

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**TEZE  
DISERTAČNÍ  
PRÁCE**



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

**Efektivní spalování alternativních paliv  
v pístovém spalovacím motoru**

*Ing. Zbyněk Syrovátka*

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní stroje a zařízení

Školitel: *Prof. Ing. Michal Takáts, CSc.*

Teze disertace k získání akademického titulu "doktor", ve zkratce "Ph.D."

Název anglicky: **Effective combustion of alternative fuels in internal combustion engine**

Disertační práce byla vypracována v prezenční formě doktorského studia na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Disertant: Ing. Zbyněk Syrovátka  
Ústav 12120, Fakulta strojní ČVUT v Praze  
Technická 4, Praha 6

Školitel: Prof. Ing. Michal Takáts, CSc.

Školitel-specialista: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Oponenti:

Teze byly rozeslány dne: .....

Obhajoba disertace se koná dne ..... v ..... hod.

v zasedací místnosti č. 17 (v přízemí) Fakulty strojní ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6, před komisí pro obhajobu disertační práce ve studijním oboru Dopravní stroje a zařízení.

S disertací je možno se seznámit na oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojní ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6.

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
předseda oborové rady oboru Dopravní stroje a zařízení  
Fakulta strojní ČVUT v Praze

## **Anotace**

### **Efektivní spalování alternativních paliv v pístovém spalovacím motoru**

Disertační práce se zabývá vývojem zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování chudé směsi v pístovém spalovacím motoru. Na základě provedených experimentů a vytvořených simulačních modelů byl vytvořen detailní popis funkce tohoto zapalovacího systému. Při řešení je využito 3-D CFD simulačních modelů, které se zaměřují na mechanismus tvorby směsi, kvality vyplachování a vývoje spalování, jak uvnitř předkomůrky, tak v hlavním spalovacím prostoru. Pomocí citlivostních studií je zkoumán vliv jednotlivých parametrů, a následně optimalizována geometrie předkomůrky. Vybrané varianty předkomůrek byly experimentálně testovány na nepřepřehnaném plynovém motoru pro ověření funkčnosti a životnosti. Experimentální motor byl provozován za použití alternativních paliv, jako je zemní plyn, propan-butan, vodík a kombinaci těchto paliv. Naměřená data byla využita také pro kalibraci simulačních modelů. Na základě získaných poznatků byly formulovány zásady pro optimální návrh a strategii řízení tohoto zapalovacího systému.

Klíčová slova:

vyplachovaná předkomůrka, spalování chudé směsi, plynový motor

## **Abstract**

### **Effective combustion of alternative fuels in internal combustion engine**

The presented work deals with the development of a scavenged pre-chamber ignition system for lean mixture combustion in a gas internal combustion engine. Based on performed experiments and numerical simulations, this ignition system was described in detail. 3-D CFD simulations provide the description of mixture formation, scavenging quality and combustion development inside the pre-chamber and in the main combustion chamber. The pre-chamber geometry is optimized based on sensitivity analysis, simulation and experimental results. Selected pre-chamber variants were experimentally tested on a naturally aspirated gas engine to verify its functionality and durability. The experimental engine was operated using alternative fuels such as natural gas, propane-butane, hydrogen and combinations thereof. The measured data were also used for calibration of simulation models. Based on the acquired knowledge, the principles for optimal pre-chamber design and control strategy of this ignition system were formulated.

**Keywords:**

scavenged pre-chamber, lean burn combustion, gas engine

# Obsah

|  |    |
|--|----|
| 1. ÚVOD .....  | 4  |
| 2. SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY .....                      | 5  |
| 3. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE .....                           | 8  |
| 4. METODY ZPRACOVÁNÍ.....                                | 10 |
| 4.1 Návrh funkčního vzorku .....                         | 10 |
| 4.2 Simulační modely .....                               | 12 |
| 4.3 Optimalizace návrhu .....                            | 14 |
| 5. VÝSLEDKY .....  | 15 |
| 5.1 Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ..... | 15 |
| 5.2 Prostorové rozložení směsi uvnitř předkomůrky .....  | 16 |
| 5.3 Zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky .....  | 17 |
| 5.4 Vliv objemu předkomůrky .....                        | 18 |
| 5.5 Parametry motoru s vyplachovanou předkomůrkou ...    | 22 |
| 5.6 Porovnání předkomůrkového a zážehového motoru...     | 23 |
| 5.7 Simulace emisního testu motoru WHTC .....            | 25 |
| 6. ZÁVĚR .....   | 28 |
| 6.1 Výhled a plánované další práce .....                 | 30 |
| Seznam použité literatury v tezích .....                 | 31 |
| Publikace související s tématem disertace .....          | 32 |

# 1. ÚVOD

Pístový spalovací motor je v současné době stále jen těžko nahraditelným zdrojem energie pro pohon vozidel, a to z hlediska výkonu, ceny a komfortu spojeného s dojezdem, rychlostí doplnění paliva atd. Neustále se zpřísňující legislativa na něj však klade čím dál větší nároky, a to nejen z pohledu emisí, ale v poslední době i spotřeby paliva ve formě omezení celkové produkce oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ), který je považován za jeden z nejdůležitějších přispěvatelů při tvorbě skleníkového jevu. Limitní hodnota tzv. flotilového průměru emisí  $\text{CO}_2$  pro osobní automobily byla stanovena pro rok 2020 na hodnotu 95 g/km. Což v případě spalování nafty znamená omezení spotřeby paliva na hodnotu 3.5 l/100km a 4.1 l/100km v případě benzínu. Další plánované omezení limitu  $\text{CO}_2$  (63 g/km) pro rok 2030 již v podstatě vylučuje samotné použití konvenčních uhlovodíkových paliv, v případě větších vozidel, se kterými tento limit již nebude reálně dosažitelný.

Aby mohl spalovací motor zůstat co nejdéle konkurenceschopným a splnit veškeré nároky na něj kladené, je potřeba pracovat na jeho neustálém vývoji. Z předpokládaného výhledu se také jeví jako nevyhnutelné hledání nových řešení pro navýšení jeho celkové účinnosti, případně přechod k alternativním palivům s nižším obsahem uhlíku nebo použití "hybridních" konceptů, kdy je spalovací motor zapojen v různém uspořádání s elektromotorem a může být tak provozován v režimech s vyšší účinností.

Tato práce se zaměřuje na efektivní využití samotného pístového spalovacího motoru, potenciálu alternativních paliv a pokročilého systému spalování pro dosažení co nejvyšší účinnosti a minimalizaci produkce emisí.

Aby přeměna energie z paliva byla co možná nejefektivnější, je potřeba se detailně zaměřit již na samotný



proces spalování. Stručnému přehledu aktuálního stavu této problematiky je věnována následující kapitola.

## 2. SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Stechiometrické spalování homogenní směsi, která obsahuje právě takové množství potřebného vzduchu pro úplné spálení obsaženého paliva (součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1$ ), je obecně známé a rozšířené v oblasti zážehových spalovacích motorů. Přesné dodržení přebytku vzduchu je pak klíčové i pro správnou funkci tří-cestného katalyzátoru pro dodatečnou oxidaci oxidu uhelnatého (CO) a nespálených uhlovodíků (HC) a redukci oxidů dusíků (NOx).

Další možností je pak využití tzv. metody chudé koncepce. Spalováním chudé směsi dochází k poklesu maximální teploty, a tím i snížení tepelných ztrát vysokotlaké části pracovního cyklu. Přebytečný vzduch v chudé směsi navíc zvyšuje poměr specifických tepelných kapacit ( $\kappa$ ) a vede ke zvýšení tepelné účinnosti motoru [1.], která je v případě ideálního cyklu definována podle vztahu:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (\text{Rovnice 1})$$

, kde  $\varepsilon$  je kompresní poměr motoru.

Chudá koncepce navíc umožňuje v nízkém zatížení omezit nutnost škrcení pro regulaci výkonu a tedy snížit pumpovní ztráty.

