olej ohřátý na 45 °C cca o 5% vyšší (přibližně 43% vs. 41%) [Soltic 2009], u různých motorů srovnatelná [Ramadhas 2004], u jednoválce Kirloskar provozovaného na olej z jatrophy curcus nižší [Agarwal 2007], u malého (jednoválec, 304 cm^3) motoru cca o absolutní 1-2% vyšší v širokém rozmezí od 8% do 25% [Nwafor 2003], u stacionárního motoru s objemem 4.75 dm^3 provozovaného na řepkový olej mírně vyšší (38-39% vs. 37-38%) [Labeckas 2006].

[Rakopoulos 2006] uvádí zvýšení termální účinnosti o cca 2% při částečném a srovnatelnou účinnost při plném zatížení.

U malého motoru byla termální účinnost vyšší pro teplejší palivo [Nwafor 2003], zatímco v jiné studii s palmovým olejem byla termální účinnost srovnatelná pro teploty paliva od 54 °C do 98 °C [Bari 2002]. U jednoválce Kirloskar provozovaného na použitý fritovací olej byla účinnost nejnižší při teplotě paliva 30 °C, vyšší při 75 °C a nejvyšší při 135 °C, přičemž rozdíl mezi účinností při 75 °C, 135° C a provozu na naftu byl relativně malý [Pugashvadivu 2005].

Měrná spotřeba paliva závisí na termální účinnosti motoru, která byla výše popsána, a na výhřevnosti dodaného paliva. Uvážíme-li výhřevnost olejů 37 MJ/kg a nafty 42.5 MJ/kg, a srovnatelnou účinnost, předpokládaný vliv je navýšení měrné spotřeby o cca 14-15%, vlivem vyšší účinnosti se toto navýšení však může snížit.

Vzhledem k naftě byla měrná spotřeba vyšší o cca 10% u řepkového [Nwafor 2003] i slunečnicového [Canakci 2009] oleje, o 11-13% vyšší u řepkového oleje [Labeckas 2006], o 11-12% vyšší u oleje lničky maloplodé [Bernardo 2003].

2.11. Výkon motoru

Výkon motoru závisí na dávce paliva, výhřevnosti paliva, a termální účinnosti motoru. Vliv RO na dávku paliva při stejném nastavení čerpadla byl již výše popsán. Rozdílné vlastnosti rostlinného oleje mohou mít i vliv na **korekci dávky** řídícím systémem vstřikovacího zařízení. U přeplňovaných motorů s korekcí vstřikované dávky na tlak v sacím potrubí může dojít vlivem snížení teplot výfukových plynů a/nebo výkonu motoru i k poměrně velkému propadu, protože i o málo vyšší výkon může způsobit o málo nižší tlak turba, tím se ale dále sníží dávka paliva, a následovně i výkon motoru a plnicí tlak turba, a celý proces se opakuje, až se výkon ustálí na hladině až o řádově desítky procent nižší (viz. kapitola měření na motoru Zetor). U řídících systémů které využívají indikátor kouřivosti a při plném zatížení navyšují dávku paliva až do dosažení meze kouřivosti, mohou pracovat na rostlinný olej s výrazně vyšší dávkou paliva a tím i vyšším výkonem.

Výkon motoru, daný zpravidla maximální objemovou dávkou čerpadla, tedy může být teoreticky nižší, řádově o jednotky procent, z důvodu menší výhřevnosti dopraveného paliva. Vliv na výkon motoru není však jednoznačný. U menších motorů, zvláště s rotačními čerpadly, může dojít, vzhledem k navýšení dávky paliva, k mírnému zvýšení výkonu [Hlavenka 2009, Labeckas 2006, Strayer 1983, Vailing 2008], [Bernardo 2003] uvádí zvýšení výkonu o 12%, [Canakci 2009] uvádí mírné zvýšení výkonu při 1000 min^{-1} a mírné snížení při 2000-3000 min^{-1}, [Soltic 2009] uvádí mírné navýšení výkonu u kamionového motoru pro provoz na řepkový i slunečnicový olej. U přeplňovaných motorů může dojít vlivem korekce dávky k propadu výkonu, zejména při nižších otáčkách. U motorů se systémem Common Rail může dojít k propadu výkonu, pokud není vyšší viskozita paliva kompenzována navýšením tlaku paliva, nebo prodloužením otevření vstřikovače.

2.12. Emise sledovaných a regulovaných látek

Vliv provozu motorů na rostlinné oleje na emise zdaleka není jednoznačný, jak napovídají dostupná data.

Pro malé motory byly nižší emise HC a srovnatelné až vyšší emise CO [Nwafor 2004], jiná studie uvádí nižší emise CO při provozu na sezamový olej [Altun 2008], vyšší emise CO a kouřivost a nižší emise NO_x [Ramadhas 2003], u malého motoru provozovaného na kokosový olej byly současně sníženy emise NO_x i PM [Machacon 2001], u zkušebního jednoválce Ricardo byly mírně vyšší emise CO, mírně nižší emise NO_x a srovnatelné až mírně (nevýznamně) vyšší emise HC a PM [Rakopoulos 2006]. U jednoválce Kirloskar byla vyšší kouřivost, vyšší emise CO, a výrazně nižší emise NO_x, přičemž rozdíl se zvyšoval s klesající teplotou paliva [Pugashvadivu 2005].

Pro menší automobilové motory provozované v nižších až středních zatíženích byly v porovnání s provozem na naftu emise uhlovodíků (HC) a částic (PM) vyšší a emise oxidů dusíku (NO_x) nižší [Lance 2004, Krahl 1996, Vojtíšek-Lom 2007], u motoru Toyota byly při vysokém zatížení emise CO a kouřivost o polovinu nižší a emise NO_x srovnatelné až mírně vyšší [Bernardo 2003], u motoru Opel se systémem Common Rail byly emise NO_x vyšší [Dorn 2007]. Automobilový motor s nepřímým vstřikem vykázal srovnatelné emise CO a nižší emise HC [Canakci 2009].

U motoru středního nákladního automobilu byly při provozu na recyklovaný fritovací olej emise HC a PM vyšší při cyklu simulujícím hustý městský provoz, a nižší při všech ostatních režimech, včetně agresivní rychlé jízdy [Vojtíšek-Lom 2007].

Kamionový motor s řadovým čerpadlem a přímým vstřikem vykázal snížení emisí HC (o desítky procent), CO (o 50-60%) a hmotnosti emitovaných částic (o řád), a navýšení NO_x (o desítky %) a celkového počtu emitovaných částic (o řád) [Soltic 2009].

Emise HC i PM byly nižší u velkého stacionárního motoru [Lauer 2006].

Velký rozsah vlivu provozu na rostlinné oleje na emise HC a PM, a v menším rozsahu i NO_x, uvádějí i dvě souhrnné zprávy [Krahl 1996, Laurin 2008].

2.13. Emise v současné době neregulovaných látek a parametrů

Emise **aldehydů** byly při provozu na RO ve srovnání s naftou několikrát vyšší u motorů s nepřímým vstřikem a 1-3x vyšší u Elsbettova motoru [Krahl 1996] při FTP-75, ECE-15, ESC a pětibodovém testu. Vyšší emise aldehydů též vykázaly dva automobilové motory během NEDC cyklu [Lance 2004].

Měření emisí středního nákladího automobilu Ford provedené autorem spektrometrem FTIR poukázalo vyšší emise formaldehydu, zejména během cyklu simulujícího pomalou jízdu v hustém městském provozu; acetaldehyd, akrolein, a aromatické byly pod detekčním limitem přístroje [Vojtíšek-Lom 2007]. Tato měření jsou podrobně popsána v příloze C této práce.

Emise **polyaromatických uhlovodíků (PAH)**, které jsou považovány za jednu z nejvíce nebezpečných látek, byly naměřeny v plynech odsávaných z restaurací kde rostlinné oleje byly používány pro smažení [Li 2003], přičemž rakovinotvorný potenciál byl u PAH z přípravy potravy vyšší než u PAH z dopravy. Emise PAH ze spalovacích motorů byly při provozu na rostlinné oleje srovnatelné až výrazně (o 80%) nižší než při provozu na naftu [Laurin 2008]. U motoru s nepřímým vstřikem byly emise PAH 2-3x vyšší při testu ECE-15, o 60% nižší až 2x vyšší při testu FTP-75, o 40-70% nižší při testu ESC, a o cca 90% nižší při pětibodovém testu pro zemědělské stroje [Krahl 1996]. U motoru Isuzu 4FB1 s nepřímým vstřikem byly při 75% zatížení při provozu na směs kokosového oleje a nafty emise PAH nižší v porovnání s naftou o cca 3% na každých 10% koncentrace RO v naftě [Kalam 2008]. Tato studie také uvádí výrazně nižší emise benzenu. U motoru Perkins provozovaného na slunečnicový olej na plný výkon byly emise PAH výrazně nižší, přičemž většina těchto PAH nepocházela ze spalování RO, nýbrž byla uvolněna tepelnou desorbcí částic dříve adsorbovaných na vnitřním povrchu výfukového systému [Abbass 1990]. Při provozu středního motoru na částečné zatížení však byly emise PAH vyšší [Lea-Langton 2008]. [Mills 1983] uvádí opačný trend – vyšší emise PAH při vyšších zatíženích v porovnání s nižším zatížením – emise PAH však vždy byly nižší než při provozu na naftu.

V částicích jsou oproti naftě více zastoupeny organické látky a méně elementární uhlík [i.e., Abbass 1990].

Podle jedné studie byla mutagenita částic při provozu na ohřátý i neohřátý rostlinný olej o řád vyšší než při provozu na naftu [Bunger 2007, Krahl 2007], jiná studie [Dorn 2009] vyšší PAH nepotvrdila, ani, stejně jako [Thuneke 2007], nenalezla vyšší zdravotní riziko spojené se spalováním rostlinných olejů.

2.14. Degradace motorového oleje, tvorba úsad v motoru, životnost motoru

Rostlinné oleje jsou snáze **biologicky odbouratelné** než nafta, a tím i více náchylné k přirozené oxidaci (známé jako stárnutí, žluknutí, nebo vysychání). Ta je urychlena přítomností kyslíku, vyššími teplotami, slunečním světlem, a přítomností katalyzátorů, například mědi [Knothe 2007, McCormick 2007]. Oxidaci zabraňují v oleji se přirozeně nacházející antioxidanty (např. vitamin E). U některých rafinovaných olejů nebo olejů lisovaných za velkých teplot však dojde k podstatnému snížení hladin antioxidantů. Jakmile dojde k jejich vyčerpání, intenzita oxidace

vzroste. Spojením řetězců mastných kyselin při oxidaci vznikají oligomery, sloučeniny s vyšší molekulární hmotností a značnou viskozitou (oligomery vzniklé ponecháním rostlinného oleje v čističi paliva po dobu dvou let v laboratoři tekly po svislém kovovém povrchu rychlostí několika mm za týden). Ty se mohou usazovat v palivovém systému, kde způsobují průhledné čiré až červenohnědé povlaky, které lze jen obtížně, pokud vůbec, odstranit. To je problematické zejména ve vstřikovacím čerpadle a vstřikovačích, kde je využíváno velmi malých tolerancí a mazání palivem. I proto je výhodné vždy před odstavením motoru propláchnout palivový systém naftou.

Ve spalovacím prostoru pak dochází k ukládání vysokomolekulárních látek na povrchu pístu a pístních kroužcích, což může vést k propálení pístu nebo zadření motoru [EMA 2006, Hawkins 1983, Jones 2002].

Produkty neúplného spalování rostlinných olejů nebo přímo nespálené oleje nejen odcházejí výfukem jako emise, ale také pronikají do motorového oleje, případně se usazují na vnitřních površích spalovacího prostoru a výfukového systému včetně kritických komponentů (turbodmychadlo, katalytická zařízení pro úpravu výfukových plynů, systém recirkulace výfukových plynů). Ve spalovacím prostoru pak dochází k ukládání vysokomolekulárních látek na povrchu pístu a pístních kroužcích, což může vést k poškození nebo havárii motoru [EMA 2006, Hawkins 1983, Jones 2002].

Proces degradace RO probíhá i v **mazacím (motorovém) oleji**, kam rostlinný olej (nebo produkty jeho rozkladu) pronikne kolem pístních kroužků. Část těchto látek se zachytí i na stěně pístu nad horním pístním kroužkem a v drážkách pístních kroužků, kde se již nespaluje, nýbrž zpravidla zůstává v podobě tvrdých, obtížně odstranitelných černých usazenin.

S pronikáním RO do motorového oleje dochází nejprve k jeho ředění. Tím postupně klesá viskozita mazacího oleje. Na rozdíl od nafty, jejíž lehčí frakce se za běžných provozních teplot odpaří, u rostlinného oleje začínají jednotlivé frakce destilovat (nebo podéhají rozkladu) až při teplotách kolem 300 °C - k jeho odpařování tudíž dochází jen ve velmi malé míře. Za poměrně vysokých teplot, přístupu vzduchu a přítomnosti různých otěrových kovů rostlinné oleje po vyčerpání antioxidantů a antioxidačních přísad v mazacím oleji začínají degradovat. To se projeví narůstající viskozitou mazacího oleje, která v krajním případě vyústí až ke zrosolnatění mazacího oleje [Agroenergie 2008]. Takovýto mazací olej již neplní svůj účel a dalším provozem dochází k selhání motoru.

Přidávání slunečnicového oleje do motorového oleje a vystavení této směsi teplotě běžné pro motorový olej došlo po řádově desítkách hodin k prudkému nárůstu viskozity, přičemž doba za kterou k nárůstu došlo se zvyšovala se zvyšující se koncentrací slunečnicového oleje [Rewolinski 1985]. Při provozu agregátu s výkonem 70 kW na palmový olej bylo zjištěno postupné snižování viskozity motorového oleje během intervalu 100 hodin, po kterém byl olej vyměněn [De Almeina 2002]. Změny ve viskozitě mazacího oleje však nebyly pozorovány během 20 tis. km intervalu výměny oleje lehkých nákladních automobilů provozovaných na rafinovaný palmový olej a jeho směs s naftou. Zrychlené stárnutí mazacího oleje nebylo pozorováno ani při použití směsi jeden díl řepkového oleje na dva díly nafty jako paliva [Adams 1983]. Změny ve viskozitě mazacího oleje nebyly zjištěny ani během studie 35 traktorů poháněných řepkovým olejem s intervalem výměny motorového oleje 250 hodin [Rathbauer 2008]. Zkušenosti firmy GreaseCar s desítkami lehkých vozidel, která používala klasický minerální olej s intervalem výměny kolem 5 tis. km (obvyklé parametry pro provoz lehkých vozidel v USA), nevykazují výrazné změny v kvalitě mazacího oleje ani spojené problémy [Carven 2006].

2.15. Úpravy motoru, vyhřívaný dvojpalivový systém

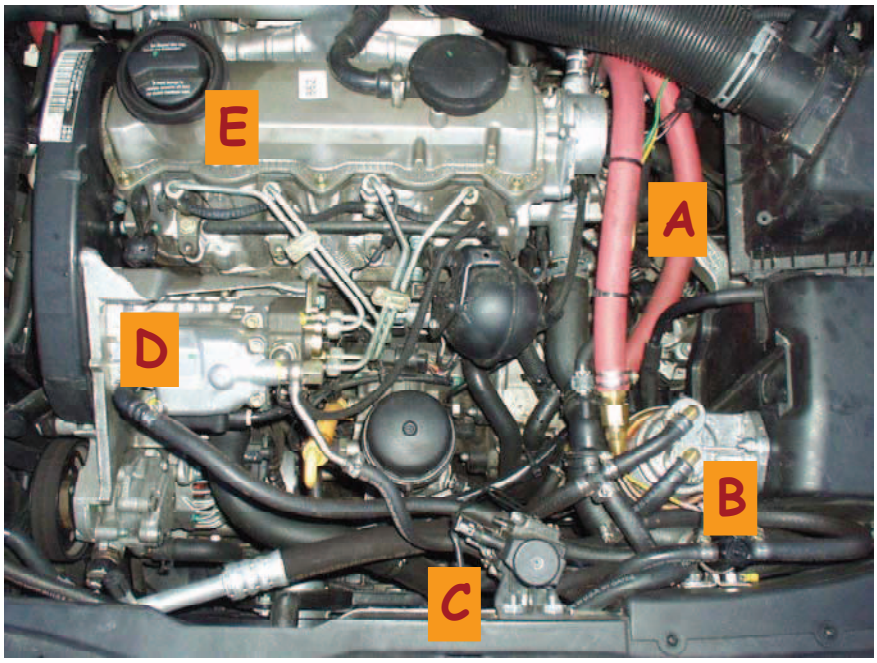
Spalování čistých rostlinných olejů v nepřizpůsobeném vznětovém motoru je problematické. Dva základní nedostatky jsou vyšší bod tuhnutí a vyšší viskozita RO.

Tyto nedostatky lze kompenzovat úpravou motoru instalací **různopalivového systému** (v zahraniční literatuře se užívá termín **dvojpalivový systém**), kde je do vstřikovacího čerpadla přiváděna buď klasická nafta, nebo rostlinný olej, ohřátý na teplotu 50-90°C, buď elektrickým ohřívačem, nebo odpadním teplem odebraným z chladicí kapaliny. U dokonalejších systémů je pak vyhříván celý palivový systém, včetně nádrže, potrubí, filtrů, a přepínacích ventilů [BL-www, Greasecar-www, Elsbett-www]. Motor je nastartován a provozován do dosažení provozní teploty na ropnou naftu, poté je poháněn rostlinným olejem až do předepsané doby před jeho odstavením, kdy je přepnut zpět na naftu, aby se předešlo zatuhnutí nebo degradaci rostlinného oleje ve vstřikovacím systému v době nečinnosti motoru. Takovýto provoz doporučuje většina pramenů [Bari 2002, Knothe 2001, Nwafor 2004, Labeckas 2006, Ramadhas 2004].

Vyhříváním oleje se sníží jeho viskozita na hodnoty srovnatelné s naftou za nižších teplot [Elsbett 2003, Hawkins 1983, Krahl 1996], a tím i zlepší jeho spalování. Startem na naftu se pak výrazně snižuje tvorba jak úsad vznikajících nedokonalým spalováním paliva ve studeném motoru, tak úsad vznikajících degradací oleje ve vstřikovacím systému při zejména delším odstavení motoru, při vyhřívání celého přídatného palivového systému je pak umožněn provoz i v zimě.

Ač v řadě průmyslových aplikací je provoz motoru na rostlinné oleje poměrně spolehlivý [Lauer 2006], v mnoha případech stále dochází k tvorbě úsad [Ammerer 2003, Coelho 2005].

Mezi další doporučené úpravy patří zvýšení otvíracího tlaku vstřikovačů a zvýšení předvstřiku [Elsbett 2003]. Moderní motory ale již pracují, právě z důvodu snížení emisí organických látek, s vyššími vstřikovacími tlaky. Zvýšením úhlu předvstřiku se zvýší emise NO_x. Ačkoliv emise NO_x jsou u motorů s mechanickým vstřikováním při provozu na rostlinný olej typicky nižší (viz. sekce o emisích), posunem předvstřiku by se zároveň zvýšily emise NO_x při provozu na naftu, což je z legislativního hlediska nepřípustné.



(A) Vyhřívaný přívod paliva

(B) Vyhřívaný filtr paliva (olej)

(C) Přepínací ventily

(D) Vstřikovací čerpadlo

(E) Motor

Obr. 2-4: Vyhřívaný různopalivový systém pro provoz na rostlinný olej (systém Greasecar, Massachusetts, USA; Tony Thorpe, San Diego, California, USA; foto autor).

Motor lze optimalizovat dále – například firma Elsbett nabízí vstřikovače, žhavicí svíčky, písty, a celé motory upravené přímo pro provoz na rostlinný olej [Elsbett-www] – převážná většina aplikací však od takovýchto nákladných kroků upouští, a využívá především střídání paliv s využitím různopalivového systému; ukázka takového systému je na obr. 2-4.

Některé motory, zejména některé upravené motory Elsbett, nebo částečně upravené stacionární motory s vyhříváním [Czerwinski 2008] lze i na rostlinný olej startovat, samozřejmě za předpokladu, že palivový systém je vyhříván, nebo se nalézá v místě s dostatečnou teplotou.

2.16. Souhrn stavu poznání

Rostlinné oleje mají v porovnání s naftou významně vyšší viskozitu, významně vyšší bod tuhnutí, vyšší bod vzplanutí, mírně nižší výhřevnost, obsah kyslíku přibližně desetinu hmotnosti, jejich destilační křivka leží ve vyšších teplotách, jsou snáze biologicky odbouratelné, mají nižší oxidační stabilitu, při styku jsou méně škodlivé pro zdraví i pro životní prostředí.

Z hlediska spalování je významná jejich vyšší viskozita, ta je kompenzována vyhříváním palivového systému a ohříváním oleje. Vyhřívání palivového systému umožňuje nebo usnadňuje provoz motoru v chladnějších obdobích nebo oblastech.

Vyšší viskozita u některých motorů způsobuje nárůst dávky paliva a tím i nárůst výkonu. Nižší výhřevnost pak způsobuje vyšší měrnou spotřebu, ovšem nikoliv úměrně snížení výhřevnosti, protože termální účinnost motoru je při provozu na RO často vyšší. Vzhledem k vyšší rychlosti šíření tlakové vlny může teoreticky dojít k dřívějšímu počátku vstřiku. Ke vznícení dochází ve srovnatelný čas nebo mírně později.

Emise oxidů dusíku (NO_x) jsou ve srovnání s provozem na naftu ovlivněny relativně málo. Emise uhlovodíků (HC), oxidu uhelnatého (CO) a pevných částic (PM) jsou o polovinu nižší až několikanásobné, nižší zpravidla při vyšších zatíženích a při vyšší teplotě paliva, vyšší zpravidla v menších motorech; vliv na emise není jednoznačný.

Z neregulovaných emisí mohou být problematické aldehydy, vliv na emise polyaromatických uhlovodíků (PAH) není jednoznačný.

Rostlinné oleje mohou urychlit degradaci motorového oleje, a mohou vést k nánosům těžko odstranitelných oligomerů v palivovém systému, a usazenin ve vnitřním prostoru válce a výfukového potrubí.

Běžné úpravy motoru zpravidla zahrnují vyhřívaný přídatný palivový systém, a různopalivový režim, kdy motor je nastartován a ohřát na naftu.

Rozdíly ve vlivu na emise produktů neúplné oxidace paliva (jak klasické HC, CO, PM, tak PAH, aldehydy, a další organické látky) jsou poměrně značné a nejsou uspokojivě vysvětleny.

Rovněž tak není jednotný názor na vliv provozu motoru na rostlinné oleje na tvorbu úsad a životnost motoru.

2.17. Rozvaha autora nad stavem poznání

Do jaké míry je spalování rostlinných olejů v motorech technicky zvládnutelné je však vysoce diskutabilní, odborná i populární literatura uvádí příklady jak zničených motorů, tak úspěšných aplikací. Výrobci motorů jejich provoz na oleje až na výjimky zásadně nedoporučují [EMA 2006]. Řádově tisíce občanů provozujících svá vozidla na rostlinný olej [BL-www, Greasecar-www, Elsbett-www, TDI-www] a stále častější průmyslové aplikace [Coelho 2005, Lauer 2006] ale dokazují, že od spalování rostlinných olejů přímo se neustoupilo, spíše naopak.

Otázkou zůstává, nakolik jsou špatné zkušenosti důsledkem nezohlednění technologických a provozních požadavků a tudíž vesměs odstranitelné, nakolik jsou problémy způsobeny nepříznivou kombinací podmínek a tudíž z velké části odstranitelné, a nakolik vyplývají ze spalování paliva za jakýchkoli podmínek a jsou tudíž neodstranitelné.

Výrazným faktorem ovlivňujícím chod motoru je pravděpodobně **kvalita paliva**. Od ostatních alternativních paliv se rostlinné oleje vyznačují výrazně vyšší mírou amatérského, mnohdy ze zcela kvalifikovaného využití: Mnozí jedinci, a bohužel i některé výzkumné skupiny, provozují motory na použitý fritovací olej nebo jiný olej nesplňující požadavky na kvalitu a čistotu paliva, provozují motor na neohřátý rostlinný olej, či rostlinný olej nalijí přímo do stávající nádrže, bez použití různopalivového systému. (Zčásti je to možná dáno tím, že na rozdíl od jiných paliv je rostlinný olej relativně dostupný, a že velká část motorů je schopna, alespoň krátkodobě, spalovat téměř libovolný rostlinný olej bez jakékoli úpravy, a to - alespoň zpočátku - bez zjevných příznaků.) Fritovací oleje a oleje získávané lisováním za zvýšené teploty nebo extrakcí rozpouštědlem často obsahují vysoké množství fosforu, který po oxidaci na oxid fosforečný působí jako brusná pasta, nehledě na to, že zvýšenou teplotou se snižuje obsah přírodních antioxidantů v oleji. Například neupravený malý motor provozovaný na neohřátý rostlinný olej potravinářské (nikoli palivové) kvality havaroval po cca 42 hodinách provozu [Havlíček 2008]. (Ve fritovacích olejích, zejména těch nejlevnějších, jsou často „slizy" a fosfolipidy získané extrakcí za tepla nebo rozpouštědly, drobné částice, a další látky které z palivového hlediska lze klasifikovat jako nečistoty; fosfor, vysokomolekulární látky, „slizy", nespalitelné látky, částice, a voda by v oleji palivové kvality měly být maximálně ve velmi malém množství.) Časté je bohužel i opomenutí filtrace olejů nebo použití příliš hrubého filtru, který nedokáže odstranit velmi jemné nečistoty, které pak zanášejí kritické průřezy ve vstřikovacím systému. Vysoká koncentrace částic může zanést palivový filtr. Pokud navíc filtr není vyhřívaný a filtruje se jím viskózní studený olej, může dojít k úbytku výkonu motoru vlivem snížení průtočnosti filtru, nebo k protržení filtru a vnesení částic do vstřikovacího systému.

Někteří výrobci dále prodávají nevhodně navržený různopalivový systém. Například k počátečnímu ohřevu rostlinného oleje je využito běžné žhavicí svíčky vznětového motoru umístěné v oleji, která při výkonu cca 100 W ohřeje za jednu minutu jeden litr oleje (průtok paliva automobilovými motory je cca 1 litr/min) o pouhé tři stupně, dvacetilitrovou nádrž s olejem pak ohřeje za 10 minut o cca 1,5°C. Jindy systémy sdílí palivový filtr o litrovém nebo větším objemu, takže dochází k poměrně významnému mísení paliv. K dalšímu mísení dochází při přepínání paliv, a to zejména pokud mezi přepnutím ventilu ovládajícího přívod paliva do vstřikovacího čerpadla a ventilem ovládajícím odtok (přepad) paliva zpět do nádrže není dodržen časový interval odpovídající průtoku paliva a objemu paliva ve vstřikovacím systému mezi ventily.

I přes dodržení všech známých zásad však nelze vyloučit, že provozem motoru na rostlinný olej nedojde ke snížení životnosti motoru.

Cílem této práce je zejména pokusit se identifikovat podmínky, za kterých je využití rostlinného oleje příznivé nebo naopak nepříznivé, a pokusit se nepříznivé podmínky vhodným způsobem ošetřit.

3. Cíle a vymezení práce

Jedním cílem této práce je zjistit, do jaké míry závisí průběh spalování rostlinného oleje na provozních podmínkách, pokusit se nalézt pravidla, podle kterých lze předpovědět příznivý nebo naopak nepříznivý průběh spalování rostlinného oleje, a pokusit se režimy s nepříznivým průběhem spalování vhodným způsobem ošetřit.

Vzhledem k tomu, že spalování RO je souhrou mnoha souběžných jevů a parametrů, nelze tento proces jednoduše popsat pomocí matematického aparátu. Empirické vztahy pro dílčí problémy, pokud existují, byly zpravidla odvozeny pro provoz na naftu, a nemusí být platné pro provoz motoru na palivo s výrazně odlišnými vlastnostmi.

Proto je spalování vyšetřováno experimentálně, s využitím zařízení laboratoře.

Důraz je kladen na relativně krátkodobé jevy – například průběh indikovaného tlaku ve válci, nebo výfukové emise. K vyšetřování dlouhodobých vlivů by byla potřeba relativně početná skupina motorů a doba odpovídající podstatné části životnosti motoru.

Mezi základní vyšetřované veličiny patří výkon motoru a spotřeba paliva, teplota paliva, časování dodávky paliva, průběhy indikovaných tlaků ve válci, časování jednotlivých fází hoření (počátek hoření, počátek a průběh hlavní fáze hoření), a průběhy provozních parametrů motoru (teploty a tlaky v sání a výfukovém potrubí před a za turbodmychadlem, teplota chladicí kapaliny, teplota oleje, ap.).

Dalším cílem práce je popsat vliv provozu motoru na rostlinný olej na emise, a to zejména s důrazem na bližší vysvětlení poměrně velkých rozdílů uváděných v literatuře. S tím souvisí i popis a případné ošetření režimů s nepříznivým vývojem emisí.

Toho je docíleno jak měřením na dvou motorech v laboratoři, tak měřeními na několika vozidlech provozovaných na rostlinný olej.

Mezi sledované emise patří především regulované plynné složky – HC, CO a NO_x, které lze měřit kontinuálně, a částice, k jejichž měření je využito jak standardní gravimetrické metody, tak kontinuálních metod vyvinutých autorem. Měření neregulovaných emisí je uskutečněno za pomoci speciálních přístrojů, a je omezeno jejich dostupností.

Práce uvažuje využití sériového vznětového motoru s různopalivovým systémem, bez náročných úprav, a zejména bez takových úprav, které by nepříznivě ovlivnily provoz motoru na klasickou naftu, zejména emisní parametry.

Dále práce uvažuje využití rostlinného oleje palivové kvality.

Za základní proměnné, které lze považovat za nastavitelné, je provozní režim, volba paliva, teplota paliva, konstrukce různopalivového systému včetně doplnění a vylepšení, a v některých případech regulace recirkulace výfukových plynů a regulace počátku vstřiku.

Kromě vymezení cílů je třeba vymezit, které oblasti jsou mimo rámec práce.

Za prvé, práce není komplexním pojednáním o vlivu provozu motoru na rostlinné oleje na životní prostředí. Vliv jakéhokoli nového paliva na životní prostředí je velmi široké téma. Vliv na životní prostředí má již výběr plodin ze kterých se olej získává, jejich pěstování a zpracování, doprava k uživateli, a skladování. Vyžaduje-li palivo určitou technologii (nádrže, palivový systém, apod.), nebo vede-li ke zvýšení spotřeby motorů snížením jejich životnosti, změna výroby komponentů má také vliv na životní prostředí. Odpary z paliva a úniky paliva jeho rozlitím, odkapáváním, haváriemi, apod., se též nějakým způsobem podepíší. Co se týče výfukových emisí, dělí se na klasické škodliviny a skleníkové plyny. Klasické škodliviny jsou jednak sledované a zákonem limitované emise, jednak látky v mnohých případech škodlivé, v některých případech

sledované, nicméně zákonem neregulované. Co se týče skleníkových plynů, spalováním uhlíkatých paliv vždy vzniká oxid uhličitý. Ne vždy se ale jedná o skleníkový plyn: v případech, kdy spalovaný uhlík pochází ze zrovna (zpravidla tentýž nebo předchozí rok) vypěstované rostliny, která jej získala zpracováním oxidu uhličitého z atmosféry, jedná se o normální koloběh uhlíku, stejně tak jako vypouštění oxidu uhličitého zvířaty nebo lidmi.

Tato práce se zabývá vlivem spalování rostlinných olejů ve vznětových motorech na životní prostředí, především na výfukové emise, s důrazem na jejich základní složky.

Za druhé, zmíněného cíle je dosaženo studiem relativně malého počtu motorů provozovaných na relativně malý výběr dostupných paliv, s předpokladem že výsledky přiměřeně a do určité míry platí i pro další oleje. Práce tedy nepřináší porovnání různých druhů olejů.

Za třetí, práce není ani komplexním a vyčerpávajícím pojednáním o vlivu provozu motoru na rostlinné oleje na emise. Výfukové emise individuálních motorů se značně liší, a to až o několik řádů. Základní vliv na to má konstrukce motoru, která je zpravidla koncipována tak, aby nový motor při daných podmínkách a daném režimu splňoval dané emisní normy. V reálném provozu za reálných podmínek tyto emise mohou být, a velmi často také jsou, vyšší. Emise se dále zvyšují stárnutím motoru – jednak jeho postupným opotřebováváním, jednak relativně rychlými navýšeními vlivem změny seřízení, nadměrnému opotřebení, zanedbané údržby, nebo selhání jednotlivých komponentů.

Rozdíly mezi individuálními motory mohou vést ke značným rozdílům. Obecně platí, že pro téměř libovolná paliva A a B lze sehnat reálné motory takové, že emise motoru provozovaného na palivo A jsou nižší než emise motoru provozovaného na palivo B, a zároveň lze sehnat (jiné) reálné motory takové, že emise z paliva A jsou naopak vyšší než emise z paliva B. Aby se předešlo takovýmto zásadním chybám, vlivy individuality motorů, provozních podmínek, a dalších faktorů jsou minimalizovány.

Tato práce vždy porovnává emise z motoru provozovaného na rostlinné oleje k emisím stejného motoru provozovaného na klasickou ropnou naftu za co nejvíce stejných podmínek, případně porovnává emise ze stejného motoru provozovaného na stejné palivo za různých provozních podmínek.

Za čtvrté, ačkoliv práce využívá pokročilých a do jisté míry unikátních metod a aparatur měření emisí, práce není zaměřena na rozbor měřicích metod a zařízení a jejich přínosů, ani na detailní popis složení výfukových plynů. Práce je zaměřena na experimentálním výzkumu provedených v rámci doktorského studia v laboratoři spalovacích motorů na Katedře vozidel a motorů FS TUL. Ty se odvíjejí od řady měření provedených autorem v USA v letech 2000-2006. Většina těchto měření byla provedena na reálných vozidlech v reálném provozu. Při těchto měřeních byly emise sledovány přenosnou aparaturou vyvinutou autorem v letech 1996-1997 a následně zdokonalovanou. Například v roce 2006 byl pro měření neregulovaných plynných látek použit mobilní infračervený spektrometr FTIR, kterýžto systém byl též vyvinut a sestaven autorem. V roce 2008 pak byla použita dvě experimentální zařízení pro měření koncentrací pevných částic v reálném čase též vyvinutá a sestavená autorem. Vývoj a přínosy autora v oblasti přenosných zařízení pro měření emisí, ať již analytické metody, vlastní zařízení, nebo postupy při plánování zkoušek a zpracování dat přímo nespadají do studovaného oboru, a jsou proto popsány spíše z uživatelského hlediska.

Využití biopaliv je hraniční obor, kde se prolíná zemědělské inženýrství (suroviny pro výrobu paliva), inženýrství chemicko-technologické (vlastnosti a výroba paliva), strojní inženýrství (konstrukce motoru a palivového systému), fyzika a chemie (hoření paliva, tvorba škodlivin, likvidace škodlivin katalytickými zařízeními), mechatronika (elektronické řízení motoru a katalytických zařízení), analytická a fyzikální chemie (měření emisí škodlivin), dopravní

inženýrství a územní plánování (využití dopravy, rozmístění tras, regulace intenzity dopravy) fyzika a chemie atmosféry (rozptyl emisí), biologie a epidemiologie (vliv emisí na organismus), v neposlední řadě pak politické, ekonomické a sociální vědy (energetická závislost nebo soběstačnost, náklady na ochranu zdrojů energie armádou, bilance zahraničního obchodu, vliv výběru paliva na místní ekonomiku). Lze tedy očekávat, že práce bude mít jistý užitek pro odborníky jiných disciplín než spalovací motory. Proto bylo v práci omezeno použití pokročilé aplikované matematiky na nezbytné minimum.

Tato práce je disertační práce doktorského studia v oboru strojní inženýrství, pístové spalovací motory. Je tedy zaměřena spíše motorářsky na provoz motoru, procesy v něm probíhající, a vznikající emise.

První částí práce (kapitoly 1-3) je úvod a shrnutí současného stavu problematiky. Druhou část práce (kapitoly 4-5) tvoří laboratorní měření na motorech Avia a Zetor v laboratoři spalovacích motorů na katedře autora, které jsou doplněny o kompilaci výsledků měření emisí prováděných autorem na vozidlech provozovaných v USA převážně na použitý fritovací olej (kapitola 6). Následuje diskuze (kapitola 7) – a to nejen poznatků získaných z literatury a výsledků, ale i diskuzi širších souvislostí využití rostlinného oleje jako paliva, bilanci emisí skleníkových plynů, a významu rostlinných olejů v trvale a udržitelně prosperující ekonomice. Diskuze rovněž zahrnuje přínosy práce. Poté následuje shrnutí, závěr a seznam použité literatury. Vybrané podrobné výsledky měření jsou uvedeny v přílohách, další podrobné výsledky jsou v citovaných publikacích autora.

4. Experimentální výzkum na motoru Avia

4.1. Popis aparatury a metod

Jako první motor byl použit vznětový motor Avia-Daewoo D 422.100, přeplňovaný řadový čtyřválec s přímým vstřikem o zdvihovém objemu 3.92 dm^3 a kompresním poměru 17.5, s maximálním točivým momentem 565 Nm (413 ft-lb) při 1200 min^{-1} a maximálním výkonem 98 kW (131 hp). Motor byl vybaven mechanicky řízeným rotačním vstřikovacím čerpadlem Bosch VE s přesuvníkem vstřiku. Motor byl spojen s vodním dynamometrem Schenck Dynabar D-700 a provozován v katedrové Laboratoři spalovacích motorů Zdeňka Kováře.

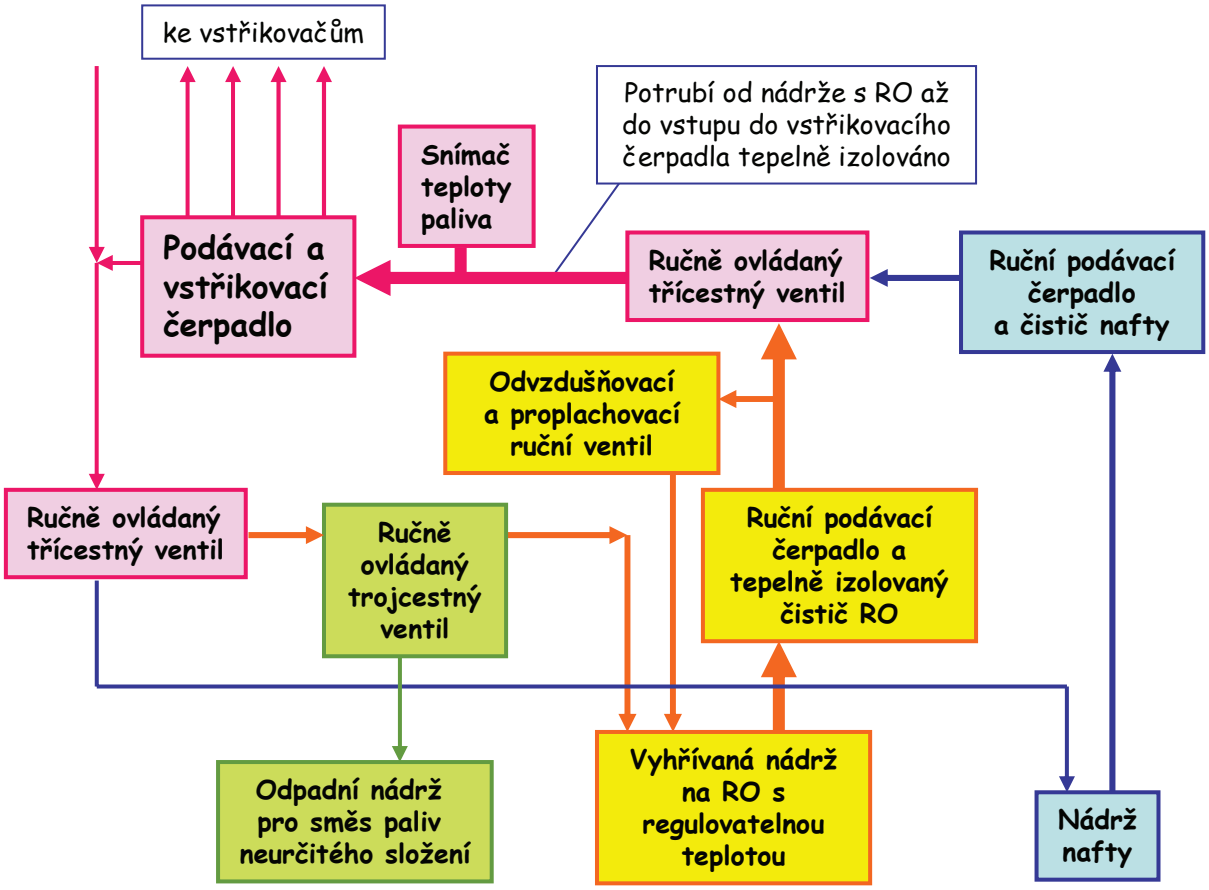
V hlavě motoru byly zabudovány porty pro vysokotlakou indikaci a vizualizaci pracovního oběhu motoru. Tlaky ve spalovacím prostoru byly měřeny nechlazeným piezoelektrickým snímačem (GU21D, AVL, Graz, Rakousko) a vyhodnocovány aparaturou pro indikaci (Indimeter 619, AVL, Graz, Rakousko). Tlaky byly měřeny během 150 po sobě jdoucích oběhů.

Pro spalování rostlinných olejů byl motor vybaven sekundárním vyhřívaným palivovým systémem. Jako nádrž rostlinného oleje byl použit zavařovací hrnec, který elektricky vyhříval olej na teplotu předem nastavenou uživatelem a regulovanou termostatem. Z nádrže byl olej veden do palivového filtru, jako který byl použit filtr Bosch s ručním podávacím čerpadlem a odvzdušňovacím ventilem, shodný s filtrem používaným na naftu. Na výstupu z filtru byl instalován odpouštěcí kohout, který byl využit při plnění filtru a odvzdušňování systému pomocí ručního podávacího čerpadla. Mezi výstup stávajícího filtru nafty a přívod paliva do vstřikovacího čerpadla byl zařazen trojcestný ventil, který umožňuje přivádění buď nafty z výstupu stávajícího palivového filtru na naftu, nebo rostlinného oleje z výstupu filtru rostlinného oleje. Mezi třícestným ventilem a vstupem paliva do vstřikovacího čerpadla byl umístěn odporový snímač teploty paliva. Na výstup (přepad) nespotřebovaného paliva ze vstřikovacího čerpadla byl instalován druhý třícestný ventil, kterým se palivo vracelo buď do nádrže s naftou, nebo do nádrže s rostlinným olejem. Celý palivový systém od výstupu z nádrže rostlinného oleje do vstupu paliva do vstřikovacího čerpadla byl izolován polymerovou pěnou používanou pro izolaci teplovodních trubek. Diagram tohoto systému je na obr. 4-1, fotografie motoru s různopalivovým systémem na obr. 4-2.

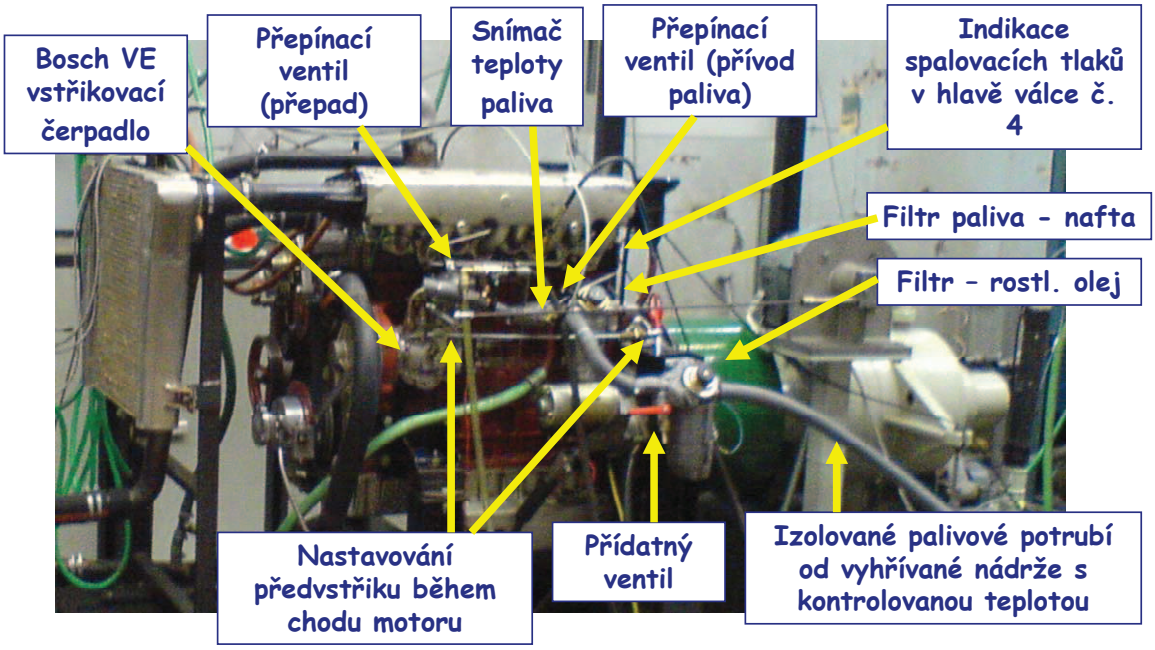
Tento motor byl provozován na řepkový olej používaný k výrobě metylesterů, který byl zakoupen od firmy KL Oil, Lužany, okres Jičín. Výsledky rozboru oleje nebyly k dispozici, a vzhledem k relativně krátkému provozu nebyly vlastnosti oleje blíže zjišťovány.

Elektromagneticky ovládaný přesuvník vstřiku vstřikovacího čerpadla, využívaný při studeném startu, byl nahrazen ručním ovládáním s využitím závitové tyče, na jejímž konci byla rukojeť, jejímž otáčením se závitová tyč posouvala. Rukojeť byla aretována šroubovákem vždy po polovině otočky, tedy po 0,5 mm dráhy tyče. Tímto zařízením se umožnilo nastavení počátku vstřiku.

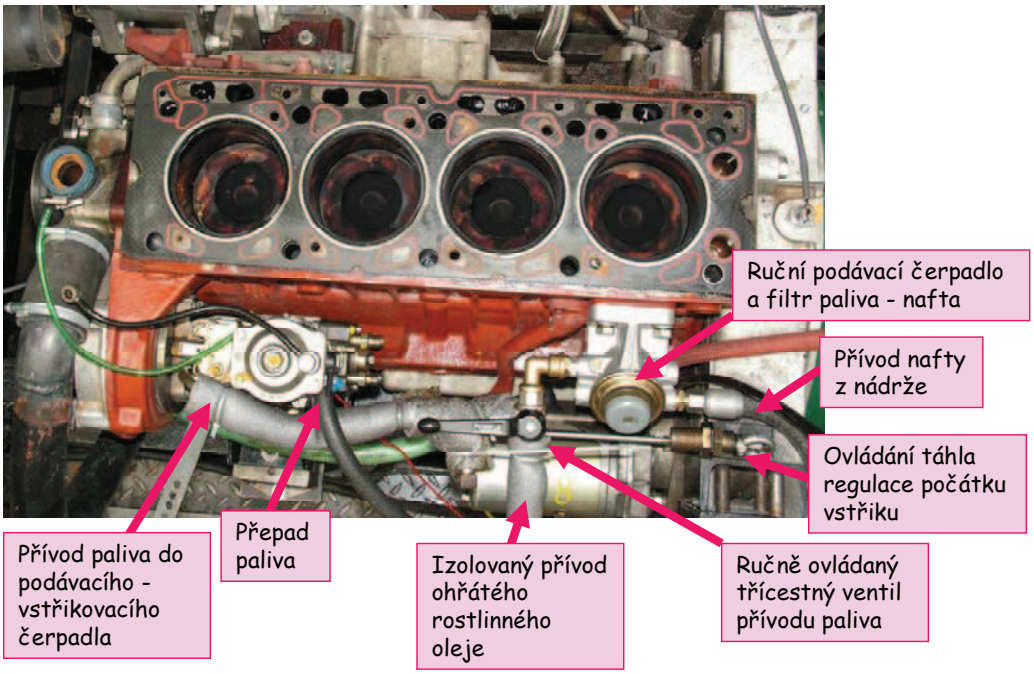
Na motoru bylo provedeno několik sérií měření v roce 2007. V polovině roku 2008 byla z důvodu poškození jednoho z hlavových šroubů demontována hlava motoru. Při té příležitosti byla provedena inspekce vlivu provozu na rostlinný olej na stav motoru. Fotografie koruny pístů (obr. 4-3) nevykazuje přítomnost nadměrného zanesení motoru. Červenohnědé usazeniny jsou způsobeny oxidy železa vzniklými při spalování katalyzátoru s organokovovými sloučeninami železa (Innospec). Tento katalyzátor byl přidán v množství 0.1% hmot. (50 ppm Fe) do paliva pro regeneraci zachycovače pevných částic, kterým byl motor dovybaven po zkouškách na rostlinný olej.



Obr. 4-1: Funkční diagram různopalivového systému konstrukce autora použitého na motoru Avia.



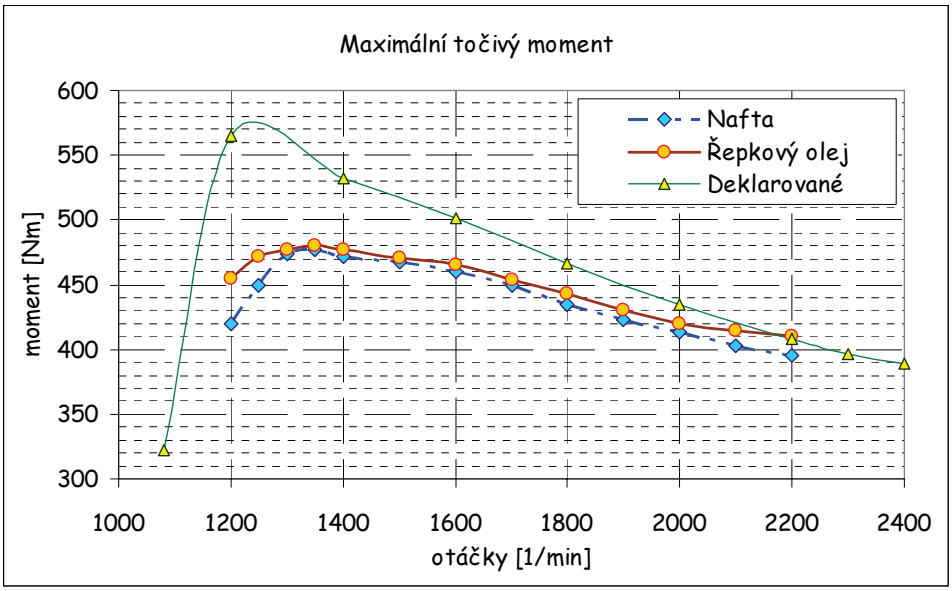
Obr. 4-2: Různopalivový systém použitý na motoru Avia.



Obr. 4-3: Pohled na koruny pístů motoru Avia po provozu na rostlinný olej a na různopalivový systém.

4.2. Výsledky a diskuze

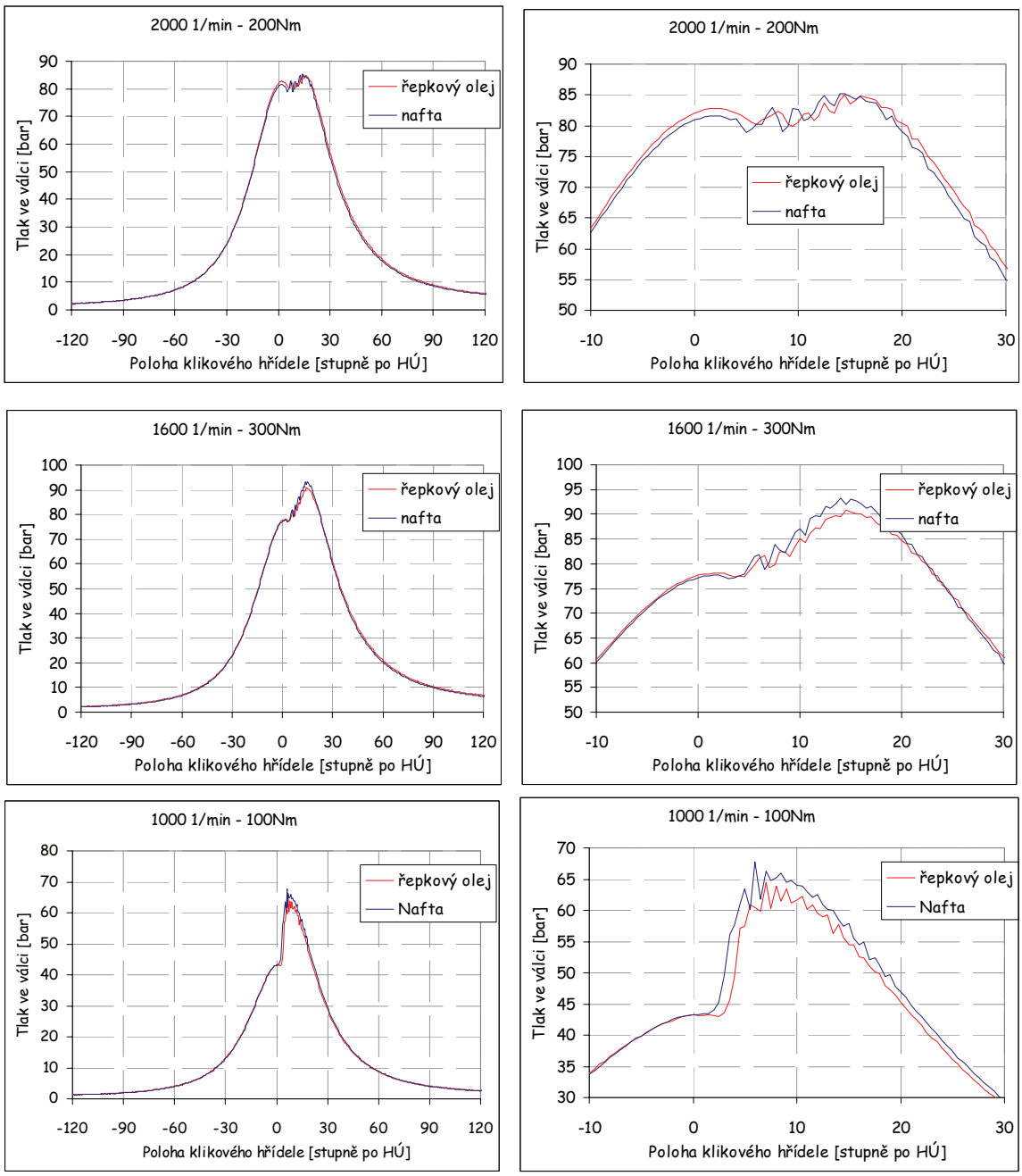
Průběh maximálního točivého momentu motoru při provozu na naftu a na rostlinný olej ohřátý na 70°C je zobrazen na obrázku 4-4. Na rostlinný olej bylo dosaženo mírně vyššího výkonu. Na obě paliva pak bylo dosaženo nižších točivých momentů než momentů deklarovaných výrobcem. Deklarované momenty jsou však pro verzi motoru s mezichlazením plnicího vzduchu, zatímco u motoru provozovaného v laboratoři plnicí vzduch ochlazován nebyl, čímž kleslo naplnění válce vzduchem, a úměrně byl omezen výkon.



Obr. 4-4: Průběh maximálního točivého momentu motoru Avia při provozu na naftu a na ohřátý řepkový olej.

Indikované tlaky pro tři vybrané režimy jsou porovnány na obrázku 4-5 – 2000 min^{-1} a 200 Nm nahoře, 1600 min^{-1} a 300 Nm uprostřed, a 1000 min^{-1} a 100 Nm dole. Levý obrázek vždy ukazuje celý p-alfa indikátorový diagram, obrázek napravo je pak výřez zobrazující počáteční fáze hoření; polovina energie paliva byla odevzdána zpravidla dříve než 20 stupňů po horní úvrati klikového hřídele.

V režimu 1000 min^{-1} a 100 Nm je zřetelně vidět pozdější začátek hoření rostlinného oleje v porovnání s naftou. Stejné zpoždění bylo zpozorováno i při ostatních režimech kdy byl motor provozován při nízkých otáček a nižším zatížení – 1200 min^{-1} a 50 Nm, 1200 min^{-1} a 100 Nm. Oproti tomu při vyšších otáčkách a zatíženích nebyly výrazné změny v počátku hoření pozorovány.

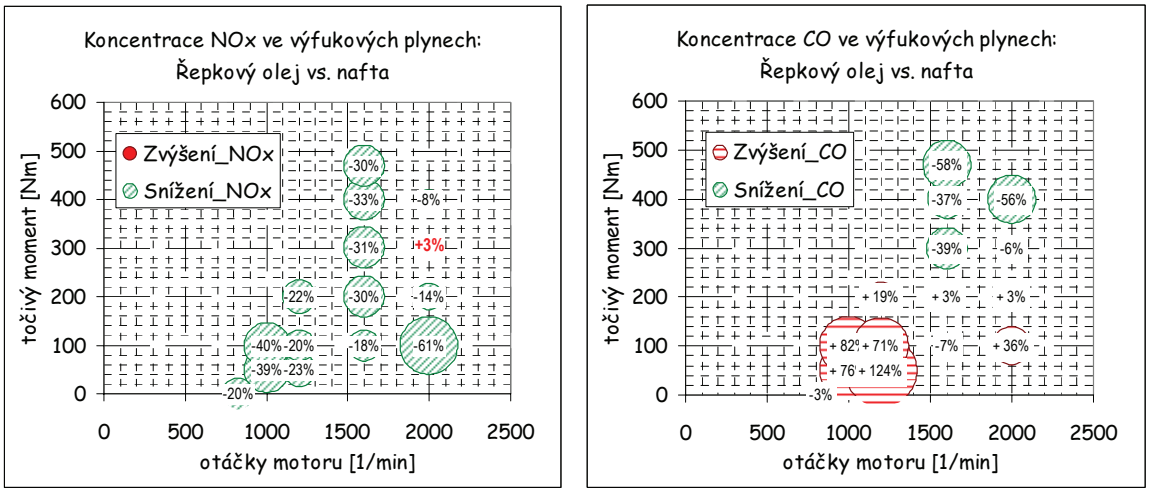


Obr. 4-5: Porovnání indikovaných tlaků (p-alfa diagram) pro provoz na naftu a řepkový olej na motoru Avia.

Maximální a průměrné indikované tlaky, mezioběhová variabilita, a polohy klikového hřídele kdy došlo k počátku hoření a k odevzdání 5, 10, 50 a 90 procent energie obsažené v palivu pro každý režim jsou uvedeny v tabulce A-1 v příloze. Na grafech průběhu je znatelné kolísání indikovaného tlaku. Mezioběhová variabilita byla srovnatelná pro obě paliva.

Z měření emisí vyplývá, že koncentrace oxidu uhelnatého (CO) naměřené infračerveným analyzátorem byly pro provoz na rostlinný olej, v porovnání s provozem na naftu ve stejném režimu, vyšší při nízkých otáčkách a zatíženích (1000 a 1200 min^{-1}, 50 a 100 Nm), a nižší při středních a vyšších otáčkách a zatíženích. Výsledky jsou zobrazeny v levé části obr. 4-5, naměřené hodnoty jsou pak v tabulce A-1 v příloze. Naměřené emise uhlovodíků byly později shledány nepoužitelnými z důvodu poruchy měřicí aparatury a nejsou proto uvedeny. Emise pevných částic nebyly měřeny. O účinnosti spalování a podílu neúplně spáleného paliva tedy vypovídaly pouze koncentrace CO.

Koncentrace oxidů dusíku (NO_x), měřené chemiluminiscenčním analyzátorem, byly zpravidla nižší při provozu na rostlinný olej než při provozu na naftu. Výsledky jsou zobrazeny v pravé části obr. 4-6, naměřené hodnoty jsou pak v tabulce A-1 v příloze.



Obr. 4-6: Porovnání koncentrací NO_x a CO ve výfukových plynech pro provoz na naftu a řepkový olej na motoru Avia (s původním nastavením počátku vstřiku)

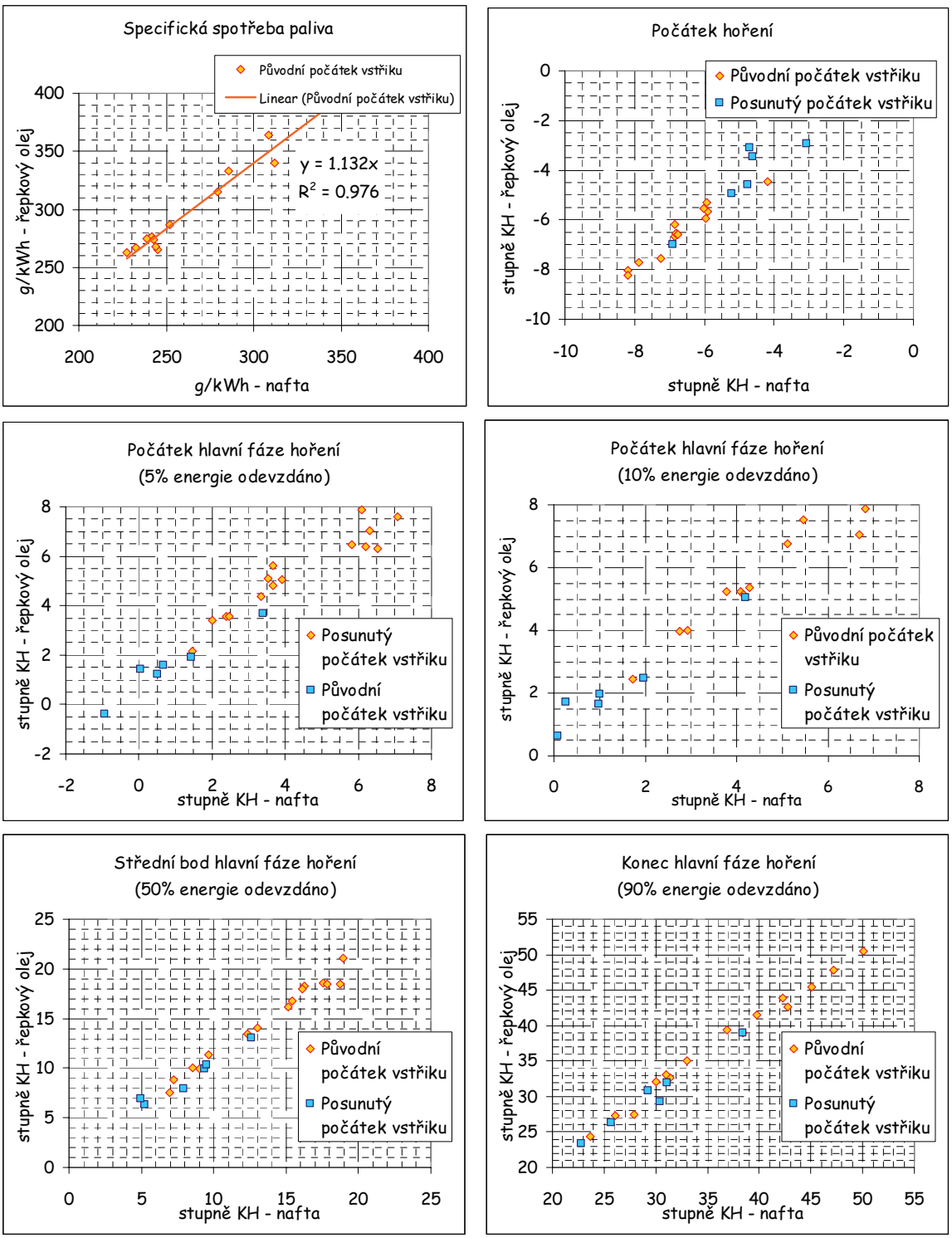
Zobrazená měření emisí, stejně jako doposud prezentované výsledky, jsou pro základní nastavení počátku vstřiku, tedy bez pohybu přesuvníku vstřiku.

Další série měření proběhla při nastavení přesuvníku vstřiku, při kterém docházelo k odevzdání 5% energie paliva, bod označovaný jako počátek hlavní fáze hoření, v nebo krátce po horní úvrati.

Měrná hmotnostní spotřeba paliva, zobrazená na obr. 4-7, byla o průměrně 13.2% vyšší (g/kWh) při provozu na rostlinný olej. Uvážíme-li o cca 15% nižší výhřevnost řepkového oleje (cca 37 MJ/kg) v porovnání s motorovou naftou (42.5 MJ/kg), vychází celková účinnost motoru mírně (o 2%) vyšší. Tento rozdíl však není statisticky významný vzhledem k nejistotě stanovení výhřevnosti paliv a nejistotě měření spotřeby paliva a točivého momentu.

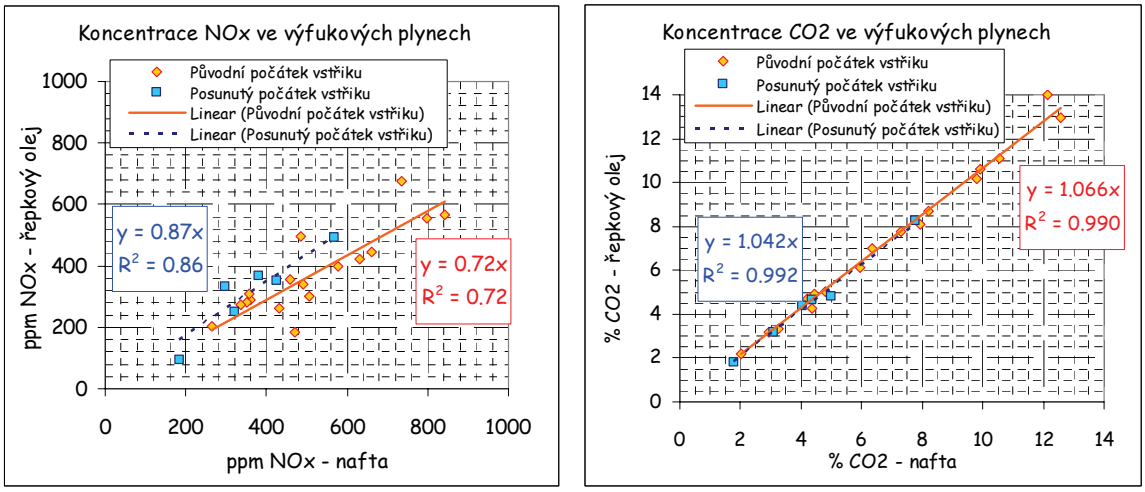
Významné body průběhu hoření jsou zobrazeny na obr. 4-7: počátek hoření (vpravo nahoře), počátek hlavní faze hoření definovaný jako bod kdy 5% (uprostřed vlevo) a 10% (uprostřed vpravo) energie obsažené v palivu bylo odevzdáno, střední bod hlavní fáze hoření kdy 50% energie v palivu bylo odevzdáno (dole vlevo) a konec hlavní fáze hoření kdy 90% energie v

palivu bylo odevzdáno (dole vpravo). Tyto body byly stanoveny indikační aparaturou. Z grafů vyplývá, že zatímco počátek hoření byl srovnatelný pro obě paliva, počátek hlavní fáze hoření nastal obecně o půl stupně až jeden stupeň klikového hřídele později pro rostlinný olej než pro naftu. Tento rozdíl se promítl i do středního bodu a konce hlavní fáze hoření. Vzhledem k vzorkovací frekvenci indikační aparatury jednoho stupně pootočení klikového hřídele a k nepřesnostem způsobeným rozkmitem signálu tlaku nebylo přesnější vyhodnocení provedeno.



Obr. 4-7: Porovnání spotřeby paliva, počátku a průběhu hoření na motoru Avia – provoz na ohřátý řepkový olej vs. provoz na naftu.

Změna počátku vstřiku obecně vedla k navýšení maximálních indikovaných tlaků, a k navýšení koncentrací NO_x a snížení koncentrací CO v porovnání se základním nastavením vstřiku paliva. Toto bylo pozorováno při provozu na obě paliva. Zároveň se snížil rozdíl v emisích NO_x – ty byly u původního nastavení počátku vstřiku o 28% nižší pro řepkový olej v porovnání s naftou, ale jen o 13% nižší u posunutého počátku vstřiku (obr. 4-8 vlevo) - a snížil se rozdíl v koncentracích CO_2 mezi palivy – ty byly o 7% vyšší pro řepkový olej při základním, ale jen o 4% vyšší při posunutém počátku vstřiku (obr. 4-8 vpravo).



Obr. 4-8: Porovnání koncentrací NO_x a CO_2 ve výfukových plynech na motoru Avia

Při uvážení rozdílu měrné spotřeby paliv (o 13% vyšší pro rostlinný olej) a nižšímu obsahu uhlíku v řepkovém oleji (s použitím hodnot dle [Soltic 2009] o 9% vyšší pro naftu než pro ŘO), kde cca 10% hmotnosti tvoří kyslík, vychází teoretické navýšení hmotnostních toků CO_2 o cca 4%. Hmotnostní tok CO_2 je úměrný koncentraci CO_2 a dále úměrný průtoku nasávaného vzduchu. Ten nebyl měřen, ale je přibližně úměrný otáčkám motoru a teplotě a tlaku nasávaného vzduchu [Vojtíšek-Lom 1998], přičemž nebyly pozorovány významné rozdíly mezi palivy v těchto parametrech. Rozdíl cca 3% mezi cca 4% navýšením koncentrací CO_2 vypočteným ze spotřeby paliva a 6.7% dle měřených koncentrací je v rámci celkové nejistoty měření.

