

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Disertační práce

Potenciál vznětového dvoupalivového motoru z hlediska  
snižování emisí skleníkových plynů

Ing. Ivan Bortel

Studijní obor

Dopravní stroje a zařízení

Školitel

prof. Ing. Michal Takáts, CSc.

2020

Praha

## Anotace

### **Potenciál vznětového dvoupalivového motoru z hlediska snižování emisí skleníkových plynů**

Předmětem práce je analýza přístupů, které mohou snížit produkci oxidu uhličitého emitovaného při provozu vznětového motoru osobního vozidla. Na problém je nazíráno ze dvou pohledů. První pohled zahrnuje požadavky legislativy, které zohledňují pouze CO<sub>2</sub> detekované ve výfuku, zatímco druhý pohled se snaží vzít v úvahu také reálnou uhlíkovou stopu z hlediska tzv. „well to wheel“ emisí CO<sub>2</sub>. Práce jako hlavní nástroj analýzy využívá zázemí pro experimentální vědeckou činnost zahrnující výzkumný vznětový jednoválec a nástroje pro simulaci jízdy vozidla, kterými disponuje Centrum vozidel udržitelné mobility a Ústav 12120 FS ČVUT. Jako nejperspektivnější se s ohledem na současný stav poznání jeví dvoupalivový koncept vznětového motoru zapalující pilotní dávkou kapalného paliva chudou homogenní směs vodíku a vzduchu. Toto řešení má předpoklady splnit současně i budoucí požadavky legislativy z hlediska emisí CO<sub>2</sub> osobních vozidel. Z pohledu snížení celkové uhlíkové stopy je třeba dbát na vhodnou technologii výroby tohoto paliva. To může částečně řešit zájem energetických společností používat vodík jako akumulátor energie z nestabilních obnovitelných zdrojů. Koncept také pomáhá překlenout problémy s neexistující vodíkovou infrastrukturou. Vznětový motor konceptu nafta-vodík totiž umožňuje v dvoupalivovém režimu nahradit vodík zemním plynem nebo motor alternativně provozovat pouze na motorovou naftu a zajistit tím nouzový dojezd k vodíkové plnicí stanici. Další zlepšení parametrů tohoto konceptu umožní náhrada motorové nafty hydrogenovaným rostlinným olejem. Toto palivo označované jako HVO přináší benefity jak v dvoupalivovém, tak čistě vznětovém provozu agregátu a navíc dále snižuje uhlíkovou stopu konceptu díky výrobě pomocí obnovitelných technologií.

**Klíčová slova:** vznětový motor, dvoupalivový motor, vodík, hydrogenovaný rostlinný olej, zemní plyn, oxid uhličitý (CO<sub>2</sub>)

## Abstract

### Potential of dual fuel compression ignition engine to decrease global warming emissions

The presented work deals with the reduction of carbon dioxide, which is attainable with a dual fuel compression ignition engine of passenger car. There are two points of view. The first view, as a representation of regulation requirements, takes into account only the concentration of CO<sub>2</sub> in exhaust gases. The second one takes into account the “Well to Wheel” emissions of CO<sub>2</sub>, as a representation of the real effect p global warming. This work has been done in laboratories with equipment including a research single cylinder engine and tools for the simulation of vehicle driving, which are available in Centre of Vehicles for Sustainable Mobility and department 12120 of Faculty of Mechanical Engineering at CTU in Prague. The dual fuel-hydrogen compression ignition engine is dedicated as the most perspective concept. This concept uses the combustion of the lean homogenous mixture of air and hydrogen, which is ignited by pilot injection of diesel fuel. This dual fuel diesel-hydrogen concept seems to fulfil contemporary and future requirements for the level of CO<sub>2</sub> emissions required of passenger cars. “Well to Wheel” balance of the concept depends on origin of hydrogen. Low „Well to Wheel“ emissions of combustion of hydrogen can be allowed by the intention of energy companies, which is to use hydrogen as an energy carrier for storage of the excess of electricity from unstable renewable sources. This concept also can help with development of hydrogen infrastructure because it can be used while the infrastructure of hydrogen is being developed. The reason is the possibility to operate with CNG instead of hydrogen or as a pure diesel engine, when the hydrogen filling station is not available. The substitution of standard diesel fuel by hydrotreated vegetable oil (HVO) leads to further benefits of dual fuel combustion of a compression ignition engine and also improves pure diesel operation. In addition, HVO further improves the carbon footprint because the HVO is produced by renewable technologies.

**Keywords:** compression ignition engine, dual fuel engine, hydrogen, hydrotreated vegetable oil (HVO), compressed nature gas (CNG), carbon dioxide (CO<sub>2</sub>)

## Poděkování

Rád bych zde poděkoval mému vedoucímu prof. Ing. Michalu Takátsovi CSc. za vedení a předání velkého množství znalostí a zkušeností a také mému školiteli Ing. Jiřímu Vávrovi Ph.D za podněty a motivování k úsilí, obojí směřující k dokončení disertační práce. Dále děkuji firmě SGS a Ing. Ivo Krajíčkovi za svolení k využití dat naměřených původně pro účely jejich projektu. Za ochotu při měření opotřebení vstřikovače patří díky kolegovi Ing. Marcelu Divišovi, Ph.D. Díky si také zaslouží mnoho dalších kolegů z Centra vozidel udržitelné mobility a v neposlední řadě mí nejbližší, neboť prokazovali v závěru práce zvýšenou trpělivost.

Tento výzkum byl realizován díky podpoře:

- CZ.1.05/2.1.00/03.0125 Pořízení technologie pro Centrum vozidel udržitelné mobility, OP VaVpl a Ministerstvo školství mládeže a tělovýchovy.
- Ministerstvo školství mládeže a tělovýchovy, program NPU I (LO), projekt # LO1311. Česky: Rozvoj Centra vozidel udržitelné mobility.

Tato podpora je velmi oceňována.

# Obsah

ANOTACE .....	1
ABSTRACT .....	2
PODĚKOVÁNÍ .....	3
SEZNAM SYMBOLŮ, ZKRATEK A TERMÍNŮ .....	6
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉHO PROBLÉMU .....</b>	<b>12</b>
2.1 SOUČASNÁ EMISNÍ LEGISLATIVA A VÝHLED DO BUDOUCNA.....	13
2.2 PALIVA Z HLEDISKA GLOBÁLNÍHO OTEPLOVÁNÍ .....	16
2.3 ZÁŽEHOVÝ MOTOR.....	19
2.3.1 <i>Spalování v zážehovém motoru a jeho emise .....</i>	<i>19</i>
2.3.2 <i>Snižování emisí CO<sub>2</sub> opatřením na motoru – zážehový motor .....</i>	<i>21</i>
2.3.3 <i>Paliva pro zážehové motory.....</i>	<i>22</i>
2.4 VZNĚTOVÝ MOTOR.....	24
2.4.1 <i>Spalování ve vznětovém motoru a jeho emise .....</i>	<i>24</i>
2.4.2 <i>Snižování emisí CO<sub>2</sub> opatřením na motoru – vznětový motor.....</i>	<i>28</i>
2.4.3 <i>Paliva pro vznětové motory .....</i>	<i>28</i>
2.4.4 <i>Dvoupalivový vznětový motor – vybrané vlastnosti.....</i>	<i>30</i>
2.4.5 <i>Paliva pro dvoupalivové vznětové motory a jejich spalování.....</i>	<i>35</i>
2.4.6 <i>Snižování emisí CO<sub>2</sub> opatřením na motoru – dvoupalivový vznětový motor.....</i>	<i>38</i>
<b>3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE.....</b>	<b>40</b>
<b>4 POSTUPY A METODY POUŽITÉ PRO ZPRACOVÁNÍ DISERTAČNÍ PRÁCE.....</b>	<b>41</b>
4.1 POSTUPY EXPERIMENTÁLNÍ ČÁSTI.....	41
4.1.1 <i>Stanoviště výzkumného jednoválce .....</i>	<i>41</i>
4.1.2 <i>Zpracování experimentálních dat .....</i>	<i>43</i>
4.1.3 <i>Metodiky experimentů .....</i>	<i>43</i>
4.2 POSTUPY SIMULAČNÍ ČÁSTI .....	43
<b>5 ZÍSKANÁ EXPERIMENTÁLNÍ DATA A JEJICH ZPRACOVÁNÍ .....</b>	<b>44</b>
5.1 PRŮZKUM POTENCIÁLU NÁHRADY MOTOROVÉ NAFTY HVO.....	44
5.1.1 <i>Diskuze vlivu HVO z naměřených dat.....</i>	<i>44</i>
5.1.2 <i>Souhrn získaných poznatků o vlivu HVO – vznětový motor.....</i>	<i>52</i>
5.2 VYŠETŘENÍ MOŽNOSTÍ DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-ZEMNÍ PLYN.....	53
5.2.1 <i>Základní mapování nepřepřítovaného motoru .....</i>	<i>53</i>
5.2.2 <i>Stechiometrická koncepce dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn .....</i>	<i>56</i>
5.2.3 <i>Chudá koncepce dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn.....</i>	<i>61</i>
5.3 MAPOVÁNÍ MOŽNOSTÍ DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-VODÍK .....	70
5.3.1 <i>Výsledky a průběh mapování .....</i>	<i>70</i>
5.3.2 <i>Souhrn.....</i>	<i>80</i>
5.4 URČENÍ POTENCIÁLU PALIVOVĚ FLEXIBILNÍHO KONCEPTU NAFTA-VODÍK-ZEMNÍ PLYN VŮČI ČISTĚ VZNĚTOVÉ VARIANTĚ .....	81
5.4.1 <i>Výběr vhodných koncepcí.....</i>	<i>81</i>
5.4.2 <i>Sestavení map fiktivního čtyřválcového motoru nafta-vodík-zemní plyn .....</i>	<i>82</i>
5.4.3 <i>Specifikace vozidla a požadavků na něj .....</i>	<i>84</i>
5.4.4 <i>Diskuze výsledků simulace jízdy vozidla vzhledem k potenciálu redukce CO<sub>2</sub>.....</i>	<i>86</i>
5.4.5 <i>Souhrn.....</i>	<i>89</i>

5.5	PRŮZKUM POTENCIÁLU NÁHRADY MOTOROVÉ NAFTY HVO ZA ÚČELEM ZLEPŠENÍ PARAMETRŮ KONCEPTU DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-VODÍK.....	89
5.5.1	<i>Výsledky a průběh mapování.....</i>	89
5.5.2	<i>Plynné emise a emise částic.....</i>	90
5.5.3	<i>Souhrn.....</i>	93
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR A SPLNĚNÍ CÍLŮ .....</b>	<b>94</b>
6.1	PŘÍNOSY PRÁCE .....	97
6.2	NÁMĚTY NA DALŠÍ PRÁCI .....	98
<b>7</b>	<b>PUBLIKOVANÁ LITERATURA .....</b>	<b>99</b>
7.1	SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRACÍ .....	99
7.2	NEPŘÍMO SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRACÍ.....	99
<b>8</b>	<b>OSTATNÍ SOUVISEJÍCÍ VÝSLEDKY .....</b>	<b>100</b>
8.1	SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRACÍ .....	100
8.2	NEPŘÍMO SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRACÍ.....	100
<b>9</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>101</b>
<b>10</b>	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>111</b>
10.1	VLASTNOSTI PALIV .....	111
10.2	POPIS A VÝVOJ STANOVISŤE VÝZKUMNÉHO JEDNOVÁLCE .....	112
10.2.1	<i>Použitá měřicí zařízení .....</i>	114
10.2.2	<i>Přehřívání a zanášení vstřikovače .....</i>	116
10.2.3	<i>Pasivní chlazení vstřikovače .....</i>	118
10.2.4	<i>Řídicí jednotka experimentálního motoru.....</i>	119
10.3	METODIKA TESTU VLIVU HVO NA PARAMETRY VZNĚTOVÉHO MOTORU.....	119
10.4	METODIKA MAPOVÁNÍ DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-ZEMNÍ PLYN.....	122
10.5	METODIKA MAPOVÁNÍ DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-VODÍK .....	123
10.6	VZPLANUTÍ VODÍKU V SACÍM POTRUBÍ.....	124
10.7	PODROBNÉ VÝSLEDKY SIMULACE JÍZDY VOZIDLA .....	126
10.8	METODIKA PRŮZKUMU NÁHRADY MOTOROVÉ NAFTY PALIVEM HVO ZA ÚČELEM ZLEPŠENÍ PARAMETRŮ KONCEPTU DVOUPALIVOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU NAFTA-VODÍK.....	126
10.9	SLOŽENÍ ZEMNÍHO PLYNU .....	127

# Seznam symbolů, zkratek a termínů

## Termíny a zkratky

Termín	Význam
ACAT100	Za fiktivním katalyzátorem se 100 % účinností
aTDC	Za horní úvratí (znaménková konvence pro úhel natočení klikového hřídele)
BA	Benzin automobilový
bara	Jednotka absolutního tlaku v barech
barr	Jednotka relativního tlaku vůči atmosférickému v barech
bTDC	Před horní úvratí (znaménková konvence pro úhel natočení klikového hřídele)
C1	Informace, že odezva analyzátoru koncentrace uhlovodíků odpovídá metanu
C3	Informace, že odezva analyzátoru koncentrace uhlovodíků odpovídá propanu
CČ	Cetanové číslo
CI	Cetanový index
CNG	Compressed nature gas, tedy stlačený zemní plyn
cradle to grave	Mezinárodní termín pro zohlednění celkového kvanta dané veličiny vynaloženého v souvislosti s výrobou, existencí a likvidací daného výrobku
Delt/delta	Rozdíl či změna vůči referenčnímu stavu, totéž co $\Delta$
diesel	Související se vznětovým motorem
DOCs	Oxidační katalyzátor vznětového motoru
DPF	Filtr pevných částic pro vznětové motory
ECU	Řídící jednotka motoru
EGR	Recirkulace spalin
EI	Emission Index, v této stati totéž co IS
EK	Evropská komise
EU	Evropská unie
exh	Související s výfukem
FAME	Fatty acid methyl ester, mezinárodní zkratka pro obdobná paliva jako je MEŘO
HC	Zkratka pro uhlovodíky
HCCI	Detonační spalování homogenní směsi
HVO	Zkratka pro hydrogenovaný rostlinný olej
HVO100	100 % roztok HVO
HVO30	Zkratka pro směs 30 % HVO a 70 % MN
IS	Indikovaná specifická emise, tj. produkce dané složky vztažená k indikovanému výkonu motoru
INT	Zkratka odkazující na sací potrubí
kPar	Jednotka relativního tlaku vůči atmosférickému v kPa
LNT	Záchytný katalyzátor NO <sub>x</sub>
LPG	Zkapalněný propan a butan – současné alternativní palivo
LSPI	Low Speed Pre-Ignition, tedy předčasné zapálení směsi při nízkých otáčkách
LTC	Low temperature combustion, nízkoteplotní spalování
MEŘO	Methylester řepkového oleje, biopalivo
Main	Označení hlavního vstřiku kapalného paliva
MM	Motorová metoda zkoušení oktanového čísla
MN	Motorová nafta

NEDC	New European Driving Cycle, starší jízdní cyklus používaný při homologaci vozidla
OČ	Oktanové číslo
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition, případně Partially Premixed Compression Ignition. Jedná se o koncept spalování ve vznětovém motoru s brzkým vstřikem umožňující vyšší úroveň promísení paliva se vzduchem před počátkem hoření
PPCI	Viz PCCI
Pilot	Označení prvního vstřiku kapalného paliva
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition, alternativní koncept spalování ve vznětovém motoru pracující se dvěma palivy, jedním více a druhým méně reaktivním
RDE	Real drive emissions, emisní test vozidel za provozu
ŘJ	Řídicí jednotka motoru, totéž co ECU
SCR	Selektivní katalytická redukce NO <sub>x</sub>
SUV	Zkratka sport utility vehicle, česky sportovně užitkové vozidlo, dnes oblíbená kategorie silničních vozidel s terénním vzhledem
THC	Zkratka pro celkovou emisi uhlovodíků
ttw	Zkratka pro termín „Tank to Wheel“
VM	Vznětový motor
VM	Výzkumná metoda zkoušení oktanového čísla
Well to Wheel	Mezinárodní termín pro zohlednění celkového kvanta dané veličiny generovaného v souvislosti s celým životním cyklem daného nositele energie
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles, současný jízdní cyklus pro homologaci vozidel dle procedury WLTP
WLTP	Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure, současná metodika homologačního testování vozidel v EU
wtw	Zkratka pro termín „Well to Wheel“
ZM	Zážehový motor

### ***Veličiny – označení latinkou***

<b>Symbol</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
a	Váhový koeficient pro korekci emisí CO <sub>2</sub> dle hmotnosti vozidla	[1]
BMEP	Break mean effective pressure, totéž co p <sub>e</sub> .	[bar]
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption, totéž co m <sub>pe</sub> – mezinárodní označení	[g/kWh]
CA	Úhel natočení klikové hřídele	[°]
CA50	Bod padesáti procent vyvinutého tepla dle polohy natočení klikového hřídele	[° aTDC]
CFPP	Teplota, při které palivo ztuhne a přestává být filtrovatelné	[°C]
conformity factor	Koeficient vyjadřující relativně navýšení emisí množství regulovaných emisí při RDE měření vůči homologačnímu WLTP cyklu	[1]
covIMEP	Rovnoměrnost chodu motoru definovaná koeficientem variability p <sub>i</sub>	[%]
c <sub>p</sub>	Střední pístová rychlost	[m/s]
CR	Compression ratio, tedy kompresní poměr, to samé co ε	[1]



Energetický podíl CNG/H <sub>2</sub> =CNG/H <sub>2</sub> energy share	Energetický podíl zemního plynu/vodíku na energii dodané motoru všemi palivy	[1]
FMEP	Friction mean effective pressure, střední tlak ztrát motoru	[bar]
GW	Totéž co GWP, označení z jiné literatury	[g/kWh]
GWP	Global Warming Potencial“, potenciál ke globálnímu oteplování vztažený k efektu odpovídajícímu CO <sub>2</sub> ; Případně emise jiné látky přepočtená na množství CO <sub>2</sub> odpovídající totožnému vlivu na globální oteplování	[g/kWh]
HR	Heat release, vývin tepla	[kJ]
HRR	Heat release rate, rychlost vývinu tepla	[kJ/°CA]
Chemická účinnost spalování	Měřítka míry dokonalosti oxidace paliva při spalování	[1, %]
IMEP	Indicated mean effective pressure, totéž co p <sub>i</sub>	[bar]
ISEC	Indikovaná specifická spotřeba energie	[MJ/kWh]
ISHC	Indikovaná specifická spotřeba tepla, totéž co ISEC	[MJ/kWh]
Kouřivost	Měření kouřivosti filtrační metodou	[FSN]
M	Hmotnost vozidla	[kg]
M <sub>0</sub>	Referenční hmotnost vozidla	[kg]
m <sub>pe</sub>	Měrná spotřeba paliva	[g/kWh]
M <sub>φ</sub>	Průměrná hmotnost nových osobních automobilů daného výrobce v provozním stavu, registrovaných v příslušném roce	[kg]
Opacita/opacity	Metoda měření kouřivosti	[HSU]
p <sub>e</sub>	Střední efektivní tlak	[bar]
Pe	Efektivní výkon motoru	[kW]
P <sub>cy</sub> max	Maximální naměřený tlak ve válci	[bar]
p <sub>i</sub>	Střední indikovaný tlak	[bar]
P <sub>i</sub>	Indikovaný výkon	[kW]
PM	Particle matter, hmotnost emitovaných částic	[g/km, g/kWh]
p <sub>max</sub>	Maximální spalovací tlak ve válci	[bar]
PN	Particle number, počet emitovaných částic	[#/km, #/kWh, #/cm <sup>3</sup> ]
Q	Množství vstříknutého paliva	[mg]
Q	Teplo	[J]
RMAX	Tvrdość chodu motoru definovaná rychlostí nárůstu tlaku	[bar/°CA]
Smoke	Totéž co kouřivost	[FSN]
SOI	Počátek vstříku paliva vzhledem k poloze klikového hřídele	[° aTDC]
T	Teplota	[K, °C]
Wfi	Váhový faktor v testu WHSC	[1]

### ***Veličiny označené řeckými a jinými symboly***

<b>Symbol</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
Δ	Změna velikosti, množství či počtu	-
ε	Kompresní poměr	[1]
η <sub>t</sub>	Termická účinnost motoru	[1, %]
η <sub>chem</sub>	Chemická účinnost spalování	[1, %]

$\eta_i$	Indikovaná účinnost motoru	[1, %]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[1]
$\lambda$	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
$\sigma_{CNG}$	Hmotnostní zlomek zemního plynu z celkově dodaného paliva	[1]
#	Množství v kusech	[1]

Značení některých veličin není vždy v souladu s normativy, protože při značném podílu automatizace při snímání a zpracování dat je nutno přihlížet k jiným okolnostem, zejména k jednotně zavedeným identifikátorům proměnných.

# 1 Úvod

Schopnost sestavit přiměřeně funkční motor s vnitřním spalováním, které lidstvo nabylo v druhé polovině 19. století, umožnila tehdejšími technikům vyrobit první vozidla, která svými vlastnostmi evokují to, co si dnes představíme pod pojmem automobil. Motor s vnitřním spalováním v porovnání s do té doby dominantním parním strojem představoval navýšení komfortu obsluhy, díky čemuž mohl začít vytlačovat živočišné síly z osobní a lehké nákladní dopravy.

Hospodářský a technologický rozvoj a aplikace sériové výroby přinesly po 2. světové válce nebývalý rozvoj osobní dopravy tak, jak to obyvatelstvu umožňovala rostoucí životní úroveň a nabývání občanských svobod. Osobní automobil se spalovacím motorem a možnost ho používat se staly symboly svobody, což platí dodnes. Samotný automobil se stal postupně z hýčkané rarity spotřebním zbožím, i když nelze pominout, že pro mnoho lidí zůstává automobil stále i vášní, podobně jako dříve koně. Ještě daleko častěji je však symbolem hospodářského postavení majitele. Volba vozidla tedy není zdaleka jen otázkou technickou, ale velmi výrazně také emoční a psychosociální, s čímž je třeba při úvahách nad změnami v osobní dopravě počítat. Ostatně expandující prodeje zbytečně těžkých vozidel kategorie SUV dokladují přítomnost iracionality při volbě vozidla.

S rozvojem osobní dopravy se počaly projevovat také její negativa. Především v městských aglomeracích se objevily problémy plynoucí z toxicity surových výfukových plynů, na což ostatně dříve v příručkách k obsluze upozorňovali samotní výrobci vozidel. Dochází tak k oficiální regulaci stále širšího spektra škodlivin produkovaných vozidly, které v současné době reprezentují oxid uhelnatý (CO), uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) a částice, které jsou kvantifikované hmotnostní produkcí sazí (PM) a počtem emitovaných částic (PN) [1], [2]. Paralelně se pak začíná rýsovat problém udržitelnosti používání fosilních paliv a to jak z hlediska zásob paliv jako takových, tak z hlediska urychleného uvolňování v těchto palivech deponovaného uhlíku ve formě CO<sub>2</sub>. Tento bezbarvý produkt dokonalého spalování uhlíku má sice negativní vliv na kognitivní funkce lidského organismu až v koncentracích přesahujících cca 1 % CO<sub>2</sub> ve vdechovaném vzduchu [3], nicméně se však za současného stavu poznání jeví důležitým přispěvatelem ke globálnímu oteplování [4] se všemi souvisejícími negativními důsledky. Lidská činnost se podílí cca 3,5 % na celkové produkci CO<sub>2</sub>, z čehož samotný provoz osobních vozidel zaujímá 5.5 %. Takže na provoz osobních vozidel připadá cca 0,2 % celkové světové produkce CO<sub>2</sub> [5]. Studie účelnosti využití prostředků na snížení emisí CO<sub>2</sub> dle jednotlivých zdrojů však není předmětem této práce. Je totiž zřejmé, že jakékoliv snížení produkce skleníkových plynů či zvýšení udržitelnosti v užívání omezených zdrojů naší planety jsou žádoucí.

Posuzovat emise CO<sub>2</sub> generované provozem vozidel lze více způsoby. První, a z hlediska efektu na globální oteplování přinejmenším diskutabilní, je zjištění množství CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech na ujetou vzdálenost nebo na jednotku odvedené práce. Tento přístup používá aktuální evropská legislativa k nátlaku na automobilky z hlediska snížení emisí CO<sub>2</sub> [6], [7], [8]. Je nasnadě, že s tímto přístupem dosahují elektromobily formálně nulových emisí CO<sub>2</sub>, legislativa totiž neuvažuje produkci této emise při výrobě elektrické energie. Následkem toho je úředně z hlediska globálního oteplování preferován dva a půl tunový elektromobil oproti městskému vozítku litrové kategorie s hmotností kolem jedné tuny, za jehož prodeje budou automobilky pokutovány. Kromě předpokladu bezemisního vzniku elektrické energie nastavení legislativy přináší vyšší dovolené emise CO<sub>2</sub> vozidel s vyšší hmotností, než je referenční, zatímco vozidla s nižší hmotností mají limit přísnější.

Je-li cílem reálné snížení emisí přispívajících ke globálnímu oteplování, je třeba uvažovat úroveň daných emisí v celém řetězci výroby a distribuce paliva. Pro tento přístup se vžil termín „Well

to Wheel“, tedy „od zdroje na kola“. Ještě zodpovědnější přístup pak zohledňuje veškeré kvantum daných emisí generovaných v souvislosti s existencí daného vozidla po jeho celý životní cyklus. Tento přístup se pak zvyklo označovat jako „cradle to grave“, tedy od „kolébky do hrobu“. Takové přístupy je však daleko složitější zakotvit legislativně. Proto je úkolem inženýrů a především vědců uvažovat v tomto komplexním rámci a hledat řešení, které splňuje požadavky dané legislativou a zároveň minimalizuje reálné negativní dopady osobní dopavy, někdy navzdory zmíněné regulaci. Nikdo z nás nemůže vědět, jaké řešení se v budoucnu ukáže jako nejlepší, zda elektrické pohony, vodíkové palivové články, spalovací motory nebo kombinace zmíněného. Je proto namístě neprotěžovat žádné konkrétní řešení, nechat mezi sebou jednotlivé koncepce volně soutěžit a posuzovat je pouze z hlediska reálného dopadu na globální oteplování. V rámci uvažování ve zmíněném kontextu pak vychází najevo, že z hlediska celkového příspěvku ke globálnímu oteplování je koncept osobního automobilu s motorem s vnitřním spalováním stále konkurenceschopným řešením, neboť za současného energetického mixu vyspělých zemí je i při použití fosilních paliv uhlíková stopa osobního automobilu se vznětovým spalovacím motorem porovnatelná s elektrickou trakcí [9], [10]. Proto je zcela na místě zabývat se dalším rozvojem spalovacích motorů, což je nutné činit v souladu s často nepromyšleně a opožděně korigovanou legislativou. Spalovací motor dnes může těžit z toho, že díky v předchozím textu pranýřované legislativě a díky důsledkům aféry zvané „Dieselgate“, máme v současnosti dostupné technologie k velmi úspěšné likvidaci toxických složek výfukových plynů [11] a není nerozumné předpokládat další pozitivní vývoj v této oblasti.

V rámci dalšího vývoje spalovacího motoru je tedy nutné jednak snižovat reálný příspěvek tohoto pohonu ke globálnímu oteplování a jednak snížit produkci CO<sub>2</sub> obsaženého ve výfukových plynech na takovou úroveň, aby výrobce za tento pohon neplatil vysoké pokuty a automobil tak zůstal tržně konkurenceschopný. Přesto, že neustále dochází ke zvyšování efektivity jak vznětových, tak především zážehových spalovacích motorů, nelze předpokládat takový posun, který by nás zbavil potřeby řešit udržitelnost těchto pohonů. Další cestou, jak situaci vylepšit, je použití paliv, jejichž „Well to Wheel“ bilance CO<sub>2</sub> bude příznivější, než je tomu v současnosti u standardních paliv a při současném energetickém mixu i u elektromobilů. Zároveň je ovšem třeba dodržet koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfuku vyžadované legislativou, ačkoliv nevypovídají o skutečné bilanci CO<sub>2</sub> a udržitelnosti celého procesu. Jedním z takových paliv je zemní plyn, který je sice v současnosti fosilního původu, ale dominantní složkou je metan, který lze získávat také obnovitelně z organických zbytků. Zároveň molekula metanu obsahuje více vodíku na úkor uhlíku než standardní kapalná paliva, takže má potenciál ke snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech přibližně o 25 %. Nicméně toto stále nestačí budoucí legislativě, byť by i výroba metanu byla sebeobnovitelnější. Stejně jsou na tom i jiná nadějná obnovitelná paliva, jako je například hydrogenovaný rostlinný olej pro vznětové motory. Nicméně je smysluplné se zabývat oběma těmito palivy pro případ, že dojde k racionálnímu posunu v legislativě směrem k uvažování „Well to Wheel“ emisí CO<sub>2</sub>.

Dále se nabízí použít jako palivo vodík, jehož spalováním vzniká pouze vodní pára. Avšak aby byl splněn morální požadavek na „Well to Wheel“ emise CO<sub>2</sub>, tak se musí jednat o vodík, který je v současnosti vedlejším produktem některých chemických provozů nebo o vodík vyrobený z obnovitelných zdrojů. Tato vidina může být reálná díky tomu, že energetické společnosti vážně zvažují vodík jako médium pro ukládání přebytků energie z nestabilních obnovitelných zdrojů. Vodík je však na rozdíl od zmiňovaného metanu problematický z hlediska spalování, neboť má značné sklony k samozápalům a klepání [12] a je zde tedy prostor pro hledání technických řešení.

V praxi je další komplikací použití vodíku nerozvinutá infrastruktura, kde se projevuje efekt Hlavy XXII. Dokud nejsou vozidla na vodík, nenajde se ani nikdo, komu by se vyplatilo provozovat vodíkovou plnicí stanici a bez plnicí stanice si nikdo nekoupí vozidlo na vodík. Proto je více než vhodné, aby vozidlo mohlo být provozováno alternativně i na paliva prodávaná ve stávající infrastruktuře. Takové dvoupalivové vozidlo pak může pomoci rozvinout vodíkovou infrastrukturu i pro další pokročilé koncepty, jako jsou například vodíkové palivové články. Ze současně používaných paliv je vhodné uvažovat zmiňovaný zemní plyn, v budoucnu ideálně nahrazovaný bio-metanem, a stávající kapalná paliva a či obnovitelná kapalná paliva, která mohou využít stávající infrastrukturu. Momentálně sice nejsou tato paliva legislativou favorizována, to se ale může změnit, pokud se v budoucnu do legislativy zavede zhodnocení celkového dopadu na globální oteplování. Z důvodu palivové flexibility a dalších důvodů diskutovaných v této práci, byl jako vhodný koncept zvolen dvoupalivový vznětový motor. Zkoumány jsou pak možnosti spalování alternativních paliv s potenciálem obnovitelnosti. Kapalná paliva zde zastupuje především hydrogenovaný rostlinný olej (HVO), plynná pak zemní plyn a vodík. Na podkladu dat získaných při experimentech s těmito palivy na výzkumném jednoválci pak práce diskutuje efekt, jaký by mohlo přinést jejich použití v osobních vozidlech a to s respektem k současně platným a připravovaným předpisům.

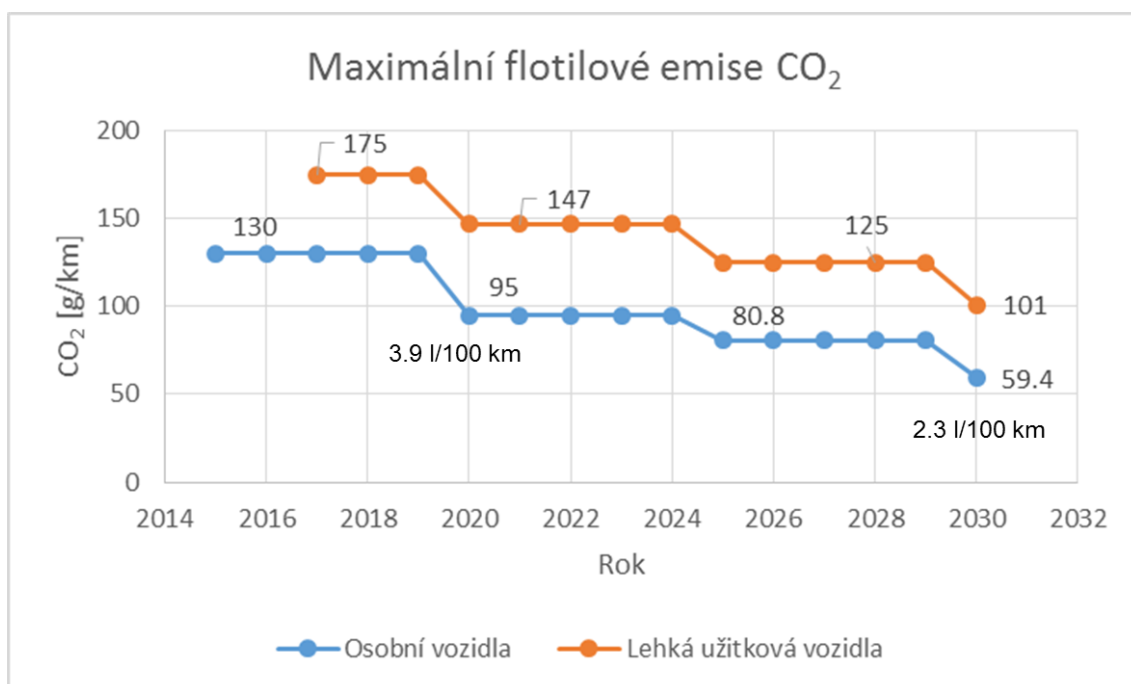
## 2 Současný stav řešeného problému

V předcházející kapitole 1 Úvod byly popsány současné problémy spalovacích motorů dané ať už reálnou potřebou udržitelnosti života na zemi nebo legislativními regulacemi. Těmito regulacím na jednu stranu vděčíme za obrovský vývoj v čistotě výfukových plynů emitovaných spalovacími motory osobních vozidel a za snižující se spotřebu paliva, na druhou stranu podoba některých nařízení je z hlediska reálného dopadu často diskutabilní, výjimečně pak i kontraproduktivní z hlediska původně sledovaného cíle. Tím jsou myšleny například již zmiňované korekce naměřené produkce CO<sub>2</sub> tak, že jsou zvýhodňována vozidla s vyšší hmotností a naopak penalizována ta lehká a malá [8]. Dalším kontroverzním postupem legislativy je také již v předchozí kapitole zmiňované posuzování dopadu na globální oteplování pouze dle množství CO<sub>2</sub> detekovaného ve výfuku [6], [7], [8]. Prakticky to znamená, že z pohledu legislativy je preferováno velké vozidlo s elektrickým pohonem o libovolně vysoké hmotnosti, zatímco malé městské vozy litrové kategorie o hmotnosti nedosahující jedné tuny a s dobře fungujícím třícestným katalyzátorem tatáž legislativa vytlačuje z nabídky výrobců kvůli limitům na výfukové koncentrace CO<sub>2</sub>, nikoliv však kvůli emisím toxických látek. Tento příklad ani není třeba dovádět do extrému uvažováním energetického mixu s velkým podílem hnědouhelných elektráren, aby vynikla jeho absurdita. Proto byly v kapitole Úvod zaváděny pojmy „Well to Wheel“ a „cradle to grave“, které hodnotí emise dané entity v prvním případě „ze zdroje na kola“ (tedy z pohledu celého životního cyklu použitého zdroje energie pro pohon) a v druhém případě dokonce celkovou produkci daného stroje po celou jeho předpokládanou životnost. Tato problematika, stejně tak jako problematika legislativní, však svým rozsahem samy o sobě volají po mnoha pracích vyplňujících bílá místa na mapách poznání. Proto se předkládaná práce bude těmito problémy zabývat jen potud, pokud to bude nutné pro hlavní téma práce, kterým je „Potenciál vznětového dvoupalivového motoru z hlediska snižování emisí skleníkových plynů“.

## 2.1 Současná emisní legislativa a výhled do budoucna

Proceduru měření emisí CO<sub>2</sub> i ostatních emisí osobních a lehkých užitkových vozidel popisují příslušná nařízení Evropského parlamentu a rady, konkrétně (ES) č. 715/2007, (ES) č. 692/2008 (EU) [1] a 2017/1151 [7].

Regulacemi emisí CO<sub>2</sub> osobních a lehkých užitkových automobilů se zabývá „NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2019/631“ včetně jeho revizí [8]. Velmi přínosný praktický výklad přináší tradičně portál dieselnat.com, který sice není oficiálním informačním kanálem evropských společenství, nicméně spolehlivě a přehledně poskytuje základní informace k dané problematice [13]. K regulaci flotilových emisí CO<sub>2</sub> dochází od roku 2015 a v případě lehkých užitkových vozidel od roku 2017 [13]. Situaci graficky znázorňuje Obrázek 2-1 sestrojený na základě podkladů [5], [8] a [13].



Obrázek 2-1 Současné a plánované limity průměrných specifických flotilových emisí CO<sub>2</sub>

Aby situace nebyla jednoduchá, kvůli přechodu z měřicího cyklu NEDC na WLTC během let 2017–2019, se do roku 2020 naměřené emise CO<sub>2</sub> určují jiným způsobem než v letech dalších. V přechodném období do roku 2020 včetně jsou za rozhodující hodnoty považovány hodnoty emisí CO<sub>2</sub> odpovídající cyklu NEDC, nicméně vozidlo je jinak homologováno dle metodiky WLTP. To by pro výrobce znamenalo homologovat vozidla vlastně dvakrát, jednou podle WLTC kvůli vyšší produkce toxických emisí a jednou podle NEDC kvůli CO<sub>2</sub>. Jelikož to je pro výrobce neúčelně finančně a časově náročné, legislativa umožňuje získat platnou hodnotu CO<sub>2</sub> také pomocí simulace a výsledů testu v rámci metodiky WLTP. K tomuto účelu je vyvinut simulační software CO<sub>2</sub>MPASS [14]. Dále se však takto získaná hodnota pro účel výpočtu, zda výrobce splnil referenční cíle pro specifické emise sumárně pro všechna svá prodaná vozidla, koriguje dle odchylky hmotnosti vozidla od regulátorem určené referenční hmotnosti vozidla. Za referenční hodnotu pro dané vozidlo lze pak považovat hodnotu zvanou „Specifické emise CO<sub>2</sub>“ vypočtenou dle následující rovnice platné pro rok 2020. V předchozích letech platila analogická rovnice s jinými hodnotami referenční hmotnosti, jinými cíli pro specifické emise CO<sub>2</sub> a jinými hodnotami koeficientu a.

$$\text{Specifické emise CO}_2 = 95 + a \cdot (M - M_0) \quad (2.1)$$

Kde:

95 je cíl specifických emisí CO<sub>2</sub> pro rok 2020

M je hmotnost vozidla v provozním stavu v kilogramech (kg)

M<sub>0</sub> je referenční hmotnost, pro rok 2020 to je 1 379.88 kg

a je váhový koeficient, pro rok 2020 o hodnotě 0.0333

Od roku 2021 dále se koriguje na základě statistických údajů referenční cíl uvedený pro NEDC na hodnotu, která má odpovídat výsledkům dle procedury WLTP. Samotné výsledky měření dle WLTP se tedy již nekorigují. Tato změna platí od roku 2021 do roku 2024 včetně, další úpravy se pak přidávají od roku 2025 dále a jedná se o korekce dle odchylky průměrné hmotnosti vozidel daného výrobce od průměrné hmotnosti všech vozidel vyrobených v roce 2021 [8].

Cíle, které demonstruje Obrázek 2-1, jsou tedy uvedeny v cyklu NEDC. Důvodem je, že skokové zvýšení vykazovaných emisí CO<sub>2</sub> při přechodu na WLTC by mohlo bez vysvětlování špatně působit na veřejnost. Proto se tyto cíle přepočítávají, přičemž v korekcích stále hraje roli množství CO<sub>2</sub> emitovaného v průběhu cyklu NEDC [8], [13]. Pro roky 2021–2024 platí přepočet pro referenční cíl pro specifické emise WLTP následující rovnice. Od roku 2025 dále se pak bude měnit způsob určení činitele WLTP<sub>CO2</sub>.

$$WLTP_{\text{referenční cíl}} = WLTP_{CO2} \cdot \frac{NEDC_{\text{cíl2020}}}{NEDC_{CO2}} \quad (2.2)$$

kde:

WLTP<sub>CO2</sub> jsou průměrné specifické emise CO<sub>2</sub> v roce 2020 stanovené v nařízení (EU) 2017/1151

NEDC<sub>CO2</sub> jsou průměrné specifické emise CO<sub>2</sub> v roce 2020 stanovené v (EU) 2017/1153

NEDC<sub>cíl2020</sub> je cíl pro specifické emise v roce 2020 o výši 95g/km korigován dle odchylky průměrné hmotnosti vozidel daného výrobce od referenční hmotnosti stanovené v roce 2020

Dále se pak takto získaná hodnota koriguje opět pro jednotlivé výrobce. Relevantní hodnota pro posouzení vozidla se od roku 2021 nazývá „Cíl pro specifické emise“, zatímco v letech 2012–2020 včetně byla ekvivalentní hodnota označována jako „Specifické emise CO<sub>2</sub>“ Níže je vzorec platný pro léta 2021–2024.

$$\text{Cíl pro specifické emise} = WLTP_{\text{referenční}} + a \cdot [(M_{\emptyset} - M_0) - (M_{\emptyset2020} - M_{0,2020})] \quad (2.3)$$

Kde:

WLTP<sub>referenční cíl</sub> znamená, viz vysvětlivku u rovnice (2.2) a je 0.0333

M<sub>∅</sub> je průměrná hmotnost v provozním stavu nových osobních automobilů daného výrobce registrovaných v příslušném roce v kilogramech

M<sub>0</sub> je 1 379.88 kg v roce 2021 a pro roky 2022, 2023 a 2024 bude vyhlášena

M<sub>∅2020</sub> je průměrná hmotnost v provozním stavu nových osobních automobilů daného výrobce registrovaných v roce 2020 v kilogramech

M<sub>0,2020</sub> je 1 379.88 kg

Použitý vzorec (rovnice (2.3)) koriguje s ohledem na odchylku průměrné hmotnosti daného výrobce v roce 2020 od referenční hmotnosti všech vozidel v roce 2020. Důvodem je snaha neznevýhodnit výrobce vozidel vyšších tříd. Další korekce pak probíhá dle odchylky průměrné provozní hmotnosti a referenční hmotnosti v daném roce. Výpočty pro referenční rok 2020 používají obdobné korekční mechanismy. Filozofie výpočtu pro období 2025–2029 a po roce 2030 je obdobná, liší se použitím referenčního roku 2021 místo 2020 a snížením hodnoty cíle specifických emisí CO<sub>2</sub> o redukční faktor pro daný rok. Ponižování cíle pro specifické emise zmíněným redukčním faktorem demonstruje pro vozidlo o referenční hmotnosti Obrázek 2-1. Korekční postupy pro další léta jsou pak závislé mimo jiné na reálně dosažených emisích CO<sub>2</sub> registrovaných vozidel v předchozích letech a na předchozích korekčních postupech [8].

Takto získaná hodnota se pak porovnává s hodnotou získanou v cyklu WLTP a za každý gram přes limit a jedno vozidlo výrobce zaplatí pokutu ve výši 95 EUR, přičemž zde lze také uplatnit různé úlevy za vozidla ZLEV a jiné inovativní technologie [8] a to až do výše 7 g CO<sub>2</sub>/1 km.

Vzhledem k současné situaci ovlivněné mimo jiné pandemií Covid 19 je vhodné počítat i s určitou úpravou současně platných pravidel, jako bývá typicky časový odklad, o němž se ostatně v kuloárech začíná hovořit. Proto je pro jednoduchost nezávadné uvažovat nekorigované hodnoty, které poskytuje Obrázek 2-1. Jen pro ilustraci a získání praktické představy, limit pro osobní vozidla pro rok 2030 znamená přibližně spotřebu 2.3 l benzínu automobilového nebo motorové nafty na 100 km.

Norma	Rok	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM	PN
		g/km					#/km
Motory zážehové/vznětové							
Euro 1	1992	2.72/2.72	-/-	0.97/0.97	-/-	-/0.14	-/-
Euro 2	1996	2.2/1.0	-/-	0.5/0.9	-/-	-/0.1	-/-
Euro 3	2000	2.30/0.64	0.2/-	-/0.56	0.15/0.50	-/0.05	-/-
Euro 4	2005	1.0/0.5	0.1/-	-/0.30	0.08/0.25	-/0.025	-/-
Euro 5	2009–11	1.0/0.5	0.1/-	-/0.23	0.06/0.18	0.005/0.005	-/6.0x10 <sup>11</sup>
Euro 6	2014	1.0/0.5	0.1/-	-/0.17	0.06/0.08	0.005/0.005	6.0x10 <sup>11</sup> /6.0x10 <sup>11</sup>

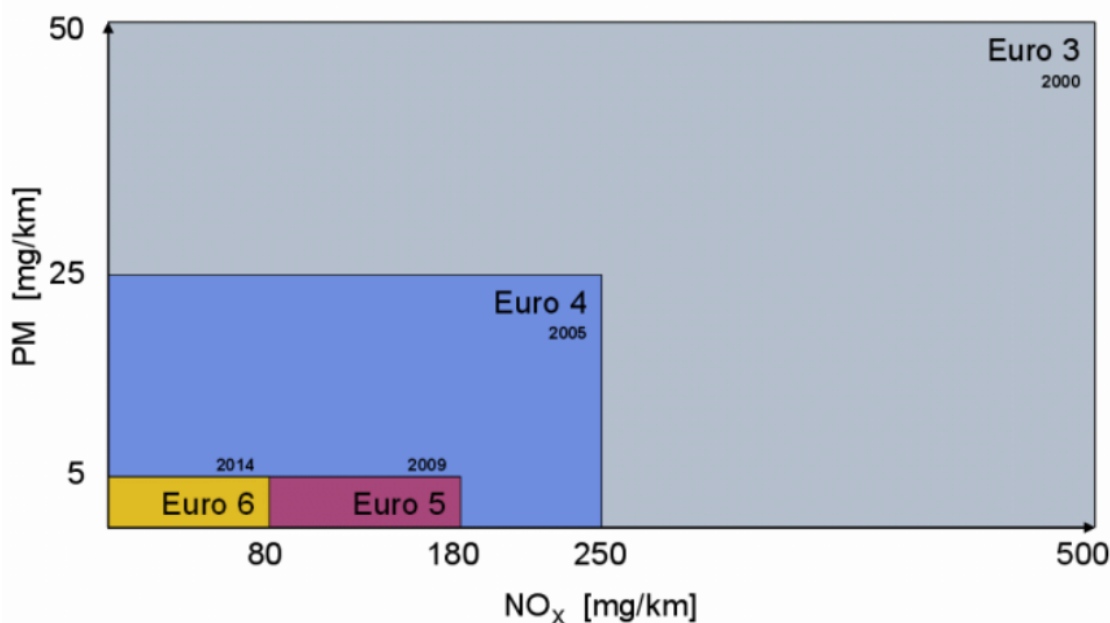
Tabulka 2-1 Limity pro regulované škodlivé emise osobních vozidel

Problematika emisí CO<sub>2</sub> je akcentována především v posledních letech. Dříve byly hlavním objektem regulace emise látek s přímým dopadem na lidské zdraví detekované ve výfukových plynech. Výčet sledovaných škodlivin se pak ustálil na následujících položkách: oxid uhelnatý (CO), uhlovodíky (v literatuře značené THC, UHC nebo HC), oxidy dusíků (NO<sub>x</sub>), gravimetricky měřená emise pevných částic (PM) a počet částic (PN). Vývoj hodnoty limitních emisí pro jednotlivé emisní normy uvádí Tabulka 2-1 a to pro zážehové i vznětové motory.

Z počátku byly limity pro oba typy motorů rozdílné a respektovaly přirozené vlastnosti daných konceptů spalování, přičemž k vznětovým motorům byl přístup z hlediska emisí PM a NO<sub>x</sub> benevolentnější s ohledem na jejich vyšší účinnost. Tento přístup se však stal zastaralým ve chvíli, kdy se přistoupilo k limitaci emitovaného CO<sub>2</sub>, jehož množství je přímo úměrné spotřebě daného



uhlovodíkového paliva. Proto se v aktuální emisní normě Euro 6 limitní hodnoty pro zážehové a vznětové motory příliš neliší. Obrázek 2-2 pak na příkladu vznětového motoru a emisí PM a NO<sub>x</sub> ukazuje, jak progresivní bylo snižování limitních hodnot. Rok 2015 však díky kauze mediálně nazvané „Dieselgate“ poukázal na slabou stránku legislativy, kdy tato byla schopna zajistit danou hladinu emisí pouze v laboratorních podmínkách. Toto nastavení legislativy společně s agresivním tržním prostředím vedlo v mnoha případech automobilky k nastavení řídicí jednotky tak, že se chovala jinak při emisním testu a jinak při běžném provozu. V tomto místě je vhodné zdůraznit, že se jednalo konkrétně o násobně až řádově vyšší emise oxidů dusíku. Média v informování o tomto problému selhala, neboť často používala pouze slovo emise bez dalšího přiblížení a v obecném povědomí společnosti z toho vznikl značný zmatek trvajícím do teď. Nicméně jako pozitivní následek této aféry můžeme vnímat zavedení měření regulovaných emisí za reálného provozu (RDE měření), byť třeba ke konkrétnímu provedení této procedury může mít mnoho odborníků připomínky. Pokud tedy čtenáři přijde, že se limitní hodnoty regulovaných emisí dlouho nezpříšňovaly, tak je to tím, že pozitivnímu výraznému vývoji dochází právě na poli emisí emitovaných za běžného provozu. V průběhu let se totiž zpříšňuje tzv. „conformity factor“, což je koeficient vyjadřující relativně navýšení emisí množství regulovaných emisí při RDE měření vůči homologačnímu WLTC cyklu. Tento faktor se postupně snižuje a je různý pro jednotlivé sledované škodliviny.



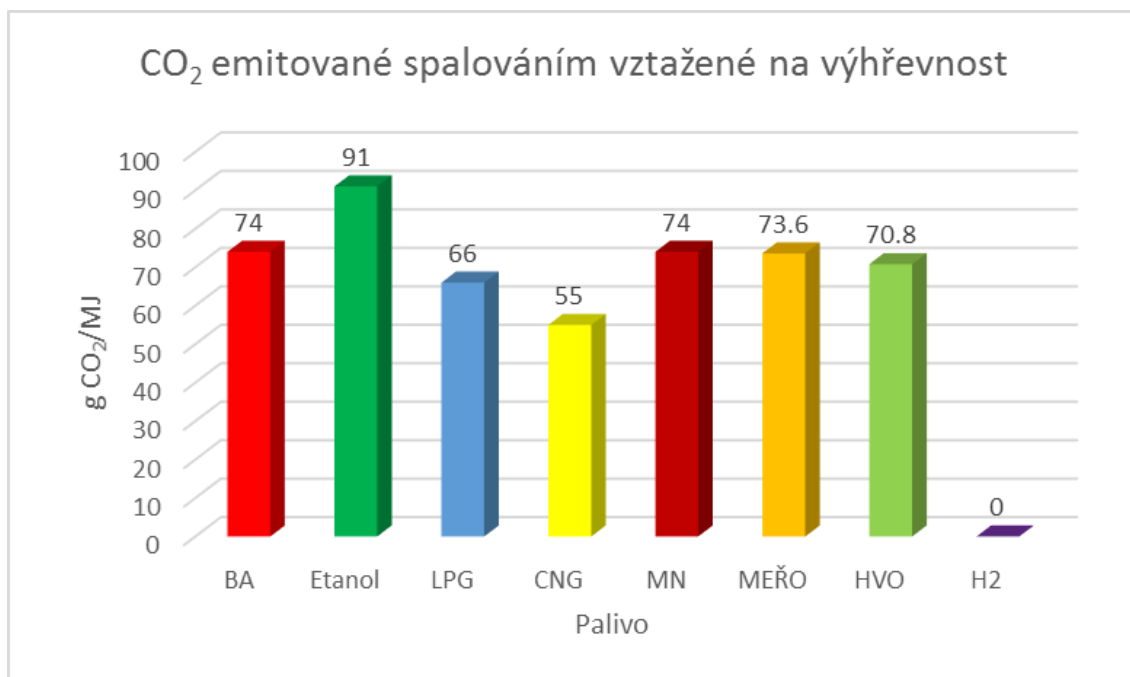
Obrázek 2-2 Postupný vývoj emisních norem [15]

## 2.2 Paliva z hlediska globálního oteplování

V této kapitole budou diskutována paliva vhodná jak pro užití ve vznětových motorech, tedy paliva určená primárně pro spalování tvořící se směsi, tak paliva pro motory zážehové, tedy paliva určená primárně pro spalování připravené směsi.

Posouzení paliv z hlediska globálního oteplování můžeme posuzovat z více pohledů. Pokud budeme mezi sebou porovnávat fosilní paliva, určitou představu nám může dát údaj, jaké množství CO<sub>2</sub> vznikne při uvolnění 1 MJ energie spalováním daného paliva, viz Obrázek 2-3. Tento údaj

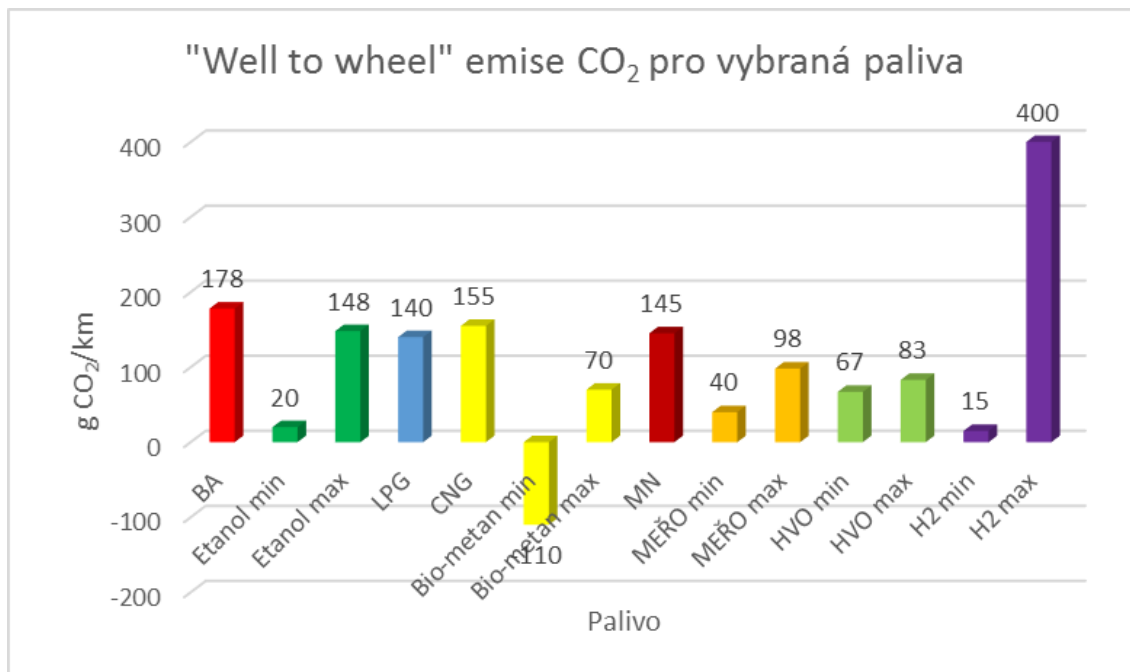
ukazuje, které palivo povede na nižší koncentrace CO<sub>2</sub> při předpokladu totožné účinnosti motoru na všechna paliva. To pomůže získat alespoň základní náhled potenciálu daného paliva s ohledem na koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech, což je důležité s ohledem na současnou emisní legislativu (viz kapitola 2.1), byť je zřejmé, že na různá paliva lze dosahovat různých účinností. Vedle zvyšování účinnosti motoru je totiž palivo s nižším obsahem uhlíku (poměrem C/H v molekule) další možností, jak snížit výfukové koncentrace CO<sub>2</sub> [4], [16], [17], [18]. Z tohoto pohledu je patrná výhodnost použití CNG v případě zážehových motorů, kdy přináší úsporu emisí CO<sub>2</sub> o velikosti přibližně 25 %. V případě vznětových motorů pak HVO přinese úsporu nijak drastických 4.5 %, přičemž jeho výhodou je využití stávající infrastruktury čerpacích stanic kapalných paliv. Formálně je zde pak uveden jako palivo i vodík, jehož spalování zjevně nemůže emitovat CO<sub>2</sub>.



Obrázek 2-3 Množství CO<sub>2</sub> emitované spalováním daného paliva vztažené na výhřevnost. Vypočteno z rovnic spalování daného paliva a údajů, které prezentuje Tabulka 10-1 v příloze 10.1

Je vhodné předpokládat, že různé metodiky určování WTW emisí mohou dosahovat odlišných výsledků. Nicméně pro účely této statě jsou kvůli konzistenci použity údaje od výzkumného orgánu Evropské komise zvaného Joint Research Centre (JRC) uvedené v [19], [20]. Posuzování paliv z hlediska celého řetězce „Well to Wheel“ se značně větví podle různých technologií výroby paliv. To lze dobře demonstrovat například na vodíku. Bude-li vodík produkován elektrolýzou vody za pomoci elektrické energie z obnovitelných zdrojů, může dle [19], [20] dosahovat jeho WTW emise CO<sub>2</sub> řádu jednotek až desítek g/km. Bude-li však vodík vyráběn elektrolýzou za použití EU mixu elektrické energie, bude WTW emise CO<sub>2</sub> řádově 200 g/km a při uvažování elektrické energie z hnědouhelných elektráren pak až 400 g/km [19], [20]. Příklad WTW analýzy emisí CO<sub>2</sub> uvádí Obrázek 2-4. Záporné hodnoty dosažené pro biometan jsou možné díky tomu, že tato analýza předpokládá, že v současné době se organický odpad vhodný pro výrobu metanu volně skládkuje a dochází tak neřízenému úniku vznikajícího metanu, tedy plynu podporujícího skleníkový efekt, do atmosféry. V případě rostlinných zbytků pak emise CO<sub>2</sub> dále snižuje fakt, že rostliny při svém růstu odebírají atmosférický CO<sub>2</sub> [20]. Z takto uvažovaných dat plyne, že s rozvahou používaná alternativní paliva mohou významně snížit reálný příspěvek osobní dopravy k emisím CO<sub>2</sub>. Slovní spojení s rozvahou zde především ukazuje na sloupec

H2 max, který reprezentuje nevhodnou výrobu vodíku elektrolýzou vody pomocí elektrické energie vyrobené z hnědého uhlí. Obrázek 2-4 dále poukazuje na výhodnost použití biometanu resp. HVO a MEŘO jako alternativních paliv pro zážehové resp. vznětové motory.



Obrázek 2-4 Well to Wheel emise CO<sub>2</sub> kompilované z [19] a [20] a vztahující se k roku 2010; Odpad použitý k výrobě obnovitelných paliv je uvažován jako surovina nezatížená emisemi CO<sub>2</sub>; Indexy min a max jsou označeny hodnoty obvykle dosahované nejlepší a nejhorší technologií výroby daného paliva dle [19] a [20]; Emise vodíku předpokládají vozidlo s palivovými články

Obrázek 2-4 při posuzování emisí vodíku uvažuje použití vozidla s palivovými články. Z [19] lze vyčíst předpoklad, že spalovací motor používající vodík jako palivo, by měl WTW emise CO<sub>2</sub> o cca 80 % vyšší. Nicméně zpráva jasně neuvádí uvažovanou účinnost palivových článků, přičemž tato se jeví problematická při vyšším zatížení. U spalovacího vodíkového motoru pak zmiňují účinnost blízkou vznětovému. Vzhledem k tomu, že oba tyto typy pohonů zatím nedošly širší aplikace, je vhodné tato čísla neuvažovat jako definitivní a v úvahách jim v rámci předběžné opatrnosti přiřadit větší toleranční pole směrem k nižší účinnosti. Závěrem lze konstatovat, že při úvahách ohledně alternativních paliv je třeba neztrácet ze zřetele technologii jejich výroby, což platí především v případě produkce vodíku.

Vliv na globální oteplování mají samozřejmě i jiné plyny než CO<sub>2</sub>. Za účelem porovnání účinku jednotlivých látek na globální oteplování byla vyvinuta veličina „Global Warming Potencial“, což přeloženo znamená „potenciál ke globálnímu oteplování“, a pro její označení se používá zkratka GWP. Tato veličina uvádí integrované radiační působení daného množství určité látky po určitou dobu, nejčastěji 100 let, relativně k CO<sub>2</sub>. Tudiž CO<sub>2</sub> má vždy GWP = 1 pro jakýkoliv časový horizont [21]. Tabulka níže pak uvádí GWP pro vybrané sloučeniny.

Sloučenina	GWP pro daný časový horizont		
	20 let	100 let	500 let
CO <sub>2</sub>	1	1	1
CH <sub>4</sub>	72	25	7.6
N <sub>2</sub> O	289	298	153

Tabulka 2-2 Potenciál ke globálnímu oteplení GWP pro vybrané sloučeniny

Z hodnot, které uvádí Tabulka 2-2 je zřejmé, že je třeba také věnovat pozornost emisím metanu a N<sub>2</sub>O nejen z hlediska jejich přímé škodlivosti, ale také z hlediska globálního oteplení. Proto je především u motorů na zemní plyn nanejvýš vhodné kontrolovat funkčnost a nezávadnost systému dodatečné úpravy spalin, který má za úkol mimo jiné likvidovat právě nespálený metan. V případě nekvalitní přestavby vozidla na pohon zemním plynem nebo při zhoršené funkci katalyzátoru výfukových plynů může zcela převážit negativní efekt nespáleného metanu nad pozitivním efektem snížení emisí CO<sub>2</sub> vůči tradičním palivům, jak je uvedeno například v [22].

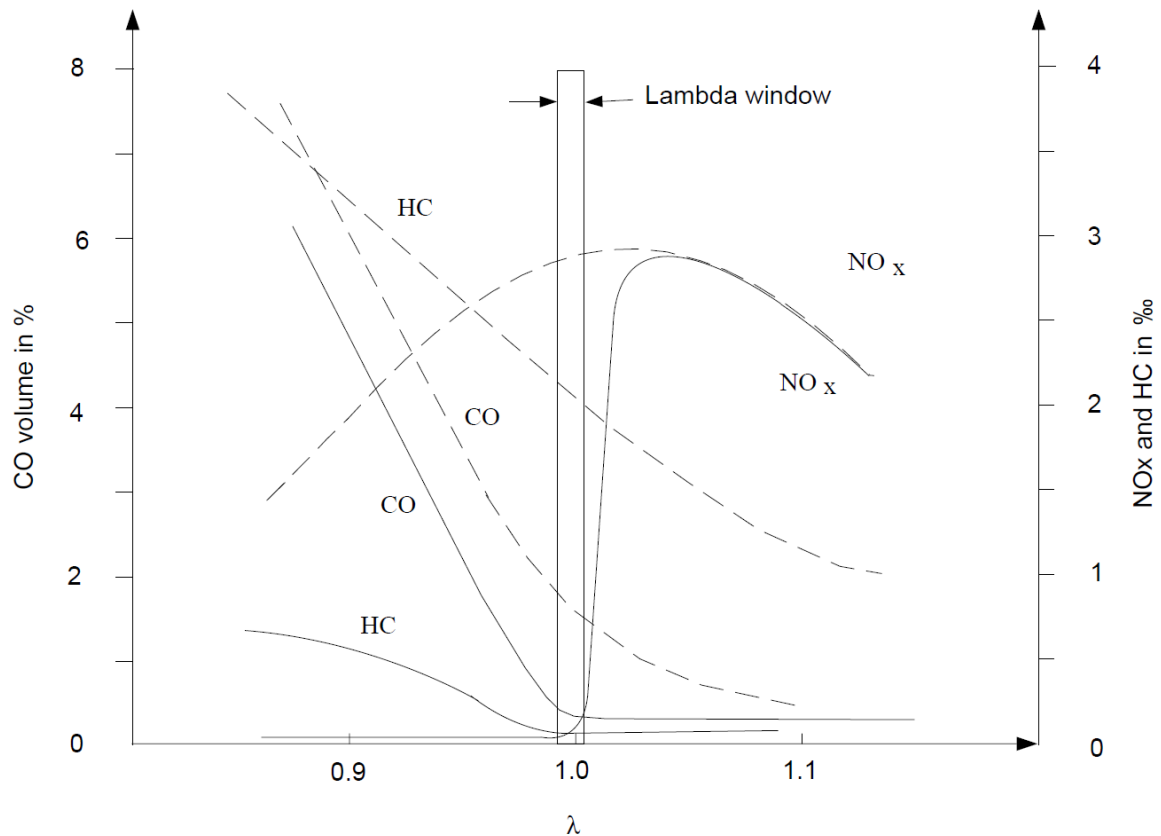
## 2.3 Zážehový motor

### 2.3.1 Spalování v zážehovém motoru a jeho emise

Zážehové motory pracují s homogenní nebo alespoň lokálně homogenní vrstvenou směsí paliva a vzduchu. Z toho plyne požadavek na dobré mísení paliva se vzduchem, což vede na použití dobře odpařitelných nebo plynných paliv [23], [24]. Takto připravená směs stlačená pod teplotu jejího vznícení je pak standardně zapalovaná zapalovací svíčkou (či více svíčkami). Plamen se pak postupně šíří do celého spalovacího prostoru [25]. Náhodné vlivy turbulence však způsobují různě dlouhé prodlevy mezi vytvořením jádra plamene a z indikace tlaku ve válci identifikovatelného vývinu tepla [23].