Extrémní zředění směsi pak výrazně snižuje emise oxidů dusíku (NOx) a to vlivem poklesu maximální teploty v průběhu spalování, která je hlavním faktorem ovlivňujícím jejich tvorbu. Oxidy dusíku vznikají oxidací vzdušného dusíku společně s kyslíkem a to za velmi vysokých teplot. Při poklesu teplot náplně válce pod hodnoty okolo 1800°K dochází k výraznému zpomalení těchto chemických reakcí.

Spalování chudé směsi sebou však přináší i určité nevýhody v podobě snížené rychlosti spalování, čímž se prodlužuje doba hoření. Dále se zvyšují nároky na potřebnou zapalovací energii pro dosažení stabilní iniciace zážehu a celkové prohoření směsi. V opačném případě dochází k výraznému nárůstu nespálených uhlovodíků a tím i poklesu celkové účinnosti díky nevyužitému palivu, které odchází do výfuku. Poměrně zásadní je také to, že chudá koncepce spalování není plně kompatibilní s tří-cestným katalyzátorem.

Při použití konvenčního zapalování pomocí zapalovací svíčky se limitní hodnoty součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda$ ) pohybují maximálně do  $\lambda < 1.6$ . V tomto rozmezí přebytku vzduchu jsou však emise NOx příliš velké a nelze tak dosáhnout splnění aktuálních emisních limitů bez jejich dodatečné likvidace pomocí speciálních zařízení umístěných ve výfukovém systému (např. SCR).

Výrazné rozšíření limitu zápalnosti směsi umožňují systémy, které se dnes již běžně používají v oblasti velkých stacionárních motorů. Jedná se například o dvoupalivové plynové motory s tzv. mikro-pilotním vstřikem nafty, který umožňuje vysokoenergetické a vícebodové zapálení směsi. Další poměrně známé zapalovací systémy jsou aplikace využívající tzv. předkomůrku. V principu se jedná o dva oddělené spalovací prostory, které jsou vzájemně propojeny pomocí jednoho či více otvorů. V předkomůrce je většinou umístěna zapalovací svíčka, jejíž jiskřiště je tak chráněno před intenzivním vířením ve válci. Tím jsou výrazně zlepšeny podmínky pro rozvoj předplamenných reakcí po iniciaci přeskokem jiskry. Tato konfigurace je označována jako „nevyplachovaná“ předkomůrka (není dovybavena vlastním přívodem pracovní látky) a lze s ní dosáhnout stabilního zapálení chudé směsi se součinitelem přebytku vzduchu do hodnoty  $\lambda \cong 1.6$  a výrazného navýšení rychlosti spalování oproti konvenční zapalovací svíčce.

Předkomůrka může být dále dovybavena vlastním přívodem paliva, které umožňuje lokální obohacení směsi, vyplachování zbytkových plynů z předchozí pracovního cyklu a přispívá k udržení teploty materiálu předkomůrky v přiměřených mezích. Lokální obohacení je jeden z klíčových faktorů umožňující výrazné rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi v hlavním spalovacím prostoru. V průběhu kompresního zdvihu je původně bohatá směs uvnitř předkomůrky ředěna natékající směsí z hlavního spalovacího prostoru. Tato směs je následně zapálena pomocí zapalovací svíčky a vlivem narůstajícího tlaku v průběhu spalování dochází k vytlačování obsahu předkomůrky skrze propojovací otvory. V zúženém průřezu propojovacích otvorů dochází k výraznému urychlení proudění vstupujícího do hlavního spalovacího prostoru, čímž navyšuje turbulenci, a tím i rychlost hoření. Díky navýšení zapalovací energie a vícebodovému zapálení směsi lze s vyplachovanou předkomůrkou dosáhnout rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi až k hodnotám převyšující součinitel přebytku vzduchu  $\lambda > 2$  a výrazného navýšení rychlosti spalování.

Doposud byly předkomůrkové zapalovací systémy používány převážně v oblasti velkých stacionárních motorů, a to díky velkým prostorovým nárokům na jejich zástavbu. Sériovému použití v oblasti osobních automobilů bránilo také nepřilíživé chování při přechodových režimech (rychlé změny otáček a zatížení), nekompatibilitě s třicícným katalyzátorem atp. V dnešní době se však intenzivně pracuje na jejich vývoji a použití i pro aplikace v automobilových motorech pro dosažení snížení spotřeby paliva a emisí (především NO<sub>x</sub>). Slibný potenciál tohoto zapalovacího systému je proto důvodem pro snahu o jeho optimalizaci. Největším nedostatkem je však výrazný nárůst nespálených uhlovodíků spolu s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu, což ovlivňuje i celkovou účinnost motoru.

### ***3. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE***

Hlavním cílem disertační práce je vytvořit zapalovací systém s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování plyných paliv v pístovém spalovacím motoru pro automobilní aplikace. V konstrukčním návrhu zapalovacího systému je proto implementováno robustní řešení s minimalizací elektroniky a s nízkými nároky na sofistikovanost řídicího systému. Dalším unikátním rysem navrhovaného přístupu je strategie přiřazení složení směsi provozním režimům motoru. Na rozdíl od klasického jiskrového zapalování, zapalovací předkomůrka umožňuje kombinace dvou spalovacích režimů, a to stechiometrické a chudé koncepce. Při nízkém částečném zatížení se předpokládá spalování extrémně chudé směsi tak, aby se dosáhlo akceptovatelně nízkého obsahu oxidů dusíku v surových spalinách a zároveň zvýšení účinnosti motoru. Při plném a vyšším částečném zatížení se navrhuje spalování stechiometrické směsi, aby se dosáhlo měrného výkonu motoru na úrovni současného standardu. Nízký obsah škodlivin ve spalinách odcházejících do atmosféry zajistí konvenční tzv. třícestný katalyzátor.

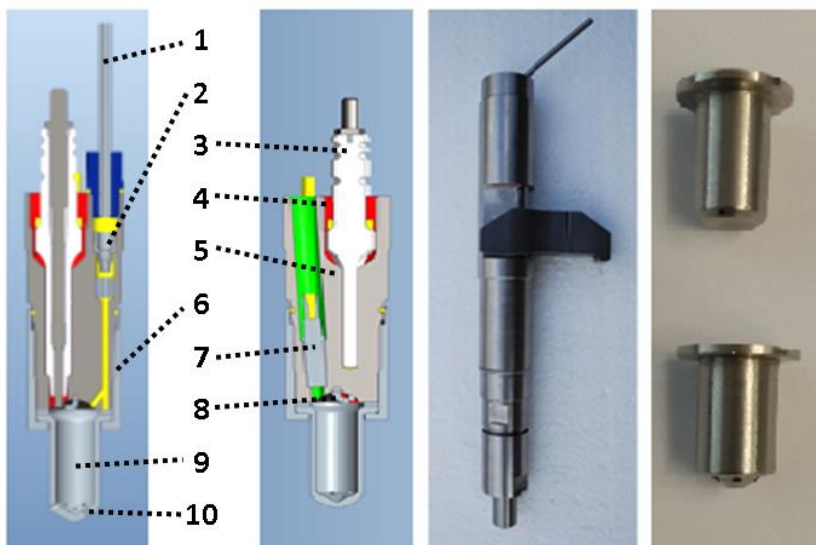
Pro splnění hlavních cílů se kombinuje experimentální a simulační přístup při vzájemné obousměrné výměně poznatků. Bude zkonstruována výše zmíněná vyplachovaná předkomůrka a aplikována do motoru, který se svými parametry blíží motoru pro automobilní aplikace. Provedou se zkoušky funkčního vzorku zapalovacího systému a získá se soubor experimentálních dat. Získaná experimentální data se využijí pro kalibraci simulačních modelů jako nástrojů pro podrobnou analýzu a optimalizaci vyvíjeného zapalovacího systému. Zobecněné závěry budou následně využity pro stanovení obecné metodiky návrhu a strategie řízení zapalovacího systému a motoru. Jednotlivé dílčí cíle by bylo možné shrnout následovně:

1. Navrhnout koncept zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro automobilní motor.
2. Vytvořit funkční vzorek zmíněného zapalovacího systému, který bude experimentálně ověřen na jednoválcovém plynovém motoru G432.
3. Provést analýzu zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou a stanovení celkových parametrů motoru pomocí numerického 0-D/1-D modelu kalibrovaného podle experimentálních dat.
4. Provést analýzu mechanismu tvorby směsi uvnitř vyplachované předkomůrky bez spalování za pomoci 3-D CFD modelu samotné předkomůrky.
5. Vytvořit kompletní 3-D CFD model experimentálního motoru včetně spalování za účelem stanovení popisu dějů uvnitř předkomůrky a v hlavním spalovacím prostoru.
6. Optimalizovat návrh vyplachované předkomůrky pomocí simulačních nástrojů. Navržené varianty porovnat s experimenty.
7. Stanovit strategii řízení navrženého zapalovacího systému a motoru ve stacionárních režimech. Vytvořenou strategii řízení následně ověřit pomocí simulace v nestacionárním emisním cyklu motoru WHTC.

## 4. METODY ZPRACOVÁNÍ

### 4.1 Návrh funkčního vzorku

V roce 2012 se začala připravovat konstrukce vyplachované předkomůrky pro upravený plynový motor G432 o vrtání 102mm [2.], která je zobrazena na Obr. 1.



*Obr. 1. Konstrukce vyplachované předkomůrky*

Předkomůrka je vybavena vlastním přívodem plynného paliva (1), které je přivedeno skrze mechanický zpětný kuličkový ventil (2), zabráňující zpětnému toku směsi. Množství přivedeného plynu je řízeno pomocí tlaku paliva před zpětným ventilem. Přivedený plyn umožňuje vypláchnutí zbytkových plynů z předchozího pracovního cyklu, a dále způsobí lokální obohacení směsi uvnitř předkomůrky, v průběhu výfukového a sacího zdvihu motoru. Dodávka plynu je ukončena na začátku komprese, kdy dojde k vyrovnání tlaku ve

válci (respektive v předkomůrce) a tlaku v palivovém systému. Směs uvnitř předkomůrky je následně ředěna směsí proudící z hlavního spalovacího prostoru skrze propojovací otvory (10). V ideálním případě je hlavní snahou dosáhnout dobře promíšené stechiometrické směsi v okamžiku přeskočení jiskry. Prostor uvnitř předkomůrky je navíc odstíněn od intenzivního makroskopického pohybu směsi ve válci. Výše zmíněné aspekty přispívají k výraznému zlepšení podmínek pro iniciaci a rozvoj spalování uvnitř předkomůrky. Směs je zapálena pomocí zapalovací svíčky (3), kterou bylo nutné z prostorových důvodů speciálně upravit a navíc ji umístit stranou od osy předkomůrky. Z originální zapalovací svíčky byla použita pouze její střední část, která byla dotažena pomocí převlečné matice (4). Zemnicí elektroda (8) byla přivařena na střední část těla komůrky (5). Touto úpravou vznikl prostor pro umístění snímače tlaku (7), který je nezbytný pro detailní analýzu spalování uvnitř předkomůrky. Naměřená data jsou také velmi důležitým vstupem pro kalibraci numerických modelů.

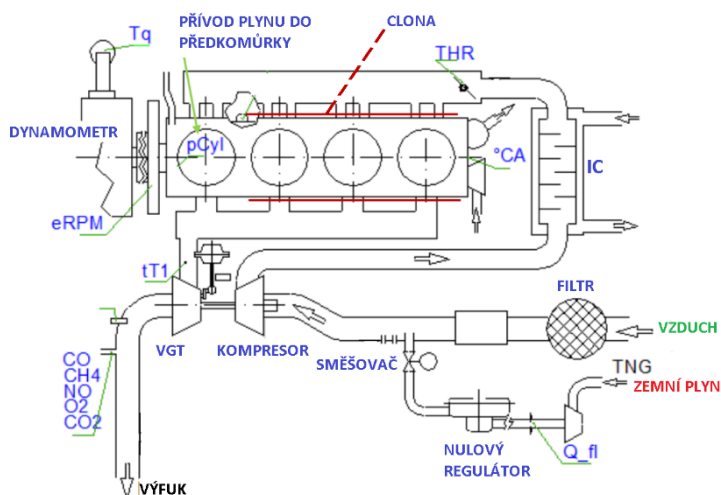
Konstrukční provedení předkomůrky bylo navrženo tak, aby bylo možné měnit její hlavní spodní část (9), která je upevněna pomocí převlečné matice (6). Modulární konstrukce umožňuje rychlou změnu její geometrie a bylo vytvořeno několik variant lišících se uspořádáním, počtem a velikostí propojovacích otvůrků.

V roce 2018 vznikl nový funkční vzorek předkomůrky, který se vyznačoval bočním přívodem plynu a umožnil tak použití sériové zapalovací svíčky (NGK ER8EH, M8) a její umístění v ose předkomůrky. Dále byl navýšen objem předkomůrky ze  $1.9 \text{ cm}^3$  na  $4.1 \text{ cm}^3$ , což odpovídá hodnotě 4.6 % z celkového kompresního objemu motoru.

Navržené předkomůrky byly testovány na modifikovaném plynovém motoru AVIA G432 s kompresním poměrem 12.5:1. Pro prvotní funkční zkoušky navržených variant předkomůrek bylo z časových a ekonomických důvodů

vhodné upravit motor tak, aby mohl být provozován jako nepřepřlňovaný jednoválcový motor [3.]. Toho bylo docíleno vložením clon mezi hlavu válců a příruby sacího a výfukového potrubí, viz Obr. 2.

Jednotlivé varianty předkomůrek byly systematicky proměřeny, včetně citlivostních studií, jako je vliv předstihu zážehu, množství plynu do předkomůrky atd. Naměřená data byla podrobně vyhodnocována, včetně detailní termodynamické analýzy, výkonových a emisních parametrů motoru.



Obr. 2. Schéma uspořádání plynového motoru G432

## 4.2 Simulační modely

Simulační modely jsou nedílnou součástí této práce, jelikož umožňují detailnější analýzu zkoumaného zapalovacího systému, a tím rozšiřují experimentálně získané poznatky. V rámci této disertační práce byly vytvořeny tři hlavní simulační modely.



### ***4.2.1 Model předkomůrkového motoru v programu GT-Power***

Simulační model předkomůrkového motoru v programu GT-Power byl vytvořen za účelem určení fyzikálních veličin, které nelze získat přímým měřením v experimentu, a také pro křížovou kontrolu experimentálních výsledků. Dále byl tento model využit pro predikci výkonových a emisních parametrů přeplňovaného čtyřválcového plynového motoru v nestacionárním emisním cyklu WHTC [4.]. Simulační model byl kalibrován na základě naměřených dat. Hlavní důraz byl kladen na kalibraci následujících důležitých pod-modelů:

- mechanické ztráty
- model spalování a přestup tepla ve válci
- predikce emisí oxidu dusíku

### ***4.2.2 3-D CFD modely***

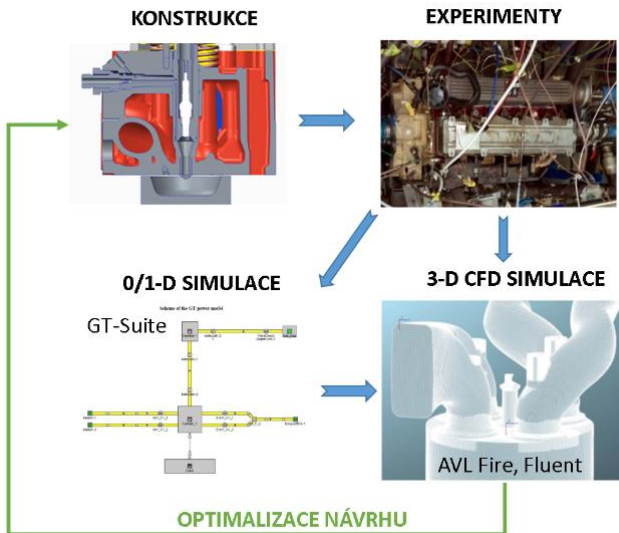
3-D CFD modely byly vytvořeny za účelem stanovení popisu dějů uvnitř předkomůrky a v hlavním spalovacím prostoru, a také pro porovnání jednotlivých variant navržených předkomůrek.