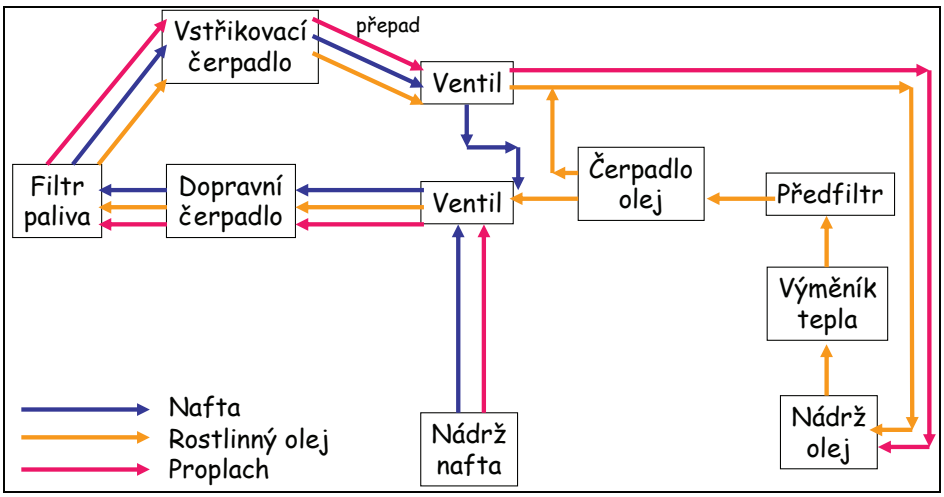
5. Experimentální výzkum na motoru Zetor 1505

5.1. Motor a experimentální aparatura

Jako druhý motor byl použit traktorový motor Zetor 1505, přeplňovaný řadový čtyřválec o zdvihovém objemu 4.16 dm^3, vrtání 105 mm, zdvihu 120 mm, maximálním točivém momentu 525 Nm při 1300-1500 min^{-1}, a maximálním výkonu 90 kW při 2200 min-1. Motor byl vybaven mechanicky řízeným řadovým vstřikovacím čerpadlem Motorpal (Jihlava, ČR) s konstantním statickým počátkem vstřiku pro všechny otáčky a zatížení. Motor byl vybaven systémem recirkulace výfukových plynů (EGR), který byl ovládán elektromagnetickým ventilem, spínaným při zatíženích pod cca 80%, kromě nízkých otáček.

Motor byl zapůjčen pro účely projektu Výzkumným ústavem traktorů (VÚTR), Brno. Tento motor byl získán nový, a byl zaběhnut provozem na motorovou naftu po dobu 60 hodin, z toho druhých 30 hodin při jmenovitém výkonu.

Motor byl zpočátku vybaven různopalivovým systémem DieselTherm, dodaným VÚTR za účelem vyzkoušení funkčnosti. Schéma tohoto systému je na Obr. 5-1.



Obr. 5-1: Schéma různopalivového systému DieselTherm

Tento systém měl několik závažných nedostatků. Za prvé, sdílením filtru paliva o objemu cca 1 litr docházelo k míchání paliv ve filtru, čímž nebylo dosaženo jedné ze základních funkcí různopalivového systému – dosažení přítomnosti nafty (bez příměsi alternativního paliva) při odstavení motoru pro zajištění startovatelnosti studeného motoru. Za druhé, použití dvou palivových čerpadel v sérii vedlo k tlakovým rázům v palivovém filtru, kde bylo běžně dosahováno průměrných tlaků cca 5 bar a špičkových tlaků převyšujících 10 bar. To vedlo k několikerému selhání palivového potrubí mezi výstupem filtru a vstupem do vstřikovacího čerpadla. Za třetí, nafta byla místo do nádrže vracena zpět do trojcestného ventilu a odtud do palivového filtru. To vedlo k navyšování teploty nafty až na 60-65 °C, což se projevilo sníženým maximálním točivým momentem motoru při provozu na naftu po instalaci systému. (To je i zobrazeno na Obr. 5-5.)

Později došlo k vybavení motoru různopalivovým systémem firmy GreaseCar (Florence, Massachusetts, USA) a poté systémem vlastní konstrukce.

Jako palivo byla použita běžná nafta (dle ČSN EN 590, od čerpací stanice ETK, Liberec, ČR) a řepkový olej palivové kvality (dle DIN V 51605, od firmy FabioProdukt, Holín, okr. Jičín,

ČR). Hmotnostní složení oleje bylo dle analýzy [Laurin 2008a] 76,1% C, 15,4% H a 8.5% O, nižší hodnota výhřevnosti byla 36,9 MJ/kg, což je srovnatelné s publikovanými hodnotami (viz. kap. 2).

Motor byl vybaven dvěma dynamickými snímači tlaku ve spalovacím prostoru – nechlazeným piezoelektrickým snímačem GM11 (AVL, Graz, Rakousko) na válci č. 1 a nechlazeným opto-mechanickým snímačem PSI-Glow (Optrand, Michigan, USA) na válci č. 2. Oba snímače byly instalovány místo žhavicích svíček.

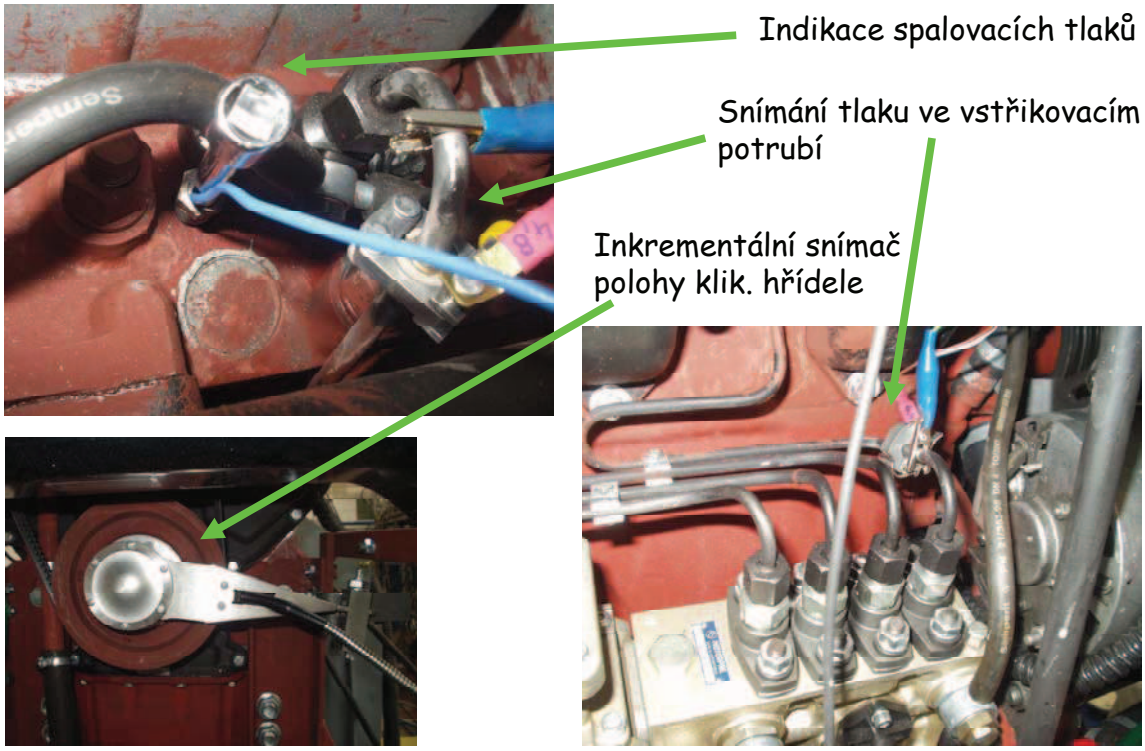
Pro orientační, kvalitativní snímání tlaku ve vysokotlakém vstřikovacím potrubí válce č. 1 byly použity dva identické nízkonákladové piezoelektrické snímače (CAP-6000, Capelec, Francie), připevněné na vstřikovací potrubí. Jeden snímač byl instalován v blízkosti vstřikovacího čerpadla, druhý v blízkosti vstřikovače, ve vzdálenosti cca 45 cm (měřeno podél potrubí) od sebe. Tyto snímače byly instalovány za účelem časování počátku nárůstu tlaku ve vstřikovacím potrubí.

Výstupy ze všech piezoelektrických snímačů byly vedeny do nábojových zesilovačů a odtud do aparatury vysokotlaké indikace. Výstup z optomechanického snímače tlaku byl napěťový (0-5 V) a byl přiveden přímo do aparatury pro indikaci. Poloha klikového hřídele byla sledována s rozlišením 0,1 stupně inkrementálním snímačem. Instalace snímačů pro dynamické měření tlaků je zobrazena na fotografiích na Obr. 5-2. Typický výstup těchto snímačů je zobrazen na Obr. 5-4. Tlaky byly snímány s rozlišením 0,2 – 1,0 stupně klikového hřídele (°KH). V každém režimu bylo naměřeno několik souborů, každý z nichž se sestával ze 150 po sobě následujících pracovních oběhů.

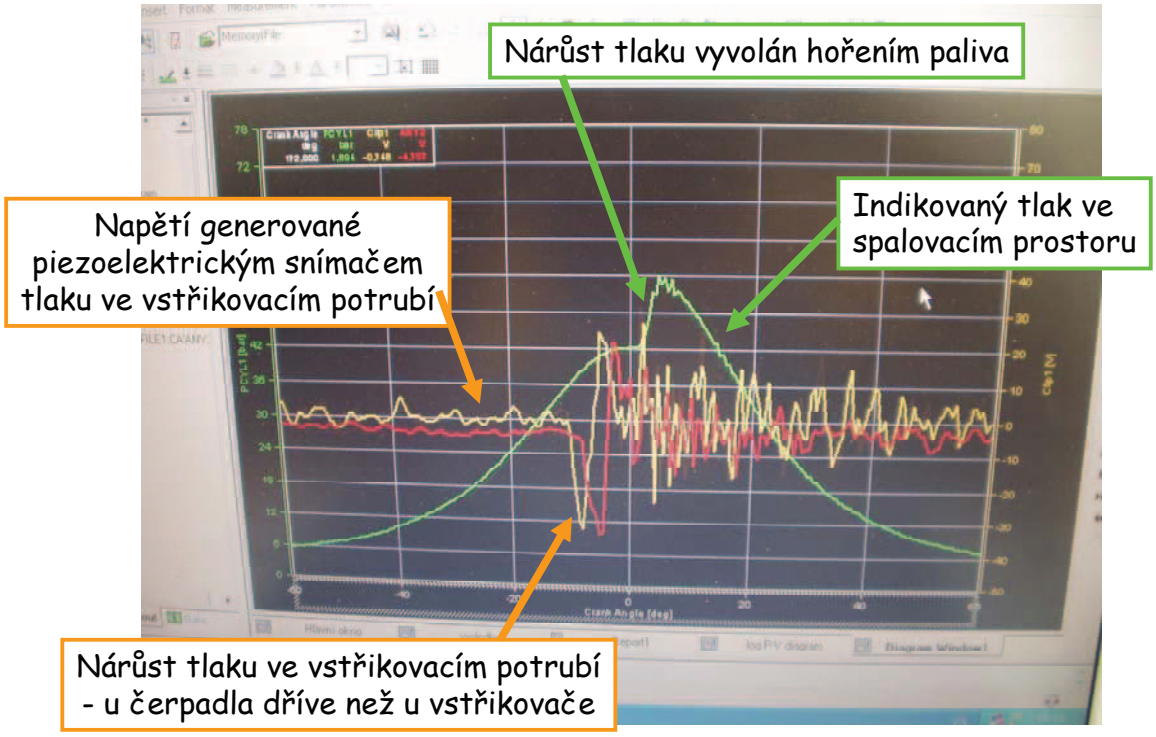
Emise byly měřeny standardními laboratorními metodami [EHK R-49, Takáts 2000]: HC plamenoionizačním detektorem při 191°C (Amluk, Německo), CO (Horiba, Japonsko) a CO_2 (Hartmann & Braun, Německo) nedisperzními infračervenými analyzátory, NO_x mokrým chemiluminiscenčním analyzátorem při 55°C (Emerson Process, USA) a suchým chemiluminiscenčním analyzátorem (Horiba, Japonsko). Emise pevných částic byly měřeny gravimetrickou metodou s využitím tunelu pro ředění části vzorku (Belasch, TUL, Liberec) s ředěním cca 10:1, přičemž pro každý režim byla použita nová dvojice filtrů (PallFlex T60A20, 47 mm průměr, Pall, USA). Hmotnostní tok nasávaného vzduchu byl měřen termickým hmotnostním průtokoměrem (Sierra Instruments, Monterrey, CA, USA). Okamžitá hmotnost nádrže s palivem byla průběžně měřena laboratoními váhami s rozsahem 0-65 kg a s přesností 2 g (Sartorius).

Emise byly dále měřeny přenosnými zařízeními vlastní výroby autora. Koncentrace CO a CO_2 byly měřeny nedisperzním infračerveným spektrometrem, koncentrace NO elektrochemickým článkem s rychlou odezvou. Koncentrace částic byly měřeny semikondenzačním integrujícím nefelometrem na principu dopředného rozptylu laserového paprsku částicemi obsaženými ve vzorku. Všechny tyto analyzátory měřily s rozlišením 1 s. Pro měření byly použity neředěné výfukové plyny. Pro přepočet na hmotnostní emise byly naměřené koncentrace násobeny měřeným hmotnostním průtokem vzduchu, korigovaným na naměřený obsah CO_2 ve výfukových plynech. Koncentrace částic v ředěných výfukových plynech byly dále měřeny ionizační komorou, jejíž odezva je přibližně úměrná celkové délce protékajících částic, s časovým rozlišením 1 s.

Protože zkušební stanoviště nebylo vybaveno vhodným zařízením pro ředění výfukových plynů, pro ředění bylo použito odsávací potrubí výfukových plynů v laboratoři. Současným měřením koncentrací CO_2 ve výfukových plynech a v odsávacím potrubí a měřením průtoku vzduchu nasávaného motorem bylo zjištěno, že ředicí poměr v tomto potrubí se pohybuje v rozmezí cca od 15:1 do 100:1, přičemž nebyl zjištěn vliv toku výfukových plynů motoru na celkový průtok ředěných výfukových plynů. Funkce odsávacího potrubí lze tudíž přirovnat k funkci plnoprůtočného ředicího tunelu s konstantním průtokem (CVS – Constant Volume Sampler), ve kterém, vzhledem ke konstatnímu průtoku, jsou hmotnostní toky emisí přímo úměrné naměřeným koncentracím.



Obr. 5-2: Snímače indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru a ve vysokotlakém palivovém potrubí – motor Zetor 1505.



Obr. 5-3: Průběhy indikovaných tlaků ve spalovacím prostoru a orientačních tlaků ve vysokotlakém palivovém potrubí – motor Zetor 1505.

Oba zmíněné alternativní analyzátory byly na začátku série měření zkalibrovány gravimetrickou metodou na hmotnostní koncentraci (nefelometr) nebo hmotnostní tok částic (ionizační komora) tak, aby se naměřené hmotnostní emise částic ze všech přístrojů shodovaly při provozu na naftu podle osmibodového testu ISO-8178.

Při jedné sérii měření byly z tohoto improvizovaného ředicího tunelu dále odebírány vzorky do klasifikátoru pevných částic na principu elektrostatické mobility (Scanning Mobility Particulate Sizer, TSI, St. Paul, MN, USA) s cyklonem na vstupu. Výstup ze SMPS – částice vybrané velikostní kategorie – byl přiveden do kondenzačního čítač částic (CPC, TSI, St. Paul, MN, USA, vpravo). Celá aparatura byla umístěna v dodávkovém automobilu na dvoře. Aparaturu a odběrné místo z improvizovaného ředicího tunelu – odsávání výfukových plynů z laboratoře – ukazuje Obr. 5-4.

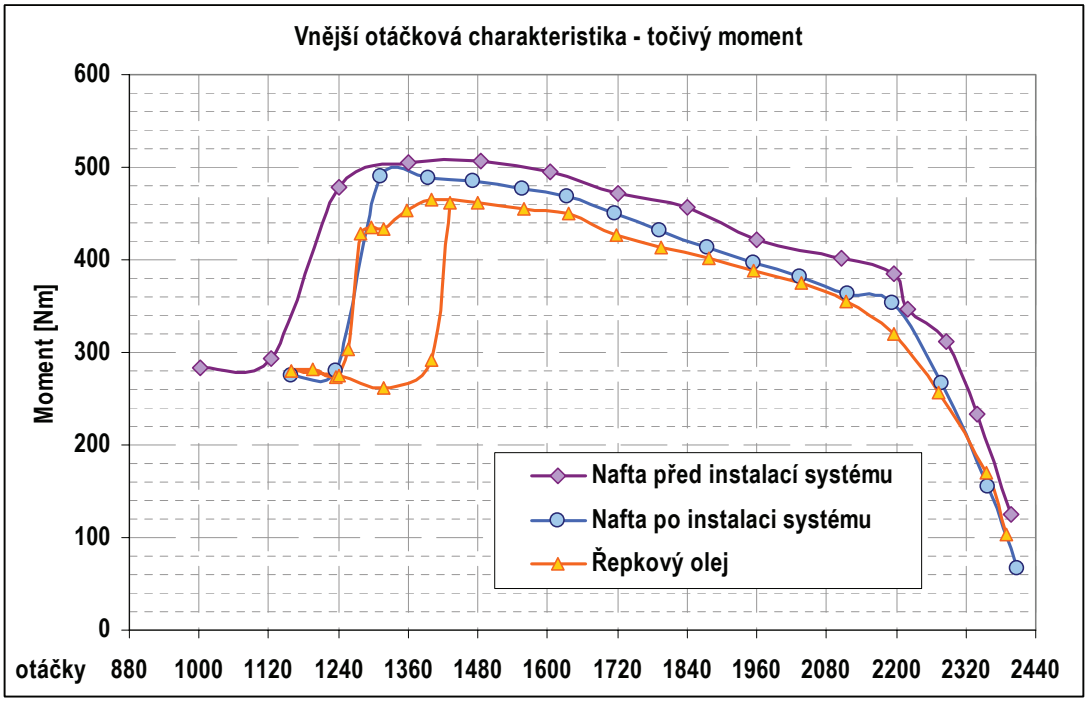
Obr. 5-4: Přístrojové vybavení (vlevo): Klasifikátor částic SMPS (TSI, St. Paul, MN, USA, vlevo) s cyklonem na vstupu a kondenzační čítač částic (CPC, TSI, St. Paul, MN, USA, vpravo) umístěné v dodávkovém automobilu na dvoře. Vpravo odběrné místo z improvizovaného ředicího tunelu – odsávání výfukových plynů z laboratoře.

5.2. Výkonové parametry s využitím systému DieselTherm

Průběhy maximálních točivých momentů pro provoz na naftu před a po instalaci různopalivového systému DieselTherm, a pro provoz na ohřátý řepkový olej, jsou vyneseny na Obr. 5-5. Z tohoto obrázku je patrné, že motor s instalovaným různopalivovým systémem má při provozu na naftu nižší maximální točivý moment.

Byla vyslovena hypotéza, že tento úbytek výkonu je zapříčiněn zvýšením teploty nafty na vstupu do vstřikovacího čerpadla; toto zvýšení bylo zapříčiněno tím, že při provozu na naftu bylo vratné palivové potrubí vedeno nikoliv do nádrže, nýbrž připojeno („nakrátko") do třícestného ventilu přívodu paliva, tudíž ohřáté palivo vystupující ze vstřikovacího systému bylo cyklováno zpět do přívodu paliva do vstřikovacího čerpadla.

Pro ověření této hypotézy byl motor provozován tak, že při provozu na maximální zatížení byla opakovaně vyvolávána funkce proplachu, při které byla přiváděna do třícestného ventilu přívodu paliva studená nafta z palivové nádrže. Tím bylo dosaženo opětovného snížení teploty paliva, a zároveň nárůstu výkonu motoru na hodnoty srovnatelné s hodnotami naměřenými před instalací různopalivového systému.



Obr. 5-5: Průběh maximálního točivého momentu motoru Zetor (systém DieselTherm)

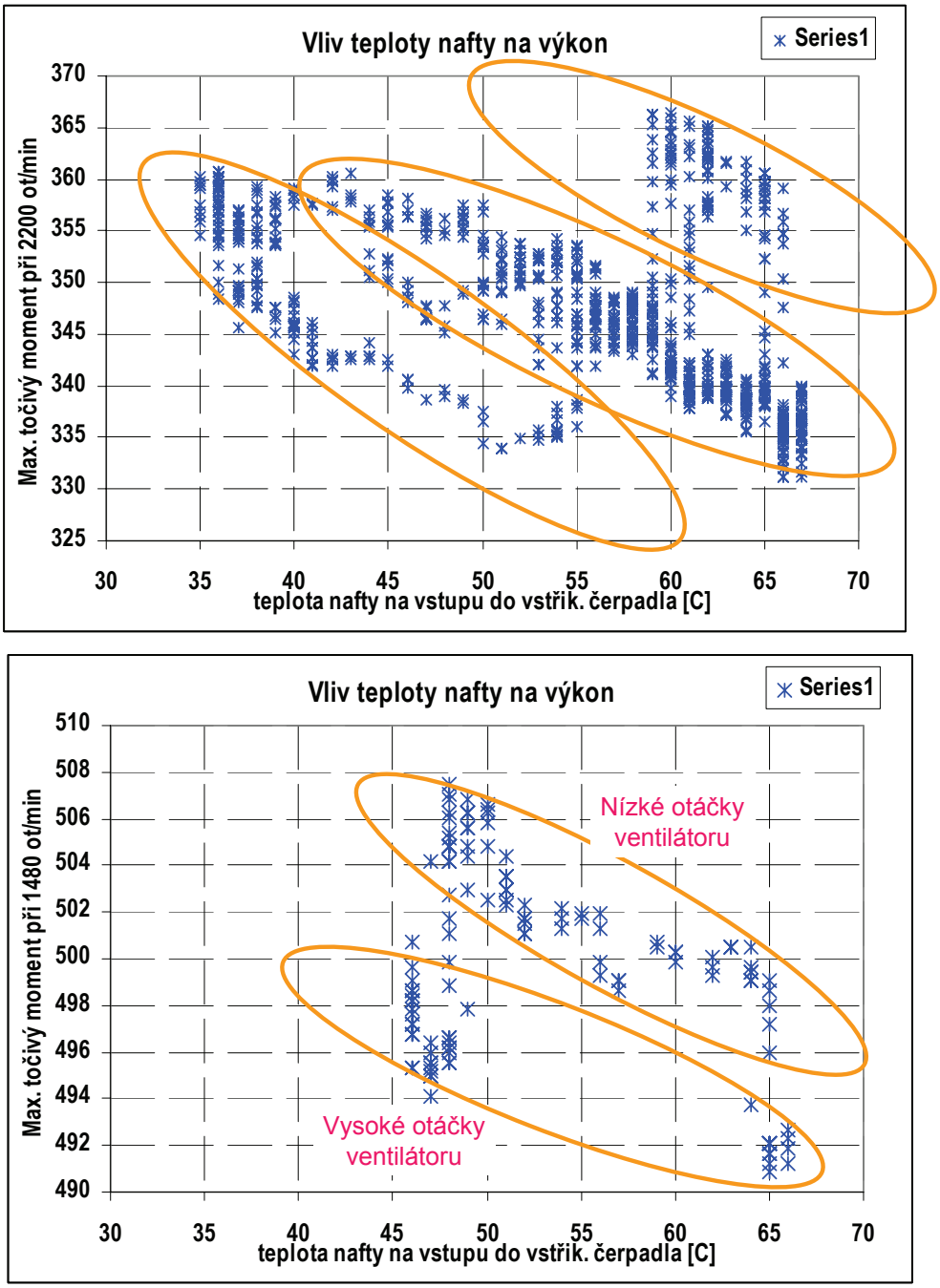
Závislost maximálního momentu při otáčkách maximálního momentu (1300-1500 min^{-1}, po dohodě s výrobcem motoru byly užity deklarované otáčky 1480 min^{-1}) a při otáčkách jmenovitého výkonu (2200 min^{-1}) je vynesena na Obr. 5-6. Kolísání výkonu odebíraného dynamometrem je zapříčiněno automatickou regulací chladicího ventilátoru motoru viskózní spojkou. Chlazení motoru a plnicího vzduchu originálním ventilátorem poháněným motorem bylo cíleně ponecháno, aby byl chod motoru co nejvíce podobný skutečnému provozu, a aby byly zachována nezanedbatelná proudění vzduchu kolem palivového systému. Nevýhodou tohoto uspořádání bylo periodické kolísání výkonu motoru odebíraného dynamometrem (rozdíl hrubého výkonu motoru a variabilního příkonu pomocných zařízení, zejména ventilátoru). V některých měřeních jsou momenty zvlášť rozdělovány na hrubé (příkon dynamometru při nízkých otáčkách ventilátoru) a čisté (příkon dynamometru při vysokých otáčkách ventilátoru). V jiných ustálených měřeních je uváděn hrubý moment, přičemž moment odebíraný dynamometrem byl nastaven při nižších otáčkách ventilátoru a poté nebyl v závislosti na chodu ventilátoru upravován.

Průběh maximálního točivého momentu při provozu na řepkový olej byl silně závislý na tom, zda se otáčky navyšovaly či snižovaly. Při navyšování otáček byl moment pod 300 Nm až do cca 1400 min^{-1}, kdy došlo k nárůstu plnicího tlaku turba, tím k navýšení dávky paliva, tím k dalšímu nárůstu plnicího tlaku turba, až bylo dosaženo při 1480 min^{-1} "plného" výkonu. Při snižování otáček „spadl" moment z „plného" výkonu pod hranici 300 Nm až při 1280 min^{-1}, což bylo srovnatelné s provozem na naftu. Na Obr. 5-5 jsou vyneseny obě větve křivky, čímž vzniká jakási „hysterezní smyčka" točivého momentu.

Na základě vnější charakteristiky byly stanoveny zkušební režimy. Pro vzájemnou porovnatelnost výsledků byly definovány parametry 450 Nm jako maximální točivý moment při 1480 min^{-1} a 330 Nm jako maximální točivý moment při 2200 min^{-1}. Tyto parametry byly stanoveny jako dosažitelné s oběma palivy, s ventilátorem chlazení, a při běžných atmosférických podmínkách laboratoře (97 kPa barometrický tlak, 15-30°C teplota nasávaného vzduchu, teplota paliva až 65°C pro naftu a až 90°C pro rostlinný olej).

Na motor se vztahuje osmibodový test ISO-8178 s použitím vah C1 [ES 97/68/ES, 2004/26/ES]. Protože při provozu na rostlinné oleje jsou problematická především nižší zatížení, byl jako doplňující test vybrán ISO-8178 s použitím vah C2. Tyto testy byly následovně sloučeny do jednoho jedenáctibodového testu, který byl řazen ve sledu uvedeném v Tabulce 5-1.

Tento test byl zpravidla doplněn o další režimy, zejména v oblasti nižších otáček a zatížení, které jsou průběžně specifikovány v textu. V každém režimu motor setrval zpravidla deset minut.



Obr. 5-6: Vliv teploty paliva na maximální točivý moment motoru.

Tab. 5-1: Modifikovaný test ISO-8178

Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Otáčky [min^{-1}]	2200					1480					780
Moment [Nm]	330	248	165	83	33	450	338	225	112	45	0
Váha ISO 8178 - C1	.15	.15	.15		.10	.10	.10	.10			.15

5.3. Indikované tlaky a emise s využitím systému DieselTherm

Indikované tlaky ve vybraných stacionárních režimech jsou porovnány na Obr. 5-7, kde na každém z dílčích grafů jsou vyneseny průběhy tlaků pro naftu a rostlinný olej. Graf vlevo nahoře vykazuje dřívější počátek hoření řepkového oleje při 2200 min^{-1} a 250 Nm, zatímco graf vpravo nahoře vykazuje pozdější počátek hoření řepkového oleje při volnoběhu (deklarovaného výrobcem motoru jako 780 min^{-1}). Pozdější počátky hoření byly pozorovány při volnoběhu při 1000 a 1200 min^{-1} (graf vlevo dole ukazuje 1200 min^{-1}), a dřívější počátky hoření byly pozorovány při 2200 min^{-1} a všech zatíženích. Při 1200 min^{-1} a 50 Nm, a při 1480 min^{-1} a všech zatíženích byly průběhy indikovaných tlaků srovnatelné pro obě paliva (graf na Obr. 5-7 vpravo dole ukazuje 1200 min^{-1} a 50 Nm).

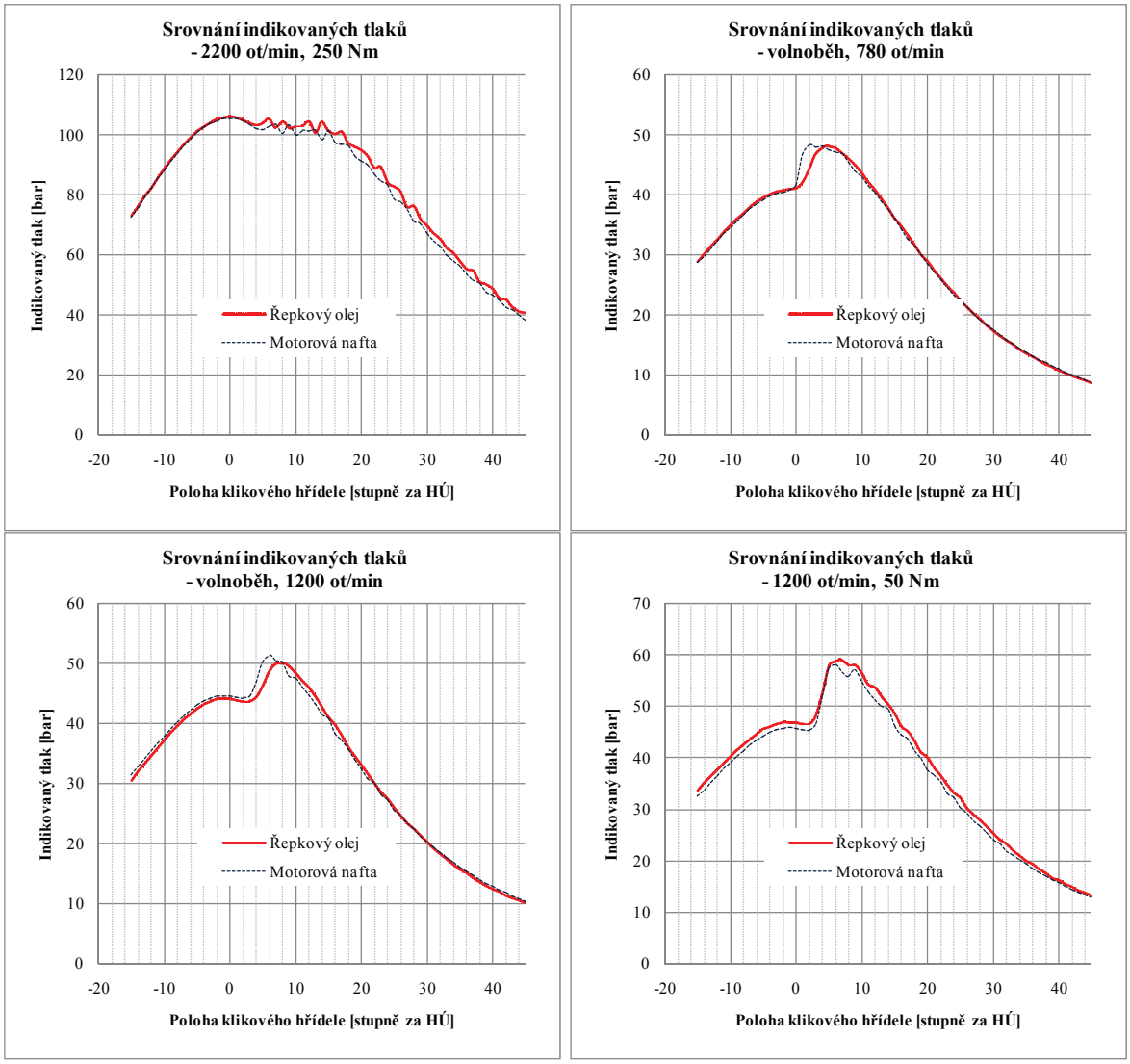
Při nižších otáčkách a nulovém zatížení se průběhy indikovaných tlaků při provozu na řepkový olej s postupem času posouvaly. To je ukázáno pro provoz na volnoběh na Obr. 5-8, kdy již po 5 minutách volnoběhu je patrný pozdější a pomalejší vývin hoření v porovnání se stavem po jedné minutě volnoběhu, jíž předcházel provoz při 1480 min^{-1} a 45 Nm. Oproti tomu při provozu na naftu je vliv patnáctiminutového volnoběhu daleko méně zřetelný. Při vyšších otáčkách a zatíženích nebyly pozorovány výrazné změny v indikovaných tlacích v přibližně deseti minutách průběhu každého režimu. Diagramy indikovaného tlaku pro další režimy jsou uvedeny v příloze B-1.

Vliv teploty motoru a paliva byl sledován při zahřívání studeného motoru. Příkladným je ohřev motoru při 1480 min^{-1} a 100 Nm, kdy byl umožněn automatický přechod na rostlinný olej při dosažení teploty chladicí kapaliny cca 60°C (nastavení systému DieselTherm), přičemž teplota rostlinného oleje byla pod 40°C.

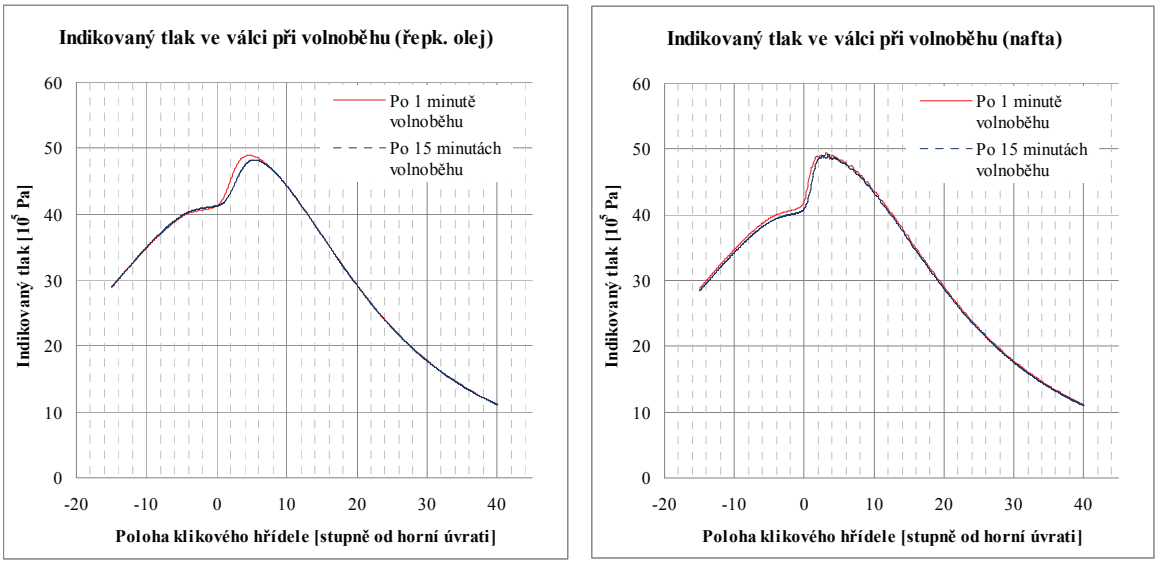
Graf v levé části obr. 5-9 ukazuje, že mezi indikovaným tlakem krátce po přepnutí na řepkový olej (teplota paliva 40°C, teplota motorového oleje 52°C) a ve stabilizovaném ustáleném režimu (teplota paliva 75°C, teplota motorového oleje 93°C) není významný rozdíl v počátku hoření. Je patrný poměrně malý rozdíl mezi maximálními indikovanými tlaky, kde vyšší tlaky při nižší teplotě motoru i paliva jsou pravděpodobně dány vyššími pasivními odpory relativně studeného motoru.

Orientační hodnoty tlaků paliva pro tyto dva režimy jsou vyneseny v grafu v pravé části obr. 5-9. Je patrné, že provoz se studenějším palivem a motorem byl spojen s vyššími tlaky ve vstřikovacím potrubí než provoz z plně ohřátým palivem i motorem. Vyšší tlaky jsou i očekávány z důvodu vyšší viskozity paliva, a tudíž vyšších tlakových ztrát, které vstřikovací čerpadlo musí překonat při dopravení odměřeného objemu paliva do válce.

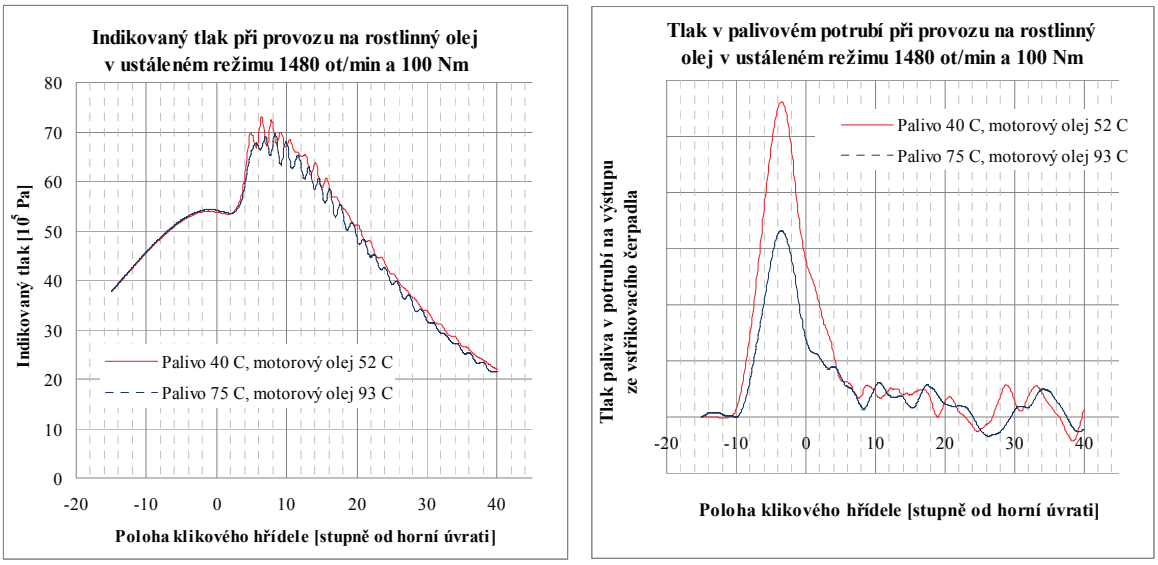
Je nutno zdůraznit, že měřenou veličinou je tlak, kterým vnější povrch vstřikovacího potrubí působí na piezoelektrický snímač, který je na potrubí připevněn, nikoliv vlastní tlak paliva uvnitř potrubí. Takovýto snímač lze jen obtížně, pokud vůbec, kalibrovat tak, aby jím byly získány kvantitativní hodnoty tlaku paliva. Vzhledem k vibracím a dalším jevům jej ani nelze spolehlivě využít pro měření průběhu vstřikovacích tlaků – na obr. 5-9 je patrné rozkmitání signálu po horní úvrati. Lze jej však poměrně spolehlivě využít pro zjištění počátku nárůstu tlaku v potrubí, což je hlavní účel využití těchto snímačů v práci.



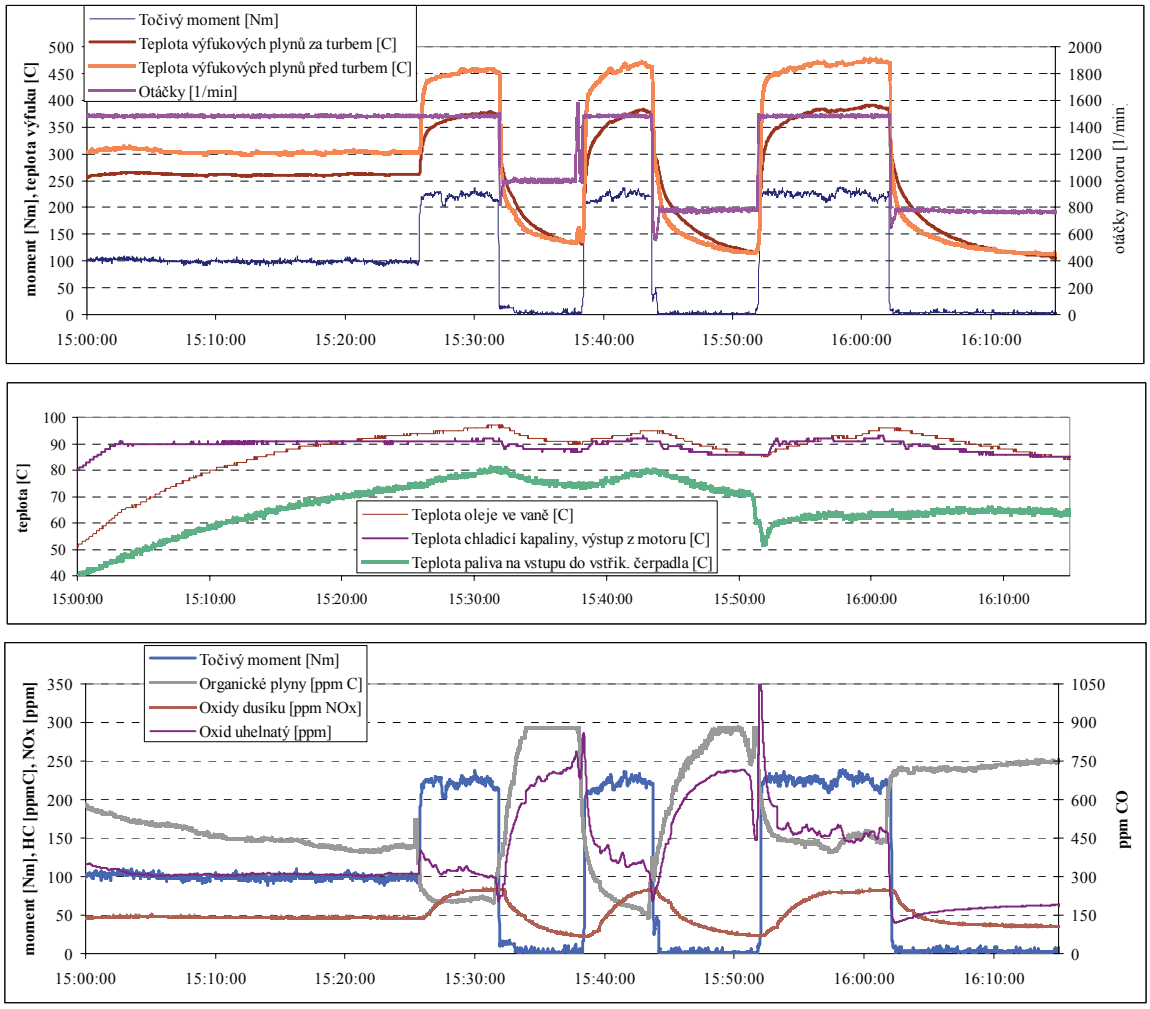
Obr. 5-7: Indikované tlaky při vybraných režimech: Porovnání řepkového oleje a nafty.



Obr. 5-8: Vývin indikovaného tlaku při delším volnoběhu. Porovnání nafta vs. řepkový olej.

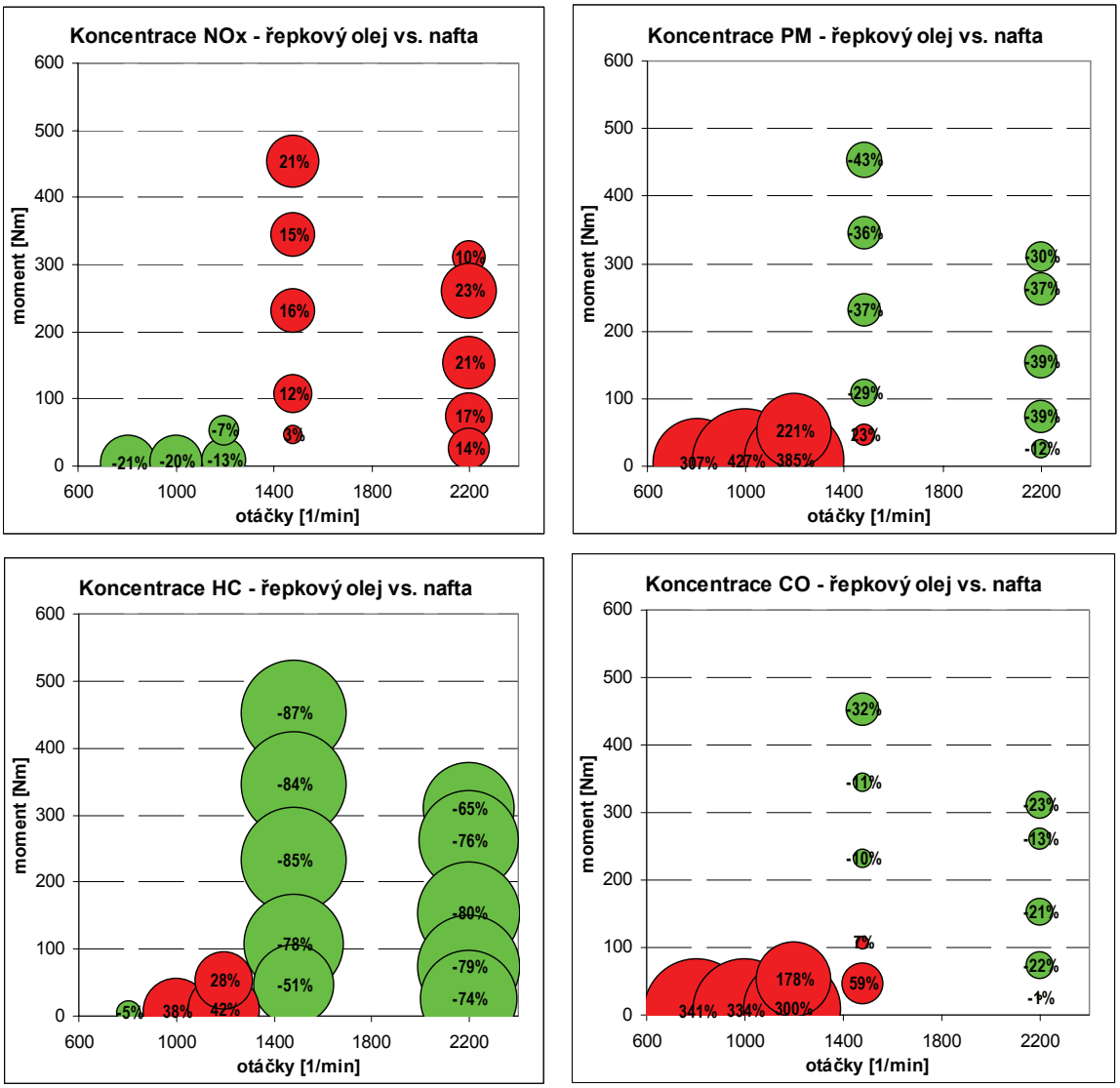


Obr. 5-9: Vliv teploty řepkového oleje a motoru na indikovaný tlak a na vstřikovací tlaky.



Obr. 5-10: Dynamické průběhy koncentrací plynných látek při ohřevu motoru a při změně režimů.

Dynamický průběh emisí při ohřívání motoru je zobrazen na Obr. 5-10. Horní graf ukazuje provozní režim (otáčky a moment) motoru a teplotu výfukových plynů. Motor byl po studeném startu provozován při 1480 min^{-1} a 100 Nm. Při teplotě chladicí kapaliny cca 60°C systém automaticky přepnul na rostlinný olej, jehož teplota byla pod 40°C. Chladicí kapalina, motorový olej a palivo se průběžně ohřívaly (teploty jsou vyneseny ve středním grafu) cca půl hodiny do 15:25, kdy byl moment navýšen na 225 Nm. Poté následoval volnoběh při 1000 min^{-1}, opětovně režim 1480 min^{-1} a 225 Nm, volnoběh při 780 min^{-1}, a režim 1480 min^{-1} a 225 Nm, na začátku kterého byl systém manuálně přepnut na naftu (to bylo doprovázeno poklesem teploty paliva na vstupu do vstřikovacího čerpadla vlivem studené nafty a poté opětovným vzestupem teploty způsobeným vracením nafty z přepadu zpět do přívodu) a provozován po deset minut. Poté následovalo 15 minut volnoběhu na naftu. Dolní graf ukazuje průběh eplynných emisí během tohoto měření. Během ohřevu motoru a paliva klesaly koncentrace HC, zatímco CO a NO_x byly relativně stabilní. Po změně režimu se koncentrace měnily relativně pomalu a dosahovaly ustálenjších hodnot až po řádově minutách. Koncentrace HC byly vyšší než 300 ppmC, což byl horní limit rozsahu analyzátoru. Při provozu na naftu se koncentrace HC a CO ustálily daleko rychleji než při provozu na řepkový olej. Koncentrace NO_x se ustalovaly přibližně stejně pro obě paliva. Během tohoto měření byly též zaznamenány indikované tlaky vynesené na obr. 5-8 a 5-9.



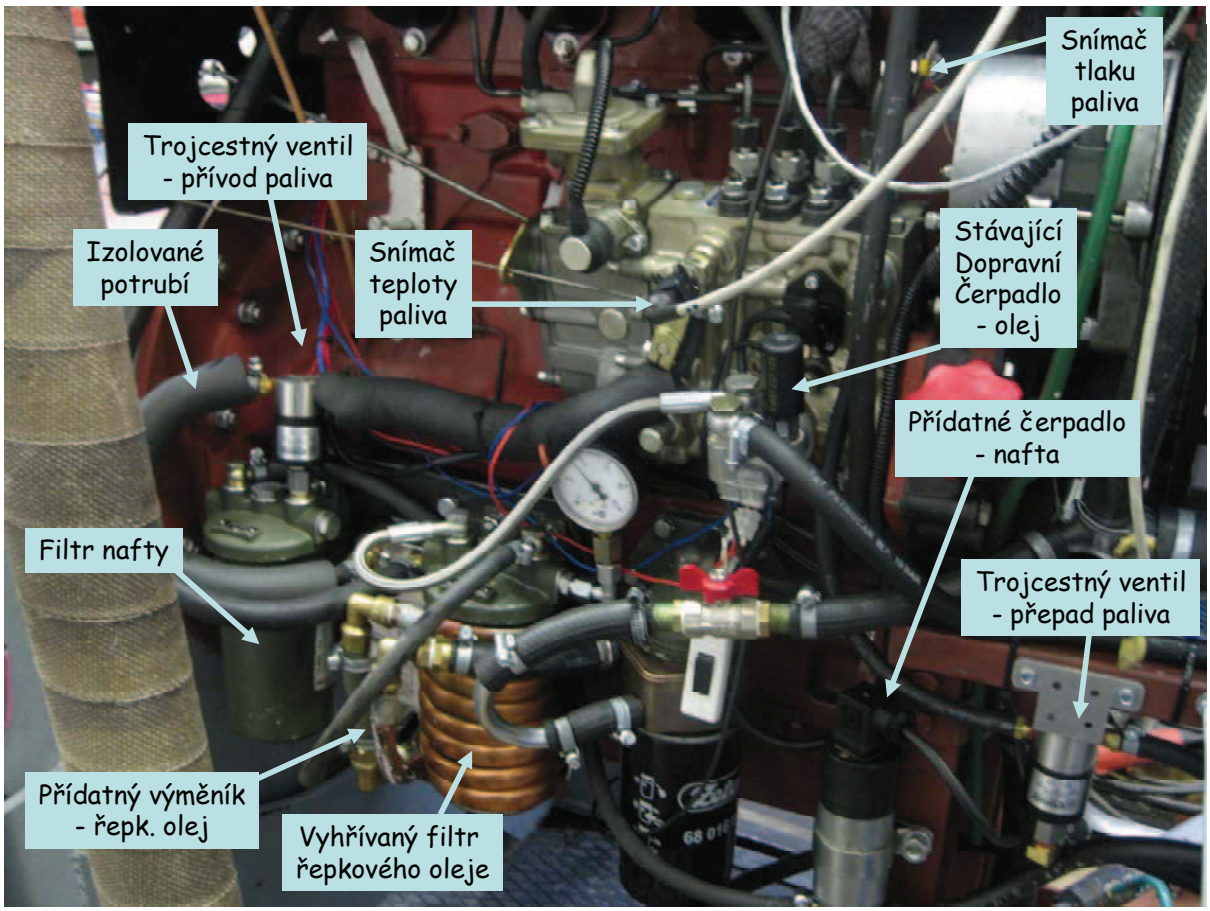
Obr. 5-11: Vliv rostlinného oleje na emise: Zvýšení (+, červená bublina) nebo snížení (-, zelená bublina) koncentrací sledované látky v porovnání s provozem na naftu ve stejném režimu.

Statické emise v relativně ustálených režimech pro obě paliva jsou vyobrazeny na Obr. 5-11. Velikost každé bubliny odpovídá relativnímu zvýšení (+, červená bublina) nebo snížení (-, zelená bublina) koncentrací sledované látky v porovnání s provozem na naftu ve stejném režimu; aktuální režim motoru je dán polohou každé bubliny. Číselné hodnoty jsou uvedeny ve středu každé bubliny. Tyto výsledky jsou z jedenáctibodového testu popsaného v Tabulce 5-1, který byl následován režimy 1000 min^{-1} bez zatížení, 1200 min^{-1} bez zatížení a 1200 min^{-1} a 50 Nm.

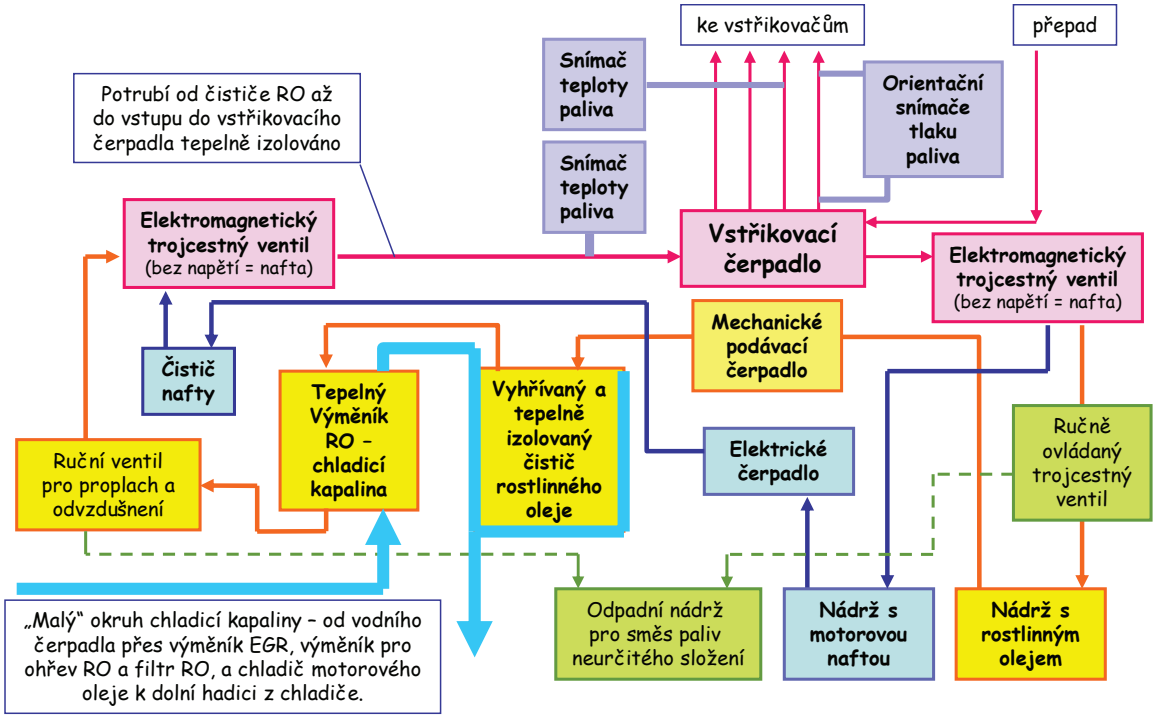
5.4. Systém vlastní výroby s komponenty GreaseCar

Pro další sérii měření byl na motor namontován různopalivový systém vlastní konstrukce s využitím komponentů různopalivového systému firmy GreaseCar. Po vzoru přestavbové sady firmy GreaseCar byl též vytvořen systém vyhřívání palivového filtru, jako který byl zvolen běžný palivový filtr firmy Zetor. V tomto systému chladicí kapalina proudí proti směru toku oleje od výměníku EGR na druhé straně motoru skrz dohřívací výměník, skrz výměník kolem palivového filtru (na fotografii ukázán pro názornost bez izolace), a dále skrz chladič motorového oleje a zpět do hlavního chladicího okruhu. Pro dopravu řepkového oleje je použito stávající mechanické podávací čerpadlo, pro dopravu nafty je použito přídavné elektrické čerpadlo, jenž umožňuje i případný proplach vstřikovacího čerpadla (avšak nikoli vstřikovačů) při odstaveném motoru. Fotografie tohoto systému je na obr. 5-12, podrobné schéma pak na obr. 5-13.

Následně přednesené výsledky jsou až na popsané výjimky vždy s právě popsaným různopalivovým systémem vlastní výroby.



Obr. 5-12: Různopalivový systém vlastní konstrukce s komponenty GreaseCar.



Obr. 5-13: Různopalivový systém vlastní konstrukce s komponenty GreaseCar.

5.5. Vliv na maximální výkon a spotřebu paliva

S popsaným systémem vlastní konstrukce bylo dosaženo deklarovaného točivého momentu 525 Nm při provozu na naftu. Deklarovaného jmenovitého výkonu 392 Nm při 2200 min^{-1} se ale již od instalace systému DieselTherm dosáhnout nepodařilo. Při provozu na řepkový olej bylo dosaženo 475 Nm při 1300-1480 min^{-1}, tedy výkonu o cca 10% nižším v porovnání s provozem na naftu. To přibližně odpovídá nižšímu energetickému obsahu ohřátého řepkového oleje v porovnání s naftou při standardních teplotách (35°C na vstupu do vstřikovacího čerpadla).

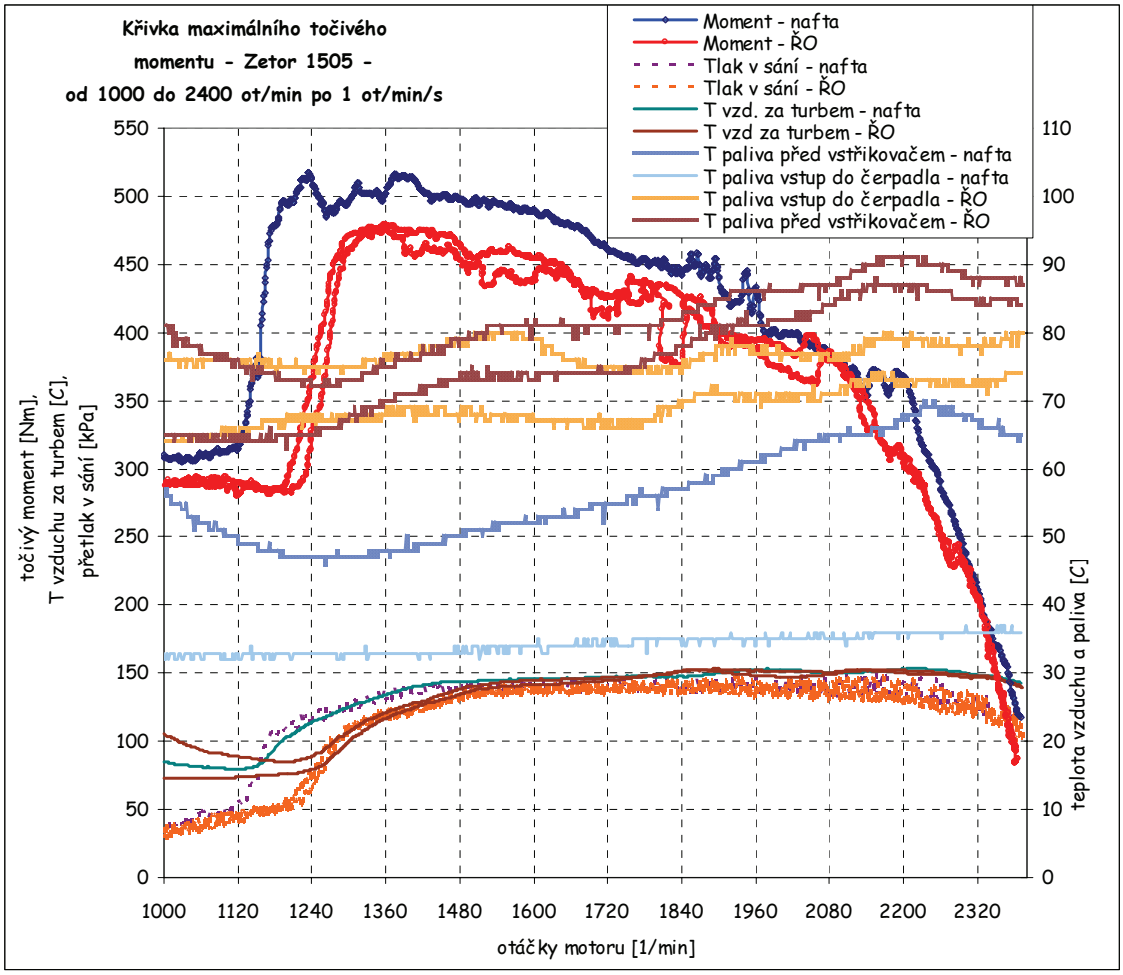
Obr. 5-14 ukazuje průběhy točivých momentů, plnicích tlaků turba, teploty nasávaného vzduchu a vzduchu za dmychadlem, a teploty paliva na vstupu do vstřikovacího čerpadla a na vstupu do vstřikovače prvního válce (měřeno jako teplota vysokotlakového potrubí, ke kterému byl přiložen termočlánkový snímač a potrubí i snímač byly následně obaleny izolací).

Porovnání teplot paliva mezi oběma různopalivovými systémy přináší Tabulka 5-2. Teploty paliva byly měřeny na vstupu paliva do vstřikovacího čerpadla odporovým snímačem, a na vstupu do válce č. 1 nepřímým měřením teploty povrchu vysokotlakého vstřikovacího potrubí které bylo po délce cca 10 cm na každou stranu od snímače tepelně izolované pro omezení sdílení tepla mezi potrubím a okolím.

Systém DieselTherm vracel naftu zpět do vstřikovacího čerpadla, což vyvolalo nárůst teplot nafty na vstupu do čerpadla, zatímco systém GreaseCar vracel naftu zpět do nádrže. Systém DieselTherm ohříval palivový olej pouze výměníkem před trojcestným ventilem, zatímco systém GreaseCar typicky ohřívá olej v nádrži rostlinného oleje, palivovém potrubí, a ve filtru palivového oleje. V této instalaci nebylo vyhřívání nádrže zapojeno, a zařazen výměník ohřívající rostlinný olej mezi výstupem z filtru a vstupem do trojcestného ventilu.

Spotřeby paliva byly měřeny gravimetrickou metodou (nádrž paliva umístěná na váze), vzhledem k nepřesnostem vzniklým vzduchovými bublinami v čističi paliva a ve vratném palivovém potrubí byly též spotřeby paliva orientačně vypočteny z celkových emisí uhlíku (obsaženému v

HC, CO, CO_2 a PM, přičemž pro obsah uhlíku v HC a PM byl použit obsah uhlíku v palivu) a obsahu uhlíku v palivu z [Laurin 2008a]. Spotřeby paliva jsou uvedeny v Tabulce 5-3.



Obr. 5-14: Průběh maximálního točivého momentu a dalších kritických parametrů na naftu a rostlinný olej motoru Zetor 1505 se různopalivovým systémem vlastní výroby.

Tabulka 5-2: Vliv různopalivového systému na teplotu paliv

otáčky motoru [1/min]	točivý moment [Nm]	Nafta vracena do přívodu (DieselTherm)				Nafta vracena do nádrže (Greasecar)			
		vstup do čerpadla		vstřikovač č.1		injection pump inlet		cylinder #1 fuel line	
		Nafta	ŘO	Nafta	ŘO	Diesel	RO	Diesel	RO
2200	330	62	89	70	96	37	76	69	87
2200	247	67	92	71	95	40	80	67	86
2200	165	70	93	70	90	41	83	63	83
2200	83	72	92	67	85	42	83	59	78
2200	33	74	91	66	80	43	79	57	75
1480	450	63	87	68	89	44	73	60	76
1480	337	62	85	64	85	45	78	58	79
1480	225	62	84	62	82	46	79	57	77
1480	112	66	83	64	76	47	78	53	72
1480	45	67	80	63	71	46	74	51	66
780	0	65-61	76-66	60-53	66-55	47-46	73-66	50-46	65-55

Tabulka 5-3: Absolutní a měrné spotřeby paliva při provozu na naftu a řepkový olej

			Výpočet z váhy nádrže					Výpočet z emisí				
Otáčky	Moment	Výkon	Spotřeba - ŘO		Spotřeba - nafta		ŘO vs.	Spotřeba - ŘO		Spotřeba - nafta		ŘO vs.
1/min	Nm	kW	kg/h	g/kWh	kg/h	g/kWh	nafta	kg/h	g/kWh	kg/h	g/kWh	nafta
2200	330	76.0	21.31	280	18.41	242	15.7%	21.33	281	18.43	242	15.7%
2200	247	56.9	16.60	292	14.24	250	16.6%	16.88	297	14.46	254	16.7%
2200	165	38.0	12.05	317	10.49	276	14.8%	12.13	319	10.35	272	17.2%
2200	83	19.1	7.77	406	6.79	355	14.5%	7.69	402	6.50	340	18.3%
2200	33	7.6	5.44	716	4.69	617	16.1%	5.07	668	4.34	571	16.9%
1480	450	69.7	16.88	242	16.68	239		16.70	239	14.26	204	17.1%
1480	337	52.2	13.07	250				13.10	251	11.23	215	16.7%
1480	225	34.9	9.05	259				8.83	253	7.64	219	15.6%
1480	112	17.4	5.34	308				4.95	285	4.17	240	18.9%
1480	45	7.0	3.15	451				2.63	377	2.23	319	18.1%
780	0	0.0	0.86					1.22		0.55		
1240	50	6.5	2.73	420				2.36	363	1.97	303	20.0%
1000	50	5.2	2.12	405				1.74	332	1.45	277	19.8%
1480	112	17.4	5.36	309				5.13	295	4.21	242	21.9%

5.6. Časování vstřiku paliva a průběhu hoření

Vyhodnocený průběh měření indikovaných tlaků a kvalitativní indikace průběhu tlaku ve vstřikovacím potrubí (snímek obrazovky se signálem v reálném čase byl již představen na Obr. 5-3) je na Obr. 5-15 pro režim 1480 min^{-1} a 112 Nm, a na obr. 5-16 pro režim 1480 min^{-1} a 45 Nm. Tyto režimy byly součástí cyklu uvedeného v Tab. 5-1. Naměřené hodnoty důležitých veličin jsou uvedeny v souhrnných tabulkách v příloze B-3.

Významné body na časové ose jsou znázorněny na obr. 5-17. Prvním významným bodem je statický počátek vstřiku (nastavený na 10 stupňů před horní úvratí, konstantní hodnota specifikovaná výrobcem pro všechny otáčky a zatížení kterou nelze během provozu motoru nastavovat).

Přibližně o jeden stupeň pootočení klikového hřídele (1 °KH) později je patrný nárůst tlaku ve vstřikovacím potrubí na výstupu ze vstřikovacího čerpadla, a o další cca tři stupně později nárůst tlaku na vstupu do vstřikovače. Tento rozdíl tří stupňů odpovídá době šíření tlakové vlny ve vstřikovacím potrubí. (Při 1480 min^{-1}, vzdálenosti mezi snímači 45 cm a rychlosti podélného šíření tlakové vlny v naftě 1375 m/s, viz. Tabulka 2-2, je teoretická hodnota 2,9 °KH.)

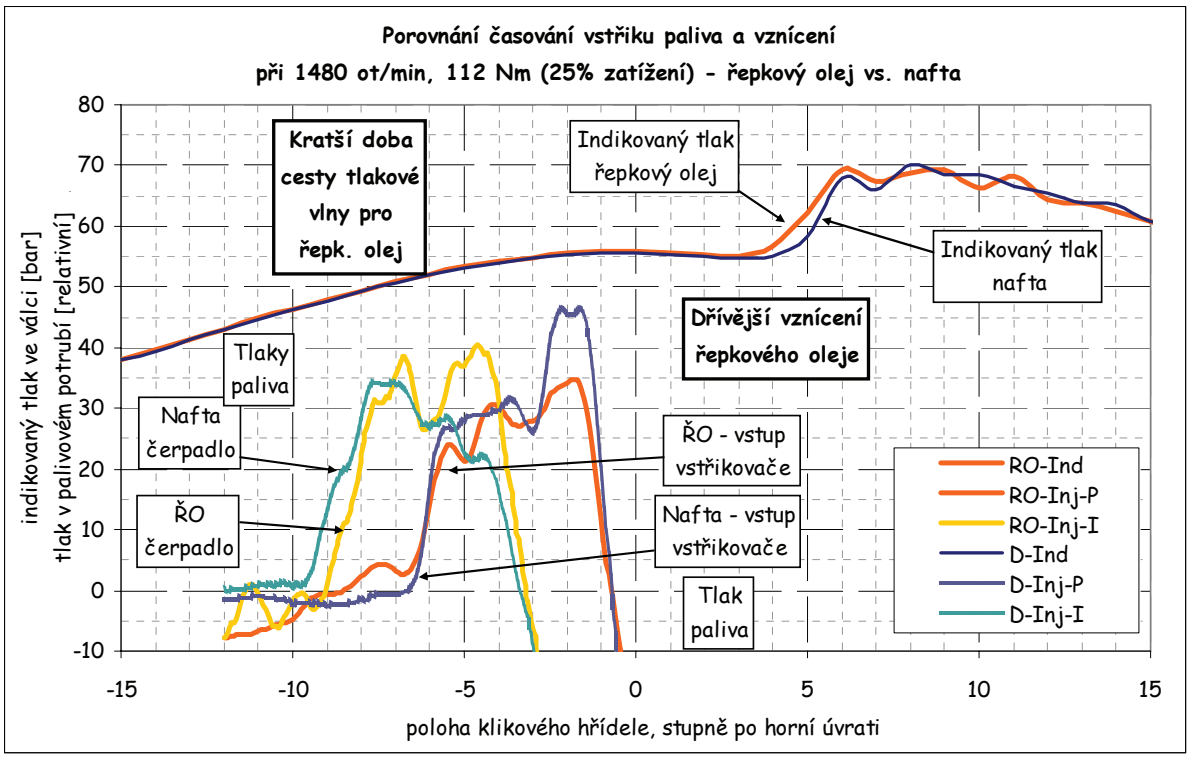
Tlaková vlna se poté šíří do vstřikovače, kde po nárůstu tlaku nad otevírací tlak vstřikovače dojde k otevření dojde ke zdvihu jehly vstřikovače a k počátku vstřiku paliva (zdvih jehly měřen nebyl, dle výrobce motoru konstrukce použitého vstřikovače takové měření neumožňuje).

