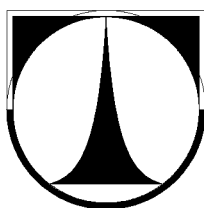


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**Výzkum a vývoj komůrkového zážehu
pro vozidlový motor**

Disertační práce

Studijní program:

P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor

2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Pístové spalovací motory

Doktorand:

Ing. Josef Blažek

Školitel:

Doc. Ing. Lubomír Moc, CSc.

Počet stran: 92

Počet příloh: 7

Liberec, leden 2008

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému školiteli, Doc. Ing. Lubomíru Mocovi, CSc. z katedry vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci, za vedení celého mého doktorandského studia, za vydatnou odbornou pomoc a za odborné připomínky při zpracování disertační práce a také své ženě za vytvoření podmínek usnadňujících vypracování této disertační práce.

Dále bych rád poděkoval Prof. Ing. Stanislavu Berounovi, CSc. za cenné rady a připomínky k této práci. Chtěl bych poděkovat také Výzkumnému centru Josefa Božka za možnost využití měřících zařízení při realizaci experimentálních částí práce. Dále děkuji i kolegům na katedře, kteří mi pomáhali při různých měřeních v laboratoři KVM.

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou doktorskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o plném autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své doktorské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vyhotovení samotného díla.

V Liberci 31.1.2008

.....
Podpis

ANOTACE

Výzkum a vývoj komůrkového zážehu pro vozidlový motor

Tato disertační práce shrnuje poznatky a výsledky studia zaměřeného na hledání možností zlepšení stability hoření pomocí zapalovací komůrky.

Na katedře vozidel a motorů bylo připraveno stanoviště s automatizovaným sběrem dat pro uskutečnění zkoušek různých konstrukčních variant zapalovacích komůrek určených pro snížení mezicyklové variability a tím zlepšení průběhu hoření ve válci motoru.

V práci jsou popsány použité moderní měřicí metody (indikace a vizualizace průběhu hoření) s popisem experimentálního pracoviště a zkoušeného motoru. Značná část práce je věnována experimentální činnosti orientované na měření tlaku a na vizualizaci průběhu hoření ve válci motoru.

V další části byla provedena modifikace starého programu pro termodynamickou analýzu tlaku ve válci motoru s výpočtem parametrů pracovního oběhu. V závěrečné části je odvozen a ověřen výpočet Vibeho parametru hoření ze znalosti délek hoření pro 5, 10, 50, 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva.

Klíčová slova: komůrkový zážeh, mezicyklová variabilita, vizualizace, měření tlaku, Vibeho funkce, spalovací proces

ANNOTATION

Research and Development of Pre-chamber Ignition for Vehicle Engines

This dissertation summarizes scientific knowledge and results of the project focused on seeking the methods resulting in potential improvement of combustion process stability by means of a precombustion chamber.

A centre with the automatic data collection has been established at the Department of Vehicles and Engines to carry out tests of precombustion chambers featuring various design versions to reduce inter-cycle variability and consequently, improve in-cylinder combustion process.

The thesis describes up-to-date methods of measurement employed (indication and visualization of the combustion process), the experimental centre and the engine tested. A considerable part of the thesis concentrates on experimental activities connected with pressure measurements and in-cylinder combustion process visualization.

The next part contains modification of an old program for the thermodynamic analysis of in-cylinder pressure with the calculation of the working cycle parameters. The last section derives and verifies the calculation of Vibe's combustion parameter m using combustion times for 5, 10, 50, 90% of heat generated from the fuel supplied.

Keywords: pre-chamber ignition, inter-cycle variability, visualization, in-cylinder pressure measurements, Vibe's function, combustion process



Obsah

Seznam použitých symbolů.....	7
Úvod.....	9
1. Současný stav a úroveň řešené problematiky.....	10
2. Cíle disertační práce.....	24
3. Spalovací proces ve válci motoru.....	25
3.1 Spalovací proces z pohledu chemické kinetiky.....	25
3.2 Spalovací proces z pohledu termodynamických změn.....	28
3.3 Variabilita spalovacího procesu a její důsledky.....	29
4. Použitá měřicí technika pro výzkum spalovacího procesu.....	36
4.1 Měření a vyhodnocování tlaku ve válci motoru.....	36
4.1.1 Použitý software pro vyhodnocování tlaku ve válci.....	37
4.1.2 Úpravy zkušebního motoru pro vysokotlakou indikaci.....	40
4.1.3 Faktory ovlivňující výsledek měření tlaku ve válci spalovacího motoru.....	41
4.2 Vizualizace procesu hoření ve válci motoru.....	42
4.2.1 Hardware a software systému VISIOSCOPE AVL pro vizualizaci procesu hoření.....	42
4.2.2 Úpravy motoru pro vizualizaci hoření uvnitř spalovacího prostoru.....	43
4.2.3 Porovnání výsledků získaných při vizualizaci průběhu hoření pro různé typy připojení CCD kamery k endoskopu.....	45
5. Měření koncentrací škodlivin ve výfukových plynech.....	47
6. Experimentální část.....	49
6.1 Porovnání parametrů motoru při použití různých druhů zapalovacích svíček.....	49
6.1.1 Výsledky měření testovaných variant zapalovacích svíček.....	51
6.1.2 Závěr z porovnávacích měření různých variant zapalovacích svíček.....	54
6.2 Komůrkový zážeh směsi.....	54
6.2.1 Výsledky měření komůrkového zážehu směsi.....	56
6.2.2 Závěry z provedených měření.....	59
6.3 Skládaná komůrka: pouzdro M 14x1,25, zapalovací svíčka NGK C7HSA.....	59
6.3.1 Výsledky měření pro skládanou komůrku.....	61
6.3.2 Závěry z provedených měření.....	64
6.4 Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou a prodlouženou střední elektrodou.....	65
6.4.1 Výsledky měření spalovacího procesu v zážehovém motoru se zážehem směsi pomocí zapalovací komůrky s prodlouženou střední elektrodou.....	66



6.4.2	Závěry výzkumu spalovacího procesu v zážehovém motoru se zážehem směsi pomocí zapalovací komůrky s prodlouženou střední elektrodou.....	72
6.5	Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou podle PV 2007-738	75
7.	Úprava programu INDI na program „Analýza_tlaku.xls“	77
8.	Vstupní data pro simulační program TLAK_MACRO.XLS	81
9.	Závěry doktorské disertační práce.....	86
9.1	Zhodnocení výsledků v souladu se stanovenými cíly	86
9.1	Náměty pro další práci	88
10.	Seznam použité literatury	89
	Seznam příloh.....	92

**Seznam použitých symbolů**

A	$[m^3 \text{ mol}^{-1} \text{ s}^{-1}]$	koeficient úměrnosti, vyjadřující intenzitu (počet) srážek molekul reagujících látek v jednotce množství za jednotku času ($\approx 10^{13}$ - 10^{14}),
Al5%	$[^{\circ}\text{KH}]$	pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 5% tepla,
Al10%	$[^{\circ}\text{KH}]$	pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 10% tepla,
Al50%	$[^{\circ}\text{KH}]$	pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 50% tepla,
Al90%	$[^{\circ}\text{KH}]$	pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 90% tepla,
AQ0	$[^{\circ}\text{KH}]$	pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se začne z paliva uvolňovat teplo,
C _p	$[\text{mol m}^{-3}]$	koncentrace paliva,
C _k	$[\text{mol m}^{-3}]$	koncentrace kyslíku,
c _j	$[-]$	molární podíl j-té škodliviny ve spalínách,
CO	$[\%, \text{ppm}]$	molární zlomek oxidu uhelnatého,
d _{(95-5)%}	$[^{\circ}\text{KH}]$	délka fáze hoření při níž se uvolní do oběhu 90% tepla z přivedeného paliva,
E _A	$[\text{MJ kmol}^{-1}]$	aktivační energie,
f	$[\text{kHz}]$	frekvence
HC	$[\text{ppm}]$	molární zlomek nespálených uhlovodíků,
k	$[m^3 \text{ mol}^{-1} \text{ s}^{-1}]$	koeficient rychlosti reakce,
l	$[\text{m}]$	délka kanálku,
m	$[-]$	charakteristické číslo hoření podle Vibeho,
M _i	$[\text{kg kmol}^{-1}]$	molární hmotnost paliva,
p	$[\text{kPa}, \text{bar}]$	tlak,
p _i	$[\text{bar}]$	střední indikovaný tlak,
p _{max}	$[\text{bar}]$	maximální spalovací tlak,
Q	$[\text{C}]$	elektrický náboj,
Q	$[\text{J}]$	teplo,



Q_{pal}	[J]	teplo přivedené palivem,
Q_{exh}	[kg h ⁻¹]	hmotnostní průtok spalín,
r	[m]	poloměr kanálku,
R	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	univerzální plynová konstanta,
R	[J mol ⁻¹ K ⁻¹]	plynová konstanta reagující směsi,
m	[-]	součinitel charakteru hoření podle Vibeho,
n	[-]	řád reakce (obvykle $1 < n < 2$),
NO_x	[ppm]	molární zlomek oxidů dusíku,
t	[°C]	teplota,
T	[K]	termodynamická teplota,
x	[-]	podíl vyhořelého paliva,
x_k	[-]	konečná bezrozměrná (poměrná) hodnota uvolněného tepla na konci hoření paliva,
V	[m ³]	objem,
V_i	[m ³ kmol ⁻¹]	molární objem,
VAR_{p_i}	[%]	variační koeficient středního indikovaného tlaku,
w	[-]	rychlost hoření paliva,
$\alpha_{\text{hoř}}$	[°KH]	celková délka hoření,
$d\alpha$	[°KH]	absolutní úhlová odchylka,
$\frac{dC_p}{d\tau}$	[mol m ⁻³ s ⁻¹]	rychlost oxidační reakce (tj. rychlost zmenšování koncentrace paliva ve směsi),
φ	[°KH]	okamžitá délka hoření podle Vibeho,
φ_k	[°KH]	celková doba hoření podle Vibeho,
$\varphi_{90\%}$	[°KH]	doba hoření, kdy reakcí projde 90% přivedeného paliva
κ	[-]	adiabatický exponent,
ρ_j	[kg m ⁻³]	hustota j-té složky pro normální podmínky,
$\overline{\sigma_i}$	[bar]	směrodatná odchylka středního indikovaného tlaku ze statistického zpracování souboru indikátorových diagramů,
τ	[s, ms]	čas.



Úvod

Pístové spalovací motory se staly nejrozšířenějším zdrojem mechanické energie, postupně se ale dostaly i mezi nejvýznamnější znečišťovatele životního prostředí. V důsledku trvalého znečišťování ovzduší v několika posledních desetiletích jsou přijímány postupně stále přísnější zákonné předpisy, které stanovují přípustné emisní limity pro všechny významnější zdroje znečišťování, ke kterým patří i spalovací motory v různém použití a výfukové emise ze spalovacích motorů jsou proto pod velkým tlakem legislativy. Je však nutné říci, že pokračující technický vývoj spalovacích motorů není orientován jen na snižování znečišťování ovzduší, ale i na snižování spotřeby pohonných hmot zvyšováním celkových účinností spalovacích motorů a na hledání nových možností pro zlepšení pochodů ve spalovacím motoru, které mají významnější vliv na celkovou účinnost.

Jedním z nejvýznamnějších dějů ve spalovacích motorech je proces spalování hořlavé směsi ve válci motoru. Spalovací proces je výsledkem složitých termochemických změn v náplni válce motoru a do značné míry určuje průběh termodynamických dějů, které rozhodují o energetických (účinnostních), výkonových a ekologických parametrech motoru. Dynamický rozvoj měřicí a výpočetní techniky v posledních 15 letech umožnil hledat nové způsoby a možnosti ke zlepšování (optimalizaci) spalovacího procesu ve válci pístového spalovacího motoru a to jak cestou detailní analýzy naměřených údajů, tak pomocí výpočtových (simulačních) modelů spalování: oba způsoby vědeckého výzkumu spalovacího procesu ve válci motoru jsou přitom mezi sebou velmi těsně propojeny. Předložená disertační práce se zabývá experimentálním výzkumem spalovacího procesu ve 4-dobém zážehovém motoru, termodynamickou analýzou změřených indikátorových diagramů určuje parametry průběhu hoření pro případ zážehu směsi klasickou zapalovací svíčkou a pro alternativní nepřímý zážeh pomocí zapalovací komůrky a s využitím jednoduchého výpočtového modelu sleduje vliv způsobu zážehu na parametry pracovního oběhu motoru: pozornost je rovněž věnována emisním vlastnostem zážehového motoru při různých způsobech zážehu směsi. Výsledky disertační práce ukazují, že ve způsobu zážehu připravené směsi je významný potenciál pro možné zlepšení parametrů pracovního oběhu.



1. Současný stav a úroveň řešené problematiky

Úspěšná realizace pracovního oběhu v pístových spalovacích motorech je do značné míry závislá na zvládnutí základní fáze pracovního oběhu, na přívodu tepla pracovní látky. Hoření směsi paliva se vzduchem ve válci spalovacího motoru je dnes sice zdánlivě vyřešená záležitost, pokud se však hledají rezervy v technických možnostech pro další zvyšování výkonových, účinnostních a ekologických parametrů pístových spalovacích motorů, musí být pozornost zaměřena především na paliva, tvoření směsi paliv se vzduchem, spalovací proces v celém jeho průběhu a na celkovou regulaci motoru. Spalovací proces v zážehovém motoru má i přes dlouhodobý a intenzivní výzkum zážehových motorů stále určitý vývojový potenciál, který může přispět k dalšímu technickému zdokonalení těchto motorů jak z hlediska zvýšení energetických (účinnostních) a výkonových parametrů, tak ve snížení negativních důsledků provozu těchto motorů na životní prostředí.

Výsledky výzkumných prací ukazují, že trvalým problémem u zážehových motorů je první fáze spalovacího procesu, iniciace hoření vysokonapětovým výbojem mezi elektrodami zapalovací svíčky. Klasická zapalovací svíčka je konstruována s jednou střední a jednou nebo více vnějšími elektrodami, mezi nimiž dochází při vysokonapětovém výboji k vytvoření ohniska zážehu. Tento „bodový“ zážeh připravené směsi zajišťuje celkem spolehlivě zapálení a hoření směsi, vlivem velké proměnlivosti podmínek při tvoření a rozvoji ohniska zážehu se ale cyklus od cyklu vyznačuje velkou variabilitou doby rozvoje ohniska hoření, variabilitou počáteční i postupné rychlosti hoření (a v důsledku toho i variabilitou celkové délky hoření). Výzkum a vývoj zážehových motorů je proto veden snahou zajistit jak konstrukcí motoru (spalovací prostor, poloha zapalovací svíčky, uspořádání sacích kanálů a sacích ventilů), tak konstrukcí zapalovací svíčky, zkvalitnění zážehu a vysokou stabilitu rozvoje ohniska hoření. Kromě podmínek pro rozběh oxidačních reakcí v ohnisku zážehu, tj. v nejbližším okolí vysokonapětového výboje na zapalovací svíčce, má významný vliv na stabilitu spalovacího procesu ve válci zážehového motoru velikost zapalovací energie vysokonapětového výboje. U klasických benzinových motorů se používají zapalovací systémy s energií ve vysokonapětovém výboji cca 10 mJ, přivedená během 0,5-1 ms, u přeplňovaných plynových motorů na velmi chudou směs je potřeba výrazně zvýšit dodanou zapalovací energii (až na 30-120 mJ) a prodloužit dobu jejího působení (na 1,5-2 ms).

U zážehového motoru s jedním ohniskem zážehu směsi ve spalovacím prostoru je přes zdánlivě jednoznačné podmínky pro zapálení směsi průběh tlaku ve válci motoru cyklus od cyklu velmi proměnlivý, zejména v počátku hoření (tato skutečnost se vysvětluje již dříve zmíněným působením některých činitelů v těsné blízkosti ohniska zážehu). U vznětového motoru naopak zdánlivě komplikované podmínky pro děje, probíhající v počáteční fázi tvoření směsi a vzněcování vstříknutého kapalného paliva, vedou k vysoké stabilitě spalovacího procesu jak v jeho počáteční fázi, tak v následném hoření – příznivě se zde totiž projevuje skutečnost, že iniciační pochody pro vznícení probíhají v celém objemu spalovacího prostoru se vznikem velkého počtu ohnisek vznícení



a zjišťovaná stabilita (tj. nízká variabilita cyklů) je potom statistickým výsledkem všech probíhajících dějů.

Měřítkem stability hoření směsi ve spalovacím motoru je variabilita středního indikovaného tlaku pracovního oběhu a variabilita maximálního tlaku ve válci – někdy se označuje proměnlivost průběhů tlaku v jednotlivých pracovních cyklech obecným pojmenováním tohoto jevu jako „mezicyklová variabilita“ a zpravidla se vyjadřuje jako variační koeficient tj. poměr směrodatné odchylky středního indikovaného tlaku k průměrné hodnotě středního indikovaného tlaku v daném provozním režimu

$$VAR_{p_i} = \frac{\overline{\sigma_{p_i}}}{\overline{p_i}} \quad (1)$$

$\overline{p_i}$: střední indikovaný tlak oběhu určený termodynamickou analýzou a statistickým zpracováním většího souboru indikátorových diagramů ve vyšetřovaném provozním režimu motoru.

$\overline{\sigma_{p_i}}$: směrodatná odchylka středního indikovaného tlaku ze statistického zpracování souboru indikátorových diagramů.

Kupř. u moderního benzinového motoru se ve 150 po sobě následujících cyklech při jmenovitém režimu motoru pohybuje hodnota středního indikovaného tlaku jednotlivých cyklů v rozsahu 0,823 - 0,929 MPa při průměrné velikosti 0,893 MPa a směrodatné odchylce 0,018 MPa: variabilita je potom 2%. S poklesem zatížení se zvyšují hodnoty VAR_{p_i} (např. při volnoběhu jsou hodnoty $VAR_{p_i} \approx 9\%$).

Vedle mezicyklové variability středního indikovaného tlaku je měřítkem stability (nestability) spalovacího procesu ve válci motoru i variabilita maximálního (tzv. spalovacího) tlaku ve válci. Při vyjádření jeho variability poměrem směrodatné odchylky $\sigma_{p_{max}}$ ke střední hodnotě p_{max} (u výše zmíněného motoru se ve jmenovitém provozním režimu pohybují maximální tlaky při hoření směsi ve válci ve 150 po sobě následujících cyklech v rozsahu 3,1 až 4,95 MPa) dostáváme hodnotu $VAR_{p_{max}} \approx 6-8(9)\%$.

Pro srovnání: vznětové motory se účinkem vysoké energie, uvolněné v ohniscích vznícení, vyznačují velmi nízkou variabilitou pracovních cyklů – pro všechny režimy jsou $VAR_{p_i} \leq 0,8\%$ a $VAR_{p_{MAX}} \approx 0,3\%$.

Pokud jde o teplotní poměry v průběhu hoření směsi ve válci, lze z termodynamické analýzy indikátorového diagramu určit pouze průběh střední teploty v náplni válce a z tohoto průběhu zjistit maximální teplotu (opět pouze střední hodnotu pro celou náplň válce, ne však nejvyšší teplotu



v zóně plamene). Pro výše uvažovaný zážehový motor se v souboru 150 cyklů pohybují maximální teploty náplně válce vlivem mezicyklové variability v rozsahu od 1730 °C do 1950 °C.

Výraznou proměnlivostí se vyznačuje i délka hoření směsi v zážehovém motoru: vzhledem k problematickému určení počátku i konce hoření se za délku hoření často považuje oblast, ve které se uvolnilo 90% celkově přivedeného tepla do cyklu (od 5% do 95% přivedeného tepla do oběhu). Pro uvažovaný motor se tato délka hoření pohybuje v rozmezí 33° - 75° KH.

Relativně velká proměnlivost průběhů tlaku ve válci zážehového motoru představuje komplikace při výzkumu průběhu hoření směsi ve válci zážehového motoru a je velkou nevýhodou zážehových motorů i při optimalizačních úlohách. Průběh hoření ve válci motoru, vyhodnocovaný termodynamickou analýzou přesně změřeného průběhu tlaku ve válci motoru (vysokotlaká indikace) jako přívod tepla do oběhu, se proto u zážehových motorů stanovuje statistickým zpracováním určitého souboru indikátorových diagramů (zpravidla se vyhodnocuje 150 po sobě následujících indikátorových diagramů, změřených v ustáleném provozním režimu motoru) a získaný výsledek má povahu náhodné veličiny, zatížené faktorem nahodilosti. Zpracováním indikátorových diagramů se získá materiál, umožňující podle rozsahu vyhodnocovaných údajů formulovat poznatky o určitých souvislostech charakteristik průběhu hoření, parametrů pracovního oběhu, provozního režimu motoru, podmínek ve válci motoru, kvality směsi a pod. Termodynamickou analýzou indikátorového diagramu lze zjistit i průběh střední teploty náplně ve válci (viz předcházející odstavce), jejíž výpočet je založen na předpokladu homogenního teplotního pole ve válci - ve skutečnosti se vyhořívání směsi uskutečňuje rozvojem fronty plamene z jednoho ohniska (u zážehových motorů) nebo mnoha ohnisek hoření (u vznětových motorů) do velmi členitého útvaru a to vytváří značné rozdíly mezi lokálními teplotami v náplni válce (jak mezi teplotou spalin a ještě nespálené směsi, tak mezi teplotou spalin v různých místech spalovacího prostoru). Skutečné rozložení teplot v náplni válce motoru má přitom určující vliv na mechanismus tvoření výfukových škodlivin: určení lokálních teplot je v současné době možné buď výpočtovou simulací nebo pomocí vizualizačních experimentálních metod (v optimálním případě kombinací obou metod).

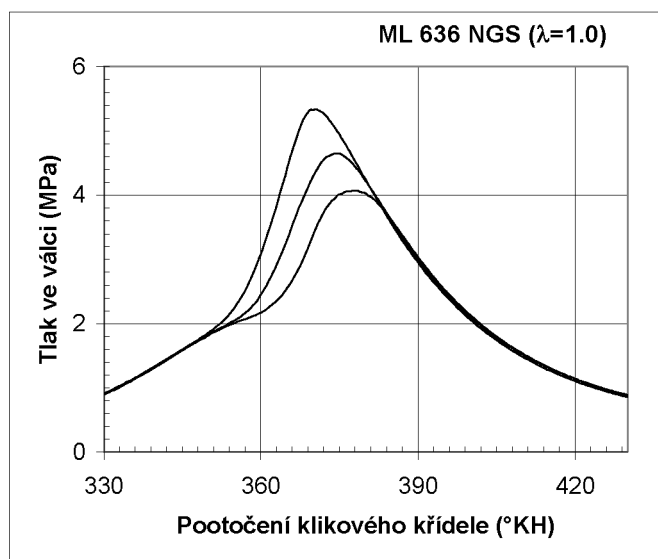
Další možnosti pro výzkum dějů při hoření směsi ve válci motoru poskytují metody, založené na chemické analýze vzorků odebíraných v jednotlivých fázích hoření přímo ze spalovacího prostoru. Špičkový aparát pro řešení různých problémů kolem spalovacího procesu v pístových spalovacích motorech ale zřejmě představují speciální výpočtové simulační metody spolu s kombinací experimentálních metod.

Převážná většina úloh s nejtěsnější vazbou na průběh hoření se však stále řeší experimentálně "klasickými" výzkumnými metodami, především s pomocí indikace průběhu tlaku ve válci. Významným kritériem pro hodnocení kvality spalovacího procesu ve válci motoru jsou samozřejmě



výkonové parametry motoru, měrná spotřeba paliva a koncentrace škodlivin ve výfukových plynech na výstupu z motoru.

Potenciální možnosti pro zvýšení účinnosti zážehových motorů jsou využívány s menším či větším efektem prakticky po celou dobu jejich vývoje a výroby. Poznatky z výzkumných a vývojových prací poskytují důležité informace o potřebných konstrukčních nebo regulačních opatřeních ke zlepšení vlastností zážehového motoru, jejich realizace pro praktické využití je však často velmi problematická. Lze kupř. uvést výsledek výzkumu, zaměřeného na optimalizaci vozidlového přeplňovaného plynového motoru: analýza průběhů tlaku ve válci ukázala [13], že při srovnání kvality všech pracovních oběhů na optimální úroveň, tj. při zvýšení středního indikovaného tlaku z průměrné hodnoty p_i na p_{imax} je možné dosáhnout zvýšení celkové účinnosti motoru o cca 5 % (Obr. 1). Skutečné využití takovéto rezervy je ale zatím silně omezeno činiteli, působícími ve fázi zážehu a počátečního rozvoje ohniska hoření.



Obr. 1 - Vybrané průběhy tlaku z měření na plynovém motoru ML 636 NGS se spalováním stechiometrické směsi $\lambda=1$ ($n = 1400$ 1/min, $p_i = 0,752$ MPa). Cykly s maximální, střední a minimální velikostí spalovacího tlaku ze souboru 150 cyklů.

Vedle silné orientace výzkumu na zvýšení stability spalovacího procesu v zážehových motorech pomocí zkvalitnění zážehu jsou dnes masivně využívány i moderní systémy elektronické regulace, umožňující aplikovat nové mechatronické prvky do konstrukce zážehových motorů pro řízení rozhodujících funkcí jednotlivých skupin příslušenství, které pomáhají v dalším (často výrazném) technickém vývoji PSM. Tím se dosáhlo nejenom bezproblémového plnění všech požadavků legislativy na ekologické vlastnosti zážehových motorů, ale vytvořil se prostor k jejich dalšímu zkvalitňování z hlediska všech technických parametrů (energetických, ekologických

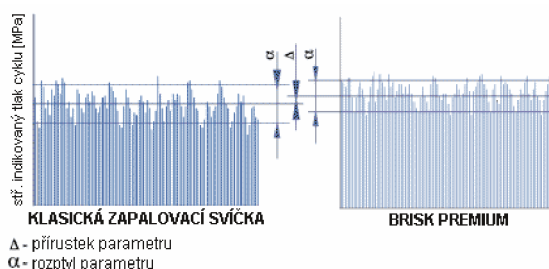


a spolehlivostních). Následující část práce stručně připomíná vybraná technická řešení, která byla realizována s cílem přispět ke zvýšení úrovně zážehových motorů:

- způsob zapálení směsi
- tvar spalovacího procesu
- nepřímý zážeh směsi ve válci motoru
- systém ovládání a regulace

a) Zvýšení počtu elektrod zapalovací svíčky

Zlepšení podmínek pro zážeh a rozvoj ohniska zážehu se přisuzuje zapalovací svíčke s větším počtem (3 až 4) vnějších elektrod kolem jedné střední elektrody. Nové provedení zapalovacích svíček podobného řešení zavedla na trh firma BRISK v několika variantách typu PREMIUM: varianta LGS má kruhové jiskřiště s dlouhým povrchovým výbojem, varianty ZC/ZS má dvě pomocné elektrody v koncové části izolátoru (provedení vytváří povrchový výboj na izolátoru i výboj směrem k okraji pouzdra zapalovací svíčky) a varianta TXS má jednu pomocnou elektrodou v koncové části izolátoru a 3 vnější elektrody. Výrobce uvádí jako výhodu těchto provedení zvýšenou rychlost hoření v počáteční fázi s celkově rychlejším vyhoříváním směsi ve válci, projevující se sníženou variabilitou parametrů pracovního oběhu a zvýšením výkonu motoru (resp. snížením měrných spotřeb paliva v režimech 100% zatížení o 15 – 18 g/kWh, tj. o cca 5%) [38].



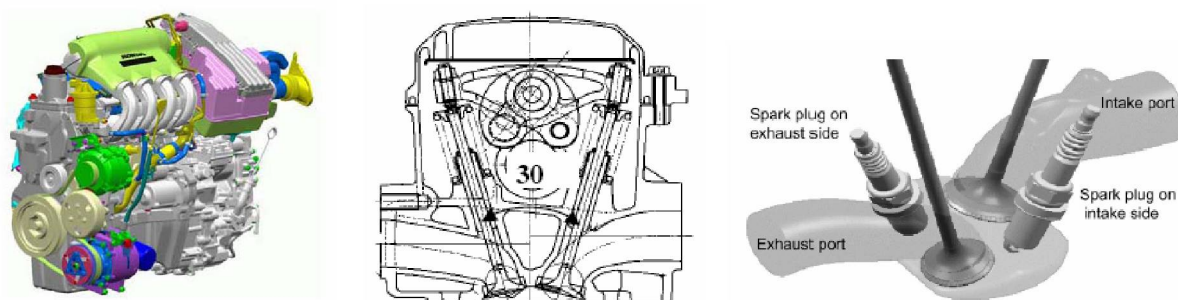
Obr. 2 - Statistické vyhodnocení po sobě následujících cyklů motoru [38].

b) Větší počet zapalovacích svíček

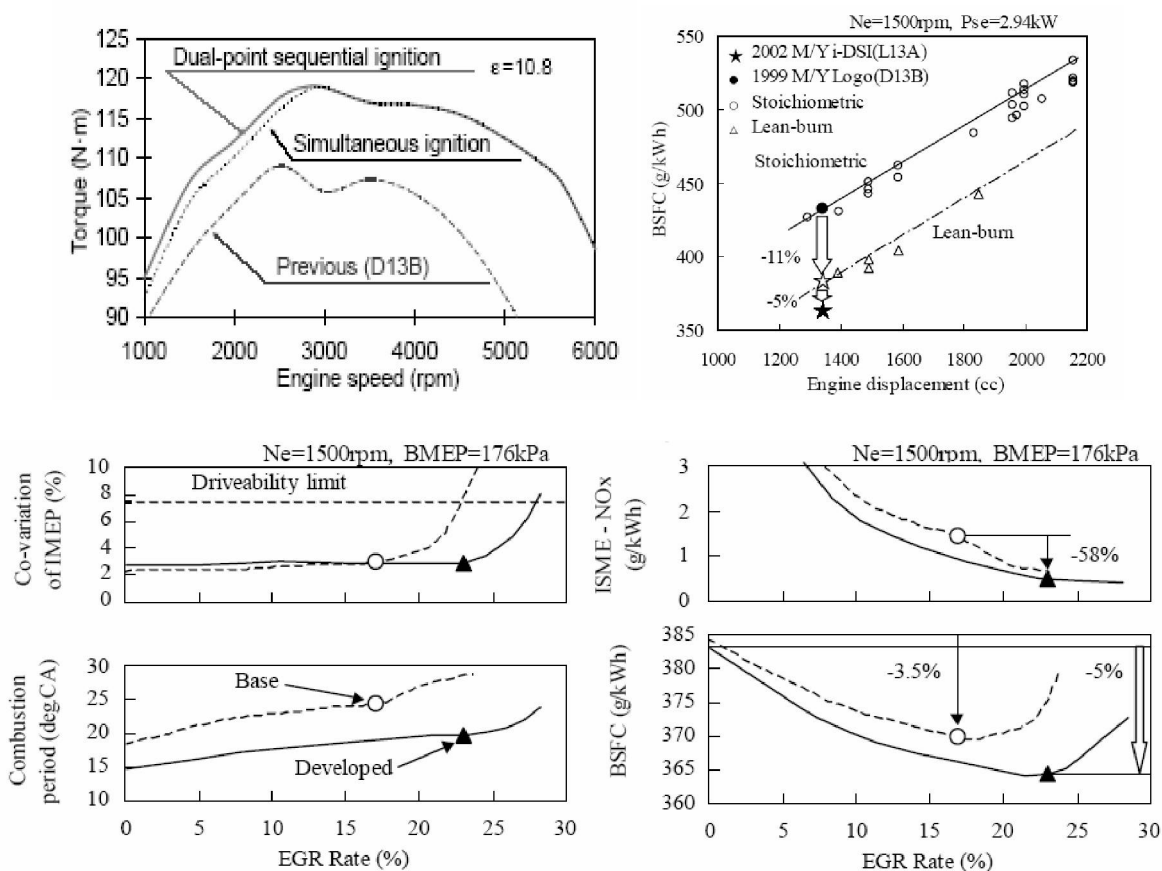
Dalším řešením je použití dvou zapalovacích svíček pro jeden spalovací prostor, které vede ke zkrácení dráhy plamene s pozitivním účinkem na spotřebu paliva i na koncentraci škodlivin ve



výfukových plynech. Toto řešení bylo publikováno v příspěvcích [3], [4] a konstrukční uspořádání s výsledky měření jsou na Obr. 3 a Obr. 4.



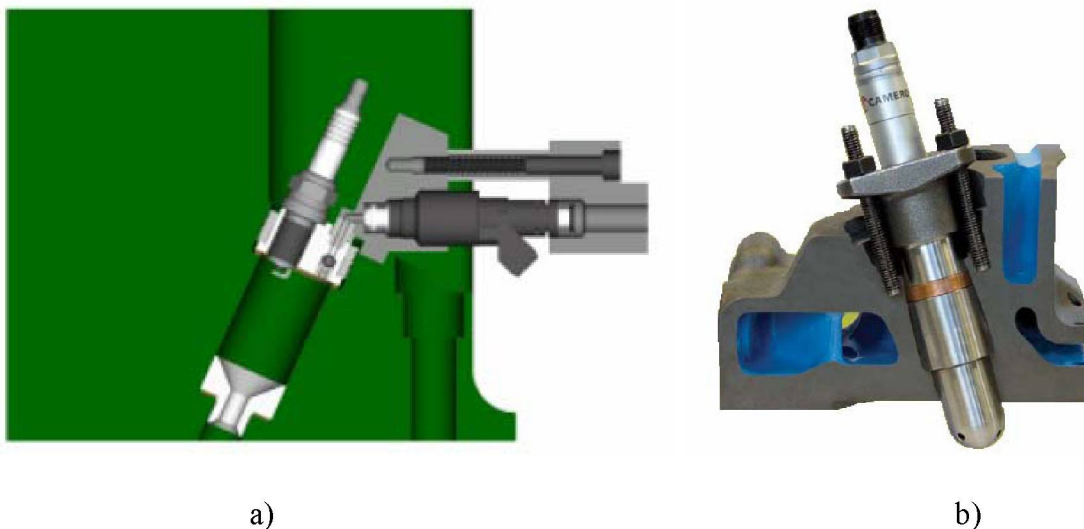
Obr. 3 - Modelový rok 2002 - i-DSI motor (L13A) [3], [4].



Obr. 4 - Porovnání výsledků pro motor i-DSI (L13A) se dvěma zapalovacími svíčkami a motor Logo (D13B) – modelový rok 1999 s jednou zapalovací svíčkou. Jsou zde znázorněny i výsledky vlivu řízené recirkulace výfukových plynů na parametry motoru [3], [4].

c) Nepřímý způsob zážehu směsi ve válci motoru

Pro zlepšení stability zážehu a rozvoje ohniska hoření je možné využít tzv. **nepřímý způsob zážehnutí směsi ve válci motoru** použitím zapalovací komůrky: v zapalovací komůrce je vysokonapěťovým výbojem zapálen velmi malý objem připravené směsi (cca 2-3% kompresního objemu) a následný výtok, resp. vyšlehnutí hořící směsi do hlavního spalovacího prostoru ve válci zajistí vznik většího počtu sekundárních ohnisek zážehu, což vede k celkovému zkrácení doby hoření směsi ve válci motoru a významně se zvýší stabilita spalovacího procesu. Dobré zkušenosti se zapalováním směsi ve válci motoru pomocí zapalovací komůrky jsou u stacionárních plynových motorů, spalujících velmi chudé směsi. Některá řešení zapalovacích komůrek (zejména u větších stacionárních plynových motorů) pracují se samostatným přívodem malého množství paliva do komůrky (Obr. 5), jiná provedení zapalovacích komůrek jsou řešena s přívodem připravené směsi do komůrky při kompresním zdvihu: tento druhý způsob je předmětem výzkumu v laboratoři katedry vozidel a motorů. Disertační práce se proto tomuto řešení věnuje podrobněji v dalších kapitolách.

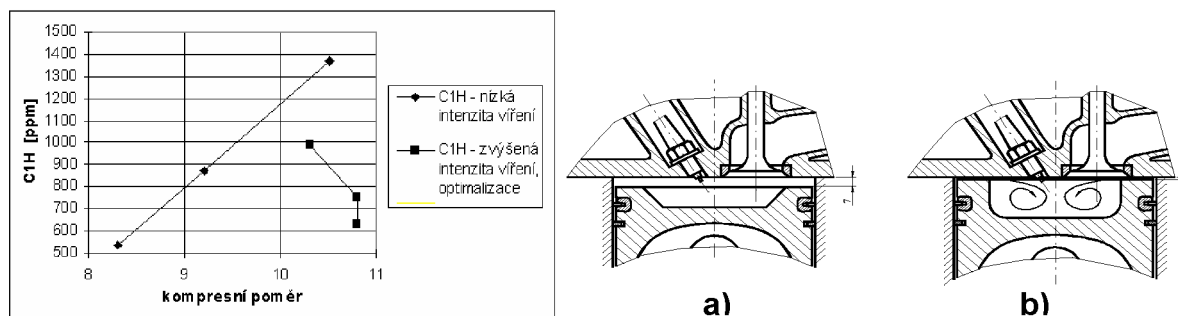


Obr. 5 - a) zapalovací komůrka se samostatným přívodem paliva do komůrky [12], b) zapalovací komůrka s přívodem připravené směsi do komůrky při kompresním zdvihu [34].

d) Tvar spalovacího prostoru

Průběh hoření směsi v zážehovém motoru ovlivňuje i **tvar spalovacího prostoru** a to především z hlediska jeho účinku na turbulenci v náplni válce. Výsledky publikovaných prací ukazují příznivý vliv turbulence na koncentraci nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech na výstupu z motoru [11], [14]. Vhodný tvar spalovacího prostoru zkracuje účinkem turbulence celkovou délku

hoření a umožňuje i určité zvýšení kompresního poměru – příklad lze ukázat na výsledcích z plynového zážehového motoru (Obr. 6).



Obr. 6 - Spalovací prostor a) s nízkou turbulencí ($\epsilon = 8,6$) a s vysokou turbulencí b) ($\epsilon = 10,6$) přeplňovaného plynového zážehového motoru na LPG: v obou případech je zakreslena situace v horní úvrati. Nové řešení tvaru spalovacího prostoru snížilo emise HC a umožnilo zvýšit kompresní poměr motoru s nízkým rizikem klepání [14].

e) Systém ovládání a regulace

V konstrukci zážehových motorů a jejich příslušenství se v posledních 15 letech prosazuje masivní **využívání mechatronických prvků s elektronickým ovládáním a regulací** systémů nových řešení s významnými důsledky na růst technické kvality dnešních zážehových motorů: ve většině případů mají tato řešení bezprostřední vazbu na spalovací proces ve válci motoru, na zvýšení účinnosti oběhu a na koncentraci výfukových škodlivin.

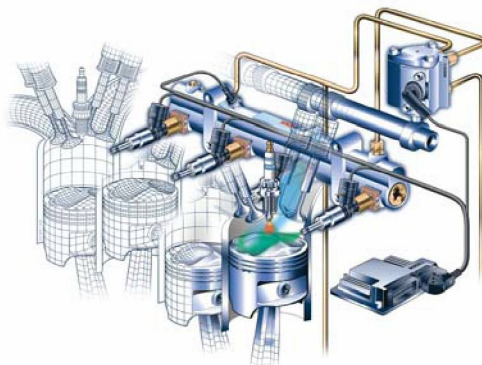
Nejvýznamnějším příkladem mechatronického regulačního systému u zážehových motorů je **regulace bohatosti směsi na hodnotu $\lambda = 1$** . Přesnost řízení směšovacího poměru má rozhodující význam především pro zajištění vysoké účinnosti 3složkového katalyzátoru. Technika dodatečných úprav výfukových plynů v těchto katalyzátorech je založena na dvou chemických reakcích:

redukci; NO_x je odebírán kyslík,

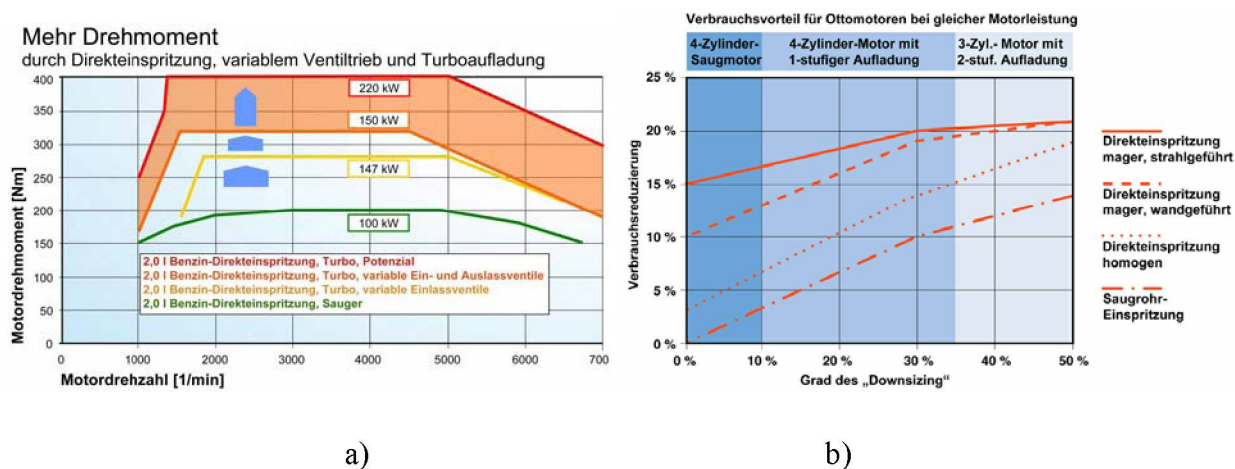
oxidaci; CO a HC se dodává uvolněný kyslík.