U zážehových motorů se vyskytují dva druhy abnormálního spalování. Prvním je předzápal, což je situace, kdy je směs zapálena neřízeně od horkých bodů ve spalovacím prostoru (úsady, výfukový ventil), čímž se ztrácí kontrola nad spalovacím procesem. Tato situace, stejně jako příliš velký předstih zážehu, pak vedou na další typ abnormálního spalování zvaný klepání [24]. V této situaci je část směsi ve válci vystavena vysokým tlakům a teplotám po delší dobu a začne se tak spontánně vzněcovat na mnoha místech najednou, čímž několikanásobně vzroste zdánlivá rychlost šíření plamene [23], [24]. Obecně pozitivní vliv zkrácení úhlu hoření většinou zcela vyvažují negativa, jako příliš brzký vývin tepla a vznik rázových vln. Tento režim spalování dále vede na zvýšení přestupu tepla, rozrušování povrchových vrstev dílu motoru a posléze pak k těžkému poškození motoru. U moderních vysoce přeplňovaných zážehových motorů pak dochází k tzv. (LSPI, Low Speed Pre-Ignition), tedy předčasné zapálení směsi při nízkých otáčkách. Příčiny tohoto jevu jsou stále předmětem výzkum, který prokazuje vliv použitého motorového oleje na výskyt tohoto jevu. To vede k teorii, která zapálení směsi přisuzuje vznětu kapičky oleje smíšené se vzduchem a palivem [26]. Výskyt klepání lze obecně ovlivňovat volbou předstihu zážehu, kompresního poměru, mírou naplnění válce směsí, množstvím zbytkových plynů ve válci (například pomocí proměnného časování ventilů), teplotou nasávané směsi, množstvím netečných plynů přivedených do válce jako recirkulace spalin (EGR) a v neposlední řadě volbou paliva.

Pro regulaci zážehového motoru se používá primárně kvantitativní regulace, což znamená, že je simultánně regulovaná dávka paliva i množství vzduchu. Regulace množství vzduchu je realizována pomocí škrtícího orgánu, což je vždy ztrátové [23]. Samotné škrcení vzduchové cesty se děje pomocí klapky či šoupátka nebo pomocí proměnného zdvihu ventilů (například systémy od BMW a FIAT). Proměnný zdvih ventilu sice potlačí některé problémy v přechodových režimech motorů a zlepší rychlost odezvy motoru na změnu zatížení, ale neodstraní principiální ztrátu danou škrcením.



Obrázek 2-5 Koncentrace škodlivin zážehového motoru v závislosti na přebytku vzduchu  $\lambda$  před (přerušovaná čára) a za oxidačně redukcčním katalyzátorem [27]

Na tvorbu sledovaných škodlivin má zásadní vliv součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$ , viz Obrázek 2-5. V současnosti se preferuje přesné dodržení stechiometrického poměru, tedy  $\lambda = 1$ , při kterém velmi dobře funguje třícestný katalyzátor umožňující zároveň redukovat (v chemickém slova smyslu platí jen pro  $\text{NO}_x$ ) hlavní škodliviny THC, CO a  $\text{NO}_x$ . Dříve především v autobusové dopravě používala tzv. chudá koncepce využívající nízkých emisí  $\text{NO}_x$  v oblasti chudých směsí společně s oxidačním katalyzátorem na likvidaci produktů nedokonalého spalování. Tento přístup však byla následkem zpřísnění se emisní legislativy postupně opuštěn. Tvorba  $\text{NO}_x$  je spojena s vysokými teplotami, které lze snížit dodáním inertního plynu do spalovacího prostoru, například chlazenými recirkulovanými výfukovými plyny. Za emise HC z velké části odpovídá jednak tvar spalovacího prostoru a jeho zhášecí prostory a dále pak adsorpce uhlovodíků olejem a následná desorpce během expanze [24]. Emise CO mají původ ve spalování za nedostatku kyslíku a disociace  $\text{CO}_2$ , přičemž reakce oxidující CO následkem snížení teploty během expanze zamrzají [23], [24]. Množství emitovaných částic PN je napojeno na spalování špatně odpařeného paliva. Neodpařené palivo, ať už pochází z palivového filmu v sacím potrubí v případně vnějšího tvoření směsi nebo z kapiček vstříknutého paliva při vnitřním tvoření

směsi, zvyšuje také emise počtu částic PN. Z principu jsou emise částic problematictější u motorů s přímým vstřikem, kde si úroveň emisních limitů vynutila přítomnost filtru pevných částic, jehož aplikaci motory s nepřímým vstřikem zatím odolávají.

Zážehový motor se dnes samozřejmě nevyhne použití systému dodatečné úpravy spalin. Dlouholetým standardem je tzv. třícestný katalyzátor. Tento poněkud zavádějící název se snaží vyjádřit, že likviduje tři hlavní škodliviny,  $\text{NO}_x$ , CO a HC, najednou. K tomu vyžaduje přesné řízení složení směsi velmi blízko stechiometrického poměru [23], [24]. Dobrou činnost katalyzátoru pak podporuje mírné oscilování mezi bohatou a chudou směsí o frekvenci cca 0.5–1 Hz [24]. Za účelem oxidace nespálených složek se do katalyzátorů používají vzácné kovy platina a palladium [23], [24]. Palladium je pak důležité, pokud se jedná o motor spalující palivo bohaté na metan, který ve standardním katalyzátoru s nízkým obsahem palladia oxiduje velmi neochotně [4]. Redukční schopnost za účelem odstranění  $\text{NO}_x$  pak obstarávají prvky Rhodium [24], [28], případně osmium [28]. Ideální účinnost třícestného katalyzátoru dosahuje cca 99 % pro HC, pro CO je mírně nižší ( $\approx 97\%$ ), redukce  $\text{NO}_x$  se pohybuje kolem 99.5 % [29]. I zážehových motorů se již týká filtrace výfukových plynů kvůli redukcí množství emitovaných částic. Týká se to především vozidel s přímým vstřikem, byť automobilky uvažují i nad instalací do motorů s nepřímým vstřikem, které zatím legislativní limity ohledně PN plní. V případě filtru částic se jedná v podstatě o keramické síto, které částice zachytává a ty na něm při zvýšené teplotě odhořívají. Snížit teplotu vzplanutí částic můžou pomoci prvky dotované na těleso katalyzátoru (například mangan) nebo aditiva přidávaná do paliva [28]. U zážehových motorů pak vzhledem k vysokým teplotám spalin nebývá s regenerací problém.

### 2.3.2 Snižování emisí $\text{CO}_2$ opatřením na motoru – zážehový motor

Z hlediska snížení emisí  $\text{CO}_2$  zážehových motorů se vývoj ubírá především směrem ke snížení ztrát vyvozovaných škrcením vzduchové cesty a tím zvýšení celkové účinnosti motoru v širším spektru pracovních režimů. Dominantním prostředkem k tomuto cíli je tzv. „down sizing“. To znamená použití motoru menšího zdvihového objemu, který tak při částečném zatížení pracuje s více otevřenou škrticí klapkou, přičemž maximálních výkonových parametrů je dosaženo přeplynáním pomocí turbodmychadla. Tento přístup navíc vede k motorům s vyšší mechanickou účinností, což je dále akcentováno možností častějšího využívání nižších otáček, což opět potlačuje vliv mechanických ztrát [31], [32].

Dalším pomocníkem, který ztráty škrcením snižuje, je technologie vypínání válců při částečném zatížení, kdy na části válců zůstávají ventily a vstřikovače uzavřeny a zbývající válce tak pro udržení požadované momentu a pro pohon deaktivovaných válců musí mít více otevřenou škrticí klapkou [32].

Potlačit škrcení při částečném zatížení je možné také pomocí recirkulace výfukových plynů ať už vnějším chlazeným okruhem s nebo vnitřní recirkulací. Ovlivňovat vnitřní recirkulaci spalin umožňuje variabilní časování ventilů. Tato technologie a případně také přepínání profilů vaček, umožňují ve vhodných režimech používat Millerův či Atkinsonův cyklus a relativně tak prodloužit expanzní zdvih vůči kompresnímu s pozitivním efektem na celkovou účinnost motoru [32], [33].

Další možností, jak zvýšit účinnost zážehového motoru, je zkrátit úhel hoření, tedy zrychlit spalování, což navíc snižuje i riziko klepání. Zkrácení úhlu hoření je možné realizovat zážehem s vyšší energií a ve více bodech, což lze realizovat například zapalovací komůrkou [34]. Urychlit spalování a omezit škrcení umožňuje také režim spalování zvaný HCCI, kdy dochází při kompresi ke vznícení homogenní směsi, tedy detonačnímu spalování [4], nicméně zatím přetrvávají problémy s regulací

takového motoru v celém spektru otáček a zatížení motoru. Zatím jediným konceptem blížícím se spalování HCCI je koncept automobilky Mazda zvaný SPCCI – Spark Controlled Compression Ignition, tedy zapalovací svíčkou řízené detonační spalování. Nicméně i v tomto případě motor s touto strategií pracuje jen v části jeho charakteristiky [35].

Díky výše zmíněným technologiím se rozšiřuje množina režimů, kde dokáže současný zážehový motor pracovat s účinností blízké maximální. Díky tomu se snižuje rozdíl v účinnosti vznětového a zážehového motoru, nicméně vznětový motor si stále udržuje náskok [36].

### 2.3.3 Paliva pro zážehové motory

Hlavní kvantifikovatelné vlastnosti vybraných paliv pro vznětové i zážehové motory jsou uvedené v příloze „10.1 Vlastnosti paliv“. Níže jsou pak popsány základní požadavky zážehového motoru a základní výhody a nevýhody jednotlivých paliv.

Jedním z požadavků na palivo zážehového motoru je jeho dobrá odpařitelnost a tím kvalitní smísení se vzduchem. Neodpařené palivo, ať už pochází z palivového filmu v sacím potrubí v případně vnějšího tvoření směsi nebo z kapiček vstříknutého paliva při vnitřním tvoření směsi, zvyšuje také emise počtu částic PN.

Dalším důležitým parametrem paliva pro zážehové motory je odolnost proti klepání, která se vyjadřuje oktanovým číslem, případně pro plynná paliva metanovým číslem [30]. Způsob určení těchto parametrů je popsán například v [30]. Riziko klepání dále potlačuje ochlazení směsi výparným teplem paliva, je-li vstřikováno kapalné.

Standardní automobilové benzíny pro zážehové motory obsahují různé frakce. Ty těkavější zlepšují studený start a ohřev motoru, ale mají nižší odolnost proti klepání, což zase kompenzují méně těkavé frakce. Podíl jednotlivých frakcí je dán průběhem destilační křivky, kterou určuje norma [30]. Oktanové číslo určené výzkumnou metodou se pohybuje od 95 (výjimečně od 91) u standardních paliv až po hodnoty kolem 100 pro prémiová paliva. Stále se ale vyskytují problematicky zásobené regiony rozvojových zemí, kde je nejdostupnější benzín s oktanovým číslem kolem 80, kterým se však současná automobilová produkce už nepřizpůsobuje.

Jedním z alternativních paliv, která lze v současnosti i zakoupit na některých čerpacích stanicích, je směs lihu a benzínu zvané E85. Na americkém kontinentu pak lze vozidlo provozovat na metanol. Jako o dalším vhodném alkoholu pro pohon vozidel se uvažuje také o butanolu [37]. Alkoholy obecně mají výhodu ve vyšším oktanovém čísle. Riziko klepání dále tato paliva snižují díky vyššímu výparnému teplu. Jejich nevýhodou je jednak nutnost úprav motoru kvůli horšímu odparu paliva po startu a jednak použití materiálů odolných vůči působení alkoholů. Dalšími pak nižší obsah energie ve vztahu k objemu i hmotnosti v porovnání se standardním automobilovým benzínem.

LPG je v současnosti na ústupu, neboť se jedná o fosilní palivo a na rozdíl od zemního plynu nepřináší tak výrazné snížení emisí CO<sub>2</sub>. Pokud není toto palivo vstřikováno v kapalné fázi, pak chybí efekt ochlazení směsi výparným teplem. Oktanové číslo zjištěné výzkumnou metodou dosahuje hodnoty cca 100, tedy podobně jako u prémiových benzínů [30]. Použití LPG jako paliva vyžaduje větší prostor pro instalaci palivového systému než automobilový benzín, oproti němuž také mírně zvyšuje hmotnost vozidla.

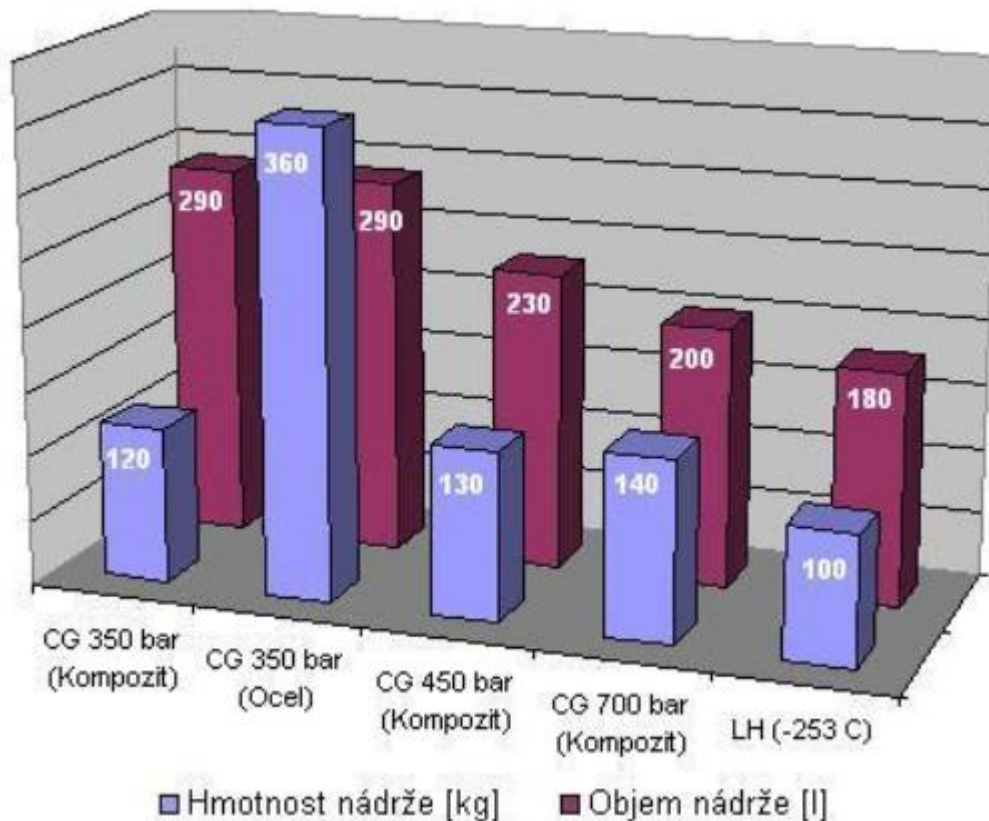
Stlačený zemní plyn přináší více výhod. Z hlediska legislativy je pozitivní snížení emise CO<sub>2</sub>. Zemní plyn totiž dle normy obsahuje minimálně 85 % metanu. Obvyklé složení zemního plynu

ve střední Evropě je uvedeno v příloze 10.2. Zde můžeme vyčíst, že zemní plyn obsahuje přibližně 98 % metanu. Díky tomu není v těchto případech velkou chybou, když se pro zjednodušení uvažuje zemní plyn jako čistý metan. Pokud je motor koncipován primárně jako jednopalivový na zemní plyn, mohou konstruktéři využít jeho značnou odolnost proti klepání (oktanové číslo výzkumnou metodou je cca 130) [30] a zvýšit kompresní poměr motoru, což má pozitivní dopad na jeho účinnost. Zemní plyn poskytuje o cca 10 % nižší objemovou specifickou energii stechiometrické směsi než standardní automobilový benzín [30]. Vysoká iniciační energie potřebná pro zapálení pak vede na zvýšené nároky na zapalovací soustavu [30]. Plynná paliva dále produkují menší množství částic. V současnosti se nejčastěji používají nádrže na zemní plyn o tlaku plynu 200 bar, do budoucna se však počítá s nádržemi o tlaku 700 bar. Přesto je třeba počítat s nárůstem hmotnosti vozidla oproti benzínové variantě o cca 7 % [19].

Již mnoho desítek let se považuje za palivo budoucnosti vodík. Proti uhlovodíkovým palivům přináší některé výhody. Jedná se o rychlost spalování [12], která je asi 3x vyšší než u uhlovodíkových paliv [30] a více se tak blíží izochorickému spalování [12]. Meze hořlavosti ve vztahu k součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$  jsou značné (viz Tabulka 10-1 v příloze 10.1). Vodík jako palivo tudíž vyniká možností spalovat velmi chudé směsi. Teplota vznětu vodíku je poměrně vysoká, dle [30] přibližně 570°C, kdy dojde ke spontánní explozi. V [24] autor uvádí pro stechiometrickou směs 400 °C jako hranici, do které nedochází žádným k reakcím, pokud nejsou iniciovány vnějším zdrojem, například svíčkou, přičemž iniciační energie potřebná pro zapálení je velice malá [30], [12]. Jednou z nevýhod spalování vodíku je jednak zvýšená tendence ke klepání (oktanové číslo výzkumnou metodou cca 60 [30]) a jednak sklon k předzápalům [12], [30]. To je také zřejmě důvod, proč se většina výzkumných aktivit týká spalování paliva s nižším podílem vodíku [38] a [39] či pouze atmosféricky plněných motorů [40], [41], [42], [43], [44] a [45] nebo jen nízkých zatížení v případě motorů přeplňovaných [46]. Většinou se také zkouší spalování chudé směsi, což pomáhá jednak potlačit klepání a jednak potlačuje další nepříjemnost spalování vodíku, což je riziko zapálení od horkých bodů a riziko zapálení směsi v sání [47]. Posledně jmenovaný problém dále potlačuje použití vhodně nastaveného elektronického vícebodového vefukovacího systému namísto jednobodového vefukovače či kontinuálního směšovače [47]. Obecně také není mnoho publikací o vlivu kompresního poměru na spalování vodíku, nicméně v [30] se uvádí, že použití stechiometrické směsi je limitováno kompresním poměrem 7–8, pokud směs není výrazně zředěna. Další nevýhodou je nižší hodnota specifické objemové energie stechiometrické směsi, která činí 2.92 kJ/dm<sup>3</sup>, což je o přibližně 15 % méně než u kapalných uhlovodíků [30], je-li uvažována tvorba směsi v sacím traktu.

Skladování je další nevýhodou vodíku. Jednak drobné molekuly vodíku dokážou difundovat materiály, které se pro ostatní látky jeví jako těsné, což například vede na různé povlaky vnitřního povrchu kompozitních lahví, a jednak je potíží nízká hustota vodíku za normálních podmínek. To vede k použití technologicky náročnějších lahví o vyšším tlaku než v případě zemního plynu. Palivové příslušenství vodíkového pohonu má tak vyšší prostorové nároky než v případě dříve diskutovaných paliv a také vede k vyšší hmotnosti vozidla [30], [48]. Tyto nároky demonstruje Obrázek 2-6, který prezentuje hmotnost zajišťující osobnímu vozu střední třídy dojezd přibližně 500 km. (ekvivalentní benzínová nádrž cca 55 kg, 45 l). Takové vozidlo tedy bude mít přibližně čtyřikrát až šestkrát objemnější nádrž oproti vozidlu spalující benzín a dvakrát až třikrát vyšší hmotnost nádrže, v případě ocelových lahví pak až sedmkrát. Energie potřebná ke stlačení a zkapalnění se pohybuje v rozmezí 20–40 % z výhřevnosti vodíku dle způsobu uskladnění [48].





Obrázek 2-6 Hmotnostní a objemové parametry pro plnou nádrž, která je schopna pojmout 6 kg H<sub>2</sub> [48]

## 2.4 Vznětový motor

### 2.4.1 Spalování ve vznětovém motoru a jeho emise

Vznětový motor má oproti zážehovému motoru výhodu ve vyšší celkové účinnosti. Tento rozdíl je ještě zvýrazněn v částečném zatížení, kde se pro motor zážehový v současnosti používá primárně kvantitativní regulace škrcením, zatímco vznětový motor může primárně používat regulaci kvalitativní, čímž odpadají ztráty škrcením vzduchové cesty. Díky tzv. „downsizingu“ a s tím spojeným rozvojem přeplňování se sice snižuje vliv škrcení vzduchové cesty zážehového motoru a rozšiřuje se tak množina režimů, kde zážehový motor pracuje s účinností blízké maximální, nicméně použití vznětového motoru stále vede k nižší praktické spotřebě paliva tím i nižším emisím CO<sub>2</sub> [36].

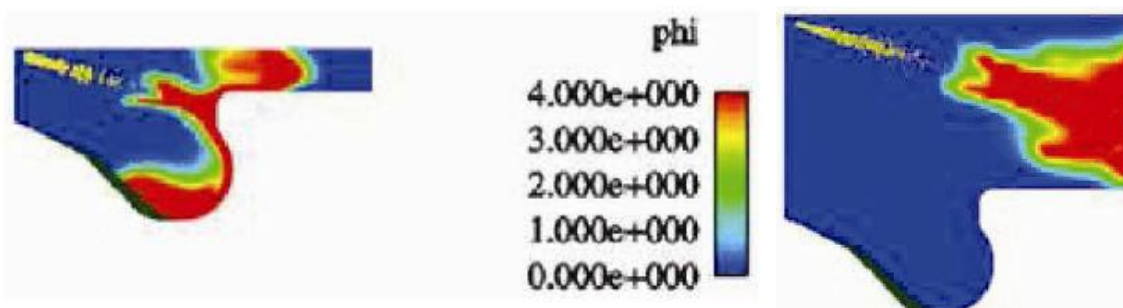
Dříve používané mechanické systémy vstřikování vznětových motorů dnes přežívají prakticky pouze v neautomobilních aplikacích a i zde se částečně elektrifikují [49]. Obdobným způsobem postupně vymizely vznětové motory komůrkové. V případě osobních a lehkých užitkových automobilů je mechatronický akumulací systém přímého vstřiku známý pod názvem common rail domunijícím řešením. Tento systém umožňuje nezávisle řídit vstřikovací tlak, délku vstřiku a počet vstřiků. Tím se problematika spalování ve vznětovém motoru stává ještě více komplexní.

Vznětovými motory se většinou rozumí spalovací motory s vnitřním tvořením směsi a zapalováním tvořící se směsi paliva a vzduchu pomocí vznětu, který nastává vlivem kompresního tepla. K tomu je třeba použít vyššího kompresního poměru než u porovnatelného motoru zážehového, což se projevuje negativně na jeho hmotnosti a pozitivně na jeho účinnosti [23], [24]. Vliv na tepelnou účinnost je patrný z rovnice (2.4) platící pro idealizovaný případ izochorického spalování.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.4)$$

Vnitřní tvoření směsi umožňuje použít pouze kvalitativní regulaci, takže vznětový motor pracuje s globálně chudou směsí ve válci, která má vyšší hodnotu Poissonovy konstanty  $\kappa$ , co dále vede ke zvýšení účinnosti, jak ukazuje rovnice (2.4) [23].

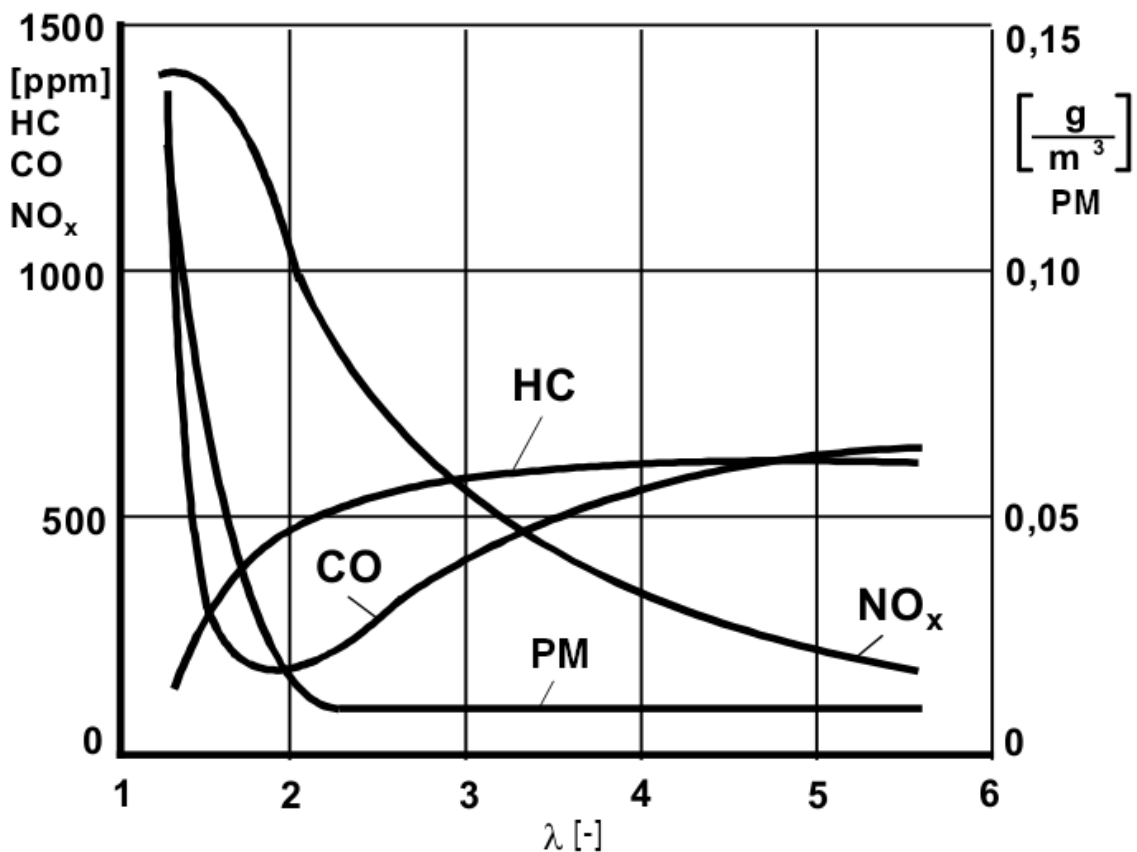
Přímý vstřík paliva a spalování tvořící se směsí umožňuje částečně regulovat průběh spalování. Palivo se po vstříku mísí se vzduchem a připravuje se hořlavá směs, která po uplynutí průtahu vznětu velmi rychle víceméně neřízeně shoří deflagračním plamenem [23], anglickým termínem “premixed combustion”. V této fázi dochází k prudkému nárůstu tlaku a tím tvrdosti chodu motoru. Průtah vznětu lze zkrátit přiměřenou turbulencí a vyšším vstřikovacím tlakem, čili obecně opatřeními zlepšujícími míšení se vzduchem, dále pak vhodným okamžikem vstříku nebo použitím tzv. pilotního vstříku [23], [50], [51]. V takovém případě je do válce nejdříve dopravena malá dávka paliva, která spotřebuje méně tepla na odpařování a rychleji se smísí se vzduchem a malé množství této dávky paliva také nezpůsobí tak velký nárůst tlaku vlivem deflagračního spalování. Následně vstřikovaná hlavní dávka paliva je pak zažehnuta od hořící pilotní dávky a vstřikované palivo hoří difuzním plamenem tak rychle, jak je dopravováno do spalovacího prostoru a zejména jak rychle se mísí se vzduchem. V některých případech se používá ještě vstřík v expanzním zdvihu, tzv. „post injection“, který dodá potřebnou kinetickou energii pro zvýšení turbulence a tím urychlení dohořívání [23]. Správně nastavený pozdní vstřík pomůže redukovat emise PM [51], [52], případně i NO<sub>x</sub> [50], [51], [52]. Pozitivní vliv tohoto vstříku je podmíněn jeho správným načasováním mimo jiné i s respektem ke tvaru spalovacího prostoru, jinak může docházet ke vstříku na stěnu válce či do prostoru s absencí kyslíku se všemi z toho vyplývajícími negativy [50], [53], viz Obrázek 2-7. Pozitivní vliv pozdního vstříku je méně patrný při vyšším zatížení [51].



Obrázek 2-7 Demontrace rizika dopadu paliva na stěnu válce při posunutí časování dovstříku z 10 na 40 °CA aTDC [53]

Mechatronický systém common rail poskytuje značnou volnost ve zvolených strategiích řízení vznětového motoru a podobného výsledku lze často dosáhnout různými přístupy. Obecně lze říci, že při nižších zatíženích a otáčkách se používá více vstříků [50], [51]. Pečlivě nastavený pilotní vstřík, na nějž těsně navazuje hlavní dávka, vede na snížení všech hlavních emisí CO, HC, PM i NO<sub>x</sub> a měrné specifické spotřeby paliva ( $m_{pe}$  či BSFC) [50], [54], [55]. Při použití vyššího počtu vstříků, například dvou, má tato sekvence za úkol nejen přímo zapálit následující hlavní dávku, ale také k jejímu rychlejšímu vznícení přispět zvýšením tepla při kompresi a zvýšeným vířením směsi. Použití více pilotních vstříků obecně vede ke zvýšení produkce NO<sub>x</sub> a redukcí produkce sazí PM a částic PN, nicméně ve spojení s dalšími technologiemi, například recirkulací spalin EGR, umožňuje strategie více vstříků nalézt nová optima s benefity pro obě zmíněné škodliviny [50], [51]. Po pilotním vstříku či vstřících

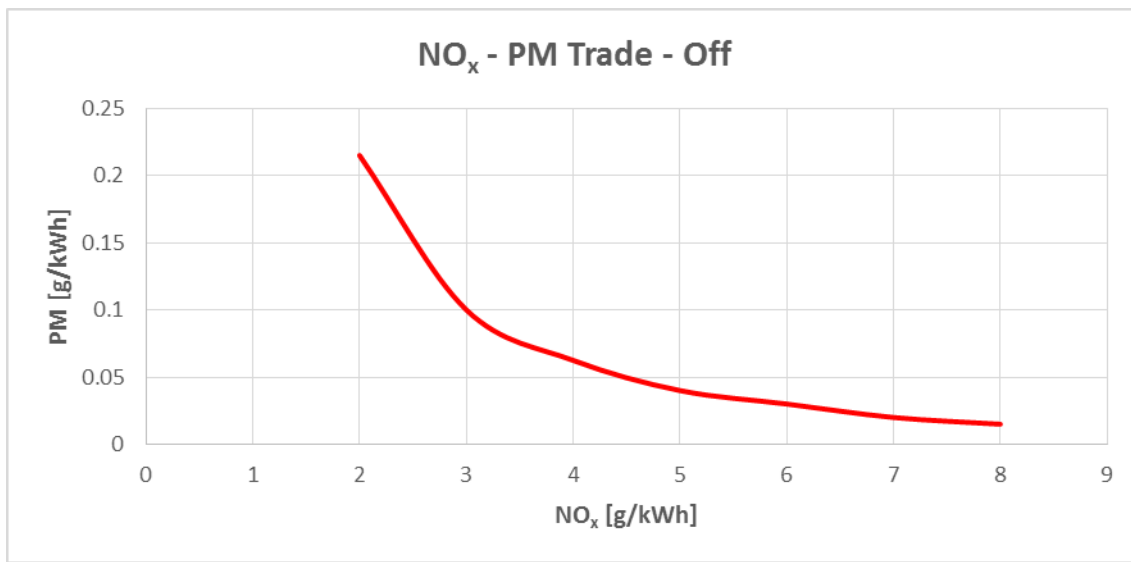
nejčastěji následuje jeden hlavní vstřík. Tento může být případně doplněn již diskutovaným opožděným vstříkem (post injection), který zpravidla vede na zvýšené emise CO a HC [50], [51], [52], které však u vznětových motorů obecně nejsou takovým problémem jako  $\text{NO}_x$  a PN. Možný pozitivní vliv opožděného vstříku byl diskutován v předchozím odstavci. Dále může být použitý ještě druhý opožděný vstřík, který dohoří na oxidačním katalyzátoru a má za úkol zvýšit teplotu výfukových plynů před filtrem pevných částic za účelem jeho regenerace a jiného pozitivního vlivu zpravidla nemá. Při vyšších zatíženích a otáčkách se pak přechází ke strategii jednoho pilotního a jednoho hlavního vstříku, někdy i pouhého jednoho vstříku, a to jednak z důvodu přirozeně vyšší turbulence náplně a jednak z důvodu potřeby dopravit palivo do válce dostatečně rychle. Vstřikovače jsou totiž navrženy kompromisně s mezi přesností dávky a jemnosti rozprášení při malém zatížení a maximálním průtokem při maximálních výkonech. Dříve se využívalo především v nižším zatížení tangenciálního víření směsi iniciovaného tvarováním sacího potrubí či tzv. swirl klapkami. Nicméně u moderních mechatronických vysokotlakých systémů vstřikování se postupně dává přednost dodat dostatečnou kinetickou energii pomocí vstříku paliva [56], [57] nikoliv energeticky náročnějším vířením vzduchu.



Obrázek 2-8 koncentrace škodlivin vznětového motoru v závislosti na přebytku vzduchu [58]

Závislost koncentrace škodlivin ve výfukových plynech na součiniteli přebytku vzduchu uvádí Obrázek 2-8. Kinetická fáze hoření nastávající po průtahu vznětu je asociována především s tvorbou  $\text{NO}_x$ , která je podpořena tím, že tato fáze spalování probíhá v blízkosti  $\lambda=1$ . Spaliny pocházející z úvodní fáze hoření jsou pak nadále komprimovány, čímž dále roste jejich teplota, a při styku s kyslíkem pak zodpovídají za další tvorbu  $\text{NO}_x$ , což ostatně v principu platí i pro spaliny z úvodní fáze difuzního spalování [23], [24]. Za emise HC z této části spalování pak zodpovídá palivo z příliš chudé směsi mimo

zónu plamene [24]. V následné difuzní fázi spalování pak vznikají další  $\text{NO}_x$  na povrchu plamene, zatímco uvnitř odhořívajících kapiček dochází za nedostatku kyslíku ke krakování paliva a tvorbě sazí a částic [23], [24]. Intenzivnější mísení paliva se vzduchem pak obecně potlačí tvorbu částic, nicméně zvýší tvorbu  $\text{NO}_x$ . Intenzifikace víření náplně může být realizována buď pomocí pohybu vzduchu ve spalovacím prostoru, nejčastěji tečným vírem zvaným swirl, přičemž je nutno volit optimální hodnotu [59], nebo vyšším vstřikovacím tlakem. Obecně pak redukce emisí  $\text{NO}_x$  v surových spalínách vede ke zhoršení účinnosti vznětového motoru a zhoršení ostatních posuzovaných emisí HC, CO, PM a PN, jak ilustruje známý Obrázek 2-9 vystihující vztah mezi PN a  $\text{NO}_x$ . Emise CO a HC jsou pak spojeny s kontaktem paprsku se stěnami a obecně nízkými teplotami spalování [24].



Obrázek 2-9 Vzájemná závislost mezi množstvím emitovaného PM a  $\text{NO}_x$ , tzv. trade-off

Alternativním módem ke standardnímu spalování ve vznětovém motoru je nízkoteplotní spalování (LTC – low temperature combustion) částečně připravené směsi. Jedná se o jakousi alternativu k HCCI spalování pro vznětový motor a paliva hůře odpařitelná a přitom dostatečně reaktivní, jako je například motorová nafta či jiná paliva vznětových motorů. Pro tento typ spalování se vžil termín „Premixed Charge Compression Ignition“, zkráceně PCCI, některá literatura pak uvádí název „Partially Premixed Compression Ignition“, zkráceně PPCI. Za termínem „částečně připravené“ (partially premixed) stojí především zmíněná horší odpařitelnost motorové nafty [60]. Ke vstřiku paliva přitom dochází výrazně dříve než při standardním spalování ve vznětovém motoru, což umožní právě zmíněnou částečnou přípravu směsi. Tato strategie spalování je na rozdíl od HCCI alespoň částečně říditelná časováním přímého vstřiku paliva. PCCI spalování má za následek snížení emisí  $\text{NO}_x$  a produkce sazí, na druhou stranu vede ke zvýšení emisí produktů nedokonalého spalování HC a CO, které se díky nízké teplotě výfukových plynů obtížněji likvidují standardním DOCs. Účinnost tohoto konceptu spalování je pak stejná nebo vyšší než u konvenčního vznětového motoru [60], [61].

Problematika čištění výfukových plynů vznětových motorů se díky vyšším koncentracím kyslíku liší od zážehových motorů. V principu stejně fungující filtr pevných částic je pak nutno aktivně regenerovat, pokud se motor dostatečně často a dlouho neprovozuje při provozní teplotě ve vysokém zatížení. Zvýšení teplot výfukových plynů se děje buď pomocí opoždění vstřiku paliva, či dodatečného vstřiku při expanzi nebo vstřikem nafty do výfukového potrubí. Na oxidačním katalyzátoru pak dojde k dohoření ještě spalitelných složek výfukových plynů a tím dalším zvýšení teploty spalín potřebné

k regeneraci filtru. Levnější regenerace pomocí opožděného vstřiku do válce se negativně projevuje dopadem paliva na stěnu válce a ředěním oleje motorovou naftou se všemi negativními vlivy na životnost motoru a frekvenci návštěv servisu kvůli odpouštění nadbytku směsi oleje a nafty v olejovém systému. Dále je systém dodatečné úpravy spalin vznětového motoru vybaven již zmíněným oxidačním katalyzátorem. Tomu na rozdíl od třícestného katalyzátoru chybí prvky zajišťující redukci  $\text{NO}_x$ , neboť při přebytku kyslíku ve spalinách tato redukce neprobíhá. Za účelem redukce  $\text{NO}_x$  se stále častěji používá selektivní katalytická redukce (SCR). Zde se před zpravidla keramický katalyzátor pokrytý aktivními katalytickými látkami (často oxidy obecných kovů či zeolity) vstřikuje přesně odměřené množství močoviny. Z ní získaný amoniak pak zajišťuje redukci  $\text{NO}_x$  na SCR katalyzátoru. Dalším pomocníkem pro redukci  $\text{NO}_x$  je adsorbční LNT katalyzátor. Katalytické prvky zajišťují adsorpci  $\text{NO}_x$  (baryum a cerium) a kyslíku (cesium) [62], [63]. Pokud je adsorbční kapacita naplněna, je nutno přistoupit k regeneraci. Ta vyžaduje nedostatek kyslíku a dostatek produktů nedokonalého spalování jako jsou HC, CO a  $\text{H}_2$ . Vodík se pak ukazuje být vynikajícím redukčním činidlem především za nízkých teplot, při vysokých se jeho redukčnímu potenciálu začíná blížit CO [63]. Dostatku redukčních činidel se u vznětového motoru dosahuje pomocí škrcení vzduchové cesty a tím získání bohaté směsi, což se negativně projevuje na účinnosti motoru. Výhodu zde získává dvoupalivový vznětový motor, který obohacením pro regeneraci LNT dosáhne více „bezbolestně“ obohacením sekundární homogenní směsi.

## 2.4.2 Snižování emisí $\text{CO}_2$ opatřením na motoru – vznětový motor

Další zvyšování účinnosti vznětového motoru a tím snižování emisí  $\text{CO}_2$  pro dané palivo je dáno především celkovou optimalizací již používaných řešení. I vznětové motory postihl trend tzv. „down sizingu“ potlačující relativně pasivní ztráty, který je umožněn neustálým vývojem přeplňování, v které si ostatně do vznětových motorů našlo masovou cestu výrazně dříve než do motorů zážehových. Vývoj v oblasti vstřikování pak umožňuje stále vyšší vstřikovací tlaky systému common rail a vstřikovače stále přesnější ovládní jednotlivých vstřiků [23]. V neposlední řadě má na účinnost motoru také vliv vývoj v oblasti dodatečné úpravy spalin, kdy například zavádění systému SCR umožňuje vznětovému motoru pracovat v nastavení s vyšší účinností s tím, že o zvýšenou koncentraci  $\text{NO}_x$  v surových spalinách se postará právě tento systém čištění spalin.

## 2.4.3 Paliva pro vznětové motory

Standardním palivem pro vznětové motory je motorová nafta dle normy ČSN EN 590. Některé její vlastnosti uvádí Tabulka 10-1. V dnešní době částicových filtrů je evidentní požadavek na čistotu a bezpopelnost motorové nafty, tedy že palivo vznětového motoru musí být spalitelné bezezbytku. Dále dnešní vysokotlaká čerpadla akcentují požadavky na mazivost paliva, která se s odsířením nafty snížila. Dalším požadavkem dnešních vstřikovacích systémů je oxidační stálost a minimální tendence ke tvorbě parafínů a pryskyřic. Z objemového odměřování paliva pak plyne požadavek na dodržení hustoty paliva. Z hlediska praktického je důležitá filtrovatelnost paliva při nízkých teplotách (CFPP). Podcenění této vlastnosti znehynulo již ne jeden vůz. Vysoká viskozita paliva pak může zhoršit rozprášení paliva se všemi negativními následky. Z hlediska spalování je pak důležitým údajem cetanové číslo (laboratorně se jednodušeji určuje cetanový index). Cetanové číslo je svázáno s prodlevou vznětu. Čím vyšší je, tím menší je prodleva vznětu a chod motoru obecně hladší, s menšími maximy spalovacího tlaku. Vyšší cetanové číslo také implikuje kvalitnější spalování při nízkých teplotách a ohřevu motoru a lepší startovatelnost [30].

V posledních letech bylo biopalivem první volby palivo mezinárodně nazývané FAME (Fatty Acid Metyl Esters). Toto palivo lze vyrábět z rostlinných olejů, odpadních olejů a tuků použitých při tepelné úpravě jídla a živočišných tuků [64]. V České republice se pak k výrobě bionafty téměř výhradně používá řepkový olej, takže z něho vyrobené metylestery se označují jako metylestery řepkového oleje, zkráceně pak MEŘO. Obdobnými vlastnostmi pak disponují i etylestery, zkráceně EŘO [30]. Výhodou MEŘO je dobrá mazivost a vyšší cetanové číslo [30] a snížená tvorba sazí [65]. Na straně druhé jsou tu problémy s oxidační stabilitou a skladovatelností [30], [36] a agresivitou paliva vůči materiálům používaným na těsnění a korozí některých barevných kovů [30]. Z těchto problémů pak plyne také rychlejší stárnutí oleje [66]. Navzdory vyššímu cetanovému číslu (cca 58) MEŘO, je toto palivo problematické při nízkých teplotách [67], [65]. Problémem není jen filtrovatelnost za nízkých teplot, ale i vyšší viskozita a teploty vzplanutí a vznícení oproti motorové naftě [30] a Tabulka 10-1.

Jinou možností, jak využít rostlinné oleje a živočišné tuky k výrobě paliv, je hydrogenace, díky které vzniká palivo známé pod názvem hydrogenovaný rostlinný olej, označovaný zkratkou HVO (hydrotreated vegetable oil) [68], [69], [70]. Pouhá hydrogenace vede na parafinické uhlovodíky, primárně n-alkany [71], mající nevyhovující vlastnosti. Proto je nutné proces upravit buď volbou vhodných katalyzátorů nebo následnou izomerací [68], [69], [70], [71]. Teprve takto upravený výsledný produkt skládající se hlavně z isoalkanů je pak nazýván HVO i přes to, že není výsledkem pouhé hydrogenace [71]. HVO nemá negativní vlastnosti paliv založených na esterech mastných kyselin, která jsou zmíněna výše, netrpí tvorbou úsad, je stabilní a také nezvyšuje emise  $\text{NO}_x$ . HVO vyniká vysokým cetanovým číslem, obvykle vyšším než 70, neobsahuje aromáty, kyslík ani síru [68]. Při obvyklých technologiích výroby dosahuje úspora "Well to Wheel" emisí  $\text{CO}_2$  mezi 40 až 60 % oproti fosilní motorové naftě [19].

Typická hustota HVO se pohybuje mezi 770 a 790  $\text{kg/m}^3$  [67], zatímco motorová nafta odpovídající normě EN 590 dosahuje 820 až 845  $\text{kg/m}^3$ . Volumetrická výhřevnost HVO je tak o cca 5 % nižší než v případě motorové nafty, zatímco výhřevnost vztažená k hmotnosti je o cca 3 % vyšší [69]. Nicméně se ukazuje, že vstřikované množství HVO je o přibližně 5 % vyšší než v případě motorové nafty a to primárně kvůli odlišné hodnotě objemového modulu pružnosti [69]. Další důvody jsou uvedeny v [67] a [69]. Každopádně se zdá, že množství energie dopravené do válce neupraveným vstřikovacím systémem zůstává a pro HVO i MN přibližně stejné [67] a [69].

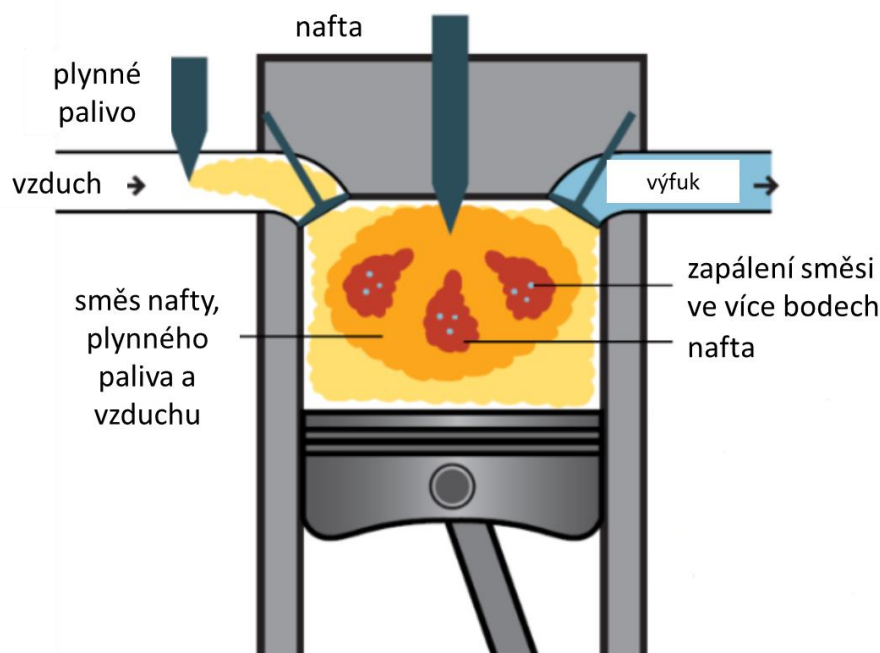
Vysoké cetanové číslo HVO urychluje počátek spalování [72] především v režimech nízkého a středního zatížení a také při nižších teplotách. Zkrácení prodlevy vznětu snižuje dobu trvání kinetické fáze hoření a zlepšuje startovatelnost motoru při nízkých teplotách a dále potlačuje tvorbu bílého kouře a škodlivých emisí při startu a ohřevu motoru, detaily viz [67], [73] a [74]. Použití HVO zpravidla vede k mírně zvýšené celkové účinnosti motoru [67] a [72]. Pokud motor používá pilotní vstřik, jak je dnes standardem, tak jsou zmíněné pozitivní efekty HVO zpravidla méně výrazné [67] a [72], protože zapálení hlavní vstřikované dávky je již usnadněno právě pilotním vstřikem a prodleva vznětu je tak již značně minimalizována, takže vliv cetanového čísla na zapálení hlavní dávky paliva je potlačen. To vede také ke snížení rozdílů v průběhu vývinu tepla mezi HVO a MN [69]. Časování pilotního vstřiku je velmi důležitý optimalizační parametr z hlediska průběhu spalování a také z hlediska tvorby částic. Zdá se, že HVO může vyžadovat odlišný rozestup mezi hlavním a pilotním vstřikem než vyžaduje standardní MN [75], [76]. Nicméně použití pilotního vstřiku je i pro HVO zcela žádoucí a rozdíly v požadavcích na parametrizaci pilotního vstřiku mezi HVO a MN výrazně klesají se zatížením motoru [69], [74] a to především díky vysoké teplotě náplně válce [68].

Spalování HVO či směsi HVO a MN snižuje emise HC a CO [67], [68], [77] a gravimetricky hodnocené emise sazí PM [67], [69], [78], [79], a to především při nižších teplotách [67]. Ve výjimečných případech pak byl pozorován mírný nárůst emisí PM [64]. Množství emitovaných částic PN se použitím HVO snižuje [64] a [79]. Vliv HVO na emise NO<sub>x</sub> se zdá nejednoznačný [66]. Někteří autoři pozorovali snížení produkce těchto emisí [67], [68], jiní nepozorovali prokazatelný vliv [64], [77], [78], a někteří zjistili dokonce nárůst produkce NO<sub>x</sub> [79]. Nicméně emise NO<sub>x</sub> jsou přibližně porovnatelné motorovou naftou, což je pozitivní zprávou v porovnání s jednoznačně vyššími emisemi této škodliviny při použití MEŘO [64].

Dle studií nemá obsah HVO v motorové naftě negativní vliv na funkci či životnost systémů dodatečné úpravy spalin SCR, DOCs [67] a dokonce zlepšuje regeneraci DPF [80].

#### 2.4.4 Dvoupalivový vznětový motor – vybrané vlastnosti

Za vznikem konceptu dvoupalivového vznětového motoru stojí několik základních motivací. Jak je patrné z kapitoly 2.4.3 o palivech pro vznětové motory, je obtížné najít palivo, které by bylo vhodné pro vznětový motor a přitom mělo výrazně nižší podíl uhlíku v molekule. Metan, potažmo zemní plyn, jsou nevhodné pro úplnou náhradu MN, protože mají příliš vysokou teplotu vznětu a jakožto plynná paliva jsou problematická z hlediska přímého vstříku do válce. Daleko jednodušší je dopravovat takové palivo do sacího potrubí a takovou směs pak zapalovat vznětem pilotní dávky kapalného paliva, jak ilustruje Obrázek 2-10.



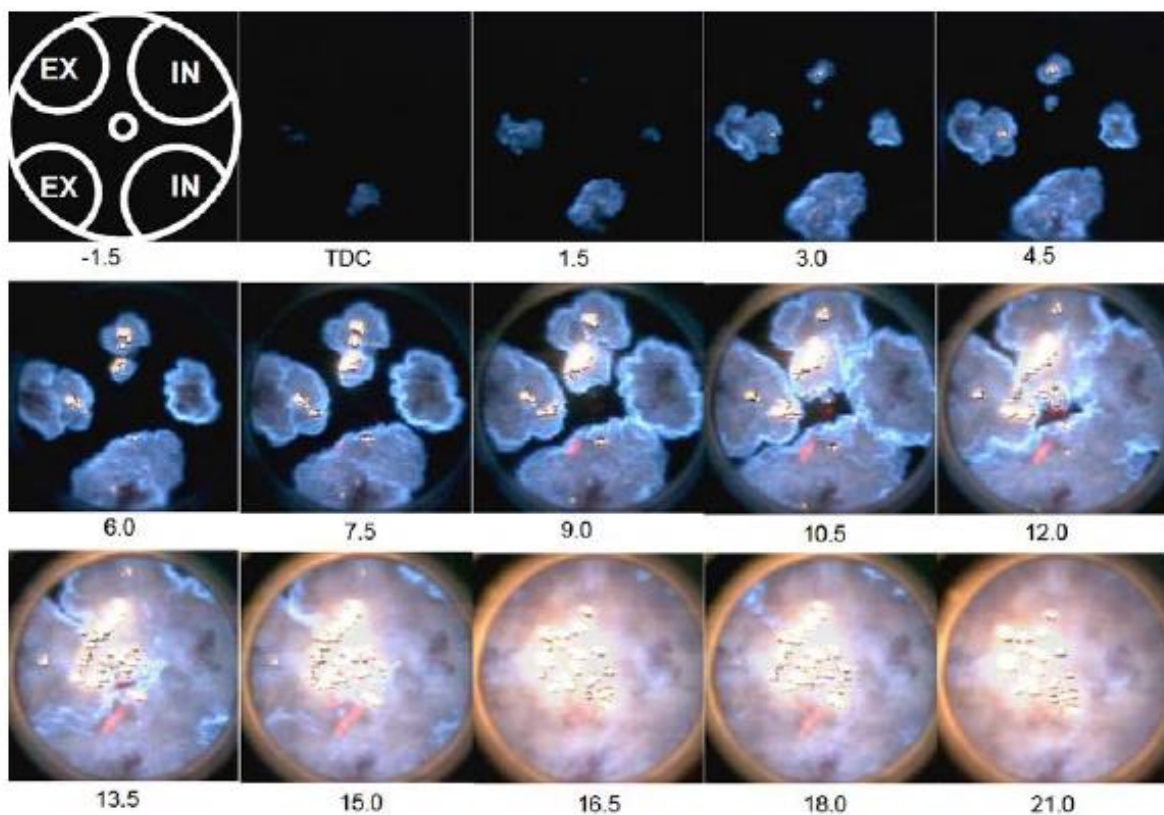
Obrázek 2-10 Zapalování homogenní směsi pilotní dávkou kapalného paliva [81]

Výhodou zapalování pilotním vstříkem je výrazně vyšší dostupná energie vzníceného paliva k zapálení připravené směsi oproti zapalování zapalovací svíčkou a také zapálení této zbylé směsi ve více bodech. Obojí dohromady pak umožňuje jednak rychlejší spalování než u klasického zážehového motoru a jednak také umožňuje spalovat chudší homogenní směs než zážehový motor se zapalovací svíčkou a díky tomu alespoň částečně používat kvalitativní regulaci a získat tak výhodu v odstranění škrcení vzduchové cesty oproti čistě zážehovým motorům. Mnoho autorů také analyzuje spalování



extrémně chudých směsí s vyhlídkou na nízké surové emise  $\text{NO}_x$ , tedy užití tzv. chudé koncepce [4]. Samotné emise  $\text{NO}_x$  pocházející ze spalování kapalného paliva pak mohou být potlačeny naředěním vzduchu sekundárním palivem a tím zhoršeným přístupem kyslíku k zapalovacímu palivu [4] a tedy efektem podobným jako při užití EGR. Nicméně celkové emise  $\text{NO}_x$  budou samozřejmě záviset na dalším průběhu spalování.

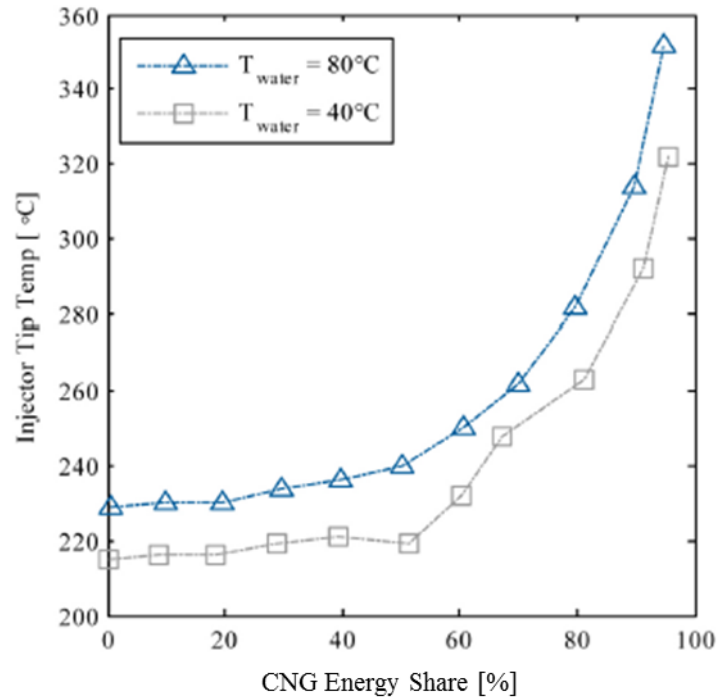
Průběh zapálení směsi a následné hoření vizualizuje Obrázek 2-11 pocházející z Okayama University. Optický přístup byl proveden pomocí upraveného pístu s průhledným dnem a zrcadlem odrážejícím obraz do vysokorychlostní kamery [82]. Do homogenní směsi vzduchu a plynného paliva byly vstříknuty 2mg kapalného paliva. Na horní části obrázku je dobře patrné zapálení směsi jednotlivými, v tomto případě čtyřmi, paprsky paliva. Fronta plamene z jednotlivých ohnisek prostoupí celý spalovací prostor. V průběhu celého cyklu je pak možné vidět rozžhavené saze pocházející se zapalovací dívky kapalného paliva [82], [83].



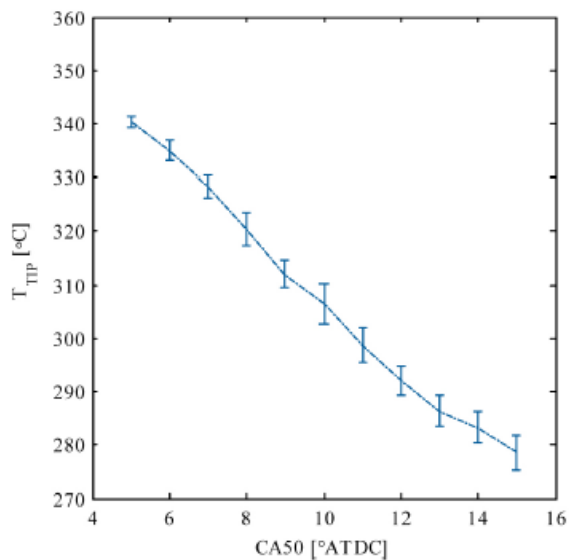
Obrázek 2-11 Snímky průběhu spalování vznětového dvoupalivového motoru, převzato z [82]

Z hlediska samotného motoru dvoupalivový koncept vyžaduje některé úpravy a přináší některé problémy. Asi nejmenším z nich je úprava sacího potrubí doplněním směšovacího zařízení pro sekundární palivo, v dnešní době nejčastěji vstřikovače či vefukovače, které umožňují používat výhod vstřiku synchronizovaného s cyklem motoru a také přesné ovládání pomocí řídicí jednotky. V celku zásadním problémem pak může být přehřívání vstřikovače zapalovacího kapalného paliva.

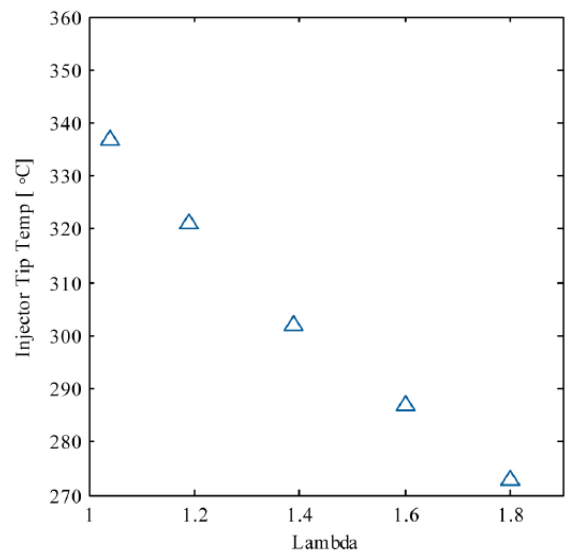




Obrázek 2-12 Vliv energetického podílu plynného paliva a teploty chladicí kapaliny na teplotu špičky vstřikovače [84]



Obrázek 2-13 Vliv polohy CA50 na teplotu špičky vstřikovače [84]



Obrázek 2-14 Vliv součinitele přebytku vzduchu na teplotu špičky vstřikovače při úrovni energetického podílu plynného paliva 80 % [84]

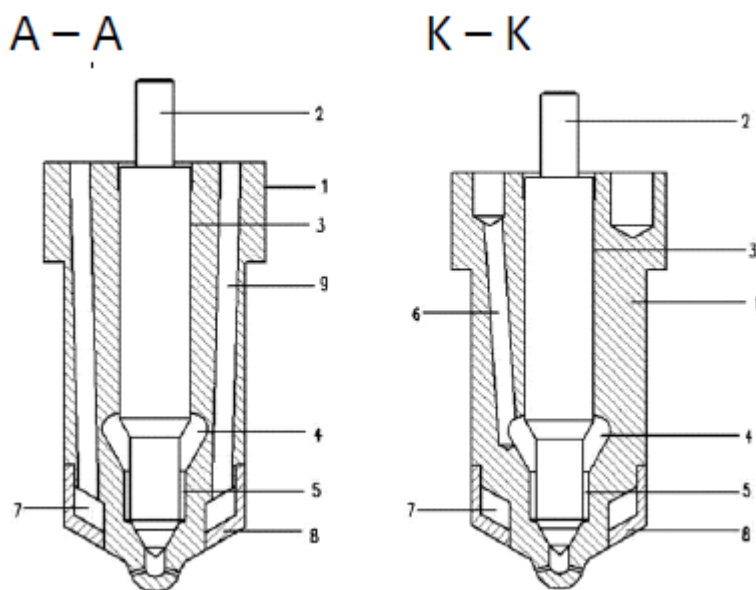
Tento je totiž za normálního provozu jednak chlazen průtokem vstřikované nafty a jednak většina vstřikovaného paliva hoří v určité vzdálenosti od vstřikovače, zatímco v případě dvoupalivového provozu prohoří celý prostor v okolí vstřikovače [83], [84]. Závislost teploty špičky vstřikovače na úrovni energetického podílu plynného paliva vystihuje Obrázek 2-12. Tato měření byla provedena na motoru Scania určeného pro nákladní vozidla a vybaveného systémem vstřikování

common rail. Vzhledem k tomu, že v současné době se ve vozidlových motorech používá téměř striktně tento typ vstřikování, úvahy v této práci se budou týkat především tohoto systému. Je patrné, že teplota vstřikovače výrazně neroste až do substitučního poměru o hodnotě cca 50 %. Od tohoto bodu pak nastává velmi progresivní růst teploty špičky vstřikovače. Jako kritická z hlediska zapékání vstřikovače se jeví hranice 300 °C [85], [86], [87].

Ukazuje se, že vstřikovací tlak systému common rail má marginální vliv na teplotu vstřikovače [84]. Poměrně významný vliv na má naopak časování vstřiku, kdy každý stupeň na klikové hřídeli, o který je padesátiprocentní bod hoření CA50 posunut směrem ke kompresi, znamená nárůst teploty špičky vstřikovače o cca 6.5 °C (Obrázek 2-13). Výrazný je rovněž vliv součinitele přebytku vzduchu (Obrázek 2-14).

Pokud je třeba udržet dlouhodobě přijatelnou teplotu vstřikovače, je nutné omezit maximální podíl sekundárního paliva a zpoždovat časování vstřiku nebo účinně vstřikovač chladit.

Rešerše dostupných řešení chlazení vstřikovače a jejich bližší popis jsou součástí diplomové práce [85], pro kterou byl autor této disertační práce konzultantem. Mezi aktivní metody chlazení patří vstřikovač, který má v oblasti sedla vstřikovací jehly prstencovou chladicí dutinu 7, do které se přivádí, resp. se z ní odvádí, chladicí kapalina kanály 9, viz Obrázek 2-15 [88].