Při cca 3 °KH po horní úvrati je patrný nárůst indikovaného tlaku, který odpovídá počátku hoření. Podle výpočtu indikační aparatury (Indicom, AVL, Graz, Rakousko) bylo při necelých 5 °KH odevzdáno 5%, a krátce po 5 °KH 10%, energie obsažené v palivu. Body kdy je odevzdáno 5% a 10% procent energie lze oba alternativně označit za počátek hlavní fáze hoření.

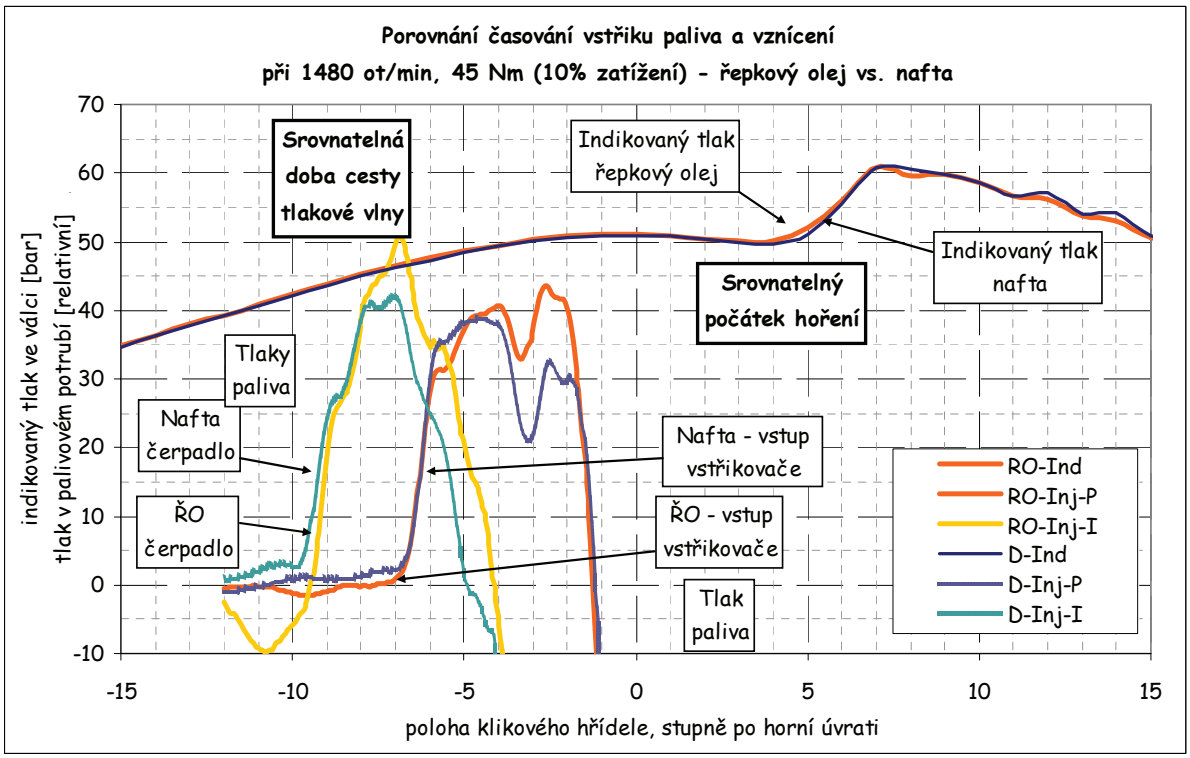
Doba mezi počátkem vstřiku a počátkem hoření je označována jako průtah vznícení.

Pro interpretaci naměřených výsledků je důležité rozlišit mezi vlivem paliva na počátek hoření, nebo na počátek hlavní fáze hoření, a vlivem paliva na průtah vznícení. Vliv paliva na počátek hoření je totiž součtem vlivu paliva na počátek vstřiku a vlivu paliva na průtah vznícení.

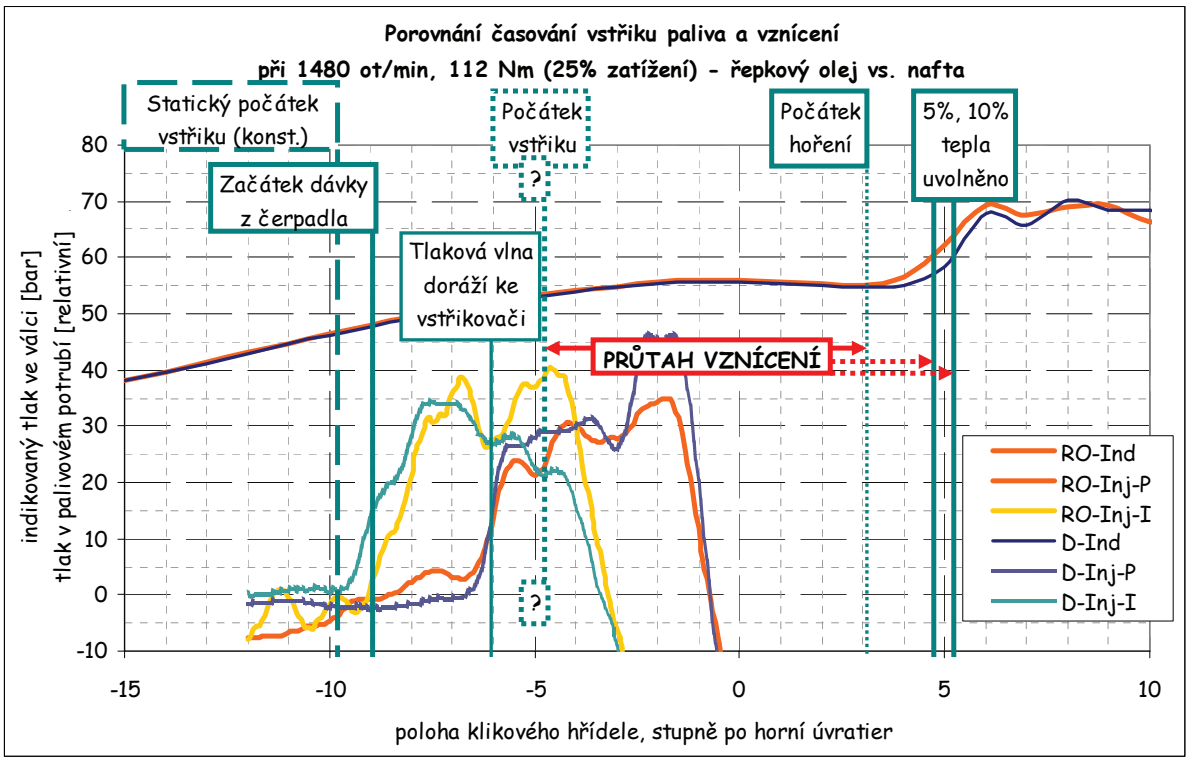
Vztahy mezi rozdíly rychlostí šíření tlakové vlny a rozdíly v počátku hoření jsou názorně předvedeny na Obr. 5-15 a 5-16. Na obrázku 5-15 se při provozu na rostlinný olej tlaková vlna šíří rychleji, a počátek hoření nastává o necelý 1 °KH, než při provozu na naftu. Na obrázku 5-16 jsou rychlosti šíření tlakové vlny i počátky hoření zhruba stejné pro obě paliva.



Obr. 5-15: Porovnání časování vstřiku paliva a počátku hoření pro provoz na naftu a na řepkový olej při 1480 min^{-1} a 112 Nm.



Obr. 5-16: Porovnání časování vstřiku paliva a počátku hoření pro provoz na naftu a na řepkový olej při 1480 min^{-1} a 45 Nm.

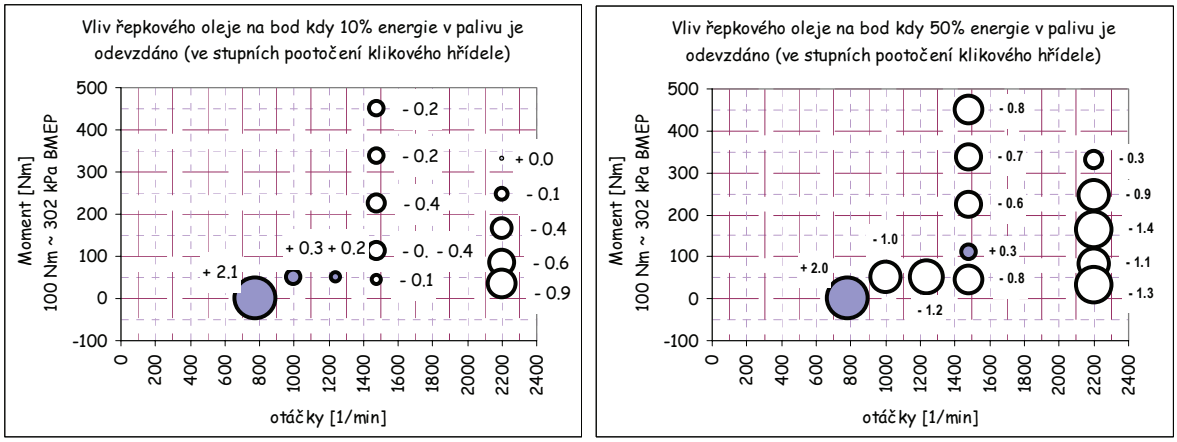


Obr. 5-17: Významné body sekvence dodávky paliva a počátku hoření.

Přehled rozdílů mezi časováním tlakových vln ve vstřikovacím potrubí a rozdíly v bodě kdy 10% tepla je uvolněno přináší Tabulka 5-4. Z té je patrné, že se jedná o rozdíly řádově desetin °KH, s výjimkou režimů chodu bez zatížení při 780 a 1240 min^{-1}, kde 10% tepla je uvolněno o více než dva stupně později. Tyto výsledky jsou i graficky znázorněny na Obr. 5-18.

Tabulka 5-4: Rozdíly v rychlosti tlakové vlny a v počátku vznícení – řepkový olej vs. nafta

					Rozdíl řepkový olej vs. nafta [stupně klikového hřídele]			
Otáčky	Točivý moment [Nm]				Tlaková vlna		Čas přenosu	10% tepla
[1/min]	požadovaný	nafta	řepk. olej	EGR	za čerp.	před vstř.	tlak. vlny	uvolněno
2200	max	357	331	--	+ 0.0	- 0.1	- 0.1	+ 0.3
1480	max	500	475	--	+ 0.0	- 0.2	- 0.2	- 0.3
1480	225	227	227	vypnuto	+ 0.2	- 0.3	- 0.5	- 0.2
1480	225	226	227	zapnuto	+ 0.1	- 0.2	- 0.3	- 0.3
1480	112	113	113	vypnuto	+ 0.4	+ 0.0	- 0.4	- 0.4
1480	112	114	116	zapnuto	+ 0.5	+ 0.0	- 0.5	- 0.4
780	0	4	6	--	+ 0.1	+ 0.0	- 0.1	+ 2.2
1240	150	155	157	--	+ 0.0	+ 0.0	+ 0.0	- 0.1
1240	100	103	103	--	+ 0.2	+ 0.0	- 0.2	- 0.2
1240	0	9	10	--	+ 0.0	+ 0.0	+ 0.0	+ 2.3
1240	100	104	104	--	+ 0.1	+ 0.1	+ 0.0	- 0.0
1240	0	9	9	--	+ 0.1	+ 0.0	- 0.1	+ 2.3
1480	50	51	50	zapnuto	+ 0.2	+ 0.0	- 0.2	- 0.2
1480	50	48	50	vypnuto	+ 0.3	+ 0.0	- 0.3	- 0.3



Obr. 5-18: Rozdíly v časování průběhu hoření – řepkový olej vs. nafta.

5.7. Dynamické změny v indikovaných tlacích – vliv teploty paliva a historie režimů

Průběhy tlaků zobrazené na Obr. 5-15 až 5-18 jsou pro ohřátý motor a ohřátý olej a relativně ustálené režimy, s měřeními po uplynutí přibližně osmi minut po nastavení režimu. Ve většině případů se tyto hodnoty významně nelišily od hodnot naměřených po jedné nebo dvou minutách po nastavení režimu. Výjimku tvořily režimy nízkých otáček a zatížení, kde se docházelo k posuvu indikovaných tlaků během průběhu režimu, zejména k pozdějšímu počátku hoření. Porovnání průběhu indikovaných tlaků při volnoběhu na řepkový olej a naftu na Obr. 5-19 vypovídá o tom, že zatímco při provozu na naftu dochází k znatelnému nárůstu indikovaného tlaku při necelém stupni před horní úvratí, při provozu na řepkový olej hoření dochází po jedné minutě volnoběhu k nárůstu tlaku krátce po horní úvrati, a po pěti minutách již přibližně při polovině stupně po horní úvrati, přičemž rychlost hoření (strmost nárůstu tlaku) je při provozu na řepkový olej nižší a dále se průběžně snižuje.

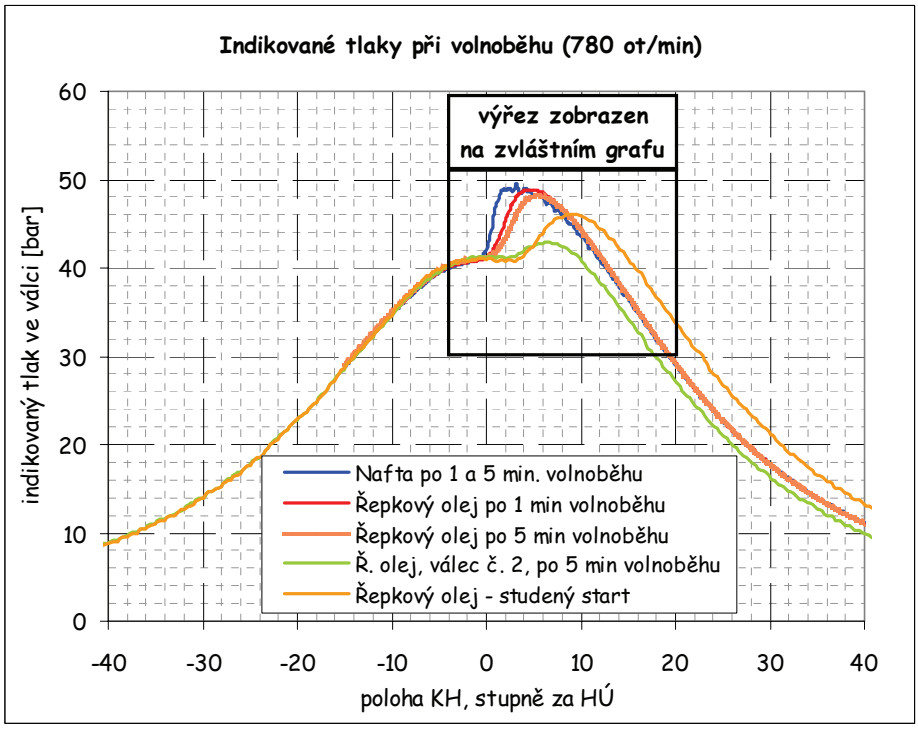
Během provozu na volnoběh byl zaznamenán pokles teploty paliva na vstupu do vstřikovacího čerpadla, ale též ještě výraznější pokles teploty paliva na vstupu do vstřikovače. Teploty paliv pro jednotlivé režimy jsou uvedeny v tabulce 5-2.

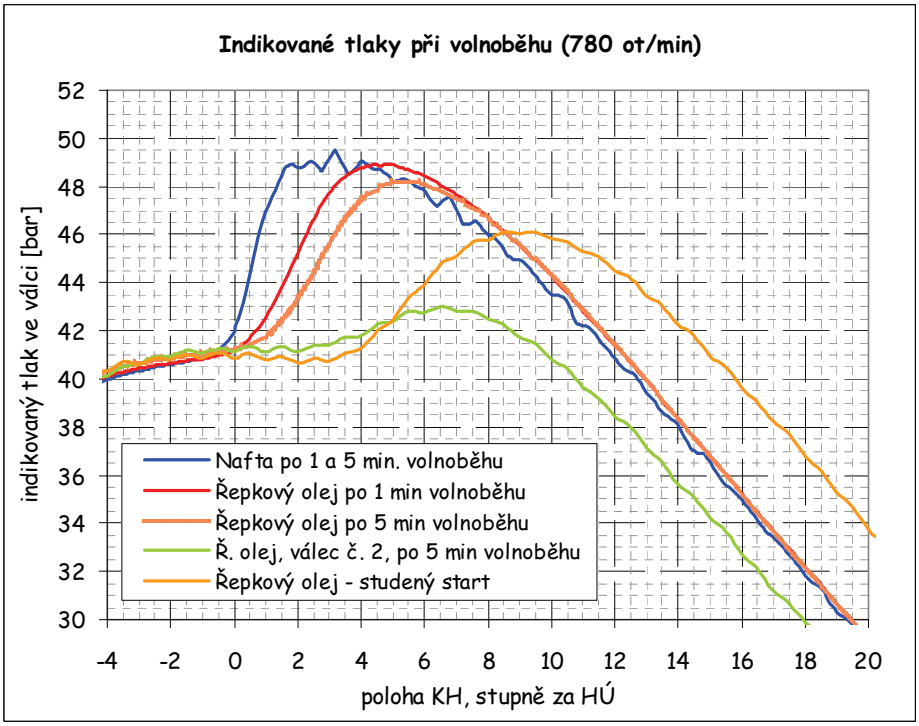
Vliv teploty paliva byl sledován při ohřevu motoru při několika zkouškách. V jednom extrémním případě byl studený motor nastartován na studený řepkový olej (teploty palivového oleje, motorového oleje, motoru, chladicí kapaliny, i okolního vzduchu byly v rozmezí 18-20°C) je zpoždění počátku hoření i snížení rychlosti hoření již podstatné. Tento průběh byl zaznamenán krátce, necelou minutu, po startu motoru na řepkový olej. Ačkoliv při tomto startu byl znát obtížnější rozběh než při startu na naftu, motor běžel bez pomoci startéru již po přibližně třech sekundách a dosáhl kultivovaného chodu do deseti sekund. (V zájmu zdraví motoru byl toto jediný pokus nastartovat studený motor na studený řepkový olej, a nebyly provedeny pokusy nastartovat motor na studený řepkový olej při nižších teplotách.) Motor byl poté zatížen v režimu 1480 min^{-1} a 45 Nm, ve kterém byl ponechán do dosažení provozní teploty.

Z průběhu indikovaného tlaku při studeném startu na obr. 5-19 je patrné podstatné zpoždění počátku hoření i snížení rychlosti hoření paliva.

Tyto průběhy jsou na stejném grafu (Obr. 5-19) porovnány s dalšími pozorovanými anomáliemi. Jednou takovou anomálií byly indikované tlaky na válci č. 2, rovněž vynesené na Obr. 5-19. Ty byly při volnoběhu nižší na naftu i na řepkový olej, přičemž snížení tlaků bylo při provozu na řepkový olej znatelnější. Při ostatních režimech byly tlaky přibližně stejné, nebo nepatrně vyšší. Tyto rozdíly byly připsány nerovnoměrnému dávkování paliva (rozdíly mezi dávkami do

jednotlivých válců) použitým vstřikovacím čerpadlem, ke kterému dochází zejména při nízkých dávkách paliva.

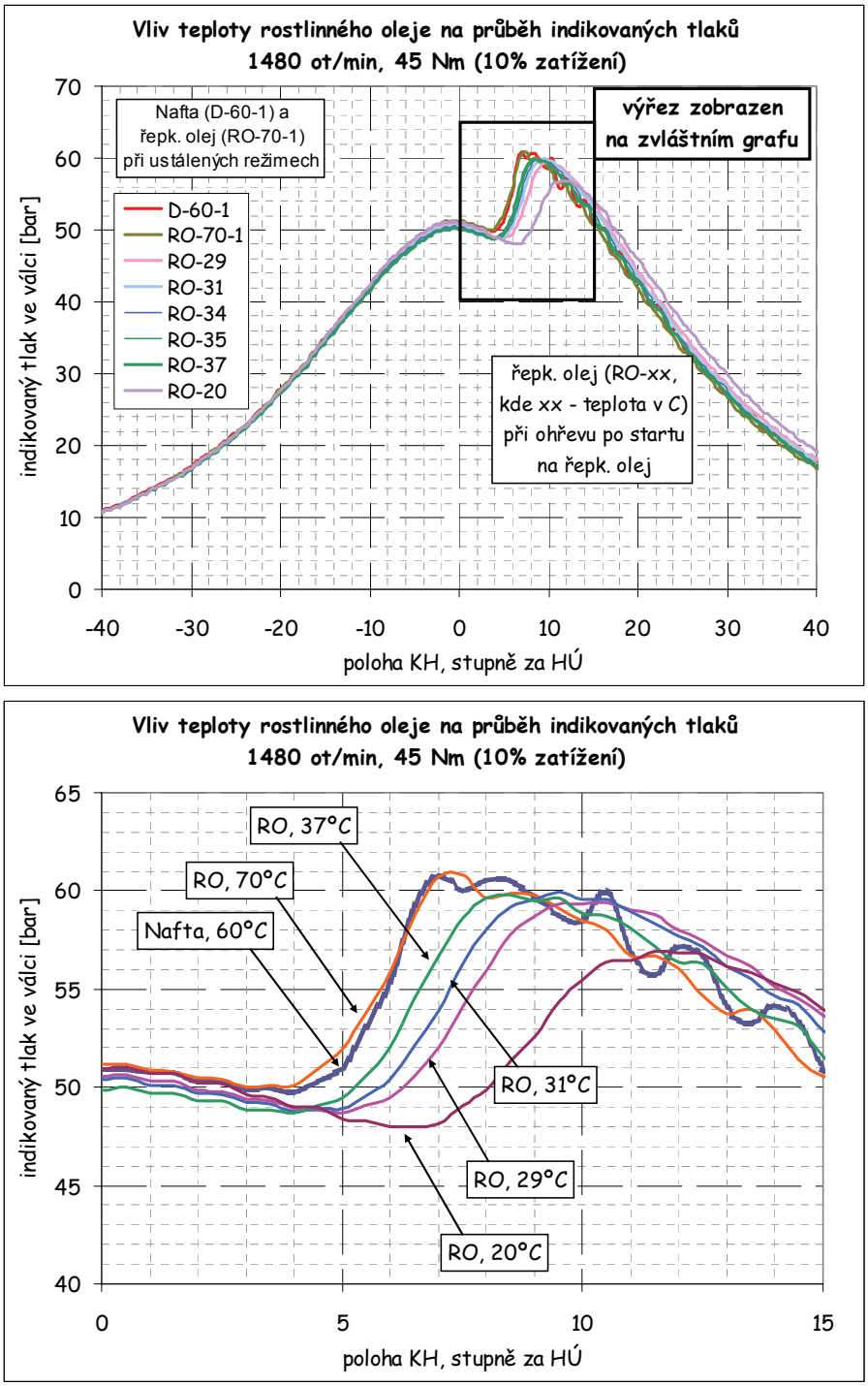




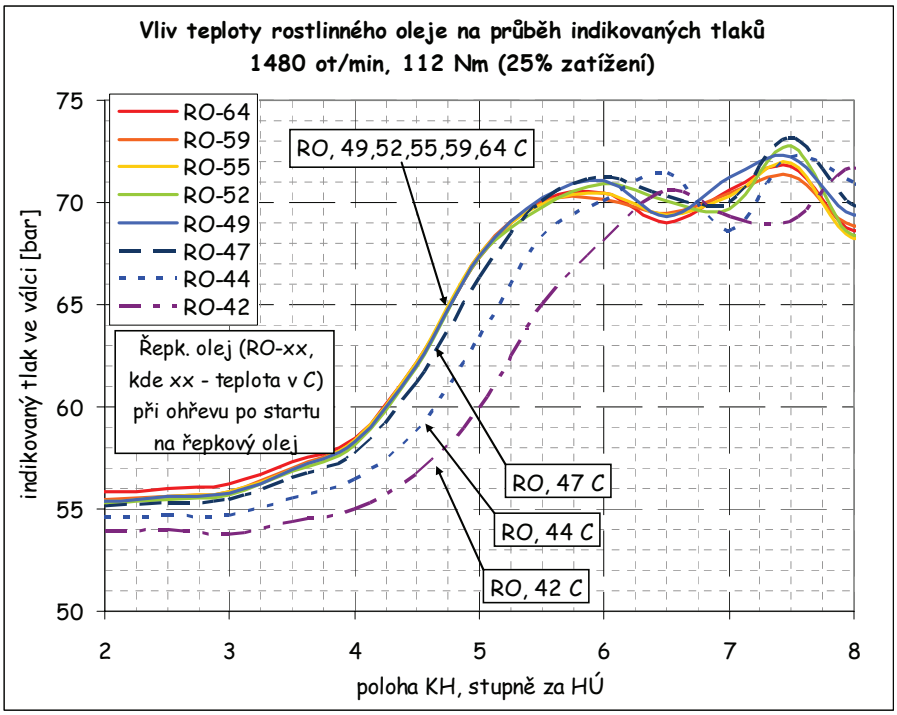
Obr. 5-19: Průběhy hoření řepkového oleje při volnoběhu.

Popsaného studeného startu na řepkový olej (a několika dalších startů na naftu s poměrně brzkým přepnutím na řepkový olej) bylo využito ke studii vlivu teploty motoru a paliva na proces hoření, demonstrovaný průběhem indikovaných tlaků. Bezprostředně po zaznamenání indikovaných tlaků při volnoběhu byl nastaven režim 1480 min^{-1} a 45 Nm, a průběhy indikovaných tlaků byly zaznamenávány po každém navýšení teploty paliva o 1-2°C. Průběhy pro vybrané teploty řepkového

oleje na vstupu do vstřikovacího čerpadla 20, 29, 31 a 37°C jsou vyneseny na Obr. 5-20, kde jsou zároveň porovnány s průběhy tlaků pro provoz ohřátého motoru na olej při 70°C a provozem na naftu. Po dosažení teploty paliva cca 40°C byl točivý moment navýšen na 112 Nm, a průběhy indikovaných tlaků pro teploty řepkového oleje na vstupu do vstřikovacího čerpadla od 42 do 64°C jsou zobrazeny na Obr. 5-21, ze kterého je patrné, že po dosažení teploty paliva 49°C byly průběhy indikovaných tlaků relativně shodné a další zvyšování teploty paliva nevedlo ke změnám v počátku nebo rychlosti hoření.



Obr. 5-20: Vliv teploty paliva na průběh hoření řepkového oleje při 1480 min^{-1} a 45 Nm.



Obr. 5-21: Vliv teploty paliva na průběh hoření řepkového oleje při 1480 min^{-1} a 112 Nm.

Zároveň byly sledovány průběhy tlaků ve vstřikovacím potrubí. Ty jsou pro režim 1480 min^{-1} a 45 Nm zobrazeny na Obr. 5-22.

Lze pozorovat několik závislostí:

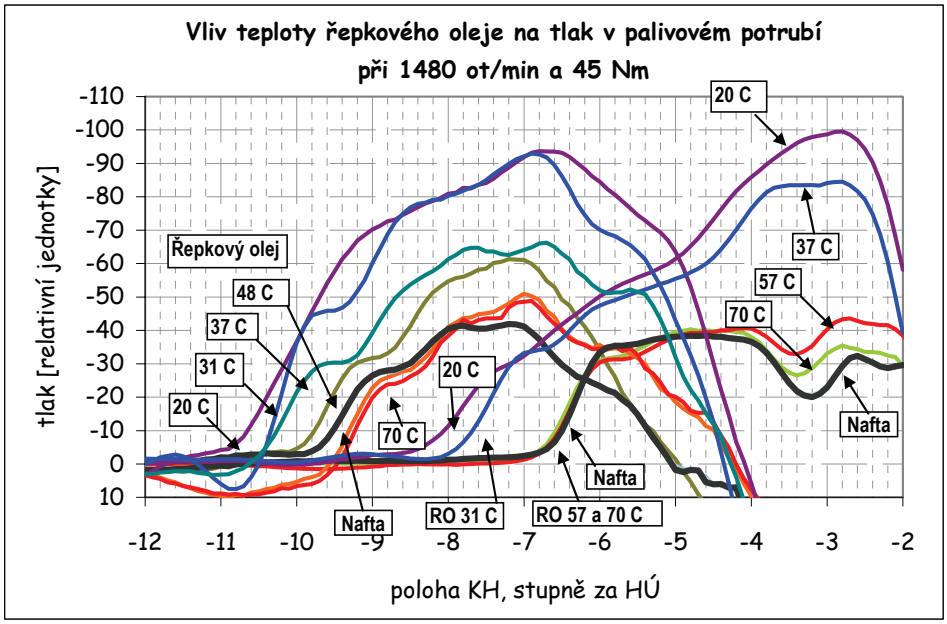
Za prvé, s postupným zvyšováním teploty paliva se snižovala maximální hodnota tlaku paliva ve vstřikovacím potrubí, přičemž pro olej při 70°C byly hodnoty srovnatelné s provozem na naftu. (Vzhledem k použitému typu snímače lze tyto výsledky považovat pouze za orientační, kvalitativní, nikoliv kvantitativní.) To odpovídá nárůstu tlaku předpokládaného u řadového vstřikovacího čerpadla vlivem vyšší viskozity paliva.

Za druhé, s postupným zvyšováním teploty paliva docházelo ke zpožďování nárůstu tlaku ve vstřikovacím potrubí za vstřikovacím čerpadlem i před vstřikovačem, přičemž naměřené hodnoty pro teplotu řepkového oleje 57-70 °C byly srovnatelné s provozem na naftu. Tento jev předpokládán nebyl a lze jej patrně přičíst vlivu zejména vysoké viskozity paliva na dynamiku paliva v komoře vstřikovacího čerpadla.

Za třetí, s postupným zvyšováním teploty paliva docházelo k prodloužení rozdílu mezi nárůstem tlaku za vstřikovacím čerpadlem a nárůstem tlaku před vstřikovačem, přičemž při 57 a 70°C byl tento rozdíl řádově o čtvrtinu stupně menší než při provozu na naftu. Rychlejší postup tlakové vlny u studenějšího paliva může být dán nárůstem tlaku ve vstřikovacím potrubí; s rostoucím tlakem se zvyšuje modul pružnosti paliva (viz. Tab. 2-1) a tím i rychlost šíření tlakové vlny (viz. Kap. 2.1.). Na druhou stranu vyšší hustota studenějšího paliva rychlost šíření tlakové vlny, která je úměrná odmocnině podílu modulu pružnosti a hustoty paliva, snižuje (viz. Kap. 2.1.).

Jinými slovy, od jisté teploty paliva, čím studenější bylo palivo, tím dříve došlo k nárůstu tlaku za vstřikovacím čerpadlem (Obr. 5-22), a zároveň tím rychlejší byl postup tlakové vlny ke vstřikovači (Obr. 5-22, Obr. 5-15); a dále, zároveň s tím byly vyšší vstřikovací tlaky (Obr. 5-22); a dále, tím později došlo k počátku hoření (Obr. 5-20 a 5-21). Tyto pozorované souvislosti jsou kritické pro interpretaci výsledků, která bude provedena v diskuzi.

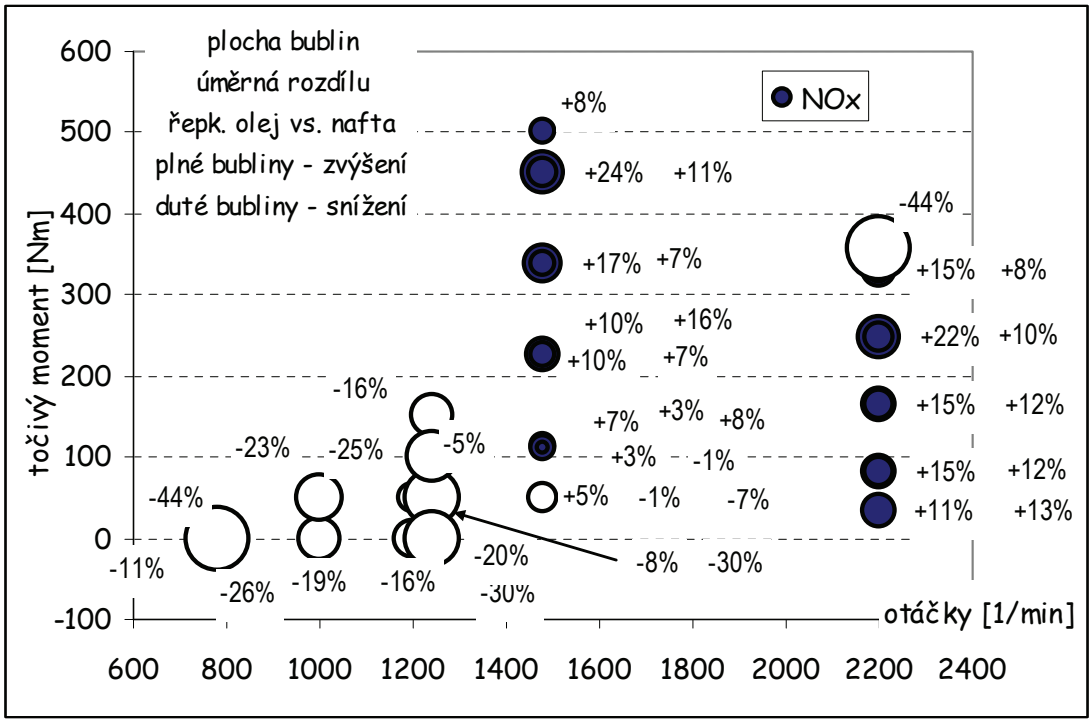
Teploty paliva znázorněné na Obr. 5-19 až 5-22 byly měřeny na vstupu do vstřikovacího čerpadla. Teploty paliva pro ostatní režimy měřené na vstupu do vstřikovacího čerpadla, a měřené na vstupu do válce č. 1 nepřímým měřením teploty povrchu vysokotlakého vstřikovacího potrubí které bylo po délce cca 10 cm na každou stranu od snímače tepelně izolované pro omezení sdílení tepla mezi potrubím a okolím, jsou uvedeny pro jedenáctibodový test v Tabulce 5-2.



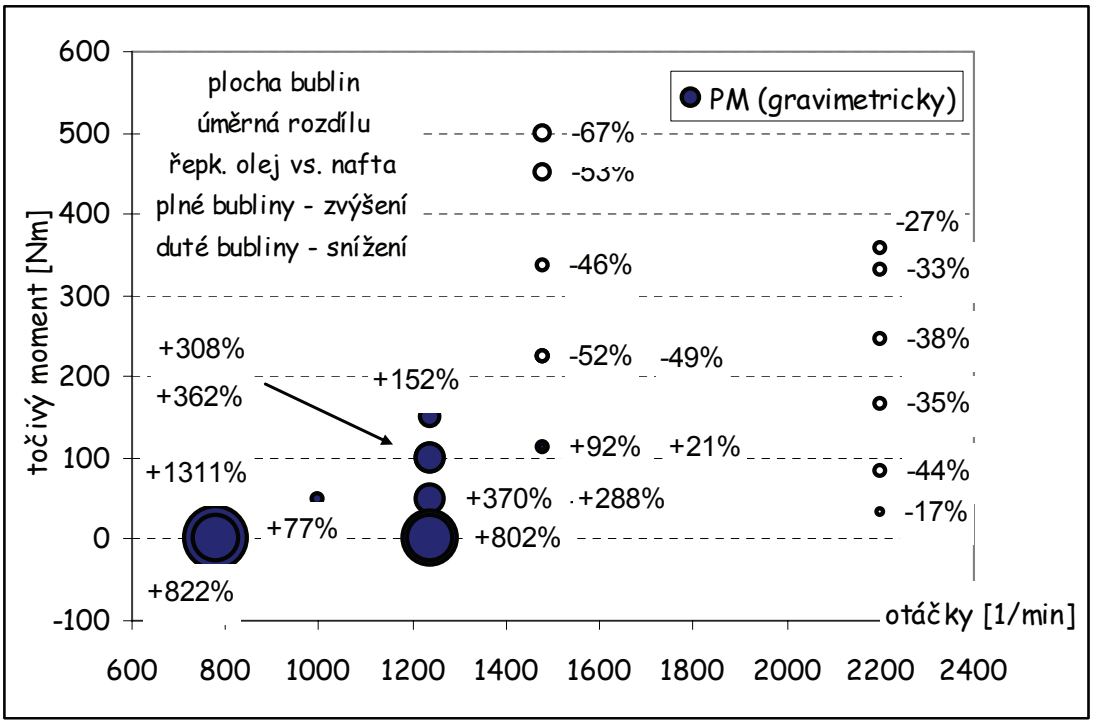
Obr. 5-22: Vliv teploty paliva na průběh tlaků ve vstřikovacím potrubí při 1480 min^{-1} a 45 Nm.

5.8. Emise – stacionární ustálené režimy

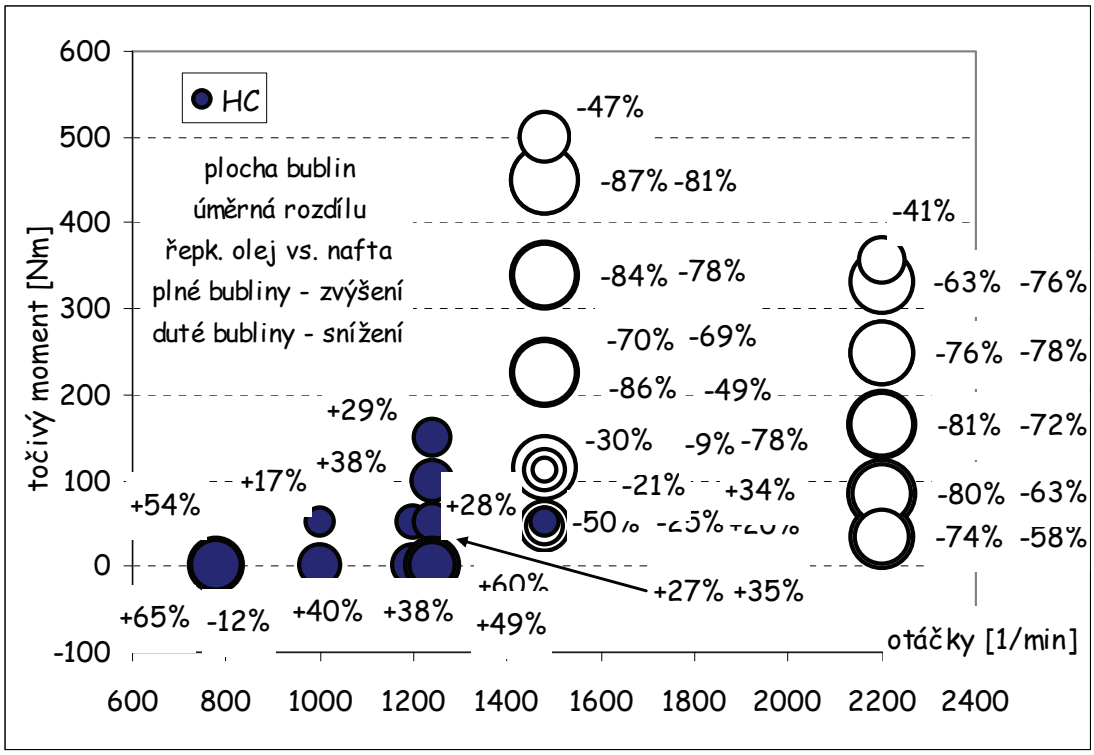
Vliv provozu motoru na řepkový olej na emise během všech režimů se stabilizovaným motorem (motor při provozní teplotě, řepkový olej ohřátý na 70°C nebo více na vstupu do vstřikovacího čerpadla) je znázorněn na Obr. 5-23 pro NO_x, 5-24 pro částice (PM) měřené gravimetrickou metodou, 5-25 pro HC, 5-26 pro CO a 5-27 pro CO_2. Zobrazeny jsou vždy rozdíly mezi provozem na řepkový olej oproti provozem na naftu při stejném režimu. Poloha každé bubliny je dána otáčkami (vodorovná osa) a momentem (svislá osa) motoru, plocha každé bubliny je úměrná relativnímu rozdílu hmotnostních toků emisí (koncentrace x tok výfukových plynů), numerické hodnoty těchto rozdílů jsou uvedeny vedle bublin. Pro většinu režimů je zobrazeno více výseldků – některé vyjadřují opakování též série měření, v jiných byly ale zvoleny jiné sekvence měření (režimu tedy nepředcházel při všech sériích měření stejný režim), nebo byla odpojena recirkulace výfukových plynů. U každé série měření byla však vždy přísně dodržována tatáž sekvence režimů pro obě paliva. Sekvence měření a numerické hodnoty naměřených koncentrací a průtoků jsou tabulovány v příloze B-3.



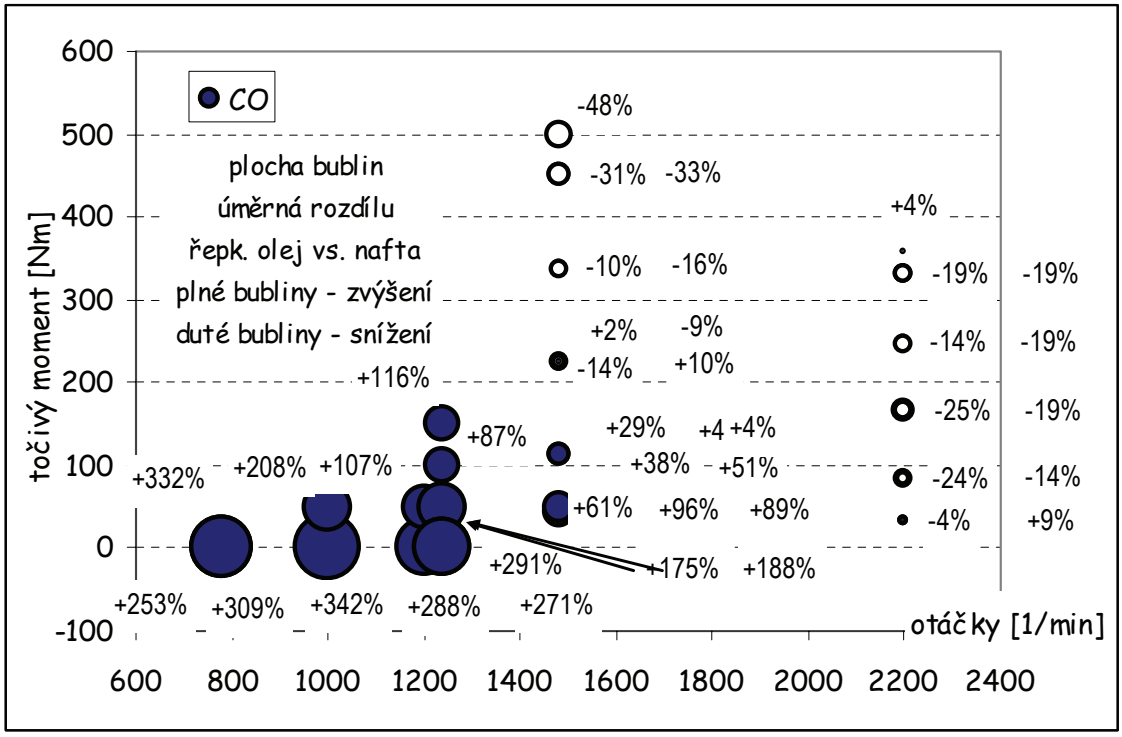
Obr. 5-23: Vliv provozu na řepkový olej na emise NOx relativně k provozu na naftu.



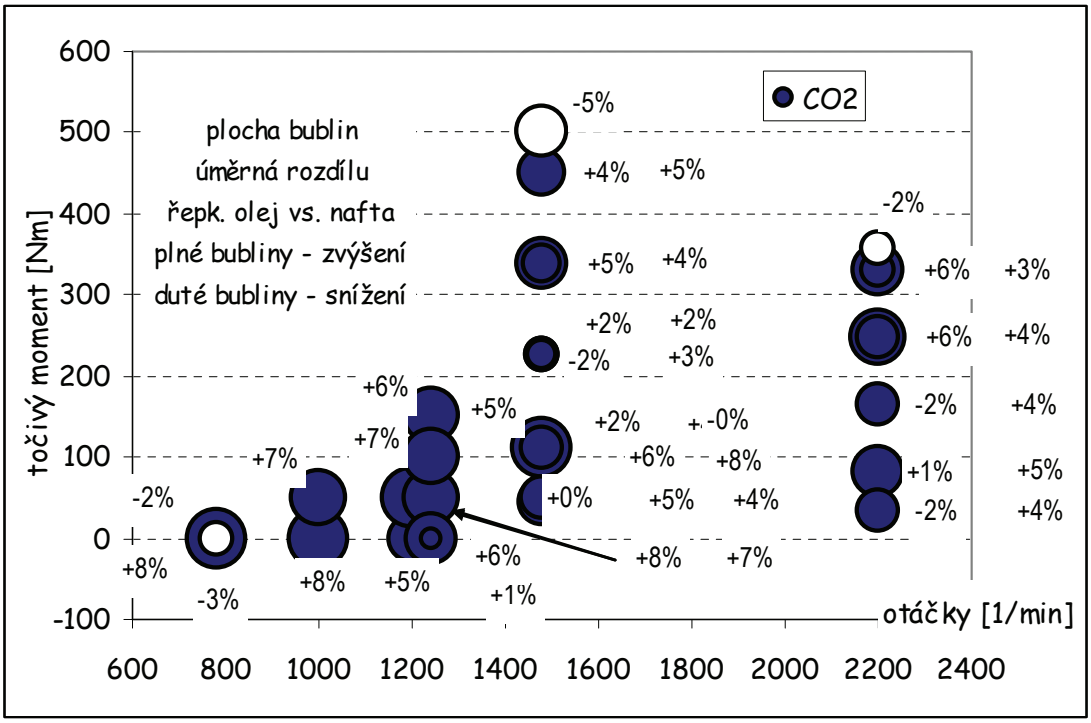
Obr. 5-24: Vliv provozu na řepkový olej na emise PM relativně k provozu na naftu.



Obr. 5-25: Vliv provozu na řepkový olej na emise HC relativně k provozu na naftu.



Obr. 5-26: Vliv provozu na řepkový olej na emise CO relativně k provozu na naftu.



Obr. 5-27: Vliv provozu na řepkový olej na emise CO2 relativně k provozu na naftu.

Ze všech grafů emisí škodlivých látek (NO_x, PM, HC, CO) je zřetelně patrná bifurkace vlivů do dvou oblastí. Ke snížení emisí HC, PM a CO dochází při 1480 min^{-1} středních a vyšších zatíženích (225 Nm a výše pro PM a CO, 112 Nm a výše pro HC) a při 2200 min^{-1} a všech zatíženích, přičemž mírně narůstají emise NOx. Oproti tomu při 1480 min^{-1}, 45 Nm a při otáčkách 1240 min^{-1} a nižších výrazně narůstají emise HC, CO a PM, zatímco emise NO_x mírně klesají. Emise CO_2 zmíněnou bifurkaci nevykazují a jsou pro řepkový olej o jednotky procent vyšší. Jistými anomáliemi jsou provoz při maximálních zatíženích při 1480 a 2200 min^{-1}, zejména při 2200 min^{-1}, kde při provozu na olej se automaticky spustila recirkulace výfukových plynů, zatímco při provozu na naftu byla tato nečinná.

Pro souhrnné srovnání byly orientačně vypočteny souhrnné emise pro test ISO 8178, které jsou uvedeny v Tabulce 5-5. Od předepsaného testu ISO 8178 se tento test liší tím, že na naftu byl motor provozován při zatíženích odpovídajících nikoliv skutečnému maximálnímu výkonu (jak předepsáno v zadání testu), ale maximálnímu výkonu při provozu na rostlinný olej.

Tabulka 5-5: Souhrnné hodnoty emisí v g/kWh vypočtené podle modifikovaného ISO 8178

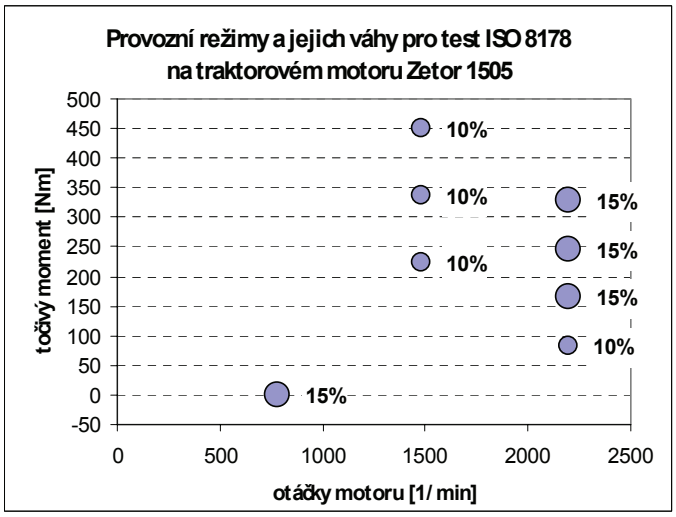
Otáčky	2200	2200	2200	2200	1480	1480	1480	780
Moment	330	247	165	82	450	337	225	0
Váha	0.15	0.15	0.15	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15
(poznámka: Hodnoty točivých momentů jsou nižší než hodnoty odpovídající maximálnímu výkonu dle ISO 8178)								

	CO	HC	NOx	HC+NOx	PM
Motorová nafta	1.38	0.49	3.37	3.86	0.33
Palivový řepkový olej	1.35	0.17	3.54	3.71	0.24
Řepkový olej vs. nafta	- 2%	- 65%	+ 5%	- 4%	- 29%
Euro III A kat. I (nesilniční motory 75-130 kW)	5.0			4.0	0.3

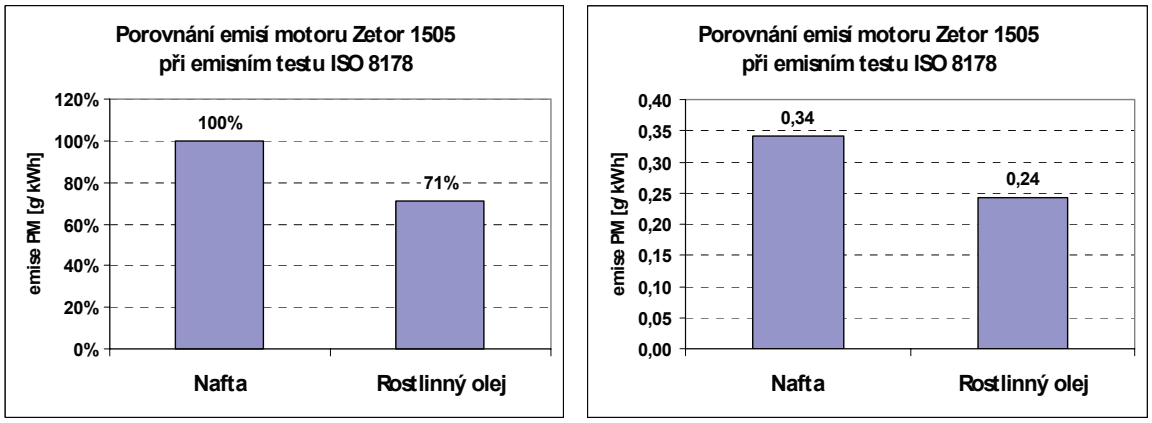
5.9. Vliv provozního režimu na emise částic

Poměrně velký rozptyl mezi naměřenými vlivy provozu rostlinného oleje na emise, a to i při stejných režimech, vedl k dalšímu zaměření experimentálních prací na zjištění příčin těchto rozdílů, a na dynamické změny v emisích. Ty budou vysvětleny na názorné ukázce emisí částic, které byly vybrány, protože jsou považovány za nejvíce nebezpečnou složku škodlivých emisí.

Na Obr. 5-28 je znázorněno osm režimů stacionárního emisního testu ISO-8178, sekvence C-1, používaného pro homologaci poměrně velké části nesilničních motorů, včetně motoru Zetor 1505. Emisní hodnoty pro tento test, vypočtené z modifikovaného jedenáctibodového emisního testu (Tabulka 5-1) jsou uvedeny v souhrnné formě na Obr. 5-29, ze kterého lze usoudit, že emise částic při provozu na rostlinný olej jsou o 29% nižší než na naftu, a že při provozu na rostlinný olej motor s přehledem (s rezervou 20%) plní předepsaný limit 0,3 g částic na kWh výkonu (g/kWh). (Z dalších výsledků a diskuze vyplyne, že použitá sekvence emise částic nadhodnotila, takže emise během skutečného osmibodového testu by byly patrně ještě nižší.)



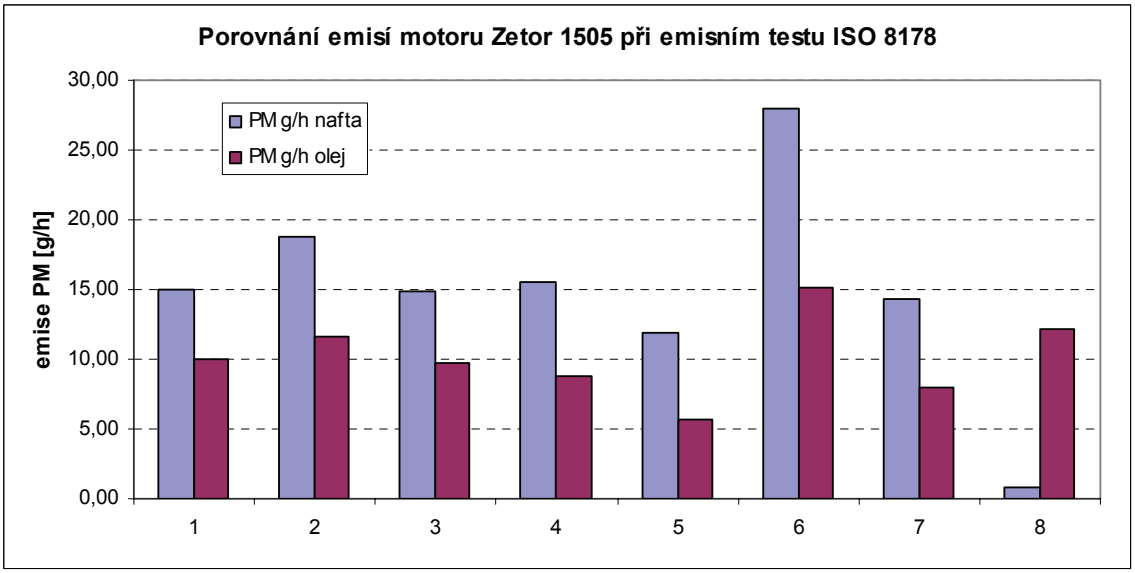
Obr. 5-28: Režimy osmibodového emisního testu ISO-8178 pro motor Zetor 1505.



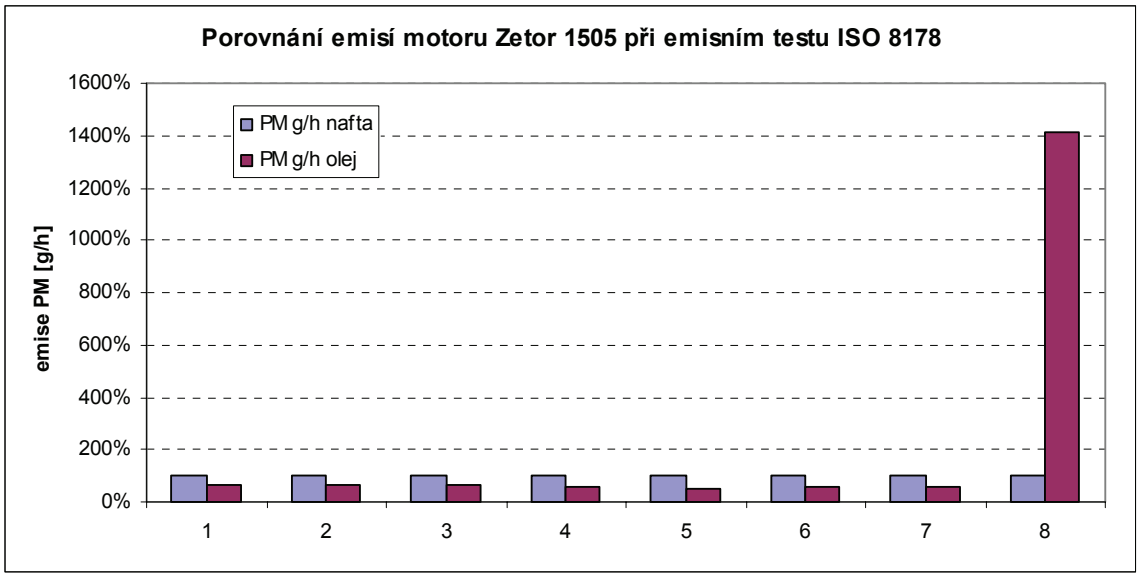
Obr. 5-29: Souhrnné výsledky emisí částíc při osmibodovém testu ISO-8178 vypočtené z výsledků naměřených při modifikovaném jedenáctibodovém testu (Tabulka 3-1).

Nižší emise než při provozu na naftu a přehledné splnění homologačních limitů (Obr. 5-29) napovídají, že emise částic nemusí být, při provozu na rostlinný olej, problematické. To podporuje i podrobnější výkaz emisí částic v jednotlivých bodech (Obr. 5-30). Teprve po zobrazení emisí v jednotlivých bodech testu při provozu na rostlinný olej v poměru k emisích při provozu

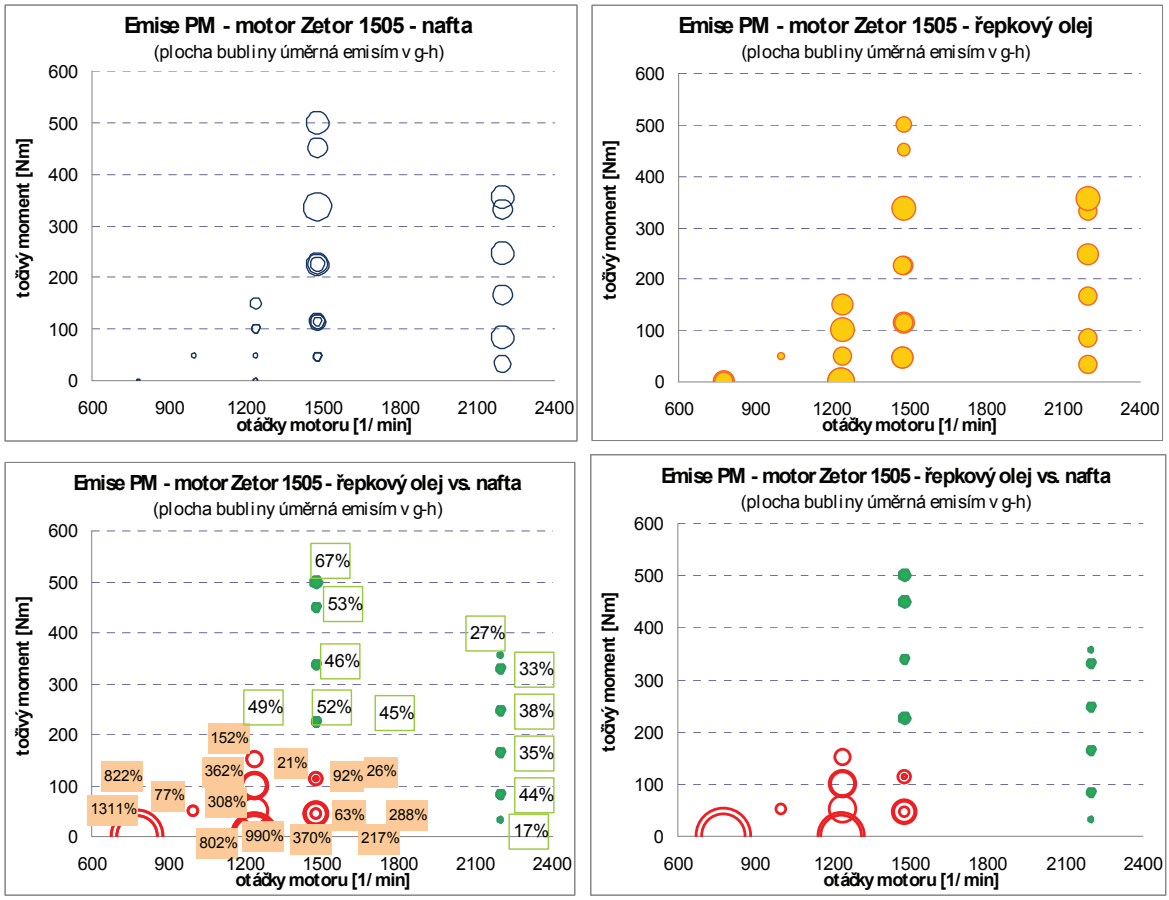
v odpovídajícím režimu na naftu (Obr. 5-31) vyplyne, že zatímco emise částic byly při sedmi režimech se zatížením nižší na olej než na naftu, emise částic při volnoběhu byly více než o řád vyšší. Nejedná se sice o zásadní množství – motor vyprodukoval více emisí při provozu na naftu v šesti z osmi režimů – i tak lze hovořit o anomálii, která byla dále zkoumána, a byla provedena další měření v režimech ležících mezi volnoběhem a nejbližším režimem osmibodového testu (1480 min^{-1} a 225 Nm). Výsledky těchto měření jsou zobrazeny na Obr. 5-32 jako absolutní emise na naftu (vlevo nahoře) a rostlinný olej (vpravo nahoře), a jako emise při provozu na rostlinný olej vzhledem k provozu na naftu (dva shodné grafy dole, přičemž graf vlevo dole je doplněn numerickými hodnotami). Z grafů v dolní části Obr. 5-32 je patrné, že problematická oblast vyplňuje prakticky celou oblast od bodu 1480 min^{-1}, 225 Nm a volnoběhem, nepokrytou zkušebními režimy. Z grafů v horní části je pak patrné, že během těchto poměrně nezatížených režimů jsou při provozu na olej (vpravo nahoře) emise částic podobné emisím v zatíženějších režimech, zatímco při provozu na naftu (vlevo nahoře) jsou absolutní emise poměrně malé.



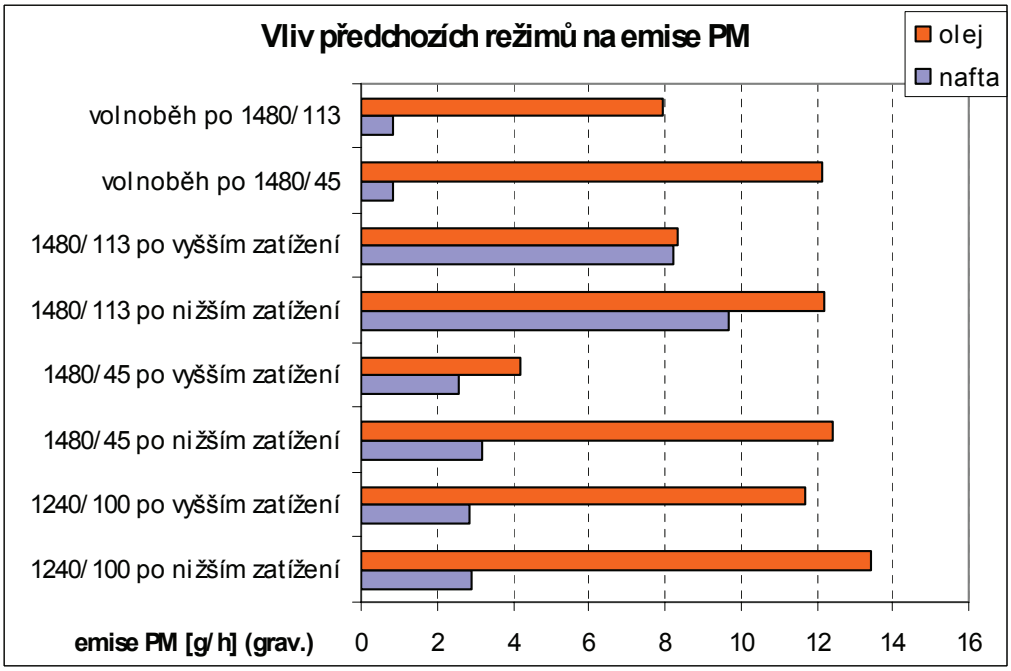
Obr. 5-30: Absolutní emise částic při jednotlivých režimech testu ISO-8178.



Obr. 5-31: Emise částic při jednotlivých režimech testu ISO-8178 při provozu na řepkový olej, vyjádřené v relativním poměru k emisím při provozu na naftu (100%).



Obr. 5-32: Absolutní emise částic při provozu na naftu (vlevo nahoře) a rostlinný olej (vpravo nahoře), a relativné emise při provozu na rostlinný olej vzhledem k provozu na naftu (dva shodné grafy dole, přičemž graf vlevo dole je doplněn numerickými hodnotami).



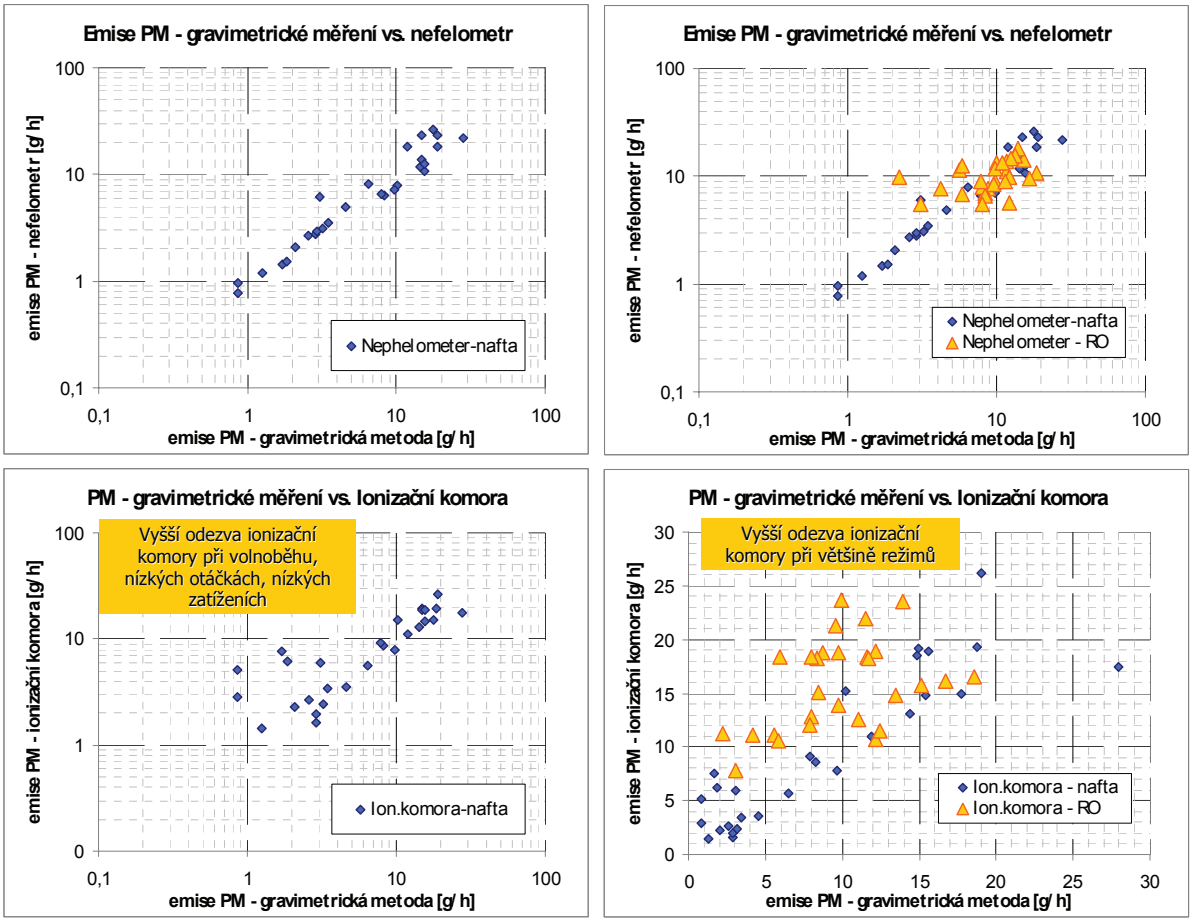
Obr. 5-33: Vliv předchozích režimů na emise částic.

Z výsledků je dále patrné, že emise částic v těchto málo zatížených režimech poměrně silně závisí, při provozu na rostlinný olej, na předchozím režimu. To je znázorněno na Obr. 5-33. Závislost emisí částic na předchozím režimu při provozu naftu je též patrná a významná, ale je nižší než při provozu na olej.

5.10. Dynamické měření emisí částic

Doposud představené výsledky měření částic byly získány gravimetrickou metodou, při použití jednoho páru filtrů pro každý režim. Takovéto měření je nejen náročné na čas i filtry, ale neposkytuje údaje o dynamických změnách emisí během režimu. Právě silný vliv předchozího režimu (Obr. 5-33) na emise částic, a dynamické změny v emisích plynných složek (Obr. 5-11) vedly k hypotéze, že emise částic se s průběhem režimu rovněž dynamicky mění. Pro tyto účely byly nasazeny dvě zařízení umožňující měření částic v reálném čase, která byla již popsána jako součást experimentální aparatury. Tato zařízení byla kalibrována gravimetrickou metodou tak, aby při osmibodovém testu při provozu na naftu byly celkové hmotnostní emise částic stejné pro všechny metody. Tato kalibrace pak byla použita pro všechny režimy a pro obě paliva.

Porovnání hmotnostních toků částic (gramy částic emitované za hodinu provozu) jsou provedena na Obr. 5-34, kde každý bod odpovídá jednomu provoznímu režimu (jednomu páru filtrů pro gravimetrické měření), vodorovná poloha bodu vyjadřuje emise naměřené gravimetrickou metodou, a svislá poloha emise naměřené jednou z alternativních metod během přibližně stejného časového úseku.