Vyrovnanou bilanci při těchto reakcích zajišťuje především vhodný vzájemný poměr koncentrací CO a NO_x a ten je optimální pouze při spalování prakticky stechiometrické směsi. Spalování stechiometrické směsi ale současně přispívá ke zvýšení spolehlivosti zážehu a ke zlepšení průběhu hoření. Stechiometrická směs potom usnadňuje i optimalizaci seřízení předstihu zážehu v závislosti na provozním režimu motoru.

Dalším příkladem mechatronického řízení moderního zážehového motoru je **koncepce vnitřního tvoření směsi přímým vstřikem paliva do válce** (Obr. 7). V roce 1952 byl zaveden do sériové výroby automobil Gutbrot Superior 600 (první vozidlo s přímým vstřikováním benzínu). Díky této koncepci přípravy směsi se podařilo u použitého dvoutaktního motoru snížit spotřebu paliva ve srovnání s běžnými motory o 20 procent při současném zvýšení výkonu o 20 procent. První elektronické vstřikování benzínu se objevilo v roce 1967 a v roce 2000 se začalo používat přímé vstřikování benzínu s vrstveným rozložením směsi ve spalovacím prostoru. Nejen samotné přímé vstřikování benzínu, ale také jeho kombinace s přeplňováním a variabilním ovládáním ventilů, nabízí slibné možnosti pro podstatné zlepšení reakce motoru a charakteristiky točivého momentu Obr. 8. Použité vstřikovací zařízení DI-Motronic určené pro zážehové motory ve vozidle Volkswagen Lupo FSI umožnilo dosáhnout v porovnání s klasickým vstřikováním benzínu do sacího potrubí snížení spotřeby až o 15 procent (použití přímého vstřikování benzínu s vrstveným rozložením směsi ve spalovacím prostoru a jiných technických opatření) [35].



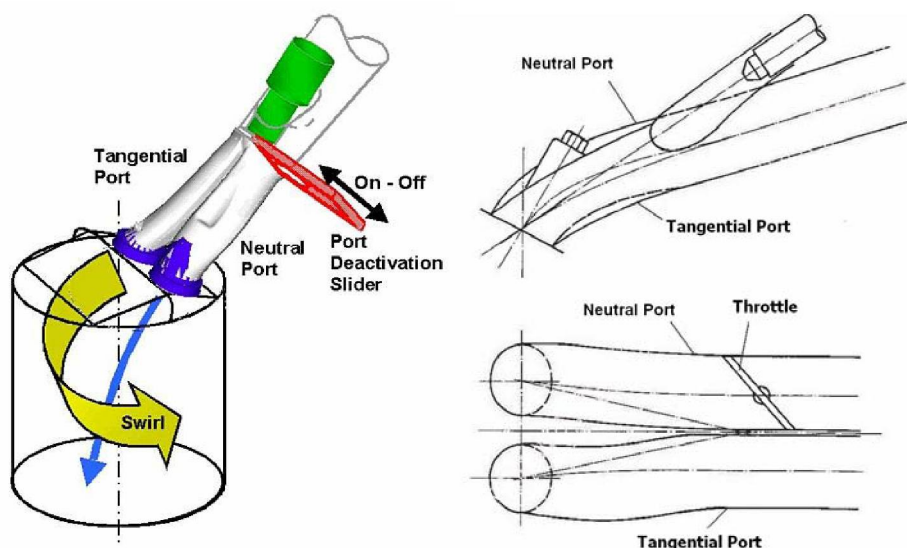
Obr. 7 - Koncepce přímého vstřikování benzínu DI-Motronic [35].



Obr. 8 - a) Charakteristika točivého momentu motoru benzínu pro různé varianty plnění válce,
b) vliv „Downsizingu“ (zmenšení motoru při stejném výkonu) na snižování spotřeby paliva zážehových motorů [35].

f) Řízená intenzita turbulence v náplni válce

V souvislosti se zavedením víceventilové techniky se využívá možnost elektronického řízení intenzity **turbulence (rozvření) v náplni válce** pomocí škrticí (resp. zavírací) klapky v jednom ze sacích kanálů v režimech velmi nízkého až částečného zatížení (Obr. 9): převedením sníženého toku nasávané směsi v částečném zatížení pouze do jednoho kanálu se významně zvýší průtoková rychlost jedním sacím ventilem a to spolu s provedením sacího kanálu a polohou sacího ventilu zajistí potřebnou turbulenci v náplni válce i režimech sníženého zatížení, příznivě se tak ovlivní průběh hoření směsi a výsledné parametry motoru.



Obr. 9 - Řízení intenzity turbulence v náplni válce [39].

g) Využití recirkulace výfukových plynů

Známým a často používaným způsobem pro snížení emisí kysličníků dusíku (NO_x) je částečná recirkulace výfukových plynů. Výfukové plyny spalovacího motoru jsou ve své podstatné části inertním plynem. Přimísením tohoto inertního plynu do směsi paliva a vzduchu se sníží teplota plamene a v důsledku poklesu teploty plamene se sníží tvorba NO_x . Recirkulace určitého množství výfukových plynů je prakticky u každého pístového spalovacího motoru (tzv. **vnitřní recirkulace**) po otevření sacího (plnicího) ventilu před HÚ, kdy jsou ve válci motoru na konci vytlačování spaliny s tlakem větším (výfukový ventil je již silně přivřený) než je tlak v sacím potrubí. Výfukové plyny, které se dostanou do sacího potrubí, jsou potom zpět do válce nasáté spolu s čerstvou směsí: jejich množství závisí na časování ventilů. Zejména motory s vyšším měrným výkonem, které



mívají dřívější začátek otvírání sacího ventilu, mohou proto mít relativně nižší koncentrace NO_x ve výfukových plynech na výstupu z válce motoru.

Pokud se nepodaří pomocí vnitřní recirkulace snížit v potřebné míře koncentraci NO_x , používá se **vnější recirkulace (EGR)**. Z výfukového potrubí motoru se odebírá definovaný dílčí proud a je přiváděn do čerstvé směsi. Podle množství recirkulovaných výfukových plynů je možno snížit emise NO_x až o 60 %. Vysoká míra recirkulace je ale obvykle spojena se zvyšováním emisí HC a zvyšuje se i spotřeba paliva: pokud je množství recirkulovaných plynů omezeno na 10 % až 15 %, není zvýšení spotřeby paliva významné. Předpokladem pro účinnou EGR je ale současná optimalizace předstihu zážehu, což platí v podstatě pro všechna opatření zasahující do průběhu spalovacího procesu.

Mez přípustného množství EGR je určována přírůstkem emisí HC, dále zvýšením spotřeby. Proto se EGR při volnoběhu odpojuje (ve volnoběhu a velmi nízkém zatížení jsou emise NO_x nízké). EGR je odpojováno i při studeném motoru, aby se neprodlužovala doba zahřátí motoru a jeho systémů pro snižování výfukových emisí (katalyzátorů) na potřebnou provozní teplotu. Také při plném zatížení, kdy se směs zpravidla obohacuje a tvorba NO_x je nízká, je recirkulace odpojována (nedochází tak ke snížení výkonu motoru, který v režimech plného zatížení je s EGR nutně spojen).

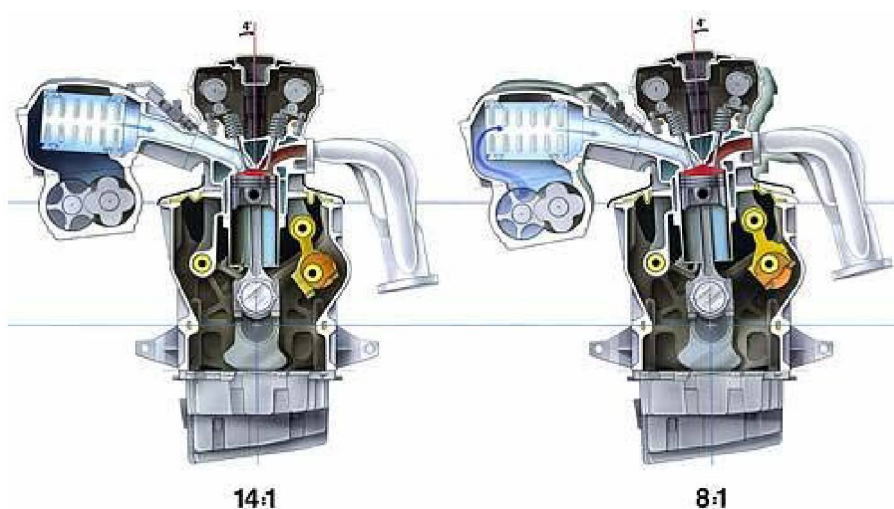
K řízení recirkulace výfukových plynů se zpočátku používalo většinou pneumatických nebo mechanických systémů, řízených podtlakem v sacím potrubí. Podle zatížení motoru se mění podtlak v sacím potrubí a tím i množství recirkulovaných plynů. V přívodu podtlaku ze sacího potrubí do komory řídicího ventilu recirkulace bývá zařazen i další ventil, který otevírá přívod podtlaku až při určité minimální teplotě motoru. Některé systémy používají i ventily, na které působí protitlak výfukových plynů, který otevírá přívod EGR až při vyšších otáčkách motoru. Pneumaticko-mechanické systémy ale nezajišťují dostatečně přesné řízení množství recirkulovaných plynů, což mohlo vést při větším množství EGR až ke zhoršení jízdních vlastností a zvýšení emisí HC. Po zavedení elektronických řídicích systémů zajišťuje elektropneumatický ventil činnost EGR podle signálů z různých snímačů. U nejnovějších motorů s regulovaným časováním ventilů se používá 30 % i více recirkulovaných plynů bez patrného zhoršení parametrů motoru a činnost EGR je optimalizována pro každý provozní bod motoru.

Systémy EGR často mají společný nedostatek v zanášení ventilů a jejich vodítek pevnými částicemi z výfukových plynů. Proto některé zážehové motory ještě v době před zavedením katalyzátorů pro odstraňování výfukových škodlivin používaly snižování obsahu škodlivin pomocí dohořívání výfukových plynů za vysoké teploty ve výfukovém potrubí: pokud byla směs bohatá, musel být pro dohořívání směsi přiváděn další vzduch. Zavedením katalyzátorů ztratil tento způsob svůj původní význam, může ale snížit hodnoty CO a HC během zahřívání i u dnešních motorů před prohřátím katalyzátoru na provozní teplotu.

g) Variabilní kompresní poměr

Účinným prostředkem k optimalizaci pracovního oběhu (tj. průběhu uvolňování tepla hořením směsi a přeměně tepelné energie náplně válce na mechanickou práci) vozidlového zážehového motoru je **variabilní kompresní poměr**. Kompresní poměr má rozhodující vliv na stupeň tepelné účinnosti motoru, významně ovlivňuje riziko klepání a emise NOx: vzhledem ke kvantitativní regulaci zážehového motoru lze v závislosti na provozním režimu motoru (zejména s ohledem na zatížení) optimalizovat velikost kompresního poměru a významně zlepšit vlastnosti motoru. Konstrukce zážehového motoru s proměnlivým kompresním poměrem představuje určitou komplikaci a zřejmě z tohoto důvodu se používá spíše ojediněle.

Konstrukteři motorů Saab vyvíjeli motor s proměnlivým kompresním poměrem a první patent přihlásili v roce 1990. Jednalo se o motor o zdvihovém objemu 2000 cm³, který již tehdy poskytoval větší krouticí moment a výkon než konveční motory a ověřil, že tato teorie se může uplatnit v praxi. Tento koncept zobrazený na Obr. 10 je označen zkratkou SVC (SAAB VARIABLE COMPRESION) [37]. První vážnější testy byly prováděny na druhé generaci prototypu SVC. Jednalo se o 6-ti válcový řadový motor o zdvihovém objemu 1400 cm³, který poskytoval stejné výkony jako klasický třilitrový V6 motor, ale s o 30% nižší spotřebou. Nicméně se ukázalo, že šestiválcový řadový motor o objemu 1400 cm³ není vhodný pro vozy Saab a má určité nedostatky. Byl proto předělán na pěti válcový motor o zdvihovém objemu 1600 cm³, který je dnes představován. Technici a vývojáři firmy SAAB vzali za základ sériový motor, který rozdělili na dvě části. Horní část obsahuje válce, hlavu motoru, sací a výfukové potrubí a dolní část zbytek motoru. Odkláněním horní části se zvětšuje nebo zmenšuje spalovací prostor a tím dochází ke změnám kompresního poměru. Ten při nízkém zatížení dosahuje hodnoty až 14:1 a naopak při zatížení klesá až na hodnotu 8:1.



Obr. 10 - Motor s variabilním kompresním poměrem - SVC [37].

g) Systém řízení spalování SCC (Saab Combustion Control)

Dalším prostředkem sloužícím k optimalizaci pracovního oběhu zajisté patří **systém řízení spalování SCC** (Saab Combustion Control) [37] viz. Obr. 11. Jedná se o systém řízení motoru, který byl vyvinut s cílem snížit spotřebu paliva a výrazně omezit emise ve výfukových plynech, aniž by se přitom zhoršil výkon motoru. Přimícháváním velké poměrné části výfukových plynů do spalovacího procesu je možné snížit spotřebu paliva až o 10% při současném snížení škodlivých emisí na hodnotu splňující požadavky americké normy ULEV2 (Ultra Low Emission Vehicle 2). Ve srovnání s jinými motory Saab poskytujícími ekvivalentní výkon znamená snížení emisí oxidu uhelnatého a uhlovodíků téměř na polovinu a snížení emisí oxidů dusíku o 75%. Systém SCC je založen na kombinaci přímého vstřikování benzínu, proměnného časování ventilů a proměnné vzdálenosti elektrod zapalovacích svíček. Na rozdíl od systémů přímého vstřikování, běžně dostupných na dnešním trhu, systém SCC využívá výhod přímého vstřiku paliva aniž by se přitom porušil ideální poměr vzduch/palivo ($\lambda = 1$), který je nezbytný pro správnou funkci klasického třicestného katalyzátoru.

Hlavní znaky systému SCC jsou:

- a) **Vstřikování paliva za pomoci vzduchu (air-assisted fuel injection) s generátorem turbulence** (Vstřikovač a zapalovací svíčka jsou integrovány do jedné jednotky zvané SPI - spark plug injector).
- b) **Proměnné časování ventilů** (Systém SCC používá vačkové hřídele s proměnnými vačkami, což umožňuje, aby otevírání a zavírání sacích (výfukových) ventilů bylo spojitě proměnné).
- c) **Proměnná vzdálenost elektrod zapalovacích svíček a vysoká energie zážehu** (Vzdálenost mezi elektrodami zapalovacích svíček je proměnná v intervalu 1-3,5 mm)



Obr. 11 - Ukázka systému SCC [37].



Vedle zvyšování celkové účinnosti zážehového motoru cestou zkvalitnění průběhu hoření směsi a dalšími vhodnými konstrukčními úpravami na motoru (např. kvantitativní řízení výkonu se místo škrticí klapky řeší tzv. millerizací pracovního oběhu, tj. předčasným nebo pozdním zavřením sacího ventilu), které snižují u vozidla se zážehovým motorem jízdní spotřebu paliva, se ke zvýšení efektivity využití paliva při jízdě vozidla používají nová koncepční řešení pohonných agregátů (hybridní pohony) a přenosu výkonu z motoru na kola vozidla (CVT převodovky). Tato řešení jsou stejně jako dříve zmiňované nové způsoby ovládání a regulace moderního zážehového motoru a jeho příslušenství založena na implementaci mechatronických prvků do konstrukce jednotlivých ústrojí vozidla a na elektronických systémech jejich řízení. Jedním z hlavních cílů vývoje současných zážehových motorů však zůstává zvyšování jejich celkové účinnosti a průběh spalovacího procesu v zážehovém motoru má z tohoto hlediska potřebný potenciál.



2. Cíle disertační práce

Vysoký počet osobních automobilů a negativní dopad jejich provozu na životní prostředí vyžaduje hledat nová řešení, která zajistí snížení emisí výfukových škodlivin do atmosféry a snížení jízdní spotřeby paliv ropného původu. U automobilů se zážehovými motory lze především cestou optimalizace spalovacího procesu přispět k efektivnějšímu využití energie paliva. Tento náročný úkol mají především výrobci motorových vozidel, motorů a příslušenství motorů: při hledání vhodných variant optimalizačních řešení mají vedle výzkumných průmyslových pracovišť významnou úlohu diplomové a disertační práce na vysokých školách. Výzkumný program orientovaný na výzkum spalovacího procesu je přitom náročný na technické vybavení laboratoře a důležitou úlohu mají i zkušenosti experimentátorů a pečlivost jak při přípravě přístrojové techniky, tak při vlastním měření.

Cílem předložené disertační práce je výzkum průběhu spalování připravené směsi v zážehovém motoru s hledáním možností zlepšení stability hoření (snížení variability parametrů průběhu hoření a pracovního oběhu) a na koncentraci škodlivin ve výfukových plynech. Jednotlivé etapy disertační práce mají následující cíle:

- a) Aplikace moderních měřicích metod do výzkumných programů orientovaných na hoření směsi v pístových spalovacích motorech, stanovení podmínek pro účinné využití těchto metod se zajištěním správnosti a průkaznosti výsledků měření.
- b) Studium vlivu způsobu zážehu směsi (provedení zapalovací svíčky, různé konstrukční úpravy pro nepřímý zážeh směsi pomocí zapalovací svíčky s komůrkou) na výkonové a emisní parametry zážehového motoru s využitím moderních metod měření.
- c) Modifikace programu pro statistické vyhodnocení průběhu tlaku ve válci motoru a termodynamickou analýzu s určením parametrů pracovního oběhu (nová verze programu „Analýza_tlaku.xls“).
- d) Shrnutí poznatků z výzkumného programu s komůrkovým zážehem směsi, návrh dalších možností ke zlepšení průběhu hoření směsi ve válci zážehového motoru.

Převažující část realizovaného výzkumu v rámci disertační práce je experimentální povahy, některé části práce jsou potom výpočtové a analytické a to jednak jako součást řídicích nebo vyhodnocovacích procedur, jednak jako nástroj ke zpřesňování dat pro popis průběhu hoření Víbeho rovnicí. V rámci disertační práce byly řešeny i konstrukční problémy v souvislosti s úpravami motorů pro experimentální výzkum.



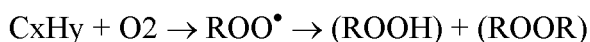
3. Spalovací proces ve válci motoru

Hoření směsi paliva a vzduchu ve válci pístového spalovacího motoru je velmi složitý fyzikálně-chemický proces, jehož výsledkem jsou oxidační reakce ve směsi paliva a vzduchu (kyslíku). Ve válci pístového spalovacího motoru se tento děj uskutečňuje v podmínkách rychle se měnících teplot i tlaků směsi. Má jiný průběh u motorů zážehových a jiný u motorů vznětových, závisí na specifických vlastnostech použitého paliva (benzin-plyn-nafta), na způsobu tvoření směsi a na její kvalitě (homogenitě, bohatosti) a na iniciaci spalovacího procesu.

3.1 Spalovací proces z pohledu chemické kinetiky

K vysvětlení oxidačních reakcí uhlovodíkového paliva v pístových spalovacích motorech se všeobecně přijímají teorie tepelné iniciace spolu s teorií tzv. aktivovaných částic a řetězových reakcí. Po iniciaci spalovacího procesu následují reakce jednotlivých složek paliva a vzduchu, probíhající s jednoduchými nebo rozvětvenými řetězci chemických změn až do konečných produktů hoření. Z míst vzniku plamene se oxidační proces šíří působením tepelných i chemických stránek jevu, přičemž v pohyblivém pásmu reakce zajišťuje probíhající oxidace vznik dalších aktivovaných částic, které pronikají do nespálené směsi. Celý oxidační proces sestává z řady probíhajících elementárních reakcí, přičemž bývá charakteristické rozvětvení a vzájemná vazba jednotlivých pochodů.

Teorie řetězových reakcí ukazuje postup a průběh spalovacího procesu v jeho složitostech: do konečných produktů hoření se palivo nedostává přímo, spalovací proces se vyznačuje vznikem celé řady meziproduktů, z nichž zásadní význam pro postup hoření mají již zmíněné aktivované částice. Je prokázáno, že vlivem teploty a tlaku vzduchu ve válci motoru se molekuly uhlovodíkového paliva, které přišly do styku s kyslíkem, mění na reaktivní sloučeniny s labilní peroxidovou vazbou (-O-O-), peroxidy (ROOR) a hydroperoxidy (ROOH). Tento proces je možno sumárně vyjádřit vztahem, kdy v prvním kroku vzniká metastabilní alkylperoxiradikál ($\text{ROO}^\bullet$) a následně pak další peroxidy a hydroperoxidy:



Peroxidy (ROOR) a hydroperoxidy (ROOH) jsou stabilní pouze v určitém rozsahu teplot a tlaku hořlavé náplně (tj. paliva a vzduchu) válce. Mimo tyto meze se vytvořené sloučeniny dále rozpadají, přičemž rozpad může probíhat podle rozdílných schémat:

Rozpadem peroxidů vznikají energeticky bohaté aktivované částice - volné radikály, které iniciují průběh dalších řetězových reakcí spojených s uvolňováním velkého množství tepla



V zónách předoxidačních reakcí pak dochází především k reakcím a rozkladu alkylperoxiradikálů s vytvářením relativně neaktivních aldehydů, ketonů a olefinů



Chemická stránka iniciace hoření a průběhu spalovacího procesu je velice složitá, význam tvorby peroxidů a radikálů v probíhajících chemických reakcích je z hlediska rozběhu a kinetiky hoření ale obecně považován za klíčový. Z motorářského hlediska jsou procesy iniciace hoření zajímavé především celkovou dobou jejich trvání: vzájemné souvislosti hlavních fyzikálních parametrů počátku hoření vyjadřuje Semenovův empirický vztah:

$$\tau \cdot p^n \cdot e^{-\frac{E_A}{R \cdot T}} = \text{konst} . \quad (2)$$

Průtah vznícení τ (indukční doba rozběhu oxidačních reakcí) závisí na struktuře molekul paliva, ovlivňují ji však i další podmínky (směšovací poměr, celková tepelná bilance v tvořícím se ohnisku zapálení či vznícení a pod.) a dynamika iniciačního procesu. Při srovnatelných podmínkách je doba rozběhu určena především velikostí aktivační energie. Vysvětlení mechanismu zapálení (vznícení) směsi je založeno na podmínce, že nejprve musí stoupnout energetická hladina molekul směsi ($\sim R \cdot T$) nad hodnotu aktivační energie v určitém objemu směsi tak, aby předoxidačními reakcemi ve směsi vznikla potřebná počáteční koncentrace aktivovaných částic (aktivních radikálů), nutných ke vzniku otevřeného plamene a následného samovolného pokračování řetězových reakcí v již hořící směsi. Pro uhlovodíková paliva se velikosti aktivačních energií pohybují v rozsahu 20 – 400 MJ/kmol: např. pro naftu se uvádí aktivační energie ve velikostech kolem 45 MJ/kmol, benzinová paliva mají aktivační energii 90 - 150 MJ/kmol, plynná uhlovodíková paliva potom v rozsahu 250 - 400 MJ/kmol. Při zvyšování teploty směsi se aktivační energie snižují (pro benzinová paliva uvádí Vojnov [2] snížení až na 40 MJ/kmol): zvýšená vnitřní energie směsi (tj. vyšší kinetická energie tepelného pohybu molekul) přispívá k snadnějšímu překonání energetického potenciálu, potřebného k rozběhu reakce.

Rychlost oxidačních reakcí vyjadřuje v obecném tvaru Neumannova rovnice pro mechanismus tzv. bimolekulárních reakcí:

$$\frac{dC_p}{d\tau} = k \cdot C_p \cdot C_k , \quad (3)$$

k ... koeficient rychlosti reakce: jeho velikost určuje molekulárně-kinetický Arrheniův vztah:

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_A}{R \cdot T}} . \quad (4)$$



Z uvedených vztahů jednoznačně vyplývá, že rychlost hoření je úměrná součinu koncentrací paliva a vzduchu (kyslíku) a je dále funkcí teploty. Ve válci pístového spalovacího motoru je potom další složitost určena uzavřeným, ale proměnlivým objemem a s tím souvisící i proměnlivostí tlaku.

Výsledkem spalování směsi hořlaviny a vzduchu jsou především produkty dokonalé oxidace hořlavých složek paliva: v případě uhlovodíkových paliv tedy CO_2 a H_2O . Jednotlivé chemické procesy při hoření uhlovodíkových paliv jsou vedle oxidace potom spojeny i s krakováním, dehydrogenací a polymerizací uhlovodíkových molekul: v podmínkách spalovacího procesu ve válci motoru tak nově vznikají i organické sloučeniny, které v původním palivu nebyly a které se objevují ve složce nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech. Možnosti postupu jednotlivých chemických reakcí pro složitější molekuly uhlovodíkových paliv jsou tak rozmanité, že lze jen velmi těžko (a poměrně nepřesně) určit hlavní, rozhodující průběh oxidace.

Dalším produktem spalovacího procesu jsou sloučeniny, které patří mezi výfukové škodliviny: nedokonalou oxidací vzniká oxid uhelnatý CO , účinkem vysokých teplot dochází k oxidaci atmosférického dusíku a tvoří se oxidy dusíku NO_x a neúplnou, nevyvolanou nebo předčasně zastavenou oxidací určité části uhlovodíků (z původního paliva i nově vytvořených uhlovodíků) se do výfukových plynů dostává skupina nespálených uhlovodíků HC.

Koncentrace nespálených uhlovodíků HC ve výfukových plynech na výstupu z válce zážehového motoru představují energetickou ztrátu, která v závislosti na jízdním režimu představuje cca 2-3% energetického obsahu v přiváděném palivu. Významný vliv na tomto stavu má již zmiňovaný značně proměnlivý (nestabilní) průběh spalovacího procesu hořlavé směsi, který se i v ustáleném provozním režimu motoru vyznačuje značným kolísáním maximálních tlaků a teplot náplně válce v jednotlivých, po sobě následujících pracovních cyklech: zhoršuje se přitom jak chemická účinnost využití energie paliva, tak termodynamická účinnost přeměny uvolněné tepelné energie v mechanickou práci motoru.

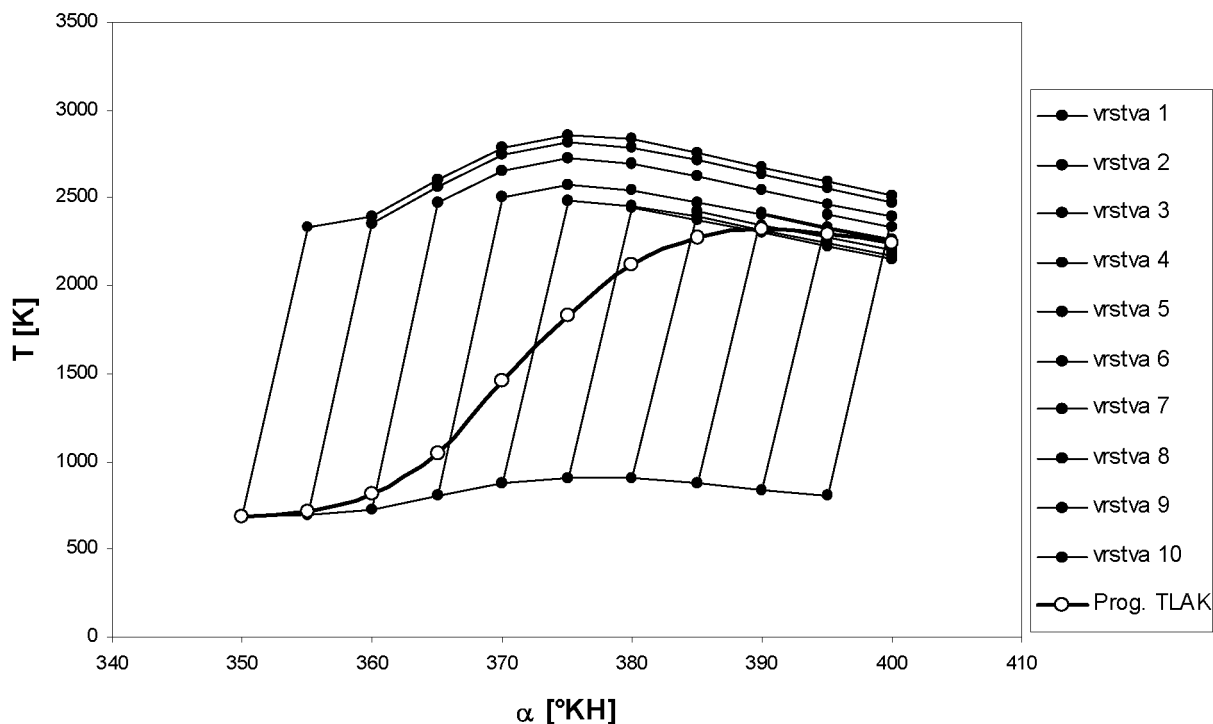
Obecný pojem „nespálené uhlovodíky (HC) ve výfukových plynech“ označuje bohatou směs různých organických sloučenin, jednak samotných uhlovodíků, ale i produktů jejich částečné oxidace (např. aldehydy, organické kyseliny, cyklické ethery). Uhlovodíky pocházejí především z nespáleného paliva, které se z různých důvodů nezúčastnilo oxidačního procesu a spalovacím prostorem prošlo beze změn. Malá část uhlovodíků však vzniká novotvorbou z původního paliva či motorového oleje při krakovacích (např. plynné alkeny, benzen) nebo kondenzačních (polyaromatické uhlovodíky) reakcích v důsledku působení vysokých teplot ve spalovacím prostoru. Oxidované organické sloučeniny vznikají v důsledku předčasně ukončených oxidačních reakcí v určitých zónách spalovacího prostoru, nejčastěji při chladnějších stěnách válce motoru. Vysokou míru zdravotní rizikovosti vykazují především produkty vysokoteplotní kondenzace a částečné oxidace původní uhlovodíkové molekuly, škodlivost podílů původního uhlovodíkového paliva je až na výjimky (aromatické uhlovodíky) obvykle menší. Organické sloučeniny (těkavé uhlovodíky, aldehydy) přítomné ve výfukových plynech působí dráždivě na sliznice, způsobují



poruchy podmíněných reflexů, poškozují dýchací cesty a vyvolávají alergické reakce organismu. Některé meziprodukty spalovacích reakcí patří do skupiny látek s karcinogenními a mutagenními účinky (polyaromatické uhlovodíky, benzen, formaldehyd, akrolein). Škodlivé účinky těchto látek mohou být dále zesíleny ve spojení s další výfukovou škodlivinou, pevnými částicemi (PM): dochází totiž k sorpci organických polutantů na povrchu částic, průniku částic do dýchacího ústrojí a postupné desorpci škodlivých látek do lidského organismu (v případě poškození povrchu sliznice se tyto škodliviny dostávají až do živé tkáně s možným rizikem následných reakcí).

3.2 Spalovací proces z pohledu termodynamických změn

Průběh spalovacího procesu ve válci motoru se vyznačuje značnou proměnlivostí podmínek (tj. tlaku a teploty), ve kterých vyhořívání náplně válce probíhá. Proměnlivost tlaku je určena současným působením změny objemu ve válci motoru a přívodu tepla do náplně válce z vyhořelé části náplně. V celém průběhu hoření směsi lze průběh tlaku velmi dobře sledovat jeho přímým měřením. Složitější je však sledování teplotních poměrů v průběhu hoření směsi ve válci: analýzou změřeného průběhu tlaku lze získat pouze střední teplotu pro celou náplň válce (s předpokladem homogenního teplotního pole), zatímco skutečné rozložení teplot v náplni válce se výrazně odlišuje podle oblastí nespálené směsi, zóny plamene a spalin (s rozdíly až 2000 K), v blízkosti stěn válcové jednotky se potom významně projevuje i jejich ochlazující účinek na náplň válce. Pohled na rozložení teplot v náplni válce může poskytnout modelový výpočet lokálních teplot, provedený ale vždy s určitým (větším nebo menším) zjednodušením. Příklad více zjednodušeného výpočtu lokálních teplot ukazuje Obr. 12: teplota v zóně hoření a teplota spalin ve válci motoru je v tomto případě výpočtově odhadnuta z termodynamických veličin pracovního oběhu kalkulací lokálních teplot (směsi, spalin) při postupném hoření 10 vrstev stechiometrické směsi ve válci (silnější křivka znázorňuje průběh teploty náplně válce, určený s předpokladem homogenního teplotního pole v celé pracovní náplni válce).



Obr. 12 - Průběhy teplot v jednotlivých vrstvách při kalkulaci postupného vyhořívání (podle Vibeho rovnice) náplně ve válci zážehového motoru se spalováním stechiometrické směsi [15].

3.3 Variabilita spalovacího procesu a její důsledky

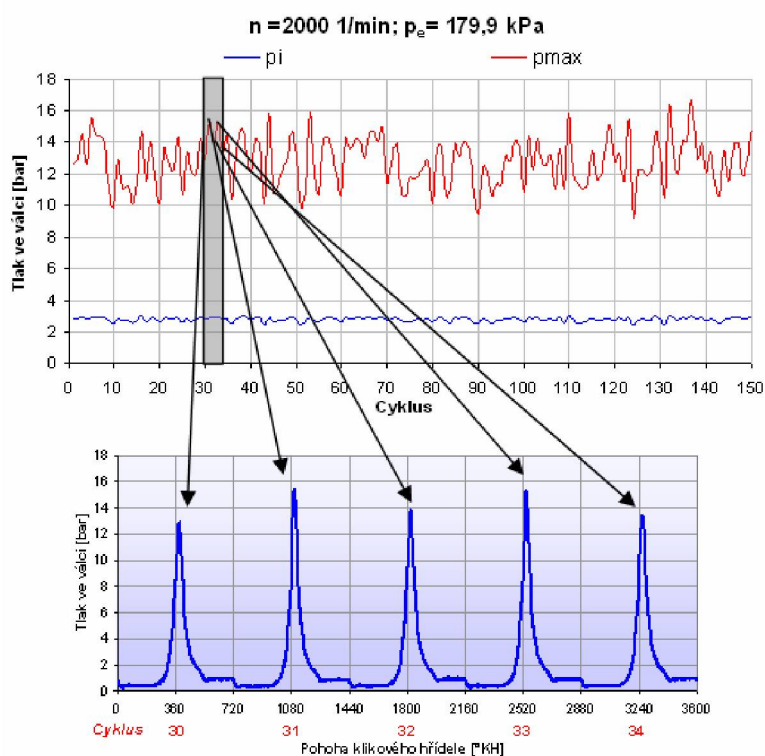
Spalovací proces připravené palivo-vzdušné směsi ve válci zážehového motoru je iniciován pomocí vysokonapětového výboje na jiskřišti zapalovací svíčky: jde o mechanismus vysokoteplotního vznícení ve velmi malém objemu připravené směsi v nejtěsnějším okolí elektrod zapalovací svíčky. Zdánlivě jednoznačné podmínky pro zážeh i následná oxidace směsi podle zákonitostí chemické kinetiky jsou však komplikovány řadou vlivů, které způsobují špatnou reprodukovatelnost pracovních cyklů, projevující se jejich velkou variabilitou. Příčiny variability jsou zejména v proměnlivosti podmínek při vlastním zážehu a byly stručně vysvětleny v předcházející kapitole: pohyb náplně (směsi) v těsné blízkosti jiskřiště ovlivňuje koncentraci produktů předoxidačních reakcí i ionizaci prostředí v průběhu VN výboje (v tvořícím se ohnisku zážehu) a zřejmě se projevují i změny ve složení zážehované směsi v okolí ohniska zážehu působením zbytků spalin z předcházejícího cyklu. Velký vliv jak na rozběh hoření, tak na jeho další průběh, má turbulentní pohyb směsi ve válci (spalovacím prostoru) motoru.

Problematika stability spalování (proměnlivosti parametrů po sobě následujících cyklů) je nejvíce spojována s nestabilitou jádra plamene bezprostředně po zážehu elektrickou jiskrou od zapalovací svíčky. V této souvislosti se rozhoduje o celém dalším průběhu hoření.

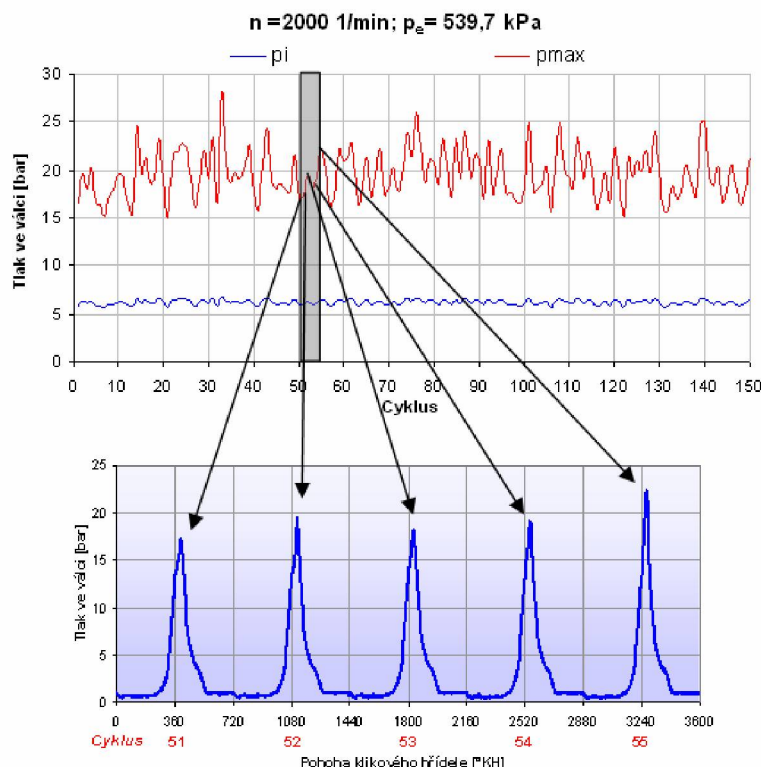
Jako hlavní příčiny nestability jádra plamene se uvádí [26]:

- proměnlivost energie zapalovací jiskry,
- turbulence ve spalovacím prostoru (zejména v okolí jiskřiště),
- změna složení směsi paliva se vzduchem v ohnisku zážehu,
- přítomnost netečných plynů v ohnisku zážehu.

Typický příklad mezicyklové variability ukazují Obr. 13 a Obr. 14, na kterých jsou zaznamenány hodnoty středního indikovaného tlaku p_i a maximálního tlaku p_{max} z měření na vozidlovém zážehovém motoru při spalování stechiometrické směsi benzin-vzduch. Průběhy ukazují závislosti středního indikovaného tlaku a maximálního tlaku pro 150 po sobě navazujících cyklů. Pro bližší ukázkou je vybráno pět po sobě jdoucích cyklů. Jak je z grafů patrné, variabilita v otáčkovém režimu motoru 2000 1/min není příliš závislá na velikosti zatížení. Průběhy jsou pořízeny z měření na motoru Škoda 1.4 MPI se zapalovací svíčkou „Champion RC 89PYC“. Velmi vysoké variability bylo dosaženo v režimu volnoběžných otáček ($VAR_{pi} = 47,97\%$).



Obr. 13 - Průběhy tlaků ve spalovacím prostoru zážehového motoru Š 1,4 MPI v režimu velmi nízkého zatížení ($p_i = 2,8$ bar, $VAR_{pi} = 4,54\%$, $p_{max} = 12,77$ bar $VAR_{p_{max}} = 12,345\%$).



Obr. 14 - Průběhy tlaků ve spalovacím prostoru zážehového motoru Š 1,4 MPI v režimu středního zatížení ($p_i = 6,25$ bar, $\text{VAR } p_i = 4,14\%$, $p_{\max} = 19,67$ bar, $\text{VAR } p_{\max} = 13,225\%$).

Důsledkem variability průběhu hoření v zážehovém motoru je (kromě již dříve uvedených problémů) velká proměnlivost parametrů Vibeho charakteristické rovnice hoření [1], kterou se v tepelných výpočtech pracovního oběhu popisuje rychlost uvolňování tepla při spalování směsi v závislosti na čase, resp. na úhlu pootočení klikového hřídele: určujícími veličinami průběhu hoření jsou parametr hoření m a doba, resp. délka hoření φ_k (ve stupních pootočení klikového hřídele).

