

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Diplomová práce

Modifikace spalovacího prostoru dvoupalivového vznětového motoru za účelem zvýšení chemické účinnosti

Bc. Josef Jarolímek

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Ivan Bortel, Ph.D.

Praha 2022

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval(a) samostatně s použitím literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

Datum:

.....
podpis

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jarolímek** Jméno: **Josef** Osobní číslo: **437236**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Modifikace spalovacího prostoru dvoupalivového vznětového motoru za účelem zvýšení chemické účinnosti

Název diplomové práce anglicky:

Modification of the combustion chamber of a dual-fuel compression ignition engine in order to increase chemical efficiency

Pokyny pro vypracování:

Provedte rešerši existujících spalovacích prostorů pro zážehové, vznětové i dvoupalivové motory. Vyšetřete faktory, které mohou ovlivňovat chemickou účinnost dvoupalivového vznětového motoru. Provedte rešerši postupů návrhu spalovacího prostoru pro zážehové, vznětové i dvoupalivové motory včetně použitého výpočetního softwaru. Zvolte vhodné postupy pro zvýšení chemické účinnosti daného dvoupalivového výzkumného jednoválce o vrtání 85 mm a zdvíhu 90 mm se vstřikováním typu common rail. Provedte návrh konkrétních modifikací spalovacího prostoru pro daný motor.

Seznam doporučené literatury:

- Heywood, J. B., Internal combustion engine fundamentals, New York: McGraw- Hill; 1998, ISBN 0-07-028637
G. A. Karim, Dual-Fuel Diesel Engines, CRC Press, Boca Raton, 2015
- Bin Wang, Optimization of combustion chamber geometry for natural gas engines with diesel micro-pilot-induced ignition, Energy Conversion and Management 2016
- T. Donato, L. Strafella, and D. Laforgia, Effect of the Shape of the Combustion Chamber on Dual Fuel Combustion, SAE 2013
gasoline-diesel fuel

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Ivan Bortel, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Ivan Bortel, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

Anotace

- Jméno autora:** Bc. Josef Jarolímek
- Název:** Modifikace spalovacího prostoru dvoupalivového vznětového motoru za účelem zvýšení chemické účinnosti
- Title:** Modification of the combustion chamber of a dual-fuel compression ignition engine in order to increase chemical efficiency
- Akademický rok:** 2021/2022
- Program:** Strojní inženýrství
- Obor:** Dopravní, letadlová a transportní technika
- Ústav:** Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- Vedoucí práce:** Ing. Ivan Bortel, Ph.D.
-
- Abstrakt:** Tato diplomová práce se zabývá funkcí spalovacího prostoru v motorech s vnitřním spalováním, zejména pak vznětových s možností provozu v dvoupalivovém režimu, a možnostmi jeho optimalizace. Její teoretickou část tvoří rešerše zaměřená na existující řešení spalovacích prostorů a přístupy k jejich návrhu, v praktické části se autor snaží zmíněné poznatky aplikovat na výzkumné zařízení, jež je součástí vybavení Centra vozidel udržitelné mobility v Roztokách u Prahy. Návrh modifikací zahrnuje změnu tvarování misky pístu i dílčí úpravy v konstrukci výzkumného jednoválce. Navazující experimentální měření navrhovaného řešení k posouzení jeho přínosu zde zastupuje 3D počítačová hydrodynamická simulace ve výpočetním prostředí FIRE.
- Klíčová slova:** spalovací prostor, dvoupalivový, vznětový, vodík, zemní plyn, výzkumný jednoválec, chemická účinnost

Abstract: This master thesis deals with the function of the combustion chamber in the internal combustion engines, especially the diesel engines with the option of dual-fuel operation, and possibilities of its optimization. Its theoretical part consists of the research focused on existing forms of combustion chambers and the approaches of their design, in the practical part the author pursues to apply the mentioned knowledge to a research device, which is included in the equipment of the Centre of Vehicles for Sustainable Mobility in Roztoky near Prague (Czechia). The modification proposal involves the alteration of the piston bowl shape and partial adjustments in the construction of the single-cylinder research engine. Subsequent experimental measurement of the suggested solution intended to consider its benefits is represented by the 3D computational fluid dynamics (CFD) simulation in the FIRE software.

Keywords: combustion chamber, dual-fuel, compression-ignition, hydrogen, natural gas, single-cylinder research engine, chemical efficiency

Počet stran: 101

Počet obrázků: 77

Počet tabulek: 4

Poděkování

Na této stránce nechť mohu poděkovat všem, jejichž přičiněním mi bylo umožněno tuto diplomovou práci realizovat.

Jmenovitě v první řadě děkuji vedoucímu tohoto projektu Ing. Ivanu Bortelovi, Ph.D. za věnovaný čas, rady a podklady pro tvorbu této práce. Taktéž pánům doc. Ing. Oldřichu Vítkovi, Ph.D. a Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D. děkuji za součinnost, konzultace a instrukce poskytnuté k práci se simulačními programy AVL FIRETM a GT-POWER. Dále děkuji Ing. Jindřichu Hořenínovi za poskytnutí dalších přínosných podkladů a Ing. Liboru Marešovi z firmy Pokorný industries s.r.o. za technické konzultace v oboru těsnění.

Zvláštní poděkování rovněž patří mé rodině, Jarolímkovým a Šilhánovým, za materiální i psychickou podporu dopřávanou mi po celou dobu studia, a také přátelům a kolegům ze studia i z rodného Turnova a všem blízkým lidem, kteří ve mě neztráceli důvěru a poskytovali mi nejen dobré rady a zkušenosti, ale také radost a optimismus.

Obsah

1	Úvod	1
2	Zážehové motory	3
2.1	Spalovací prostory	7
2.2	Návrh spalovacího prostoru	14
3	Vznětové motory	18
3.1	Spalovací prostory	21
3.2	Návrh spalovacího prostoru	27
4	Dvoupalivové motory	31
4.1	Spalovací prostory	35
4.2	Návrh spalovacího prostoru	38
4.3	Optimalizace chemické účinnosti	41
5	Modifikace spalovacího prostoru	42
5.1	Výzkumný jednoválec	42
5.2	Použitý software	45
5.2.1	Microsoft Excel 2016	46
5.2.2	GT-POWER v2018	46
5.2.3	AVL FIRE v2018.1	46
5.2.4	CATIA V5 6R-2018	47
5.2.5	Autodesk AutoCAD 2021	47
5.2.6	TeX Live 2017	47
5.3	Redukce podílu škodlivých prostor	47
5.3.1	Modifikace těsnění hlavy	51
5.3.2	Optimalizace kompresní výšky	52
5.4	Geometrie spalovacího prostoru	54
6	Simulace spalovacího procesu	59
6.1	Výchozí simulační model	60
6.2	Kalibrace modelu	62
6.2.1	Tvorba pohyblivé sítě	63

6.2.2	Nastavení provozních režimů	64
6.2.3	Vyhodnocení kalibrace	66
6.3	Modely modifikované geometrie	71
6.3.1	Úprava modelu	71
6.3.2	Tvorba pohyblivých sítí	72
6.3.3	Nastavení provozních režimů	73
6.3.4	Simulace	75
7	Analýza návrhu	76
7.1	Vznětový režim 2103	78
7.2	Dvoupalivový režim 2106	82
7.3	Verdikt	85
8	Závěr	89

1. Úvod

Motor s vnitřním spalováním, tepelný stroj využívaný naší civilizací po více než jedno celé století jako pohon ne výhradně, nicméně především v dopravě, čelí navzdory doposud dosaženému významnému technickému pokroku ve své koncepci stále náročnějším výzvám. Ačkoli nelze přehlížet ani hledisko marketingové, jsou v současnosti tyto výzvy především legislativního charakteru. Dlouhodobý nátlak na snižování emisí, a to nejen lidskému zdraví a životnímu prostředí škodlivých látek, ale též plynů podílejících se na zesílení skleníkového efektu atmosféry, zahání vývoj spalovacích motorů do slepých uliček a uchyluje jej k řešením, které činí jeho konstrukci složitější, finančně nákladnější, technologicky náročnější a nezřídka též méně robustní. Často také vede ke kompromisům, jež nemají prakticky žádné přínosy v reálné aplikaci a pouze napomáhají vyhovět homologačním požadavkům.

Další výzvu, již není namístě oddělovat, ale ani zaměňovat s problematikou emisí, pak představuje společenská snaha o udržitelnost, tedy snížení spotřeby primárních zdrojů energie, především těch neobnovitelných, jakými jsou fosilní paliva pohánějící právě spalovací motory. Kromě prostého kritéria zvyšování účinnosti pracovního cyklu cílí na tuto snahu výzkum v oblasti alternativních paliv, jimiž mohou být organické sloučeniny biologického původu, či syntetická paliva vyráběná za využití energie z obnovitelných zdrojů. V obou zmíněných případech je však rovněž nutno zvážit, zda má jejich získávání dlouhodobě racionální přínos.

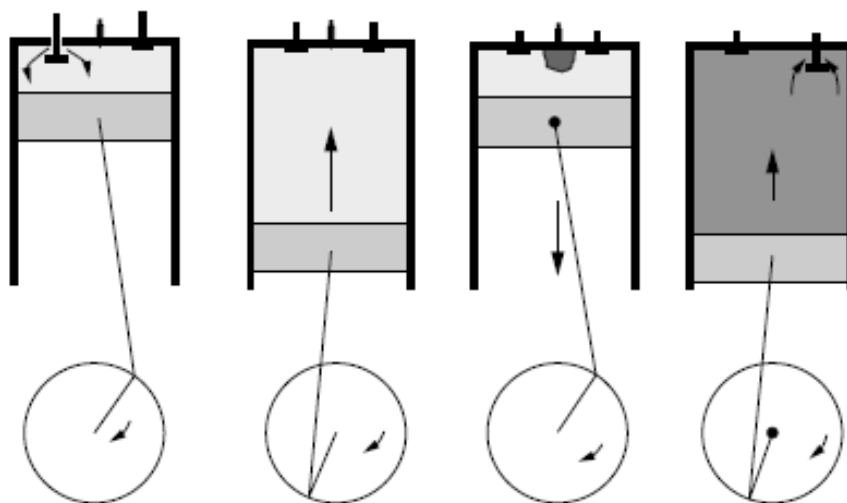
Odhlédneme-li od koncepcí pohonu v principu diametrálně odlišných, jakými jsou rozličné pohony na bázi elektromotoru, skýtá obor spalovacích motorů mnoho dosud přehlížených a méně probádaných cest, jež by mohly k současným konvenčním pohonům představovat alternativu, nebo vést k jejich další optimalizaci.

Dvoupalivový motor není převratný vynález 21. století, jde o koncepci známou, leč nepříliš rozšířenou, již hluboko v průběhu století minulého. Ve prospěch perspektivy rozvoje této koncepce v současné době hraje možnost spojit využití masově rozšířené konstrukce konvenčního vznětového motoru se spalováním paliv s relativně nízkým (methan) či nulovým (vodík) molárním obsahem uhlíku a spotřebou pouze zlomkového množství nafty použité k jejich zapálení.

Teoretická část této práce má za cíl zmapovat a porovnat rozmanitá řešení tvarování spalovacího prostoru, jakožto faktoru kvalitativně významně ovlivňujícího mechanismus spalování (a tím i chemickou účinnost), od hojně rozšířených konvenčních motorů ke geometriím aplikovaným v motorech dvoupalivové koncepce, jež je ohniskem našeho zájmu. V praktické části se pak snažíme získané poznatky zúročit a aplikovat je na existující vznětový jednoválcový motor, jehož úprava na provoz v dvoupalivovém režimu je dílem dlouhodobého výzkumu.