Obr. 5-34: Porovnání dvou alternativních metod a zařízení – nefelometru a ionizační komory – s gravimetrickým měřením částic.

Horní grafy na obr. 5-34 zobrazují porovnání nefelometru (rozptyl laserového paprsku), dolní grafy zobrazují porovnání ionizační komory. Na grafech vlevo je porovnání pouze pro naftu, na grafech vpravo jsou vynesena data pro obě paliva.

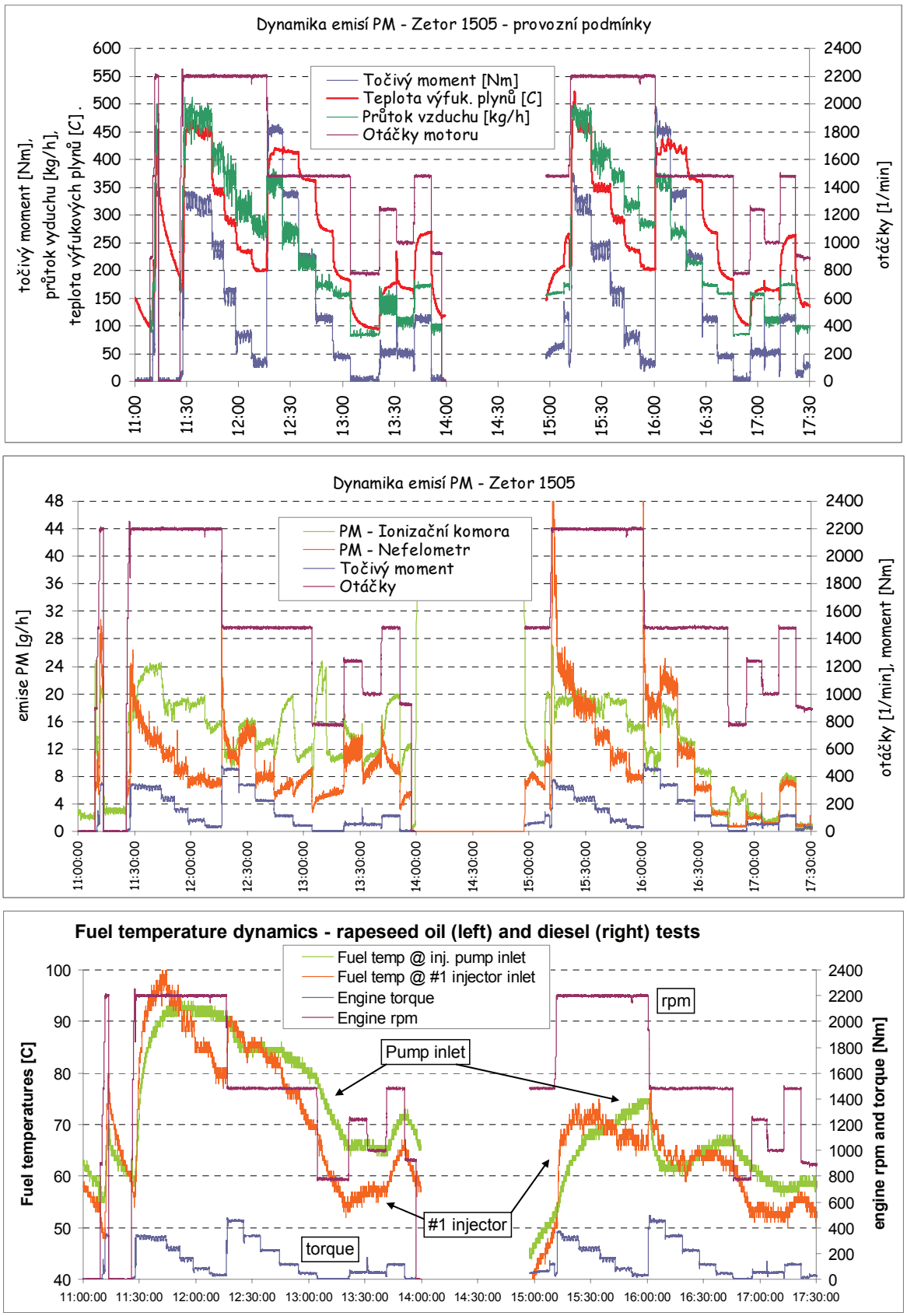
Z porovnání na obr. 5-34 vyplývá, že s výjimkou několika bodů pro ionizační komoru lze pozorovat velmi dobrou shodu měření oběmi alternativními zařízeními s gravimetrickou metodou při provozu na naftu.

Při provozu na rostlinný olej byla shoda mezi gravimetrickou metodou a alternativními metodami, zejména ionizační komorou, horší. Zde se nabízí několik vysvětlení. Za prvé, kvalita částic (velikost, tvar a geometrie, optické vlastnosti, fraktální rozměr) se pro jednotlivé režimy mohly lišit, a tudíž lze očekávat, že zařízení která pracují na různých principech a která měří různé veličiny (například ionizační komora měří celkovou délku částic, nikoliv celkovou hmotnost) budou mít různé odezvy. Za druhé, emise nebyly ustálené, měnily se během režimu, a protože přesné časy vzorkování na filtr gravimetrickou metodou nebyly známy, vzorkování gravimetrickou metodou a interval během kterého byla průměrována data z měření alternativními metodami nemusely být časově shodné. Za třetí, pokud v částicích při provozu na rostlinný olej jsou silně zastoupeny aerosoly, způsob ředění vzorku, který byl u každé metody jiný, může mít značný vliv.

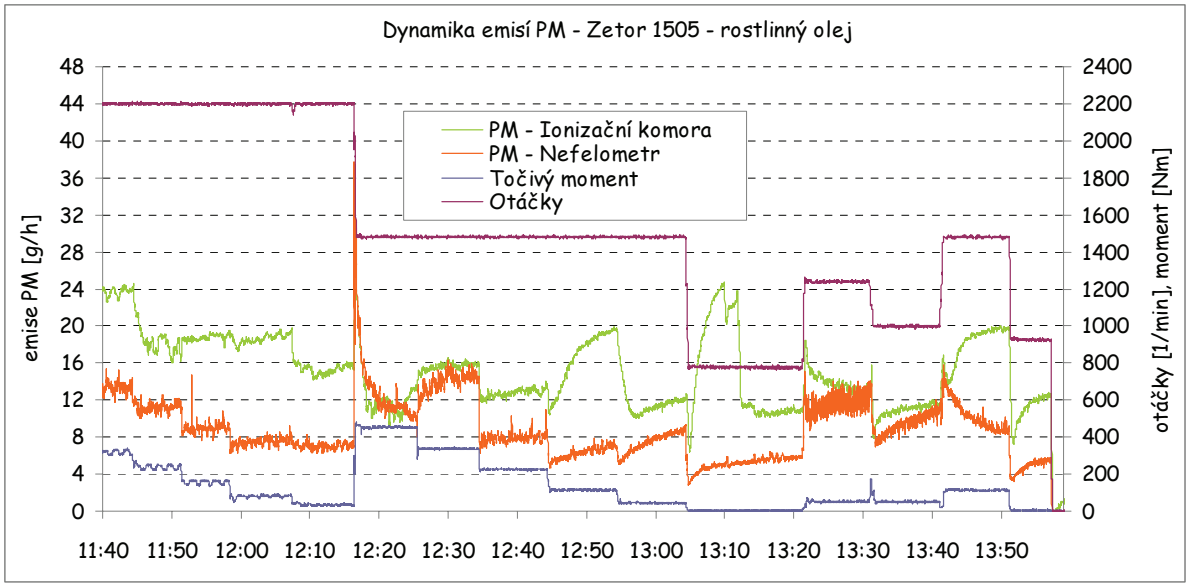
Po ověření funkce alternativních zařízení pro měřené částic tyto byly nasazeny při sérii měření zobrazené na Obr. 5-35. Po startu v cca 9:45 byl motor zahřát, v cca 11:30 byl zahájen čtrnáctibodový test na ohřátý rostlinný olej, v cca 15:10 následoval tentýž test na naftu, poté byla v cca 17:30 provedena kontrolní zkouška v režimu vnější otáčkové charakteristiky. Otáčky a točivý moment motoru, průtok nasávaného vzduchu a teplotu výfukových plynů ukazuje horní graf na Obr. 5-35. Průběhy emisí částic naměřené oběmi dynamickými metodami jsou zobrazeny, spolu s průběhy otáček a točivého momentu, na dolním grafu v Obr. 5-35, a v detailu na Obr. 5-36 pro rostlinný olej a na Obr. 5-37 pro naftu.

Z Obr. 5-37 je patrné, že dynamické změny v emisích částic jsou podstatné, dále je však patrné, že tyto dynamické změny mají trend přibližování k ustálené limitní hodnotě, která může být pro konkrétní režim (a palivo a další podmínky) daná. To lze pozorovat při režimu 1480 min^{-1} a 112 Nm, který se opakoval v této sekvenci v 12:45 a v 13:45. Toto přibližování je ale relativně pomalé, s dosažením ustáleného stavu po řádově desítkách minut provozu. Podobná pozorování byla provedena i pro provoz na naftu (obr. 5-36).

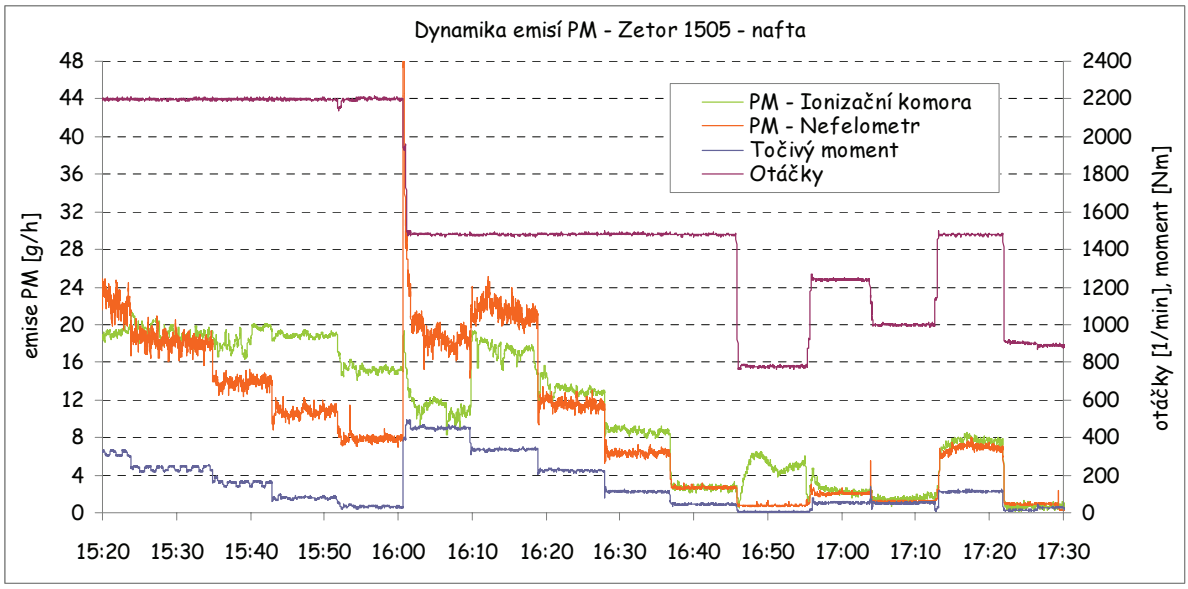
Z grafů na obr. 5-35 až 5-37 jsou patrné rozdíly mezi emisemi částic naměřenými nefelometrem a ionizační komorou. Signálu nefelometru pracujícího na principu rozptylu viditelného světla dominuje odezva na spíše větší částice, o průměru řádově stovky nanometrů až jednotky mikrometrů, zatímco odezva ionizační komory je přibližně úměrná celkové délce částic. Hodnoty naměřené gravimetrickou metodou jsou pak přibližně úměrné objemu částic, který je při sférickém tvaru částic přibližně úměrný integrálu třetí mocnině průměrů částic, ve skutečnosti však spíše úměrný integrálu průměrů částic umocněných fraktálním rozměrem dané částice. Vyšší odezva nefelometru je tedy zpravidla spojena s větším podílem velmi malých částic, které mají vyšší poměr délky k objemu než větší částice. (Uvedené informace jsou pouze orientační a velmi zjednodušené. Ve skutečnosti jsou tyto vztahy velmi složité, například částice mají složitý fraktální tvar a je tudíž třeba uvážit jejich fraktální dimenzi. Podrobná diskuze se vymyká oboru strojní inženýrství a je nad rámec této práce.) Interpretace výsledků na Obr. 5-35 až 5-37 tedy napovídá, že při provozu na rostlinný olej vznikají menší částice než při provozu na naftu, přičemž tento trend se projevuje zejména při volnoběhu a nízkých zatíženích.



Obr. 5-35: Dynamické průběhy provozních parametrů, emisí částic a teploty paliva. Anomálie měření ionizační komorou při volnoběhu byly způsobeny únikem podstatné části výfukových plynů mimo odsávací potrubí jako důsledek vytvoření tlakových poměrů nutných k funkci vzorkovacího systému pro gravimetrické měření částic.



Obr. 5-36: Dynamické průběhy emisí částic – rostlinný olej, motor Zetor 1505.



Obr. 5-37: Dynamické průběhy emisí částic – nafta, motor Zetor 1505.

5.11. Velikostní spektra emitovaných částic

Pro ověření zmíněné hypotézy, že provoz na rostlinný olej vede k emisím menších částic než provoz na naftu, byla v listopadu 2008 provedena další série měření, při které byl využit klasifikátor částic SMPS, který ze vzorku „vybere" částice odpovídající velikostní kategorie (na základě elektrické mobility částice, tedy opět nikoliv na základě „skutečné" fyzické velikosti částic, zde je nutno připomenout, že vzhledem k složitému fraktálnímu tvaru alespoň podstatné frakce částic není ani pojem fyzická velikost částic zcela jednoznačný), které jsou následně počítány kondenzačním čítačem částic CPC. SMPS byl nastaven tak, že „skenoval" napříč spektrem, během cca devadesáti sekund měnil tedy postupně velikost selektovaných částic od 13 nm do 560 nm. Tato „spektra" byla načítána po cca dvou minutách. Spektra byla načítána kontinuálně, s tím, že spektrum připadající na poslední cca jednu minutu daného režimu, změnu režimu a základnímu ustálení chodu motoru v režimu následujícím (nejedná se o ustálení emisí částic, ty se, jak již bylo řečeno, s postupem času měnily) nebylo uvažováno. Pro každý režim byla zaznamenána dvě až tři spektra.

Na Obr. 5-38 jsou vyneseny spektra pro 1480 min^{-1} a plné zatížení (519 Nm na naftu a 476 Nm na rostlinný olej, graf vlevo) a pro 1480 min^{-1} a přibližně poloviční zatížení (225 Nm, obrázek vpravo). Při plném zatížení byl dominantní akumulační mód částic o velikostech řádově 100 nm, přičemž počty částic napříč celým spektrem byly nižší pro rostlinný olej než pro naftu. Při polovičním zatížení se již koncentrace začínají vyrovnávat. V obou spektrech je patrný nukleační mód produkující částice o velikosti řádově 10 nm, který je již mimo dolní rozsah přístroje (13 nm).

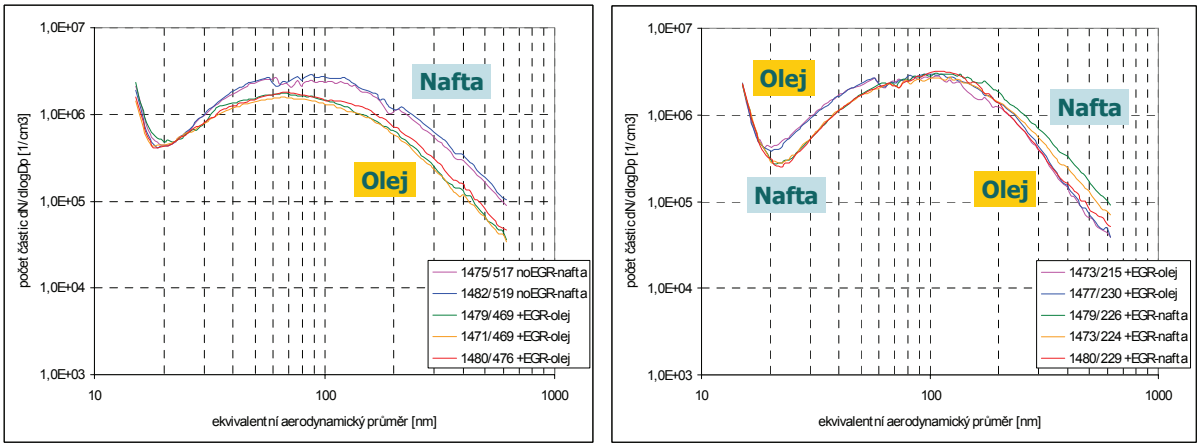
Při nižším, přibližně čtvrtinovém zatížení (Obr. 5-39 vlevo a 5-40 vlevo) jsou počty menších částic při provozu na rostlinný olej větší, s průběhem režimu se vytváří znatelný nukleační mód s největší koncentrací částic kolem 20 nm. Koncentrace větších částic, nad cca 35 nm, se výrazně nemění. Počty částic jsou pro provoz na rostlinný olej, v porovnání s naftou, vyšší až do cca 150 nm, od 150 nm výše jsou ale nižší. Měření na Obr. 5-40 byla provedena při normálním chodu systému EGR, které bylo při tomto režimu zapnuto. Při vypnutém EGR ve stejném režimu počty částic u obou paliv poklesly, popsané vztahy však zůstávají zachovány i pro provoz bez EGR (Obr. 5-39 vlevo). Vliv EGR na počty částic pro obě paliva při režimu 1480 min^{-1} a 112 Nm lze posoudit srovnáním levých grafů Obr. 5-39 a 5-40.

Postupný nárůst emisí částic při provozu na rostlinný olej při 1480 min^{-1} a 112 Nm byl téměř shodný nezávisle na tom, zda tomuto režimu předcházel stejný režim (1480 min^{-1} a 112 Nm) na naftu, nebo zda předcházel režim vyššího zatížení (1480 min^{-1} a 225 Nm) na rostlinný olej. Toto je patrné z pravého grafu na Obr. 5-40. Toto pozorování je důležité z hlediska dynamiky emisí částic a bude rozvinuto v diskuzi.

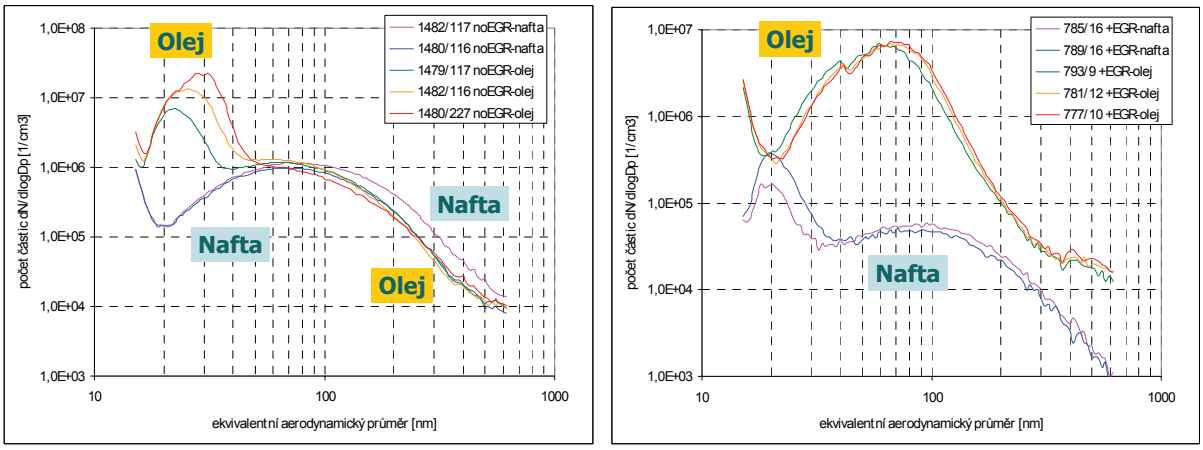
Při volnoběhu, zobrazeném na pravém grafu na Obr. 5-39 vpravo, byly koncentrace částic při provozu na rostlinný olej výrazně vyšší než při provozu na naftu, a to v kategoriích od 50 do 90 nm až o dva řády. Podle celkového počtu částic jsou nejvíce zastoupené částice o velikosti 60-70 nm, oproti 100 nm při provozu na naftu. Tento nárůst koncentrace přibližně odpovídá nárůstu celkové hmotnosti částic měřené gravimetrickou metodou přibližně o řád a zjištěnému posunu směrem k menším částicím (částice o velikosti 100 nm má 4.6krát větší objem než částice o velikosti 60 nm).

Při volnoběhu byly též vyšší emise HC a CO (viz. obr. 5-25 a 5-26), a též pozdější počátek a pomalejší rychlost hoření (viz. obr. 5-7 a také obr. 5-17, 5-18 a 5-19).

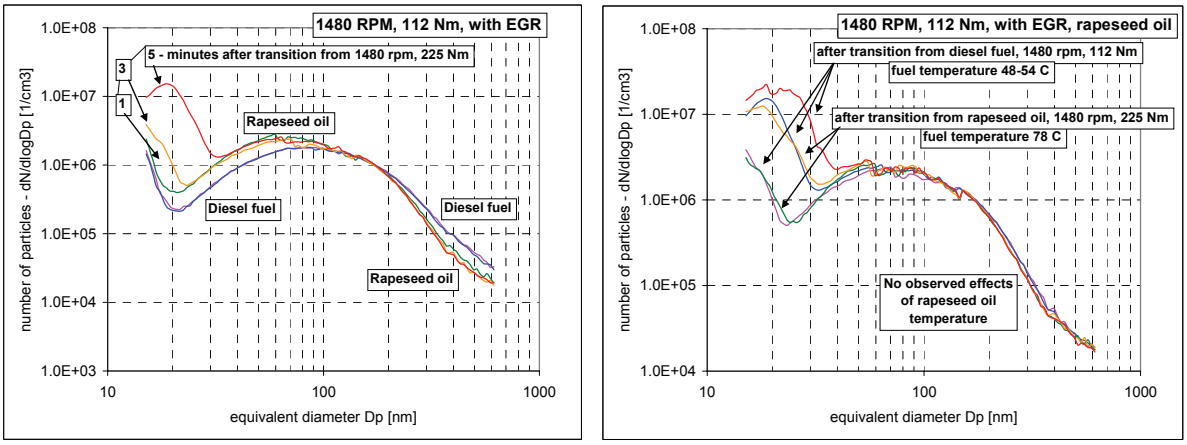
Podrobnější analýza provozu na volnoběh je ponechána do kapitoly diskuze.



Obr. 5-38: Velikostní spektra pevných částic při 1480 min^{-1} při plném (vlevo) a polovičním (vpravo) zatížení při provozu na ohřátý rostlinný olej a na naftu.



Obr. 5-39: Velikostní spektra pevných částic při 1480 min^{-1} při čtvrtinovém zatížení (vlevo) a při volnoběhu (vpravo) při provozu na ohřátý rostlinný olej a na naftu.

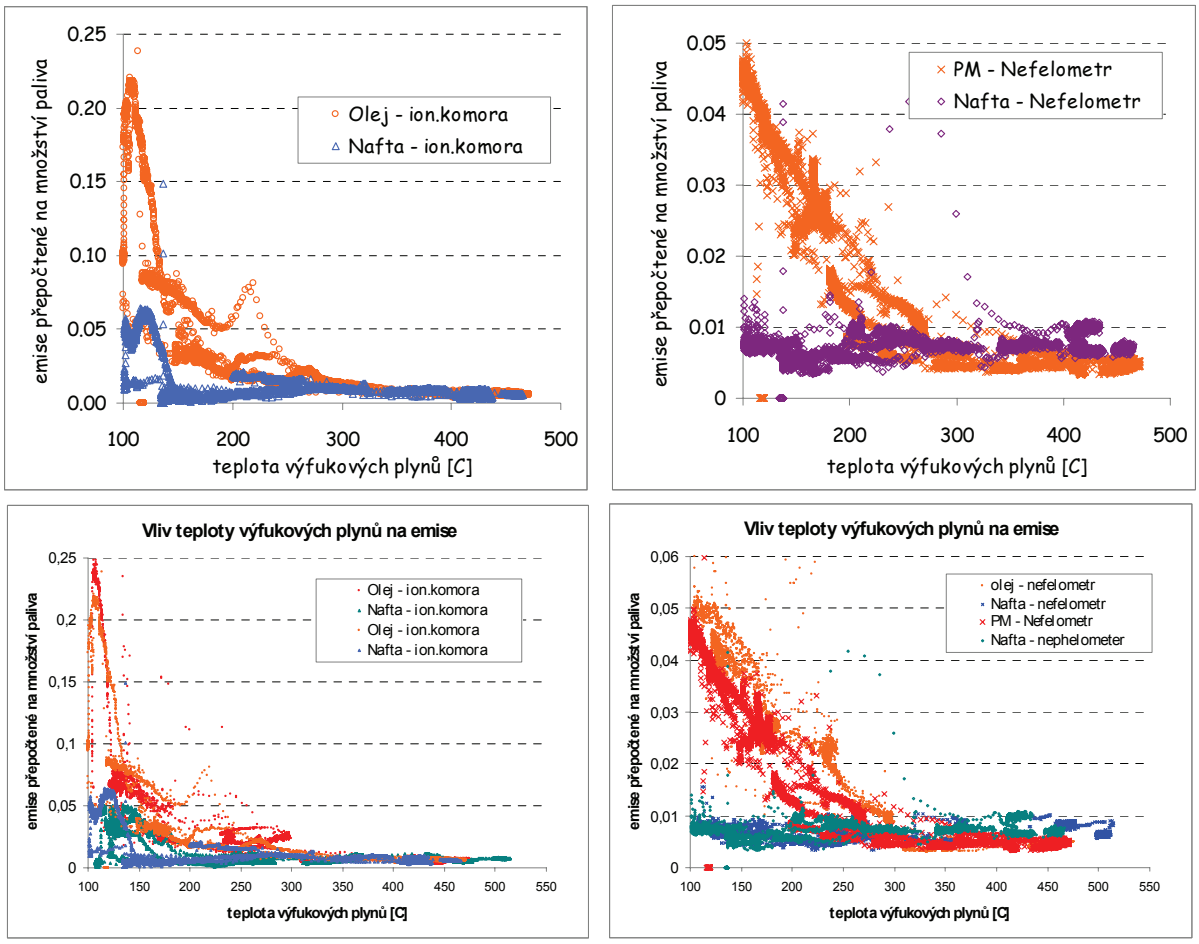


Obr. 5-40: Velikostní spektra pevných částic při 1480 min^{-1}, 112 Nm s EGR po přechodu z 1480 min^{-1} a 225 Nm (vlevo) při provozu na ohřátý rostlinný olej a na naftu. Téměř identické dynamické změny ve velikostním spektru při spalování rostlinného oleje byly pozorovány i po přechodu z nafty na rostlinný olej při stejném režimu (vpravo). Nebyla zjištěna významná role teploty paliva (vpravo).

5.12. Korelace mezi emisemi částic a provozními podmínkami

Dosavadní výsledky přinesly poznání o bifurkaci (rozdvojení) vývoje průběhu spalování a emisí při provozu motoru na rostlinný olej - při nízkých otáčkách a zatíženích je tento vývoj relativně nepříznivý, při vyšších otáčkách a zatíženích příznivý. Byla proto vyvinuta snaha popsat oblast režimů relativně nepříznivou pro spalování rostlinných olejů pomocí veličin, které lze měřit v terénu jednoduchými, nenáročnými metodami. Pro tyto účely byly zjišťovány korelace pomocí jednoduchých analýz využívající funkce tabulkového procesoru, pomocí pokročilých statistických metod, i pomocí kvalifikovaného úsudku. Byl zjištěn poměrně silný, nelineární vztah mezi teplotami výfukových plynů a relativními koncentracemi částic ve výfukových plynech, a to pro měření nefelometrem i pro měření ionizační komorou, a pro měření teplot výfukových plynů ve výfukovém potrubí i za turbodmychadlem. Tento vztah je zobrazen na Obr. 5-41, přičemž levý graf je pro měření ionizační komorou, pravý graf pro měření nefelometrem. Kombinace teploty výfukových plynů (vodorovná osa) a relativní koncentrace částic ve výfukových plynech (svislá osa) jsou vyneseny oranžově a červeně pro provoz na rostlinný olej, a modře a zeleně pro provoz na naftu.

Z grafů je patrné, že koncentrace částic jsou poměrně ustálené při teplotách výfukových plynů nad 300 °C. Pod touto mezí narůstají se snižující se teplotou výfukových plynů, a to více při provozu na rostlinný olej než při provozu na naftu. Zmíněný nárůst je dále více patrný u měření ionizační komorou než nefelometrem, z čehož lze usoudit na nárůst především koncentrací menších částic.



Obr. 5-41: Vztah mezi koncentracemi částic (svislá osa) naměřenými ionizační komorou (horní graf) a nefelometrem (dolní graf) a teplotami výfukových plynů (vodorovné osy) při provozu na rostlinný olej (oranžové a červené odstíny) a na naftu (modré odstíny).

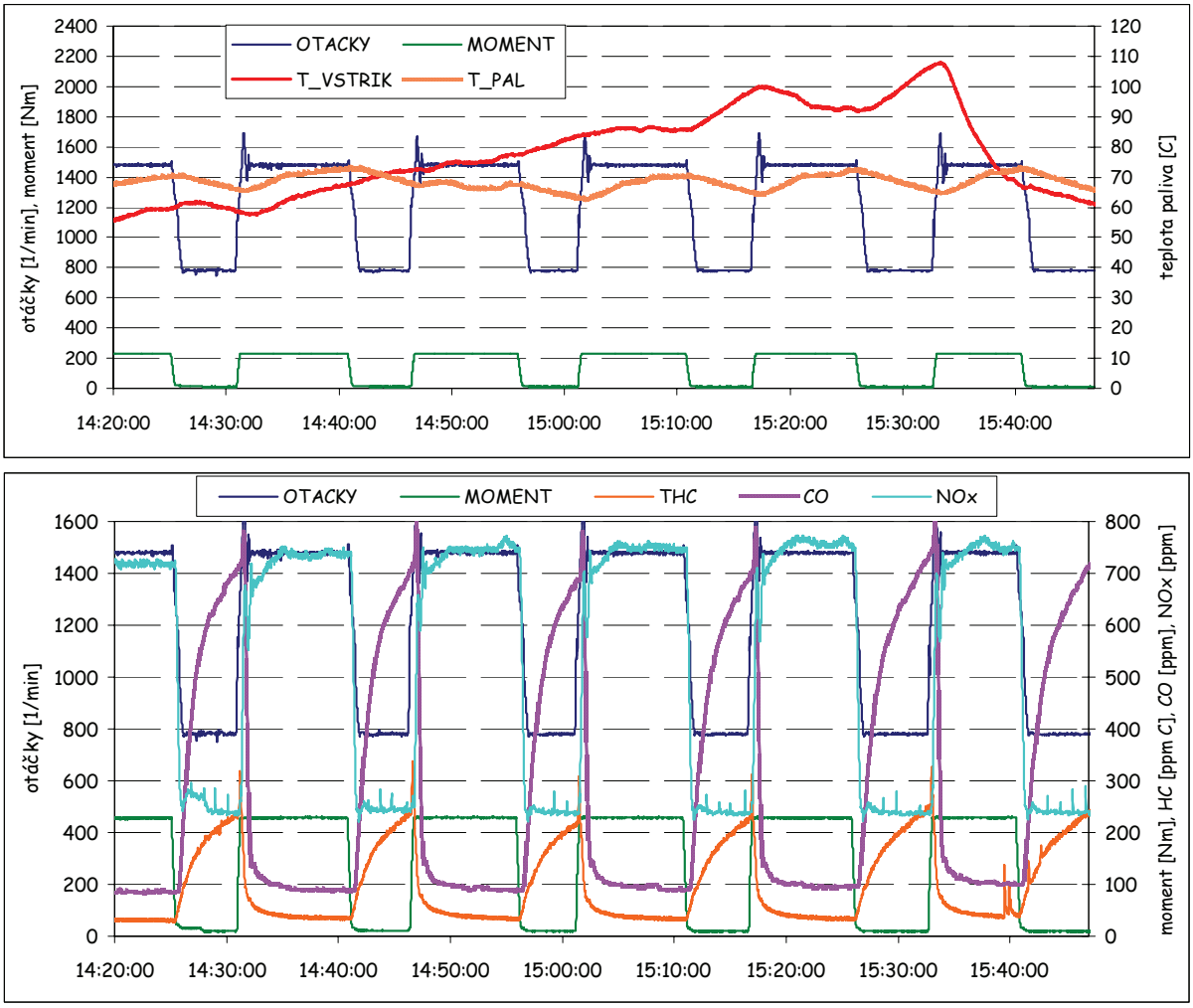
5.13. Vliv teploty paliva na emise

Za účelem zjištění, nakolik je nepříznivý průběh spalování při volnoběhu ovlivněn ochlazováním paliva ve vstřikovacím potrubí, byly na vstřikovací potrubí instalovány elektrické topné kabely. Ty byly napájeny stejnosměrným napětím 12-24 V. Motor byl zahřát na provozní teplotu a poté byl střídavě provozován 10 minut při 1480 1/min a 225 Nm a 5 minut při volnoběhu. Na grafu na obr. 5-42 je zobrazeno šest takových cyklů.

Při prvním cyklu bylo vyhřívání vypnuto, při druhém až pátém cyklu byly topné kabely napájeny postupně zvyšujícím se napětím (celkové příkony cca 50, 100, 150 a 200 W), při šestém cyklu bylo vyhřívání opět vypnuto.

Teploty paliva na vstupu do vstřikovacího čerpadla (T_PAL) a na vstupu do vstřikovače (T_VSTRIK) jsou vyneseny na horním grafu na obr. 5-42. Na dolním grafu na obr. 5-42 jsou vyneseny naměřené koncentrace HC, CO a NO_x. Protože lze rozumně předpokládat, že hmotnostní toky výfukových plynů byly pro všechny cykly shodné, tyto naměřené koncentrace jsou i úměrné hmotnostnímu toku emisí.

Z grafů je patrné, že dohříváním paliva ve vstřikovacím potrubí nebylo dosaženo výrazného snížení emisí.



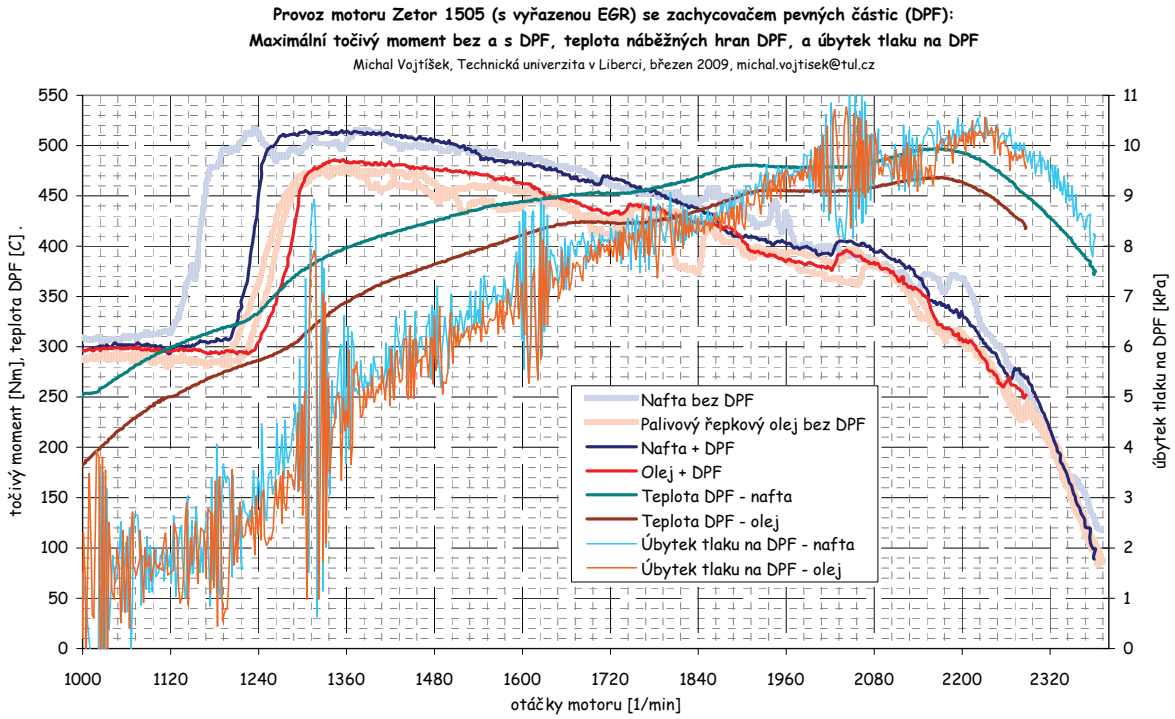
Obr. 5-42: Vliv vyhřívání vstřikovacího potrubí na teplotu paliva na vstupu do vstřikovače (horní graf) a na výfukové emise (dolní graf).

5.14. Provoz ze zachycovačem pevných částic

Zachycovače (filtry) pevných částic se zpravidla sestávají ze substrátu s kanálky, které jsou střídavě uzavřené na jedné, nebo na druhé straně ve formě šachovnice. Výfukové plyny tečou kanálky které jsou otevřené do vstupního prostoru filtru, a procházejí porézní membránou tvořící stěny kanálku do jednoho ze sousedních kanálků, které jsou otevřené do výstupního prostoru filtru. Na porézních stěnách se zachytí velká část pevných částic. Většina těchto částic se průběžně nebo periodicky spaluje (hovoří se o regeneraci filtru). Regenerace filtru probíhá při teplotách nad cca 600 °C, při použití vhodného katalyzátoru je tato teplota nižší (zpravidla kolem 300-400 °C podle použitého katalyzátoru). Jako katalyzátor může sloužit vrstva nanesená na substrátu (platina, rhodium a další vzácné kovy), oxidy kovů vzniklé přidáním organokovových sloučenin do paliva (využívá se železo a cer, v menší míře platina), nebo oxid dusičitý vznikající z oxidu dusnatého emitovaného motorem v předřazeném silně dopovaném oxidačním katalyzátoru. Vysokých teplot se dosáhne samovolně během provozu při vyšších otáčkách a zatíženích, nebo řízeně vyhříváním filtru například palivem nebo elekrickým topným tělesem. Nespalitelné částice (otěrové kovy z ložisek, pístních kroužků, stěn válců apod., sloučeniny kovů a minerály z nasávaného vzduchu, paliva a mazacího oleje) musí být pravidelně (zpravidla po řádově tisících motohodin) mechanicky odstraněny. V zahraniční literatuře se užívá zkratky DPF (Diesel particulate filter), méně hojně DPT (Diesel particulate trap).

Pro tento motor byl vybrán ekonomický pasivní filtr bez katalytického povrchu a bez možnosti řízené regerace. (Filtr byl zapůjčen od firmy Huss, Německo.) Pro usnadnění regenerace byl do paliva přidáván katalyzátor Satacen (Innospec, Anglie), obsahující 5% (hmot.) železa, v dávkování 0.1% (hmot.), což odpovídá 50 mg Fe na 1 kg paliva, při emisích PM cca 0.3 g/kWh a měrné spotřebě 220-250 g/kWh pak cca 40 mg Fe na 1 g částic.

Výkon motoru bez a s instalovaným DPF, teploty výfukových plynů na náběžné hraně DPF, a úbytek tlaku na DPF (navýšení protitlaku ve výfukovém potrubí vlivem instalace DPF) jsou vyneseny pro režim vnější otáčkové charakteristiky na obr. 5-43.



Obr. 5-43: Provoz s DPF při vnější otáčkové charakteristice na naftu a palivový řepkový olej: Maximální točivý moment bez a s DPF, teploty výfukových plynů, úbytek tlaku na DPF

Z obr. 5-43 je patrné, že instalací DPF se snížil maximální točivý moment v nízkých otáčkách, a to zejména při provozu na naftu. Při otáčkách 1300 min^{-1} a vyšších byly pak maximální točivé momenty srovnatelné pro provoz bez a s DPF.

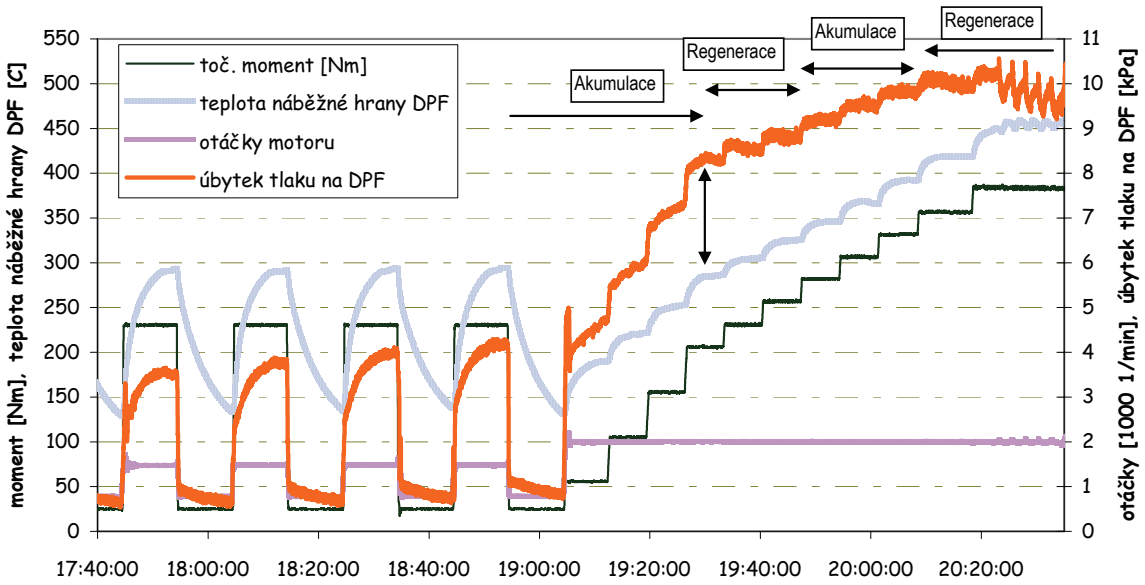
Z obr. 5-43 je rovněž patrný rozdíl mezi teplotami výfukových plynů, které jsou při provozu na rostlinný olej při maximálním zatížení o 25-50 °C nižší než při provozu na naftu při maximálním zatížení (které je vyšší než maximální zatížení při provozu na rostlinný olej).

Jedním z klíčových parametrů instalace DPF je teplota rovnovážného bodu (BPT, Balance point temperature). Jako rovnovážný bod je při daných otáčkách považován režim, při kterém v setrvalém stavu úbytek tlaku na DPF ani neklesá, ani nestoupá. Úbytek tlaku na DPF je funkcí konstrukce a vlastností filtru, objemového toku výfukových plynů (ten závisí na hmotnostním toku a teplotě výfukových plynů), a množství nashromážděných zachycených částic (mírou zanesení). Lze tudíž předpokládat, že v rovnovážném bodu je rychlost regenerace filtru shodná s rychlostí akumulace právě emitovaných částic. Při vyšších teplotách je rychlost regenerace vyšší a hovoří se o regeneraci filtru. Při nžších teplotách je rychlost regenerace nižší a akumulovaných částic přibývá.

Teplota rovnovážného bodu byla nalezena tak, že byl DPF provozem na malé zatížení zanesen, a poté byl při otáčkách 2000 min^{-1} (při těchto otáčkách lze dosáhnout nejvyšší teploty výfukových plynů, viz. obr. 5-43) byl skokově zvyšován točivý moment a sledován průběh úbytku tlaku na filtru a teplota výfukových plynů na vstupu (náběžné hraně kanálků) do DPF.

Výsledky těchto zdlouhavých měření (akumulace dostatečného množství částic na filtru je otázkou řádově hodin, například při 2000 min^{-1} a 50 Nm, emisích částic 0.1 g/kWh a požadované akumulaci 5 g je třeba cca 5 hodin provozu) jsou podrobně publikovány ve [Vojtíšek-Lom 2009-ETH], a udávají teplotu rovnovážného bodu mírně nad 400 °C jak při provozu na naftu, tak při provozu na rostlinný olej při akumulaci v režimu 2000 min^{-1} a 50 Nm.

Při akumulaci při velmi malém zatížení (volnoběh střídaný s nižším až středním zatížení) však byla při provozu na rostlinný olej pozorována anomálie, kdy při teplotách 280-290 °C dochází k regeneraci, tato regenerace je však pouze částečná, po jejím proběhnutí převládá akumulace, a k další regeneraci dochází teprve při dosažení teplot nad 400 °C. Průběhy otáček, točivého momentu, teploty náběžné hrany DPF a úbytku tlaku na DPF jsou vyneseny na obr. 5-44.



Obr. 5-44: Zanášení a regenerace DPF při provozu na rostlinný olej

Při této zkoušce byl DPF zanesen střídavým provozem na volnoběh a 1480 min^{-1} a 225 Nm, vždy po 10 minutách, poté byla odpojena recirkulace výfukových plynů (z důvodu zamezení velkých skokových změn v teplotě výfukových plynů vlivem cyklování ventilu recirkulace při navyšování momentu) a při 2000 min^{-1} byl skokově navyšován točivý moment.

Po sérii zkoušek byl filtr vyčištěn (byly odstraněny nespálené částice), přičemž byl několikrát před a po vyčištění zvážen. Úbytek hmotnosti vlivem vyčištění odpovídal množství oxidů železnatého a železitého vzniklých spálením katalyzátoru přidaného do paliva.

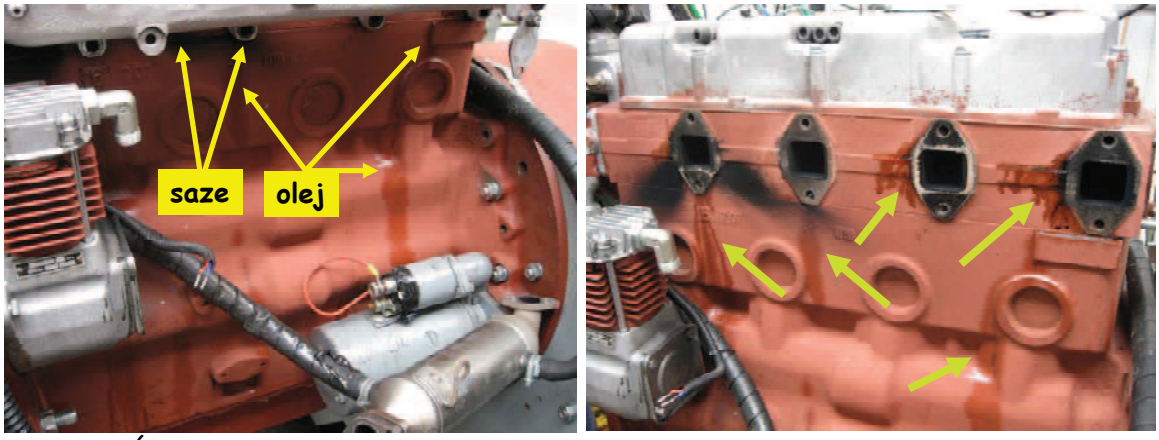
5.15. Tvorba úsad v motoru

Při provozu motoru bylo pozorováno povolování šroubů výfukové příruby, a to již od záběhu na naftu. Vzniklými netěsnostmi unikalo malé množství výfukových plynů, které nanášely saze na vnější povrch hlavy a bloku motoru. Po několika sériích dlouhodobého provozu (desítky minut) při velmi nízkých zatíženích na rostlinný olej byly pozorovány i úniky kapaliny, která byla klasifikována jako rostlinný olej. Ty jsou zachyceny na fotografiích na obr. 5-45. Po cca 100 hodinách provozu na RO (celkem necelých 250 motohodinách, včetně šedesátihodinového záběhu na naftu) byl proto motor rozebrán za účelem zjištění míry úsad.

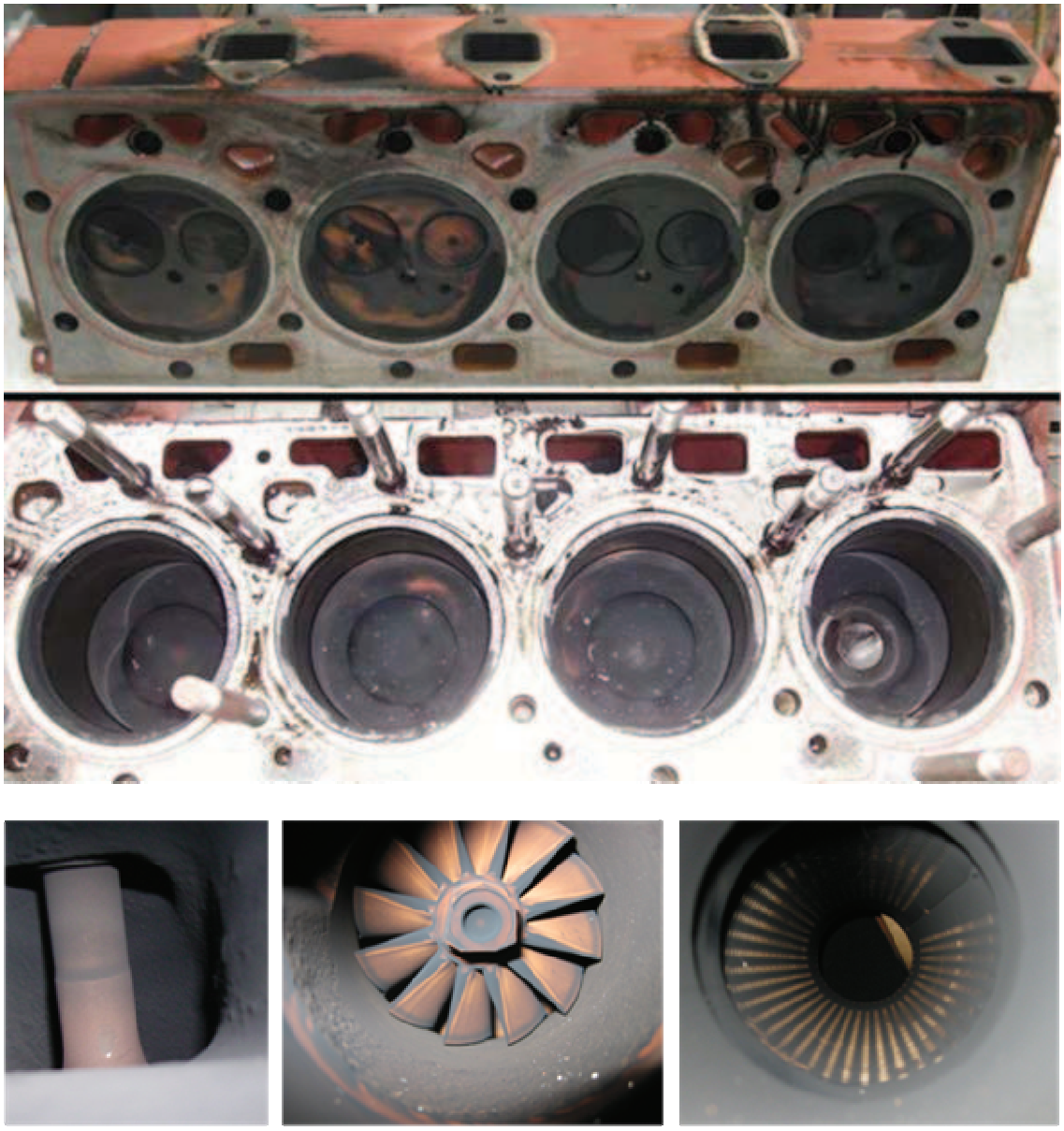
Většina vnitřních povrchů spalovacího prostoru (koruny pístů, hlava válců, čela ventilů) a výfukového potrubí a systému (dřík výfukového ventilu, výfuková příruba, ventil recirkulace výfukových plynů a vedené recirkulovaných výfukových plynů do sání, lopatky turbíny, vstupní a výstupní trubice tlumiče výfuku, vstup do zachycovače částic) byly pokryty tenkou, snadno odstranitelnou vrstvou sazí. Tato vrstva byla suchá, snadno odstranitelná suchým hadříkem, aniž by se rozmazávala nebo ulpívala na povrchu. V některých případech (dřík výfukového ventilu, lopatky turbíny) byla vrstva sazí minimální a v usazeninách byly jasně vidět červenohnědé oxidy železa vzniklé spálením katalyzátoru přidaného do paliva za účelem regenerace zachycovače částic. To je vidět na fotografiích na obr. 5-46 (hlava válců a blok motoru, turbína a výfukové potrubí) a obr. 5-47 (systém recirkulace výfukových plynů).

Žhavicí svíčky a adaptéry pro montáž snímačů indikovaného tlaku nahrazující žhavicí svíčky v prvním a druhém válci byly též pokryty slabou vrstvou oxidů železa a sazí (obr. 5-48).

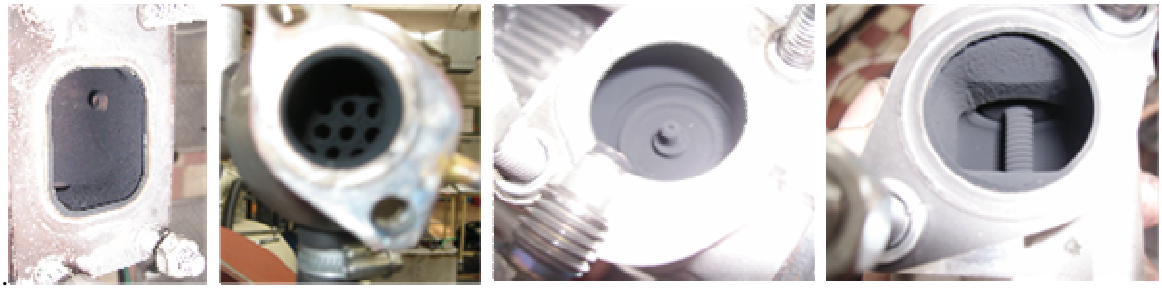
Konce vstřikovačů byly pokryty v místě, kde jsou zasazeny do kanálku v hlavě válců, olejovitou krustou, přecházející do čela vstřikovačů, která byla odstraněna mechanicky. Tato krusta byla utvořena i v kanálku v hlavě válců a její šířka odpovídala mezeře mezi stěnami kanálku a válcovitou plochou vstřikovací trysky (obr. 5-48). Na čele vstřikovačů byl tenký nános olejovitých sazí, který byl celistvý a byl odstranitelný relativně obtížně.



Obr. 5-45: Únik sazí a kapalné látky (pravděpodobně rostlinného oleje) netěsnostmi mezi hlavou válců a výfukovou přírubou.



Obr. 5-46: Pohled na demontovaný motor: Hlava válců, písty, dřík výfukového ventilu, výfukové potrubí, lopatky turbíny, tlumič výfuku jsou pokryty tenkou vrstvou snadno odstranitelných sazí a oxidů železa. (Obr. 5-46 až 5-49: Foto autor a Martin Pechout)

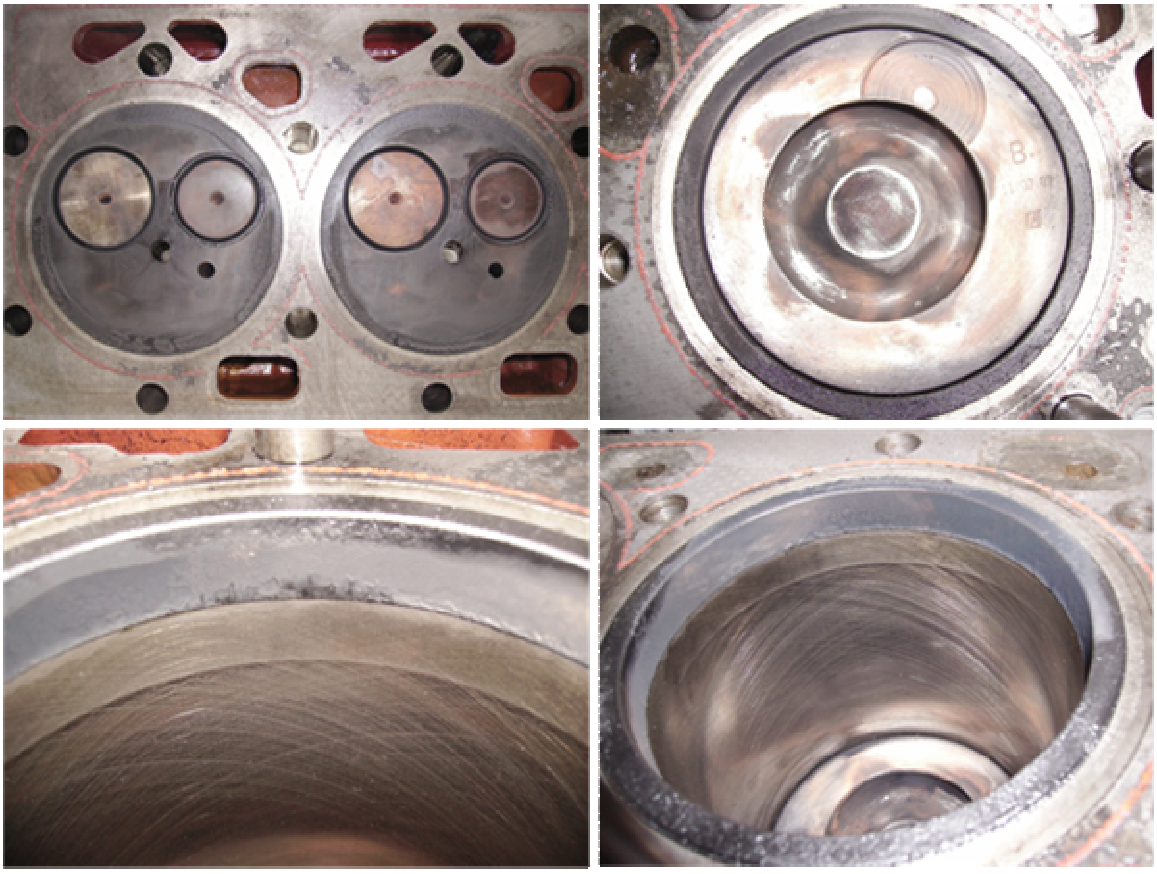


Obr. 5-47: Pohled na demontovaný motor – systém rerickulace výfukových plynů: Výfukové potrubí, výstup z chladiče recirkulovaných plynů, ventil EGR.

Obr. 5-48: Pohled na demontovaný motor – žhavicí svíčky, resp. adaptéry pro měření indikovaných tlaků, a vstřikovače.

Po setření suchým hadříkem nebyly již žádné úsady na hlavě válců a korunách pístů patrné (obr. 5-49). Povrch stěny válců byl nad polohou prvního pístního kroužku v horní úvrati pokryt tenkou souvislou vrstvou úsad, zbylá část povrchu stěn válců stíraná pístními kroužky byla čistá, s patrným rýhováním po originálním honování, bez známek jakéhokoli abrazivního působení (obr. 5-49).

Na pístu čtvrtého válce byly patrné stopy po opakované kolizi s výfukovým ventilem (obr. 5-49). Výfukový ventil ale nikterak poškozen nebyl, ani na něm nebyly patrné stopy po kolizi, ani nerovnosti patrné na pístu. Motor při zkoušce nebyl provozován na vyšší než přeběhové otáčky, ostatně tyto byly regulovány vstřikovacím čerpadlem a tato funkce byla před zkouškami ověřena, a použitý dynamometr nedovoloval přenos momentu směrem k motoru (pohon motoru dynamometrem).



Obr. 5-49: Povrch hlavy válců a koruny pístu po setření suchým hadříkem; povrch stěny válce, úsady na stěně válce nad polohou vrchního pístního kroužku.

5.16. Další zkoušky na motoru Zetor

Další zkoušky které proběhly na motoru Zetor ještě před popsaným rozebráním motoru, a jejichž podrobný popis je nad rámec této práce, spočívaly ve škrcení nasávaného vzduchu klapkou, porovnávání vlivu rerickulace výfukových plynů za účelem její optimalizace, a přívod malého množství vodíku do nasávaného vzduchu za účelem zlepšení spalování při nízkých zatíženích.

Výsledky z posledně zmíněné série zkoušek (dopování nasávaného vzduchu vodíkem) poukazují na výrazné snížení emisí a jsou podrobně popsány v připravované publikaci [Vojtíšek-Lom 2009-SAE].

6. Měření na automobilech

Tato kapitola přináší souhrnné poznatky z měření emisí na silničních vozidlech provozovaných na rostlinný olej. Detailní popis těchto měření je uveden v příloze C.

Pro měření za provozu bylo použito přenosného zařízení pro měření emisí vyvinutého autorem. Toto zařízení je popsáno ve [Vojtíšek-Lom 1998, Vojtíšek-Lom 2001, Vojtíšek-Lom 2004 a Vojtíšek 2009]. Ověření zařízení a výsledky porovnávacích měření při souběžném měření klasickými laboratorní aparaturami na válcové nebo motorové brzdě jsou popsány ve [Vojtíšek-Lom 2001, Vojtíšek 2009].

Osobní automobil **Volkswagen Golf, r.v. 2002**, s motorem 1,9 TDI, byl zkoušen na válcové brzdě podle jízdních cyklů IM240, LA505 (oba cykly kombinují městský a příměstský provoz) a HWFET (mimoměstský cyklus). na válcové vozidlové brzdě vykázala, oproti naftě, při provozu na metylester sojového oleje. Vůz byl provozován na běžnou silniční naftu, na čistý metylester sojového oleje, a na recyklovaný fritovací olej ohřátý na 50-60 °C na vstupu do vstřikovacího čerpadla.. Souhrnné výsledky testů jsou v Tabulce 6-1.

Z výsledků je patrné snížení všech regulovaných emisí při provozu na metylester, zejména snížení emisí PM o 70-75%. Dále je patrné snížení emisí NOx a zvýšení emisí HC a CO, vše o jednotky až nižší desítky procent, při provozu na fritovací olej. Emise částic při provozu na fritovací olej závisí na jízdním cyklu – při cyklech simulujících městský a příměstský provoz byly rozdíly zanedbatelné, při mimoměstském cyklu byly emise PM o třetinu nižší v porovnání s naftou.

Tabulka 6-1: Souhrnné výsledky emisních měření na automobilu VW Golf: Porovnání emisí při provozu na čistý metylester sojového oleje a na ohřátý fritovací olej vzhledem k emisím při provozu na naftu.

Palivo a cyklus	emise v g/km				
	NOx	HC	CO	CO2	PM
Fritovací olej vs. nafta					
IM240	- 26%	+ 38%	+ 63%	+ 0%	+ 4%
LA505	- 27%	+ 8%	+ 21%	- 4%	- 7%
HWFET	- 26%	+ 17%	+ 4%	- 4%	- 35%
Bionafta vs. nafta					
IM240	- 6%	- 60%	- 14%	- 4%	- 70%
LA505	- 6%	- 63%	- 24%	- 9%	- 73%
HWFET	- 3%	- 36%	- 3%	- 2%	- 73%

Měření na dodávkovém automobilu **Volkswagen Transporter, r.v. 1981**, s nepřeplňovaným motorem s nepřímým vstřikem VW 1,9 za reálného provozu v řídce obydleném regionu (převážně jízda mimo město po menších místních silnicích) vykazují při provozu na recyklovaný fritovací olej ohřátý na 50-60 °C snížení CO o 22-29% a PM o 37-41% oproti naftě, a nevýznamný vliv na emise NO_x. (Emise HC nebyly měřeny.)

Další měření byla provedena v reálném provozu ve velkoměstě (kombinace město a dálnice procházející městem) na osobním automobilu **Volkswagen Golf, r.v. 2003**, přeplňovaný motor 1.9 TDI s přímým vstřikem, v době testu najeto 11 300 mil (18 200 km), na který byla okamžitě po zakoupení instalována přestavbová sada Greasecar, a který byl provozován na použitý fritovací

olej získaný z místních restaurací, se startem a ohřevem motoru na čistou (100%) bionaftu. Dotankováním nafty bylo docíleno směsného paliva cca 20% bionafty a 80% motorové nafty. Vozidlo bylo na stejné trase provozováno na tuto směsnou naftu, na recyklovaný fritovací olej, a na (nerecyklovaný) sojový olej. Oba rostlinné oleje byly ohřáty na 50-60 °C na vstupu do vstřikovacího čerpadla. Tyto rostlinné oleje vykázaly, ve srovnání se směsnou naftou, snížení NO_x o 28 a 29%, HC o 42 a 48%, a CO o 64 a 44%. Vliv na emise PM byl nejednoznačný (snížení o 12% až zvýšení o 32%, s nízkou opakovatelností mezi cykly). (Výše uvedená měření byla popsána ve [Vojtíšek-Lom 2004].)

Osobní automobil **VW Golf, r.v. 2001**, s přeplňovaným motorem 1,9 TDI, byl provozován na motorovou naftu a na použitý fritovací olej ohřátý na 50-60 °C na vstupu do vstřikovacího čerpadla, na 20.9 km dlouhé trase vedoucí městskou aglomerací, po dálnici, příměstskými oblastmi a středem menšího města. Trasa byla projeta třikrát na každé palivo. Emise byly souběžně měřeny před a za oxidačním katalyzátorem. (Tato metodika a její ověření byly popsány ve [Vojtíšek-Lom 2007-ETH].)

Při provozu na recyklovaný fritovací olej se, oproti naftě, zvýšily emise HC o 29%, emise CO o 41%, a PM o 18% a snížily emise NO_x o 15%, vše za katalyzátorem. Účinnost katalyzátoru byla cca 50% pro HC a cca 90% pro CO pro obě paliva, účinnost pro PM byla cca 14% při provozu na naftu a cca 22% při provozu na fritovací olej.

Druhý automobil **VW Golf, r.v. 2001**, s přeplňovaným motorem 1,9 TDI, provozovaný stejným způsobem na stejné trase, vykázal snížení emisí CO o 43%, snížení emisí NO_x o 13%, a zvýšení emisí HC o 14% a částic o 8%, vše za katalyzátorem.

Účinnost oxidačního katalyzátoru byla vyšší při provozu na fritovací olej: 29% pro HC (vs. 17% na naftu), 95% pro CO (vs. 87%) a 25% pro PM (vs. 21%). Oxidační katalyzátor též zvýšil emise NO_x o 10% (vs. o 1% na naftu).

Podrobným rozborem průběhu emisí částic bylo zjištěno, že průměrné hodnoty okamžitých jsou vyšší než střední hodnoty, a že k celkovým emisím nepoměrnou měrou přispívají krátké epizody s poměrně vysokými (řádově vyššími oproti střední hodnotě) emisemi PM.

Při provozu na fritovací olej byly nejvyšší koncentrace PM při volnoběhu, zvláště po delším (desítky sekund až minuty) provozu na volnoběh. Při nízkých zatíženích byly emise PM vyšší než na naftu, zatímco při vyšších zatíženích motoru byly emise PM nižší oproti provozu na naftu. (Výsledky těchto měření byly popsány ve [Vojtíšek-Lom 2007-ETH] a [Vojtíšek-Lom 2007-SAE]).

Dalším měřeným automobilem byl **lehký nákladní automobil Ford F-350** s přeplňovaným vidlicovým osmiválcem Ford Powerstoke o objemu 7.3 litru a maximálním výkonu 145 kW s přímým vstřikem mechanickými jednotkovými vstřikovači, testovaný na válcové brzdě. Tento automobil byl provozován na motorovou naftu, na čistou komerční bionaftu (metylestery nezjištěné směsi rostlinných olejů), a na recyklovaný fritovací olej. Pro tento vůz byly vybrány zkušební cykly LA92 (městský a příměstský cyklus), HWFE (mimoměstský cyklus), NYCC (střed města s dopravní zácpou, velmi pomalý, nicméně agresivní cyklus) a USO6 (agresivní, velmi rychlý mimoměstský / dálniční cyklus).

Souhrnné výsledky jsou uvedeny v Tabulce 6-2 a vykazují snížení emisí HC a PM (kromě cyklu NYCC kdy byly PM vyšší), zvýšení emisí CO a mírné, nevýznamné snížení NO_x.

Měření neregulovaných emisí provedená spektrometrem FTIR vykazují při provozu na fritovací olej vyšší emise etylenu, formaldehydu, N_2O a NO_2 a nižší emise n-alkanů než při provozu na naftu. Tyto rozdíly byly zvláště patrné při cyklu NYCC a při pomalejších částech cyklu LA 92. Emise acetaldehydu, 1,3-butadienu, akroleinu a aromatických látek byly pod detekčním limitem analyzátoru (cca 1 ppm). (Měření na nákladním automobilu Ford byly popsány ve [Vojtíšek-Lom 2007-SAE].)

Tabulka 6-2: Souhrnné výsledky emisních měření na lehkém nákladním automobilu Ford F-350: Porovnání emisí při provozu na čistý metylester sojového oleje a na ohřátý fritovací olej vzhledem k emisím při provozu na naftu. Průměrné hodnoty jsou uvedeny v gramech na míli.

B-100	***Cycle***	**HC**	**CO**	**NOx**	**CO2**	**PM**
vs.	*LA92*	- 43%	- 10%	- 7%	- 13%	- 34%
nafta	*HWFE*	***- 57%***	***- 9%***	+ 5%	- 9%	- 34%
	NYCC	***- 61%***	- 9%	+ 15%	- 2%	- 40%
	USO6	***- 53%***	***- 22%***	+ 6%	- 6%	- 20%

Frit.olej	***Cycle***	**HC**	**CO**	**NOx**	**CO2**	**PM**
vs.	*LA92*	- 14%	***+ 61%***	- 21%	- 12%	- 34%
nafta	*HWFE*	***- 35%***	***+ 42%***	- 6%	- 4%	***- 34%***
	NYCC	- 20%	***+ 162%***	- 8%	+ 2%	+ 30%
	USO6	- 30%	***+ 31%***	- 4%	- 5%	- 20%

Průměr	***Palivo***	**HC**	**CO**	**NOx**	**CO2**	**PM**
	Nafta	0.10	0.33	2.94	304	0.155
	Bionafta	0.05	0.29	3.00	277	0.106
	Frit. olej	0.07	0.53	2.64	285	0.106

B-100 vs. nafta	***- 50%***	***- 11%***	+ 2%	***- 9%***	***- 32%***
Frit.olej vs. nafta	- 25%	+ 60%	- 10%	- 6%	***- 32%***

Poznámka: *Orámované pole označuje statisticky významný rozdíl ($p < 0.05$)*

7. Diskuze

7.1. Chod motoru, spotřeba paliva, účinnost

Chod motoru na rostlinný olej byl kultivovaný, a nebyl rozeznatelný od provozu na naftu. Jedinou výjimkou byl start studeného motoru na studený rostlinný olej (cca 20°C) a prvních několik sekund chodu po tomto startu. Studený start na studený olej je však zásadně nedoporučován, odporuje zásadám vyplývajících ze stavu poznání, a byl proveden pouze za účelem měření. I tak ale připomínal rozběh motoru na naftu v zimních měsících.