Bezrozměrná hodnota uvolňovaného tepla (podíl vyhořelého paliva):

$$x = \frac{Q_i}{Q_p} \quad (5)$$

Ze zákona hoření podle Vibeho je tato funkce dána:

$$x = 1 - e^{-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_k} \right)^{m+1}} \quad (6)$$



Rychlost hoření v bezrozměrném tvaru:

$$w = \frac{dx}{d\varphi} = \frac{-C \cdot (m+1)}{\varphi_k} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^m \cdot e^{C \left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^{m+1}}, \quad (7)$$

konstanta

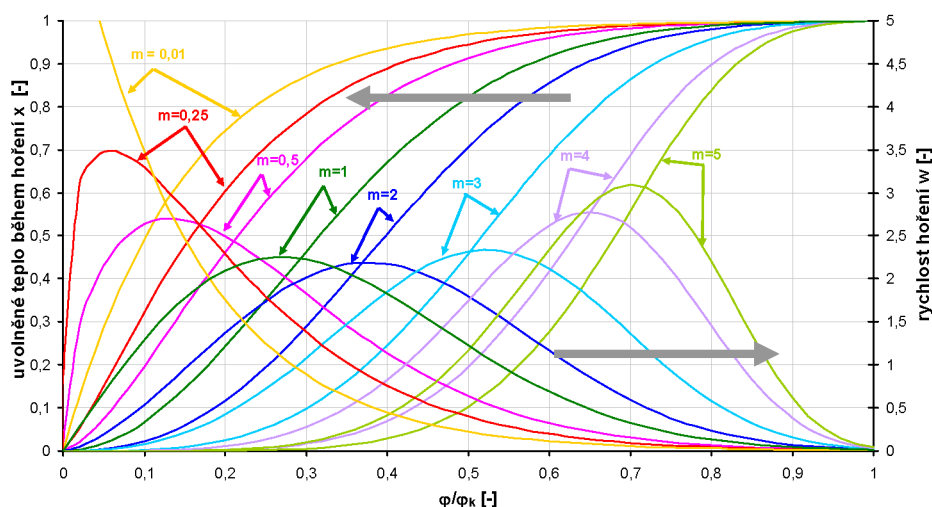
$$C = \ln(1 - x_k). \quad (8)$$

Celková doba hoření φ_k a parametr hoření m jsou kinetickými ukazateli spalovacího procesu. Fyzikální smysl doby hoření φ_k je definován jako doba, za kterou dojde ke spálení podílu x_k množství paliva. Parametr hoření charakterizuje polohu maximální rychlosti uvolňování tepla – s rostoucím m se maximální rychlost hoření posouvá dále od počátku spalovacího procesu. Konstanta C je určena z podmínky pro $\varphi = \varphi_k$ je $x = x_k$ vztahem

$$C = \ln(1 - x_k) \quad (9)$$

a nabývá pro $x_k = 0,99$ hodnoty $C = -4,60517$.

Průběh rychlosti hoření a podílu vyhoření náplně v bezrozměrném tvaru pro různé hodnoty parametru hoření m ukazuje Obr. 15 v závislosti na poměrné době hoření. Pro kvalitní průběh hoření směsi v zážehovém motoru lze odhadnout hodnotu parametru hoření $m \approx 1$. Z vyhodnocení indikátorových diagramů benzinového motoru (režim jmenovitého výkonu, $\lambda = 1$) ze souboru 150 po sobě následujících cyklů bylo např. zjištěno, že parametr m se pohybuje ve velikostech 0,85 – 2,65 a celková délka hoření $\alpha_{\text{Hoř}}$ se potom pohybovala v rozsahu $45^\circ - 100^\circ\text{KH}$.



Obr. 15 - Průběhy rychlosti hoření a celkového vyhoření (přívodu tepla) v bezrozměrném tvaru podle Víbeho rovnice hoření v závislosti na charakteristickém čísle (parametru) hoření m .



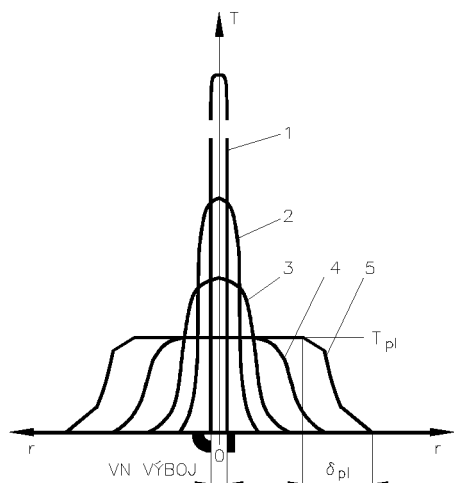
Pomocí Vibeho rovnice rychlosti hoření lze stanovit průběh přívodu tepla do oběhu pro konkrétní hodnoty celkového tepla v palivu na oběh Q_{pal} a celkovou délku hoření $\alpha_{hoř}$ jako $dQ/d\alpha$:

$$dQ/d\alpha = \frac{Q_{pal}}{\alpha_{hoř}} \cdot C_1 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_{hoř}} \right)^m \cdot e^{-C_1 \left(\frac{\alpha}{\alpha_{hoř}} \right)^{(m+1)}} \quad (10)$$

3.4 Zážeh připravené homogenní směsi

Zážehové motory (benzinové, plynové) pracují převážně s vnějším tvořením směsi, tzn. že do válců motoru přichází směs ve stavu velmi pokročilé připravenosti: k dokončení tvoření a homogenizace směsi ve válci motoru (v případě benzínu potom i jeho úplné odpaření a promísení palivových par se vzduchem) je k dispozici relativně dlouhá doba celého plnicího zdvihu a podstatná část zdvihu kompresního. Připravená homogenní směs potom spolu s uzavřeným objemem vytváří vhodné podmínky pro kinetický průběh spalovacího procesu ve válci motoru. Zážeh směsi se uskutečňuje mechanismem vysokoteplotního vznícení ve velmi malého objemu připravené směsi. Intenzivní místní zvýšení teploty ve velmi malém objemu zápalné směsi, vyvolané elektrickým výbojem na elektrodách zapalovací svíčky, nastartuje předoxidační reakce, při kterých vznikají tzv. aktivované částice a po vytvoření jejich dostatečné koncentrace celý proces vrcholí vznikem ohniska zážehu. Aby hoření pokračovalo v celém objemu válce, je zapotřebí takové množství energie, které nejen zapálí směs, ale i určité množství zapálené směsi, potřebné k uvolnění tepla pro ohřátí sousedních vrstev (elementárních objemů) směsi na zápalnou hodnotu. Mechanismus zážehu směsi vysokonapětovým výbojem má několik fází, které lze schematicky znázornit časovým vývojem teplotního pole v blízkosti jiskřiště zapalovací svíčky (Obr. 16).

Z ohniska zážehu se hoření začíná rozšiřovat účinkem přestupu tepla a postupným zvyšováním koncentrace produktů předoxidačních reakcí do oblastí těsně před zónou hoření: koncentrace aktivovaných částic v nespálené směsi se zvyšuje jednak teplotním účinkem (vedením tepla) z čela plamene, jednak do nespálené směsi pronikají aktivované částice i ze zóny hoření. Tím se vytváří vhodné podmínky pro šíření plamene do okolní směsi: postup plamene až do úplného vyhoření směsi v celém objemu spalovacího prostoru (válce motoru) je zajištěn šířením a rozvojem oxidačních reakcí nejprve z ohniska zážehu a následně i z dalších oblastí postupujícího hoření, které vznikají účinkem turbulentní difuze.



Obr. 16 - Časovým vývojem teplotního pole v blízkosti jiskřiště zapalovací svíčky [16].

1. V okamžiku vysokonapětového elektrického výboje prudce vzroste teplota mezi elektrodami zapalovací svíčky (křivka 1).

2. Vedením tepla se z ohniska výboje začne rozšiřovat oblast zvýšené teploty, teplota v ohnisku výboje se ale začne snižovat účinkem odvodu tepla a poklesem výkonu VN výboje (křivka 2).

3. Jakmile začne v ohnisku výboje oxidace směsi, pokles teploty se zpomalí, odvod tepla do okolí je kompenzován uvolněným teplem při oxidaci a hoření se z ohniska výboje rozšiřuje do dalšího objemu. Vojnov uvádí, že pro spolehlivý rozvoj hoření z ohniska kulového objemu musí být poloměr ohniska zážehu 3x větší než šířka zóny plamene na čele hořící směsi, tj. $r_{krit} = 3 \cdot \delta_{pl}$ [2]. Doba VN výboje by pro spolehlivý rozvoj hoření z ohniska zážehu měla trvat přinejmenším do dosažení tohoto stavu.

3.5 Výzkum spalovacího procesu v laboratoři KVM

Zkušenosti z výzkumu a vývoje zážehových motorů v laboratoři katedry vozidel a motorů na fakultě strojní Technické univerzity v Liberci potvrzují [27], že na průběh a stabilitu spalovacího procesu i na koncentraci škodlivin ve výfukových plynech zážehového motoru má vedle známých činitelů (tj. složení náplně válce - čerstvého vzduchu a paliva a zbytkových plynů z předcházejícího cyklu, druh použitého paliva, seřizovací a provozní parametry motoru, konstrukce spalovacího prostoru, turbulence v náplni válce, ...) významný vliv kvalita zážehu směsi [26]. V laboratoři katedry je proto realizován výzkumný program, který sleduje především vliv kvality zážehu na termodynamické a emisní parametry rychloběžných (vozidlových) zážehových motorů: základní směr výzkumu je orientován na alternativní zážeh směsi pomocí výraznějšího posílení intenzity hoření na jeho počátku (tj. bezprostředně po vzniku zapalovacího vysokonapětového výboje) vhodně upraveným jiskřištěm zapalovací svíčky nebo výsledkem hořící směsi ze zapalovací komůrky do kompresního (spalovacího) prostoru ve válci motoru. Stručný přehled výzkumu a vývoje různých variant zapalovacích komůrek je uveden v příloze 1. Všechny experimentální práce na tomto výzkumném programu (úprava stanoviště pro automatizovaný sběr dat, příprava měření, vlastní měření a vyhodnocování výsledků) prováděl autor disertační práce.



Při formulaci koncepce vlastního výzkumu účinnějšího zážehu připravené homogenní směsi vycházela hlavní idea řešení z představy chráněného objemu (komůrky) kolem elektrod zapalovací svíčky, ve kterém bude minimalizováno vynášení a zředování produktů předoxidačních reakcí. Tím se zajistí zkrácení průtahu zážehu, zrychlí se počáteční hoření a v důsledku toho se sníží mezicyklová variabilita. Pro realizaci celého programu bylo navrženo několik provedení zapalovací svíčky (některé varianty skládaných zapalovacích svíček s komůrkou byly zhotoveny vlastními silami, výrobu zapalovacích svíček s integrovanou komůrkou zajistila firma BRISK Tábor) pro alternativní zážeh směsi. Pro ověřovací zkoušky byly připraveny 2 zkušební motory: benzinový motor spalující stechiometrickou směs ($\lambda = 1$) a plynový motor se spalováním velmi chudé směsi s $\lambda \approx 1,45$. Součástí výzkumného programu byla potom i příprava a zvládnutí technologií relativně složitěho komplexu měřicí techniky, která má pro takovýto výzkum zásadní význam.

Vedle měření běžných výkonových a provozních parametrů motoru je na jednom z válců prováděno "on-line" monitorování průběhu tlaků (vysokotlaká indikace pracovního cyklu). Získaná experimentální data jsou podrobena termodynamické analýze s určením základních parametrů pracovních oběhů (včetně parametrů průběhu hoření) vždy v souboru 150 po sobě následujících cyklů a je prováděno statistické vyhodnocení výsledků měření s určením variability významných parametrů oběhu.

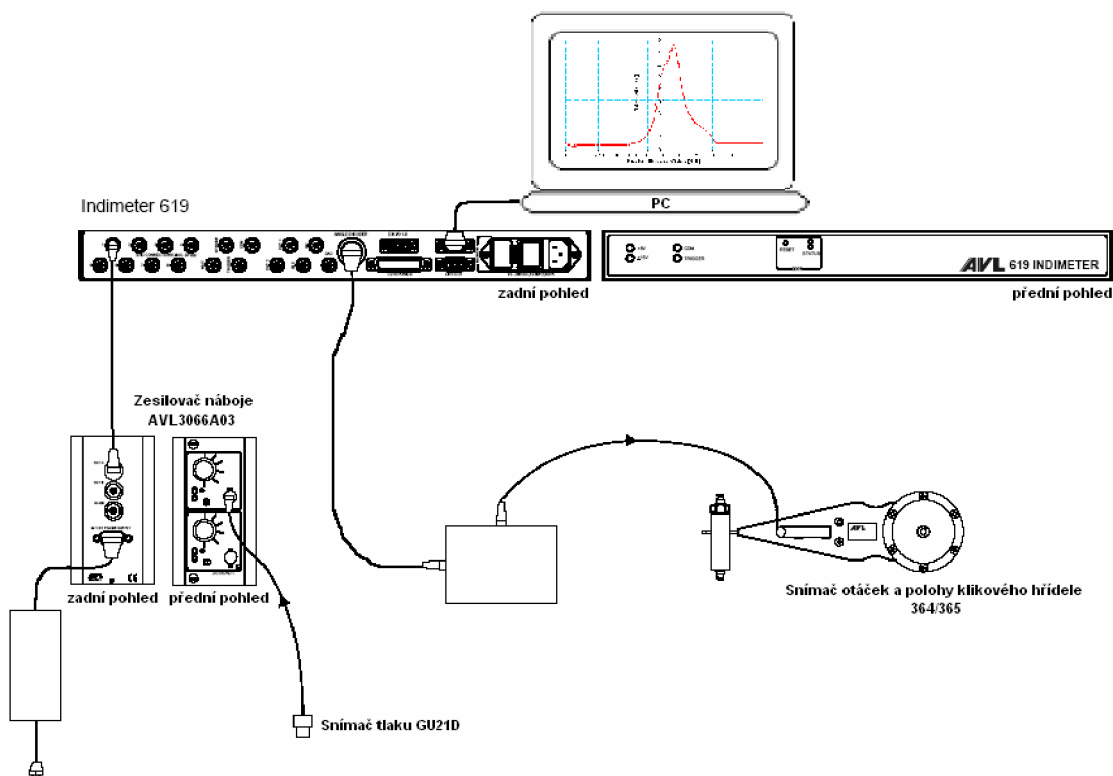
Schéma uspořádání stanoviště se zkušebním benzinovým motorem ukazuje obr. v příloze 2.

4. Použitá měřicí technika pro výzkum spalovacího procesu

Spalovací proces ve válci spalovacího motoru je možné sledovat především podle jeho důsledků na stav náplně válce. Přívod tepla hořením směsi se projeví změnou tlaku, který lze dnešní měřicí technikou zaznamenat s potřebnou přesností a s využitím dalších měřených veličin ze změřeného průběhu tlaku výpočtem stanovit průběh přívodu tepla. Další informace o povaze spalovacího procesu můžeme získat pohledem do válce motoru pomocí vizualizační techniky, která je dnes pro motorářský výzkum k dispozici.

4.1 Měření a vyhodnocování tlaku ve válci motoru

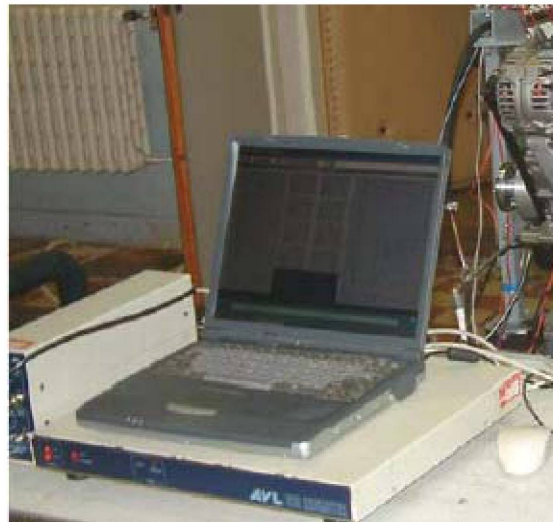
Měření průběhu tlaku ve válci bylo prováděno pomocí indikační aparatury AVL Indimetr 619, sestávající se ze zesilovače náboje AVL3066A03, snímače otáček a polohy klikového hřídele 364C, snímače tlaku GU 21D (základní parametry jednotlivých součástí indikační aparatury jsou uvedeny v příloze č.2) viz. Obr. 17.



Obr. 17 - Schéma zapojení zařízení pro analýzu spalovacích tlaků - Indimetr 619.

4.1.1 Použitý software pro vyhodnocování tlaku ve válci

Pro měření a analýzu tlaku ve válci spalovacího motoru byla použita aparatura AVL - INDIMETR 619 (Obr. 18), umožňující sledovat průběh hoření „on-line“ se současným vyhodnocováním parametrů hoření a pracovního oběhu pomocí SW INDIWIN nebo nového SW INDICOM 1.5. Základní technické parametry aparatury a použitého snímače tlaku GU 21D jsou ukázány v příloze č.3.



Obr. 18 - Indikační aparatura AVL-Indimetr 619 pro měření průběhu tlaku ve válci

Pro zpracování dat z vysokotlaké indikace byl v rámci disertační práce připraven i program Analýza_tlaku.xls. Program byl vytvořen z dřívějšího výpočtového modelu INDI pro analýzu tlaku ve válci motoru sestaveného

s vlastním SW pro termodynamickou analýzu.

v prostředí EXCEL 2.0, který obsahoval makra pro načítání dat a pro přepočty [26]. V současném prostředí programu EXCEL výpočty podle INDI nepracovaly zcela korektně, proto byl původní model INDI upraven a doplněn o potřebné nástroje ke korektnímu průběhu výpočtu. Dále byl výpočet rozšířen o výpočet polytropického exponentu a parametru hoření m (bližší popis úprav je uveden v kapitole 7).

Tabulka 1: Parametry získané pomocí indikační aparatury.

Přímo měřené parametry	– maximální spalovací tlak $p_{\max}$, – poloha maximálního spalovacího tlaku $\alpha_{p_{\max}}$, – maximální nárůst tlaku $\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$, – poloha maximálního nárůstu tlaku $\alpha_{\frac{dp}{d\alpha}_{\max}}$.
Nepřímo měřené parametry	– střední indikovaný tlak p_i, – průběh hoření (začátek, délka ...), – přeměna energie, – hluk spalování.



Použitá indikační aparatura je vybavena plně automatizovaným systémem sběru dat, která jsou zaznamenávána jako soubor z určitého počtu pracovních cyklů (zpravidla 150 cyklů) a „on line“ způsobem je pro každý pracovní oběh provedena termodynamická analýza s určením základních parametrů hoření a parametrů pracovního procesu včetně statistické analýzy.

Při zjednodušeném termodynamickém výpočtu, který je probíhá v režimu on-line lze vycházet z následujících předpokladů:

První zákon termodynamiky

$$dq = du + p \cdot dv, \quad (11)$$

kde se uvažuje, že uvolňované teplo v cyklu dq je rovno teplu přivedeného palivem dq_{pal} zmenšené o teplo odvedené do stěn dq_{odv} . To nám umožňuje provedení zjednodušeného výpočtu v reálném čase, ovšem za cenu neznalosti velikosti tepla odvedeného do stěn. Také není možná zpětná kontrola z tepla přivedeného palivem.

Po úpravách dostaneme:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left[\kappa \cdot p \cdot \frac{dV}{d\alpha} + V \cdot \frac{dp}{d\alpha} \right]. \quad (12)$$

Indikační aparatura AVL potom kalkuluje přívod tepla v hodnoceném elementu objemové změny (výpočtovém kroku) vztahem

$$Q_i = \frac{\text{konst}}{\kappa - 1} \cdot [\kappa \cdot p_i \cdot (V_{i+n} - V_{i-n}) + V_i \cdot (p_{i+n} - p_{i-n})], \quad (13)$$

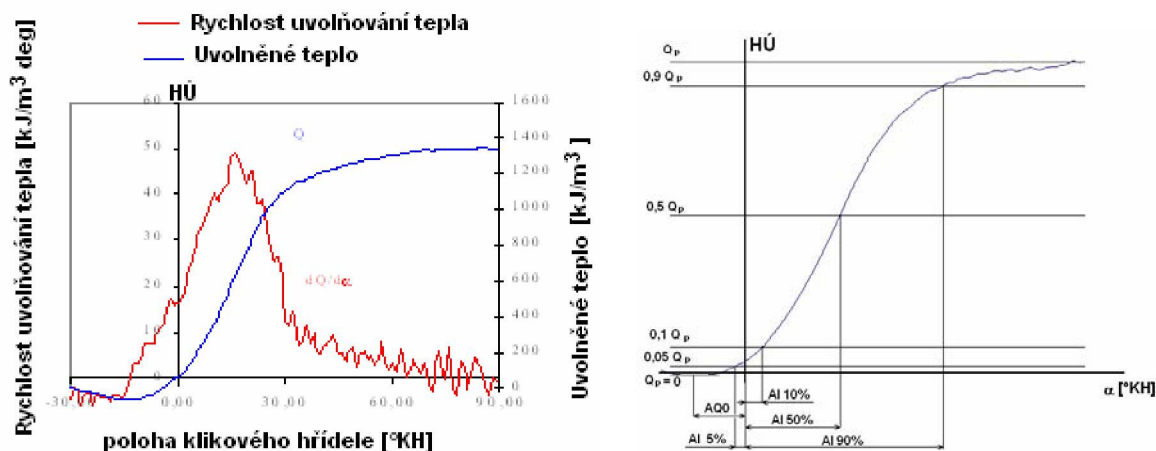
kde $i...$ je poloha hodnoceného elementu objemové změny (poloha KH), $n...$ je velikost elementu objemové změny (krok výpočtu – zpravidla 1°KH).

Výpočet uvolněného tepla je kalkulován od -30°KH do $+90^\circ\text{KH}$ vzhledem k horní úvrati pístu.

Polytropický exponent κ doporučuje AVL pro:

Benzin	$\kappa = 1,32$
Benzin DI	$\kappa = 1,35$
Diesel	$\kappa = 1,37$

Z vypočteného průběhu přívodu tepla do oběhu se určují významné parametry průběhu hoření: vzhledem k problematickému určení počátku a konce hoření se určují polohy $^\circ\text{KH}$, při kterých je oběhu přivedeno 5% a 90% tepla z energie paliva v náplni válce (nebo z celkově přivedeného tepla do oběhu Q_p) a pro vyjádření průběhu přívodu tepla do oběhu se určuje i poloha $^\circ\text{KH}$, ve které je přivedeno 10% a 50% tepla z energie paliva v náplni válce (nebo z celkově přivedeného tepla do oběhu) vzhledem k horní úvrati.



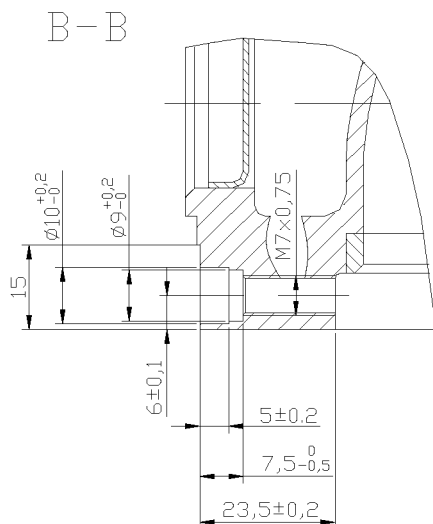
Obr. 19 - Ukázka výstupu průběhu vypočteného uvolněného tepla a schématické vyjádření hodnot uvolněného tepla počítané SW INDIWIN.

Hodnoty na schématickém obrázku znamenají:

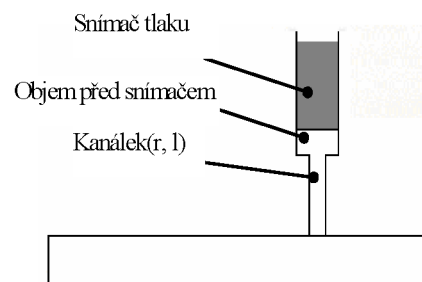
- AI 5% [°KH] – pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 5% tepla,
- AI 10% [°KH] - pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 10% tepla,
- AI 50% [°KH] - pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 50% tepla,
- AI 90% [°KH] - pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se z paliva uvolní 90% tepla,
- AQ0 [°KH] - pootočení klikového hřídele vzhledem k HÚ, při kterém se začne z paliva uvolňovat teplo.

4.1.2 Úpravy zkušebního motoru pro vysokotlakou indikaci

Konstrukční provedení vývrtu v hlavě válců pro tlakový snímač ukazuje Obr. 20 - okraj snímače je polohován do stěny spalovacího prostoru (bez kanálku).



Obr. 20 - Zástavba tlakového snímače do hlavy válců
(1. válec) byla vedena snahou minimalizovat objem mezi
funkční plochou snímače a objemem ve válci motoru [16].

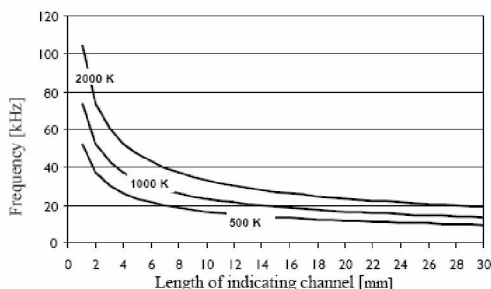


Obr. 21 - Zástavba tlakového snímače
s propojovacím kanálkem.

Pozn.: Pro vysokotlakou indikaci, prováděnou za účelem termodynamické analýzy, jsou volba správného typu snímače tlaku a jeho zástavba do hlavy válce významné z hlediska správnosti měření tlaku ve válci motoru. Pokud je mezi funkční plochou snímače a objemem ve válci další objem spojený s objemem ve válci kanálkem (Obr. 21), lze takové uspořádání považovat za jednoduchý Helmholtzův rezonátor: v propojovacím kanálku je vybuzeno kmitání, jehož frekvenci určuje zjednodušený vztah v závislosti na rozměru kanálku a objemu pod snímačem jako

$$f = \frac{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{r^2 \cdot \pi}{V \cdot l}}, \quad (14)$$

Frekvenci kmitání v propojovacím kanálku ovlivňuje i stav (teplota) média v kanálku: Obr. 22 ukazuje frekvenci kmitání v indikačním kanálku v závislosti na teplotě měřeného plynu (500, 1000 a 2000 K) a délce indikačního kanálku (průběhy jsou pro kanálek $\varnothing 3$ mm a objemu pod snímačem cca 12 mm^3 , což odpovídá miniaturnímu snímači tlaku s upevňovacím závitem M5x0,5).



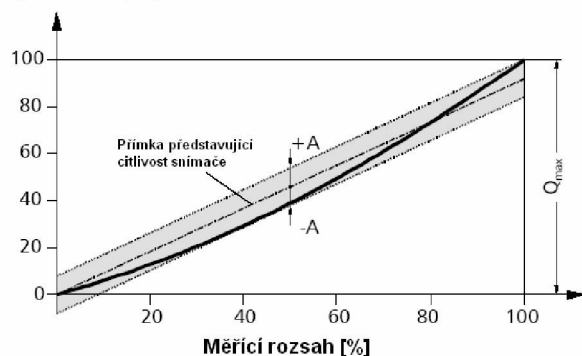
Obr. 22 - Frekvence oscilací v kanálku závislosti na délce kanálku a teplotě [39].

4.1.3 Faktory ovlivňující výsledek měření tlaku ve válci spalovacího motoru

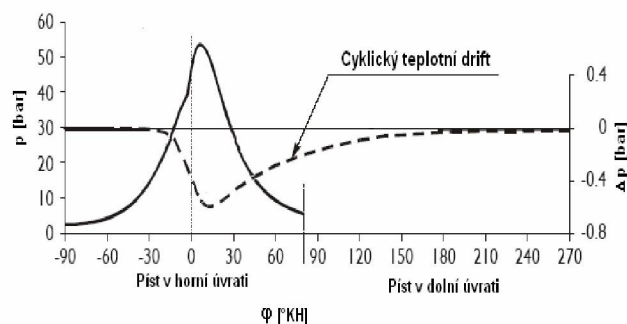
Základní vlivy mající účinek na získání korektních výsledků z měření tlaku ve válci motoru:

- 1) **Velikost propojovacího kanálku mezi měřeným objektem a snímačem** - popsáno v předchozí kapitole.
- 2) **Správné určení polohy horní úvratí pístu** – určuje se pomocí kompresní křivky bez spalování nebo pomocí snímače polohy pístu.
- 3) **Offset signálu tlaku** – posun křivky pomocí měřeného referenčního tlaku v sacím potrubí nebo pomocí termodynamického výpočtu z kompresní křivky.
- 4) **Krátkodobý teplotní drift senzoru** – minimální u chlazených snímačů, lze provést korekci tlaku pomocí výpočtu, snížení je možné pomocí vhodné instalační pozice snímače. (Obr. 23 b)
- 5) **Citlivost a linearita snímače** – určuje se kalibrací snímače. (Obr. 23 a)
- 6) **Vlastní frekvence snímačů** – hodnotu udává výrobce – chyba je zanedbatelná.
- 7) **Izolační odpor senzoru a přírodních kabelů** – nutné správné uskladnění snímačů a přírodních kabelů (suché a bezprašné prostředí).

Výstupní rozsah [%]



poz.: Qmax ... maximální náboj na výstupu snímače

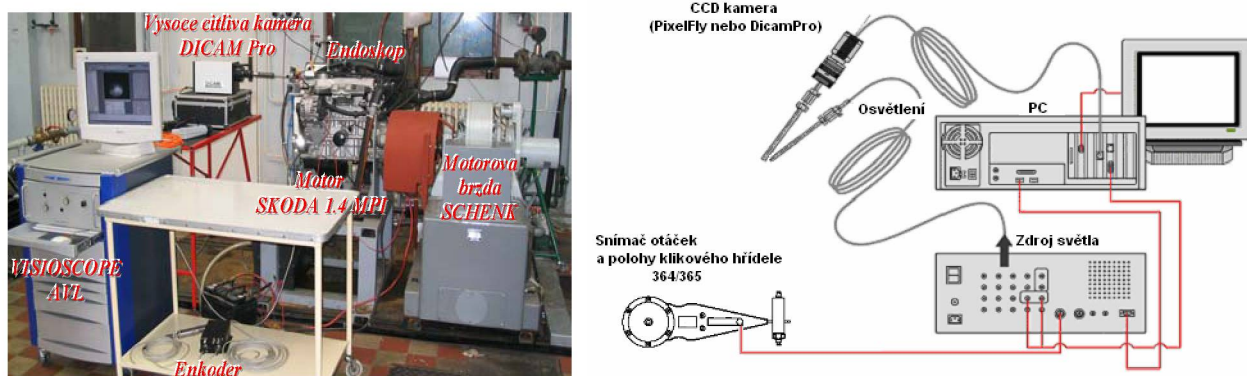


Obr. 23 - a) Citlivost a linearita snímače, b) krátkodobý teplotní drift snímače [39].



4.2 Vizualizace procesu hoření ve válci motoru

Laboratoř KVM je vybavena vizualizační technikou AVL Visioscope (Obr. 24), kterou lze sledovat průběh hoření ve válci motoru. Přístup do válce motoru zajišťuje endoskop, jehož optika je zasunuta do ochranného pouzdra z křemenného skla, těsně uloženého do vývrtu v hlavě válce a ochlazovaného průtokem tlakového vzduchu. Obraz z endoskopu je veden do kamery. Základní sestava pracuje s barevnou digitální (CCD) kamerou, schopnou velmi kvalitně zaznamenat a analyzovat průběh hoření ve vznětových motorech (heterogenní směs). Pro vizualizaci procesu hoření homogenních směsí v zážehových motorech byla pro aparaturu AVL Visioscope dodatečně zakoupena vysoce citlivá kamera DICAM Pro. Technické parametry obou kamer jsou uvedeny v tabulce 2.



Obr. 24 - Sestava zařízení pro vizualizaci průběhu hoření ve válci na stanovišti zkušebního motoru.

4.2.1 Hardware a software systému VISIOSCOPE AVL pro vizualizaci procesu hoření

Vizualizační systém VISIOSCOPE AVL pracuje s elektronickým snímáním, přenosem a zpracováním obrazu tak, že uživatelem zvolenou frekvencí (v SW VISIOSCOPE lze nastavit maximálně 25Hz) se postupně zaznamenává obraz ve válci motoru v jednotlivých polohách klikového hřídele. Výsledný průběh sledovaného děje je tedy složen z obrazů, zaznamenaných pro zvolenou oblast z různých pracovních cyklů motoru. V takto vytvořeném průběhu lze variabilitu pracovních cyklů eliminovat opakovaným záznamem obrazu ve stejné poloze klikového hřídele v různých pracovních cyklech a následným statistickým zpracováním záznamu obrazů pro příslušnou polohu klikového hřídele motoru. Při hoření heterogenních směsí ve vznětových motorech se zaznamenává barevný obraz děje pomocí kamery Pixel Fly, hoření homogenních směsí v zážehových motorech zaznamenává vysoce citlivá kamera DICAM Pro jako obraz pouze v monochromatickém režimu, takže výsledný obraz je černobílý. Pro lepší znázornění průběhu hoření lze získaný obraz dodatečně upravit do barevné škály převedením obrazu na pole světelných intenzit, která určité světelné intenzitě přiřadí barvu podle zvoleného rozsahu.

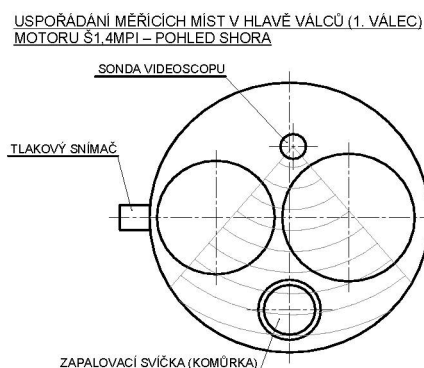
Tabulka 2: Technické parametry kamer používaných sestavou AVL VISIOSCOPE na Katedře vozidel a motorů.

	Kamera Pixel Fly	Kamera DICAM Pro
		
Rozlišení (hor x ver) [pixel]	640x480	1280 x 1024
Dynamický rozsah A/D [bit]	12	12
Počet snímků za sekundu [fps]	50 (plný rozsah)	8 (plný rozsah)
Expoziční doba [s]	10μs.. 10s	3ns..1000s (opt. 1.5ns.. 1000s)

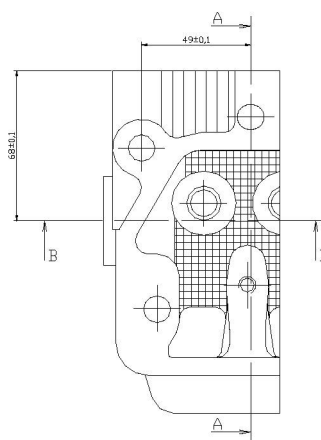
Abychom mohli snímat požadovanou část spalovacího prostoru pro jednu úpravu hlavy válců umožňující připojení vizualizační techniky, jsou k dispozici celkem 3 varianty vzduchem chlazených endoskopů. Tyto chlazené endoskopy mají průměr 4 mm pro sérii M10 (resp. 7mm pro sérii M14). Zorný úhel těchto endoskopů je 80° (resp. 67°) a umožňují sledovat požadovaný objekt pod úhlem pohledu 0°, 30° a 70° od osy endoskopu.

4.2.2 Úpravy motoru pro vizualizaci hoření uvnitř spalovacího prostoru

Na zkušebním motoru byla úprava provedena v partii hlavy válců na 1. válci. Zorný úhel endoskopu je orientován směrem k zapalovací svíčce tak, aby byla zaznamenávána fáze počátečního hoření.



Obr. 25 - Umístění endoskopu a tlakového snímače v hlavě válců [16].



Obr. 26 - Vyznačení rovin otvorů pro umístění vložek sondy endoskopu (A) a tlakového snímače (B) [16].

Pro přiřazení pořízených snímků hoření určité (správné) poloze klikového hřídele je na tento hřídel připojen inkrementální snímač, jehož signál poskytuje informace o přesné poloze klikového hřídele. Tento snímač slouží jako „časová základna“ jak pro indikační, tak pro vizualizační aparaturu AVL a u zkušebního motoru byl upevněn v přední části motoru na řemenici (Obr. 27). Specifikace inkrementálního snímače AVL je uvedena v příloze 3.

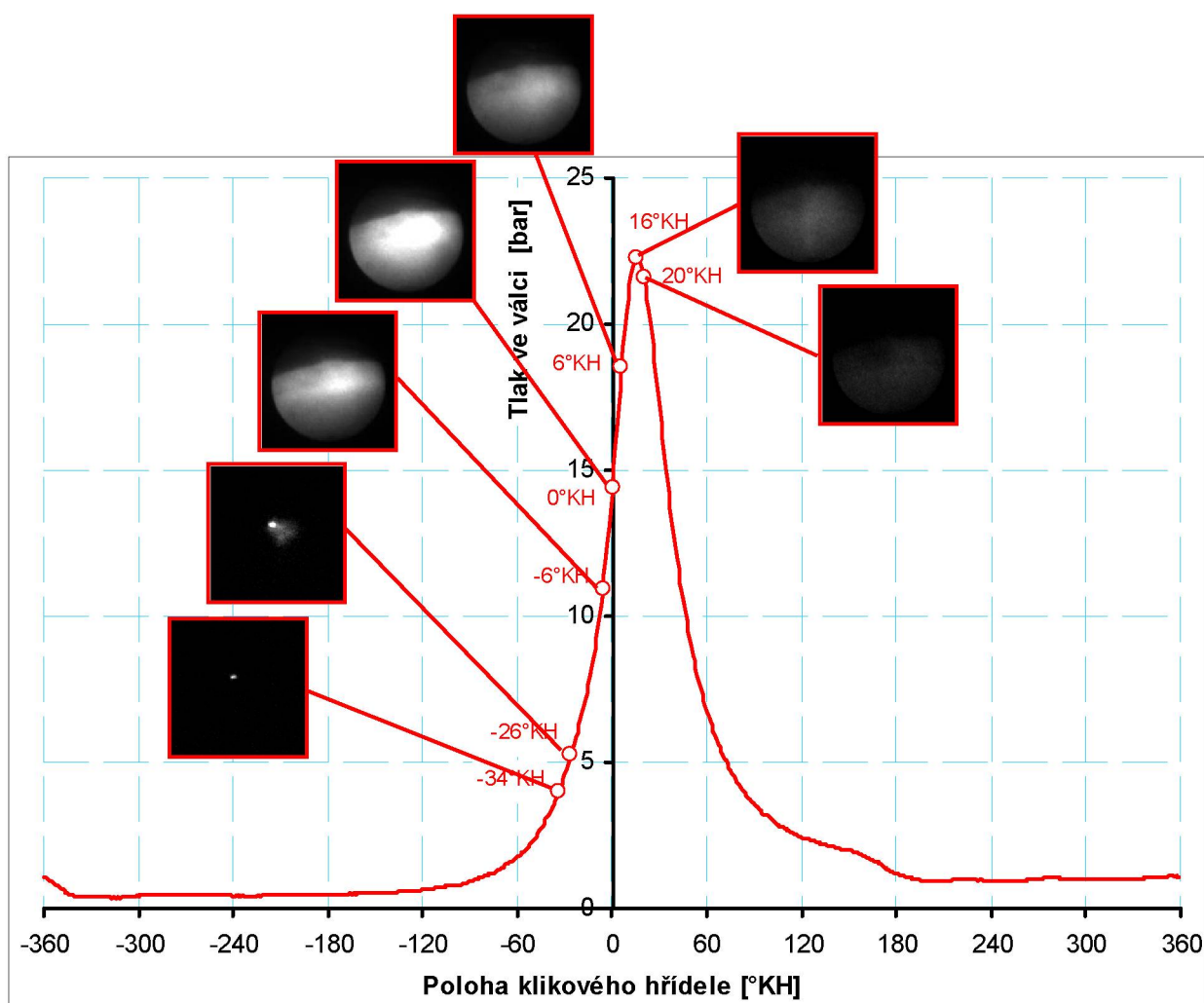


Obr. 27 - Připojení časové základny k řemenici motoru Š 1,4 MPI [18].

Ukázka přiřazení zaznamenaných obrazů hoření k průběhu tlaku ve válci je na Obr. 28. Obrázek je složen z dat průběhu tlaku získaného pomocí

indikační aparatury INDIMETR 619 a snímků pořízených pomocí vzduchem chlazeného endoskopu a kamerou DICAM Pro vizualizační aparatury AVL na zkušebním motoru v laboratoři KVM. Z jednotlivých snímků hoření na průběhu tlaku v $p-\alpha$ diagramu je vidět rozvoj hoření z ohniska zážehu při použití klasické zapalovací svíčky (s jednou vnější elektrodou).