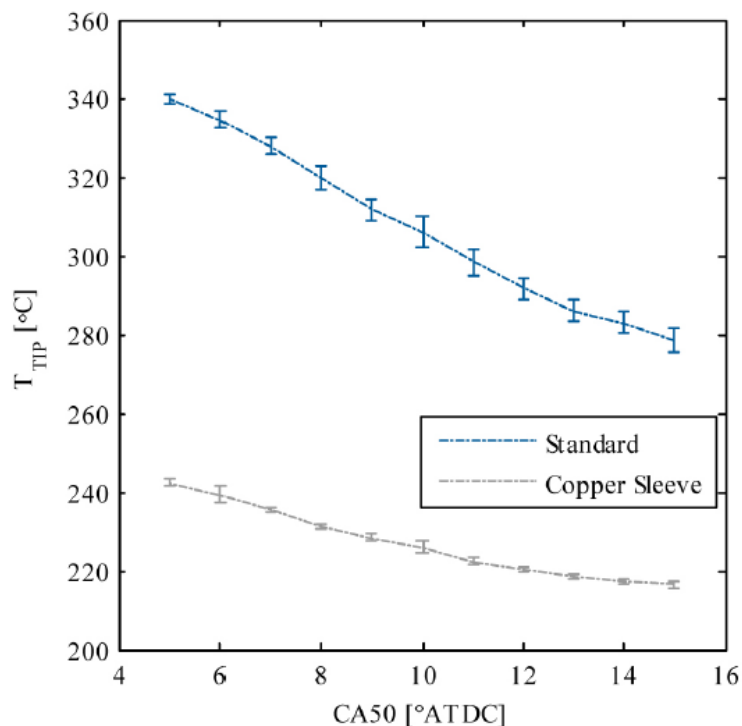
Obrázek 2-15 Řez kanály vstřikovací trysky chlazené chladícím médiem (převzato z [88])

Další způsob aktivního chlazení využívá tepelné trubice. Princip je zjednodušeně podobný, jako u chlazení sedla výfukového ventilu sodíkem. Médium se u špičky vstřikovače odpaří, aby na druhém konci tepelné trubice ochlazením opět zkondenzovalo a v kapalně fázi se vrátilo zpět k sedlu jehly [89]. Další možností je uložení vstřikovače v těsném pouzdře, které je v přímém kontaktu s chladicí kapalinou hlavy válce. Všechny tyto úpravy mají společné to, že vyžadují buď kompletně nově zkonstruovaný vstřikovač nebo výrazné úpravy hlavy válců či spíše obojí.

F. Königsson ve své disertační práci [83] a v [84] navrhuje pasivní způsob chlazení pomocí měděného prstence. Běžně se totiž těleso trysky vstřikovače nedotýká hlavy válce, která je ochlazována chladicí vodou. Königsson proto navrhuje nalisovat na trysku měděný prstenec, který bude jednak v kontaktu s tryskou a jednak v kontaktu s chlazenou hlavou válců. Kromě zvýšení přestupu tepla se také zamezí kontaktu válcové části trysky se spaliny a sníží se tak plocha pro předávání tepla trysce (Obrázek 2-16). Výsledkem bylo poměrně výrazné snížení teploty v okolí špičky vstřikovače, přičemž efekt chladiče roste s rostoucí teplotou trysky, jak ukazuje Obrázek 2-16.

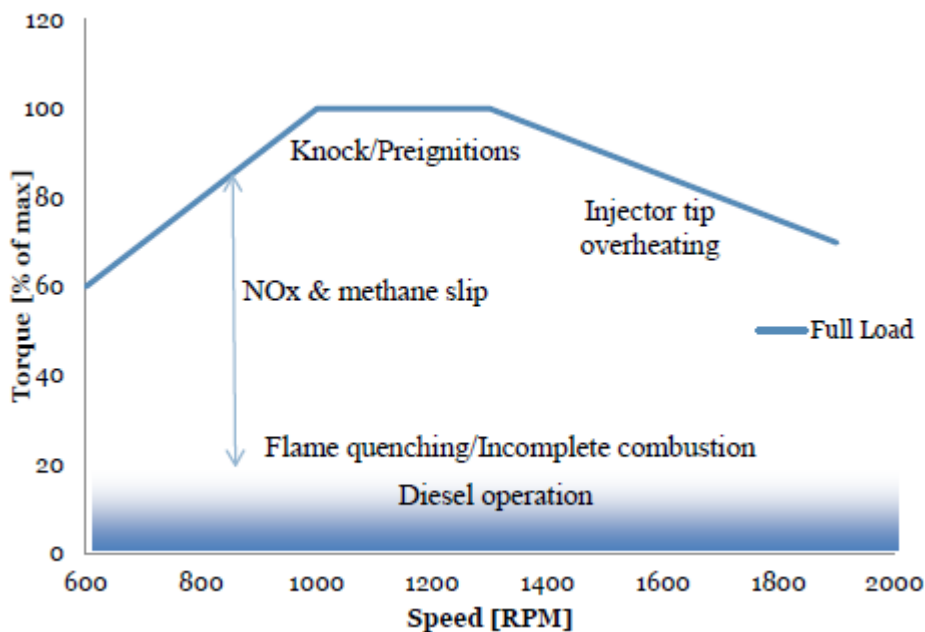


Obrázek 2-16 Tryska vstřikovače s prstencovým pasivním měděným chladičem [84]



Obrázek 2-17 Teplota vstřikovače jako funkce CA50 pro vstřikovač bez chlazení (Standard) a pro vstřikovač vybavený měděným prstencem (Copper Sleeve) [83]

Spalování v dvoupalivovém režimu však není možné aplikovat v celé charakteristice vznětového motoru. Typicky uváděná omezení vystihuje Obrázek 2-18. Ve vyšších otáčkách a zatíženích je stupeň náhrady zapalovacího paliva omezen již zmiňovanou teplotou vstřikovače. V nižších a středních otáčkách je pak hlavním limitem klepání a předzápaly, podobně jako u zážehového motoru. V nízkých zatíženích je pak limitem nedokonalé až nekompletní spalování sekundárního paliva vlivem příliš chudé směsi a nízkých teplot a proto je vhodné přejít k čistě vznětovému režimu spalování [17], [18], [90], [91]. Posun dvoupalivového konceptu směrem k nižším zatížením díky nárůstu chemické účinnosti umožňuje škrcení vzduchové cesty [83], [16], nicméně se zároveň zvýší emise NO<sub>x</sub> a zhorší celková účinnost motoru [92].



Obrázek 2-18 Omezení dvoupalivového provozu vznětového motoru Scania [83]

## 2.4.5 Paliva pro dvoupalivové vznětové motory a jejich spalování

Jako alternativní paliva pro dvoupalivový koncept vznětového motoru je možno uvažovat libovolné kombinace paliv pro zážehové a vznětové motory, jen některé kombinace jsou však zajímavé. Z hlediska kapalných zapalovacích paliv je obecně přínosem, mají-li větší cetanové číslo. Pak se totiž snadněji vzněcují ve směsi vzduchu a sekundárního paliva, kde je menší koncentrace kyslíku než v čistém vzduchu. Dobré vlastnosti za nízkých teplot a vysoké cetanové číslo pak umožňují posunout limity dvoupalivového konceptu směrem k nižším zatížením a nižším teplotám a tím umožní dřívější přechod na dvoupalivový režim po studeném startu [91]. HVO přináší v porovnání s MN zlepšení ve všech těchto parametrech a navíc vede na další reálnou úsporu CO<sub>2</sub> díky míře své obnovitelnosti. Pro úplnost budiž konstatováno, že MEŘO je pro tuto aplikaci nevhodné především díky špatným nízkoteplotním vlastnostem.

Jako palivo určené pro tvorbu homogenní směsi v dvoupalivovém vznětovém motoru se jeví jako atraktivní již zmiňovaný zemní plyn, který díky vysoké odolnosti proti klepání dobře snáší vysoký kompresní poměr vznětových motorů. Dalšími benefity jsou dobrá zápalnost chudé směsi a nižší obsahu uhlíku v molekule vedoucí na snížení emisí CO<sub>2</sub>. Dalším atraktivním palivem je vodík, který sice přináší spoustu problémů svou naopak nízkou odolností vůči klepání, nicméně vyniká velmi dobrou zápalností v chudých směsích (viz Tabulka 10-1) a především v kontextu současných trendů je velmi atraktivní díky tomu, že spalováním vodíku nevznikají žádné další emise CO<sub>2</sub>, CO ani HC. Ostatní paliva pro zážehové motory se nejeví pro dvoupalivový koncept jako příliš zajímavá. Zemní plyn a vodík jsou paliva natolik odlišná, že si každé z těchto paliv zaslouží samostatnou rešerši spalování ve vznětovém motoru, pro což poslouží následující kapitoly.

### 2.4.5.1 Zemní plyn jako sekundární palivo a dvoupalivový motor

Většina dvoupalivových vznětových motorů pracujících se zemním plynem jako sekundárním palivem vykazuje snížení účinnosti [83], [93], které je více patrné v nízkém a středním zatížení, zatímco ve vysokém zatížení a při vysokém stupni substituce kapalného paliva je účinnost velmi blízká účinnosti

čistě vznětového motoru [93], [94], [95]. Podíl na snížení účinnosti má také vefuk paliva do sacího potrubí vedoucí na snížení volumetrické účinnosti [90]. Směs zemního plynu a vzduchu má vyšší objemovou tepelnou kapacitu ve srovnání s náplní válce v režimu normální vznětového motoru, což vede na snížení teploty v průběhu komprese a tím i k prodloužení prodlevy vznětu kapalného paliva [93], [96]. Spalování v dvoupalivovém motoru je obecně rozvleklejší než v případě čistě vznětového motoru [96]. Pouze málo autorů se zabývá vlivem kompresního poměru na dvoupalivovém motoru. Lze nalézt články na toto téma týkající se čistě vznětového motor [97], [98]. Autoři v [98] prezentují zlepšení z hlediska tvorby sazí a  $\text{NO}_x$ , nicméně autoři ve [97] potvrzují pouze zlepšení v emisích  $\text{NO}_x$  při zvýšení produkce sazí. Okrajově se vlivu kompresního poměru dvoupalivového motoru provozovaného na bioplyn věnuje [23] s očekávanými závěry v podobě poklesu  $\text{NO}_x$  a růstu CO a HC se snižujícím se kompresním poměrem.

Výhodou zemního plynu je jeho vysoká odolnost vůči klepání, což zjednodušuje přestavbu vznětového motoru na dvoupalivový, neboť nemusí být nutně snižován kompresní poměr motoru. Dalším benefitem v porovnání se standardními automobilovými benzíny je posunutí meze zapalitelnosti dále do chudé směsi.

Dvoupalivový koncept spojuje problematiku vznětového a zážehového motoru a stejné je to i z pohledu emisí. Stejně jako u vznětového motoru zůstává důležitá produkce částic. Dominantním zdrojem pevných částic (PM) zůstává pyrolýza těžkých uhlovodíků při difuzním spalování [4], proto je z hlediska snižování těchto emisí účelné minimalizovat dávku zapalovacího paliva [94], [95], [96], [99], [100], [104]. Tento efekt je patrný především při vyšším zatížení [93], [96]. Dvoupalivový provoz pak obecně vede ke snížené tvorbě sazí [4]. Méně prací se pak zabývá dvoupalivovým motorem a množstvím emitovaných částic PN [96], [101], [102]. Ukazuje se, že základní trendy přibližně korelují s měřením PM. Dosahované koncentrace částic se pak pohybují od  $5 \times 10^5$  do  $8 \times 10^7$  [ $\#/\text{cm}^3$ ]. Distribucí částic dle velikosti se zabývají statě [96], [102] a strukturou statě [100].

Tvorba  $\text{NO}_x$  je primárně spojována se spalováním zapalovací dávky vzněcujícího se paliva jako následek vysokých lokálních teplot a delšího dostupného času k proběhnutí oxidace dusíku [4], [103]. Tvorba  $\text{NO}_x$  je také silně ovlivněna časováním pilotního vstřiku, jeho dávkou a vstřikovacím tlakem [103]. Königsson ve stati [83] uvádí, že emise  $\text{NO}_x$  pocházející ze spalování pilotní zapalovací dávky dominují při spalování chudé směsi o hodnotě součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 1.6$  a vyšší. Pod touto hranicí dominuje jako zdroj  $\text{NO}_x$  spalování zemního plynu [83]. Některé zdroje [93], [94], [96] uvádějí snížení emisí  $\text{NO}_x$  ve dvoupalivovém režimu, přičemž se jedná o vznětové motory s přímým vstřikem zapalovací dávky. Méně autorů pak pozorovalo zvýšení emisí  $\text{NO}_x$  [17], zde se však jednalo o zastaralý komůrkový motor s nepřímým vstřikem zapalovacího paliva. Snížit produkci  $\text{NO}_x$  je samozřejmě možné pomocí chlazené recirkulace spalin za doprovodu obvyklých nevýhod tohoto řešení [92]. Výzkumníci z ETH Curych prezentují hybridní jednotku kombinující elektromotor a dvoupalivový vznětový motor uvádějí, že se jim s touto jednotkou daří plnit požadavky normy Euro 6 pro  $\text{NO}_x$  bez použití LNT či SCR. Těchto výsledků dosahují spalováním stechiometrické směsi a použitím třicestného katalyzátoru ve vyšších zatíženích, zatímco v nízkém zatížení používají chudou koncepci [90]. Bohužel jejich práce vůbec neposuzuje produkci částic, ani emise produktů nedokonalého spalování CO a HC, které budou pravděpodobně značně kompenzovat úspěch na poli  $\text{NO}_x$ .

Emise nespálených uhlovodíků, v případě uvažovaného konceptu primárně metanu, jsou totiž Achillovou patou dvoupalivových motorů na zemní plyn, jelikož nespálený metan se obtížně likviduje standardním oxidačním katalyzátorem, resp. potřebuje katalyzátor speciálně určený pro metan [83]. Dalším problémem je nedostatečná teplota výfukových plynů při částečném zatížení a chudé směsi

potlačující potřebné reakce na katalyzátoru. Avšak i při posuzování surových emisí je pozorovatelné značné navýšení emisí nespálených uhlovodíků ve srovnání s čistě vznětovým motorem [93], [94], [96], [99], [100], [104], přičemž tento trend je nejvíce patrný při nízkém zatížení [93], [99], [105]. Tento nárůst je očekávaný vzhledem k tomu, že směs zemního plynu a vzduchu je spalována deflagračně jako v zážehovém motoru, který má v surových spalínách značně vyšší emise uhlovodíků než motor vznětový [24]. Další zvýšení emisí HC pak může zapříčiňovat spalování příliš chudé směsi. Použije-li se pak pro dvoupalivový vznětový motor neupravený spalovací prostor původního vznětového motoru, nastane další zvýšení emisí HC díky obvykle velkému objemu zhášecích štěrbin takového spalovacího prostoru [83], [103], které při spalování původní heterogenní směsi nevadily. I když je směs vzduchu a zemního plynu dobře homogenizována, vyskytují ve spalovacím prostoru gradienty v bohatosti směsi a to díky vstříku zapalovací dávky kapalného paliva. V příliš bohatých sektorech dochází jen k částečné oxidaci a v příliš chudých pak navíc může docházet i ke zhášení plamene [103]. Částečnou pomocí může být předešlý nasávaného vzduchu.

Formování emisí CO je navázáno na obdobné podmínky jako tvorba HC. Část emisí CO vzniká v lokálně bohaté směsi v okolí paprsku zapalovacího paliva, nicméně většina takto vzniklého CO zpravidla dokončí oxidaci na CO<sub>2</sub> během dalšího průběhu spalování. Dominantním zdrojem CO především v nízkých zatíženích je pak prostor blízko stěn válce. Ve vyšších otáčkách je pak další příčinou produkce CO nedostatek času pro úplnou oxidaci [103].

#### 2.4.5.2 Vodík jako sekundární palivo a dvoupalivový motor

Dvoupalivový koncept vodíkového vznětového motoru je v principu podobný s výše diskutovaným konceptem s užitím zemního plynu, proto se tento odstavec zaměří na zvláštnosti, které zapříčiňuje spalování vodíku. Hlavní výhodou vodíku oproti zemnímu plynu především z hlediska legislativy je nulová produkce CO<sub>2</sub>. Má však i další výhody. Oproti uhlovodíkovým palivům jeho směs se vzduchem hoří velice rychle [12], čímž se spalování více blíží izochorickému ideálu [41]. Teplota vznícení je vysoká, nicméně iniciační energie nutná k započetí spalování je naopak velmi nízká a zapálit lze i velmi chudé směsi [12]. Naopak značnou nevýhodou je již zmiňovaná nízká odolnost proti klepání a častý výskyt předzápalů [12]. Lze předpokládat, že zmíněné nevýhody jsou důvodem, proč se většina výzkumů zabývá případy s nízkou úrovní energetické substituce kapalného paliva vodíkem [38] a [39], nepřepřehnanými motory [41], [40], [42], [43], [44], [45], nebo v případě přepřehnaných motorů zkoumají jen nízká zatížení [46]. Dalším rizikem je pak nebezpečí zapálení směsi od horkého bodu ve válci už při sacím zdvihu s následným výslehem plamene do sání, což lze částečně potlačit vícebodovým vefukem a jeho řízeným časováním [47].

Pravděpodobnost výskytu výše uvedených nežádoucích jevů výrazně narůstá pro úroveň energetické substituce vyšší než 50 % [42]. Pomocí může recirkulace spalin [106], jejíž efekt je výraznější než v případě čistě vznětového motoru kvůli vyššímu obsahu vody [38]. Jedná se tak o další optimalizační parametr již tak složitěho systému [106]. Na druhou stranu nízká úroveň energetického podílu kapalného paliva vodíkem vede na nedokonalé spalování s vysokými emisemi nespáleného vodíku a nízkou chemickou účinností (situace obdobná jako v případě zemního plynu). Z tohoto hlediska jsou tak preferované naopak vyšší stupně náhrady a vyšší zatížení [41] a [42]. Protichůdnost požadavků dává vzpomenout na dobře známou problematiku současného snížení emisí NO<sub>x</sub> a PM u čistě vznětového motoru. Vliv na celkovou účinnost motoru se zdá nejednoznačný, neboť někteří autoři uvádějí nárůst účinnosti oproti čistě vznětové variantě [43], [47], zatímco jiní naopak pokles [12]. Zřejmě také bude záležet, v jakém režimu dochází k porovnání. Existují návrhy na použití reformerů

pro výrobu vodíku na palubě vozidla. Ukazuje se však, že stopové množství vodíku přidávaného do spalovacího procesu nemá žádný efekt. Navíc z hlediska energetického a z hlediska emisí  $\text{CO}_2$  ze všech úhlů pohledu je tento koncept také nevýhodný [107].

Naředění vzduchu vodíkem sice může vytvořit vhodné podmínky pro tvorbu sazí po vstřiku kapalného paliva, tj. zóny s bohatou směsí kapalného paliva v rozmezí teplot 1000–2800 K [24], [104], nicméně následný průběh spalování vede ke spálení velké části takto vzniklých sazí a tím i k redukci celkové produkce pevných částic PM [42],[106], [108]. Během vysokých zatížení a při malých přebytečných vzduchu pak může převážit vliv naředění vzduchu vodíkem a tím nižší koncentraci kyslíku ve směsi, což může vest až na mírně zvýšené emise PM [40], [104]. Co se týká počtu emitovaných částic PN, tak lze dle [108] očekávat pokles v řádu desítek procent.

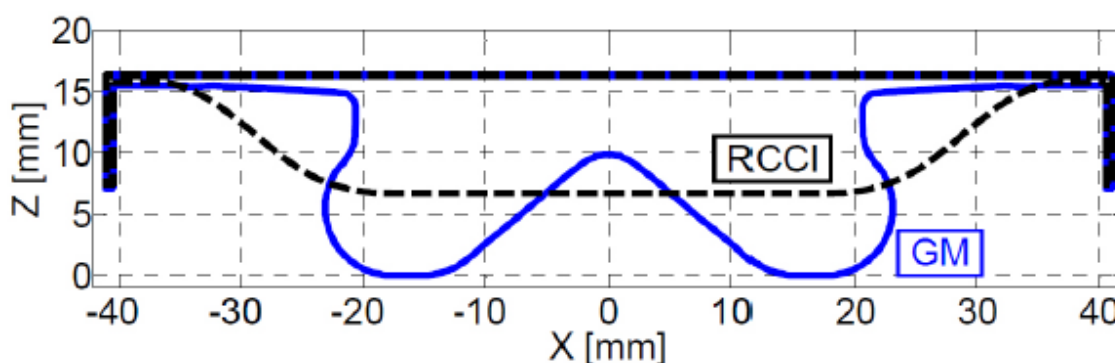
Bohužel ani použití vodíku ve vznětovém motoru neřeší problém surových emisí  $\text{NO}_x$  a tyto nadále zůstávají výrazným hendikepem stejně jako u čistě vznětového motoru, což vede ke zkoumání pokročilých nízkoteplotních konceptů spalování [106].

Většina předchozích studií je provedena na motorech s mechanickým vstřikovacím systémem [41], [43], [44], [45] který nedává zdaleka takový prostor pro optimalizaci jako systém common rail [40] a [42], který je tak vhodným nástrojem pro další výzkum tohoto konceptu spalování.

#### 2.4.6 Snižování emisí $\text{CO}_2$ opatřením na motoru – dvoupalivový vznětový motor

Vzhledem k tomu, že tento koncept určitým způsobem kombinuje vznětový a zážehový motor, lze na něj obecně aplikovat mnohé z výše uvedených možnosti zvýšení účinnosti pro jednotlivé koncepty. Nicméně se ukazuje, že neuralgickým bodem dvoupalivových motorů jsou produkty nedokonalého spalování a tedy chemická účinnost a to především v nižších zatíženích.

Jelikož většina dvoupalivových motorů vzniká přestavbou ze vznětové varianty, je důležité v první řadě omezení celkového objemu štěrbin ve spalovacím prostoru, kde dochází ke zhášení plamene, a v druhé řadě upravit spalovací prostor tak, aby vyhovoval jak vznětovému režimu spalování, tak dvoupalivovému. Celkem očekávaně se pak jako vhodné jeví různé parafráze na miskový spalovací prostor. Obrázek 2-19 ukazuje spalovací prostor pro spalovací koncept RCCI [109]. Přínosem může být alespoň otevřenější varianta omega prostoru [110], [111], [112].



Obrázek 2-19 Optimalizace spalovacího prostoru dvoupalivového vznětového motoru pro koncept spalování RCCI [109], je zde dobře patrné také omezení možného zhášecího prostoru v oblasti nad pístem

Další možností, jak zvýšit účinnost dvoupalivového motoru je použití konceptu reaktivitou paliva kontrolovaného vznětu nazývaného v mezinárodní literatuře jako “Reactivity Controlled Compression Ignition“, zkratkou RCCI. Tento koncept navazuje na spalování typu PCCI zmiňované v kapitole o vznětových motorech. V podstatě jde o to, že uvedením méně reaktivního paliva do sání a tím do válce je ovlivněna jednak reaktivita vysoko reaktivního paliva vstřikovaného při kompresi a jednak ve válci vznikají gradienty koncentrace paliva. Ty pak mají za následek snížení rychlosti nárůstu tlaku a tím zjemnění chodu motoru v porovnání například s HCCI [109]. Z hlediska emisí tento koncept vede ke snížení emisí  $\text{NO}_x$  v porovnání se vznětovým i dvoupalivovým vznětovým motorem a také ke snížení emisí produktů nedokonalého spalování v případě dvoupalivového vznětového motoru [83], [4], [16]. Tento koncept tak přináší další stupeň volnosti pro optimalizaci spalování ve dvoupalivovém vznětovém motoru.



### 3 Cíle disertační práce

Hlavním cílem je prozkoumat potenciál vznětového dvoupalivového motoru ve vztahu ke snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech s ohledem na požadavky současné a budoucí evropské legislativy a zároveň neztrácet ze zřetele reálný celkový dopad na globální oteplování, tedy takzvané „Well to Wheel“ emise CO<sub>2</sub>. Současně je třeba posuzovat i úroveň jinak škodlivých složek výfukových plynů sledovaných legislativou. Na základě provedené rešerše současného stavu se jeví jako vhodný průzkum použití alternativních paliv s nižším obsahem uhlíku vedoucí na snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech, přičemž je žádoucí, aby tato paliva mohla být zároveň produkována s velkou mírou obnovitelnosti a tím splnila i požadavek na reálný pokles produkce CO<sub>2</sub> z osobní dopravy. Na podkladu této úvahy byly vytyčeny následující dílčí cíle.

- Zhodnocení potenciálu náhrady motorové nafty hydrogenovaným rostlinným olejem (HVO) ve vznětovém motoru
- Zhodnocení možností dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn
- Zhodnocení možností dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík
- Zhodnocení potenciálu náhrady motorové nafty HVO za účelem zlepšení parametrů dvoupalivového vznětového motoru
- Určení potenciálu vhodných koncepcí ke snížení produkce výfukových emisí CO<sub>2</sub> v reálném nasazení ve vozidle pomocí simulačních nástrojů.

## 4 Postupy a metody použité pro zpracování disertační práce

Cíle stanovené v předchozí kapitole budou naplňovány prostřednictvím experimentů, ze kterých budou jednak vyvozeny některé závěry a jednak v další fázi poslouží jako podklady pro simulační část práce, která má za úkol lépe kvantifikovat potenciál identifikovaný v předchozích experimentech. Práce si tak neklade za cíl navrhnout zcela optimalizované nové řešení, nýbrž poukázat na výši potenciálu zvolených alternativních konceptů ve vztahu k současnému standardu. Obecný popis zvolených postupů a nástrojů přináší následující řádky. Detaily a odlišnosti pak budou uvedeny a diskutovány v kapitolách zabývajících se jednotlivými experimenty či simulacemi.

### 4.1 Postupy experimentální části

Podrobný popis měřicího stanoviště a jeho vývoje, použitých zařízení a postupů je popsán v příslušně označené příloze (10.2 Popis a vývoj stanoviště výzkumného jednoválce).

#### 4.1.1 Stanoviště výzkumného jednoválce

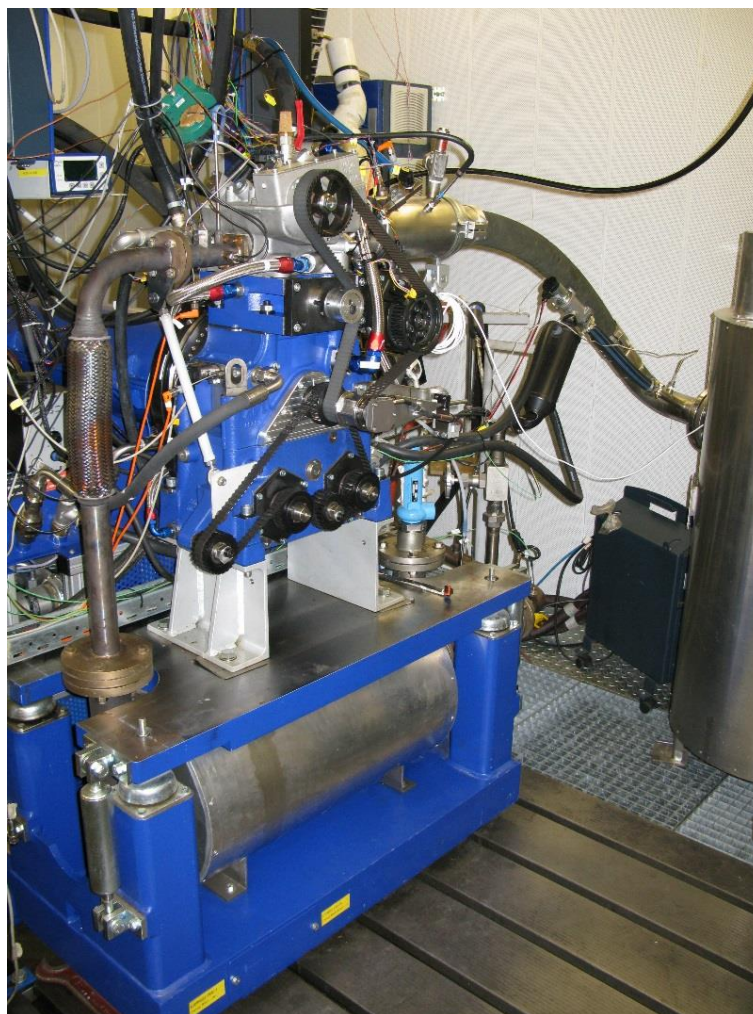
Jako zdroj experimentálních dat byl zvolen výzkumný vznětový jednoválec AVL Typ 5402.088 instalovaný v sestavě „AVL Compact Single Cylinder Test Bed“ na Stanovišti 2 v laboratoři CVUM v Roztokách. Tato sestava obsahovala dynamometr se základním řízením, samotný experimentální motor, externí jednotku přepřívání a udržování teploty nasávaného vzduchu a nezávislé jednotky na řízení teploty a tlaku chladicí kapaliny a motorového oleje. Konfigurace stanoviště umožňuje měření stacionárních režimů, je nevhodná pro režimy přechodové. Níže uvedené úpravy na motoru a stanovišti byly provedeny za výrazného přispění autora.



Obrázek 4-1 Pohled na řídicí pult Stanoviště 2 v průběhu měření

Řídicí systém testovacího stanoviště a sběr dat pomalu proměnných a průměrovaných veličin je postaven na platformách od National Instruments a je průběžně přizpůsobován aktuálním potřebám výzkumných aktivit. Pro sběr rychle proměnných veličin, jako je například tlak ve válci a tlaky v periferiích motoru pro účely třítlakové analýzy je používána sestava AVL Indicom s příslušenstvím. Měřicí stanoviště bylo postupně doplněno o infrastrukturu umožňující provoz na zemní plyn, vodík a případně jiná zvolená paliva. Dodatečně dobudovaná směšovací stanice plyných paliv pak umožňuje z tlakových lahví namíchat téměř libovolné palivo. Průtok všech paliv je měřen a zaznamenáván.

Samotný motor velikostí válcové jednotky odpovídá běžnému osobnímu automobilu. Je vybaven vstřikováním typu common rail a otevřenou řídicí jednotkou Ricardo rCube2 [113]. Algoritmy ŘJ byly vyvinuty v rámci CVUM za značného přispění autora. Zpočátku byla používána originální ŘJ AVL RPEMS CR. Motor byl postupně doplněn o elektronicky řízenou a chlazenou recirkulaci spalin, elektronicky řízený systém vefukování plyného paliva ať už z vysokotlakého rozvodu plynu nebo ze zmíněné směšovací stanice pro účely dvoupalivového provozu. Vefuk plyného paliva je realizován pouze do jednoho z celkově tří sacích portů motoru. Dvoupalivový provoz si také vyžádal úpravy kvůli chlazení vstřikovače, kde bylo pro svou jednoduchost zvoleno řešení navrhované v [84] a zmiňované v rešerši. Podrobné parametry a omezení motoru jsou v příloze 10.2 Popis a vývoj stanoviště výzkumného jednoválce.



Obrázek 4-2 Experimentální vznětový jednoválec

K měření koncentrací plynných složek ve spalínách (CO, CO<sub>2</sub>, HC, CH<sub>4</sub>, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub>) byla použita měřicí sestava AVL AMA i60, pro gravimetrické měření pevných částic (PM) byl použit přístroj AVL 472 a k měření počtu částic (PN) přístroj AVL 489 či alternativně Testo Nanomet3. Emise nespáleného vodíku byly měřeny vodíkovým spektrometrem. K případnému měření kouřivosti byly užívány opacimetr a kouřoměr AVL.

#### **4.1.2 Zpracování experimentálních dat**

Naměřená data jak rychle, tak pomalu proměnných veličin, byla synchronizována a zpracovávána nástrojem vyvinutým v prostředí Matlab Ing. Jiřím Vávrou Ph.D., který byl při zpracování dat více než nápomocný a nástroj průběžně vyvíjel tak, jak si experimenty vyžadovaly. Jelikož měření probíhají na jednoválci, jehož mechanické ztráty neodpovídají případnému reálnému vozidlovému motoru, posuzují se naměřené veličiny ve vztahu k indikovanému tlaku, tedy bez uvažování pasivních odporů.

#### **4.1.3 Metodiky experimentů**

V průběhu měření má obsluha stanoviště v reálném čase k dispozici průběh tlaku ve válci a vybrané veličiny odvozené z tohoto průběhu, jako například maximální spalovací tlak  $P_{max}$  a úhlovou polohu maxima tlaku, polohu padesátiprocentního bodu spalování CA50, střední indikovaný tlak a jeho variabilitu, tvrdost chodu, rychlost vývinu tepla atd. Dále jsou sledovány teploty a tlaky v periferiích motoru a koncentrace jednotlivých složek ve výfukových plynech. Na podkladě těchto dat pak obsluha nastavuje řídicí prvky motoru a stanoviště za účelem splnění zadání měření. Měření probíhala v ustálených režimech. Většina experimentů se zabývá vlivem náhrady jednoho paliva druhým, při čemž v práci se používají dva přístupy. V prvním případě nastavení řídicí jednotky zůstává stejné a pozoruje se vliv změny paliva na parametry spalování a emise. Tento postup lze použít, když mají paliva relativně podobné vlastnosti, většinou se jedná o záměnu kapalného paliva. V druhém případě se přizpůsobuje nastavení řídicí jednotky tak, aby byly dosaženy podobné parametry spalování, především poloha padesátiprocentního vývinu tepla (CA50). To je postup v podstatě nutný pro experimenty s dvoupalivovým konceptem kombinujícím spalování tvořící se a připravené směsi.

## **4.2 Postupy simulační části**

Na základě experimentálních dat budou sestaveny stacionární charakteristiky fiktivních plně rozměrových motorů používající vybrané koncepty. Tyto charakteristiky se následně použijí pro simulaci jízdy vozidla v prostředí GT-Suite. Výsledkem simulace bude hodnota emisí CO<sub>2</sub> v g/km pro jednotlivé koncepty podobně, jako se uvádí u osobních vozů a lehkých užitkových vozidel. Jako referenční výsledky pro porovnání alternativních konceptů budou uvažovány výsledky dosažené s čistě vznětovým konceptem pohonu.

## 5 Získaná experimentální data a jejich zpracování

### 5.1 Průzkum potenciálu náhrady motorové nafty HVO

Podrobnosti k metodice testu jsou uvedeny v příloze „10.3 Metodika testu vlivu HVO na parametry vznětového motoru“. Paliva použité k experimentu jsou motorová nafta dle ČSN EN 590 bez biosložek, směs 70 % motorové nafty a 30 % HVO a čisté HVO. Použitý test je parafrází na třináctibodový normalizovaný test WHSC, tedy test, který vybírá třináct reprezentativních režimů daného motoru dle jeho vnější charakteristiky. Celkový výsledek testu je v podstatě vážený průměr jednotlivých režimů pro jednotlivé škodliviny. Váhy pro jednotlivé režimy jsou v testu WHSC voleny vhodně dle frekvence jejich využití v běžném provozu [115], [116]. Na rozdíl od testu WHSC dle normy [115], [116] jsou výsledky vztaženy k indikovanému výkonu a to z důvodů uvedených jednak v příloze 10.3 a jednak v kapitole 4.1.2. Experimentální výzkumný jednoválec měl při tomto měření nastavený kompresní poměr 16:1. Jednotlivé režimy motoru byly definovány stejným nastavením fiktivního pedálu akcelérátoru a tedy totožným nastavením doby a časování vstříků.

Problematika vlivu HVO byla autorem průběžně zpracovávána v publikacích a ostatních výsledcích [117], [118], [119], [120], [121] a [122].

#### 5.1.1 Diskuze vlivu HVO z naměřených dat

Z každého testu byly pro danou veličinu vyhodnocovány jednak jednotlivé měřené body a jednak vážený průměr ze všech třinácti bodů za test a takto výsledky prezentují i použité grafy. Jako reference je zde uvažovaná motorová nafta dle ČSN EN 590 a proto jsou výsledky celého testu uváděny také v podobě relativní změny vůči tomuto palivu. Výsledky pak v grafech nesou označení „MN“ pro výchozí naftu, „HVO30“ pro směs 70 % výchozí nafty a 30 % HVO a „HVO100“ pro čisté HVO.

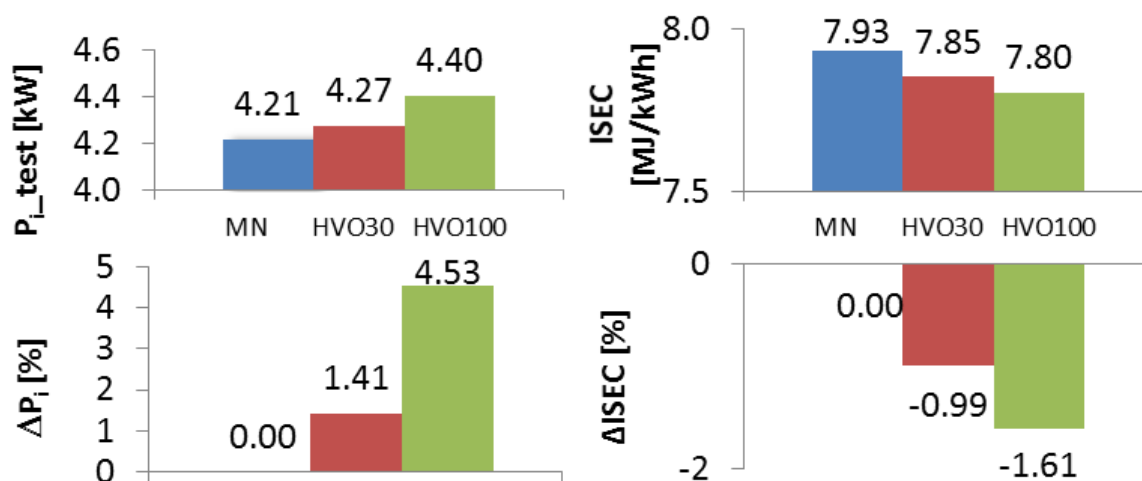
##### 5.1.1.1 Indikovaný výkon ( $P_i$ ) a indikovaná specifická spotřeba energie (ISEC)

Indikovaný výkon ( $P_i$ ) a indikovanou specifickou spotřebu energie (ISEC) za celý test uvádí Obrázek 5-1. Průměrný  $P_i$  za test roste proporcionálně se vzrůstající koncentrací HVO v motorové naftě. Nárůst pro HVO30 o výši 1.41 % je sice téměř zanedbatelný, nicméně 4.53 % zjištěných pro HVO100 lze již považovat za zcela průkazný. To lze interpretovat tak, že HVO vede při stejných vstřikovacích časech a tlacích k vyššímu  $P_i$ . Vliv na ISEC je na hranici prokazatelnosti, nicméně pokles pozorovaný s nárůstem koncentrace HVO vypadá konzistentně, což ostatně odpovídá zjištěním v [67] a [72].

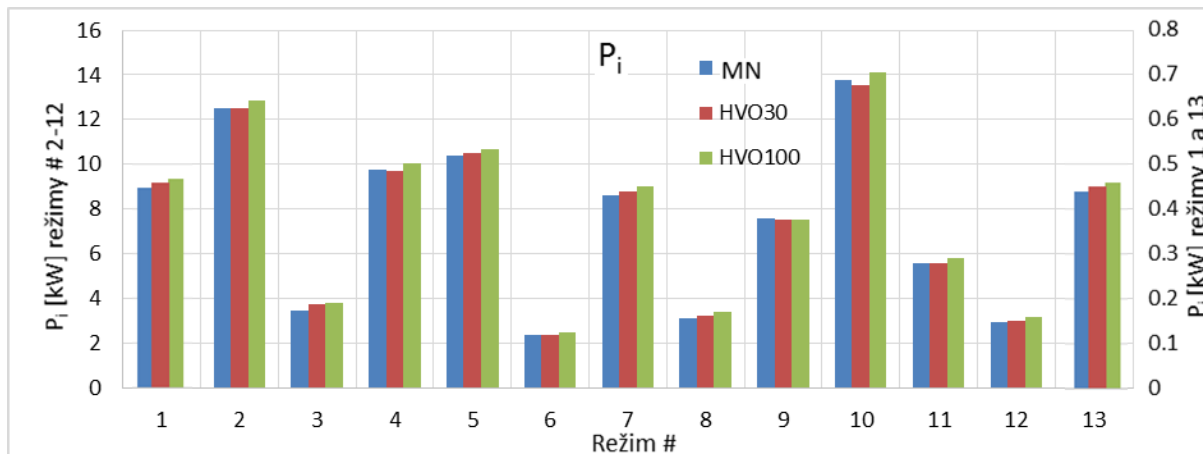
Indikovaný výkon pro jednotlivé režimy zobrazuje Obrázek 5-2. Levá osa odpovídá režimům 2–12 a pravá osa režimům 1 a 13. Při provozu na HVO100 byl při zachování identických vstřikovacích časů jako při měření motorové nafty pozorován nárůst  $P_i$  ve všech pracovních módech s výjimkou režimu 9, kde došlo k zanedbatelnému poklesu (cca 0.7 %). K nejvýraznějšímu nárůstu  $P_i$  došlo v režimech 8, 3 a 12, tedy režimech nižšího zatížení. Nižší relativní nárůst při použití HVO100 pak byl identifikován v režimech 2, 4 a 10. Režimy 2, 4, 9 a 10 reprezentují střední nebo vyšší zatížení motoru. Vliv HVO 100 lze tedy interpretovat tak, že vede při stejných vstřikovacích časech a tlacích k vyššímu  $P_i$  a to především v nižším zatížení. Použití palivové směsi HVO30 ukazuje trochu nejednoznačné trendy, přičemž výše vlivu se ve většině režimů jeví jako zanedbatelná. Jediné znatelné zhoršení bylo pozorováno v režimu 10, zatímco zhoršení pozorovatelná v režimech 9, 4, a 2 dosahují zanedbatelné až neprokazatelné výše. Nárůst  $P_i$  je naopak pozorovatelný v režimech 1 a 13 (cca 2.8 %), 3, 8, 12. Z toho lze vyvodit velmi podobné zobecňující závěry jako v případě HVO100, tedy že HVO30

za daných podmínek testu zvyšuje  $P_i$  v režimech nízkého zatížení, zatímco ve vyšším zatížení je vliv většinou méně výrazný, zanedbatelný a výjimečně i mírně negativní.

Indikovanou specifickou spotřebu energie pro jednotlivé režimy zobrazuje Obrázek 5-3. Výsledky jsou dány vlivem HVO na proces vstřikování a tím i spotřebu paliva, neboť režimy motoru byly definovány stejným nastavením fiktivního pedálu akcelérátoru a tedy totožným nastavením doby a časování vstřiků. Hodnota ISEC je dále ovlivněna výhřevností daného paliva a dosaženým indikovaným výkonem. Při tomto nastavení experimentu použití paliva obsahujícího HVO obecně vede ke snížení ISEC v nižších zatíženích, zatímco v vyšších je zatíženích je efekt nejednoznačný.

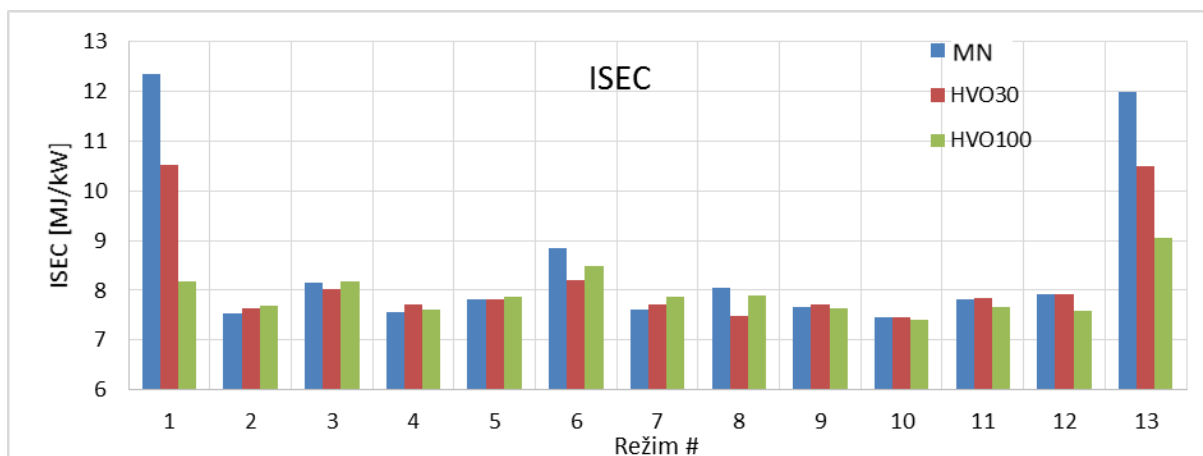


Obrázek 5-1 Indikovaný výkon ( $P_i$ ) a indikovaná spotřeba energie (ISEC) – průměr za test



Obrázek 5-2 Indikovaný výkon ( $P_i$ ) v jednotlivých bodech testu



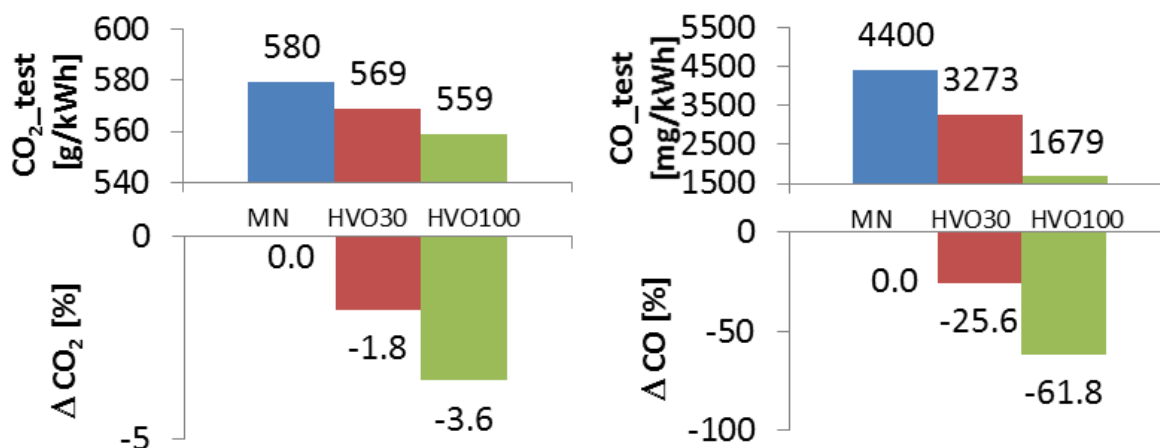


Obrázek 5-3 Indikovaná spotřeba energie (ISEC) v jednotlivých bodech test

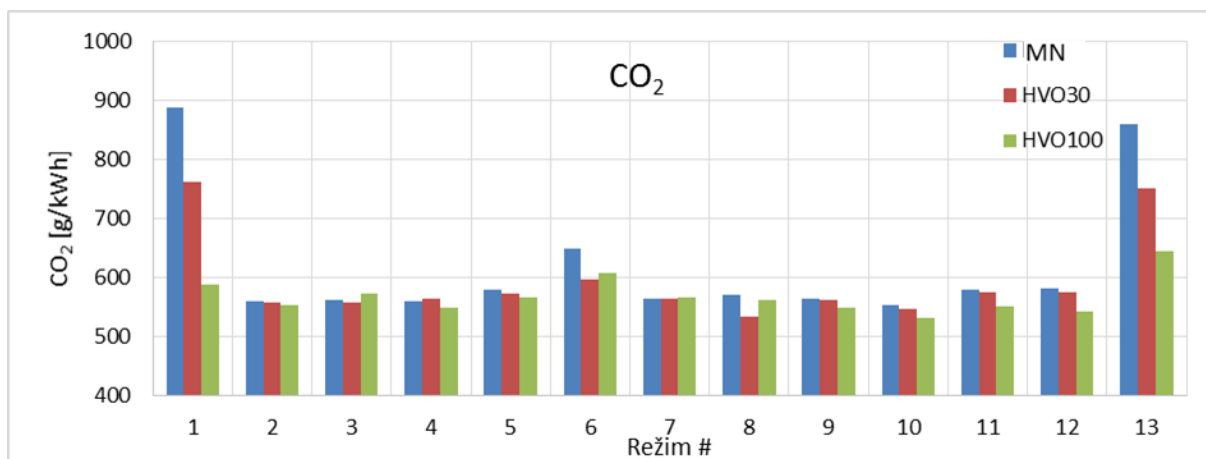
### 5.1.1.2 Emise CO<sub>2</sub>

Zvyšování koncentrace HVO v palivu má za následek pokles emisí CO<sub>2</sub>, viz Obrázek 5-4. Pro čisté HVO dosahuje redukce emisí CO<sub>2</sub> výše 3.6 %. Svůj podíl na tom nese jednak vyšší poměr vodíku k uhlíku v molekule HVO ve srovnání se motorovou naftou [69], [72], [78], [123] a jednak vyšší výhřevnost a vyšší dosažený P<sub>i</sub> diskutovaný výše.

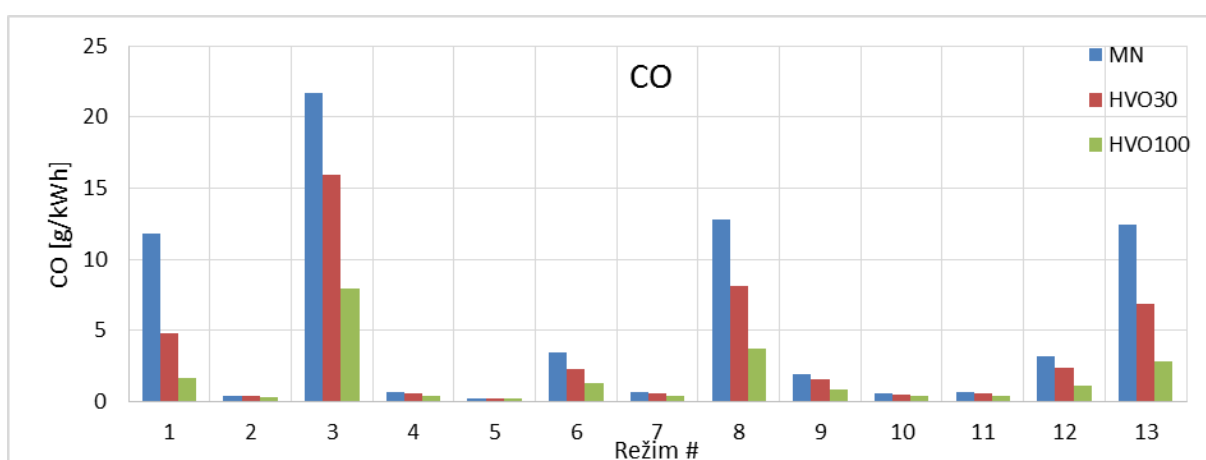
Zaměří-li se pozornost na Obrázek 5-5, reprezentující výsledky v jednotlivých bodech, je patrné, že ve většině režimů úroveň emisí CO<sub>2</sub> klesá se zvyšováním koncentrace HVO v motorové naftě. Výjimkou je režim 3. Zde dochází ke snížení na HVO30, zatímco na HVO100 se emise zvyšují. Jelikož je efekt směsí HVO v tomto případě nekonzistentní, je vhodné tomuto režimu přikládat menší váhu při zobecňujících úvahách. Další výjimkou je režim 7, kde je efekt HVO neznatelný. V tomto režimu může být důvodem nárůst ISEC při použití HVO a tím vyšší spotřeba paliva.



Obrázek 5-4 Specifické emise CO<sub>2</sub> a CO – průměr za test



Obrázek 5-5 Specifické emise CO<sub>2</sub> v jednotlivých bodech testu

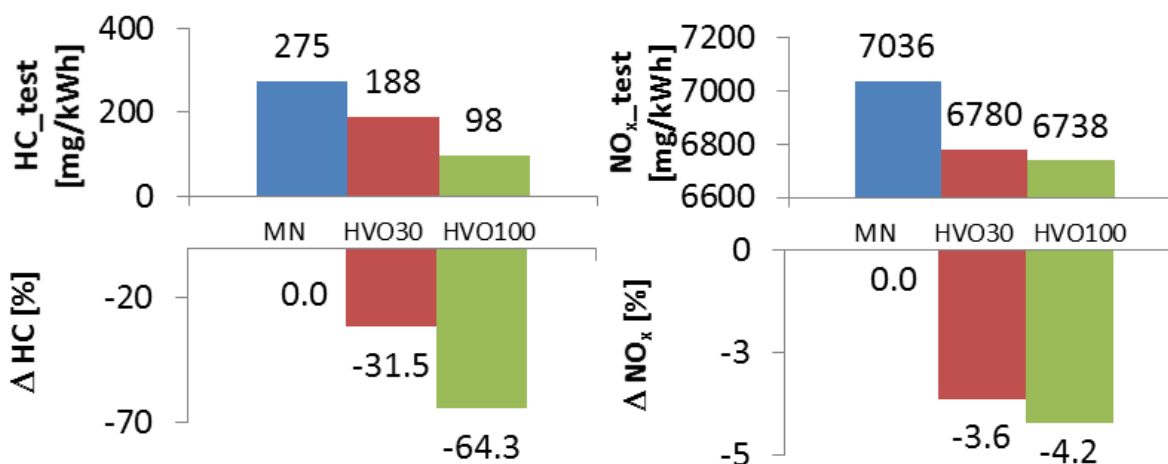


Obrázek 5-6 Specifické emise CO v jednotlivých bodech testu

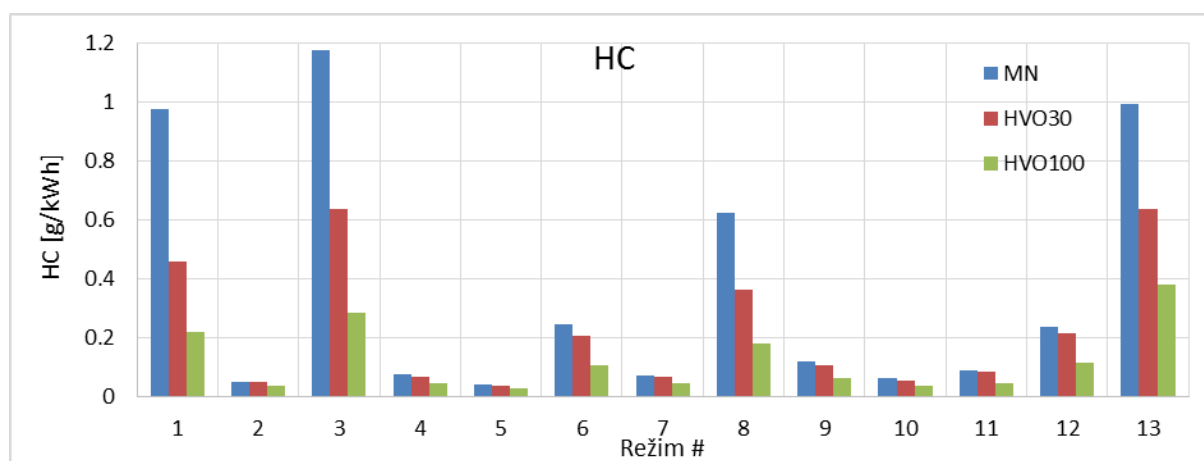
### 5.1.1.3 Emise CO a HC

Obrázek 5-5 ukazuje signifikantní pokles emisí CO při použití paliva s obsahem HVO. Redukce při aplikaci HVO100 dosahuje v porovnání s referenční naftou 61.8 %. Téměř identický vliv byl zjištěn i pro emise uhlovodíků (HC) ve výfukových plynech, jak ukazuje Obrázek 5-7. Zde se tedy s vysokou intenzitou potvrzují předpoklady zjištěné v rešeršní části práce. Totiž to, že nižší destilační křivka HVO, která umožňuje rychlejší odpařování paliva a jeho intenzivnější mísení se vzduchem, a vyšší cetanové číslo HVO zlepšují reaktivitu paliva a tím také snižují emise produktů nedokonalého spalování. Obrázek 5-6 a Obrázek 5-8 ukazují výsledky v souladu s předchozím tvrzením a navíc také potvrzují předpoklad, že HVO má nejvýraznější vliv v režimech nízkého zatížení [69], [72].





Obrázek 5-7 Specifické emise uhlovodíků (HC) v C1 a NO<sub>x</sub> – průměr za test

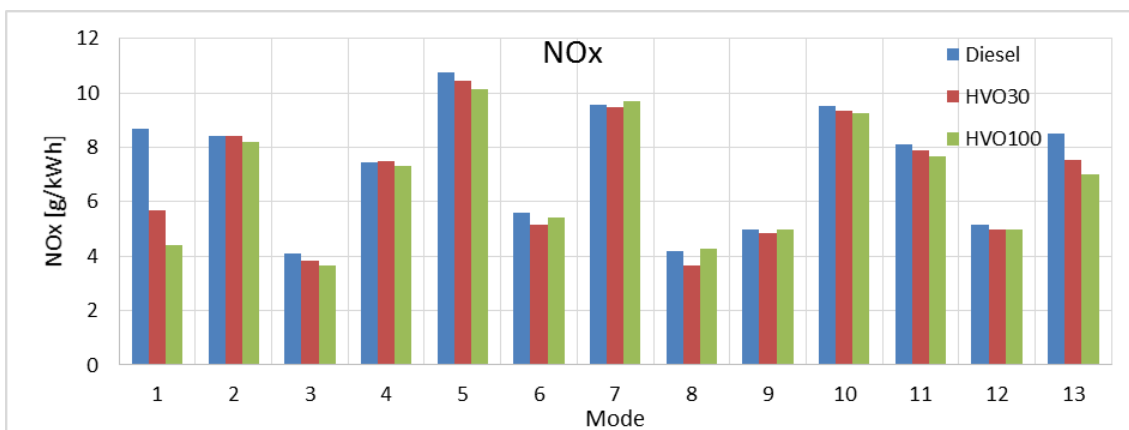


Obrázek 5-8 Specifické emise uhlovodíků (HC) v C1 v jednotlivých bodech testu

#### 5.1.1.4 Emise NO<sub>x</sub>

Obrázek 5-7 ve své pravé části ukazuje pokles emisí NO<sub>x</sub> v řádech jednotek procent při použití paliva HVO a jeho směsí, což je v souladu se zjištěním autorů v [67] a [68]. Při pohledu na Obrázek 5-9 je patrné, že k prokazatelnému poklesu NO<sub>x</sub> došlo v módech odpovídajících nižšímu či střednímu zatížení. Tento závěr lze však obtížně generalizovat, protože konzistentní pokles byl pozorován také v režimu 10, který odpovídá maximálnímu zatížení.

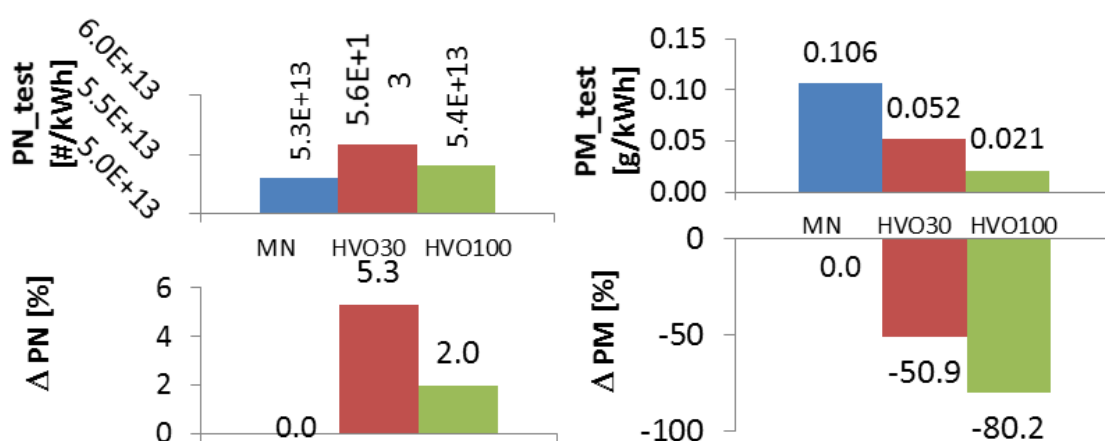
Ukazuje se, že výsledky jsou silně ovlivněny interakcí mezi pilotním vstřikem a spaliny pocházejícími z pilotního vstřiku a hlavním vstřikem samotným. Pokud například bude hoření hlavního vstřiku málo navázané na spalování pilotního vstřiku, tak při použití HVO s vyšším cetanovým číslem může docházet k ještě menšímu navázání, případně až oddělenému spalování obou vstřiků. Ukazuje se tedy, že optimální rozstup mezi hlavním a pilotním vstřikem může být pro HVO a MN rozdílné, což potvrzují autoři v [75], [76]. Toto tvrzení je třeba mít na paměti při posuzování všech energetických i emisních parametrů. Nicméně v experimentu, tak jak byl postaven, je vliv HVO z hlediska NO<sub>x</sub> mírně pozitivní.



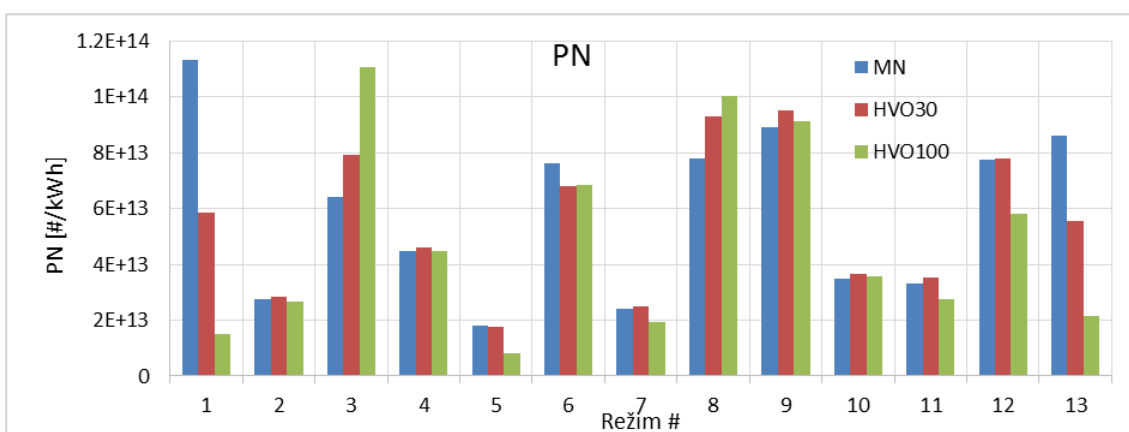
Obrázek 5-9 Specifické emise NO<sub>x</sub> v jednotlivých bodech testu

### 5.1.1.5 Emise PN, PM, opacita and kouřivost

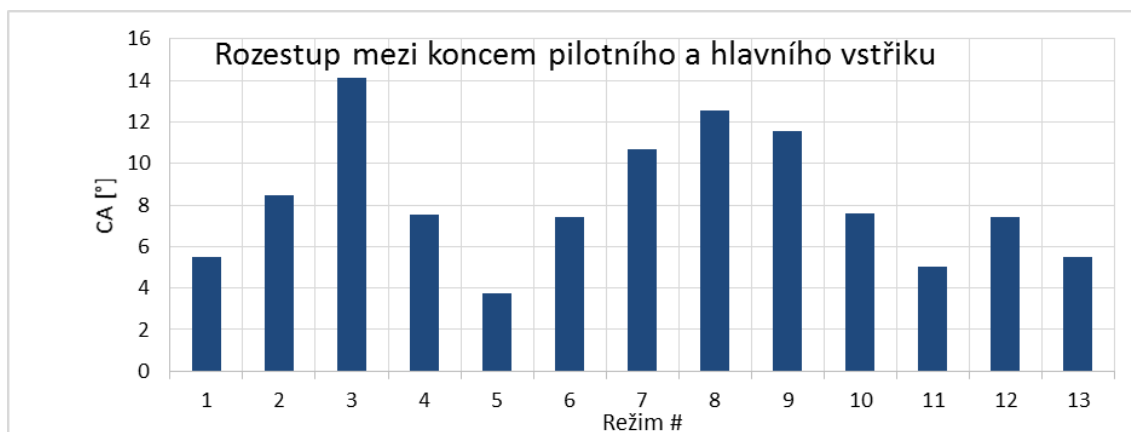
Gravimetricky indikovaná míra emisí pevných částic (PM) za test prezentuje ve své pravé části Obrázek 5-10. Je zde patrný výrazný pokles ve výši 80 % při použití paliva HVO100 v porovnání s motorovou naftou. Palivo HVO30 ukazuje, že už 30 % HVO přidaného do motorové nafty může snížit hmotnost emitovaných částic o 50 %. Lze tedy říci, že HVO má velmi pozitivní efekt na hmotnost emitovaných částic.