2. Zážehové motory

Problematika spalování v prostorech pístových spalovacích motorů bude probrána ve dvou základních oblastech rozdělení, na něž naváže úžeji profilovaná problematika dvoupalivového režimu spalování. Pístové spalovací motory dle způsobu zapalování směsi dělíme podle normy ČSN 30 0025 na motory zážehové a motory vznětové ([15] str. 110). Ač danou normu samotnou lze považovat za překonanou, dané rozdělení je doposud v odborném povědomí rozšířeno a obecně hojně uplatňováno. Nechtě je tato kapitola věnována prvnímu jmenovanému typu.



Obrázek 2.1: Schéma cyklu zážehového motoru s vnější tvorbou směsi [11]

Zážehovým motorem nazýváme druh motoru s vnitřním spalováním, v němž dochází k žádoucímu vznícení paliva vlivem přídavného zdroje ionizace, elektrickým výbojem na elektrodě tzv. zapalovací svíčky (odtud odborný anglický termín *spark-ignition* – zapalování jiskrou), zařízení napájeného elektrickým proudem z vnějšího zdroje (generátoru či baterie)

a konstrukčně zakomponovaného obvykle v hlavě spalovacího prostoru. Takovému popisu nicméně vyhovuje značné množství v historii realizovaných podob spalovacího motoru, rozmanitých co do velikosti, způsobu využití, doby pracovního cyklu, pohybu a koncepce pístu, druhu spotřebovávaného paliva či přípravy spalované směsi. S ohledem na spektrum těchto vlastností existuje i značné množství řešení spalovacího prostoru. Zvláště pak zmíněná problematika paliva a tvorby směsi má pro nás přesah i do aplikace dvoupalivového principu.

Nejrozšířenějším palivem pro zážehové motory ve vozidlové aplikaci je doposud automobilový benzín, kapalné uhlovodíkové palivo fosilního původu (ropná frakce). K jeho základním charakteristikám patří odolnost proti detonačnímu spalování (klepání) a dobrá odpařivost za nízkých teplot. Právě odolnost paliva proti samovolnému vznícení vlivem kompresního tepla popisuje empiricky kvantifikovaná vlastnost známá jako oktanové číslo (OČ), kde se reálné palivo (různorodá směs uhlovodíků) porovnává s vlastnostmi modelového paliva, jež tvoří iso-oktan (2,2,4-trimethylpentan) s OČ o hodnotě 100 a n-heptan s OČ o hodnotě 0 ([9] str. 28). Procentuální podíl iso-oktanu ve směsi s ekvivalentními vlastnostmi pak právě určuje OČ paliva reálného.

Se snahou o snížení spotřeby fosilních paliv nacházejí uplatnění také alternativní paliva vykazující benzínu podobné vlastnosti, především alkoholy, tedy kyslíkaté deriváty uhlovodíků, jež mají obecně (vzhledem k navázanému kyslíku) nižší výhřevnost, ale například vyšší OČ. Komerčně dostupný automobilový benzín dnes ostatně obsahuje určitý podíl příměsi biologického původu (dle konkrétní normy do 5 či 10 %), a to nejčastěji právě ethylalkohol (ethanol). Jeho nákladnější alternativou zde mohou být i složitější uhlovodíkové deriváty, jako ethyl tert-butyl ether (ETBE). V současnosti jsou též známy technologie, jimiž lze benzín chemicky syntetizovat bez ropy coby primární suroviny (například i z oxidu uhličitého přítomného v atmosféře), jde nicméně o proces energeticky náročný a jeho rentabilita ekonomická i ekologická je v globálním měřítku silně diskutabilní.

Další alternativu lehkou odpařitelných kapalných paliv v zážehových motorech představují paliva plynná. Do této kategorie řadíme látky v plynném stavu za normálních atmosférických podmínek, tedy i plyny zkapalněné. Ty mohou být též původu fosilního i

biologického. Typickým plynným fosilním palivem je zemní plyn, jehož dominantní složkou je nejjednodušší uhlovodík methan (CH_4). Ten se z hlediska husté distribuční sítě jeví obzvláště výhodný pro stacionární účely, pro potřeby dopravy se pak užívá jeho stlačené (CNG) či zkapalněné (LNG) formy. Dalším v dopravě užívaným fosilním plynem je zkapalněný propan-butan (LPG) vyráběný při zpracování ropy. Nefosilní ekvivalent zemního plynu představují různé formy bioplynu, tedy methanu vznikajícího při rozkladu rostlinných či živočišných odpadů, nicméně jeho chemická kvalita nebývá vzhledem k procesu vzniku pro potřeby spalování v motorech zcela adekvátní a jako surovina obsahuje kromě methanu také spoustu nežádoucích příměsí.

Významně diskutovaným plynným palivem je též čistý molekulární vodík (H_2), jenž na straně jedné při spalování nemůže být (ze zjevných důvodů) zdrojem žádných emisí uhlíkových sloučenin (tedy ani oxidu uhličitého), na straně druhé se v přírodě nenachází jako surovina a problematika jeho získávání je tedy obdobně komplikovaná, jako u již zmíněného syntetického benzínu. Další výzvu pak představuje jeho doprava a skladování, neboť jde o látku velmi reaktivní, jež navíc (s ohledem na malé molekuly) poměrně snadno uniká i z uzavřených nádob.

Proces, kdy je palivo míseno se vzduchem za účelem vzniku zápalné směsi (molekuly paliva připravovány k reakci se vzdušným kyslíkem), se odborně nazývá tvorba směsi. Ta může být v zážehových motorech vnější či vnitřní, v závislosti na koncepci přívodu paliva do válce. Vnější tvorba směsi probíhá před pracovním prostorem (v sacím potrubí mimo prostor válce), kde může být realizována buď dynamickým tlakem proudu – při použití směšovačů či karburátorů, nebo statickým přetlakem – v případě vstřikovačů či vefukovacích ventilů. Současné motory bývají nejčastěji osazeny vstřikovači, v takovém případě lze vnější tvorbu směsi označovat jako nepřímé vstřikování, a to buď jednobodové (SPI) se vstřikovačem před škrticí klapkou, nebo vícebodové (MPI) u víceválcových motorů se vstřikovačem v sacím potrubí každého z válců. Při vnější tvorbě vzniká směs homogenní či lokálně homogenní.

O vnitřní tvorbě směsi mluvíme u zážehových motorů se vstřikováním přímým (GDI), tedy takových, kde vstřikovač ústí přímo do válce a vstřik nastává na konci kompresního

zdvihu, díky čemuž například nedochází k úniku nespálené směsi při vyplachování. Směs tvořící se těsně před spalováním pak může být dle potřeby heterogenní, homogenní či lokálně homogenní (vrstvená) ([15] str. 109).

Pro spolehlivou funkci spalování v zážehových motorech je nutné udržovat stálý přebytek vzduchu, což v případě benzínu představuje přibližně 15 hmotnostních jednotek vzduchu na jednotku paliva ([8] str. 16). V takovém případě mluvíme o směsi stechiometrické, jejíž součinitel přebytku vzduchu λ je roven 1 (výpočet této veličiny udává rovnice 2.1 ([15] str. 33)). Směsi s hodnotou λ nižší než 1 nazýváme směsí bohatou, s hodnotou vyšší než 1 směsí chudou. Provoz na chudou směs lze realizovat a je někdy uplatňován u motorů na plynná paliva.

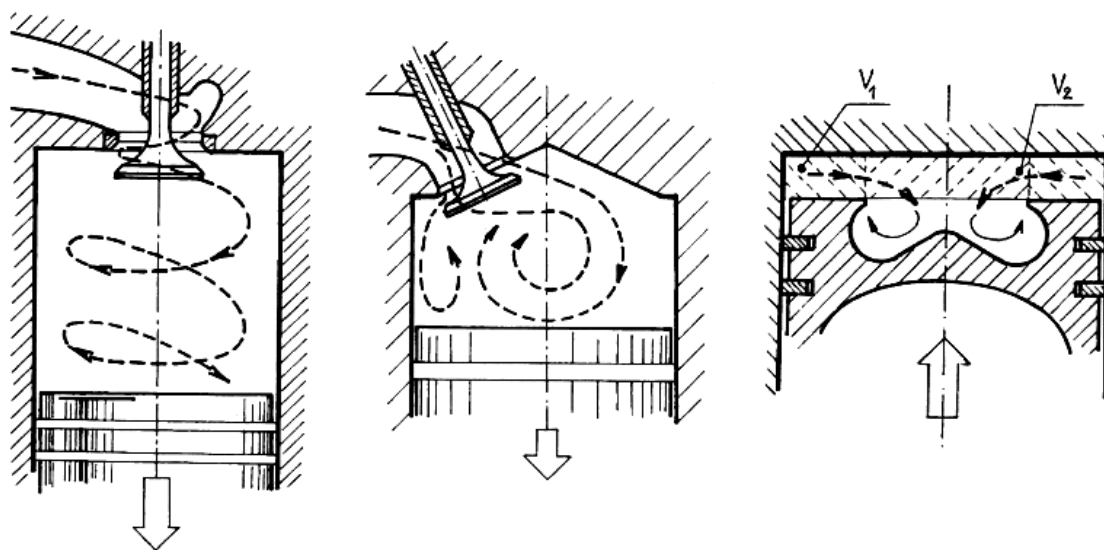
$$\lambda = \frac{m_L}{L_t \cdot m_p} \quad (2.1)$$

Vzhledem k požadavku na stálou kvalitu směsi je řízení výkonu benzinového zážehového motoru kvantitativní, tzn. definováno celkovým množstvím náplně. Pro provoz v částečném zatížení je tedy u motorů s atmosférickým plněním (bez přeplňování) nutné omezovat celkový průtok nasávaného vzduchu, např. škrticí klapkou, což představuje jednu z příčin nižší účinnosti jejich pracovního cyklu.

Nežádoucí emise vznikající při spalování stechiometrické směsi, především oxid uhelnatý (CO), směs nespálených uhlovodíků (CH_x) a oxidy dusíku (NO_x – produkty tzv. Zeldovičova mechanismu) v současnosti standardně omezují třícestné (oxidačně-redukční) katalyzátory, další uplatňované přístupy představují systémy recirkulace spalin (EGR), provozní kompromisy ve volbě kompresního poměru, předstihu zážehu či rychlosti spalování, či vrstvení směsi, na němž se může zásadně podílet koncepce spalovacího prostoru ([15] str. 145).

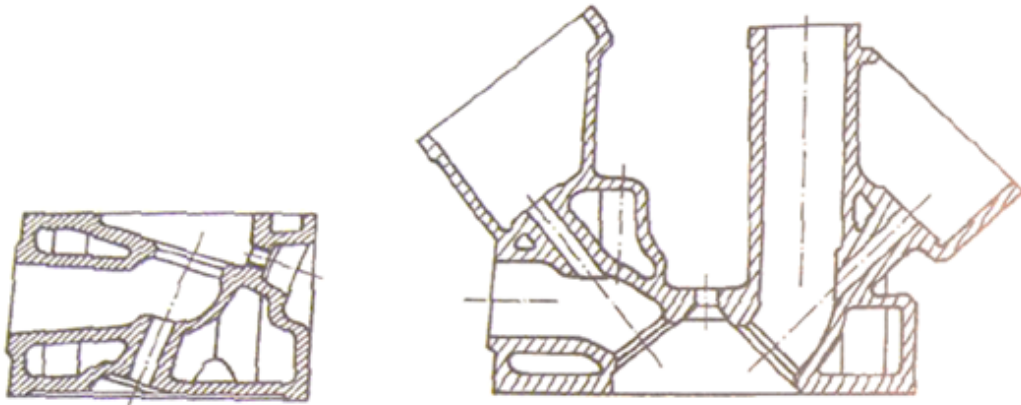
2.1 Spalovací prostory

Pojmem spalovací prostor označujeme místo, kde je spalována směs paliva se vzduchem, u pístových motorů s vnitřním spalováním se tedy jedná o prostor válce, v němž píst stlačuje pracovní látku. Jedním z hlavních úkolů tvarování spalovacího prostoru je umožnit dostatečné promísení směsi, jež je základním předpokladem kvality spalování.



