



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Vodíkový spalovací motor s ultra-nízkými
výfukovými emisemi

Hydrogen fueled internal combustion engine
with ultra-low exhaust emissions

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021**

Maxim SASIN

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jiří Vávra Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sasin** Jméno: **Maxim** Osobní číslo: **457532**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Vodíkový spalovací motor s ultra-nízkými výfukovými emisemi

Název bakalářské práce anglicky:

Hydrogen fueled internal combustion engine with ultra low exhaust emissions

Pokyny pro vypracování:

Proveďte literární rešerši možností snižování škodlivých výfukových emisí a zvyšování energetické účinnosti vodíkových spalovacích motorů. Soustřeďte se na spalování vodíku v zážehových motorech s nebo bez dodatečné úpravy spalin. Proveďte přímé porovnání poskytnutých naměřených a vyhodnocených dat s nejnovějšími poznatky z dostupné literatury. Kriticky zhodnoťte další možnosti zlepšení energetických a emisních parametrů vodíkového motoru.

Seznam doporučené literatury:

saemobilus.sae.org/
www.elsevier.com/
scholar.google.com/

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

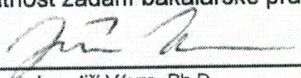
Ing. Jiří Vávra, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

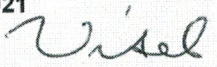
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**


Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vítel, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michal Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

08.06.2021
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Maxim Sasin

Název práce: Vodíkový spalovací motor s ultra-nízkými výfukovými emisemi

Anglický název: Hydrogen fueled internal combustion engine with ultra low-exhaust emissions

Rozsah práce:

40 stran

28 obrázků

1 tabulka

Akademický rok: 2020/2021

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojího inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D

Klíčová slova: emise NO_x, střední efektivní tlak, efektivní tepelná účinnost

Key words: NO_x emissions, BMEP, BTE



Abstrakt

Tato bakalářská práce porovnává různé dostupné studie a experimenty které byly provedeny v posledních 20-ti letech na různých výzkumných pracovištích ve světě s cílem zmapování vývoje vodíkových spalovacích motorů v oblasti tepelné účinnosti, zatížení motoru a emise oxidů dusíku. Tato práce se dále zaměřuje na porovnání třech různých vodíkových spalovacích motorů: bude porovnán experimentální jednoválcový motor, na kterém pracoval tým z Argonne National Laboratory, čtyřválcový přeplňovaný motor, upravený na spalování vodíku týmem v TU Graz a experimentální jednoválcový motor, vyrobený ve spolupráci ČVUT a Škoda Auto a.s.. Práce obsahuje kritické zhodnocení možných zlepšení energetických a emisních charakteristik vodíkového motoru.

Abstract

This bachelor thesis compares various available studies and experiments that have been performed in the last 20 years at various research institutes around the world to map the development of hydrogen combustion engines in the field of break thermal efficiency, engine load and nitrogen oxides emissions. This thesis focuses on the comparison of three different hydrogen combustion engines: a single-cylinder research engine that was worked on by a team at Argonne National Laboratory, a four-cylinder turbocharged engine adapted for hydrogen operation by a team at TU Graz and a single-cylinder research engine created in cooperation between CTU Prague and Skoda Auto a.s.. The thesis contains a critical evaluation of possible improvements in a field of energy and emission characteristics of the hydrogen engine.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Vodíkový spalovací motor s ultra-nízkými výfukovými emisemi vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: uveďte datum

.....
(podpis autora)



Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. díky kterému jsem se naučil mnoho v oblasti spalovacích motorů. Dále děkuji Dr. Petrovi Grabnerovi z Technické Univerzity v Graz, který mi poskytl články s informacemi ohledně měření jejich motoru. A také děkuji panu Bartonu F. Nortonovi, zakladateli společnosti Kontak Hydrogen, Inc. za poskytnutí informací k jejich novému konceptu skladování vodíku.



Obsah

1 Cíl práce	9
2 Úvod	9
3 Představení studií experimentů a vodíkových motorů v nich použitých	12
3.1 Studie Ford Motor co.	12
3.1.1 Úprava vozidla Ford P2000 a motoru na využití vodíku	12
3.1.2 Vodíkový spalovací motor 6.8L pro Ford E-450 Shuttle Van	13
3.2 Studie TU Graz	13
3.2.1 Přímé vstřikování vodíku – Vysoce slibný koncept spalování	13
3.2.2 Měření upraveného motoru na spalování vodíku se dvěma konfiguracemi vstřikování paliva	13
3.3 Studie Argonne National Laboratory.....	14
3.3.1 Zvýšená účinnost spalovacího systému pro přímé vstřikování vodíku	14
3.3.2 Vliv strategie vstřikování vodíku ve vysoce účinném motoru s přímým vstřikováním	14
3.3.3 Koncept vodíkového motoru s přímým vstřikováním překračující cíle účinnosti U.S. DOE v oblasti lehké zátěže	15
3.4 Studie Indian Institute of Technology – Delhi	15
3.4.1 Experimentální studie přeplňovaného vodíkového spalovacího motoru	15
3.5 Studie ČVUT	16
3.5.1 Využití vodíku ve spalovacím motoru s pokročilým spalováním	16
4 Porovnání motorů.....	16
4.1 Motor s přímým vstřikováním vs. nepřímým vstřikováním	17
4.2 Porovnání motorů ČVUT s TU Graz	18
4.2.1 Motor TU Graz v režimu nepřímého vstřikování	18
4.2.2 Motor TU Graz v režimu přímého vstřikování	23
4.3 Porovnání 3. iterace experimentálního motoru z ANL a motorem z ČVUT	26
4.4 Celkové porovnání	28
4.4.1 Porovnání při otáčkách 2000 min ⁻¹	28
4.4.2 Porovnání při otáčkách 3000 min ⁻¹	32
5 Kritické zhodnocení dalších možností	35
5.1 Navýšení kompresního poměru	35



5.2 Proměnný kompresní poměr	35
5.3 Mechanická odolnost motoru.....	36
5.4 Přímé vstřikování	36
6 Závěr	36
7 Seznam obrázků.....	38
8 Použitá literatura	39

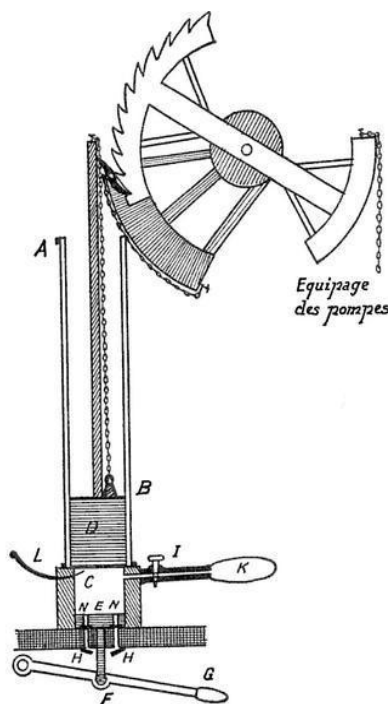


1 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je porovnání výsledků experimentů / studií, hlavně v oblasti emisí oxidů dusíku, efektivních tepelných účinností motorů a středních efektivních tlaků. Následně kriticky zhodnotit další možná zlepšení energetických a emisních parametrů vodíkového motoru.

2 Úvod

V minulosti již byly prováděny experimenty se spalovacími motory využívajícími vodíku jako paliva, z nichž první byl proveden již v roce 1806. Tehdy švýcarský inženýr François Isaac de Rivaz, použil spalovací motor se směsí vodíku a kyslíku. Tento motor byl zkonstruován před vynálezem čtyřdobých motorů, proto neobsahoval některé části pozdějších motorů jako například kompresní zdvih, klikovou hřídel ani ojnici. Na obrázku č.1 je zobrazen, jak tento motor vypadal. Vodík byl uložen stlačený v balónu (D) a vzduch byl vpouštěn do spalovacího prostoru dvoucestným ventilem (F), zapalování (L) a dodávka vzduchu a vodíku byla ovládaná ručně. Píst (D) se pohyboval volně ve válci (A) a poháněl pumpu, která dále otáčela koly. Píst měl jen funkci hnaní pumpy a vytlačení spalin z válce ventilem (F). [1]



Obr. 1 Motor De Rivaz [1]

Od té doby až do současnosti, byla upřednostněna tekutá paliva jako nafta, benzín či plynná paliva jako LPG, CNG pro jejich snadnou výrobu a skladování.

Z důvodu stále většího nátlaku emisních norem na spalovací motory a skutečností, že většina paliv dnes využívaných v těchto motorech pochází z neobnovitelných zdrojů

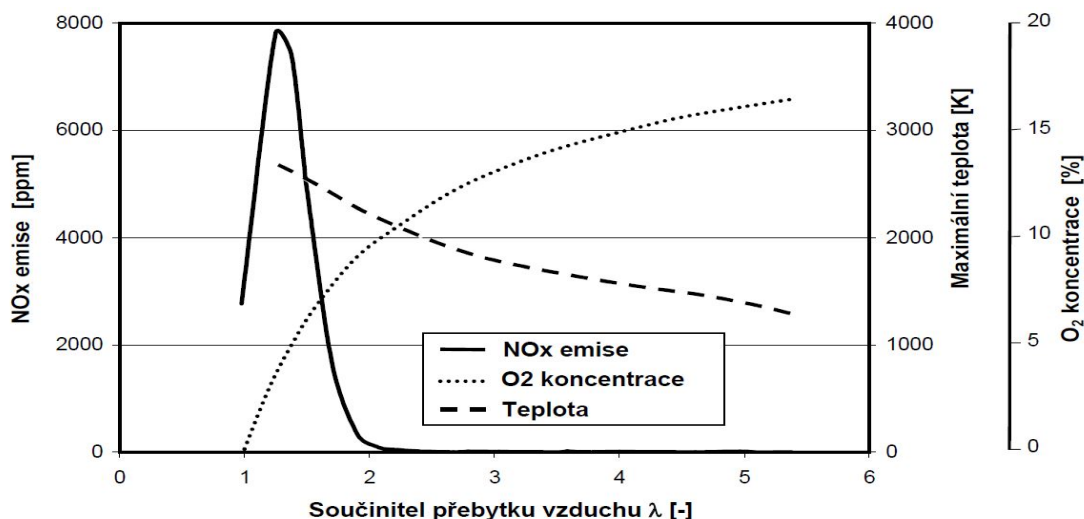


s vysokým obsahem uhlíku a konstantního zdražování zmíněných paliv začali automobilky hledat alternativní paliva a s tím spojené pohony svých vozidel.

Jedním z alternativních způsobů pohonu vozidel, jenž je současně velice podporovaný a popularizovaný evropským parlamentem je elektrický motor. Velké množství automobilek postupně přechází na tento způsob pohonu svých vozidel, jenž sám o sobě neprodukuje emise. Bohužel mnoho lidí si neuvědomují, že tyto vozidla, pokud se berou jako součásti celkové energetické infrastruktury, nejsou až tak bez emisí, jak by si lidi přáli. Rozvodná elektrická síť také není ještě připravena na takovou zátěž, jakou se sebou má přinést nahrazení vozidel s motory spalující fosilní paliva za elektromobily. Noční doba také už nebude časem s nejnižším zatížením elektrické rozvodné sítě, ale bude naopak jeho špičkou, kvůli nabíjení elektromobilů přes noc.

Další z alternativních pohonu je vodíkový spalovací motor. Vodík je jeden z nejrozšířenějších prvků na planetě Zemi (vesmír nevyjímá) a také je jej relativně jednoduché získat. Díky tomu je tedy velmi nepravděpodobné, že nám v brzké době dojde. Jedná se i o bez uhlíkové palivo, takže při spalování v motoru jsou emise oxidů uhlíku prakticky nulové. Jediný možný zdroj emisí oxidů uhlíku je situace, kdy se do spalovacího prostoru dostane motorový olej. Ale i toto palivo má své emise. Jedná se o oxidy dusíku, které jsou vytvářeny během vysokých teplot spalování a nízkém součiniteli přebytku vzduchu, jak je zobrazeno na obrázku č.2.

Na tomto obrázku je vidět, že při vysokých součinitelích přebytku vzduchu neboli $\lambda > 2,2$ jsou emise oxidů dusíku velice nízké, zatímco při součinitelích přebytku vzduchu $\lambda < 2,2$ dochází k prudkému nárůstu, který vyústí v maximální hodnotu trochu pod 8000 ppm při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 1,3$. Tato charakteristika platí pro motory s tvorbou směsi mimo spalovací prostor neboli s nepřímým spalováním, tak i pro motory s vnitřní tvorbou směsi neboli s přímým spalováním. [2]



Obr. 2 Emise NOx, Maximální teplota v motoru, koncentrace O2 v homogenní směsi [2]



Další vlastností vodíku je jeho rychlé hoření, které je potřeba zpomalovat vysokým součinitelem přebytku vzduchu, protože by došlo k vysokým emisím, klepání a následné destrukci motoru. Pokud ale je všechno dobře optimalizováno, pak jsou tyto motory schopny dosáhnout vysokých efektivních tepelných účinností, dokonce vyšších než u moderních benzínových nebo naftových motorů.

Dnes se vodík získává pomocí několika technologií, z nichž je nejběžnější výroba z fosilních paliv. Tato výroba zastupuje zhruba 96% aktuálně produkovaného vodíku. Negativní vlastností této technologie, je vysoká produkce emisí oxidů uhlíku. Zbýlých 4% je vytvářeno elektrolýzou. [3]

Evropská unie ale chce tyto čísla změnit. Do roku 2030 EU plánuje, aby získávání vodíku elektrolýzou bylo tvořeno 84% a získávání vodíku z fosilních paliv z 16% s dodatečným rozšířením o technologie zachycování oxidů uhlíku. [4]

Důležitá část je i skladování vodíku, jenž je rozděleno na stacionární velkoobjemové skladování a skladování v tlakových láhvích. Největším problémem je skutečnost že vodík nelze skladovat v běžných ocelových tlakových lahvích z důvodu velikosti molekul vodíku. Tyto molekuly jsou menší než krystalická mřížka oceli a kvůli tomu mohou snadno uniknout z běžných tlakových láhví. [5]

Například pro využití ve vozidlech se využívá skladování v kompozitních tlakových láhvích typu 4. Tato tlaková láhev je tvořena tenkostěnnou hliníkovou nádobou ovinutou uhlíkovými vlákny. Takto vytvořená tlaková nádoba je odolná vůči vnitřnímu přetlaku a úniku molekul vodíku. Standardní provozní tlak pro tento způsob skladování je 350 bar pro nákladní vozidla a autobusy, zatímco pro osobní vozidla je tento tlak 700 bar. Energetická spotřeba na stlačení vodíku na 350 bar pístovým kompresorem je rovna zhruba 30% energie v tomto palivu. [5]

Stacionární velkoobjemové skladování je uskutečněno ve velkoobjemových ocelových tlakových nádobách, nebo v kryogenních skladovacích zásobnících. Při kryogenním skladování je vodík udržován v kapalné formě při teplotách -253°C . I při téměř dokonalé tepelné izolaci dochází k přestupu tepla do zásobníku a tím pádem k vypařování vodíku a následném vzrůstu tlaku. Tento tlak je dále potřeba kompenzovat vypuštěním nadbytku plynů (tímto se uvádí ztráty paliva). Tyto ztráty se obvykle počítají zhruba 3% za den. V některých aplikacích jsou tyto ztráty kompenzovány jímáním odpařeného vodíku a následným stlačováním do přídatných tlakových láhví. Na kryogenní uskladňování je také potřeba vydat více energie pro zkapalnění vodíku, která se počítá až na 40% energie obsažené v tomto palivu. [5] [6]

Další zajímavou metodou skladování vodíku je kapalný nosič organického vodíku (LOHC). Jedná se o organické látky, které dokážou absorbovat nebo uvolnit vodík podle



potřeby. Mezi tyto látky patří například amoniak, patřící do skupiny tak zvaných jednocestných nosičů. Dále existují takzvané dvoucestné nosiče, které po odstranění vodíku vytvoří stabilní látku, kterou je možné znovu využít pro absorpci dalšího vodíku. Tyto nosiče obsahují hmotnostně 6-17% vodíku. Uvolnění vodíku z amoniaku je obvykle dosaženo jeho spalováním. Díky tomu, se také získává dusík a nespálený amoniak. Relativně nedávno firma Kontak Hydrogen, Inc. vytvořila nový koncept uvolňování vodíku z LOHC, který je velikostně mnohokrát menší a má mnohem nižší emise. Toto uvolňování pracuje na tomto způsobu: nosič vodíku se dotkne povrchu katalyzátoru, který je ohříván pomocí indukčních cívek na potřebnou teplotu. V případě jednocestného nosiče obdržíme čistý vodík, nečistoty se zachytí v katalyzátoru. V případě dvoucestného nosiče obdržíme vodík a ochuzený nosič vodíku, který je možné odchytnout a využít na další absorpci vodíku. [7]

3 Představení studií experimentů a vodíkových motorů v nich použitých

Pro vypracování této práce, byly využity vybrané studie a experimenty s využitím směsi vodíku a kyslíku ve spalovacích motorech. Zde jsou představeny jednotlivé studie a charakteristiky motorů využitých v experimentech. Jsou seřazeny podle roku, ve kterém vyšla publikace, ze které byly čerpány informace pro daný motor.