Obrázek 5-10 Specifická emise počtu částic (PN) a specifická hmotnost pevných částic (PM) – průměr za test



Obrázek 5-11 Specifické emise počtu částic (PN) v jednotlivých bodech testu



Obrázek 5-12 Rozestup mezi koncem pilotního a začátkem hlavního vstřiku paliva ve stupních klikového hřídele

Výsledné emise počtu částic zobrazuje Obrázek 5-10 ve své levé části. Je patrné, že dochází k mírnému zvýšení PN a to v řádu procent, přičemž HVO100 vede na nárůst PN o 2 %, zatímco HVO30 dokonce o 5.3 %. Tento výsledek může působit trochu nekonzistentně, nicméně částečné vysvětlení přinese analýza vlivu HVO v jednotlivých měřených bodech, jejímž grafickým podkladem je Obrázek 5-11.

Je zřejmé, že režimy 1 a 13 ukazují největší snížení PN vlivem použití HVO. Tento režim je charakterizován nejnižším  $P_i$  a tím i nejnižšími spalovacími teplotami. Proto zde dominuje vliv lepší odpažitelnosti a vyššího cetanového čísla HVO v porovnání s motorovou naftou s pozitivním dopadem na PN. Nicméně zde z naměřených dat na rozdíl od HC a CO nevyplývá žádná jednoznačná vazba na zatížení motoru. Moderní vstřikovací systém common rail totiž poskytuje značné množství stupňů volnosti při volbě strategie řízení motoru, čímž se problematika spalování ve vznětovém motoru stává ještě více komplexní. Ukazuje se, že právě vliv HVO na emise PN je v daném režimu silně determinován nastavením vstřikovací strategie a nejvýrazněji pak rozestupem mezi pilotním a hlavním vstřikem. Tento rozestup je z hlediska ŘJ nejlépe definován jako úhel měřený na klikovém hřídeli, který vyjadřuje rozestup mezi koncem pilotního a počátkem hlavního vstřiku. Tento rozestup pro jednotlivé body prezentuje Obrázek 5-12.

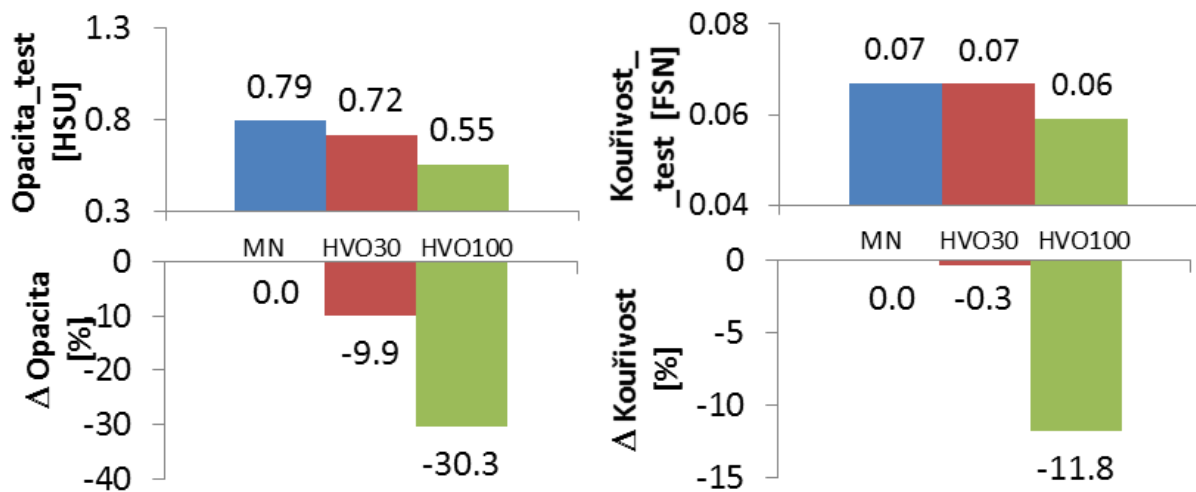
Konfrontuje-li se Obrázek 5-12 a Obrázek 5-11, ukáže se, že režimy 3, 8 a 9, které mají největší rozestup mezi pilotním a hlavním vstřikem, jsou také režimy, kde dochází k nejvýraznějšímu zvýšení počtu částic PN. Naproti tomu v režimu 5, který se vyznačuje nejnižším rozestupem mezi vstřiky, dochází k evidentnímu poklesu PN na HVO100 a k nepatrnému poklesu na HVO30. Rovněž v případě režimu 6 dochází ke snížení emisí PN vlivem zvyšování podílu HVO v naftě. Pozitivní vliv HVO100 lze pozorovat i v dalších bodech vyznačujících se z hlediska daného experimentu středním rozestupem mezi vstřiky. Jedná se o režimy označené čísly 11 a 12. U ostatních režimů se středním rozestupem mezi vstřiky je vliv HVO na emise PN nejednoznačný nebo zanedbatelný.

Ukazuje se tak, že v režimech s vyšším rozestupem pilotního a hlavního vstřiku dochází vlivem vyššího cetanového čísla HVO k příliš rychlému spalování pilotní dávky paliva, na kterou pak hlavní dávka nenavazuje (či navazuje špatně), čímž se ztrácí výhody pilotního vstřiku a obě dávky hoří téměř odděleně. Díky pomalejšímu počátku spalování hlavní dávky je palivo z této dávky déle zahříváno, což může vyústit ve zvýšené emise počtu částic. V případě gravimetrického měření pevných částic však převládne pozitivní efekt nižšího obsahu těžkých uhlovodíků a nulový obsah aromátů v HVO. Bohužel

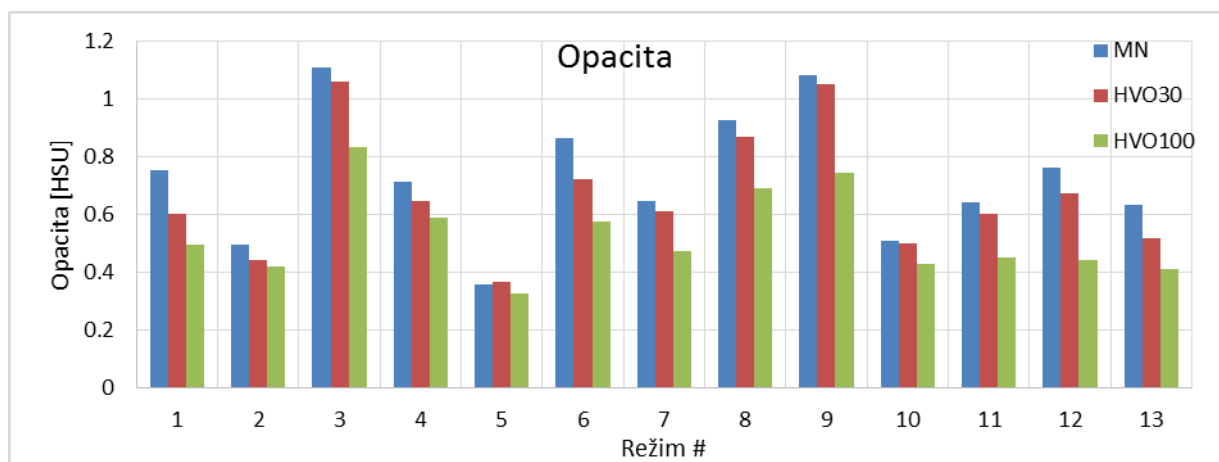
emise PM byly měřeny pouze jako suma za celý test, takže vliv HVO v tomto případě nelze tak detailně analyzovat.

Co se týká opacit, je zde patrný pozitivní vliv použití paliv HVO30 a HVO100 a to jak v průměru za celý test, tak v jednotlivých režimech s jedinou výjimkou v režimu 5 na palivo HVO30 (Obrázek 5-13 vlevo a Obrázek 5-14). Opacita sice není hodnota posuzovaná při homologaci vozidla, ale zajímavá je tím, že se jedná o veličinu posuzovanou při kontrole vozidla na stanicích technické kontroly.

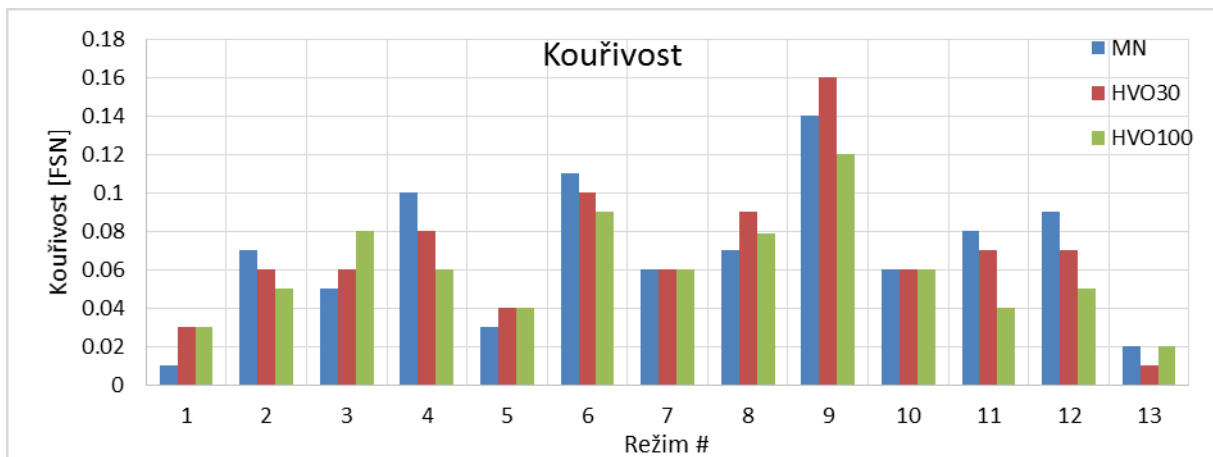
Co se týká kouřivosti, je zde patrný pokles střední hodnoty za test pro HVO100, pro HVO30 je pokles zcela nepatrný (Obrázek 5-13 vpravo). Při posuzování kouřivosti v jednotlivých režimech nebyla nalezena žádná podobnost s trendy v opacitě nebo počtu částic, ba co víc, nebyl nalezen žádný faktor zodpovídající za změny v kouřivosti. Nesourodost výsledků tak bude ponejvíce způsobena tím, že měřené hodnoty kouřivosti byly na hranici rozlišitelnosti přístroje.



Obrázek 5-13 Opacita (HSU) a kouřivost (FSN) průměr za test



Obrázek 5-14 Opacita (HSU) v jednotlivých bodech testu



Obrázek 5-15 Kouřivost (FSN) v jednotlivých bodech test

### 5.1.2 Souhrn získaných poznatků o vlivu HVO – vznětový motor

Vliv HVO na parametry vznětového motoru byl zjišťován prostřednictvím testování čistého HVO a směsi 30 % HVO a 70 % motorové nafty a motorové nafty bez biosložek jako referenčního paliva. Zvolený test byl parafrází na test WHSC, tedy emisní test skládající se z 13 stacionárních režimů. Na podkladu tohoto testu byly zjištěny následující závěry.

- Podíl HVO v motorové naftě vede ke zvýšení indikovaného výkonu motoru, při zachování doby a časování vstříků. Vliv je nejvýraznější v nižších zatíženích. Nicméně i v bodech odpovídajících vnější charakteristice je na čisté HVO dosahováno  $P_i$  vyššího přibližně o 2.6 %.
- Vliv HVO na specifickou spotřebu energie a tedy i účinnost motoru je rovněž mírně pozitivní
- Podíl HVO v motorové naftě vede ke snížení emisí  $CO_2$  ve výfukových plynech. Maximální snížení bylo dosaženo na čisté HVO dosahovalo hodnoty 3.56 %.
- Výrazně pozitivní vliv má HVO na emise CO a HC, kdy čisté HVO má za následek redukcí těchto emisí o více než 60 %
- HVO má buď neznatelný, nebo mírně pozitivní vliv na emise  $NO_x$  (jednotky procent)
- Byla zjištěna výrazná redukce hmotnosti emitovaných částic PM a to až ve výši 80 % v případě čistého HVO.
- Vliv HVO na množství emitovaných částic PN je nejednoznačný a je značně závislý na rozestupu mezi jednotlivými vstříky paliva.

Ukazuje se tedy, že HVO prakticky nemá negativních efektů. Díky výraznému snížení emisí PM a mírnému snížení  $NO_x$  umožňuje lepší řešení kompromisu mezi PM- $NO_x$  při kalibraci motoru. Pokud bude řídicí jednotka optimalizována pro čisté HVO, pak lze na toto palivo předpokládat i snížení emisí PN. HVO tedy nepřináší z hlediska emisí škodlivých látek žádné překážky, ba spíše naopak. Zjištěný potenciál k redukcí  $CO_2$  dosahuje hodnoty cca 3.5 %. Snížení to sice není zásadní, ale v době, kdy se hledají i méně než jednotky gramů  $CO_2/km$ , se jedná číslo, které si stále zaslouží pozornost. Navíc, viděno optikou reálného dopadu, nikoliv splnění požadavku regulátorů, dosahuje úspora „Well to Wheel“ emisí  $CO_2$  40–54 % ve srovnání s fosilní motorovou naftou [19] a [20].

## 5.2 Vyšetření možností dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn

Metodika popsaných experimentů je zevrubněji popsána v příloze 10.4. Při nastavování měřených režimů bylo cílem udržet CA50 = 10 °aTDC a rovnoměrnost chodu motoru covIMEP ≤ 3 %, pokud to umožňovaly mechanické limity motoru (Tabulka 10-2), rozvleklost spalování (hodnota CA50), nebo výskyt klepání, předzápalu a výšlehů do sání. Kromě časování vstřiku byly ostatní vstřikovací parametry kvůli snížení stupňů volnosti experimentu zamčeny. Pro posuzování úrovně náhrady kapalného paliva zemním plynem byl zvolen hmotnostní zlomek vyjadřující hmotnostní podíl zemního plynu v sumární hmotnosti paliva dodaného do motoru, viz rovnice (5.1). Jako index označující zemní plyn je použita anglická zkratka CNG, neboť tato se obecně vžila do povědomí jako označení pro zemní plyn užívaný v osobních vozidlech.

$$\sigma_{\text{CNG}} = \frac{m_{\text{CNG}}}{m_{\text{CNG}} + m_{\text{diesel}}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \quad (5.1)$$

Nejprve proběhlo základní mapování chování dané konfigurace motoru a na jeho podkladu pak byly navrženy další strategie a jejich priority. Výsledky experimentů se dvoupalivovými vznětovými motory byly publikovány a zpracovány v [124], [125], [126], [127] a [128].

### 5.2.1 Základní mapování nepřepřehnaného motoru

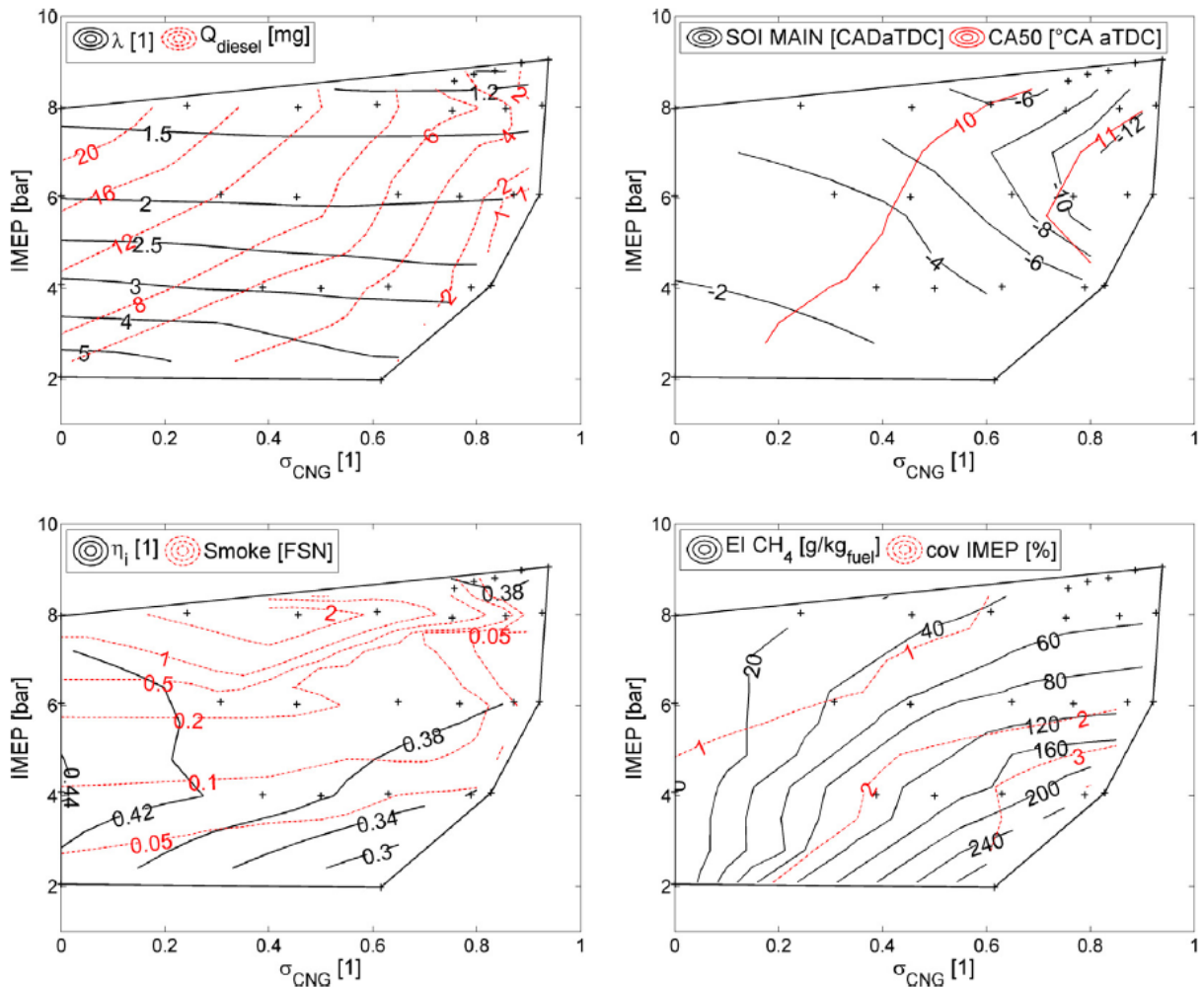
Pro základní mapování byly zvoleny otáčky motoru  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  a atmosférické plnění. Experiment probíhal ve více úrovních zatížení a začínal v čistě vznětovém režimu. Náhrada vyjádřená jako  $\sigma_{\text{CNG}}$  se pak postupně zvyšovala až do maximální dosažitelné úrovně.

Obrázek 5-16 a Obrázek 5-17 prezentují strategii experimentu a jeho výsledky. V nízkém zatížení byl maximální stupeň náhrady limitován hodnotou covIMEP a výrazným nárůstem emise metanových uhlovodíků (Obrázek 5-16 vpravo dole). Homogenní směs má za těchto podmínek příliš nízkou energetickou hustotu (viz Obrázek 5-16 a izočáry  $\lambda$ ), což zvyšuje riziko nekompletního spalování a zhášení plamene, jak potvrzuje [83]. Tyto efekty jsou spojeny také s poklesem chemické účinnosti, která společně s problematickým udržením hodnoty CA50 = 10 °aTDC (Obrázek 5-16 vpravo nahoře) dokumentující rozvleklost spalování vedou ke snížení indikované účinnosti motoru (Obrázek 5-16 vlevo dole). K dodržení hodnoty CA50 nepomáhá další posouvání vstřiku dále před horní úvrať (Obrázek 5-16 vpravo nahoře), neboť kapalně palivo se při velkém předstihu vstřiku již obtížně vzněcuje a hodnota CA50 se tak nesnižuje. Zde by se nabízelo otestovat spalování typu RCCI či sofistikovanější strategie vstřiku kapalného paliva, zda by nepřinesly lepší výsledky.

Ve vysokém zatížení je pak maximální  $\sigma_{\text{CNG}}$  limitována minimální dávkou kapalného paliva, kterou je vstřikovač schopen vpravit do válce. Ukazuje se, že při vysokém stupni náhrady  $\sigma_{\text{CNG}}$  je možné pracovat se stechiometrickou směsí při nízké kouřivosti (Obrázek 5-16 vlevo dole) a nízké produkci částic. Jak ukazuje Obrázek 5-17 vpravo dole, množství emitovaných částic pro vysoké stupně náhrady jsou i více než 10 x nižší než v případě vznětového motoru. Blíží se hodnotě  $8 \times 10^{11}$  coby hodnotě normy Euro 6 pro užitková vozidla, což snižuje nároky na filtr pevných částic a četnost jeho regenerací.

Zatímco indikovaná účinnost ve vznětovém režimu se pohybovala mezi cca 40–44 % ve všech zatíženích, tak v dvoupalivovém módu při nízkém zatížení klesala až k 30 %. Nejvyšší dosažená

v dvoupalivovém módu při vysokém stupni náhrady pak odpovídá stechiometrické směsi a mírně přesahuje 38 %.

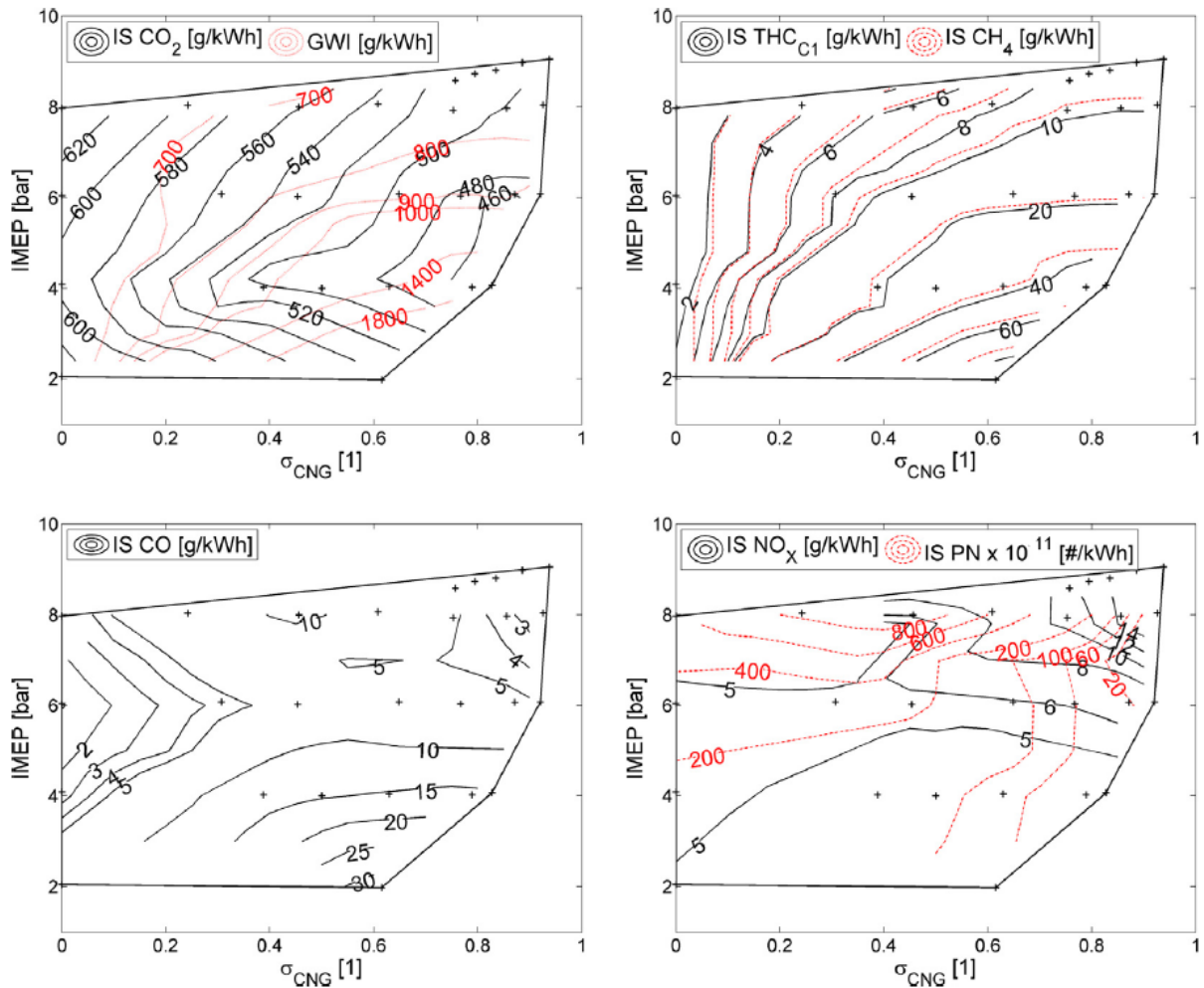


Obrázek 5-16 Otáčky motoru 1500 min<sup>-1</sup>, atmosférické plnění. Součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$ , dávka kapalného paliva ( $Q_{\text{diesel}}$ ), počátek hlavního vstřiku kapalného paliva (SOI MAIN), CA50, covIMEP, kouřivost (Smoke) a relativní emise CH<sub>4</sub> k celkovému množství paliva

Obrázek 5-17 ukazuje specifické emise CO<sub>2</sub> a jejich pokles s rostoucím  $\sigma_{\text{CNG}}$ . Snížení CO<sub>2</sub> při vyšším zatížení atakuje i hodnoty kolem 27 %, nicméně v nízkém zatížení je tento potenciál významně potlačen již diskutovanou nízkou  $\eta_i$ . Jak bylo zmiňováno v rešeršní části práce, CH<sub>4</sub> je také skleníkový plyn. Proto je červenou tečkovanou čarou vyznačen global warming index (GWI), který vyjadřuje kumulativní efekt CO<sub>2</sub> a CH<sub>4</sub>. Jedná se o nejhorší variantu s nefunkčním systémem dodatečné úpravy spalín. Zde je vidět, že případný pozitivní přínos z hlediska globálního oteplování je striktně podmíněn precizně funkčním oxidačním katalyzátorem, jinak může být přínos díky nespálenému CH<sub>4</sub> dokonce zcela záporný. Emise nemetanových uhlovodíků je pak v celkové sumě emise uhlovodíku marginální, jak dokazuje Obrázek 5-17 ve své pravé horní části. Zde je vidět, že celková emise všech uhlovodíků značená THC je téměř identická s emisí CH<sub>4</sub>. Emise CO jsou ve vyšších zatíženích porovnatelné se vznětovou variantou, nicméně řádově narůstají směrem nízkému zatížení.

Specifické emise NO<sub>x</sub> jsou ve vznětovém režimu téměř konstantní pro celé spektrum zatížení, což je typická vlastnost difuzního spalování. Pravá strana grafu s maximálními hodnotami  $\sigma_{\text{CNG}}$  pak

evokuje průběh emisí  $\text{NO}_x$  při deflagračním spalování homogenní směsi s maximem v mírně chudé směsi a poklesem při dalším ochuzování homogenní směsi (realizované snížením  $\sigma_{\text{CNG}}$  při konstantním  $p_i$ ) a při poklesu zatížení. Vzniká tu tedy jakýsi kompromis mezi redukcí  $\text{CO}_2$  a nárůstem  $\text{NO}_x$ , podobně jako v případě dvojice  $\text{PM}-\text{NO}_x$ .



Obrázek 5-17 Otáčky motoru  $1500 \text{ min}^{-1}$ , atmosférické plnění. Specifické emise  $\text{CO}_2$ ,  $\text{THC}$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{PN}$  a Global Warming Index (GWI))

### 5.2.1.1 Souhrn

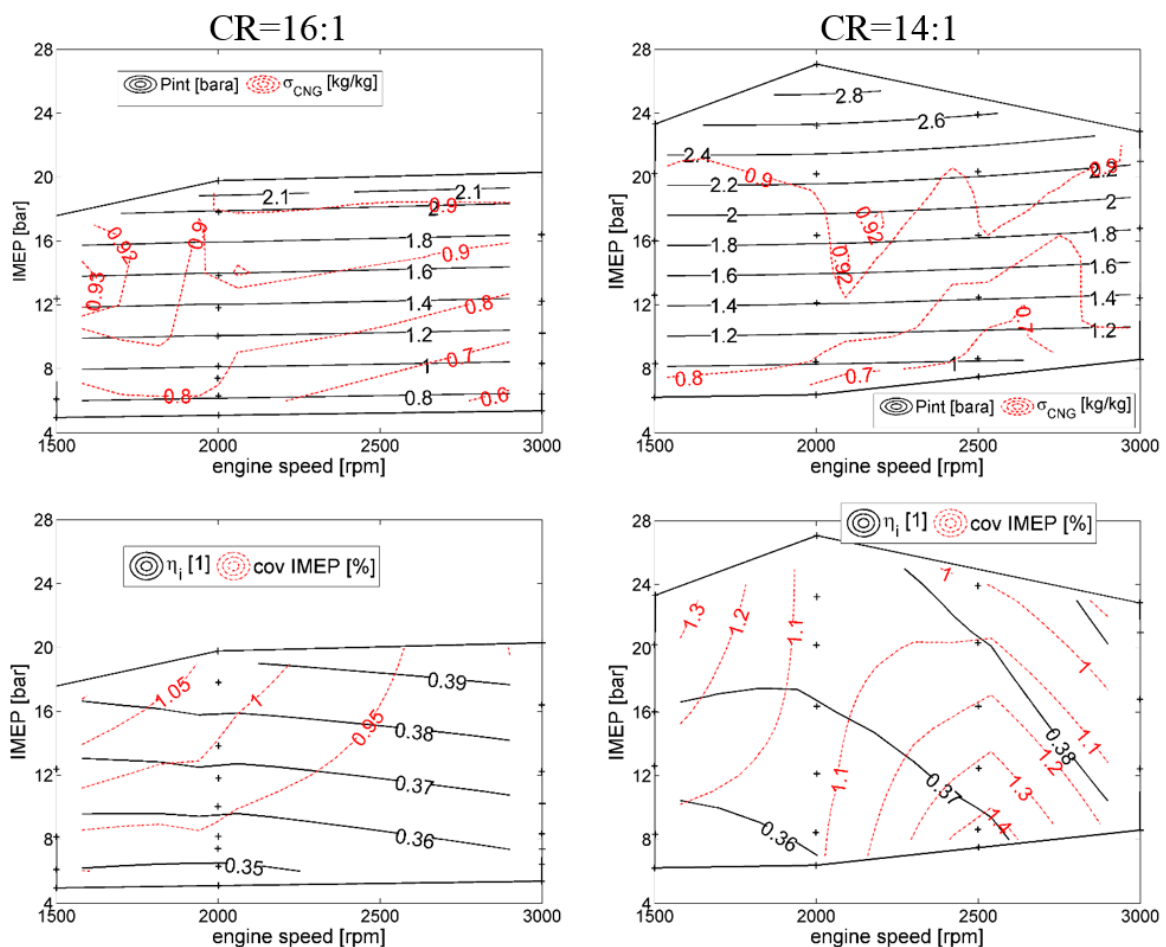
Na základě získaných poznatků je patrné, že se dvoupalivový vznětový motor na zemní plyn s chudou koncepcí nevyhne sofistikovanému systému úpravy spalin stejně jako původní vznětová koncepce. Pouze odlehčí filtru pevných částic a zjednoduší jeho regeneraci díky vyšším teplotám výfukových plynů coby jedním z průvodních jevů snížené indikované účinnosti. Nároky na redukcí  $\text{NO}_x$  zůstávají, nebo se mohou i zvýšit. Důraz musí být kladen na vysokou účinnost oxidačního katalyzátoru kvůli likvidaci nespáleného  $\text{CH}_4$ . Jako zajímavá alternativa se tak jeví také možnosti stechiometrického provozu dvoupalivového vznětového motoru na zemní plyn, který by umožnil primárně používat jednodušší třícestný katalyzátor pro likvidaci hlavních plynných škodlivin včetně  $\text{NO}_x$  doplněný o filtr pevných částic. Výhodou oproti vznětovému motoru by tak byla absence sofistikovaného zařízení na redukcí  $\text{NO}_x$  účinně prováděnou pomocí technologie SCR. Na tento koncept se tedy také zaměří následující kapitola.



## 5.2.2 Stechiometrická koncepce dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn

Cílem této části experimentu bylo zjistit potenciál konceptu stechiometrické koncepce dvoupalivového vznětového motoru a to prostřednictvím experimentálně získaných úplných charakteristik, které budou omezeny fyzikálními a mechanickými limity dané koncepcí. Zvolené otáčkové spektrum pro tyto charakteristiky se nacházelo mezi hodnotami 1500 a 3000 min<sup>-1</sup>. Nejdříve byly tyto charakteristiky odměřeny na motoru s kompresním poměrem 16:1. Následně byl motor přestavěn na kompresní poměr 14:1. Změna kompresního poměru byla provedena vložením vyšší podložky mezi blok válce a klikovou skříň. Důvodem byla snaha jednak zjemnit chod motoru a jednak zjistit jeho výkonový potenciál, kdy se snížením kompresního poměru posouvají limity klepání. Neproběhly žádné úpravy spalovacího prostoru ani vstřikovače respektující tuto změnu a nejedná se tedy ani v jednom případě o optimalizované konfigurace motoru.

Zatížení motoru bylo díky stechiometrické koncepci řízeno tlakem v sání. Pro nižší zatížení tak bylo nutno motor škrtit a pro vyšší zatížení bylo nutno naopak přeplňovat. V této fázi experimentů nebyl na motoru ještě instalován pasivní chladič vstřikovače (10.2.3 Pasivní chlazení vstřikovače), resp. byl instalován na základě zkušeností z tohoto sobou experimentů. Proto byla stanovena na základě odhadu maximální úroveň náhrady  $\sigma_{\text{CNG}}$  na hodnotu cca 90 %. Jak se ukázalo později, vstřikovač byl přesto nadměrně tepelně zatížený, podrobnosti viz kapitola „10.2.2 Přehřívání a zanášení vstřikovače“.

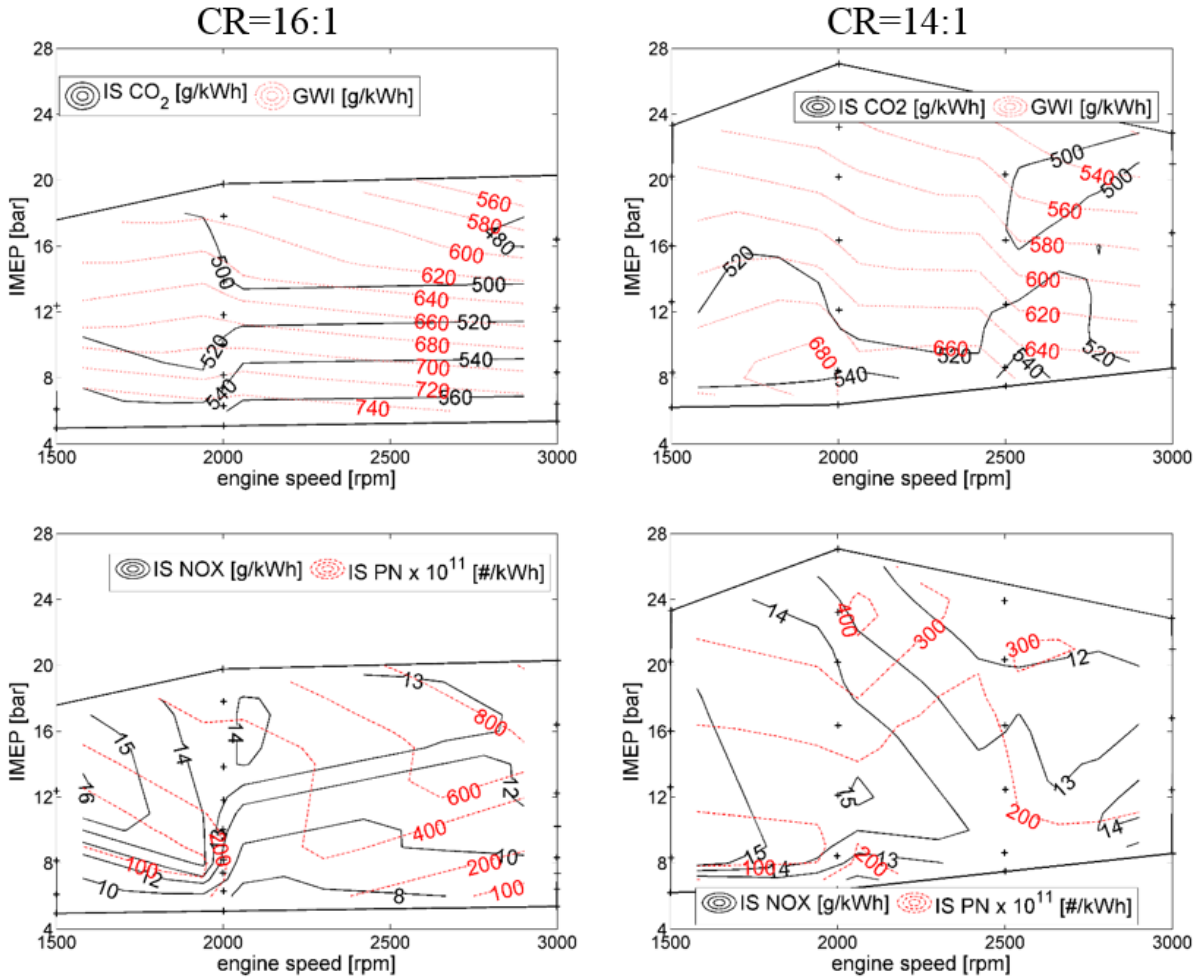


Obrázek 5-18 Stechiometrická koncepce dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn. Plnicí tlak ( $p_{\text{int}}$ ), úroveň náhrady kapalného paliva ( $\sigma_{\text{CNG}}$ ), indikovaná účinnost ( $\eta_i$ ), rovnoměrnost chodu motoru (covIMEP)

Limity zvoleného konceptu z hlediska spektra zatížení, pro která je aplikovatelný, jsou patrné z ohraničení charakteristik prezentovaných na následujících obrázcích (například Obrázek 5-18). Nejnižší dosažený střední indikovaný tlak byl omezen schopností kapalného paliva vznítit se v náplni válce s nízkou hustotou náplně a tím ztíženým kontaktem mezi vzněcovaným palivem a kyslíkem a následně tak zapálit homogenní směs. Překročení tohoto limitu se projevovalo rozvleklým a nestabilním spalováním či až excesivním nárůstem produktů nedokonalého spalování. Tento limit v případě kompresního poměru 16:1 ležel v úrovni  $p_i$  dosahující cca 5 bar pro celé posuzované otáčkové spektrum. V případě konfigurace s kompresním poměrem 14:1 tento limit dle očekávání ležel výše. Do otáček motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$  dosahoval nejnižší dosažený  $p_i$  hodnoty cca 6 bar a následně stoupal až k hodnotě 8 bar pro nejvyšší hodnotu otáček motoru, tedy  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Pro tyto parametry dosahuje úroveň náhrady vyjádřená veličinou  $\sigma_{\text{CNG}}$  hodnot kolem 70 %, jak ukazuje také Obrázek 5-18 v horní části. Přibližně kolem  $p_i = 12 \text{ bar}$  bylo dosaženo hodnot blízko maximálního stanoveného stupně náhrady  $\sigma_{\text{CNG}} = 92 \%$ . Na vnější charakteristice byl při otáčkách motoru do cca  $2000 \text{ min}^{-1}$  omezujícím faktorem výskyt předzápalů. Ve vyšších otáčkách pak dominoval jako limitující faktor maximální spalovací tlak, případně výskyt klepání, což si vynuovalo zpoždění vstřiku a tím i posun CA50 dále do expanze. Maximální dosažený indikovaný tlak pro konfiguraci s vyšším kompresním poměrem (16:1) dosáhl úrovně 20 bar při plnicím tlaku přibližně 2.1 bar absolutně. Snížení kompresního poměru pak umožnilo další navýšení maximální hodnoty  $p_i$  až do maxima o hodnotě 27 bar při plnicím tlaku přibližně 2.9 baru absolutně a otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Při otáčkách motoru  $3000 \text{ min}^{-1}$  pak byla maximální hodnota  $p_i$  cca 23 barů. Izočáry konstantního plnicího tlaku (Obrázek 5-18)

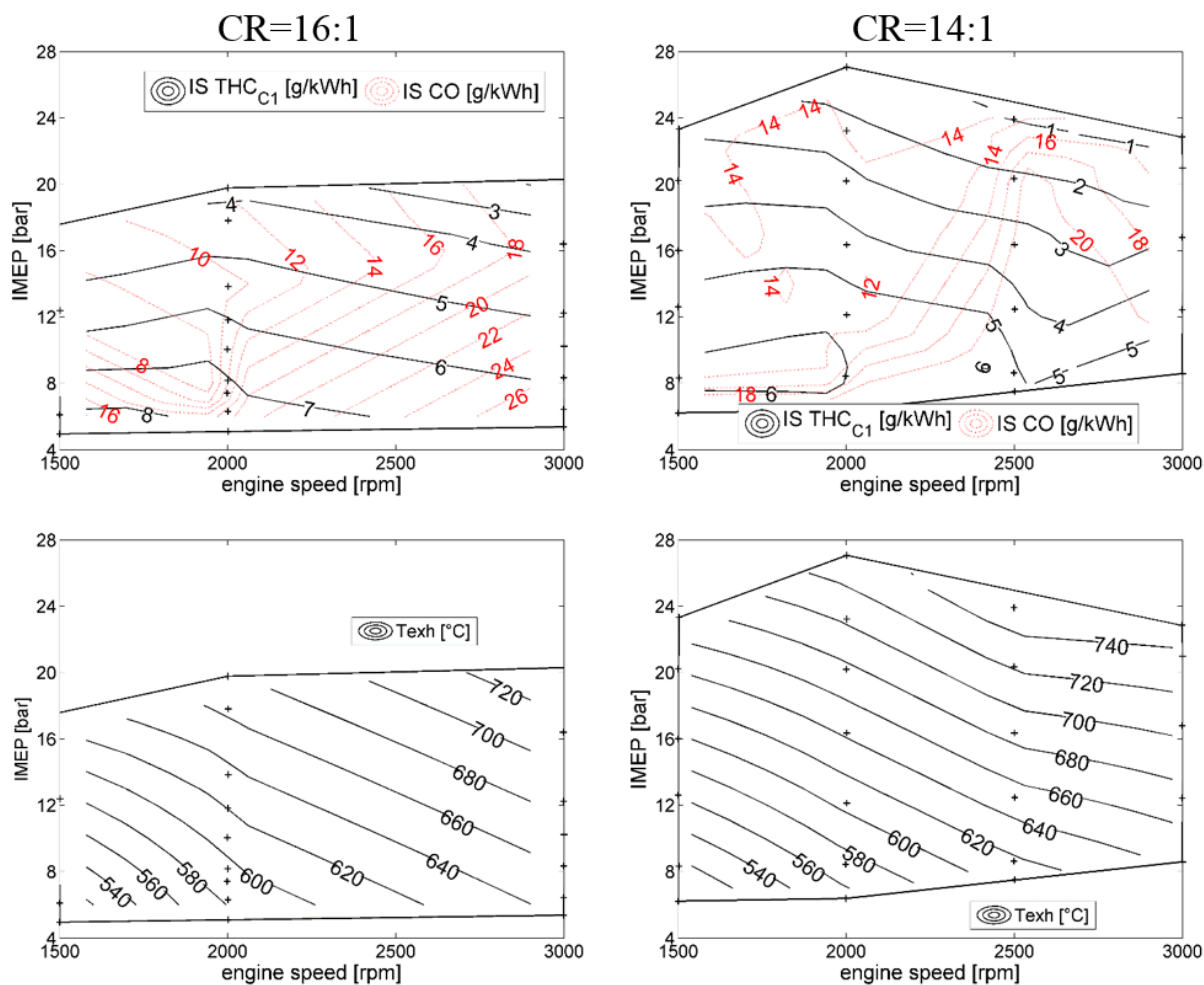
Z hlediska indikované účinnosti se dle očekávání jeví jako výhodnější vyšší kompresní poměr. Tuto výhodu lze kvantifikovat hodnotou kolem 1 %, jak dokumentuje Obrázek 5-18 ve své dolní části. Porovnáme-li účinnost pro totožné úrovně zatížení s chudou koncepcí (Obrázek 5-16), tak vidíme, že přechod ke stechiometrické směsi při konstantním  $\sigma_{\text{CNG}}$  má za následek pokles indikované účinnosti o cca 2–3 % při stejném kompresním poměru (16:1). Vyšší účinnost chudé koncepce podporuje vyšší hodnota Poissonovy konstanty chudé směsi. Izočáry  $\text{covIMEP}$  (Obrázek 5-18) pak dokumentují dodržení limitů na rovnoměrnost chodu motoru.

Z hlediska emisí  $\text{CO}_2$  jsou obě varianty kompresního poměru přibližně rovnocenné (Obrázek 5-19). Výsledná produkce  $\text{CO}_2$  je silně ovlivněna přesností nastavení  $\sigma_{\text{CNG}}$  a indikovanou účinností. Stechiometrická směs pak přinese úsporu  $\text{CO}_2$  ve výši přibližně 10–20 % v kontrastu s porovnatelným režimem vznětového motoru. Celkový dopad na globální oteplování pak vyjadřují izočáry GWI zohledňující i emise nespáleného  $\text{CH}_4$ . Zde se jeví jako výhodnější modifikace s kompresním poměrem 14:1, což je také dáno nižší produkcí nespálených uhlovodíků této varianty (Obrázek 5-20). Nutno poznamenat, že se jedná o výpočet provedený v surových spalínách a celkový dopad při použití katalyzátoru nemusí být stejný a vše bude záviset na reálné účinnosti případného třicestného katalyzátoru. Emise  $\text{NO}_x$  obou variant jsou porovnatelné a nepříliš závislé na zatížení a otáčkách motoru. Z hlediska počtu emitovaných částic se varianta s vyšším kompresním poměrem jeví výhodnější v nižším zatížení. Ve vysokém zatížení a otáčkách motoru dosahuje lepších výsledků naopak varianta s nižším kompresním poměrem (Obrázek 5-19). Celkově jsou tak obě varianty přibližně rovnocenné, emitují méně částic než vznětový motor, nicméně dosažené koncentrace stále vyžadují použití částicového filtru.



Obrázek 5-19 Stechiometrická koncepce dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn. Specifické emise CO<sub>2</sub>, potenciál ke globálnímu oteplování (GWI), specifické emise NO<sub>x</sub> a specifické emise počtu částic (PN)

Celková specifická produkce nespálených uhlovodíků (Obrázek 5-20) vyznívá lépe pro variantu s kompresním poměrem 16:1, stejně tak i další produkt nedokonalého spalování, tedy CO. Tento efekt může být také projevem zvětšení rozměru zážecí štěrbin nad pístem mimo původní spalovací prostor vznětového motoru. Každopádně dochází ke snížení emisí uhlovodíků ve srovnání s chudou koncepcí při porovnatelných hodnotách  $\sigma_{\text{CNG}}$  a zatíženích. Naopak ke zvýšení oproti chudé koncepci došlo v produkci emisí CO (Obrázek 5-17).



Obrázek 5-20 Stechiometrická koncepce dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn. Specifické emise uhlovodíků (THC), specifické emise CO a teplota výfukových plynů.

### 5.2.2.1 Souhrn

Byly naměřeny energetické a emisní charakteristiky stechiometrického dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn a to pro kompresní poměr 16:1 a 14:1. Redukce emisí CO<sub>2</sub> pomocí konverze vznětového motoru na stechiometrický dvoupalivový motor nafta-vodík se v obou případech pohybuje přibližně mezi 10–20 % a to v režimech, kde tento koncept lze použít. Míra náhrady motorové nafty je v středním a vyšším zatížení limitována vlastnostmi vstřikovače a nutností nesnižovat nadměrně dávku kapalného paliva kvůli zajištění chlazení vstřikovače. V nízkém zatížení je limitujícím faktorem nekompletní spalování. Tento limit je v případě nižšího kompresního poměru střední indikovaný tlak o hodnotě 6–8 bar, zatímco pro vyšší kompresní poměr 16:1 cca 5 bar. Určité zlepšení skýtá optimalizovaná strategie vstřiku pro tyto režimy, jelikož mapování probíhalo při konstantním vstřikovacím tlaku a konstantním rozestupem pilotního a hlavního vstřiku. Optimalizace počtu vstřiků a jejich časování společně s optimalizovaným vstřikovacím tlakem by jistě vedly ke zlepšení. Další posunutí této hranice by mohly umožnit jednak optimalizace spalovacího prostoru a vstřikovače s ohledem na dvoupalivový koncept a jednak použití paliva s vyšším cetanovým číslem a lepší schopností vzněcovat se za nízkých teplot. Takovým palivem je HVO, viz publikace [120] a související výsledek [121] a [122]. Pokud by ani tyto opatření nestačila, bude nutno nejnižší zatížení řešit buď čistě

vznětovým provozem nebo pomocí pokročilého spalování typu RCCI, které umožní substituci kapalného paliva i v nízkém zatížení. Celkový dopad na globální oteplování, resp. jeho snížení je striktně podmíněn perfektní oxidací nespáleného metanu ve výfukových plynech. Pokud toto nebude splněno, může být přínos dokonce negativní.

Z hlediska maximálního dosažitelného výkonu je velice perspektivní konfigurace s nižším kompresním poměrem dosahující středního indikovaného tlaku až 26 bar, což je vykoupeno indikovanou účinností sníženou o cca 1 % a rozšířeným omezením dvoupalivového provozu od nízkých zatížení. Nevýhodou konceptu je zavedení škrceň vzduchové cesty, čímž se motor přibližuje zážehové variantě a nabízí se otázka, jaké výhody toto řešení přináší. Zážehový motor na zemní plyn v osobních vozech kvůli zajištění mobility v oblastech s nedostatečnou sítí příslušných plnicích stanic používá jako dojezdové palivo automobilový benzín a proto musí volit kompromisní kompresní poměr a nevyužije tak plně vysokou odolnost vůči klepání, kterou poskytuje zemní plyn. Jak známo, vznětové motory mají kompresní poměry vyšší a při současném trendu snižování kompresního poměru vznětových motorů se může snadno stát, že se vhodná hodnota kompresního poměru pro vznětový motor bude krýt s vhodným kompresním poměrem pro spalování homogenní směsi zemního plynu a vzduchu. Zapalování pilotní dávkou kapalného paliva má jednak vyšší energii než zapalovací svíčka a jednak zapaluje ve více bodech, což by mělo vést na rychlejší prohoření spalovacího prostoru. Tyto argumenty směřují k použití varianty s vyšším kompresním poměrem 16:1. Nicméně volba kompresního poměru bude také závislá na nejvyšším požadovaném výkonu pro danou aplikaci, a nejvyšší výkon naopak poskytne varianta s kompresním poměrem 14:1.

Co se emisí týká, uvažovaný koncept vede na snížení emisí PN vůči vznětovému motoru, stále si však vynucuje použití filtru pevných částic. Emise nespálených uhlovodíků HC jsou nižší než v případě mapování chudé koncepce, nicméně emise CO zase vyšší. Tyto emise lze dále snížit optimalizací spalovacího prostoru a vstřikovače. Celkově hlavní plynné škodliviny HC, CO a NO<sub>x</sub> dosahují obdobné úrovně jako u zážehových motorů a umožňují tak jejich vzájemnou likvidaci v třícestném katalyzátoru.

Nicméně obsah prvního odstavce této kapitoly mírně nabourává představu uvedenou v kapitole 5.2.1.1, a to že bude možno použít pouze třícestný katalyzátor a filtr pevných částic. Jedná se o režimy nízkého zatížení, kde stechiometrický dvoupalivový koncept nelze uspokojivě aplikovat a nabízí se v těchto režimech použít čistě vznětový koncept. Pokud by hodnoty NO<sub>x</sub> pocházející z nejnižších zatížení představovaly problém, nabízí se použít jednodušší variantu redukce NO<sub>x</sub> a to technologii LNT. Na rozdíl od vznětového motoru, kde je režim obohacení kvůli regeneraci zásobníku NO<sub>x</sub> vynucený, vzniká v případě dvoupalivového provozu více produktů nedokonalého spalování potřebných k regeneraci LNT zcela přirozeně a ani případné mírné obohacení pro dosažení nedostatku kyslíku nepředstavuje problém.

### 5.2.3 Chudá koncepce dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn

Tato kapitola poněkud nabourává chronologii, neboť daná koncepce byla naměřena ze všech experimentů jako poslední a to primárně za účelem porovnání potenciálu ke snížení emisí CO<sub>2</sub> s obdobným vodíkovým konceptem (kapitola 5.3), nicméně do tohoto místa zapadá tematicky. Pro tento účel byly mapovány výkonové úrovně odpovídající vodíkovému konceptu, přestože zemní plyn má potenciál k dosažení vyššího výkonu, viz kapitola 5.2.2. Tento přístup byl dále implikován myšlenkou zvýšení palivové variability hypotetického motoru. Vodíková infrastruktura totiž zatím prakticky neexistuje, zatímco infrastruktura pro tankování zemního plynu v Evropě sice v omezené míře, ale funguje. Natankování stejného množství energie v zemním plynu vede na nižší tlak v nádržích než v případě vodíku. Proto je hypoteticky možné do palivového systému určeného pro vodík použít i zemní plyn. Ostatně experimenty se směsí vodíku a zemního plynu bývaly populární. Na zkušebním jednoválci, který je nositelem dat, je ostatně na straně motoru použitý jeden palivový systém pro obě plynná paliva. Samozřejmě zde pak vyvstávají zvýšené nároky na řídicí jednotku, systematicku rozpoznávání složení paliva v nádržích atd., čehož detailní rozbor již není náplní této práce. Nicméně zmíněná úvaha vedla k tomu, že se níže diskutované mapování provádělo ve stejné mechanické konfiguraci motoru jako na vodík a stejnou výši jako v případě experimentů s vodíkem měl i kompresní poměr, tedy 14:1. Stejně výkonové úrovně jako v případě vodíku je užito i proto, aby se hypotetický motor z hlediska řídiče choval konzistentně. Nutno však konstatovat, že pokud by byl uvažován pouze provoz na zemní plyn, bylo by vhodné použít vyšší kompresní poměr.

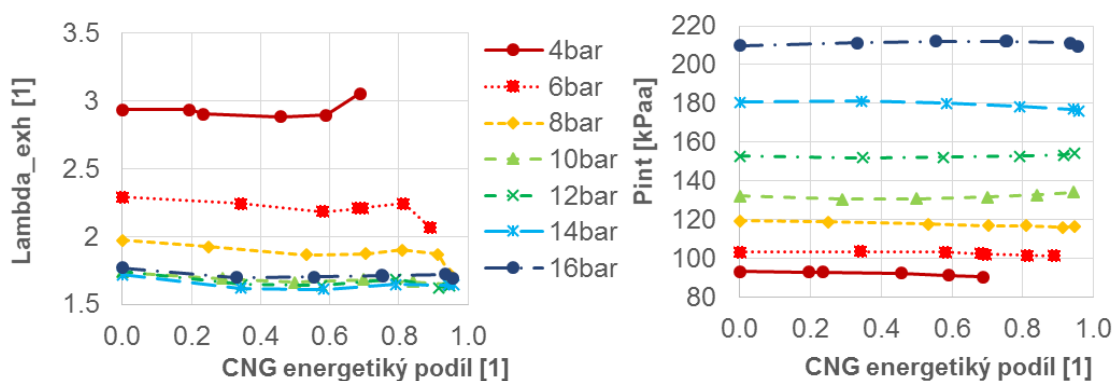
Co se týká metodiky, byla analogická k metodice uvedené v příloze 10.5 týkající se jinak varianty vodíkové. Je zde pouze ten rozdíl, že byla stanovena cílová hodnota součinitele přebytku vzduchu o hodnotě  $\lambda \approx 1.7$ . Tuto hodnotu se dařilo dodržovat až od výkonové úrovně  $p_i = 10$  bar. Pro nižší výkonové úrovně pak součinitel přebytku vzduchu postupně stoupal a zároveň se plynule snižoval plnicí tlak až k mírnému škrzení pro výkonovou úroveň  $p_i = 4$  bar, viz Obrázek 5-21. Hlavním hlediskem bylo udržení stabilního spalování. Mapování probíhalo jednak ve stejných otáčkových úrovních jako v případě vodíku, tedy 1200, 2500 a 3200 min<sup>-1</sup> a jednak navíc v otáčkách 4000 min<sup>-1</sup> a vstřikovacím tlaku 1400 bar. Na rozdíl od předchozí kapitoly není jako ukazatel úrovně náhrady kapalného paliva použit hmotnostní zlomek, nýbrž energetický podíl zemního plynu v energii dodané do motoru oběma palivy, viz rovnice níže.

$$\begin{aligned} \text{CNG energetický podíl} &== \text{CNG energy share} = \\ &= \frac{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{CNG}}}{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{CNG}} + m_{\text{diesel}} \cdot H_{\text{diesel}}} \left[ \frac{\text{MJ}}{\text{MJ}} \right] \end{aligned} \quad (5.2)$$

Požadavky na parametry spalování jsou obdobné, CA50 = 8–10 °aTDC a rovnoměrnost chodu motoru covIMEP ≤ 3 %, pokud to umožňovaly mechanické limity motoru (Tabulka 10-2) a rozvleklost spalování (hodnota CA50) nebo výskyt klepání. Výfukový protitlak byl nastavován tak, aby účinnost přeplňování odpovídala přibližně 50 %.

### 5.2.3.1 Výsledky a průběh mapování

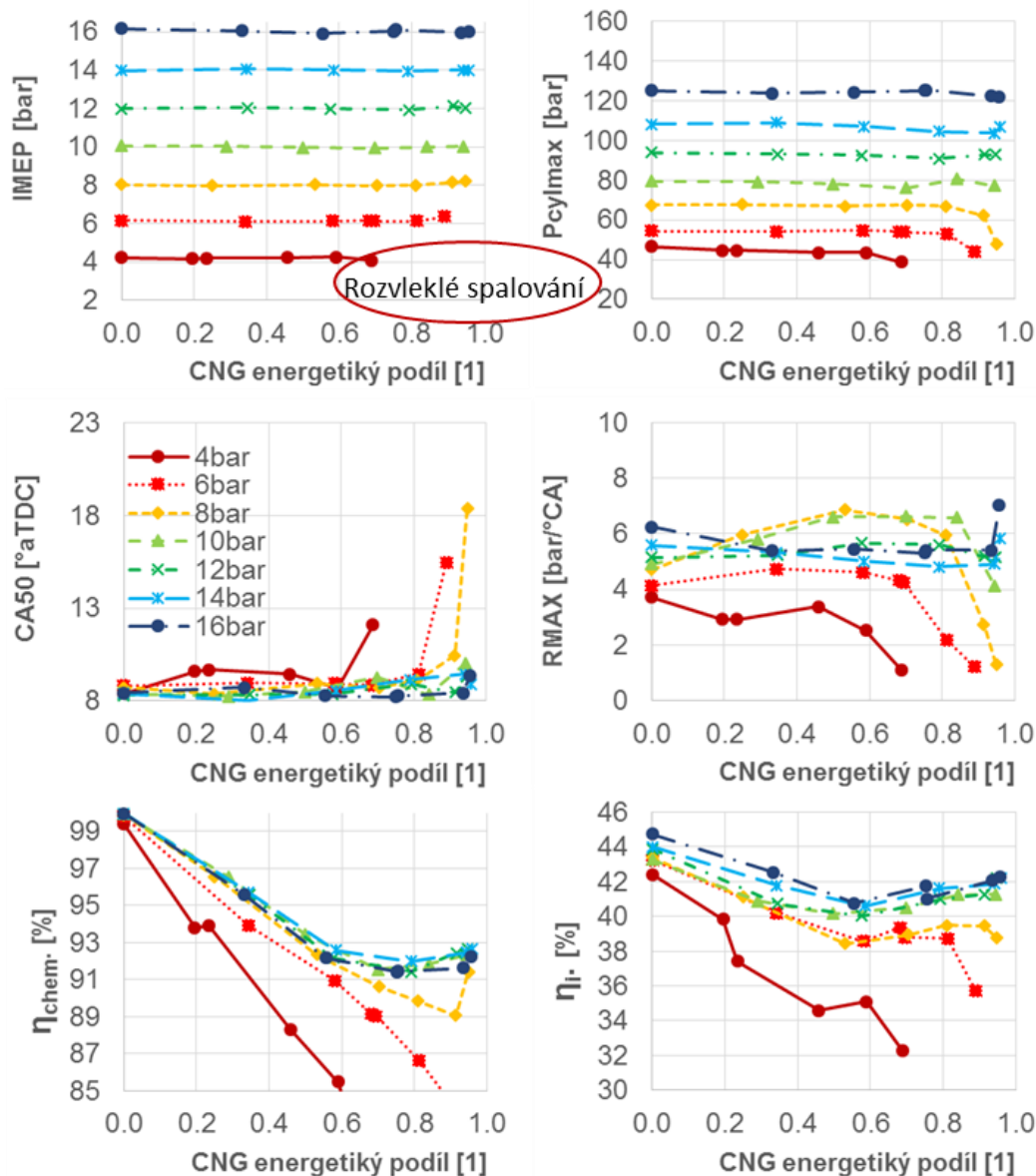
Zjištěné vlivy jsou prezentovány pomocí výsledků pro otáčky motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$ , případné výraznější odlišnosti pozorované pro jiné otáčky motoru jsou pak případně komentovány v textu či v následující kapitole. Obrázek 5-21 demonstruje spíše zvolenou metodologii, kdy bylo snahou pomocí nastavení plnicího tlaku držet konstantní hodnotu  $\lambda \approx 1.7$ . Tato hodnota byla určena na podkladě zkušeností ze základního mapování (kapitola 5.2.1) jako kompromis mezi emisemi nespálených uhlovodíků a účinnosti spalování na straně jedné a emisemi  $\text{NO}_x$  na straně druhé. Při sníženém kompresním poměru bylo možné tento požadavek dodržet pouze pro střední indikovaný tlak  $p_i \geq 10 \text{ bar}$ , jak je také diskutováno v předchozím odstavci.



Obrázek 5-21 Součinitel přebytku vzduchu ve výfuku ( $\lambda_{\text{exh}}$ ) a tlak v sacím potrubí ( $P_{\text{int}}$ ) jako funkce energetického podílu zemního plynu při otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$

Jelikož kompresní poměr a maximální střední indikovaný tlak byl volen dle limitů vodíkové varianty, výkonový potenciál varianty na zemní plyn je nevyužitý, jak dokládá Obrázek 5-22. Nebylo dosaženo limitů z hlediska tvrdosti běhu motoru ani maximálního spalovacího tlaku a i při nejvyšší stanovené zatížení bylo možné dodržet zadaný padesátiprocentní bod vývinu tepla (CA50) bez výskytu klepání. Limitace nízkou účinností spalování a tím i nemožnost dodržení CA50 se však projevovaly v režimech nižšího zatížení, především jde o režimy o  $p_i \leq 6 \text{ bar}$ . Trendy v účinnosti spalování a indikované účinnosti, která je z velké části ovlivněna právě účinností spalování, jsou v dolní části diskutovaného obrázku. Nejvyšší účinnosti v dvoupalivovém režimu je mimo nejnižší zatížení dosahováno při největším stupni náhrady, tedy když je směs zemního plynu a vzduchu nejbohatší. Pokles v indikované účinnosti motoru pak činí přibližně 2 % v absolutních hodnotách, relativní pokles vůči výchozímu vznětovému režimu je pak řádově 4.5 %, což platí pro zatížení  $p_i \geq 10 \text{ bar}$ . U úrovně zatížení  $p_i = 8 \text{ bar}$  je vidět nárůst účinnosti spalování do ještě akceptovatelných hodnot pro bod s nejvyšším stupněm náhrady. Pro nižší úrovně zatížení se dvoupalivový provoz jeví z hlediska účinnosti spalování i indikované účinnosti jako nevhodný. Zde bude hlavním činitelem přechod ze dvou vstříků kapalného paliva na jeden (Obrázek 5-23). Nicméně tento pozitivní efekt se projevil negativně dalším mírným snížením indikované účinnosti, což je zapříčiněno dalším zpomalením spalování (hodnota CA50) navzdory poklesu produkce nespálených uhlovodíků, CO i částic PN (Obrázek 5-24). Dva vstříky zřejmě dodávaly potřebnou turbulenci pro urychlení spalování.