Obrázek 2.2: Schéma tečného (swirl), příčného (tumble) a radiálního víru (squish) [15]

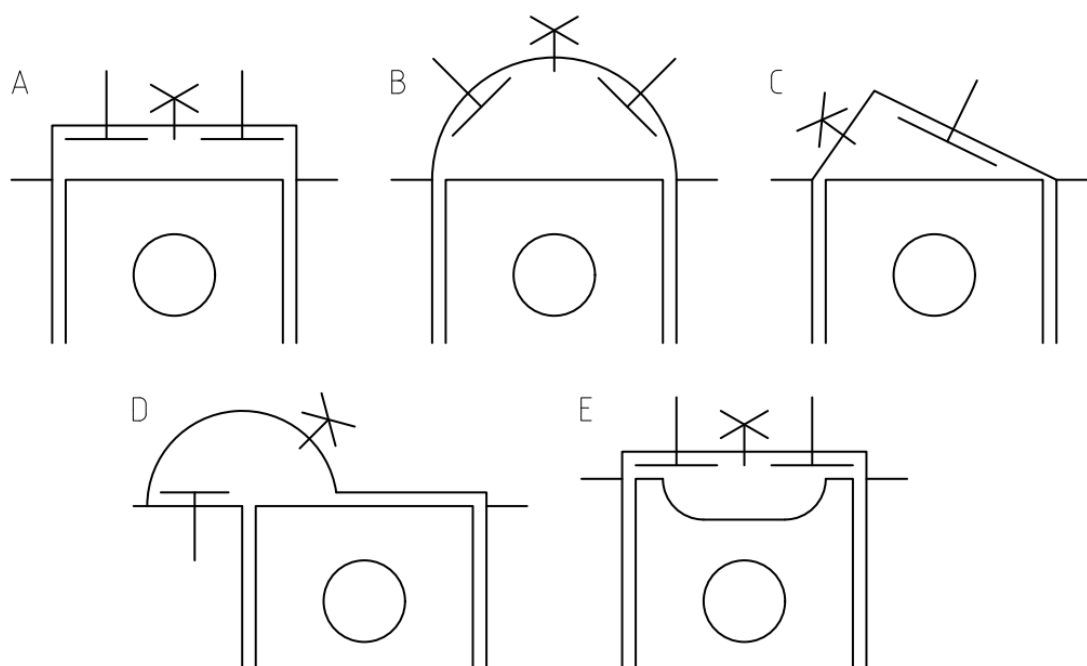
Mísení směsi je zamýšleným efektem turbulentního proudění, jež je buzeno pohybem pístu během sání a stimulováno tvarováním spalovacího prostoru, ventilů a sacího potrubí. Vzniklé víry rozdělujeme na základní typy (viz obrázek 2.2) podle směru víření, a to vír tečný (*swirl*), jenž proudí po spirále v ose rovnoběžné s osou válce, a vír příčný (*tumble*) s osou kolmou k ose válce. Další typ víru (*squish*) vzniká v radiálním směru během komprese v důsledku přetékání náplně do dutin pístu ([15] str. 139).



Obrázek 2.3: Spalovací prostory v hlavě zážehových motorů (klínový a polokulový) [13]

Funkční komponenty, jež je pro provoz zážehového motoru nezbytné zahrnout do koncepce spalovacího prostoru, bývají nejčastěji umístěny v hlavě motoru. Jedná se o jednak o ventily v minimálním počtu 2 kusů (1 sací a 1 výfukový, dnešní motory běžně mívají hlavy s více ventily), jednak o zapalovací svíčku (obvykle 1, existují však koncepce s více svíčkami). Motory s přímým vstřikováním pak musí najít i místo pro vyústění vstřikovače. Ve složitější konstrukci hlavy pak bývá často tvarován i vlastní spalovací prostor ([13] str. 306).

Tvarování spalovacího prostoru je velmi komplexní disciplína, jež má za účel napomáhat co nejrychlejšímu a nejefektivnějšímu spalování. Základní výzvy tak představuje zkrácení úhlu deflagračního hoření (prevence vznětu) dostatečně kompaktním prostorem soustředěným u svíčky a přiměřeným pohybem náplně, rychlé shoření směsi u horkých bodů a celkové zlepšení podmínek zážehu. Dále můžeme tvarováním cílit na vrstvení směsi k prohoření od bohaté do chudší. Tvar má též významný vliv na emise nespálených uhlovodíků, které se vyhnou spalování ulpíváním v chladných štěrbinách, a celkový průběh výměny náplně válce ([15] str. 143).



Obrázek 2.4: Základní typy spalovacího prostoru u zážehových motorů

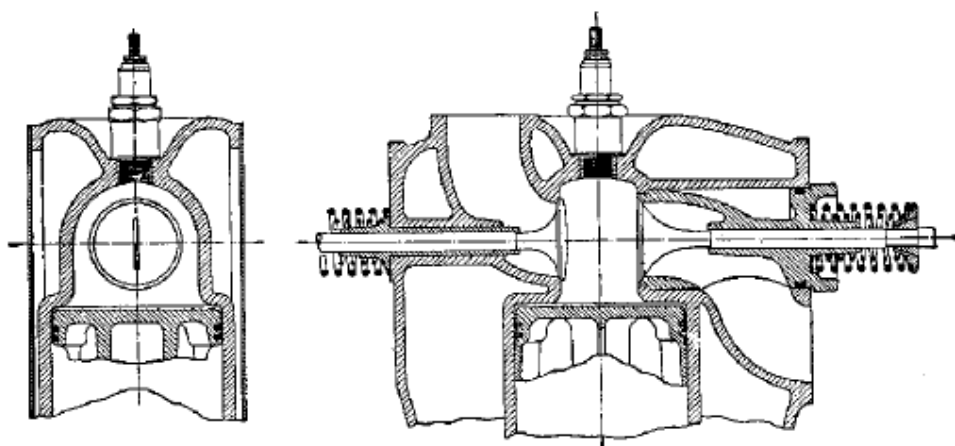
Základní rozdělení spalovacích prostorů zážehových motorů dle tvaru ilustruje obrázek 2.4. Tyto koncepce představují v různé míře kompromisy mezi ideálním tvarem pro spalování a složitostí konstrukce celého motoru.

První uvedené schéma (značeno „A“) představuje spalovací prostor střešový. Jde o koncepci vhodnou především pro čtyřventilové hlavy motorů s rozvodem OHC či DOHC, jejíž konstrukční výhodu představuje poměrně prostá geometrie a možnost použití rovnoběžných ventilových dřívků. Zjevnou funkční nevýhodu pak může představovat poněkud plošší, a tudíž méně kompaktní profil. Pohybu náplně a tvorbě *squish*e lze pomoci antidetonačními štěrbinami.

Druhé schéma („B“) patří prostoru polokulovému (rovněž se lze setkat s označením kulový spalovací prostor). Jedná se též o řešení vhodné pro čtyřventilové hlavy motorů OHC a DOHC, se symetrickým rozvržením, případně též asymetrickým u spalovacích prostorů dvoudobých motorů. Vzhledem k fyzikální podstatě plamene šířícího se v kulových plochách

([8] str. 392) se polokulové tvarování spalovacího prostoru blíží termodynamickému ideálu ([20] str. 100).

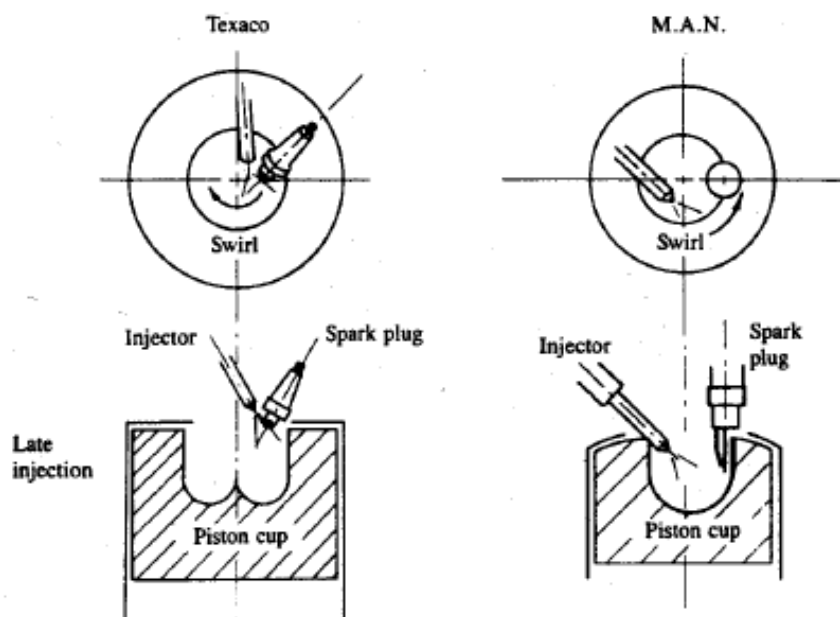
Klínový spalovací prostor zobrazuje schéma „C“. Užitím starší, konstrukčně jednodušší řešení nachází uplatnění hlavně pro dvouventilové hlavy s rozvodem OHC či OHV. Použité ventily jsou obecně většího průměru, koncepce prostoru umožňuje konstrukci nižší hlavy. Rovněž lze pohybu náplně napomáhat antidetonační štěrbinou ([15] str. 144).



Obrázek 2.5: Válcový spalovací prostor s horizontálními ventily [20]

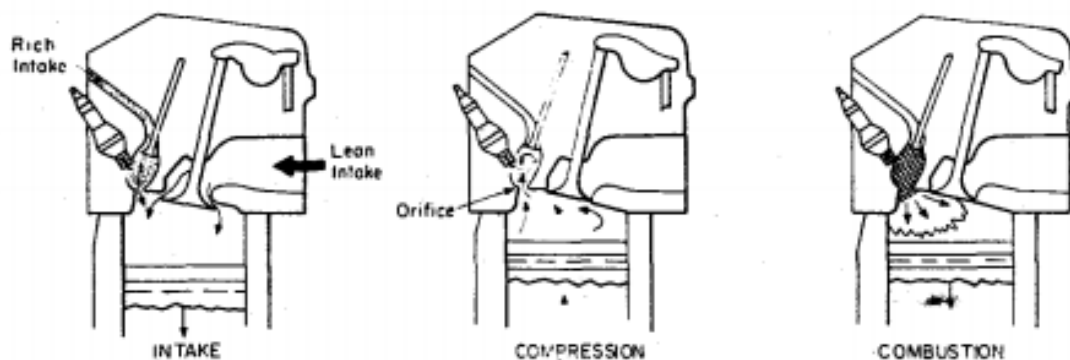
Dalším konceptem tvarování spalovacího prostoru v hlavě je prostor vaničkový, který využívají též některé motory s dvouventilovým rozvodem OHC, případně (jako ve schématu „D“) s obzvláště archaickým rozvodem postranními ventily (SV), kde je ideálu kvality spalování velice vzdálen a neumožňuje používat příliš vysoké kompresní poměry. Naproti svíčke též mohou nacházet uplatnění antidetonační štěrbin.