Křivka zobrazeného tlaku v $p-\alpha$ diagramu je získána jako reprezentativní vzorek ze souboru 150 po sobě jdoucích cyklů. Snímky přiřazené jednotlivým bodům na křivce jsou získány vizualizační technikou, u které není možnost při současné konfiguraci získat snímky z průběhu hoření během jednoho cyklu. Tudiž snímky jsou pořízeny z několika cyklů a prezentují průběh hoření ve válci. Je však nutné si uvědomit, že vzhledem k variabilitě spalovacího procesu u zážehových motorů, je potřeba získat pro každou polohu klikového hřídele x snímků, ze kterých bychom získali průměrnou hodnotu polohy plamene, která by nejlépe representovala průběh hoření. Takovýto postup je však velice zdoluhavý a náročný na výpočetní techniku. Proto jsou snímky pořizovány bez opakování. Pokud zkoumáme variabilitu počátku rozvoje hoření, lze s výhodou použít postup snímání určitého počtu snímků pro každou polohu klikového hřídele. V Post-processingu lze využít nástroje umožňujícího získání průměrné hodnoty z opakovaných snímků.



Obr. 28 - Průběh hoření v závislosti na poloze klikového hřídele při zapálení směsi klasickou zapalovací svíčkou (režim: 2500 ot/min, $M_t = 35\text{Nm}$).

4.2.3 Porovnání výsledků získaných při vizualizaci průběhu hoření pro různé typy připojení CCD kamery k endoskopu

Obraz hoření zachycený optikou endoskopu lze do kamery přenášet dvěma základními způsoby: přímým připojením kamery na optiku endoskopu nebo propojení optiky endoskopu a kamery pomocí vícenásobného optického kloubu. Přímé připojení kamery na optiku endoskopu zajišťuje kvalitní jas přenášeného snímku, hmotnost kamery a prostorové dispozice v místech vyvedení endoskopu z hlavy válce umožňují toto řešení použít pouze v případě kamery Pixel Fly. Při práci s kamerou DICAMPro je nutné použít vícenásobný optický kloub, který zeslabuje jas přenášeného obrazu. Příklady přenosu obrazu z endoskopu do kamery pro jednotlivé způsoby optického připojení kamery ukazují následující odstavce.



Varianta A: Přímé připojení



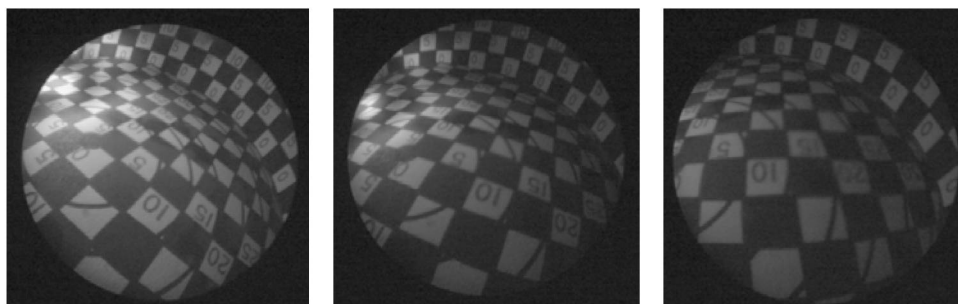
Varianta B: Použití dvoukloubového optického vedení



Varianta C: Použití tříkloubového optického vedení



Ze snímků na Obr. 29 je vidět, že při použití tříkloubového optického vedení obrazu dochází k úbytku světelného zdroje. Budeme-li toto připojení aplikovat pro vizualizaci procesu hoření homogenních směsí v zážehových motorech s kamerou DICAM Pro, bude nutné nastavit delší dobu expozice nebo vyšší zesílení signálu ovšem za cenu zhoršení výsledného obrazu.



a) přímé spojení b) s dvoukloubovým vedením c) s tříkloubovým vedením

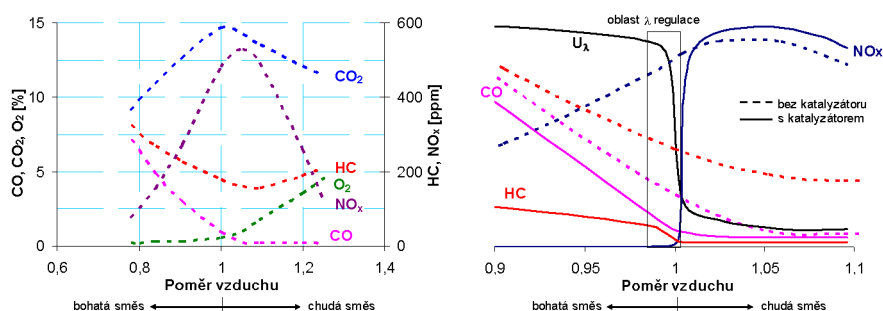
Obr. 29 - Pohled do válce motoru s mřížkou na dně pístu pro různé varianty uchycení endoskopu.



5. Měření koncentrací škodlivin ve výfukových plynech

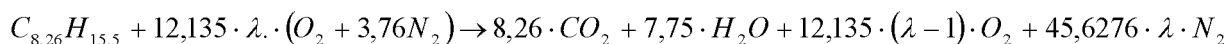
V ideálním případě jsou produkty úplného spalování paliva CO_2 a H_2O . Ve skutečnosti však mohou být při spalování v automobilových motorech součástí výfukových plynů ještě další látky:

- nespálené uhlovodíky,
- částečně spálené uhlovodíky,
- produkty termického krakování a následné produkty (mj. částice sazí),
- oxidy dusíku.



Obr. 30 - Emise škodlivin zážehových čtyřdobých motorů v závislosti na λ .

Při uvažování spalování směsi vzduchu a benzínu, lze kalkulaci hmotnostní bilance složek směsi a hlavních produktů psát podle následující spalovací rovnice [32]:



Popis brzdového stanoviště a schéma zapojení analyzátorů je uveden v příloze 2.

Jednotlivé složky plyných emisí byly měřeny v suchých výfukových plynech pomocí následujících laboratorních analyzátorů:

Tabulka 3: Použité analyzátory.

Typ analyzátoru	Princip měření	Složka emisí	Výrobce
Rosemount NGA 2000P	chemiluminiscenční	NO_x	Emerson - Německo
Rosemount NGA 2000	paramagnetický	O_2	Emerson - Německo
FIDAS 2T	plameno-ionizační	C_3H_8	Hartmann - Braun
URAS 2T	NDIR	CO	Hartmann - Braun
URAS 3E	NDIR	CO_2	Hartmann - Braun



Měření koncentrací jednotlivých složek výfukových plynů bylo prováděno při ustálení nastaveného režimu, který byl identifikován pomocí časového průběhu teplot ve výfukovém traktu motoru. Při měření komůrkového zážehu směsi ve válci motoru se zabudováním zapalovací komůrky pouze do jednoho válce byl odběr výfukových plynů realizován těsně za výfukovým ventilem daného válce, aby nedocházelo k ovlivňování koncentrací výfukových plynů vystupujících ze zbylých válců motoru.

Stanovení celkové a měrné produkce škodlivin

Pomocí hmotové bilance uhlíku lze psát:

$$c = n_{CO} + n_{CO_2} + n_{HC} \rightarrow c_{CO} + c_{CO_2} + c_{HC} = \frac{c}{\sum n} , \quad (15)$$

kde c ... substituční koeficient uhlíku v palivu (pro benzín ($C_{8,26}H_{15,5}$) je $c=8,26$, pro metan (CH_4) $c=1$) a c_{CO} , c_{CO_2} a c_{HC} ... molární zlomky složek suchých spalín odečtené z analyzátorů.

Pro celkový počet molů vzniklých spálením jednoho molu paliva dostaneme:

$$\sum n = \frac{c}{c_{CO} + c_{CO_2} + c_{HC}} . \quad (16)$$

Pro hmotnostní tok j -té složky platí:

$$\dot{m}_j = \rho_j \cdot c_j \cdot Q_{exh} = \rho_j \cdot c_j \cdot \frac{V_i \cdot \sum n}{M_i} \cdot \dot{m}_p . \quad (17)$$

Měrná emise j -té škodliviny:

$$m_j = \frac{\dot{m}_j}{P_e} . \quad (18)$$



6. Experimentální část

Pro experimentální výzkum byl použit 4-válcový zážehový motor Š 1.4 MPI spalující směs benzínu a vzduchu s možností regulace předstihu zážehu a bohatosti směsi pomocí speciální elektronické řídicí jednotky a přístroje MODAC připojeného k PC. Pomocí SW SAM2000 je možné za chodu motoru měnit mapy uložené v řídicí jednotce. Většina prováděných měření byla prováděna v režimech vnější otáčkové charakteristiky a při různých zatěžovacích charakteristikách v ustáleném stavu (ustálený stav byl identifikován pomocí grafického znázornění časových průběhů teplot ve výfukovém potrubí a podle získaných údajů z analyzátorů pro měření emisních vlastností motoru – ustálené hodnoty).

Abychom dostali korektní výsledky měření pro další zpracování, bylo brzdové stanoviště v laboratoři KVM doplněno o automatizovaný sběr dat. Popis brzdového stanoviště a použitého motoru je v příloze 2.

Pro vyhodnocování tlaku ve válci motoru byl upraven již dříve připravený program s pracovním názvem INDI vypracovaném v prostředí EXCEL 2.0, který obsahoval makra pro načítání dat a pro termodynamický výpočet pracovního oběhu motoru [26]. Tento program a jeho úprava je více popsána v kapitole 7.

Pro splnění dříve uvedených cílů disertační práce lze postup řešení popsat jako experimentální výzkum, doplněný ve vybraných případech kombinací experimentu s matematickým výpočtem pracovního oběhu motoru pomocí nástrojů pro analýzu tlaku ve válci motoru.

6.1 Porovnání parametrů motoru při použití různých druhů zapalovacích svíček

Pro zážeh již připravené směsi uvnitř spalovacího prostoru motoru se nejčastěji využívá konstrukce zapalovací svíčky s jednou střední elektrodou a jednou vnější elektrodou. Tato konstrukce má své výhody i nevýhody. Mezi hlavní nevýhodu můžeme zařadit velkou variabilitu počátku rozvoje ohniska zážehu, která je způsobena proměnlivostí podmínek v okolí jiskřiště. Pro zlepšení podmínek zapálení směsi se používají konstrukce svíček s větším počtem vnějších elektrod. Cílem měření na zkušebním motoru bylo vzájemné porovnání výkonových, emisních parametrů motoru a parametrů pracovního oběhu (vysokotlaká indikace, termodynamická analýza, statistické zpracování) při osazení motoru různými variantami zapalovacích svíček a nastavení základní úrovně pro porovnávání s komůrkovým zážehem.



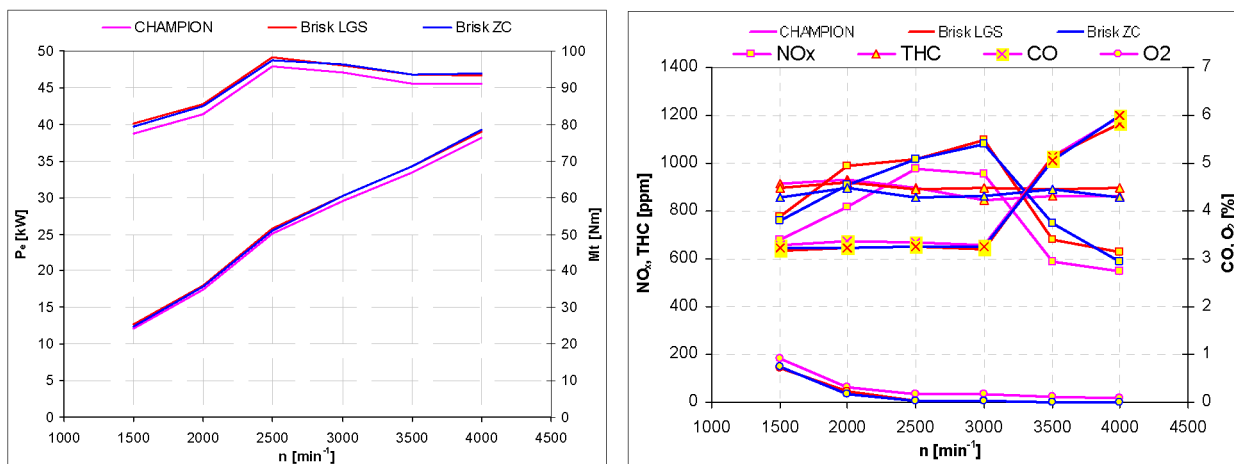
Tabulka 4: Popis variant zapalovacích svíček [38].

VARIANTA	A	B	C
<i>Popis</i>	<i>Klasická dvouelektrodová zapalovací svíčka</i>	<i>Vícejiskrová zapalovací svíčka</i>	<i>Kruhové jiskřiště s extrémně dlouhou povrchovou jiskrou</i>
<i>Označení</i>	CHAMPION RC 89PYC	Brisk Premium DR 15ZC	Brisk PREMIUM DR 15LGS
<i>Obrázek</i>			
<i>Doplňující informace</i>	Jednoelektrodová zapalovací svíčka	Pomocí dvou pomocných elektrod, které jsou nanesené pomocí speciální technologie, je možné získat přeskok dvou povrchových a jedné vzduchové jiskry při jednom impulsu zapalovacího systému.	Zapalovací svíčka využívá možnost přeskoku po téměř celém obvodu (360°). Jiskra přeskočí vždy v místě s největší koncentrací paliva. Jiskřiště zapalovacích svíček Brisk Premium LGS je vysunuto hluboko do spalovacího prostoru motoru.
<i>Výhody</i>	• Jednoduchost	• Lepší počáteční šíření plamene pomocí hlubší pozice ve spalovacím prostoru • Větší počet jisker a dostatečná vzdálenost mezi nimi • Vyšší rychlost hoření	• Jiskra přeskakuje vždy v místech s největší koncentrací paliva • Vyšší rychlosti hoření v počáteční fázi šíření plamene ve spalovacím prostoru motoru.
<i>Nevýhody</i>	• Velká variabilita rozvoje ohniska zážehu		

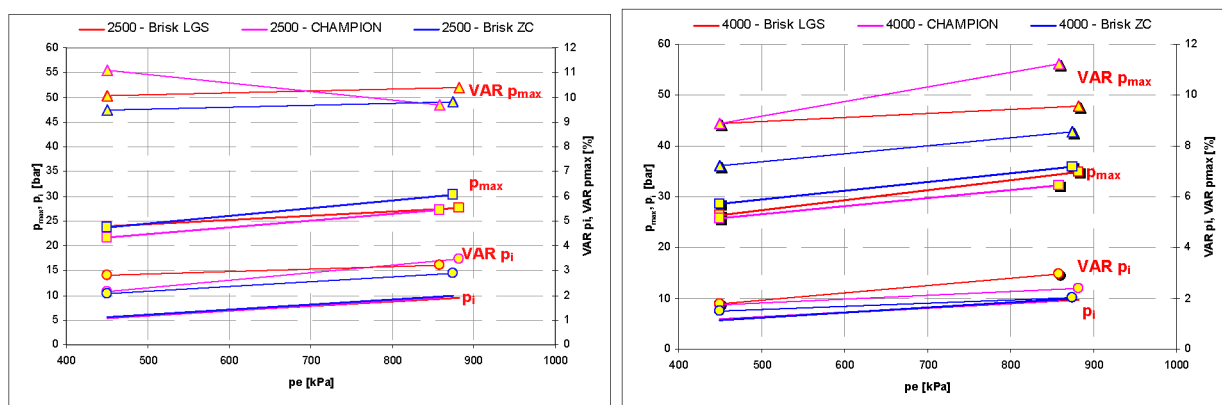
6.1.1 Výsledky měření testovaných variant zapalovacích svíček

Výsledky měření jsou prezentovány jednak pomocí vnější otáčkové charakteristiky, tak i pomocí zatěžovacích charakteristik. Výkonové parametry uváděné v této práci jsou uváděny jako nekorigované hodnoty.

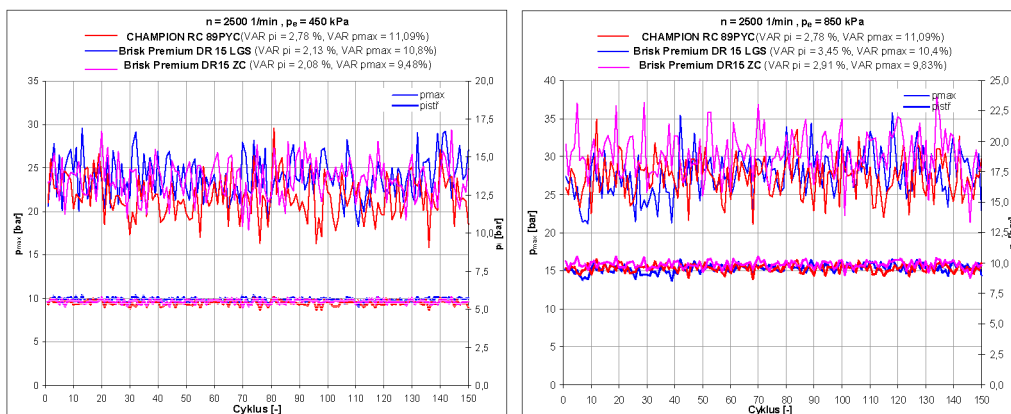
Jak je patrné z Obr. 31, v nižších otáčkových režimech při plném zatížení motoru má motor při použití svíčky s kruhovým jiskřištěm a s extrémně dlouhou povrchovou jiskrou Brisk PREMIUM DR 15LGS vyšší výkon. Naopak ve vyšších otáčkových režimech při plném zatížení má motor lepší výkonové vlastnosti při použití vícejiskrové zapalovací svíčky Brisk Premium DR 15ZC. Co se týká produkce oxidů dusíku, vychází nejlépe zapalovací svíčka CHAMPION RC 89PYC, což zřejmě vyplývá z pomalejšího průběhu hoření.



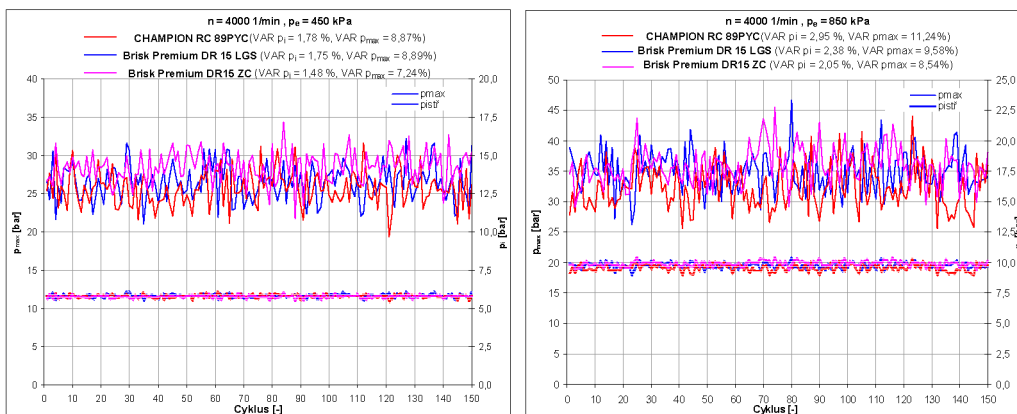
Obr. 31 - Vnější otáčková charakteristika s průběhy výkonových a emisních parametrů motoru při použití různých typů zapalovacích svíček.



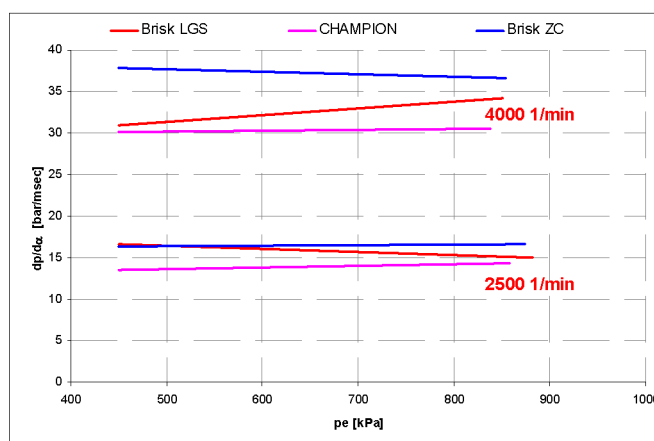
Obr. 32 - Maximální spalovací tlaky a střední indikované tlaky a jejich variability pro dva otáčkové režimy (2500 a 4000 1/min). Nejnížší variabilitu vykazuje svíčka Brisk Premium DR 15ZC.



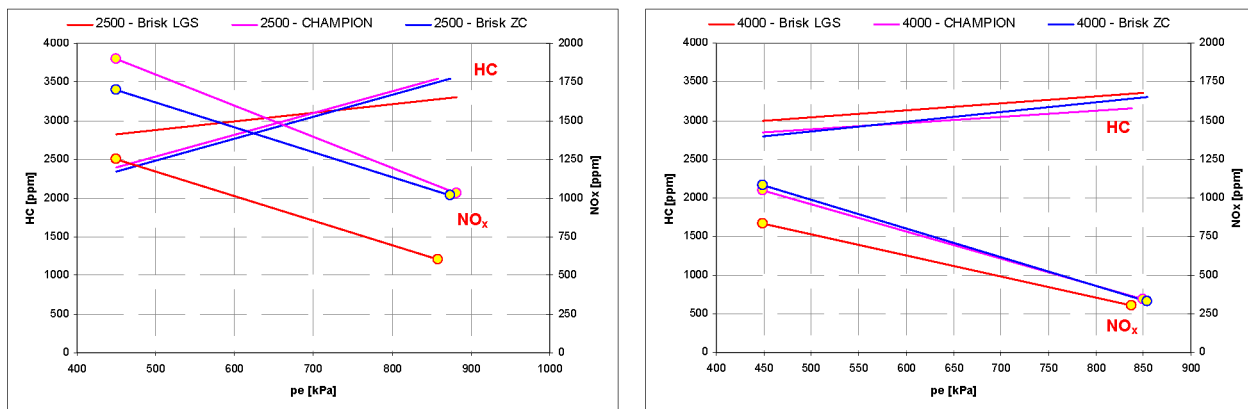
Obr. 33 - Průběhy hodnot maximálních spalovacích tlaků a středních indikovaných tlaků pro 150 cyklů v otáčkovém režimu motoru 2500 1/min. Nejnižší variabilitu vykazuje svíčka Brisk Premium DR 15ZC.



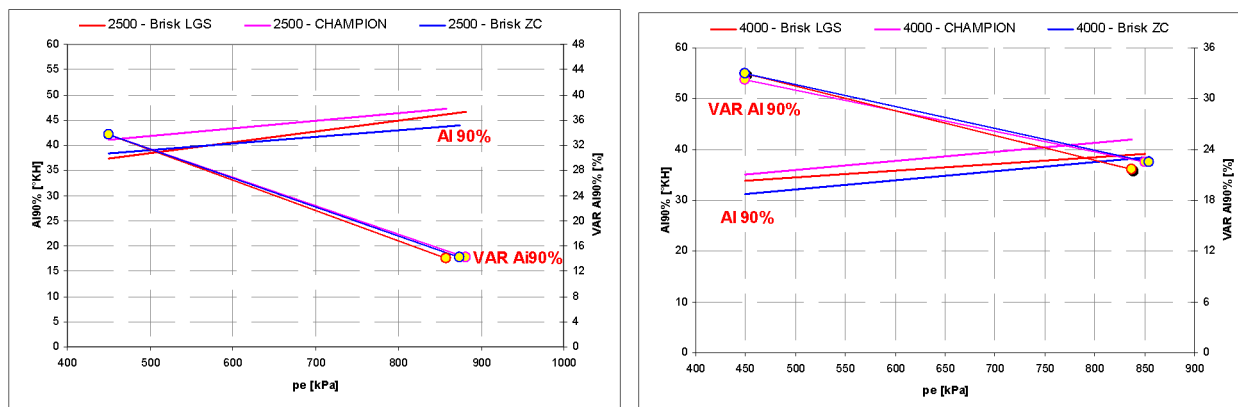
Obr. 34 - Průběhy hodnot maximálních spalovacích tlaků a středních indikovaných tlaků pro 150 cyklů v otáčkovém režimu motoru 4000 1/min. Nejnižší variabilitu vykazuje svíčka Brisk Premium DR 15ZC.



Obr. 35 - Závislosti maximálních nárůstů tlaků $\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$ různých otáčkových režimech.

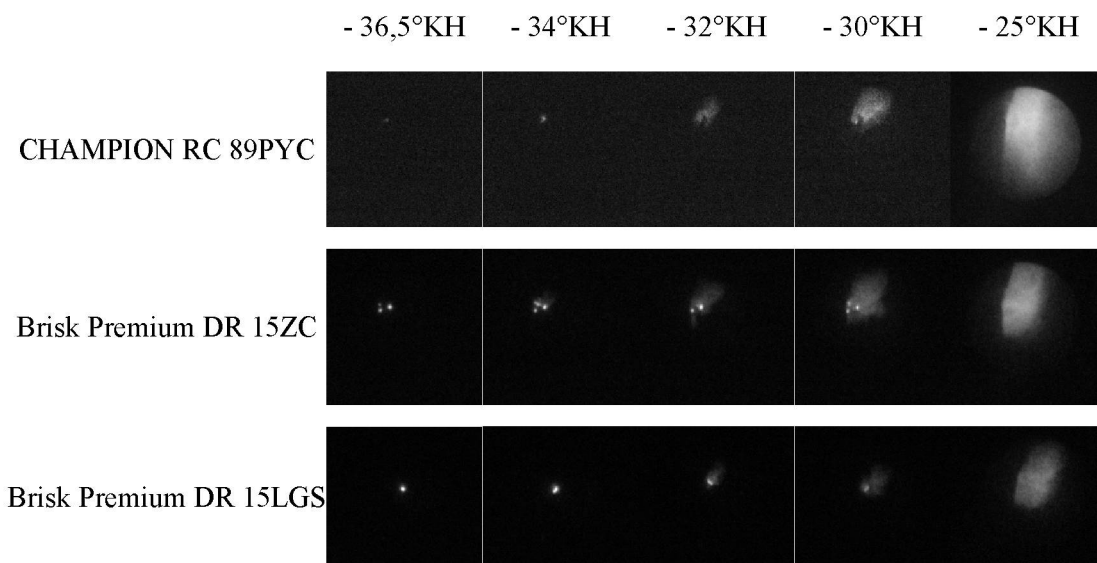


Obr. 36 - Průběhy koncentrací HC a NOx.



Obr. 37 - Závislost pootočení klikového hřídele, při kterém se z paliva uvolní 90% tepla na zatížení motoru.

Na Obr. 38 je ukázka z vizualizace průběhu rozvoje hoření pro různé varianty použitých zapalovacích svíček. V příloze 4 jsou přiloženy záznamy pro otáčkový režim 2500 1/min a $M_t = 96$ Nm a 4000 1/min a $M_t = 50$ Nm. Na záznamech pořízených vizualizační aparaturou je vidět pouze jedna jiskra přeskakující mezi elektrodami u zapalovací svíčky Brisk PREMIUM DR 15LGS. U zapalovací svíčky Brisk Premium DR 15ZC je vidět několik výbojů mezi elektrodami jak popisuje výrobce. Mnohem lépe jsou vidět tyto výboje v příloze 4 získané v otevřeném prostoru zaznamenané pomocí VGA kamery PixelFly a běžného objektivu.

Obr. 38 - Vizualizace rozvoje hoření ($n = 4000 \text{ min}^{-1}$, $M_t = 50 \text{ Nm}$).

6.1.2 Závěr z porovnávacích měření různých variant zapalovacích svíček

Výsledky z termodynamické analýzy průběhu tlaku ve válci jsou v souladu s údaji výrobce, tzn. vícejiskrová zapalovací svíčka Brisk Premium DR 15ZC vykazuje nejnižší hodnoty proměnlivosti jak středního indikovaného tlaku tak i maximálního spalovacího tlaku. Jak se předpokládalo, účinkem vícejiskrového výboje po celém obvodu zapalovací svíčky se zlepšují podmínky pro zážeh směsi a následný rozvoj ohniska hoření. Výsledek lze i potvrdit z Obr. 35, kde jsou patrné vyšší maximální gradienty spalovacího tlaku, čímž se zkracuje i délka hoření a zlepšují se podmínky hoření. V příloze 4 a na Obr. 38 jsou ukázky vizualizace hoření pro různé otáčkové režimy. U zapalovací svíčky Brisk Premium DR 15ZC jsou patrné výboje mezi elektrodami jak popisuje výrobce. Podobně je tomu u zapalovací svíčky Brisk PREMIUM DR 15LGS, kde výrobce popisuje, že jiskra přeskakuje v místě nejvyšší koncentrace paliva, což s největší pravděpodobností probíhalo, protože na snímcích z vizualizace byla patrná jen jedna proměnná jiskra.

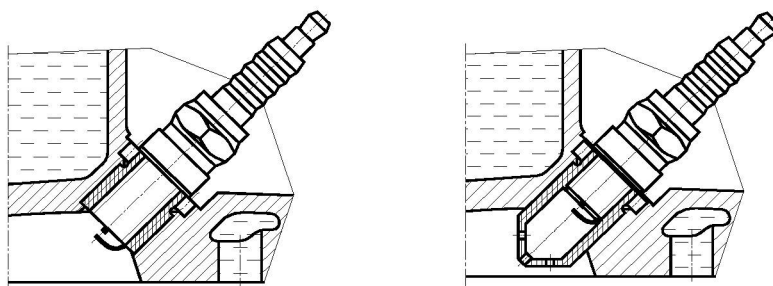
6.2 Komůrkový zážeh směsi

Podstatou navrhovaného řešení komůrkového zážehu je podpora rozvoje ohniska zážehu v objemu, který je vhodným způsobem oddělen od turbulentního prostředí a ve kterém účinkem vysokonapěťového výboje na zapalovací svíčce se velmi rychle vytvoří koncentrace aktivovaných částic, potřebná pro vznik ohniska zážehu. V malém objemu (zapalovací komůrce) tak dojde prakticky k vysokoteplotnímu vznětu připravené směsi: hořící směs je z komůrky vynesena

přetlakem (vyšlehne) přes propojovací otvory komůrky a prostoru ve válci do spalovacího prostoru ve válci, kde na více místech vzniknou nová ohniska hoření.

První provedení zapalovací komůrky bylo ověřováno na zkušebním benzinovém motoru, upraveném na 1. válci zvětšením otvoru pro svíčku na M 18x1,5 (viz. Obr. 39 a Obr. 40): v upraveném otvoru s redukcí na M 12x1,25 (vlevo) byla použita běžná zapalovací svíčka (XR 4 CS, příp. XR 2 CS), pro zapalování s komůrkou (vpravo) byla použita zapalovací svíčka s krátkým závitem (XR 4 AS, příp. XR 2 AS). Zapalovací komůrka pracuje ve všech režimech pouze s přívodem připravené směsi propojovacími otvory (11x $\varnothing$ 1,8) z válce motoru, bez samostatného přívodu paliva do komůrky.

Objem komůrky byl 1,6 cm³ (XR 2 AS), resp. 0,8 cm³ (XR 2 CS): obě komůrky vykazovaly prakticky stejný efekt na průběhy zapálení a následného hoření směsi ve válci.



Obr. 39 - Pro experimenty s komůrkovým (nepřímým) zážehem na benzinovém motoru byla provedena úprava otvoru pro zapalovací svíčku na 1. válci hlavy válců [29].

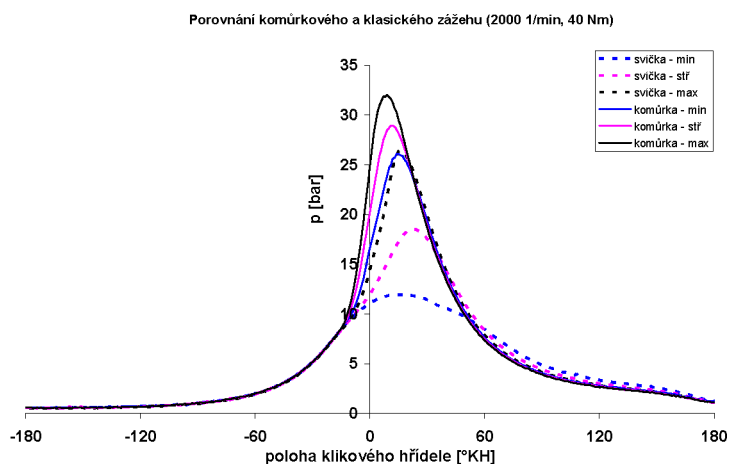


Obr. 40 - Zapalovací komůrka s 11 propojovacími otvory o $\varnothing$ 1,8.

6.2.1 Výsledky měření komůrkového zážehu směsi

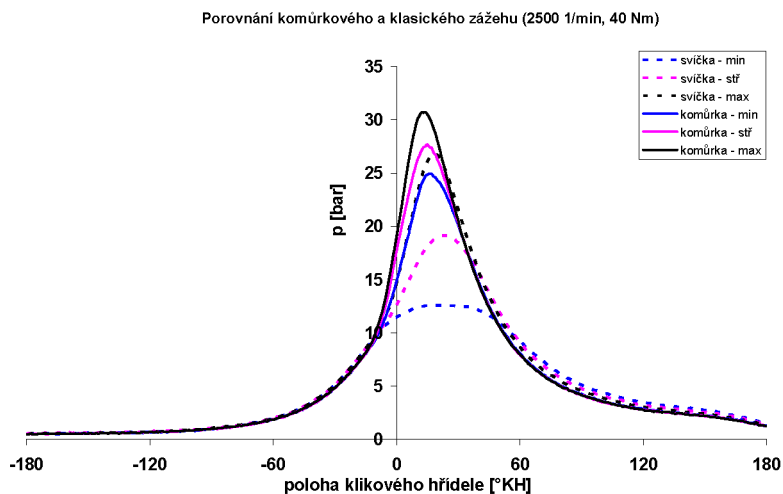
Výsledky provedených měření na benzinovém motoru jednoznačně prokázaly pozitivní efekt komůrkového zážehu na sledované parametry pracovního oběhu a ukázaly komůrkový zážeh jako alternativu dalšího zvyšování parametrů zážehových motorů. Zlepšení parametrů pracovního oběhu názorně dokládají výsledky vysokotlaké indikace na Obr. 41 až Obr. 44.

Motor s klasickým zážehem vykazoval relativně velkou variabilitu, která mohla být způsobena použitím jiné zapalovací svíčky než určuje výrobce motoru: po úpravě motoru již ale v měřeném válci nebylo možné použít původní zapalovací svíčku. Výsledky měření jsou na Obr. 41 pro otáčkový režim 2000 1/min a $M_t = 40\text{ Nm}$. U zážehu se zapalovací komůrkou byl průměrný střední indikovaný tlak $p_i = 4,82\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_i = 1,07\%$, průměrný maximální spalovací tlak $p_{\max} = 28,98\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_{\max} = 4,12\%$. Pro zážeh připravené směsi pomocí klasické zapalovací svíčky byl průměrný střední indikovaný tlak $p_i = 4,73\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_i = 3,99\%$, průměrný maximální spalovací tlak $p_{\max} = 18,77\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_{\max} = 12,99\%$.



Obr. 41 - Porovnání tlaku ve válci benzinového motoru pro komůrkový a klasický zážeh směsi zapalovací svíčkou v režimu 2000 1/min a $M_t = 40\text{ Nm}$ (oběh s nejvyšší, střední a nejnižší hodnotou $p_{\max}$ ze souboru 150 po sobě následujících cyklů).

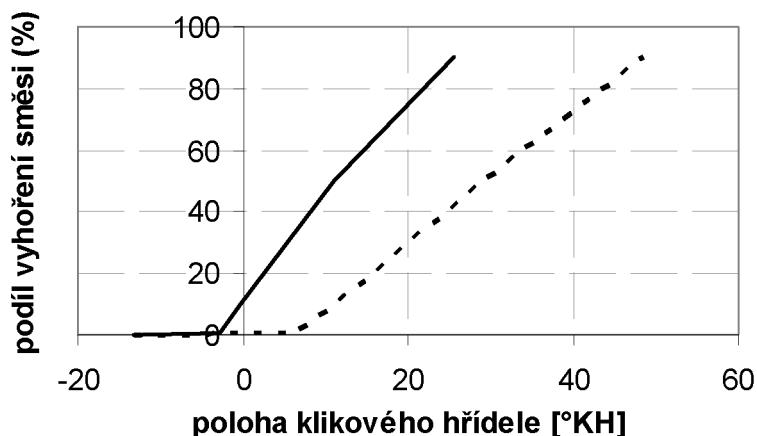
Výsledky měření jsou na Obr. 42 pro otáčkový režim 2500 1/min a $M_t = 40\text{ Nm}$. U zážehu se zapalovací komůrkou byl průměrný střední indikovaný tlak $p_i = 5,23\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_i = 1,04\%$, průměrný maximální spalovací tlak $p_{\max} = 27,61\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_{\max} = 4,66\%$. Pro zážeh připravené směsi pomocí klasické zapalovací svíčky byl průměrný střední indikovaný tlak $p_i = 5,17\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_i = 4,53\%$, průměrný maximální spalovací tlak $p_{\max} = 19,03\text{ bar}$ a variabilita $\text{VAR}p_{\max} = 13,22\%$.



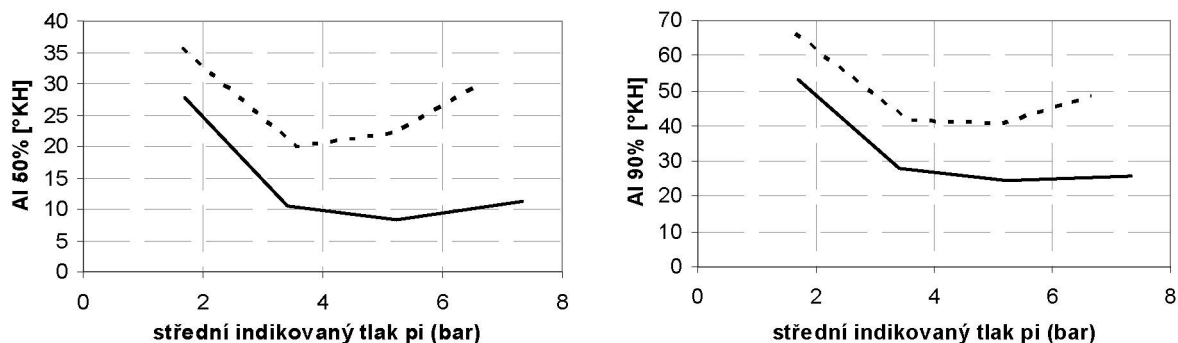
Obr. 42 - Porovnání tlaku ve válci benzinového motoru pro komůrkový a klasický zážeh směsi zapalovací svíčkou v režimu 2500 1/min a $M_t = 40$ Nm (oběh s nejvyšší, střední a nejnížší hodnotou p_{MAX} ze souboru 150 po sobě následujících cyklů).

Měření na motoru bylo provedené bezprostředně po měření s klasickým zážehem. Výsledek ukazuje významný přínos komůrkového zážehu pro stabilitu hoření směsi v zážehovém motoru.

Porovnání průběhů vyhořívání směsi ve válci motoru s klasickým zážehem a s komůrkovým zážehem podle středních hodnot začátku hoření a postupného vyhoření podílu 5%, 10%, 50% a 90% směsi, zjištěných termodynamickou analýzou a statistickým zpracováním souboru 150 po sobě následujících cyklů ukazuje Obr. 43. Zjištěné parametry hoření jsou ze souborů měření pro otáčkový režim 2500 a točivý moment $M_t = 60$ Nm. Na Obr. 44 je možné vidět porovnání průběhu vyhořívání směsi pro 50 a 90% uvolněného paliva v otáčkovém režimu motoru 2500 1/min..

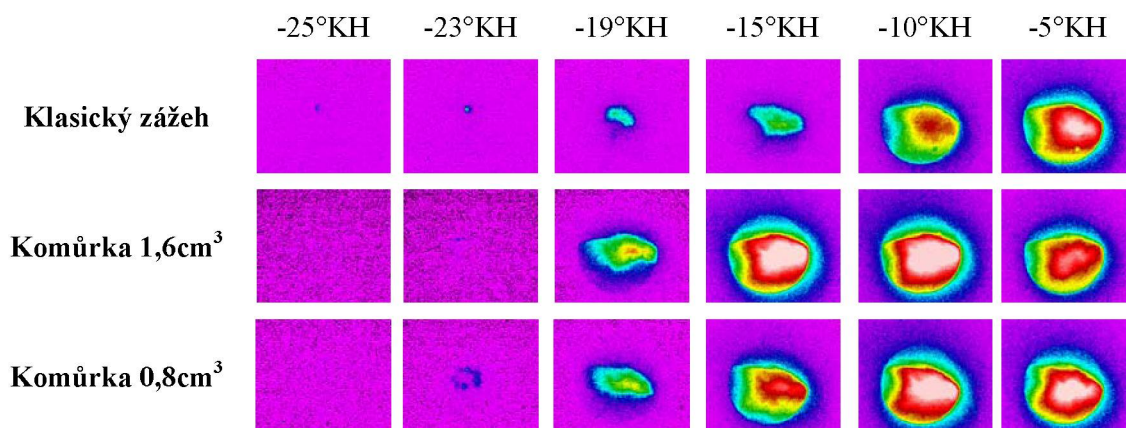


Obr. 43 - Porovnání průběhů vyhořívání směsi ve válci motoru s klasickým zážehem (čárkovaně) a s komůrkovým zážehem (plná čára).