3.1 Studie Ford Motor co.

3.1.1 Úprava vozidla Ford P2000 a motoru na využití vodíku

Na tento experiment byly vypracovány čtyři různé studie společností Ford Motor co., z nichž jedna, která byla ve spolupráci s University of California ve městě Riverside, USA pro tuto práci nejzajímavější a byla vybraná pro toto porovnání.

Tato studie se zabývala úpravou a optimalizací existujícího motoru Ford 2.0L Zetec DOHC na dedikovanou spotřebu vodíku jako paliva. S tímto cílem bylo upraveno několik motorů, kde jejich specifická charakteristika byla kompresní poměr, zejména to byly 10:1, 12,5:1, 14,5:1 a 15,3:1. Bude zde porovnán motor s kompresním poměrem 14,5:1 z důvodu nejlepších výsledků z testování na dynamometru. Vzduch byl motoru dodáván atmosférickým sáním a palivo nepřímým vstřikováním. [8]

Měření probíhalo při otáčkách motoru od 800 do 5000 min⁻¹, při konstantním součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 1,8$ a na rozsahu $\lambda = (1,4 \text{ až } 8,3)$. Po namontování upraveného motoru do experimentálního vozidla Ford P2000 bylo pro snížení emisí oxidu dusíku využito úprav spalin. [8]

Z měření byl získán maximální střední efektivní tlak o hodnotě 6,33 bar při otáčkách motoru 3000 min⁻¹, maximální efektivní tepelná účinnost 38% při středním efektivním tlaku



5,6 bar a minimální emise oxidů dusíku byly mezi 0,5 až 1 g/kWh při středním efektivním tlaku 0,6 až 0,7 bar a otáčkách od 1000 do 1800 min⁻¹. [8]

3.1.2 Vodíkový spalovací motor 6.8L pro Ford E-450 Shuttle Van

Zvoleným motorem pro úpravu na spalování vodíku byl 6.8L 2V V10 (2V znamená že motor má dva ventily) určený pro těžká komerční vozidla. Kompresní poměr tohoto motoru je 9:1. Výkon je 175 kW. Tento motor je vybaven mechanicky poháněným kompresorem s průtokem 3,3 L/ot. a vodním chlazením stlačeného vzduchu (teploty stlačeného vzduchu mohly dosáhnout teploty 160°C). Palivo bylo dodáno do válce nepřímým vstřikováním. Výsledky testů tohoto motoru splnily emisní normy „2010 Phase II Heavy Duty Emission Standard“ jejichž cílem byla hodnota 0,27 g/kWh NO_x a dosažená hodnota motoru byla 0,2 g/kWh NO_x. Taktéž tepelná účinnost motoru s hodnotou 29,25% byla větší než jeho ekvivalent s palivem CNG o hodnotě 26%. Tyto hodnoty účinností byly změřeny při středním efektivním tlaku 2,62 bar a otáčkách 1500 min⁻¹. Emise nebyly změřeny v závislosti na otáčkách, proto je nemohu porovnat s ostatními motory. Tento motor měl být poté namontován do vozidla E-450 shuttle van a měl být komerčně prodáván. [9]

3.2 Studie TU Graz

3.2.1 Přímé vstřikování vodíku – Vysoce slibný koncept spalování

Na této studii spolupracovaly TU Graz a BMW. Bylo využito experimentálního jednoválcového motoru s objemem 0,5L a kompresním poměrem 10,5:1. Maximální rychlost otáček motoru byla 6000min⁻¹. Motor mohl dosáhnout i maximální spalovací tlak ve válci 100 bar. Dodávka paliva do spalovacího prostoru byla zprostředkována přímým vstřikováním. Studie byla zaměřená na detailní průzkum vlivu tepelných ztrát s ohledem na tepelnou účinnost na základně měření lokálních teplot na povrchu válce. Výsledky byly dále využity na vytvoření konceptu, který umožňoval dosažení vyšší tepelné účinnosti a nižších surových emisí oxidů dusíku. Koncept, který vzešel z této práce, je optimalizované nastavení vstřiku paliva, které dovoluje pozdější počátek vstřiku a tím zmenšení ztrát vzniklých vstřikem během komprese. Toto přispělo k lepšímu vrstevní směsi ve válci, jež dále zmenšilo ztráty způsobené nedokonalým hořením. [2]

Maximální změřené hodnoty této práce jsou vneseny do celkového porovnání motorů pro otáčky 2000 min⁻¹. Taktéž v případě minimálních hodnot emisí oxidů dusíku.

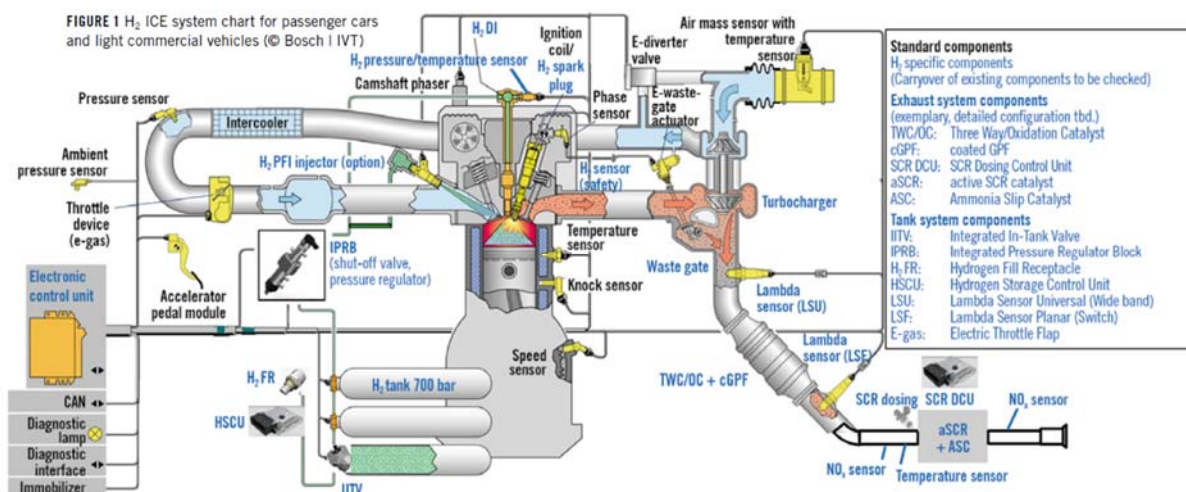
3.2.2 Měření upraveného motoru na spalování vodíku se dvěma konfiguracemi vstřikování paliva

Tato studie porovnávala nepřímé a přímé vstřikování paliva do válce motoru. Jedná se o turbodmychadlem přeplňovaný čtyřválcový motor o objemu 0,5L na válec s kompresním poměrem 9,8:1. Otáčky motoru pro přímé vstřikování byly měřeny od 1000 do 6000 min⁻¹



a pro nepřímé vstřikování od 1000 do 5800 min⁻¹. Počítalo se zde s dodatečnými úpravami spalín zobrazených na obrázku č.3, především třístupným nebo oxidačním katalyzátorem, filtrem pevných částic, selektivní katalytickou redukcí a katalyzátorem uniklého amoniaku. Proto se zde pracovalo se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = (1,8 \text{ až } 3,0)$. S nižším součinitelem přebytku vzduchu bylo docíleno větších výkonů. [10] [11]

Maximální hodnoty změřené pro obě konfigurace motoru jsou vneseny do celkového porovnání a do porovnání s motorem z ČVUT. Taktéž v případě pro minimální hodnoty emisí.



Obr. 3 Popis systému motoru pro osobní a lehká užitková vozidla [11]

3.3 Studie Argonne National Laboratory

3.3.1 Zvýšená účinnost spalovacího systému pro přímé vstřikování vodíku

V této studii byly porovnávány experimentální jednoválcové motory dvou generací. První generace měla objem 0,5L, vrtání/zdvih 89/79,5 [mm], kompresní poměr 11,5 a vstřikovací trysku s jedním otvorem. Zatímco druhá generace měla objem 0,66L, vrtání/zdvih 89/105,8 [mm], kompresní poměr 12,9 a vstřikovací trysku s pěti otvory. Oba motory byly plněny kompresorem o konstantním tlaku v sání 1 bar s dodávkou paliva přímým vstřikováním. Motor druhé generace byl měřen ve dvou konfiguracích bez a se simulovaným turbodmychadlem. Měření byly prováděny při otáčkách od 2000 do 3000 min⁻¹ a při několika zatíženích. [12]

Maximální hodnoty jsou vneseny do celkového porovnání při otáčkách 3000 min⁻¹. Taktéž v případě pro minimální emise oxidů dusíku.

3.3.2 Vliv strategie vstřikování vodíku ve vysoce účinném motoru s přímým vstřikováním

Tato studie je pokračování předešlé studie 3.3.1 Využívá se zde experimentální jednoválcový motor druhé generace. V této studii jsou porovnávány tři různé strategie



vstřikování paliva do válce. Jednotlivé strategie se liší konfigurací otvorů vstřikovací trysky, jedná se o 2, 5 a 13 otvorů. Měření probíhalo při otáčkách 2000, 2500 a 3000 min⁻¹ pro různá zatížení a počátky vstřiku. [13]

Maximální hodnoty jsou vneseny do celkového porovnání při otáčkách 3000 min⁻¹. Taktéž v případě pro minimální emise oxidů dusíku.

3.3.3 Koncept vodíkového motoru s přímým vstřikováním překračující cíle účinnosti U.S. DOE v oblasti lehké zátěže

Tato studie dále rozvíjí předešlé dvě studie 3.3.2 a 3.3.3. Nadále se zde využívá experimentální jednoválcový motor druhé generace. Pro vstřikování paliva do válce je využívána tryska s 4 otvory která zprostředkovává lepší tvorbu a vrstvení směsi ve válci než předešlá tryska s 5 otvory. Díky této úpravě došlo ještě k většímu snížení emisí oxidů dusíku. Dále zde bylo simulované turbo o účinnosti 60%. Ve velké části měření bylo využito součinitel přebytku vzduchu $\lambda = 3,3$. Pro zamezení poškození motoru, při zátěži nad 13 bar BMEP, bylo nutné snížit součinitel λ z 3,3 na 2,5. V této studii bylo hlavně zaměřeno na optimalizaci tvorby směsi a její vrstvení ve válci. Měření probíhalo při otáčkách od 1000 do 3000 min⁻¹ a zatížení 1,7 až 14,3 bar BMEP. [14]

Maximální hodnoty jsou vneseny do celkového porovnání při otáčkách 2000 min⁻¹. Nebylo možné odečíst minimální hodnoty emisí, přesto minimální emise jsou pod hranicí 0,5 g/kWh.

3.4 Studie Indian Institute of Technology – Delhi

3.4.1 Experimentální studie přeplňovaného vodíkového spalovacího motoru

V této studii vytvořené spoluprací společnosti Mahindra & Mahindra Ltd a Indian Institute of Technology bylo zkoumáno, jaký efekt na vodíkový motor má turbodmychadlo. Nejdříve byla provedena simulace přeplňovaného vodíkového motoru pro určení optimálního kompresního poměru a turbodmychadla. Dále následovalo přestavění CNG motoru na spalování vodíku. Byl zvolen se čtyřválcový CNG motor s objemem 0,65L na válec s kompresním poměrem 12:1. Palivo bylo dopraveno do spalovacího prostoru nepřímým vstřikováním. Měření bylo prováděno při otáčkách od 1000 do 3600 min⁻¹ a součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = (1,7 \text{ až } 2)$. [15]

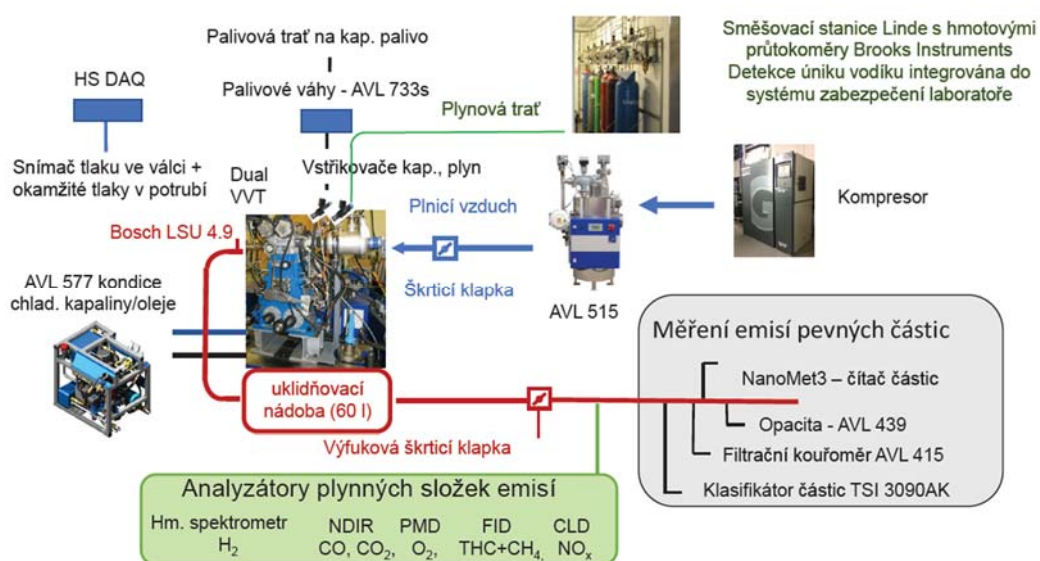
Maximální hodnoty jsou vneseny do celkového porovnání při otáčkách 2000 min⁻¹. Minimální hodnota emisí oxidů dusíku byla 125 ppm při otáčkách 1000 min⁻¹, zatížení bohužel nebylo možno odečíst.