V kontrastu s výše uvedenými prostory tvarovanými v hlavě motoru a používajícími písty s rovným dnem jsou spalovací prostory miskové (schéma „E“), kde je tvarování soustředěno částečně či zcela v misce pístu. Klasickým příkladem je tzv. Heronův prostor.



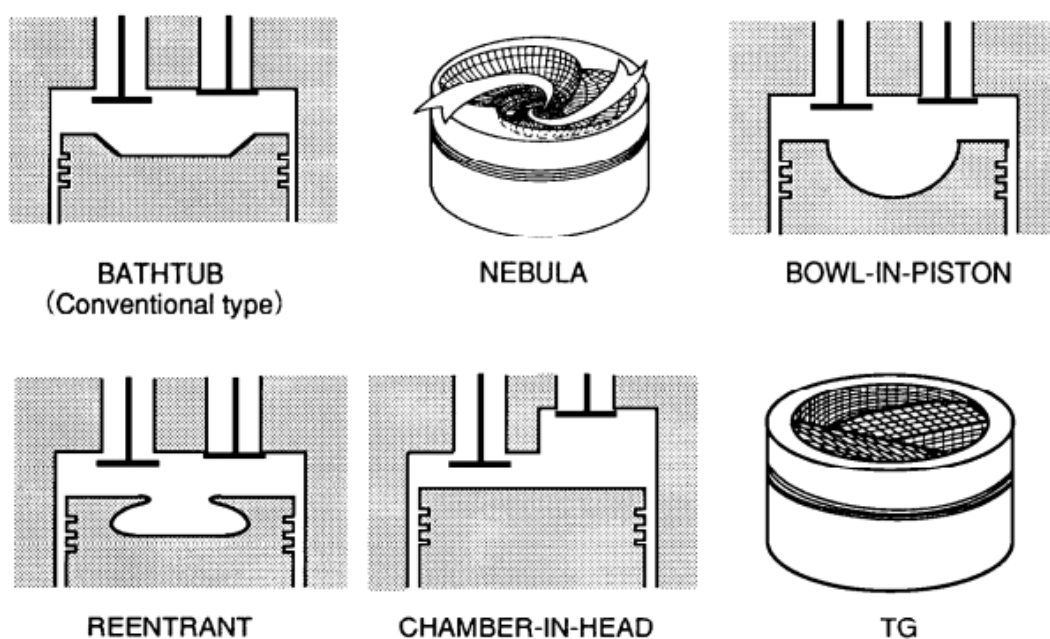
Obrázek 2.6: Tvorba vrstvené směsi v motorech s přímým vstřikováním [8]

Rozmanitější a komplikovanější tvarování pístu i hlavy hraje úlohu u zážehových motorů s přímým vstřikem a vrstvenou směsí. Konstrukce některých vícepalivových motorů s vrstvenou směsí zahrnují misky v pístu využívající silného vzdušného *swirlu* a tečně vstřikovaného paliva ([8] str. 38).



Obrázek 2.7: Schéma zapalování vrstvené směsi v komůrce se svíčkou [8]

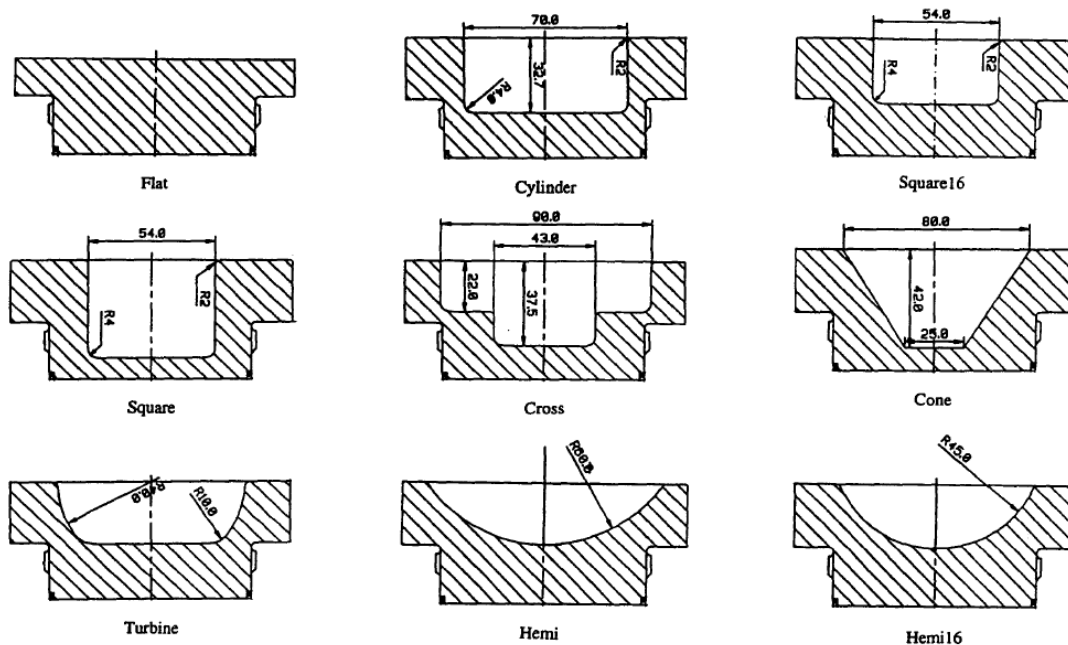
Odlišné pojetí vrstvení směsi představuje tzv. *torch-igniton* s komůrkou v hlavě, v níž svíčka zažehuje bohatou směs a ta se v podobě proudu plamene šíří skrz otvor do hlavního spalovacího prostoru ve válci naplněného chudou směsí ([8] str. 40). Přímé vstřikování uplatňuje též koncept označovaný jako *wall-guided* a *air-guided*, kde je směs vedena tvarem pístu a intenzivním *tumblem* vyvolaným změnou proudění v sacím kanálu. Moderní a velmi účinný princip představuje *spray-guided*, přímá dodávka paliva od trysky ke svíčke, jež však vyžaduje velmi přesné vysokotlaké vstřikovací zařízení ([15] str. 144).



Obrázek 2.8: Spalovací prostory zážehového motoru na CNG dle studie [21]

Samostatnou disciplínu pak představuje tvarování spalovacího prostoru u plynových motorů spalujících chudou směs. V této oblasti bylo provedeno mnoho experimentů, jež si kladly za cíl zvýšit tepelnou účinnost, jež jinak kompromituje výhodu všeobecně nižší produkce NO_x . Pokročilé tvarování misky v pístu s využitím generovaných vírů zde vedlo ke zvyšování turbulence. Netoroidální misky, jako např. na obrázku 2.8 *nebula* či „TG“ (vlastní návrh společnosti *Tokyo Gas*) využívají tečný *swirl*, konvexní (nahore zúžené) pak

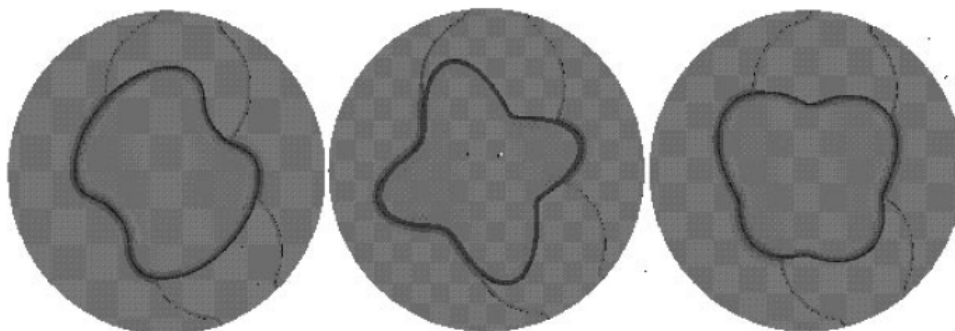
generují radiální *squish*. Miska kulového tvaru vede ke zkrácení šíření plamene a oproti klasické misce (*bathtub*) vytváří výraznější *squish* [21].



Obrázek 2.9: Tvary pístu zážehového motoru na CNG dle studie [10]

Další podobně zaměřené výzkumy experimentovaly s miskami umístěnými excentricky [23] [25] či s eliptickou dutinou v pístu [24]. Vysokou míru turbulence vykazují i misky tvaru válce či kvádrů [10], přičemž právě u kvádrových byla při spalování chudé směsi změřena nejnižší produkce emisí NO_x . Celkově nejnižší emise byly zaznamenány u plochého pístu a netoroidální misky *nebula* [18]. Udržování turbulence složitým tvarováním spalovacího prostoru bylo shledáno přínosným ve snaze o zvýšení účinnosti přepřlňovaných motorů s pohonem na chudou směs zemního plynu [7].

Studie zaměřené na spalování přímo vstříkovaného vodíku experimentovaly s vytvořením dvou zón spalování v rámci jednoho spalovacího prostoru. Zóny symetricky rozložené na dvou stranách prostoru disponují každý vlastní postranní svíčkou a uprostřed umístěným společným vstříkovačem dělícím dávku paliva třemi tryskami rovnoměrně na obě strany [30].



Obrázek 2.10: Dvojitě eliptické profily misky pístu [24]

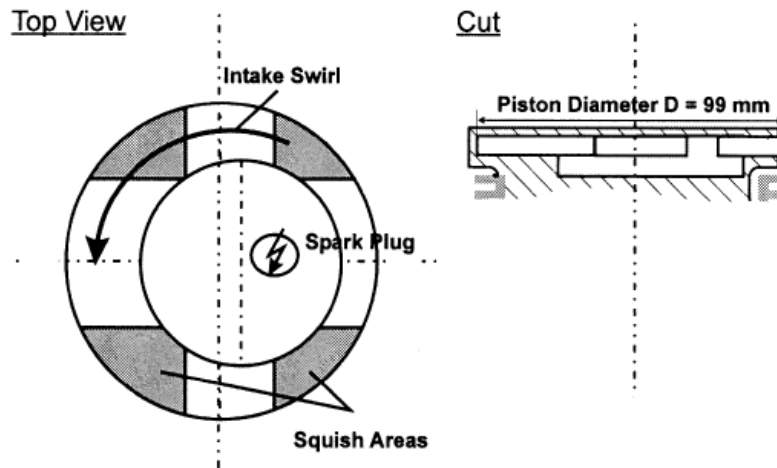
V pojednání o spalovacích prostorech zážehových motorů pomímám širší pojetí této kategorie, jako jsou motory s rotačními písty (Wankel), jejichž tvar spalovacího prostoru a jeho koncepce celkově se od motorů s posuvnými písty zásadně odlišuje.

2.2 Návrh spalovacího prostoru

Výchozím krokem návrhu spalovacího prostoru je vymezení cílů. Jelikož spalovací prostor hraje zásadní roli v celkové účinnosti motoru, lze se zaměřit na optimalizaci účinnosti. Té lze docílit zmenšováním teplosměnné plochy spalovacího prostoru, jelikož kompaktnější prostor vede k nižším tepelným ztrátám, případně můžeme zkracovat dobu spalování, neboť rychlejší hoření je účinnou prevencí klepání.