Zjednodušený model samotné předkomůrky bez simulace spalování v programu Fluent umožňuje stanovit kvalitu vyplachování, prostorového rozložení směsi a součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky. Tento model se velmi osvědčil při optimalizaci geometrie předkomůrky a to díky jeho poměrně nízké výpočetní náročnosti.

V programu AVL Fire byl následně vytvořen detailní model předkomůrkového motoru zahrnující kompletní geometrii spalovacího prostoru a sacích a výfukových kanálů. Spalování je v CFD modelu simulováno pomocí turbulentního modelu hoření ECFM-3Z [4.], který umožňuje získat dostatečné přesné výsledky, co se týče rychlosti vývinu tepla ve válci.

### 4.3 Optimalizace návrhu

Optimalizace návrhu vyplachované předkomůrky byla prováděna na základě dat a poznatků z provedených experimentů a výsledků simulačních modelů, viz Obr. 3. Naměřená data byla využita také pro kalibraci jednotlivých modelů a jako okrajové podmínky pro simulace. 3-D CFD simulační modely byly vytvářeny tak, aby bylo možné jednoduše měnit geometrii samotné předkomůrky, což umožnilo rychlé porovnání jednotlivých variant. Hlavním cílem bylo optimalizovat geometrii předkomůrky tak, aby došlo ke zlepšení promíšení směsi uvnitř předkomůrky, vyplachování zbytkových plynů atd.



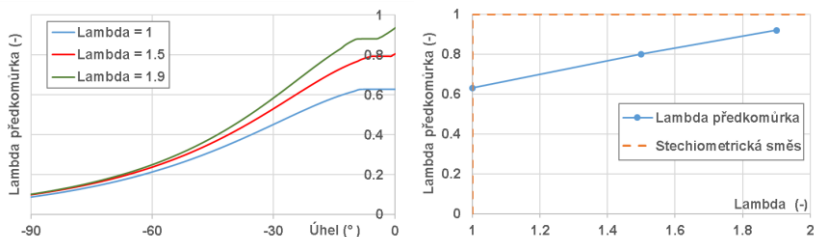
Obr. 3. Schéma optimalizace návrhu vyplachované předkomůrky

## 5. VÝSLEDKY

V této kapitole budou prezentovány vybrané klíčové výsledky z provedených experimentů a simulačních výpočtů, které dokládají funkčnost navrženého zapalovacího systému a umožňují jeho detailní analýzu a popis.

### 5.1 Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky

Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ( $\lambda_K$ ) nebylo možné stanovit přímým měřením. Simulační modely však umožňují sofistikovaný odhad součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce a v případě použití 3-D CFD modelů dokonce i prostorové rozložení paliva. Přebytek vzduchu, společně s množstvím zbytkových plynů uvnitř předkomůrky a kvalitou promísení směsi paliva se vzduchem, mají přitom zásadní vliv na její celkovou funkci.



Obr. 4. Výsledky simulace v programu GT-Power, otáčky motoru  $1800\text{min}^{-1}$ . Součinitel přebytku vzduchu uvnitř malé předkomůrky ( $\lambda_K$ ) verze MK12x1.2 v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele (vlevo) a  $\lambda_K$  v horní úvrati pístu (TDC) v závislosti na celkovém součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$  (vpravo).  $Q_{K/\text{cyklus}} = 2\text{ mg/cyklus}$ .

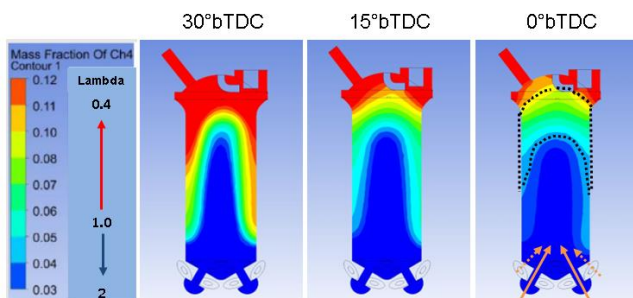
Obr. 4. vlevo ukazuje průběh součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele pro tři různé celkové součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda = 1; 1.5; 1.9$ ; měřena ve výfuku), při otáčkách motoru  $1800\text{ min}^{-1}$ . Do předkomůrky o objemu  $1.9\text{ cm}^3$  s 12-ti otvůrkami o průměru

1.2 mm (verze: MK12x1.2) bylo přiváděno konstantní množství zemního plynu  $Q_{K/cyklus} = 2$  mg/cyklus.

Obr. 4. vpravo pak ilustruje vývoj průměrného součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky v okamžiku horní úvratí pístu (TDC), v závislosti na změně celkového součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda$ ). Z grafu je patrné, že ideálního stechiometrického poměru v předkomůrce je možné dosáhnout při provozu motoru na extrémně chudou směs ( $\lambda > 1.9$ ). Výsledky dále ukazují, že pokud je motor provozován na stechiometrickou směs ( $\lambda = 1$ ), dochází v důsledku lokální obohacení ke vzniku výrazně bohaté směsi uvnitř předkomůrky. Hodnota přebytku vzduchu  $\lambda_K = 0.62$  se blíží k limitům zápalnosti směsi. Tento fakt může vést ke zhoršení stability spalování uvnitř předkomůrky (nebo až k jeho úplnému vynechání) a následně pak může negativně ovlivnit i spalování v hlavním spalovacím prostoru. Proto by se hodnota  $\lambda_K$  měla pohybovat v mezích zápalnosti a to nejlépe v rozsahu  $\lambda_K = (1 \div 1.5)$ , což by mělo být zajištěno pomocí vhodně řízené dodávky plynu do předkomůrky.

## 5.2 Prostorové rozložení směsi uvnitř předkomůrky

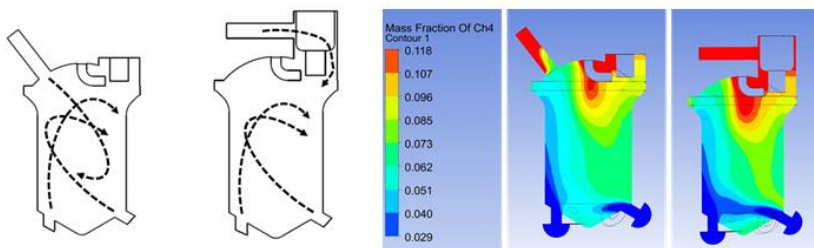
Výsledky simulace ukazují vznik výrazně vrstvené směsi uvnitř předkomůrky, viz Obr. 5. To je způsobeno soustředným uspořádáním propojovacích otvorů a relativně dlouhou předkomůrkou s malým vnitřním průměrem. Přerušovaná čára pak vyznačuje oblast s dobře předpřipravenou zápalnou směsí. Tato oblast je však poměrně malá a lze také předpokládat, že pouze tato část může poskytnout optimální podmínky pro spalování. Velmi bohatá směs v okolí elektrod zapalovací svíčky může způsobit zhoršení stability zapalování a zvýšené nároky na zapalovací energii.