3.5 Studie ČVUT

3.5.1 Využití vodíku ve spalovacím motoru s pokročilým spalováním

Tým v ČVUT ve spolupráci se ŠKODA AUTO a. s. vytvořily experimentální jednoválcový motor přepíňovaný simulovaným turbodmychadlem o celkové konstantní účinnosti 50%. Objem motoru byl 0,375L s kompresním poměrem 11,6:1. Otáčky motoru při měření byly v rozsahu od 1200 do 4000 min^{-1} , pro tvorbu směsi bylo využito nepřímého vstřikování. V této práci byla snaha, aby emise NO_x motoru bez dodatečných úprav spalin v žádném okamžiku nepřekročily 10ppm. Jak je zobrazené na obrázku č.4, turbodmychadlo bylo simulováno kompresorem, teplota a plnicí tlak vzduchu byla ovládaná vzduchovou kondicí AVL 515, účinnost turbodmychadla byla ovládaná výfukovou škrtkicí klapkou. [16]



Obr. 4 Schéma stanoviště pro měření experimentálního motoru [16]

Maximální změřené hodnoty jsou uvedeny v porovnání motoru z ČVUT a motoru z TU Graz. Minimální hodnota emisí oxidů dusíku byla 2,4 ppm při otáčkách 2000 min^{-1} a středním efektivním tlaku 0,44 bar.

4 Porovnání motorů

Tato část bakalářské práce porovná výsledky výše představených studií a experimentů pomocí grafů vytvořených v programu MATLAB. Z důvodu názornějšího a přesnějšího porovnání byly grafy porovnání izočár měřených veličin motoru ČVUT s veličinami porovnávaného motoru vytvořeny se vztahy izočár porovnávaného motoru jako pozadím.

V části, kde je celkové porovnání všech motorů byly grafy vytvořeny v programu Microsoft Excel z dat získaných z výše představených prací.



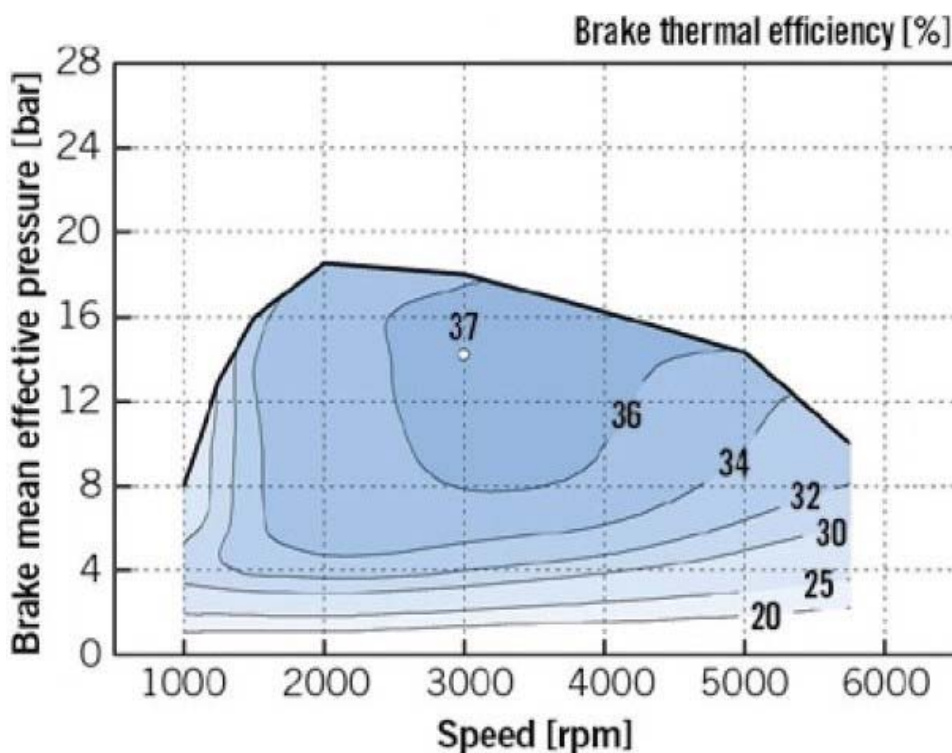
4.1 Motor s přímým vstřikováním vs. nepřímým vstřikováním

Nejdříve jsou zde porovnávány výsledky měření dvou typů dopravení paliva do spalovacího prostoru. Jde o přímé vstřikování a nepřímé vstřikování. Ideálním příkladem pro toto porovnání je motor popsáný v podkapitole 3.2.2 z důvodu, že se jedná o jeden motor s možností přepínání mezi těmito dvěma konfiguracemi.

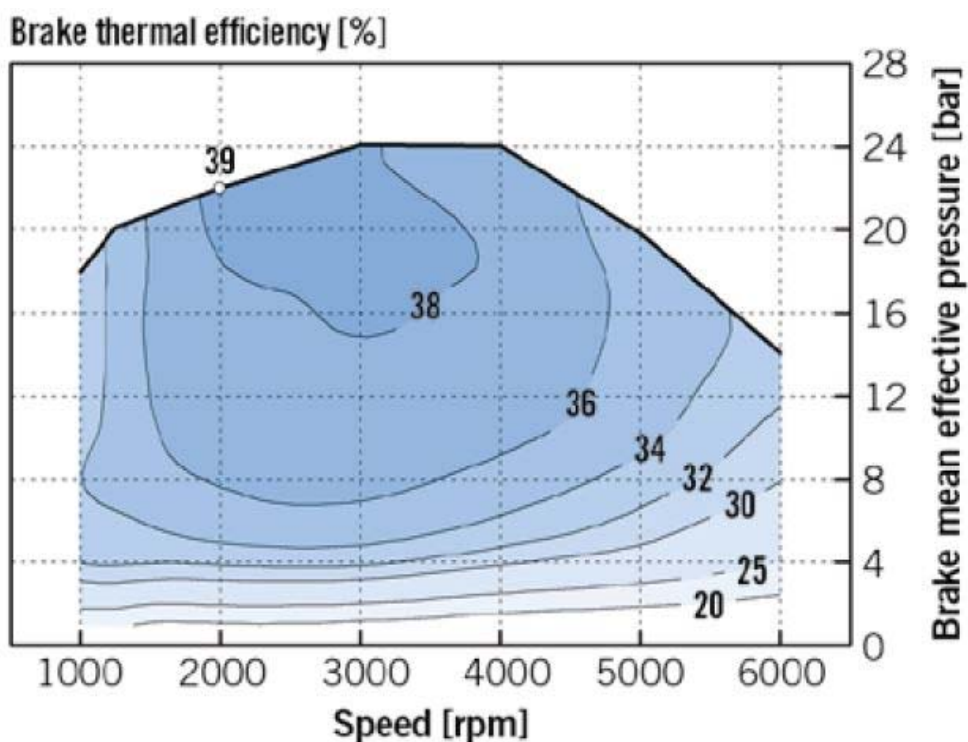
Systém přímého vstřikování znamená že vstřikovací tryska zasahuje do motorového válce, kde pod vysokým tlakem dopraví určité množství paliva do spalovacího prostoru. Vysoký tlak je potřebný kvůli skutečnosti že palivo je dopravováno při kompresním zdvihu.

Systém nepřímého vstřikování znamená že vstřikovací tryska zasahuje do prostoru sání. Díky tomu je třeba mnohem menších tlaků pro dopravení paliva do spalovacího prostoru, protože plnění válce vzduchem ze sání a tím pádem i palivem dochází při sacím zdvihu.

Přímé vstřikování má několik výhod jejichž výsledek je zobrazen v obrázcích č.5 a č.6. V těchto obrázcích je zobrazeno že přímé vstřikování má vyšší dosažené zatížení a efektivní tepelnou účinnost. Tento rozdíl existuje díky optimálnějšímu plnění vzduchu do spalovacího prostoru, tvorbě méně homogenizované směsi a vrstvení této směsi.



Obr. 5 Vztah efektivní tepelné účinnosti na rychlosti a zátěži v konfiguraci PFI [11]



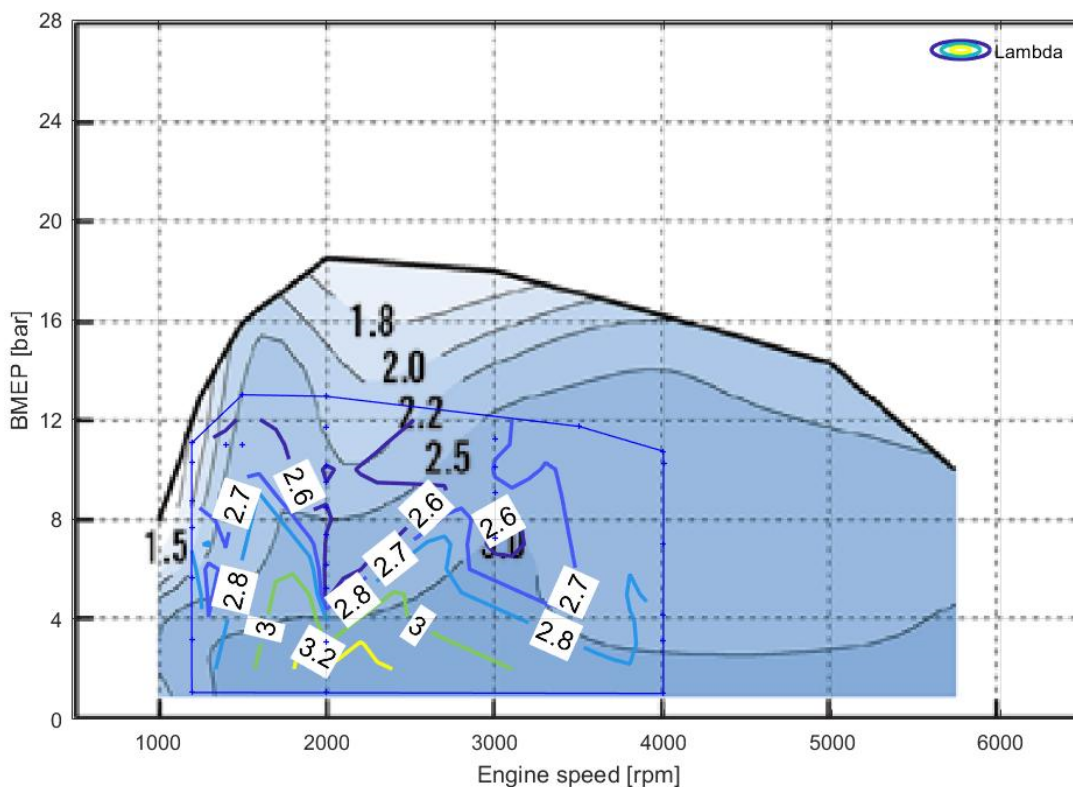
Obr. 6 Vztah efektivní tepelné účinnosti na rychlosti a zátěži v konfiguraci DI [11]

4.2 Porovnání motorů ČVUT s TU Graz

Tato část bakalářské práce se soustředí porovnání studie vypracované v Technické univerzitě Graz se studií vytvořené v ČVUT Praha.

4.2.1 Motor TU Graz v režimu nepřímého vstřikování

Nejprve je zde porovnán ČVUT motor s motorem TU Graz v režimu nepřímého spalování, kde na obrázku č.7 lze zpozorovat že využitý součinitel přebytku vzduchu pro motor ČVUT obecně vyšší, než u TU Graz což je důvodem soustředění na co nejnižší emise oxidů dusíku. Strategií TU Graz bylo využití dodatečné úpravy spalin, proto si mohli dovolit jít do relativně bohatší směsi. Toto je jeden z důvodů dosaženého vyššího středního efektivního tlaku. [11] [16]

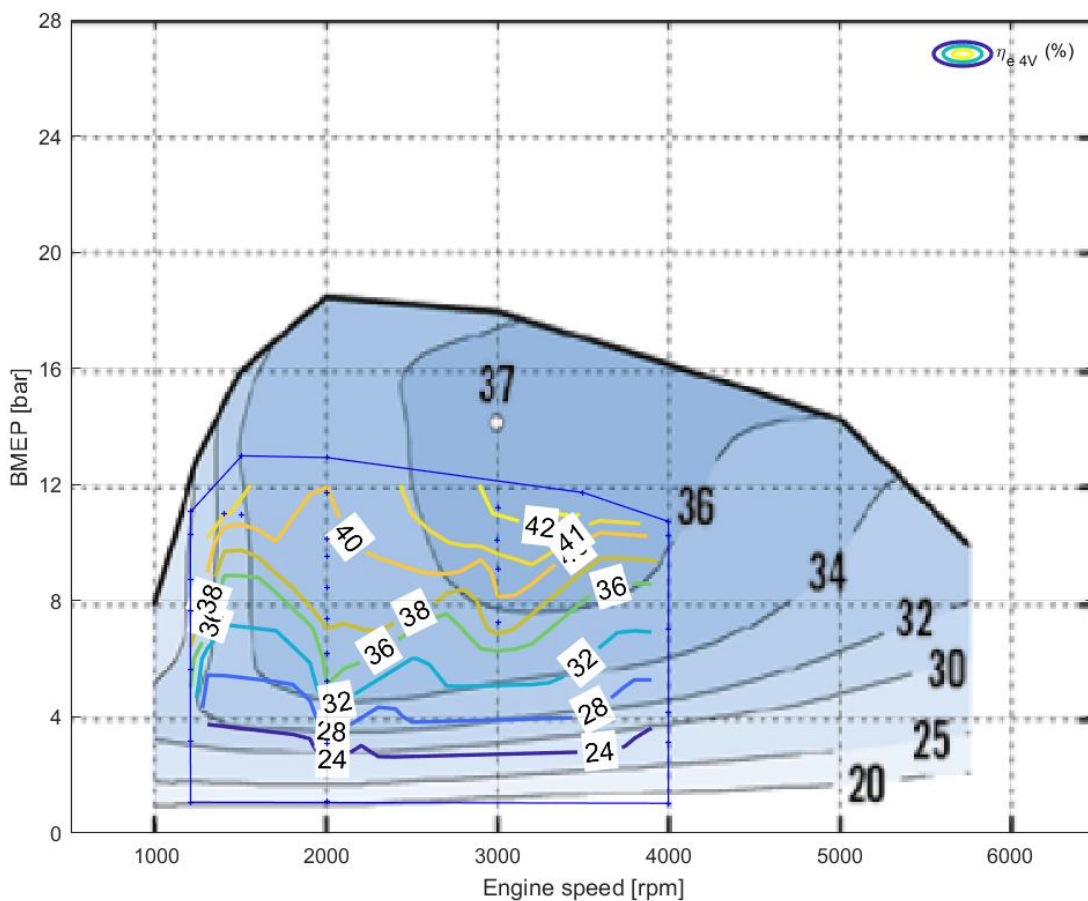


Obr. 7 Porovnání součinitelů přebytku vzduchu [11]

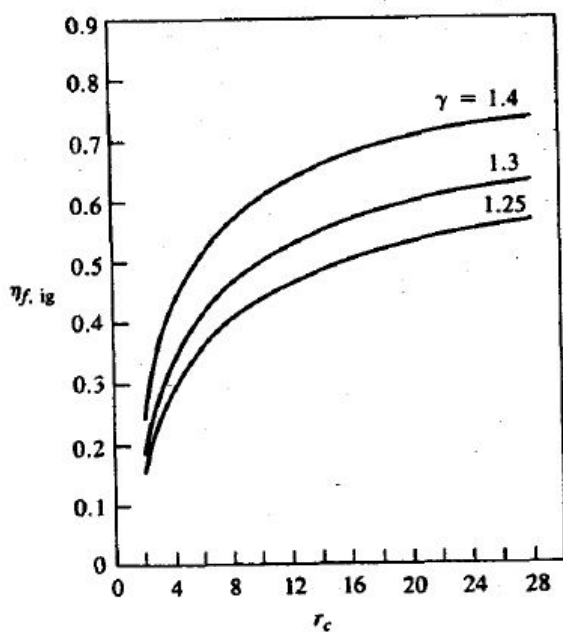
Na obrázku č.8 je zobrazeno že maximální dosažená efektivní tepelná účinnost motoru ČVUT je vyšší 43,3% při maximálním zatížení při otáčkách 3500 min^{-1} , než u TU Graz 37%. Je to způsobeno vztahem mezi účinností, kompresním poměrem který je u motoru ČVUT 11,6:1 o proti 9,8:1 u TU Graz a Poissonovou konstantou která je příznivější pro vyšší součinitel přebytku vzduchu. Vztah je popsán rovnicí č.1 a obrázkem č.9. [11] [16]

Dalším vlivem je skutečnost že motor ČVUT je experimentální jednoválec a turbodmychadlo bylo simulované. Zatímco u TU Graz motor a turbodmychadlo bylo skutečné. [11] [16]

Dále je vidět, že při nízkých středních efektivních tlacích je účinnost vyšší pro motor TU Graz.