Posouzení naplnění cílů návrhu však nepředstavuje triviální úlohu, u níž by člověk vystačil se znalostí standardních analytických postupů, jimiž by dokázal cíleně zaměřit ohnisko svého úsilí, neboť termodynamické procesy (zvláště pak s výrazným vlivem turbulence) odehrávající se ve spalovacím prostoru jsou matematicky velmi těžko popsitelné. Proto v oblasti vývoje spalovacích motorů hrají nepostradatelnou roli empirické studie a aplikace specializovaných experimentálních metod. S rozvojem výpočetní techniky a umělé inteligence lze mnoho studií simulovat virtuálně, posoudit návrh před fyzickou realizací a šetřit náklady za materiál, nicméně významný vstupní náklad v takovém případě představuje samotný vývoj (potažmo pro koncového uživatele zařízení) takového softwaru. Nelze

samozřejmě opomenout ani kalibraci takového prostředku, jež případnému výzkumu poskytne jistou úroveň validity.

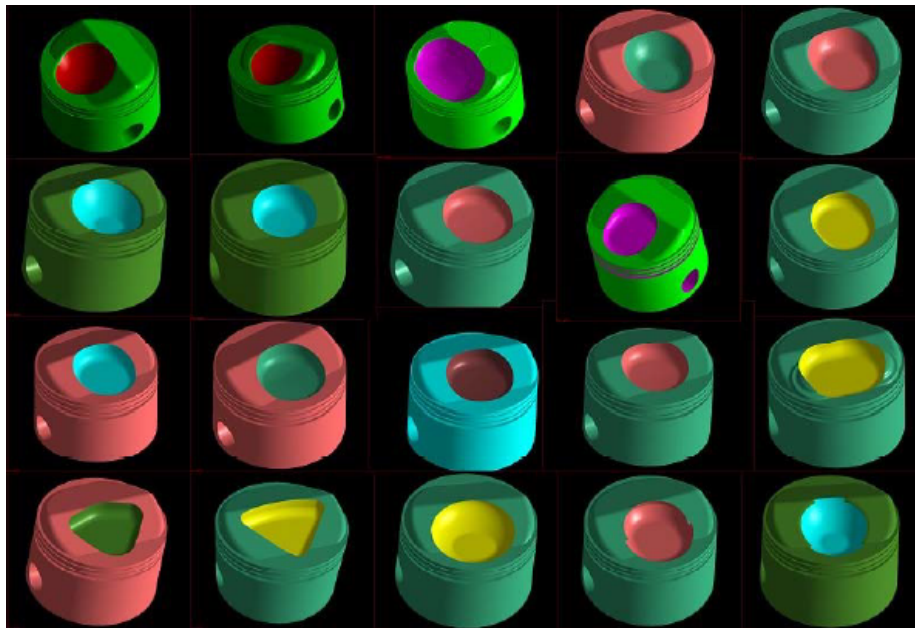


Obrázek 2.11: Excentrický křížový spalovací prostor plynového motoru [25]

Zásadní úvahy při návrhu spalovacího prostoru zážehového motoru jsou v souladu s poznatky uvedenými v oddílu 2.1. Spalovací prostor by měl být navržen tak, aby udržoval turbulenci vznikající při průchodu sáním a nedocházelo ke ztrátám vstupní rychlosti. Otevřené ventily by tedy měly ústít přímo do prostoru bez překážek a zakřivení, kde je náplni umožněn volný pohyb. Kulovému šíření plamene by nejlépe vyhovoval kulový prostor se zapalovacím zdrojem uprostřed prostoru, čehož však konstrukčně nelze docílit. Zapalovací svíčky instalované na stěnách spalovacího prostoru je tedy vhodné umístit alespoň v ose válce. V návrhu je též důležité vyvarovat se štěrbinám, v nichž by mohlo docházet k zadržování a chladnutí pohybující se směsi ([20] str. 96).

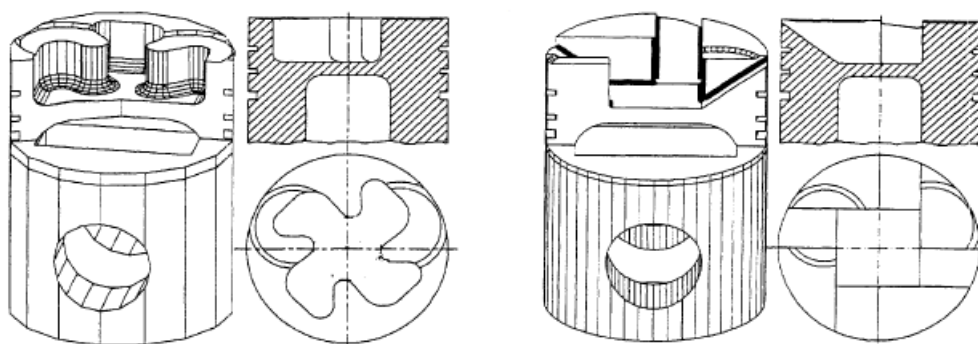
Zmíněná pozice zapalovacího zdroje v prostoru je zásadním faktorem ovlivňujícím tendenci ke klepání i celkový čas potřebný k dokončení spalování ([20] str. 98). Zkrácení úhlu deflagračního hoření lze dosáhnout kompaktním spalovacím prostorem obklopujícím svíčku, či zkrácením dráhy plamene použitím více svíček (například systém Twin Spark).

Návrhu a optimalizaci spalovacího prostoru bylo věnováno mnoho výzkumné práce. Studie za účelem optimalizace zážehového motoru s přímým vstřikováním benzínu a využitím *wall-guided* principu s reverzním příčným vírem se zabývala vlivem tvaru a rozměrů



Obrázek 2.12: Návrhy pístu pro stěnou vedený zpětný příčný vír [22]

misky v pístu, úhlu vstřikovací trysky a radiální polohou zapalovací svíčky [22]. Vliv úhlu vstřikovacího kužele byl posuzován též u přímého vstřikování zemního plynu [33]. S cílem optimalizace prostoru pro spalování přímo vstřikovaného vodíku pak byl studován vliv časování vstřiku, místa zapálení a návrhu trysek. K vyšší účinnosti zde též přirozeně vedlo použití vyššího kompresního poměru [30].

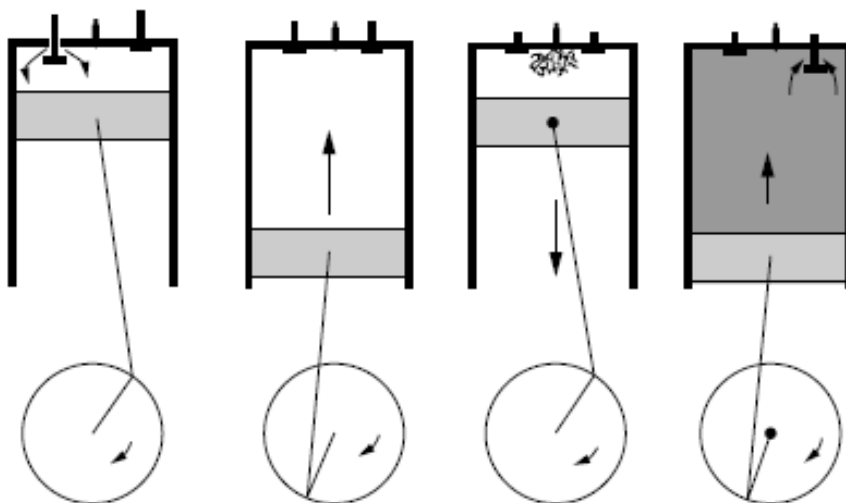


Obrázek 2.13: Tvary pístu pro posílení turbulence v plynovém motoru [7]

Jak již bylo nastíněno, ve výzkumech se v době pokročilé výpočetní techniky uplatňuje nejen čistě empirický přístup, stále větší význam je kladen simulačnímu softwaru. Ve vývoji účinného nízkoemisního plynového motoru pro těžkou dopravu tak našel využití 3D CFD simulační kód KMB se sítěmi v ICEM-CFD (rozšíření kódu KIVA-2) [23].

3. Vznětové motory

Druhou větví rozdělení dle normy ČSN 30 0025 jsou motory vznětové, obecně známé podle svého vynálezce (Rudolf Diesel) též pod pojmem Dieselův motor (či zkráceně *diesel*). Pod pojmem vznětový chápeme takový motor, v němž k zapálení paliva dochází vlivem kompresního tepla (nárůstu teploty při kompresi), a tedy bez vnějšího zdroje ionizace hořlavé směsi. Z tohoto principu vychází odborné označení v angličtině *compression-ignition*, v překladu doslova zapalování kompresí (stlačením). Vyšší komprese tak přirozeně představuje jednu z charakteristických odlišností od motorů zážehových.



Obrázek 3.1: Schéma cyklu vznětového motoru s přímým vstřikem [11]

V kontrastu s motory zážehovými je pak pochopitelně požadavek na vlastnosti pohonné hmoty. Zatímco kvalita benzínu je posuzována především odolností proti samovolnému vznícení, od motorové nafty, těžší ropné frakci (prakticky jde o druh lehkého topného oleje), je náchylnost ke vznícení naopak vyžadována.

Kromě nafty (rovněž komerčně označované jako *diesel*), zdaleka nejpoužívanějšího paliva pro vznětové motory, lze motory založené na tomto principu pohánět alternativními palivy podobných vlastností, souhrnně nazývanými těžko odpařitelná paliva. Ty představují především sloučeniny organického původu, jako jsou rostlinné oleje a jejich deriváty, například methylester řepkového oleje (MEŘO, angl. zkratkou FAME). Normou stanovený podíl biosložky je ostatně obsažen i v motorové naftě distribuované čerpacími stanicemi. Další alternativní pohonnou hmotu pro vznětové motory může představovat i dimethyl ether (DME) ([9] str. 34).

Požadovanou vlastností nafty a jejích alternativ je kromě dobré vznětlivosti také přiměřený průtah vznícení (kratší průtah znamená nižší tvrdost chodu motoru). Tato vlastnost je kvantifikována cetanovým číslem (CČ), jež u vznětových motorů představuje analogii oktanového čísla motorů zážehových ([9] str. 31). Látku s empirickou kvalitou o hodnotě 100 zde představuje cetan (n-hexadekan), jenž má velmi krátký průtah vznícení, CČ o hodnotě 0 představující velmi dlouhý průtah vznícení je přiděleno α -methylnaftalenu. Ve v současnosti užívaném modelu paliva se však místo něj spíše používá iso-cetan (2,2,4,4,6,8,8-heptamethylnonan) s hodnotou CČ 15 ([15] str. 183).

Tvorba směsi v motorech na těžko odpařitelná paliva je zpravidla vnitřní, spalovaná směs bývá heterogenní (leč lze dle potřeby zajistit i směs homogenní či lokálně homogenní). Obecně tento systém vykazuje menší citlivost na přebytek vzduchu i vlastnosti použitého paliva ([15] str. 109). Řízení výkonu zde probíhá kvalitativně, tedy za konstantního množství vzduchové náplně přivedené bez škrcení je regulována dávka paliva.

Vstřikování regulované dávky paliva do spalovacího prostoru probíhá na konci kompresního zdvihu, použitím vysokotlakého čerpadla je docíleno vysokého vstřikovacího tlaku a rychlosti skrz trysku. Díky tomu dochází k rozptýlení malých kapek paliva, jejich odpaření a promísení se vzduchem o velkém tlaku a teplotě. Za tohoto stavu nad zápalnou teplotou paliva by mělo dojít ke spontánnímu vznícení, mísení čerstvého i shořelého paliva se vzduchem pak pokračuje během hoření a expanzního zdvihu ([8] str. 491).