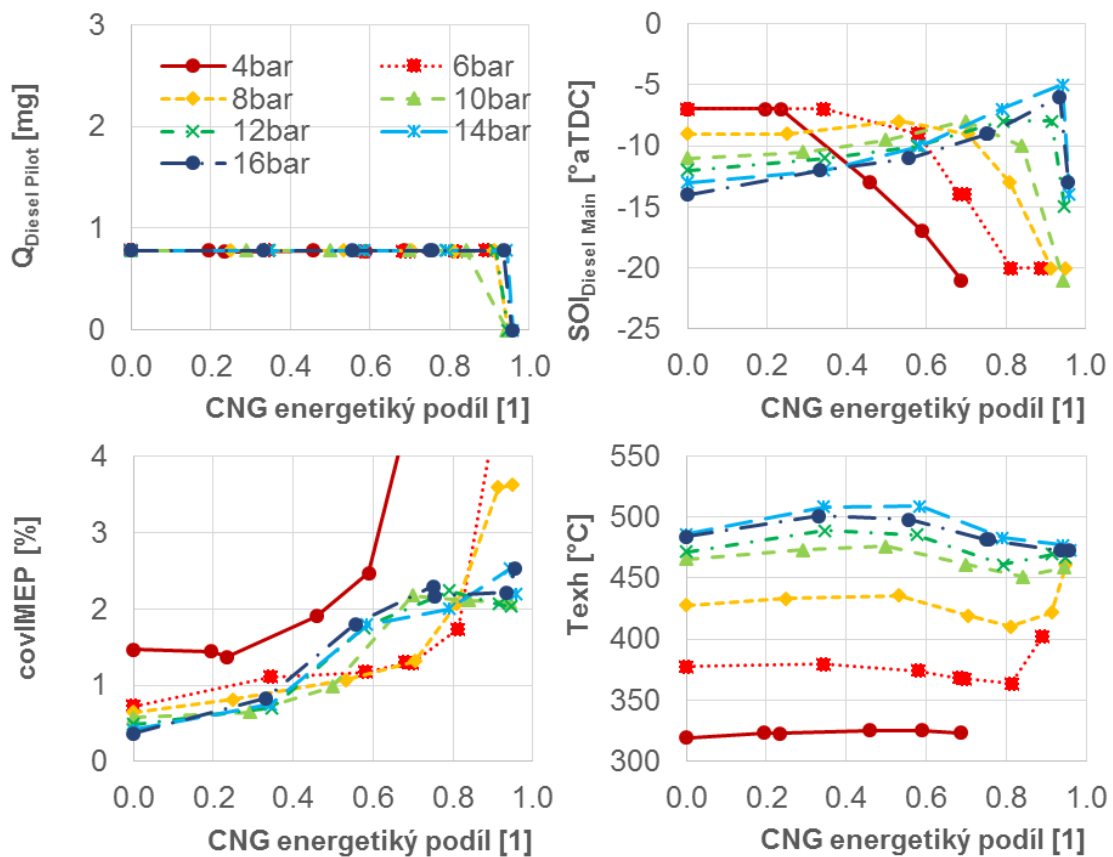


Obrázek 5-22 Střední indikovaný efektivní tlak  $p_i$  (IMEP), maximální spalovací tlak ( $P_{cylmax}$ ), časování spalování (CA50), rychlost nárůstu tlaku – ukazatel tvrdosti chodu (RMAX), chemická účinnost spalování a indikovaná účinnost jako funkce energetického podílu zemního plynu při otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$

Tím se dostáváme na (Obrázek 5-23). Ten dokumentuje v levé horní části, že nejvyšší stupně náhrady byly dosahovány s pouze jedním vstřikem zapalovacího paliva a maximální náhrada tedy byla limitována možnostmi vstřikovače, pokud tedy uvažujeme úrovně zatížení  $p_i \geq 10 \text{ bar}$ , která se vyznačují účinností spalování vyšší než 90 %. Ukazuje se, že při přechodu na jeden vstřik se časování vstřiku blíží časování pilotního vstřiku při nejbližší vyšší náhradě. Při velkých náhradách je tedy z hlediska zapálení homogenní směsi důležitý pilotní vstřik. Hlavní vstřik pak pravděpodobně mimo dodání dalšího tepla do oběhu slouží také k udržení turbulence a tím urychlení dohořívání, což se projevuje zvýšením teploty výfukových plynů při přechodu na jeden vstřik (Obrázek 5-23 vpravo dole). Nicméně vstřik zapalovacího paliva do hořící či částečně spálené směsi vede ke zvýšení emisí nespálených uhlovodíků (Obrázek 5-24), které tvoří v drtivé většině metan. Ještě než dojde k tematickému přesunu k emisím, stane se předmětem zájmu rovnoměrnost chodu (Obrázek 5-23 vlevo dole). Zde je vidět očekávatelný nárůst hodnoty nerovnoměrnosti chodu  $covIMEP$  při přechodu

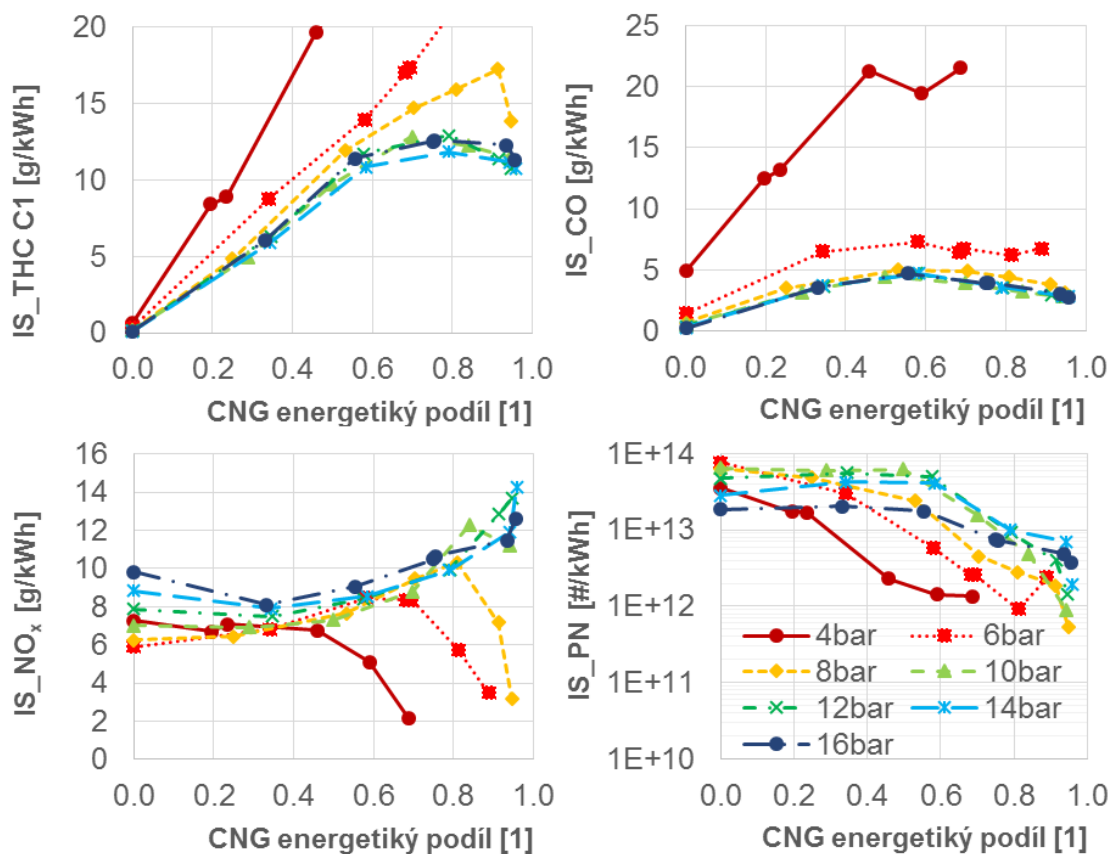


ze spalování tvořící se směsi ke spalování primárně homogenní směsi. Rapidní nárůst nerovnoměrnosti pro režimy o  $p_i \leq 6$  pak koreluje se zoufalou účinností spalování a jeho rozvleklostí (CA50) a dokladuje nízký potenciál těchto režimů pro dvoupalivový provoz.



Obrázek 5-23 Množství nafty vstřikované pilotním vstřikem ( $Q_{\text{Diesel pilot}}$ ), časování hlavního vstřiku ( $SOI_{\text{Diesel Pilot}}$ ), rovnoměrnost chodu ( $\text{covIMEP}$ ) a výfukové teploty ( $T_{\text{exh}}$ )

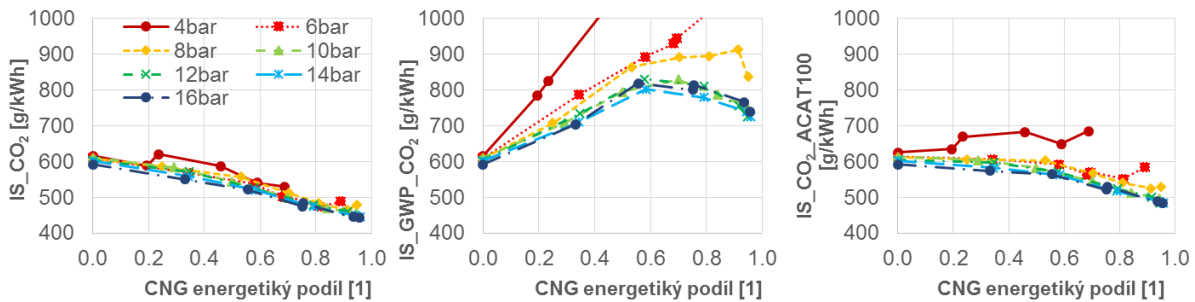
Přechod ke spalování homogenní směsi se sebou nese nárůst produktů nedokonalého spalování CO a nespálených uhlovodíků, coby jevu vlastnímu spalování homogenní směsi. Zde je jev umocněn nevhodným tvarováním spalovacího prostoru a velkým objemem zhášecích štěrbin původně vznětového motoru. V nízkých zatíženích a nízkých stupních náhrady se pak přidává příliš chudá směs zemního plynu a vzduchu (Obrázek 5-24 nahoře). Co se týká emisí  $\text{NO}_x$  (Obrázek 5-24 vlevo dole), tyto při přechodu na dvoupalivový provoz rostou o 20–50 %, pokud se tedy nejedná o režimy nízkého zatížení s velmi nízkou účinností spalování, kde dochází k výraznému poklesu emisí  $\text{NO}_x$ . Výjimkou je režim  $p_i = 8$ , který leží někde uprostřed mezi konstatovanými tvrzeními. Dvoupalivový režim pak vede na pokles emisí počtu částic PN až o dva řády (Obrázek 5-24 vpravo dole). To otevírá další možnosti optimalizace kompromisu mezi tvorbou částic a  $\text{NO}_x$ .



Obrázek 5-24 Emise uhlovodíků v C1 (IS\_THC C1), CO (IS\_CO), oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>) a počtu částic (IS\_PN) jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru 2000 min<sup>-1</sup>

U posuzování emisí CO<sub>2</sub> bylo nutno zvolit složitější způsob posuzování. Motor totiž generuje velké množství metanu coby drtivě dominující složky nespálených uhlovodíků (důvody diskutovány výše). Metan je však skleníkový plyn. Proto je vyjádřena veličina GWP (Obrázek 5-25 uprostřed) zahrnující sumární efekt CO<sub>2</sub> a metanu v přepočtu na měrnou specifickou emisi ekvivalentního množství CO<sub>2</sub>. Naměřená specifická produkce CO<sub>2</sub> je pak v levé části obrázku. Pravá část obrázku pak ukazuje, jaké by byly emise CO<sub>2</sub>, pokud by v katalyzátoru veškerý nespálený metan dohořel. To je představa sice mírně naivní, ale, pro základní úvahy vhodná, navíc blízká realitě v tom, že hypotetický reálný motor bude muset splňovat přísné emisní normy zahrnující i emise nespálených uhlovodíků. Proto je evidentní, že je nevhodné vyvozovat závěry nad produkcí CO<sub>2</sub> v surových spalínách, protože v lepším případě bude nespálený metan oxidován v katalyzátoru. V tomto případě dochází v nejnižších zatíženích dokonce k nárůstu emisí CO<sub>2</sub>, což je dáno zoufalou účinností spalování a výrazným poklesem indikované účinnosti. Potenciál ke snížení emisí CO<sub>2</sub> se tak projevuje až pro zatížení o  $p_i \geq 10$  bar. Situaci, kdyby na motoru nebyl funkční katalyzátor, pak vyjadřuje průběh veličiny GWP. Zde je vidět, že bez vyřešení problematiky nespálených uhlovodíků nedává dvoupalivový režim smysl, neboť z hlediska globálního oteplování nic nepřinese. Řešením je dobře funkční oxidační katalyzátor, který bude zpracovávat menší množství metanu díky optimalizaci tvaru spalovacího prostoru a minimalizaci objemu zhášecích štěrbin, které na experimentálním motoru jsou díky jeho čistě vznětové minulosti. Potenciál ke snížení emisí CO<sub>2</sub> daný úrovní emisí za uvažovaným oxidačním katalyzátorem lze pak vyjádřit rozmezím 12–20 % v těch režimech, kde dává smysl přijatelnou chemickou účinností spalování a kde jsou dosahovány vysoké úrovně náhrady. Přičemž pojem přijatelná chemická účinnost spalování

je zde uvažován pro hodnoty cca 92 % a více, což zahrnuje předpoklad, že při omezení objemu zhášecích štěrbin tato hodnota naroste.



Obrázek 5-25 Specifické emise CO<sub>2</sub> (IS\_CO<sub>2</sub>), potenciál spalin ke globálnímu oteplování v přepočtu na CO<sub>2</sub> (IS\_GWP\_CO<sub>2</sub>) a emise CO<sub>2</sub> při předpokladu dokonalé oxidace nespáleného metanu v katalyzátoru (IS\_CO<sub>2</sub>\_ACAT100) jako funkce energetického podílu zemního plynu při otáčkách motoru 2000 min<sup>-1</sup>

### 5.2.3.2 Návrh charakteristik dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn

Experimentální průzkum vlastností dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn diskutovaný v předchozím odstavci se stalo podkladem pro sestavení indikovaných charakteristik fiktivního dvoupalivového motoru. Kritérii pro výběr vhodných režimů byl požadavek na co nejvýraznější snížení měrných indikovaných emisí CO<sub>2</sub>, přičemž rozhodující byly emise CO<sub>2</sub> za fiktivním dokonalým katalyzátorem, dalším kritériem pak byla minimální chemická účinnost spalování 90 %. Pro dvoupalivové režimy se pohybovala mezi 90.7–93 %. To není mnoho, nicméně je třeba brát v úvahu nevhodný spalovací prostor s velkým podílem zhášecích štěrbin. Takto sestavené mapy poslouží pro rozšíření komentářů v předchozí kapitole a dále pak budou sloužit jako podklad pro kapitolu 5.4.2.

Obrázek 5-26 ukazuje zvolené energetické podíly CNG na energii dodané motoru v palivech. Zde se ukazují problematické body nižšího zatížení a vyšších otáček, kde díky nízké dosažené chemické účinnosti spalování nebylo vůbec možné použít dvoupalivový koncept. Nižší otáčky (1200 min<sup>-1</sup>) pak poskytují více času na prohoření chudé směsi a umožňují tak použití dvoupalivového konceptu do nižších zatížení při vyšším podílu zemního plynu.

		CNG energetický podíl [%]				
		90%	96%	93%		
IMEP [bar]	16		90%	96%	93%	
	14		95%	96%	92%	90%
	12		89%	95%	89%	90%
	10		90%	94%	87%	84%
	8		88%	95%	72%	65%
	6		74%	58%	51%	29%
4		54%	0%	0%		
		800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]				

Obrázek 5-26 Charakteristika energetické úrovně náhrady koncepce nafta zemní plyn

Následující obrázek porovnává indikovanou účinnost dvoupalivového konceptu nafta-zemní plyn s čistě vznětovou variantou. Zatímco v předchozí kapitole diskutované otáčkové úrovni 2000 min<sup>-1</sup> přináší dvoupalivový koncept relativní pokles účinnosti o 4–11 % (tedy absolutně 1.8–3.6 %), tak při ostatních otáčkách není vliv tak jednoznačný. Při otáčkách 3200 a 400 min<sup>-1</sup> daný

dvoupalivový koncept vede ve většině bodů k mírnému navýšení indikované účinnosti o jednotky procent relativně. Při otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> a nižších zatíženích ve výši  $p_i = 4-8$  bar je dokonce dosaženo nárůstu indikované účinnosti 20–12 %. Autor zde uvažoval o možné zhoršené přesnosti měření průtoku paliva při nižších otáčkách, nicméně dosažené změny v účinnostech přiměřeně korelují v dosažené změně v produkci CO<sub>2</sub>, kterou prezentuje Obrázek 5-28 ve své nejdolnější části. Na tomto místě je vhodné opět připomenout, že při tomto měření bylo mnoho optimalizačních parametrů kvůli zjednodušení konstantní. Jedná se především o vstřikovací tlak použití maximálně dvou vstřiků kapalného paliva na cyklus.

Diesel indikovaná účinnost [%]						CNG indikovaná účinnost [%]						Delta relativní indi. účinnost CNG [%]					
IMEP [bar]	otáčky [min <sup>-1</sup> ]					IMEP [bar]	otáčky [min <sup>-1</sup> ]					IMEP [bar]	otáčky [min <sup>-1</sup> ]				
	800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000
16		43.0	44.8	43.3		16		40.8	42.3	43.3		16		-5%	-6%	0%	
14		43.1	44.0	46.0	44.2	14		44.5	42.2	45.2	46.0	14		3%	-4%	-2%	4%
12		43.2	43.9	43.2	44.1	12		45.0	42.2	45.1	45.1	12		4%	-4%	4%	2%
10		42.2	43.3	42.4	43.9	10		44.7	41.3	43.4	43.4	10		6%	-5%	2%	-1%
8		40.8	43.4	43.0	42.4	8		45.6	38.8	43.7	43.7	8		12%	-11%	2%	3%
6		40.0	43.2	43.1	42.2	6		45.0	38.6	43.6	43.6	6		13%	-11%	1%	3%
4		37.6	42.4	43.3		4		45.2	42.4	43.2		4		20%	0%	0%	

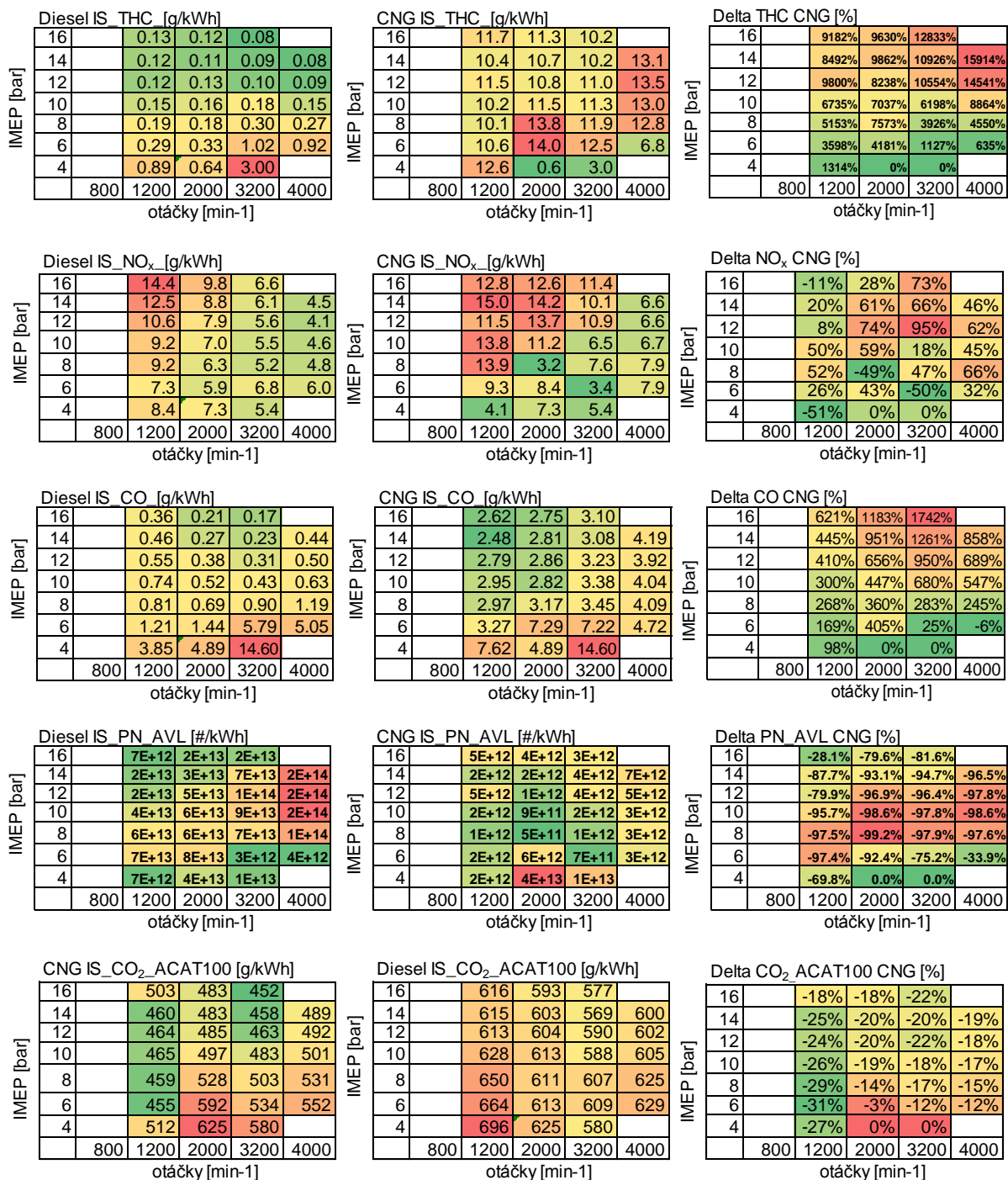
Obrázek 5-27 Porovnání indikované účinnosti čistě vznětového konceptu a konceptu nafta-zemní plyn

Obrázek 5-28 ve své horní části ukazuje měrnou indikovanou produkci uhlovodíků v C1. Je zde patrný principiální nárůst při přechodu ke spalování homogenní směsi. Produkce se při podobném energetickém podílu zemního plynu zvyšuje s otáčkami motoru a je přímo úměrná tomuto energetickému podílu. Obdobné trendy lze pozorovat i pro produkci CO, tedy další produkt nedokonalého spalování typický pro spalování homogenní směsi.

Co se týká produkce NO<sub>x</sub>, tak tato je až na výjimky při dvoupalivovém provozu na zemní plyn přibližně o 50 % vyšší. Výjimku tvoří především režimy nízkého zatížení, kde je zpravidla i nižší chemická účinnost samotného spalování. Vliv je implikován zvolenou metodikou experimentu (strategie přeplňování, výfukového protitlaku a hodnoty  $\lambda$ ) a jiná metodika či úplná optimalizace režimů by mohly přinést jiné výsledky.

Dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn přináší pokles emisí počtu částic a to ve výši 28–99.2 %. Průměrný pokles produkce počtu částic je přibližně řádový.

Redukce produkce CO<sub>2</sub> se v případě dvoupalivového konceptu pohybuje kolem 20 %, tedy v okolí hodnoty teoretického potenciálu zmiňovaného v kapitole 2.2. Výjimku tvoří režimy s nízkou úrovní energetického podílu zemního plynu (méně výrazná redukce) a pak otáčková úroveň 1200 min<sup>-1</sup>, kde redukce předčila očekávání, neboť se pohybovala mezi 18 a 31 %. Tento výsledek příznivě podpořil výše diskutovaný nárůst indikované účinnosti. Uvažovány jsou zde emise CO<sub>2</sub> za fiktivním dokonalým katalyzátorem, který umožní plnou oxidaci všem produktům nedokonalého spalování.



Obrázek 5-28 Porovnání emisí posuzovaných škodlivin (nespálené uhlovodíky v C1, PN měřeno pomocí AVL 489) a emisí CO<sub>2</sub> za fiktivním dokonalým katalyzátorem čistě vznětového konceptu a konceptu nafta-zemní plyn

### 5.2.3.3 Souhrn

Na základě experimentálního mapování chudého konceptu dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn byla získána následující zjištění.

- Kompromisní kompresní poměr a maximální střední indikovaný tlak umožňující alternativní spalování vodíku znamená zhoršené podmínky pro spalování metanu především v nízkém zatížení a nevyužití jeho dobrých antidetonačních vlastností.
- Velkým problémem jsou emise nespáleného metanu. Ke snížení by vedla optimalizace spalovacího prostoru a snížení objemu zhášecích prostorů. I potom by ale motor musel být vybaven vysoce funkčním katalyzátorem, neboť metan je výrazným skleníkovým plynem. Bez splnění této premisy by dvoupalivový provoz vykazoval z hlediska globálního oteplování zhoršené parametry vůči původnímu vznětovému motoru. Proto je při úvahách o potenciálu daného konceptu uvažována přítomnost zmíněného katalyzátoru, bez kterého se v třicetné podobě ostatně neobejde ani zážehový motor na zemní plyn.
- V dané konfiguraci nedává smysl využívat dvoupalivový koncept pro zatížení o středním indikovaném tlaku přibližně o  $p_i = 6$  bar a menším, což je dáno především nízkou indikovanou účinností v těchto režimech, která vede do konce ke zvýšení specifických indikovaných emisí  $\text{CO}_2$ . Situace se zhoršuje se zvyšujícími se otáčkami motoru. Zlepšení můžou přinést pokročilé spalovací koncepty jako RCCI.
- Pokles emisí  $\text{CO}_2$  v režimech o  $p_i \geq 8$  bar variuje mezi 12 a 20 %, výjimkou jsou jednak nízká zatížení, kde je pokles méně výrazný a jednak otáčky motoru  $1200 \text{ min}^{-1}$ , kde se naopak pokles pohybuje mezi 18–31 %. Reálný pokles hypotetického motoru bude nižší kvůli nutnosti zachovat v nižším zatížení čistě vznětový režim. Reálný přínos z hlediska „Well to Wheel“ pak záleží na původu paliva. Pokud bude spalován metan obnovitelného původu, může se situace z hlediska „Well to Wheel“ značně zlepšit.
- Pokles v indikované účinnosti motoru při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$  činí přibližně 2 % v absolutních hodnotách, relativní pokles vůči výchozímu vznětovému režimu je pak řádově 4.5 %, což platí pro zatížení  $p_i \geq 10$  bar a nejvyšší úrovně náhrady. Při otáčkách motoru  $3200$  a  $4000 \text{ min}^{-1}$  je účinnost dvoupalivového konceptu většinou mírně vyšší, při otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$  pak navýšení účinnosti pro dvoupalivový koncept přesahuje  $p_i \leq 8$  bar hodnotu 10 %. Ukazuje se, že chudá koncepce vede na vyšší indikovanou účinnost než koncepce stechiometrická.
- Dvoupalivový provoz tak jak byl provozován, vede ke zvýšení emisí  $\text{NO}_x$  o 20–50 %, zatímco množství emitovaných částic PN klesá o jeden až dva řády.
- Obecně lze říci, že dvoupalivový motor nafta-zemní plyn nepřináší vůči čistě zážehové variantě výrazné výhody. Výhodou konceptu je však palivová flexibilita s ohledem na použití vodíku místo zemního plynu a předpoklad vyšší účinnosti při nízkém zatížení.
- Je třeba zdůraznit, že se jedná o vyšetření potenciálu a optimalizovaná varianta by mohla vést na jiné výsledky.

## 5.3 Mapování možností dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík

Metodika popsaných experimentů je zevrubněji popsána v příloze 10.5 a je obdobná jako v případě varianty se zemním plynem. Zde tedy bude představena stručně a jsou uvedeny především odlišnosti od mapování varianty nafta-zemní plyn. Kvůli výrazně odlišné výhřevnosti vztahované na jednotku hmotnosti není v případě vodíku a motorové nafty vhodné vyjadřovat míru substituce motorové nafty stejně jako v případě varianty nafta-zemní plyn, tedy jako hmotnostní zlomek. Proto je zaveden termín „Energetický podíl vodíku“ ( $H_2$  Energy Share), což je poměr energie dosažitelné spálením vodíku k celkové energii dosažené spálením všech paliv, dodaných do motoru, viz rovnice níže.

$$H_2 \text{ energetický podíl} = \frac{m_{H_2} \cdot H_{H_2}}{m_{H_2} \cdot H_{H_2} + m_{diesel} \cdot H_{diesel}} \left[ \frac{MJ}{MJ} \right] \quad (5.3)$$

Požadavky na parametry spalování jsou obdobné,  $CA_{50} = 8-10$  °aTDC a rovnoměrnost chodu motoru  $covIMEP \leq 3$  %, pokud to umožňovaly mechanické limity motoru (Tabulka 10-2), rozvleklost spalování (hodnota  $CA_{50}$ ), nebo výskyt klepání, předzápalu a výšlehů do sání. Pro zatížení definované středním indikovaným tlakem  $p_i = 6$  bar a vyšší byla pomocí přeplňování udržovaná konstantní hodnota součinitele přebytku vzduchu odpovídající nepřepřehňovanému režimu  $p_i = 6$  bar, což odpovídá přibližně hodnotě  $\lambda \approx 2.2$ . Důvodem k tomu bylo omezení rizika výskytu klepání a jiných abnormalit, což bylo dále podpořeno kompresním poměrem sníženým na 14:1. Toto ochuzení se ukázalo jako jediný dosažitelný prostředek, který umožňuje dosahovat přiměřeného výkonu při spalování vodíku, který se vyznačuje velmi nízkým oktanovým číslem (cca 60). Mapování opět probíhalo od čistě vznětového provozu až k maximální úrovni substituce, přičemž mapování dvoupalivového režimu začínalo na  $p_i = 4$  bar. Výfukový protitlak byl nastavován tak, aby účinnost pomyslného turbodmychadla použitého na fiktivním plnorozměrovém motoru odpovídala přibližně 50 %.

Dále je třeba konstatovat, že pro měření počtu částic byl použitý čítač částic NanoMet3 od firmy Testo místo obvyklého AVL 489 Particle Counter. I přes tvrzení výrobců se dle zkušeností nabytých v laboratoři bohužel výsledky obou přístrojů v absolutních hodnotách liší, ale relativní změna počtu částic vzhledem k referenčnímu režimu při změně daného parametru (v tomto případě změna úrovně náhrady kapalného paliva) je u obou přístrojů obdobná. Díky tomu je umožněno porovnání vůči referenčnímu vznětovému režimu. Důvodem použití alternativního přístroje byla dlouhodobá porucha na obvykle používaném přístroji AVL 489 Particle Counter, který byl použit u ostatních měření.

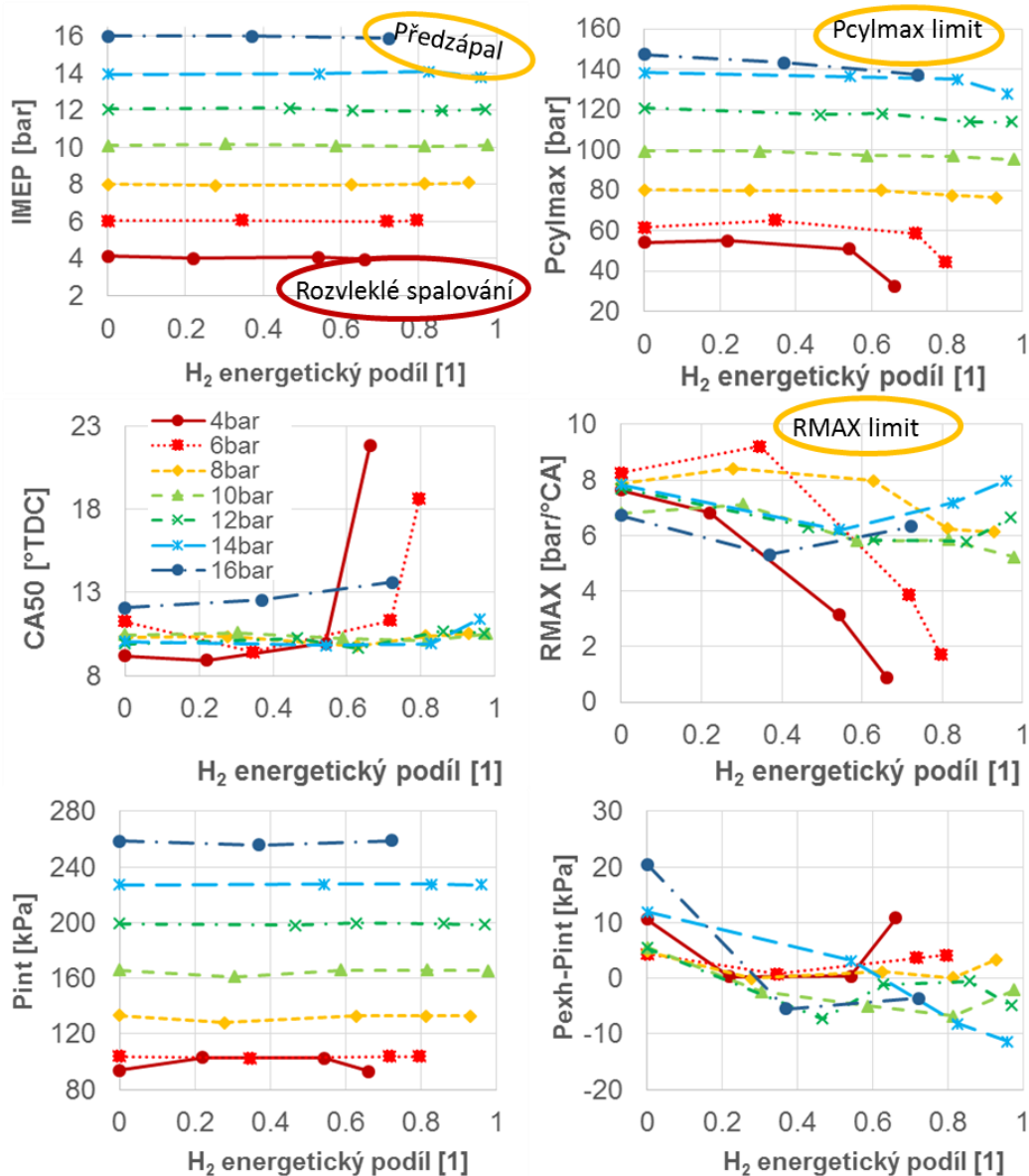
Daná problematika je autorem a jeho kolegy zpracovávána také v publikacích [129], [130] a v ostatních výsledcích [107], [131] a [128].

### 5.3.1 Výsledky a průběh mapování

Zjištěné vlivy jsou prezentovány pomocí výsledků pro otáčky motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$ , případné výraznější odlišnosti pro jiné otáčky motoru jsou pak komentovány v textu či v následující kapitole zabývající se návrhem charakteristik fiktivního motoru nafta-vodík. Obrázek 5-29 a Obrázek 5-30 dokumentují strategii experimentu, důležité řídicí veličiny a fyzikální limity jako funkci stupně náhrady vodíku. Levá horní část grafu (Obrázek 5-29) prezentuje zatížení vyjádřené pomocí  $p_i$  (v grafu označený jako IMEP). Na podkladu předchozích zkušeností byly vyloučeny body s nízkou úrovní náhrady, neboť v těchto režimech dochází k velmi nedokonalému spalování chudé směsi vodíku a vzduchu. Levá část (platí pro všechny grafy v této kapitole) odpovídá čistě vznětovému režimu a pravá krajní naopak



maximální dosažené úrovni náhrady. V nízkých zatíženích ( $p_i = 4$  a  $6$  bar je limitující nízká rychlost spalování příliš chudé směsi vodíku a vzduchu, která při vyšších energetických podílech výrazněji ovlivní celkové CA50 pro obě paliva. V těchto bodech pak nepomáhá ani další posouvání časování vstřiku dále před horní úvrať (Obrázek 5-30 vpravo veprostřed). Navzdory obohacení homogenní směsi, které je dané zvýšeným podílem vodíku (Obrázek 5-31 vlevo dole) a zavedením lehkého škrcení (Obrázek 5-29 vlevo dole) nelze při zvyšujícím se stupni náhrady udržet CA50 na hodnotě  $10^\circ\text{ATDC}$ . Dále nebylo možné udržet požadované CA50 pro  $p_i = 16$  bar a to z důvodu dosažení maximálního spalovacího tlaku (Obrázek 5-29 vpravo nahoře).



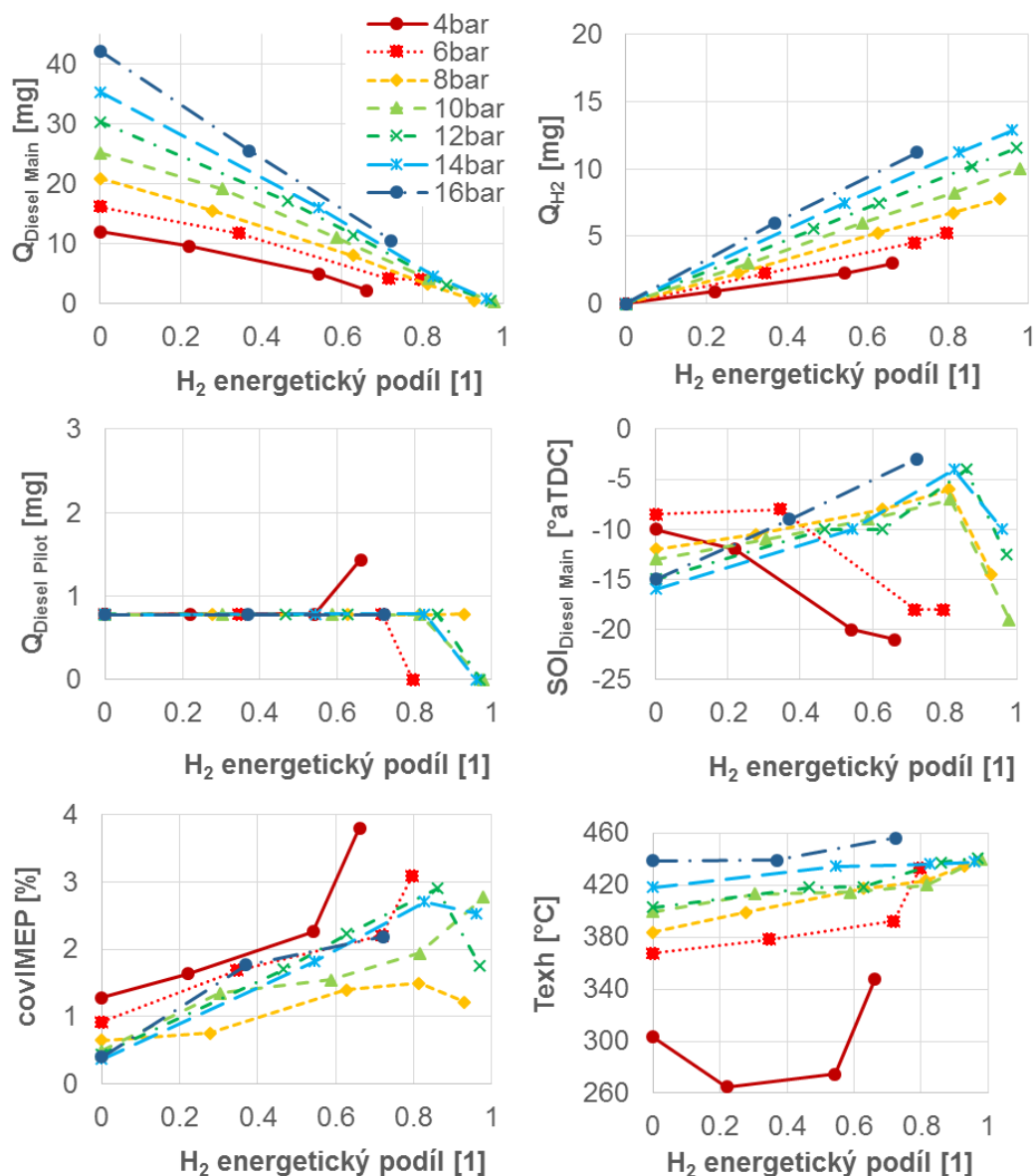
Obrázek 5-29 Střední indikovaná efektivní tlak  $p_i$  (IMEP), maximální spalovací tlak ( $P_{cylmax}$ ), rychlost nárůstu tlaku – ukazatel tvrdosti chodu (RMAX), časování spalování (CA50), tlak v sacím potrubí (Pint) a rozdíl mezi tlakem ve výfuku a v sání ( $P_{exh}$ -Pint) jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$

Nejvyšších hodnot stupně náhrady vy výši přibližně 98 % bylo dosaženo při zatížení  $p_i = 8$ – $14$  bar, přičemž limitujícím faktorem byla minimální možná vstřikovaná dávka daná použitým vstřikovačem. Nejvyšší dosažená úroveň zatížení ve výši  $p_i = 16$  bar byla za daných podmínek primárně omezena přiblížením se limitům maximálního spalovacího tlaku a tvrdosti chodu (Obrázek 5-29 vpravo



uprostřed). Další zvyšování zatížení by se dělo jedině za cenu výraznějšího opožďování spalování a omezení maximálního stupně náhrady, což je z hlediska snižování emisí CO<sub>2</sub> nezajímavé. V případě vyššího stupně energetické náhrady totiž docházelo k předzápalům a případným výslehům do sání. Pro úroveň zatížení  $p_i = 16$  bar byl maximální dosažitelný stupeň energetické náhrady bez výskytu abnormalit přibližně 70 %. Pokud náhrada dosahovala hodnoty cca 80 %, docházelo opakovaně k zapálení vodíku už v sacím potrubí a to navzdory tomu, že byl vefukován až při otevřeném sacím ventilu. Tento jev je značně podpořen tím, že vodík je vefukován pouze do jednoho ze tří sacích kanálů, takže směs v tomto kanálu vykazuje výrazně nižší hodnotu  $\lambda$ , než je pak odpovídá celkové hodnotě  $\lambda$  ve válci motoru. Takže lze předpokládat, že dalšího navýšení výkonu při udržení vysokého stupně energetické náhrady je možné dosáhnout optimalizací vefuku vodíku do sání například tím, že by každý kanál měl vlastní vyfukovací ventil. Tím by se bohatost směsi v sacím traktu homogenizovala a byl by potlačen výskyt relativně bohatší a lépe zápalné směsi v jednom z portů. Další detaily tohoto jevu jsou diskutovány v příloze 10.6. Pro úplnost Obrázek 5-29 uvádí také hodnoty plnicího tlaku a rozdílu výfukového protitlaku a tlaku v sacím potrubí, které byly dány požadavkem na bohatost směsi a účinnost přeplňování.

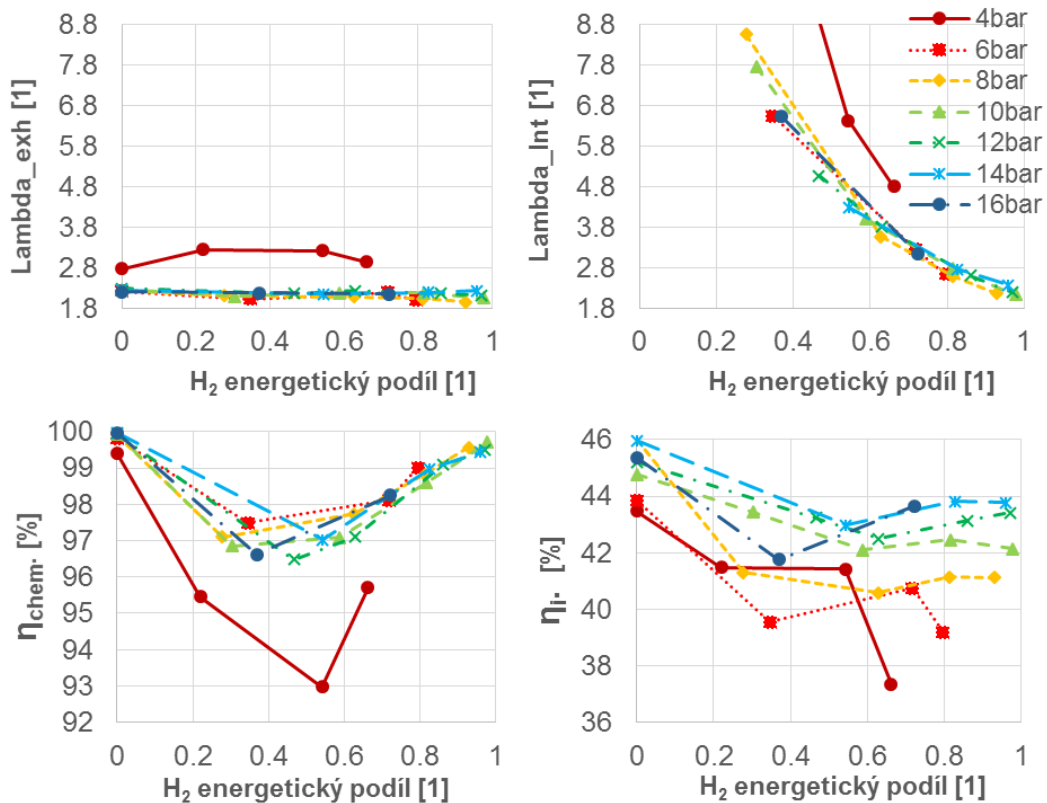
Obrázek 5-30 dokumentuje parametry vstřikování kapalného paliva. Jak je vidět, byla použita strategie pilotního a hlavního vstřiku, pouze v bodech nejvyššího stupně náhrady bylo nutno přejít k jednomu vstřiku. Dávka paliva obsažená v pilotním vstřiku byla upravována na vyšší hodnotu pouze v bodech s nízkým zatížením a vysokou náhradou, kde tento počín pomohl ke kvalitnějšímu zapálení směsi. Střední část obrázku vpravo ukazuje vývoj časování vstřiku hlavní dávky, jakýsi ekvivalent polohy zážehu u zážehového motoru. Zde je patrné rychlé spalování vodíku pro  $p_i > 6$  bar, kdy toto musí být kompenzováno opožděním vstřiku zapalovacího paliva. Při nejvyšších úrovních náhrady pak s poklesem zapalovací energie dodané masou vstřikovaného paliva a se snižujícím se podílem kyslíku ve směsi vodíku a vzduchu bylo vhodné se vracet opět k dřívějšímu vstřiku, což bylo dále ve většině případů podpořeno odstraněním pilotního vstřiku (vlevo uprostřed). V nižších zatíženích zjevně převládla nízká rychlost spalování chudé směsi vodíku a vliv nízkého kompresního poměru nižší energetické hustoty a absence přeplňování, což si vyžádalo zvyšování předstihu vstřiku se zvyšujícím se stupněm náhrady. Co se týká rovnoměrnosti chodu covIMEP, tak ta roste se zvyšujícím se stupněm náhrady tak, jak je difuzní spalování postupně nahrazované spalováním homogenní směsi. Trend je deformován při přechodu ze dvou na jeden vstřik kapalného paliva. Výfukové teploty dle očekávání při přechodu na dvoupalivový režim rostou, s výjimkou pro  $p_i = 4$  bar, kde se tak děje pouze pro nejvyšší stupeň náhrady.



Obrázek 5-30 Množství nafty vstříkované hlavním vstříkem ( $Q_{\text{Diesel Main}}$ ) a pilotním vstříkem ( $Q_{\text{Diesel pilot}}$ ), množství vefukovaného vodíku ( $Q_{\text{H}_2}$ ), časování hlavního vstříku ( $\text{SOI}_{\text{Diesel Pilot}}$ ), rovnoměrnost chodu ( $\text{covIMEP}$ ) a výfukové teploty ( $T_{\text{exh}}$ ) jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$

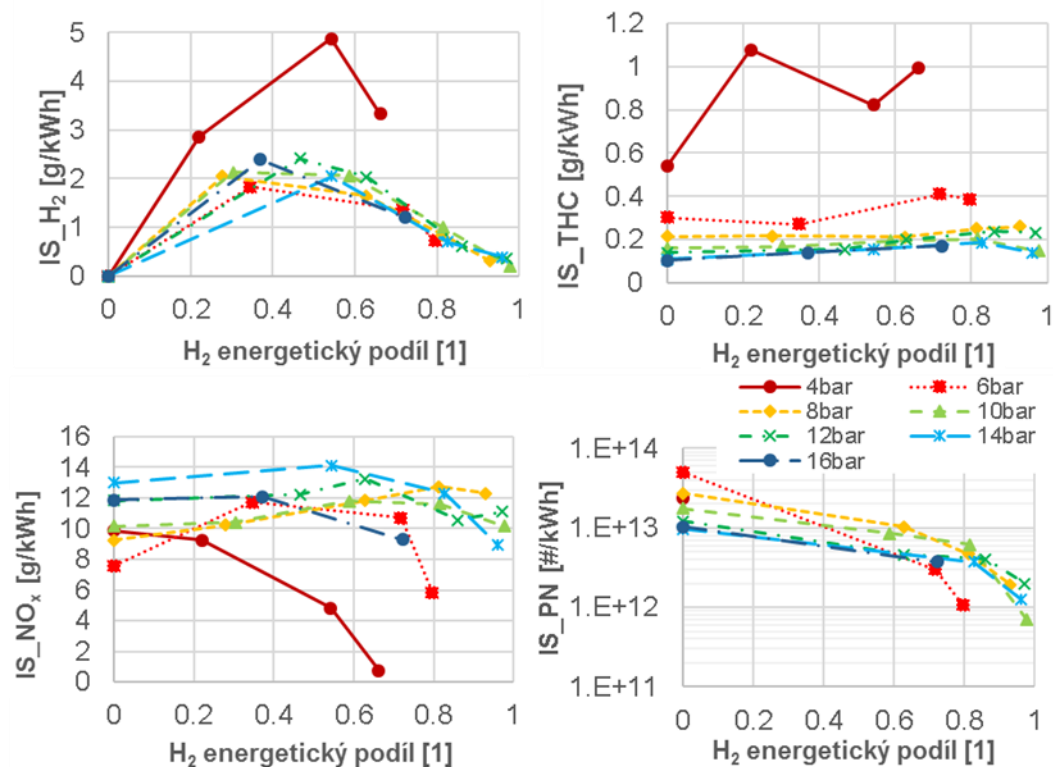
Obrázek 5-31 názorně prezentuje dříve zmiňovanou strategii konstantní hodnoty  $\lambda$  pro zatížení  $p_i \geq 4$  bar. Součinitel přebytku vzduchu ve výfukových plynech ( $\text{Lambda}_{\text{exh}}$ ) byl stanoven dle složení výfukových plynů a poměru C/H náhradní molekuly směsi paliv (Obrázek 5-31 vlevo nahoře) v souladu s postupem pro případy s nižší chemickou účinností [132]. Dále byl určen celkový součinitel přebytku vzduchu v sacím potrubí ( $\text{Lambda}_{\text{int}}$ ) a tím i homogenní směsi ve válci před vstříkem zapalujícího paliva. Ta byla určena z měřeného průtoku vodíku a průtoku výfukových plynů určeného z průtoku paliv a složení výfukových plynů (Obrázek 5-31 vpravo nahoře). Jak již částečně bylo diskutováno a bude diskutováno i dále, problémem při zatížení  $p_i = 4$  bar je příliš chudá směs a tím i nízká chemická účinnost spalování (Obrázek 5-31 vlevo dole). Toto zjištění potvrzuje presumpci o nevhodnosti nízkých úrovní náhrady zmiňované v příloze 10.5 věnované metodice. Ukazuje se, že přibližné minimum účinnosti spalování leží mezi hodnotami úrovně náhrady 30 až 60 %. Od této hodnoty výše pak účinnost spalování stoupá. Proto se nejvyššími hodnotami chemické účinnosti spalování přesahujícími 99 %

vyznačují režimy s nejvyšším stupněm náhrady. Pro úplnost, účinnost spalování v čistě vznětovém režimu je dle očekávání stále o něco vyšší, dosahuje cca 99.9 %, nicméně spalování zemního plynu za podobných podmínek vede na účinnost spalování cca 93 %. Zde tedy vodíkový koncept znamená znatelný posun kupředu. Vliv chemické účinnosti spalování se pak projevuje i na celkové indikované účinnosti (Obrázek 5-31 vpravo dole). Nespojitosti v průběhu indikované účinnosti jsou dány buď přechodem na jeden vstřík zapalovacího paliva nebo neudržením hodnoty CA50 ( $p_i = 4$  bar). Indikovaná účinnost vlivem přechodu na dvoupalivový režim s vysokou náhradou většinou poklesne o přibližně 2 % absolutně.



Obrázek 5-31 Součinitel přebytku vzduchu ve výfuku ( $\lambda_{exh}$ ) a v sacím potrubí ( $\lambda_{int}$ ), chemická účinnost spalování a indikovaná účinnost motoru jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru 2000 min<sup>-1</sup>

Obrázek 5-32 a Obrázek 5-33 prezentují naměřené úrovně plynných emisí a emisí částic. Průběh specifických emisí nespáleného vodíku potvrzuje již řečený zásadní vliv bohatosti směsi na chemickou účinnost spalování, neboť oba průběhy spolu velmi dobře korelují. Maximum specifických emisí vodíku se tedy nachází mezi stupni náhrady 20–60 %. Za tímto maximem pak společně s hodnotou  $\lambda$  klesají. Specifické emise uhlovodíků nejsou zjevně výrazně ovlivněny úrovní náhrady kapalného paliva s výjimkou nejnižšího zatížení. Pokles množství uhlovodíkového paliva se vzrůstající náhradou je nejspíše kompenzován nižší koncentrací kyslíku ve válci a tím méně intenzivním kontaktem kapalného paliva s kyslíkem, díky čemuž nedochází k poklesu specifických emisí uhlovodíků.

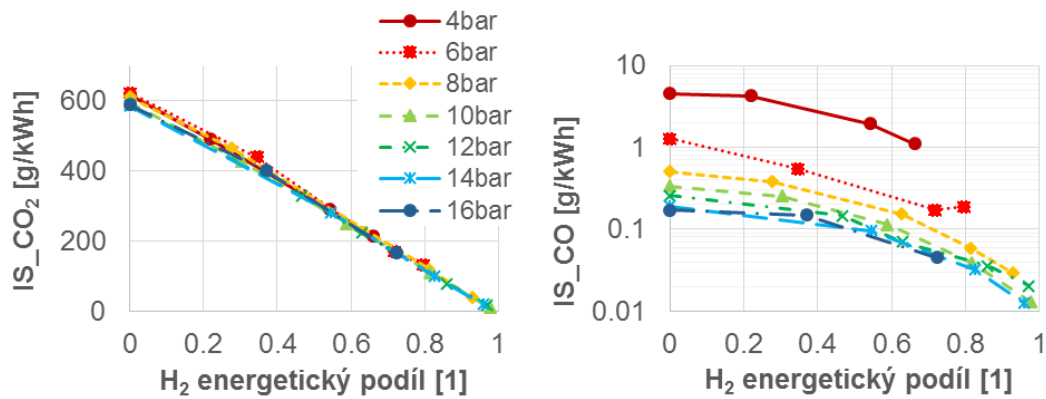


Obrázek 5-32 Specifické emise vodíku ( $IS_{H_2}$ ), uhlovodíků v C1 ( $IS_{THC}$ ), oxidů dusíku ( $NO_x$ ) a počtu částic ( $IS_{PN}$ ) jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$

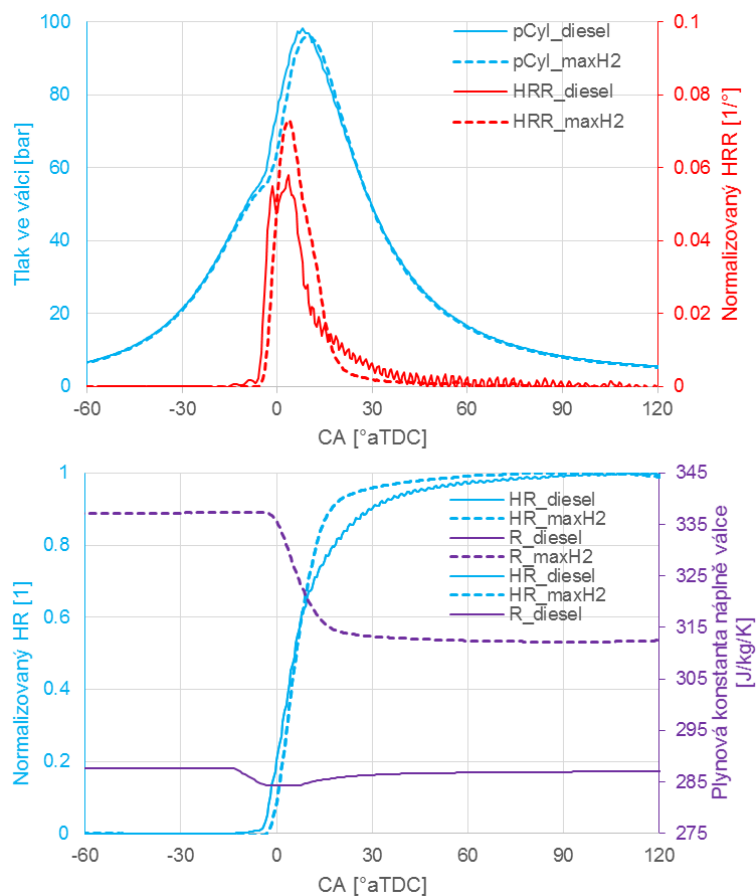
Vliv úrovně energetické náhrady na specifické emise  $NO_x$  je nejednoznačný. Ve vysokém zatížení ( $p_i = 14$  a  $16$  bar) je patrný mírný pokles, zatímco střední zatížení ( $p_i = 6$ – $18$  bar) vede mírnému zvýšení. Pro nejnižší zatížení je pak pokles specifických emisí  $NO_x$  průvodním jevem poklesu chemické účinnosti spalování. Tím pádem se vznětový motor nafta vodík nevymaňuje z povinnosti vznětových motorů dodatečně likvidovat  $NO_x$  ve výfukových plynech ať už technologií LNT nebo SCR nebo kombinací obojího. Použití vodíku jako paliva neomezuje použití těchto systémů čištění spalin, naopak se uvádí, že vodík lze použít jako redukční činidlo pro systémy SCR a to při relativně nízkých teplotách [133]. Případná regenerace systému LNT pak údajně může proběhnout i za podpory vodíku [134].

Specifické emise počtu částic klesají s rostoucí úrovní energetické náhrady vodíkem a to až o jeden a půl řád (Obrázek 5-32 vpravo dole). To snižuje nároky na filtr pevných částic v porovnání s čistě vznětovým motorem.

Obrázek 5-33 ve své levé části pak ukazuje signifikantní pokles specifických emisí  $CO_2$ , což se jeví jako momentálně největší přínos dané koncepce. Pokles emisí  $CO_2$  je pak dle očekávání přibližně lineárně závislý na úrovni energetické náhrady. Podobný pokles pak vykazují i specifické emise CO vyjádřené v pravé části obrázku grafem s logaritmickou svislou osou.



Obrázek 5-33 Specifické emise CO<sub>2</sub> (IS\_CO<sub>2</sub>) a CO (IS\_CO) jako funkce energetického podílu vodíku při otáčkách motoru 2000 min<sup>-1</sup>



Obrázek 5-34 Porovnání průběhu spalovacího tlaku, rychlosti normalizovaného vývinu tepla (HRR), normalizovaného vývinu tepla (HR) a plynové konstanty (R) pro nulovou a maximální úroveň energetické náhrady při otáčkách motoru 2000 min<sup>-1</sup> a  $p_i = 10$  bar

Obrázek 5-34 zobrazuje průběh tlaku ve válci pro čistě vznětový režim (plná čára) a odpovídající režim s maximální úrovní náhrady nafty vodíkem (přerušovaná čára). Prezentovaný režim je definovaný otáčkami motoru 2000 min<sup>-1</sup> a zatížením ve výši  $p_i = 10$  bar. Jedná se průměrný cyklus z 200 po sobě jdoucích cyklů. Vznětový režim vykazuje vyšší rychlost vývinu tepla (HRR) v úvodní fázi spalování, zatímco absolutní maximum dosahuje dvoupalivový režim, což potvrzuje předpoklady rychlého šíření plamene při spalování vodíku. Dolní část obrázku pak ukazuje změnu hodnoty plynové

konstanty následkem spalování. Její pokles je výraznější v případě spalování vodíku, což vede na výraznější molární kontrakci a tím na potlačení přírůstku tlaku, který je na rozdíl od rychlosti vývinu tepla v porovnání s čistě vznětovou variantou mírně nižší.

### 5.3.1.1 Návrh charakteristiky dvoupalivového motoru nafta-vodík

Mapování dvoupalivového motoru nafta-vodík diskutované v předchozím odstavci slouží jako podklad pro sestavení indikovaných charakteristik fiktivního dvoupalivového motoru. Kritériem pro výběr vhodných režimů byl požadavek na co nejvýraznější snížení měrných indikovaných emisí CO<sub>2</sub>. Na rozdíl od země-plynové varianty zde nebylo nutné použít kritérium minimální chemické účinnosti spalování, neboť pokud už spalování splnilo požadavek na hodnotu covIMEP, tak se účinnost spalování pohybovala kolem 98 %. Takto sestavené mapy poslouží pro rozšíření komentářů v předchozí kapitole a dále pak budou sloužit jako podklad pro kapitolu 5.4.2.

Obrázek 5-35 přináší vybrané úrovně energetického podílu vodíku na energii dodané motoru v palivech. Ve středních zatíženích je možno použít maximálních úrovní náhrady ve výši 94–98 %. Pro nižší zatížení tato hodnota klesá (požadavek na dodržení CA50 a covIMEP), nicméně vodík umožňuje v porovnání se zemním plynem použít vyšší stupně náhrady i při nižším zatížení a dále posunout možnost využití dvoupalivového konceptu směrem k nižším zatížením. Naopak ve vyšším zatížení je vodík oproti zemnímu plynu limitován zvýšenou tendencí k předzápálům a ke klepání. Zobrazená výkonová úroveň tak ukazuje horní limity vodíkového konceptu v dané konfiguraci.