Obr. 8 Porovnání efektivních tepelných účinností [11]



Obr. 9 Vztah mezi účinností, kompresním poměrem a Poissonovou konstantou [17]

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$$

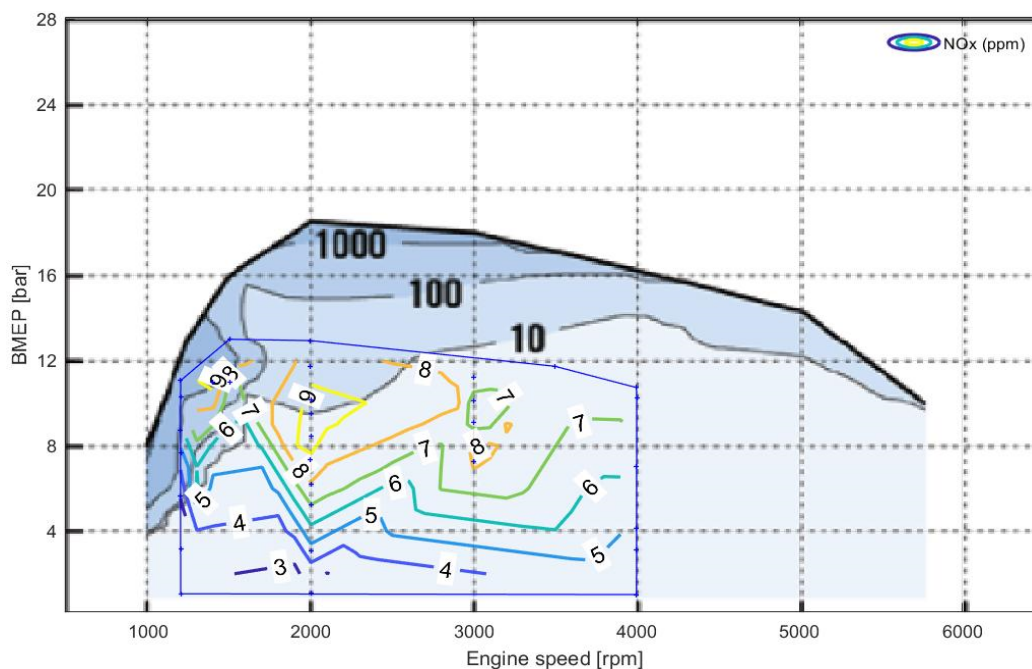
Rovnice 1 Výpočet tepelné účinnosti [17]

γ – Poissonova konstanta

r_c – kompresní poměr

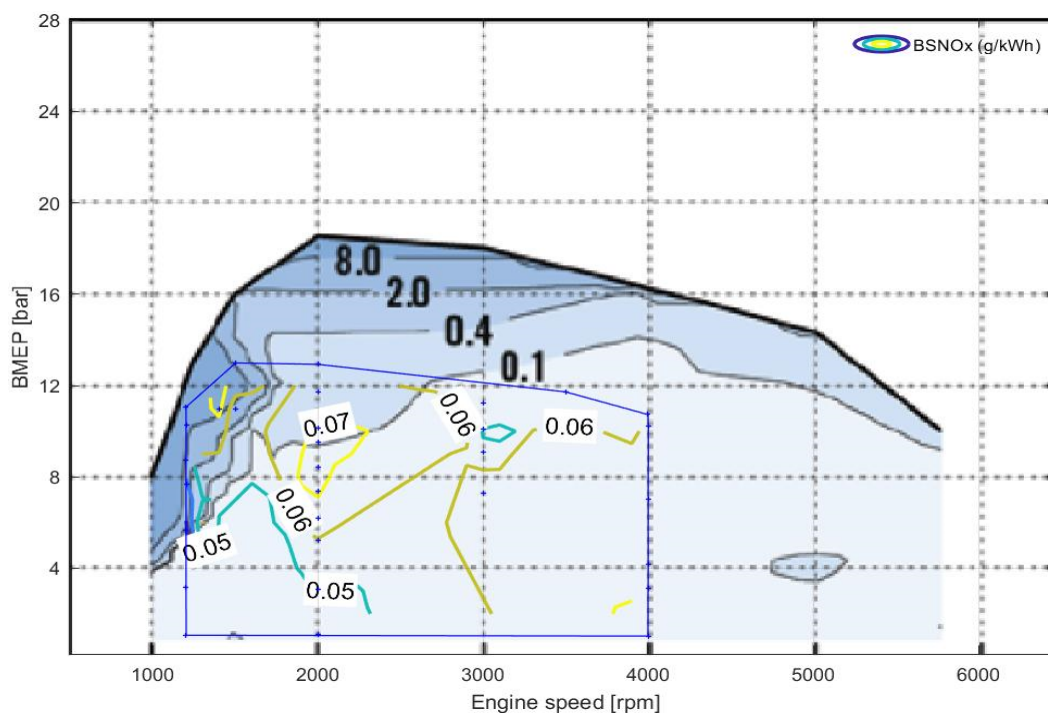


Na obrázku č.10 emise oxidů dusíku pro motor ČVUT nepřekročily v žádném bodě hodnotu 10 ppm. Nejvyšší emise motoru byly na hodnotě 9,5 ppm, což splňuje hranice stanovené normou EURO6. V nízkých otáčkách a vyšších zatíženích TU Graz překročil hodnotu 10 ppm, toto bylo ale očekávané viz. dodatečné úpravy spalín které jsou zobrazeny na obrázku č.4. [11] [16]



Obr. 10 Porovnání surových emisí NOx [11]

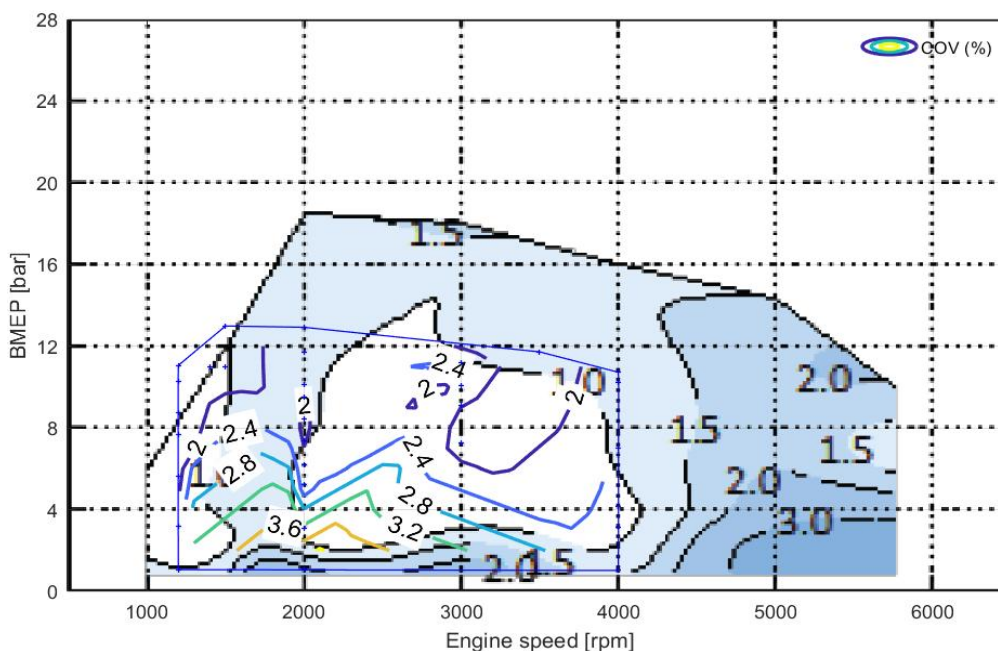
Na tomto obrázku č.11 je podobné srovnání v měrných jednotkách. Motor ČVUT nepřekročil v žádném bodě hodnotu emisí 0,1 g/kWh. [16]



Obr. 11 Porovnání měrných emisí NOx [11]

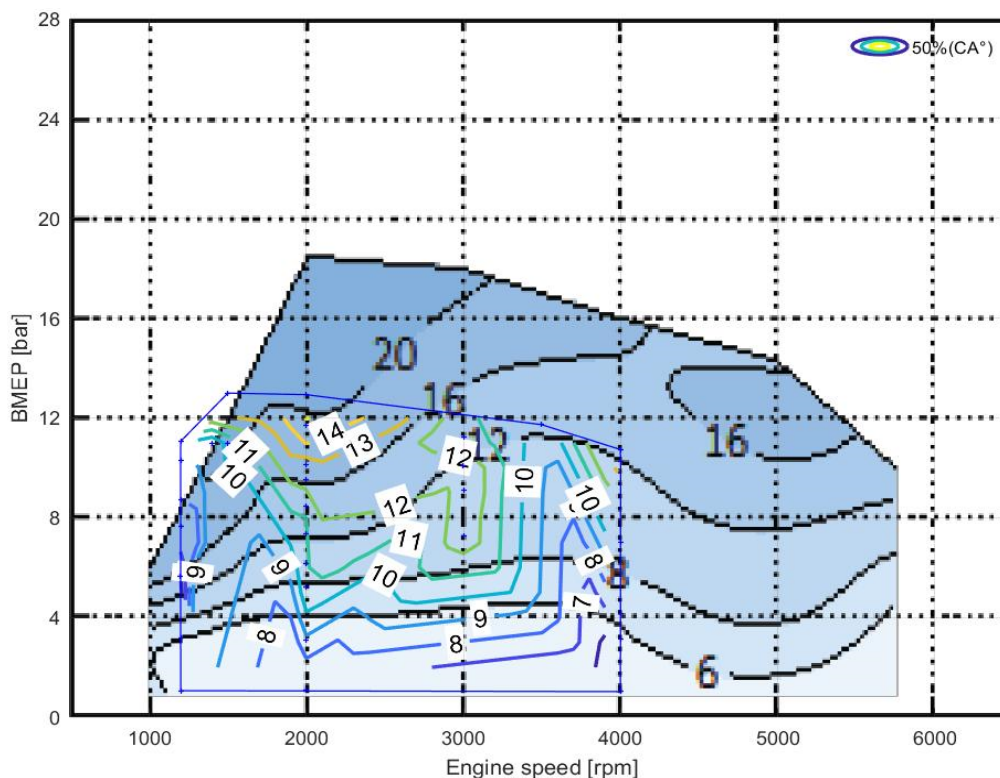


Koeficient variace na obrázku č.12 je u motoru z ČVUT vyšší, než u motoru z TU Graz z důvodu vyššího součinitele přebytku vzduchu.



Obr. 12 Porovnání koeficientů variace [12]

Na obrázku č.13 je zobrazené fázování spalování, které je ve vyšších zatíženích podobné pro oba motory, zatímco v nízkých zatíženích se u ČVUT drží blíže 8 CA°. [16]



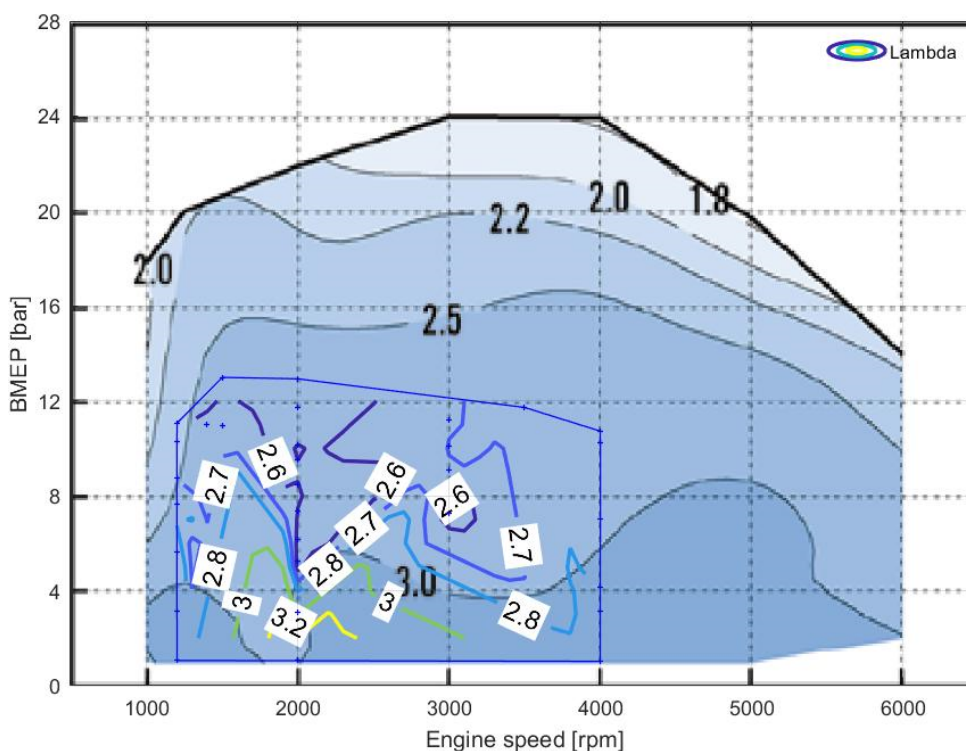
Obr. 13 Porovnání fázování spalování [12]



4.2.2 Motor TU Graz v režimu přímého vstřikování

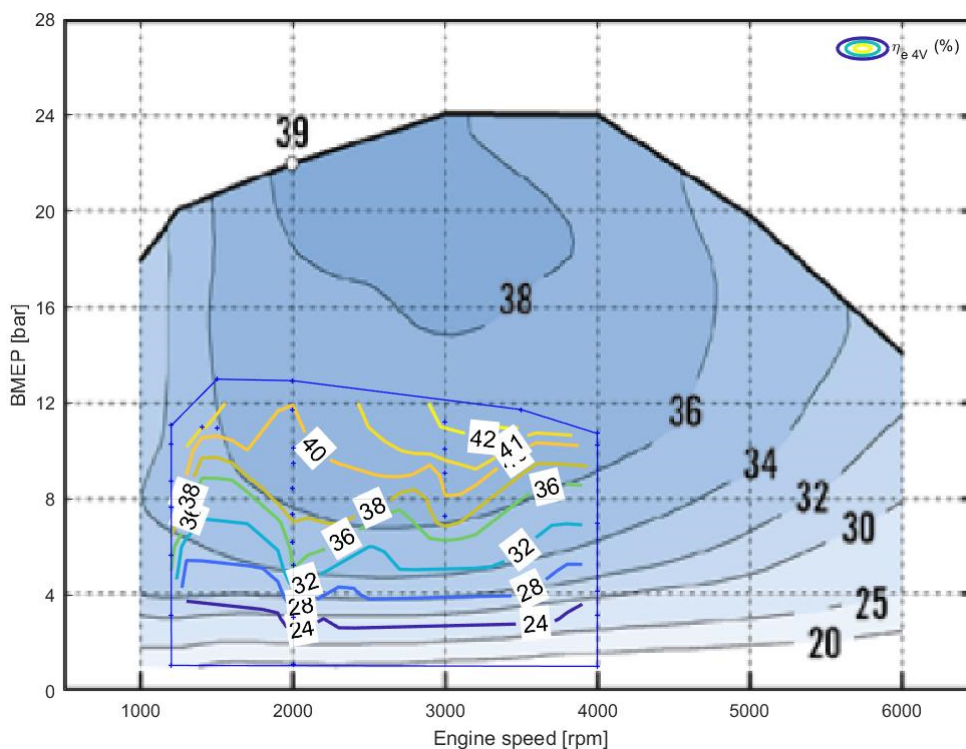
V tomto případě je zde porovnáván motor ČVUT s motorem TU Graz v režimu přímého spalování.