Obr. 5. Hmotnostní koncentrace metanu uvnitř předkomůrky (verze MK 12x1.2) při  $Q_{K/cyklus} = 2 \text{ mg/cyklus}$ . Výsledky CFD simulace protáčeného motoru při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  (režim B) v programu Fluent – třetí cyklus.

### 5.3 Zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky

Hlavním cílem bylo optimalizovat geometrii předkomůrky tak, aby došlo k lepšímu promíšení směsi uvnitř předkomůrky. Na základě výsledků analýz velkého počtu geometrických uspořádání předkomůrky bylo nalezeno možné řešení, které bylo také patentováno [6.]. Patentová přihláška se týká konstrukčního uspořádání předkomůrky pro nepřímý zážeh v plynovém pístovém spalovacím motoru. Předmětem patentu je zapalovací předkomůrka s cíleně vytvořeným pohybem náplně vytvářející příčný vír s osou rotace kolmou na podélnou osu předkomůrky, viz Obr. 6.



Obr. 6. Ilustrace příčného víru uvnitř předkomůrky (vlevo). Hmotnostní koncentrace metanu uvnitř předkomůrky 15° před horní úvratí pístu (vpravo).

Hlavní přínosy navrhovaných konstrukčních řešení jsou:

- stabilizace proudového pole uvnitř předkomůrky vedoucí k minimalizaci mezi-oběhového rozptylu procesu inicializace hoření
- cílené ovlivnění rozvrstvení směsi podél osy komůrky
- zlepšení vypláchnutí prostoru mezi elektrodami jiskřiště od zbytkových plynů

#### 5.4 Vliv objemu předkomůrky

Jedním z hlavních parametrů, který ovlivňuje velikost zapalovací energie předkomůrky je její vnitřní objem. Maximální teoretická zapalovací energie by v ideálním případě byla rovna uvolněnému teplu shořelé směsi v daném objemu. Reálná zapalovací energie je však výrazně nižší a záleží na dalších faktorech. Část čerstvé směsi je vytlačována v důsledku nárůstu tlaku při rozvíjejícím se spalování z předkomůrky ven skrze propojovací otvůrky. Podstatný vliv na účinnost spalování uvnitř komůrky má i kvalita promísení směsi, průměrný součinitel přebytku vzduchu a lokální podmínky v okolí zapalovacích elektrod.

Za účelem stanovení vlivu objemu předkomůrky bylo provedeno experimentální srovnání malé předkomůrky o objemu  $1.9 \text{ cm}^3$  (MK 12x1.2) a velké předkomůrky o objemu  $4.1 \text{ cm}^3$  (VK 12x1.2). Obě předkomůrky měly stejnou geometrii a počet propojovacích otvůrků ( $12 \times \varnothing 1.2 \text{ mm}$ ).

Pro stanovení zapalovací energie předkomůrky byl používán částečně protáčený motor, který byl označován jako režim „spalování pouze v předkomůrce“. Tento provozní režim sloužil pro vyhodnocení účinnosti spalování v samotné předkomůrce a také k experimentálnímu stanovení velikosti její zapalovací energie (respektive vývinu tepla). Motor byl protáčen pomocí dynamometru při konstantních otáčkách se zapnutým

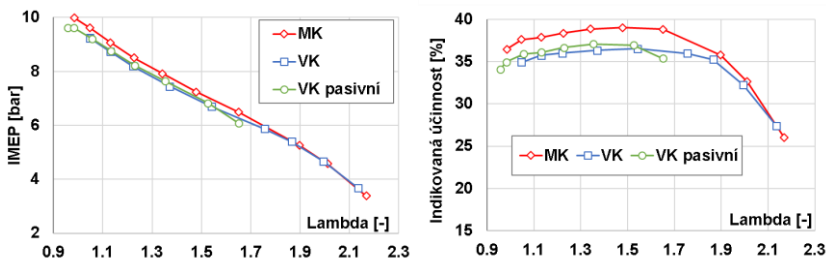
zapalováním (docházelo k přeskoku jiskry). Palivo bylo přiváděno pouze do předkomůrky.

Tab. 1 ukazuje teoretickou velikost přivedené energie v palivu, které bylo přivedeno do předkomůrky a skutečné velikosti vývinu tepla, které bylo vyhodnoceno z celkové účinnosti spalování, na základě metanového emisního indexu. Porovnání ukazuje, že velká předkomůrka dosahuje více než dvojnásobného navýšení energie. Dále je potřeba podotknout, že velikost uvolněné energie je více než (700-2000) krát větší než je zapalovací energie uvolněná při jiskrovém výboji standardní zapalovací svíčky ( $\cong 30$  mJ).

Tab. 1. Určení zapalovací energie vyplachované předkomůrky

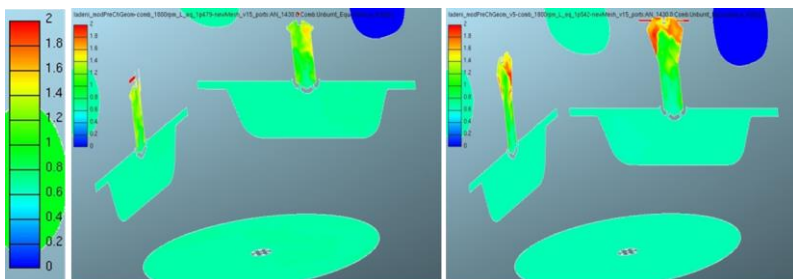
| <b>Předkomůrka</b>                           | <b>Malá – MK 12x1.2</b>   |      | <b>Velká – VK 12x1.2</b> |      |
|--|---|------|--------------------------|------|
|  | Množství plynu do předkomůrky – $Q_{K/cyklus}$ (cm <sup>3</sup> /cycle) | 1.9  | 3.7                      | 3.7  |
| Celková teoretická energie paliva (J/cyklus) | 66  | 133  | 133                      | 273  |
| Skutečně uvolněné teplo (J/cyklus)           | 19.9  | 25.2 | 47                       | 69.5 |

Na Obr. 7 je zobrazeno přímé srovnání parametrů motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Porovnání ukazuje, že předkomůrka s větším objemem (VK) dosahuje mnohem horších parametrů než předkomůrka s menším objemem (MK). Nižší dosažené hodnoty středního indikovaného tlaku (IMEP) a indikované účinnosti, mohou být způsobeny díky menšímu kompresnímu poměru, nižší účinnosti spalování a větší teplosměnné ploše. Navíc došlo k výraznému zhoršení její funkce v provozní oblasti se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=(1\div 1.1)$ . Při experimentech docházelo někdy až k úplnému vynechání spalování.



Obr. 7. Porovnání parametrů motoru s malou (MK) a velkou vyplachovanou předkomůrkou (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní). Střední indikovaný tlak (IMEP) a indikovaná účinnost v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Podmínky:  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $CA50 = 10^\circ \text{ aTDC}$ .

Zhoršení funkce velké předkomůrky je podle výsledků 3-D CFD modelů pravděpodobně způsobena horší homogenitou náplně, než je tomu u malé předkomůrky a také výrazněji bohatší směsí v její horní části, viz Obr. 8. Proto bylo u velké předkomůrky přistoupeno k pokusu s nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní). Nevyplachovaná předkomůrka vykazovala zlepšení indikované účinnosti a také stability běhu motoru v rozsahu součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=(0.95\div 1.5)$ .