Měrná spotřeba paliva byla při provozu na rostlinný olej u motoru Avia o 13% větší (obr. 4-7) a u motoru Zetor 15% větší (tab. 5-2) v porovnání s provozem na naftu při měření spotřeby paliva gravimetrickou metodou; při měření spotřeby paliva z celkových emisí uhlíku a předpokládaného hmotnostního zlomku uhlíku v palivu byla spotřeba na motoru Zetor o 15-19% vyšší, při velmi nízkých zatíženích pak o cca 20% vyšší (tab. 5-2). Na motoru Ford byly emise CO_2 o 6% nižší (tab. 6-2), což odpovídá, při obsahu uhlíku v rostlinném oleji o 12% nižší než při provozu na naftu, o cca 6% vyšší spotřebě paliva, obdobně u motorů Volkswagen byly emise CO_2 za katalyzátorem o 2% vyšší, což odpovídá o 14% vyšší spotřebě paliva.

Při uvážení rozdílu mezi výhřevnostmi paliva – nafta má o 15% vyšší výhřevnost na kg než řepkový olej – vychází účinnost mírně vyšší u motorů Avia, Ford a Volkswagen, a stejná nebo mírně nižší u motoru Zetor. Žádné z těchto měření však nebylo provedeno s tak nízkou nejistotou měření, aby bylo možné považovat jakýkoli z těchto rozdílů (jedná se o nízké jednotky procent) za statisticky významný.

Pro praktické použití má význam vliv na objemovou spotřebu. Hustota a tudíž i objemová výhřevnost rostlinného oleje závisí na teplotě, objemová výhřevnost je (viz. kap. 2.6.) o cca 4% nižší u studeného a o cca 7% nižší u ohřátého rostlinného oleje. Je tedy nutné uvážit, za jakých podmínek je palivo odměřováno.

V případě čerpání pohonných hmot lze předpokládat čerpání studeného rostlinného oleje, spotřeba kterého by pak byla teoreticky při srovnatelné účinnosti o 4% vyšší, a při vyšší celkové termální účinnosti motoru téměř srovnatelná s naftou.

Ve skutečnosti je však důležitější nikoliv absolutní spotřeba, ale cena paliva v přepočtu na odevzdaný výkon. Vzhledem k značné nestabilitě a nepředvídatelnosti cen ropy, a do menší míry i cen olejnatých plodin, na světových trzích však takové srovnání lze jen obtížně s rozumnou určitostí provést.

V případě objemového dávkování vstřikovacím čerpadlem je pak nutno uvažovat olej ohřátý, který má výhřevnost o 7% nižší. Teoreticky by pak výkon motoru byl o 7% nižší.

7.2. Výkon motoru

Dalším kritickým parametrem při provozu na rostlinný olej je výkon motoru. Rostlinný olej je dávkován objemově, je tudíž nutno srovnávat objemové výhřevnosti (v MJ/litr, BTU/gallon, apod.). Výhřevnost nafty je cca 42,5 MJ/kg, výhřevnost řepkového oleje cca 37 MJ/kg, tj. Cca o 13% nižší (neboli výhřevnost nafty je cca o 15% vyšší). Hustota nafty je cca 840 kg/m^3 při 15 °C, hustota řepkového oleje je cca 920 kg/m^3 při 20 °C a 890 kg/m^3 při 70 °C, tj. o 9.5%, resp. o 6% nižší. Nižší hmotnostní výhřevnost je kompenzována o vyšší hustotou, takže objemová výhřevnost je tedy jen o 4-5% nižší pro studený řepkový olej a o 7-8% nižší pro olej ohřátý na 70 °C. Ve skutečnosti je tento rozdíl pravděpodobně nižší, protože nafta má zpravidla vyšší teplotu. Při stejné objemové dávce paliva by měl tedy motor při provozu na ohřátý rostlinný olej o cca 7-8% nižší výkon než při provozu na naftu.

Ve skutečnosti však objemové dávky paliva nemusí být stejné. Vyšší viskozita rostlinného oleje může vést k nižším ztrátám v dávkovací komoře (průsak zpět do nízkotlaké části vstřikovacího systému), a tím i k navýšení dávky (motor Avia, dále [Hlavenka 2008, Labeckas 2002]).

S rostoucí teplotou oleje hustota oleje klesá, a tím se zvyšuje i rozdíl v objemové výhřevnosti. Zároveň klesá i viskozita, čímž se zvyšují ztráty. Teoreticky je tedy výhodné při provozu na plné zatížení ohřívat olej na co nejmenší teplotu. Významným omezením je však zvýšené namáhání pohonu vstřikovacího čerpadla z důvodu vyšších vstřikovacích tlaků, a obtížná rychlá regulace teploty paliva při přechodech mezi nízkými a vysokými zatíženími typickými pro vozidlové motory, zejména u silničních vozidel, a pro mobilní stroje.

U systémů CommonRail je vstřikovací tlak dán tlakem v zásobníku. Při provozu na rostlinný olej pak může dojít, při zachování vstřikovacího tlaku a dávkování nikoli objemově, ale délkou otevření vstřikovače, k významnému snížení dávky paliva, a tím i snížení výkonu. To je často kompenzováno „úpravami" snímače teploty paliva, který teoreticky vykazuje takovou teplotu, při jaké má nafta viskozitu odpovídající viskozitě rostlinného oleje. Praktická provedení se mohou lišit, ve zjednodušené verzi může být signál například zafixován na velmi nízké hodnotě. Upravit lze též výstup snímače tlaku paliva, teoreticky tak, aby vykazoval takový tlak, aby prodloužení vstřiku (na základě mylné informace řídící jednotky motoru o nižším tlaku) vedlo ke stejné dávce paliva, kterou by motor dostal při provozu na naftu. Praktická provedení se opět mohou lišit. Bohužel podobných opatření se zneužívá při „tuningu" automobilových motorů ke zvyšování výkonu navyšováním dávky nafty, čímž vzrůstá namáhání motoru a zejména emise. Proto jsou takové modifikace v mnoha zemích zakázány, a modernější motory jsou proti takovýmto modifikacím různými způsoby chráněny.

U přeplňovaných motorů s korekcí dávky na tlak v sacím potrubí může nižší výkon vést k nižšímu plnicímu tlaku dmychadla. K tomu přispívají i nižší teploty výfukových plynů při provozu na rostlinný olej (měření na motoru Zetor, obr. 5-5, 5-14 a příloha B). Nižší plnicí tlak dmychadla vede k omezení dávky, což vede k dalšímu omezení plnicího tlaku, to vede k dalšímu omezení dávky, až pokračováním po této spirále dojde k významnému propadu výkonu, případně při navyšování výkonu dojde k dosažení významně nižší hodnoty.

Výkon motoru může samozřejmě snížit i nezvládnuté provedení různopalivového systému, kdy při nedostatečném vyhřívání nádrže, přívodního potrubí a filtrů, nedostatečné kapacitě filtrů, nedostatečném průřezu ventilů, nedostatečném tlaku nebo kapacitě podávacího čerpadla, dojde ke snížení průtoku paliva do vstřikovacího systému. Ke snížení průtoku paliva může dojít i v důsledku použití nekvalitního paliva nebo zanedbání údržby, vlivem ucpání filtrů, ztuhnutí paliva v nevyhřívané části systému, zanesení nečistot do podávacího čerpadla nebo ventilů, případně zanesení vstřikovacího čerpadla.

Nezvládnuté provedení různopalivového systému a neodborné praktiky (v krajním případě nalévání olejů do stávající nádrže vozidla bez jakýchkoli úprav), použití nekvalitního paliva s nežádoucími příměsemi (levné stolní oleje, použité fritovací oleje), zanedbávání údržby, a nedodržování zásady odstavení, startu a ohřátí motoru na naftu mohou vést k velmi nepříznivým průběhům spalování i namáhání motoru, což se projeví sníženým výkonem i životností motoru. V krajních případech (například nalévání použitých fritovacích olejů do nádrže vozidla bez provedení jakýchkoli úprav) pak může dojít i k poměrně brzkému (řádově tisíce kilometrů) selhání motoru, jak je tomu v poměrně častých případech amatérských pokusů, prováděných, bohužel, i jinak respektovanými odborníky.

Při měření na motoru Zetor byl maximální výkon s postupem času srovnatelný (viz. obr. 5-5, 5-14 a 5-43), zachování výkonu udává i [Hlavenka 2009], pro posouzení dlouhodobých vlivů by však bylo nutné motory porovnávat ke konci jejich (u vznětových motorů při odpovídající péči velmi dlouhé) životnosti.

Obecně lze tudíž říci, že provoz motoru s mechanickým vstřikovacím zařízením s objemovým dávkováním zásadní vliv na výkon motoru nemá; u některých motorů dojde k mírnému snížení, u některých k mírnému navýšení výkonu, vše o jednotky procent, což je rozdíl ve většině aplikací málo znatelný a málo podstatný. Nelze však říci, že ověření výkonu u kombinace daného typu motoru a daného sekundárního různopalivového systému je zbytečné. U motorů s korekcí dávky na tlak v plnicím potrubí může dojít k propadu výkonu zejména při nízkých otáčkách. U motorů se systémem CommonRail nelze jednoznačně vliv na výkon motoru posoudit.

7.3. Dynamika paliva ve vstřikovacím systému

Jak již bylo zmíněno, odlišné vlastnosti paliva mohou mít vliv na dávku paliva dodaného do válce. Nyní bude uváženo časování této dávky. Je známo, že časování vstřiku je jeden z kritických parametrů seřízení vznětového motoru, který ovlivňuje emise NO_x a PM a celkovu účinnost motoru.

Jediná měření v rámci této práce byla provedena na motoru Zetor. Ta ukazují, že rychlost šíření tlakové vlny může být rychlejší u rostlinného oleje (kap. 5.5., tab. 5-2, obr. 5-15 až 5-17 a 5-22), přičemž tento rozdíl se dále zvyšuje s rostoucími otáčkami (viz. tab. 2-2): Čím vyšší jsou otáčky motoru, tím více se vliv rozdílných rychlostí zvuku projeví ve změně počátku vstřiku vyjádřené v úhlu pootočení klikového hřídele – na konstantní časový rozdíl totiž se zvyšujícími se otáčkami připadá vyšší úhlový rozdíl.

Dále tato měření ukazují, že s klesající teplotou paliva se nejen rychlost postupu dopravní vlny od čerpadla ke vstřikovači dále zvyšuje (obr. 5-22), ale též dochází k dřívějšímu nástupu tlakové vlny na výstupu ze vstřikovacího čerpadla i na vstupu do vstřikovače (obr. 5-22).

Rychlejší šíření tlakové vlny je v souladu s pozorováním, že rychlost šíření tlakové vlny v rostlinných olejích se dále zvyšuje se snižující se teplotou oleje, a to o cca 3 m/s na 1 °C [Coupland 1997]. Nicméně není zcela pravděpodobné, že by rozdíl převyšující 1 °KH (obr. 5-22) již na výstupu ze vstřikovacího čerpadla byl vysvětlitelný pouze rozdílnou rychlostí šíření tlakové vlny.

Tyto rozdíly jsou důležité pro posouzení vlivu paliva na proces spalování, zejména na počátek hoření. Při posuzování paliv je třeba rozlišovat mezi změnou počátku hoření a změnou v průtahu vznícení, protože pozdější počátek hoření znamená úměrné prodloužení průtahu vznícení pouze v případě, že nedošlo k žádné změně v časování vstřiku paliva. (Bohužel v literatuře citované v kap. 2 většinou vliv dynamiky paliva ve vstřikovacím systému zmíněn není, proto není zřejmé, zda vliv na průtah vznícení není ve skutečnosti vliv na počátek hoření, viz. též obr. 5-17 a související text.)

Ke změně v časování vstřiku paliva však dochází vlivem vyšší rychlosti síření tlakové vlny v oleji v porovnání s naftou (viz. úvod). Tím dochází, při pevně daném počátku vstřiku ve vstřikovacím čerpadle, k rychlejšímu přenosu tlakové vlny z čerpadla do vstřikovače, a k dřívějšímu vstřiku. Rychlejší šíření tlakové vlny bylo pozorováno u motoru Zetor s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Dále bylo u tohoto motoru pozorováno navýšení NO_x emisí při provozu na olej; podobné navýšení emisí NO_x bylo v případě provozu na metylestery olejů připsáno vyšší rychlosti šíření tlakové vlny v metylesteru v porovnání s naftou [Szybist 2007]. U vozu Ford F-350 s motorem Ford Powestroke s jednotkovými vstřikovači, tedy bez vysokotlakých potrubí mezi vstřikovacím čerpadlem a vstřikovači, a tudíž s nižším vlivem rozdílné rychlosti šíření tlakového impulzu, byly naopak emise NO_x nižší.

Dále z měření vyplývá, že s klesající teplotou paliva roste tlak ve vstřikovacím potrubí (obr. 5-9, 5-22), což logicky vyplývá, při přibližném zachování objemu dávkovaného paliva, z nutnosti kompenzovat vyšší viskozitu vyšším tlakem.

U vstřikovacích tlaků je dále nutno připomenout, že ačkoliv jsou vlivem vyšší viskozity oleje u mechanických čerpadel vstřikovací tlaky oleje vyšší, nemusí to platit při nízkých otáčkách

a zatíženích, kdy je minimální vstřikovací tlak dán otevíracím tlakem vstřikovače; při vyšších otáčkách a zatíženích jsou vstřikovací tlaky zpravidla vyšší.

Obecně lze říci, že dynamika paliva ve vstřikovacím systému do určité míry kompenzuje předpokládané nepříznivé vlivy vysoké viskozity a horší odpařitelnosti rostlinného oleje na spalování: Alespoň v tomto případě byl rostlinný olej v porovnání s naftou do válce dopraven dříve, a pod vyšším tlakem, než nafta, přičemž tyto rozdíly se zvyšovaly se snižující se teplotou rostlinného oleje.

Naměřené rozdíly však nebyly zcela připsatelné známým jevům (rychlost šíření tlakové vlny), lze proto předpokládat, že určitou roli hraje i geometrie vysokotlaké části vstřikovacího čerpadla, přičemž tento vliv nemusí být stejný pro všechny typy a provedení vstřikovacích čerpadel.

Rovněž tak vyšší vstřikovací tlaky kompenzují očekávaný nárůst velikosti kapiček paliva spojený s vyšší viskozitou. Pro různé empirické vztahy pro střední průměr kapiček vychází výsledný vliv na střední průměr kapiček různě (viz. kap. 2.8.), a vzhledem k nikoliv nezpochybnitelné platnosti těchto vztahů pro významně odlišné palivo nelze velikost kapiček a tím i rozpad paprsku jednoznačně předpovědět; experimentální výzkum rozpadu paprsku paliva byl v dané době nad možnosti laboratoře. Proto se práce rozpadem paprsku a tvorbou směsi podrobněji nezabývá a dále se zaměřuje až na dopad na průběh spalování a na výfukové emise.

7.4. Průběh spalování

Hlavním pozorovaným jevem bylo rozdělení průběhů spalování rostlinného oleje a vlivu provozu rostlinného oleje na emise na dvě oblasti. V jedné oblasti, charakteristické nízkými otáčkami a zatíženími, nastával počátek hoření i hlavní fáze hoření později než při provozu na naftu, což vyplývá z měření na motorech Zetor i Avia. V druhé oblasti, charakteristické středními až vyššími otáčkami a zatíženími, jsou počátky hoření srovnatelné nebo nastávají o zlomky stupně později (motor Avia), anebo nastávají o zlomky stupně dříve (motor Zetor), což bylo korelováno s posunem počátku šíření tlakové vlny ve vstřikovacím potrubí (tab. 5-2) a předpokládanému dřívějšímu vstřiku paliva. I tak jsou ale tyto rozdíly poměrně malé.

Nelze proto říci, že by rostlinný olej měl kratší průtah vznícení než nafta. Při středních a vyšších otáčkách a zatíženích byl průtah vznícení srovnatelný, při nízkých otáčkách a zatíženích byl průtah vznícení delší (obr. 4-5, 5-7, 5-18, tab. 5-2).

Rychlost hoření směsi pak byla pro naftu i řepkový olej při měřeních na motorech Avia i Zetor při zpravidla obdobná, snížení rychlosti hoření bylo pozorováno pouze při provozu na volnoběh a nízké otáčky a zatížení.

Při vyšších otáčkách a zatíženích byla na motoru Zetor pozorována i mírně vyšší rychlost hoření (zkrácení o několik desetin stupně KH intervalu mezi body kdy bylo 10% a 50% energie v palivu odevzdáno, viz. obr. 5-18). Toto zjištění je v souladu se závěry práce zabývající se spalováním metylesterů s podobným obsahem kyslíku jako rostlinné oleje, které poukazují na rychlejší hoření metylesterů z důvodu rychlejší tvorby stechiometrické směsi vlivem vyššího obsahu kyslíku v palivu [Mueller 2009].

Čas vznícení a rychlost hoření ovlivnila též teplota paliva (obr. 5-19 až 5-21): Nejpozději docházelo ke vznícení při nízké teplotě paliva, se zvyšující se teplotou paliva docházelo ke vznícení dříve, až do teploty cca 50 °C, kdy byly počátky vznícení pro rostlinný olej a naftu srovnatelné, další navýšení teploty rostlinného oleje již nemělo podstatný účinek. (Viz. též obr. 5-7.)

Ke zpoždění vznícení docházelo též při pokračujícím provozu na velmi nízké zatížení, obzvláště při volnoběhu (780 min^{-1}), kdy byl při provozu na rostlinný olej zpožděno vznícení o 1 °KH a během cca 5 minut došlo ke zpoždění vznícení o další 1 °KH.

Extrémním případem byl studený start na studený olej, kdy se vznícení opozdilo vzhledem k naftě (při zahřátém motoru) o 4 °KH, a hoření poté pokračovalo pomaleji (obr. 5-19).

Dalším extrémním případem byl válec č. 2 při volnoběhu, kde byl střední indikovaný tlak poloviční ve srovnání s válcem č. 1. Zde však nelze (viz. obr. 5-19) nalézt známky pozdějšího vznícení (srovnejme průběh indikovaného tlaku s průběhem tlaku ve válci č. 1 při studeném startu), pouze pomalejší hoření paliva, to však může být dáno velmi chudou směsí, a ani není, vzhledem k celkové nejistotě měření, prokazatelné. Při vyšších zatíženích naopak tento válec dodával vyšší střední indikovaný tlak, nelze tedy předpokládat obecné snížení dávky paliva vlivem například zanesení trysek, a snížení dávky paliva při volnoběhu je nutné přičíst nerovnoměrnosti dodávky paliva mezi jednotlivými válci. Protože tato nerovnoměrnost je zpravidla absolutní, při relativním porovnání se nejvíce projevuje právě při nejnižší dávce paliva, tj. při volnoběhu.

Na spalování mají tudíž prokazatelný vliv zatížení motoru a teplota paliva.

Spalování je nejhorší (ke vznícení dochází nejpozději) při volnoběhu (780, 1000 a 1200 min^{-1}) a při studeném palivu, a postupně se zlepšuje jak s přibývajícím zatížením, tak s přibývající teplotou paliva. Po dosažení určité teploty paliva (na motoru Zetor cca 50 °C) a určitého zatížení (na motoru Zetor cca 25% při 1480 min^{-1}) je počátek vznícení srovnatelný s provozem na naftu a spalování se s dalším zvyšováním teploty paliva nebo s dalším zvyšováním zatížení již dále nezlepšuje. To odpovídá i tvrzení [Labeckas 2002], že vyhřívání na vyšší teploty než 60 °C nemá významný přínos.

Lze se domnívat, že zpoždění vznícení lze připsat zejména horší odpařitelnosti (nižší těkavosti, vyššímu bodu vzplanutí, destilační křivce ležící ve vyšších teplotách, ...) paliva, která zpomaluje tvorbu lokální stechiometrické směsi, a to zejména při nižších teplotách náplně válce při nižších teplotách motoru a nižších zatíženích; a dále že zpoždění vznícení lze připsat horšímu rozprášení paliva (větší průměr kapiček, zejména na počátku a konci vstřiku) při nižších teplotách paliva i při nižších dávkách paliva. Horší rozprášení paliva a pomalejší odpařování pak omezují dostupnost par paliva, a tím i tvorbu lokálních oblastí směsi se složením blízkým stechiometrickému, připravených pro hoření.

Tvorba lokálních oblastí stechiometrické směsi je však při provozu na naftu omezena spíše mísením par paliva se vzduchem (viz. kap. 2.8. a [Heywood 1988]). Lze se tudíž domnívat, že existuje kritický bod, kdy je spalování rovnoměrně omezeno tvorbou par paliva i tvorbou lokálních oblastí spalitelné směsi. V tomto kritickém bodě zhoršování (zpomalování) tvorby par paliva pak vede k úměrnému zpožďování vznícení, zatímco urychlování tvorby par paliva žádný zásadní vliv na čas vznícení nemá, protože limitním faktorem je mísení par paliva a vzduchu.

Z toho lze vyvodit, že jakmile je dosaženo kritické teploty paliva a kritického zatížení (nebo kritické kombinace zatížení a teploty paliva), průběh spalování rostlinného oleje bude srovnatelný s průběhem spalování nafty, protože limitním faktorem je mísení směsi, které je dáno geometrií motoru a je nezávislé na palivu. Při provozu pod tímto kritickým bodem bude však docházet ke vznícení rostlinného oleje později, a případně bude pomalejší i průběh hoření.

Z měření indikovaných tlaků na motoru Zetor vyplývá, že kritická teplota paliva je při 1480 min^{-1} a 45 Nm cca 50 °C, a že kritické zatížení je někde mezi 45 a 112 Nm (10-25%).

Lze však předpokládat, že pro jiné motory s jinou geometrií sání a spalovacího prostoru a jinými parametry vstřikovacího zařízení tento kritický bod bude ležet jinde.

Tento předpoklad pak nabízí vysvětlení pro rozdílnost výsledků publikovaných v literatuře (viz. kap. 2.9.).

Lze spekulovat i o vlivu otáček motoru, zde je však nutno podotknout, že provoz na vysoké otáčky bez zatížení, stejně tak jako provoz na volnoběžné otáčky při plném zatížení, je v reálném provozu spíše ojedinělý.

Dále je možné posuzovat vliv teploty motoru odděleně od vlivu teploty paliva. Zde však není jasné, teplota které části motoru má být posuzována. Například při provozu na volnoběh může teplota chladicí kapaliny, regulovaná termostatem, zůstat na provozní hodnotě, zatímco teplota vnitřních povrchů spalovacího prostoru se sníží. A právě během volnoběhu zahřátého motoru bylo zjištěno zmíněné postupné zpožďování vznícení.

Je možné, že zmíněné zpožďování vznícení je zapříčiněno postupným snižováním teploty paliva pozorovaným při volnoběhu (obr. 5-35). Při nízkých průtocích paliva totiž palivo stráví delší dobu ve zpravidla nevyhřívaném vstřikovacím čerpadlu, nevyhřívaných vysokotlakých vstřikovacích potrubích mezi vstřikovacím čerpadlem a vstřikovači, a v nevyhřívaných vstřikovačích. Dále při nízkých zatíženích ubývá tepla vytvořeného při stlačování paliva ve vstřikovacím čerpadle (vlivem nižších vstřikovacích tlaků) i tepla dodaného do palivového systému z motoru (vlivem nižší produkce tepla motorem, nižší teplotě vnitřních povrchů motoru a výfukového systému z důvodu velkých přebytků vzduchu, a u přeplňovaných motorů i vlivem nízkého stupně přeplňování). Proto se palivo během nízkých otáček a zatížení ochlazuje, což bylo pozorováno na motoru Zetor (Tab. 5-2).

S postupem volnoběhu se zhoršovaly i emise. To bylo pozorováno při měřeních na motoru Zetor, a dále při měřeních na automobilech VW Golf v New Yorku a v Massachusetts, a dále ve [Hlavenka 2009]. Ohřívání paliva během volnoběhu vyhříváním vysokotlakého potrubí (viz. kap. 5-13) však k výraznému snížení emisí, ani ke snížení jejich navyšování během průběhu volnoběhu, nevedlo.

7.5. Emise

Hlavním pozorovaným jevem bylo rozdělení průběhů spalování rostlinného oleje a vlivu provozu rostlinného oleje na emise na dvě oblasti. V jedné oblasti, charakteristické nízkými otáčkami a zatíženími, nastával počátek hoření i hlavní fáze hoření později než při provozu na naftu, což vyplývá z měření na motorech Zetor i Avia. V této oblasti byly i vyšší emise částic (PM), uhlovodíků (HC) a oxidu uhelnatého (CO), tedy produktů neúplného spalování rostlinného oleje. To bylo pozorováno při měřeních na motorech Zetor a Avia, na nákladním automobilu Ford, na automobilech Volkswagen Golf testovaných v Massachusetts, a na automobilu Volkswagen testovaném v New Yorku - tedy ve všech případech, kdy byla oblast nízkých otáček a zatížení sledována. Nárůst emisí byl přitom značný – několikanásobné až řádové zvýšení koncentrací nebo emisí částic při volnoběhu. (Protože toky výfukových plynů jsou při volnoběhu řádově stejné na obě paliva – viz. například data z motorů Avia a Zetor v přílohách – lze porovnávat jak koncentrace, tak celkové emise, které jsou úměrné součinu koncentrací a toku výfukových plynů.) Emise oxidů dusíku (NO_x) se v této oblasti snížily u všech motorů (motory Avia a Zetor, vozy Ford, VW Jetta, VW Golf; u vozu VW Transporter nebyla tato oblast dostatečně pokryta).

Rozbor neregulovaných plynných emisí ukázal, že v oblasti velmi nízkých otáček a zatížení (NYCC jízdní cyklus na voze Ford) je v organických látkách výrazně zastoupen formaldehyd a alkeny; další významné skupiny, zejména 1,3-butadien a akrolein, v rámci přesnosti měření nebyly pozorovány. Měření účinnosti oxidačního katalyzátoru na voze VW Golf pak ukázaly jeho vyšší účinnost snižování emisí pevných částic při provozu na rostlinný olej než při provozu na naftu, což je přičítáno vyššímu zastoupení organických látek v částicích. Rozbor spektra pevných částic ukázal, že dochází k nárůstu především velmi malých částic o velikosti řádově desítek nanometrů.

V druhé oblasti, charakteristické středními až vyššími otáčkami a zatíženími, jsou počátky hoření srovnatelné (motor Avia) nebo nastávají o zlomky stupně dříve (motor Zetor). Emise PM a HC jsou výrazně, o desítky procent, nižší (motor Avia, motor Zetor, Ford F-350, Volkswagen Transporter). Pokud uvážíme, že metoda rozptylu laserového paprsku měla při měření na automobilech Volkswagen vyšší odezvu na částice při provozu na rostlinný olej než na naftu (obr. C-12), pak i zde (viz. příloha C) nalezneme výrazné snížení emisí PM (emise HC nebyly za provozu měřeny z důvodu problematické přepravy otevřené tlakové lahve vodíko-heliového paliva pro plamenoionizační detektor). Vliv provozu na olej na emise CO není jednoznačný, snížení bylo

pozorováno na motorech Avia, Zetor a vozu Volkswagen Transporter, naopak zvýšení bylo pozorováno na vozech Ford, Volkswagen Jetta and Volkswagen Golf. Emise CO ze vznětových motorů jsou však poměrně nízké a jejich případné navýšení nelze považovat za problematické. Emise NO_x se v této druhé oblasti zvýšily u motoru Zetor s řadovým vstřikovacím čerpadlem, naopak se snížily u vozů Ford s jednotkovými vstřikovači, Volkswagen Jetta a Volkswagen Golf s rotačními vstřikovacími čerpadly, a u motoru Avia s rotačním vstřikovacím čerpadlem. Téměř žádná změna nebyla pozorována u vozu Volkswagen Transporter s rotačním vstřikovacím čerpadlem a nepřímým vstřikem do předkomůrky (všechny ostatní motory měly přímý vstřik).

Tato zásadní pozorování jsou nyní srovnána s rozdíly ve vlastnostech paliv a s pozorovanými rozdíly v časování vstřiku a hoření. Nejprve budou zmíněny jednotlivé dílčí vlivy. Na základě současných poznatků a výsledků měření lze předpokládat, že:

- Dřívější počátek vstřiku vlivem rychlejšího šíření tlakové vlny a/nebo vlivem dynamiky paliva ve vstřikovacím čerpadle vede k vyšším emisím NO_x a nižším emisím PM, HC a CO.
- Rychlejší tvorba stechiometrické směsi vlivem vyššího obsahu kyslíku v palivu vede k vyšším emisím NO_x a nižším emisím PM, HC a CO.
- Vyšší tlaky ve vstřikovacím potrubí vlivem vyšší viskozity vedou k vyšším emisím NO_x a nižším emisím PM, HC a CO.
- Horší rozprášení paliva (větší průměr kapiček) vede k vyšším emisím PM, HC a CO a nižším emisím NO_x. (Je však kompenzováno vyššími vstřikovacími tlaky, výsledný vliv na průměr kapiček nebyl jednoznačně určen.)
- Horší odpařitelnost paliva vede k vyššímu podílu lokálních oblastí, kde se palivo nespálí (zhášecí zóny), nebo se spaluje velmi pomalu vzhledem k délce pracovního cyklu motoru; to vede k vyšším emisím produktů neúplného spalování (ty jsou PM, HC a CO, není však dáno, které z nich a v jakém poměru se zvýší) a nižším emisím NO_x.
- Delší průtah vznícení vlivem horší odpařitelnosti paliva vede k vyšším emisím PM, HC a CO a nižším emisím NO_x.
- Pomalejší hoření vede k vyšším emisím PM, HC a CO a nižším emisím NO_x.
- Vyšší obsah kyslíku může vést k rychlejší tvorbě lokálních oblastí směsi připravené ke spálení, a tím i k vyšším emisím NO_x.
- Vyšší obsah kyslíku v palivu při stejné dávce paliva zvyšuje přebytek vzduchu, zejména při plném zatížení a nízkých přebytcích vzduchu (provoz na mezi kouřivosti) lze proto očekávat nižší emise PM, HC a CO.
- Absence aromatických sloučenin vedou k nižším emisím sazí (elementárního uhlíku).
- Prezence karboxylových skupin a dvojných vazeb může vést k vyššímu zastoupení aldehydů a alkenů v produktech neúplného spalování. To odpovídá výsledkům měření na motoru Ford, obr. C-30 a C-31, a dále měřením popsaných v [Lance 2004].
- Destilační křivka paliva ležící ve vyšších teplotách vede k vyššímu podílu organických látek ve formě částic (aerosolů, nebo aerosolů adsorbovaných na tuhé částice) a k nižšímu podílu organických látek ve formě plynných uhlovodíků (HC). To odpovídá snížení podílu HC/PM na motoru Zetor, viz. obr. 5-24 a 5-25.
- Snížení emisí elementárního uhlíku a zvýšení emisí organických částic vede ke zvýšení podílu organických částic v PM.
- Zvýšení podílu vysokovroucích látek, které jsou emitované jako organické částice, v PM vede k vyššímu vlivu termoforetických jevů (dočasné ukládání částic ve výfukovém systému nebo jejich postupné uvolňování vlivem měnících se teplot výfukových plynů), tím lze částečně vysvětlit nižší stabilitu emisí PM.

- Je i možné, že část vysokovroucích organických látek zkondenzuje při teplotách pod 55 °C předepsaných pro měření částic do formy částice, zatímco při teplotě 191 °C předepsané pro měření HC budou v plynné fázi, budou proto zahrnuty jak v naměřených PM, tak v naměřených HC, a tudíž počítány do celkových emisí dvakrát.
- Téměř nulový obsah síry v rostlinném oleji výrazně snižuje emise oxidů síry, a emise velmi malých částic vznikajících kolem jádra zkondenzovaných síranů nebo kyseliny sírové. (Obsah síry v silniční naftě je dnes již velmi malý a proto tento vliv je téměř zanedbatelný, pro pohon nesilničních strojů se ale v mnoha zemích stále používá nafta s vysokým obsahem síry.)

Výsledný vliv na emise je kombinací zmíněných jevů, přičemž při daném provozním režimu mohou mít dominantní efekt některé z nich, jiné (např. změna složení organických látek nebo částic) přetrvávají ve všech režimech.

Lze předpokládat, že v **oblasti středních a vyšších otáček a zatížení** jsou potlačeny vlivy neúplného spalování. Na emise NO_x má tudíž podstatný vliv časování hoření paliva. Například na motoru Zetor kde byly předpovězeny i pozorovány dřívější vstřiky paliva vlivem rychlejšího postupu tlakové vlny ve vstřikovacím potrubí byly naměřeny vyšší emise NO_x, na motoru Ford Powerstroke obdobné konstrukce (přímý vstřik paliva, podobný zdvihový objem na válec jako Zetor 1505), ale s jednotkovými vstřikovači, byly naměřeny emise NO_x nižší. U motoru Avia s rotačním vstřikovacím čerpadlem (a pravděpodobně nižšími vstřikovacími tlaky) byly též emise NO_x nižší. Pokud emise NO_x zvyšuje jak dřívější vstřik, tak rychlejší tvorba stechiometrické směsi vlivem vyššího obsahu kyslíku v palivu, pak je vysvětlením pro nižší emise NO_x delší průtah vznícení, pomalejší hoření, nebo nižší teploty ve spalovacím prostoru (těm odpovídají i nižší teploty výfukových plynů). Na emise HC a PM má pak vliv odlišné chemické složení paliva. Organické látky jsou vlivem vyššího bodu varu částečně přesunuty z HC do PM, dále vlivem absence aromátů a vyššího obsahu kyslíku ubývá částic.

Při **plném zatížení** se posouvá mez kouřivosti, vliv na emise PM, HC a CO v režimu plného zatížení (ať již v režimu vnější otáčkové charakteristiky, nebo při maximální akceleraci z kteréhokoli jiného režimu) silně závisí na seřízení motoru. U motorů, které při akceleraci a/nebo plném zatížení „kouří", lze očekávat výrazné snížení PM, HC a CO v tomto režimu, ale jen do určité míry.

Mez kouřivosti v této studii hledána nebyla. Je možné, a i pravděpodobné, že maximální dávka paliva by pro provoz na rostlinný olej mohla být navýšena, cca o 10%, aniž by byla kompromitována mez kouřivosti a mezní teplota výfukových plynů, pro kterou bylo provedeno seřízení na naftu. Ostatně alespoň některá vstřikovací čerpadla, jak je patrné z pozorovaných navýšení výkonu motoru (motor Avia a dále viz. kap. 2), s vyšší dávkou paliva pracují, aniž by tak byly nastaveny. U mechanických vstřikovacích čerpadel by však bylo velmi obtížné nastavit maximální dávku paliva (případně další parametry) jinak pro každé palivo, a hrozilo by, že s navýšenou dávkou by motor mohl pracovat i na naftu, čímž by se významně zhoršily emisní vlastnosti. (Předpisy v mnoha zemích takové změny seřízení, které by vedly ke zvýšení emisí, zakazují.)

V režimu **velmi nízkých zatížení** naopak převládá vliv zpoždění vznícení daný zhoršením spalování, a jsou navýšeny emise nespálených složek, jak bylo popsáno v úvodu této kapitoly.

Na druhou stranu tyto nespálené složky mohou být účinněji likvidovány v oxidačních katalyzátorech a zachycovačích částic. To je dáno vyšším zastoupením organických látek, které lze spálit při výrazně nižších teplotách než elementární uhlík. Tomu odpovídá i zjištěná vyšší účinnost oxidačního katalyzátoru při provozu na rostlinný olej ve srovnání s naftou (viz. kap. 6, měření na automobilu Volkswagen, a tab. C-4). Dále tomu odpovídá i regenerace podstatné části částic akumulovaných na DPF během velmi nízkých zatíženích při teplotách pod 300 °C, zatímco ostatní částice byly regenerovány až při teplotách nad 400 °C (viz. kap. 5.14.). Dále je možné, že regeneraci filtru napomáhá i vyšší podíl NO_2 v NO_x (viz. měření neregulovaných emisí na automobilu Ford, příloha C, obr. C-30 a C-31); právě NO_2 tvořený v předřazeném oxidačním

katalyzátoru je používán k regeneraci zachycovačů typu CRT (populární zachycovače zejména pro městské autobusy, výrobce Johnson Matthey, New York, USA) již při relativně nízkých teplotách.

Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, při trvalém provozu na volnoběh nebo velmi nízké zatížení se zhoršovaly i emise, které pak zůstávaly vyšší i při následujícím režimu. To bylo pozorováno při měřeních na motoru Zetor (obr. 5-10, 5-33, 5-35 až 5-37), a dále při měřeních na automobilech VW Golf v New Yorku a v Massachusetts, a dále ve [Hlavenka 2009]). Ohřívání paliva během volnoběhu vyhříváním vysokotlakého potrubí (viz. kap. 5.13.) však k výraznému snížení emisí, ani ke snížení jejich navyšování během průběhu volnoběhu, nedošlo.

Dalším vysvětlením, které bylo uvažováno, je postupné snižování teploty vnitřních povrchů spalovacího prostoru. Při měřeních velikostních spekter částic (kap. 5.11.) byl studovány průběhy emisí částic ve dvou periodách provozu na rostlinný olej v režimu 1480 min^{-1} a 112 Nm. Jedné periodě předcházel tentýž režim provozu, ale na naftu (nelze tudíž předpokládat výrazné změny v teplotách vnitřního povrchu spalovacího prostoru). Druhé periodě předcházel režim provozu 1480 min^{-1} a 225 Nm na rostlinný olej (lze tudíž předpokládat snížení teplot vnitřních povrchů vlivem snížení zatížení). V obou případech však nárůst emisí částic (viz. obr. 5-40) byl téměř shodný jak ve velikosti částic, tak v koncentracích v každé velikostní kategorii. Výsledky tudíž nepoukazují na dominantní vliv vnitřních teplot spalovacího prostoru.

Jediným parametr, se kterým byly emise PM korelovány, byla teplota výfukových plynů (viz. kap. 5.12.), teplotu výfukových plynů ale nelze považovat za příčinu, nýbrž za výsledek určitého průběhu spalování.

Otázka vlivů teplot jednotlivých částí motoru a příčin zhoršování se spalování během volnoběhu proto není v této práci jednoznačně zodpovězena.

7.6. Použité metody, motor jako nelineární dynamický systém

Závěrem této diskuze je nutno podotknout, že výsledný vliv na emise, a i na spalování, je souhrou mnoha faktorů, které zde byly zmíněny, a mnohé z nichž mají navzájem protichůdné efekty. Například vyšší viskozita způsobující větší kapičky je kompenzována vyššími vstřikovacími tlaky které dále rostou se zvyšující se viskozitou; delší průtah vznícení je kompenzován vyšší rychlostí šíření tlakové vlny způsobující dřívější vstřik, přičemž tato rychlost s klesající teplotou a zvyšujícím se tlakem dále narůstá, zatímco průtah vznícení se s klesající teplotou paliva prodlužuje; zároveň však rychlost odpařování paliva nehraje roli dokud je dominantní veličinou určující rychlost hoření mísení náplně ve válci, které je relativně nezávislé na palivu

Výsledný vliv při takovýchto souhrách závisí na konstrukci daného motoru a vstřikovacího systému a je velmi těžké jej exaktně předpovědět. Výčet zmíněných vlivů i výsledky z měření naznačují, že se jedná o složitý, nelineární, dynamický systém, vyznačující se tím, že v určitých hraničních oblastech mohou mít malé změny parametrů systému velký vliv, případně způsobit přechod systému do výrazně odlišné „oblasti". (Úvod do nelineárních dynamických systémů lze nalézt např. v [Capra 1997]).

V režimu složitých nelineárních dynamických systémů, které nelze jednoduše popsat analyticky, je využití tradičního matematického aparátu obtížné nebo neproveditelné. Například empirické modely, odvozené z experimentálně získaných hodnot při provozu na naftu (viz. úvod a [Heywood 1988]), nelze s jistotou použít pro odlišné podmínky provozu na rostlinný olej. Proto byla celá práce řešena experimentálně.

Základem práce byly měření na motoru Zetor, ustaveném na motorové brzdě a vybaveném snímači pro indikované tlaky. Výhodou takového uspořádání je dosažení zvolených a opakovatelných režimů. Nevýhodou jsou pak vysoké náklady na instalaci motoru na zkušebním stanovišti. Proto u doplňujících měření na vozidlových motorech bylo od vyjímání motoru upuštěno, a měření byla provedena na vozidlové brzdě, nebo i v reálném provozu.

Na vozidlech nebyly měřeny indikované tlaky. Takové měření by sice bylo možné, protože u mnohých motorů lze snímače indikovaného tlaku instalovat místo žhavicích svíček a indikaci lze provést přenosnou aparaturou, z měření na motorech Avia a Zetor je však poměrně zřejmé, že oblast problematického spalování lze zjistit méně invazivním měřením emisí, a to možná i s větší přesností než měřením indikovaných tlaků. Navíc cílem řešení byla identifikace problematických oblastí zejména z hlediska emisí.

Měření za reálného provozu byla vybrána proto, že tradiční jízdní cykly používané v laboratoři zpravidla nepokrývají celý rozsah reálných jízdních podmínek, i proto, že přeprava vozidla do laboratoře s vozidlovou brzdou a provoz laboratoře jsou poměrně nákladná záležitost. Pro měření za provozu byla použita aparatura, která byla ověřena v laboratoři (viz. popis metod v příloze C), pro zpracování dat pak bylo využito několik metodik – například účinnost katalyzátoru, kterou při neopakovatelném měření nelze měřit tradičním způsobem, byla měřena využitím dvou měřicích aparatur vzorkujících plyny před a za analyzátorem. Pro opakovatelné měření byly zvoleny trasy, které byly několikrát projížděny, a pro analýzu těchto měření byly emise vztaženy ne na čas, ale na aktuální provozní podmínky motoru.

Nelze však říci, že by taková měření neměla vypovídací hodnotu, ani že nebyly využívány pokročilé matematické metody. Například pro stanovení hraničních oblastí motoru Zetor a pro stanovení vlivu zatížení motoru na koncentrace a emise částic na automobilech Volkswagen Golf měřených v Massachusetts byla využita matematická metoda Monte Carlo [Metropolis 1987], využívaná pro řešení složitých nelineárních dynamických systémů, například v ekonomice, ale i v oboru spalování [viz. např. Stiesch 2003]. (Zjednodušeně řečeno, byly vybírány pseudo-náhodné kombinace parametrů, výsledky byly průběžně vyhodnocovány, a další oblast výběru parametrů byla s rozrůstající se znalostní bází postupně omezována směrem k hraničním mezím; vzhledem k mnoharozměrnému poli parametrů již nelze mluvit o hraničním bodě, křivce, ani rovině. Podrobné popisy metody Monte Carlo jsou nad rámec této práce.)

V této práci byly identifikovány dvě oblasti, lišící se rozdíly mezi počátkem hoření a emisemi produktů neúplného spalování. U motoru Zetor byl přechod mezi těmito režimy nalezen při otáčkách nejvyššího točivého momentu a řádově čtvrtinovém zatížení, a byl dále korelován s teplotou výfukových plynů, s hraniční teplotou přibližně 300 °C. Není však jasné, zda se jedná o univerzální hraniční bod. Naopak, lze předpokládat, že hraniční meze leží u různých motorů v různých režimech, a že pro některé motory se teoreticky může nacházet zcela mimo provozní plochu motoru – takový motor pak lze úspěšně provozovat na rostlinný olej za všech režimů, případně takový motor na rostlinný olej provozovat nelze za žádných režimů.

Nalezení hraničního režimu ztěžuje i to, že se popsaný systém vyznačuje poměrně velkou mírou setrvačnosti: Spalování i emise se postupně výrazně zhoršují po přechodu na volnoběh, a relativně pomalu se zlepšují po přechodu do příznivější oblasti vyšších otáček a zatížení. V případě emisí částic trvá nastolení „ustáleného" stavu řádově desítky minut, což je z hlediska reálného provozu vozidlových motorů relativně dlouhá doba.

7.7. Tvorba úsad v motoru, vliv na motorový olej

Studie tvorby a odstraňování úsad z povrchů spalovacího prostoru a výfukového potrubí během této studie provedena nebyla, tyto jevy jsou ale známé z provozu na naftu [Johnson 1996, Messerer 2003], a lze předpokládat, že vysoký podíl organických látek s vysokým bodem varu ve výfukových plynech při provozu na rostlinný olej (na rozdíl od elementárního uhlíku a těkavějších organických sloučenin při provozu na naftu) proces adsorbce a desorbce částic na vnitřních površích výfukového systému oproti provozu na naftu zvýrazňuje. Tomu odpovídají i pomalejší přechody emisí PM do ustáleného stavu při provozu na rostlinný olej (viz. obr. 5-10, 5-33, 5-35 až 5-37).

Z výsledků měření emisí je patrné, že režimy nízkých otáček a zatížení jsou spojené s vysokými emisemi HC a PM, zatímco při ostatních režimech jsou tyto emise nižší. Dále

z výsledků provozu s DPF je patrné, že částice emitované během velmi nízkých zatížení se spalují při nižších teplotách než částice emitované během vyšších zatížení.

Dále je zajímavý vliv teplot výfukových plynů na emise částic, které se při teplotách pod 300 °C se zvyšují se snižující se teplotou výfukových plynů. Zároveň je připomenuto, že destilační křivka rostlinných olejů je strmá s největším stoupáním právě kolem 300 °C, a že k regeneraci částic akumulovaných při volnoběhu na DPF došlo při teplotách mírně pod 300 °C.

Dále je připomenuto, že po delším provozu na velmi nízká zatížení byly vidět na motoru Zetor stopy rostlinného oleje tekoucího z výfukového potrubí netěsnostmi mezi výfukovou přírubou a hlavou válců (viz. kap. 5-15), ale při demontáži (provedené nikoliv po setrvalém provozu při nízkých zatíženích) žádný kapalný rostlinný olej ani žádná jiná kapalina přítomna nebyla, pouze tenký, suchý povlak sazí (kap. 5-15).

Lze se tedy domnívat, že při provozu při nízkých zatíženích je spalování rostlinných olejů méně úplné, a že ve válci jsou po skončení pracovního cyklu přítomny v relativně větším množství (v porovnání s naftou i v porovnání s provozem na vyšší zatížení) nespálené rostlinné oleje. Velká část těchto nespálených rostlinných olejů je emitována s výfukovými plyny; z této části ale jen část je emitována výfukem, zbylá část se dočasně usazuje na vnitřním povrchu výfukového potrubí a k jejímu opětovnému uvolnění dochází později při vyšších zatíženích. Zbylá část nespáleného paliva, zejména z oblasti stěn válce a zejména prostoru mezi pístem a stěnou válce nad horním pístním kroužkem, pak proniká do motorového oleje. Menší část se pak usazuje na vnitřních površích spalovacího prostoru.

Tyto usazeniny se zpravidla do značné míry při provozu na vyšší zatížení buď spálí, obdobně jako jsou spalovány v zachycovači částic, nebo se desorbují a jsou emitovány. Výjimkou jsou prostory kde je teplota pro jejich spálení příliš nízká, ani nemohou být strženy proudem plynů – například v mezeře mezi koncem vstřikovače a otvorem pro vstřikovač v hlavě válců, nebo na povrchu pístu nad horním kroužkem, případně na stěně válců, dále v systému recirkulace výfukových plynů (EGR) za chladičem EGR. To odpovídá přítomnosti olejovitých nánosů v prostoru mezi vstřikovači a hlavou válců, a do jisté míry nánosů na stěně válců. V systému EGR byla zjištěna tlustší vrstva sazí než ve výfukovém systému, nicméně tam však nebyly zjištěny olejovité nánosy.

V případě usazení rostlinného oleje na stěnách válce může dojít ke smývání oleje, případně produktů jeho částečné oxidace nebo rozkladu, do motorového oleje. Rostlinný olej, který pronikne do motorového oleje, se odtamtud, při teplotách oleje, které jsou výrazně nižší než teplota varu rostlinných olejů (zpravidla do 110 °C na motoru Zetor, mírně vyšších u více namáhaných motorů), již neodpaří. Naopak, jak bylo popsáno v literatuře (viz. kap. 2.14.), při relativně vysokých teplotách, relativně dobrém přístupu vzduchu, a přítomnosti otěrových kovů z ložisek a dalších částí motoru, z nichž některé se mohou chovat jako katalyzátor, dochází k degradaci (rozkladu, oligomerizaci) rostlinného oleje, zmíněné v úvodu této práce. Tím dochází, po vyčerpání schopnosti aditiv v mazacím oleji, k poměrně prudkému nárůstu viskozity oleje a ztrátě mazacích schopností.

Lze tedy vyslovit domněnku, že **režimy projevující se nepříznivým průběhem spalování a vysokými emisemi také současně neúměrně přispívají k degradaci motorového oleje a k tvorbě úsad v motoru.**

Stanovení hraničních mezí mezi příznivým spalováním za středních a vyšších otáček a zatížení, charakterizovaným nižšími emisemi částic, a nepříznivým spalováním za velmi nízkých otáček a zatížení, charakterizovaným prudkým nárůstem emisí částic, považovat za kritické pro provoz daného motoru na rostlinné oleje. Lze totiž předpokládat, že v režimu nepříznivého spalování dochází nejen k významnému navýšení emisí produktů neúplného spalování, ale i k usazování rostlinného oleje a produktů jeho neúplného spalování, tedy těžko odpařitelných, vysokomolekulárních organických látek, na stěnách válce a dalších površích spalovacího prostoru i výfukového systému.

7.8. Doporučení

Z výsledků a diskuze vyplývá, že pro daný motor je třeba nalézt oblast provozních režimů s nepříznivým průběhem spalování a vysokými emisemi částic. V této oblasti je pak třeba buď motor na rostlinný olej neprovozovat, nebo provoz vhodným způsobem ošetřit.

Otázkou je, zda nepříznivé spalování za nízkých zatížení lze řešit konstrukcí, úpravou, nebo seřízením motoru. Seřízení motorů s mechanickými vstřikovacími čerpadly zpravidla nelze nijak upravovat, protože by tím mohlo dojít k nežádoucím změnám v emisních charakteristikách motoru. Jednou z výjimek je možná automatická regulace přesuvníku vstřiku u vstřikovacích čerpadel které jsou jím vybaveny. Další regulovatelnou veličinou je teplota paliv, a to jak nafty, tak rostlinného oleje.

Nové motory mohou být samozřejmě konstruovány pro provoz na rostlinné oleje. Elektronické řídící jednotky mohou automaticky rozpoznat, na jaké palivo (nebo směs paliv) je motor aktuálně provozován, a upravit potřebné parametry.

Emise lze snížit například zavedením oxidačních katalyzátorů. Ty jsou poměrně účinné při oxidaci organických částic, HC a CO při provozu na naftu. Vzhledem k vysokému podílu formaldehydu v HC a vysokému podílu velmi jemných organických částic lze usuzovat, že při provozu na rostlinný olej budou (pokud dosáhnou provozní teploty) ještě účinnější, čemuž napovídají i měření na vozech VW Golf v Massachusetts. Pokud však jsou vysoké emise spojeny i s tvorbou nežádoucích úsad a degradací motorového oleje, tyto další problémy se katalytickými zařízeními nevyřeší.

Při využití rostlinných olejů ve stávajících, zejména starších motorech, je ale pravděpodobnější způsob řešení takové motory v nepříznivých podmínkách na rostlinný olej neprovozovat. V tom případě je pro praktické využití nutné uvážit, kde se pro daný motor nalézá hranice oblasti s nepříznivým průběhem spalování, a nakolik je konkrétní motor v této oblasti provozován. Z hlediska dopadu na emise se použití olejů jeví jako nevýhodné například pro krátké pojezdy, jízdu v hustém městském provozu, městské autobusy nebo posunovací lokomotivy. Vhodnější využití je naopak například pro dálkové autobusy a nákladní automobily, rychlíkové lokomotivy, traktory pro orbu a těžší práce, nebo kogenerační jednotky.

Výsledky dále podporují vyhřívání oleje, u motoru Zetor na teplotu alespoň 50-60 °C, přičemž přínos vyšších teplot nebyl prokázán, naopak, může vést ke snížení výkonu. Důraz je třeba klást na teplotu paliva při velmi nízkých zatíženích, kdy se palivo může před vstřikem do spalovacího prostoru ochladit.

Práce předpokládá kvalitní provedení různopalivového systému, kvalitní palivo, dodržování technologických postupů a dodržování potřebného intervalu výměny motorového oleje.

Dlouhodobé vlivy (životnost motorového oleje, opotřebení a životnost motoru) jsou nad rámec této práce.

7.9. Další kroky

Další úsilí probíhají v rámci řešení grantového úkolu „Optimalizace spalování rostlinných olejů ve vznětových motorech" na třech souběžných frontách.

Cesta řešení nepříznivého spalování oleje přechodem na naftu v problematických režimech vyústila v návrh různopalivového systému, který v závislosti na provozních podmínkách motoru přepíná do režimu provozu na naftu, a je navržen tak, aby bylo minimalizováno mísení paliv při poměrně častých přechodech. Toto řešení je popsáno v podané přihlášce patentu a užitného vzoru.

Ve druhém směru řešení, zlepšení průběhu spalování, je zkoušeno několik metod:

- Optimalizované vyhřívání a sekundární dohřívání paliva (popsáno v podaných přihláškách dvou patentů a jednoho užitného vzoru)
- Vefukování vodíku nebo jiného vhodného plynného nebo lehce odpařitelného paliva jako sekundárního (přídatného) paliva do sání motoru (vliv vefukování vodíku popsán v připravované publikaci [Vojtíšek-Lom 2009-SAE])
- Snížení přebytku vzduchu škrcením nasávaného vzduchu klapkou (předběžná data jsou vyhodnocována, toto řešení se zdá být samostatně nedostačující a je nutné jej kombinovat s dalšími vhodnými kroky)
- Ošetření vznikajících emisí vhodným katalytickým zařízením se současným ošetřením degradace motorového oleje použitím odolnějšího mazacího oleje

Třetí oblastí aktivit je pokračování výzkumu. Další výzkum je zaměřen na vliv provozu motoru na rostlinný olej na regeneraci filtru pevných částic, a na provoz motoru se systémem CommonRail.

Dále je v současné době motor upravován pro vizualizaci spalovacího procesu.

Měření emisí budou dále rozšířena o posouzení škodlivosti vznikajících látek na zdraví, a to buď stanovením množství vybraných kategorií polycyklických aromatických uhlovodíků (PAH), a/nebo vhodně vybraných biologických zkouškách.

7.10. Energetická bilance rostlinných olejů

Výroba paliv je poměrně energeticky náročná. Na každý MJ energie obsaženém v motorovém benzínu nebo naftě současně připadá 0,15 MJ fosilní energie spotřebované při jeho cestě z vrtu do nádrže[WTW 2007], přičemž tento podíl bude dále narůstat, protože s postupujícím vyčerpání ložisek ropy se těžba přesouvá do obtížněji dostupných oblastí a používá se náročnějších metod těžby. Při výrobě syntetické nafty z bioplynu, zemního plynu, uhlí nebo ropných písků se může spotřebovat energie řádově odpovídající energii obsažené ve vyrobených palivech. Stejně je tomu tak při výrobě palivového etanolu, na jehož výrobu je potřeba jeden až jedenapůlnásobek energie v něm obsažené, přičemž podíl fosilních zdrojů se různí, pro tradiční výrobu kvašením obilovin je řádově od poloviny až dvou třetin získané energie, pro výrobu z dřevní hmoty nebo z cukrové třtiny je pak velmi nízký, řádově kolem desetiny získané energie.

Energie potřebná na výrobu oleje je vyčíslena ve studiích zabývajících se energetickou náročností výroby bionafty – je totiž vyráběna z prakticky stejných olejů. WTT [WTW 2007] uvádí energetickou náročnost výroby bionafty z řepky na 1.19-1.30 MJ/MJ celkem, z toho 0.41-0.51 MJ z fosilních zdrojů, ze slunečnice celkem 0.98-1.02 MJ/MJ, z toho 0.36-0.41 MJ z fosilních zdrojů, přičemž největší část je výroba bionafty (včetně energie obsažené v alkoholu spotřebovaném při výrobě), 0.84-0.97 MJ/MJ pro řepku a 0.74-0.79 MJ/MJ pro slunečnici. Z toho na lisování, extrakci a rafinování oleje připadá cca 0.05 MJ/MJ [WTW 2007], většina této energie je však teplo pro extrakci hexanem za tepla, při lisování za studena je energie cca 0.01 MJ/MJ. Na kultivaci plodiny připadá 0.28 MJ/MJ (řepka) a 0.18 MJ/MJ (slunečnice), na dopravu a sušení plodiny 0.03 MJ/MJ, hotového paliva 0:02 MJ/MJ (v případě oleje není třeba dvojí doprava oleje do a z rafinerie). Pro metylester sojového oleje, používaný v USA, udává americké ministerstvo energetiky (DOE) spotřebu fosilní energie 0.31 MJ/MJ [NREL 1998], z toho 0.06 MJ na pěstování sóji, 0.08 MJ na její lisování a extrakci oleje použitím hexanu (studie je z roku 1998, evropská WTW z roku 2007 uvádí pro extrakci a rafinaci sójového oleje 0.05 MJ/MJ), a 0.01 MJ na dopravu.

Sečteme-li energetické náklady, jsou od 0.06 MJ (sója) do 0.28 MJ (řepka) na kultivaci, 0.03 MJ na sušení a dopravu, a 0.05 MJ na zpracování na olej, celkem 0.14-0.36 MJ/MJ. Fosilní energie spotřebovaná na výrobu nafty je (včetně energie obsažené v naftě) 1.15 MJ/MJ, tedy třikrát až desetkrát vyšší.

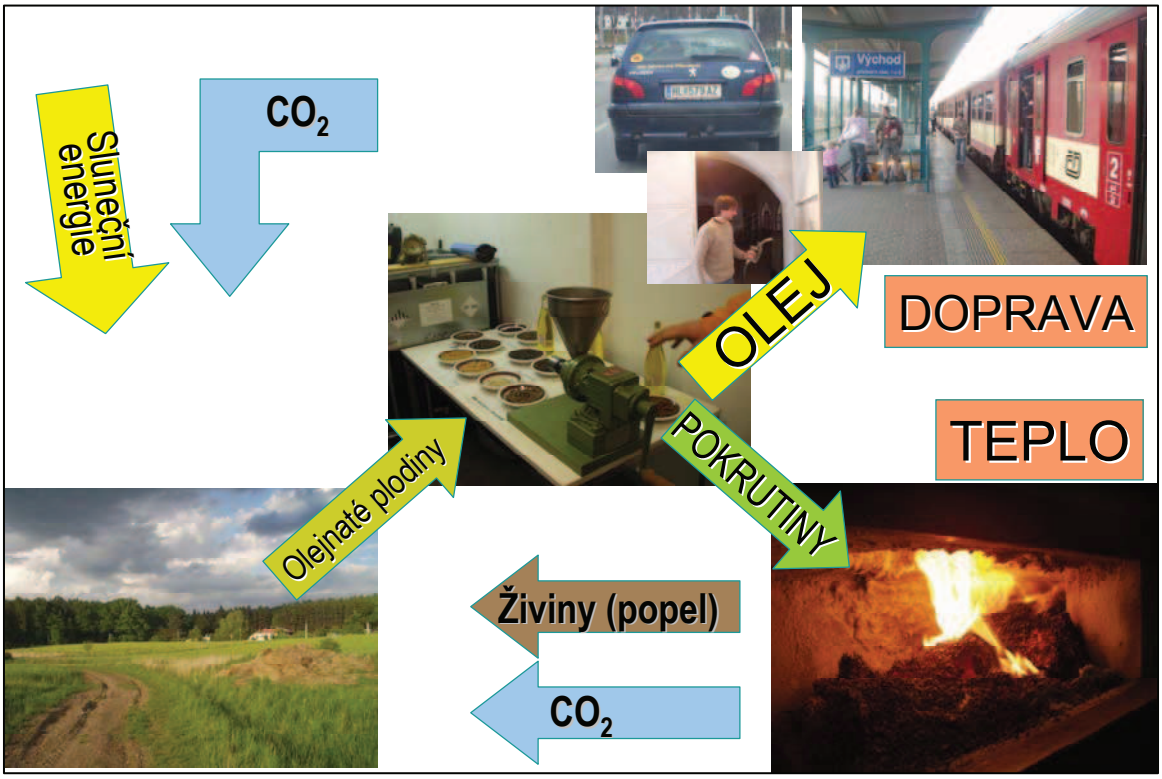
7.11. Je využití rostlinných olejů jako paliva udržitelné?

Z technického hlediska lze říci, že rostlinné oleje lze použít přímo jako palivo, i když podle současných poznatků může toto použití být omezeno na větší motory, provozované dlouhodobě, a při středním nebo vyšším zatížení. Za takových podmínek lze očekávat, že emise škodlivin budou srovnatelné nebo nižší v porovnání s provozem na naftu, navíc lze očekávat odstranění emisí skleníkových plynů z provozu motoru na rostlinný olej; emise skleníkových plynů při produkci oleje zůstávají málo probádaným tématem a nelze je jednoznačně stanovit.

Rostlinné oleje představují domácí, místní alternativu dováženým palivům. Mohou být produkovány ve všech regionech ČR, a díky relativně nenáročnému postupu pěstování olejnaté plodiny a následné lisování, extrakce a filtrace oleje, mohou být nabízeny i menšími a středními zemědělci.

Dopad na místní ekonomiku lze považovat za vesměs pozitivní [Bentzen 1997, Domac 2005]. Venkovské zemědělské oblasti mají tradičně nižší ekonomické výsledky (alespoň podle hodnoty vyjádřené v penězích) a jsou více náchylné k růstu nezaměstnanosti. Produkcí oleje dojde ke zvýšení zaměstnanosti a k investicím do technologie pro jeho zpracování. Příjmy z prodeje paliva pak zůstanou v regionu, kde budou podporovat další ekonomickou aktivitu [Bentzen 1997, Walden].

Zda je pěstování olejů udržitelné z hlediska vyčerpání půdy je otázkou udržitelného zemědělství a zemědělské technologie: Lze očekávat, že neudržitelné praktiky budou během času nahrazovány udržitelnými. Například při pěstování olejnatých plodin se pokrutina zbylá po vylisování oleje využije energeticky (spálí v kotli) a vzniklý popel obsahující důležité minerály se vrátí na pole [Agroenergie 2008]. Takovýto koloběh je znázorněn na obr. 5-1. Vzhledem k pokrokům v této oblasti lze jen spekulovat o budoucí výnosnosti a budoucích zemědělských technikách.



Obr. 7-1: Koloběh udržitelného využití rostlinného oleje

Zda ten či který zemědělec bude pěstovat plodiny pro výrobu potravin nebo paliv je otázkou převážně ekonomickou. Zemědělství v ČR často nemůže konkurovat levnějším produktům dovážených ze zahraničí, často pěstovaným za pomoci dotací. V současné době relativní nadprodukce je navíc část úrody využita například jako palivo, nebo se zemědělci poskytují dotace, aby na části půdy žádnou potravinářskou plodinu nepěstoval. Lze tedy očekávat, že rozvoj biopaliv zvýší konkurenceschopnost zemědělců a sníží jejich závislost na dotacích, a povede k místnímu ekonomickému rozvoji v zemědělských oblastech [Domac 2005].

Zásadní otázkou zůstává, zda rostlinné oleje mohou plně, nebo alespoň z velké části, nahradit naftu. Při současné spotřebě nafty [ČSÚ 2006], na jejíž nahrazení rostlinnými oleji by byla potřeba půda o rozloze několikanásobně převyšující rozlohu ČR, je to nereálné.

Současná spotřeba nafty je ovšem neudržitelná, stejně tak jako současná intenzita dopravy. Silniční doprava je dnes jedním z největších zdrojů emisí škodlivých látek i skleníkových plynů a hluku, v mnoha městech je více prostoru věnováno vozidlům než lidem. Počty předčasných úmrtí a ekonomické škody připsané škodlivinám, zejména velmi malým částicím (nanočásticím), hluku, dopravním nehodám, jsou značné, jedná se o několikanásobek ceny paliva. Není zřejmé, zda a jakým tempem bude silniční doprava omezována legislativně; největší vliv bude pravděpodobně mít nekontrolovatelně rostoucí cena ropy a absence připravené struktury a technologie alternativních paliv.

Lze proto předpokládat, že v budoucnosti spotřeba paliva pro dopravu významně poklesne, ať již vlivem lehkých, úsporných osobních vozů, železniční sítě pro nákladní přepravu, nebo přechodem k síti menších komunit, v rámci kterých bude doprava provozována pomalými, lehkými vozidly na vlastní nebo elektrický pohon, a které budou spojeny sítí vysokorychlostních železnic, nebo přechodem k místní ekonomice, ve které bude výrazně zkrácena průměrná délka různého zboží.

Za takových podmínek pak lze hovořit o významu rostlinných olejů jako paliva pro udržitelnou dopravu.

7.12. Přínosy práce

Zásadním přínosem práce je popis spalování rostlinného oleje v reálném, v České Republice poměrně hojně využívaném, vznětovém motoru, za podmínek pokrývajících provozní podmínky motoru, a v rozsahu od putování tlakové vlny vstřikovacím potrubím po výsledné emise.

Práce přináší důležité poznatky o rozdělení vlivu rostlinného oleje jako paliva na průběh hoření a na výfukové emise na dvě odlišné oblasti, z nichž oblast charakteristická nízkými otáčkami a zatíženími a vysokými emisemi organických látek a částic je považována za problematickou z hlediska spalování, emisí, a pravděpodobně i tvorby úsad a průniku rostlinného oleje do mazacího oleje.

Z emisí byly podrobněji charakterizovány částice, z hlediska emisí za jednotlivých provozních režimů, velikostního spektra částic, a neustálených průběhů (přechodů).

Jádrem doktorské práce jsou experimentální měření na motoru Zetor. Ta jsou doplněná laboratorními měřeními na motoru Avia, a souhrnem měření autora provedených na vozidlech. Tato měření souhrnně pokrývají několik hlavních velikostí a typů motorů a vstřikovacích zařízení. Některá měření byla provedena za reálného provozu, jiná zahrnují velkou škálu provozních režimů, při kterých byly měřeny i neregulované plynné emise.

Za účelem řešení práce byl získán grantový úkol "Optimalizace spalování rostlinných olejů ve vznětových motorech" (GAČR 101/08/1717), který bude pokračovat do konce roku 2010. Rostlinnému oleji je věnována řada publikací, uvedená v seznamu, jsou připravovány dvě patentové přihlášky.

Za účelem měření byly autorem sestaveny unikátní zařízení pro měření emisí za provozu, včetně v té době (2001) jediného přenosného zařízení pro dynamické měření emisí částic na palubě vozidla.

Pro obor pístové spalovací motory je přínos práce především v podrobném popisu spalování rostlinných olejů ve vznětových motorech a jejich vliv na emise, který nelze popsat jedním číslem, nýbrž silně závisí na konstrukci a provozních podmínkách daného motoru.

8. Závěry

Práce přináší popis vlivu provozu vznětových motorů na rostlinné oleje na průběh hoření a na výfukové emise.

Klíčová část práce je založena na experimentálních laboratorních měřeních na čtyřválcovém přeplňovaném traktorovém motoru Zetor 1505 s řadovým mechanicky řízeným vstřikovacím čerpadlem Motorpal.

Další měření byla provedena v laboratoři na silničním motoru Avia, a na několika osobních a jednom nákladním vozidle.

Všechny motory byly provozovány s přídatným vyhřívaným různopalivovým systémem, a byly (s výjimkami za účelem měření) startovány, zahřívány a odstavovány na naftu, v ostatních režimech pak byly střídavě provozovány na naftu a na ohřáté rostlinné oleje. V motorech Zetor a Avia byl použit řepkový olej palivové kvality, v ostatních motorech pak převážně filtrovaný, dekantovaný použitý fritovací olej.

U motoru Zetor výkon poklesl cca o 10%, u motoru Avia se výkon mírně zvýšil. U ostatních motorů nebyl vliv na výkon motoru sledován.

Z měření na motorech Zetor a Avia vyplývá, že při provozu při nízkých otáčkách a zatíženích dochází ke vznícení řepkového oleje až o jednotky stupňů pootočení klikového hřídele později ve srovnání s naftou; s průběhem provozu na volnoběh se toto zpoždění dále zvyšuje. Vyšší zpoždění bylo pozorováno i při provozu na studený olej (do 50-55 °C). V ostatních režimech docházelo ke vznícení ve srovnatelnou dobu (Avia) nebo o desetiny stupně dříve (Zetor). Na ostatních motorech nebyly indikované tlaky měřeny.

Při provozu při nízkých otáčkách a zatíženích byly výrazně (až o řád) vyšší emise PM a HC a vyšší emise CO, emise NO_x pak byly o nízké desítky procent nižší.

Při středních a vyšších otáčkách a zatíženích byly na motorech Zetor a Avia výrazně nižší emise HC, CO a PM; na ostatních motorech pak nižší emise PM, přičemž vliv na emise HC a CO nebyl měřen nebo byl nejednoznačný.

Emise NO_x byly při středních a vyšších otáčkách a zatíženích vyšší na motoru Zetor s klasickým řadovým vstřikovacím čerpadlem, nižší na motorech Avia a Volkswagen s rotačními vstřikovacími čerpadly a přímým vstřikem, a nižší na motoru Ford s jednotkovými vstřikovači. Lze se domnívat, že vliv na emise NO_x je dán rozdíly v počátku vstřiku paliva vlivem odlišné dynamiky rostlinného oleje ve vstřikovacím systému ve srovnání s naftou.