Na obrázku č.14 je vidět podobné rozložení součinitele přebytku vzduchu pro oba motory. Lepším plněním vzduchu a vrstvením palivové směsi ve spalovacím prostoru přímým vstřikováním je umožněn vyšší střední efektivní tlak při práci s chudší palivovou směsí



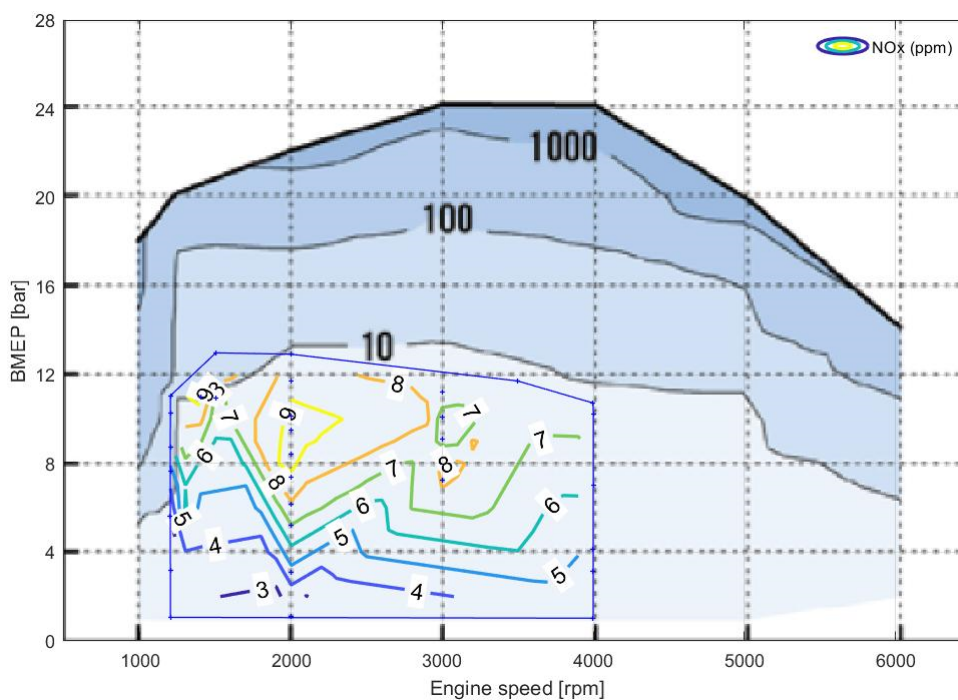
Obr. 14 Porovnání součinitelů přebytku vzduchu [11]

Obrázek č.15 ukazuje stále vyšší efektivní tepelnou účinnost motoru ČVUT než u motoru z TU Graz i pro přímé vstřikování, kde maximální hodnota efektivní tepelné účinnosti je 39%. Zajímavé je že účinnost u motoru z TU Graz je vyšší při nízkých zatíženích než u motoru ČVUT. [11]



Obr. 15 Porovnání efektivních tepelných účinností [11]

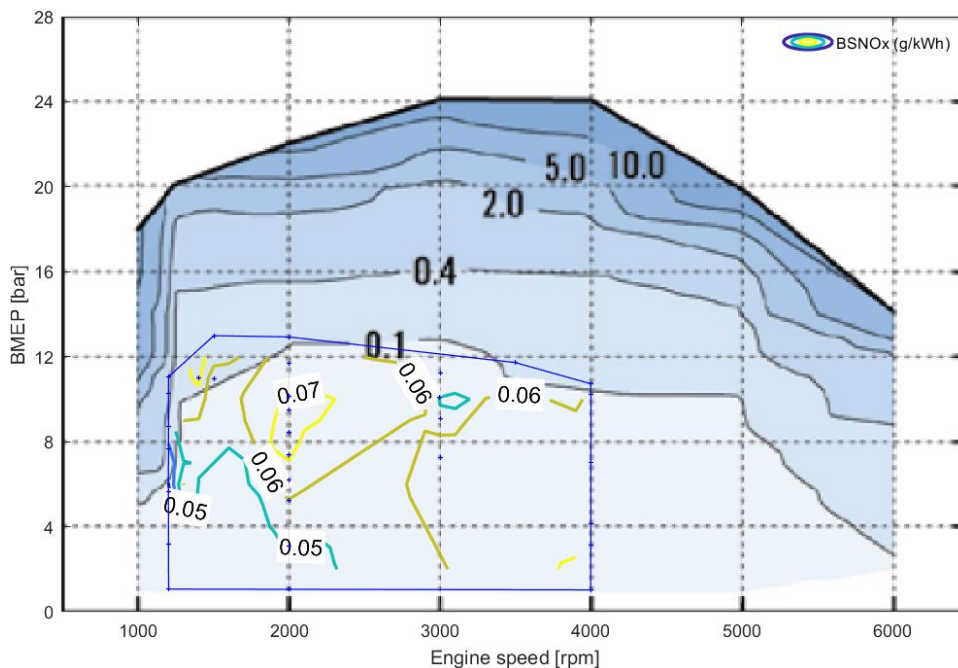
Emise pro přímé vstřikování motoru TU Graz jsou velice srovnatelné s motorem z ČVUT skoro v celém rozsahu měření, jak je ukázáno na obrázku č.16. Jediná část společné měřené oblasti, která překročila emisní hranici 10 ppm je v okolí otáček 1200 min^{-1} a vysokém středním efektivním zatížení 11 bar. [11]



Obr. 16 Porovnání surových emisí NOx [11]

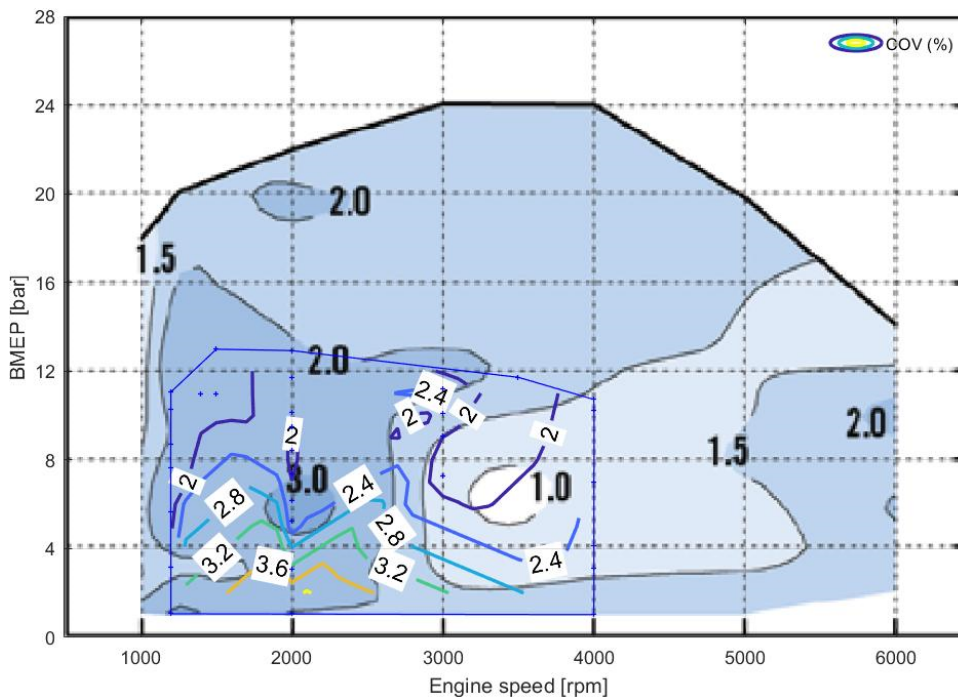


Podobné pozorování lze učinit i na obrázku č.17 kde je porovnání emisí v měrných jednotkách.



Obr. 17 Porovnání měrných emisí NOx [11]

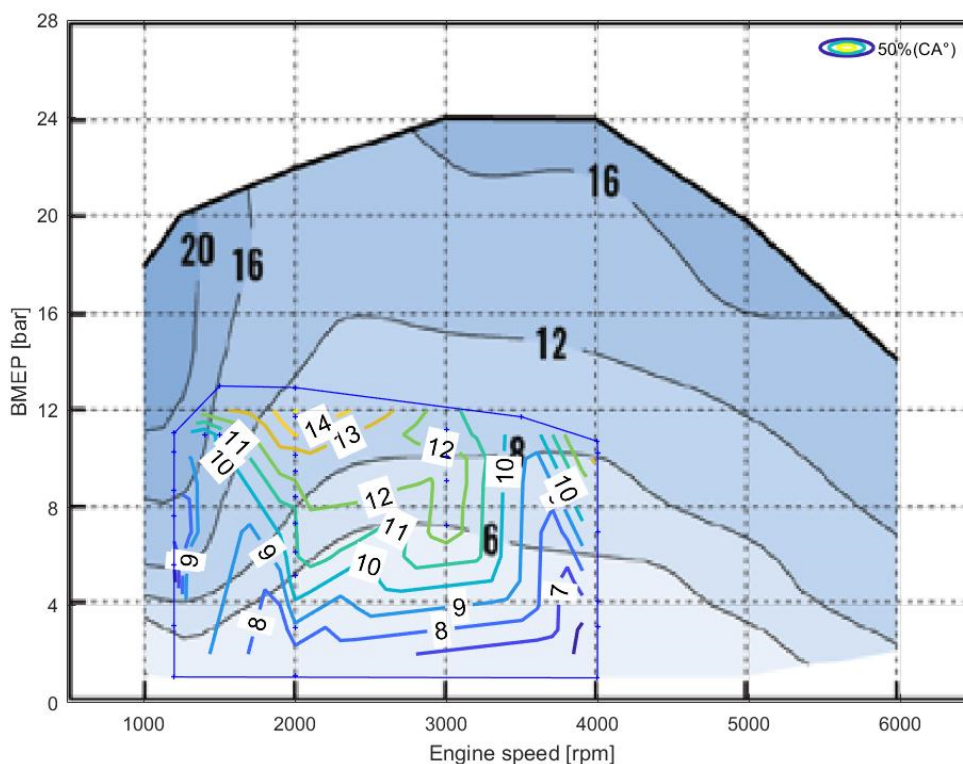
Obrázek č.18 ukazuje, že koeficient variace je pro oba motory velice podobný. Důvodem této podoby je práce obou motorů s podobnými součiniteli přebytku vzduchu.



Obr. 18 Porovnání koeficientů variace [11]



Na obrázku č.19 je zobrazeno fázování spalování. Pro motor z ČVUT jsou hodnoty trochu vyšší než pro motor z TU Graz. Vliv na tyto hodnoty má fakt, že motor ČVUT pracoval na mezi klepání s maximálním spalovacím tlakem ve válci 100 bar, zatímco motor TU Graz pracoval pod hranicí 100 bar. Pro přímé vstřikování motoru TU Graz jsou hodnoty fázování nižší než u nepřímého vstřikování z důvodu práce s chudší palivovou směsí při stejném zatížení. [11] [16]



Obr. 19 Porovnání fázování spalování [11]

4.3 Porovnání 3. iterace experimentálního motoru z ANL a motorem z ČVUT

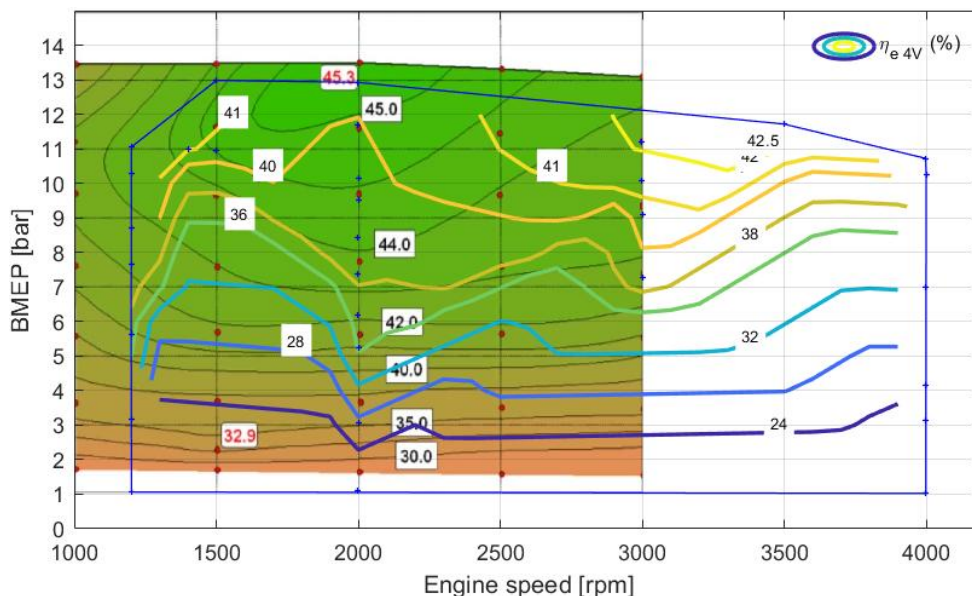
Další zajímavé výsledky pro porovnání měla práce Koncept vodíkového motoru s přímým vstřikováním překračující cíle účinnosti U.S. DOE v oblasti lehké zátěže Concept z Argonne National Laboratory, tato práce byla představena v předešlé části této bakalářské práce.

Motor, použitý v této práci, dosáhl vyšších efektivních tepelných účinností a středních efektivních tlaků v celém společném rozsahu měření. Na obrázku č.20 je zobrazena maximální hodnota účinnosti 45,3%, která byla získána při maximálním středním efektivním tlaku 13,5 bar. Tyto rozdíly byly dosaženy díky vyššímu kompresnímu poměru, jehož hodnota je 12,9:1. Jedná se o přímé vstřikování paliva což umožňuje optimálnější plnění válce a vrstvení směsi. Také účinnost simulovaného turbodmychadla byla nastavena na 60% zatímco turbodmychadlo u motoru ČVUT bylo nastaveno na 50%.