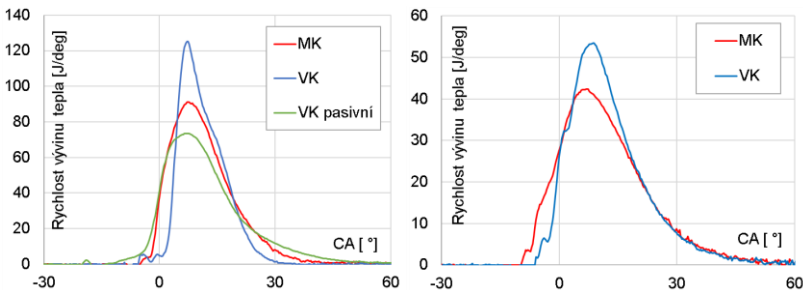


Obr. 8. Porovnání prostorového rozložení směsi pomocí ekvivalentního poměru (palivo/vzduch),  $10^\circ$  před horní úvrátí pístu. Vlevo: malá vyplachovaná předkomůrka (MK12x1.2), vpravo: velká vyplachovaná předkomůrka (VK12x1.2). Výsledky CFD simulace pro provozní režim motoru se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ .



Přestože by předkomůrka s větším objemem měla mít i větší zapalovací energii (viz Tab. 1), nebylo dosaženo očekávané snížení nespálených uhlovodíků a ani rozšíření pracovní oblasti motoru, co se týče součinitele přebytku vzduchu. Došlo však k nárůstu rychlosti spalování. V důsledku toho je zkrácena celková doba hoření a mohl být použit i mnohem menší předstih zážehu.

Obr. 9 ukazuje porovnání rychlosti vývinu tepla ve válci pro průměrný pracovní cyklus při „chudém spalování“ ( $\lambda=1.5$  a  $\lambda=2$ ). Při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$  (Obr. 9 vlevo) je vidět výrazný rozdíl mezi malou a velkou vyplachovanou předkomůrkou. Nevyplachovaná předkomůrka, za těchto podmínek, vykazuje nejpomalejší rychlost spalování. A při dalším ochuzení směsi ( $\lambda>1.5$ ) již docházelo k výraznému zhoršení stability spalování.

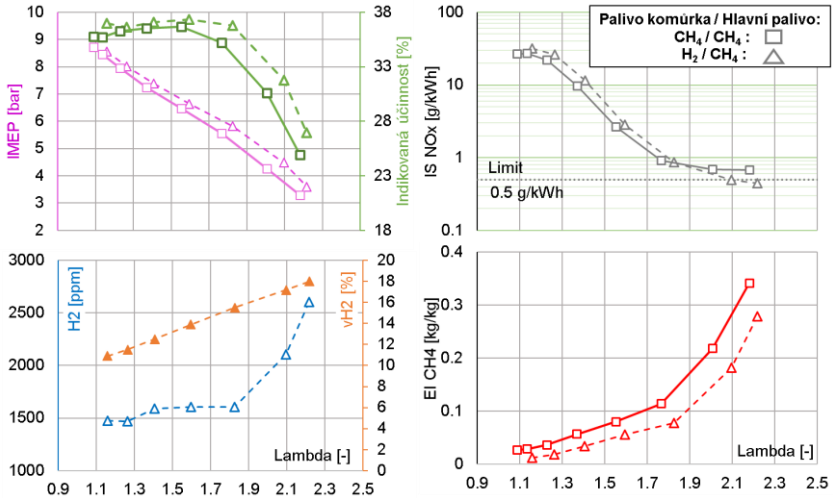


Obr. 9. Rychlost vývinu tepla – průměrný pracovní cyklus,  $\lambda=1.5$  (vlevo),  $\lambda=2$  (vpravo). Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní).

Závěrem lze konstatovat, že pouhé zvětšení objemu předkomůrky (bez úprav průtočného průřezu propojovacích kanálků, či zlepšení promísení směsi uvnitř předkomůrky atd.) vedlo pouze ke zkrácení doby hoření a nižším požadavkům na předstih zážehu. Navíc došlo ke zhoršení celkových parametrů motoru a to v rozsahu součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=(1\div 1.75)$ .

## 5.5 Parametry motoru s vyplachovanou předkomůrkou

Porovnání naměřených parametrů plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK 19x1.2 (objem předkomůrky  $4.1 \text{ cm}^3$ , 19 otvůrků o průměru 1.2 mm) a vliv použitého paliva pro její vyplachování (zemní plyn a vodík), je zobrazeno na Obr. 10.

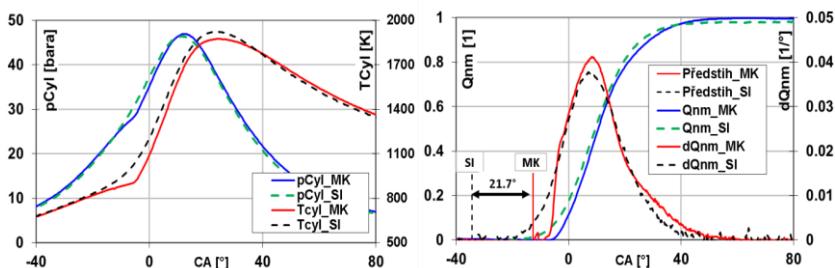


Obr. 10. Porovnání parametrů motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK 19x1.2 a vliv použitého paliva pro vyplachování předkomůrky: zemní plyn – označení  $\text{CH}_4/\text{CH}_4$ , vodík – označení  $\text{H}_2/\text{CH}_4$ . Hlavním palivem byl v obou případech zemní plyn. Podmínky:  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $\text{CA}50 = 10^\circ \text{ aTDC}$ .

Z grafu je patrný pokles nespálených uhlovodíků, při použití vodíku pro vyplachování předkomůrky, a to v celém provozním rozsahu motoru. Následkem toho došlo ke zvýšení hodnoty středního indikovaného tlaku (IMEP) a indikované účinnosti motoru. Pozitivní přínos je způsobem zejména díky široké mezi zápalnosti vodíku a jeho velmi rychlému hoření. Výsledná objemová koncentrace vodíku v palivu je uvedena pomocí hodnoty:  $v\text{H}_2$  [%]. Objemová koncentrace nespáleného



jednotlivé hodnoty indikované účinnosti při stejném výkonu motoru (IMEP = 4bar), dojde v případě předkomůrky k 13 % zlepšení oproti klasické stechiometrické koncepci. Zároveň bylo také dosaženo snížení měrné emise NO<sub>x</sub> pod hodnotu 0.5 g/kWh. Výsledky tak ukazují pozitivní přínosy chudé koncepce spalování a potenciál předkomůrkového zapalovacího systému, s nímž by bylo možné dosáhnout splnění emisních limitů NO<sub>x</sub>, při částečném zatížení motoru, a to bez dodatečné úpravy výfukových plynů.



Obr. 12. Porovnání zážehového (SI) a předkomůrkového motoru (MK) s vyplachovanou předkomůrkou verze MK12x1.2. Vlevo - průběh tlaku a teploty ve válci v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Vpravo – průběh normovaného vývinu tepla a rychlosti vývinu tepla. Podmínky: IMEP=6.5 bar,  $\lambda=1.6$ ,  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $CA_{50}=10^\circ \text{aTDC}$ .

Na Obr. 12 je provedeno srovnání obou zapalovacích systémů za stejných provozních podmínek motoru ( $1800 \text{ min}^{-1}$ , IMEP = 6.5 bar,  $CA_{50}=10^\circ \text{aTDC}$ ) a součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.6$ . Předkomůrkový zapalovací systém vykazuje velmi krátkou dobu iniciace zážehu a následně strmý nárůst rychlosti hoření ( $dQ_{nm}$ ) v jeho počáteční fázi. Rozdíl v hodnotě předstihu zážehu je  $21.7^\circ$  otočení klikového hřídel. Rychlost hoření je navýšena díky vícebodovému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru a zvýšené zapalovací energii. Dále bylo dosaženo výrazného rozšíření provozního rozsahu motoru (až  $\lambda = 2.1$ ).