H<sub>2</sub> energetický podíl [%]

IMEP [bar]	16		74%	73%		
	14		98%	97%	70%	
	12		96%	97%	64%	
	10		96%	98%	94%	
	8		97%	94%	82%	
	6		84%	80%	74%	
	4		66%	68%		
		800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]				

Obrázek 5-35 Charakteristika energetické úrovně náhrady koncepce nafta-vodík

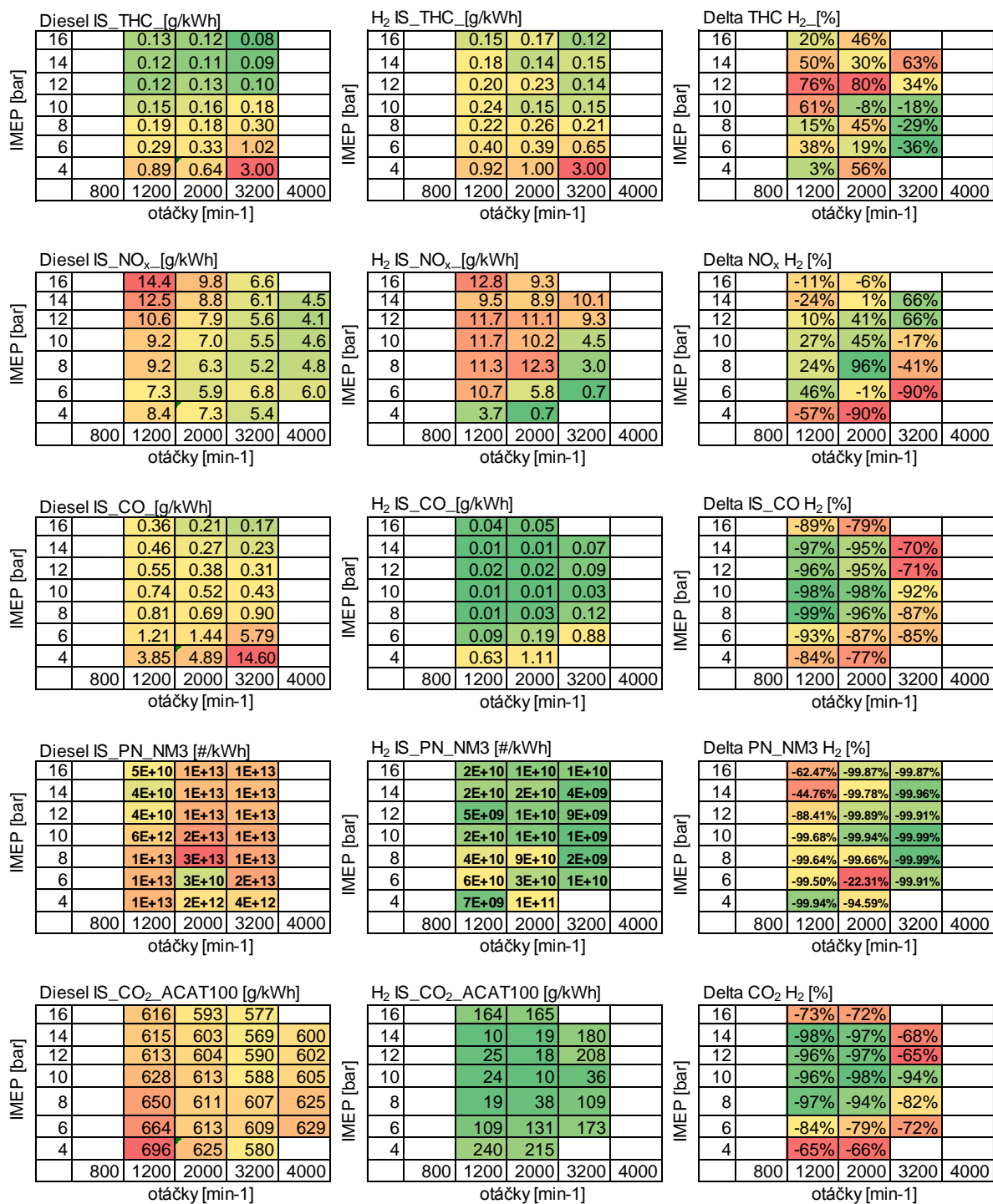
Pokud se týká indikované účinnosti, tak vodíkový koncept vede zpravidla k mírnému snížení proti vznětovému motoru. Na rozdíl od zemního plynu je chování vcelku konzistentní napříč otáčkovými úrovněmi motoru. Negativní vliv vodíku na účinnost je částečně implikován častějším nedodržením hodnoty CA50 kvůli hrozícímu výskytu abnormalit ve spalování.

IMEP [bar]	Diesel indikovaná účinnost [%]					IMEP [bar]	H <sub>2</sub> indikovaná účinnost [%]					IMEP [bar]	Delta H <sub>2</sub> relativní indi. účinnost [%]					
	800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000	
16		43.0	44.8	43.3		16		42.6	43.8		16		-1%	-2%				
14		43.1	44.0	46.0		14		42.6	44.1	44.7	14		-1%	0%	-3%			
12		43.2	43.9	43.2		12		41.2	43.4	46.0	12		-5%	-1%	6%			
10		42.2	43.3	42.4		10		41.1	42.4	45.0	10		-3%	-2%	6%			
8		40.8	43.4	43.0		8		40.6	41.6	43.3	8		-1%	-4%	1%			
6		40.0	43.2	43.1		6		38.5	39.5	39.7	6		-4%	-9%	-8%			
4		37.6	42.4	43.3		4		37.1	38.4		4		-1%	-9%				
		800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000		800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]						otáčky [min <sup>-1</sup> ]						otáčky [min <sup>-1</sup> ]				

Obrázek 5-36 Porovnání indikované účinnosti čistě vznětového konceptu a konceptu nafta-vodík

Spalování vodíku v dvoupalivovém vznětovém motoru zpravidla přináší nárůst produkce uhlovodíků v řádech desítek procent (Obrázek 5-36 nahoře), což je nejpravděpodobněji implikováno

substitucí vzduchu vodíkem v náplni válce. Výjimku tvoří otáčky motoru  $3200 \text{ min}^{-1}$  a  $p_i \leq 10 \text{ bar}$ . Celkově tak úroveň produkce uhlovodíků na rozdíl od země-plynové varianty nepředstavují novou výzvu z hlediska systému dodatečné úpravy spalin. Co se týká dalšího uhlíkatého produktu nedokonalého spalování, oxidu uhelnatého (CO), tak v jeho případě dvoupalivový koncept vede k jeho výraznému snížení, které přibližně koreluje s úrovní náhrady kapalného paliva vodíkem. Emise nespáleného vodíku nejsou nějak legislativně omezeny, a proto tu nejsou uváděny.



Obrázek 5-37 Porovnání emisí posuzovaných škodlivin (nepsálené uhlovodíky v C1, PN měřené pomocí Testo NanoMet3) a emisí CO<sub>2</sub> za fiktivním dokonalým katalyzátorem čistě vznětového konceptu a konceptu nafta-vodík

Nárůst produkce  $\text{NO}_x$  se při přechodu na dvoupalivový režim nafta-vodík a vysoké stupně náhrady pohybuje v řádech desítek procent (Obrázek 5-36), což jsou podobné hodnoty, jako v případě zemního plynu. Při nižších stupních náhrady však dochází k opačnému efektu. To je zřejmě dáno tím, že spalování velmi chudé směsi vodíku a vzduchu při nízkém stupni náhrady nedává dobré podmínky pro tvorbu  $\text{NO}_x$  a ty tak primárně pocházejí ze spalování motorové nafty, kde má substituce části vzduchu vodíkem podobný efekt, jako recirkulace spalin. Následkem snížení koncentrace kyslíku a dusíku ve válci se pak produkce snižuje  $\text{NO}_x$ .

Redukce v produkci počtu částic PN se zdá ještě výraznější než v případě zemního plynu a prokazuje tak obecně pozitivní vliv dvoupalivového provozu na produkci této škodliviny. Nicméně je zde třeba brát v úvahu, že měření probíhalo s alternativním čítačem částic pracujícím na jiném principu, proto je vhodné se omezit na konstatování, že jde o výrazný (řádový) pokles produkce PN v úrovni obdobné, jako v případě konceptu nafta-zemní plyn.

Hlavním výsledkem dvoupalivového konceptu nafta-vodík je signifikantní snížení produkce  $\text{CO}_2$ , které díky porovnatelné účinnosti se vznětovou referenční variantou přibližně odpovídá energetickému podílu vodíku. Bohužel pro zatížení  $p_i < 4$  bary již neumožňuje dvoupalivový provoz, ve vyšších otáčkách pak minimální hodnota  $p_i$  pro dvoupalivový provoz dále roste.



### 5.3.2 Souhrn

Na základě experimentálního mapování konceptu dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík byla získána následující zjištění.

- Největší úroveň energetické náhrady nafty vodíkem je dosažitelná ve středním zatížení ( $p_i = 8\text{--}14$  bar) a pohybuje se kolem 98 %
- V nízkém zatížení ( $p_i = 4\text{--}6$  bar) je úroveň energetické náhrady limitována příliš chudou směsí vedoucí na pomalé a nekompletní spalování. Situace je horší ve vyšších otáčkách. Vodík umožňuje použít dvoupalivový koncept v nižších zatíženích než zemní plyn
- V nejnižších zatíženích ( $p_i = 0\text{--}4$  bar) je nutno využít čistě vznětový režim nebo hledat alternativu v konceptech spalování typu RCCI
- V nižších zatíženích by mohlo pomoci lépe vznětlivé palivo, jako je například HVO
- Maximální dosažené zatížení odpovídá  $p_i = 16$  bar při otáčkách motoru 2000 a 3200  $\text{min}^{-1}$  při stupni náhrady cca 70 %. Další zvyšování zatížení a stupně náhrady bylo znemožněno výskytem vzplanutí vodíku v sání.
- Pokles emise  $\text{CO}_2$  ve výfukových plynech přibližně odpovídá stupni energetické náhrady, což v případě středního zatížení znamená úsporu přes 90 %. Celková redukce v provozu bude záležet na spektru zatížení, neboť v nejnižším zatížení je nutno motor provozovat pouze na kapalné uhlovodíkové palivo. Reálný přínos z hlediska „Well to Wheel“ pak záleží na původu vodíku.
- Emise uhlovodíků jsou obdobné jako u čistě vznětové varianty, zatímco emise CO výrazně klesají
- Počet emitovaných částic klesá až o jeden a půl řádu pro nejvyšší úroveň energetické náhrady
- Emise  $\text{NO}_x$  jsou obdobné jako v případě vznětového motoru
- Indikovaná účinnost vlivem přechodu na dvoupalivový režim s vysokou náhradou většinou poklesne o přibližně 2 %

Lze předpokládat, že dalšího navýšení výkonu při udržení vysokého stupně energetické náhrady je možné dosáhnout optimalizací vefuku vodíku do sání například tím, že by každý kanál měl vlastní vyfukovací ventil. Tím by se bohatost směsi v sacím traktu homogenizovala a byl by potlačen výskyt relativně bohatší a lépe zápalné směsi v jednom z portů podporující vzplanutí směsi v sacím traktu. Dalšího posun lze předpokládat precizní optimalizací vstřikovacích systémů obou paliv jak z pohledu strategie řízení, tak z pohledu fyzické optimalizace dílů. Stejně jako v případě konceptu nafta-zemní plyn lze předpokládat zlepšení parametrů, pokud by se spalovací prostor optimalizoval pro dvoupalivový koncept. Určitý prostor pro optimalizaci pak skýtá také použití proměnného časování ventilů. Celkově pak koncept skýtá značný potenciál ke snížení emise  $\text{CO}_2$ .

## 5.4 Určení potenciálu palivově flexibilního konceptu nafta-vodík-zemní plyn vůči čistě vznětové variantě

Jako nástroj vhodný pro kvantifikaci možného snížení produkce CO<sub>2</sub> byla zvolena simulace jízdy vozidla využívající stacionární charakteristiky daného konceptu. Je to prakticky nejjednodušší a nejrychlejší cesta pro rámcovou estimaci výše spotřeby paliva či paliv a množství generovaných emisí. V daném případě, kdy uspořádání experimentálního motoru téměř neumožňuje měření nestacionárních charakteristik, se jedná v podstatě jeden z mála způsobů, jak interpretaci naměřených dat přiblížit reálnému světu a zároveň konfrontovat s požadavky regulátorů. Vzhledem k absenci systému dodatečné úpravy spalin na experimentálním motoru a zaměření této práce, budou předmětem zájmu produkce CO<sub>2</sub> a spotřeba paliva či paliv. Jako reference pro alternativní koncepty budou uvažována data naměřená pro čistě vznětový koncept.

Jak bylo diskutováno v kapitole 2.1, prezentované limity emisí CO<sub>2</sub> jsou stanoveny v měřicím cyklu NEDC či na něj přepočteny, aby veřejnost nebyla šokována skokovým nárůstem emisí CO<sub>2</sub> a spotřeby paliva uváděných v technickém průkazu vozidla. Proto je jako první jízdní cyklus zvolen cyklus NEDC. Jelikož od roku 2021 dále se rozhodná hodnota emisí CO<sub>2</sub> „Cíl pro specifické emise“ určuje statistickým vztahem mezi cykly NEDC a WLTC (kapitola 2.1) na základě měření dle metodiky WLTP, je jako druhý simulovaný cyklus zvolen cyklus WLTC.

### 5.4.1 Výběr vhodných koncepcí

Použití HVO jako paliva sice přináší některé výhody z hlediska spalování i emisí a stejně tak z hlediska emisí CO<sub>2</sub> z pohledu „Well to Wheel“. Emise CO<sub>2</sub> zjišťovaná z koncentrace ve výfukových plynech však poklesne jen o 3.5 %, což nedosahuje požadavků budoucí legislativy. Díky tomu je jinak nadějně palivo momentálně neperspektivní a používá se jen jako přídatek do prémiových motorových naft za účelem navýšení cetanového čísla a splnění požadavku na podíl biosložek zároveň. Tedy alespoň dokud legislativa nezohlední také „Well to Wheel“ produkci CO<sub>2</sub>.

Stechiometrická koncepce dvoupalivového motoru na zemní plyn umožňuje zvláště při snížení kompresního poměru dosahovat vysokých hodnot středního indikovaného tlaku a zároveň v tomto režimu likvidovat škodliviny včetně NO<sub>x</sub> v třícestném katalyzátoru. Bohužel se však nevyhne vznětovému provozu při  $p_i \leq 5$  bar. Nekoná se zde tedy uvažované výrazné zjednodušení systému dodatečné úpravy spalin o systém redukcí NO<sub>x</sub> oproti vznětovému motoru. Lze předpokládat nutnost použití přinejmenším zásobníkového katalyzátoru LNT pro redukci NO<sub>x</sub>. Tedy alespoň pokud si chceme zachovat čisté svědomí z hlediska emitování NO<sub>x</sub> v nižším zatížení typickém pro městský provoz. V tomto režimu pak oproti vznětovému motoru bude také výrazně potlačena redukce emisí CO<sub>2</sub>. Za současného stavu se tak bude jevit jako vhodnější zážehový země-plynový přeplňovaný motor doplněný nejnovějšími technologiemi v oblasti časování vačkových hřídelů a vypínání válců potlačující negativní vliv škrcení v nízkém zatížení. V konfiguraci, v jaké byla data naměřena, pak stochiometrická koncepce vede na nižší indikované účinnosti než koncepce chudá. V případě chudé koncepce je však větší otázkou, zda je možné daných parametrů dosáhnout s reálným turbodmychadlem.

Proto byl jako vhodný kandidát pro další vyšetřování potenciálu ke snížení emisí CO<sub>2</sub> vybrán koncept dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík, který snižuje emise CO<sub>2</sub> nejméně, byť stále přetrvává nutnost použít v nízkém zatížení čistě vznětový režim motoru. Na rozdíl od chudé koncepce nafta-zemní plyn nezatažuje výrazně uvažovaný systém dodatečné úpravy spalin výrazným nárůstem produkce nespálených uhlovodíků. Dvoupalivový koncept nafta-vodík však přirozeně

umožňuje nouzový dojezd na kapalné palivo. Dvoupalivový motor má také podstatně mírnější požadavky na čistotu vodíku než palivový článek. Zde je samozřejmě nutné uživatele motivovat k dotankování vodíku. K tomu může sloužit více nástrojů, namátkou třeba malá nádrž na kapalné palivo, omezení dynamiky vozidla a finanční zvýhodnění vodíku vůči konvenční motorové naftě atd. Tento přístup částečně řeší cyklický problém, kdy nedostatek vodíkových plnicích stanic vede k tomu, že si nikdo nechce pořídit vodíkové auto. Když však není odběratel pro vodík, není ani ekonomický důvod pro stavbu plnicích stanic. Jak již bylo konstatováno dříve, příslušenství motoru nafta-vodík je bez větších úprav aplikovatelné i na koncept nafta-zemní plyn. Zde se tedy nabízí možnost zvýšit palivovou flexibilitu navrhovaného pohonu možností použít zemní plyn místo vodíku. To byl i důvod, proč byl tento koncept studován na totožné mechanické konfiguraci motoru jako koncept nafta-vodík, byť zemní plyn by mohl využít vyšší kompresní poměr a také dosáhnout vyššího výkonu. Výhodou zemního plynu je alespoň částečně existující infrastruktura. Navíc tato infrastruktura, stejně jako vozidla na CNG, je kompatibilní s biometanem, pokud by došlo ke zvýšení jeho produkce. Proto byla jako druhý vhodný kandidát zvolena dvoupalivová chudá koncepce se stejnými výkonovými parametry jako koncepce nafta-vodík. Spíše než o samostatnou koncepci se však jedná o rozšíření palivové flexibility vodíkového konceptu. To samozřejmě přináší další problémy především například z hlediska flexibility řídicí jednotky motoru s ohledem na aktuální složení paliva, otázku, jak by takové vozidlo bylo posuzováno legislativně atd. To už se však dostáváme za rámec vytyčeného cíle, kterým je určení základního potenciálu.

#### 5.4.2 Sestavení map fiktivního čtyřválcového motoru nafta-vodík-zemní plyn

Data prezentovaná v kapitolách 5.2.3.2 a 5.3.1.1 jsou naměřena pro jednoválcový motor, který nemá adekvátní pasivní odpory. Proto jsou data zpracovaná jako indikovaná, tedy vztažená k indikovanému výkonu. Nejdříve proto bylo nutné určit počet válců fiktivního motoru, který byl, jak už nadpis kapitoly napovídá, stanoven na čtyři. Jednak takový počet válců motor řadí do oblíbené kategorie vznětových motorů o zdvihovém objemu přibližně 2 dm<sup>3</sup> a jednak při daném dosaženém středním indikovaném tlaku přináší z hlediska uživatele přijatelný výkon motoru ve výši cca 82 kW.

Dalším krokem bylo stanovení pasivních odporů takového motoru. Pro tento účel byl zvolen model Chen-Flynn [135], který stanovuje střední tlak ztrát motoru dle následující rovnice [135].

$$\text{FMEP} = C_1 + C_2 \cdot p_{\max} + C_3 \cdot c_p + C_4 \cdot c_p^2 \quad (5.4)$$

Zde je  $C_1$  [bar] koeficient určující konstantní složku středního tlaku ztrát,  $C_2$  [1] koeficient maximálního spalovacího tlaku,  $C_3$  [bar/(·m/s)] koeficient střední pístové rychlosti,  $C_4$  [bar/(m/s)<sup>2</sup>] koeficient kvadrátu střední pístové rychlosti a  $c_p$  střední pístová rychlost [135]. Nevýhodou modelu je, že nezahrnuje vliv viskozity oleje při různých provozních teplotách motoru, není schopen postihnout např. zvýšení kompresního poměru, popř. zvýšení plnicího tlaku v případě, že maximální tlak zůstane stejný [31]. Výhodou je však jednoduchost a pro daný účel se tento model jeví jako dostatečný. Kalibrační koeficienty  $C_1$ – $C_4$  pak byly převzaty z motoru podobné velikosti a stavby z databáze CVUM, jehož parametry z hlediska pasivních odporů byly známy. Rozdíly v pasivních ztrátách posuzovaných konceptů jsou tak dány výší maximálního spalovacího tlaku. Charakteristiky efektivního výkonu motoru při takto emulovaných pasivních odporech pak prezentuje Obrázek 5-38. Zcela vlevo jsou parametry při čistě vznětovém provozu, uprostřed pro koncept nafta-vodík a zcela vpravo pro koncept nafta-zemní plyn. Toto řazení bude vlastní i dalším grafům v této kapitole.

Diesel Pe [kW] čtyřválec							H <sub>2</sub> Pe [kW] čtyřválec							CNG Pe [kW] čtyřválec									
IMEP [bar]	16		31	51	78			16		31	51	78			16		32	51	78				
	14		27	44	67	82		14		27	44	66	82		14		27	44	68	84			
	12		23	37	57	69	76	12		23	38	57	68	76	12		23	38	58	69	75		
	10	13	19	31	47	55	58	10	13	19	31	47	56	61	10	13	19	31	46	56	61		
	8	10	15	24	35	42	45	8	10	16	24	36	43	46	8	10	15	25	36	42	44		
	6	8	11	18	24	28	30	6	8	11	17	23	25	26	6	7	11	18	25	29	31		
	4	5	7	11	13	13	12	4	5	8	10	13	13	12	4	5	7	11	13	13	12		
	2	2	3	4	3	-2	-5	2	2	3	4	3	-2	-5	2	2	3	4	3	-2	-5		
	1	1	1	1	-3	-9	-14	1	1	1	1	-3	-9	-14	1	1	1	1	-3	-9	-14		
			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]					

Obrázek 5-38 Charakteristika efektivního výkonu fiktivního motoru nafta-vodík-zemní plyn

Charakteristiky konceptů byly změřeny pouze v některých otáčkových úrovních, konkrétně 1200, 2000 a 3200 min<sup>-1</sup> v případě vodíkového konceptu a 1200, 2000, 3200 min<sup>-1</sup> v případě čistě vznětového a země-plynového konceptu a pro střední indikovaný tlak vyšší než 4 bary včetně. Proto data byla dále extrapolována pro otáčky motoru 800 a 4500 min<sup>-1</sup>, resp. otáčky 4000 min<sup>-1</sup> pro vodíkový koncept. Stejně tak byla extrapolována data pro hodnoty středního indikovaného tlaku nižšího než 4 bary.

Úplnou extrapolovanou charakteristiku energetického podílu náhrady vodíku, respektive zemního plynu na energii dodané motoru v palivu prezentuje Obrázek 5-39. Jak vidno, nejnižší zatížení a v případě vodíku i některá nejvyšší je nutné provozovat v čistě vznětovém režimu. Bližší komentáře k sestavení map jsou k nalezení v kapitole 5.2.3, respektive v kapitole 5.3.

Diesel - CNG/H <sub>2</sub> energetický podíl [%]							H <sub>2</sub> energetický podíl [%]							CNG energetický podíl [%]									
IMEP [bar]	16		0%	0%	0%			16		74%	73%	0%			16		90%	96%	93%				
	14		0%	0%	0%	0%	0%	14		98%	97%	70%	0%		14		95%	96%	92%	90%			
	12		0%	0%	0%	0%	0%	12		96%	97%	64%	42%	0%	12		89%	95%	89%	90%	90%		
	10	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10	95%	96%	98%	94%	91%	89%	10	87%	90%	94%	87%	84%	82%		
	8	0%	0%	0%	0%	0%	0%	8	97%	97%	94%	82%	74%	69%	8	85%	88%	95%	72%	65%	61%		
	6	0%	0%	0%	0%	0%	0%	6	86%	84%	80%	74%	69%	67%	6	82%	74%	58%	51%	29%	0%		
	4	0%	0%	0%	0%	0%	0%	4	65%	66%	68%	0%	0%	0%	4	81%	54%	0%	0%	0%	0%		
	2	0%	0%	0%	0%	0%	0%	2	0%	0%	0%	0%	0%	0%	2	0%	0%	0%	0%	0%	0%		
	1	0%	0%	0%	0%	0%	0%	1	0%	0%	0%	0%	0%	0%	1	0%	0%	0%	0%	0%	0%		
			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]					

Obrázek 5-39 Úplná charakteristika energetického podílu náhrady vodíku, respektive zemního plynu na energii dodané fiktivnímu motoru nafta-vodík-zemní plyn v palivu

Diesel mdot CO <sub>2</sub> _ACAT100 kg/h							H <sub>2</sub> mdot CO <sub>2</sub> _ACAT100 kg/h							CNG mdot CO <sub>2</sub> _ACAT100 kg/h									
IMEP [bar]	16		20.2	32.6	50.4			16		5.3	9.0	50.4			16		16.7	26.2	39.0				
	14		17.7	28.6	43.4	57.3		14		0.3	0.9	13.7	57.3		14		13.2	23.2	34.8	47.2			
	12		15.2	24.7	38.8	49.3	55.8	12		0.6	0.7	13.6	22.1	55.8	12		11.3	19.8	30.7	39.9	45.6		
	10	8.4	13.0	21.0	32.8	41.1	46.3	10	0.6	0.5	0.3	2.0	3.1	3.8	10	5.8	9.5	17.0	26.5	34.2	39.0		
	8	6.7	10.7	16.7	26.6	34.2	39.0	8	0.2	0.3	1.0	4.8	7.4	9.0	8	3.9	7.5	14.7	22.3	28.9	33.0		
	6	5.0	8.3	12.6	19.9	25.7	29.4	6	0.8	1.4	2.7	5.6	7.5	8.7	6	2.3	5.6	12.1	17.6	22.9	29.4		
	4	3.4	5.0	8.5	13.4	16.8	18.9	4	1.7	2.1	2.9	13.4	16.8	18.9	4	2.1	4.3	8.5	13.4	16.8	18.9		
	2	1.7	2.5	4.2	6.7	8.4	9.5	2	1.7	2.5	4.2	6.7	8.4	9.5	2	1.7	2.5	4.2	6.7	8.4	9.5		
	1	0.8	1.3	2.1	3.4	4.2	4.7	1	0.8	1.3	2.1	3.4	4.2	4.7	1	0.8	1.3	2.1	3.4	4.2	4.7		
			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000	4500			800	1200	2000	3200	4000
		otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]								otáčky [min <sup>-1</sup> ]					

Obrázek 5-40 Úplná charakteristika hodinové produkce CO<sub>2</sub> fiktivního motoru nafta-vodík-zemní plyn. Hodnoty odpovídají situaci za dokonalým oxidačním katalyzátorem

Poslední a nejdůležitější obrázek této kapitoly pak ukazuje charakteristiky hodinové hmotnostní produkce CO<sub>2</sub> (Obrázek 5-40). Zde prezentovaná data odpovídají produkci emisí, které by byly měřitelné za fiktivních dokonalým oxidačním katalyzátorem, ve kterém by proběhla oxidace všech ještě spalitelných uhlikatých sloučenin.

Pokud bychom pak parametry fiktivního motoru měli převést do formy odpovídající katalogové prezentaci vozidla, vystihovala by je následující tabulka.

Základní parametry vznětového palivově flexibilního motoru nafta-vodík-zemní plyn	
Počet válců/ventilů	4/16
Vrtání x zdvih	85 x 90 mm
Zdvihový objem	2.042 dm <sup>3</sup>
Kompresní poměr	14:1
Maximální točivý moment	233–247 Nm při 1200–3200 min <sup>-1</sup>
Maximální výkon	82–84 kW při 4000 min <sup>-1</sup>
Maximální otáčky	4500 min <sup>-1</sup>

Tabulka 5-1 Základní parametry fiktivního vznětového palivově flexibilního motoru nafta-vodík-zemní plyn

### 5.4.3 Specifikace vozidla a požadavků na něj

Jako vhodné vozidlo pro posouzení zvolených konceptů bylo zvoleno vozidlo dnes méně žádané kategorie MPV. Z hlediska hmotnostních parametrů a jízdních odporů takové vozidlo odpovídá dnes tolik populární kategorii vozidel SUV a z hlediska simulace by vozidlo této třídy dosahovalo podobných výsledků. Tyto kategorie vozidel jsou výhodné díky jednoduššímu umístění nádrží na vodík do vozidla těchto rozměrů. To je ostatně i důvodem, proč jsou tyto kategorie vozidel preferovány u elektromobilů, kde jsou hmotnost baterií a objem jimi zabraný ještě znatelně vyšší než v případě nádrží vodíkových vozidel.

Pro účely simulace je třeba znát hmotnost vozidla, součinitel odporu vzduchu a čelní plochu vozidla, odpor valení, odpor ze zrychlení, rozměry pneumatik a odstupňování převodovky. Hodnoty těchto veličin byly opět převzaty z interní databáze CVUM a odpovídají vozidlu dané kategorie. Odstupňování převodovky bylo mírně upraveno prodloužením prvního převodového stupně. Tyto vlastnosti pak byly implementovány do existujícího modelu z databáze CVUM postaveného na platformě GT-suite. Tento model byl dále upravován, aby dokázal pracovat s vícepalivovým konceptem.

Je zřejmé, že instalace vodíkové a země-plynové palivové soustavy vede k nárůstu hmotnosti vozidla. Proto je hmotnost palivově flexibilní varianty zvýšena o 5 %, tedy dle údajů prezentovaných v [136]. Objem zvolených nádrží na vodík je 160 dm<sup>3</sup>, což znamená kapacitu 6.3 kg vodíku při tlaku 700 barů. Při výpočtu kapacity nádrží je brán v úvahu kompresibilitní faktor vodíku (resp. zemního plynu) odpovídajícímu danému tlaku a teplotě 300 K. Technické údaje fiktivního vozidla uvádí Tabulka 5-2. Je uváděno také množství plynného paliva pro tlak 200 bar, což je dnes běžný tlak na čerpacích stanicích zemního plynu.

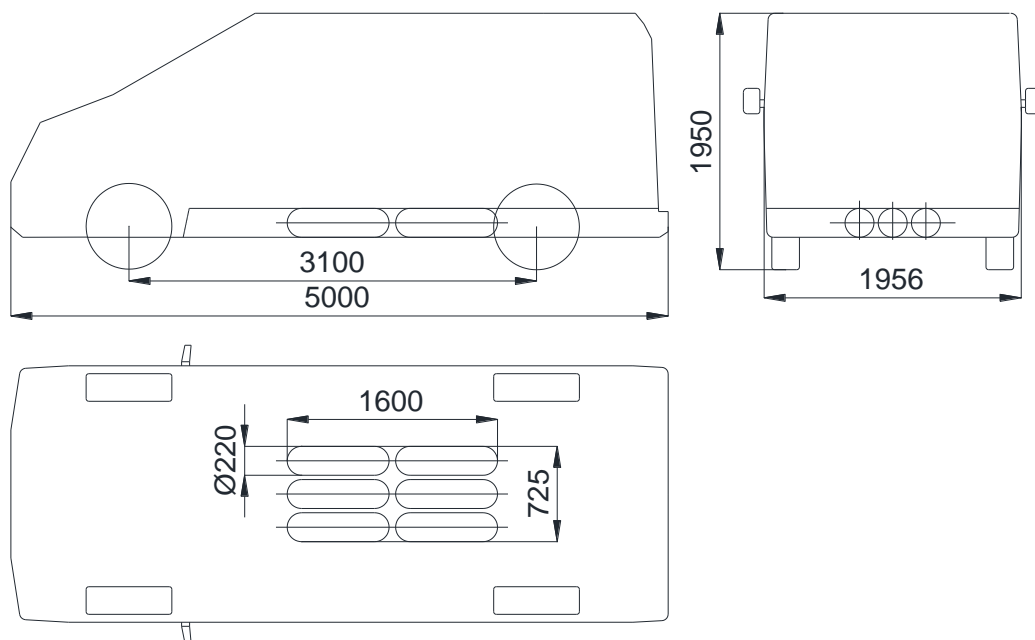
Tabulka 5-2 také prezentuje vypočtené limity na CO<sub>2</sub> platné pro dané vozidlo pro rok 2020, jsou to ty korigované dle hmotnosti vozidla. Zde je vidět, že je vozidlo svou vyšší hmotností zvýhodněno a může tak bez postihu přispívat ke globálnímu oteplení více, než vozidlo lehčí, neboť globální oteplení samotné při své činnosti hmotnost vozidla také nijak nezohledňuje. Obdobný přepočít však nelze učinit pro limity pro rok 2025 a 2030, neboť korekční faktory jsou závislé na vlastnostech vozidel

prodaných v letech 2020 resp. 2021 a na referenční hodnotě vyhlášené (a momentálně nevyhlášené) pro každý jednotlivý rok. Proto pro posouzení limitu bude uvažována nekorigovaná hodnota.

	Vznětový vůz	Koncept nafta-vodík	Koncept nafta-zemní plyn
<b>Pohotovostní/provozní/užitečná hmotnost vozidla [kg]</b>	1930/2001/600	2110/2183/600	2128*/2199*/600
<b>Objem nádrže na kapalné palivo [dm<sup>3</sup>]</b>	50	12	12
<b>Objem nádrží na plynné palivo [dm<sup>3</sup>]</b>	0	160	160
<b>Vyčerpatelné množství plynného paliva při zbytkovém tlaku v nádržích 4 bary a počátečním 700/200 bar [kg]</b>	0	6.25/2.25	49.5/24.25
<b>Specifické emise CO<sub>2</sub> NEDC<sub>Cíl2020</sub>/NEDC<sub>Cíl2020</sub> korigovaný dle hmotnosti vozidla [g/km]</b>	95/113.2	95/119.1	95/119.7
<b>Cíl pro specifické emise (CO<sub>2</sub>) NEDC<sub>Cíl2030</sub>/NEDC<sub>Cíl2030</sub> korigovaný [g/km]</b>	59.4/nelze určit	59.4/ nelze určit	59.4/ nelze určit
<b>Rozměr pneumatik</b>	205/65 R16		
<b>Stálý převod</b>	4.188		
<b>Počet převodových stupňů [1]</b>	6		
<b>Převodové poměry</b>	3.67/2.105/1.290/0.889/0.689/0.549		
<b>Stoupavost při plném zatížení [%]</b>	46		
<b>Maximální rychlost na 5 převodový stupeň [km/h]</b>	168		
<b>Čelní plocha [m<sup>2</sup>]</b>	3		
<b>Koeficient odporu vzduchu [1]</b>	0.38		
<b>Součinitel valivého odporu [1]</b>	0.0066		

Tabulka 5-2 Technické údaje zvoleného vozidla počítáno s plnicím tlakem zemního plynu 200 bar

Uvažované umístění lahví v podlaze pod posádkou využívá vyšší stavby vozidla. Za zadní nápravou pak zůstává dostatečný prostor pro zmenšenou nádrž na kapalné palivo. Navíc toto umístění příliš nezhorší trakci přední nápravy, což bývá problém při umísťování nádrží kolem zadní nápravy. Ideový návrh umístění lahví prezentuje Obrázek 5-41.



Obrázek 5-41 Ideový návrh umístění tlakových lahví na plynné palivo

#### 5.4.4 Diskuze výsledků simulace jízdy vozidla vzhledem k potenciálu redukce CO<sub>2</sub>

Byly provedeny simulace jízdy vozidla v jízdních cyklech NEDC a WLTC pro tři palivové koncepty. První a referenční koncept je čistě vznětový, druhý je dvoupalivový koncept nafta-vodík a třetí je dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn. Pro simulaci byly využity stacionární charakteristiky konceptů. Cílem simulace bylo vyšetřit potenciál dvoupalivových konceptů s ohledem na snížení emisí CO<sub>2</sub> a plnění budoucích norem na výši této složky výfukových plynů. Hlavní výsledky simulace prezentuje Tabulka 5-3, podrobnější jsou pak k nahlédnutí v příloze 10.7.

Nejprve se zastavme u výsledků referenčního vznětového konceptu. Specifické emise CO<sub>2</sub> dosahují hodnot 138 g/km v případě méně dynamického cyklu NEDC, dynamičtější cyklus WLTC pak přinese navýšení o cca 7 % na hodnotu 147.8. Tyto hodnoty odpovídají objemové spotřebě motorové nafty ve výši 5.64 l/100 km a 5.76 l/100 km, což jsou hodnoty běžně udávané v technických průkazech vozidel podobné kategorie. Je patrné, že vozidlo o více než 20 % neplní limit současný limit (pro rok 2020) na výši emisí CO<sub>2</sub> dle cyklu NEDC (Tabulka 5-2 sloupec NEDC/diesel), je tedy jasné, že výsledky dosažené v cyklu WLTC budou limitu pro rok 2030 ještě vzdálenější (Tabulka 5-2 sloupec WLTC/diesel), byť rozhodná hodnota bude díky korekcím na nově aplikovaný cyklus WLTC vyšší než udaných 59.4 g/km. Potřebné korekční koeficienty však regulační orgán zatím nezveřejnil. Z uvedeného je zřejmé, že snaha redukovat tvorbu CO<sub>2</sub> je z tohoto hlediska namístě.

Výsledky pro koncept nafta-vodík reprezentují sloupce NEDC/DF H<sub>2</sub> a WLTC/SF H<sub>2</sub>. Průměrná energetická náhrada motorové nafty vodíkem dosahuje hodnot 59 % pro cyklus NEDC a 69 % pro cyklus WLTC. To vede k na první pohled paradoxnímu výsledku, kdy tento koncept dosahuje nižších emisí CO<sub>2</sub> v cyklu WLTC. To je dáno tím, že dvoupalivový motor je v nízkých zatíženích nucen pracovat s nižší energetickou náhradou či dokonce v čistě vznětovém režimu a právě tyto režimy jsou typické pro cyklus NEDC. Zavedení cyklu WLTC pro určení výše emisí CO<sub>2</sub> od roku 2021 dále je tedy pro dvoupalivové koncepty výhodné. Dosažená úroveň emisí CO<sub>2</sub>, která pro NEDC činí 51.5 g/km a pro WLTC 44.1 g/km

se značnou rezervou splňuje limitní hodnotu nejen pro rok 2020 (119.1 g/km), ale i nekorigovaný limit pro rok 2030 (59.4 g/km). To dává prostor k optimalizaci konceptu z hlediska zvýšení dojezdu větším podílem čistě vznětového provozu motoru. Dojezd, který je v tomto případě omezený kapacitou nádrží na vodík, činí v cyklu NEDC 531 km a v cyklu WLTC 455 km, což jsou stále akceptovatelné hodnoty, byť je třeba počítat s déle trvajícím tankováním než v případě konvenčních paliv. Tento čas však bude stále řádově nižší, než při dobíjení baterií elektromobilů. Navíc je zde možnost nouzového dojezdu na motorovou naftu, pokud to bude umožněno legislativou. Dvoupalivový koncept nafta-vodík se tak jeví jako perspektivní prostředek ke splnění budoucích požadavků na výši emisí CO<sub>2</sub>.

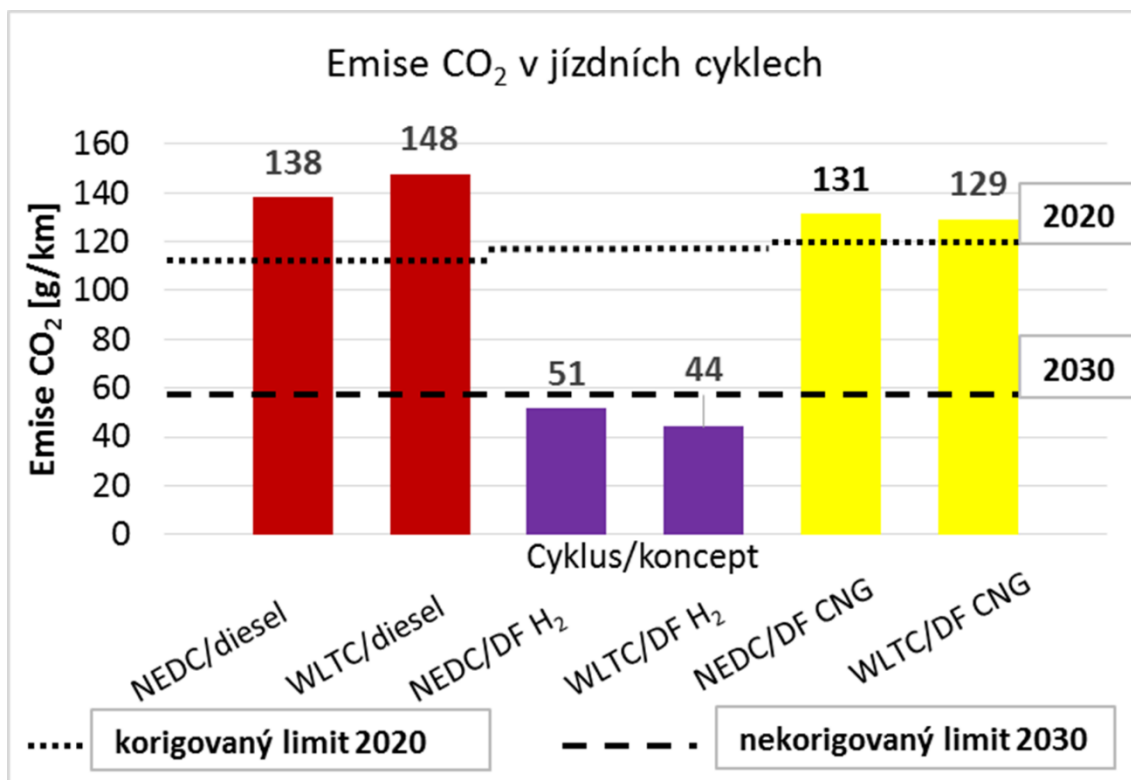
Měřicí cyklus/palivový koncept	NEDC diesel	WLTC diesel	NEDC DF H <sub>2</sub>	WLTC DF H <sub>2</sub>	NEDC DF CNG	WLTC DF CNG
<b>Energetická náhrada [%]</b>	0	0	59	69	46	71
<b>Dojezd [km]</b>	<b>887</b>	<b>868</b>	<b>531</b>	<b>455</b>	<b>400</b>	<b>771</b>
<b>Emise CO<sub>2</sub> [g/km]</b>	138.0	147.8	51.5	44.1	131.1	128.9
<b>Redukce CO<sub>2</sub> vůči vznětovému konceptu [%]</b>	0	0	-63	-70	-5	-13
<b>Limit CO<sub>2</sub> 2020/2030 [g/km] pro dané vozidlo</b>	113.2/-	-/59.4*	119.1/-	-/59.4*	119.7/-	-/59.4*

Tabulka 5-3 Hlavní výsledky simulace jízdních cyklů.

\*přesnou hodnotu pro dané vozidlo nelze určit, dokud nebudou vydány korekční koeficienty

Výsledky pro koncept nafta-vodík reprezentují sloupce NEDC/DF H<sub>2</sub> a WLTC/SF H<sub>2</sub>. Průměrná energetická náhrada motorové nafty vodíkem dosahuje hodnot 59 % pro cyklus NEDC a 69 % pro cyklus WLTC. To vede k na první pohled paradoxnímu výsledku, kdy tento koncept dosahuje nižších emisí CO<sub>2</sub> v cyklu WLTC. To je dáno tím, že dvoupalivový motor je v nízkých zatíženích nucen pracovat s nižší energetickou náhradou či dokonce v čistě vznětovém režimu a právě tyto režimy jsou typické pro cyklus NEDC. Zavedení cyklu WLTC pro určení výše emisí CO<sub>2</sub> od roku 2021 dále je tedy pro dvoupalivové koncepty výhodné. Dosažená úroveň emisí CO<sub>2</sub>, která pro NEDC činí 51.5 g/km a pro WLTC 44.1 g/km se značnou rezervou splňuje limitní hodnotu nejen pro rok 2020 (119.1 g/km), ale i nekorigovaný limit pro rok 2030 (59.4 g/km). To dává prostor k optimalizaci konceptu z hlediska zvýšení dojezdu větším podílem čistě vznětového provozu motoru. Dojezd, který je v tomto případě omezený kapacitou nádrží na vodík, činí v cyklu NEDC 531 km a v cyklu WLTC 455 km, což jsou stále akceptovatelné hodnoty, byť je třeba počítat s déle trvajícím tankováním než v případě konvenčních paliv. Tento čas však bude stále řádově nižší, než při dobíjení baterií elektromobilů. Navíc je zde možnost nouzového dojezdu na motorovou naftu, pokud to bude umožněno legislativou. Dvoupalivový koncept nafta-vodík se tak jeví jako perspektivní prostředek ke splnění budoucích požadavků na výši emisí CO<sub>2</sub>.





Obrázek 5-42 Dráhové emise CO<sub>2</sub> dosažené při simulaci jízdých cyklů

Posledním diskutovaným konceptem je dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn. Zemní plyn neumožňuje používat dvoupalivový koncept do tak nízkých zatížení jako v případě vodíku, což vede v cyklu NEDC na hodnotu průměrné energetické náhrady kapalného paliva ve výši pouze 46 %. Naopak ve srovnání s vodíkem lepší odolnost zemního plynu vůči klepání a předzápalům umožnila aplikovat vysoké úrovně náhrady ve vyšších zatíženích a otáčkách, díky čemuž energetická náhrada v cyklu WLTC dosahuje hodnoty 71 %. To vede na dráhové emise CO<sub>2</sub> ve výši 128.9 pro cyklus WLTC a 131.1 pro NEDC. Dosažená úspora emisí CO<sub>2</sub> proti vznětové variantě tak dosahuje 13 % pro WLTC a pouze 5 % pro NEDC. Zvláště hodnota 5 % se již blíží úspoře odpovídající technologicky výrazně méně náročnému provozu na kapalnou náhradu motorové nafty HVO. Dvoupalivový koncept z principu nedokáže vyčerpát plný potenciál zemního plynu ke snížení výfukových emisí CO<sub>2</sub>. Z tohoto hlediska se jeví vhodnější zážehový motor využívající současné technologie ke snížení ztrát škrcením vzduchové cesty a optimalizovaný pro spalování zemního plynu. Každopádně je třeba při spalování zemního plynu dbát na precizní funkci oxidačního katalyzátoru, neboť metan coby hlavní složka zemního plynu je významným přispěvatelem ke globálnímu oteplování (viz kapitola 2.2). Další věcí je, že zemní plyn ani při plném využití jeho potenciálu neumožní splnit budoucí dráhové limity CO<sub>2</sub>. Pokud však legislativa v budoucnu bude posuzovat produkci emisí CO<sub>2</sub> z hlediska „Well to Wheel“, bude dobrým adeptem sloužícím ke snížení emisí CO<sub>2</sub> obnovitelný biometan pojmící v sobě nízkou uhlíkovou stopu a dobré vlastnosti z hlediska spalování. Pro úplnost dodejme, že dojezd vozidla konceptu nafta-zemní plyn je v případě NEDC limitován kapacitou nádrže na motorovou naftu. Dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn tak za současné situace může sloužit ke zvýšení palivové flexibility konceptu nafta-vodík, která částečně může, stejně jako čistě vznětový provoz konceptu, pomoci překrýt ideálně přechodné období výrazného nedostatku vodíkových čerpacích stanic a v budoucnu využívat to z paliv, které se bude jevit nejpříznivěji jak z hlediska legislativy, tak z hlediska reálného ekologického dopadu.

### 5.4.5 Souhrn

Na základě provedených simulací jízdy vozidla lze konstatovat, že dvoupalivový koncept vznětového motoru nafta-vodík se jeví být účinným nástrojem na splnění budoucích dráhových limitů na množství CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech. Tento koncept dosáhl v cyklu NEDC hodnoty 51.5 g CO<sub>2</sub>/km a v cyklu WLTC dokonce 44.1 g CO<sub>2</sub>/km. Nejpřísnější možný uvažovaný limit dosahuje hodnoty 59.4 g CO<sub>2</sub>/km. Díky tomu se vodíkový dvoupalivový koncept bezpečně nachází i pod limity uvažovanými od roku 2030. Naopak dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn je daleko od přiblížení ke stanoveným limitům a z hlediska snižování koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech vznětových dvoupalivových motorů se jeví jako neperspektivní. Může však zvýšit palivovou flexibilitu uvažovaného dvoupalivového pohonu, pokud by to v budoucnu bylo možné a žádoucí. Na závěr nutno konstatovat, že od tohoto prvotního posouzení konceptu po případnou reálnou aplikaci vede velmi dlouhá cesta. Nicméně tato studie alespoň ukazuje směr, jakým je možné se vydat.

## 5.5 Průzkum potenciálu náhrady motorové nafty HVO za účelem zlepšení parametrů konceptu dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík

Na základě výše diskutovaných experimentů s HVO a řešerše k této práci se jeví jako pravděpodobný předpoklad, že použití HVO by mohlo jednak umožnit rozšíření dvoupalivového provozu směrem k nižším zatížením a jednak v nižších zatíženích umožnit použití vyššího energetického podílu vodíku. To je dáno především vyšším cetanovým číslem HVO ve srovnání s motorovou naftou a celkově lepšími parametry spalování při nižších teplotách a zatíženích. Proto je experiment zaměřen na otáčky motoru 1200 min<sup>-1</sup> při zatížení daném  $p_i = 4$  a 6 bar a 2000 min<sup>-1</sup> při zatížení daném  $p_i = 4, 6$  a 8 bar.

Metodika experimentu více méně kopíruje metodiku mapování použitou pro koncept nafta-vodík (viz příloha 10.5) s tím, že se zaměřuje na nižší zatížení. Výsledky jsou tedy prezentovány v závislosti na energetickém podílu vodíku pro každé dané zatížení a otáčky motoru a to pro motorovou naftu i HVO. Experiment a diskuze k němu jsou zaměřeny primárně na určení vlivu HVO, diskuze ke konceptu nafta-vodík je v odpovídající kapitole.

Tato problematika je také probírána v publikaci [120] a výsledku [126].

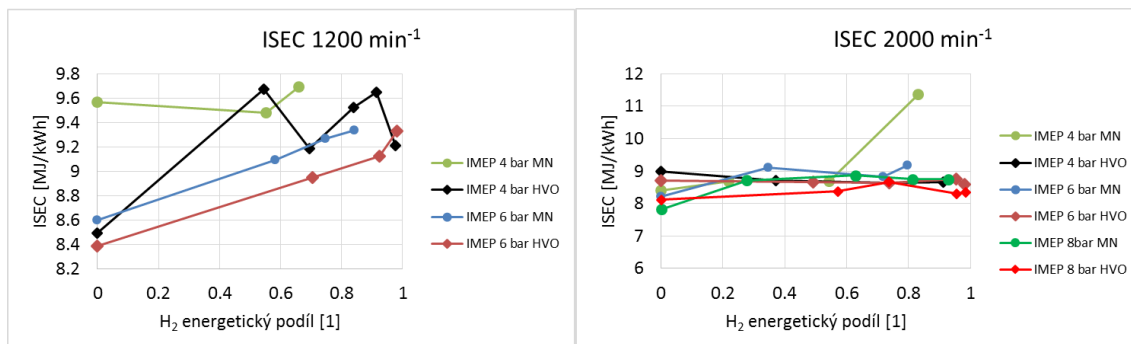
### 5.5.1 Výsledky a průběh mapování

#### 5.5.1.1 Indikovaná specifická spotřeba energie (ISEC) a chemická účinnost

Jak ukazuje Obrázek 5-43 ve své levé části, při otáčkách motoru 1200 min<sup>-1</sup> a  $p_i = 6$  bar roste indikovaná specifická spotřeba energie se vzrůstajícím energetickým podílem vodíku pro obě paliva podobně, přičemž při použití HVO je specifická spotřeba energie přibližně o 3 % nižší. Při zatížení o  $p_i = 4$  bary je pak pozitivní přínos HVO ještě markantnější. To odpovídá předpokladu, že HVO by mělo zlepšit vybrané parametry v režimech nízkými zatíženími a tím i teplotami v spalovacím prostoru.

Výsledky pro otáčky motoru 2000 min<sup>-1</sup> pak ukazuje pravá část obrázku. Zde je patrný výrazný přínos HVO z hlediska specifické spotřeby energie (35 %) při výkonové úrovni  $p_i = 4$  bary a nejvyšším energetickým podílu vodíku. Dále zvyšování podílu vodíku při výkonové úrovni  $p_i = 4$  bar a použití HVO vede k mírnému poklesu ISEC. Při zatížení  $p_i = 4$  bar a použití HVO je vliv růstu energetické náhrady

neznatelný, zatímco při  $p_i = 8$  bar už velmi mírně negativní. Při použití motorové nafty vede dvoupalivový provoz vždy ke zvýšení indikované specifické spotřeby energie. Naopak HVO v porovnání s MN obecně spotřebu energie ve sledovaném zatížení snižuje pro vznětový i dvoupalivový provoz.

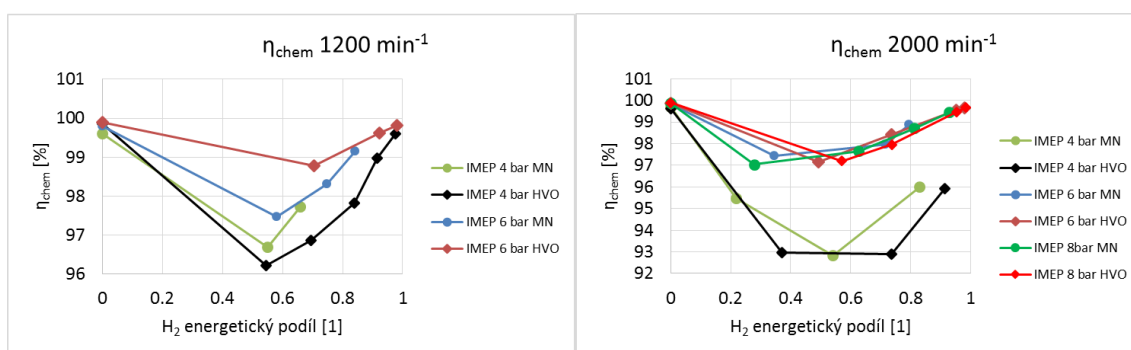


Obrázek 5-43 Porovnání indikované spotřeby energie konceptu nafta-vodík pro MN a HVO

Při zatížení  $p_i = 4$  bary a otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$  je chemická účinnost při totožném stupni náhrady při použití HVO obecně nižší. Přitom ale umožňuje zvýšit energetickou náhradu až k limitu danému minimální reprodukovatelnou dávkou vstřikovače a při této náhradě ve výši cca 97 % dosahuje chemické účinnosti velmi blízké čistě vznětovému režimu. Při zatížení  $p_i = 6$  barů a otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$  pak HVO vede k vyšší chemické účinnosti a zároveň umožňuje zvýšit stupeň náhrady až na limit vstřikovače, což odpovídá hodnotě cca 98 %. Motorová nafta umožňuje maximální náhradu ve výši 65 % a 84 % při nižší chemické účinnosti. Nicméně při zobecňování závěrů je vhodné si uvědomit odlišný vstřikovací tlak pro HVO a pro MN. Bohužel z technických důvodů nebylo možné opakovat měření na motorovou naftu při sníženém vstřikovacím tlaku pro lepší porovnání.

Co se týká chemické účinnosti a otáček motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$ , nejsou zde patrné výraznější rozdíly mezi HVO a MN. Snad jen to, že HVO umožňuje vyšší energetickou náhradu vodíkem, ale rozdíly jsou méně výrazné než při nižších otáčkách.

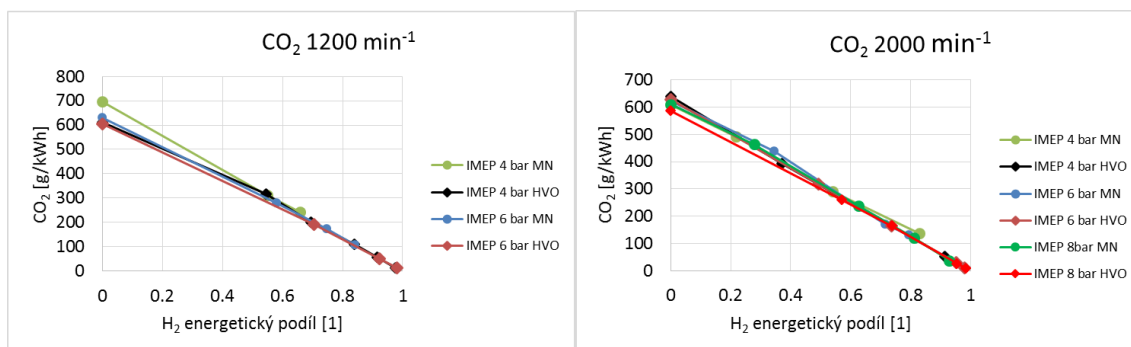
Obecně lze říci, že HVO umožňuje zvýšit energetický podíl vodíku a zároveň zvýšit nebo alespoň udržet chemickou účinnost dvoupalivového provozu.



Obrázek 5-44 Porovnání chemické účinnosti konceptu nafta-vodík pro MN a HVO

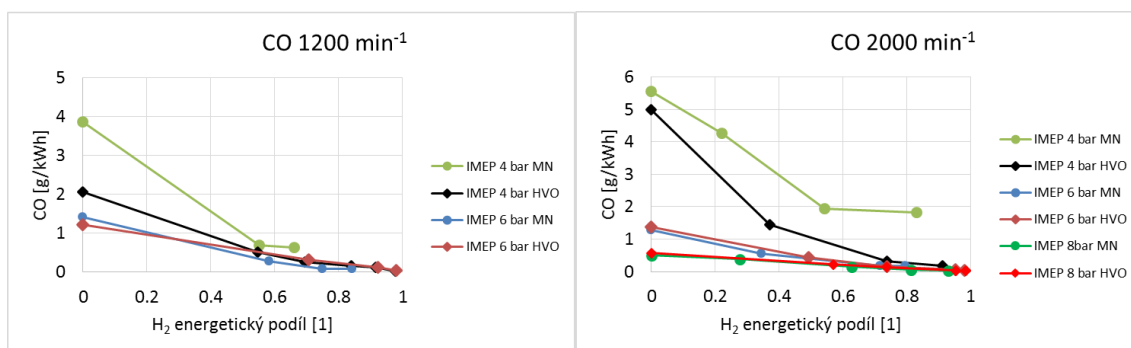
## 5.5.2 Plynné emise a emise částic

Použití HVO vede dle očekávání, stejně jako v případě čistě vznětového motoru (kapitola 5.1.1.2), ke snížení emisí CO<sub>2</sub> v řádech jednotek procent. Nicméně hlavní je v předchozích kapitolách diskutovaný zcela dominantní vliv výše energetického podílu vodíku.



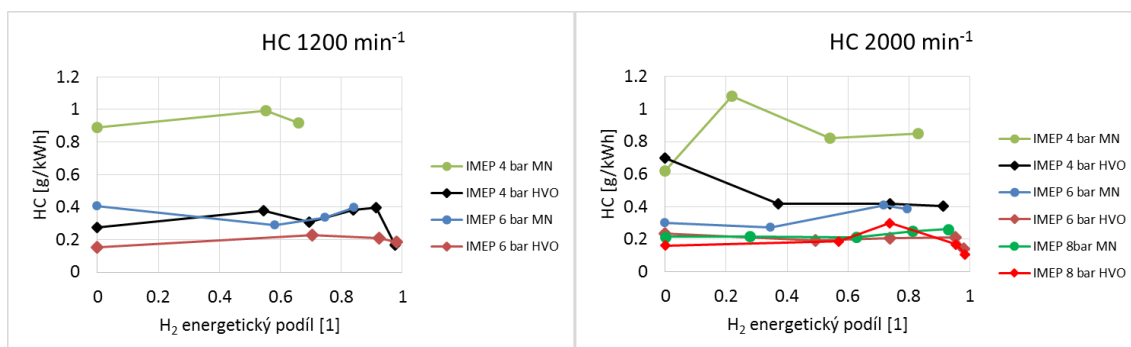
Obrázek 5-45 Porovnání indikovaných specifických emisí CO<sub>2</sub> konceptu nafta-vodík pro MN a HVO

Indikované specifické emise CO prezentuje Obrázek 5-46. Při zatížení  $p_i = 4$  bary přináší HVO nižší specifické emise CO pro všechny měřené otáčky motoru a energetické podíly. Při zatíženích vyšších než zmíněné jsou pak rozdíly mezi HVO a MN zanedbatelné.



Obrázek 5-46 Porovnání indikovaných specifických emisí CO konceptu nafta vodík pro MN a HVO

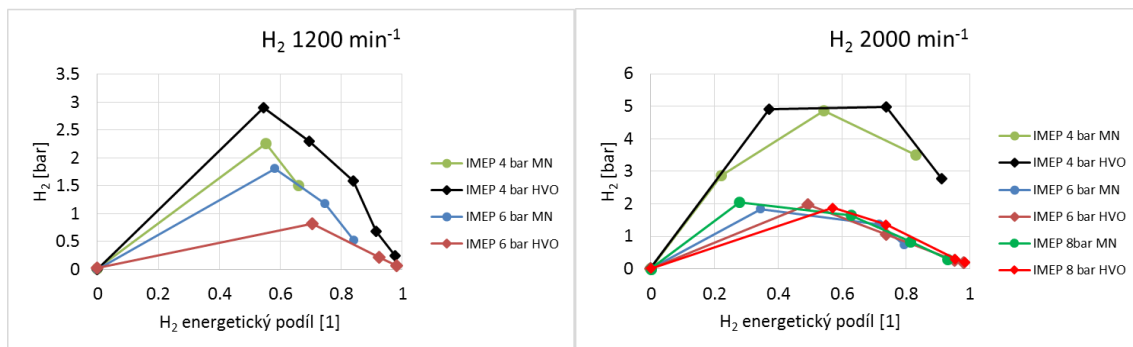
Jak již bylo diskutováno (kapitola 5.3.1), emise uhlovodíků nejsou příliš ovlivněny zvyšováním energetického podílu vodíku navzdory snižování podílu uhlíku ve spalovacím procesu, zjevně vlivem snížení koncentrace kyslíku ve spalovacím prostoru. Co se vlivu HVO týká, tak jeho použití vede ke snížení produkce uhlovodíků, přičemž efekt je více patrný při nižších otáčkách a zatíženích (Obrázek 5-47). Jedinou výjimkou připsatelnou chybě měření je plně vznětový provoz při zatížení o  $p_i = 4$  bary a otáčkách 2000 min<sup>-1</sup>.



Obrázek 5-47 Porovnání indikovaných specifických emisí uhlovodíků konceptu nafta-vodík pro MN a HVO

Obrázek 5-48 přináší výsledky ohledně výše indikované specifické produkce vodíku. Jak vidno, produkce nespáleného vodíku a chemická účinnost (Obrázek 5-44) spolu korelují, proto jsou závěry totožné s těmi týkající se chemické účinnosti. Lze tedy konstatovat, že HVO snižuje produkci

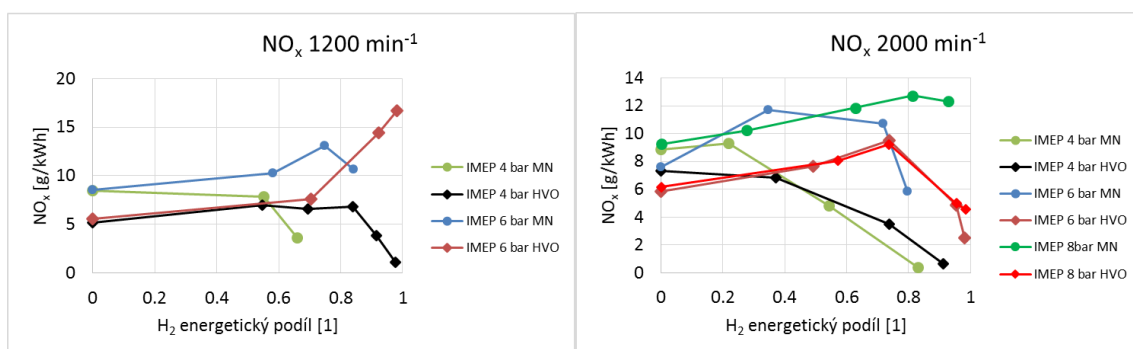
nespáleného vodíku tím, že umožňuje zvýšení energetického podílu vodíku, které vede na bohatší a tím lépe hořlavou homogenní směs vodíku a vzduchu hořící s vyšší chemickou účinností.



Obrázek 5-48 Porovnání indikovaných specifických emisí H<sub>2</sub> konceptu nafta-vodík s MN a HVO

Z hlediska indikovaných specifických emisí NO<sub>x</sub> je patrný výrazný pokles pro energetické podíly vyšší než 60–80 % při otáčkách motoru 1200 min<sup>-1</sup> a p<sub>i</sub> = 4 bar pro obě zapalovací paliva. Nižší hodnoty NO<sub>x</sub> pro HVO při otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> jsou společným následkem použití HVO a nižšího vstřikovacího tlaku a vliv těchto dvou veličin lze obtížně oddělit. Jinak vliv HVO při vyšších podílech je nekonzistentní, neboť při zatížení p<sub>i</sub> = 4 bar a maximálním energetickém podílu vodíku hodnoty NO<sub>x</sub> výrazně klesají, zatímco p<sub>i</sub> = 6 bar naopak výrazně rostou (Obrázek 5-49).