Dále součinitel přebytku vzduchu byl udržován na hodnotě $\lambda = 3,3$ kromě vysokých zatížení kde hodnota byla nastavena na $\lambda = 2,5$. Motor také běžel na maximální spalovací

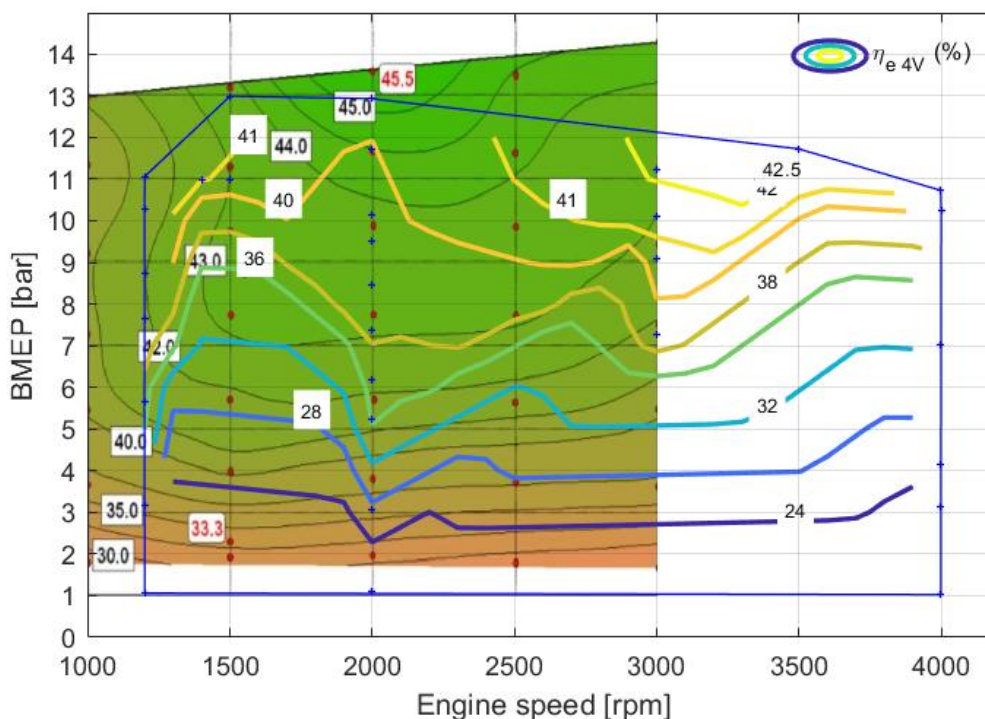


tlak ve válci 140 bar. Velký vliv měly rozdíly hlavně při menších středních efektivních tlacích, kde byly velké až o 6 bar. [14] [16]



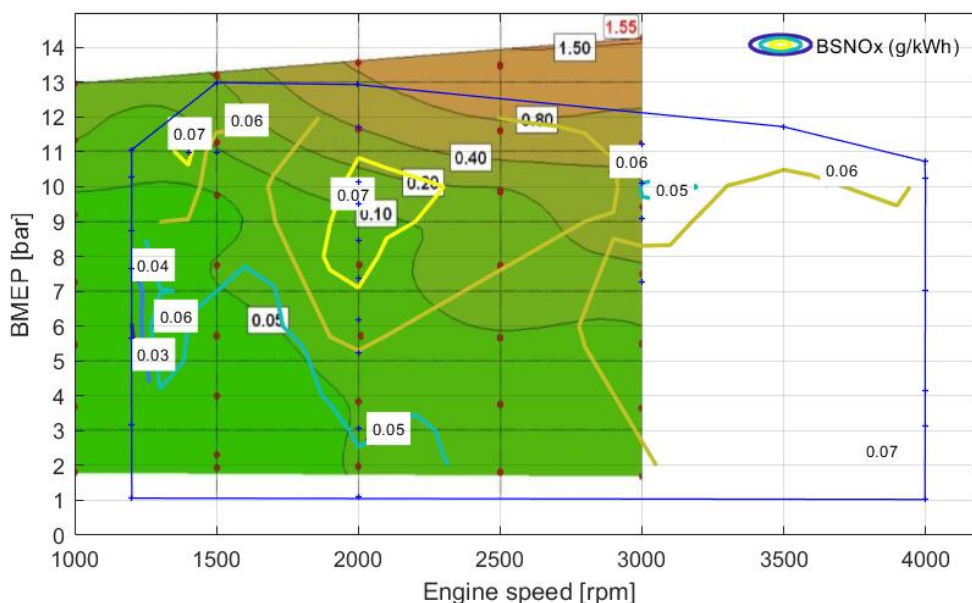
Obr. 20 Porovnání efektivních tepelných účinností motoru s tryskou s 5 otvory [14]

Na obrázku č.21 byla vyměněna tryska pro vstřikování paliva. Původní tryska měla 5 otvorů, zatímco nová má 4 otvory. Díky této změně vzrostla účinnost z 45,3% na hodnotu 45,5% a maximální střední efektivní tlak z 13,5 bar na 14,3 bar. [14]



Obr. 21 Porovnání efektivních tepelných účinností motoru s tryskou s 4 otvory [14]

Obrázek č.22 ukazuje, že motor z ČVUT má ve velké části společné měřené oblasti srovnatelné nebo nižší emise oxidů dusíku.



Obr. 22 Porovnání měrných emisí NO_x motoru s tryskou s 4 otvory [14]

4.4 Celkové porovnání

Zde je několik porovnání výše představených prací v sérii grafů, kde je porovnávána tepelná účinnost motorů, střední efektivní zatížení motoru a emise oxidů dusíku v surových i měrných jednotkách.

Z důvodu čerpání z různých zdrojů jsou porovnávání rozdělena na dvě skupiny podle společných měřených charakteristik s prací ČVUT. Přesněji jsou rozdělena podle otáček při měření 2000 min⁻¹ a 3000 min⁻¹.

4.4.1 Porovnání při otáčkách 2000 min⁻¹

Obrázek č.23 porovnává všechny motory, které měly hodnoty efektivních tepelných účinností změřené v oblasti otáček 2000 min⁻¹

První iterace experimentálního motoru z Argonne National Laboratory (Illinois, U.S.A.) měla podobnou účinnost ve vyšších středních efektivních tlacích jako experimentální motor z ČVUT s maximální efektivní tepelnou účinností 37,7%. Tento motor měl přímé vstřikování paliva do spalovacího prostoru a vysoký kompresní poměr o hodnotě 12,9:1. Největší rozdíly mezi první iterací a třetí iterací byly v maximálním spalovacím tlaku, který v této iteraci byl 100 bar a časování vstřikování paliva. [12]

Nejlepší průběh účinnosti má třetí iterace experimentálního motoru z Argonne National Laboratory (Illinois, U.S.A.), v každém bodě má nejvyšší efektivní tepelnou účinnost a jako jediný překročil hranici účinnosti 45% na středním efektivním tlaku 13,6 bar. Tento motor má stejně jako první iterace přímé vstřikování paliva do spalovacího prostoru a nejvyšší kompresní poměr o hodnotě 12,9:1. Ve velké části této charakteristiky motor běžel na chudou směs se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 3,3$, zatímco ve vyšších zatíženích běžel



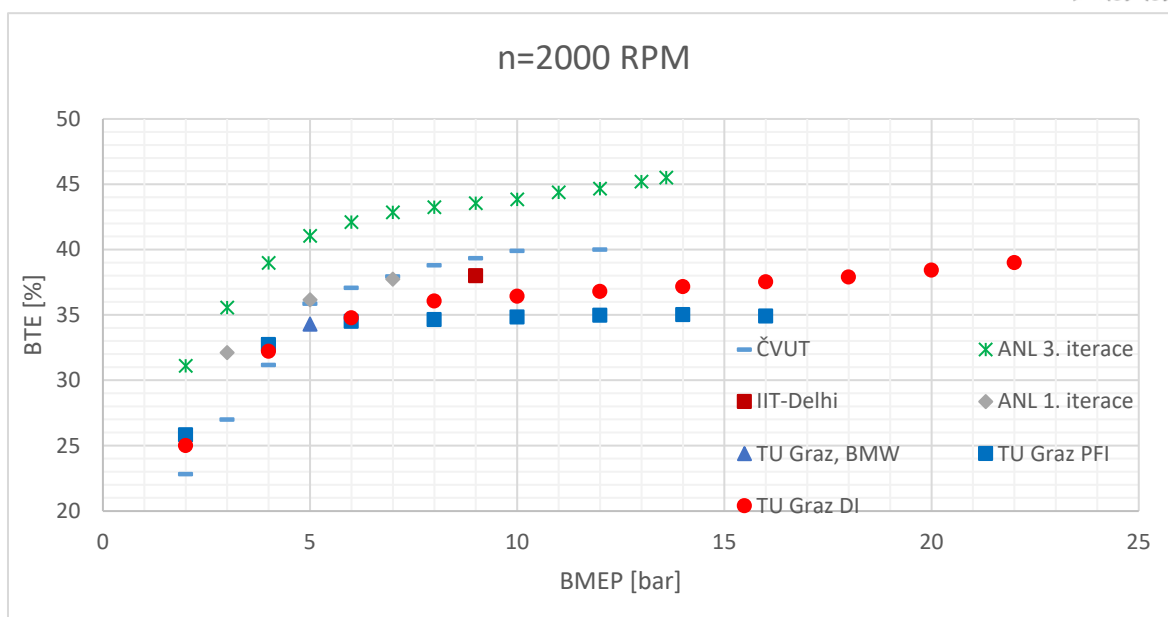
na bohatší směs se součinitelem $\lambda = 2,5$. Experimentální motor pracoval s maximálním spalovacím tlakem ve válci 140 bar. Je třeba podotknout, že motor měl simulované turbodmychadlo s konstantní účinností 60% [14]

Experimentální motor z ČVUT jako druhý dokázal překročit hranici efektivní tepelné účinnosti 40%. Tento motor využívá nepřímého vstřikování s kompresním poměrem 11,6:1. Součinitel přebytku vzduchu se pohyboval mezi $\lambda = (2,4 \text{ až } 3,3)$. Experimentální motor běžel na hranici klepání neboli na maximálním spalovacím tlaku 100 bar. Turbodmychadlo bylo simulované s konstantní účinností 50%. [16]

Dalším motorem je reálný čtyřválcový motor upravený ve spolupráci společnosti Mahindra & Mahindra Ltd a Indian Institute of Technology s maximální efektivní tepelnou účinností 38%. Úprava spočívala ve změně z původního spalování CNG na spalování vodíku. Jedná se o motor s nepřímým vstřikováním a kompresním poměrem 12:1. Byl využit součinitel přebytku vzduchu $\lambda = (1,7 \text{ až } 2)$. Kombinace vyššího kompresního poměru a nižšího součinitele přebytku vzduchu tohoto motoru měla za následek podobný průběh efektivní tepelné účinnosti jako u motoru z ČVUT. Turbodmychadlo bylo skutečné s proměnnou účinností. [15]

Další je experimentální motor vytvořený TU Graz ve spolupráci s BMW. Maximální efektivní tepelná účinnost tohoto motoru je 34,3%. Jde o druhou generaci s upravenou konfigurací vstřikovací trysky. Jedná se o motor s přímým vstřikováním a kompresním poměrem 10,5:1. [2]

Poté je zde motor z TU Graz ve dvou konfiguracích. První, má lepší efektivní tepelnou účinnost s přímým vstřikováním paliva s maximální hodnotou 39%. Stejně je to se středním efektivním tlakem, který je ze všech porovnávaných motorů nejvyšší, o hodnotě 22 bar. Druhá konfigurace má trochu vyšší efektivní tepelnou účinnost v nízkých zatíženích s nepřímým vstřikováním. Maximální účinnost je 35% při středním efektivním tlaku 14 bar. Jedná se o čtyřválcový motor s kompresním poměrem 9,8:1 a skutečným turbodmychadlem s proměnnou účinností. Takto nízký kompresní poměr určil nejnižší efektivní tepelnou účinnost mezi porovnávanými motory. Využitý rozsah součinitele přebytku vzduchu byl $\lambda = (1,8 \text{ až } 3)$. Díky nižším součinitelům přebytkům vzduchu $\lambda < 2,5$ bylo dosaženo nejvyšších středních efektivních tlaků ze všech porovnávaných motorů. [11]



Obr. 23 Porovnání efektivních tepelných účinností motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min^{-1} [2] [10] [11] [12] [14] [15] [16]

Nejnižší emise na obrázku č.24 má experimentální motor z ČVUT. Emise u tohoto motoru nepřekročily hranici 10 ppm čímž splnily emisní normy EURO 6 i bez dalších úprav spalin. Dosaženo toho bylo díky vysokým hodnotám součinitele přebytku vzduchu, který neklesl pod $\lambda = 2,4$. [16]

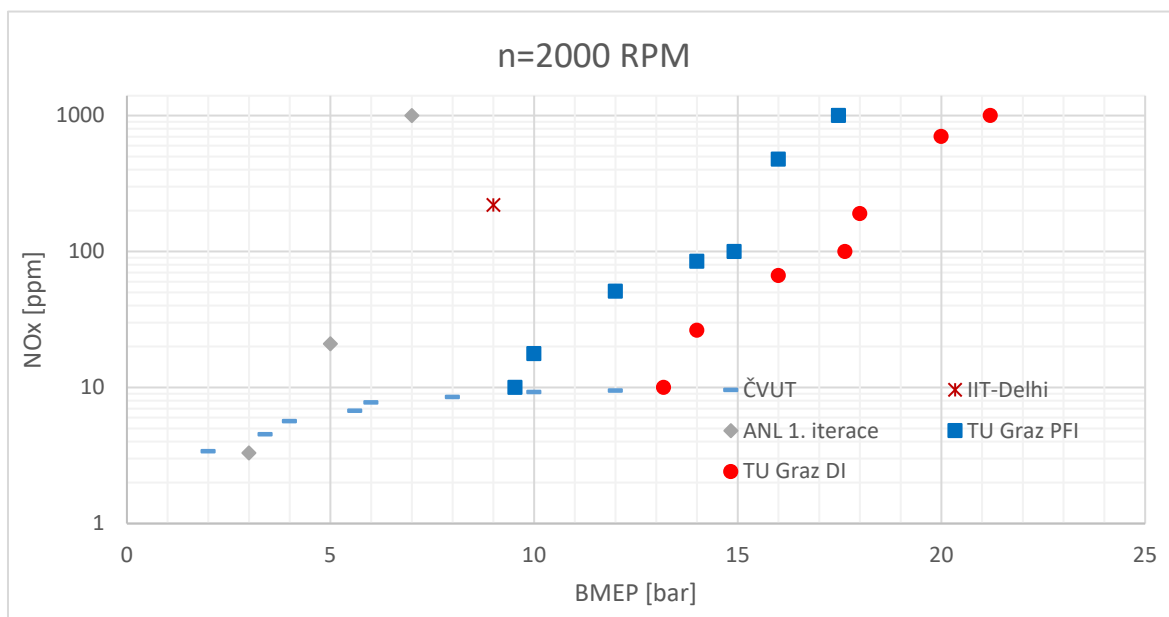
Při získávání dat u motoru TU Graz bylo možné odečíst nejnížší hranici možných emisí 10 ppm při středním efektivním tlaku 9,5 bar pro nepřímé vstřikování a při tlaku 13 bar pro přímé vstřikování. Obě konfigurace vstřikování překročily hranici 1000 ppm, jelikož bylo počítáno s dodatečnými úpravami spalin. Díky lepšímu plnění spalovacího prostoru vzduchem a vrstvením palivové směsi, mohl motor v konfiguraci s přímým vstřikováním pracovat s vyššími součiniteli přebytku vzduchu. Motor měl velice podobný průběh emisí ve společné měřené oblasti s motorem ČVUT, díky čemuž emise oxidů dusíku překračují stejné hranice jako konfigurace nepřímého vstřikování, ale ve vyšších zatíženích. [11]

První iterace motoru z Argonne National Laboratory (Illinois, U.S.A.) neměla ještě optimalizované časování začátku vstřikování a pracovalo se s nižším součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = (1,3 \text{ až } 2,2)$. Z tohoto důvodu při stejných středních efektivních tlacích měl motor o mnoho vyšší emise. Odečtení nejnížší hodnoty emise oxidů dusíku není stoprocentně přesné kvůli nevhodně zvolenému měřítku zobrazení emisí ve zdrojové studii. Obecně je tato hodnota okolo 10 ppm. [12]

Motor z Indian Institute of Technology (Indie, Delhi) měl při otáčkách 2000min^{-1} emise 220 ppm. Jeden z důvodů této hodnoty emisí je chod motoru při nízkých hodnotách součinitele přebytku vzduchu. Kvůli tomu se ve spalovacím prostoru vyskytovaly vyšší teploty, jež přispěly k produkci oxidů dusíku. Dalším důvodem bylo použití nepřímého



vstřikování paliva do spalovacího prostoru, což mělo za následek nižší účinnost plnění spalovacího prostoru a tím pádem byla potřeba bohatší směs pro stejný střední efektivní tlak. [15]