Popsaný systém umožňuje motoru pracovat s chudou i velmi chudou směsí (vysoký součinitel přebytku vzduchu, viz rovnice 2.1). Při stechiometrickém poměru by však docházelo

k enormně vysoké produkci sazí (pevných částic), tudíž regulované vstřikování obvykle neumožňuje pracovat bez určité hodnoty přebytku vzduchu. V důsledku toho obecně vykazují vznětové motory nižší hodnotu maximálního výkonu v porovnání s ekvivalentně velkým motorem na zážehovém principu ([8] str. 492).

Naproti tomu přednost vznětových motorů představuje vyšší účinnost ([32] str. 13), jež je přímým důsledkem práce s vyššími kompresními poměry. Vyšší kompresní poměr však znamená také vyšší maximální tlaky a z nich plynoucí nároky na konstrukci. Vznětové motory tak zpravidla bývají o něco těžší, což v dopravních aplikacích může představovat nepříznivý vliv na dynamické vlastnosti.

O kompresním poměru byla v dosavadním textu řeč již několikrát, a jelikož mu dále bude věnována pozornost ještě bližší, je vhodné uvést jeho definici rovnicí 3.1 ([15] str. 50). Zjednodušeně popsáno jde o poměr objemu spalovacího prostoru v dolní úvratí (DÚ) – tzn. objemu největšího – ku objemu spalovacího prostoru v horní úvratí (HÚ) – tzn. objemu při největší kompresi. Jedná se tedy o bezrozměrnou geometrickou charakteristiku.

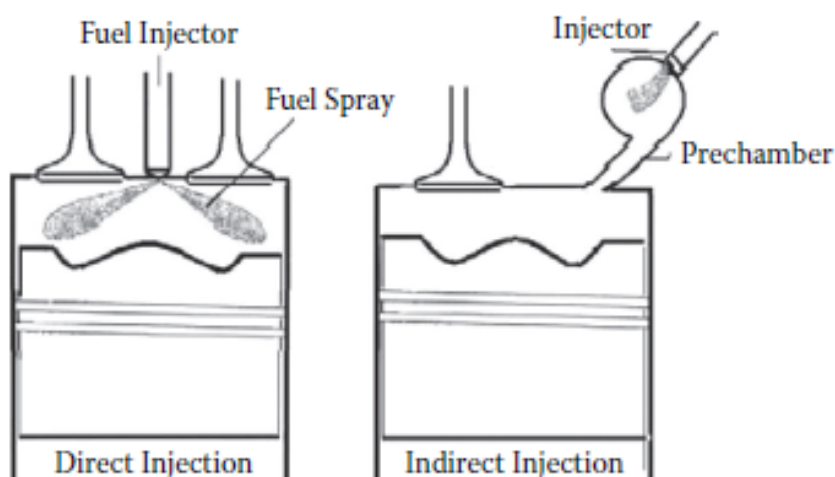
$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_Z}{V_2} + 1 \quad (3.1)$$

Co se týče emisí produkovaných vznětovými motory, palivo bývá spáleno efektivněji než u zážehových motorů, exhalace tak představuje hlavně oxid uhličitý (CO_2) a kompromisní množství pevných částic (PM) s oxidy dusíku (NO_x) – důsledkem vysokých teplot spalování. Nedostatek látek redukujících NO_x svou oxidací neumožňuje uplatnění oxidačně-redukčního katalyzátoru, opatření k jejich redukcí představují systémy EGR a SCR. O zachycení velmi jemných sazí se starají filtry pevných částic (DPF).

3.1 Spalovací prostory

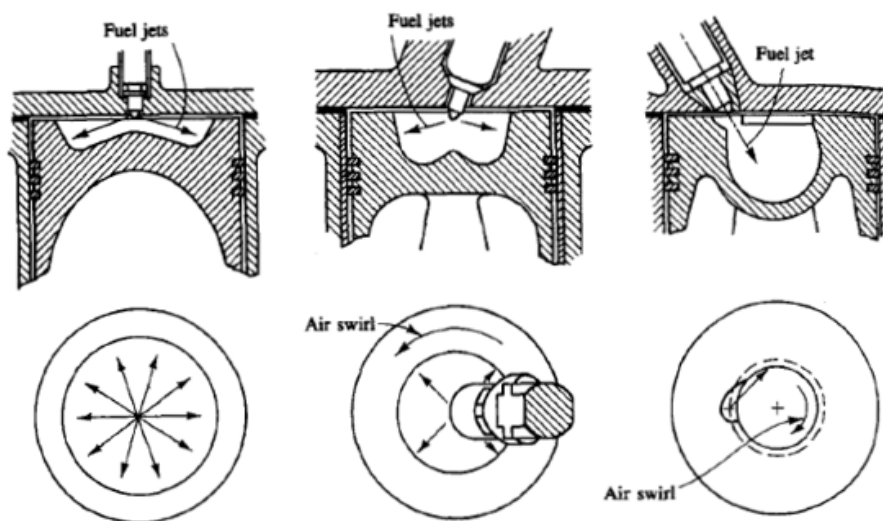
Spalovací (též kompresní) prostor ([32] str. 60) vznětového motoru obvykle zahrnuje – krom stěn válce a pístu – vyústění vstřikovacího zařízení a minimálně 2 ventily, to vše zakomponované zpravidla v hlavě.

I motory vznětové lze rozlišovat na motory s přímým a nepřímým vstřikováním, nicméně oproti zážehovým motorům má toto členění posunutý význam pojmů. Přímé vstřikování do jednoho otevřeného spalovacího prostoru ve válci odlišujeme od nepřímého, kde je kompresní prostor rozdělen na dvě části, hlavní spalovací prostor ve válci a komůrku v hlavě propojenou s ním kanálky, do níž je vstřikováno palivo. Systém nepřímého vstřikování se uplatňuje pouze u malých vznětových motorů ([8] str. 493). V žádném z případů tedy není palivo vstřikováno do sacího potrubí před ventily jako u zážehových motorů.



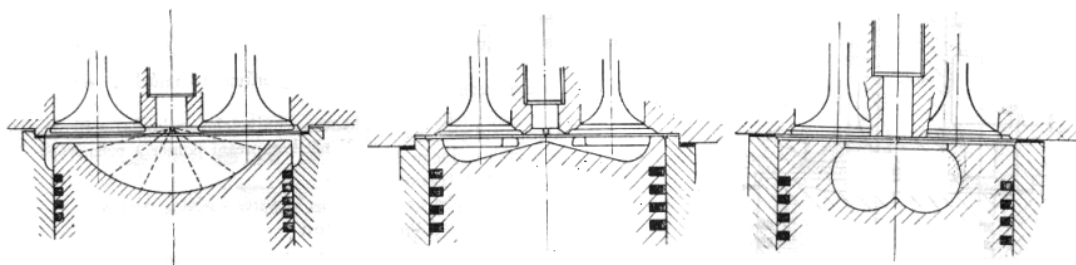
Obrázek 3.2: Přímé a nepřímé vstřikování u vznětového motoru [11]

Vedle pojmu komůrka se lze v některých zdrojích setkat s termínem *předkomůrka*. Významově jde o jedno a totéž, pojem předkomůrka je jen doslovným překladem anglického výrazu *prechamber*, neboť slovem *chamber* (komora) se myslí hlavní spalovací prostor (úplný technický termín je *combustion chamber*, spalovací komora).



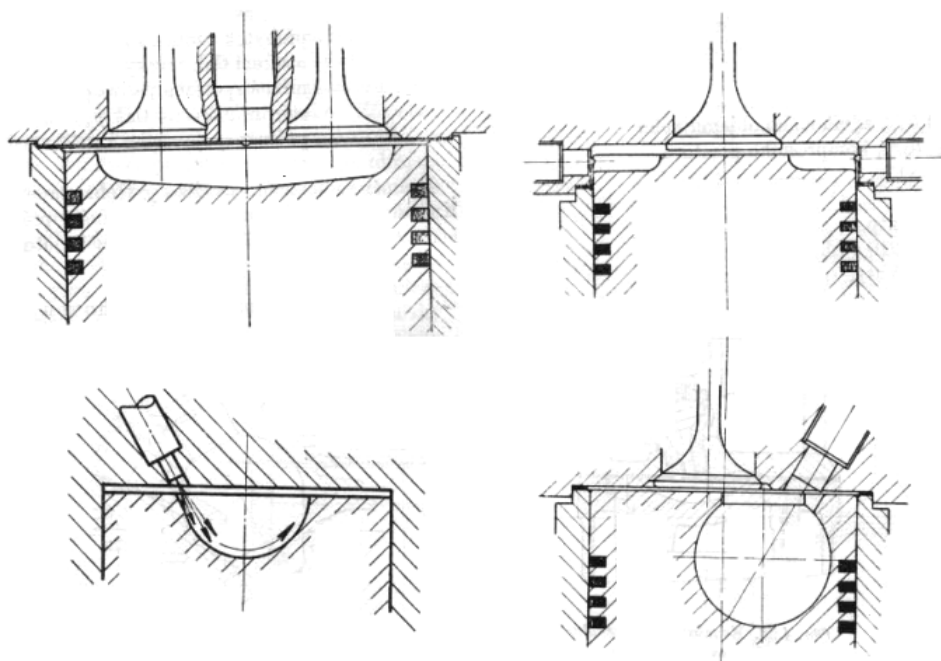
Obrázek 3.3: Základní typy spalovacího prostoru přímovstříkových vznětových motorů [8]

Tvarování spalovacích prostorů s přímým vstříkáváním se charakteristicky odvíjí od velikosti (vrtání, zdvihového objemu) motoru ([8] str. 494). Společným rysem bývá kompresní objem tvořený převážně miskou v pístu a jednoduché, ploché hlavy válců ([13] str.307). Víření vzduchu, jež vzniká pohybem pístu při kompresi, lze zesílit vhodným tvarem sacího kanálu. Zásadní funkci zastává v nečlenitěm prostoru stejnoměrné rozdělení paliva ze vstříkovací trysky opatřené zpravidla několika otvory tak, aby spalování probíhalo symetricky kolem osy válce ([32] str. 62). Z typických konstrukčních parametrů lze specifikovat hodnoty kompresního poměru, jež se obvykle pohybují mezi 12 až 20 (pro malé motory i více) ([32] str. 71).



Obrázek 3.4: Kompresní prostory: Deutz, Hesselmanův, Saurer [32]

V konkrétních případech tvarování kompresních prostorů pro přímý vstřík existují rozmanitá řešení. Ve snaze o přiblížení ideálnímu šíření plamene mohou být misky tvaru polokulovitěho či různé kulové úseče. Relativně prostou geometrií se vyznačují misky kotoučové (válcové). Dost specifické řešení zde představuje kotoučový spalovací prostor firmy MAN se dvěma protilehlými bočními vstřikovači ([32] str. 74). Typické pro současné vznětové motory jsou misky toroidní, tedy rotační tvary „omega“, pro menší motory konvexní s výrazným squishem, otevřenější „omegou“ je tvořen Hesselmanův spalovací prostor.