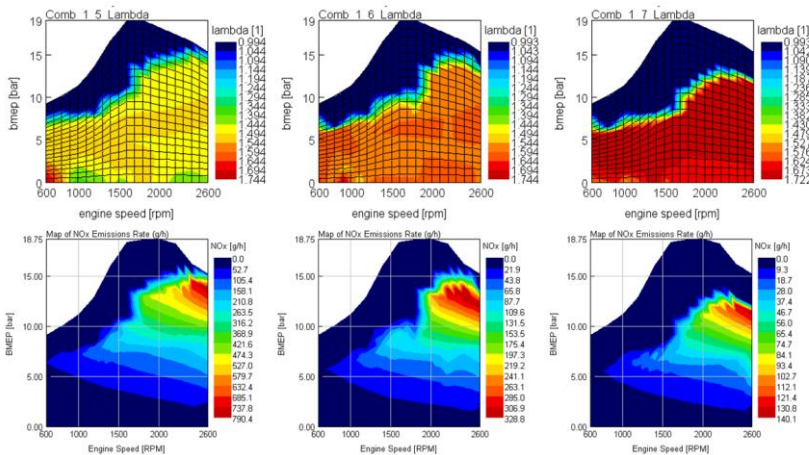
## 5.7 Simulace emisního testu motoru WHTC

Cílem simulace emisního testu motoru WHTC (World Harmonized Transient Cycle) bylo zjistit celkový potenciál přeplňovaného čtyřválcového plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou a zda je s ním možné, při volbě vhodné strategie řízení a vyžití chudé koncepce, splnit aktuální emisní předpisy. Pro tyto účely byly v programu GT-Power provedeny simulace emisního testu, a to jak pro předkomůrkový motor, tak pro motor s klasickou zapalovací svíčkou se stejnými parametry. Výsledky umožňují přímé srovnání jednotlivých motorů.

Kvůli výpočetní náročnosti simulace emisních cyklů WHTC byly vytvořeny zjednodušené simulační modely motorů založených na tzv. mapových podkladech („map-based engine model“) ve formě úplných charakteristik z ustálených provozních stavů. Úplné charakteristiky popisují výkonové parametry motoru, mechanické ztráty, spotřebu paliva, emise a další potřebné parametry. Dynamické chování motoru je pak zohledněno pouze pomocí zavedení inerciálního momentu pro zadaný moment setrvačnosti motoru ( $0,3 \text{ kg.m}^2$ ), který byl pro daný motor stanoven.

Navrhovaná strategie řízení předkomůrkového motoru předpokládá využití rychlého přechodu mezi stechiometrickou koncepcí využívanou v oblastech vysokého zatížení motoru a chudou koncepcí pro částečné zatížení motoru. Při nízkém částečném zatížení se předpokládá spalování extrémně chudé směsi tak, aby se dosáhlo akceptovatelně nízkého obsahu oxidů dusíku v surových spalínách a zároveň zvýšení účinnosti motoru. Při plném a vyšším částečném zatížení se navrhuje spalování stechiometrické směsi, aby se dosáhlo měrného výkonu motoru na úrovni současného standardu. Nízký obsah škodlivin ve spalínách odcházejících do atmosféry zajistí konvenční tzv. třicestný katalyzátor. V případě součinitele

přebytku vzduchu vyššího než 1.02, a samozřejmě při spalování velmi chudé směsi, se daný katalyzátor považuje pouze za katalyzátor oxidační, bez jakéhokoliv redukčního efektu na emise NOx.



Obr. 13. Mapy požadovaného součinitele přebytku vzduchu (nahore) a produkce emisí NOx [g/h] (dole) pro navrhované strategie řízení předkomůrkového motoru ( $\lambda=1.5$  vlevo,  $\lambda=1.6$  uprostřed,  $\lambda=1.7$  vpravo).

Pro otestování navrhované strategie řízení předkomůrkového motoru byly připraveny 3 varianty, které zahrnují kombinaci stechiometrické koncepce s třemi rozdílnými úrovněmi součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda=1.5;1.6;1.7$ ) pro oblast částečného zatížení. Výsledné strategie řízení součinitele přebytku vzduchu, včetně predikce emisí oxidů dusíku, jsou zobrazeny na Obr. 13.

Výsledné hodnoty pro jednotlivé varianty motorů a zvolenou strategii řízení součinitele přebytku vzduchu jsou uvedeny v Tab. 2. Z výsledků je patrné, že obě varianty motorů (zážehový i předkomůrkový) při použití stechiometrické koncepce (SI Lam=1, PC Lam=1) splní daný limit 0.5 g/kWh pro emise oxidů dusíku s dostatečnou rezervou. Dále byla úspěšná navrhovaná strategie řízení pro předkomůrkový motor

využívající rychlých přechodů mezi součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda = 1$  a  $\lambda = 1.7$  (PC Lam =1/1.7). Zbylé dvě strategie již daný limit pro NOx několikanásobně překračují.

Tab. 2. Výsledné hodnoty emisí NOx, CO<sub>2</sub> a spotřeby paliva v cyklu WHTC pro jednotlivé varianty motorů a zvolenou strategii řízení součinitele přebytku vzduchu.

| Varianta       | NOx              |              | Spotřeba paliva |                          | CO <sub>2</sub>  |                          |
|----------------|------------------|--------------|-----------------|--------------------------|------------------|--------------------------|
|                | Průměr za cyklus | % NOx limitu | Celkem          | porovnání vůči SI motoru | Průměr za cyklus | porovnání vůči SI motoru |
|                | g/kWh            | %            | kg              | %                        | g/kWh            | %                        |
| SI_Lam = 1     | 0.044            | 9.6          | 2.529           | 0.0                      | 644              | 0.0                      |
| PC_Lam = 1     | 0.044            | 9.6          | 2.459           | -2.8                     | 641              | -0.5                     |
| PC_Lam=1 / 1.7 | 0.349            | 75.9         | 2.42            | -4.3                     | 631              | -2.0                     |
| PC_Lam=1 / 1.6 | 0.919            | 199.8        | 2.395           | -5.3                     | 624              | -3.1                     |
| PC_Lam=1 / 1.5 | 2.401            | 522.0        | 2.437           | -3.6                     | 635              | -1.4                     |

Co se týká celkové spotřeby paliva, je z Tab. 2. vidět, že lze s překomůrkovým motorem dosáhnout 4.3% úspory paliva oproti klasickému zážehovému motoru, a to i přes to, že při hodnotách součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=1.7$  se dosahovaná chemická účinnost pohybuje pouze kolem 91%. Nespálené palivo se však negativně projeví na menším přínosu, co se týče snížení produkce CO<sub>2</sub>, a to za předpokladu, že toto palivo kompletně dodatečně oxiduje v katalyzátoru. Zlepšení chemické účinnosti při spalování chudé směsi je samozřejmě jedním z hlavních cílů prováděných optimalizací vyvíjeného zapalovacího systému. Simulace emisního cyklu WHTC měly stanovit, zda je předkomůrkový motor i v současném vývojovém stavu vůbec schopen aktuální emisní limity splnit. A dále určit potřebnou úroveň zředění směsi, respektive hodnotu součinitele přebytku vzduchu, pro částečné zatížení motoru, na kterou se mají prováděné optimalizace zaměřit.

## 6. ZÁVĚR

V této práci je prezentován experimentální vývoj zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování chudé směsi v plynovém motoru, jako prostředku pro navýšení účinnosti spalovacího motoru a snížení emisí oxidů dusíku.