Obr. 24 Porovnání surových emisí NOx motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min^{-1} [10] [11] [12] [15] [16]

Třetí iterace experimentálního motoru z Argonne National Laboratory na obrázku č.25 je v oblasti průběhu emisí oxidů dusíku podobná motoru z ČVUT. Překročení hranice emisí $0,1\text{ g/kWh}$ je v podobném místě, jako u motoru z TU Graz při použití nepřímého vstřikování. Důvodem překročení je neoptimální vrstvení směsi ve vyšších středních efektivních tlacích a otáčkách. [14]

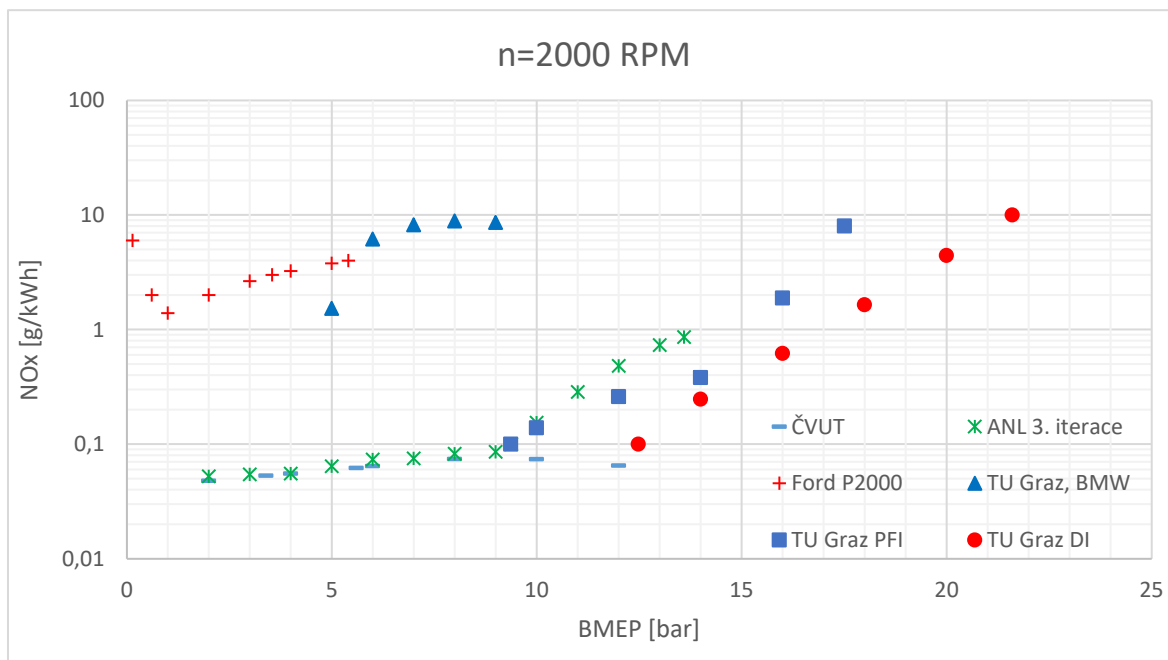
Experimentální motor z TU Graz (Rakousko), BMW nepřekročilo hranici 10 g/kWh . Tento experiment byl proveden pro budoucí volbu optimální konfigurace dodání paliva do spalovacího prostoru. Toto měření bylo provedeno pro porovnání přímého vstřikování vodíku s nepřímým vstřikováním vodíku a benzínu a konfigurací zvanou „Combustion control“. Důvodem této pozice v grafu je že vstřikování a další vlivy na hoření vodíku nebyly optimalizovány. [2]

Upravený motor Zetec 2.0L pro Ford P2000 má zajímavý průběh emisí oxidů dusíku. Jde o charakteristiku s konstantním součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 1,8$. Nejnižší hodnota emise je $1,4\text{ g/kWh}$ při středním efektivním tlaku 1 bar. Při nižších středních efektivních tlacích emise stoupají až k hranici 6 g/kWh kterou překročí při středním efektivním tlaku $0,14\text{ bar}$. Toto stoupání je nejspíš způsobeno nedokonalým spálením směsi, které je ještě horší při vyšších otáčkách. Při vyšších středních efektivních tlacích emise klasicky stoupají až k hranici 4 g/kWh , která je překročena při tlaku $5,4\text{ bar}$. Jedním z hlavních důvodů této hodnoty je výše zmíněný konstantní součinitel přebytku vzduchu.



Při takto nízkém součiniteli jsou teploty spalování relativně vysoké což podporuje vyšší tvorbu oxidů dusíku. [8]

Zajímavé u experimentálního motoru z TU Graz je že (při konfiguraci přímého vstřikování) stoupání emisí v logaritmickém měřítku více linearizované než u konfigurace nepřímého vstřikování. Toto nejspíše znamená nárůst emisí v násobku exponenty.



Obr. 25 Porovnání měrných emisí NOx motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min⁻¹ [2] [8] [10] [11] [14] [16]

4.4.2 Porovnání při otáčkách 3000 min⁻¹

Na obrázku č.26 druhá iterace experimentálního motoru z Argonne National Laboratory (Illinois, U.S.A.) kde byl zkoumaný vliv počátku vstřiku paliva, počet a rozmístění otvorů na trysce vstřikování, dosáhla nejvyšší efektivní tepelné účinnosti s 5-ti otvory při počátku vstřiku 120°C. Hodnota efektivní tepelné účinnosti je 42,95 %. Tato poloha při porovnávání byla získána optimalizací časování vstřiku a otvorů trysky. V celém měření byl využíván součinitel přebytku vzduchu $\lambda = 2,5$. [13]

Třetí iterace motoru z Argonne National Laboratory, má nejvyšší efektivní tepelnou účinnost i v tomto porovnání kdy překročil hranici účinnosti 44% při středním efektivním tlaku 13,3 bar. Malý pokles účinnosti oproti otáčkám 2000 min⁻¹ byl nejspíš způsoben horší tvorbou směsi a horším vrstvením této směsi ve spalovacím prostoru. [14]

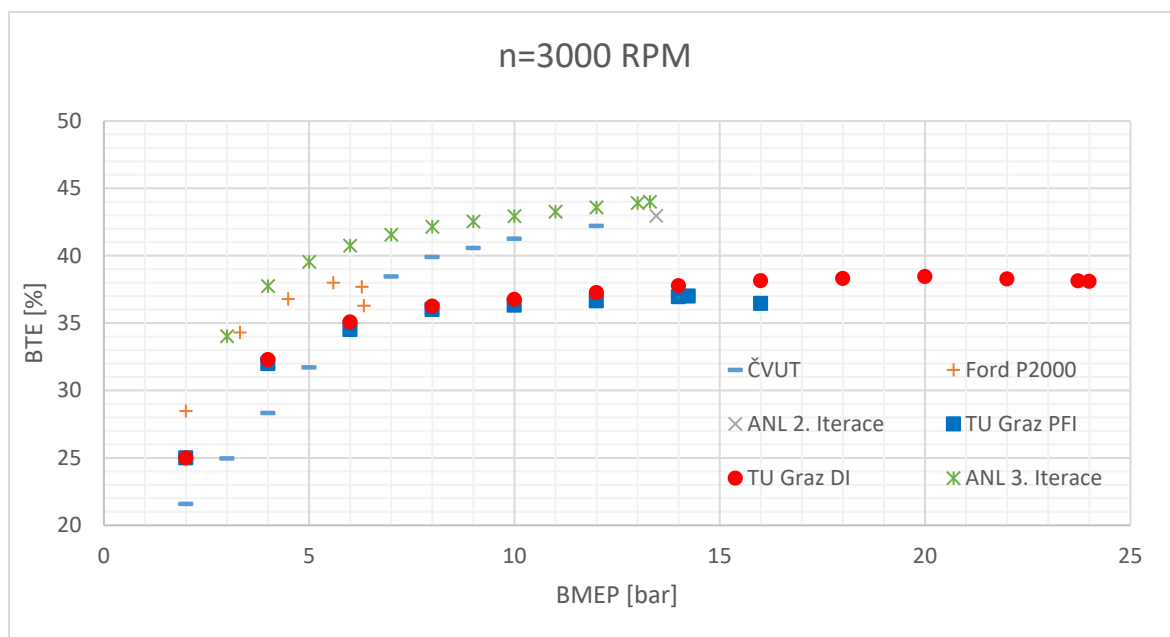
Motor 2.0L Zetec DOHC pro Ford P2000 má začátek průběhu podobný jako třetí iterace motoru z Argonne National Laboratory, ale účinnost stoupá pomaleji. Maximální účinnosti 38% motor dosáhne při středním efektivním tlaku 5,6 bar. Této hodnoty maximálního tlaku motor dosáhl díky vysokému kompresnímu poměru 14,5:1. Po dosažení maximální účinnosti začne účinnost klesat kde po středním efektivním tlaku 6,2 bar pokles je velice



prudký. Tento pokles byl způsoben tím, že charakteristika účinnosti byla změřena v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Maximální účinnost byla získána při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda=1,87$. Okraje změřeného prudkého poklesu jsou při středních efektivních tlacích 6,28 a 6,33 bar. První okraj o hodnotě 37,7% byl získán při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda=1,56$. Druhý okraj o hodnotě 36,3% byl získán při součiniteli $\lambda=1,45$. Z toho je zjevné, že při bohaté směsi pokles účinnosti je mnohem rychlejší než růst středních efektivních tlaků. [8]

Motor z ČVUT má růst efektivní tepelné účinnosti pomalejší než při otáčkách 2000 min^{-1} , ale dosažená maximální hodnota je vyšší než při nižších otáčkách. Tato hodnota je 42,22% při středním efektivním tlaku 12 bar. [16]

Účinnost pro konfiguraci motoru z TU Graz s přímým vstřikováním klesla z celkové maximální hodnoty 39% na hodnotu 38,5% při středním efektivním tlaku 20 bar. Zatímco pro konfiguraci s nepřímým vstřikováním účinnost stoupla na celkovou maximální účinnost této konfigurace na 37% při středním efektivním tlaku 14,24 bar. Dále maximální střední efektivní tlak stoupl na celkový maximální střední efektivní tlak konfigurace s přímým vstřikováním na hodnotu 24 bar. [11]



Obr. 26 Porovnání efektivních tepelných účinností motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000 min^{-1} [8] [10] [11] [13] [14] [16]

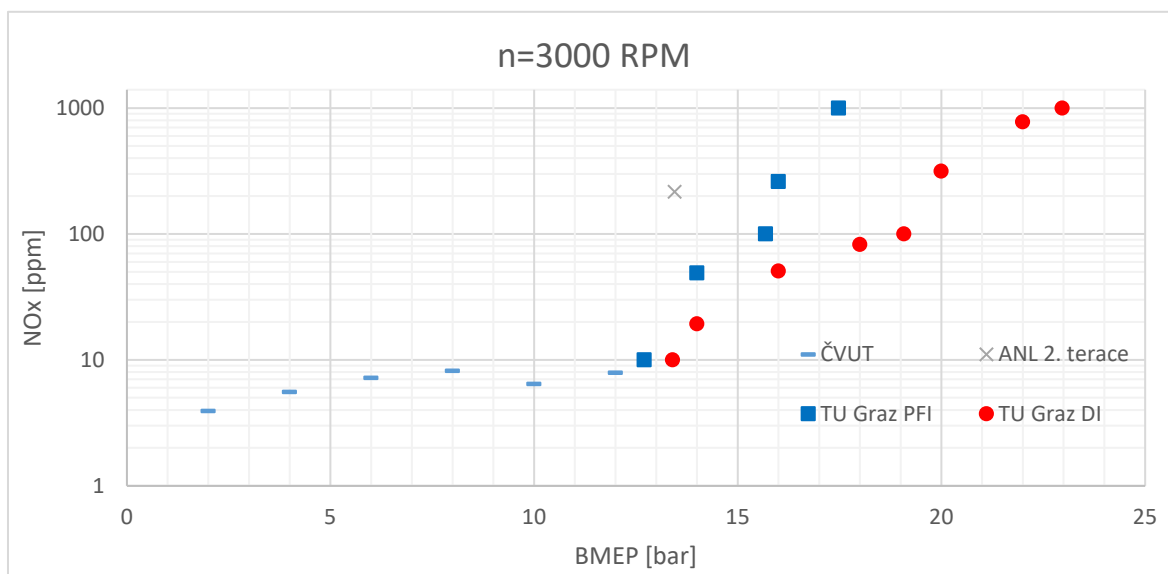
Druhá iterace motoru z Argonne National Laboratory na obrázku č.27 měla emise oxidů dusíku při konfiguraci začátku vstřiku 120°CA na hodnotě 217 ppm, což je způsobeno neefektivním vrstvením směsi ve spalovacím prostoru. [13]

Emise motoru z ČVUT se při vyšších otáčkách zlepšily. Maximální hodnota emisí oxidů dusíku je 8,2 ppm při středním efektivním tlaku 8 bar. Důvodem jsou vyšší součinitele přebytku vzduchu v celé rozloze měření při těchto otáčkách. [16]



Emise pro obě konfigurace vstřikování motoru z TU Graz se také zlepšily. Došlo k posunutí překročení hranice emisí 10 ppm. Pro konfiguraci přímého vstřikování, se hranice středního efektivního tlaku posunula z hodnoty 13,18 bar na hodnotu 13,4 bar. [11]

Konfigurace nepřímého vstřikování měla posunutí hranice mnohem výraznější. Z hranice středního efektivního tlaku 9,54 bar se hranice posunula na hodnotu 12,7 bar. Bylo to zapříčiněno použitím vyššího součinitele přebytku vzduchu v měřené oblasti otáček. [11]



Obr. 27 Porovnání surových emisí NOx motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000min^{-1} [10] [11] [13] [16]

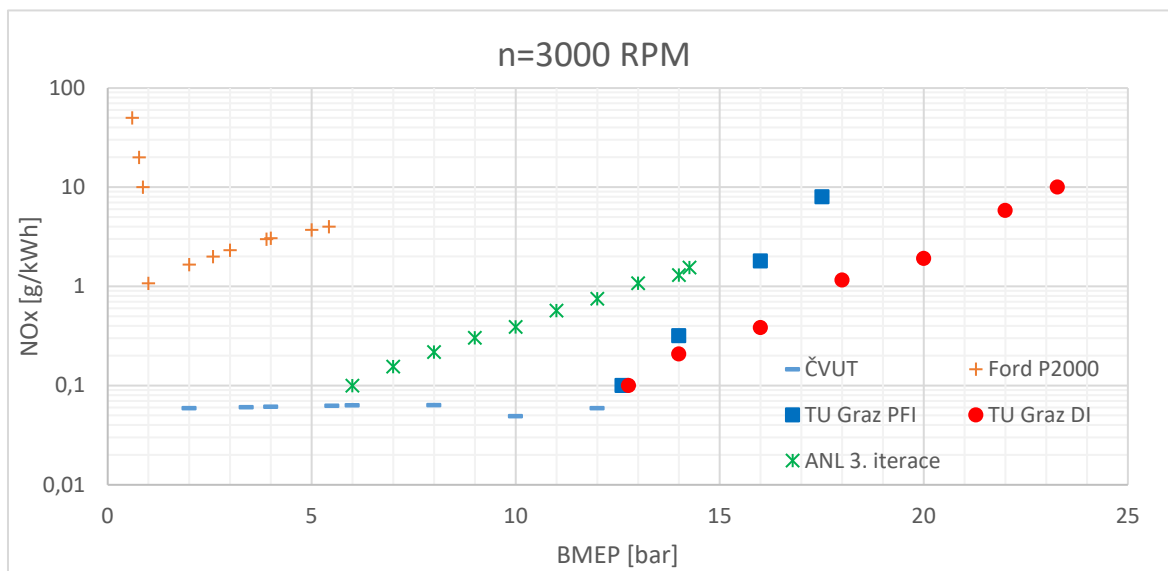
Na obrázku č.28 emise oxidů dusíku pro motor 2.0L Zetec DOHC se také drobně zlepšily. Pro střední efektivní tlak 1,00 bar se emise snížily z hodnoty 1,39 g/kWh na hodnotu 1,08 g/kWh. Oproti tomu pro nízké střední efektivní tlaky emise prudce narostly, hranice 50 g/kWh byla překročena při 0,6 bar středního efektivního tlaku. Jak bylo zmíněno při otáčkách 2000min^{-1} tento nárůst emisí při nízkých tlacích je pravděpodobně způsoben nedokonalým spálením směsi. [8]