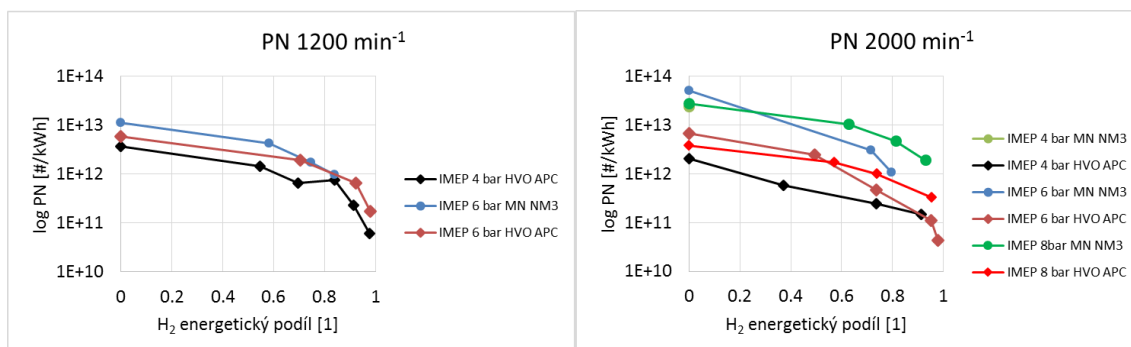
Při otáčkách 2000 min<sup>-1</sup> a zatížení p<sub>i</sub> = 4 bar je vliv HVO na dvoupalivový provoz spíše zanedbatelný či nejednoznačný, vliv zvyšujícího se energetického podílu vodíku produkci NO<sub>x</sub> v tomto režimu naopak výrazně snižuje. Odlišné chování lze zaznamenat pro p<sub>i</sub> = 6 8 bar při 2000 min<sup>-1</sup>. Produkce NO<sub>x</sub> nejdříve roste a pak při hodnotě energetického podílu 60–80 % dosáhnou maxima a poté klesají. HVO při dvoupalivovém režimu při tomto zatížení a otáčkách produkci NO<sub>x</sub> až na drobné výjimky snižuje a navíc vede na další snížení v dvoupalivovém režimu, protože umožňuje vyšší energetické náhrady vodíkem a tím využije výraznější pokles NO<sub>x</sub> (Obrázek 5-49).



Obrázek 5-49 Porovnání indikovaných specifických emisí NO<sub>x</sub> konceptu nafta-vodík s MN a HVO

Bohužel z technických důvodů bylo nutné použít jiný čítač částic pro měření s motorovou naftou (NanoMet3) a jiný pro měření z HVO (AVL 489). Při posuzování výsledků je brána v potaz ta zkušenost autora, že NanoMet3 většinou ukazuje o něco nižší koncentrace. Výsledky měření počtu částic zobrazuje Obrázek 5-50. Z důvodu poruchy přístroje nebyl změřen režim o p<sub>i</sub> = 4 bar při 1200 min<sup>-1</sup>. Při p<sub>i</sub> = 6 bar a otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> použití HVO ukazuje stabilně přibližně o půl řádu nižší produkci počtu částic. Při otáčkách 2000 min<sup>-1</sup> je situace podobná s tím, že pokles koncentrace emitovaných částic odpovídá přibližně jednomu řádu. Jelikož produkce počtu částic klesá také

s narůstajícím energetickým podílem vodíku, umožňuje HVO další snížení oproti MN díky vyššímu dosažitelnému energetickému podílu vodíku.



Obrázek 5-50 Porovnání indikovaných specifických emisí PN konceptu nafta-vodík pro MN a HVO

### 5.5.3 Souhrn

Byl otestován vliv substituce motorové nafty palivem HVO při provozu dvoupalivového motoru nafta-vodík a to od nulového po maximální dosažitelný energetický podíl vodíku. Předmětem zájmu byly režimy nízkého zatížení a otáček (konkrétně  $p_i = 4\text{--}8$  bar a otáčky motoru 1200 a 2000 min<sup>-1</sup>), kde byl očekáván nejvýraznější efekt, což se potvrdilo.

- HVO umožňuje dosáhnout vyšších energetických podílů vodíku než motorová nafta.
- Vyšší dosažitelné energetické podíly vodíku při provozu na HVO vedou na vyšší chemickou účinnost spalování v dvoupalivovém režimu a tím i na nižší produkci nespáleného vodíku.
- HVO vede na nižší indikovanou spotřebu energie a to především v nejnižších zatíženích a otáčkách.
- HVO umožňuje další snížení emisí CO<sub>2</sub> jednak díky vyššímu dosažitelnému energetickému podílu vodíku a jednak mírně také nižším obsahem uhlíku v náhradní molekule v porovnání s motorovou naftou.
- Provoz na HVO vykazuje porovnatelnou nebo nižší úroveň emisí CO a uhlovodíků. Snížení je nejvýraznější opět v nízkém zatížení
- HVO vede na podobné nebo nižší úrovně emisí NO<sub>x</sub> v porovnání s motorovou naftou.
- HVO snižuje množství emitovaných částic PN.

Nahrazení motorové nafty palivem HVO dále rozšiřuje možnosti dvoupalivového konceptu vznětového motoru. Umožňuje rozšíření dvoupalivového konceptu do nižších zatížení a tím další snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech. Navíc se jedná o obnovitelné biopalivo. Koncentrace škodlivých emisí je při provozu na HVO obdobná nebo nižší než při provozu na motorovou naftou.

## 6 Závěr a splnění cílů

Hlavním cílem práce bylo stanovení potenciálu vznětového dvoupalivového motoru ke snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech s ohledem na požadavky současné a budoucí evropské legislativy a při tom neztrácet ze zřetele reálný celkový dopad na globální oteplování, tedy takzvané „Well to Wheel“ emise CO<sub>2</sub>. Jako nástroj pro splnění cílů byly zvoleny experimenty na výzkumném vznětovém jednoválcovém motoru se systémem mechatronického vstřikování common rail, který byl pro účely experimentů průběžně vyvíjen a upravován včetně řídicího systému. Na základě zmíněných experimentů byly identifikovány vhodné koncepty, jejichž reálný potenciál ke snížení emise CO<sub>2</sub> a tím i splnění budoucích legislativních limitů byl dále vyšetřován pomocí simulace jízdního homologačního cyklu v prostředí GT-SUITE. Jelikož dvoupalivový vznětový motor musí být v některých režimech provozován v čistě vznětovém režimu, týkaly se některé dílčí cíle také čistě vznětového provozu motoru.

Prvním dílčím cílem bylo vyšetřit potenciál hydrogenovaného rostlinného oleje (HVO), coby obnovitelného paliva pro vznětový motor, které odstraňuje neduhy dříve používaných biopaliv, jako je například metylester řepkového oleje. V rešerši bylo zjištěno, že HVO dosahuje ve srovnání s fosilní motorovou naftou o 40–54 % nižších emisí CO<sub>2</sub> při posouzení „Well to Wheel“, což dokumentuje úroveň reálného snížení uhlíkové stopy použitím tohoto paliva. Z hlediska legislativy je však důležitá úroveň emisí CO<sub>2</sub> odvozená od koncentrace této látky ve výfukových plynech, kterou autor práce zjišťoval pomocí emisního testu vycházejícího z normalizovaného testu WHSC. Touto metodou bylo identifikováno snížení výfukových emisí CO<sub>2</sub> přibližně o 3–4 % ve srovnání s motorovou naftou. Tento pokles se bohužel jeví jako nedostatečný z hlediska splnění legislativních požadavků, kde požadované snížení dosahuje přibližně úrovně 50 %. Nicméně experimenty ukázaly, že HVO prakticky nemá negativních efektů. Naopak výrazně pozitivní efekt byl pozorován v případě emisí CO, nespálených uhlovodíků a gravimetricky měřených emisí pevných částic. Pokud by v budoucnu legislativa začala zohledňovat „Well to Wheel“ uhlíkovou stopu, stalo by se jistě HVO pro své nesporné výhody favorizovaným palivem pro vznětové motory. Další navýšení pozitivního vlivu HVO ve srovnání s motorovou naftou by přinesla optimalizace řídicí strategie motoru s ohledem na vlastnosti tohoto paliva. Koncept využívající toto palivo se tedy navzdory mnoha dobrým vlastnostem neukazuje jako dobrý nástroj ke splnění budoucích legislativních limitů ohledně emisí CO<sub>2</sub> a to navzdory tomu, že přináší výrazné reálné snížení uhlíkové stopy oproti motorové naftě fosilního původu.

Druhým dílčím cílem bylo vyšetření potenciálu dvoupalivového konceptu nafta-zemní plyn. Zemní plyn je sice fosilní palivo, ale jeho hlavní složka metan se může vyrábět pomocí obnovitelných technologií, čímž by se reálně snižovala uhlíková stopa. Navíc infrastrukturu budovanou pro zemní plyn lze v budoucnu bez problémů použít pro obnovitelný biometan. Metan má navíc nižší obsah uhlíku v molekule než kapalná fosilní paliva, což snižuje emise CO<sub>2</sub>. Na základě výsledků úvodního experimentu bylo zjištěno, že tento koncept přináší velmi výrazný nárůst emisí nespáleného metanu, což je částečně vlastnost spalování homogenní směsi, která zde byla výrazně podpořena původním vznětovým spalovacím prostorem s množstvím zhašecích prostor. Metan je navíc výraznějším přispěvatelem ke globálnímu oteplování než CO<sub>2</sub> a proto je nutné jej co nejučinněji likvidovat v oxidačním či oxidačně redukčním katalyzátoru. Tak se ostatně děje v případě zážehového motoru na zemní plyn. Jelikož zároveň nedochází v dvoupalivovém režimu ke snížení NO<sub>x</sub>, jeví se jako zajímavá koncepce stechiometrického dvoupalivového motoru nafta-zemní plyn, kde by se nespálené uhlovodíky a NO<sub>x</sub> likvidovaly v tzv. třicestném katalyzátoru. Proto se další průzkum zaměřil na dvě varianty a to stechiometrickou a chudou koncepci. Stechiometrická koncepce byla testována se dvěma

kompresními poměry o hodnotě 16:1 a 14:1. Snížený kompresní poměr sice umožňuje motor provozovat se středním indikovaným tlakem až 26 barů, ale na druhou stranu znemožňuje použití dvoupalivového konceptu v zatíženích nižších než cca 6–8 bar středního indikovaného tlaku. To výrazně redukuje potenciál ke snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech, neboť v nízkém zatížení je motor provozován jako vznětový. Vyšší kompresní poměr je na tom z tohoto hlediska jen o něco lépe. Tím je dále snížena reálně dosažitelná redukce emisí CO<sub>2</sub> dosahující v dvoupalivovém režimu výše 10–20 %. Zachování vznětového režimu vylučuje zjednodušení systému dodatečné úpravy spalín oproti čistě vznětové variantě, pouze sníží nároky na filtr pevných částic díky snížené produkci této škodliviny. Podobná situace nastává s NO<sub>x</sub>, jejichž koncentrace sice nejsou nižší, ale ve stechiometrickém režimu s jejich redukcí pomůže třicestný katalyzátor. Zdá se tedy, že vyšší úspory CO<sub>2</sub> se zemním plynem jako palivem je možné dosáhnout pomocí zážehového přeplňovaného motoru využívajícím současné technologie pro potlačení ztrát ze škrcení vzduchové cesty a optimalizovaného pro dané palivo. Takový motor totiž, na rozdíl od diskutovaného konceptu, může používat zemní plyn jako jediné palivo v celé své charakteristice a plně tak využít jeho potenciál. Stechiometrický koncept dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn se tak nejeví jako perspektivní z hlediska redukce emisí CO<sub>2</sub> vznětového motoru. Situace u chudého konceptu je velmi podobná. Redukce emisí CO<sub>2</sub> je sice o něco vyšší (12–31 %), ale nemožnost využít dvoupalivový koncept v nízkém zatížení zůstává. Situaci by částečně mohlo zlepšit využití spalování typu RCCI, které má ale také svá úskalí a v rámci práce nebylo testováno. Díky tomu, že byly pro mapování chudé koncepce zvoleny kompromisní hodnoty kompresního poměru a maximálního středního indikovaného tlaků, může tento koncept rozšířit palivovou flexibilitu níže diskutovaného chudého konceptu spalování vodíku v dvoupalivovém vznětovém motoru. To byl ostatně hlavní důvod, proč bylo toto řešení zkoumáno a také zvoleno jako vhodné pro další upřesnění potenciálu ke snížení úrovně výfukových emisí pomocí simulace jízdy vozidla v homologačním cyklu.

Třetím dílčím cílem bylo vyšetření potenciálu dvoupalivového konceptu nafta-vodík. Přínos vodíku z hlediska "Well to Wheel" emisí CO<sub>2</sub> velmi závisí na technologii výroby, nicméně při ekologicky šetrné produkci se úspora může blížit až 90 % v porovnání s motorovou naftou. Při spalování vodíku navíc nemůže vznikat žádné CO<sub>2</sub>, což je výhodné z hlediska splnění požadavků legislativy sledující pouze koncentraci ve výfukových plynech. Problémem vodíku při použití v motorech s vnitřním spalováním je nízká odolnost vůči klepání a předzápalům, obojí omezující maximální zatížení motoru. Výhodou je naopak dobrá zapalitelnost chudých směsí. S tímto problémem se prezentovaný koncept snažil vypořádat sníženým kompresním poměrem na 14:1 a intenzivním přeplňováním, které umožnilo použít dostatečně chudou směs vodíku a vzduchu ( $\lambda \approx 2.2$ ) omezující výskyt zmíněných abnormalit ve spalování. Tuto strategii umožňuje právě dvoupalivový koncept díky tomu, že zapalovací energie dodaná vstřikem pilotní dávky motorové nafty výrazně převyšuje zapalovací energii, kterou je schopna poskytnout zapalovací svíčka. Tímto způsobem se pak podařilo dosáhnout maximálního středního indikovaného tlaku ve výši 16 bar. Omezením bylo vzplanutí směsi v sacím potrubí. Oproti zemnímu plynu vodík vykazuje vyšší chemickou účinnost a umožňuje aplikovat dvoupalivový koncept v nižším zatížení, nicméně ani vodíkový koncept se nevyhne použití čistě vznětového provozu v nejnižších zatíženích. Z hlediska koncentrací škodlivých látek ve výfuku dvoupalivový koncept vykazuje více než řádový pokles počtu emitovaných částic (PN) a výrazné snížení emise CO. Úroveň ostatních škodlivin zůstává na podobné úrovni jako u vznětového motoru. Nejvýraznějším přínosem je však pokles koncentrací CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech, který přibližně odpovídá stupni energetické náhrady motorové nafty vodíkem, což v případě středního zatížení znamená úsporu přes 90 %. Celková redukce v provozu bude záležet na spektru zatížení. Proto je tento koncept zvolen jako adept pro další upřesnění



potenciálu ke snížení úrovně výfukových emisí CO<sub>2</sub> pomocí simulace jízdy vozidla v homologačním cyklu.

Čtvrtým dílčím cílem pak bylo prověření potenciálu vybraných konceptů k redukci výfukových emisí CO<sub>2</sub> pomocí simulace jízdy vozidla v homologačních jízdách cyklech. Jako v podstatě jediný nadějný se jevil koncept nafta-vodík, který byl doplněn o chudý koncept nafta-zemní plyn. Ten sice není příliš perspektivní z hlediska výrazného snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve spalínách, ale může zvýšit palivovou flexibilitu konceptu nafta-vodík, protože jak pro vodík, tak zemní plyn lze použít tutéž palivovou soustavu a aplikovat tak oba koncepty na jednom motoru střídavě podle dostupnosti příslušného paliva. Zvýšená palivová flexibilita pomůže provozovat vozidlo v době, kdy ještě není dostatečně rozvinutá vodíková infrastruktura. Simulace využívala stacionární charakteristiky vybraných konceptů sestavených na základě experimentů a extrapolovaných na plnorozměrný čtyřválcový motor. Tento výsledný motor byl modelově umístěn do vozidla kategorie MPV, které z hlediska jízdí simulace vykazuje podobné vlastnosti jak dnes velmi populární kategorie vozidel SUV. Navíc je takový typ vozidla prostorově výhodný pro realizaci vybraných konceptů. Jako reference byly uvažovány výsledky simulace čistě vznětové varianty daného konceptu. Nyní k výsledkům simulace. Dvoupalivový koncept nafta-vodík dosáhl dráhových emisí CO<sub>2</sub> ve výši 51.5 g/km v cyklu NEDC a 44.1 g/km v cyklu WLTC. To představuje snížení produkce CO<sub>2</sub> vůči vznětové referenci o 63 a 70 %. Především však tyto výsledky s rezervou plní limity dráhové produkce CO<sub>2</sub> připravované pro rok 2030. Dvoupalivový koncept nafta-zemní plyn skutečně přinesl jen mírnou a z hlediska budoucí legislativy zcela nedostatečnou redukci emisí CO<sub>2</sub> dosahují maximálně výše 13 % v případě cyklu WLTC. Jeho úloha je tak momentálně omezená jen na rozšíření palivové flexibility konceptu nafta-vodík pro uvažované přechodné období rozvoje vodíkové infrastruktury. V budoucnu se situace může změnit, pokud bude zemní plyn nahrazen obnovitelnými technologiemi vyráběným metanem a legislativa zohlední uhlíkovou stopu z hlediska „Well to Wheel“.

Pátý dílčí cíl vyplynul z experimentů s dvoupalivovým provozem vznětového motoru. Předmětem zájmu byla otázka, zda hydrogenovaný rostlinný olej (HVO), coby alternativní obnovitelné palivo pro vznětové motory, pomůže rozšířit aplikovatelnou oblast dvoupalivového režimu směrem k nižším zatížením a tím dále snížit koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech a díky obnovitelnosti HVO i reálnou uhlíkovou stopu. Experimenty byly provedeny na konceptu nafta vodík a potvrdily zmíněné předpoklady a umožnily rozšířit aplikaci dvoupalivového konceptu do nižších zatížení a umožnit tak další snížení koncentrace CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech s respektem k reálné uhlíkové stopě. Pro další kvantifikaci tohoto snížení by bylo žádoucí provést další simulaci jízdy vozidla s upravenými charakteristikami motoru nebo alespoň sestavit obdobný test jako v prvním dílčím cíli.

## 6.1 Přínosy práce

Hlavním přínosem práce je představení nejen konceptu, ale i funkčního vzorku dvoupalivového vznětového motoru pracující s motorovou naftou a vodíkem. Tento koncept umožňuje využívat primárně energii pocházející z vodíku a kapalné palivo používat jen k zapálení chudé směsi vodíku a vzduchu, jejíž spalování vede k nulovým výfukovým emisím  $\text{CO}_2$ . Intenzivní přeplňování pak umožnilo zmíněné použití dostatečně chudé směsi a tím dosažení přiměřeného výkonu bez výskytu klepání, čímž se prezentovanému konceptu podařilo kompenzovat jeden z velkých nedostatků použití vodíku v motorech s vnitřním spalováním. Důležité také je, že koncept pohonu nafta-vodík nepředstavuje nový problém z hlediska systémů dodatečné úpravy spalin a lze na něj aplikovat současnou technologii. Dokonce vykazuje významné snížení počtu emitovaných částic, koncentrací oxidu uhelnatého v surových spalinách a zlepšuje činnost katalytických systému sloužících k redukci  $\text{NO}_x$ .

Režim spalování chudé homogenní směsi vodíku má však svá omezení v nízkém zatížení, kde motor musí pracovat jako čistě vznětový. Přesto však koncept dvoupalivového motoru nafta-vodík vykazuje potenciál ke splnění požadavků Evropské komise z hlediska emisí  $\text{CO}_2$  platných od roku 2030 dále (59.4 g  $\text{CO}_2/\text{km}$ ), při simulaci jízdy vozidla v cyklu WLTC totiž bylo dosaženo hodnoty 44.1 g  $\text{CO}_2/\text{km}$ . K tomu, aby byla snížena i reálná, tzv. „Well to Wheel“ uhlíková stopa, je nutno vodík produkovat pomocí vhodných technologií. Do karet vodíku v tomto ohledu hraje jeho favorizovaná pozice mezi kandidáty na vhodné médium pro ukládání přebytků energie z nestabilních obnovitelných zdrojů. Výhodou tohoto konceptu proti palivovým článkům jsou výrazně nižší požadavky na čistotu vodíku, díky čemuž je možné použít také vodík coby zbytek po různých průmyslových procesech, pro který v současnosti není využití.

Koncept dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík navíc pomáhá vystoupit z kruhu, kdy nedostatek plicních stanic na vodík implikuje nezáměr kupujících o vodíková vozidla, jejichž malé množství zase nemotivuje podnikatele k výstavbě plicních stanic. Koncept totiž stále umožňuje i čistě vznětový režim či náhradu vodíku zemním plynem, či lépe biometanem, což může posloužit pro nouzový dojezd k vodíkové plničce. Tímto tento koncept může pomoci rozvinout vodíkovou infrastrukturu a tím pomoci i k rozšíření konkurenčního konceptu vodíkových palivových článků a přispět tak k žádoucí diverzifikaci konceptů pohonu vozidel. Zde se samozřejmě nabízí otázka, jak se k podobné myšlence v budoucnu postaví tvůrci legislativy.

Možnost dalšího snížení množství  $\text{CO}_2$  ve výfukových plynech i celkové bilance této látky přináší náhrada motorové nafty obnovitelným palivem HVO, jak bylo prokázáno experimenty. Provedené zkoušky a simulace sloužily k určení základního odhadu potenciálu a rozhodně se nejedná o zcela optimalizované varianty. K dalšímu rozvoji konceptu a zlepšení jeho parametrů by například přispěla optimalizace spalovacího prostoru, použití současných technologií variabilních rozvodových mechanismů, či aplikace recirkulace spalin ve vhodných režimech. Představený koncept tak nepředstavuje hotové řešení, ale ukazuje nový směr, jakým je možné se v budoucnu ubírat.

## 6.2 Náměty na další práci

Možnosti dalšího rozvoje výzkumu provedeného v této práci se váží na další optimalizaci parametrů navrženého konceptu dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn. Prvním krokem je již zmiňovaný návrh spalovacího prostoru optimalizovaného pro dvoupalivový provoz a odstranění zhášecích objemů negativně ovlivňující chemickou účinnost. Dále je žádoucí úprava vstřikovacího systému a sacího potrubí tak, aby vodík nebyl vefukován jen do jednoho sacího kanálu ze tří, což by omezilo riziko vzplanutí směsi v sání motoru a umožnilo navýšení výkonu a udržení vyšší úrovně energetické náhrady vodíkem i při zatížení ve vyšších otáčkách. Další cesty pro optimalizaci by otevřelo mapování vlivu recirkulovaných spalin. Chlazené recirkulované spaliny by mohli pomoci s bojem proti klepání. Tématem důležitým pro případnou reálnou aplikaci je výzkum možnosti použití daného konceptu po startu a při ohřevu motoru. Diskutovaný koncept vykazuje značné nároky na přeplňovací soustavu. Zde je na místě ověřit, jakým způsobem dosáhnout požadovaných vlastností a kde případně lze z nároků na přeplňovací soustavu slevit. Po úspěšném vykonání předchozích kroků by bylo žádoucí sestavit simulační model s realistickým systémem přeplňování, který by vedl na další upřesnění potenciálu dvoupalivového vznětového motoru nafta vodík a umožnil jeho další optimalizace a ověření aplikovatelnosti konceptu.

## 7 Publikovaná literatura

### 7.1 Související s disertační prací

- [118] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Effect of HVO Fuel Mixtures on Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine. In *Renewable Energy*. 2019, 2019(140), 680-691. ISSN 0960-1481.
- [119] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine Fuelled With HVO -Diesel Fuel Mixtures. In *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzít a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2017. p. 180-190. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [120] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. The Extension of Opportunities of Dual Fuel Diesel-Hydrogen Engine by Usage of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) Instead of Regular Diesel Fuel. In *Proceedings of the L. International Scientific Conference of Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Motor Vehicles and Internal Combustion Engines Research - KOKA 2019*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2019. p. 163-175. ISBN 978-80-7509-668-5.
- [124] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. Dual Fuel Combustion of Natural Gas and Diesel on a Single Cylinder Research Engine. In *KOKA 2016 - XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. pp. 211-221. ISBN 978-80-214-5379-1.
- [125] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. - Diviš, M. Emissions and Performance of diesel – Natural Gas Dual-Fuel Engine Operated with Stoichiometric Mixture. In *Fuel 2017, 2017, Volume 208, 722-733*. ISSN 0016-2361.
- [127] Bortel, I. - Takáts, M. - Beránek, V. - Jevič, P. - Pražan, R. Emission and Performance Effects of Dual Fuel Operation on Turbocharged Compression Ignition Tractor Engine. In *Scientific Proceeding KOKA 2018*. Nitra: SPU Nitra, 2018. p. 135-148. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [129] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. A Dual Fuel Hydrogen - Diesel Compression Ignition Engine and its Potential Application in Road Transport. In *WCX SAE World Congress Experience*. Warrendale, PA: SAE International, 2019. p. 1-14. ISSN 0148-7191.
- [130] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. Hydrogen Use in a Compression Ignition Engine - Potencial for Road Transport Decarbonization. In *HydrogenDays 2019*. Husinec-Řež: Česká vodíková technologická platforma, 2019. ISBN 978-80-907264-3-7.

### 7.2 Nepřímo související s disertační prací

- [56] Barrientos, E. - Bortel, I. - Takáts, M. - Vávra, J. Impact of Intake Induced Swirl on Emissions on a single Cylinder Diesel Engine. In *KOKA 2015 - Scientific Proceedings*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, 2015, pp. 75-83. ISBN 978-80-227-4424-9.
- [57] Barrientos, E. - Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Impact of Intake Induced Swirl on Combustion and Emissions on a Single Cylinder Diesel Engine. In *ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2016)*. New York: American Society of Mechanical Engineers - ASME, 2016. ISBN 978-0-7918-5050-3.
- [138] Bortel, I. *Description of System Integration Tools for a Single Cylinder Research Engine Test Cell*. In *ERIN2015 - Application of LabView in research and development*. Praha: Czech Technical University in Prague, 2015, pp. 3-4. ISBN 978-80-01-05737-7.

## 8 Ostatní související výsledky

### 8.1 Související s disertační prací

- [117] Bortel, I. - Valášek, J. - Beránek, V. - Strapko, M. - Klír, V. *Zjišťování důsledků konverze vznětového přeplňovaného motoru Zetor 1301 na dvoupalivový provoz na kapalném palivu a bio-metan při současném posouzení vlivu směsí obnovitelných paliv založených na HVO a to z hlediska emisních a energetických parametrů při čistě vznětovém i dvoupalivovém provozu.* [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2018. Report no. Z18-03.
- [121] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine Fuelled with HVO Diesel Fuel Mixtures. In *3rd General Meeting and Workshop on SECs in Industry of SMARTCATs Action. Istituto di Ricerche sulla Combustione – CNR. Prague, 2017.*
- [122] Bortel, I. - Vávra, J. *Zjišťování vlivu složení paliva na energetické a emisní parametry automobilového vznětového přeplňovaného motoru.* [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015. Report no. Z15-45.
- [126] Bortel, I. - Vávra, J. - Diviš, M. *Zjišťování vlivu složení kapalného paliva na energetické a emisní parametry automobilového dvoupalivového vznětového přeplňovaného motoru spalujícího zemní plyn zapalovaný vznětem kapalného paliva.* [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [128] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. *Vznětový motor - od nafty k vodíku.* [Unpublished Lecture]. CAS-SAE. 2018-10-31.
- [131] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. *Hydrogen Use in a Compression Ignition Engine - HydrogenDays 2018.* [Unpublished Lecture]. HydrogenDays 2018. 2018-06-14.
- [137] Bortel, I. - Vávra, J. - Strapko, M. - Emrich, M. *Funkční vzorek řídicího a palivového systému vícepalivového motoru.* [Functional Sample]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.

### 8.2 Nepřímo související s disertační prací

- [65] Vávra, J. - Vojtíšek, M. - Takáts, M. - Bortel, I. *Zjišťování vlivu složení paliva na energetické a emisní parametry automobilového vznětového přeplňovaného motoru.* [Research Report]. Praha: ČVUT v Praze, FS, 2013. Report no. Z13-19.
- [107] Strapko, M. - Bortel, I. - Beránek, V. - Klír, V. *Experimental Investigation of Additional Gaseous Fuel from Methanol Reformer to the Diesel Fuel Consumption and Emissions.* [Research Report]. Praha: Czech Technical University in Prague, 2017. Report no. Z17-26.
- [113] Vávra, J. - Bortel, I. - Emrich, M. *Zařízení pro tvoření směsi pro motor se vznětem částečně homogenní směsi (PPCI).* [Functional Sample]. 2015.
- [114] Bortel, I. - Vávra, J. *Řídicí systém vícepalivového motoru.* [Functional Sample]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2019.
- [139] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. - Gotfrýd, O. - Emrich, M. *Low Speed DAQ and Single Cylinder Test Bed Control.* [Software]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013.

## 9 Použitá literatura

- [1] *Nařízení komise (ES) č. 692/2008 ze dne 18. července 2008* [online]. [cit. 2020-09-09]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>.
- [2] *Emission standards: Europe: Cars and Light Trucks. Dieselnet* [online]. ECOpoint, 2019 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php>.
- [3] Allen Joseph G.; Macnaughton Piers; Satish Usha. Associations of Cognitive Function Scores with Carbon Dioxide, Ventilation, and Volatile Organic Compound Exposures in Office Workers: A Controlled Exposure Study of Green and Conventional Office Environments. *Environmental Health Perspectives*. 2016 06-01, roč. 124, čís. 6, s. 805–812. Dostupné online [cit. 2019-10-22]. DOI:10.1289/ehp.1510037. PMID 26502459.
- [4] Karim GA. *Dual-fuel diesel engines*. Boca Raton: CRC Press, 2015, s. 1-76, 89-91, 97-211, 224, 229-246.
- [5] Hrdlička, Martin. Snižování emisí osobního automobilu a legislativa. In *XLVIII. International Scientific Conference of Czech and Slovak Universities' Departments and Institutions Dealing With the Research of Combustion Engines*. Klášter Hradiště Nad Jizerou, Czech Republic, 2017, s. 92-102.
- [6] *NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (ES) 715/2007 ze dne 17. dubna 2019, konsolidované znění* [online]. [cit. 2020-09-09]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:02007R0715-20121231>.
- [7] *Nařízení komise (EU) 2017/1151 ze dne 1. června 2017, konsolidované znění* [online]. [cit. 2020-01-09]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32017R1151&from=CS>.
- [8] *Nařízení evropského parlamentu a rady (EU) 2019/631 ze dne 20. června 2019, konsolidované znění*. [online]. [cit. 2020-09-09]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32019R0631>.
- [9] KROMER, Matthew, A. - HEYWOOD, John, B. *Electric Powertrains: Opportunities and Challenges in the U.S. Light-Duty Vehicle Fleet*. Publication No. LFEE 2007-03 RP. Cambridge: May 2007, s. 114-119, 133-136.
- [10] NGVA Europe. *Going beyond Well-to-Wheel: Life Cycle Emissions*. [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://www.ngva.eu/medias/going-beyond-well-to-wheel-life-cycle-emissions/>.
- [11] Skácel, J. - Pechout, M. - Vojtíšek, M. Diesel Engine Emissions in Real World Driving: laboratory Limits Achieved on the Road. In *XLVIII. International Scientific Conference of Czech and Slovak Universities' Departments and Institutions Dealing With the Research of Combustion Engines*. Klášter Hradiště Nad Jizerou, Czech Republic: 2017, s. 222-231.
- [12] Tomita, E. - Kawahara, N. - Piao, Z. - Fujita, S. - et al. *Hydrogen Combustion and Exhaust Emissions Ignited with Diesel Oil in a Dual Fuel Engine*. SAE Technical Paper 2001-01-3503. SAE, 2001. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3503>.
- [13] *Emission standards: Europe: Cars GHG. Dieselnet* [online]. ECOpoint, 2019 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/eu/ghg.php>.
- [14] *Prováděcí nařízení komise (eu) 2017/1153 ze dne 2. června 2017, kterým se stanoví metodika pro stanovení korelačních parametrů nezbytných pro zohlednění změn v regulačním zkušebním postupu a kterým se mění nařízení (eu) č. 1014/2010* [online]. [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32017R1153&from=SK>.
- [15] Srinath, P. - Amriya, T. - Sreeprakash, B. *The Study of EGR Effect on Diesel Engine Performance and Emission – a Review, Conference Paper*. October 2013. Dostupné z:

[https://www.researchgate.net/figure/Soot-and-NOX-emission-limits-by-emission-control-regulations\\_fig3\\_276060817](https://www.researchgate.net/figure/Soot-and-NOX-emission-limits-by-emission-control-regulations_fig3_276060817).

- [16] Königsson, F – Stålhammar, P – Ångström, H-E. *Combustion modes in a diesel-CNG dual fuel engine*. SAE Paper (2011-01-1962) 2011:2387–98. SAE, 2011. <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-1962>.
- [17] Serrano D, - Bertrand L. *Exploring the potential of dual fuel diesel-CNG combustion for passenger car engine*. SAE Paper 2013:139–53. SAE, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-33777-2-11>.
- [18] Serrano, D. – Obiols, J. – Lecointe, B. *Optimization of dual fuel diesel-methane operation on a production passenger car engine – thermodynamic analysis*. SAE Technical Papers, 2013. <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-2505>.
- [19] Eward, R. - Larivé, J-F. - Beziat, J-C. *Well-to-wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context*. WELL-to-WHEELS Report Version 3c, July 2011. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2011, s.11-31, 33-44, 47-61, 66-70. ISBN 978-9279-21395-3.
- [20] European Commission Joint Research Centre, Institute for Energy and Transport. *Well-To-Wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in The European Context, Well-To-Wheels Report*. Version 4.a JEC WELL-TO-WHEELS ANALYSIS. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2014, s. 13-52, 55-57, 62-64, 73-93. ISBN 978-92-79-33887-8. ISSN 1831-9424 (online). doi:10.2790/95533.
- [21] Solomon S. - Qin D. - Manning M. - Marquis M. - Averyt K. - Tignor MM. - Miller J. - Henry LeRoy Z. *Climate Change. The physical science basis contribution of working group I to the fourth assessment report of the IPCC*. New York: Cambridge University Press, 2007, s. 31-35, 100, 108-110, 137, 147, 206-222, 946, 983.
- [22] Lindvall, E., E. - Törnquist, S. - Enghag, O. - Lundström, W. *Biogas Operation in Non-Road Machinery: Final Report from the Government Commission*. [Research Report]. Jönköping: 2015. ISSN 1102-3007. ISRN SJV-R-15/23-SE. RA15:23E.
- [23] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: ČVUT, 2007, s. 5-248.
- [24] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988, s.1-80. 100-177, 205-741, 823-880, 886. ISBN 0-07-028637-X.
- [25] RYBA, Stanislav. *Karburátory osobních automobilů*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1975.
- [26] Kar, A. - Huisjen, A. - Aradi, A. - Reitz, J. - et al. *Assessing the Impact of Lubricant and Fuel Composition on LSPI and Emissions in a Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine*. SAE Technical Paper 2020-01-0610. SAE, 2020. doi:10.4271/2020-01-0610.
- [27] Andersson, P., Eriksson, L. Three Way Catalyst Control using PI-style Controller with HEGO Sensor Feedback. *Conference Paper. October 2002*. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/250259392\\_Three\\_Way\\_Catalyst\\_Control\\_using\\_PI-style\\_Controller\\_with\\_HEGO\\_Sensor\\_Feedback](https://www.researchgate.net/publication/250259392_Three_Way_Catalyst_Control_using_PI-style_Controller_with_HEGO_Sensor_Feedback).
- [28] BAUMRUK, Pavel. *Příslušenství spalovacích motorů*. Praha: ČVUT, 1999. s. 167-201.
- [29] Einewall, P. – Tunestål, P. – Johansson, B. *Lean Burn Natural Gas Operation vs. Stoichiometric Operation with EGR and a Three Way Catalyst*. SAE Technical Paper 2005-01-0250. SAE, 2005. doi: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0250>.
- [30] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva* [online].1. elektronické vydání. Praha: Grada, 2004, s. 9-180. ISBN 8024762404;8024703505;9788024762401;9788024703503.

- [31] EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů, Prediction of combustion engines mechanical losses*. Disertační práce. 2010.
- [32] Bolehovský, O. - Macek, J. Dynamic Cylinder Deactivation for a Spark Ignition Engine. In *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2017. p. 131-142. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [33] Bolehovský, O. - Macek, J. Different Boosting Systems and Their Control Strategies for a Spark Ignition Internal Combustion Engine. *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. 2016, 14(1), 33-40. ISSN 1214-0821.
- [34] Syrovátka, Z. - Vitek, O. - Vávra, J. - Takáts, M. Scavenged Pre-Chamber Volume Effect on Gas Engine Performance and Emissions. In *PA: SAE International*. SAE, 2019. p. 1-17. ISSN 0148-7191.
- [35] Robertson, D. and Prucka, R. *A Review of Spark-Assisted Compression Ignition (SACI) Research in the Context of Realizing Production Control Strategies*, SAE Technical Paper 2019-24-0027. SAE, 2019, doi:10.4271/2019-24-0027.
- [36] Ohshio, N. - Saito, K. - Kobayashi, S. and Tanaka, S. *Storage Stability of FAME Blended Diesel Fuels*. SAE Technical Paper 2008-01-2505. SAE, 2008, doi: 10.4271/2008-01-2505.
- [37] Vojtíšek, M. - Beránek, V. - Klír, V. - Štolcpartová, J. - Pechout, M. Effects of n-Butanol and Isobutanol on Particulate Matter Emissions from a Euro 6 Direct-injection Spark Ignition Engine During Laboratory and on-Road Tests. *SAE International Journal of Engines*. SAE, 2015, 8(5), 1-13. ISSN 1946-3936.
- [38] Xiao, F. and Karim, G.A. *An Investigation of the Combustion in an IDI Diesel Engine with Low Concentrations of Added Hydrogen*. SAE Technical Paper 2011-01-0676. SAE, 2011. doi:10.4271/2011-01-0676.
- [39] Xiao, F. - Sohrabi, A. - Galal, M., and Karim, G.A. *The Performance of an IDI Diesel Engine Having Low Concentrations of Hydrogen in the Intake Air*. SAE Technical Paper 2009-01-1830, SAE, 2018. doi:10.4271/2009-01-1830.
- [40] Talibi, M. - Hellier, P. - Balachandran, R. and Ladommatos, N. Effect of Hydrogen-Diesel Fuel Co-Combustion on Exhaust Emissions with Verification Using an In-Cylinder Gas Sampling Technique. *Int. J. Hydrogen Energy* 39(27), 15088-15102, 2014.
- [41] Sandalci, T. and Karagöz, Y., "Experimental Investigation of the Combustion Characteristics, Emissions and Performance of Hydrogen Port Fuel Injection in a Diesel Engine," *Int. J. Hydrogen Energy* 39(32), 18480-18489, 2014.
- [42] Tsujimura, T. and Suzuki, Y. *ScienceDirect The Utilization of Hydrogen in Hydrogen/Diesel Dual Fuel Engine*. *Int. J. Hydrogen Energy* 42(19), 14019-14029, 2017.
- [43] Saravanan, N. - Nagarajan, G. - Dhanasekaran, C. and Kalaiselvan, K.M. *An Experimental Investigation of Hydrogen Fuel Injection in DI Dual Fuel Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2008-01-1784, SAE, 2008. doi:10.4271/2008-01-1784.
- [44] Santoso, W.B. - Bakar, R.A. and Nur, A. Combustion Characteristics of Diesel-Hydrogen Dual Fuel Engine at Low Load. *Energy Procedia* 32,3-10, 2013.
- [45] Deb, M. - Sastry, G.R.K. - Bose, P.K. and Banerjee, R. An Experimental Study on Combustion, Performance and Emission Analysis of a Single Cylinder, 4-Stroke DI-Diesel Engine Using Hydrogen in Dual Fuel Mode of Operation. *Int. J. Hydrogen Energy* 40(27), 8586-8598, 2015.
- [46] Suzuki, Y. - Tsujimura, T. and Mita, T. The Performance of Multi-Cylinder Hydrogen / Diesel Dual Fuel Engine. *SAE Int. J. Engines* 8(5), 2240-2252, 2015. doi:10.4271/2015-24-2458.



- [47] Saravanan, N. and Nagarajan, G., *Experimental Investigation on Performance and Emission Characteristics of Dual Fuel DI Diesel Engine with Hydrogen Fuel*. SAE Technical Paper 2009-26-0032, SAE, 2009, doi:10.4271/2009-26-0032.
- [48] HYTEP - Česká vodíková technologická platforma. *TRANSPORT A SKLADOVÁNÍ VODÍKU - Skladování vodíku I* [online]. [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/vodik/informace-o-vodiku/transport-a-skladovani-vodiku/618-skladovani-vodiku-i>.
- [49] Vybíral, P. - Děrgl, M. - Štěpánek, O. - Zeman, J. Euro 6 with Semielectronic Inline Fis. In *Scientific Proceeding KOKA 2018*. Nitra: SPU Nitra, 2018. p. 228-236. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [50] Mingfa, Y. - Hu, W. - Zunqing, Z. and Yan, T. *Experimental Study of Multiple Injections and Coupling Effects of Multi-Injection and EGR in a HD Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2009-01-2807, SAE, 2009, DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-2807>.
- [51] Cheolwoong Park - Sanghoon Kook and Choongsik Bae. *Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped with Common Rail Injection System*. SAE Technical Paper 2004-01-0127, SAE, 2004, DOI: <https://doi.org/10.427581/2004-01-0127>.
- [52] S. Kevin Chen, Ford Motor Co. *Simultaneous Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine*. SAE Technical, Paper 2000-01-3084. SAE, 2000. doi: <https://doi.org/10.4271/2000-01-3084>.
- [53] Hoimyoung Choi - Jeongwoo Lee - Kookeui Hong - Sangyul Lee - Seungmok Choi - Seongeun Yu and Kyoungdoug Min. Comparison of the effects of multiple injection strategy on the emissions between moderate and heavy EGR rate conditions: part 2-post injections. *Journal of Mechanical Science and Technology* 27 (7) (2013) 2217~2223, DOI 10.1007/s12206-013-0531-y.
- [54] Tow, T. C. - Pierpont, A. and Reitz, R. D. *Reducing Particulates and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty DI Diesel Engine*. SAE Paper 940897.
- [55] Hotta, Y. - Inayoshi, M. Nakakita, K. *Achieving lower exhaust emissions and better performance in an HSDI diesel engine with multiple injections*. SAE Paper 2005-01-0928.
- [56] Barrientos, E. - Bortel, I. - Takáts, M. - Vávra, J. Impact of Intake Induced Swirl on Emissions on a single Cylinder Diesel Engine. In *KOKA 2015 - Scientific Proceedings*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, 2015, pp. 75-83. ISBN 978-80-227-4424-9.
- [57] Barrientos, E. - Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Impact of Intake Induced Swirl on Combustion and Emissions on a Single Cylinder Diesel Engine. In *ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2016)*. New York: American Society of Mechanical Engineers - ASME, 2016. ISBN 978-0-7918-5050-3.
- [58] *Verbrennungsmotoren, Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen (IMKO)*
- [59] Miles, P. *The Influence of Swirl on HSDI Diesel Combustion at Moderate Speed and Load*. SAE Technical Paper 2000 01 1829, SAE, 2000.
- [60] Wei Fang, Junhua Fang, David B. Kittelson, William F. Northrop. *Compression Ignition Combustion in a Single-Cylinder Diesel Engine Using Hydrous Ethanol*, *Journal of Energy Resources Technology*. ASME, 2015. doi: 10.1115/1.4028771.
- [61] Reitz, Rolf D. - Ganesh Duraisamy. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Volume 46, 2015, Pages 12-71, ISSN 0360-1285, <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2014.05.003>.

- [62] Parks, Jim - West, Brian - Swartz, Matt - Huff, Shean. *Characterization of Lean NOx Trap Catalysts with In-Cylinder Regeneration Strategies*. SAE Technical Paper 2008-01-0448, SAE, 2018. doi: <https://doi.org/10.4271/2008-01-0448>.
- [63] Maurer, M. - Holler, P. - Zarl, S. - Fortner, T. et al. *Investigations of Lean NOx Trap (LNT) Regeneration Strategies for Diesel Engines*. SAE Technical Paper 2017-24-0124. SAE, 2017, doi:10.4271/2017-24-0124.
- [64] Karavalakis, G. - Jiang, Y. - Yang, J. - Durbin, T. et al. Emissions and Fuel Economy Evaluation from Two Current Technology Heavy-Duty Trucks Operated on HVO and FAME Blends. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 9(1), 2016, doi:10.4271/2016-01-0876.
- [65] Vávra, J. - Vojtíšek, M. - Takáts, M. - Bortel, I. *Zjišťování vlivu složení paliva na energetické a emisní parametry automobilového vznětového přeplňovaného motoru*. [Research Report]. Praha: ČVUT v Praze, FS, 2013. Report no. Z13-19.
- [66] Singer A., et al. Aging studies of biodiesel and HVO and their testing as neat fuel and blends for exhaust emissions in heavy-duty engines and passenger cars. *FUEL*, vol. 153, pp. 595–603, 2015
- [67] Hartikka, T. - Kuronen, M. and Kiiski, U. *Technical Performance of HVO (Hydrotreated Vegetable Oil) in Diesel Engines*. SAE Technical Paper 2012-01-1585, SAE, 2012. doi:10.4271/2012-01-1585.
- [68] Hannu Aatola - Matti Larmi - Teemu Sarjoavaara and Seppo Mikkonen. *Hydrotreated Vegetable Oil as fuel for heavy duty diesel engines*. SAE 2008-01-2500. SAE, 2008.
- [69] Sugiyama, K. - Goto, I. - Kitano K. and Mogi, K. *Effects of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as Renewable Diesel Fuel on Combustion and Exhaust Emissions in Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2011-01-1954, SAE, 2011.
- [70] Crepeau, G. - Gaillard, P. - van der Merwe, D. and Schaberg, P. *Engine Impacts and Opportunities of Various Fuels, Including GTL and FAME: Toward Specific Engine Calibration?*. SAE Technical Paper 2009-01-1787. SAE, 2009, doi:10.4271/2009-01-1787.
- [71] Šimáček, Pavel – Vrtiška, Dan – Mužíková, Dan a Pospíšil, M. Motorová paliva vyráběná hydrogenací rostlinných olejů a živočišných tuků. *Chem. Listy* 111, s. 206-212, 2017.
- [72] Jaroonjitsathian, S. - Saisirirat, P. - Sivara, K. - Tongroon, M. et al. *Effects of GTL and HVO Blended Fuels on Combustion and Exhaust Emissions of a Common-Rail DI Diesel Technology*. SAE Technical Paper 2014-01-2763. SAE, 2014, doi:10.4271/2014-01-2763.
- [73] ACEA. *Worldwide fuel charter, fourth edition: Fuel specification*. 2006.
- [74] Schaberg, P. - Botha, J. - Schnell, M. - Hermann, H. et al. *Emissions Performance of GTL Diesel Fuel and Blends with Optimized Engine Calibrations*. SAE Technical Paper 2005-01-2187, SAE, 2005, doi:10.4271/2005-01-2187.
- [75] Pflaum, H. - Hofmann, P. - Geringer, B. - Weissel, W. *Potential of Hydrogenated Vegetable Oil (HVO) in a Modern Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2010-32-0081, SAE, 2010. doi:10.4271/2010-32-0081.
- [76] Pflaum, H. *Potenzial von synthetischen Dieselmotoren im motorischen Betrieb unter besonderer Berücksichtigung der auswirkung alternativer Brennverfahren und Einspritzstrategien auf die Ruß- und Stickoxidbildung*. Technische universität Wien Dissertation. 2010.
- [77] Pellegrini, L. - Beatrice, C. - Di Blasio, G. *Investigation of the Effect of Compression Ratio on the Combustion Behavior and Emission Performance of HVO Blended Diesel Fuels in a Single-Cylinder Light-Duty Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2015-01-0898. SAE, 2015. doi:10.4271/2015-01-0898.

- [78] Millo, F. - et al. *Experimental Investigation on the Effects on Performance and Emissions of an Automotive Euro 5 Diesel Engine Fuelled with B30 from RME and HVO*. SAE Technical Paper 2013-01-1679. SAE, 2013. doi:10.4271/2013-01-1679.
- [79] Nylund, N. - Hulkkonen, T. - Tilli, A. - Mikkonen, S. – Saikkonen, P. and Amberla, A. *Emission performance of paraffinic HVO diesel fuel in heavy duty vehicles*. SAE Technical Paper 2011-01-1966. SAE, 2011, doi:10.4271/2011-01-1966.
- [80] Rodríguez-Fernandez, J. - Lapuerta, M. - Sanchez-Valdepenas, J. Regeneration of diesel particulate filters : Effect of renewable fuels. *Renewable Energy journal vol. 104*, s. 30–39, 2017.
- [81] *Arena Red Engine Management Systém* [online]. [cit. 2017-10-09]. Dostupné z: <https://www.arenared.nl/home>.
- [82] E. Tomita, N. Fukatani, N. Kawahara, K. Maruyama, and T. Komoda, "Combustion Characteristics and Performance of Supercharged Pyrolysis Gas Engine with Micro-Pilot Ignition", Vienna, CIMAC 178, 2007.
- [83] Königsson F. *Advancing the limits of dual fuel combustion*. Dissertation licitatie. Stockholm: Department of Machine Design Royal Institute of Technology, 2012.
- [84] Königsson F. - Stalhammar P. - Angstrom H.-E. *Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine*. SAE Technical Paper Series (2012-01-0826). SAE, 2012. doi:http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-0826.
- [85] Šál, J. *Tepelné namáhání vstřikovače dvoupalivového vznětového motoru*. Praha, 2017. Diplomová práce ČVUT FS.
- [86] Jääskeläinen, H. – Ferrari, A. *Injector Deposits*. [online]. [cit. 2016-12-29]. Dostupné z: [https://www.dieselnets.com/tech/engine\\_fi\\_nozzle\\_deposits.php](https://www.dieselnets.com/tech/engine_fi_nozzle_deposits.php).
- [87] Argueyrolles, B. - Dehoux, S. - Gastaldi, P. - Grosjean, L. - Levy, F. – Michel, A. and Passerel, D. *Influence of injector nozzle design and cavitation on coking phenomenon*. SAE Technical Paper 2007-01-1896. SAE, 2007.
- [88] *Google, vyhledávání patentů, CN202756145U* [online]. [cit.2016-04-16], Dostupné z: <http://www.google.com/patents/CN202756145U>.
- [89] *Google, vyhledávání patentů, US3945353* [online]. [cit.2016-04-16], Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US3945353>.
- [90] Ott T - Onder C - Guzzella L. Hybrid-Electric vehicle with natural gas-diesel engine. *Energies* 2013,6:3571–92. <http://dx.doi.org/10.3390/en6073571>.
- [91] Barro, C. – Mori, F. – Hutter, R. – Boulouchos, K – Burger, J. *Analysis of PM and PN in dual fuel engine, fuelled with natural gas and OME dual fuel engines OME as an alternative fuel dual fuel engines with OME* [online]. [cit. 2017-10-09]. Dostupné z: [www.nanoparticles.ch/archive/2016\\_Barro\\_PO.pdf](http://www.nanoparticles.ch/archive/2016_Barro_PO.pdf).
- [92] Ogawa, H. – Shibata, G. – Goto, J. – Jiang, L. *Performance improvements in a natural gas dual fuel compression ignition engine with 250 MPa pilot injection of diesel fuel as an ignition source*. SAE, 2016. SAE. doi:http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-2306. Copyright.
- [93] Papagiannakis, R.G. – Rakopoulos, C.D. – Hountalas, D.T. - Rakopoulos D.C. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. *Fuel* 2010, 89:1397–406. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2009.11.001>.
- [94] Wei, L. – Geng, P. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Process Technol* 2016, 142:264–78. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2015.09.018>.

- [95] Midkiff, K.C. – Wong, W.Y. – Bell, S.R. *Performance and emissions of a natural gas dual-fueled, indirect injected diesel engine*. SAE International Technical Papers. doi:<http://dx.doi.org/10.4271/911766>.
- [96] Iorio, S.D. – Magno, A. – Mancaruso, E. – Vaglieco, B.M. Characterization of particle number and mass size distributions from a small compression ignition engine operating in diesel/methane dual fuel mode. *Fuel* 2016, 180:613–23.
- [97] Zannis, T.C. – Mavropoulos, G.C. - *Potential benefits in heavy duty diesel engine performance and emissions from the use of variable compression ratio*. SAE Technical Paper 2006. <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-0081>.
- [98] Macmillan, D.J. - Law, T. - Shayler, P.J. – Pegg I. *The influence of compression ratio on indicated emissions and fuel economy responses to input variables for a DI diesel engine combustion system*. SAE, 2011. doi:<http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-0697>.
- [99] Papagiannakis, R.G. – Hountalas, D.T. – Rakopoulos, C.D. – Rakopoulos, D.C. *Combustion and performance characteristics of a di diesel engine operating from low to high natural gas supplement ratios at various operating conditions*. SAE paper 2008:776–90. SAE, 2008. doi: <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-1392>.
- [100] Mustafi, N.N. – Raine. R.R. *A study of the emissions of a dual fuel engine operating with alternative gaseous fuels*. SAE Paper 2008:1394.SAE, 2018. <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-1394>.
- [101] Yang, B – Wang, L – Ning, L – Zeng, K. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load. *Appl Thermal Eng* 2016, 102:822–8. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.126>.
- [102] Di Iorio, S. - Magno .A. – Mancaruso. E. Vaglieco, B.M. *Performance, gaseous and particle emissions of a small compression ignition engine operating in diesel/methane dual fuel mode*. SAE Paper (2016-01-0771). doi:<http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-0771>.
- [103] Liu, J. – Zhang, X. – Wang, T – Zhang, J. – Wang, H. Experimental and numerical study of the pollution formation in a diesel/CNG dual fuel engine. *Fuel* 2015, 159:418–29. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.07.003>.
- [104] Wagemakers, A. – Leermakers, C. *Review on the effects of dual-fuel operation, using diesel and gaseous fuels, on emissions and performance*. SAE Paper (2012–01-0869). SAE, 2012. doi:<http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-0869>.
- [105] Korakianitis ,T. – Namasivayam, A.M. – Crookes, R.J. Diesel and rapeseed methyl ester (RME) pilot fuels for hydrogen and natural gas dual-fuel combustion in compression-ignition engines. *Fuel* 2011, 90:2384–95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2011.03.005>.
- [106] Dimitriou, P. and Tsujimura, T. ScienceDirect A Review of Hydrogen as a Compression Ignition Engine Fuel. *Int. J. Hydrogen Energy* 42(38), 24470-24486, 2017.
- [107] Strapko, M. - Bortel, I. - Beránek, V. - Klír, V. *Experimental Investigation of Additional Gaseous Fuel from Methanol Reformer to the Diesel Fuel Consumption and Emissions*. [Research Report]. Praha: Czech Technical University in Prague, 2017. Report no. Z17-26.
- [108] Bika, A. - Franklin, L. and Kittelson, D. Emissions Effects of Hydrogen as a Supplemental Fuel with Diesel and Biodiesel. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 1(1), 283-292, 2009, doi:10.4271/2008-01-0648.
- [109] Dempsey, A. - Walker, N. and Reitz, R. Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel. *SAE Int. J.Engines* 6(1). SAE, 2013, doi:10.4271/2013-01-0264.

- [110] Teresa Donateo - Luciano Strafella - Domenico Laforgia. *Effect of the Shape of the Combustion Chamber on Dual Fuel Combustion*. SAE Paper 2013-24-0115. SAE, 2013. doi:10.4271/2013-24-0115.
- [111] Seokhwon Lee - Joonho Jeon - Sungwook Park. Optimization of combustion chamber geometry and operating conditions for compression ignition engine fueled with pre-blended gasoline-diesel fuel. *Energy Conversion and Management*, Volume 126, 2016, Pages 638-648. ISSN 0196-8904. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.046>.
- [112] Wang, B. - Li, T. - Ge, L. - Ogawa, H. Optimization of combustion chamber geometry for natural gas engines with diesel micro-pilot-induced Ignition. *Energy Conversion and Management*, Volume 122, 2016, Pages 552-563, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.027>.
- [113] Vávra, J. - Bortel, I. - Emrich, M. *Zařízení pro tvoření směsi pro motor se vznětem částečně homogenní směsi (PPCI)*. [Functional Sample]. 2015.
- [114] Bortel, I. - Vávra, J. *Řídicí systém vícepalivového motoru*. [Functional Sample]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2019.
- [115] United Nations,. *Addendum 48: Regulation No. 49, Revision 6: Uniform provisions concerning the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines and positive ignition engines for use in vehicles* [online]. [cit.2016-04-16]. Dostupné z: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>.
- [116] *Akty přijaté institucemi zřízenými mezinárodní dohodou: Předpis č. 49 Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN) – Jednotná ustanovení o opatřeních proti emisím plyných znečišťujících látek a znečišťujících částic ze vznětových a zážehových motorů vozidel* [online]. [cit.2016-04-16]. Dostupné z: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:42013X0624\(01\)&from=CS](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:42013X0624(01)&from=CS).
- [117] Bortel, I. - Valášek, J. - Beránek, V. - Strapko, M. - Klír, V. Zjišťování důsledků konverze vznětového přeplňovaného motoru Zetor 1301 na dvoupalivový provoz na kapalné palivo a bio-metan při současném posouzení vlivu směsí obnovitelných paliv založených na HVO a to z hlediska emisních a energetických parametrů při čistě vznětovém i dvoupalivovém provozu. [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2018. Report no. Z18-03.
- [118] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Effect of HVO Fuel Mixtures on Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine. In *Renewable Energy*. 2019, 2019(140), 680-691. ISSN 0960-1481.
- [119] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine Fuelled With HVO -Diesel Fuel Mixtures. In *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzít a institucí zybývající se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2017. p. 180-190. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [120] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. The Extension of Opportunities of Dual Fuel Diesel-Hydrogen Engine by Usage of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) Instead of Regular Diesel Fuel. In *Proceedings of the L. International Scientific Conference of Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Motor Vehicles and Internal Combustion Engines Research - KOKA 2019*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2019. p. 163-175. ISBN 978-80-7509-668-5.

- [121] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. Emissions and Performance of a Passenger Car Size Diesel Engine Fuelled with HVO Diesel Fuel Mixtures. In *3rd General Meeting and Workshop on SECs in Industry of SMARTCATs Action. Istituto di Ricerche sulla Combustione – CNR*. Prague, 2017.
- [122] Bortel, I. - Vávra, J. *Zjišťování vlivu složení paliva na energetické a emisní parametry automobilového vznětového přeplňovaného motoru*. [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015. Report no. Z15-45.
- [123] Bhardwaj, O., Lüers, B., Holderbaum, B., Koerfer, T. et al., Utilization of HVO Fuel Properties in a High Efficiency Combustion System: Part 2: Relationship of Soot Characteristics with its Oxidation Behavior in DPF, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 7(3), 2014, doi:10.4271/2014-01-2846
- [124] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. Dual Fuel Combustion of Natural Gas and Diesel on a Single Cylinder Research Engine. In *KOKA 2016 - XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. pp. 211-221. ISBN 978-80-214-5379-1.
- [125] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. - Diviš, M. Emissions and Performance of diesel – Natural Gas Dual-Fuel Engine Operated with Stoichiometric Mixture. In *Fuel 2017, 2017, Volume 208, 722-733*. ISSN 0016-2361.
- [126] Bortel, I. - Vávra, J. - Diviš, M. *Zjišťování vlivu složení kapalného paliva na energetické a emisní parametry automobilového dvoupalivového vznětového přeplňovaného motoru spalujícího zemní plyn zapalovaný vznětem kapalného paliva*. [Research Report]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [127] Bortel, I. - Takáts, M. - Beránek, V. - Jevič, P. - Pražan, R. Emission and Performance Effects of Dual Fuel Operation on Turbocharged Compression Ignition Tractor Engine. In *Scientific Proceeding KOKA 2018*. Nitra: SPU Nitra, 2018. p. 135-148. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [128] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. *Vznětový motor - od nafty k vodíku*. [Unpublished Lecture]. CAS-SAE. 2018-10-31.
- [129] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. A Dual Fuel Hydrogen - Diesel Compression Ignition Engine and its Potential Application in Road Transport. In *WCX SAE World Congress Experience*. Warrendale, PA: SAE International, 2019. p. 1-14. ISSN 0148-7191.
- [130] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. Hydrogen Use in a Compression Ignition Engine - Potencial for Road Transport Decarbonization. In *HydrogenDays 2019*. Husinec-Řež: Česká vodíková technologická platforma, 2019. ISBN 978-80-907264-3-7.
- [131] Bortel, I. - Vávra, J. - Takáts, M. *Hydrogen Use in a Compression Ignition Engine - HydrogenDays 2018*. [Unpublished Lecture]. HydrogenDays 2018. 2018-06-14.
- [132] Takáts, M. *Měření emisí spalovacích motorů*. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01632-3.
- [133] Polychronopoulou, K. - Efstathiou, A.M., NO<sub>x</sub> Control via H<sub>2</sub>-Selective Catalytic Reduction (H<sub>2</sub>-SCR) Technology for Stationary and Mobile Applications. *Recent Patents on Materials Science* 5(2), 87-104, 2012, doi:10.2174/1874465611205020087.
- [134] Pereda-Ayo, B. - et al. Regeneration Mechanism of a Lean NO<sub>x</sub> Trap (LNT) Catalyst in the Presence of NO Investigated Using Isotope Labelling Techniques. *Journal of Catalysis* 285(1), s. 177-186, 2012.
- [135] Chen, S. K. - Flynn, P. F. *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*. SAE Technical Paper Nr.650733. SAE, 1965.
- [136] Hua, T. Q. - Ahluwalia R. K. – Peng, J-K. - Kromer M. - et al. *Technical Assessment of Compressed Hydrogen Storage Tank Systems for Automotive Applications*. Argonne National Laboratory, ANL-10/24, 2010.



- [137] Bortel, I. - Vávra, J. - Strapko, M. - Emrich, M. *Funkční vzorek řídicího a palivového systému vícepalivového motoru*. [Functional Sample]. ]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [138] Bortel, I. Description of System Integration Tools for a Single Cylinder Research Engine Test Cell. In ERIN2015 - Application of LabView in research and development. Praha: Czech Technical University in Prague, 2015, pp. 3-4. ISBN 978-80-01-05737-7.
- [139] Vávra, J. - Bortel, I. - Takáts, M. - Gotfrýd, O. - Emrich, M. *Low Speed DAQ and Single Cylinder Test Bed Control*. [Software]. ]. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013.
- [140] Klír, V. *Experimentální a modelový popis výskytu klepání u zážehového motoru spalujícího plynná paliva*. Disertační práce. 2011, s. 129.

## 10 Přílohy

### 10.1 Vlastnosti paliv

Údaje uvedené v tabulce níže jsou získané ze zdrojů [30] a podkladů získaných od dodavatelů paliv pro experimenty.