Emise byly silně ovlivněny předchozími režimy, zejména emise částic, kde ustáleného stavu nebylo často dosaženo ani po deseti minutách.

Měření velikostních spekter částic na motoru Zetor klasifikátorem SMPS a čítačem CPC potvrzují výrazně vyšší zastoupení částic o velikosti řádově desítek nm při nižších otáčkách a při nižších a středních otáčkách a nízkých zatíženích, a to až o dva řády v porovnání s provozem na naftu. Při středních a vyšších otáčkách a vyšších zatíženích byly koncentrace částic všech velikostí nižší.

Měření neregulovaných plynných emisí spektrometrem FTIR poukázala na vyšší podíl NO_2 v NO_x, a relativně vyšší zastoupení formaldehydu a etylenu v organických látkách.

Měřením účinnosti oxidačního katalyzátoru na automobilech Volkswagen byla zjištěna vyšší účinnost oxidačního katalyzátoru při likvidaci částic (20-30%) ve srovnání s naftou (10-20%).

Lze se domnívat že režimy s neúměrně vyššími emisemi PM a HC vedou též k neúměrně vyšší míře pronikání rostlinného oleje do motorového mazacího oleje a k neúměrně vyšší tvorbě úsad ve spalovacím prostoru a výfukovém systému. Ošetřením těchto režimů by se pak výrazně snížily nejen emise, ale i tvorba úsad a degradace mazacího oleje.

Celkově z výsledků vyplývá silné rozdělení vlivu rostlinného oleje jako paliva na hoření a emise podle otáček a zatížení motoru. Při posuzování vlivu rostlinného oleje na emise nebo při posuzování vhodnosti provozu daného motoru v dané aplikaci na rostlinný olej je tedy třeba uvážit charakter motoru a provozních podmínek konkrétních vozidel nebo strojů.

Vzhledem k nutnosti startovat a zahřívat motor na naftu a vzhledem k problematickému spalování i emisím při nízkých otáčkách a zatíženích nelze, bez vhodného ošetření, rostlinné oleje doporučit pro motory často startované a provozované v nízkých zatíženích (např. městské autobusy, rozvoz zboží po městě, manipulační technika, posunovací lokomotivy). Relativně méně problematické, a z hlediska emisí výhodné, se pak jeví dlouhodobý provoz při středních až vyšších zatíženích (dálkové autobusy a kamiony, rychlíkové lokomotivy, traktory při orbě, kogenerační jednotky).

Rostlinný olej má relativně příznivou energetickou bilanci a nízké emise skleníkových plynů; jeho využití bude pravděpodobně omezeno zejména dostupností zemědělské půdy pro nepotravinářské účely. Podrobnější rozbor složitých environmentálních, sociálních, politických, ekonomických, národně-bezpečnostních, a dalších hledisek využití možných paliv je však nad rámec této práce.

Literatura

1. Abbass, M.K.; Bartle, K.D.; Davies, I.L.; Andrews, G.E.; Williams, P.T.; Lalah, J.O.: The Composition of the Organic Fraction of Particulate Emissions of a Diesel Engine Operated on Vegetable Oil. SAE Technical Paper 901563. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 1990.
2. Abollé, A.; Kouakou, L.; Planche, H.: The viscosity of diesel oil and mixtures with straight vegetable oils. Biomass and Bioenergy (2008), doi:10.1016/j.biombioe.2008.01.012
3. Adams, C.; Peters, J.F.; Rand, M.C.; Schroer, B.J.; Ziemke, M.C.: Investigation of Soybean Oil as a Diesel Fuel Extender: Endurance Tests. Journal of the Americal Oil Chemist Society, Vol. 60, no. 8, 1983, 1574-1579.
4. Advanced Combustion Research for Energy from Vegetable Oils (ACREVO). Final report. European Commission project FAIR-CT95-0627, 1998. Online at http://www.biomatnet.org/secure/Fair/S484.htm.
5. Agroenergie, Mikulov, ČR. Konzultace autora s panem Tomášem Hlavenkou a exkurze do rakouského příhraničí, 2008.
6. Altun, S.; Bulut, H.; Oner, C.: The comparison of engine performance and exhaust emission characteristics of sesame oil–diesel fuel mixture with diesel fuel in a direct injection diesel engine. Renewable Energy, vol. 33, no. 8, 2008, 1791-1795.
7. Ammerer, A.; Rathbauer, J.; Worgetter, M.: *Rapeseed Oil as Fuel for Farm Tractors.* Prepared by BLT Wieselburg, Austria, for IEA Bioenergy Task 39, Subtask "Biodiesel", 2003.
8. Arcoumanis, C.; Kamimoto, T.: Flow and Combustion in Reciprocating Engines. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008.
9. Bari, S.; Lim, T.H.; Yu, C.W.: Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on injection system, performance and emission of a diesel engine. Renewable Energy 27 (2002) 339–351.
10. Baumgarten, C.: Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Springer-Verlag, Berlin, 2006.
11. Beller, P.C.: Fill 'Er Up With Human Fat. Forbes magazine, December 22, 2008.
12. Bentzen, J., Smith, V., Dilling-Hansen, M.: Regional income effects and renewable fuels: Increased usage of renewable energy sources in Danish rural areas and its impact on regional incomes. Energy Policy, Volume 25, Issue 2, February 1997, Pages 185-191.
13. Bernardo, A.., et al.: Camelina oil as a fuel for diesel transport engines. Industrial Crops and Products, 17, 2003, 191-197.
14. Beroun, S.: Vozidlové motory. Studijní texty k předmětu „Motorová vozidla". Katedra vozidel a motorů, Technická univerzita v Liberci, 2007.
15. Beroun, S.: Vstřikování paliva, rozpad paprsku paliva a tvoření směsi ve vznětovém motoru. Studijní materially, Katedra vozidel a motorů, Technická univerzita v Liberci, 2006.
16. Beroun, S.: Vznícení a hoření heterogenních směsí, vznícení homogenních směsí. Studijní materially, Katedra vozidel a motorů, Technická univerzita v Liberci, 2006.
17. BL-www: Biofuels library. Journey to Forever, Missouri, USA. www.journeytoforever.org/biofuel_library.html.
18. Bunger, J., et al.: Strong mutagenic effects of diesel engine emissions using vegetable oil as fuel. Arch Toxicol (2007) 81:599–603.
19. Canakci, M.; Ozsezen, A.N.; Turkcan, A.: Combustion analysis of preheated crude sunflower oil in an IDI diesel engine. Biomass and Bioenergy, vol. 33, 2009, 760-767.
20. Capra, F.: The Web of Life. A New Scientific Understanding of Living Systems. Anchor Books, New York, USA, 1997.

21. Carranca, J.N.: Green Power From Diesel Engines Burning Biological Oils and Recycled Fat. Proceedings of the Rio 5 – World Climate & Energy International Congress, Rio de Janeiro, Brazil, February 17th 2005.

22. Carven, Justin: Osobní konzultace, GreaseCar, Massachusetts, USA, 2006.

23. Cílek, V.; Kašík, M.: Nejistý plamen: Průvodce ropným světem. Dokořán, Praha, 2007. ISBN 978-80-7363-122-2.

24. (Clean Cities) Straight Vegetable Oil as a Diesel Fuel. Brožura připravená National Renewable Energy Laboratory pro organizaci Clean Cities (United States Department of Energy, USA), 2006. http://www.biodiesel.org/resources/toolkit/media/09_TruthAboutVegOil.pdf

25. Coelho, S.T., et al.: *The Use of Palm Oil for Electricity Generation in the Amazon Region.* RIO 5 - World Climate & Energy Event, 15-17 February 2005, Rio de Janeiro, Brazil.

26. Coupland, J.N.; McClements, D.J.: Physical Properties of Liquid Edible Oils. Journal of the Americal Oil Chemists Society, 74, 1997, 1559-1564.

27. Cruz, R.O.: *Process Development and Evaluation of Rapeseed Biodiesel*, In: *Progress Report, Agricultural Engineering Dept*, University of Idaho, Moscow, Idaho, USA, 1992.

28. Czerwinski, J.; Zimmerli Y.; Kasper, M.; Meyer, M.: A Modern HD-Diesel Engine with Rapeseed Oil, DPF and SCR. SAE Technical Paper 2008-01-1382, Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2008.

29. ČHMÚ-www: Národní inventarizační systém skleníkových plynů a problematika změny klimatu. http://www.chmu.cz/cc/start.html.

30. ČSN 65 6516: Motorová paliva - Řepkový olej pro spalovací motory na rostlinné oleje - Technické požadavky a metody zkoušení, ČSN 65 6516, 2007.

31. ČSÚ: Spotřeba paliv a energie v ČR za rok 2005. Český statistický úřad, http://www.czso.cz/csu/2006edicniplan.nsf/t/ED004475EA/$File/81010401.pdf

32. De Almeina, S.C.A., et al.: Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. Fuel 81 (2002), pp. 2097-2102.

33. Demirbas, A.: Fuel properties and calculation of higher heating values of vegetable oils. Fuel, vol. 77, no.9/10, 1998, 1117-1120.

34. Diesel, R.: The Diesel Oil-Engine. *Engineering 93*:395–406 (1912). *Chem. Abstr. 6*:1984 (1912).

35. Domac, J.; Richards, K.; Risovic, S.: Socio-economic drivers in implementing bioenergy projects. Biomass and Bioenergy, Volume 28, Issue 2, February 2005, Pages 97-106.

36. Dorn, B.; Wehmann, C.; Winterhalter, R.; Zahoransky, R.: Particle and Gaseous Emissions of Diesel Engines Fuelled by Different Non-Esterified Plant Oils. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, Pennsylvania, USA, paper no. 2007-24-0127, 2007.

37. Dorn, B.; Zahoransky, R.: Non-Esterified Plant Oils as Fuel – Engine Characteristics, Emissions Behaviour and Health Impact of PM. 13th Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, CH, červen 2009.

38. EIA: Energy Information Administration (vládní úřad USA), www.eia.gov.

39. Elsbett-www: Elsbett, Německo, www.elsbett.de.

40. Elsbett, G.; Bialkowsky, M.: Engines running on pure vegetable oil as regrowing fuel: History, Development, Experience, Chances. Shanghai International Symposium on I.C. Engine, 2003.

41. Dufek, M.; Kolářová, H.: Základy obecné a fyzikální chemie. ČVUT Praha, 1999.

42. EHK R-49: Předpis č. 49 Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN) – Emise vznětových motorů a zážehových motorů (poháněných zemním plynem a zkapalněným ropným plynem), revize 5. Úřední věstník Evropské unie, L103/1, 12.4.2008.

43. EMA 2006: Use of Raw Vegetable Oil or Animal Fats in Diesel Engines. Engine Manufacturers Association, Chicago, Illinois, USA, 2006.

44. Ergeneman, M.; et al.: Ignition delay characteristics of some Turkish vegetable oil-diesel fuel blends. Petroleum science and technology, vol. 15, no7-8, 1997, pp. 667-683.

45. ES 97/68/ES, 2004/26/ES: Směrnice evropského parlamentu ze dne 16. prosince 1997 o sbližování právních předpisů členských států týkajících se opatření proti emisím plynných znečišťujících látek a znečišťujících částic ze spalovacích motorů určených pro nesilniční pojízdné stroje, Směrnice evropského parlamentu a rady 2004/26/ES ze dne 21. dubna 2004, kterou se mění směrnice 97/68/ES o sbližování právních předpisů členských států týkajících se opatření proti emisím plynných znečišťujících látek a znečišťujících částic ze spalovacích motorů určených pro nesilniční pojízdné stroje.

46. Feynman, R.: The Pleasure of Finding Things Out. Perseus Publishing, USA, 2000. V českém překladu vyšlo jako "Radost z poznání", Aurora, 2003, ISBN 80-7299-068-3.

47. Franco, Z.; Nguyen, Q.D.: Rheological Properties of Vegetable Oil-Diesel Fuel Blends. Sborník konference AIP (XV International Congress on Rheology), 7.7.2008, vol. 1027, pp. 1450-1452.

48. Goering, C.E.; Schwab, A.W.; Daugherty, M.J.; Pryde, E.H.; Heakin, A.J. Trans. ASAE 1982, 25, 1472-1477 & 1483, as quoted in http://journeytoforever.org/biodiesel_yield2.html.

49. Greasecar-www: GreaseCar, Northampton, Massachusetts, USA, www.greasecar.com.

50. Havlíček, V.; Krajíček, I.: Rostlinný jedlý olej jako palivo pro vznětové motory. Sborník konference Motorová Palivá 2008, Tatranské Matliare, červen 2008, str. 721-732.

51. Hawkins, C.S.; Fuls, J.; and F.J.C. Hugo. *Engine Durability Tests with Sunflower Oil in an Indirect Injection Diesel Engine.* SAE Paper 831357 Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1983.

52. Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, USA, 1988.

53. Hiroyasu, H.; Kadota, T.: Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber. SAE paper 740715, 1974, dle citace v: Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988.

54. Hiroyasu, H.; Arai, M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE paper 900475, 1990, dle citace v: Baumgarten, C.: Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Springer-Verlag, Berlin, 2006.

55. Hlavenka, Tomáš. Měření v rámci diplomové práce na Mendelově zemědělské univerzitě, Brno, 2009.

56. Ivanhoe, L.F.: World Oil, říjen 1995, 77-87.

57. Johnson, J.E.; Kittelson, D.B.: Deposition, Diffusion, and Adsorption in the Diesel Oxidation Catalyst. Applied Catalysis B: Environmental, vol. 10, pp. 117-137, 1996.

58. Jones, S.; Peterson, C.L.: *Using Unmodified Vegetable Oils as a Diesel Fuel Extender – A Literature Review.* University of Idaho, Moscow, Idaho, USA, 2002.

59. Kalam, M.A., et al.: PAH and other emissions from coconut oil blended fuels. Journal of Scientific & Industrial Research, vol. 67, 2008, 1031-1035. http://nopr.niscair.res.in/bitstream/123456789/2428/1/JSIR%2067(11)%201031-1035.pdf

60. Knothe, G.; Dunn, R.O.; Bagby, M.O.: Biodiesel: The Use of Vegetable Oils and Their Derivatives as Alternative Diesel Fuels. In: Fuels and Chemicals from Biomass, Americal Chemical Society, Washington, D.C., 1997. Online at http://www.biodiesel.org/reports/GEN-162.doc.

61. Knothe, G.: Historical perspectives on vegetable oil based fuels. Inform, vol. 12, no. 11, 2001, 1103.

62. Knothe, G.: Some aspects of biodiesel oxidative stability. Fuel Processing Technology 88, 2007, str. 669-677.

63. Krahl, J., et al.: Utilization of rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester or diesel fuel: Exhaust gas emissions and estimation of environmental effects. SAE Technical paper 962096, Society of Automotive Engineers, Warrensdale, Pennsylvania, USA, 1996.

64. Krahl, J.: Comparison of Emissions and Mutagenicity from Biodiesel, Vegetable Oil, GTL and Diesel Fuel. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, Pennsylvania, USA, paper no. 2007-01-4042, 2007.

65. Labeckas, G.; Slavinskas, S.: Performance of direct-injection off-road diesel engine on rapeseed oil. Renewable Energy, vol. 31, no. 6, 2006, p. 849-863.

66. Lance, D.; Andersson, J.: Emissions Performance of Pure Vegetable Oil in Two European Light Duty Vehicles. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, Pennsylvania, USA, paper no. 2004-01-1881, 2004.

67. Lanni, T.R., Vojtisek-Lom, M.: Portable Emissions Monitoring of Diesel Construction Equipment at the World Trade Center #7 Site. Proceedings of the 13th CRC On-road Vehicle Emissions workshop, San Diego, CA, March 2003.

68. Lauer, P.: *New findings on PM emission and composition for medium speed 4-stroke marine Diesel engines operating on Bio-Fuel.* Proceedings of the 10th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, Switzerland, August 2006.

69. Laurin, J.: Vegetable oil-based engine fuels. Proceedings of the 8th International symposium Motor Fuels 2008, Tatranske Matliare, Slovakia, 2008.

70. Lea-Langton, A.: Comparison of Particulate PAH Emissions for Diesel, Biodiesel and Cooking Oil using a Heavy Duty DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 2008-01-1811. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2008.

71. Li, C.T.; Lin, Y.C.; Lee, W.J.; Tsai, P.J.: Emission of polycyclic aromatic hydrocarbons and their carcinogenic potencies from cooking sources to the urban atmosphere. Environmental Health Perspectives, 111, 2003.

72. Macek, J.; Suk, B.: Spalovací motory I. ČVUT Praha, 1996.

73. Machacon, H.T.C.; Shiga, S.; Karasawa, T.; Nakamura, H.: Performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with coconut oil-diesel fuel blend. Biomass and Bioenergy, 20, 2001, 63-69.

74. Maleky, F.; Campos, R.; Marangani, A.G.: Structural and Mechanical Properties of Fats Quantified by Ultrasonics. J Amer Oil Chem Soc (2007) 84:331–338.

75. Matějovský, V.: Automobilová paliva. Grada Publishing, Praha, 2005, str. 36.

76. Matějovský, V.: Combustion of pure plant oils in diesel and spark ignition engines. Proceedings of the 8th International symposium Motor Fuels, Tatranske Matliare, Slovensko, 2008.

77. McCormick, R.L.; Ratcliff, M.; Moens, L.; Lawrence, R.: Several factors affecting the stability of biodiesel in standard accelerated tests. Fuel Processing Technology 88 (2007) 651–657.

78. McDonnell, K.; Ward, S.; Leahy, J.J.; McNulty, P.: Properties of Rapeseed Oil for Use as a Diesel Fuel Extender. Journal of the American Oil Chemists Society, vol. 76, 1999, 539-543.

79. Messerer, A.; Niessner, R.; Poschl, U.: Thermophoretic deposition of soot aerosol particles under experimental conditions relevant for modern diesel engine exhaust gas systems. Journal of Aerosol Science, Volume 34, Issue 8, August 2003, p. 1009-1021.

80. Metropolis, N. "The Beginning of the Monte Carlo Method." Los Alamos Science, No. 15, 1987, p. 125-130. http://jackman.stanford.edu/mcmc/metropolis1.pdf.

81. Mills, G.A.; Howard, A.G.: Preliminary investigation of polynuclear aromatic hydrocarbon emissions from a diesel engine operating on vegetable oil-based alternative fuels. J. Inst. Energy, vol. 56:428, 1983, pp. 131-137.

82. Mueller, C.J.; Boehman, A.L.; Martin, G.: An Experimental Investigation of the Origin of Increased NOx Emissions when Fueling a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine with Soy Biodiesel. SAE Technical Paper 2009-01-1792.

83. MŽP 2004: Ročenka životního prostředí 2004. Ministerstvo životního prostředí České republiky, 2005.

84. MŽP 2007: Ročenka životního prostředí 2007. Ministerstvo životního prostředí České republiky, 2008.

85. Múčka, Viliam: Chemická termodynamika. ČVUT Praha, 1990 a 1996.

86. NBB-www: National Biodiesel Board webové stránky, USA. www.biodiesel.org.

87. NREL: Life Cycle Inventory of Biodiesel and Petroleum Diesel for Use in an Urban Bus. Publikace National Renewable Energy Laboratory číslo NREL/SR-580-24089 UC Category 1503, květen 1998, http://www.nrel.gov/docs/legosti/fy98/24089.pdf, strana 214.

88. Nwafor, O.M.I.; Rice, G.: Performance of Rapeseed Oil Blends in a Diesel Engine. Applied Energy, Vol. 54, No. 4, 1996, p. 345-354.

89. Nwafor, O.M.I.: The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions. Renewable Energy, 28, 2003, 171-181.

90. Nwafor, O.M.I.: Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature. Biomass and Bioenergy 27 (2004) 507 – 511.

91. Prateepchaikul, G.; Apichato, T.: Palm Oil as a Fuel for Agricultural Diesel Engines: Comparative Testing against Diesel Oil. Songklanakarin Journal of Science and Technology Vol.25 No.3 May-June 2003.

92. Pugazhvadivu, M.; Jeyachandran, K.: Investigations on the performance and exhaust emissions of a diesel engine using preheated waste frying oil as fuel. Renewable Energy 30 (2005) 2189–2202.

93. Raadnui, S.; Meenak, A.: Effects of refined palm oil (RPO) fuel on wear of diesel engine components. Wear, Vol. 254, Issue 12, Nov. 2003, 1281-1288.

94. Ramadhas, A.S.; Jayaraj, S.; C. Muraleedharan, C.: Use ofvegetable oils as I.C. engine fuels—A review. Renewable Energy 29 (2004) 727–742.

95. Rathbauer, J.; Krammer, K.; Prankl, H.; Woergetter, M.: 35-Rapeoil Fueled Farm Tractor Monitoring Preliminary Results. Biomass Logistics Technology, HBLFA Francisco Josephinum, Austria, 2008.

96. Reddy, J.N.; Ramesh, A.: Parametric studies for improving the performance of a Jatropha oil-fuelled compression ignition engine. Renewable Energy 31 (2006) 1994–2016.

97. Rewolinski, C.; Shaffer, D.L.: Sunflower Oil Diesel Fuel: Lubrication System Contamination. Journal of the Americal Oil Chemist Society, Vol. 62, no. 7, 1985, 1120-1124.

98. Ryan III, T.W.; Dodge, L.G.; Callahan, T.J.: The Effects of Vegetable Oil Properties on Injection and Combustion in Two Different Diesel Engines. Journal of the American Oil Chemists Society, vol. 61, no. 10, 1984, 1610-1619.

99. Ryan, T.; Maly, R,R,: Fuel Effects on Engine Combustion and Emissions. In: Arcoumanis, C.; Kamimoto, T.: Flow and Combustion in Reciprocating Engines. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008.

100. Soltic, P.; Edenhauser, D.; Thurnheer, T.; Schreiber, D.; Sankowski, A.: Experimental investigation of mineral diesel fuel, GTL fuel, RME and neat soybean and rapeseed oil combustion in a heavy duty on-road engine with exhaust gas aftertreatment. Fuel, vol. 88, 2009, 1-8.

101. Stiesh, G.: Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Birkhauser, 2003, ISBN 3540006826.

102. Strayer, R.C.; Blake, J.A.; Craig, W.K.: Canola and High Erucic Rapeseed Oil as Substitutes for Diesel Fuel: Preliminary tests. Journal of the American Oil Chemists Society, vol. 60, no. 8, 1983, 1587-1590.

103. Szybist, J.P.; Song, J.; Alam, M.; Boehman, A.L.: Biodiesel combustion, emissions and emission control. Fuel Processing Technology, vol. 88, no. 7, 2007, 679-691.

104. Takáts, M.: Měření emisí spalovacích motorů. ČVUT Praha, 1997.

105. Takáts, M.: Plynový zážehový motor spalující extrémně chudou směs - tvorba a rozpad oxidu dusnatého. Habilitační práce. ČVUT Praha, 1993.

106. Tangsathitkulchaia, C.; Sittichaitaweekula, Y.; Tangsathitkulchai, M.: Temperature Effect on the Viscosities of Palm Oil and Coconut Oil Blended with Diesel Oil. Journal of the Americal Oil Chemists Society, vol. 81, 2004, 401–405.

107. Tat, M.E., et al.: The speed of sound and isentropic bulk modulus of biodiesel at 21 degrees C from atmospheric pressure to 35 MPa. Journal of the American Oil Chemists Society, vol. 77, 2000, 285–289.

108. TDI-www: http://forums.tdiclub.com

109. Trnka, J.; Urban, J.: Spaľovacie motory. Alfa Bratislava, 1992.

110. Thuneke, K., et al.: Mutagenitat der Partikelemissionen eines mit Rapsol- und Dieselkraftstoff betrieben Traktors, Berichte aus dem TFZ 14, Technologie- und Forder-zentrum Bayern, ISSN 1614-1008, Straubing, 2007, dle citace v [Dorn 2009].

111. US 40 CFR 86, 40 CFR 51: Federální zákon USA (Code of Federal Register), svazek 40, část 86, resp. část 51. http://ecfr.gpoaccess.gov/cgi/t/text/text-idx?c=ecfr&tpl=/ecfrbrowse/Title40/40cfr86_main_02.tpl

112. Vailing, I.; Franta, R.; Stacho, D.; Mikulec, J.; Cvengroš, J.: Rastlinné oleje a živočišné tuky ako palivo pre dieselové motory. Sborník konference Motorová Palivá 2008, Tatranské Matliare, červen 2008, str. 733-747.

113. Van Gerpen, J.H.; Tat, M.E.: Measurement of Biodiesel Speed of Sound and Its Impact on Injection Timing. Final Report (Report 4 in a series of 6) to the National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado, USA. Report no. NREL/SR-510-31462, February 2003.

114. Varde, K.S.: Bulk modulus of vegetable oil-diesel fuel blends. Fuel, vol. 63, no. 5, 1984, 713-715.

115. Vojtíšek-Lom, M., Cobb, J.T.: On-road light-duty vehicle emission measurements using a novel inexpensive on-board portable system. Sborník konference 8th CRC On-road vehicle emissions workshop, San Diego, California, USA, 1998.

116. Vojtíšek-Lom, M., Allsop, J.E.: "Development Of Heavy-Duty Diesel Portable, On-Board Mass Exhaust Emissions Monitoring System With NOx, CO2 And Qualitative PM Capabilities." SAE Technical Paper Series, 2001-01-3641. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2001.

117. Vojtíšek-Lom, M.; Wilson, P.J.: Real-world Emissions From Private Diesel Passenger Vehicles Running On Unrefined Waste Vegetable Oil. Sborník konference 14th CRC On-road vehicle emissions workshop, San Diego, California, USA, 2004.

118. Vojtíšek-Lom, M.: Measurement of Regulated and Unregulated Pollutants in Vehicular Exhaust Using a Portable On-board Fourier-Transform Infra-Red (FTIR) Spectrometer. In: "International Conference on Transport and Environment: A Global challenge Technological and Policy Solutions." Milano, Italy, March 2007. European Commission Publication EUR 22789 EN/2, p. 353-377.

119. Vojtíšek-Lom, M. - Lanni, T. R.: Real-time, on-road Measurements of Diesel Exhaust Aftertreatment Device PM Removal Efficiency. In: 11th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles. ETH, Swiss Federal Institute of Technology. Zurich, Switzerland, 12-15 August 2007.

120. Vojtíšek-Lom, M.: Time-resolved Emissions Characteristics of Modern Passenger Vehicle Diesel Engines Powered by Heated Vegetable Oil. SAE Technical Paper 2007-24-0129. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, Pennsylvania, USA, 2007.

121. Vojtíšek-Lom, M.; Pechout, M.; Blažek, J.; Moc, L.; Hlavenka, T.: Effects of Current and Prior Operating Conditions on Particulate Matter Emissions from a Diesel Engine Operated on Heated Rapeseed Oil. SAE Technical Paper 2009-01-1913. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.

122. Vojtíšek-Lom, M.; Blažek, J.; Dufek, M.; Fenkl, M.: Investigation of Combustion Rates and Injection and Ignition Onset of Heated Rapeseed Oil in Direct-Injection Turbodiesel Engines. SAE Technical Paper 2009-01-1914. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.

123. Vojtíšek-Lom, M.; Blažek, J.; Fenkl, M.; Pechout, M.: Enhancement of Combustion of Vegetable Oil in Diesel Engines at Low Loads with Hydrogen. SAE Technical Paper 2009-24-0047. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.

124. Walden, M.L.: Measuring How Much Economic Change Will Mean to Your Community. North Carolina State University, Raleigh, North Carolina, USA, http://www.ces.ncsu.edu/resources/economics/change/

125. Weast, R. Lide, D. Astle, M. Beyer, W. (1989-1990). CRC Handbook of Chemistry and Physics. 70th ed. Boca Raton, Florida: CRC Press, Inc.. F-373,376. Dle citace na http://en.wikipedia.org/wiki/Weber_number.

126. Weihenstephan standard. Qualitatsstandard fur Rapsol als Kraftstoff (RK-Qualitatsstandard). LTV-Arbeitskreis Dezentrale Pflanzenolgewinnung, Weihenstephan, Německo, 2000. http://www.elsbett.com/fileadmin/elsbett/archiv/de/weihenstephan.pdf, http://journeytoforever.org/biodiesel_svostd.html

127. Williams, A.; McCormick, R.L.; Hayes, R.; Ireland, J.; Fang, H.: Effect of Biodiesel Blends on Diesel Particle Filter Performance. SAE Technical Paper no. 2006-01-3280, Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2006.

128. WTW 2007: Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context. WELL-TO-TANK Report, Version 2c, March 2007. Appendix 1, strana 54 a Appendix 2, strana 5. http://ies.jrc.ec.europa.eu/WTW

129. Youngs, C.G.; Mallard, T.M.; Craig, B.M.; Sallans, H.R.: Component Fatty Acids of Rapeseed Oil. Canadian Journal of Chemistry, vol. 29, 1951, 871-876.

Poznámka: Dostupnost a obsah uvedených internetových stránek byly ověřeny v průběhu května 2009.

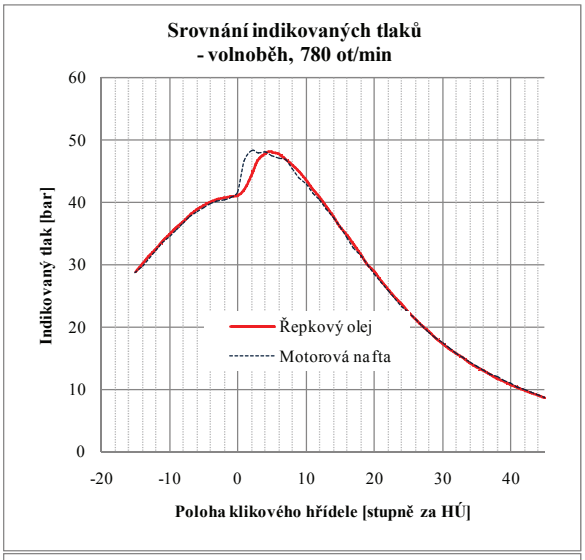
Publikace autora vycházející z řešení doktorské disertační práce na TUL

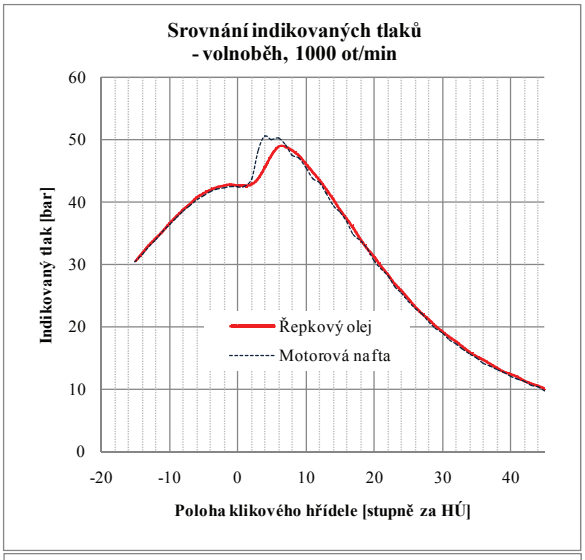
- Blažek, J., Vojtíšek-Lom, M.: Experimental Investigation Of The Combustion Of Vegetable Oils In Diesel Engine At Low Engine Loads. In: 33 rd International Scienfic Congress on Poewrtrain and Transport Means European KONES 2007. Polska Akademia Nauk. Warsaw, Poland, 9-12 September 2007. Journal of KONES, ISSN 1231-4005, vol. 14, no. 3, 2007, p. 361-372.
- Vojtíšek, M.: Přímé využití rostlinného oleje jako paliva z hlediska motoru, emisí, zemědělství, místní ekonomiky, životního prostředí, a udržitelnosti. In: 8. vědecká mezinárodní konference „Přírodní zdroje, doprava, energetika a udržitelný hospodářský růst". 16 str. Ústav ekonomiky a managementu dopravy a telekomunikací, FD ČVUT Praha, Praha 2008, ISBN 978-80-01-04053-9.
- Vojtíšek M., Blažek J.: Combustion of heated vegetable oil in modern turbodiesel engines: Ignition delay and emissions as a function of injection timing and engine load. In: Advances in Automotive Engineering. Volume I. s. 102-111. Brno 2008. ISBN 978-80-7399-496-9.
- Vojtíšek, M. – Blažek, J. - Moc, L. - Mareš, J. - Pechout, M. – Hlavenka, T.: Effect Of Operating Conditions On The Effect Of Vegetable Oil As Diesel Engine Fuel On Exhaust Emissions Of Fine Particulate Matter. Sborník výroční konference České aerosolové společnosti, pp. 71-72, Praha, prosinec 2008, ISBN 978-80-86186-17-7.
- Vojtíšek, M.: Vliv provozu vznětového motoru na ohřátý rostlinný olej na výfukové emise. Konference Studentské vědecké odborné činnosti, Technická univerzita v Liberci, 27. května 2009.
- Vojtíšek-Lom, M.; Pechout, M.; Blažek, J.; Moc, L.; Hlavenka, T.: Effects of Current and Prior Operating Conditions on Particulate Matter Emissions from a Diesel Engine Operated on Heated Rapeseed Oil. SAE Technical Paper 2009-01-1913. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.
- Vojtíšek-Lom, M.; Blažek, J.; Dufek, M.; Fenkl, M.: Investigation of Combustion Rates and Injection and Ignition Onset of Heated Rapeseed Oil in Direct-Injection Turbodiesel Engines. SAE Technical Paper 2009-01-1914. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.
- Vojtíšek-Lom, M.; Fenkl, M.; Mareš, J.; Pechout, M.: Diesel particulate trap regeneration on a turbodiesel engine powered by heated rapeseed oil. Sborník 13th ETH-Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, Švýcarsko, 22.-24.6.2009.
- Vojtíšek, M.: Zařízení k přivádění paliva u dvojpalivového systému spalovacího vznětového motoru. Užitný vzor 19766, přihláška 2009-21173, zapsán 22.6.2009.
- Hlavenka, T. – Vojtíšek, M. – Čupera, J. – Fajman, M.: Výkonové a emisní parametry moderních vznětových motorů dlouhodobě provozovaných na rostlinný olej. Přijato k publikaci ve sborníku KOKA 2009, XL. Medzinárodná vedecká konferencia českých a slovenských univerzít, katedier a inštitúcií zaoberajúcich sa výskumom spaľovacích motorov, Nitra, 7.-8.9.2009.
- Vojtíšek-Lom, M. ; Blažek, J.; Fenkl, M.; Pechout, M.: Enhancement of Combustion of Vegetable Oil in Diesel Engines at Low Loads with Hydrogen. SAE Technical Paper 2009-24-0047. Society of Automotive Engineers, Warrensdale, PA, USA, 2009.

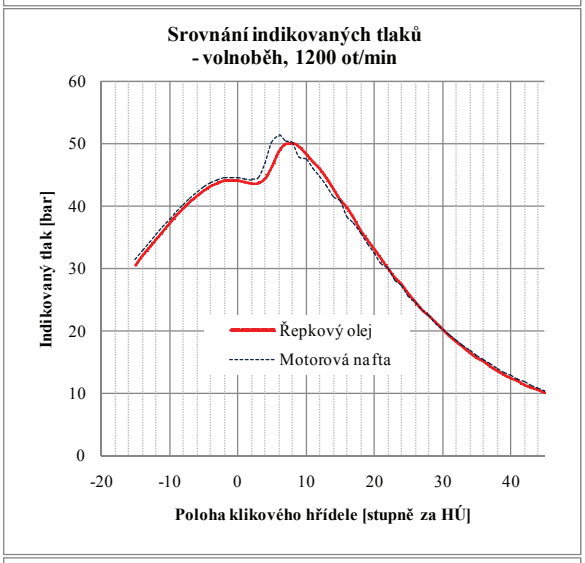
Příloha A-1: Měření na motoru Avia – indikované tlaky, průběh hoření, spotřeba, emise.

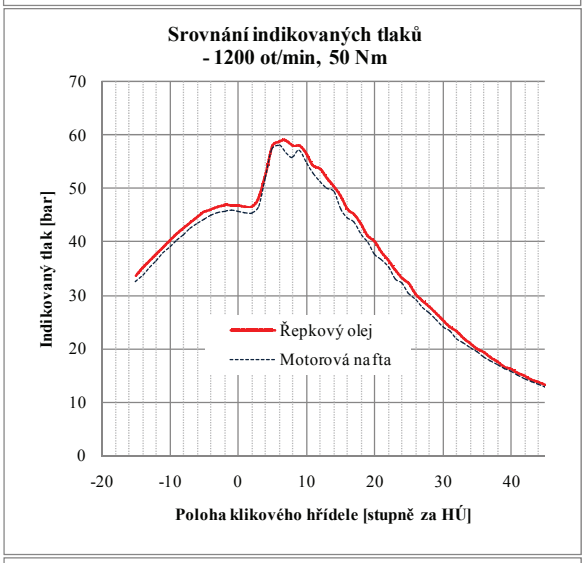
	Otáčky	Moment	Výkon	BMEP	BSFC	MAP	EGT	NOX	CO	CO2	IMEP	VAR IMEP	PMAX	VAR Pmax	AQ0	AI5%	AI10%	AI50%	AI90%
	[1/min]	[Nm]	[kW]	[kPa]	[g/kWh]	[kPa]	[°C]	[ppm]	[ppm]	%	[bar]	%	[bar]	%	° ATDC	° ATDC	° ATDC	° ATDC	° ATDC
Nafta - originální počátek vstřiku	828	0	0	0		104	298	359	93	2.03	2.19	3.90	51.43	1.52	-4.17	1.47	1.73	6.98	23.62
	1000	50	5	160	309	106	243	430	98	3.24	3.90	4.19	60.83	2.23	-5.93	2.40	2.76	7.22	26.05
	1000	100	10	320		108	254	506	88	4.79	5.76	2.41	66.22	1.19	-5.90	2.47	2.94	9.04	30.07
	1200	50	6	160	386	100	173	263	108	2.95	3.98	1.87	62.15	3.06	-6.01	3.92	4.29	8.54	27.86
	1200	100	13	320	279	100	223	352	92	4.42	5.75	0.96	68.29	2.06	-5.95	3.67	4.09	9.64	31.40
	1200	200	25	641	242	100	348	457	288	7.30	9.34	1.02	79.13	1.31	-6.85	3.35	4.15	12.35	39.80
	1200	300	38	961	232	148	496	632	991	9.78	13.46	**	117.11	**					
	1200	400	50	1282	245	175	628	660	2595	12.14	16.79	1.17	107.67	3.88					
	1600	100	17	320	286	126	248	335	83	4.20	5.96	1.46	68.34	1.85	-6.43	6.21	6.69	13.01	30.96
	1600	200	34	641	239	150	346	490	80	6.36	9.63	1.10	80.11	0.91	-6.79	5.83	6.81	15.14	36.87
	1600	300	50	961	235	184	450	577	97	8.21	13.34	1.22	92.44	0.74	-6.84	6.31	8.15	17.59	42.23
	1600	400	67	1282	227	207	533	843	243	9.92	17.11	0.94	121.93	0.68	-6.83	3.53	5.13	16.22	45.04
	1600	470	79	1506	244	223	665	798	755	12.57	20.39	0.66	129.33	0.68	-6.77	3.66	5.46	18.95	50.10
	2000	100	21	320	312	151	312	469	45	4.38	6.84	1.50	73.30	0.82	-7.25	6.08	7.29	15.42	32.99
	2000	200	42	641	252	182	356	358	48	5.95	10.51	1.66	84.53	0.72	-7.88	7.08	9.09	17.87	38.46
	2000	300	63	961	247	212	466	484	49	7.91	14.46	1.53	103.27	1.64	-8.19	6.52	8.47	18.71	42.79
	2000	400	84	1282	243	219	614	735	440	10.57	18.27	0.92	135.02	0.57	-8.20	2.01	3.78	16.13	47.14
Řepkový olej - originální počátek vstřiku	828	0	0	0		103	320	288	91	2.17	1.99	7.64	48.50	1.77	-4.46	2.16	2.44	7.51	24.41
	1000	50	5	160	364	106	235	262	174	3.36	3.73	4.74	56.70	1.66	-5.30	3.56	3.96	8.87	27.28
	1000	100	10	320	302	108	253	302	160	5.04	5.53	1.51	64.09	1.24	-5.68	3.55	4.01	9.95	32.10
	1200	50	6	160	433	109	224	202	243	3.20	3.81	4.83	57.21	2.83	-5.54	5.06	5.38	10.00	27.46
	1200	100	13	320	315	113	257	280	158	4.95	5.83	1.53	64.49	2.25	-5.95	4.81	5.24	11.36	32.68
	1200	200	25	641	276	127	369	355	343	7.75	9.25	1.34	75.52	0.91	-6.18	4.35	5.14	13.50	41.53
	1200	300	38	961	267	148	487	423	991	10.19	13.03	1.06	87.97	0.61	-6.38	4.43	5.88	15.83	44.95
	1300	520	71	1666	265	209	669	447	1845	14.02	20.66	0.77	114.33	0.64	-6.52	5.59	7.41	20.10	48.91
	1600	100	17	320	333	130	325	274	77	4.70	5.55	1.85	64.49	1.38		6.39	7.05	14.02	33.02
	1600	200	34	641	275	154	388	341	82	6.99	9.67	1.53	77.76	0.86	-6.54	6.46	7.86	16.18	39.42
	1600	300	50	961		182	458	397	60	8.70	13.39	1.42	90.56	0.63	-6.65	7.01	8.79	18.62	43.90
	1600	400	67	1282	263	209	552	567	154	10.63	17.15	1.01	112.08	1.82	-6.53	5.08	6.77	18.23	45.51
	1600	470	79	1506	267	221	654	556	321	12.95	20.08	0.58	115.85	1.67	-6.59	5.62	7.52	21.12	50.50
	2000	100	21	320	340	149	257	183	61	4.24	6.87	1.65	75.29	1.62	-7.54	7.88	8.62	16.78	34.98
	2000	200	42	641	287	184	359	309	49	6.13	10.57	2.31	83.89	0.95	-7.69	7.59	9.58	18.46	38.99
	2000	300	63	961		211	456	498	46	8.12	14.41	1.32	104.67	2.56	-8.05	6.29	8.14	18.44	42.61
	2000	400	84	1282	274	219	618	675	191	11.08	18.20	1.02	126.29	3.21	-8.23	3.41	5.24	17.99	47.85
Nafta - změněný počátek vstřiku	828	0	0	0		**	**	184.02	106	1.77	2.242	3.7	55.046	1.937	-3.075	0.038	0.257	5.262	22.807
	1000	50	5	160		106	193	322.64	79	3.11	3.917	1.851	65.167	2.22	-4.71	0.675	0.995	4.95	25.685
	1000	100	10	320		102	128	425.81	80	4.99	6	1.117	69.857	0.946	-4.627	0.502	0.985	7.887	30.373
	1200	200	25	641	217	127	402	568.62	447	7.77	9.581	1.192	90.089	0.687	-4.767	-0.928	0.078	9.383	38.425
	1600	100	17	320	265	126	266	382.29	56	4.37	6.238	1.765	77.226	1.365	-5.225	1.435	1.97	9.533	29.303
	2000	100	21	320	290	146	257	297.62	48	4.05	6.835	1.389	81.463	1.313	-6.918	3.382	4.197	12.617	31.11
ŘO - změněný počátek vstřiku	828	0	0	0		102	123	93	472	1.78	2.095	13.067	51.335	3.075	-2.912	1.43	1.728	6.307	23.347
	1000	50	5	160		**	**	248	273	3.15	3.81	3.825	60.746	1.517	-3.107	1.587	1.957	6.933	26.368
	1000	100	10	320	282	108	218	353	166	4.84	5.585	1.849	67.532	0.851	-3.458	1.243	1.655	7.923	29.347
	1200	100	13	320	315	112	263	446	110	4.99	5.828	1.965	70.555	1.674	-3.325	-0.135	0.278	7.915	30.098
	1200	200	25	641	280	128	388	492	468	8.25	9.792	1.319	87.895	0.739	-4.587	-0.372	0.632	9.963	39.045
	1600	100	17	320	308	125	272	367	77	4.65	5.865	2.077	73.164	1.166	-4.955	1.923	2.487	10.378	30.893
	2000	100	21	320		**	**	332	49	4.37	6.913	2.597	80.072	0.743	-6.968	3.702	5.052	13.035	31.922

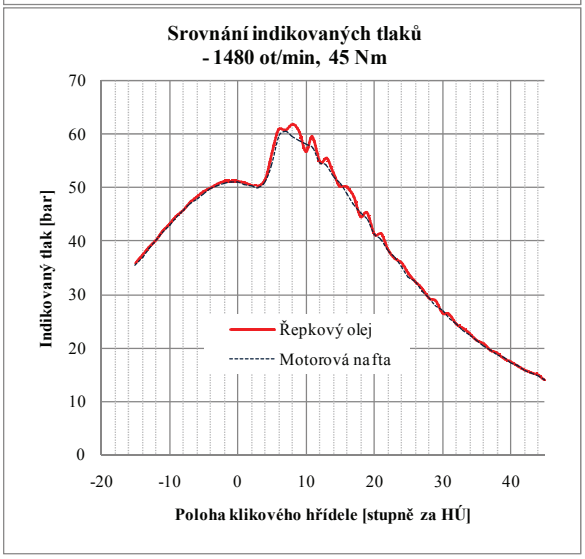
Příloha B-1: Průběhy indikovaných tlaků, Zetor 1505

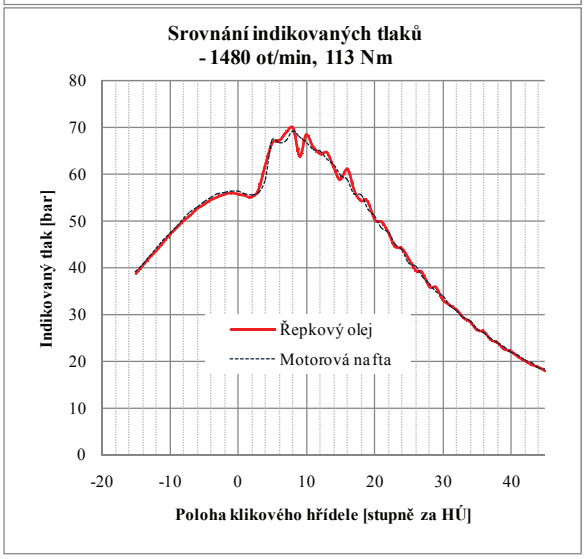




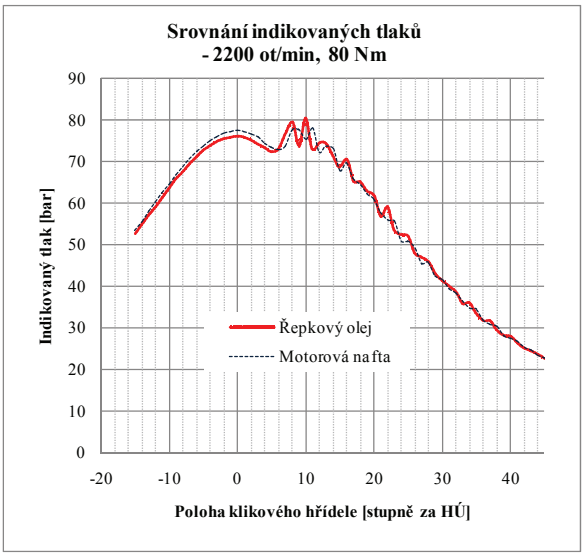


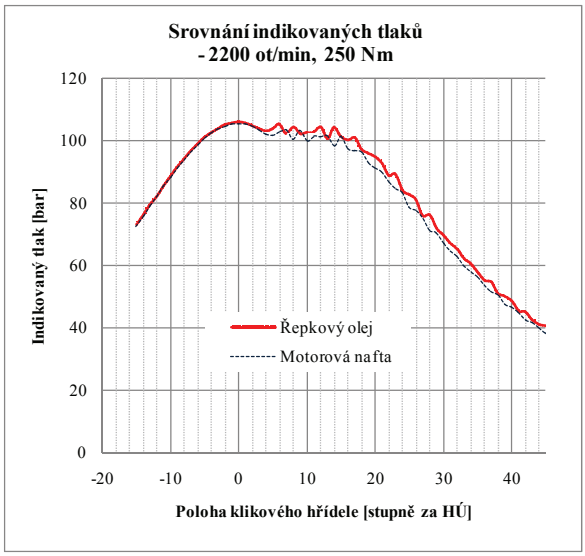




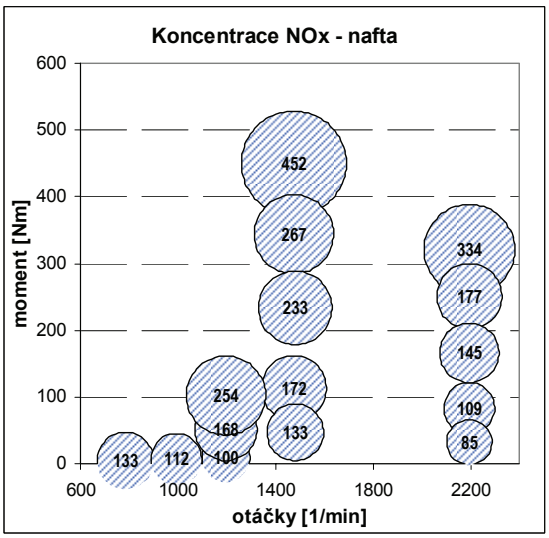


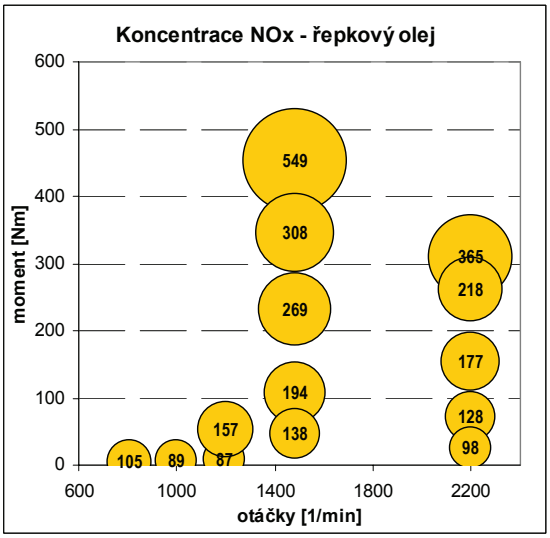
Příloha B-1: Průběhy indikovaných tlaků, Zetor 1505 (pokračování)

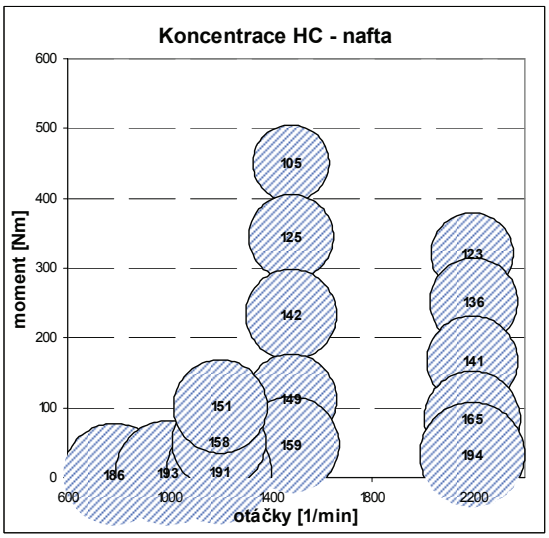


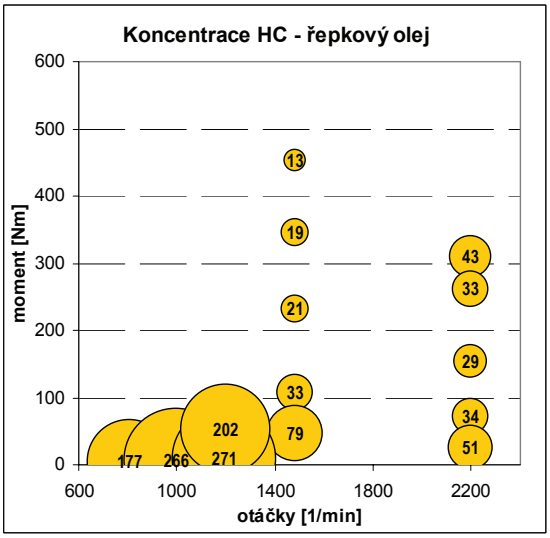


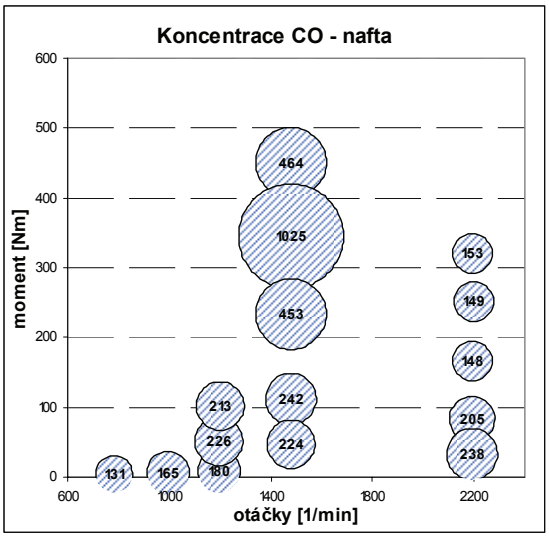
Příloha B-2: Emise plynných látek – Zetor 1505 (koncentrace v ppm)

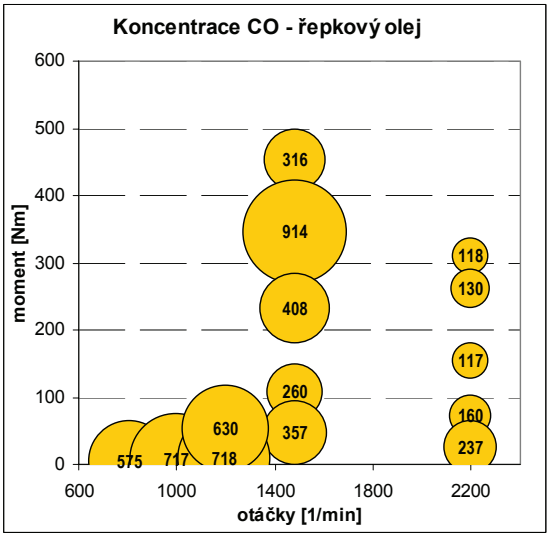












Příloha B-3: Tabulovaná data z měření na motoru Zetor 1505

Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 1, systém Diesel Therm - červenec 2008

Nafta		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Skutečné hodnoty	otáčky	1/min	2196	2197	2196	2195	2196	1479	1479	1480	1480	1480	784	997	1195	1199
	moment	Nm	321	251	166	83	32	450	344	232	112	46	4	6	8	51
	výkon	kW	73.8	57.7	38.2	19.0	7.5	69.7	53.2	36.0	17.4	7.2	0.3	0.7	1.0	6.4
	BMEP	kPa	970	759	503	251	98	1361	1039	703	339	140	13	20	23	155
Průtok vzduchu		kg/h	43	38	35	28	26	33	25	20	16	15	8	10	13	13
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	142	138	110	74	50	133	96	58	29	18	3	5	8	11
	tlak	kPa	156	152	135	111	91	142	124	97	77	62	50	48	48	49
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	62	56	54	52	48	52	43	38	40	37	36	36	36	36
	tlak	kPa	138	135	107	71	48	133	94	56	27	17	3	4	7	10
Vzduch v sání	teplota	C	64	73	75	73	69	61	61	60	62	60	55	53	51	49
	tlak	kPa	137	133	105	70	48	129	93	55	27	17	3	4	7	9
Teplota paliva	čerp. vstup	C	67	69	71	73	74	72	69	68	69	70	70	71	72	72
Motorový olej	teplota	C	93	97	100	101	103	102	101	101	102	101	98	96	96	95
	tlak	kPa	330	325	326	333	339	273	280	290	299	307	201	271	297	298
Chladicí kapalina	do chladiče	C	94	94	93	93	93	92	91	91	91	90	89	88	88	89
	do motoru	C	64	59	58	59	57	62	52	45	58	47	65	66	69	65
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	215	181	154	112	85	139	106	71	43	33	10	14	21	25
	za turbem	kPa	3	2	1	1	1	2	1	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	608	524	436	353	288	580	560	474	346	249	146	142	150	201
	za turbem	C	482	381	321	269	227	421	442	399	317	236	165	143	137	170
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	41	45	47	55	65	35	42	47	50	53	62	64	64	53
	NOx	ppm	334	177	145	109	85	452	267	233	172	133	133	112	100	168
	CO	ppm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	CO2	%	7.59	7.11	5.66	4.33	3.23	8.59	9.20	7.98	5.33	3.47	1.52	1.62	1.75	2.99

Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 1, systém Diesel Therm - červenec 2008

Rostlinný olej		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Skutečné hodnoty	otáčky	1/min	2200	2200	2199	2199	2198	1481	1481	1481	1482	1481	805	1000	1197	1198
	moment	Nm	310	261	153	72	25	453	344	231	107	45	4	6	7	53
	výkon	kW	71.4	60.1	35.2	16.7	5.6	70.2	53.4	35.9	16.6	7.0	0.3	0.6	0.9	6.6
	BMEP	kPa	937	789	462	219	74	1369	1041	700	323	137	11	17	23	159
Průtok vzduchu		kg/h	45	38	33	27	25	33	25	20	16	15	8	10	12	13
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	141	140	107	72	49	136	95	56	28	16	3	5	7	10
	tlak	kPa	153	150	132	106	86	139	120	93	74	58	49	46	47	48
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	54	62	56	51	47	50	43	39	43	36	36	36	35	35
	tlak	kPa	137	137	106	70	45	133	92	54	27	15	3	4	7	10
Vzduch v sání	teplota	C	61	77	77	73	68	60	61	60	63	59	55	53	51	49
	tlak	kPa	136	136	102	67	48	133	91	53	26	15	3	4	7	10
Teplota paliva	čerp. vstup	C	85	86	88	88	89	88	86	84	85	83	82	81	81	81
Motorový olej	teplota	C	95	97	101	102	103	103	102	101	103	101	98	96	96	95
	tlak	kPa	327	322	325	332	339	272	280	291	298	308	206	270	297	296
Chladicí kapalina	do chladiče	C	93	94	93	93	93	91	91	91	92	90	89	88	88	89
	do motoru	C	54	73	64	62	59	58	50	44	69	50	63	66	67	62
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	217	183	149	111	86	161	107	70	42	31	11	15	21	19
	za turbem	kPa	3	2	2	1	0	2	1	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	592	539	430	344	277	569	557	467	342	235	140	138	147	205
	za turbem	C	464	392	318	263	219	415	440	394	311	223	157	138	134	174
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	14	11	10	11	17	4	6	7	11	26	59	89	90	67
	NOx	ppm	365	218	177	128	98	549	308	269	194	138	105	89	87	157
	CO	ppm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	CO2	%	7.67	7.64	5.85	4.45	3.26	8.79	9.60	8.21	5.52	3.43	1.59	1.71	1.90	3.26

Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 1, systém Diesel Therm - červenec 2008

Rostlinný olej		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Skutečné hodnoty	otáčky	1/min	2200	2200	2199	2199	2198	1481	1481	1481	1482	1481	805	1000	1197	1198
	moment	Nm	310	261	153	72	25	453	344	231	107	45	4	6	7	53
	výkon	kW	71.4	60.1	35.2	16.7	5.6	70.2	53.4	35.9	16.6	7.0	0.3	0.6	0.9	6.6
	BMEP	kPa	937	789	462	219	74	1369	1041	700	323	137	11	17	23	159
Průtok vzduchu		kg/h	45	38	33	27	25	33	25	20	16	15	8	10	12	13
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	141	140	107	72	49	136	95	56	28	16	3	5	7	10
	tlak	kPa	153	150	132	106	86	139	120	93	74	58	49	46	47	48
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	54	62	56	51	47	50	43	39	43	36	36	36	35	35
	tlak	kPa	137	137	106	70	45	133	92	54	27	15	3	4	7	10
Vzduch v sání	teplota	C	61	77	77	73	68	60	61	60	63	59	55	53	51	49
	tlak	kPa	136	136	102	67	48	133	91	53	26	15	3	4	7	10
Teplota paliva	čerp. vstup	C	85	86	88	88	89	88	86	84	85	83	82	81	81	81
Motorový olej	teplota	C	95	97	101	102	103	103	102	101	103	101	98	96	96	95
	tlak	kPa	327	322	325	332	339	272	280	291	298	308	206	270	297	296
Chladicí kapalina	do chladiče	C	93	94	93	93	93	91	91	91	92	90	89	88	88	89
	do motoru	C	54	73	64	62	59	58	50	44	69	50	63	66	67	62
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	217	183	149	111	86	161	107	70	42	31	11	15	21	19
	za turbem	kPa	3	2	2	1	0	2	1	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	592	539	430	344	277	569	557	467	342	235	140	138	147	205
	za turbem	C	464	392	318	263	219	415	440	394	311	223	157	138	134	174
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	14	11	10	11	17	4	6	7	11	26	59	89	90	67
	NOx	ppm	365	218	177	128	98	549	308	269	194	138	105	89	87	157
	CO	ppm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	CO2	%	7.67	7.64	5.85	4.45	3.26	8.79	9.60	8.21	5.52	3.43	1.59	1.71	1.90	3.26

Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 2, systém Greasecar - říjen 2008

Nafta		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nastavené hodnoty	otáčky	1/min	2200	2200	2200	2200	2200	1480	1480	1480	1480	1480	780	1240	1000	1480
	moment	Nm	330	247	165	83	33	450	337	225	112	45	0	50	50	112
	výkon	kW	76.0	56.9	38.0	19.1	7.6	69.7	52.2	34.9	17.4	7.0	0.0	6.5	5.2	17.4
Skutečné hodnoty	otáčky	1/min	2199	2198	2198	2198	2201	1480	1479	1481	1482	1479	777	1239	999	1479
	moment	Nm	316	235	158	80	33	450	336	226	113	46	3	53	51	114
	výkon	kW	72.8	54.1	36.4	18.3	7.6	69.8	52.0	35.0	17.5	7.1	0.2	6.8	5.4	17.7
	BMEP	kPa	956	711	479	241	99	1362	1015	683	342	138	8	159	155	345
Ambient intake air	temp.	C	22	22	21	21	21	21	0	0	0	0	19	19	17	17
	humidity	%	51	51	53	54	53	54	0	0	0	0	64	63	69	72
	vacuum	kPa	3.0	2.0	1.6	1.1	0.8	1.4	0.8	0.3	0.1	0.1	-0.3	0.1	0.0	0.2
Průtok vzduchu		kg/h	477	408	372	318	284	357	269	215	173	158	85	158	113	175
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	140	134	112	88	70	135	106	76	52	42	30	37	32	47
	tlak	kPa	142	138	112	76	55	138	96	57	28	16	2	14	7	27
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	56	52	47	41	36	51	41	33	29	26	22	22	21	24
	tlak	kPa	137	133	108	73	52	134	93	54	26	15	2	13	6	25
Vzduch v sání	teplota	C	59	74	70	64	58	55	59	57	55	50	42	35	37	46
	tlak	kPa	138	135	109	74	53	134	93	55	27	15	2	13	6	26
Teplota paliva	čerpadlo	C	62	67	70	72	74	63	62	62	66	67	64	60	58	58
	vstřikovač	C	70	71	70	67	66	68	64	62	64	63	58	53	53	54
Motorový olej	teplota	C	97	103	103	103	102	99	100	99	98	95	88	83	82	86
	tlak	kPa	321	312	319	330	342	271	278	289	303	314	229	322	290	324
Chladicí kapalina	do chladiče	C	93	93	93	92	92	92	92	91	91	89	85	87	87	90
	do motoru	C	59	61	55	49	54	58	61	50	45	58	66	69	67	53
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	216	185	157	118	94	162	108	73	44	32	9	32	18	44
	za turbem	kPa	3	2	2	1	1	2	1	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	581	492	409	326	271	570	530	441	315	217	114	195	184	306
	za turbem	C	457	350	291	239	203	425	420	366	273	190	112	163	165	256
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	137	134	154	187	109	125	128	150	178	206	182	188	177	192
	NOx	ppm	451	230	182	132	102	783	431	341	227	165	167	245	313	232
	CO	ppm	140	138	145	197	228	269	554	242	241	239	173	223	235	259
	CO2	%	7.12	6.53	5.13	3.77	2.81	8.21	8.64	7.35	4.98	2.92	1.34	2.58	2.65	4.99
	O2	%	11.08	11.78	13.44	15.12	16.30	9.42	8.79	10.40	13.35	16.00	18.56	16.56	16.42	13.29

Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 2, systém Greasecar - říjen 2008

Rostlinný olej		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nastavené hodnoty	otáčky	1/min	2200	2200	2200	2200	2200	1480	1480	1480	1480	1480	780	1240	1000	1480
	moment	Nm	330	247	165	83	33	450	337	225	112	45	0	50	50	112
	výkon	kW	76.0	56.9	38.0	19.1	7.6	69.7	52.2	34.9	17.4	7.0	0.0	6.5	5.2	17.4
Skutečné hodnoty	otáčky	1/min	2199	2200	2199	2199	2200	1480	1481	1480	1480	1480	776	1239	999	1480
	moment	Nm	317	238	157	81	33	454	337	225	114	45	3	52	50	113
	výkon	kW	73.0	54.8	36.2	18.8	7.6	70.4	52.2	34.9	17.6	7.0	0.3	6.7	5.3	17.5
	BMEP	kPa	958	720	476	246	100	1374	1018	682	344	136	10	157	153	342
Ambient intake air	temp.	C	20	20	20	20	20	20	20	0	0	0	20	20	21	21
	humidity	%	60	61	60	60	60	60	60	0	0	0	57	57	54	53
	vacuum	kPa	2.9	2.0	1.4	0.9	0.7	1.5	0.7	0.4	0.2	0.1	-0.2	0.0	0.0	0.2
Průtok vzduchu		kg/h	479	410	369	316	280	362	269	212	173	156	85	140	110	171
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	140	133	114	88	72	134	104	76	55	44	28	35	34	50
	tlak	kPa	141	137	108	74	51	138	94	55	28	15	2	11	6	26
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	56	52	48	41	38	48	38	32	30	28	22	22	22	26
	tlak	kPa	136	132	104	70	49	133	91	53	27	14	2	10	6	25
Vzduch v sání	teplota	C	59	72	70	63	58	54	58	57	54	50	39	37	38	47
	tlak	kPa	137	134	105	71	49	134	91	54	27	15	2	10	6	25
Teplota paliva	čerpadlo	C	89	92	93	92	91	87	85	84	83	80	68	66	65	69
	vstřikovač	C	96	95	90	85	80	89	85	82	76	71	56	56	57	63
Motorový olej	teplota	C	101	105	105	104	103	100	101	100	99	97	81	81	83	88
	tlak	kPa	313	310	318	331	341	271	278	289	303	314	264	330	288	320
Chladicí kapalina	do chladiče	C	93	93	93	92	92	92	92	91	91	89	80	86	88	91
	do motoru	C	58	60	56	49	53	53	54	46	46	58	63	68	65	46
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	213	184	153	115	89	162	106	71	44	32	9	26	18	44
	za turbem	kPa	3	2	1	1	1	2	1	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	572	483	402	321	266	559	523	438	318	215	104	197	185	313
	za turbem	C	447	343	287	235	200	416	414	363	273	187	96	166	167	264
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	33	30	43	70	47	24	28	78	140	156	300	287	213	261
	NOx	ppm	483	252	205	149	118	857	461	369	233	166	148	194	246	233
	CO	ppm	112	111	119	171	253	179	464	270	332	474	608	725	743	399
	CO2	%	7.29	6.73	5.38	3.99	2.97	8.49	8.95	7.66	5.26	3.10	1.44	3.11	2.90	5.51
	O2	%	11.34	12.00	13.65	15.34	16.56	9.74	9.09	10.65	13.58	16.26	16.98	16.25	16.47	13.21

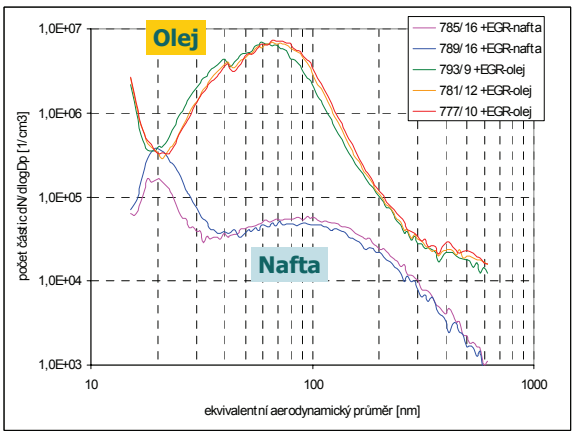
Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 3, systém Greasecar - říjen 2008