Třetí iterace motoru z Argonne National Laboratory měla v této oblasti měření zhoršené emise oxidů dusíku. Překročení hranice 0,1 g/kWh bylo posunuto z hodnoty středního efektivního tlaku 9,4 bar na hodnotu 6 bar a maximální změřené emise stouply z hodnoty 0,86 g/kWh na hodnotu 1,55 g/kWh. Tento nárůst byl způsoben neefektivním vrstvením směsi ve spalovacím prostoru. Emise pod hranicí 0,1 g/kWh nebylo možné z grafu odečíst. Hodnoty ale byly zhruba podobné, jako u motoru z ČVUT. [14]

Dále je zjevné zlepšení emisí pro motor z ČVUT, kdy emise zůstávaly na přibližné hodnotě 0,06 g/kWh. Došlo i k poklesu emisí na hodnotu 0,049 g/kWh při středním efektivním tlaku 10 bar. Jak bylo zmíněno výše, je to díky optimálnějšímu součinitelům přebytku vzduchu. [16]



Pro motor z TU Graz je zjevné zlepšení emisí, hlavě pro nepřímé vstřikování paliva, kde překročení emisní hranice 0,1 g/kWh se velice přiblížilo konfiguraci motoru s přímým vstřikováním. Tato hranice je pro nepřímé vstřikování na hodnotě středního efektivního tlaku 12,6 bar a pro přímé vstřikování se tato hranice posunula na hodnotu 12,8 bar. [11]



Obr. 28 Porovnání měrných emisí NOx motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000min^{-1} [8] [10] [11] [14] [16]

5 Kritické zhodnocení dalších možností

V této části jsou kriticky zhodnoceny možné zlepšení energetických a emisních parametrů motoru vyrobeného a měřeného ve spolupráci týmu ČVUT a Škoda auto.

5.1 Navýšení kompresního poměru

Navýšení kompresního poměru je dobrou volbou pro zlepšení efektivní tepelné účinnosti, bohužel toto navýšení sníží maximální dosažený střední efektivní tlak motoru. Je to dobře vidět na porovnání motoru 2.0 Zetec DOHC z Ford P2000 a nového motoru z TU Graz, kde maximální dosažený střední efektivní tlak u motoru 2.0 Zetec s kompresním poměrem 14,5:1 byl 6 bar a u motoru z TU Graz s kompresním poměrem 9,8:1 byl 24 bar. Oba zmíněné motory byly porovnávány v konfiguraci přímého vstřikování. Účinnost těchto motorů byla samozřejmě ovlivněna i dalšími okolnostmi, jako například součinitelem přebytku vzduchu. [8] [11]

5.2 Proměnný kompresní poměr

Proměnlivý kompresní poměr je velice dobrá volba, jak získat dobrou efektivní tepelnou účinnost nebo vyšší střední efektivní tlak podle toho, co se zrovna od motoru vyžaduje. Nevýhodou je větší složitost tohoto systému než v případě optimalizovaného kompresního poměru pro všechny rozsahy otáček a zatížení.



5.3 Mechanická odolnost motoru

mechanická odolnost motoru je další důležité zlepšení. Odolnější motor zvládne vyšší spalovací tlaky. Tím je možné dosáhnout vyšších výkonů a tím pádem i vyšších efektivních tepelných účinností.

5.4 Přímé vstřikování

Přímé vstřikování paliva má velké výhody oproti nepřímému vstřikování. Díky tomu že vstřikovací tryska je vně sacího potrubí je možné dostat větší množství vzduchu do spalovacího prostoru a tím se tvorba směsi odehrává přímo ve spalovacím prostoru.

Toto přispívá k menší homogenizaci směsi, což je v tomto případě pozitivní. Tímto je možné dosáhnout pozitivnějšího vrstvení směsi, kdy kolem zapalovací svíčky je oblast bohatší směsi, která následně zapálí chudou směs ve zbytku spalovacího prostoru. Díky tomu je možné pracovat se směsí s vyšší hodnotou součinitele přebytku vzduchu při stejném středním efektivním tlaku jako u stejného motoru s nepřímým vstřikováním, což zlepšuje tepelnou účinnost motoru i jeho emise.

Dále přímé vstřikování poskytuje zajímavou možnost spalování směsi. Tato možnost spočívá v brzkém vstřiku paliva do spalovacího prostoru při kompresním zdvihu, díky kterému se vytvoří homogenní chudá směs ve spalovacím prostoru, která hoří s nízkými emisemi oxidů dusíku. Během hoření této chudé směsi se uskuteční druhý vstřik paliva potřebný pro dosažení určitého výkonu. Protože není čas pro další homogenizaci směsi, hoří následná směs blízko limitu vznícení bohaté směsi. Údajně tento koncept dokáže snížit emise oxidu dusíku na ještě nižší hodnoty než u jednoduchého jedno-pulzního přímého vstřikování.

Nevýhoda tohoto systému spočívá v potřebě vyšších vstřikovacích tlaků a představení ztrát účinnosti motoru kvůli vstřikování paliva během komprese.

6 Závěr

Nejvyšší efektivní tepelné účinnosti dosáhnul motor třetí iterace z Argonne National Laboratory, tato hodnota je 45,5% při 2000 otáček za minutu a středním efektivním tlaku 13,5 bar. Důvodem byl vysoký kompresní poměr 12,9:1, efektivnější plnění spalovacího prostoru, optimálnější tvorba palivové směsi a její vrstvení získané přímým vstřikováním paliva, optimalizace vstřikovací trysky a práce s vysokým součinitelem přebytku vzduchu. [14]

Nejvyššího efektivního středního tlaku dosáhnul motor z nejnovějšího experimentu provedeného v TU Graz. Hodnota středního efektivního tlaku měla hodnotu 24 bar. Této hodnoty tlaku bylo dosaženo díky menšímu kompresnímu poměru 9,8:1, výše zmíněným



výhodám přímého vstřikování paliva a nižším součinitelům přebytku vzduchu které byly využity při vysokých středních tlacích. [11]

Nejnižších emisí oxidů dusíku dosáhnul experimentální motor z ČVUT, kdy jeho maximální hodnota emisí dosahovala hodnoty 9,5 ppm. Této hodnoty bylo dosaženo díky použití vysokých součinitelů přebytku vzduchu. Hodnota přebytku vzduchu neklesla pod $\lambda = 2,4$. [16]

Mým návrhem pro další experimenty s vodíkovými motory je varianta motoru postaveného pro odolání vyšších spalovacích tlaků, díky kterým by bylo možné dosáhnout vyšších středních efektivních tlaků a efektivních tepelných účinností, měl proměnlivý kompresní poměr pro potřebu vyšších účinností nebo vyššího středního efektivního tlaku a aby měl přímé vstřikování pro možnost dosáhnout vyšších středních efektivních tlaků, efektivních tepelných účinností při vyšších součinitelů přebytku vzduchu.

Dalším návrhem je experiment s výše zmíněným systémem vstřikování zvaný Combustion control.



7 Seznam obrázků

Obr.1 Motor De Rivaz	9
Obr.2 Emise NO _x , Maximální teplota v motoru, koncentrace O ₂ v homogenní směsi	10
Obr.3 Popis systému motoru pro osobní a lehká užitková vozidla	14
Obr.4 Schéma stanoviště pro měření experimentálního motoru	16
Obr.5 Vztah efektivní tepelné účinnosti na rychlosti a zátěži v konfiguraci PFI	17
Obr.6 Vztah efektivní tepelné účinnosti na rychlosti a zátěži v konfiguraci DI	18
Obr.7 Porovnání součinitelů přebytku vzduchu	19
Obr.8 Porovnání efektivních tepelných účinností	20
Obr.9 Vztah mezi účinností, kompresním poměrem a Poissonovou konstantou	20
Obr.10 Porovnání surových emisí NO _x	21
Obr.11 Porovnání měrných emisí NO _x	21
Obr.12 Porovnání koeficientů variace	22
Obr.13 Porovnání fázování spalování	22
Obr.14 Porovnání součinitelů přebytku vzduchu	23
Obr.15 Porovnání efektivních tepelných účinností	24
Obr.16 Porovnání surových emisí NO _x	24
Obr.17 Porovnání měrných emisí NO _x	25
Obr.18 Porovnání koeficientů variace	25
Obr.19 Porovnání fázování spalování	26
Obr.20 Porovnání efektivních tepelných účinností motoru s tryskou s 5 otvory	27
Obr.21 Porovnání efektivních tepelných účinností motoru s tryskou s 4 otvory	27
Obr.22 Porovnání měrných emisí NO _x motoru s tryskou s 4 otvory	28
Obr.23 Porovnání efektivních tepelných účinností motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min ⁻¹	30
Obr.24 Porovnání surových emisí NO _x motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min ⁻¹	31
Obr.25 Porovnání měrných emisí NO _x motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 2000min ⁻¹	32
Obr.26 Porovnání efektivních tepelných účinností motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000min ⁻¹	33
Obr.27 Porovnání surových emisí NO _x motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000min ⁻¹	34
Obr.28 Porovnání měrných emisí NO _x motorů ve vztahu k zatížení při otáčkách 3000min ⁻¹	35



8 Použitá literatura

- [1] ECKERMANN, Erik. *World history of the automobile*. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, c2001. [ISBN 0-7680-0800-X](#)
- [2] WIMMER, Andreas; WALLNER, Thomas; RINGLER, Jürgen; GERBIG, Falk. *H2-Direct Injection – A Highly Promising Combustion Concept*. SAE Technical Paper 2005-01-0108, 2005, <https://doi.org/10.4271/2005-01-0108>.
- [3] SOMOLOVÁ, Markéta, DLOUHÝ, Petr. *Výroba vodíku*. In: Česká vodíková technologická platforma. [online]. 9.5.2007 [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/vodik/informace-o-vodiku/vyroba-vodiku/664-vyroba-vodiku>
- [4] SOCHOR, Jan. *Evropa do roku 2030 vyrobí stejné množství čistého vodíku jako je dnes toho špinavého*. In: Česká vodíková technologická platforma. [online]. 25.6.2021 [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/clanky/kategorie-clanku/novinky/1327-evropa-do-roku-2030-vyrobi-stejne-mnozstvi-cisteho-vodiku-jako-dnes-toho-spinaveho>
- [5] Skladování vodíku. DEVINN. [online]. 16.8.2019 [cit. 13.7.2021]. Dostupné z: <https://www.devinn.cz/skladovani-vodiku/>
- [6] DLOUHÝ, Petr, JANÍK, Luděk. *Skladování vodíku I*. In: Česká vodíková technologická platforma. [online]. 17.5.2007 [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/vodik/informace-o-vodiku/transport-a-skladovani-vodiku/618-skladovani-vodiku-i>
- [7] KONTAK, INC. [online]. ©2021 [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://kontakhydrogenstorage.com/>
- [8] TANG, Xiaoguo, KABAT, Daniel, NATKIN, Robert, STOCKHAUSEN, William, HEFFEL, James. *Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development*. SAE Technical Paper 2002-01-0242, 2002, <https://doi.org/10.4271/2002-01-0242>.
- [9] NATKIN, Robert, TANG, Xiaoguo, BOYER, Brad, OLTMANS, Bret, DENLINGER, Adam, HEFFEL, James. *Hydrogen IC Engine Boosting Performance and NOx Study*. SAE Technical Paper 2003-01-0631, 2003, <https://doi.org/10.4271/2003-01-0631>.
- [10] GRABNER Peter, SCHAFFER, Klaus, EICHLSEDER, Helmut, MANSBART, Matthias, SEBOLDT, Dimitri, KRINN, Ilona. *Concept Development and Evaluation of a Hydrogen Combustion Engine for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles*. In 14. Internationales AVL Powertrain Diagnostik Symposium. 2020, p. 2-15, ISBN 978-3-9816971-6-2
- [11] SEBOLDT, Dimitri, MANSBART, Matthias, GRABNER, Peter, EICHLSEDER Helmut. *Hydrogen Engines for Future Passenger Cars and Light Commercial Vehicles*. *MTZ Worldwide* **82**, 42–47 (2021), <https://doi.org/10.1007/s38313-020-0603-1>.
- [12] OBERMAIR, Hermann, SCARCELLI, Riccardo, WALLNER, Thomas. *Efficiency Improved Combustion System for Hydrogen Direct Injection Operation*. SAE Technical Paper 2010-01-2170, 2010, <https://doi.org/10.4271/2010-01-2170>.



- [13] WALLNER, Thomas, MATTHIAS, Nicholas, SCARCELLI, Riccardo. *Influence of injection strategy in a high-efficiency hydrogen direct injection engine*. SAE Int. J. Fuels Lubr, 5(1): 289-300, 2012, <https://doi.org/10.4271/2011-01-2001>.
- [14] MATTHIAS, Nicholas, WALLNER, Thomas, SCARCELLI, Riccardo. *A Hydrogen Direct Injection Engine Concept that Exceeds U.S.DOE Light-Duty Efficiency Targets*. SAE Int. J. Engines, 5(3): 838-849, 2012, <https://doi.org/10.4271/2012-01-0653>.
- [15] JILAKARA, Srinivas, VAITHIANATHAN, Jaikumar, NATARAJAN, Saravanan, RAMAKRISHNAN, Venkateswara, SUBASH, GP, ABRAHAM Mathew, UNNI, Jayakrishnan, DAS, Lalit. *An Experimental Study of Turbocharged Hydrogen Fuelled Internal Combustion Engine*. SAE Int. J. Engines, 8(1): 314-325, 2015, <https://doi.org/10.4271/2015-26-0051>.
- [16] VÁVRA, Jiří, SYROVÁTKA, Zbyněk, TAKÁTS, Michal, MACEK, Jan. *Využití vodíku ve spalovacím motoru s pokročilým spalováním*. Plyn. Praha: Český plynárenský svaz. 2020. Ročník C. Číslo 3. s. 135-142. ISSN 0032-1761.
- [17] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 007028637X.

Slovníček pojmů:

H ₂	Vodík
ε_k, r_c	Kompresní poměr
κ, γ	Poissonova konstanta
λ	Součinitel přebytku vzduchu
BMEP	Brake mean effective pressure / Střední efektivní tlak
BTE	Brake thermal efficiency / Efektivní tepelná účinnost
NO _x	Oxidy dusíku
CNG	Compressed natural gas / Stlačený zemní plyn
PFI	Port fuel injection / Nepřímé vstřikování
DI	Direct injection / Přímé vstřikování
TWC	Three way catalyst / Třícestný katalyzátor
OC	Oxidation catalyst / Oxidační katalyzátor
PF	Particle filter / Filtr pevných částic
SCR	Selective catalytic reduction / Selektivní katalytická redukce
ASC	Ammonia slip catalyst / Katalyzátor uniklého amoniaku