Obr. 44 - Porovnání průběhů vyhořívání směsi ve válci motoru s klasickým zážehem (čárkovaně) a s komůrkovým zážehem (plná čára).

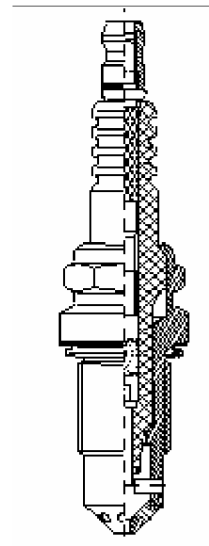
Rovněž vizualizace zážehu ukazuje jednoznačně pozitivní vliv komůrkového zážehu na rozvoj hoření. Následující obrázky byly pořízeny kamerou DICAMPro v černobílém módu a pomocí SW převedeny do barevné škály (Obr. 45). Detailnější pohled na průběh hoření je uveden v příloze 5.



Obr. 45 - Vizualizace spalovacího procesu ($n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $M_t = 60 \text{ Nm}$).

6.2.2 Závěry z provedených měření

Podle provedení zkušební skládané zapalovací komůrky byly po jednání s výrobcem zapalovacích svíček BRISK, a.s. Tábor připraveny výkresové podklady pro úpravu zapalovací svíčky DR12YC tak, aby chráněný prostor kolem elektrod umožňoval dosáhnout účinnou koncentraci aktivovaných částic ke zlepšení podmínek pro rychlý rozvoj ohniska zážehu a urychlení průběhu hoření směsi ve válci motoru. Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou měla objem v komůrce cca $0,4 \text{ cm}^3$ (tj. poloviční proti původnímu záměru – konstrukce pouzdra zapalovací svíčky DR12YC a zástavbové dispozice svíčky v hlavě válců však větší objem neumožnily) – provedení této svíčky je na Obr. 46.

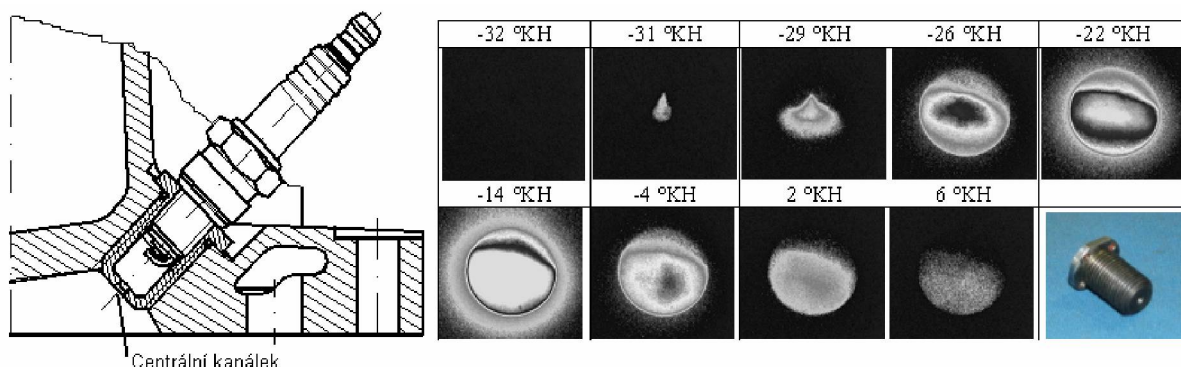


Při prvních zkouškách navrženého řešení se vyskytly technické problémy – odvod tepla z přivařeného dna komůrky Obr. 46 - Ukázka zapalovací svíčky DR12YC. do pouzdra svíčky byl v dělicí rovině prakticky přerušen a dno komůrky se vypalovalo. Pro další výzkumně práce s komůrkovým zážehem byl proto zvolen opět postup s využitím skládané zapalovací komůrky. Pouzdro zapalovací komůrky bylo vyrobeno se závitem M 14x1,25 a do pouzdra byla zamontována klasická zapalovací svíčka M 10x1. Bylo vyrobeno několik provedení pouzdra zapalovací komůrky, která se odlišovala velikostí vnitřního objemu a počtem i uspořádáním propojovacích kanálků ve dně komůrky. Ve dvou pouzdrech zapalovací komůrky byly v obvodové stěně vytvořeny 3 otvory $\varnothing 0,4 \text{ mm}$ s různou hloubkou (1 otvor až do dna komůrky) pro plášťové mikrotermočlánky k ověření provozních teplot pouzdra zapalovací komůrky.

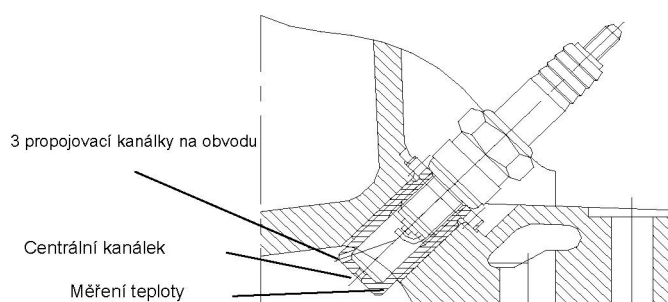
6.3 Skládaná komůrka: pouzdro M 14x1,25, zapalovací svíčka NGK C7HSA

Pro zkoušky byly připraveny 2 provedení skládané komůrky se zapalovací svíčkou NGK C7HSA (M 10):

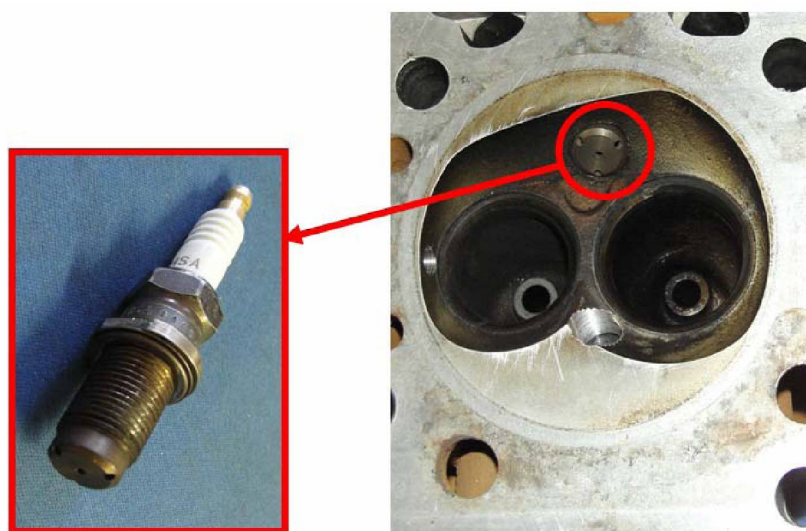
- 1) Komůrka s vnitřním objemem $0,55 \text{ cm}^3$ a jedním centrálním výšlehovým kanálkem ve dně komůrky $\varnothing 2,4 \text{ mm}$ (Obr. 47).
- 2) Komůrka s vnitřním objemem $0,85 \text{ cm}^3$, jedním centrálním kanálkem a 3 kanálky ($4 \times \varnothing 1,8 \text{ mm}$) na okraji komůrky odkloněnými od podélné osy komůrky o 30° (Obr. 48, Obr. 49).



Obr. 47 - Provedení skládané komůrky se zapalovací svíčkou M10 (vnitřní objem v komůrce $0,55 \text{ cm}^3$) a vizualizace počáteční fáze hoření ($n = 2500 \text{ 1/min}$, $p_e = 0,5 \text{ MPa}$, $\alpha_{\text{záž}} = 33^\circ\text{KH}$ před HÚ). Měřená teplota v místě dna komůrky dosahovala nejvýše 450°C .



Obr. 48 - Provedení skládané komůrky s vnitřním objemem $0,85 \text{ cm}^3$ se zapalovací svíčkou M10 ($4 \times \varnothing 1,8 \text{ mm}$). Teplota na čele (dně) komůrky byla měřena $0,5 \text{ mm}$ pod povrchem stěny.

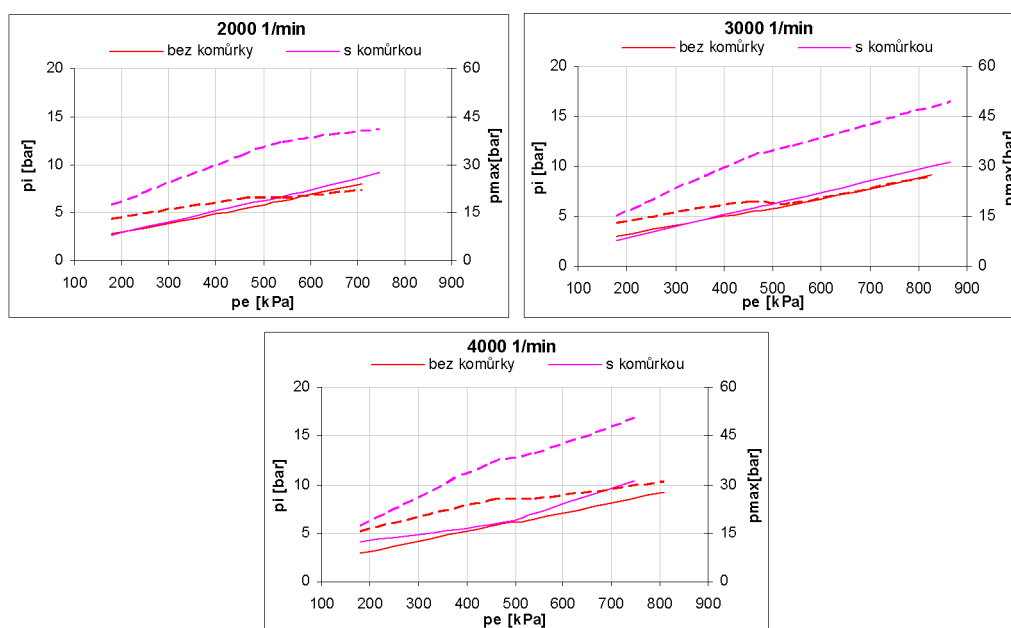


Obr. 49 - Skládaná komůrka s vnitřním objemem $0,85 \text{ cm}^3$ (4 otvorová) se zapalovací svíčkou M10 (NGK C7HSA).

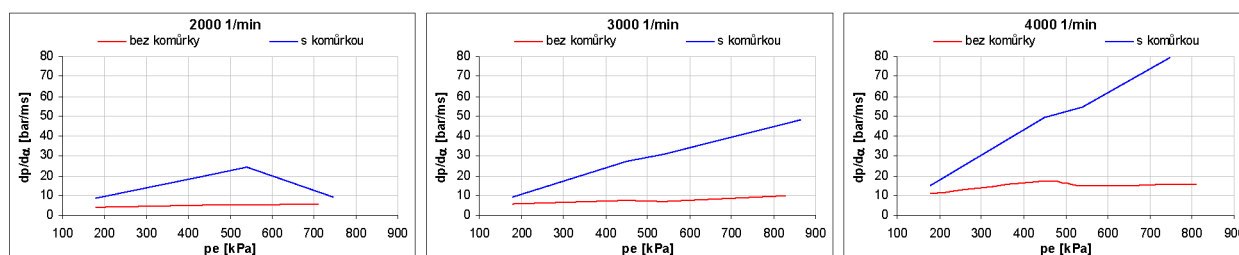
6.3.1 Výsledky měření pro skládanou komůrku

Průběhy p_i ukazují, že v nižších zatíženích vykazuje komůrkový zážeh nižší hodnoty p_i : to dokládá, že se kvalita zážehu zapalovací komůrkou v režimech nižšího zatížení zhoršuje (to potvrzuje i zvýšená variabilita p_i a $p_{\max}$ v těchto režimech s komůrkovým zážehem).

Pozn.: pro klasický zážeh (bez komůrky) určuje poměr p_e/p_i mechanickou účinnost motoru, pro komůrkový zážeh nelze z hodnot v diagramu odvozovat η_m , neboť zapalovací komůrka je pouze v 1 válci (hodnota p_e odpovídá měřenému M_t motoru).



Obr. 50 - Průběhy středních indikovaných tlaků a maximálních spalovacích tlaků při klasickém zážehu a komůrkovém zážehu v závislosti na zatížení pro různé otáčkové režimy (zapalovací komůrka s vnitřním objemem 0,55 cm³). Čárkované křivky odpovídají max. spalovacímu tlaku a plné střednímu indikovanému tlaku.

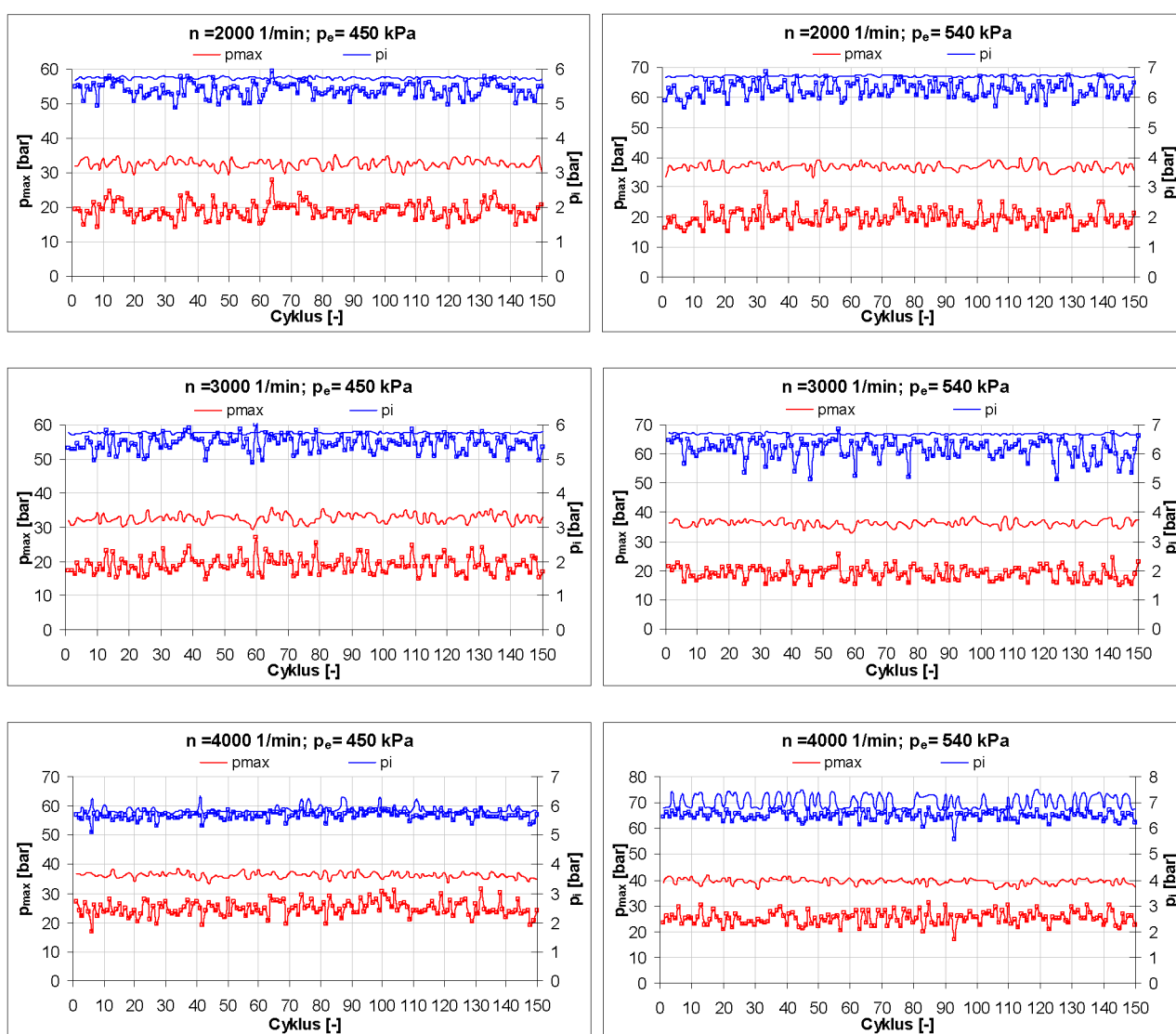


Obr. 51 - Závislosti maximálních nárůstů tlaků $\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$ různých otáčkových režimech (zapalovací komůrka s vnitřním objemem 0,55 cm³).



Obr. 52 znázorňuje průběhy maximálních spalovacích tlaků a středních indikovaných tlaků ve válci motoru s průběhy jejich variabilit pro 150 naměřených po sobě jdoucích cyklů. Jsou zde porovnány hodnoty získané při provozu motoru s klasickou zapalovací svíčkou a při umístění zapalovací komůrky do válce se snímačem tlaku. Při zážehu směsí pomocí zapalovací komůrky došlo k výraznému nárůstu maximálních spalovacích tlaků a tím i ke zvýšení rychlosti hoření.

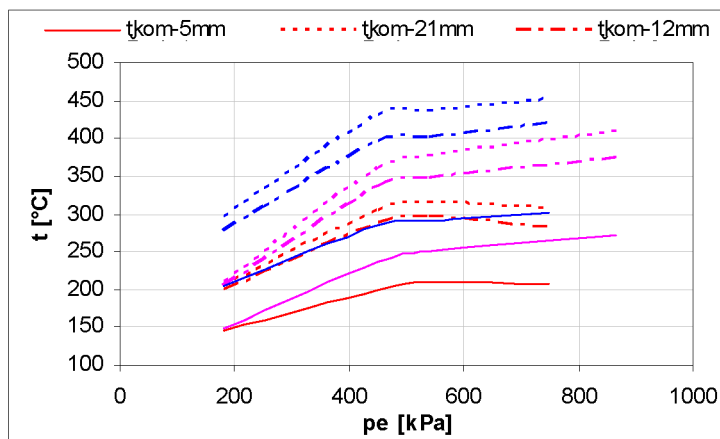
Na předchozím obrázku (Obr. 51) jsou vyneseny průběhy maximálních tlakových gradientů $\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$ v zatěžovacích charakteristikách.



Obr. 52 - Průběhy hodnot maximálních spalovacích tlaků a středních indikovaných tlaků ve 150 po sobě následujících cyklech v různých otáčkových režimech (pro klasickou zapalovací svíčku – se značkami a zapalovací komůrku s vnitřním objemem 0,55 cm³ - tenká čára).

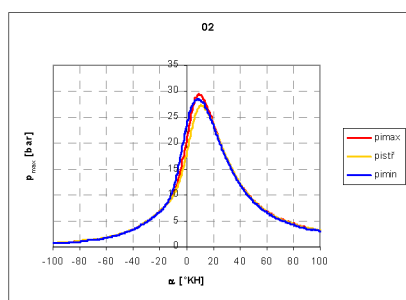


Na Obr. 53 jsou patrné naměřené průběhy teplot v různých místech zapalovací komůrky s objemem $0,55 \text{ cm}^3$ a jedním výstřikovým kanálkem. červené křivky odpovídají otáčkovému režimu 2000 1/min, růžové 3000 1/min a modré křivky odpovídají otáčkovému režimu 4000 1/min.

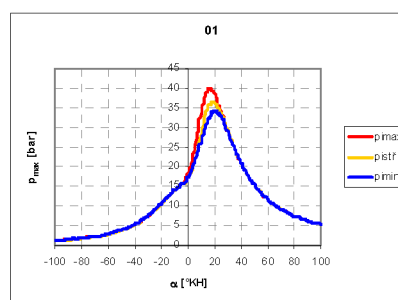


Obr. 53 - Průběhy teplot ve třech místech zapalovací komůrky s vnitřním objemem $0,55 \text{ cm}^3$.

Příznivější výsledky byly získány u varianty komůrky s vnitřním objemem $0,85 \text{ cm}^3$: nízká mezicyklová variabilita spalovacího procesu v zatíženích motoru nad cca 30% je v celém rozsahu provozních otáček motoru, při nízkém zatížení však přetrvávají problémy s nespolehlivou funkcí zážehu (vysoká variabilita a ve volnoběhu až vynechání zážehu) – následující $p-\alpha$ diagramy dokládají vlastnosti komůrkového zážehu (Obr. 54 až Obr. 56).

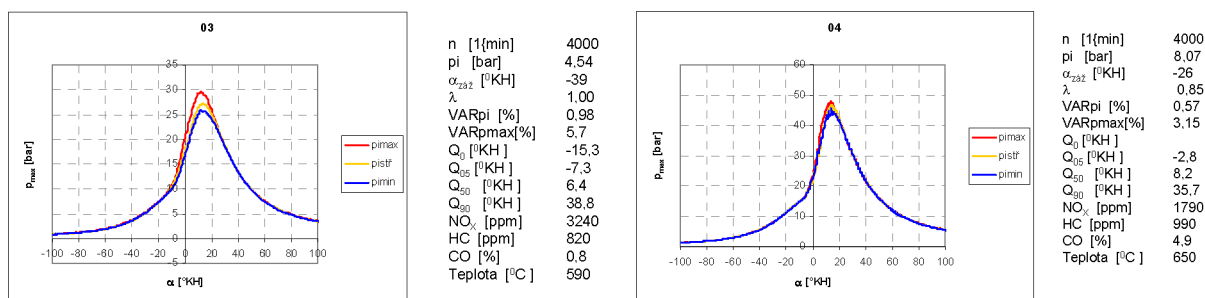


n [1/min]	2500
pi [bar]	4,32
α_{zaz} [°KH]	-39
λ	1,04
VARpi [%]	1,12
VARpmax[%]	5,7
Q_0 [°KH]	-16,6
Q_{05} [°KH]	-6,7
Q_{50} [°KH]	6,2
Q_{80} [°KH]	37,9
HC [ppm]	870
CO [%]	0,3
Teplota [°C]	455

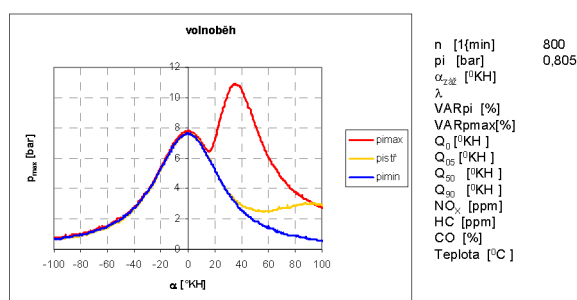


n [1/min]	2500
pi [bar]	7,71
α_{zaz} [°KH]	-23
λ	1,04
VARpi [%]	1,1
VARpmax[%]	4,6
Q_0 [°KH]	-7,7
Q_{05} [°KH]	1,6
Q_{50} [°KH]	13,4
Q_{80} [°KH]	37,0
NO _x [ppm]	
HC [ppm]	920
CO [%]	0,2
Teplota [°C]	485

Obr. 54 - Průběhy tlaku ve válci motoru s komůrkovým zážehem ($0,85 \text{ cm}^3$), parametry oběhu a průběhu hoření a koncentrace škodlivin pro otáčkový režim motoru 2500 1/min.



Obr. 55 - Průběhy tlaku ve válci motoru s komůrkovým zážehem ($0,85 \text{ cm}^3$), parametry oběhu a průběhu hoření a koncentrace škodlivin pro otáčkový režim motoru 4000 1/min.



Obr. 56 - Průběhy tlaku ve válci motoru s komůrkovým zážehem ($0,85 \text{ cm}^3$), parametry oběhu a průběhu hoření a koncentrace škodlivin režimu volnoběžných otáček.

6.3.2 Závěry z provedených měření

Poznatky z měření na zkušebním motoru s komůrkovým zážehem ukázaly, že komůrkový zážeh homogenních směsí vykazuje vlastnosti, kterých lze využít ke zkvalitnění energetických, výkonových i ekologických parametrů zážehových motorů: komůrkovým zážehem se významně zvyšuje rychlost vyhořívání směsi ve válci, snižuje se mezicyklová variabilita a zvyšuje se celková účinnost motoru. Komůrkový zážeh je určitou perspektivou pro současné vozidlové zážehové motory. Vážným problémem u ověřovaných provedení zapalovací komůrky se ukazovala zhoršená (až nespolehlivá) funkce komůrky v režimech nižšího zatížení.

Po analýze výsledků a hledání možností ke zlepšení funkce zapalovací komůrky bylo navrženo nové provedení zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou. V prodlouženém pouzdru zapalovací svíčky je vytvořena komůrka, kterou prochází střední elektroda, zasahující až do otvoru ve dně zapalovací komůrky, přičemž mezi volným koncem střední elektrody a stěnou otvoru ve dně zapalovací komůrky je mezera, vytvořená jako průtokový průřez mezi objemem zapalovací komůrky a válcem motoru a tato mezera je rovněž jiskřištěm zapalovací svíčky, čímž je zajištěn současný zážeh směsi v zapalovací komůrce a v kompresním prostoru ve válci motoru. Výroba této zapalovací svíčky s integrovanou zapalovací komůrkou byla zajištěna v BRISK Tábor a.s. a provedení je zaregistrováno u Úřadu průmyslového vlastnictví jako PV 2007-738 [30].

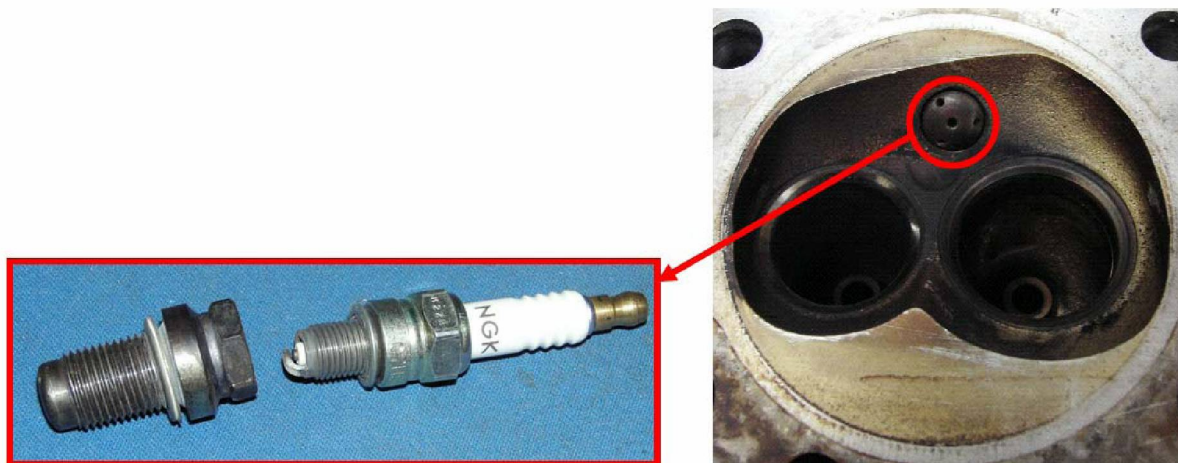
6.4 Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou a prodlouženou střední elektrodou

Ověřovací zkoušky na zkušebním motoru byly provedeny s osazením nového provedení zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou ve všech válcích motoru. Proti původnímu konstrukčnímu návrhu se ve výrobě nepodařilo z technologických důvodů dodržet vnitřní objem komůrky (místo $0,8 \text{ cm}^3$ pouze $0,5 \text{ cm}^3$): část vyrobených zapalovacích svíček s integrovanou komůrkou byla proto přestavěna opět na skládanou komůrku tak, že ze svíčky byl odstraněn izolátor s prodlouženou elektrodou, zvětšen vnitřní objem komůrky a do upravené horní části pouzdra byla namontována zapalovací svíčka M 10. Porovnávací měření na motoru byla potom provedena vždy se stejným osazením zapalovacích svíček na všech válcích:

- Klasická zapalovací svíčka BRISK Premium DOR 15LGS (bližší popis viz. kap. 6.1).
- Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou a prodlouženou střední elektrodou. Obr. 58
- Skládaná komůrka se zapalovací svíčkou M 10. Obr. 57

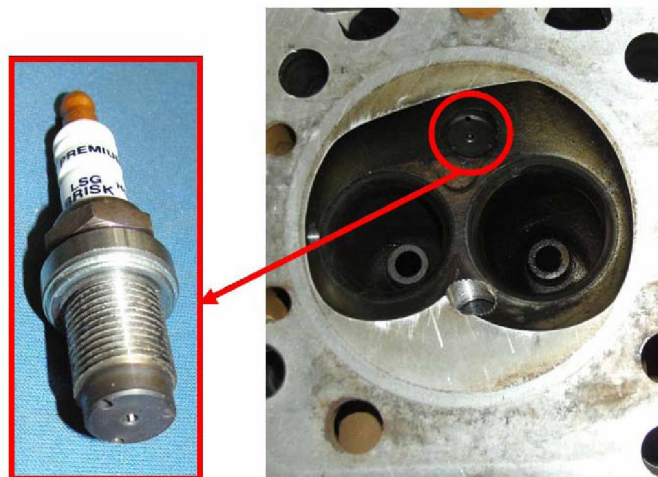
Výsledky těchto měření ukazují grafy na Obr. 59 až Obr. 62.

Varianta A - Skládaná komůrková zapalovací svíčka NGK C7HSA se 4 výšlehovými kanálky, svíčka M10



Obr. 57 - Skládaná zapalovací svíčka NGK C7HSA s komůrkou (4 otvorová).

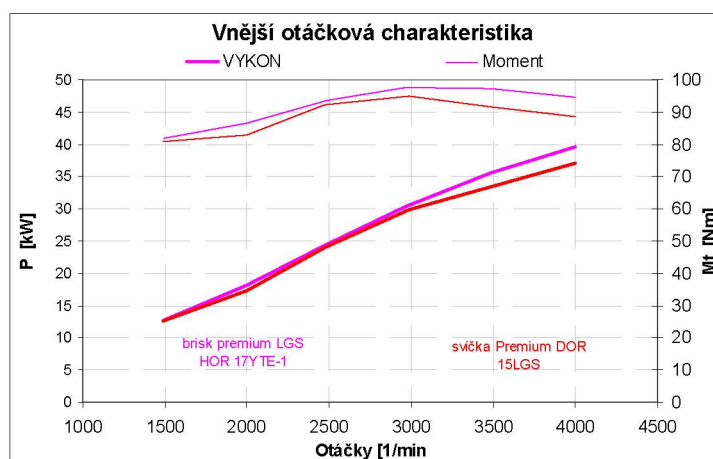
Varianta B – Komůrková zapalovací svíčka LGS HOR 17YTE-1 se 4 výšlehovými kanálky a střední elektrodou až do dna komůrky



Obr. 58 - Zapalovací svíčka LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (4 otvorová).

6.4.1 Výsledky měření spalovacího procesu v zážehovém motoru se zážehem směsi pomocí zapalovací komůrky s prodlouženou střední elektrodou

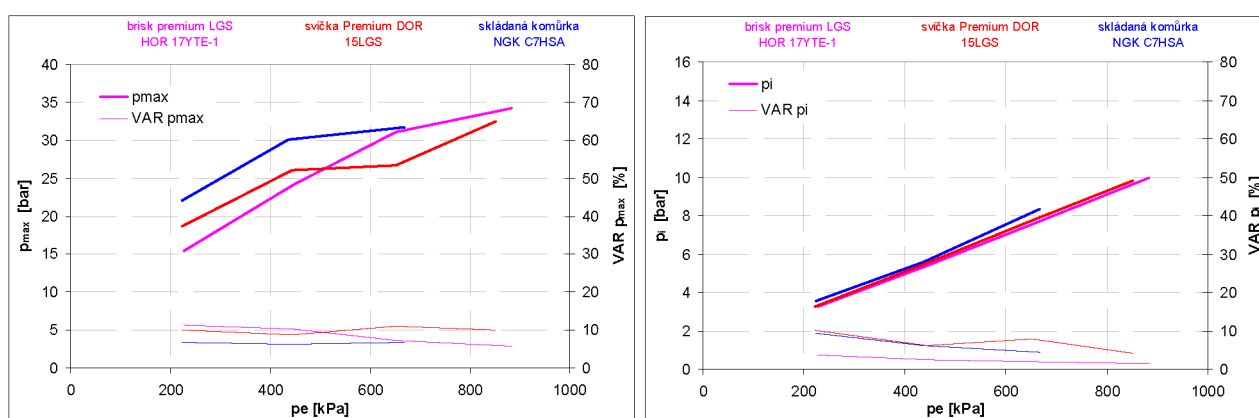
Při srovnání výkonových vlastností motoru (pro stejný předstih zážehu a dávku paliva) lze vyvodit závěr, že zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou a prodlouženou střední elektrodou vykazuje vyšší výkonové parametry v celém otáčkovém rozsahu (Obr. 59).



Obr. 59 - Porovnání výkonových vlastností motoru na vnější otáčkové charakteristice.

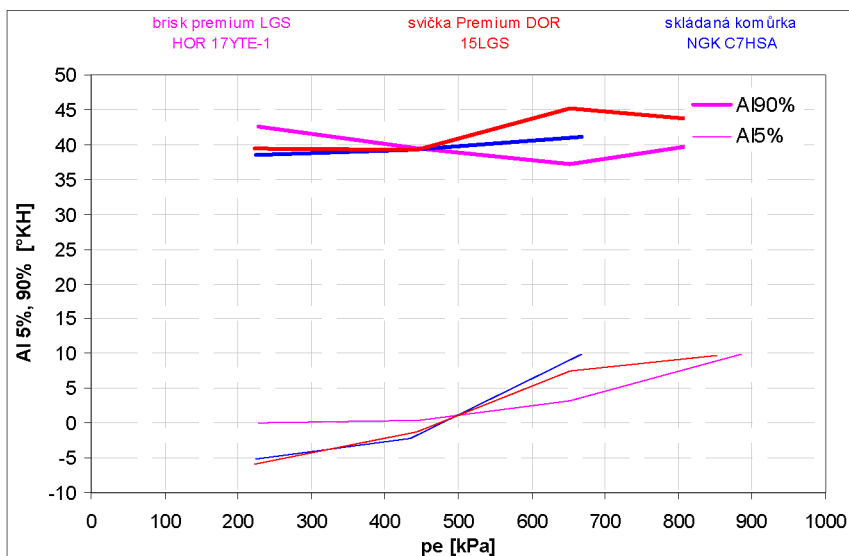


Na následujícím grafu (Obr. 60) je znázorněn průběh středního indikovaného tlaku a maximálního spalovacího tlaku v závislosti na zatížení motoru v otáčkovém režimu motoru 2500 1/min. Komůrkový zážeh s původním seřízením předstihu zážehu zvyšuje maximální (spalovací) tlaky ve válci a významně snižuje mezioběhovou variabilitu maximálních tlaků a středních indikovaných tlaků ve válci (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min). Především ve snížení variability středního indikovaného tlaku je potenciál pro zvyšování účinnosti zážehových motorů. Rychlejší průběh hoření homogenní směsi ve válci motoru a snížení mezioběhové variability při komůrkovém zážehu se od středního zatížení motoru projevuje zvýšením účinnosti (Obr. 64).

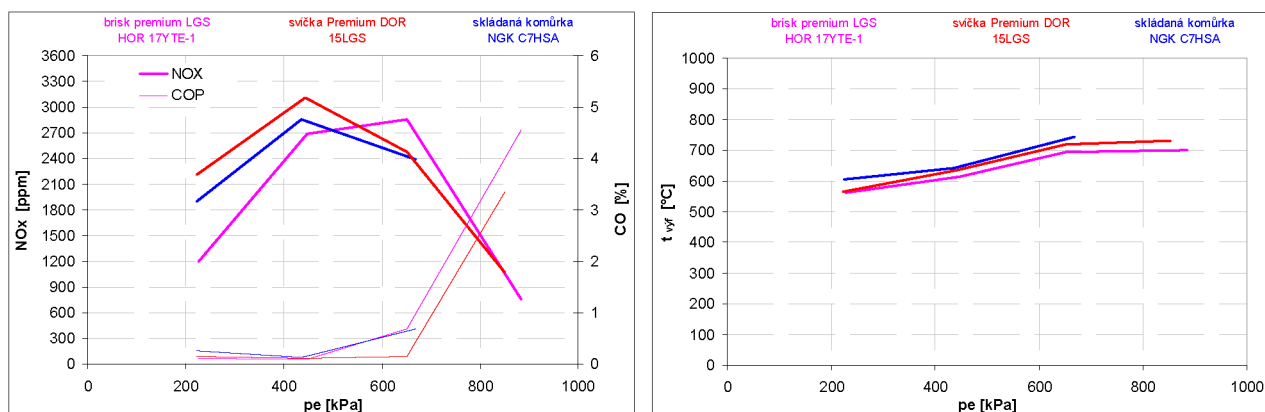


Obr. 60 - Závislosti maximálních spalovacích tlaků a středního indikovaného tlaku s jejich variabilitami (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min).

Na dalším obrázku (Obr. 61) jsou zobrazeny průběhy polohy klikového hřídele (vzhledem k horní úvratí pístu) při uvolnění 5 a 90% tepla z přivedeného paliva. Ze závislostí vyplývá, že pro spalovací komůrku s prodlouženou elektrodou dochází v režimech vyššího zatížení ke zkracování doby hoření. V režimech nízkého zatížení však dosavadní provedení komůrky nezajišťuje spolehlivou funkci a motor nemá očekávané vlastnosti (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min). Komůrková zapalovací svíčka s VN výbojem uvnitř i vně komůrky přinesla určité zlepšení, optimální provedení je předmětem dalších konstrukčních úprav (např. zvětšení vnitřního objemu komůrky).

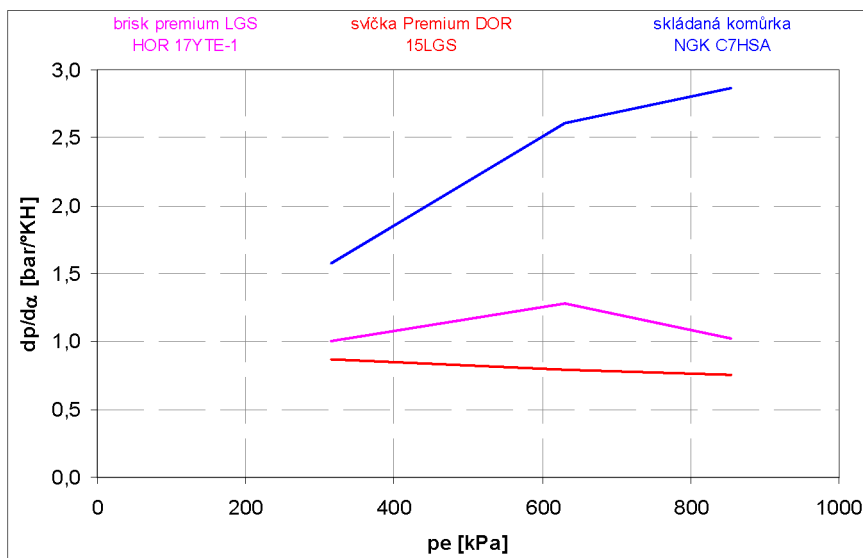


Obr. 61 - Průběhy polohy klikového hřídele pro 5% a 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva do oběhu v režimech zatěžovací charakteristiky $n = 2500$ 1/min.



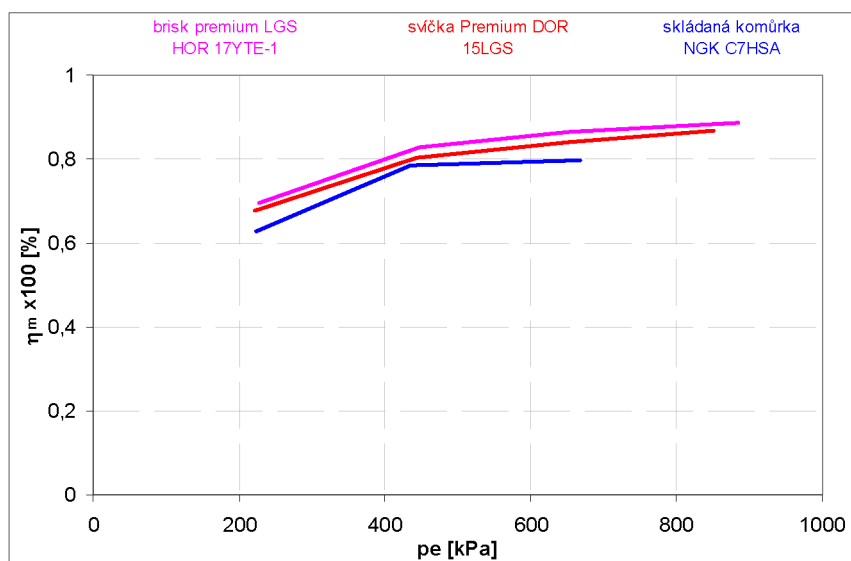
Obr. 62 - Emisní vlastnosti motoru a teploty výfukových plynů v režimu zatěžovací charakteristiky $n = 2500$ 1/min.