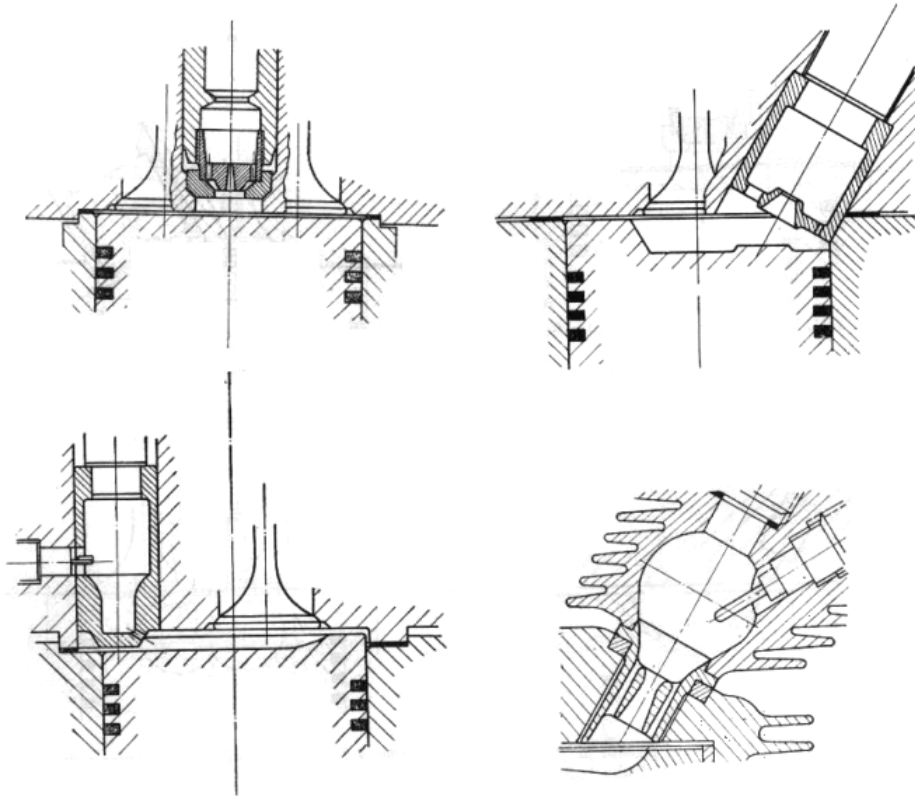


Obrázek 3.5: Válcové a kulové kompresní prostory MAN [32]

Kategorii v širším užití archaickou, nicméně skýtající například na poli tvorby sazí určité výhody, představují vznětové motory komůrkové. Komůrky se dělí dle konstrukce a principu na tlakové, vírové a vzduchové.

V případě tlakové (obyčejné) komůrky je hlavní spalovací prostor propojen jedním nebo více kanálky s komůrkou, do níž je vstřikováno palivo. K mísení zde dochází vlivem proudu vzduchu tlačeno pístem v hlavním spalovacím prostoru skrz kanálek, přičemž nastává částečné vznícení. Vzniklý přetlak vyvolává tlakovou vlnu, která kanálkem proniká spolu

s částí nespálené směsi do válce, kde dochází k dalšímu vznícení a tlaková vlna se obrací zpět do komůrky. Tento děj pokračuje do úplného spálení hořlavé směsi ([32] str. 62).

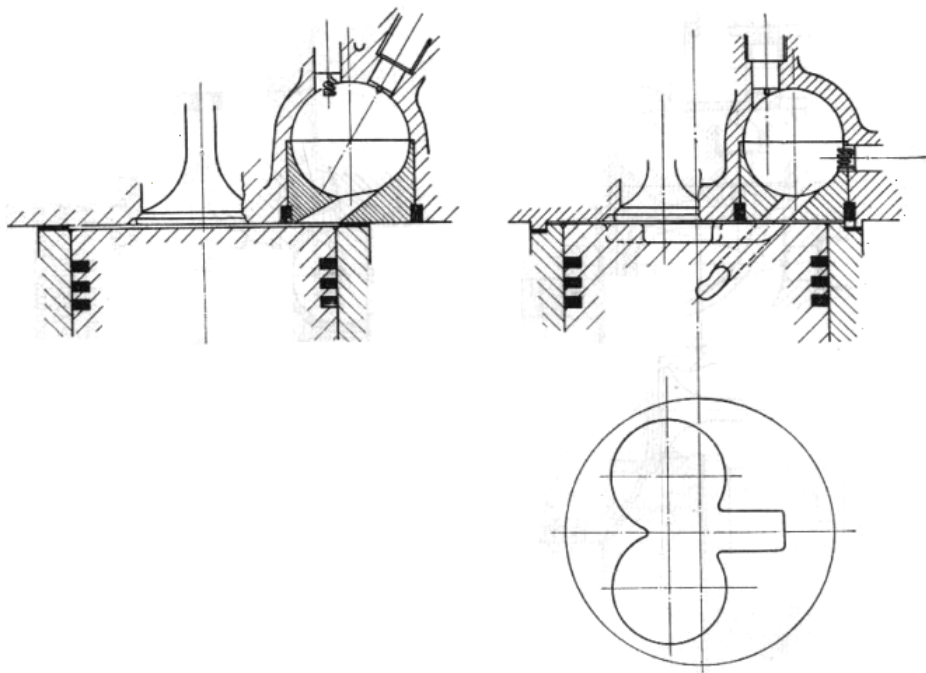


Obrázek 3.6: Tlakové komůrky: Mercedes-Benz, Ganz-Jendrassik, Deutz, MWM [32]

Motory s tlakovou komůrkou pracují s minimálním součinitelem přebytku vzduchu zhruba 1,2 až 1,6, při kompresním poměru v rozmezí přibližně 16 až 22. Objem tlakové komůrky odpovídá přibližně 1,5 až 2 % zdvihového objemu válce ([32] str. 72). Tlakové komůrky mohou být koncipovány s různým úhlem montáže vstříkovací trysky vůči hlavnímu spalovacímu prostoru, jak znázorňuje obrázek 3.6 ([32] str. 76).

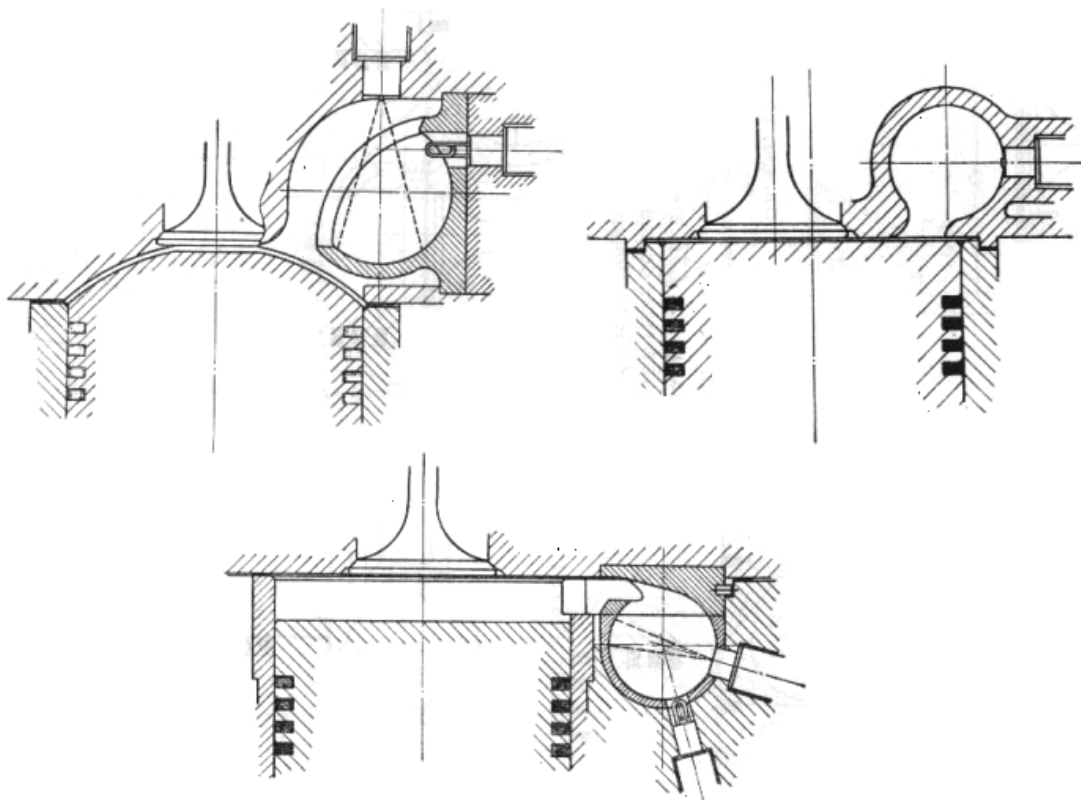
Použití vírové komůrky se v konstrukčním řešení motoru vyznačuje složitou hlavou válce ([13] str. 307), v níž je komůrka vytvořena. Komůrka kulového či jiného příhodného rotačního tvaru je s hlavním spalovacím prostorem propojena kanálkem, jenž do komůrky ústí v tangenciálním směru, aby v ní vzduch, jehož je žádoucí přivést z válce co nejvíce,

nabral krouživý pohyb. Vstřík paliva naproti tomu probíhá ve směru kolmém či šikmém vůči rotaci víru. Horké stěny komůrky ohřívají vytvořenou směs s horkým vzduchem, ta se vznítí a přetlakem je hnána do válce, kde je spalování dokončeno ([32] str. 62).



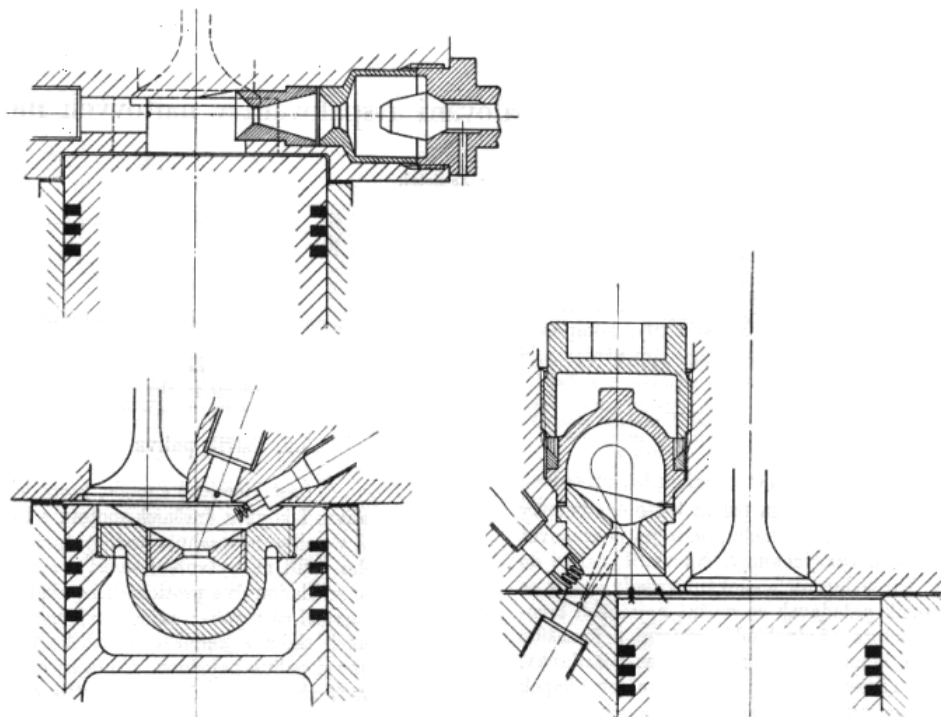
Obrázek 3.7: Vírové komůrky Ricardo: Comet I a Comet III [32]

Vírové komůrky, tvořené objemem zhruba 3,5 až 5 % objemu zdvihového, umožňují efektivní spalování i s relativně nízkým přebytkem vzduchu okolo 1,1 až 1,2. Používané kompresní poměry jsou v celkem standardním rozmezí 13 až 20. Spojovací kanálek nemá vždy kruhový průřez, jeho optimální velikost se stanovuje zpravidla empiricky ([32] str. 73). Typické řešení představují vírové komůrky Ricardo na obrázku 3.7, další konstrukce ilustruje obrázek 3.8.