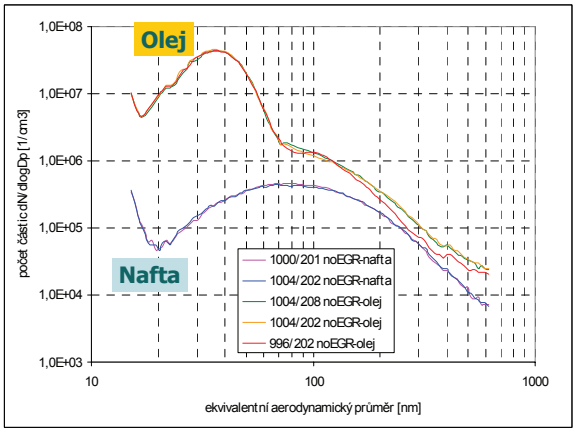
Nafta		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nastavené hodnoty	otáčky	1/min	2200	1480	1480	1480	1480	1480	780	1240	1240	1240	1240	1240	1480	1480
	moment	Nm	max	max	225	225	112	112	0	150	100	0	100	0	50	50
	výkon	kW			34.9	34.9	17.4	17.4	0.0	19.5	13.0	0.0	13.0	0.0	7.7	7.7
Skutečný hrubý výkon	výkon	kW	357.0	500.0	227.0	226.0	113.0	114.0	4.0	155.0	103.0	9.0	104.0	9.0	51.0	48.0
	BMEP	kPa	82.1	77.5	35.1	35.0	17.5	17.7	0.3	20.1	13.4	1.2	13.4	1.2	7.9	7.4
Skutečné hodnoty (čistý výkon na brzdě)	otáčky	1/min	2195	1480	1478	1479	1478	1479	801	1239	1240	1237	1231	1250	1479	1479
	moment	Nm	347	495	223	223	111	109	8	149	96	8	96	10	49	46
	výkon	kW	79.9	76.7	34.5	34.5	17.2	16.9	0.7	19.4	12.4	1.1	12.3	1.3	7.6	7.2
	BMEP	kPa	1051	1497	674	675	336	330	25	452	289	25	289	29	148	140
Ambient intake air	temp.	C	20	20	20	19	19	19	19	18	18	18	18	18	18	18
	humidity	%	51	50	51	52	53	54	55	55	56	56	57	57	57	57
	vacuum	kPa	3.6	1.7	0.8	0.5	0.4	0.4	0.2	0.3	0.1	0.1	0.2	0.1	0.3	0.4
Průtok vzduchu		kg/h	471	360	261	209	219	170	87	171	160	150	160	151	159	203
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	151	147	86	74	60	51	31	51	45	35	43	34	39	46
	tlak	kPa	142	141	66	53	37	26	2	28	19	10	19	10	16	24
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	54	47	40	33	34	29	23	26	25	23	24	22	22	26
	tlak	kPa	137	138	64	51	36	25	3	26	19	9	18	9	15	23
Vzduch v sání	teplota	C	58	52	49	56	46	52	44	38	39	37	37	36	44	38
	tlak	kPa	138	138	64	51	35	25	3	26	18	9	18	9	15	22
Teplota paliva	čerpadlo	C	64	60	62	63	66	66	65	61	61	61	59	60	60	60
	vstřikovač	C	74	65	62	64	64	64	59	59	58	53	55	51	52	53
Motorový olej	teplota	C	102	102	100	99	98	97	89	88	89	88	87	86	86	88
	tlak	kPa	308	265	287	291	302	307	225	299	297	311	305	316	328	324
Chladicí kapalina	do chladiče	C	94	92	91	91	90	91	85	90	89	87	89	87	89	89
	do motoru	C	60	55	50	54	44	45	66	44	53	69	59	69	62	63
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	218	168	92	70	62	42	11	44	36	27	36	27	34	49
	za turbem	kPa	3	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	636	619	404	443	291	310	121	329	262	144	260	145	216	206
	za turbem	C	503	467	320	367	238	264	120	277	226	125	221	126	183	167
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	116	79	86	112	97	128	157	126	132	171	145	175	168	
	NOx	ppm	474	787	540	353	306	237	187	477	372	140	372	140	180	
	CO	ppm	178	504	103	279	158	244	171	163	193	186	198	192	262	
	CO2	%	7.83	9.08	5.73	7.46	3.73	4.93	1.36	5.15	3.79	1.56	3.84	1.58	3.05	
	O2	%	10.07	8.41	12.69	10.40	15.21	13.54	18.77	13.32	15.08	18.46	15.00	18.45	16.09	

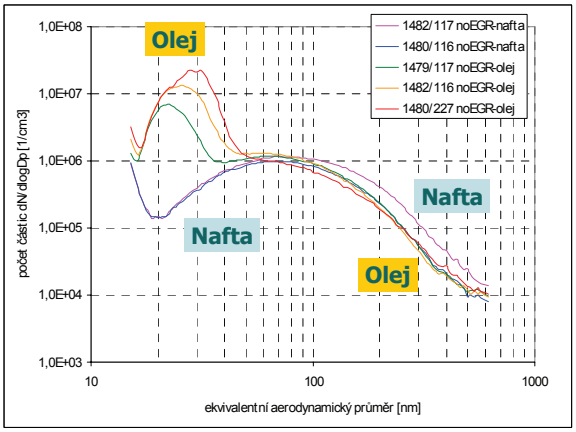
Výsledky měření - motor Zetor 1505, série 3, systém Greasecar - říjen 2008

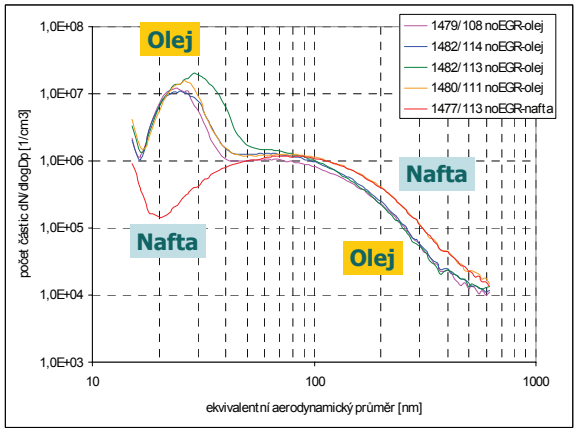
Nafta		Režim	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nastavené hodnoty	otáčky	1/min	2200	1480	1480	1480	1480	1480	780	1240	1240	1240	1240	1240	1480	1480
	moment	Nm	max	max	225	225	112	112	0	150	100	0	100	0	50	50
	výkon	kW			34.9	34.9	17.4	17.4	0.0	19.5	13.0	0.0	13.0	0.0	7.7	7.7
Skutečný hrubý výkon	výkon	kW	357.0	500.0	227.0	226.0	113.0	114.0	4.0	155.0	103.0	9.0	104.0	9.0	51.0	48.0
	BMEP	kPa	82.1	77.5	35.1	35.0	17.5	17.7	0.3	20.1	13.4	1.2	13.4	1.2	7.9	7.4
Skutečné hodnoty (čistý výkon na brzdě)	otáčky	1/min	2195	1480	1478	1479	1478	1479	801	1239	1240	1237	1231	1250	1479	1479
	moment	Nm	347	495	223	223	111	109	8	149	96	8	96	10	49	46
	výkon	kW	79.9	76.7	34.5	34.5	17.2	16.9	0.7	19.4	12.4	1.1	12.3	1.3	7.6	7.2
	BMEP	kPa	1051	1497	674	675	336	330	25	452	289	25	289	29	148	140
Ambient intake air	temp.	C	20	20	20	19	19	19	19	18	18	18	18	18	18	18
	humidity	%	51	50	51	52	53	54	55	55	56	56	57	57	57	57
	vacuum	kPa	3.6	1.7	0.8	0.5	0.4	0.4	0.2	0.3	0.1	0.1	0.2	0.1	0.3	0.4
Průtok vzduchu		kg/h	471	360	261	209	219	170	87	171	160	150	160	151	159	203
Nasávaný vzduch za dmychadlem	teplota	C	151	147	86	74	60	51	31	51	45	35	43	34	39	46
	tlak	kPa	142	141	66	53	37	26	2	28	19	10	19	10	16	24
Nasávaný vzduch za mezichladičem	teplota	C	54	47	40	33	34	29	23	26	25	23	24	22	22	26
	tlak	kPa	137	138	64	51	36	25	3	26	19	9	18	9	15	23
Vzduch v sání	teplota	C	58	52	49	56	46	52	44	38	39	37	37	36	44	38
	tlak	kPa	138	138	64	51	35	25	3	26	18	9	18	9	15	22
Teplota paliva	čerpadlo	C	64	60	62	63	66	66	65	61	61	61	59	60	60	60
	vstřikovač	C	74	65	62	64	64	64	59	59	58	53	55	51	52	53
Motorový olej	teplota	C	102	102	100	99	98	97	89	88	89	88	87	86	86	88
	tlak	kPa	308	265	287	291	302	307	225	299	297	311	305	316	328	324
Chladicí kapalina	do chladiče	C	94	92	91	91	90	91	85	90	89	87	89	87	89	89
	do motoru	C	60	55	50	54	44	45	66	44	53	69	59	69	62	63
Tlak výf. Plynů	před turbem	kPa	218	168	92	70	62	42	11	44	36	27	36	27	34	49
	za turbem	kPa	3	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Teplota výf. Plynů	před turbem	C	636	619	404	443	291	310	121	329	262	144	260	145	216	206
	za turbem	C	503	467	320	367	238	264	120	277	226	125	221	126	183	167
Složení výfukových plynů	THC	ppmC	116	79	86	112	97	128	157	126	132	171	145	175	168	
	NOx	ppm	474	787	540	353	306	237	187	477	372	140	372	140	180	
	CO	ppm	178	504	103	279	158	244	171	163	193	186	198	192	262	
	CO2	%	7.83	9.08	5.73	7.46	3.73	4.93	1.36	5.15	3.79	1.56	3.84	1.58	3.05	
	O2	%	10.07	8.41	12.69	10.40	15.21	13.54	18.77	13.32	15.08	18.46	15.00	18.45	16.09	

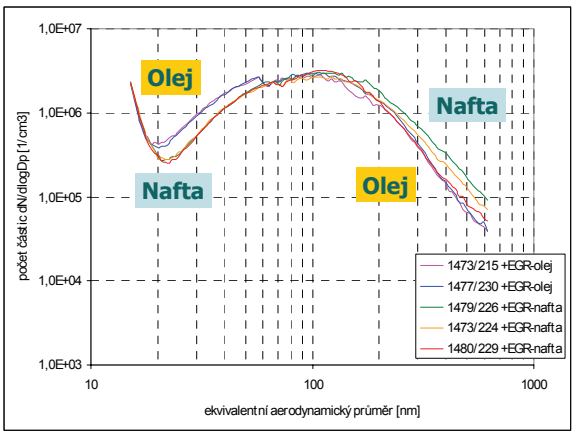
Příloha B-4: Velikostní spektra emitovaných částic – Zetor 1505

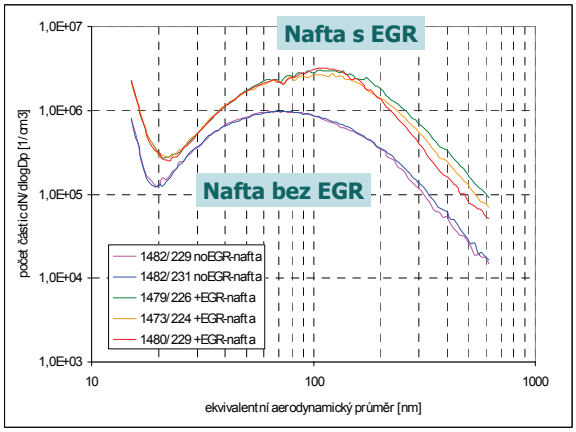




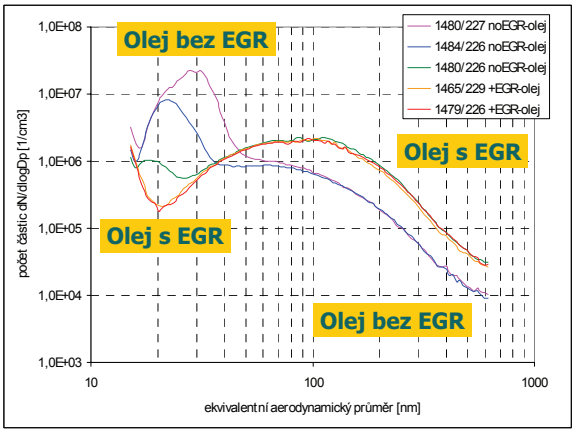


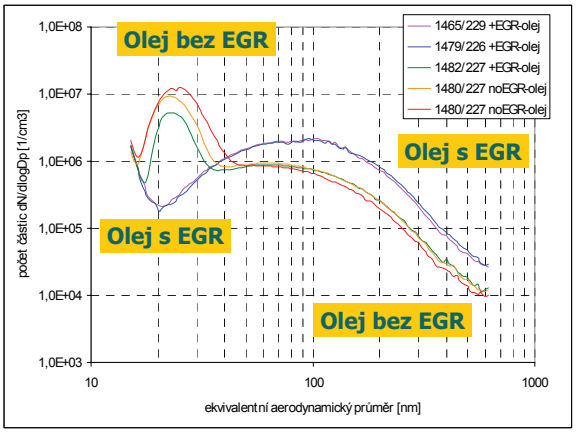


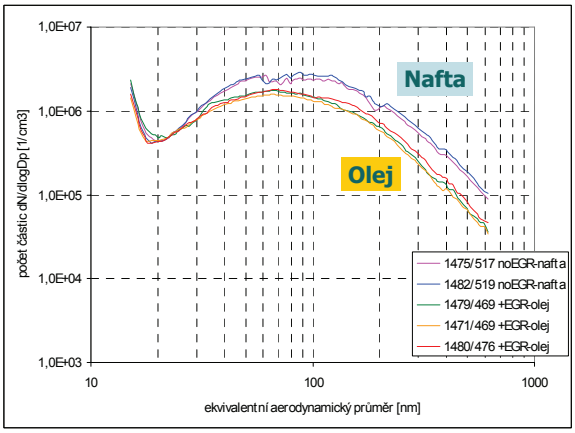


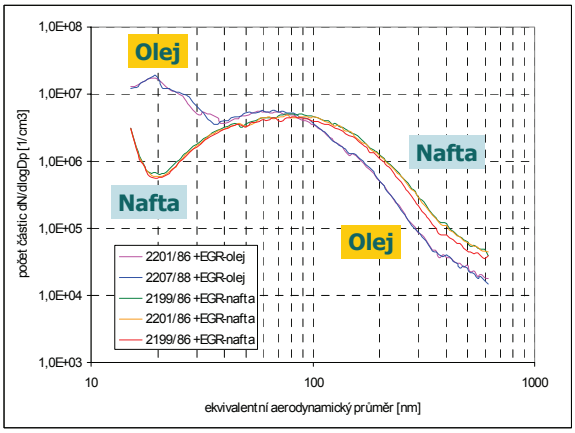


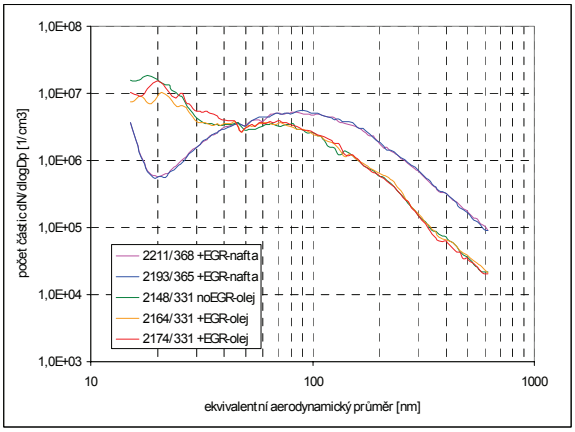
Příloha B-4: Velikostní spektra emitovaných částic – Zetor 1505 (pokračování)











Příloha C: Měření na automobilech

1. Laboratorní měření na osobním automobilu Volkswagen Golf

Osobní automobil Volkswagen Golf, r.v. 2002, s turbodieselovým motorem s přímým vstřikem 1.9 TDI, na němž byla namontována přestavbová sada Greasecar pro provoz na naftu nebo na rostlinný olej, byl zapůjčen od soukromého majitele.

Emise z tohoto vozidla byly měřeny na válcové brzdě v laboratoři vozidlových emisí Newyorského ministerstva pro ochranu životního prostředí. Zkouška se sestávala z několika opakování čtyřminutového testu IM240 používaného při emisních testech v rámci pravidelné technické kontroly v metropolitní oblasti New Yorku a dalších regionech, jedhoho opakování testu LA-505, který je prvním a třetím segmentem federálního testu FTP, a jednoho opakování testu HWFET (U.S. EPA Highway Fuel Economy Test). Test IM240 má městskou a mimoměstskou část, LA505 simuluje jízdu v příměstské oblasti USA, a HWFET simuluje jízdu mimo město. Definice testů LA505 a HWFET jsou popsány v [USA zákon 40 CFR 86], definice testu IM240 je popsána v [USA zákon 40 CFR 51]. Fotografie měřeného vozidla je na obr. C-1.

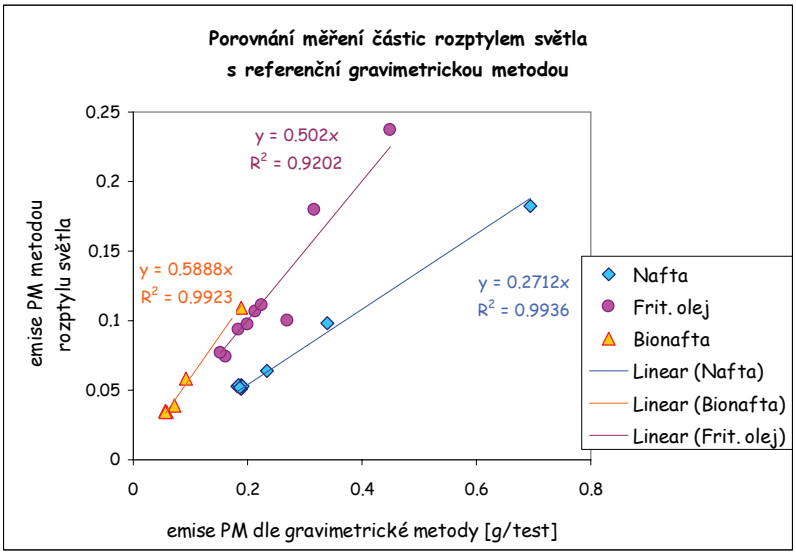
Obr. C-1: Testovaný automobil Volkswagen Golf

S vozidlem byly odjety tři sady měření, první na silniční ropnou motorovou naftu, druhá na použitý fritovací olej nacházející se v přídatné nádrži vozidla, a třetí na komerční bionaftu (směs metylesterů mastných kyselin z různých zdrojů, především sóji, NOCO, Tonawanda, New York, USA). Měření byla provedena několika přístroji, tato práce se opírá o průběžná měření koncentrací HC, CO a NO_x přenosným zařízením SEMTECH-D (HC plamenoionizačním detektorem, CO nedisperzním infračerveným spektrometrem, NO a NO_2 nedisperzním ultrafialovým spektrometrem, výrobce Sensors, Saline, Michigan, USA), průběžná měření koncentrací NO_x, CO, CO_2 a částic přenosným zařízením vyvinutým autorem [Vojtíšek-Lom 1998 a 2001], a měření částic gravimetrickou metodou.

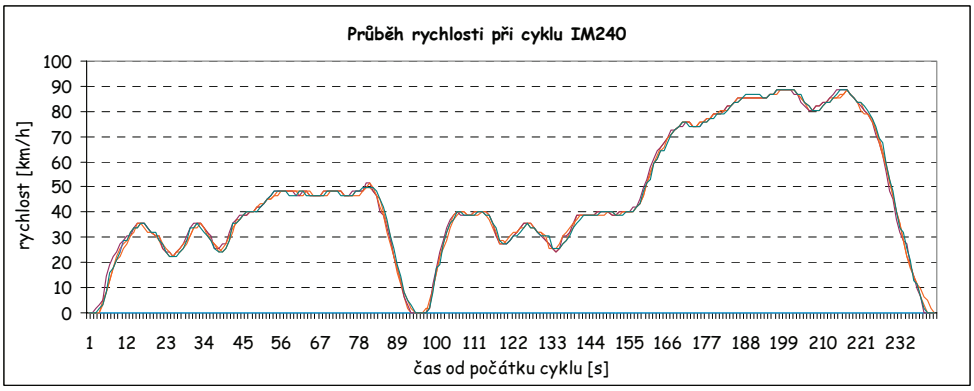
Všechny koncentrace byly měřeny v neředěném vzorku výfukových plynů. Naměřené koncentrace byly násobeny hmotnostním tokem výfukových plynů, který byl vypočten z hmotnostního toku nasávaného vzduchu, měřeného stávajícím snímačem na vozidle a získaného z diagnostického rozhraní elektronické řídící jednotky motoru OBD-II. Pro gravimetrické měření byly odebírány vzorky z ředícího tunelu s konstantním průtokem ředěných výfukových plynů (systém CVS) [USA zákon 40 CFR 86].

Výsledky měření emisí jsou uvedeny v tabulce C-1. Emise plynných látek (HC, CO a NO_x) byly měřeny zařízením SEMTECH-D (Sensors, Saline, Michigan, USA), emise částic pak tradiční gravimetrickou metodou. Test IM240 byl opakován 5-7x. První dva běhy testu se pokládaly za zahřívací, další běhy testu pak byly zprůměrovány. Delší testy LA505 a HWFET byly odjety pouze jednou na každé palivo. Výsledky vypovídají, že vlivem provozu na použitý fritovací olej se snížily emise NOx cca o čtvrtinu, zatímco emise HC a CO se zvýšily. Emise částic se zvýšily o 4% při cyklu IM240 a snížily o 7% při cyklu LA505 a o 35% při cyklu HWFET.

Porovnání výsledků měření částic přenosným zařízením a gravimetrickou metodou je zobrazeno v grafu na obrázku C-2. Na základě těchto výsledků byla provedena kalibrace zařízení pro měření částic tak, aby se celkové naměřené emise shodovaly s gravimetrickou metodou. Průběhy emisí částic během testů, měřené takto kalibrovaným zařízením, jsou předloženy na obrázcích C-4 (průměr z posledních tří testů IM240 na každé palivo), C-5 (test LA505) a C-6 (test HWFET). Z grafů je patrné, že emise PM při provozu na rostlinný olej byly vždy výrazně vyšší na počátku testu a poté se postupně snižovaly, přičemž při vyšších rychlostech (přibližně 40-90 km/h) byly výrazně nižší ve srovnání s naftou.



Obr. C-2: Porovnání emisí částic naměřených metodou rozptylu světla a tradiční gravimetrickou metodou.

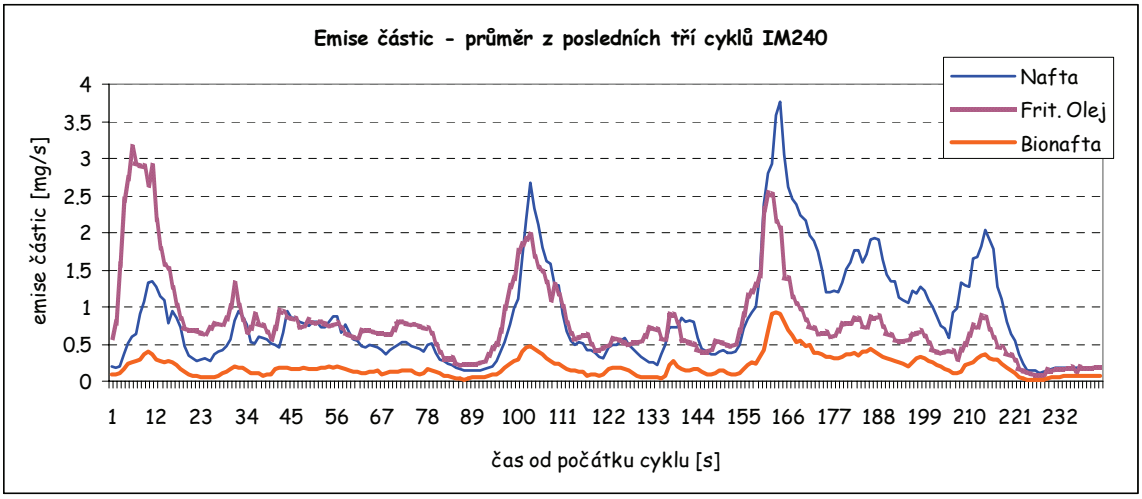


Obr. C-3: Průběhy rychlostí při cyklu IM240.

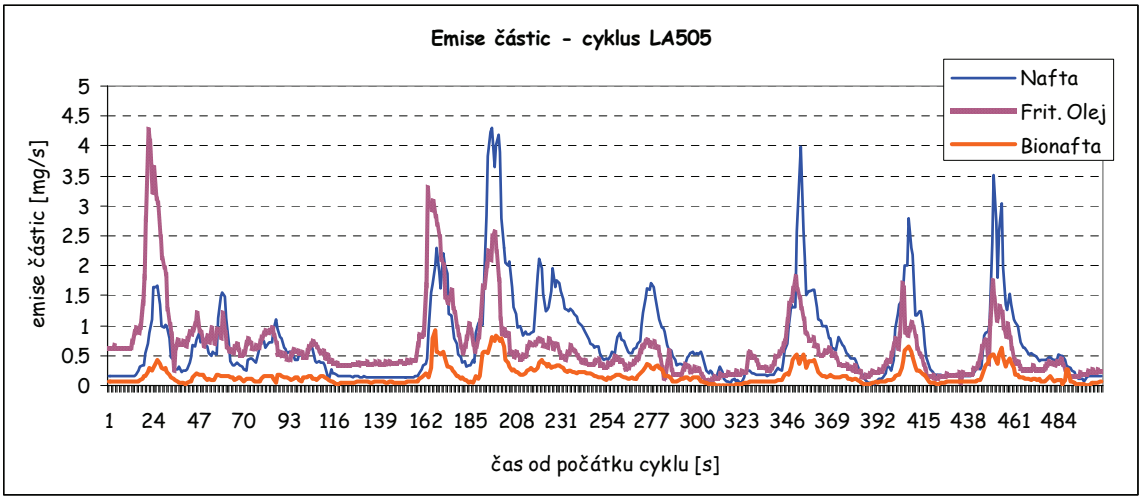
Tabulka C-1: Naměřené hodnoty emisí pro osobní automobil Volkswagen

Palivo a cyklus	emise v g/km				
	NOx	HC	CO	CO2	PM
Ropná nafta					
IM240-D-1	0.96	0.12	0.47	182	0.077
IM240-D-2	0.88	0.10	0.39	158	0.060
IM240-D-3	0.85	0.09	0.38	157	0.062
IM240-D-4	0.83	0.09	0.31	147	0.062
IM240-D-5	0.79	0.08	0.29	147	0.061
IM240-D-6	0.81	0.06	0.20	149	0.062
IM240-D-7	0.76	0.07	0.22	147	0.061
IM240-D-3-7	**0.81**	**0.08**	**0.28**	**149**	**0.062**
LA505-D	**0.73**	**0.07**	**0.27**	**137**	**0.061**
HWFET-D	**0.47**	**0.03**	**0.16**	**89**	**0.043**
Použitý fritovací olej					
IM240-RO-1	0.78	0.54	0.98	159	0.088
IM240-RO-2	0.63	0.12	0.44	146	0.053
IM240-RO-3	0.60	0.10	0.39	146	0.050
IM240-RO-4	0.61	0.11	0.49	151	0.061
IM240-RO-5	0.60	0.11	0.51	148	0.066
IM240-RO-6	0.60	0.11	0.47	153	0.070
IM240-RO-7	0.58	0.11	0.44	151	0.074
IM240-RO-3-7	**0.60**	**0.11**	**0.46**	**150**	**0.064**
LA505-RO	**0.54**	**0.08**	**0.33**	**131**	**0.057**
HWFET-RO	**0.34**	**0.03**	**0.16**	**86**	**0.028**
Bionafta (sója)					
IM240-BD-1	0.70	0.13	0.52	147	--
IM240-BD-2	0.75	0.04	0.27	142	0.023
IM240-BD-3	0.77	0.03	0.25	145	0.018
IM240-BD-4	0.74	0.03	0.22	141	0.019
IM240-BD-5	0.77	0.03	0.25	143	0.018
IM240-BD-3-5	**0.76**	**0.03**	**0.24**	**143**	**0.019**
LA505-BD	**0.69**	**0.03**	**0.21**	**126**	**0.016**
HWFET-BD	**0.45**	**0.02**	**0.15**	**87**	**0.012**

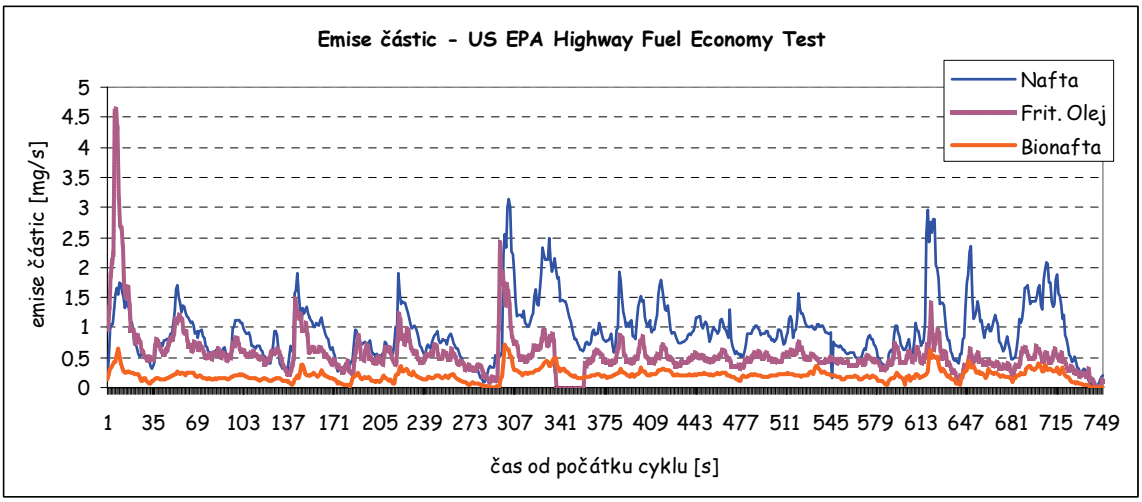
Palivo a cyklus	emise v g/km				
	NOx	HC	CO	CO2	PM
Fritovací olej vs. nafta					
IM240	- 26%	+ 38%	+ 63%	+ 0%	+ 4%
LA505	- 27%	+ 8%	+ 21%	- 4%	- 7%
HWFET	- 26%	+ 17%	+ 4%	- 4%	- 35%
Bionafta vs. nafta					
IM240	- 6%	- 60%	- 14%	- 4%	- 70%
LA505	- 6%	- 63%	- 24%	- 9%	- 73%
HWFET	- 3%	- 36%	- 3%	- 2%	- 73%



Obr. C-4: Porovnání průběhů emisí pevných částic při provozu na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při cyklu IM240.



Obr. C-5: Porovnání průběhů emisí pevných částic při provozu na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při cyklu LA505.



Obr. C-6: Porovnání průběhů emisí pevných částic při provozu na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při cyklu US EPA HFET.

2. Měření na dodávkovém automobilu Volkswagen Transporter za provozu

Další měření na automobilech Volkswagen proběhla ve státech Montana, Massachusetts a Kalifornie.

Měření ve státě Montana se konalo na desetikilometrovém úseku místní silnice s využitím přenosného zařízení pro měření emisí za provozu.

Toto zařízení, vyvinuté pro tyto zkoušky, navazující na zařízení vyvinuté autorem v letech 1996-98 [Vojtíšek-Lom 1997 a 1998], se sestávalo z dvou analyzátorů emisí schopných měřit HC, CO a CO_2 pomocí nedisperzního infračerveného spektrometru a NO a O_2 pomocí elektrochemických článků, dále ze zařízení schopného měření koncentrací pevných částic metodou rozptylu laserového paprsku (semikondenzační integrační nefelometr), z polohovacího zařízení GPS udávajícího polohu a nadmořskou výšku vozidla, snímačů otáček motoru a teploty a tlaku nasávaného vzduchu. Naměřená data byla ukládána v intervalu jedné sekundy do průmyslového počítače. Celý systém ovládání přístrojů a sběru dat byl řízen softwarem napsaným autorem. Systém byl napájen z elektrického systému vozidla při spotřebě cca 5 A při napětí 13.8 V.

Systém byl koncipován tak, aby byl schopen automatického měření po dobu řádově hodin, při zachování přesnosti vysoce převyšující deklarovanou přesnost přístrojů. Například analyzátory plynů byly střídavě proplachovány okolním vzduchem a výsledky z obou analyzátorů průběžně porovnávány, aby se zmenšila, případně dodatečně kompenzovala, nahodilá odchylka způsobená například vniknutím nečistoty do analyzátoru.

Systém odebíral neředěný vzorek výfukových plynů jednoduchou, nevyhřívanou sondou. Vzorek byl dále upraven, a ze vzorku vedeného do analyzátorů plynů byly odfiltrovány částice. Takovýto přístup znemožňoval účinné měření plynných organických látek s vyšším bodem varu, zejména uhlovodíků v emisích vznětového motoru. To by však vyžadovalo použití řádově stovek Wattů příkonu na vyhřívání vzorkovací tratě a analyzátoru, a zejména plamenoionizační detektor, který používá vodík nebo směs vodíku s héliem jako palivo. Právě značné potíže spojené s převážením lahví se stlačeným vodíkem nebo jejich pouhou přítomností například v autobuse obsazeném cestujícími vedly ke zvolené koncepci přístroje. Celkové emise uhlovodíků nebyly většinou ani kritickým požadavkem – hlavním problémem se vznětovými motory byly v první řadě emise pevných částic, a v druhé řadě emise NO_x.

Postup výpočtu emisí byl následující. Naměřená data byla nejprve časově synchronizována. Za základní, absolutní čas byl pokládán čas udávaný polohovacím zařízením GPS. První část synchronizace, uvažující experimentálně zjištěná zpoždění jednotlivých naměřených hodnot, proběhla automaticky. U každého vozidla pak následovala manuální korekce, kdy skokové změny v zatížení nebo otáčkách motoru byly využity k přídatnému časovému posunu jednotlivých naměřených průběhů. (Například prudké přidání plynu při malé rychlosti vyvolá zvýšení rychlosti vozidla i otáček motoru, dále u vznětového motoru navýšení koncentrací PM, NO_x a CO_2, u zážehového pak emisí CO a CO_2.)

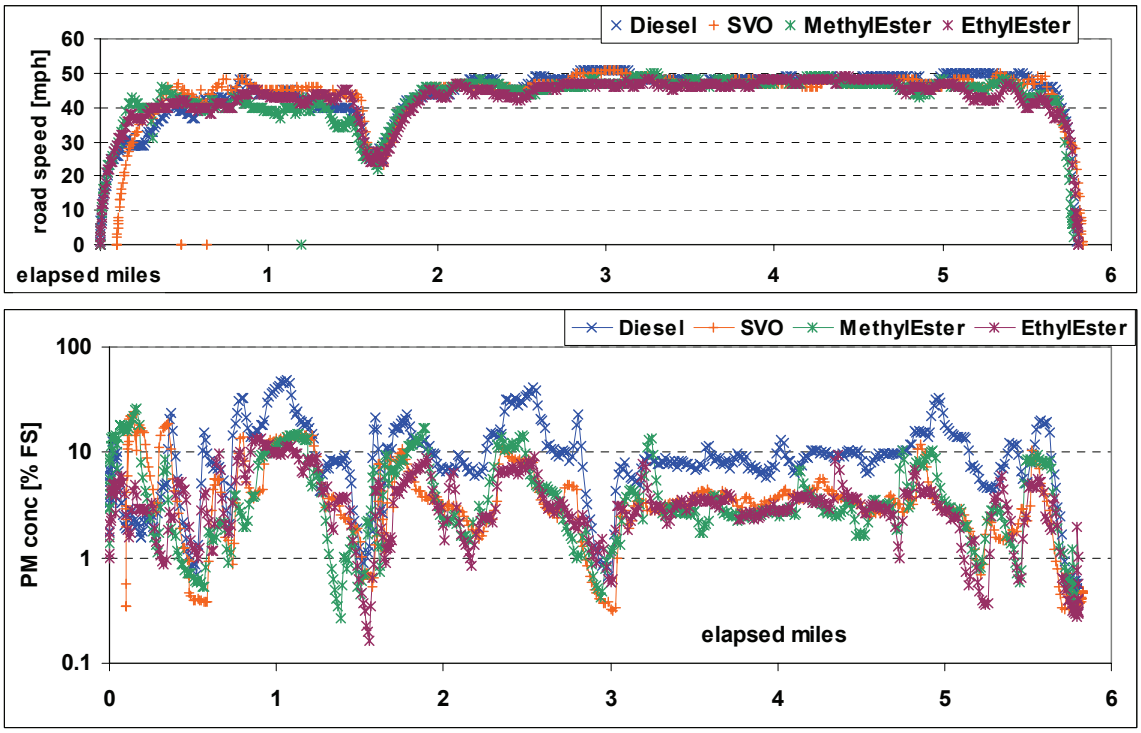
Z otáček motoru a teploty a tlaku nasávaného vzduchu, ze známého zdvihového objemu motoru, a z odhadnuté (nebo změřené v laboratoři) dopravní účinnosti motoru při daných otáčkách a daném plnicím tlaku byl vypočten hmotnostní tok nasávaného vzduchu. Z takto vypočteného tokuk nasávaného vzduchu, známého nebo odhadnutého složení paliva, a ze změřeného složení výfukových plynů byl vypočten hmotnostní tok výfukových plynů. Z toho a z naměřených koncentrací jednotlivých sledovaných látek byl vypočten hmotnostní tok emisí v gramech za sekundu. Z emisí HC, CO a CO_2 pak byly vypočteny celkové emise uhlíku, a ze

známého nebo odhadnutého poměru uhlíku ve spalovaném palivu byla vypočtena hmotnostní spotřeba paliva. Ze známé nebo odhadnuté spotřeby paliva pak byla vypočtena objemová spotřeba paliva. Integrací hmotnostního toku emisí a paliva a jejich vydělením ujetou vzdáleností získanou integrací rychlosti vozidla byly získány emise v gramech na míli a spotřeba paliva v mílích na gallon, případně, pro evropské použití, v gramech na kilometr a litrech na 100 km. Instalace systému během jízdy je ukázána na fotografiích na obr. C-7.

Obr. C-7: Měřicí zařízení a automobil Volkswagen Transporter při jízdě po desetikilometrovém úseku silnice.

Automobil absolvoval několik jízd, při kterých bylo jako palivo zvolena klasická motorová nafta, metylester použitého fritovacího oleje domácí výroby (David Max a účastníci "Biodiesel workshop", Superior, Montana, USA), etylester hořčičného oleje (University of Idaho, Moscow, Idaho, USA), a použitý fritovací olej (David Max a spol.). Automobil byl vybaven různopalivovým systémem pro spalování rostlinného oleje (Justin Carven, Greasecar, Massachusetts, USA).

Několik jízd bylo neúspěšných kvůli netěsnosti vstřikovačů způsobené špatným technickým stavem motoru, špatnému zapojení přepínacích ventilů různopalivového systému, problémů s měřicím zařízením, nedostatku paliva, a nedodržením jízdních režimů řidičem. Pro porovnání byly nakonec vybrány relativně opakovatelné jízdy. Průběhy rychlostí a emisí pevných částic jsou vyneseny na obr. C-8. Celkové hodnoty emisí v gramech na cca desetikilometrovou trať jsou uvedeny v tabulce na obr. C-9.



Obr. C-8: Porovnání průběhů emisí pevných částic při provozu na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při jízdě po desetikilometrovém úseku silnice.

Westbound

	grams per test		
	NOx	CO	PM
Diesel	9.7	10.1	0.77
SVO	9.4	7.2	0.49
ME	10.7	7.9	0.50
EE	10.7	6.6	0.48
	Change relative to diesel		
SVO	– 3%	– 29%	– 37%
ME	+ 10%	– 22%	– 35%
EE	+ 10%	– 34%	– 37%

Eastbound

	grams per test		
	NOx	CO	PM
Diesel	9.5	7.5	0.58
SVO	9.8	5.8	0.34
ME	11.5	8.1	0.48
EE	11.3	5.1	0.40
	Change relative to diesel		
SVO	+ 3%	– 22%	– 41%
ME	+ 21%	+ 7%	– 17%
EE	+ 18%	– 32%	– 32%

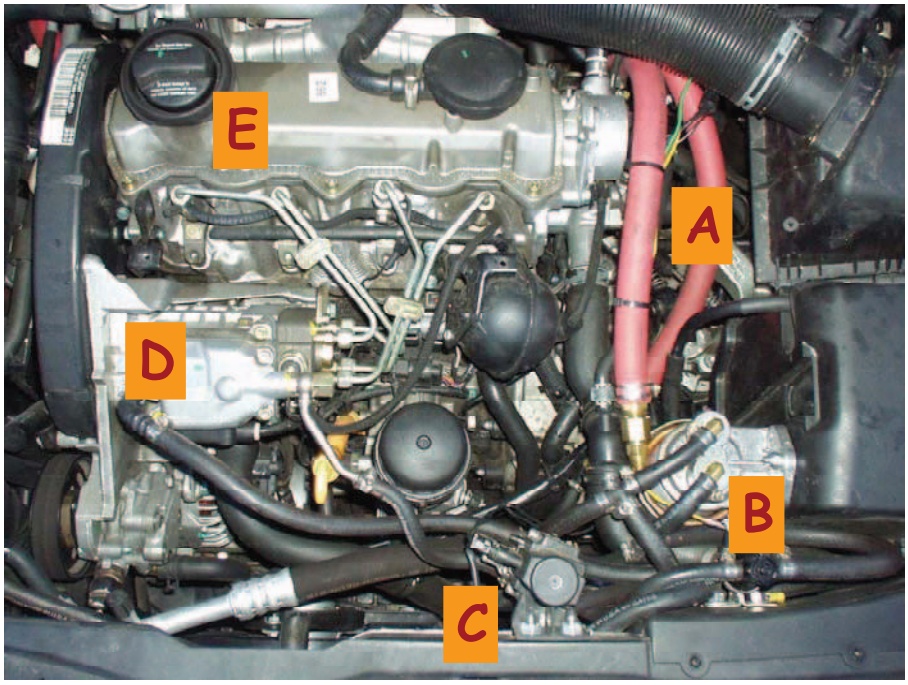
Obr. C-9: Emise naměřené při provozu na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při jízdě po desetikilometrovém úseku silnice při jízdě západním (westbound) a východním (eastbound) směrem.

3. Měření na osobním automobilu Volkswagen Golf za provozu - Kalifornie

Další měření byla provedeno v San Diegu, Kalifornii, USA na soukromém automobilu Volkswagen Golf, r.v. 2003, motor 1.9 TDI, v době testu najeto 11 300 mil (18 200 km), na který byla okamžitě po zakoupení instalována přestavbová sada Greasecar, a který byl provozován na použitý fritovací olej získaný z místních restaurací, se startem a ohřevem motoru na čistou (100%) bionaftu. Toto vozidlo tudíž nepoužívalo žádné palivo na ropné bázi. Neplánované měření bylo provedeno během odborné konference zaměřené na emise z vozidel během provozu na silnici (14th Coordinating Research Council Workshop on On-road Vehicle Emissions). Emise byly měřeny přenosným zařízením vyvinutým autorem a komerčně vyrobeným soukromou firmou, která jej zde předváděla. Za účelem porovnání byla do hlavní nádrže obsahující bionaftu dolita ropná nafta, tak, aby vznikla směsná nafta o složení cca 20% metylesterů a 80% ropné nafty. (Vzhledem k absenci technického zázemí a přísným místním předpisům bylo vyčerpání nádrže neproveditelné.) Za účelem testu byl též zakoupen potravinový sójový olej. Pro měření byl vybrána trasa od hotelu Hyatt Islandia po Quivira Road na dálnici I-5, po té na Old Town Exit, a zpět, celkem 7.14 mil (11.49 km). Tato trasa byla projeta jednou na každé palivo. Poté byla data zpracována, vyhodnocena, a přednesena na konferenci jakou součást posteru [Vojtíšek-Lom 2004].

Upravený motor vozidla je ukázán na obr. C-10. Na fotografiích na obr. C-11 jsou pak detaily dočerpávání použitého fritovacího oleje do přídatné nádrže vozidla, umístěné místo rezervního kola, a aparatura pro měření emisí.

Výsledky jsou převzaty ze sborníku konference, protože zdrojová data nebyla dohledána. Průběhy rychlosti vozidla v mílích za hodinu (mph, 1 mph = 1.609 km/h) pro směsnou naftu (B-20), použitý fritovací olej (used grease) a sójový olej (soybean oil) vykresleny v obrázku C-12. Souhrnné výsledky jsou uvedeny v tabulce C-2. V levé části tabulky jsou uvedeny naměřené hodnoty, v pravé části pak relativní hodnoty vzhledem k referenčnímu palivu B-20. V horní části tabulky jsou souhrnné hodnoty pro celý test, v dalších tří oddílech pak prvních 1.45 mil, úsek od 1.45 do 3.58 odjetých mil, a zbytek trasy. Poznámky k první části testu uvádějí, že před odjetím trasy na B-20 byl před vypnutím motoru tento provozován na volnoběh, což mohlo vést k navýšení emisí během následujícího krátkého úseku jízdy. Dále při průjezdu trasou na sójový olej se automobil dostal do dopravní zácpy, což pravděpodobně zvýšilo spotřebu paliva i emise. Rozborem průběhu naměřených dat bylo zjištěno, že naměřeného snížení emisí NO_x bylo dosaženo nepoměrnou částí během episod s vyššími emisemi NO_x, a to jak absolutně (obr. C-12), tak v přepočtu na spotřebované palivo (obr. C-12, 1 g/gallon = 0.265 g/litr). Vozidlo mělo katalyzátor, jehož cílem bylo mimo jiné redukovat emise NO_x. O funkčnosti katalyzátoru vypovídá i to, že emise CO byly vyšší během první části trasy, a nižší následovně. Měření byla vesměs neopakovatelná, zvláště se to projevilo na emisích HC, CO a PM, které jsou v nepoměrné míře generovány při přechodových navýšeních výkonu motoru při rozjezdech a akceleracích. Významný rozdíl byl zjištěn pouze v případě NO_x, které byly sníženy.



(A) Vyhřívaný přívod paliva

(B) Vyhřívaný filtr paliva (olej)

(C) Přepínací ventily

(D) Vstřikovací čerpadlo

(E) Motor

Obr. C-10: Upravený motor Volkswagen Golf s různopalivovým systémem Greasecar.

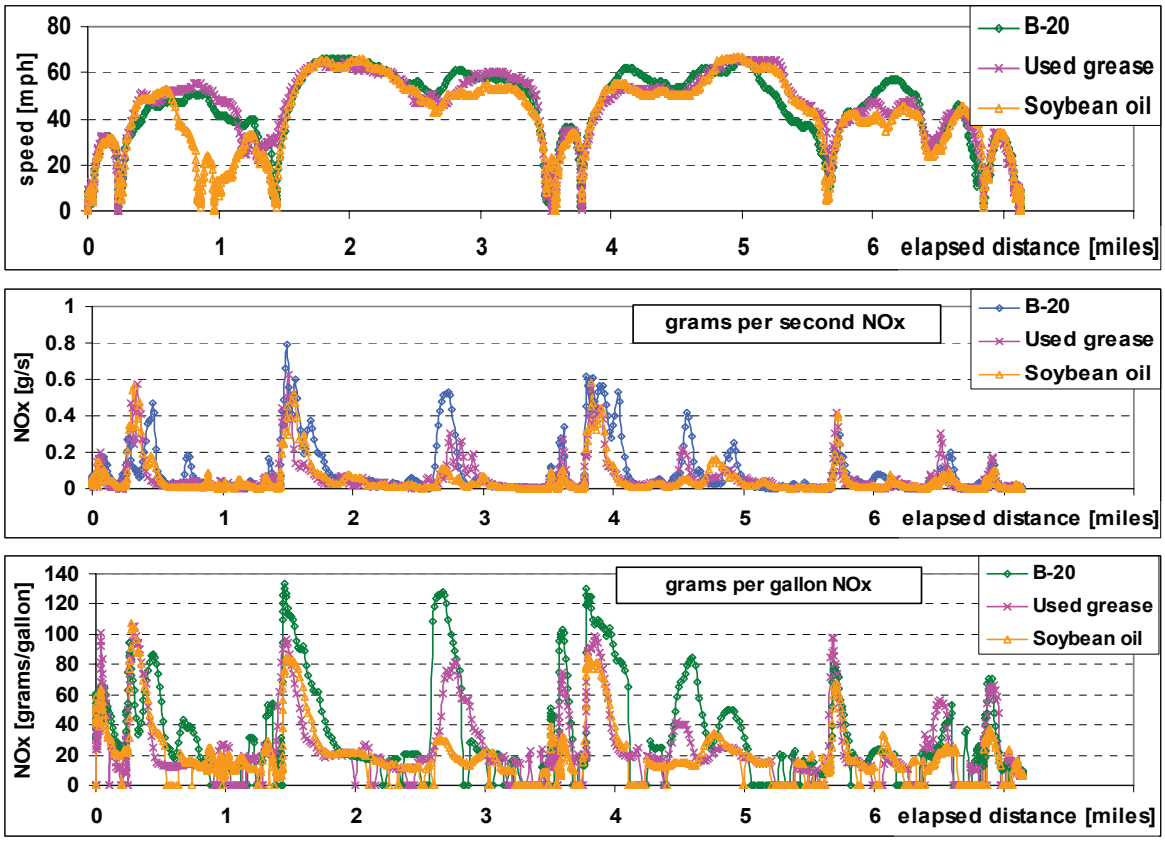
Obr. C-11: Automobil Volkswagen Golf s různopalivovým systémem Greasecar.

Tabulka C-2: Emise naměřené při provozu automobilu Volkwagen Golf na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej při jízdě po jedenáctikilometrové trase v San Diegu.

Segment	Fuel	Measured emissions, grams per test					Difference relative to B-20				
		NOx	HC	CO	CO2	PM	NOx	HC	CO	CO2	PM
All	B-20	57.41	9.56	6.20	10891	0.693					
7.14 miles	Grease	41.43	4.98	2.23	10625	0.612	- 28%	- 48%	- 64%	- 2%	- 12%
	Soy Oil	40.83	5.53	3.45	12028	0.915	- 29%	- 42%	- 44%	+ 10%	+ 32%
Start to	B-20 (1)	12.84	4.10	5.23	2851	0.203					
1.45 miles	Grease	11.36	1.37	0.93	2730	0.164	- 12%	- 67%	- 82%	- 4%	- 19%
	Soy Oil (2)	13.42	1.19	3.04	3615	0.346	+ 5%	- 71%	- 42%	+ 27%	+ 70%
1.45-3.58	B-20	17.83	1.75	0.21	2842	0.163					
	Grease	10.77	1.29	0.31	2613	0.144	- 40%	- 26%	+ 46%	- 8%	- 12%
	Soy Oil	10.38	1.39	0.18	2885	0.176	- 42%	- 20%	- 16%	+ 2%	+ 8%
3.58 miles	B-20	26.74	3.71	0.76	5198	0.327					
to end	Grease	19.30	2.32	0.99	5282	0.304	- 28%	- 38%	+ 31%	+ 2%	- 7%
	Soy Oil	17.03	2.96	0.23	5528	0.393	- 36%	- 20%	- 69%	+ 6%	+ 20%

(1) Engine was idled and shut off for a period prior to test; emissions during this portion could have been increased as a result.

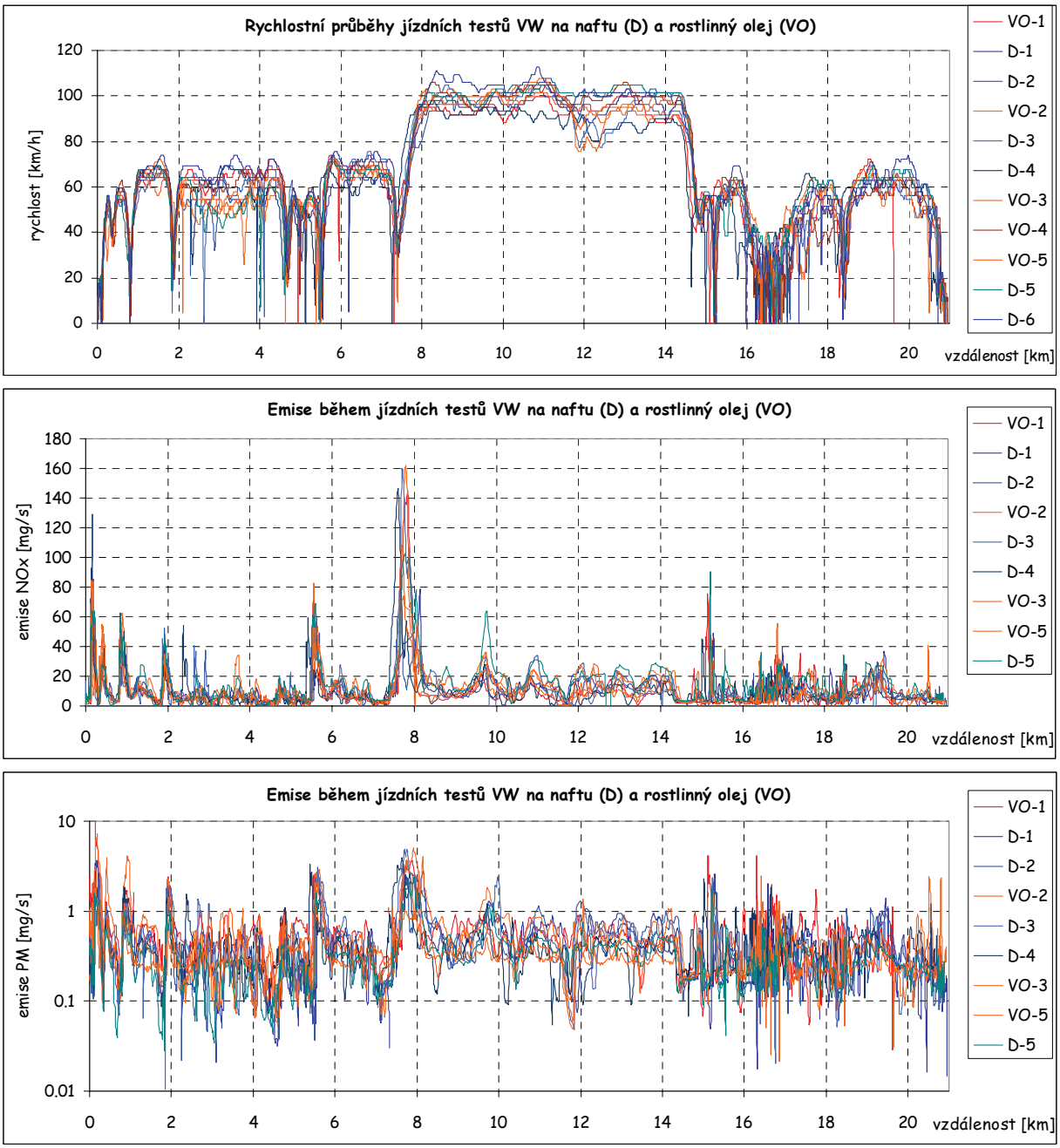
(2) Traffic jam encountered approx. 1 mile into the test run; emissions and fuel consumption may have been increased as a result



Obr. C-12: Průběhy rychlostí a emisí NO a PM při provozu automobilu Volkwagen Golf na naftu, použitý fritovací olej a sójový olej při jízdě po jedenáctikilometrové trase v San Diegu.

4. Měření na osobním automobilech Volkswagen Golf za provozu - Massachusetts

Další série měření proběhly na vozech Volkswagen Golf ve státě Massachusetts. Pro zvýšení opakovatelnosti měření byla ustanovena trasa o délce 20.9 km. Tato trasa zahrnovala jízdu příměstskou oblastí, cestu po dálnici, průjezd středem menšího města, a opět jízdu příměstskou oblastí. Rychlostní profil této jízdy a průběhy emisí NO a PM ukazuje obr. C-13. Protože jízdní doby byly proměnlivé, vodorovná osa nezobrazuje čas, nýbrž vzdálenost ujetou od počátku testu.

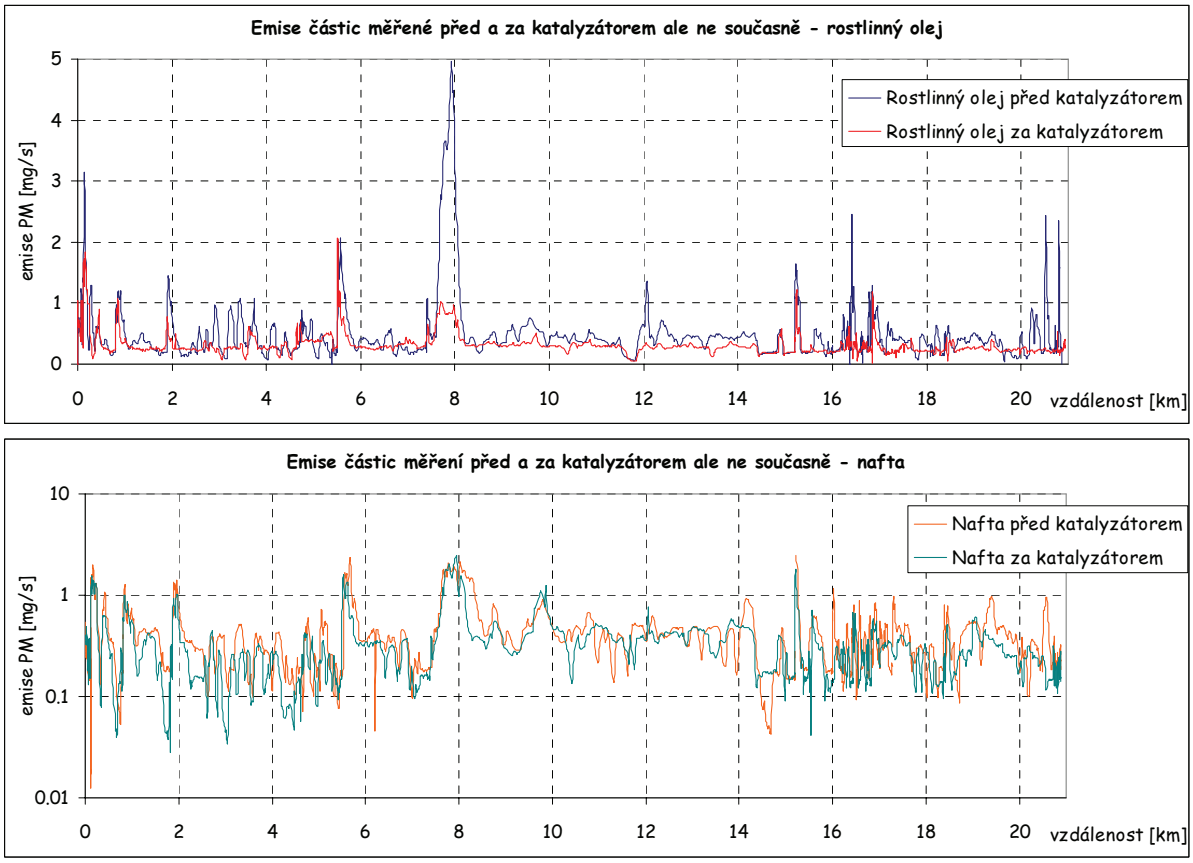


Obr. C-13: Průběhy rychlosti a emisí NO a PM při provozu automobilu Volkwagen Golf na naftu a na použitý fritovací olej při jízdě po 20.9 km trase v Massachusetts.

Protože jedním z cílů měření bylo i zjištění vlivu provozu motoru na rostlinný olej na katalyzátor, k měření byly použity dvě již popsané přenosné aparatury vyvinuté autorem. Jedna měřila emise před katalyzátorem, druhá emise za katalyzátorem. Hlavním důvodem tohoto přístupu byla variabilita mezi jednotlivými průjezdy po trase, která jen obtížně umožňovala hodnocení účinnosti katalyzátoru. Horní graf obrázku C-14 ukazuje průběh koncentrací před a za katalyzátorem při provozu na naftu, přičemž každý z průběhů byl naměřen při jiné jízdě. Dolní graf obr. C-14 ukazuje podobné srovnání při provozu na rostlinný olej.

Geometrie výfukového potrubí neumožňovala izokinetické vzorkování z laminárního toku spalin před katalyzátorem. S touto alternativou ale konstrukce měřicího zařízení počítala, proto zařízení bylo koncipováno tak, aby izokinetické vzorkování nebo laminární průtok spalin nebyly podmínkou. Toho bylo dosaženo zacílením citlivosti zařízení na menší částice, které dle literatury [Kittelson] tvoří podstatnou část částic ve výfukových plynech. Pro ověření tohoto přístupu bylo provedeno měření na vozu s katalyzátorem který byl považován za nefunkční. Výsledky z tohoto měření ukazuje obr. C-15. Tato metoda byla dále ověřena při měřeních účinnosti oxidačních katalyzátorů dodatečně montovaných na stavební stroje používané na staveništi Světového obchodního centra v New Yorku [Lanni a Vojtíšek-Lom, 2003].

Průběhy naměřených koncentrací pevných částic před a za katalyzátorem při provozu na naftu jsou na horním grafu obr. C-16, při provozu na rostlinný olej pak na středním grafu na obr. C-16. Souhrnné výsledky pro tři měření s jedním a jedno měření s druhým vozem jsou uvedeny v tabulkách C-3 a C-4.



Obr. C-14: Průběhy koncentrací PM před a za katalyzátorem při provozu automobilu Volkwagen Golf – stejné měřicí zařízení, ale rozdílná měření.