Se stejným předstihem zážehu jako je v případě klasické zapalovací svíčky se při komůrkovém zážehu zvyšuje účinkem rychlejšího průběhu hoření hodnota tlakového gradientu ve válci motoru, průběh tlaku ve válci však vykazuje zcela normální průběh hoření (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min) (viz. Obr. 63).



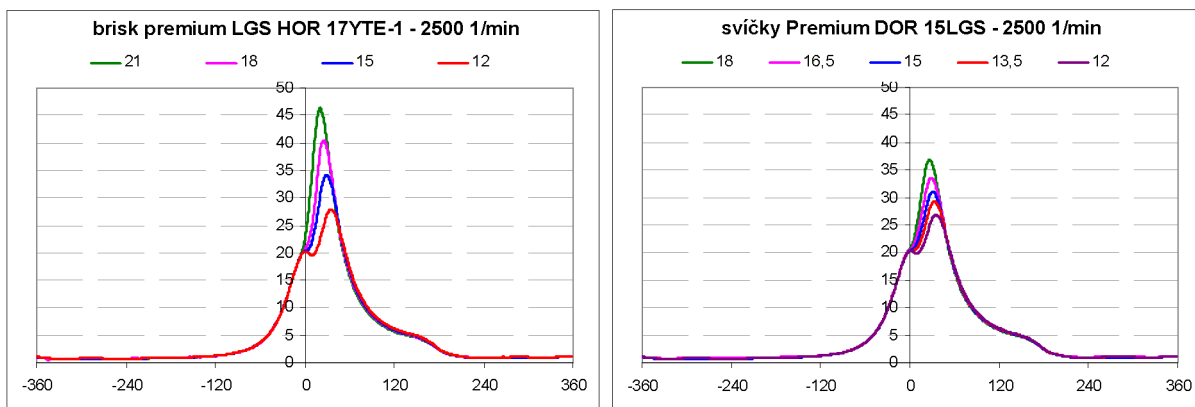
Obr. 63 - Závislosti maximálních nárůstů tlaků $\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$ různých otáčekovém režimu 2500 1/min.

Spalovací motor byl ve všech válcích osazen stejnou zapalovací komůrkou, proto bylo možné určit mechanickou účinnost motoru jejíž průběh v zatěžovací charakteristice ukazuje Obr. 64.

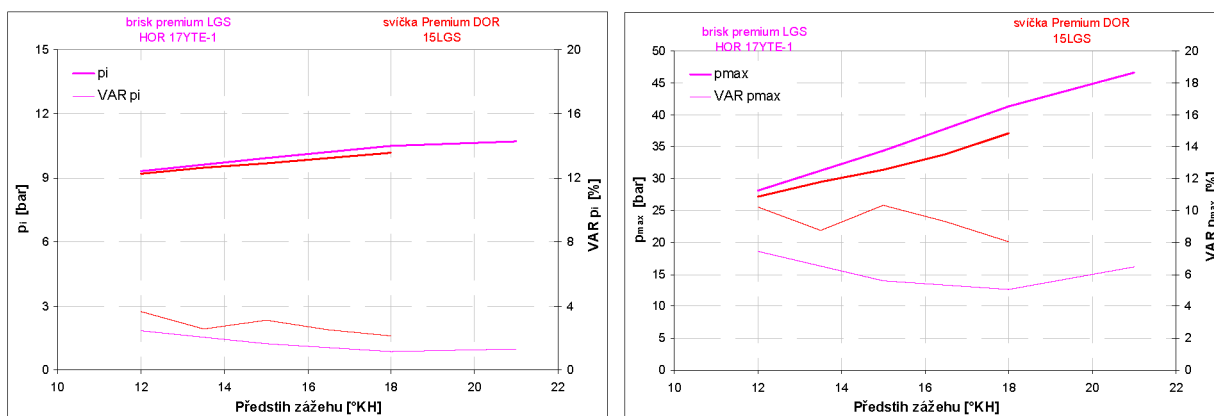


Obr. 64 Průběh mechanické účinnosti motoru v režimu zatěžovací charakteristiky $n = 2500$ 1/min.

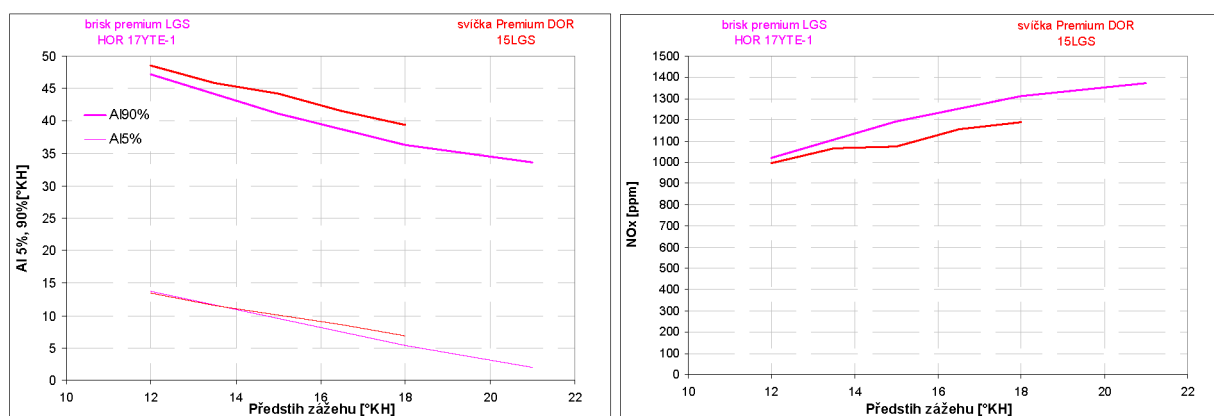
Byl také zkoumán vliv předstihu zážehu na parametry hoření. Standardní hodnota předstihu zážehu v režimu otáček 2500 1/min a maximálního zatížení je 18°KH. Zážehový motor s klasickou i komůrkovou svíčkou vykazuje při změnách předstihu zážehu identické chování. U komůrkového zážehu se poněkud zvyšuje rychlost hoření. Výsledky měření jsou na Obr. 65 až Obr. 67 (křivky tlaků odpovídají středním hodnotám ze 150 cyklů).



Obr. 65 - Průběhy tlaku ve válci v závislosti na předstihu zážehu v otáčkovém režimu 2500 ot/min.

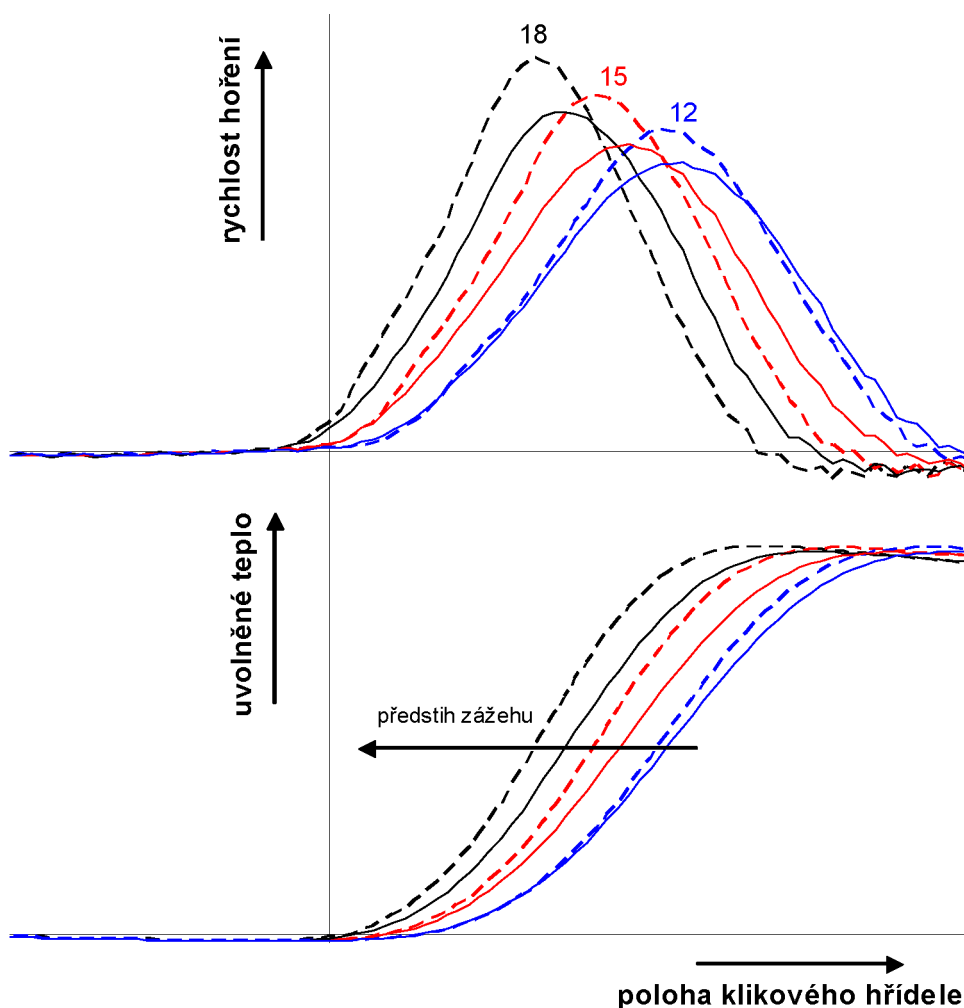


Obr. 66 - Závislosti maximálních spalovacích tlaků a středního indikovaného tlaku s jejich variabilitami v závislosti na změně předstihu zážehu (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min).



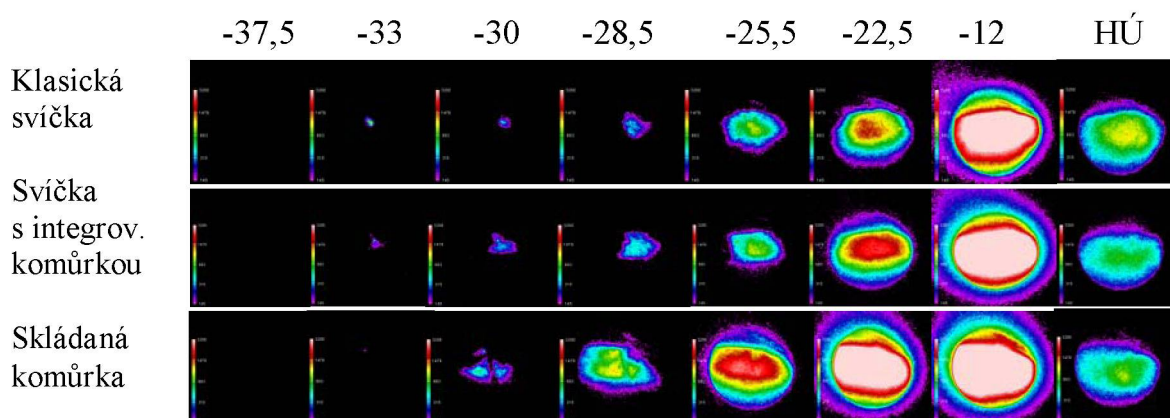
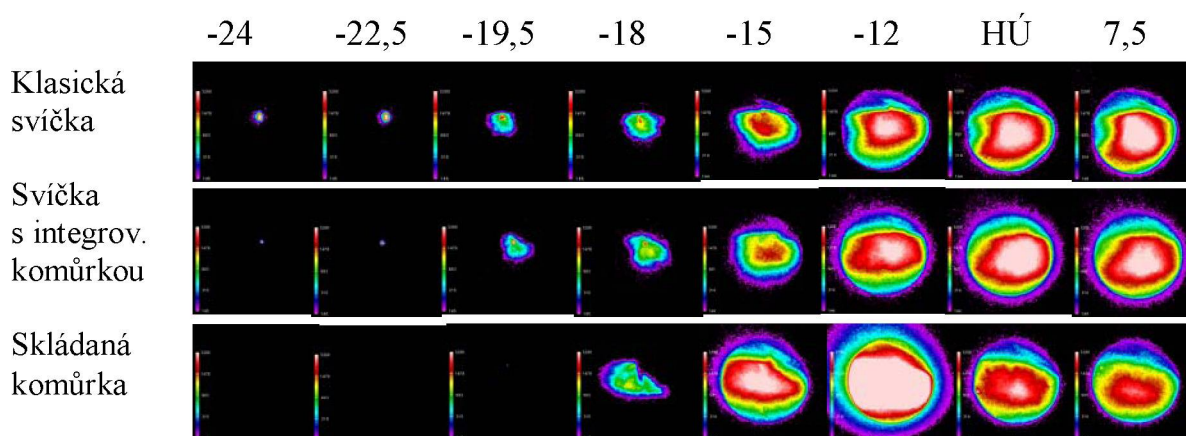
Obr. 67 - Závislosti průběhu 5% a 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva a produkce NOx v závislosti na změně předstihu zážehu (měření při otáčkách $n = 2500$ 1/min).

Obr. 68 znázorňuje porovnání změny tvaru průběhu hoření se změnou úhlu předstihu zážehu při zážehu směsi vícejiskrovou zapalovací svíčkou a zapalovací svíčkou LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky. Z průběhů lze vyvodit závěr, že komůrková svíčka má ve při různých předstizích zážehu vždy rychlejší rychlost hoření v počáteční fázi. Fáze dohořívání je téměř stejná.



Obr. 68 – Změna tvaru průběhu hoření se změnou úhlu předstihu zážehu (měření při otáčkách $n = 2500 \text{ 1/min}$).

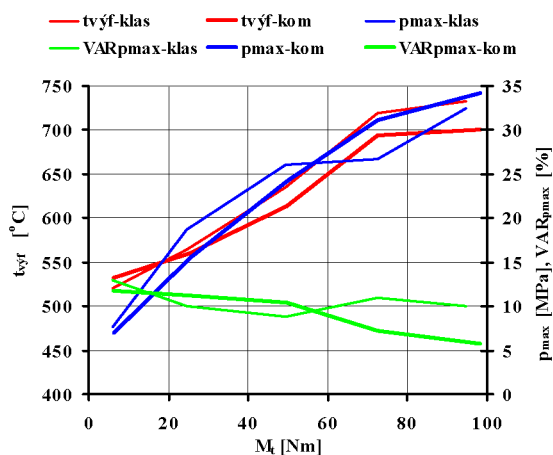
Při experimentálním výzkumu komůrkového zážehu na zkušebním motoru byla pro ověření výsledků některá měření opakována. Výsledky z opakovaných měření potvrdily dřívější poznatky, jiné podmínky měření se na výsledcích projevíly pouze nevýznamně. Na Obr. 69 je ukázka záznamů hoření ve válci motoru při různých zatíženích. Další ukázky jsou uvedeny v příloze 7.


a) $n = 2500 \text{ 1/min}$, $p_e = 370 \text{ kPa}$, $\alpha_{záz} = 36^\circ \text{KH}$ před HÚ

b) $n = 2500 \text{ 1/min}$, $p_e = 850 \text{ kPa}$, $\alpha_{záz} = 25^\circ \text{KH}$ před HÚ

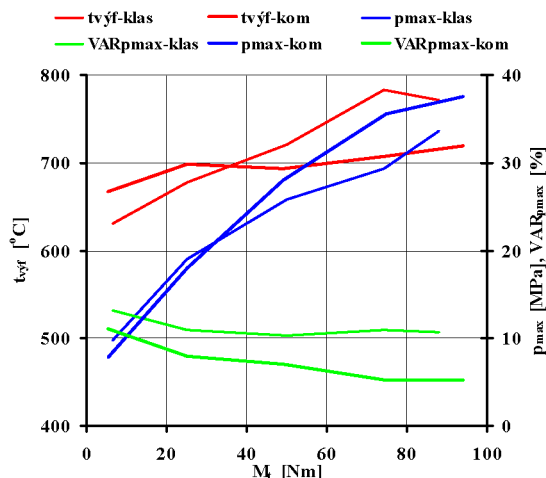
Obr. 69 Vizualizace počáteční fáze hoření: porovnání různých způsobů zážehu směsi.

6.4.2 Závěry výzkumu spalovacího procesu v zážehovém motoru se zážehem směsi pomocí zapalovací komůrky s prodlouženou střední elektrodou

Dosavadní výsledky měření na zkušebním motoru se zážehem směsi zapalovací svíčkou s integrovanou komůrkou a prodlouženou střední elektrodou až do dna zapalovací komůrky (zapalovací svíčka byla podle podkladů KVM FS TU v Liberci vyrobena v BRISK Tábor a.s.) lze považovat za velmi nadějně – ukazují to hodnoty významných veličin pracovního oběhu a další sledované parametry zkušebního motoru na Obr. 59 až Obr. 64. Zkušební provoz s touto zapalovací svíčkou prokázal významné zlepšení vlastností motoru proti předcházejícím provedením komůrkového zážehu – očekávaný efekt tohoto provedení zapalovací svíčky mohl být ovlivněn menším objemem komůrky (pouze $0,5 \text{ cm}^3$), určitý problém se občas vyskytl na konci elektrody (elektroda byla prodloužena platinovým drátkem $\varnothing 0,5 \text{ mm}$, který se deformoval).



Obr. 70 - Zatěžovací charakteristika
 $n = 2500 \text{ 1/min.}$



Obr. 71 - Zatěžovací charakteristika
 $n = 4000 \text{ 1/min.}$

V režimech velmi nízkého zatížení (pro otáčky motoru 2500 1/min) jsou vlastnosti motoru při zážehu klasickou zapalovací svíčkou a komůrkovou zapalovací svíčkou srovnatelné, se zvyšováním zatížení se komůrkový zážeh projevuje vyšší celkovou účinností: při stejném seřízení motoru s klasickou zapalovací svíčkou a komůrkovou svíčkou má motor s komůrkovou svíčkou vyšší $p_{\max}$, snižuje se $\text{VAR}_{p_{\max}}$ a zřetelný je i pokles $t_{\text{výf}}$. V plném zatížení při stejné dávce paliva se komůrkovým zážehem zvýší p_e o 3,5% (Obr. 70).

Vlastnosti motoru s komůrkovým zážehem jsou ve vyšších otáčkách (4000 1/min) podobné jako v režimu nižších otáček: při stejném seřízení motoru s klasickou zapalovací svíčkou a komůrkovou svíčkou má motor s komůrkovou svíčkou vyšší $p_{\max}$, snižuje se $\text{VAR}_{p_{\max}}$ a zřetelný je pokles $t_{\text{výf}}$. V plném zatížení při stejné dávce paliva se komůrkovým zážehem zvýší p_e o 7% (Obr. 71).

Motor s komůrkovým zážehem má v režimech vnější otáčkové charakteristiky při stejném seřízení (předstih, dávka paliva, resp. bohatost směsi) jako motor se zážehem klasickou zapalovací svíčkou vyšší výkonové parametry v celém otáčkovém rozsahu (Obr. 59).

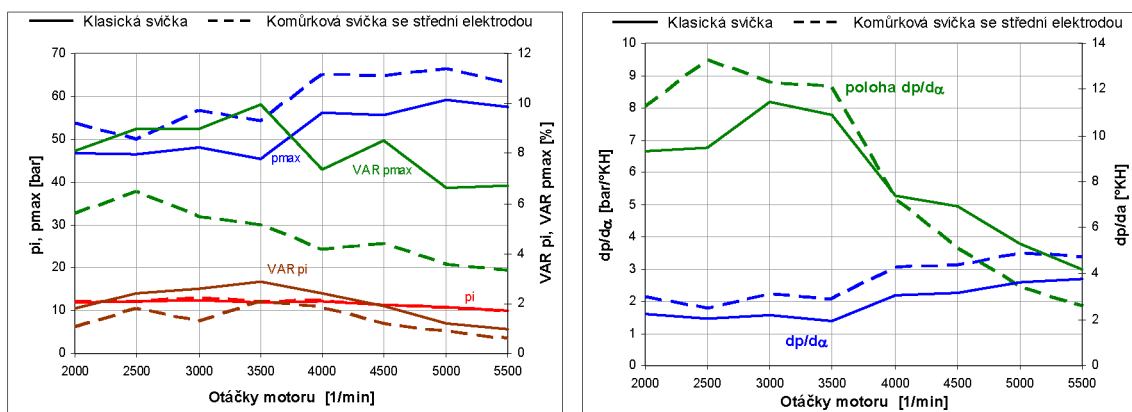
Zážehový motor s klasickou i komůrkovou svíčkou vykazuje při změnách předstihu zážehu téměř identické chování (komůrkový zážeh ale poněkud zvyšuje rychlost hoření). Průběhy středních hodnot spalovacích tlaků ve válci motoru v otáčkovém režimu 2500 1/min ukazuje Obr. 65 - standardní předstih zážehu byl v daném pracovním režimu 18 °KH.

Koncentrace NO_x ve výfukových plynech (před KAT) jsou u motoru s klasickým i komůrkovým zážehem srovnatelné: dřívější měření se skládanou komůrkou vykazovala u motoru s komůrkovým

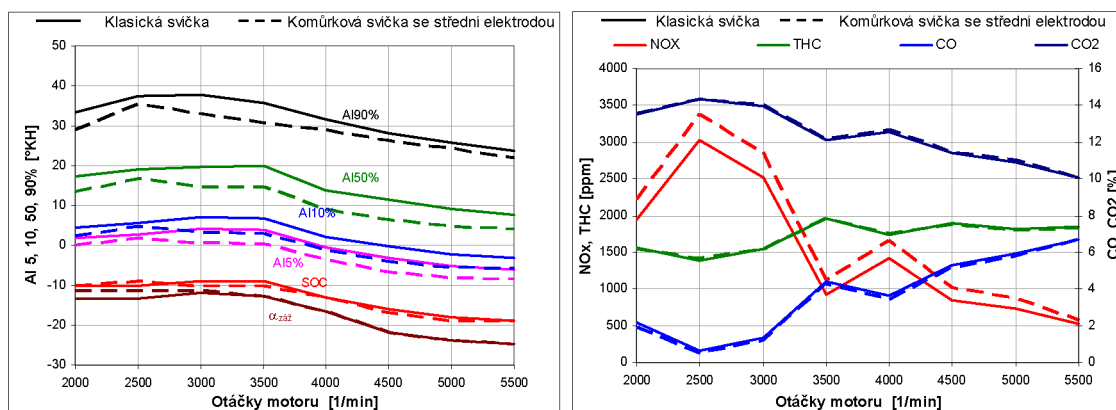


zážehem výraznější zvýšení emisí NO_x , komůrkový zážeh pomocí nového provedení zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou poněkud snižuje (proti skládané komůrce) počáteční rychlost hoření a to zřejmě vede k nižší tvorbě NO_x (Obr. 62).

Obdobných výsledků bylo získáno i při měření na tříválcovém motoru Š1.2 HTTP (parametry motoru jsou uvedeny v příloze 1). Motor byl osazen ve všech válcích klasickými svíčkami BOSCH nebo zapalovací svíčkou LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (4otvorová). Výsledky porovnávacích měření jsou zobrazeny ve vnějších otáčkových charakteristikách na Obr. 72 až Obr. 74.

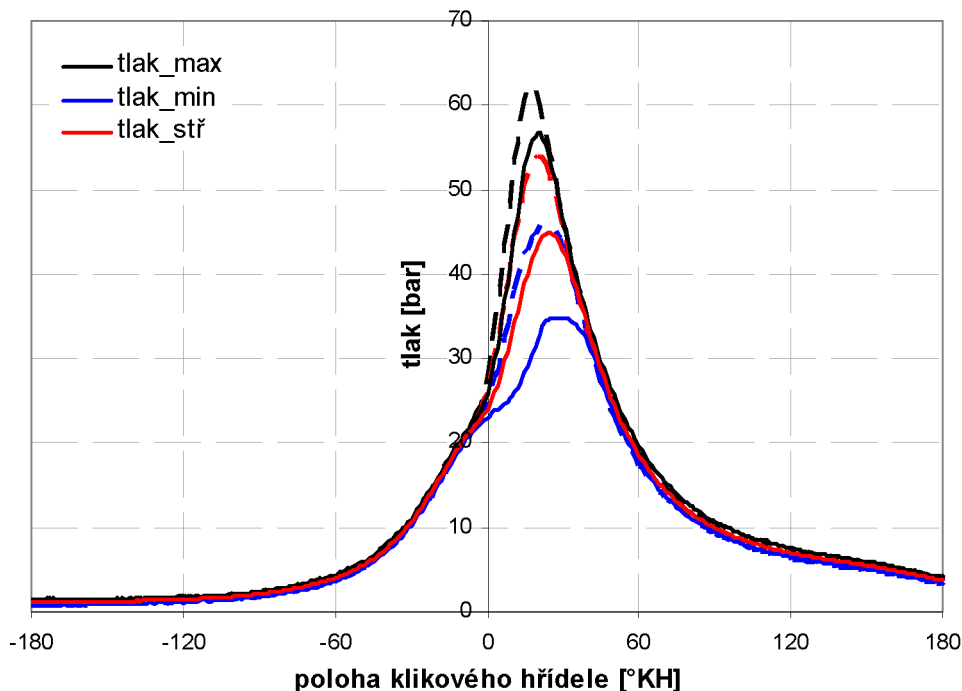


Obr. 72 – Porovnání průběhů středního indikovaného tlaku a maximálního spalovacího tlaku a jejich variabilit, maximálního nárůstu tlaku a jeho polohy pro klasický a komůrkový zážeh směsi v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 73 – Porovnání průběhů polohy klikového hřídele pro 5, 10, 50 a 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva do oběhu, předstihu zážehu, počátku hoření a produkce emisí pro klasický a komůrkový zážeh směsi v závislosti na otáčkách motoru.

Následující obrázek znázorňuje porovnání spalovacích tlaků při použití klasické zapalovací svíčky a zapalovací svíčky LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (4otvorová).

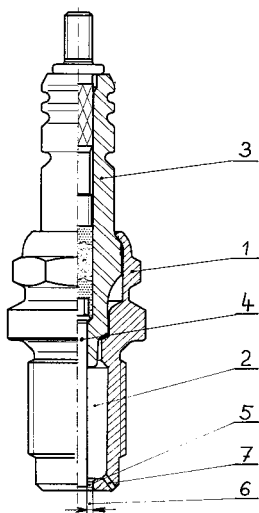


Obr. 74 – Porovnání průběhů spalovacích tlaků pro klasický (plná křivka) a komůrkový zážeh (čárkovaná křivka) směsi pro otáčkový režim motoru 3500 1/min – 100% zatížení.

6.5 Zapalovací svíčka s integrovanou komůrkou podle PV 2007-738

Nové provedení zapalovací svíčky s integrovanou zapalovací komůrkou je složeno z pouzdra 1 s chráněným objemem 2 zapalovací komůrky, v horní části pouzdra 1 zapalovací svíčky je těsně upevněn izolátor 3 se střední elektrodou 4, která prochází objemem 2 zapalovací komůrky, přičemž volný konec střední elektrody 4 zasahuje do otvoru 5, vytvořeného ve dně pouzdra 1 k propojení objemu komůrky 2 s kompresním objemem ve válci motoru a mezera 6 mezi střední elektrodou 4 a otvorem 5 ve dně pouzdra zapalovací svíčky vytváří prostor jiskřiště zapalovací svíčky [34].

Zapalovací svíčka tohoto provedení (PV 2007-738) zobrazená na Obr. 75 zajišťuje zážeh homogenní připravené směsi stejně jako u klasické zapalovací svíčky, současně ale je zažehnuta i směs v zapalovací komůrce, přičemž v chráněném objemu komůrky se významně zrychlí vyhořívání náplně komůrky a zažehnutá hořící směs v komůrce je průtokovým průřezem kolem střední elektrody (příp. i dalšími propojovacími otvory ve stěně zapalovací komůrky) vyšlehnutá do spalovacího (kompresního) prostoru ve válci a tím se zajistí zrychlení rozvoje hoření v homogenní směsi ve válci motoru, zlepšení stability průběhu hoření a snížení mezicyklové variability.



Obr. 75 - Provedení zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou podle PV 2007-738.



7. Úprava programu INDI na program „Analýza_tlaku.xls“

V rámci řešení grantu s názvem „Pohony s nízkými emisemi škodlivin pro malé energetické stroje a vozidla“ řešeného v letech 1993-1995 byl vytvořen systém vyhodnocování tlaku ve válci motoru, který byl popsán v disertační práci zaměřené na zkoumání variability spalovacího procesu zážehových motorů [26]. Systém vyhodnocování tlaku ve válci motoru byl vypracován v prostředí programu MS-Excel s pracovním názvem INDI. Pomocí maker bylo prováděno vyhodnocování průběhu tlaku ve válci motoru a po zadání potřebných vstupních dat byla provedena termodynamická analýza s určením parametrů spalovacího procesu.

Skutečný (změřený) průběh tlaku ve válci motoru se jako polytropický děj nahrazuje v programu INDI kombinací izobarické a izochorické změny v jednotlivých krocích výpočtu (se zjednodušeným uvažováním proměnlivosti látkových vlastností dvouatomového plynu v závislosti na teplotě podle Schülleho): adiabatická změna popisuje přeměnu vnitřní energie náplně válce v hodnoceném elementu na objemovou práci, do izochorické změny se zahrnuje jak výměna tepla mezi náplní válce a stěnami (pomocí empirických součinitelů přestupu tepla), tak přívod tepla do náplně válce hořením v hodnoceném elementu objemové změny (výpočtovém kroku).

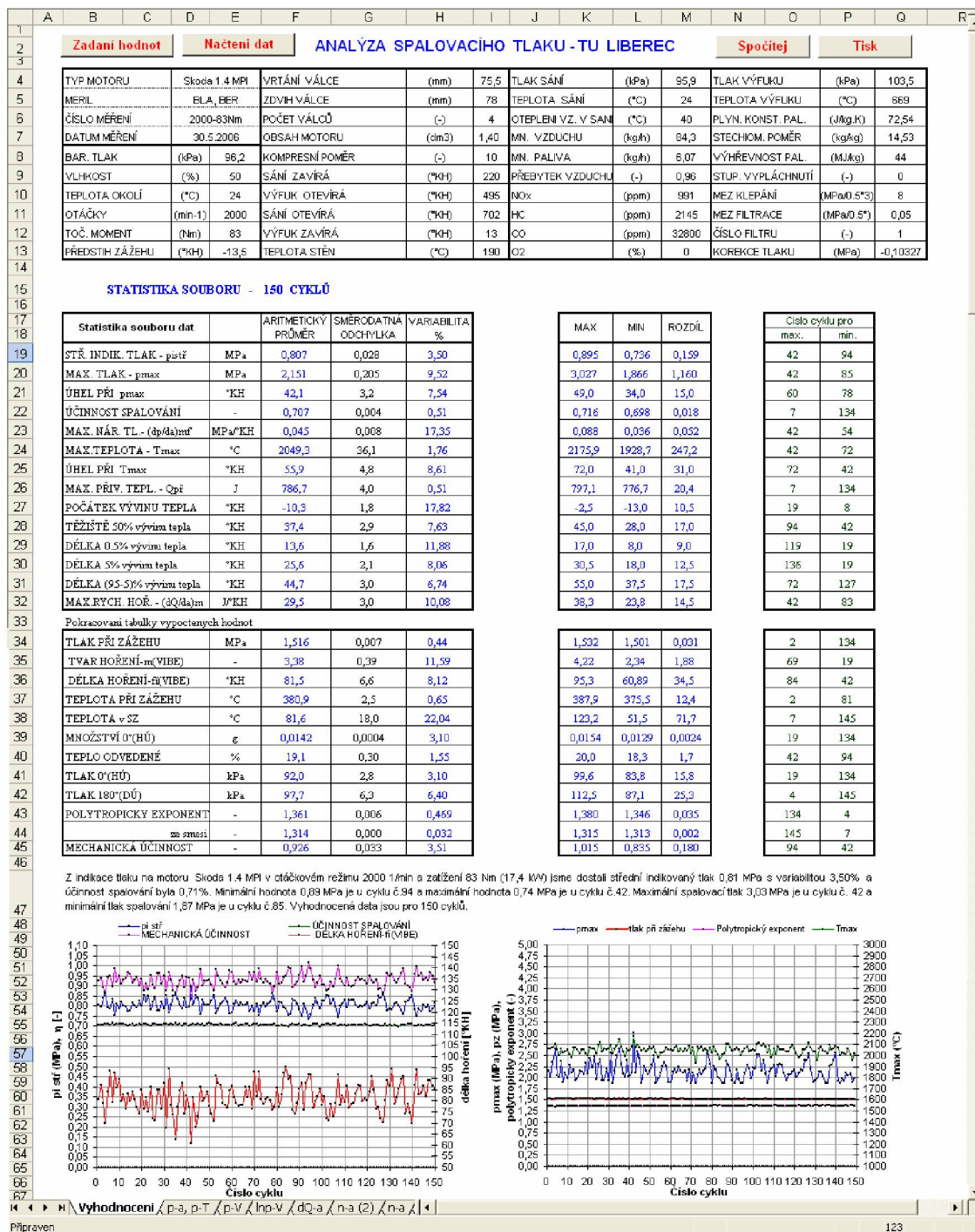
Výpočtové postupy pro určení vývinu tepla ve válci motoru a odvozených termodynamických veličin na základě změřeného průběhu tlaku jsou ovlivněny přístupem k volbě počátečních podmínek a zjednodušujících faktorů. Pod názvem INDI si lze představit balík 13 souborů .xls, které byly ovládány pomocí makra (makr2.xla).

V rámci předkládané disertační práce byl program INDI přepracován pro možnost statistické a termodynamické analýzy změřeného průběhu tlaku na jakémkoliv počítači s programem MS Excel: současně byl program zjednodušen i uživatelsky tak, že pro přenos dat z měření do programu „Analýza_tlaku.xls“ je možno využít například souboru TXTtoXLS.exe (Obr. 80), určeného pro vkládání dat z měření.

Program „Analýza_tlaku.xls“ je složen z několika sešitů. Základním listem je list s názvem „Vyhodnocení“ viz. Obr. 76. Z tohoto sešitu je možno ovládat celý program. V horní části obrazovky jsou umístěna tlačítka pro načtení a zadání vstupních dat (Obr. 77), přepočítání souboru a tisk. Tento program také umožňuje zobrazení průběhu tlaku a vypočtené teploty ve válci motoru (Obr. 78). Dále byl program doplněn o výpočet polytropického exponentu s jeho grafickým znázorněním (průběh surových dat a odfiltrovaných dat) viz. Obr. 79. Závislost průběhu polytropického exponentu $n-\alpha$ poskytuje informace o odchylkách od v oblasti komprese a expanze od adiabatického exponentu vlivem přestupu tepla a také lze stanovit, zda-li jsou správně zadány vstupní parametry (tlak a teplota, kompresní poměr) a zda je správně nastavena poloha horní úvratě. Analýza celého pracovního oběhu je prováděna s krokem výpočtu $\Delta\alpha = 0,5^\circ KH$. Proto je nutné při získávání zdrojového souboru s tímto výpočtovým krokem uvažovat.



Program „Analýza_tlaku.xls“ je možno také použít pro získání potřebných vstupních dat do simulačního programu „Tlak_macro.xls“ [31], jako jsou např. parametry hoření dle Vibeho charakteristické rovnice. Tento výpočtový program je určen pro základní termodynamický výpočet pracovního oběhu 4-dobých pístových spalovacích motorů (viz kapitola 8).



Obr. 76 - Ukázka sešitu vyhodnocení v programu „Analýza_tlaku.xls“.



ANALÝZA SPALOVACÍHO TLAKU - zadání vstupních dat

Parametry měření	Konstrukční parametry motoru	Vlastnosti paliva
Typ motoru: Skoda 1.4 T	Počet válců: 4	Druh použitého paliva: Benzín
Meril: BLA, BER	Zdvih válce [mm]: 78	Stechiometr. poměr: 14.53
Datum měření: 5/30/2006	Vrtání válce [mm]: 75,5	Výhřevnost paliva: 44
Číslo měření: 2000-83Nm	Kompresní poměr [-]: 10	Plynová konstanta: 72.538
Barometrický tlak: 96,2	Délka ojnice [mm]: 133	
Vlhkost: 50		
Teplota: 24		
Otáčky motoru [min-1]: 2000		
Točivý moment [Nm]: 83		

Naměřené parametry

NOx [ppm]: 991	Teplota sání [°C]: 24	Množ. vzduchu [kg/h]: 84,3
HC [ppm]: 2145	Teplota výfuku [°C]: 669	Spotř. paliva [kg/h]: 6,07
CO [ppm]: 32800	Tlak sání [MPa]: 0,0959	Předstih zážehu [°KH]: 13,5
O2 [%]: 0	Tlak výfuku [MPa]: 0,1035	

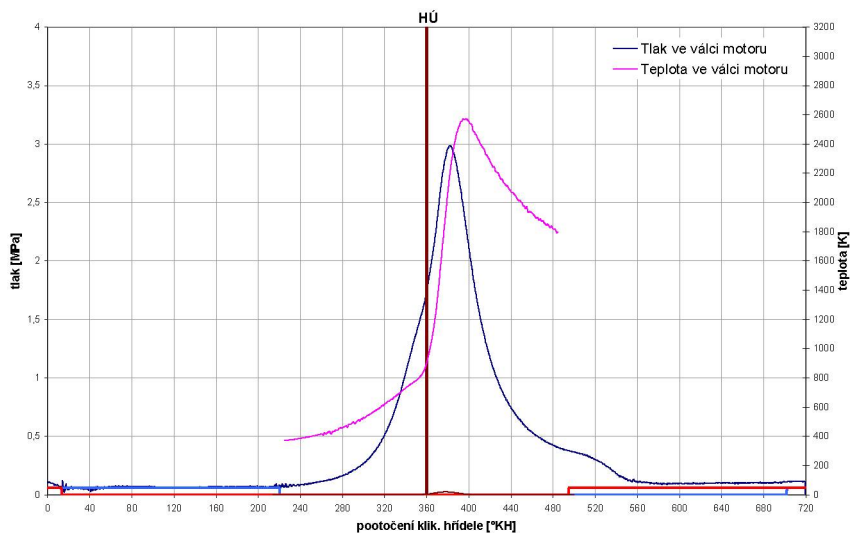
Parametry po upravy signalu

Mez klepání [MPa/0,5°KH]: 8
Koef. dok. hoř. [%]: 99,9
Mez filtrace [MPa/0,5°KH]: 0,05
Stupeň vypláchnutí: 0
Použitý: 1(p/2,L=7)

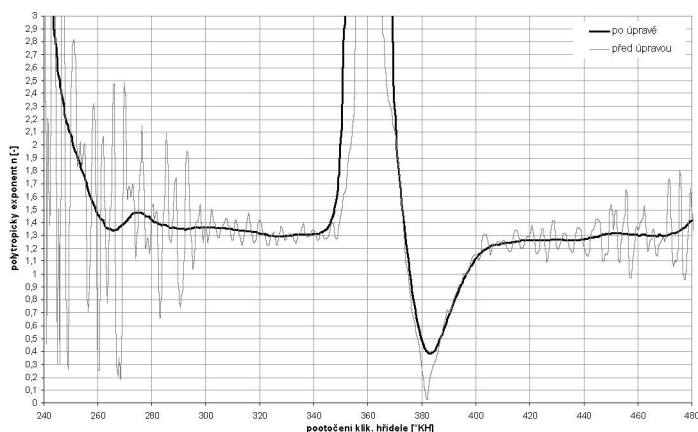
Buttons: Přepočítej, Zpět

Obr. 77 - Ukázka dialogu pro zadání vstupních dat v programu „Analýza_tlaku.xls“.

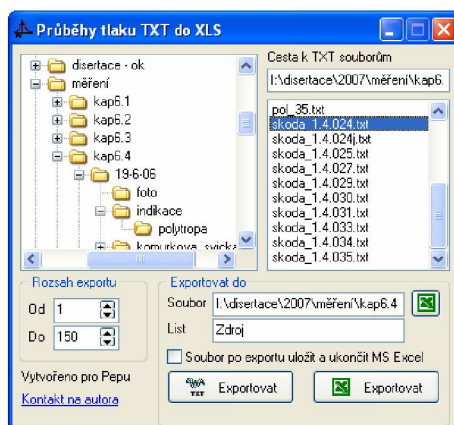
Obr. 78 znázorňuje ukázkou průběhu spalovacího tlaku a vypočtené teploty ve spalovacím prostoru motoru. Teplota je kalkulována v rozsahu 225 – 485 °KH. V grafu jsou rovněž patrné oblasti znázorňující otevření sacího resp. výfukového ventilu.



Obr. 78 - Průběh tlaku a teploty ve válci motoru (n = 2500 1/min a 70Nm).