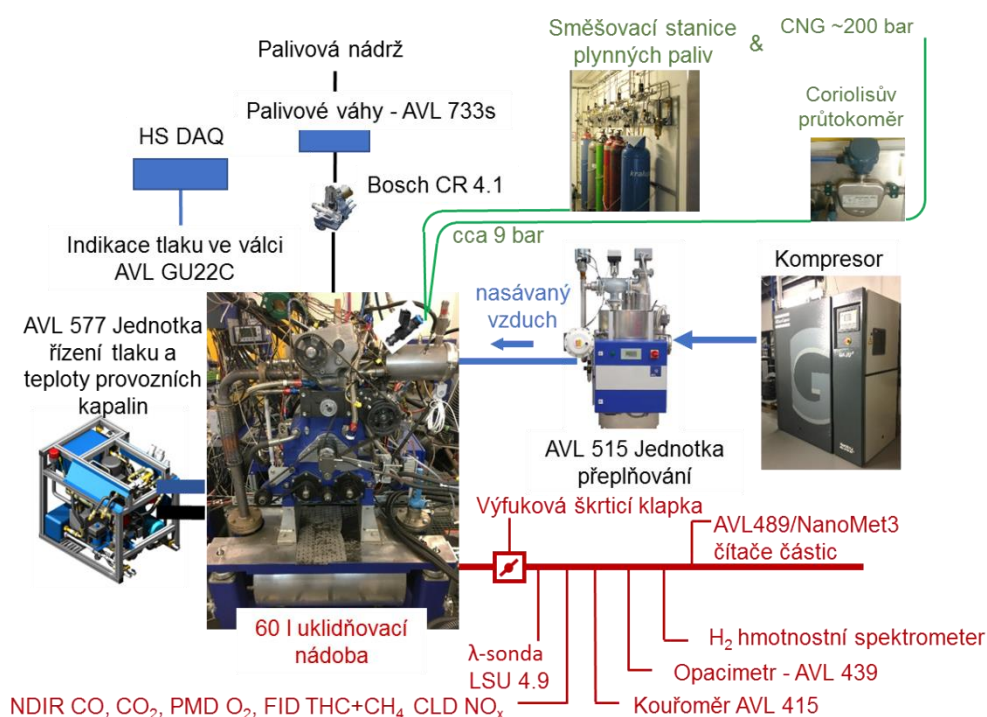
Vlastnost	BA	LPG	CNG	Etanol	MN	MEŘO	HVO	HVO30	Vodík
Náhradní molekula	$C_xH_{1.8x}$	$C_xH_{2.6x}$	$CH_4$	$C_2H_5OH$	$C_xH_{1.88x}$	$C_{19}H_{35}O_2$	$C_xH_{2.11x}$	-	$H_2$
Převažující HC	$C_{4-10}$	$C_{3-4}$	$CH_4$		$C_{10-22}$			30 %HVO 70 %MN	
Hustota kapaliny [kg/m <sup>3</sup> ]	720-775	510-580	plyn	794	800-845	870-890	780	826	plyn
Výhřevnost [MJ/kg]	42-43.5	46	50	26.8	42.5	38.5	44	43.1	119.6
CO <sub>2</sub> vzniklé uvolněním 1 MJ [g/MJ]	74.3	66	55	91	74	73.6	70.8	-	0
Teplota vznícení [°C]	450	460	650	420	250	300	-	-	570
OČ VM	91-100	100	130	108	-	-	-		60
cČ	-	-	-	7	Nad 51	58	75	60.3	
Směšovací poměr [kg/kg]	14.7	15	17.2	9.0	14.6	13.2			34.5
Meze hořlavosti dle $\lambda$ [1]	0.58-1.4	0.59-2.5	0.5-1.7	0.58-3.3					0.1-6.9
Výparné teplo [kJ/kg]	290	300	555	904	180	260			
Var [°C]	30-210	38-46	-162	78	160-360	320-360			
Bod tuhnutí [°C]	-45	-100	-183	-114.1	-15	5 až -20	-40	-23	
Bod vzplanutí [°C]	Pod -30	Pod -45		Cca 20	Nad 55	Nad 100	69		

Tabulka 10-1 Některé vlastnosti vybraných paliv



## 10.2 Popis a vývoj stanoviště výzkumného jednoválce


Základem stanoviště je vznětový jednoválec AVL Typ 5402.088 instalovaný v sestavě „AVL Compact Single Cylinder Test Bed“, viz Obrázek 4-2. Za účelem zlepšení opakovatelnosti měření je v sestavě použito externí zařízení AVL 577 sloužící k udržování konstantního tlaku a teploty oleje a chladicí kapaliny. Motor má tedy suchou klikovou skříň a nemá vlastní čerpadlo na olej a chladicí médium. Vzduch nasávaný do motoru pak připravuje zařízení AVL 515. Tímto zařízením jsou udržovány na konstantních hodnotách plnicí tlak a teplota nasávaného vzduchu. Jako zdroj tlaku slouží externí kompresor. Výfuk je pak vybaven ukliďovací nádobou o objemu cca 60 l, za níž je umístěna proporcionálně elektronicky řízená škrtkicí klapka kontrolující protitlak ve výfuku. Tato soustava umožňuje do značné míry nezávislé nastavení plnicího a výfukového tlaku. Motor umožňuje změnu kompresního poměru pomocí vložek vkládaných mezi válec a klikovou skříň. Základní parametry motoru, dynamometru a příslušenství pak uvádí Tabulka 10-2.



Obrázek 10-1 Schéma měřicího stanoviště

Na stanoviště jsou z rozvodu zkušebny přivedena jak standardní kapalná paliva, tak i alternativní plyná. Zemní plyn je přiveden z vysokotlakého rozvodu (200 bar) zkušebny přes Coriolisův hmotnostní průtokoměr a regulátor tlaku (výstup 10 bar) do tlakového zásobníku s měřením tlaku. Odtud je pak zemní plyn vpravován pouze do jednoho ze tří sacích portů motoru a to tangenciálního (viz Tabulka 10-2). Děje se tak prostřednictvím vefukovacího ventilu ovládaného řídicí jednotkou.

Alternativně může být k tlakovému zásobníku připojen přívod paliva produkovaného směšovací stanicí. Tato stanice umožňuje směšovat 5 různých plyných paliv pomocí průtokových regulátorů. Vefukovacím ventilem je pak vefuk synchronizován s cyklem motoru [137].

<b>Vrtání / zdvih, kompresní poměr</b>	<b>85 x 90 mm, 14:1–17:1</b>
<b>Maximální spalovací tlak / maximální rychlost nárůstu spalovacího tlaku</b>	150 bar / 10 bar/deg CA, krátkodobě 15 bar/deg CA
<b>Konfigurace ventilů a sacího traktu</b>	2 sací a 2 výfukové ventily, tangenciální, neutrální a spirálový sací kanál
<b>Časování ventilů</b>	Měřeno při ventilové vůli 0.3 mm
<b>EVO/EVC</b>	128°/378° aTDC
<b>IVO/IVC</b>	352°/578° aTDC
<b>Tvar spalovacího prostoru</b>	
<b>Vstřikování kapalného paliva</b>	BOSCH Common Rail CP4.1 (maximální tlak 1800 bar); vstřikovač VW 03L130277Q (2.0 CR TDI)/ DLLA 162 P2160, tryska 8 x $\varnothing$ 0,12 mm x 162°
<b>Vefukování plynného paliva</b>	Vstřikovač VW PFI CNG
<b>Maximální otáčky dynamometru/ motoru</b>	8000 min <sup>-1</sup> / 4200 min <sup>-1</sup>
<b>Snímač koncentrace kyslíku pro řídicí jednotku</b>	Širokopásmová lambda sonda Bosch LSU 4.9
<b>Řídicí jednotka vstřikování</b>	Otevřená řídicí jednotka Ricardo rCube2, dříve AVL RPEMS + kalibrační SW/HW ETAS INCA v 7.0
<b>Jmenovitý moment/výkon dynamometru</b>	180 Nm (0–3000 min <sup>-1</sup> ) / 58 kW (3000–8000 min <sup>-1</sup> )
<b>Chlazení/ohřev oleje a chladicí kapaliny</b>	AVL 577 – jednotka pro dodávku a úpravu chladicí kapaliny a mazacího oleje
<b>Teplota chladicí kapaliny</b>	nastavitelná v rozsahu 35–120 °C
<b>Teplota mazacího oleje</b>	nastavitelná v rozsahu 35–110 °C
<b>Příprava nasávaného vzduchu</b>	AVL 515 – přeplňovací jednotka udržující tlak a teplotu nasávaného vzduchu
<b>Teplota nasávaného vzduchu</b>	nastavitelná v rozsahu 30–120 °C
<b>Tlak nasávaného vzduchu</b>	nastavitelný v rozsahu 1–4 bar absolutně
<b>Udržování teploty paliva</b>	Vlastní zařízení

Tabulka 10-2 Parametry experimentálního motoru a jeho stanoviště

Oproti továrnímu stavu byl dále modifikován výfuk především za účelem zlepšení těsnosti výfukové soustavy a snížení její tendence k mechanickým vibracím. Použitý spalovací prostor je

originální, určený pro čistě vznětový motor, a není tedy optimalizován pro dvoupalivový provoz a spalování homogenní směsi. Motor není vybaven žhavicí svíčkou.

Pro záznam pomalu proměnlivých dat a ovládání testovacího stanoviště je zkušebna vybavena měřicí a řídicí ústřednou na bázi systému cRIO a cDAQ od firmy National Instruments. Ústředna je vybavena vlastním softwarem ČVUT pro řízení zkoušky a sběr dat. Autor textu se výrazně podílel na kompletaci i dalším vývoji stanoviště a jeho softwaru. Popis měřicího systému je podrobněji rozepsán v [138] a [139].

### 10.2.1 Použitá měřicí zařízení

Plynné emise látek regulovaných legislativou byly měřeny sestavou analyzátorů AMA i60. Organické plynné látky byly měřeny plameno-ionizačním detektorem (FID) s vyhřívanou vzorkovací trati na 191 °C, oxid uhelnatý bezdisperzním infračerveným spektrometrem (NDIR), oxidy dusíku chemiluminiscenčním detektorem (CLD), oxid uhličitý bezdisperzním infračerveným spektrometrem (NDIR) a koncentrace kyslíku paramagnetickým detektorem (PMD). Koncentrace nespáleného vodíku byla měřena vodíkovým spektrometrem H-sense.

Kouřivost byla průběžně měřena opacimetrem AVL 439, a diskrétně pak byla sledována také filtračním kouřoměrem AVL 415 SE. Emise počtu částic (PN) pak byly průběžně zjišťovány butanolovým čítačem částic AVL 489 Particle Counter nebo NanoMet3 Particle Counter. Obě zařízení splňují požadavky pro měření dle metodiky PMP (Particle Measurement Programme) při typovém schválení dle normy Euro 6. Obě zařízení měla vlastní systém ředění spalin.

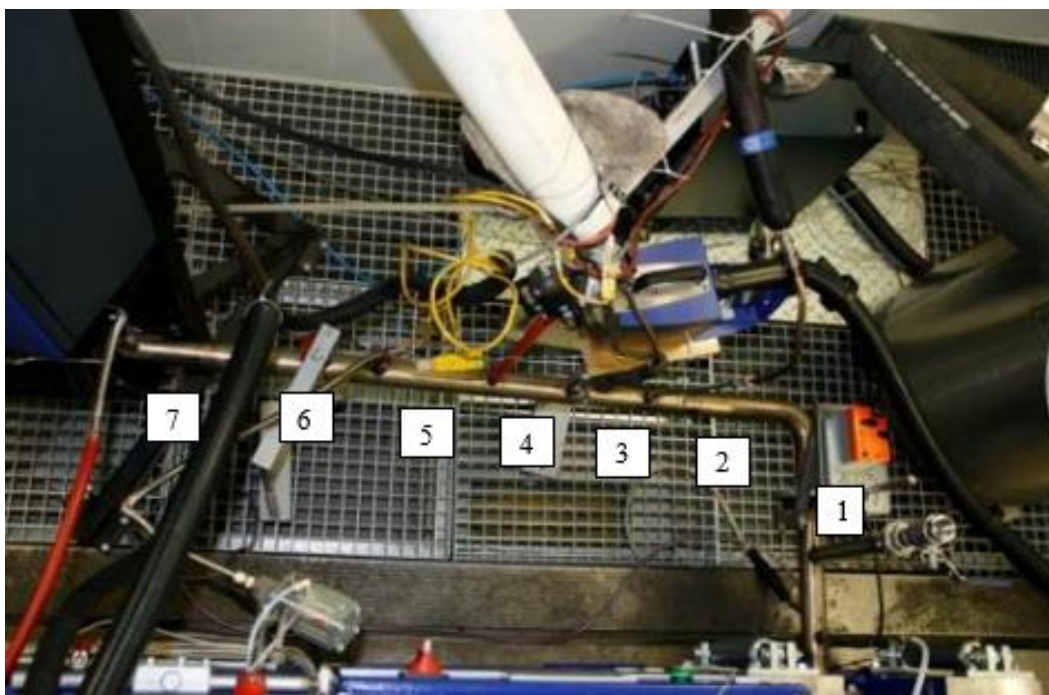
Popis	Označení
<b>Palivové váhy pro kapalné palivo</b>	AVL 733.18
<b>Hmotnostní průtokoměr pro plynné palivo</b>	Micro Motion Coriolis 2700/CMFS010P
<b>Indikace rychle proměnlivých tlaků</b>	AVL INDIMODUL/INDICOM
<b>Zesilovač náboje</b>	AVL micro IFEM
<b>Tlakový snímač ve válci</b>	AVL GU22C
<b>Testovací stolice pro vstřikovače common rail</b>	ITB 240 RC-V
Emisní vybavení	
<b>Analyzátor plyných složek v nezředěných spalinách</b>	AVL AMA i60
<b>Koncentrace vodíku ve výfukových plynech</b>	H-Sense mass spectrometer
<b>Kouřivost</b>	AVL 415SE
<b>Opacita</b>	AVL 439
<b>Gravimetrické měření částic</b>	AVL 472 Smart Sampler
<b>Čítání počtu částic</b>	AVL PC 489 nebo NanoMet3 particle counter
<b>Váha pro gravimetrické měření částic</b>	Sartorius CP2P-F

Tabulka 10-3 Použitá měřicí zařízení

Produkce PM byla měřena diskrétně v ustálených bodech gravimetrickou metodou. Pro tuto analýzu celkové hmotnosti emitovaných částic bylo využito vzorkovací zařízení AVL 472 Smart Sampler

s ředěním vzorkované části toku výfukových plynů v ředicím minutelu. Vzorek výfukových plynů byl přiveden do ředicího tunelu v bezprostřední blízkosti výfukového potrubí vyhřívanou trubicí o teplotě cca 160 °C, zředěn v konstantním poměru 5:1 filtrovaným vzduchem, a prosáván filtrem z borosilikátových vláken potažených Teflonem (Pallflex TX40HI20-WW, Pall, USA) o průměru 70 mm. Průtok spalin filtrem byl 2 g/s a teplota na filtru byla v rozmezí 25–40 °C. Délka vzorkování byla volena tak, aby byl získán reprezentativní vzorek s ohledem na zvolené váhy jednotlivých bodů, tj. aby prosáté množství výfukových plynů bylo úměrné součinu váhového faktoru a toku výfukových plynů v každém z bodů zkušebního cyklu. Vzorkování bylo načasováno tak, aby začínalo nejdříve 5 min a končilo nejdéle 10 s před koncem každého režimu. Výpočet měrné hmotové emise pevných částic za test byl prováděn pomocí softwaru příslušejícího k zařízení AVL-472. Tento výpočet zahrnuje korekce na skutečně dosažené hodnoty ředění a časů sání skrze filtr. Jednotlivé body a jejich váhy jsou uvedeny v popisu daného měření.

Filtry byly před a po expozici ustalovány po dobu 24 hodin a jejich hmotnost byla stanovena na mikrováhách. Pro kontrolu byly filtry váženy opakovaně vícekrát. Při každém vážení byla ověřena hmotnost nejméně jednoho referenčního filtru uchovávaného ve stejných podmínkách. Odchyly vážení referenčních filtrů byly maximálně do třech setin mg, což lze považovat za postačující vzhledem k hmotnosti filtru cca 190 mg a příbytku hmotnosti částic cca 1–16 mg. Výpočet měrných emisí byl prováděn za použití softwaru příslušného měřicího zařízení.



Obrázek 10-2 pohled na výfukové potrubí motoru a měřicí odběry 1. klapka výfukového protitlaku, 2. odběr pro emisní analyzátor, 3. odběr a ředička vzorku pro čítač částic AVL Particle Counter, 4. odběr pro ředicí minutel AVL SPC472, 5. odběr pro opacimetr AVL 439, 6. odběr pro filtrační kouřoměr AVL 415SE 7, vratná větev opacimetru

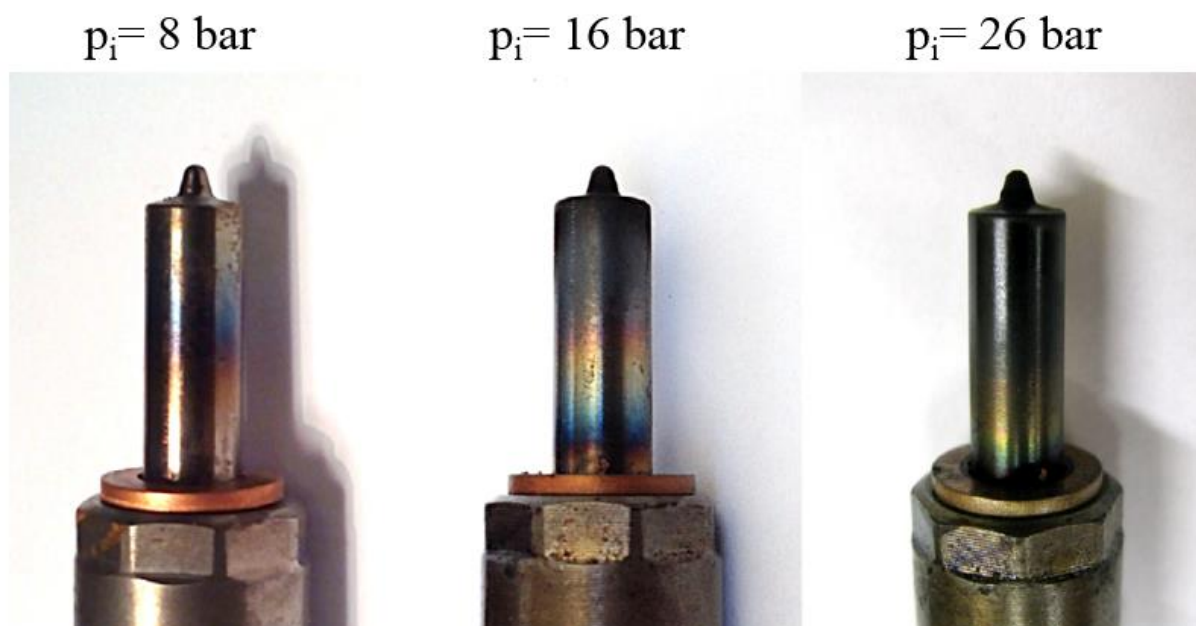
Spotřeba kapalného paliva byla z počátku měřena palivovými váhami AVL 730, později pak novější verzí AVL 733.18. Pro měření průtoku paliva ze směšovací stanice a tedy i pro vodík sloužily kontroléry průtoku Brooks modelu SLA5853. Hodnotu průtoku zemního plynu zajišťoval Coriolisův průtokoměr od výrobce Micro Motion. Jako snímač tlaku ve válci byl použit piezoelektrický nechlazený

snímač AVL GU22C instalovaný v hlavě válců. Snímač není umístěn zcela vhodně, neboť v horní úvrti se nenachází proti spalovacímu prostoru ve válci, nýbrž proti štěrbině mezi dnem pístu a hlavou. Jako snímače rychle proměnných tlaků v sacím a výfukovém potrubí pro účely třítlakové analýzy byly použity piezorezistivní snímače KULITE ETL-189-190M. Pro generování vzorkovacích pulsů pro účely indikace rychle proměnných veličin byl na motoru namontován inkrementální snímač AVL Angle Encoder 365C, který umožňoval snímat polohu klikového hřídele v rozlišení 0.1 °KH. Tyto rychle proměnné veličiny pak byly zaznamenávány zařízením AVL Indimodul. Jako relevantní pro další zpracování byl brán průměrný cyklus z 200 po sobě jdoucích cyklů.

Většina měřicích zařízení pracovala v doporučeném rozsahu s přiměřenými chybami, jedinou výjimkou je měření průtoku kapalného paliva při vysokých úrovních substituce kapalného paliva. Chyby měření byly potlačeny průměrováním pomalu proměnných veličin po dobu 30 s. Částečná analýza nejistot měření je v publikaci autora [118].

### 10.2.2 Přehřívání a zanášení vstřikovače

Jak již bylo zmíněno, vstřikovač je v dvoupalivovém motoru tepelně zatížen více než ve vznětovém motoru. Špička trysky je přímo v kontaktu s homogenní směsí a díky substituci kapalného paliva zemním plynem je méně chlazena průtokem kapalného paliva. Následek je možné pozorovat ve stupňujícím se zabarvení tělesa trysky vstřikovače se zvyšujícím se středním indikovaným tlakem, viz Obrázek 10-3. Na tomto podkladu bylo rozhodnuto pokusit se alespoň rámcově pokusit kvantifikovat tepelné zatížení a vliv stupně náhrady na tepelné zatížení trysky.

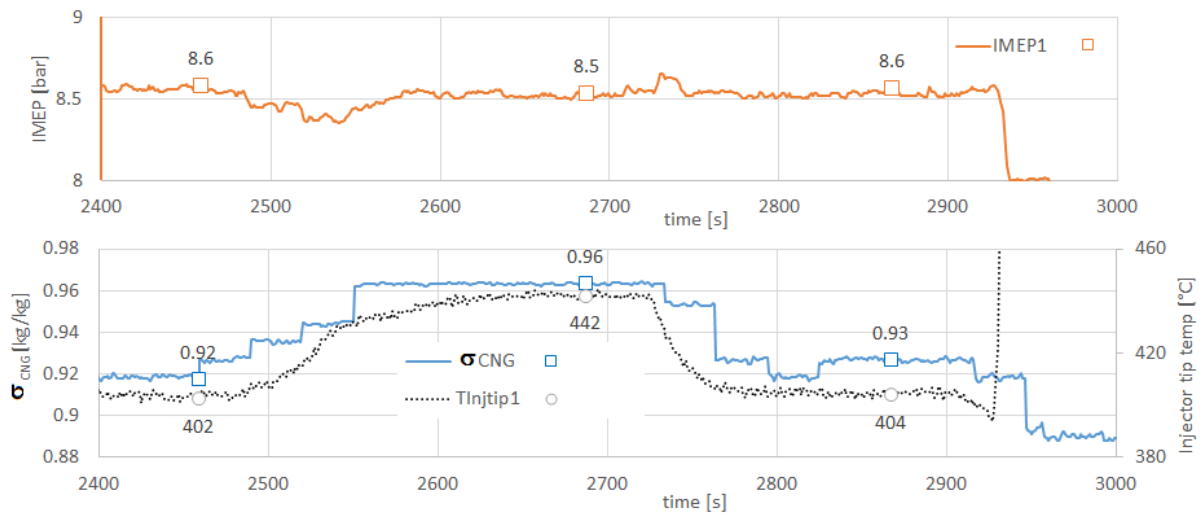


Obrázek 10-3 Gradující tepelné zatížení trysky v dvoupalivovém provozu reprezentované její barvou

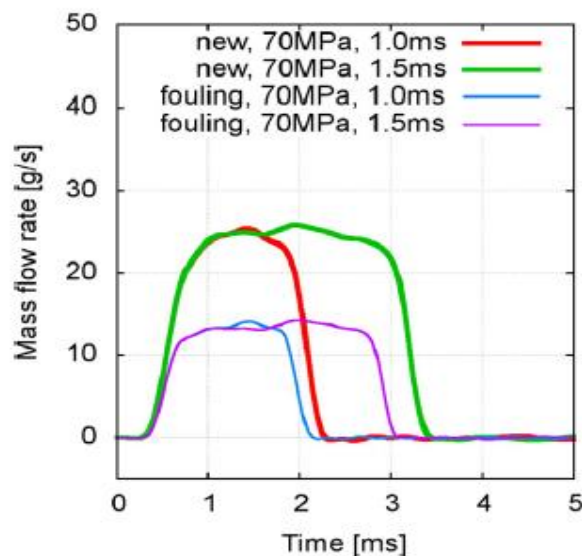
Jako výchozí pro měření byl definován stechiometrický režim bez přeplňování a škrcení při otáčkách motoru  $1500 \text{ min}^{-1}$ , což odpovídalo přibližně 8.5 bar středního indikovaného tlaku. Přibližně 4 mm od špičky vstřikovače byl přivařen miniaturní termočlánek. Časový záznam měření s tímto vstřikovačem znázorňuje Obrázek 10-4. Časový záznam je ukončen očekávanou destrukcí termočláneku. Na záznamu je patrný skok ve stupni náhrady  $\sigma_{\text{CNG}}$  z hodnoty 0.92 na 0.96 a zpět na 0.92. Tato změna vedla ke vzrůstu teploty o 40 °C. Přitom je nutno podotknout, že před nastavením těchto



měřených bodů se teplota při jednopalivovém provozu vznětového motoru pohybovala kolem 200 °C, tedy kolem hodnot o 200 °C nižších. To koreluje se zjištěními v rešeršní části. Více k tématu měření teploty vstřikovače na předmětném motoru je v [85].



Obrázek 10-4 Měření teploty trysky vstřikovače v dvoupalivovém režimu

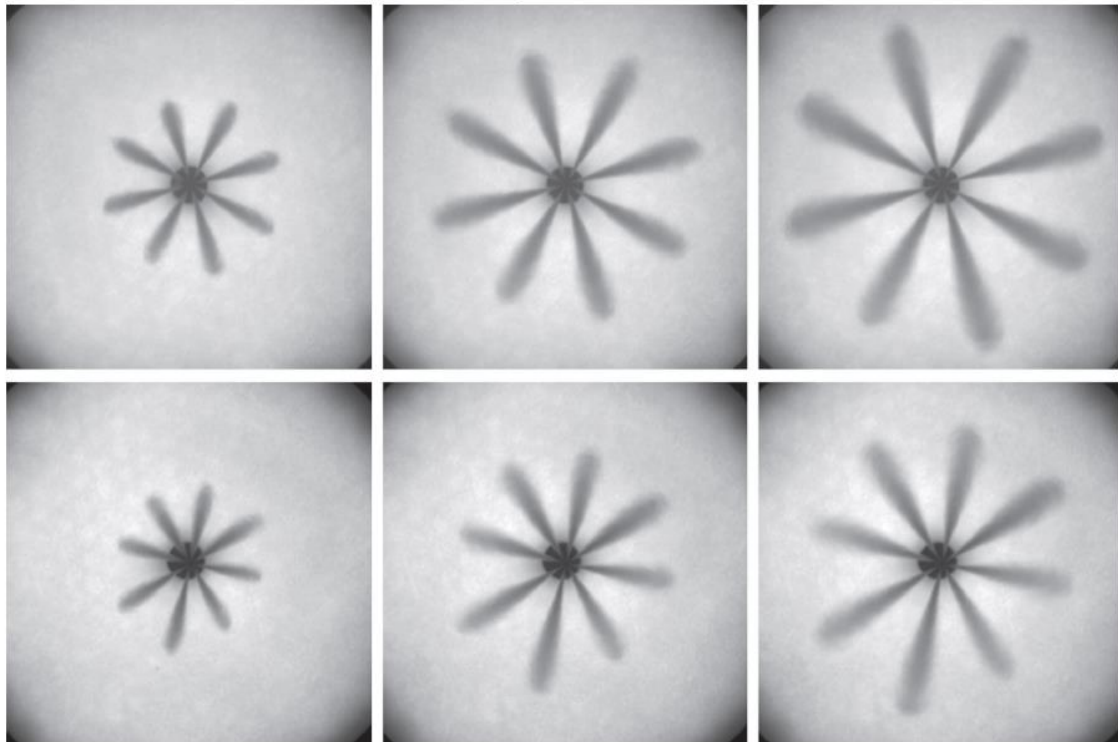


Obrázek 10-5 Průtokové charakteristiky nového vstřikovače (new) a vstřikovače po sérii měření v dvoupalivovém provozu (fouling)

Teplené zatížení vstřikovače se negativně projevuje na jeho tendenci k zapékání (koksování) a zanášení trysek vstřikovače. To má za následek změny v geometrii a doletu paprsku a v průtokových charakteristikách vstřikovače. Proto proběhla měření parametrů vstřikovače na zařízení k tomu určenému, tedy testovací stolici pro vstřikovače typu common rail EFS ITB 240. Degradaci z hlediska průtokových parametrů prezentuje Obrázek 10-5. Zde můžeme pozorovat, že dávka, kterou vstřikovač vpraví do válce za daný vstřikovací čas, se snížila o 40 % a to při vstřikovací tlaku odpovídajícímu tomu použitému při experimentech. Za toto měření autor děkuje kolegovi Ing. Marcelu Divišovi, Ph.D.

Porovnání penetrace paprsku a tvaru a pravidelnosti vstříkovaného obrazce přináší Obrázek 10-6. Z toho je patrné, že zanesení vstříkovače nemá valného vlivu na úhel vstříku paprsků. Dále je možné identifikovat zvýšenou variabilitu doletu jednotlivých paprsků, což se projevuje změnou tvaru vstříkovaného obrazce. Při zjišťování charakteristik vstříkovače na stolici nebyly pozorovány žádné další anomálie. Zevrubnější popis této konkrétní situace je v publikaci [125].

Nový vstříkovač



Vstříkovač po sérii měření

Obrázek 10-6 Porovnání formace paprsku a jeho doletu pro nový vstříkovač a vstříkovač vystavený dvoupalivovému provozu. Vstříkovací tlak 130 MPa, a snímky zleva doprava odpovídají času 0.4, 0.8 a 1.2 ms po počátku vstříku.

### 10.2.3 Pasivní chlazení vstříkovače

Touto problematikou se zabývá diplomová práce Ing. Jakuba Šála, kde autor působil jako konzultant. Níže uvedený text tak vychází z této práce [85].

Při úvodních experimentech v dvoupalivovém provozu došlo k několika pokusům o měření teploty vstříkovače. Při těchto pokusech byl přivařen termočlánek co nejbližší ke špičce vstříkovače (cca 2 mm). Takto přivařený termočlánek měl sice nízkou životnost, ale potvrdil předpoklad značného nárůstu teploty trysky vstříkovače při dvoupalivovém provozu. Potvrdila se také výrazně progresivní závislost teploty trysky vstříkovače na úrovni substituce kapalného paliva pro hodnoty substituce paliva 50 % a více prezentovaná v [84]. Při stupni náhrady 90 % byla teplota přibližně o 200 °C vyšší než při provozu na naftu, tedy i více než 400 °C. Jelikož se měřilo přímo na povrchu trysky, maximální hodnoty byly vyšší než v [84]. Jako vhodné řešení ke snížení teploty vstříkovače byl zvolen měděný prstence prezentovaný v [84]. Důvodem byla především technologická dostupnost takového řešení. Bohužel z technologických důvodů nebyla proměřena teplota vstříkovače po instalaci tohoto řešení, nicméně další zkušenost potvrdila výrazné potlačení problémů se zanášením vstříkovače

následkem jeho přehřívání. Obrázek 10-7 pak ukazuje vstřikovač vybavený pasivním chladičem a umístění vefukovače plynného paliva a jeho tlakového zásobníku na sacím traktu motoru



Obrázek 10-7 Použitý vstřikovač s chladičím prstencem a systém vefukování plynného paliva

### 10.2.4 Řídicí jednotka experimentálního motoru

Motor je řízen otevřenou řídicí jednotkou rCube2 (Ricardo) prostřednictvím vlastního kódu sestaveného v prostředí Matlab/Simulink. Zde je na místě poděkovat především Ing. Adamu Koubovi, toho času z Ricarda Prague, za pomoc a velmi přínosné konzultace při zprovoznění této řídicí jednotky.

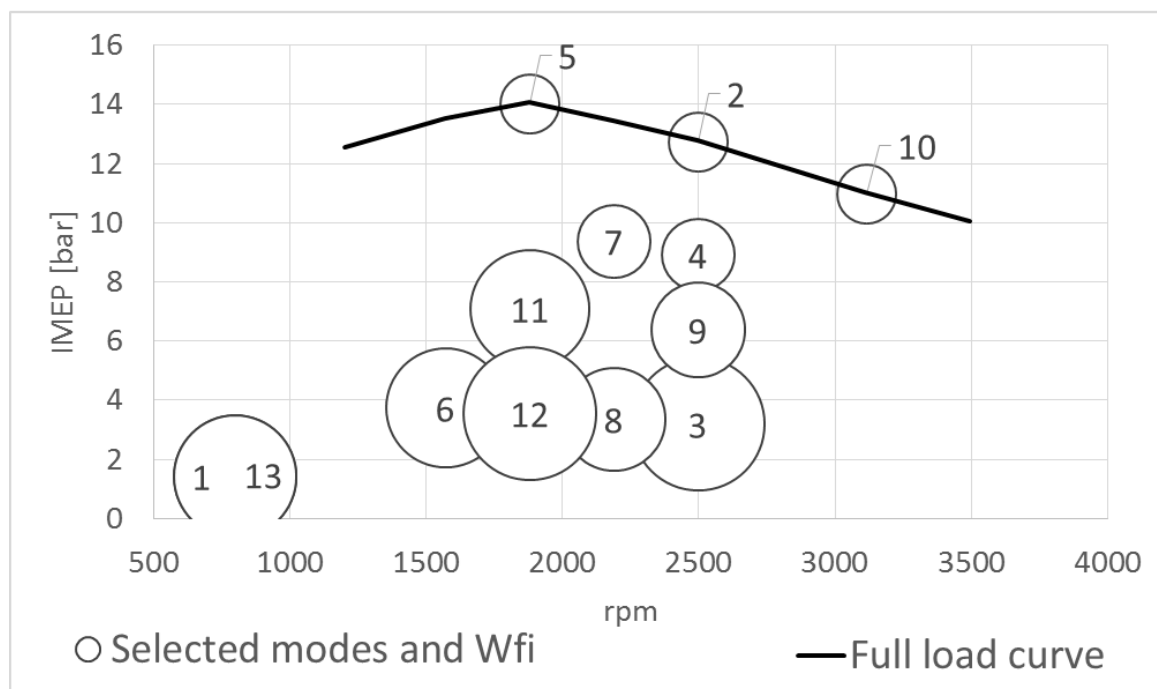
Řídicí systém pro vícepalivový vznětový experimentální motor, sestávající z elektronické řídicí jednotky motoru, snímačů a aktuátorů. Systém zajišťuje ovládání a regulaci tlaku v tlakovém zásobníku kapalného paliva víceúrovňovým PID regulátorem. Umožňuje řízení časování vstřikování, počtu výstřiků a dávky kapalného a plynného paliva a to buď ruční, nebo automatické dle kalibrovaných map. Dodávka plynného paliva vstřikovaného formou středotlaké injektáže do sacího potrubí motoru může být řízena zpětnovazebně na základě signálu z lambda sondy ve výfukovém potrubí. Systém zohledňuje fiktivní celkovou účinnost turbodmychadla a v závislosti na tlaku v sacím potrubí, teplotě a složení spalin dopočítává a umožňuje korekci výfukového protitlaku pro dosažení žádané účinnosti turbodmychadla. Tím lze již na jednoválcovém motoru emulovat okrajové podmínky plnorozměrového motoru s výfukovým turbodmychadlem a případně také emulovat tlakovou ztrátu systému pro dodatečnou úpravu spalin. Další popis je možno nalézt v [113] a [114].

### 10.3 Metodika testu vlivu HVO na parametry vznětového motoru

Toto měření bylo provedeno ve spolupráci s externím zadavatelem, a proto bylo přizpůsobeno také jeho požadavkům. Je zde na místě poděkovat firmě SGS a Ing. Ivo Krajíčkovu za souhlas s použitím těchto dat do disertační práce a k publikování. Pro měření bylo vybráno dvanáct kombinací otáček a zatížení motoru, které byly kvalifikovaným úsudkem vybrány tak, aby pokryly nejčastěji využívané provozní body motoru. Základem pro výběr těchto bodů byl třináctibodový cyklus WHSC (světový harmonizovaný stacionární cyklus) složený z ustálených provozních režimů pokrývajících celý pracovní rozsah otáček a zatížení motoru (Ostatní výsledky [122]). První a poslední bod je volnoběh, který je tak součástí testu dvakrát. Body pro cyklus byly vybrány na základě naměřené vnější rychlostní charakteristiky výzkumného jednoválce na motorovou naftu (Obrázek 10-8). Vnější rychlostní charakteristika byla zvolena v rámci možností mechanických částí a především řídicí jednotky motoru. Řídicí jednotka AVL RPEMS bohužel neumožňovala dostatečně velkou dávku paliva k dosažení vyššího



$p_i$ . V testu WHSC se emise vzorkují kontinuálně a toto vzorkování zahrnuje přechody mezi jednotlivými body testu. Váhový faktor je pak realizován délkou trvání jednotlivých režimů [115], [116]. Obrázek 10-8 reprezentuje velikost váhových faktorů průměrem kružnic. Číslo u kružnice pak je číslo daného režimu v testu WHSC.



Obrázek 10-8 Konstrukce vnější rychlostní charakteristiky výzkumného jednoválce na motorovou naftu

Pracovní režimy byly definovány polohou myšleného pedálu plynu a otáčkami motoru. Proto motor mohl dosahovat odlišného  $p_i$  i v částečném zatížení, nejen při maximálních dobách otevření vstřikovače.

Vzhledem k možnostem stanoviště byl test následujícím způsobem upraven. Cyklus byl modifikován tak, že k přechodu mezi režimy docházelo plynule pod dobu jedné minuty, přičemž nedocházelo ke vstřiku paliva. Teprve po stabilizaci otáček a hodnoty plnicího tlaku začala ŘJ vstřikovat dle strategie zvolené pro daný režim. Délka každého režimu včetně přechodu byla prodloužena na deset minut. Tím bylo dosaženo potřebného ustálení měřených veličin v každém bodě. Pro gravimetrické stanovení hmotnosti emitovaných částic byl každému bodu přidělen čas odpovídající váhovému faktoru. Celková hodnota za cyklus je tak vážený průměr hodnot naměřených v jednotlivých bodech. Výpočet byl prováděn pomocí softwaru příslušného zařízení. Tento výpočet zahrnuje korekce na skutečně dosažené hodnoty ředění a časů sání skrze filtr. Jednotlivé body a jejich váhy uvádí Tabulka 10-4. Ostatní sledované emise pak byly přepočítávány na ekvivaletní vážený průměr dle rovnice (10.1). Zde je  $W_{fi}$  váhový faktor,  $P_i$  indikovaný výkon režimu  $i$ , a  $E_i$  je produkce emisí za hodinu v režimu  $i$ .

$$E_{\text{test}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (E_i \cdot W_{fi})}{\sum_{i=1}^{13} (P_i \cdot W_{fi})} \left[ \frac{\text{g}}{\text{kWh}}, \frac{\#}{\text{kWh}} \right] \quad (10.1)$$

Pro každý pracovní bod byla naladěna vhodná úroveň vstřikovacího tlaku a plnicího tlaku (MAP). Byla zvolena strategie vstřikování s jedním pilotním a jedním hlavním vstřikem. Nebyla použita recirkulace spalín (EGR). Teplota nasávaného vzduchu byla udržována na 30 °C. Provozní kapaliny

motoru byly vždy před spuštěním motoru temperovány, teplota chladiva na 80°C a teplota oleje na 85°C.

Režim #	Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Plnicí tlak [bar]	Vstřikovací tlak [bar]	Poloha akcelerátoru [%]	Orientační p <sub>i</sub> [bar] na MN	W <sub>fi</sub> [1]
1	800	1	385	9.6	1.42	0.112
2	2499	2	1235	100	12.73	0.026
3	2499	1.25	805	25	3.18	0.132
4	2499	1.7	1087	70	8.91	0.039
5	1881	2	1208	100	14.03	0.026
6	1572	1.1	685	24	3.73	0.105
7	2190	1.7	1104	70	9.37	0.039
8	2190	1.25	797	25	3.35	0.079
9	2499	1.5	967	50	6.37	0.066
10	3117	2	1350	100	10.97	0.026
11	1881	1.5	928	46.4	7.08	0.105
12	1881	1.2	762	25	3.55	0.132
13	800	1	385	9.6	1.42	0.112

Tabulka 10-4 Definice provozních bodů

Při změně paliva byl systém na více místech rozpojen a palivo se nechalo ze všech spojů a objemů vytéci, případně bylo vyčerpáno podávacím čerpadlem. Palivové filtry a palivové váhy se nechaly vykat, v případě filtrů za pomoci přístupu vzduchu o mírně zvýšeném tlaku proti atmosférickému. Po té byl systém propláchnut novým palivem (cca 1 kg paliva). Následovalo naplnění vah cca 1 kg nového paliva a spotřeba paliva ve vahách motorem v bodě 9 zkušebního cyklu. Po té následovalo plné doplnění vah a následně dalších 10 minut v bodě č. 9 zkušebního cyklu. Tento postup zajišťuje minimální kontaminaci systému předchozím palivem a také určitou stabilizaci úsad ve výfukovém systému motoru. Dále už následoval samotný test trvající 10 minut v každém bodě. Teplota plnicího vzduchu byla nastavena a udržována na konstantní hodnotě 30 °C. Pro každý bod bylo během prvních 30 sekund v režimu provedeno nastavení a kontrola otáček, polohy akcelerátoru, plnicího tlaku a výfukového protitlaku nastavením řídicího napětí výfukové klapky podle předpisu. V průběhu dalších čtyř minut probíhala stabilizace režimu. Počátkem páté minuty byl zahájen odběr vzorku z minutnelu Smart Sampleru pro gravimetrické měření částic. V deváté minutě režimu byl proveden odečet všech zaznamenávaných parametrů do datového souboru na disku měřicího PC a provedena indikace tlaku ve válci pro 200 po sobě jdoucích pracovních cyklů.

Jako paliva byla použita standardní motorová nafta (MN), směs této nafty a 30 % HVO (HVO30) a čisté HVO (HVO100). Vlastnosti paliv prezentuje Tabulka 10-1.

## 10.4 Metodika mapování dvoupalivového vznětového motoru nafta-zemní plyn

V úvodní fázi bylo cílem zmapovat základní chování výzkumného jednoválce a následně zvolit strategie pro další experimenty. Základní mapování probíhalo za konstantních otáček motoru ve výši  $1500 \text{ min}^{-1}$  a režimu atmosféricky plněného motoru, tedy bez přeplňování. Pro testování bylo zvoleno několik úrovní zatížení charakterizované konkrétní hodnotou  $p_i$ . Zvolené úrovně středního indikovaného tlaku jsou 2, 4, 6, 8 barů a maximální dosažená hodnota  $p_i$ . Maximální dosažený  $p_i$  byl omezen nepřiměřenou úrovní opacit a kouřivosti. V jednotlivých úrovních zatížení pak byl nejdříve nastaven bod v čistě vznětovém režimu. Následně se započalo vefukování menšího množství zemního plynu do sání motoru a dávka motorové nafty se snížila tak, aby zůstala zachována cílová hodnota  $p_i$ . Následně se optimalizovalo časování vstřiku kapalného paliva tak, aby byla dodržena hodnota  $CA_{50} = 10^\circ \text{aTDC}$ , pokud se neuplatnila jiná omezení motoru. Dále byla úpravou vstřikovacích dávek opět upravena hodnota  $p_i$ . Pokud bylo třeba, celý postup se několikrát opakoval. Maximální úroveň náhrady kapalného paliva  $\sigma_{\text{CNG}}$  byla dána minimální dávkou, kterou byl vstřikovač při daném vstřikovacím tlaku schopen stabilně vstřikovat. Tato náhrada je definována jako hmotnostní zlomek podílu zemního plynu v celkové hmotnosti obou paliv spalovaných v motoru. Hodnota hmotnostního zlomku se liší od hodnoty energetického podílu zemního plynu na celkové energii obsažené v palivu maximálně o 4 %, proto jsou tyto veličiny v daném případě při základních úvahách zastupitelné.

Vstřikovací tlak během celého experimentu byl kvůli snížení stupně volnosti držen na hodnotě 700 bar. Dávka kapalného paliva byla mimo jiné kvůli dodržení maximální hodnoty rychlosti nárůstu spalovacího tlaku  $10 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$  rozdělena mezi pilotní dávku a hlavní dávku. Rozestup mezi počátkem vstřiku pilotní dávky (SOI pilot) a hlavní dávky (SOI main) byl konstantní o hodnotě  $12^\circ\text{CA}$ . Pilotní dávka paliva byla také konstantní o hodnotě  $0.35 \text{ mg/cyklus}$ . Pro vyšší hodnoty  $\sigma_{\text{CNG}}$  byl pak používán jeden vstřik kapalného zapalovacího paliva. V nižších zatíženích byla maximální hodnota  $\sigma_{\text{CNG}}$  omezena požadavkem maximální přípustné hodnoty koeficientu variability  $p_i$  (covIMEP). Tato hodnota byla stanovena na 3 % a byla spojena s excesivním nárůstem emisí nespáleného metanu.

V další fázi se mapovaly možnosti motoru v dvoupalivovém provozu ve stechiometrickém režimu. Vefuk zemního plynu byl zpětnovazebně korigován pomocí širokopásmové lambda sondy tak, aby byla udržována hodnota součinitele přebytku vzduchu na hodnotě  $\lambda = 1$ . Úroveň zatížení definovaná středním indikovaným tlakem  $p_i$  tak byla dána především výší plnicího tlaku. Pro nižší zatížení tak bylo potřeba vzduchovou cestu motoru škrtit a pro vyšší zatížení naopak přeplňovat. Nejnižší dosažené zatížení v pak bylo limitováno stabilitou chodu definovanou v předchozím odstavci hodnotou covIMEP = 3 % a tím, že přeplňovací jednotka umožňovala minimální plnicí tlak ve výši 0.7 bar. Protitlak ve výfuku byl udržován vždy o 0.2 baru vyšší než v sání, což bylo dáno snahou emulovat protitlak turbodmychadla a systémů dodatečné úpravy spalin, kterými vy reálný motor musel být vybaven. Některá omezení jsou pak dána požadavky motoru, které uvádí Tabulka 10-2, a jsou to maximální spalovací tlak a maximální rychlost nárůstu tlaku. Dalším limitem je pak výskyt abnormálního spalování, čímž jsou myšleny předzápaly, klepání či výšlehy plamene do sacího traktu. Pokud to bylo možné, byla udržována hodnota  $CA_{50} = 10^\circ \text{aTDC}$ . Měření probíhalo v několika otáčkových úrovních tak, aby bylo pokryto v praxi nejčastěji používané otáčkové spektrum mezi hodnotami  $1500\text{--}3000 \text{ min}^{-1}$ . V první fázi byl mapován motor o kompresním poměru 16:1, který byl následně snížen na 14:1 za účelem posunutí omezení limitujících maximální dosažitelný  $p_i$ .

Dále byl mapován koncept chudé koncepce dvoupalivového vznětového motoru na zemní plyn a to především za účelem prošetření rozšíření palivové flexibility konceptu nafta-vodík. Proto toto měření probíhalo na stejné mechanické konfiguraci motoru jako mapování nafta-vodík, byť dle kvalifikovaného odhadu by byl vhodnější vyšší kompresní poměr.

## 10.5 Metodika mapování dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík

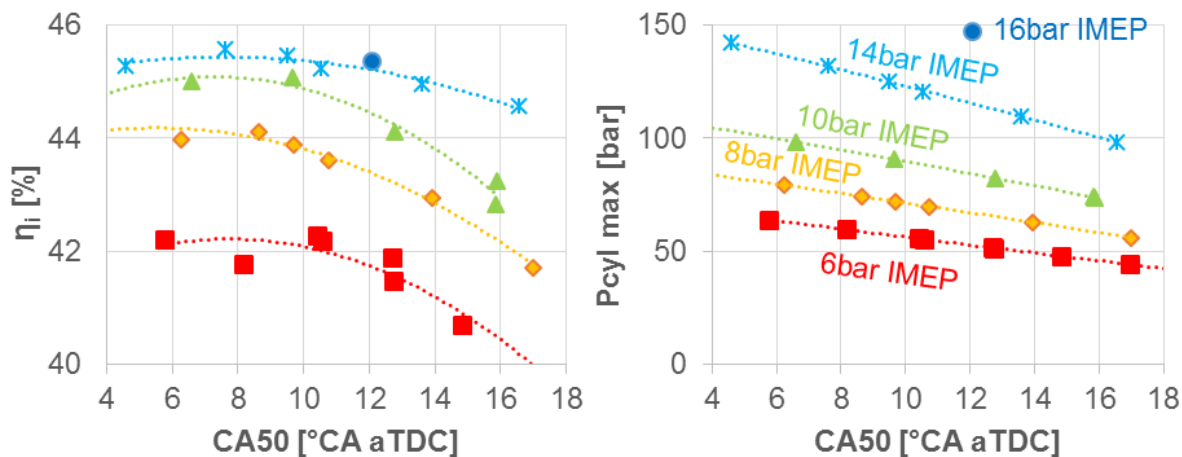
Pro tuto sérii experimentů byl výzkumný jednoválec již doplněn o pasivní chladič trysky vstřikovače (kapitola 10.2.3) a proto nebyla maximální míra náhrady již omezena požadavkem na chlazení vstřikovače. Mapování probíhalo podobně jako v případě zemního plynu (kapitola 10.4). Opět byl nastaven výchozí čistě vznětový režim a následně se zvyšoval energetický podíl vodíku v energii dodané palivem do motoru až do maximální hodnoty. Mapování bylo limitováno minimální možnou vstřikovanou dávkou kapalného paliva a výskytem předzápalů a klepání. Počáteční ověřování probíhalo při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$  a  $p_i = 4 \text{ bar}$ , přičemž střední indikovaný tlak byl postupně zvyšován. V tomto měření byla stanovena úroveň bohatosti směsi, která byla kompromisem mezi výskytem abnormalit ve spalování a chemickou účinností. Tento výchozí režim odpovídá  $p_i = 6 \text{ bar}$  s atmosférickým plněním motoru. Při dalším obohacování směsi bez přepřehování již nastávalo riziko předzápalů, klepání či výšlehů plamene do sání. Vyšší výkonové úrovně pak byly dosahovány prostřednictvím nastavení dávky paliva a plnicího tlaku na takovou úroveň, aby byla dodržena totožná hodnota součinitele přebytku vzduchu a zároveň požadovaný výkon. Tím byl redukován jeden stupeň volnosti. Byly prověřovány tři otáčkové úrovně a to  $1200$ ,  $2500$  a  $3200 \text{ min}^{-1}$ . Maximální dosažený střední indikovaný tlak byl omezen výskytem výše zmíněných abnormalit spalování.

Experimentální motor je jednoválcový, což výrazně komplikuje případnou instalaci turbodmychadla. Proto je motor přepřehován externí jednotkou přípravy spalovacího vzduchu a protitlak turbíny a systému dodatečné úpravy spalin emuluje škrticí klapka ve výfuku. Výfukový protitlak byl v každém režimu korigován tak, aby účinnost fiktivního turbodmychadla dosahovala 50 %. Pro tento účel byl sběr dat doplněn algoritmem pro výpočet účinnosti přepřehování v reálném čase. Tato strategie byla aplikována ve všech přepřehovaných režimech. Za tímto počinem je snaha se přiblížit podmínkám na reálném plnorozměrovém motoru.

Časování vstřiku bylo upravováno tak, aby poloha CA50 ležela v rozmezí  $8\text{--}10^\circ \text{aTDC}$ , pokud si posun této hodnoty nevyžadovaly jiné již zmiňované limity motoru, jako spalovací tlak, klepání, předzápal, tvrdost chodu či výšleh do sání.

Vhodná hodnota veličiny CA50 byla odvozena z experimentu ve vznětovém motoru provedeném za stejných podmínek jako následné mapování substituce vodíkem. Výsledky prezentuje Obrázek 10-9. Zde je změřena citlivostní analýza na změnu polohu CA50 pro hodnoty  $p_i = 6\text{--}16 \text{ bar}$ . Ukazuje se, že z hlediska indikované účinnosti optimální hodnota CA50 leží mezi hodnotami  $6$  a  $10^\circ \text{aTDC}$ . Z toho byla stanovena již dříve zmíněná požadovaná hodnota CA50 ve výši  $8\text{--}10^\circ \text{aTDC}$ . Výjimku tvoří bod o  $p_i = 16 \text{ bar}$ , kde nastoupila jedna z již zmíněných limitací a to omezení maximálního spalovacího tlaku ve výši  $150 \text{ bar}$ . Další výjimkou je pak příliš rozvleklé spalování až nekompletní spalování příliš chudé směsi, které je navíc podpořeno kompresním poměrem sníženým na  $14:1$ , který naopak umožňuje vyšší zatížení bez výskytu klepání. Zlepšení této situace bylo dosaženo obohacením homogenní směsi mírným škracením vzduchové cesty, což se již osvědčilo v předchozích experimentech se zemním plynem. Rozstup mezi hlavním a vedlejším vstřikem byl volen tak, aby bylo zajištěno co

nejstabilnější spalování, nebyl však jinak optimalizován, stejně tak jako rozdělení dávky mezi pilotní a hlavní vstřík. Při vyšších náhradách kapalného paliva se přecházelo na strategii jednoho vstříku, což bylo mimo jiné implikováno minimální možnou dávkou vstříkovanou daným vstříkovačem. Vstříkovací tlak kapalného paliva dosahoval hodnoty 700 bar pro otáčkové úrovně 1200 a 2000 min<sup>-1</sup>, zatímco pro otáčkou úroveň 3200 min<sup>-1</sup> byl zvolen vstříkovací tlak 1400 bar.

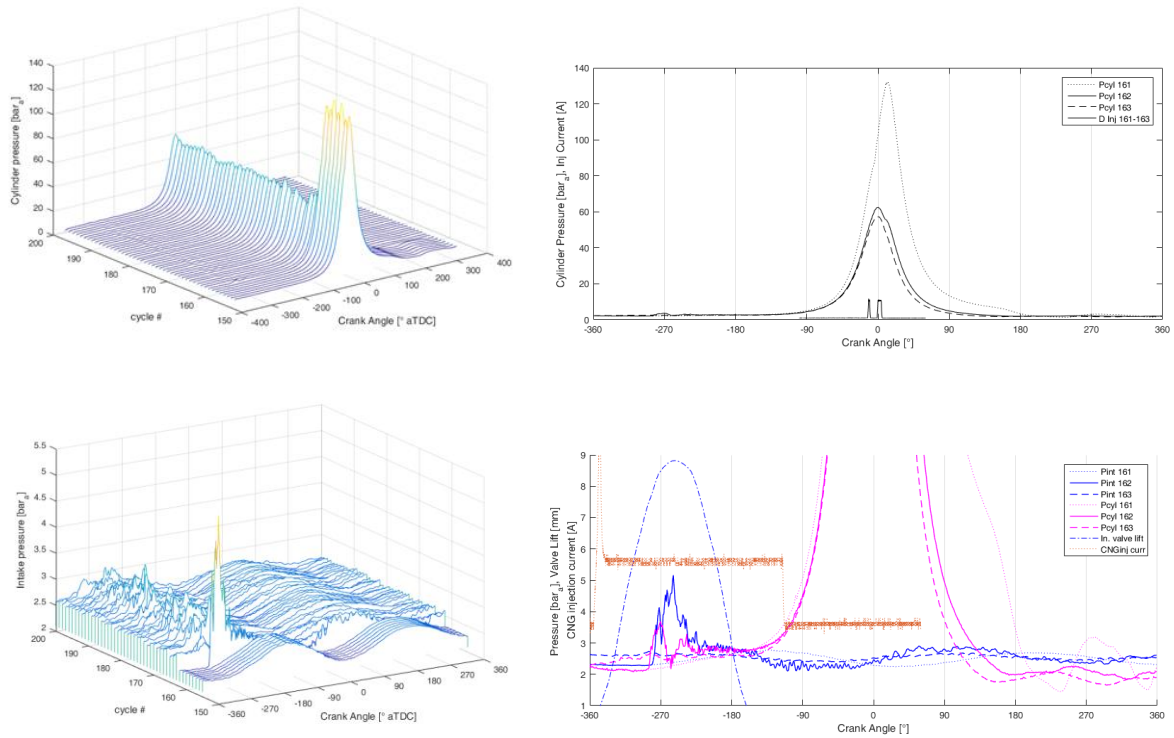


Obrázek 10-9 Indikovaná účinnost a maximální spalovací tlak ( $P_{cyl\ max}$ ) jako funkce časování spalování (CA50) v čistě vznětovém režimu)

## 10.6 Vzplanutí vodíku v sacím potrubí

Tento jev se objevil několikrát a byl omezujícím faktorem pro dosažení vyššího  $p_i$  a vyššího stupně náhrady při nejvyšším  $p_i = 16$  bar. Jeden výskyt se podařilo zaznamenat indikací rychle proměnných tlaků ve válci a sacím potrubí a výsledky prezentuje Obrázek 10-10. V cyklu číslo 162 během sacího zdvihu v průběhu vefuku vodíku došlo k náhlému zvýšení tlaku v sacím kanálu (plná modrá vpravo dole) i ve válci (plná fialová vpravo dole). Lze předpokládat, že s vysokou pravděpodobností došlo k zapálení čerstvé směsi od horkého bodu nebo horkých zbytkových plynů ve válci. V následném cyklu číslo 163 tak docházelo v okolí horní úvrati kompresního zdvihu ve válci ke spalování pouze zapalovací dávky nafty, jak je patrné z pravé horní části obrázku, kde je zobrazen i průběh vstříku. V dalších cyklech již vefukovaný vodík odhoříval tak, jak byl vefukován do sacího potrubí, což se projevilo navýšením tlaku v sacím potrubí v následujících cyklech (vlevo dole). Porovná-li se průběh vstříku vodíku (hnědá tečkovaná čára v grafu vpravo dole) a jeho délku s průběhem zdvihu sacího ventilu (modrá čerchovaná čára), tak je patrné, že k vefuku dochází před otevřením i po otevření ventilu. Díky tomu má vodík čas se homogenizovat se vzduchem a v okamžiku otevření ventilu vstupuje do válce lépe homogenizovaná směs. Vefuk navíc probíhá pouze do jednoho sacího portu ze tří, takže směs je zde výrazně bohatší než odpovídá celkovému součiniteli přebytku vzduchu v nasávané směsi, který prezentuje Obrázek 5-31. To také výrazně zvyšuje zápalnost směsi v tomto sacím kanálu. Celá situace by tedy šla zlepšit vefukováním do všech sacích kanálů tím zamezit lokálnímu poklesu součinitele přebytku vzduchu. Tím by se vyřešil i problém s tím, že vefuk probíhá i při zavření sacího ventilu, jelikož jinak není možné dané množství vodíku do sání vpravit. Částečné zlepšení by mohl přinést i injektor s větší průtočností a dobou vefuku zkrácenou tak, aby probíhal pouze během sání. Případně by také mohla pomoci optimalizace časování ventilů, která by minimalizovala riziko kontaktu dohořívajících výfukových plynů s čerstvou směsí. Nicméně hlavní se zdají opatření na straně vstříkovače, neboť dle grafu vpravo dole dochází nejdříve k nárůstu tlaku ve válci a až po té

v sacím potrubí. Z toho lze usoudit, že k zápalu došlo ve válci a plamen se dále šířil do sání a tím pádem nedošlo k zápalu směsi v sacím potrubí uniknuvšími horkými plyny z válce.



Obrázek 10-10 Vlevo je vyjádřen průběh tlaku ve válci průběh tlaku v sacím potrubí cyklus po cyklu při vzplanutí vodíku v sacím potrubí. Vpravo jsou průběhy tlaku ve válci a sacím potrubí tří po sobě jdoucích cyklů během vzplanutí vodíku v sacím potrubí. Pracovní režim: otáčky motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$  a zatížení  $p_i = 16 \text{ bar}$  a stupeň náhrady vodíkem 79.5 %

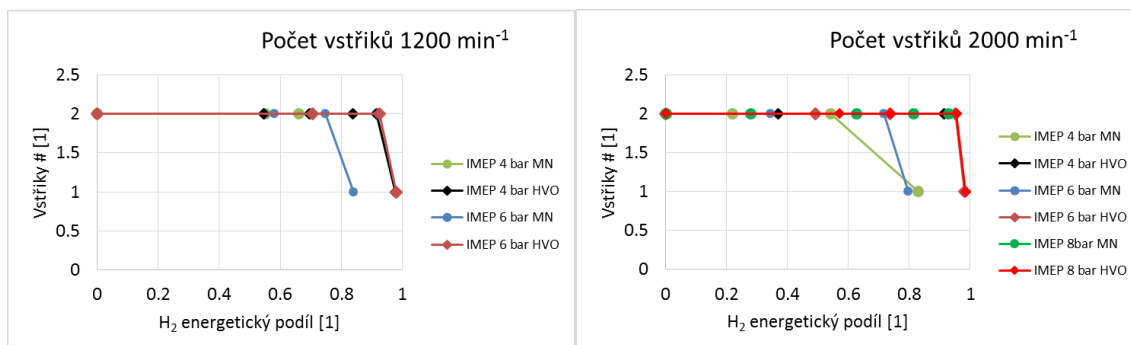
## 10.7 Podrobné výsledky simulace jízdy vozidla

Měřicí cyklus/palivový koncept	NEDC/diesel	WLTC/diesel	NEDC/D F H <sub>2</sub>	WLTC/D F H <sub>2</sub>	NEDC/D F CNG	WLTC/D F CNG
Spotřeba motorové nafty [l/100 km]	5.64	5.76	2.26	1.72	3.00	1.53
Spotřeba H <sub>2</sub> [kg/100 km]	0.00	0.00	1.16	1.37	0.00	0.00
Spotřeba zemního plynu [kg/100 km]	0.00	0.00	0.00	0.00	2.17	3.14
Stupeň energetické náhrady [%]	0	0	59	69	46	71
Dojezd nafta [km]	<b>887</b>	<b>868</b>	<b>531</b>	698	<b>400</b>	783
Dojezd H <sub>2</sub> /CNG [km]	0	0	537	<b>455</b>	1115	<b>771</b>
Emise CO <sub>2</sub> [g/km]	138.0	147.8	51.5	44.1	131.1	128.9
Redukce CO <sub>2</sub> vůči vznětovému konceptu [%]	0	0	-63	-70	-5	-13
Límit na emise CO <sub>2</sub> 2020/2030 [g/km]	113.2/-	-/59.4*	119.1/-	-/59.4*	119.7/-	-/59.4*

Tabulka 10-5 Podrobné výsledky simulace jízdy vozidla. Tlak v nádrži na zemní plyn se předpokládá 200 bar

## 10.8 Metodika průzkumu náhrady motorové nafty palivem HVO za účelem zlepšení parametrů konceptu dvoupalivového vznětového motoru nafta-vodík

Metodika testu více méně kopíruje metodiku mapování použitou pro koncept nafta-vodík, viz příloha 10.5, přičemž experiment je zaměřen na nízké otáčky a zatížení. Zde tedy budou uvedeny pouze odlišnosti. Definici měřených bodů udává Tabulka 10-6. Při otáčkách 1200 min<sup>-1</sup> bylo nutno použít nižší vstřikovací tlak, jinak za daných podmínek docházelo k překračování maximální hodnoty rychlosti nárůstu tlaku. Nastavení bodů odpovídá mapování diskutovanému v kapitole 5.3. Emise počtu částic byla kvůli servisu zařízení AVL 489 měřena také zařízením NanoMet3, což je třeba brát v potaz při vyvozování závěrů ohledně PN. Obrázek 10-11 pak ukazuje strategii počtu vstřiků zapalovacího paliva. Kdy k přechodu na jeden vstřik dochází ve chvíli, kdy vstřikovač již neumožňuje kratší vstřikovací čas a další snížení dávky paliva je možné jen snížením počtu vstřiků.



Obrázek 10-11 Množství vstřiků na cyklus

Označení režimu	Zapalovací palivo	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	P <sub>i</sub> [bar]	Vstřikovací tlak [bar]	Relativní plnicí tlak [bar]	λ [1]	Zařízení na měření počtu částic PN
IMEP 4 bar MN	MN	1200	4	700	-0.1	2.15	
IMEP 4 bar HVO	HVO	1200	4	500	-0.1	2.25	AVL 489
IMEP 6 bar MN	MN	1200	6	700	0.135	2.2	NanoMet3
IMEP 6 bar HVO	HVO	1200	6	500	0	2	AVL 489
IMEP 4 bar MN	MN	2000	4	700	0	3.4	NanoMet3
IMEP 4 bar HVO	HVO	2000	4	700	0	3.5	AVL 489
IMEP 6 bar MN	MN	2000	6	700	0.035	2.2	NanoMet3
IMEP 6 bar HVO	HVO	2000	6	700	0	2.15	AVL 489
IMEP 8 bar MN	MN	2000	8	700	280	2.2	NanoMet3
IMEP 8 bar HVO	HVO	2000	8	700	280	2.15	AVL 489

Tabulka 10-6 Definice měřených bodů pro porovnání MN a HVO v dvoupalivovém provozu nafta-vodík

## 10.9 Složení zemního plynu

Složení paliva	[objemová %]
Metan	98.39
Etan	0.44
Propan	0.16
Butan	0.07
Pentan	0.03
Dusík	0.84
Oxid uhličitý	0.07

Tabulka 10-7 Složení tranzitního zemního plynu [140]