Tabulka C-3: Souhrnné výsledky z testů Volkwagen Golf na naftu a použitý fritovací olej na 20.9 km trati v Massachusetts – vůz č. 1

	Před katalyzátorem					Za katalyzátorem				
	NOx[g]	HC[g]	CO[g]	CO2[kg]	PM[g]	NOx[g]	HC[g]	CO[g]	CO2[kg]	PM[g]
Start, km 0-0.8										
Motorová nafta (1)	1.21	0.21	0.84	0.19	0.076	1.44	0.15	0.65	0.19	0.062
Motorová nafta (2)	1.20	0.17	0.79	0.14	0.064	1.25	0.17	0.37	0.16	0.051
Motorová nafta (3)	0.91	0.21	0.69	0.17	0.061	1.16	0.16	0.38	0.18	0.045
Rostlinný olej (1)	0.71	0.59	1.48	0.20	0.188	0.82	0.33	0.95	0.19	0.124
Rostlinný olej (2)	0.98	0.24	0.77	0.18	0.055	1.11	0.14	0.39	0.17	0.043
Rostlinný olej (3)	1.04	0.24	1.25	0.18	0.087	1.04	0.34	0.89	0.18	0.063
Průměr, nafta	*1.11*	*0.20*	*0.77*	*0.17*	*0.067*	*1.28*	*0.16*	*0.47*	*0.18*	*0.053*
Průměr, rostlinný olej	*0.91*	*0.36*	*1.16*	*0.19*	*0.110*	*0.99*	*0.27*	*0.74*	*0.18*	*0.077*
Příměstská oblast, km 0.8-7.4										
Motorová nafta (1)	2.80	1.04	3.94	0.77	0.194	3.71	0.50	0.57	0.80	0.166
Motorová nafta (2)	2.89	0.67	4.27	0.70	0.210	3.68	0.56	0.38	0.80	0.167
Motorová nafta (3)	3.35	1.06	3.48	0.84	0.228	4.40	0.55	0.22	0.84	0.199
Rostlinný olej (1)	2.81	1.66	5.03	0.86	0.322	3.48	0.83	B.D.L.	0.84	0.259
Rostlinný olej (2)	2.95	1.25	4.91	0.86	0.243	3.80	0.50	0.85	0.82	0.198
Rostlinný olej (3)	3.00	0.93	4.81	0.79	0.256	3.06	0.90	0.07	0.78	0.190
Průměr, nafta	*3.01*	*0.92*	*3.90*	*0.77*	*0.211*	*3.93*	*0.54*	*0.39*	*0.81*	*0.177*
Průměr, rostlinný olej	*2.92*	*1.28*	*4.92*	*0.84*	*0.273*	*3.45*	*0.74*	*N/A*	*0.82*	*0.216*
Nájezd na dálnici, km 7.4-8.2										
Motorová nafta (1)	1.20	0.22	0.56	0.24	0.066	1.34	0.09	0.17	0.23	0.059
Motorová nafta (2)	1.26	0.13	0.75	0.20	0.062	1.19	0.06	B.D.L.	0.21	0.049
Motorová nafta (3)	2.11	0.20	0.46	0.25	0.081	2.12	0.12	B.D.L.	0.23	0.074
Rostlinný olej (1)	1.80	0.26	0.68	0.22	0.072	1.90	0.14	B.D.L.	0.20	0.058
Rostlinný olej (2)	1.77	0.21	0.60	0.23	0.067	1.80	0.10	0.14	0.21	0.058
Rostlinný olej (3)	2.28	0.17	0.79	0.25	0.085	1.97	0.10	B.D.L.	0.25	0.073
Průměr, nafta	*1.52*	*0.18*	*0.59*	*0.23*	*0.070*	*1.55*	*0.09*	*N/A*	*0.23*	*0.061*
Průměr, rostlinný olej	*1.95*	*0.22*	*0.69*	*0.23*	*0.074*	*1.89*	*0.11*	*N/A*	*0.22*	*0.063*
Jízda po dálnici, km 8.5-14.3										
Motorová nafta (1)	2.07	0.80	3.34	0.70	0.128	2.64	0.23	B.D.L.	0.69	0.123
Motorová nafta (2)	2.45	0.43	3.67	0.71	0.133	2.76	0.24	B.D.L.	0.73	0.115
Motorová nafta (3)	2.11	0.61	2.94	0.66	0.122	2.60	0.37	B.D.L.	0.62	0.123
Rostlinný olej (1)	1.61	1.04	3.28	0.66	0.145	1.95	0.41	B.D.L.	0.62	0.121
Rostlinný olej (2)	1.73	0.75	2.57	0.60	0.099	2.20	0.31	B.D.L.	0.56	0.087
Rostlinný olej (3)	2.07	0.50	3.27	0.67	0.127	2.19	0.28	B.D.L.	0.68	0.096
Průměr, nafta	*2.21*	*0.61*	*3.31*	*0.69*	*0.128*	*2.67*	*0.28*	*N/A*	*0.68*	*0.120*
Průměr, rostlinný olej	*1.80*	*0.77*	*3.04*	*0.64*	*0.124*	*2.11*	*0.33*	*N/A*	*0.62*	*0.101*
Střed města, km 16.2-17.1										
Motorová nafta (1)	1.44	0.32	1.19	0.26	0.083	1.73	0.14	0.06	0.25	0.067
Motorová nafta (2)	1.38	0.27	1.06	0.21	0.077	1.50	0.13	B.D.L.	0.24	0.059
Motorová nafta (3)	1.45	0.38	1.32	0.27	0.082	1.87	0.18	0.06	0.27	0.071
Rostlinný olej (1)	0.97	0.53	2.18	0.28	0.168	1.20	0.24	0.41	0.27	0.131
Rostlinný olej (2)	1.08	0.46	2.22	0.31	0.131	1.47	0.21	0.44	0.31	0.102
Rostlinný olej (3)	1.00	0.30	1.83	0.26	0.124	1.07	0.18	0.05	0.25	0.088
Průměr, nafta	*1.43*	*0.33*	*1.19*	*0.25*	*0.080*	*1.70*	*0.15*	*< 0.06*	*0.25*	*0.065*
Průměr, rostlinný olej	*1.02*	*0.43*	*2.08*	*0.28*	*0.141*	*1.24*	*0.21*	*0.30*	*0.28*	*0.107*
Městská a příměstská část, km 16.2-20.9										
Motorová nafta (1)	3.42	0.92	3.28	0.74	0.194	4.22	0.38	0.06	0.71	0.167
Motorová nafta (2)	3.04	0.71	3.24	0.62	0.192	3.71	0.35	0.00	0.75	0.152
Motorová nafta (3)	3.05	1.07	4.05	0.77	0.186	4.10	0.49	0.22	0.74	0.161
Rostlinný olej (1)	2.57	1.27	4.78	0.76	0.306	3.01	0.56	0.41	0.70	0.248
Rostlinný olej (2)	2.37	1.05	5.03	0.79	0.249	3.21	0.37	0.44	0.78	0.201
Rostlinný olej (3)	2.91	0.83	5.13	0.81	0.279	2.94	0.51	0.28	0.77	0.206
Průměr, nafta	*3.17*	*0.90*	*3.52*	*0.71*	*0.191*	*4.01*	*0.41*	*< 0.14*	*0.73*	*0.160*
Průměr, rostlinný olej	*2.61*	*1.05*	*4.98*	*0.79*	*0.278*	*3.06*	*0.48*	*0.38*	*0.75*	*0.218*
Celkem pro 20.9 km trasu, g/trasa										
Motorová nafta (1)	11.73	3.52	13.12	2.87	0.732	14.60	1.51	1.45	2.84	0.640
Motorová nafta (2)	11.82	2.32	13.70	2.57	0.726	13.52	1.49	0.74	2.85	0.588
Motorová nafta (3)	12.43	3.44	12.98	2.93	0.739	15.58	1.87	0.83	2.85	0.657
Rostlinný olej (1)	10.41	5.21	16.53	2.92	1.131	12.16	2.45	1.20	2.76	0.886
Rostlinný olej (2)	10.61	3.79	15.33	2.88	0.799	13.13	1.57	1.81	2.76	0.656
Rostlinný olej (3)	12.06	2.88	16.42	2.89	0.914	11.86	2.24	1.24	2.83	0.683
Průměr, nafta	***11.99***	***3.09***	***13.26***	***2.79***	***0.732***	***14.57***	***1.62***	***1.01***	***2.85***	***0.628***
Průměr, rostlinný olej	***11.03***	***3.96***	***16.09***	***2.90***	***0.948***	***12.38***	***2.09***	***1.42***	***2.79***	***0.742***

Celkem pro 20.9 km trasu, g/km	NOx	HC	CO	CO2	PM	NOx	HC	CO	CO2	PM
Motorová nafta	**0.57**	**0.15**	**0.63**	**133**	**0.035**	**0.70**	**0.08**	**0.05**	**136**	**0.030**
Rostlinný olej	**0.53**	**0.19**	**0.77**	**139**	**0.045**	**0.59**	**0.10**	**0.07**	**133**	**0.035**
Rostlinný olej vs. nafta	**- 8%**	**+ 28%**	**+ 21%**	**+ 4%**	**+ 29%**	**- 15%**	**+ 29%**	**+ 41%**	**- 2%**	**+ 18%**

Účinnost oxidačního katalyzátoru	NOx	HC	CO	PM
Motorová nafta	**+ 21%**	**- 48%**	**- 92%**	**- 14%**
Rostlinný olej	**+ 12%**	**- 47%**	**- 91%**	**- 22%**

Poznámka:
B.D.L. - měření pod dolní mezí přístroje

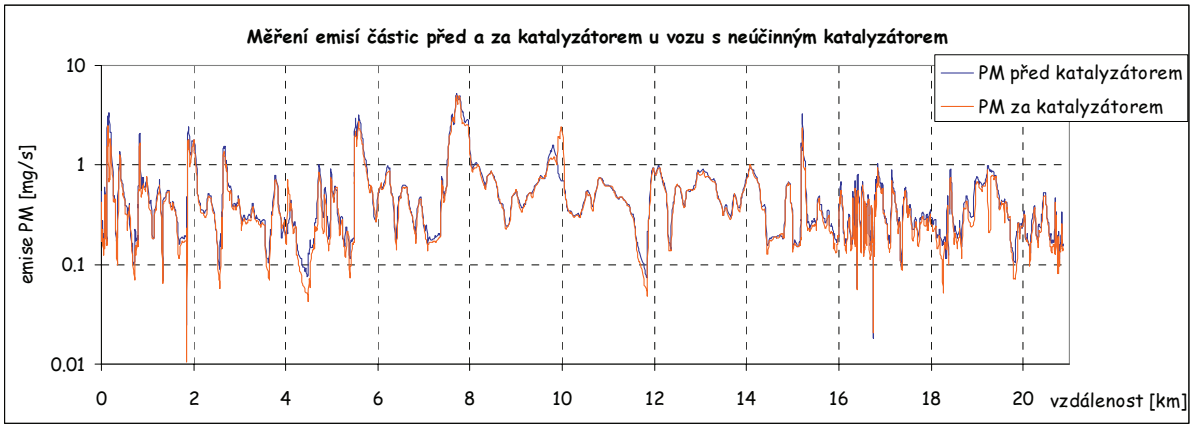
Tabulka C-4: Souhrnné výsledky z testů Volkwagen Golf na naftu a použitý fritovací olej na 20.9 km trati v Massachusetts – vůz č. 2

	Před katalyzátorem					Za katalyzátorem				
	NOx[g]	HC[g]	CO[g]	CO2[kg]	PM[g]	NOx[g]	HC[g]	CO[g]	CO2[kg]	PM[g]
Start, km 0-0.8										
Motorová nafta	1.40	0.14	0.48	0.13	0.043	1.22	0.08	0.20	0.10	0.034
Rostlinný olej	1.13	0.21	1.08	0.14	0.075	1.31	0.13	0.59	0.12	0.052
Příměstská oblast, km 0.8-7.4										
Motorová nafta	5.03	0.56	2.82	0.61	0.155	5.04	0.53	0.61	0.53	0.125
Rostlinný olej	4.22	0.99	5.34	0.67	0.205	4.88	0.46	0.52	0.61	0.157
Nájezd na dálnici, km 7.4-8.2										
Motorová nafta	2.04	0.08	0.33	0.18	0.047	1.98	0.08	0.08	0.17	0.040
Rostlinný olej	2.10	0.09	0.39	0.19	0.048	1.35	0.07	0.08	0.16	0.027
Jízda po dálnici, km 8.5-14.3										
Motorová nafta	3.24	0.42	2.70	0.49	0.093	3.97	0.26	B.D.L.	0.51	0.087
Rostlinný olej	2.95	0.38	2.93	0.54	0.082	3.32	0.34	B.D.L.	0.49	0.062
Střed města, km 16.2-17.1										
Motorová nafta	1.66	0.19	0.66	0.17	0.057	2.06	0.20	B.D.L.	0.20	0.049
Rostlinný olej	1.08	0.24	1.33	0.17	0.064	1.47	0.28	B.D.L.	0.18	0.067
Městská a příměstská část, km 16.2-20.9										
Motorová nafta	5.15	0.56	2.10	0.56	0.164	5.18	0.50	0.33	0.56	0.119
Rostlinný olej	3.47	0.79	3.89	0.54	0.170	4.38	0.66	B.D.L.	0.54	0.146
Celkem 20.9 km trasa, grams										
Motorová nafta	**18.6**	**2.0**	**9.1**	**2.13**	**0.56**	**18.9**	**1.6**	**1.2**	**2.02**	**0.45**
Rostlinný olej	**14.9**	**2.6**	**14.6**	**2.23**	**0.64**	**16.4**	**1.8**	**0.7**	**2.06**	**0.48**

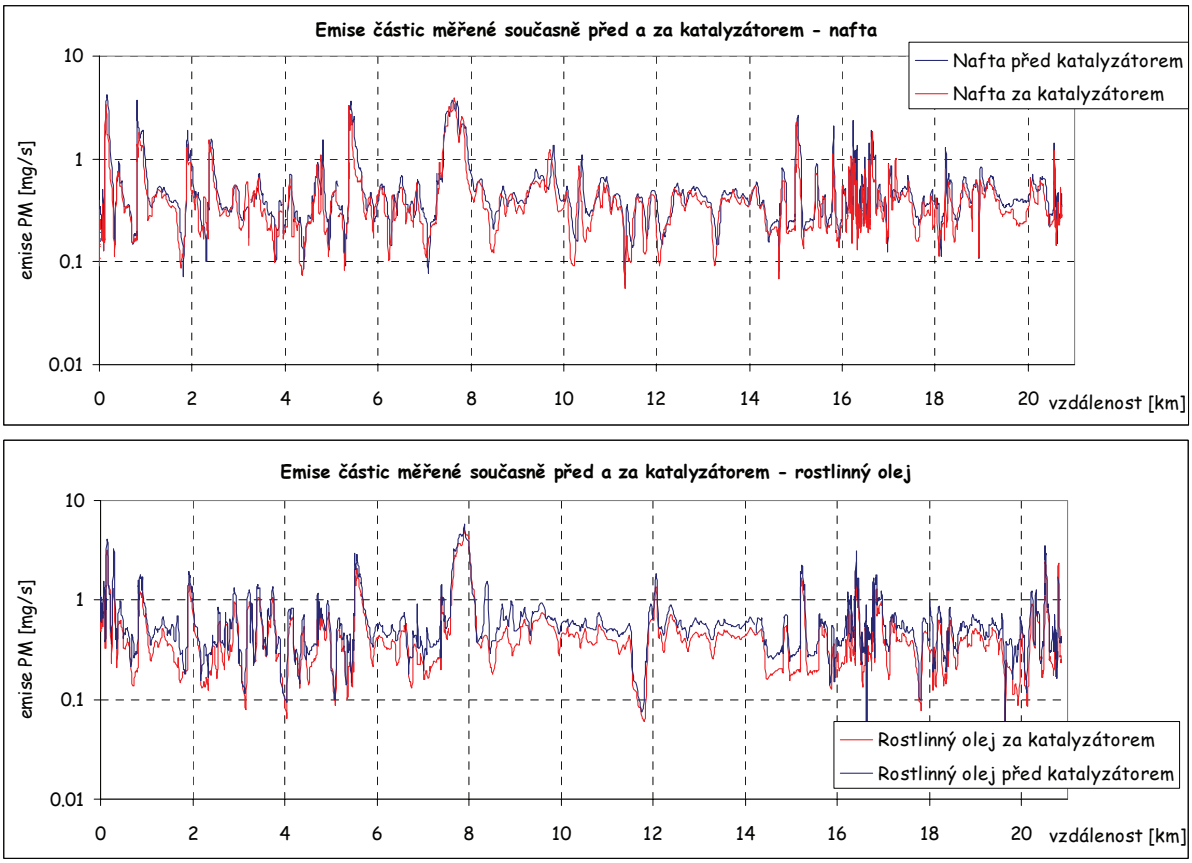
Celkem 20.9 km trasa, g/km	NOx	HC	CO	CO2	PM	NOx	HC	CO	CO2	PM
Motorová nafta	**0.89**	**0.09**	**0.43**	**102**	**0.027**	**0.90**	**0.08**	**0.06**	**97**	**0.021**
Rostlinný olej	**0.72**	**0.13**	**0.70**	**107**	**0.031**	**0.79**	**0.09**	**0.03**	**98**	**0.023**
Rostlinný olej vs. nafta	**- 20%**	**+ 34%**	**+ 60%**	**+ 5%**	**+ 14%**	**- 13%**	**+ 14%**	**- 43%**	**+ 2%**	**+ 8%**

Účinnost oxidačního katalyzátoru	NOx	HC	CO	PM
Motorová nafta	**+ 1%**	**- 17%**	**- 87%**	**- 21%**
Rostlinný olej	**+ 10%**	**- 29%**	**- 95%**	**- 25%**

Poznámka:
B.D.L. - měření pod dolní mezí přístroje

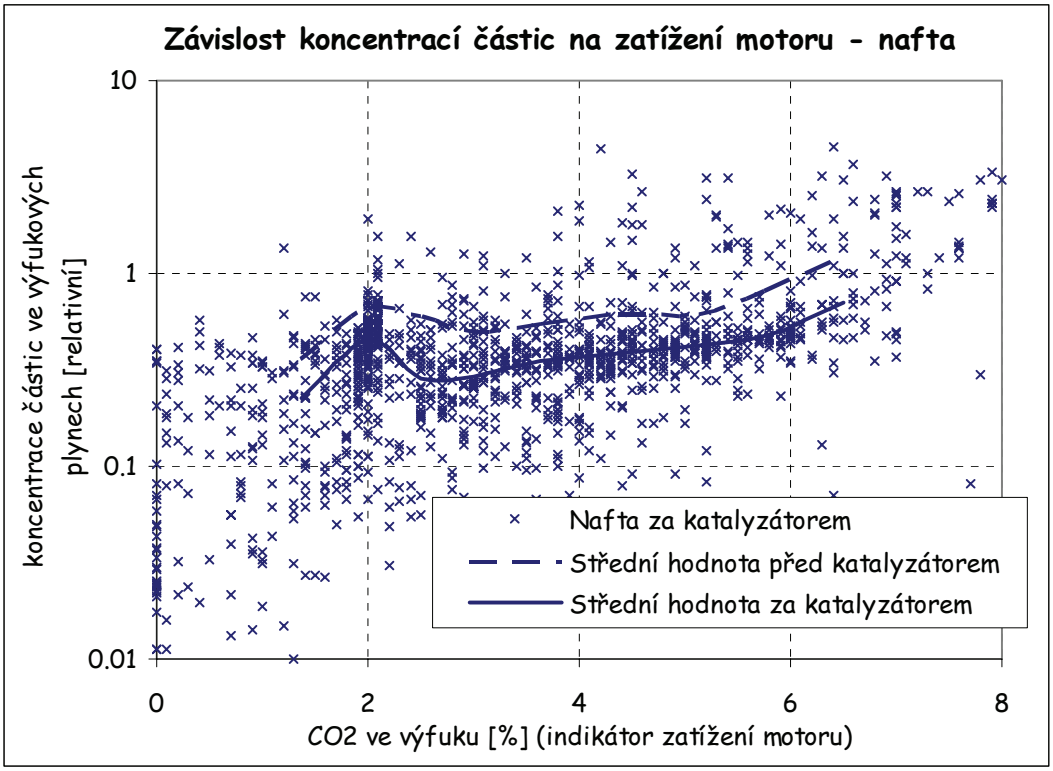


Obr. C-15: Průběhy koncentrací PM před a za katalyzátorem při provozu automobilu Volkwagen Golf na naftu s nefunkčním katalyzátorem, měřené souběžně dvěma měřicími zařízeními.

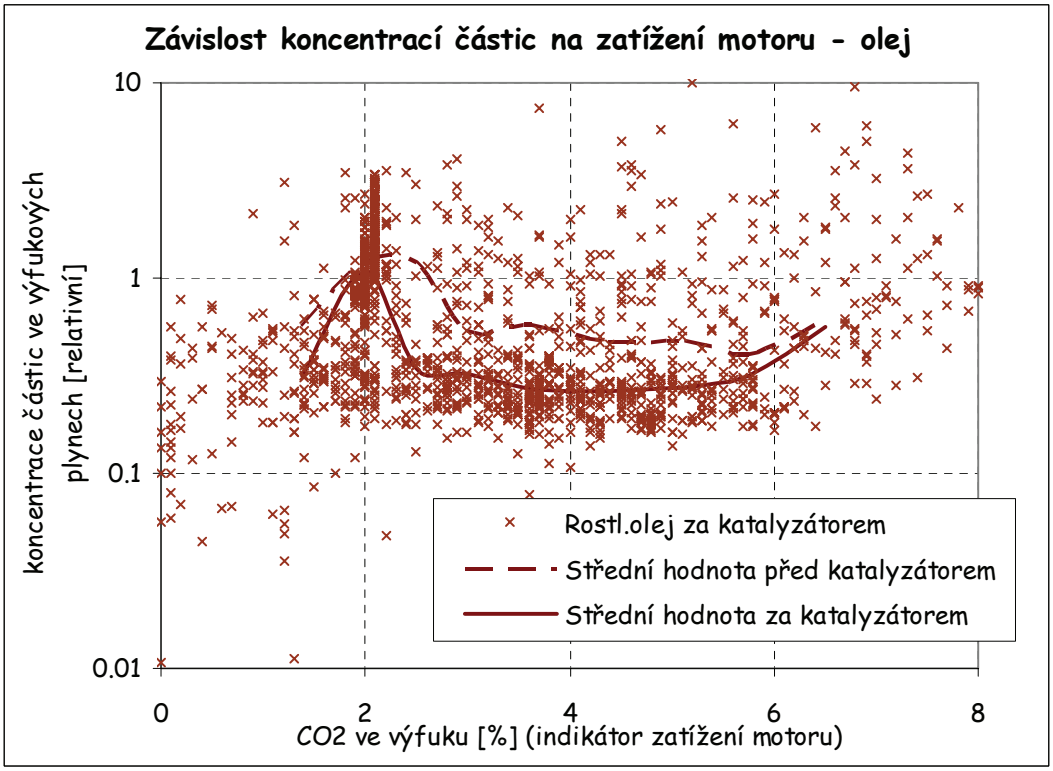


Obr. C-16: Průběhy koncentrací PM před a za katalyzátorem při provozu automobilu Volkwagen Golf na naftu (horní graf) a olej (dolní graf), měřené souběžně dvěma měřicími zařízeními.

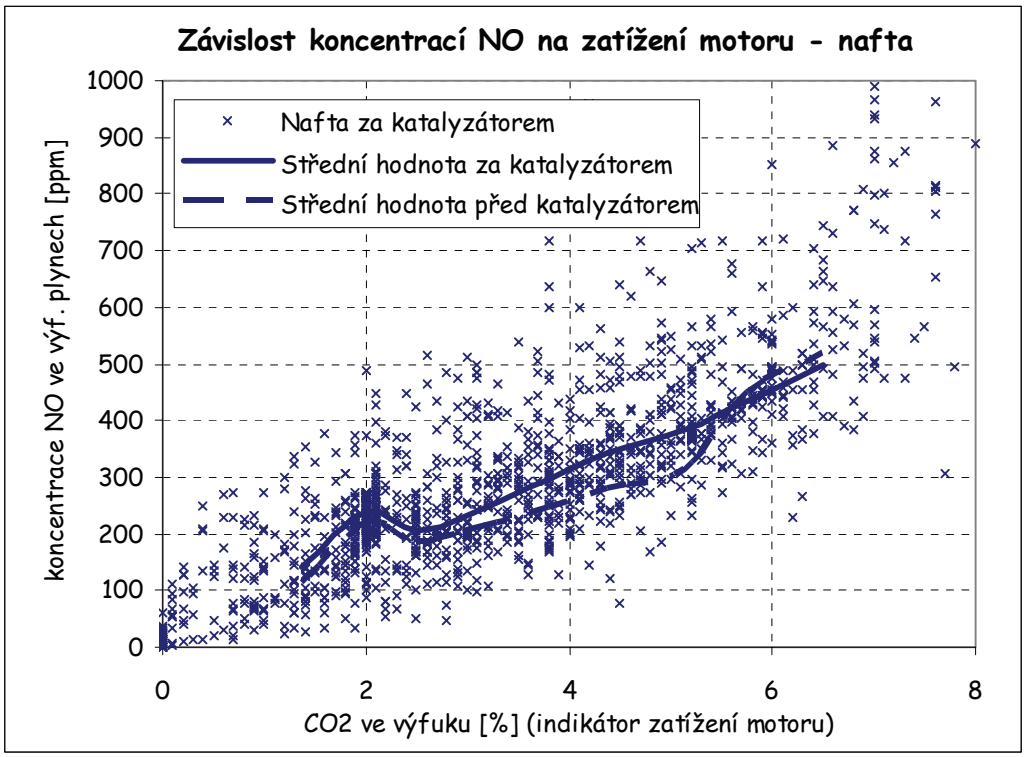
Závislost koncentrací částic na zatížení motoru, vyjádřeném nepřímo jako koncentrace CO2 ve výfukových plynech, jsou uvedeny na obr. C-17 pro naftu a obr. C-18 rostlinný olej. Každý bod zobrazuje emise za katalyzátorem v jedné sekundu měření, čáry vyznačují střední hodnoty před a za katalyzátorem. Obdobné grafy jsou na obr. C-19 a C-20 pro emise NO. Obrázky C-21 a C-22 pak ukazují emise částic za katalyzátorem, ale s čarami vyjadřujícími průměrnou, nikoliv střední, koncentraci částic pro danou koncentraci CO_2. Z obrázků je patrné, že průměrné koncentrace částic jsou vyšší než střední koncentrace, i vyšší než střed „oblaku" naměřených hodnot. To je dáno tím, že nepoměrně velký podíl na celkových emisích mají krátkodobé epizody s vysokými koncentracemi.



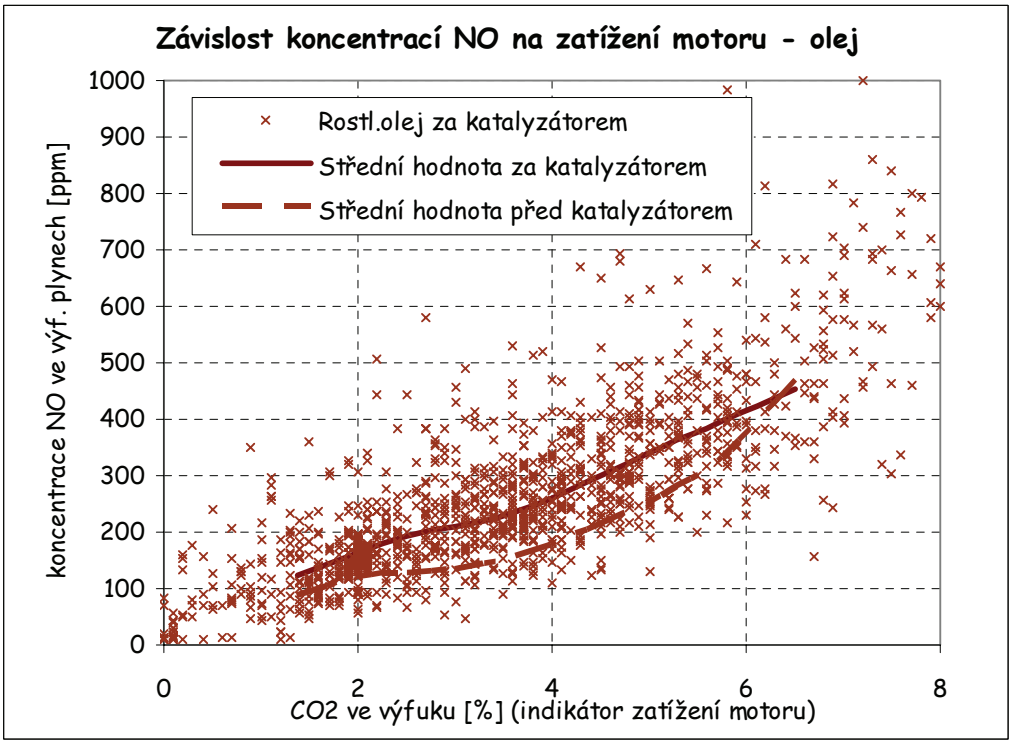
Obr. C-17: Závislost koncentrací částic za zatížení motoru – provoz na naftu



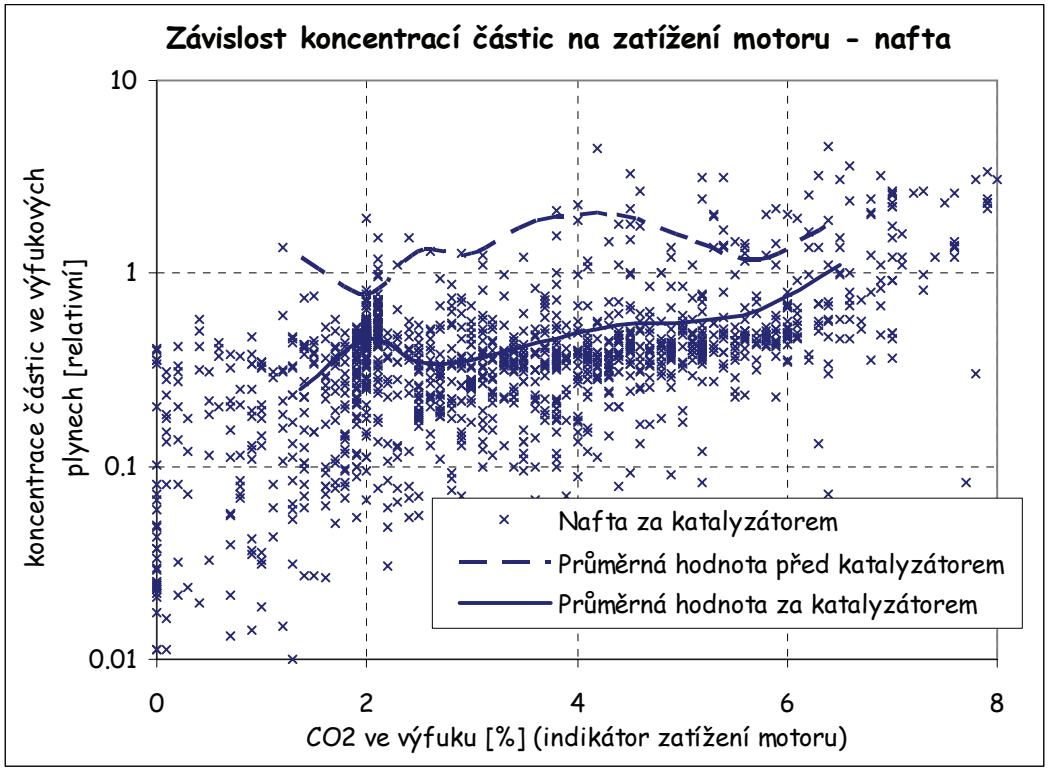
Obr. C-18 Závislost koncentrací částic za zatížení motoru – provoz na použitý fritovací olej



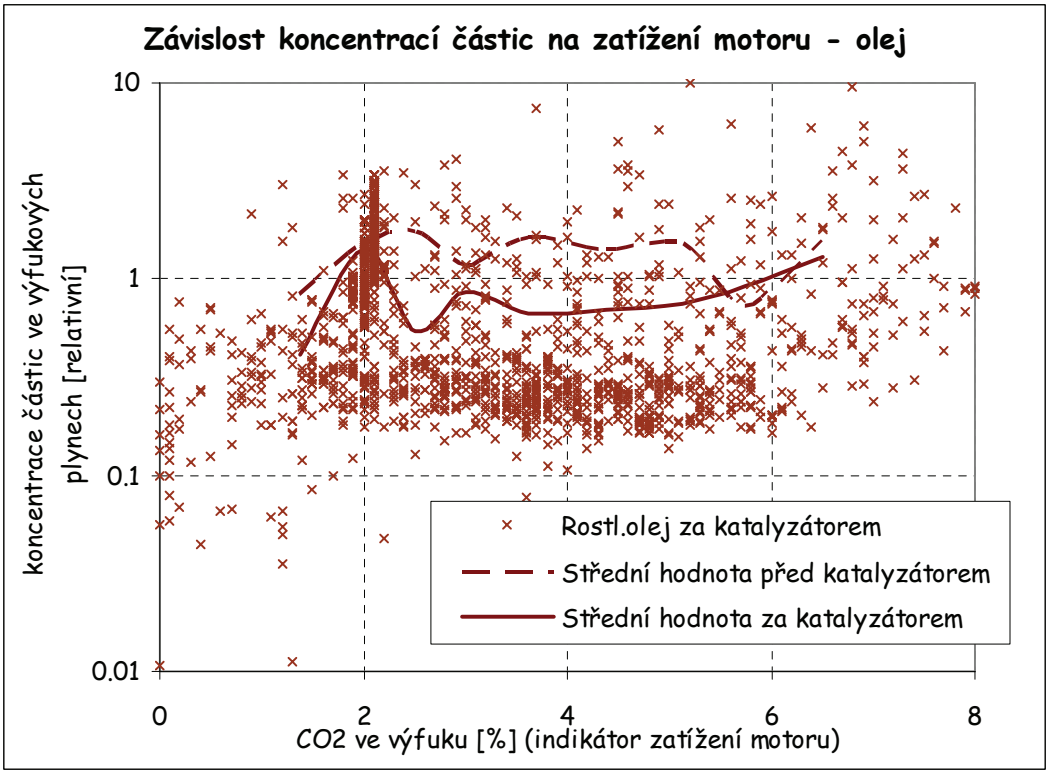
Obr. C-19: Závislost koncentrací NO za zatížení motoru – provoz na naftu



Obr. C-20: Závislost koncentrací NO za zatížení motoru – provoz na použitý fritovací olej



Obr. C-21: Závislost koncentrací částic před a za oxidačním katalyzátorem za zatížení motoru – provoz na naftu



Obr. C-22: Závislost koncentrací částic před a za oxidačním katalyzátorem za zatížení motoru – provoz na použitý fritovací olej

5. Laboratorní měření regulovaných emisí na lehkém nákladním automobilu Ford

Emise HC, NO_x, CO, CO_2 a PM byly měřeny na lehkém nákladním automobilu (pickupu) Ford F-350 s náhonem na všechna čtyři kola s vidlicovým přeplňovaným vznětovým osmiválcem s přímým vstřikem sdruženými vstřikovacími jednotkami (unit injector) Ford Powerstroke o zdvihovém objemu 7.3 litru a deklarovaném výkonu 145 kW.

Tento vůz byl měřen na válcové zkušebně Laboratoře pro vozidlové emise Newyorského ministerstva pro ochranu životního prostředí. Jako zkušební cykly byly vybrány příměstský LA92 (tento cyklus je první a třetí částí amerického homologačního testu FTP pro lehká vozidla, přičemž první část obsahuje studený a třetí teplý start motoru), silniční mimoměstský cyklus HWFET (US EPA Highway Fuel Economy Test), městský cyklus New York City Cycle (NYCC), který simuluje velmi pomalou, leč poměrně agresivní jízdu v hustém městském provozu, a velmi agresivní vysokorychlostní cyklus USO6. Skutečné jízdní průběhy těchto cyklů jsou zobrazeny v příloze na obr. X. Tyto čtyři cykly byly vybrány tak, aby pokryly reálné podmínky, za kterých takový vůz může být provozován. Simulovaná hmotnost vozu byla 4500 liber (2040 kg), což přibližně odpovídalo hmotnosti prázdného vozu. To odpovídá skutečnosti, že v USA se v příměstských aglomeracích takové vozy běžně využívají jako osobní, s minimálním „nákladem" (alespoň takové využití bylo běžné a nadále předpokládané v roce 2006, kdy bylo měření provedeno).

Vůz byl provozován na běžnou silniční motorovu naftu (cetanové číslo 40-45, obsah síry do 300 ppm), na čistou bionaftu (směs metylesterů mastných kyselin, dodavatel VogelBilt, Long Island, New York, USA), a na směs rostlinných olejů (převážně nehydrogenovaný řepkový olej) recyklovaných z potravinářského průmyslu a restaurací (dodavatel Greasecar, Easthampton, Massachusetts, USA). Vlastnosti směsi rostlinných olejů jsou uvedeny v tabulce C-5. Na každé palivo byly odjety dvě sady cyklů, každá sada sestávajíc z LA92, HWFET, NYCC a USO6, a začínající zahřátým motorem.

Souhrnné výsledky jsou uvedeny v tabulce C-6, průběhy rychlostí a hmotnostního toku emisí jsou zobrazeny na grafech na obr. C-24 až C-28.

Tabulka C-5: Vlastnosti použitého fritovacího oleje (nehydrogenovaný řepkový olej)

Oil tested: Non-hydrogenated canola oil settled and filtered to 10 microns.
Source: Restaurant waste oil dumpster

Parameter:	**Results**	**ASTM Method**
API Gravity @60F	22.0	ASTM D-287
Ash%	<0.005	ASTM D-482
BTU/Gal	130,660	ASTM D-240
BTU/Lb	17,001	ASTM D-240
Carbon, %	77.9	ASTM D-5291
Flash Point, F	<230	ASTM D-93
Hydrogen, %	11.4	ASTM D-5291
Nitrogen, %	<0.10	ASTM D-5373
Oxygen, %	10.7	ASTM D-5373
Pounds per Gal	7.685	
Specific Gravity @60F	0.9218	ASTM D-287
Sulfur, %	<0.05	ASTM D-1552
Viscosity, KinematicCST @40C	33.7	ASTM D-445

Obr. C-23: Testovaný automobil Ford F-350 se vznětovým motorem V-8 Powerstroke

Tabulka C-6: Souhrnné výsledky měření na lehkém nákladním automobilu Ford.

Souhrnné výsledky Ford F-350

	Cycle	HC	CO	NOx	CO2	PM
Motorová nafta	*LA92*	0.14	0.49	3.87	387	0.17
	HWFE	0.07	0.24	2.52	257	0.18
	NYCC	0.35	1.39	4.29	572	0.03
	US06	0.09	0.28	3.24	344	0.16
	LA92	0.12	0.39	3.29	344	0.10
	HWFE	0.07	0.24	2.44	243	
	NYCC	0.37	1.27	4.10	518	
	US06	0.10	0.27	3.05	321	0.09
Bionafta (B-100)	*Cycle*	HC	CO	NOx	CO2	PM
	LA92	0.11	0.47	3.38	323	0.12
	HWFE	0.03	0.22	2.60	228	0.12
	NYCC	0.18	1.33	5.02	549	0.02
	US06	0.04	0.22	3.33	314	0.11
	LA92	0.04	0.33	3.29	310	0.06
	HWFE					
	NYCC	0.11	1.09	4.64	518	0.02
	US06	0.04	0.21	3.31	313	0.09
Použitý fritovací olej	*Cycle*	HC	CO	NOx	CO2	PM
	LA92	0.11	0.69	2.84	328	0.09
	HWFE	0.04	0.33	2.38	243	0.11
	NYCC	0.06	3.65	3.74	556	0.04
	US06	0.06	0.35	2.98	316	0.09
	LA92	0.11	0.73	2.81	316	0.09
	HWFE	0.05	0.35	2.28	234	0.12
	NYCC	0.53	3.34	3.94	556	0.04
	US06	0.07	0.36	3.06	316	0.11
B-100 vs. nafta	*Cycle*	HC	CO	NOx	CO2	PM
	LA92	- 43%	- 10%	- 7%	- 13%	- 34%
	HWFE	***- 57%***	***- 9%***	+ 5%	- 9%	- 34%
	NYCC	***- 61%***	- 9%	+ 15%	- 2%	- 40%
	US06	***- 53%***	***- 22%***	+ 6%	- 6%	- 20%
Frit.olej vs. nafta	*Cycle*	HC	CO	NOx	CO2	PM
	LA92	- 14%	***+ 61%***	- 21%	- 12%	- 34%
	HWFE	***- 35%***	***+ 42%***	- 6%	- 4%	***- 34%***
	NYCC	- 20%	***+ 162%***	- 8%	+ 2%	+ 30%
	US06	- 30%	***+ 31%***	- 4%	- 5%	- 20%
Průměr	*Palivo*	HC	CO	NOx	CO2	PM
	Nafta	0.10	0.33	2.94	304	0.155
	Bionafta	0.05	0.29	3.00	277	0.106
	Frit. olej	0.07	0.53	2.64	285	0.106
B-100 vs. nafta		***- 50%***	***- 11%***	+ 2%	***- 9%***	***- 32%***
Frit.olej vs. nafta		- 25%	+ 60%	- 10%	- 6%	***- 32%***

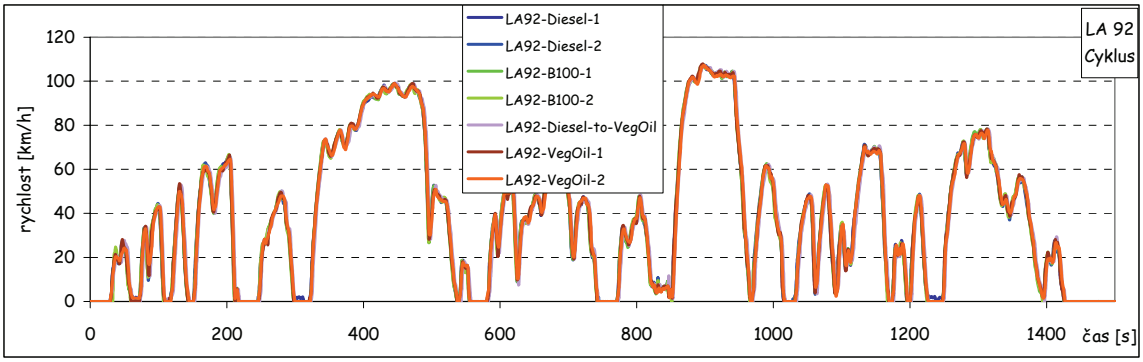
Poznámka: *Orámované pole označuje statisticky významný rozdíl ($p < 0.05$)*

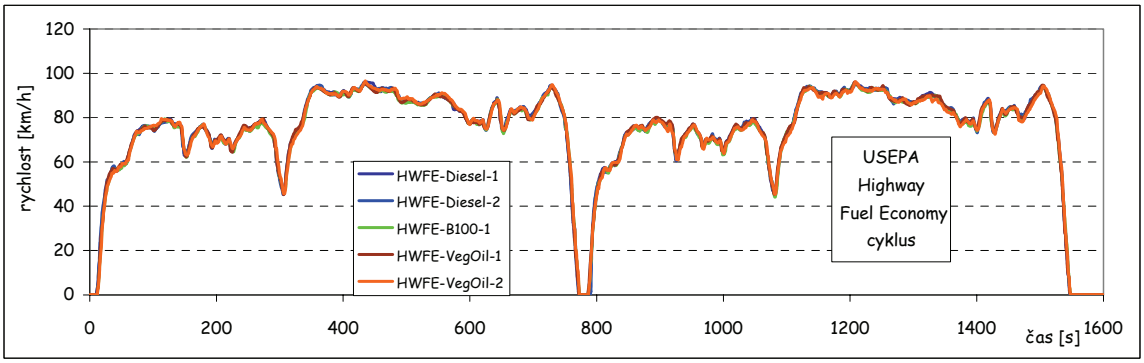
Obr. C-24: Průběhy měření emisí na válcové brzdě – Ford F-350 - rychlost

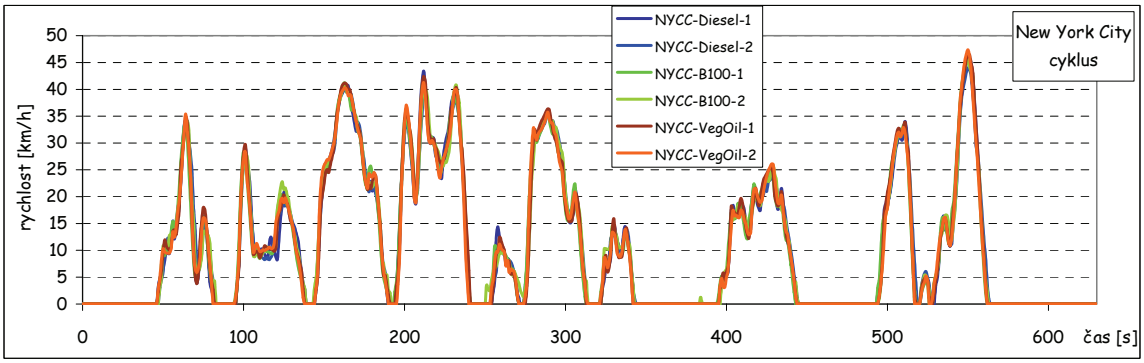
Porovnání emisí - nafta, čistá bionafta (B-100) a rostlinný olej

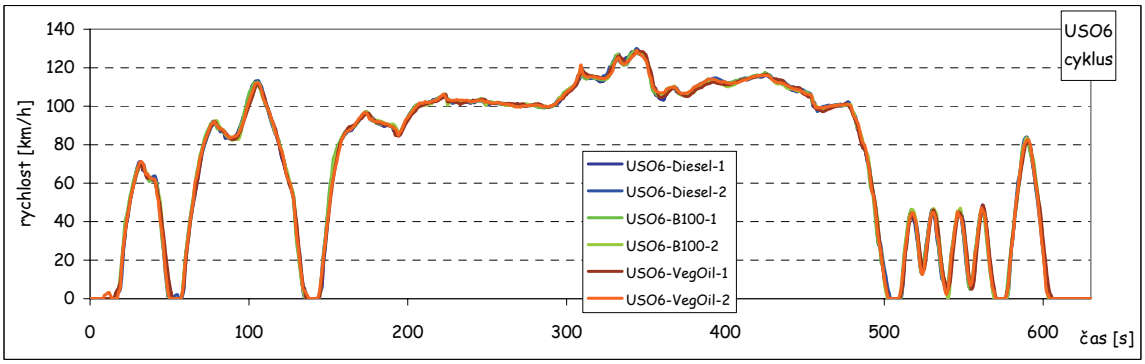
Ford F-350 4x4 pickup, r.v. 1999, přeplňovaný vznětový vidlicový osmiválec Powerstroke s přímým vstřikem

Rychlost [km/h]







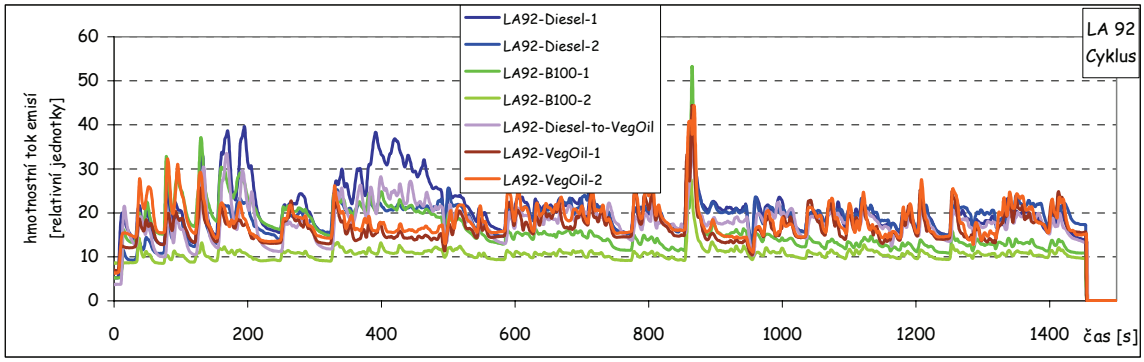


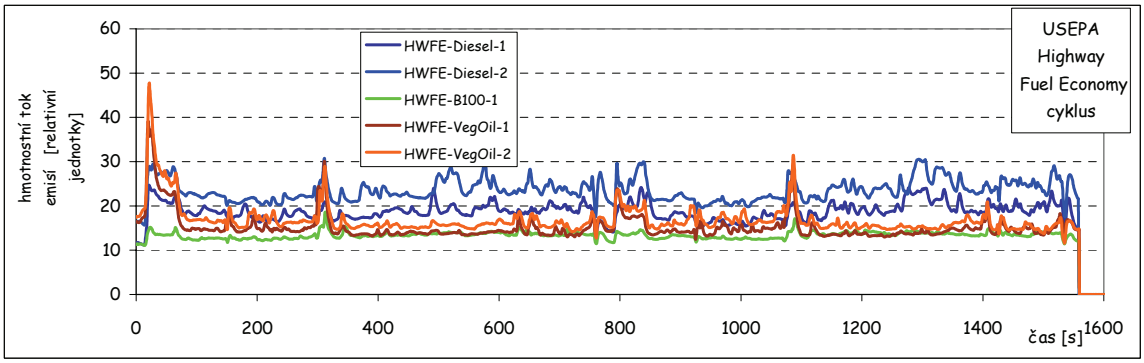
Obr. C-25: Průběhy měření emisí na válcové brzdě – Ford F-350 – emise HC

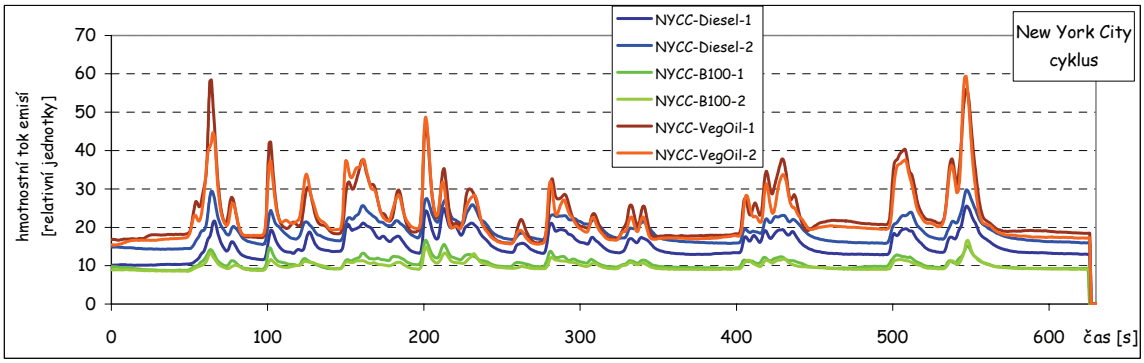
Porovnání emisí - nafta, čistá bionafta (B-100) a rostlinný olej

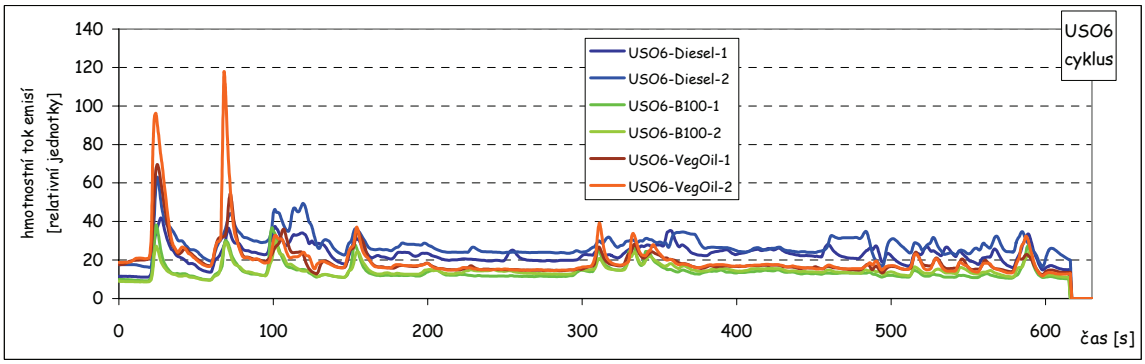
Ford F-350 4x4 pickup, r.v. 1999, přeplňovaný vznětový vidlicový osmiválec Powerstroke s přímým vstřikem

Emise HC







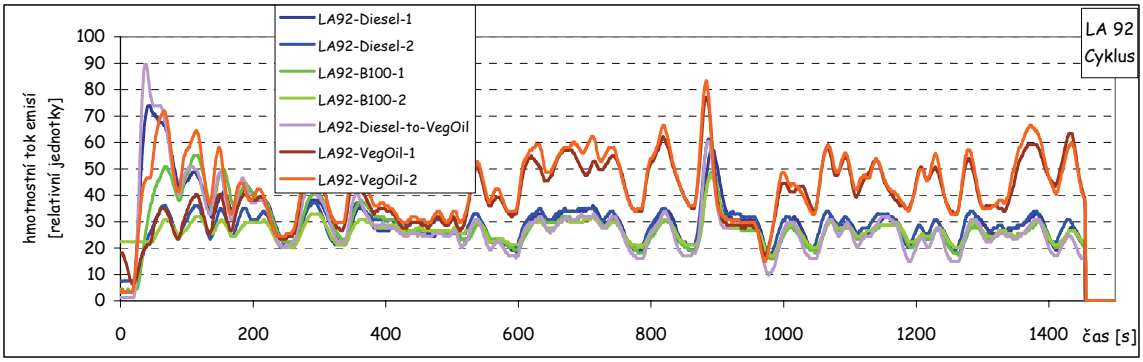


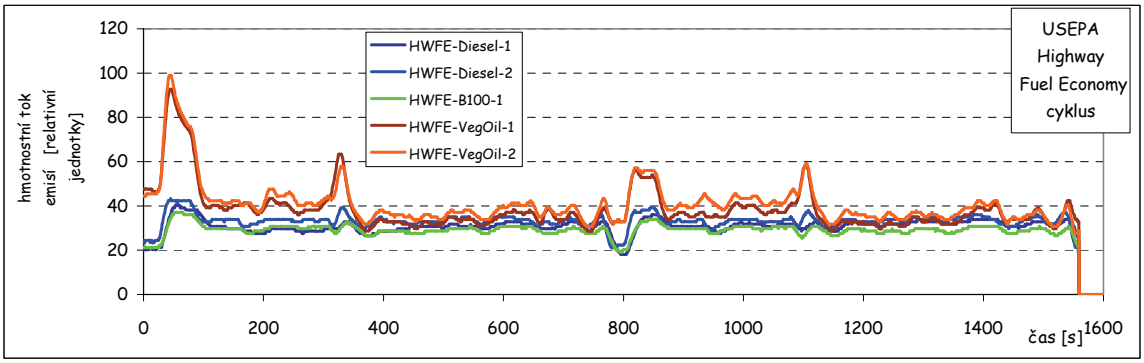
Obr. C-26: Průběhy měření emisí na válcové brzdě – Ford F-350 – emise CO

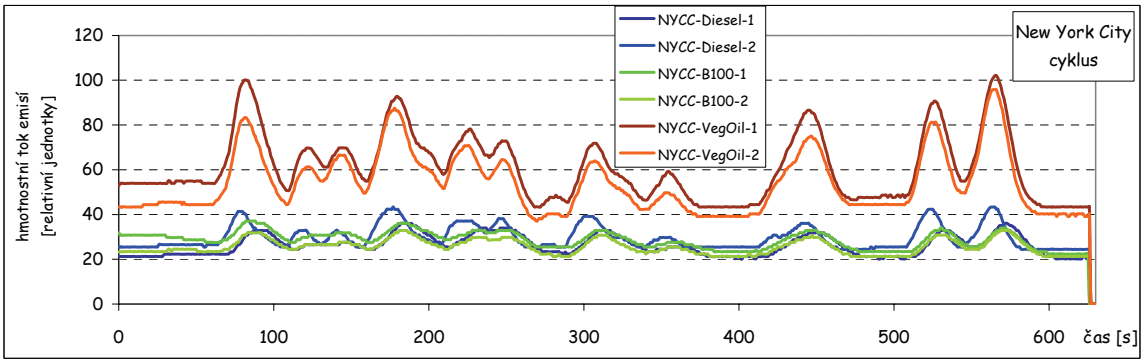
Porovnání emisí - nafta, čistá bionafta (B-100) a rostlinný olej

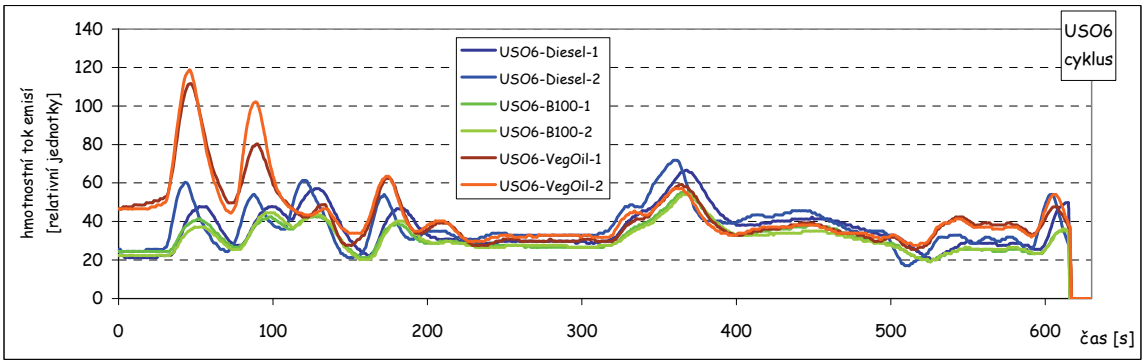
Ford F-350 4x4 pickup, r.v. 1999, přeplňovaný vznětový vidlicový osmiválec Powerstroke s přímým vstřikem

Emise CO







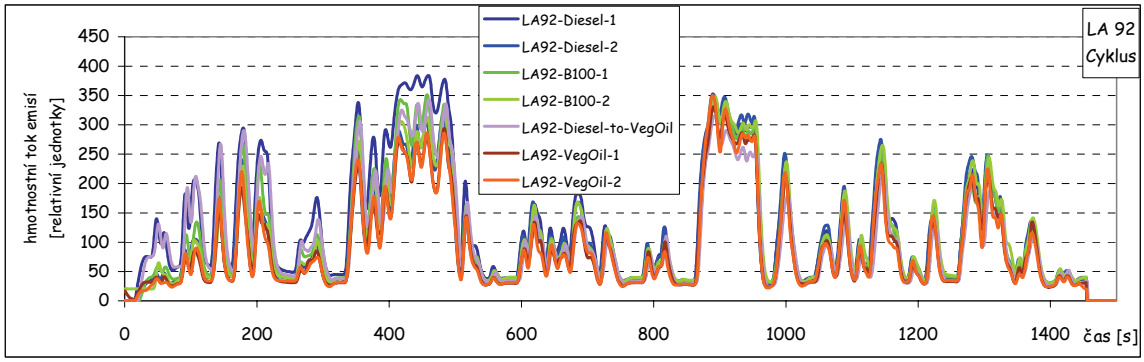


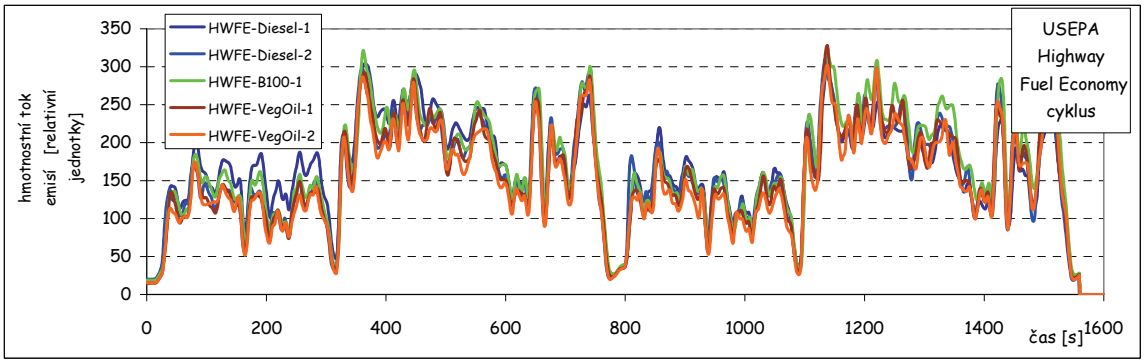
Obr. C-27: Průběhy měření emisí na válcové brzdě – Ford F-350 – emise NO_x

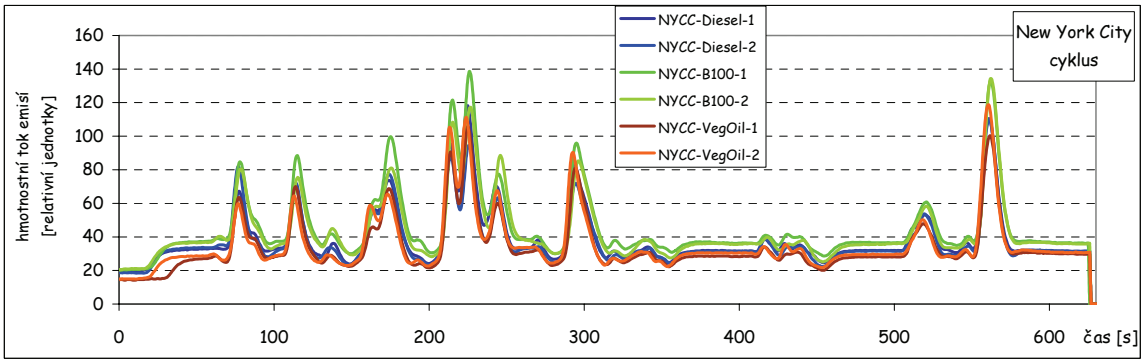
Porovnání emisí - nafta, čistá bionafta (B-100) a rostlinný olej

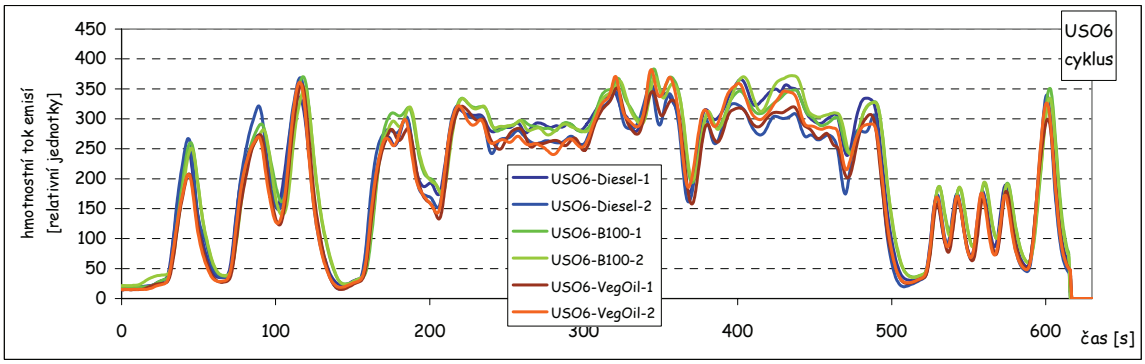
Ford F-350 4x4 pickup, r.v. 1999, přeplňovaný vznětový vidlicový osmiválec Powerstroke s přímým vstřikem

Emise NOx







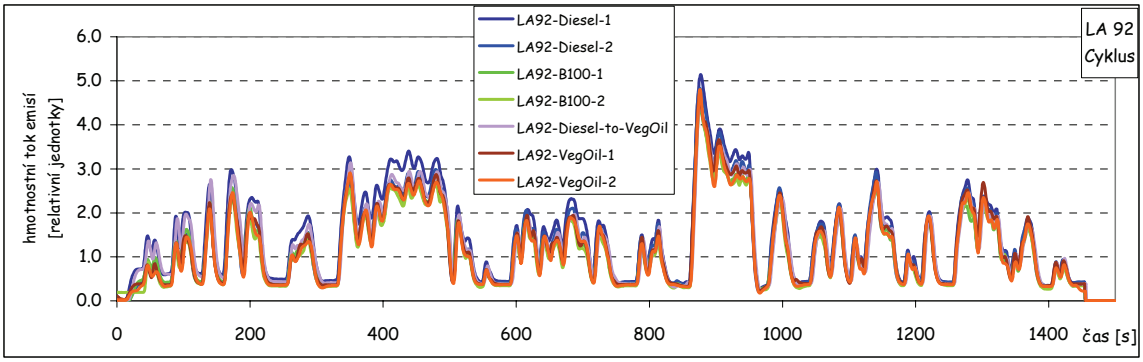


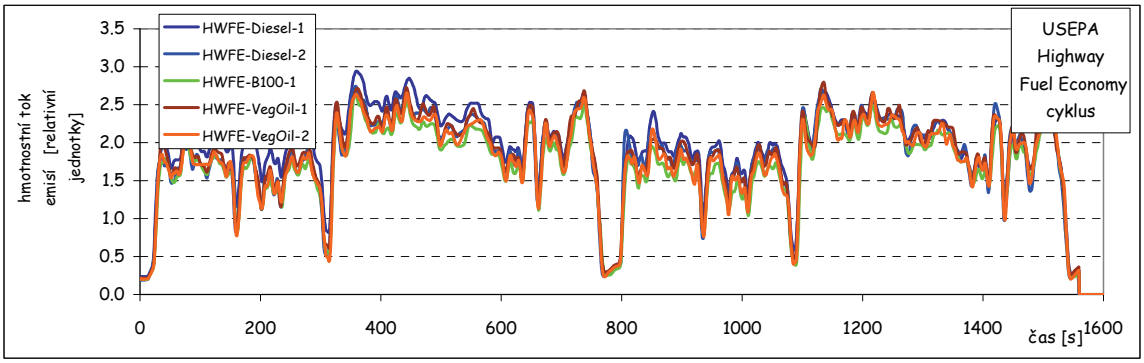
Obr. C-28: Průběhy měření emisí na válcové brzdě – Ford F-350 – emise CO_2

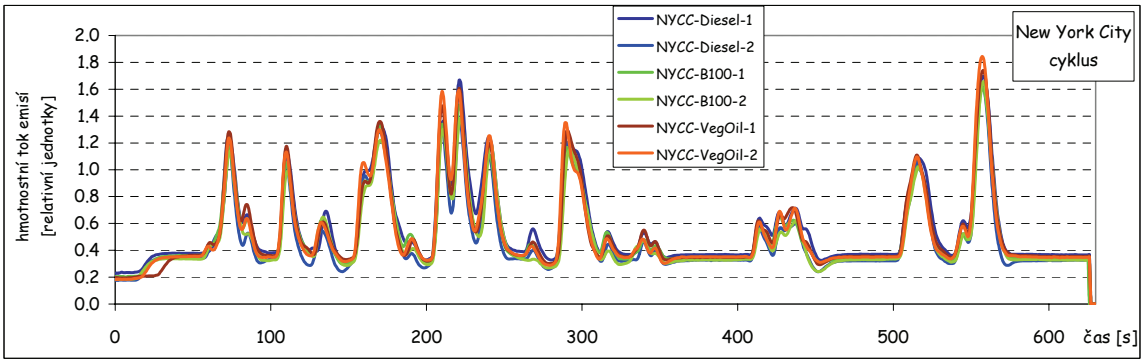
Porovnání emisí - nafta, čistá bionafta (B-100) a rostlinný olej

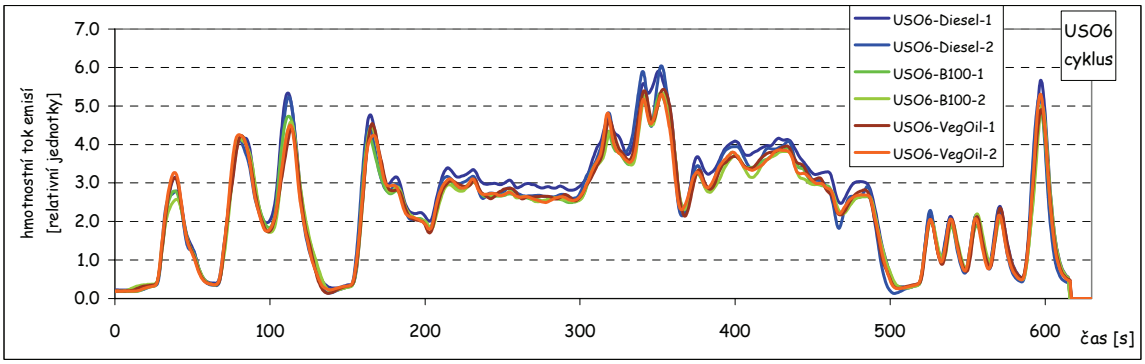
Ford F-350 4x4 pickup, r.v. 1999, přeplňovaný vznětový vidlicový osmiválec Powerstroke s přímým vstřikem

Emise CO2









6. Měření neregulovaných plynných emisí na lehkém nákladním automobilu Ford

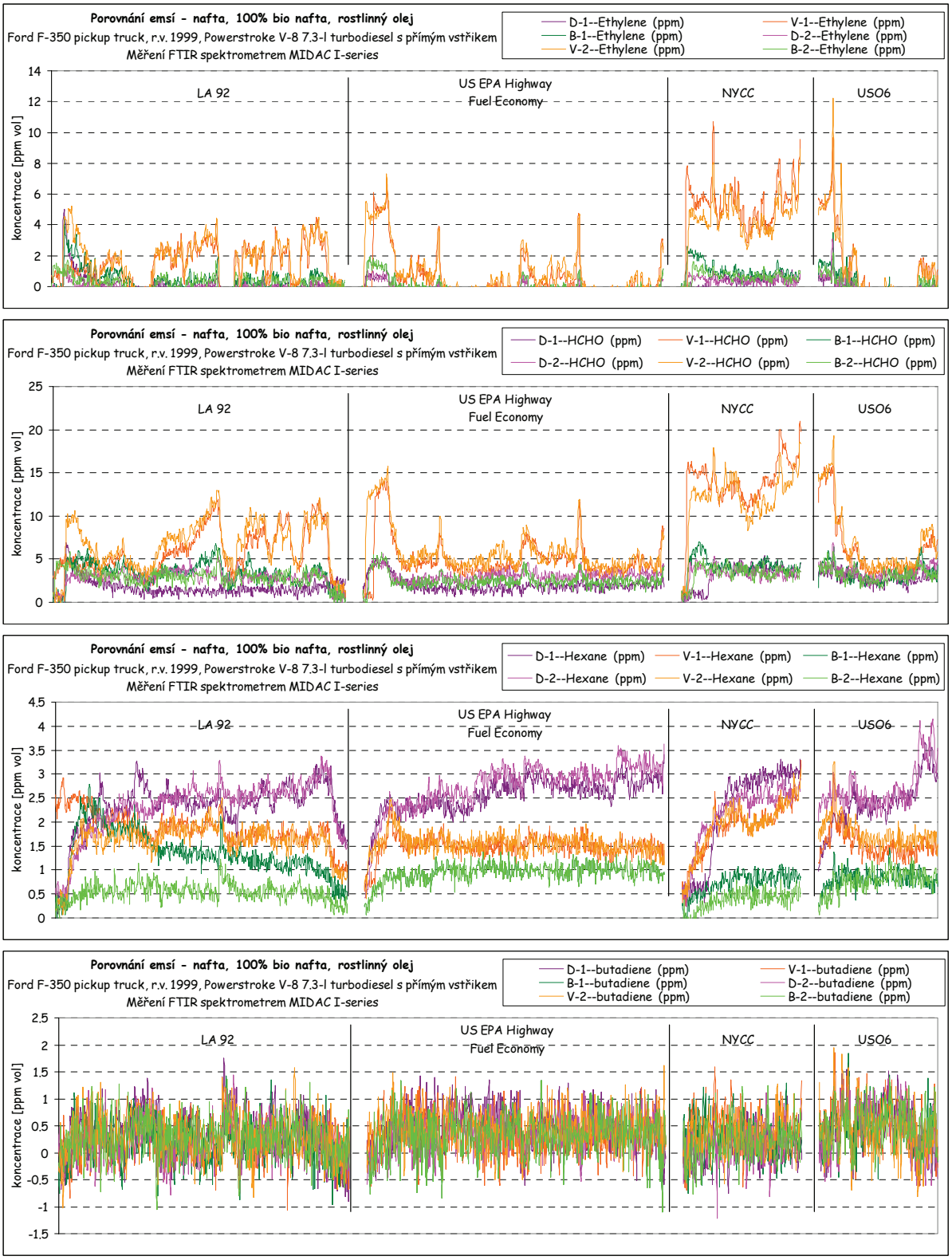
Pro měření neregulovaných emisí plynných látek byla vyvinuta přenosná aparatura, využívající FTIR spektrometr MIDAC I-series (Midac, Kalifornie, USA). Tento spektrometr využívá optické komory o objemu cca 200 cm3 a optické délce 3.6 m, vyhřívané na teploty až do 200 C. Spektrometr byl doplněn o vyhřívanou vzorkovací trať (odběrná sonda, hadice, filtr, regulátor průtoku, čerpadlo) pro odběr neředěného vzorku výfukových plynů přímo z výfukového potrubí. Spektrometr je řízen PC počítačem, který též obstrává sběr dat a vyhodnocení získaných spekter. Pro měření na vznětových motorech byla vzorkovací trať a optická komora vyhřívaná na 191 C, průtok vzorku byl 2-3 litry za minutu, rozlišení spektra bylo 0.5 až 4 cm-1, vyhodnocován byl průměr z 1 až 4 spekter. Kombinace rozlišení spektra a počet průměrovaných spekter byly zpravidla voleny tak, aby vzorkovací perioda byla 2-3 s. Tato perioda byla experimentálně stanovena jako optimální. Častější vzorkování by vzhledem k relativně pomalé výměně vzorku v optické komoře mělo omezený přínos, při snížení přesnosti. Častější vzorkování by vzhledem k silné proměnlivosti složení výfukových plynů nevedlo při dynamických jízdních cyklech ke zvýšení přesnosti měření.

Referenční spektra pro regulované složky byly získány experimentálně s využitím kalibračních plynů v laboratoři. Pro neregulované složky byly využity referenční spektra z knihoven dodaných výrobcem spektrometru a knihoven US EPA. Výběr referenčních spekter a jejich částí pro zjištění koncentrace jednotlivých látek byl proveden autorem.

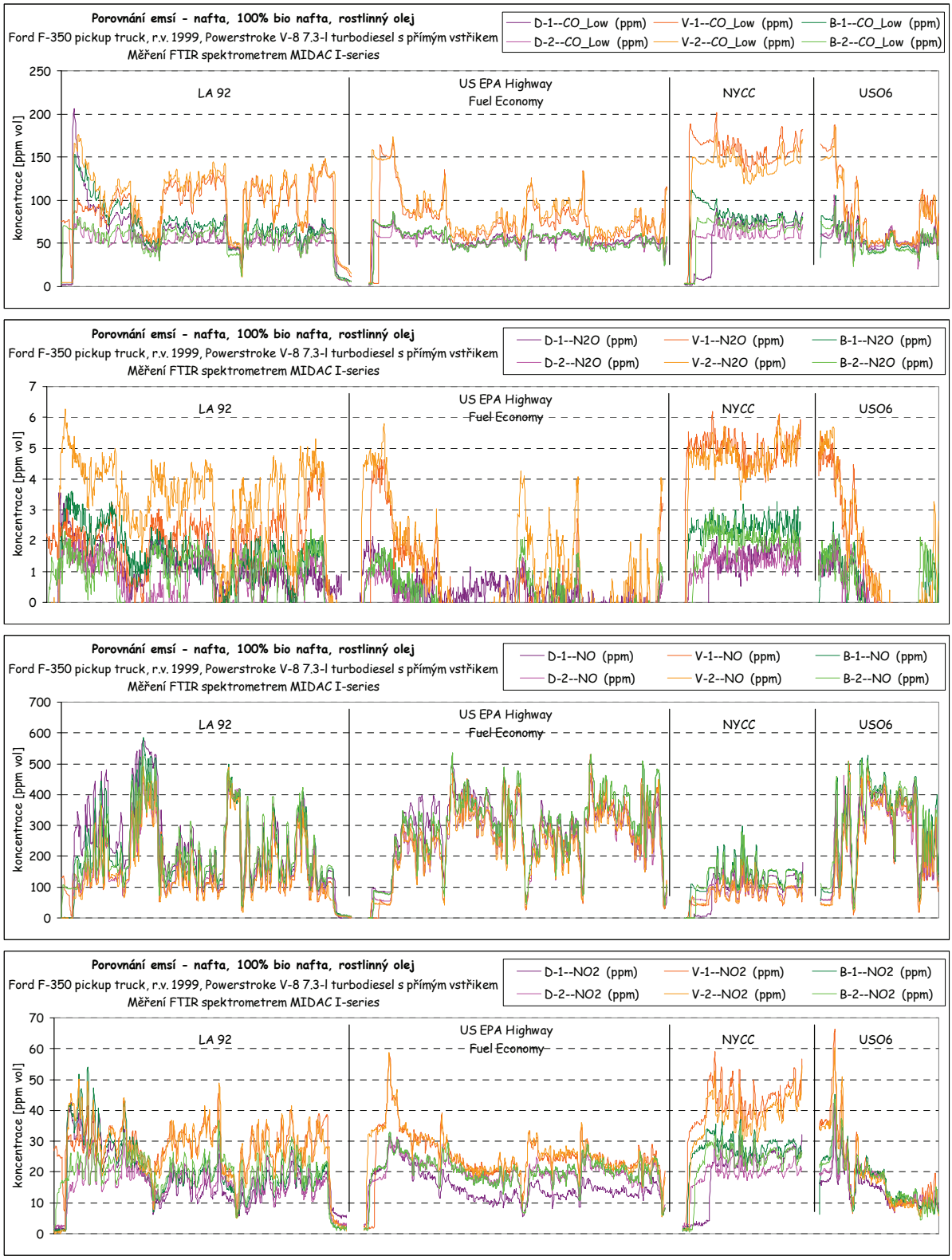
Vývoj tohoto zařízení byl financován Newyorským úřadem pro výzkum a vývoj v oblasti energie (NYSERDA, Albany, New York, USA), program PON704, hlavním řešitelem úkolu byl autor. Další práce spočívaly v úpravě zařízení pro chod a měření na palubě jedoucího vozidla (minimalizace spotřeby elektrické energie, napájení z rozvodné sítě, z elektrické sítě vozidla nebo nezávislého zdroje elektrické energie, řešení vlivu vibrací a teplotních extrémů).

Neregulované a vybrané regulované emise byly měřeny i při zmíněných měřeních na nákladním automobilu Ford. Spektrometr v konfiguraci, ve které byl použit pro měření, je vyobrazen na obr. C-29. Průběhy naměřených koncentrací vybraných plynných látek jsou představeny na obr. C-30 a C-31. Z neregulovaných emisí byly měřitelné emise etylenu a formaldehydu, které byly vyšší na rostlinný olej než na naftu nebo bionaftu, nižší byly pak emise n-alkanů. Emise 1,3-butadienu byly pod hranicí rozlišitelnosti (cca 1 ppm). Emise CO, N_2O a NO_2 byly vyšší (ale velmi malé v případě N_2O), emise NO pak nižší.

Obr. C-29: Mobilní spektrometr FTIR pro měření neregulovaných plynných emisí



Obr. C-30: Průběhy koncentrací etylenu, formaldehydu, n-alkanů, a 1,3-butadienu v ředěných výfukových plynech nákladního automobilu Ford provozovaného na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej.



Obr. C-31: Průběhy koncentrací oxidu uhelnatého a oxidů dusného, dusnatého a dusičitého v ředěných výfukových plynech nákladního automobilu Ford provozovaného na naftu, bionaftu a použitý fritovací olej.