Obr. 79 - Průběh vypočteného a odfiltrovaného průběhu polytropického exponentu n [-] z analyzovaného měření ($n = 2500$ 1/min a 70Nm).



Obr. 80 – Okno souboru TXTtoXLS.exe s výběrem dat pro konverzi do programu „Analýza_tlaku.xls“..



8. Vstupní data pro simulační program TLAK_MACRO.XLS

Výpočtový program „TLAK.xls“ [31] je určen pro základní termodynamický výpočet pracovního oběhu 4-dobých pístových spalovacích motorů. Kalkulace jednotlivých změn, procesů a celého výpočtového oběhu je provedena s inženýrským zjednodušením tak, aby výsledek řešení s postačující přesností podával údaje o provozních a termodynamických parametrech pracovního oběhu PSM ve vyšetřovaném režimu motoru. V tabulce si lze zobrazit základní výsledek a v grafické formě pak průběhy nejvýznamnějších veličin a dějů pracovního oběhu. Výpočet rovněž umožňuje určit silové poměry na klikovém mechanismu PSM a "indikovaný" průběh točivého momentu. Vstupní data zahrnují geometrické rozměry motoru, sacího resp. výfukového traktu. Dále je nutné zadat průtokové součinitele v sacím resp. výfukovém traktu motoru, zvolit vztah pro přestup tepla (dle Eichelberga nebo Woschniho). Průběh hoření je v programu „Tlak_macro.xls“ kalkulován pomocí Vibeho charakteristické rovnice.

Jak bylo v předchozí kapitole řečeno, slouží program „Analyza_tlaku.xls“ stejně jako komerční SW INDIWIN (AVL) pro statistickou a termodynamickou analýzu změřeného průběhu tlaku ve válci motoru. Výsledky získané pomocí aparatury AVL popisují průběh spalování v délkách vyhoření určitého podílu paliva nejen pro každý oběh, ale i pomocí statistického zpracování z více cyklů (v našem případě 150 cyklů) – popis je uveden v kapitole 4.1.1. Získané údaje z měření lze s výhodou využít pro nastavení korektních vstupních údajů pro výpočet pracovního oběhu simulačních programů. Uživatelské prostředí SW INDIWIN od AVL však neumožňuje získat charakteristické číslo hoření m podle Vibeho.

Charakteristické číslo hoření m podle Vibeho, stejně jako charakteristická délka hoření φ_k jsou parametry potřebné pro zadání do simulačních programů umožňujících výpočet průběhu spalování ve válci motoru.

Jak bylo v kapitole 3.3 uvedeno, můžeme pro rychlost hoření v bezrozměrném tvaru psát:

$$w = \frac{dx}{d\varphi} = \frac{-C \cdot (m+1)}{\varphi_k} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^m \cdot e^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^{m+1}}. \quad (19)$$

Ze zákona hoření podle Vibeho je podíl vyhořelého paliva dán vztahem:

$$x = 1 - e^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_k}\right)^{m+1}}, \quad (20)$$

Výpočet konstanty C při uvažování praktického konce procesu spalování $x_k=0,99$:

$$C = \ln(1 - x_k) = \ln 0,01 = -4,6052. \quad (21)$$



Pro dobu hoření lze psát

$$\varphi = \varphi_k \cdot \left[\frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_k)} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (23)$$

Hodnotu parametru m můžeme získat po úpravě ze vztahu:

$$m = \frac{\ln\left(\frac{\ln(1-x_k)}{\ln(1-x)}\right)}{\ln \varphi_k - \ln \varphi} - 1 \quad (26)$$

Pro dobu φ , kdy projde reakcí 90% přivedeného paliva ($x_k=0,9$) dostaneme:

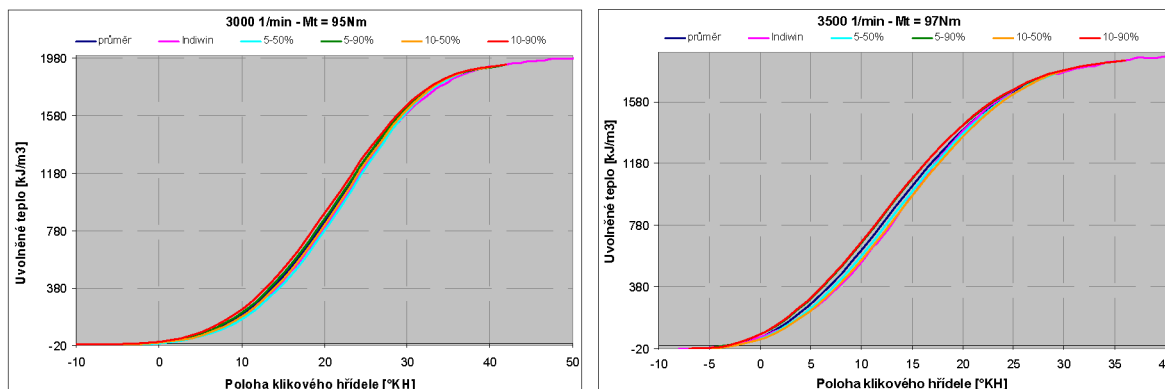
$$\varphi = \varphi_{90\%} \cdot \left[-\frac{\ln(1-x)}{2,3026} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (24)$$

konstanta C pro uvažování konce hoření $x_k=0,9$:

$$C = \ln(1-x_k) = \ln 0,1 = -2,3026 \quad (25)$$

Pro získání výpočtového vztahu pro Vibeho charakteristické číslo hoření m při uvažování doby hoření pro 5% a 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva do oběhu zlogaritmujeme a upravíme rovnici (24) na tvar:

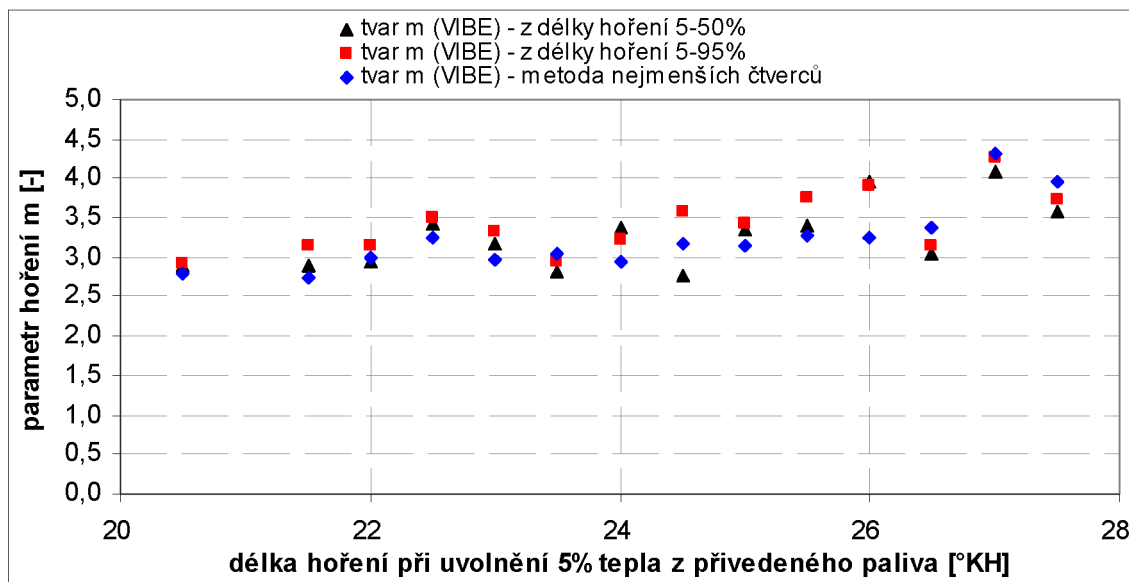
$$m = \frac{3,804228}{\ln \varphi_{90\%} - \ln \varphi_{5\%}} - 1 \quad (26)$$



Obr. 81 - Porovnání výpočtu charakteristického čísla hoření m z různých délek uvolněného tepla z přivedeného paliva a uvolněného tepla získaného z indikačního programu.



Z porovnání na Obr. 81 vychází nejlépe varianta výpočtu z 5 a 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva, která se nejvíce přibližuje křivce získané z indikačního programu. Křivka s označením průměr uvažuje výpočet Vibeho charakteristického čísla hoření m jako průměr ze čtyř hodnot charakteristického čísla hoření m (pro 5-50%, 5-90%, 10-50%, 10-90% uvolněného tepla).



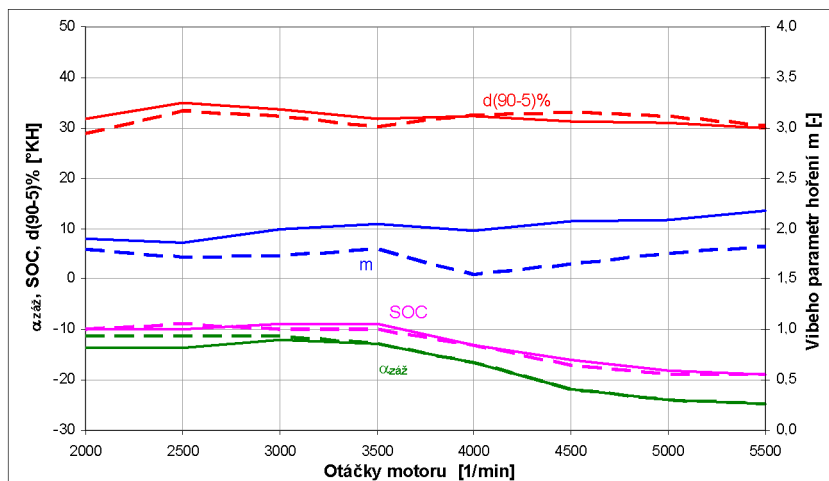
Obr. 82 - Porovnání výpočtu charakteristického čísla hoření m z délek 5%, 50% a 95% uvolněného tepla z přivedeného paliva a výpočtu z křivky uvolněného tepla (otáčkový režim 3000 1/min – 100% zatížení motoru).

Jak je patrné z Obr. 82, je dosaženo docela dobré shody hodnot parametru hoření v několika bodech. Problémem při porovnání je způsob získání jak parametru hoření m , tak i jednotlivých dob hoření (doba 5%, 50% a 95% uvolněného tepla z přivedeného paliva). Charakteristické číslo hoření m označeného v grafu jako metoda nejmenších čtverců bylo v tomto případě získáno výpočetní operací spojenou s náhradou funkce $x = F(\varphi)$ přímkou $Y = F(X)$ a následně byla použita lineární regrese pomocí metody nejmenších čtverců odchylek. Pro výpočet parametrů m a φ_k se uvažuje jen střední část funkce. Tento algoritmus logické funkce použitý k získání potřebných parametrů zaručuje, že funkce $Y = F(X)$ bude počítána v oblasti těžiště náhradní plochy (v oblasti délky hlavní fáze hoření $d_{(95-5)\%}$) [26].

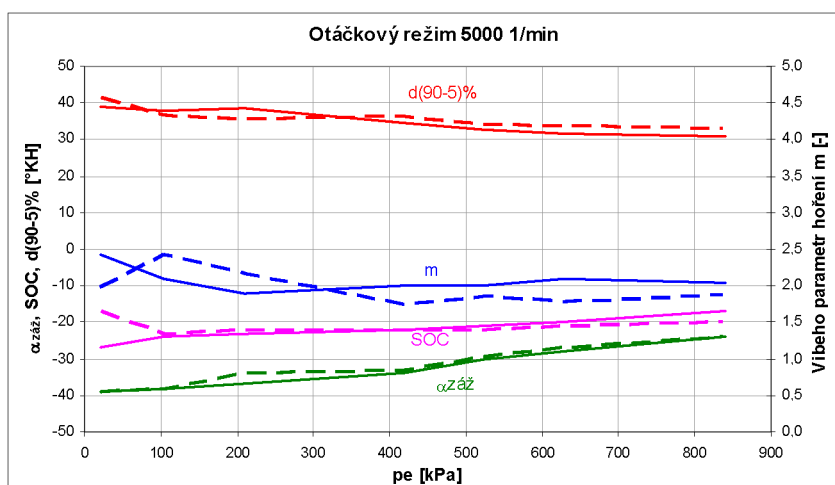
Na Obr. 83 je ve vnější otáčkové charakteristice vyneseno vypočítané průběh charakteristického čísla hoření m pro dvouelektrovou zapalovací svíčku BOSCH a zapalovací svíčku LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (viz kapitola 6.4). Z průběhu charakteristického čísla hoření m lze konstatovat, že zapalovací komůrka se střední elektrodou má rychlejší průběh hoření v počáteční fázi rozvoje plamene než klasická dvouelektrová svíčka v celém otáčkovém režimu



při 100% zatížení motoru. Podobný závěr lze vyvodit i z průběhů v zatěžovací charakteristice motoru Obr. 84. Z průběhů může vyvodit závěr, že v režimech nižších zatížení dochází k delšímu průtahu zážehu což se více projevuje zejména v nižších otáčkových režimech motoru.



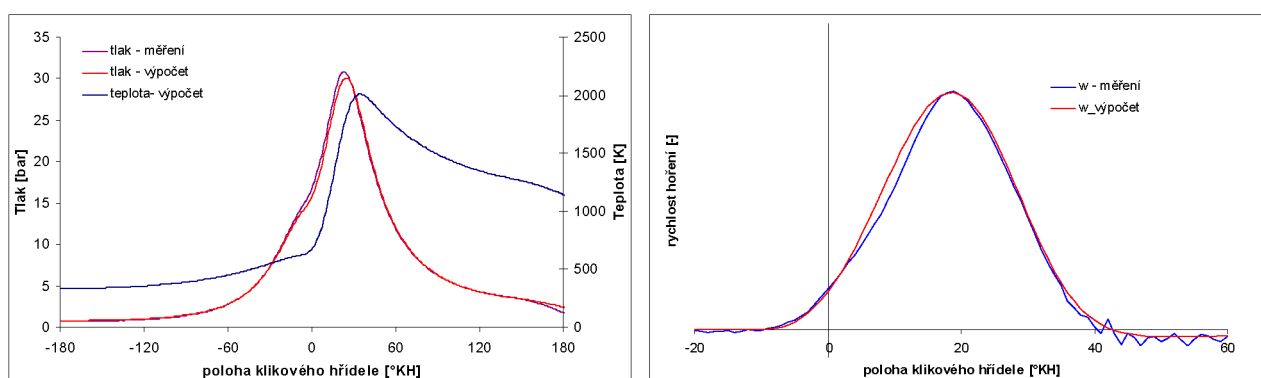
Obr. 83 - Závislost charakteristického čísla hoření m , předstihu zážehu, počátku hoření SOC a délky hoření $d_{(90-5)\%}$ na otáčkách při 100% zatížení motoru pro zapalovací svíčku BOSCH s jednou vnější elektrodou (plná čára) a zapalovací svíčku LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (čárkovaná čára).



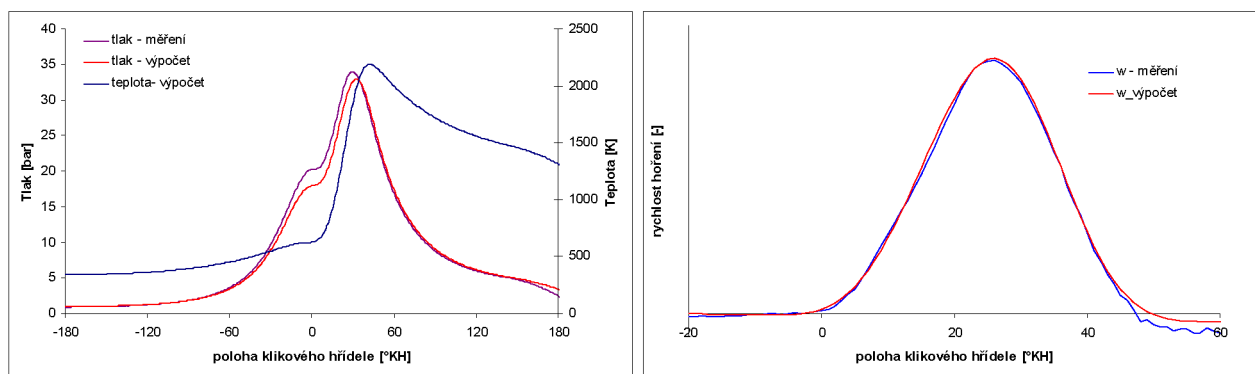
Obr. 84 - Závislost charakteristického čísla hoření m , předstihu zážehu, počátku hoření SOC a délky hoření $d_{(90-5)\%}$ na zatížení motoru při otáčkách 5000 min^{-1} pro zapalovací svíčku BOSCH s jednou vnější elektrodou (plná čára) a zapalovací svíčku LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky (čárkovaná čára).



Na Obr. 85 a Obr. 86 jsou zobrazeny výsledky porovnání dat získaných pomocí simulačního programu po zadání vstupních údajů získaných pomocí z motorové brzdy a z vyhodnocení indikace tlaku ve válci motoru (Vibeho parametr m , počátek a délka hoření, teplota a tlak sání resp. výfuku). Pro ukázkou byly vybrány dva výstupy v otáčkovém režimu 2500 1/min při zatížení 72 a 95 Nm. V režimu zatížení 72 Nm byl získán vyhodnocením údajů z průběhu tlaku ve válci motoru Vibeho parametr hoření $m = 2,3$ a délka hoření $\varphi_k = 54^\circ KH$, které byly zadány jako vstupní údaje do programu tlak_macro.xls. Pro režim zatížení 95 Nm bylo získáno: $m = 2,6$ a $\varphi_k = 56^\circ KH$.



Obr. 85 – Výsledky kontrolních simulací – porovnání naměřených a vypočtených průběhů tlaků a rychlosti hoření z výsledků získaných pro zapalovací svíčku LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky v otáčkovém režimu 2500 1/min a $M_t = 72$ Nm.



Obr. 86 – Výsledky kontrolních simulací – porovnání naměřených a vypočtených průběhů tlaků a rychlosti hoření z výsledků získaných pro zapalovací svíčku LGS HOR 17YTE-1 s komůrkou a elektrodou do dna komůrky v otáčkovém režimu 2500 1/min a $M_t = 95$ Nm.



9. Závěry doktorské disertační práce

9.1 Zhodnocení výsledků v souladu se stanovenými cíly

Disertační práce se zabývá experimentálním výzkumem spalovacího procesu ve vozidlovém zážehovém motoru s důrazem na posouzení možností zvýšit mezicyklovou stabilitu průběhu hoření pomocí komůrkového zážehu směsi.

Velkou část práce tvoří laboratorní experimenty na zážehovém motoru a vyhodnocování změřených indikátorových diagramů jak pro různé druhy jiskříšť zapalovacích svíček, tak pro několik variant zapalovacích komůrek. Pro vyhodnocování naměřených dat bylo použito jak komerčního softwaru, tak modifikovaného vlastního programu pracoviště pro termodynamickou analýzu indikátorového diagramu. Experimentální práce rovněž zahrnovaly vizualizaci zážehu a počáteční fáze hoření směsi ve válci motoru.

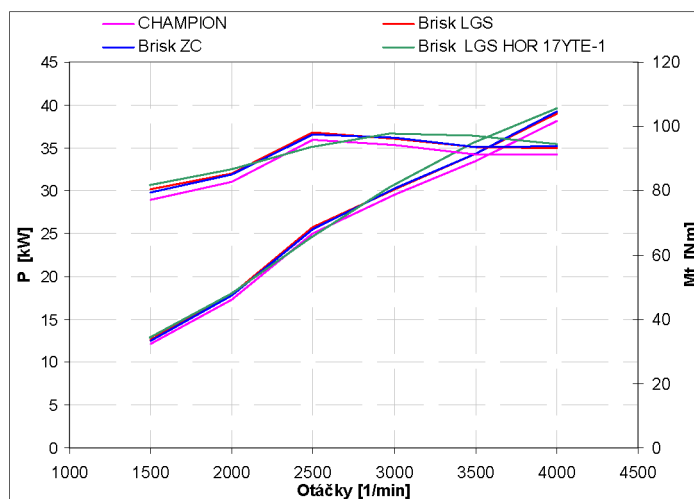
Analýza výsledků uvedených v této práci ukazuje na významný vliv způsobu zážehu připravené homogenní směsi na rozvoj počáteční fáze hoření a potvrzuje, že zážeh směsi pomocí zapalovací komůrky má pozitivní účinek na průběh hoření. Všechny varianty zkoušených zapalovacích komůrek vykazovaly při měřeních na zkušebním motoru v provozních režimech od nízkého do plného zatížení motoru v porovnání se zážehem směsi klasickou zapalovací svíčkou zlepšení výkonových parametrů a snížení mezicyklové variability. Měřené provozní parametry motoru a vysokotlaká indikace ale rovněž ukazovaly na problémy komůrkového zážehu, které v režimech volnoběhu a velmi nízkého zatížení motoru v různé míře zhoršovaly provozní vlastnosti motoru (velká mezicyklová variabilita až vynechávání zážehu). Ověřované varianty komůrkových zapalovacích svíček vedly postupně ke zpřesňování představy o provedení a konstrukčním uspořádáním komůrkové zapalovací svíčky. Vedle výsledků vysokotlaké indikace byly významné poznatky o zážehu směsi získávány vizualizací počáteční fáze hoření a rovněž měření teplot ve stěně zapalovací komůrky (pouzdra zapalovací svíčky) poskytlo důležité informace o teplotních poměrech na zapalovací komůrce. Dalším činitelem, který ovlivňuje komůrkový zážeh směsi, je vnitřní objem komůrky – ověřování jeho vlivu však bylo značně omezené rozměrovými dispozicemi jak konstrukcí pouzdra zapalovací svíčky, tak zástavbou zapalovací svíčky v hlavě válců motoru. U provedených měření lze sice určitý vliv vnitřního objemu komůrky pozorovat, jeho vyhodnocení by však bylo problematické: z výsledků měření se proto pouze odhaduje, že vnitřní objem $0,6 - 0,8 \text{ cm}^3$ dává zapalovací komůrce dobrou funkci.

Pro spolehlivou funkci komůrkové zapalovací svíčky bylo potřeba nalézt řešení, které by umožnilo zlepšení zážehu směsi v režimech nízkého zatížení a zejména zajistilo spolehlivý chod motoru při volnoběžném režimu motoru. Proto bylo navrženo řešení komůrkové zapalovací svíčky s prodlouženou střední elektrodou, která zasahuje až do otvoru ve dně zapalovací komůrky. Ve spolupráci s firmou BRISK a.s. Tábor byla tato varianta komůrkové zapalovací svíčky vyrobena. Ověřovací zkoušky tohoto provedení komůrkové zapalovací svíčky na zkušebním motoru

v laboratoři KVM FS TU v Liberci prokázaly významné zlepšení vlastností motoru proti předcházejícím řešením. Z hlediska průběhu hoření byla prokázána relativně nízká variabilita středního indikovaného tlaku i maximálního tlaku ve válci motoru. Komůrková zapalovací svíčka s prodlouženou střední elektrodou se ukazuje jako nejlepší varianta i z hlediska výkonových i emisních vlastností motoru.

Poznatky z realizovaných experimentů s komůrkovým zážehem (zejména pak s poslední variantou komůrkové zapalovací svíčky) vedly ke zpracování patentové přihlášky zapalovací svíčky, která je u zaregistrována u Úřadu průmyslového vlastnictví jako PV 2007-738 [30].

Závěrečná část práce je věnována úpravě výpočetního programu pro statistickou a termodynamickou analýzu změřeného průběhu tlaku ve válci motoru. Dále je zde popsán výpočet Vibeho parametru hoření m ze znalosti poloh klikového hřídele pro 5, 10, 50, 90% uvolněního tepla z přivedeného paliva a provedeny porovnání s metodou určení Vibeho parametru hoření m z výpočetní operace spojené s náhradou funkce $x = F(\varphi)$ přímkou $Y = F(X)$ a následně byla použita lineární regrese pomocí metody nejmenších čtverců odchylek jako optimální řešení pro určení Vibeho parametru hoření m . Pomocí těchto dvou metod lze určovat tento parametr sloužící jako vstupní údaj pro simulační programy pro výpočet pracovního oběhu.



Obr. 87 - Porovnání výkonových vlastností motoru na vnější otáčkové charakteristice pro různé konstrukce zapalovacích svíček a komůrkové zapalovací svíčky LGS HOR 17YTE-1 se 4 výšlehovými kanálky a střední elektrodou až do dna komůrky.



9.1 Náměty pro další práci

Ze získaných poznatků popsaných v této práci lze vyvodit závěr, že komůrkový zážeh připravené homogenní směsi je perspektivním řešením pro další zlepšování vlastností zážehových motorů a to jak vozidlových, tak stacionárních (např. plynových motorů v kogeneračních jednotkách).

Jednoznačně lze doporučit pokračování ve výzkumném programu s komůrkovým zážehem a cíle dalšího experimentálního výzkumu zaměřit na:

- optimalizaci varianty zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou podle PV 2007-738 (provedení centrálního kanálku s prodlouženou střední elektrodou ve dně komůrky a počet a uspořádání dalších „výšlehových“ kanálků ve dně komůrky) s ohledem na účinný zážeh směsi ve všech provozních režimech motoru s využitím indikační a vizualizační techniky,
- optimalizaci regulace předstihu zážehu pro komůrkový zážeh s ohledem na zrychlený průběh hoření směsi účinkem komůrkového zážehu,
- optimalizaci konstrukčního a technologického řešení zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou (způsob vytvoření dna komůrky ve spodní části pouzdra zapalovací svíčky, vhodnost keramického povlaku na vnějším povrchu dna a spodní části komůrky),
- ověření spolehlivosti a životnosti zapalovací svíčky s integrovanou komůrkou.



10. Seznam použité literatury

1. Vibe, I. I.: Novoje o rabočem cykle dvigatelej. Mašgiz, Moskva 1962
2. Vojnov, A. N.: Sgoranije v bystrochodnyh poršnevych dvigatelach. Mašinostrojenie, Moskva 1977
3. Migita, H., Amemiya, T., Tokio, K., Iizuka, Y.: The new 1.3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit. JSAE Review 23 (2002) 507–511
4. Nakayama, Y., Suzuki, M., Iwata, Y., Yamano, J.: Development of a new compact gasoline engine „I-DSI for the small category vehikle. World Automotive Congress FISITA 2002. Helsinky. ISBN 951-9155-16-3
5. Gussak, L.A.: High chemical activity of incomplete combustion products and method of prechamber torch ignition for avalanche activation of combustion in internal combustion engines, SAE Paper N° 750890, 25 p., 1975.
6. Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill International, London, England. 1988. ISBN 0-07-028637-X.
7. Wolff, D., Tamura, M., Tai, H., , Sakurai, T.: Looking into the prechamber of a lean-burn gas engine. JSME International Journal, Series b, Vol. 40, N° 2, pp. 320-327, 1997.
8. Ryu, H., Chitsu, A., Asanuma, T.: Effect of torch jet direction on combustion and performance of a pre chamber spark-ignition engine. SAE Paper N° 870167, 12 p., 1987
9. Yasuharu Kawabata, Daichi Mori : Combustion Diagnostics and Improvement of a Prechamber Lean-Burn Natural Gas Engine, SAE 2004-01-0979
10. Johan Wallesten, Jerzy Chomiak: Investigation of Spark Position Effects in a Small Pre-chamber on Ignition and Early Flame Propagation, SAE 2000-01-2839
11. Chmela, F., Bruner, G., Knorr, H.: Entwicklungsergebnisse an einem aufgeladenen Flüssiggas-Magermotor für Stadtbuss. 18. Internationales Wiener Motorensymposium, 1997.
12. Kubech T. J.: Development of a Throttleless Natural Gas Engine. Final report. Southwest Research Institute. NREL/SR-540-31141, San Antonio, Texas, 2002.
13. Beroun, S., Bartoníček L., Scholz, C.: Potenciální možnosti zemního plynu v zážehovém motoru. Mezinárodní konference Českého plynárenského svazu: Zemní plyn - čistá budoucnost dopravy. Liberec, 2001.
14. Beroun, S.: Plynové pístové spalovací motory – ekologicky šetrná varianta pohonu motorových vozidel. Materiály k veřejné přednášce pro jmenovací profesorské řízení. TU v Liberci, 1998.
15. Beroun, S., Scholz, C., Blažek, J.: Parametry hoření motorových paliv ve válci pístových spalovacích motorů. Motorová paliva 2002



16. Beroun, S., Blažek, J.: Termodynamika pracovního oběhu pístového spalovacího motoru. Technická zpráva SM 394/2001, Liberec, 2001
17. Beroun, S., Blažek, J., Vorel, V.: Úpravy motorů Š 1,4 MPI a ML 636 NG pro vizualizaci dějů uvnitř válce motoru, Technická zpráva SM 433/2002, Liberec, 2002
18. Scholz, C., Blažek, J.: Úprava motoru Š-A pro vizualizaci vstřikování. Technická zpráva SM 431/2002, Liberec, 2002
19. Blažek, J.: Visualisation equipment in the laboratory of the combustion engines of the Technical university in Liberec, Prezentační materiál, TU Liberec 2004
20. Beroun, S., Blažek, J., Kroupa, J., Štechr, V.: Výzkum a vývoj komůrkového zážehu pro rychloběžné vozidlové motory. XXXVI. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, Str. 31-36, ČVUT v Praze, Praha 2005. ISBN 80-01-03293-0. Project #1M68407700002.
21. Beroun, S., Blažek, J., Brabec, P.: Výzkum komůrkového zážehu směsi v rychloběžných zážehových motorech. 6. mezinárodní vedecká konferencia TRANSFER 2004, Trenčianská univerzita A. Dubčeka v Trenčíne, 2004. 6 pp., ISBN 80-8075-030-0, EAN 9788080750305, GAČR 101/04/0667.
22. Beroun, S., Blažek, J., Brabec, P., Štechr, V.: Vliv komůrkového zážehu na spalovací proces rychloběžného zážehového motoru. In.: XXXV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol, KOKA 04, MZLU Brno, 2004. 8 pp., ISBN 80-7157-776-6, LN00B073.
23. Beroun, S., Blažek, J.: Vliv způsobu zážehu směsi ve válci motoru na průběh hoření. In.: XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol KOKA 2003. Str. 269-274. TU v Liberci. Liberec 2003. ISBN 80-7083-42-X. Projekt LN00B073.
24. Beroun, S., Blažek, J. – Brabec, P.: Standardní a komůrkový zážeh směsi ve válci motoru v režimech zatěžovacích charakteristik motoru. In.: XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol KOKA 2003. Str. 275-280. TU v Liberci. Liberec 2003. ISBN 80-7083-742-X. Projekt LN 00B073.
25. Beroun, S., Blažek, J.: Nepřímý zážeh směsi ve válci vozidlového benzinového motoru. In.: 13th International Symposium Motor Sympo 03. Str. 11-20. ČVUT, VCJB Praha, Brno 2003. ISBN 80-02-01561-4. Projekt LN00B073.
26. Scholz, C.: Variabilita spalovacího procesu zážehových pístových motorů, Disertační práce, Liberec, 1998



27. Beroun, S.: Výzkum a vývoj vozidlových zážehových motorů na Technické univerzitě v Liberci. 5. mezinárodní konference TRANSFER 2003, Trenčianská univerzita, Trenčín 2003. ISBN 80-8075-001-7.
28. Beroun, S., Blažek, J., Brabec, P., Štech, V.: Komůrkový zážeh homogenních směsí, vizualizace průběhu hoření ve válci zážehového motoru. Výzkumná zpráva SM 470/2003. TU v Liberci. Projekt LN00B073
29. Beroun, S., Blažek, J.: The possibility of the improvement of the combustion process stability in gas engines. International Conference Gas Engines 2003, Technical University of Czestochowa, 2003. ISBN
30. Beroun, S., Blažek, J.: Zapalovací svíčka. KVM-FS TU v Liberci, PV 2007-738.
31. Beroun, S., Blažek, J., Hájek, T., Salhab, Z.: Výpočtový program TLAK macro-1101.xls – popis programu. Výzkumná zpráva SM 395/2001. TU v Liberci
32. Blažek, J., Salhab, Z.: Properties of chosen substance depending on temperature. (Calculation of substance properties of chosen fuel-air mixtures and their combustion products). Výzkumná zpráva SM 393/2001. TU v Liberci 2001
33. Jastržembskij, A. S.: Technická termodynamika, I. Díl, SNTL Praha, 1954
34. Cameron's Compression Systeme - Superior® 825 Bolt-in prechamber (www.c-a-m.com)
35. Tiskové zprávy firmy Bosch. www.bosch.cz
36. <http://www.sciencemuseum.org.uk/on-line/treasure/objects/1865-21.asp>
37. <http://www.saabnet.com/tsn/press/001004.html>
38. <http://www.brisk.cz/>
39. <http://www.avl.com/>
40. <http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/>
41. <http://www.1stgencivic.org>



Seznam příloh

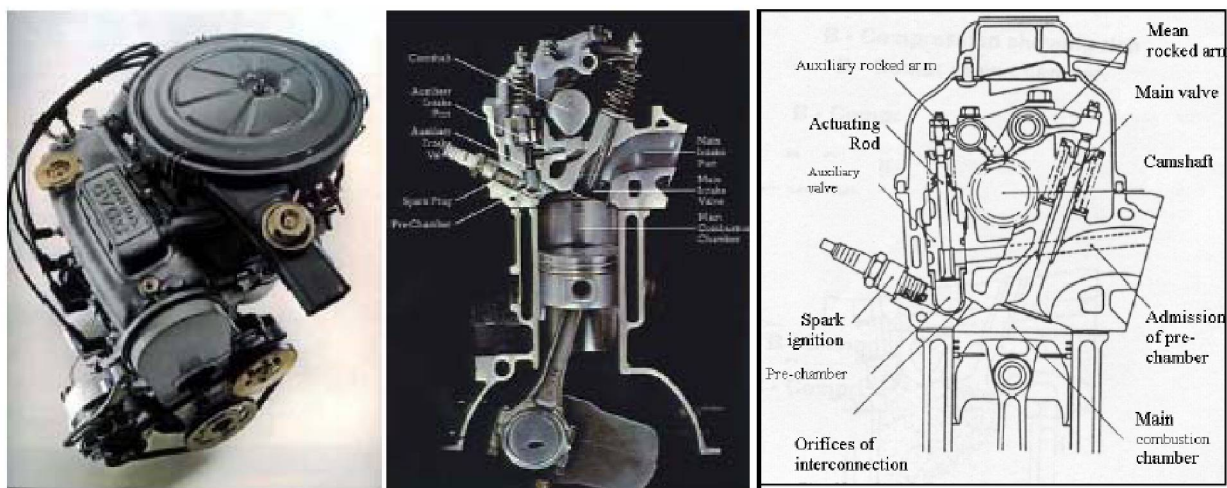
Příloha 1 - Příklady použití zážehu směsi v komůrce s výšlehem hořící směsi z komůrky do spalovacího prostoru motoru	1
Příloha 2 - Popis použitého zkušebního motoru a experimentálního zařízení	9
Příloha 3 - Příslušenství pro měření tlaku ve válci motoru	12
Příloha 4 - Vizualizace průběhu hoření (různá konstrukce svíček)	13
Příloha 5 - Vizualizace průběhu hoření (11 otvorová zapalovací komůrka)	16
Příloha 6 - Vizualizace průběhu hoření (1 otvorová zapalovací komůrka)	17
Příloha 7 - Vizualizace průběhu hoření (skládaná komůrková svíčka a komůrková svíčka se střední elektrodou)	18

PŘÍLOHA 1

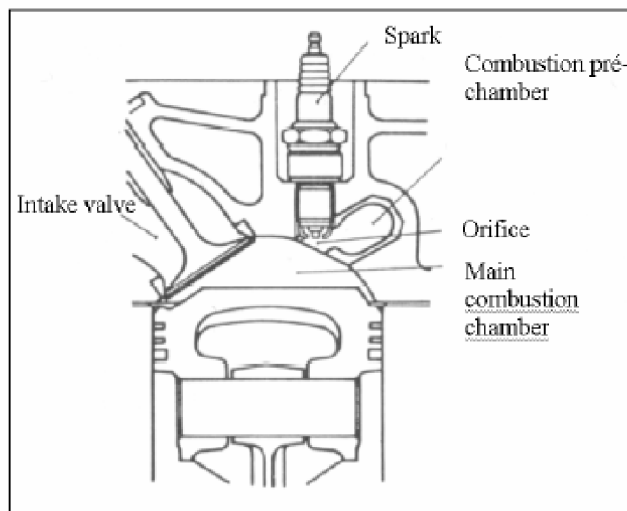
Příklady použití zážehu směsi v komůrce s výšlehem hořící směsi z komůrky do spalovacího prostoru motoru

Zapalovací komůrky (někdy označované jako „předkomůrky“) pro zlepšení průběhu hoření se používají zejména u stacionárních plynových motorů při spalování velmi chudých směsí vzduchu a plynu: ve většině případů je plyn přiváděn do prostoru komůrky, jak ukazují následující příklady uspořádání.

Na obr. 1 a 2 jsou ukázány dvě možné varianty uspořádání zapalovacích komůrek. Podle autorů [5] vyvinula Honda systém označený CVCC systém (Compound Vortex Controlled Combustion). Systém CVCC vznikl v roce 1975 za účelem vývoje účinnějšího motoru s nižšími emisemi. CVCC systém podle obr. 1 je považovaný za významný příspěvek ke zkvalitnění pracovního oběhu zážehového motoru s touto koncepcí zapalovací soustavy, obr. 2 ukazuje jednodušší variantu zapalovací soustavy. Zmíněná koncepce pracuje bez přívodu paliva do prostoru komůrky. Hlavní funkcí tohoto systému je zvýšení počátečního rozvoje procesu hoření po přeskočení jiskry mezi elektrodami zapalovací svíčky uvnitř pomocné komůrky (uvnitř komůrky není vrstvená směs). Paprsek hořící směsi vycházející z komůrky podporuje rozvoj hoření uvnitř hlavního spalovacího prostoru. Podobný systém uvedla firma Toyota pod názvem Cavity with Turbulence Generation [6].



Obr.1- CVCC systém fy HONDA [5, 40].



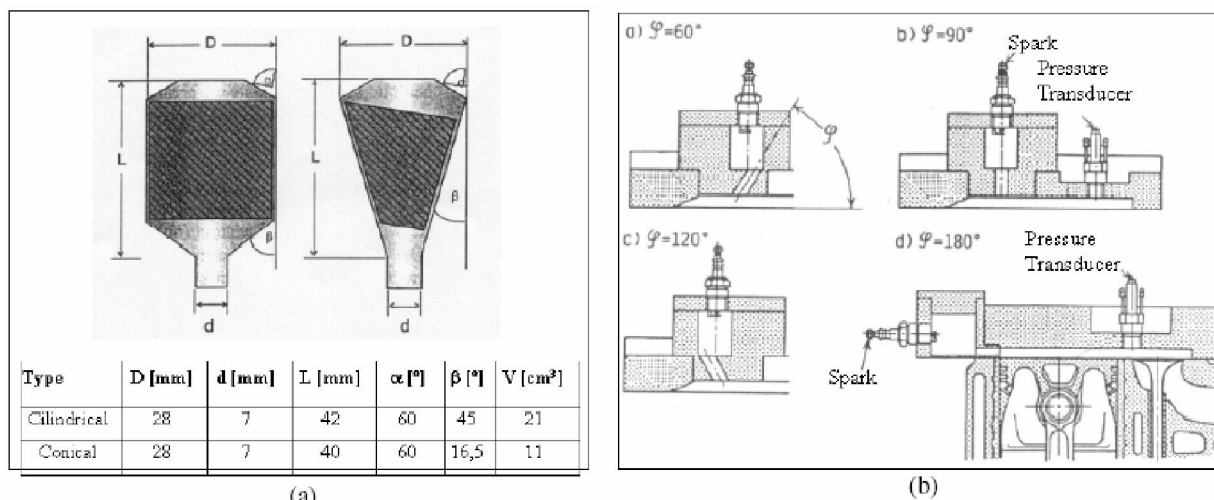
Obr.2 - Upořádání předkomůrky fy TOYOTA [6].

A) Výzkum různých tvarů a řešení výtokových otvorů předkomůrek

Experiment s porovnáním přípravy směsi v předkomůrce pro různé tvary předkomůrky (cylindrický nebo kónický tvar předkomůrky, umístění výtokových otvorů) popsali autoři Wolff a kol. [7] (viz obr. 3a). Výsledky experimentu ukázaly, že u cylindrického tvaru předkomůrky dochází k tvorbě homogenní směsi, zatímco u kónického tvaru předkomůrky byly rozdíly v hustotě (s gradienty hustoty) a následkem toho je i větší variabilita mezi jednotlivými cykly .

Na obr.3b je představena studie vlivu rozdílného sklonu výstupních otvorů předkomůrky. Varianta d) s úhlem 180° je podle autorů nevhodná z důvodu větší vzdálenosti zapalovací svíčky od hlavního spalovacího prostoru a horizontální poloha vytváří menší rozvíření směsi.