V rámci této disertační práce bylo navrženo a experimentálně otestováno několik funkčních vzorků tohoto zapalovacího systému. Společně s tím tak vznikl poměrně rozsáhlý soubor naměřených dat, který dokládá funkci tohoto zapalovacího systému a dále slouží pro kalibraci numerických modelů. Porovnání parametrů předkomůrkového motoru s klasickým zážehovým motorem ukazuje, že pomocí předkomůrky lze dosáhnout výrazného rozšíření provozního rozsahu motoru ( $\lambda \geq 2$  až 2.9) a navýšení rychlosti spalování. Při částečném zatížení motoru a extrémním zředění směsi ( $\lambda \geq 1.7$ ) lze docílit snížení emise oxidů dusíku v surových spalínách pod hodnoty, které vyžaduje aktuální emisní legislativa a zároveň navýšit účinnost motoru. K navýšení účinnosti dochází v důsledku vyšší tepelné účinnosti motoru při nízkoteplotním spalování chudé směsi a dále pak díky omezení nutnosti škrcení a tím zmenšení pumpovních ztrát. Výsledky simulace emisního cyklu WHTC ukázaly, že při volbě vhodné strategie řízení, lze s překomůrkovým motorem splnit současné emisní limity a zároveň dosáhnout 4.3% úspory paliva oproti klasickému zážehovému motoru. Předkomůrkový zapalovací systém se tedy jeví jako velmi efektivní prostředek pro spalování plyných paliv a podle mého názoru se tedy vyplatí pokračovat v jeho dalším vývoji. Pokud by navíc došlo k nasazení toho zapalovacího systému v kombinaci se spalováním paliv s příměsí vodíku, došlo by k dalšímu snížení celkové produkce oxidu uhličitého.



Aby bylo možné předkomůrkový systém detailně analyzovat vzniklo několik simulačních modelů. Prvním z modelů je model předkomůrkového motoru v programu GT-Power. Tyto simulace na základě 0-D/1-D přístupu umožňují stanovení fyzikálních veličin, které nelze získat přímým měřením v experimentu, a také slouží pro křížovou kontrolu experimentálních výsledků. S dostačenou přesností lze také určit průměrnou hodnotu součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky, který má zásadní vliv na její funkci. V neposlední řadě pak lze výsledky těchto simulací využít pro definici okrajových podmínek 3-D CFD simulací a predikci celkových parametrů čtyřválcového přeplňovaného motoru.

3-D CFD simulace umožňují mnohem detailnější analýzu dějů uvnitř spalovacího motoru. Jedním z vytvořených modelů je model samotné předkomůrky v programu Fluent. Tento model se velmi osvědčil při optimalizaci geometrie předkomůrky a to díky jeho poměrně nízké výpočetní náročnosti. Dále umožňuje stanovit kvalitu vyplachování, prostorové rozložení směsi a přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky. Pro komplexní popis dějů, jak uvnitř předkomůrky, tak v hlavním spalovacím prostoru, a to včetně simulace spalování, byl sestaven 3-D CFD model celého motoru v programu AVL Fire.

Na základě experimentálních a simulačních výsledků vznikl nejen detailní popis funkce předkomůrkového zapalovacího systému, ale i řada doporučení pro jeho optimální návrh a strategii řízení pro dosažení co nejefektivnějšího provozu motoru. Dále byly podány dvě patentové přihlášky, které jsou v současné době ve schvalovacím řízení. První z nich se týká zlepšení promíšení směsi uvnitř předkomůrky za pomoci příčného víru a tím cíleně vytvořeného pohybu náplně. Druhý patentem je použití vodíkem vyplachované předkomůrky pro zvýšení tepelné účinnosti spalovacího motoru a minimalizaci mezi-oběhové variability parametrů motoru.

Z výše uvedených závěrů lze také konstatovat, že byly splněny veškeré vytyčené dílčí cíle této práce, které byly stanoveny v kapitole 3.

## **6.1 Výhled a plánované další práce**

Veškerá prezentovaná data a výsledky v této práci se týkaly provozu nepřepřlňovaného jednoválcového plynového motoru. Proto by bylo žádoucí, a je také v blízké budoucnosti plánováno, ověření parametrů předkomůrkového zapalovacího systému na čtyřválcovém přepřlňovaném motoru. Dalším úkolem experimentální části by mělo být například ověření funkce oxidačního katalyzátoru při spalování chudé směsi a za poměrně velmi nízkých teplot výfukových spalin.

V oblasti numerických výpočtů, by pro případné pokračovatele v této práci, měl být, jako jeden z hlavních úkolů, vylepšení, případně vytvoření nových simulačních modelů, které umožní simulaci kompletní chemické kinetiky. Takovéto modely, jejichž vývoj je aktuálně v počáteční fázi, jsou momentálně testovány na pracovišti autora společně s výrobcem programu AVL Fire.

## Seznam použité literatury v tezích

- [1.] Heywood, J., B., „Internal Combustion Engine Fundamentals.“ New York: McGraw-Hill, 1988. Print.
- [2.] Štoural M., Zapalovací komůrka pro plynový motor s nepřímým zážehem, diplomová práce, Strojní fakulta ČVUT v Praze, 2014
- [3.] Syrovátka, Z., „Zkušební stanoviště pro vývoj pokročilého zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou“. 43. mezinárodní vědecká konference kateder dopravných, manipulačních, stavebných a poľnohospodárskych strojov. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017, pp. 47-57, ISBN 978-80-553-2828-7.
- [4.] Syrovátka, Z., Vávra, J., Takáts, M., „Various Mixture Control strategies for a Light Duty Gas Engine“, KOKA 2019 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines., BRNO, 2019, pp. 95-105, ISBN 978-80-7509-668-5
- [5.] Richard S., Colin O., Vermorel O., Benkenida A., Angelberger C. and Veynante D., "Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines", Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, No. 1, pp. 3059-3066, 2007.
- [6.] Patentová přihláška č. PS4225CZ, Zapalovací komůrka pro nepřímý zážeh v plynovém pístovém zážehovém spalovacím motoru, Datum podání: 23.2.2018

## **Publikace související s tématem disertace**

[15.] Hvězda, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., Evaluation of Ignition Pre-Chamber Geometry by Multi-zone Model of Combustion, KOKA 2017 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. 2017. pp. 12-22. ISBN 978-80-7494-354-6.

[17.] Syrovátka, Z., „Zkušební stanoviště pro vývoj pokročilého zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou“. 43. medzinárodná vedecká konferencia katedier dopravných, manipulačných, stavebných a poľnohospodárskych strojov. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017, pp. 47-57, ISBN 978-80-553-2828-7.

[18.] Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., „CFD simulation of scavenged pre-chamber“. In: KOKA 2016 - XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. pp. 187-194. ISBN 978-80-214-5379-1.

[27.] Syrovatka, Z., Takats, M., and Vavra, J., "Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine," SAE Technical Paper 2017-24-0095, 2017, pp. 1-12. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0095>.

[28.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Barrientos, E. „Scavenged Pre-Chamber on a Gas Engine for Light Duty Truck“. In: ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2016). New York: American Society of Mechanical Engineers - ASME, 2016. ICEF2016-9423, pp. 1-11. ISBN 978-0-7918-5050-3.

[29.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Vitek, O.; Takáts, M.; Macek, J. Development of a Pre-Chamber Ignition System for Light Duty Truck Engine. SAE Technical Paper 2018-01-1147, 2018, pp. 1-12. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1147>.

[30.] Syrovatka, Z., Vitek, O., Vavra, J., and Takats, M., "Scavenged Pre-Chamber Volume Effect on Gas Engine Performance and Emissions," SAE Technical Paper 2019-01-0258, 2019, pp. 1-17. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0258>.

[31.] Vitek, O., Doleček V. a Syrovátka Z., „Combustion in gas SI ICE equipped with scavenged pre-chamber“. In: Scientific Proceeding KOKA 2018. KOKA 2018, XLIX. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, Nitrianske Rudno, 2018-09-19/2018-09-21. Nitra: SPU Nitra, 2018. pp. 21-34. ISBN 978-80-552-1880-9.

[34.] Vitek, O.; Doleček, V.; Syrovátka, Z.; Macek, J., „Identification of Cycle-to-Cycle Variability Sources in SI ICE based on CFD Modeling“. MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2018, XVI(01), pp. 18-32, ISSN 1214-0821.

[39.] Syrovátka, Z., Vávra, J., Takáts, M., „Various Mixture Control strategies for a Light Duty Gas Engine“, KOKA 2019 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines., BRNO, 2019, pp. 95-105, ISBN 978-80-7509-668-5