U ostatních variant s vertikální polohou předkomůrky je dosaženo rychlejší tvorby hořící směsi. U varianty b) s úhlem 90° výstupního otvoru předkomůrky se zvyšuje maximální tlak a teplota ve vnitřním prostoru předkomůrky a tím narůstá i rychlost uvolněného tepla: tato hlediska jsou důležitá pro tvorbu NOx a je nutné je brát v úvahu.



Obr.3 - Příklady z výzkumu vlivu rozdílné geometrie předkomůrky (a) podle [7], a různých pozic výstupního otvoru předkomůrky (b) podle [8].

B) Vliv počtu výstřikových otvůrků v zapalovací předkomůrce

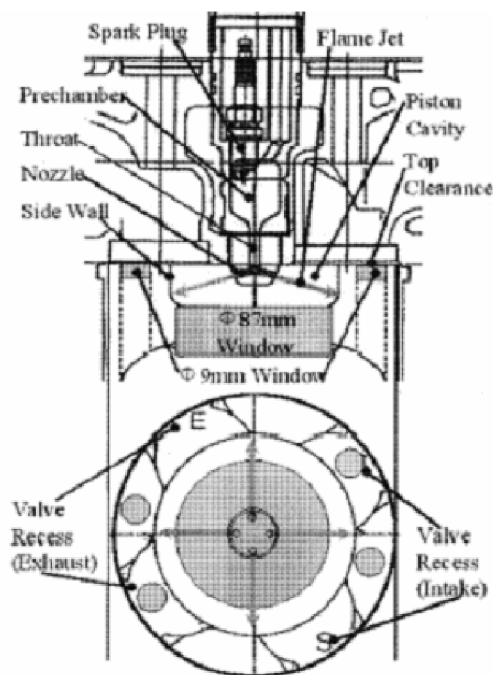
Ukázka konstrukčního řešení plynového motoru pro výzkum spalování pomocí předkomůrky je znázorněn na obr.4.

Výsledky měření na obr. 5 a 6 jsou pro seřízení motoru:

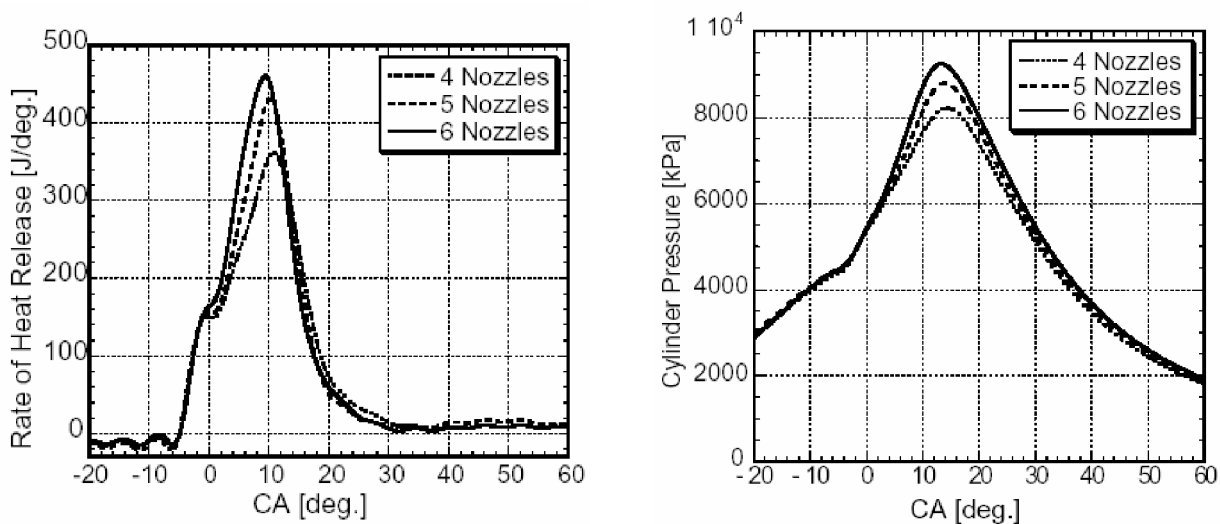
a) u klasického zážehu směsi: $\lambda = 1,6$ s předstihem zážehu 11°KH před HÚ

b) u komůrkového zážehu směsi: $\lambda = 1,9$ s předstihem zážehu 10°KH před HÚ

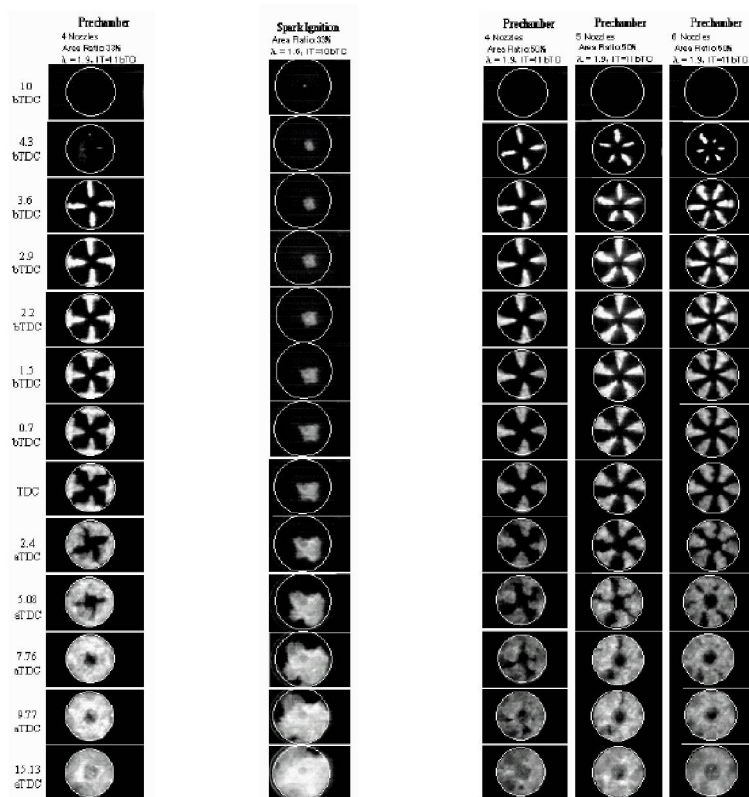
Výzkum byl proveden na speciálním zkušebním motoru upraveném pro vizualizaci hoření přes skleněné dno pístu. Pro vizualizaci hoření byla použita vysokorychlostní videokamera vybavená zesilovačem jasu obrazu (PHOTORON FASTDCAM – ultima UV). Toto uspořádání je vhodné pro zachycení šíření plamene připravené směsi paliva se vzduchem s nízkou mírou světélkování pro dvě sledované varianty (první varianta – klasické hoření bez komůrky a druhá varianta – zážeh směsi v předkomůrce). Frekvence snímání obrazu byla 9000 snímků/s. Výsledky měření jsou uvedeny na obr.6 (varianty zážehu směsi s komůrkou a bez komůrky, porovnání případů se 4, 5 a 6 výtakovými otvory z komůrky).



Obr.4 - Konstrukce spalovacího prostoru komůrkového zážehového motoru s možností vizualizace pomocí průhledného dna pístu [9].



Obr.5 - Průběh rychlosti uvolněného tepla a spalovacího tlaku na poloze klikového hřídele při použití různého počtu výšlehových otvorů zapalovací komůrky (palivo CNG) [9].



a) komůrka b) bez komůrky c) vliv počtu výšlekových otvorů

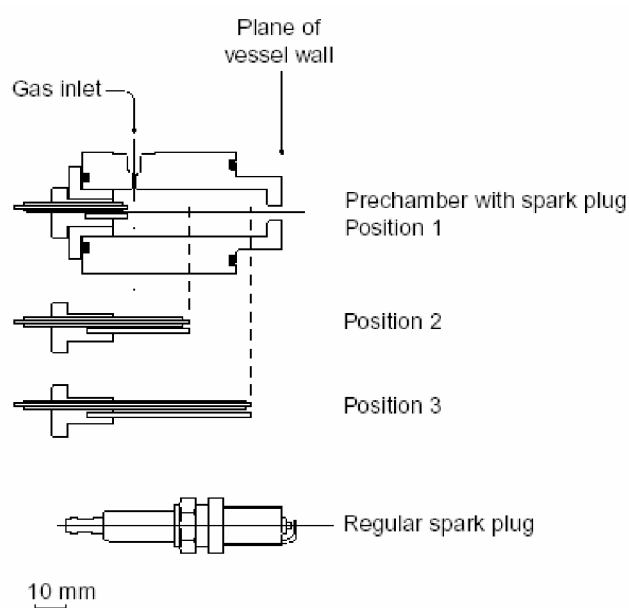
Obr.6 - Vizualizace průběhu hoření v zážehovém motoru pro různé způsoby zážehu směsi [9].

Obr.6a zobrazuje průběh hoření ve válci spalovacího motoru při zástavbě zapalovací komůrky se 4 výšlehovými otvory. Snímky získané pomocí kamery odpovídají předstihu zážehu 11°KH před horní úvratí. V poloze $4,3^\circ\text{KH}$ se začíná objevovat na snímcích zážeh směsi, který se rozvíjí do doby, kdy se píst dostane do polohy 15°KH za horní úvratí. Zobrazený kruhový rámeček o $\varnothing 87\text{ mm}$ na snímcích znázorňuje hranici sledovaného objektu. Mezi polohou pístu $4,3^\circ\text{KH}$ a $2,9^\circ\text{KH}$ před horní úvratí se plamen rozvíjí v ose výšlekového otvůrku. Z analýzy pořízených snímků bylo dosaženo velmi vysoké rychlosti čela plamene cca 170 až 200m/s. Výšleh hořlavé směsi ze zapalovací komůrky je ukončen okolo horní úvratí a doba výstupu hořlavé směsi trvala skoro 5°KH . Ve válci motoru dochází pomocí rychlejšího průběhu hoření v porovnání se zážehem směsi pomocí klasické zapalovací svíčky (obr. 6b) k velkému nárůstu produkce emisí NO_x .

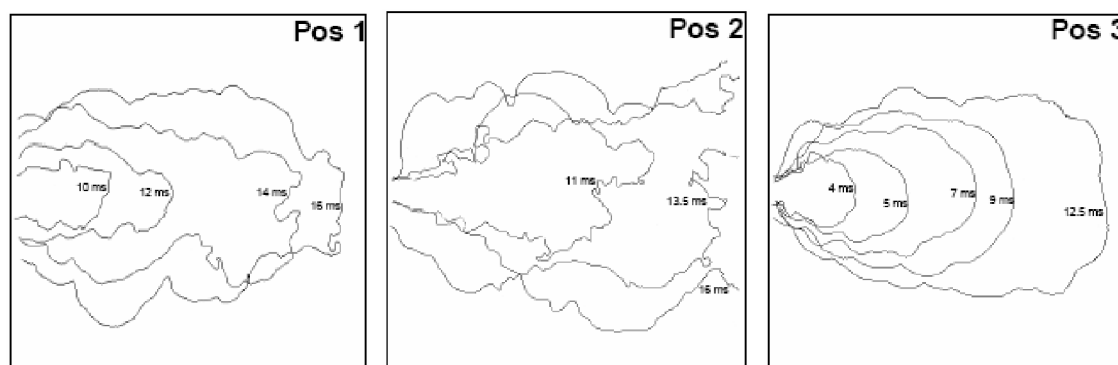
Obr.6c ukazuje změnu v průběhu rozvoje hoření při změně počtu výšlekových otvorů (4, 5, a 6 otvorová zapalovací komůrka) se stejným průměrem. Na snímcích 5-ti a 6-ti otvorové zapalovací komůrky je patrný i vliv turbulence ve válci motoru (okolo polohy pístu $2,9^\circ\text{KH}$ před horní úvratí). Z analýzy doby hoření vyplývá, že větší počet otvorů zvyšuje reakční oblasti a tím dochází k rychlejšímu počátečnímu rozvoji plamene. Závěrem lze konstatovat, že zvýšení počtu otvorů zapalovací komůrky podporuje rozvoj plamene ve spalovacím prostoru motoru.

C) Vliv polohy zapalovacích elektrod v předkomůrce

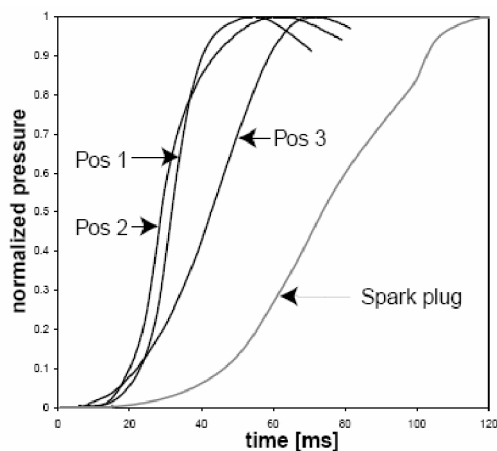
Při výzkumu komůrkového zážehu byl vyšetřován i vliv polohy zapalovací elektrody v předkomůrce. Na obr.7 je schématické znázornění uspořádání zapalovací komůrky se samostatným přívodem plynného paliva do vnitřního prostoru komůrky.



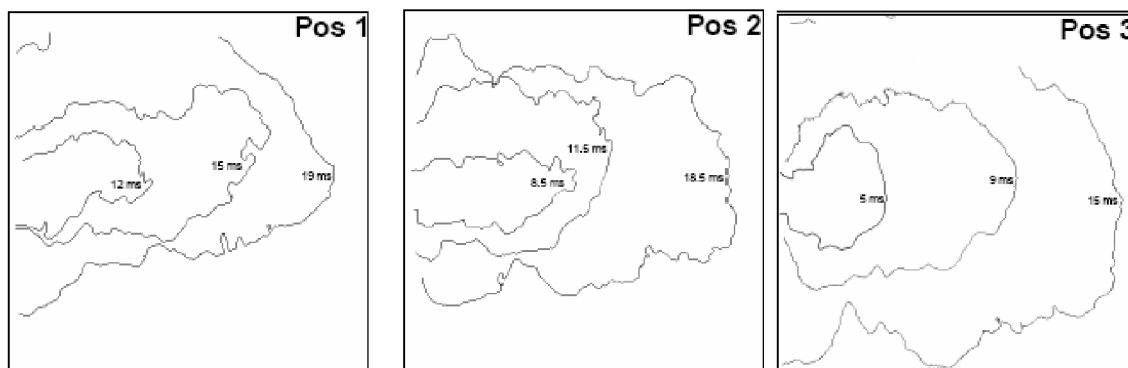
Obr.7 - Schéma předkomůrky s přívodem plynu a zapalovací svíčkou s různou polohou zapalovacích elektrod pro výzkumné práce [10].



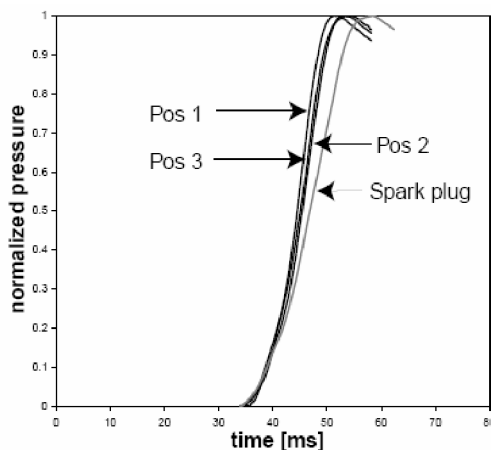
Obr.8: Vývoj plamene pro různé polohy elektrod zapalovací svíčky v předkomůrce. Údaj času signalizuje polohu plamene od zapálení. Naměřená data jsou pro klidné počáteční podmínky [10].



Obr.9: Závislost normalizovaného tlaku pro tři polohy elektrod v předkomůrce a pro klasickou svíčku na době od zapálení. Naměřená data jsou pro klidné počáteční podmínky [10].



Obr.10 - Vývoj plamene pro různé polohy elektrod zapalovací svíčky v předkomůrce. Údaj času signalizuje polohu plamene od zapálení. Naměřená data jsou pro turbulentní počáteční podmínky [10].



Obr.11- Závislost normalizovaného tlaku pro tři polohy elektrod v předkomůrce a pro klasickou svíčku na době od zapálení. Naměřená data jsou pro turbulentní počáteční podmínky [10].

Použití předkomůrky významně zlepšuje zapalování, tzn. existuje vyšší pravděpodobnost rychlejšího zapálení směsi. Pozice jiskry uvnitř předkomůrky je důležitá pro zlepšení průběhu zapálení směsi:

Pozice 1, umístění elektrod na straně protilehlé vstupnímu otvoru, ukazuje nejvyšší zvýšení reakční rychlosti vzhledem k vysoké turbulenci uvnitř předkomůrky..

Pozice 2, umístění elektrod uprostřed předkomůrky, má nejsilnější proud plamene díky největší oblasti plamene uvnitř předkomůrky. Tento efekt způsobuje v prvotní fázi spalování vysokou reakční rychlost, ale zároveň má nejmenší účinek na zlepšení zapálení chudých směsí.

Pozice 3, umístění elektrod u vstupního otvoru, ukazuje nejpomalejší rychlost reakce.

Pro praktické aplikace vzhledem k zapalování chudých směsí a menším efektům turbulence je dle autora vhodná varianta s pozicí elektrody č.3.

Moderní zapalovací předkomůrky

Na obr.12 je ukázka moderní zapalovací předkomůrky firmy Cameron's Compression Systéme [34]. Výrobce uvádí, že při použití předkomůrky dochází ke snížení produkovaných emisí, zlepšení stability procesu spalování a k úsporám paliva u stacionárních motorů (výsledky z 250 hodin zkoušek na dynamometru a z více jak 20.000 provozních hodin).



Obr.12 - Superior® 825 Bolt-in prechamber [34].

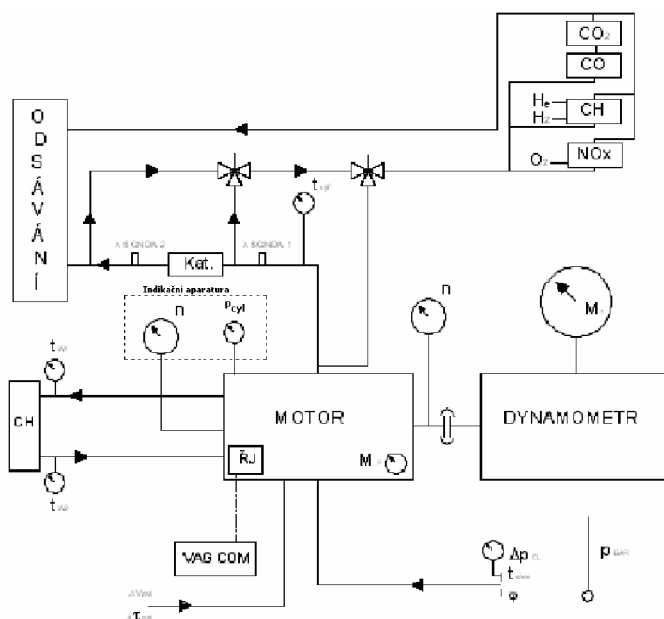
PŘÍLOHA 2

Popis použitého zkušebního motoru a experimentálního zařízení

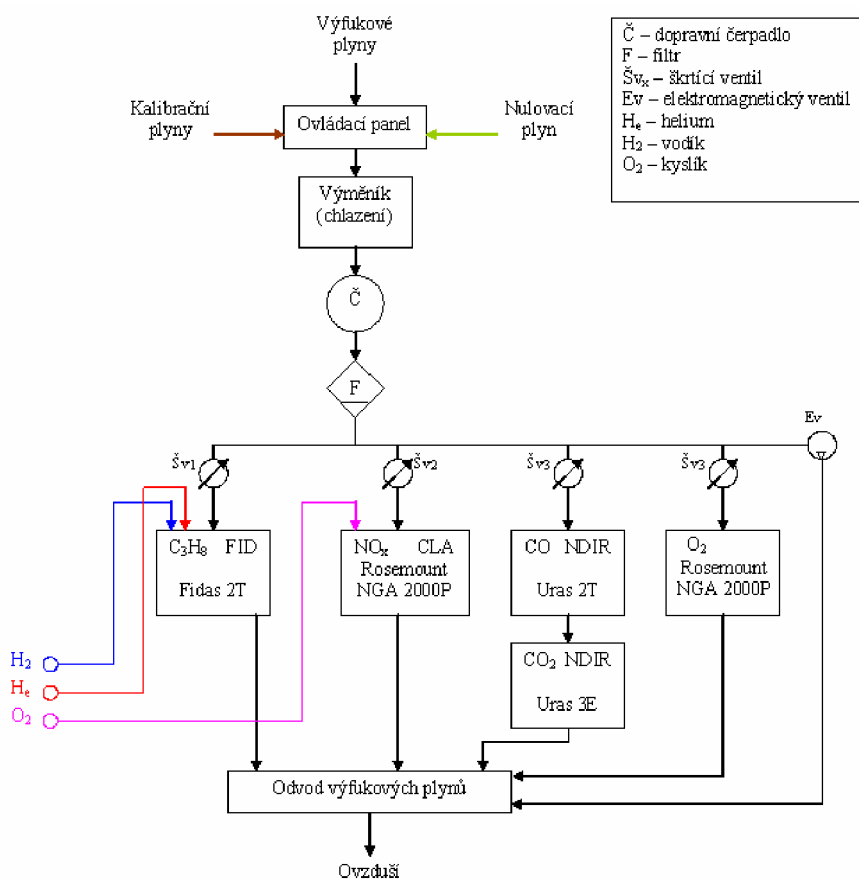
Zážehový motor: kapalinou chlazený; blok motoru i hlava válců z hliníkové slitiny; elektronicky řízené vícebodové vstřikování paliva MPI; bezdotykové elektronické zapalování; palivo - bezolovnatý benzín.

Základní geometrické parametry motoru

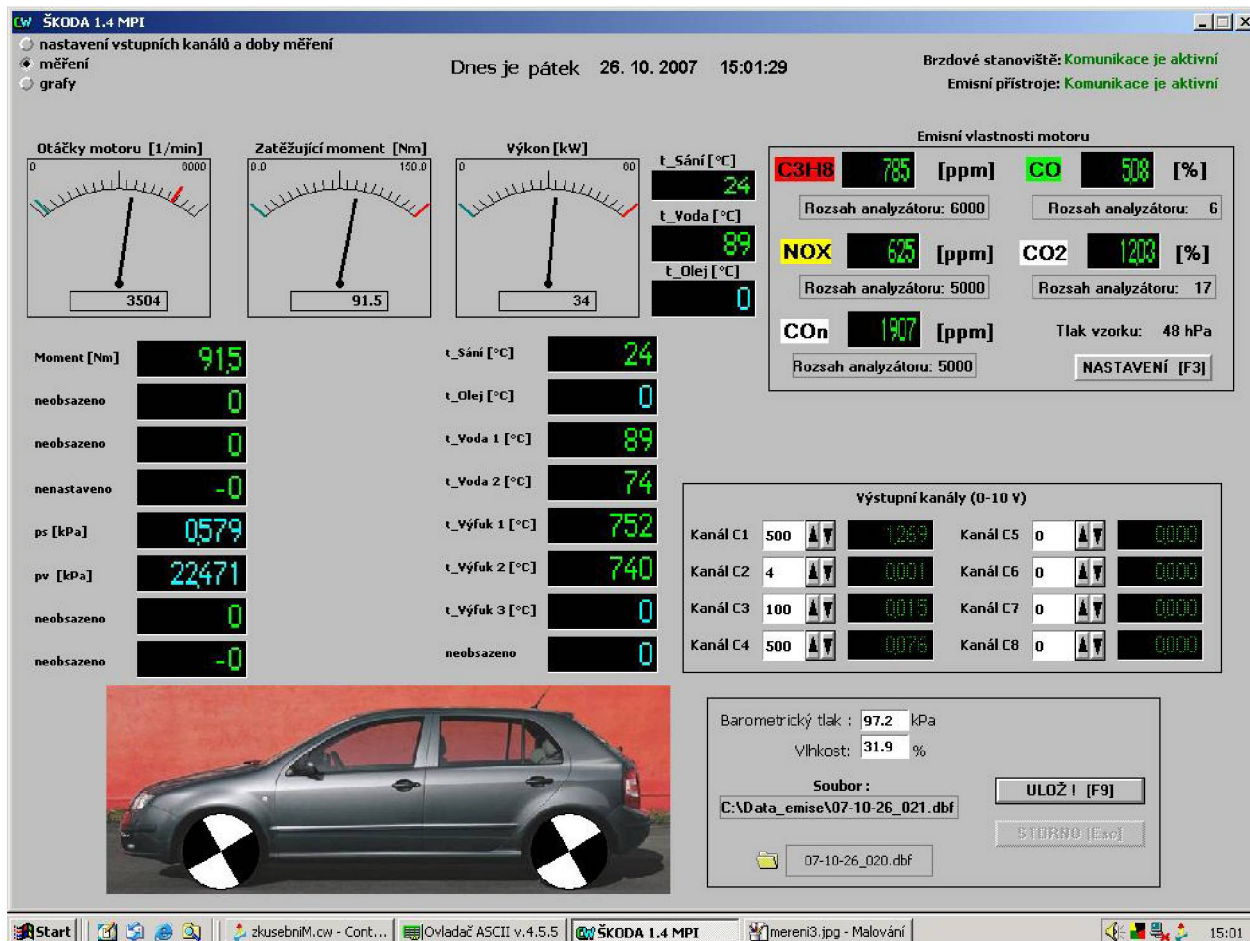
		Š 1.4 MPI	Š 1.2 HTTP
Výkon	kW při 1/min	50/5500	40 /4750
Točivý moment	Nm při 1/min	120/2500	106/3000
Vrtání	ø mm	75,5	76,5
Zdvih	mm	78	86,9
Kompresní poměr		10	10,2
Počet válců		4	3
Objem motoru	cm ³	1397	1198
Počet ventilů na válec		2	2



Obr.10 – Schéma uspořádání měřicího stanoviště - rozmístění snímačů s označením sledovaných veličin.



Obr.11 - Schéma zapojení analyzátorů výfukových plynů.



Obr.12 - Panel měřicí aplikace pro zobrazení naměřených hodnot s možností zobrazení časového průběhu měřených veličin.



PŘÍLOHA 3

Příslušenství pro měření tlaku ve válci motoru

Použitý snímač tlaku GU 21D [39]:

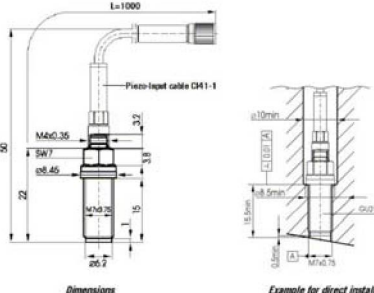
THE THRILL OF SOLUTIONS. **AVL**

Sensors



GU21D
Transducer Uncooled
Art. No. GG0558

This pressure transducer opens a new dimension for cylinder pressure transducers with an M7 thread. The GU21D's key advantage is that although it is more compact than a conventional 10mm cooled transducer, it offers almost the same measurement precision. The influence on the measurement signal due to deformation of the mounting bore has been minimised by a newly designed transducer housing.



Dimensions

Example for direct installation

Last Update: January 2002 1

THE THRILL OF SOLUTIONS. **AVL**

GU21D Transducer Uncooled

Standard Specifications

Measuring Range	0...250 bar (3625 psi), 25 MPa
Lifetime	> 10 ⁹ load changes
Overload	300 bar (4350 psi), 30 MPa
Sensitivity (nominal)	35 pC/bar (2.41 pC/psi), 350 pC/MPa
Linearity	< ±0.3 (0.1)* % FSO
Natural Frequency	85 kHz
Acceleration Sensitivity	< 0.002 bar/g
Shock Resistance	> 2000 g
Operating Temperature Range	up to 400°C (750°F)
Thermal Sensitivity Shift	20...400°C <±2% 200...300°C <±0.5%
Insulation Resistance at 20°C (68°F)	> 10 ¹² Ω
Capacitance	8 pF
Mass (without cable)	6 grammes
Mounting Torque	3 Nm (for adaptors refer to drawings)

Thermodynamic Specifications

Cyclic Temperature Drift < ±0.4 (0.2)* bar

Load Change Drift

Max. Zero-line Gradient dp/dt 1.5 mbar/ms

Permanent Zero-line Deviation 8 bar

(MEP-Stability) < 2.5 %

*1 Selected transducers GU21D (Art. No. GG0682) with specifications in () can be supplied upon request.

Scope of Supply

1 Transducer GU21D	1 Protection cap
1 Piezo-input cable C41-1 plus Coupling C41, fitted	1 Calibration sheet
2 Spare O-rings for cable	1 Specification sheet
1 Gasket SGO3 (fitted)	1 Brief description
+ 1 Spare gasket	

Last Update: January 2002 2

Snímač otáček a polohy 364C (365C) [39]:

- High precision
- High resolution
- High mechanical resistance, several hundred g
- High maximum speed up to 20,000 rpm
- Temperature range -40°C to +70°C (electronics)
- Temperature range -40°C to +120°C (mechanics / optics)
- Rotary and torsional analyses
- Selectable output pulses per rev. 3600, 1800, 720, ... 36
- Second output 720, ...36 pulses per rev.



Zesilovač náboje AVL 3066A03 [39]:

Number of channels	2
Measurement range	100 to 16000 pC (for 10V output voltage)
Measurement range settings	1, 2, 5, 10, 20, 50 bar/V
Transducer sensitivity	1.00 ... 99.9 pC/bar
Linearity	< ± 0.01 % FSO
Upper cut off frequency	200 kHz (lowpass)
other values available	2, 9, 20, 40, 90 kHz
Output voltage range	- 10 V ... +10 V





PŘÍLOHA 4

Vizualizace průběhu hoření pro otáčky motoru 2500 ot/min a $M_t \approx 96$ Nm

Poloha kl. hřídele	CHAMPION RC 89PYC	Brisk Premium DR 15ZC	Brisk Premium DR 15LGS
- 21°KH			
- 19,5°KH			
- 17,5°KH			
- 15,5°KH			
- 13,5°KH			
- 11,5°KH			
- 9,5°KH			

-7,5°KH			
- 5,5°KH			
- 3,5°KH			
0°KH			
2°KH			
4°KH			
6°KH			

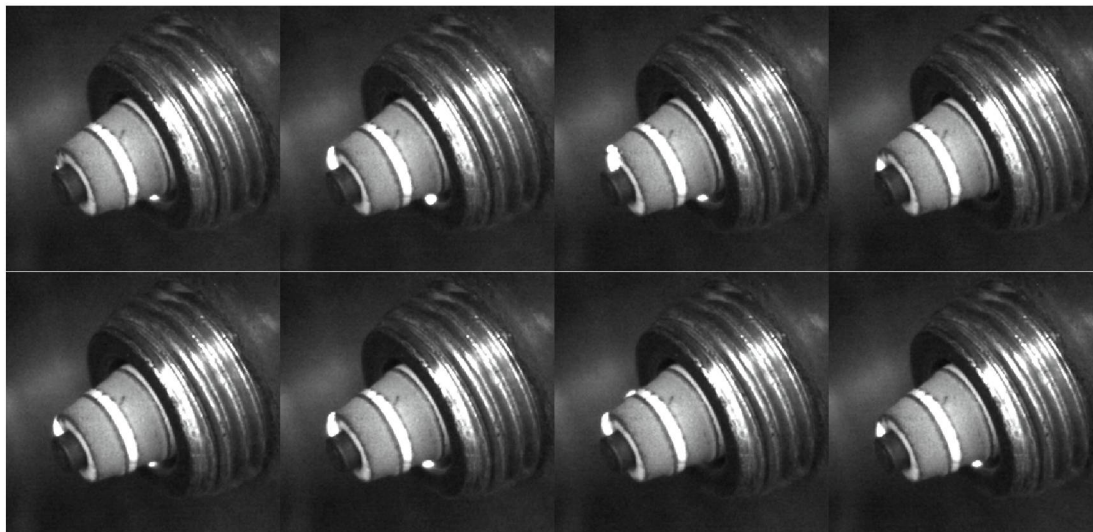


Vizualizace průběhu hoření pro otáčky motoru 4000 ot/min a $M_t \approx 50$ Nm

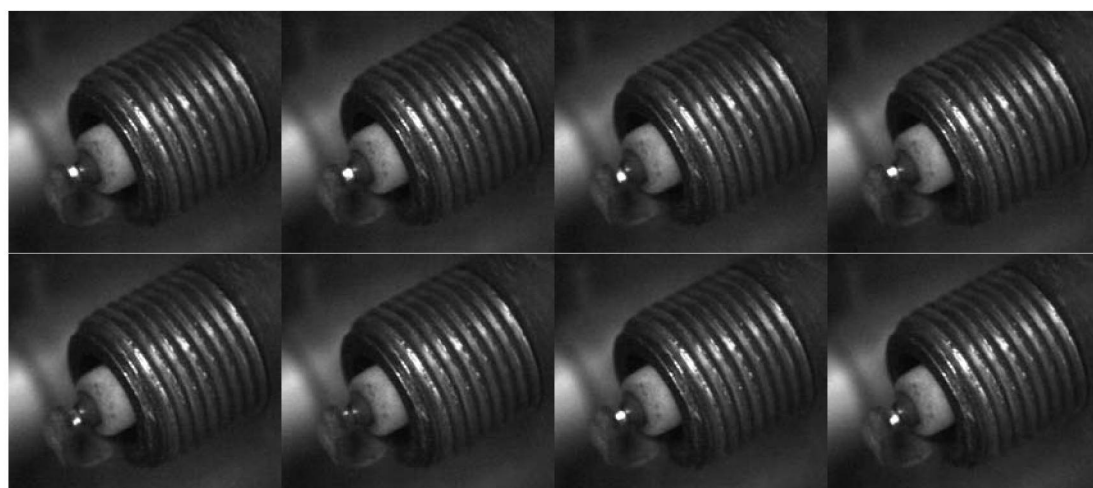
4000 ot/min , $M_t = 50$ Nm							
Poloha kl. hřídele	CHAMPION RC 89PYC	Brisk Premium DR 15ZC	Brisk Premium DR 15LGS				
- 36,5°KH				- 20°KH			
- 34°KH				- 15°KH			
- 32°KH				- 10°KH			
- 30°KH				0°KH			
- 25°KH				- 5°KH			



Vizualizace přeskoğu jiskry u rozdílných jiskřišť zapalovacích svíček v atmosférických podmínkách (použit objektiv 25mm)



a) Zapalovací svíčka Brisk Premium DR 15ZC

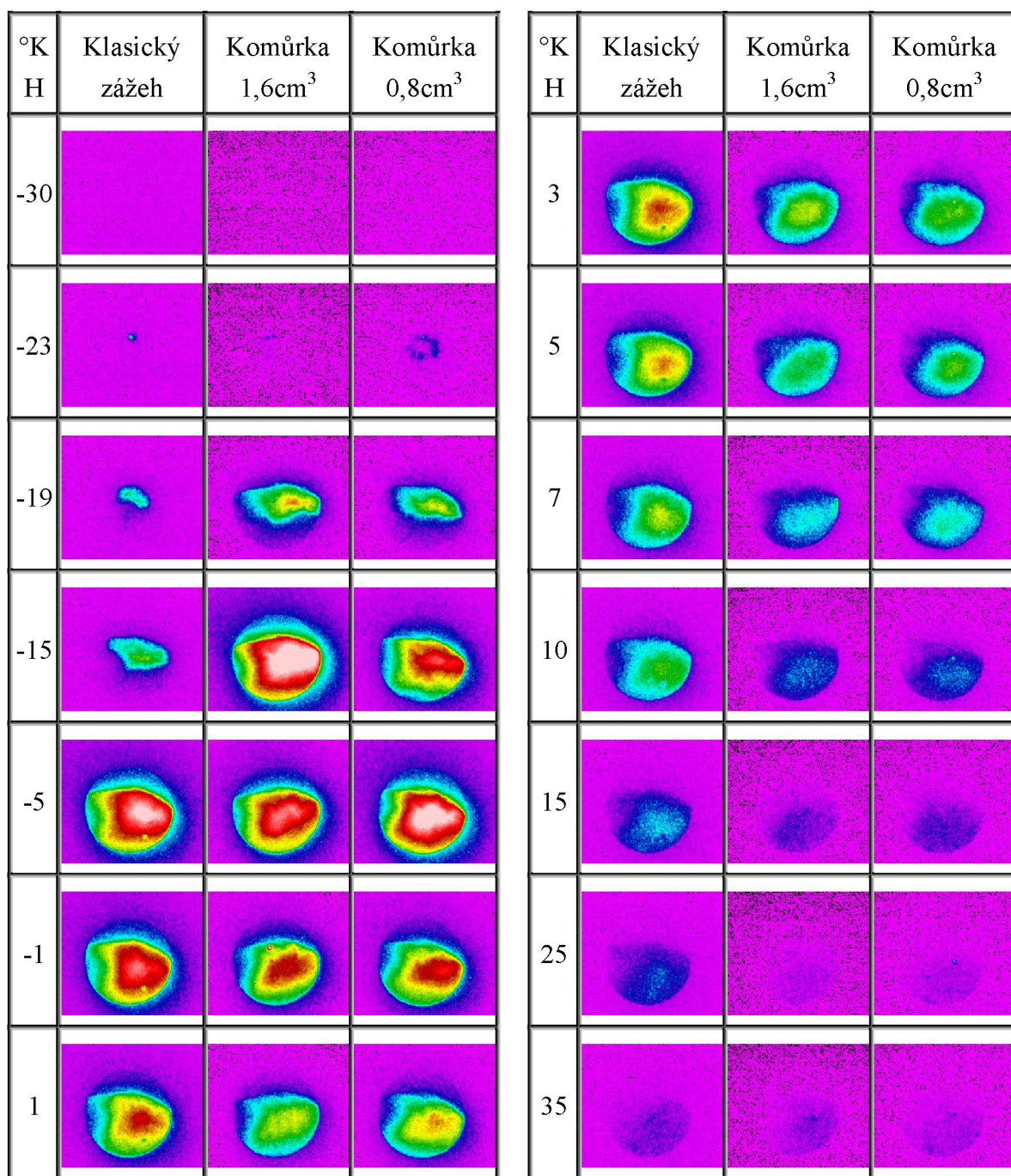


b) Zapalovací svíčka Champion RC89PYC



PŘÍLOHA 5

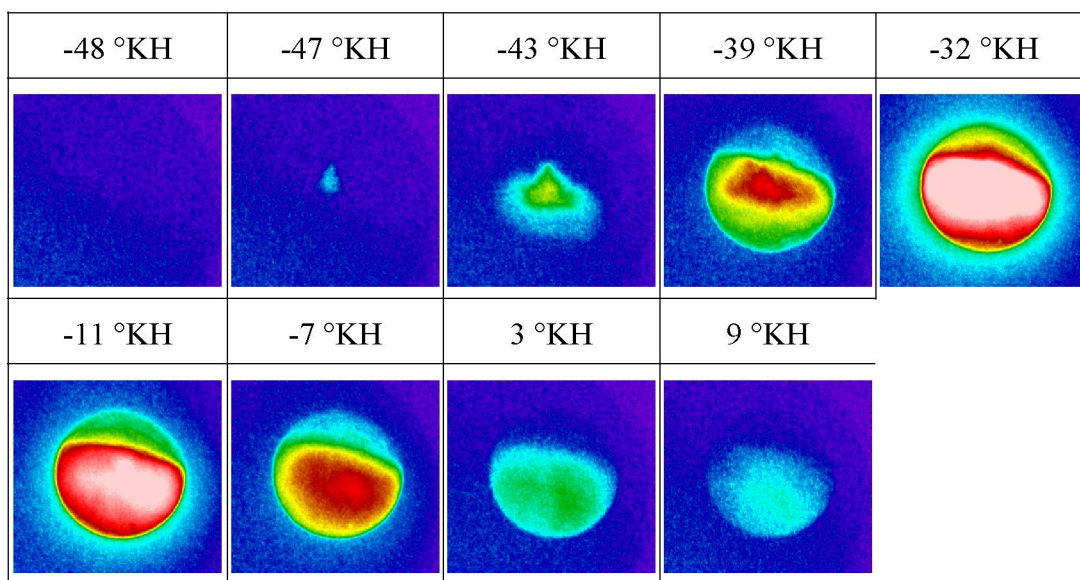
Vizualizace průběhu hoření pro otáčky motoru 2500 ot/min a $M_t \approx 60 \text{ Nm}$, $\alpha_{Z\dot{A}Z} = 29^\circ$ před HÚ.





PŘÍLOHA 6

Vizualizace průběhu hoření pro otáčky motoru 2500 ot/min a $M_t \approx 40$ Nm. Motor byl osazen komůrkou s vnitřním objemem $0,55 \text{ cm}^3$ a jedním centrálním výšlehovým kanálkem ve dně komůrky o $\varnothing 2,4$ mm.





PŘÍLOHA 7

Vizualizace průběhu hoření pro otáčky motoru 2500 ot/min a $M_t \approx 35$ Nm.