Obrázek 3.8: Vírové komůrky: Oberhänsli, Čsl. závody naftových motorů, Hercules [32]

Nejednoznačným zařazením do rozdělení dle vstřikování se vyznačuje vstřikování tzv. smíšené u motorů se vzduchovou komůrkou. I zde najdeme komůrku propojenou kanálkem s válcem, ta však v kompresním zdvihu pojímá hlavně vzduch. Vstřík paliva je veden do hlavního prostoru buď proti kanálku, nebo mimo něj. Následné spalování může být dvojího druhu. K rychlému spalování dochází při vznícení směsi v komůrce, kam je proudícím vzduchem stržena část paliva. Odtud poté přetlak žene hořící směs do válce, kde dochází k dalšímu mísení paliva se vzduchem a hoření pokračuje v expanzním zdvihu za postupného odčerpání obsahu komůrky. Vleklé spalování začíná v prostoru válce, odkud plamen vniká do komůrky a vytváří tak rychlé spalování, jež je přetlakem hnáno do válce, kde přechází v prudké hoření ([32] str. 63).



Obrázek 3.9: Vzduchové komůrky: Lanova, Aero, Saurer [32]

Vzduchová komůrka zaujímá prostor o objemu mezi 1,5 až 4,5 % zdvihového objemu. Akceptovatelná nejnižší hodnota přebytku vzduchu je 1,3 až 1,7. Používané kompresní poměry se pohybují mezi 13 a 17 ([32] str. 73). Příklady konstrukcí vzduchové komůrky z doby jejího užívání uvádí obrázek 3.9.

Komůrkové motory v porovnání s přímým vstřikem obecně vynikají hladším chodem a kladou menší nároky na konstrukci vstřikovacího zařízení. Bývají též méně citlivé na kvalitu použitého paliva ([32] str. 71).

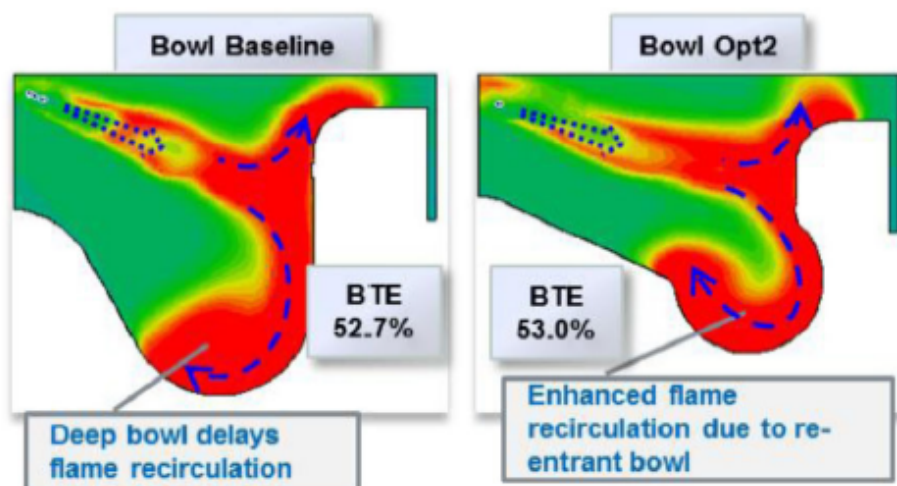
3.2 Návrh spalovacího prostoru

Obecné cíle a priority návrhu spalovacího prostoru u vznětového motoru nejsou diametrálně odlišné od cílů při návrhu zážehových motorů, i když mohou sledovat různé oblasti s ohledem na specifický nedostatek. Studie zaměřené na zvýšení účinnosti vlivem geometrie

spalovacího prostoru s využitím empirických metod i výpočetní techniky nejsou nicméně ojedinělé ani u motorů vznětových.

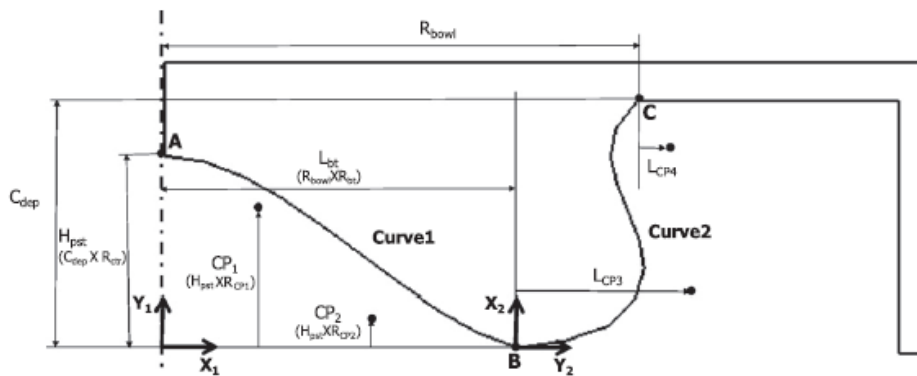
K zásadním předpokladům, jež by měl spalovací prostor vznětového motoru splňovat, patří udržení dostatečně rychlého mísení paliva se vzduchem do dokončení spalování co nejbližší horní úvratí. Konkrétní kvantifikace pojmu „dostatečně rychlé“ se zde ovšem značně odvíjí od velikosti (zdvihu) motoru, menší (tedy rychloběžné) motory vyžadují mísení řádově rychlejší, než velké naftové agregáty ([8] str. 493).

Optimálního spalování v prostoru vznětového motoru by mělo být dosaženo rychlým hořením s krátkým plamenem, k čemuž je zapotřebí intenzivní difúze, velká rychlost vstříku a jemné rozprášení paliva. Do fronty plamene by mělo vstupovat pouze palivo odpařené, nikoli kapky, jinak v jejich nitru dochází ke krakování a vznikají saze. Na rychlém hoření a krátkém plameni se podílí rychlý přívod kyslíku, když se v kompaktních spalovacích prostorech hromadí plynná náplň v okolí vstříkovací trysky, čemuž prospívá vysoký kompresní poměr. Naproti tomu by se měl plamen nacházet od trysky v dostatečné vzdálenosti tak, aby mohl kyslík z náplně vnikat i do jeho vnitřku, a tryska nebyla nadměrně tepelně namáhána ([15] str. 159).



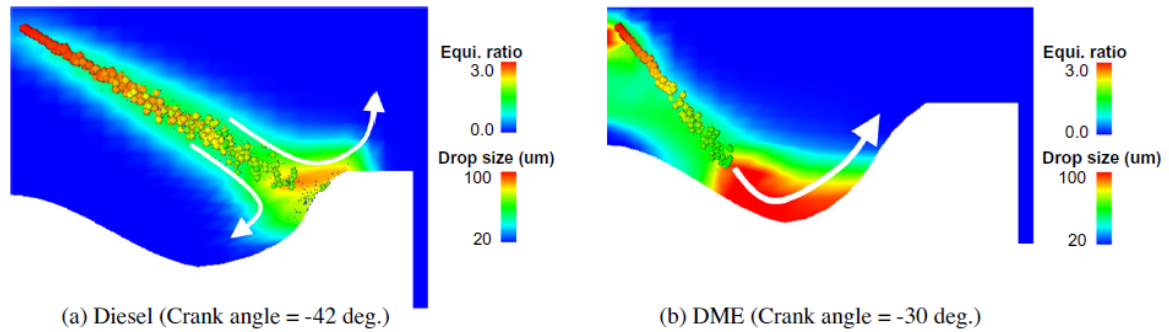
Obrázek 3.10: Vizualizace šíření plamene pro výchozí a optimalizovaný tvar pístu [17]

Ve studii optimalizace tepelné účinnosti vznětového motoru pro těžkou dopravu k návrhu sloužil komplexní postup kombinující 1D simulace ve výpočetním nástroji GT-POWER, 3D simulace v CFD nástrojích STAR-CD a OpenFOAM vyznačujících se vysokou přesností a laboratorní experimenty s nestacionárním prouděním. Pro dosažení vysoké validity výzkumu bylo mezi jednotlivými prostředími navíc využíváno zpětnovazebních smyček. Studován byl vztah mezi vstřikem paliva a tvarem misky pístu za uvažování širokého spektra podmínek sání, tlaků a časování vstřiku. Výsledky vedly k vývoji pokročilejšího vstřikovače, čerpadla a vstřikovací trysky [17].



Obrázek 3.11: Definice parametrů Bézierovy křivky pro optimalizovaný tvar pístu [19]

Studie zaměřená na optimalizaci geometrie spalovacího prostoru pro vznětový motor poháněný DME spojuje využití simulačního CFD kódu KIVA a chemicko-kinetického řešiče Chemkin s návrhy tvořenými mikrogenetickým algoritmem. Tento algoritmus prováděl optimalizaci na stovkách generací návrhů ze samosíťovacího generátoru. Každý z návrhů byl definován 11 proměnnými – 6 proměnných představuje pracovní podmínky, 5 proměnných popisuje geometrii pístové misky složenou z Bézierových křivek. Výsledky postupu přinesly dva různé optimalizované profily misky, jeden pro provoz na DME, druhý pro provoz na naftu. Zatímco algoritmem optimalizovaný design dieselového pístu vedl ke snížení emisí škodlivin (NO_x , PM, CH_x , CO) pouze za cenu ústupků ve spotřebě nafty, hlubší miska pro spalování DME přinesla optimalizaci spalování bez kompromisů [19].



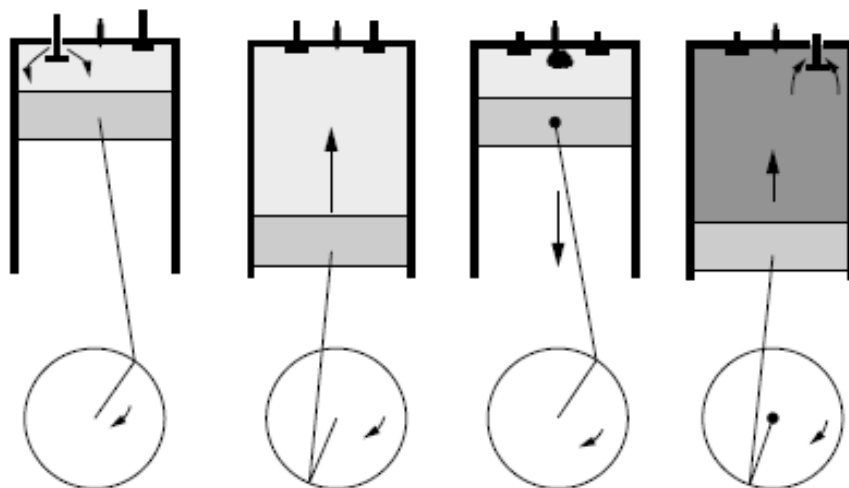
Obrázek 3.12: Vizualizace vstřiku pro optimalizované tvary pístu a provozní režimy [19]

Mezi softwarovými prostředky užívanými pro modelování a simulaci spalování ve vznětových (i zážehových) motorech lze zmínit též nástroje od firmy AVL-AST (Advanced Simulation Technologies), CFD prostředí FIRETM s modulem tabulkové chemie TABKINTM [28].

Co se týče současných trendů ve výzkumu vznětových motorů, existuje zde snaha o uplatňování nižších kompresních poměrů a teplot spalování při lepší homogenizaci směsi (systémy HCLI a HPLI) ([15] str. 158).

4. Dvoupalivové motory

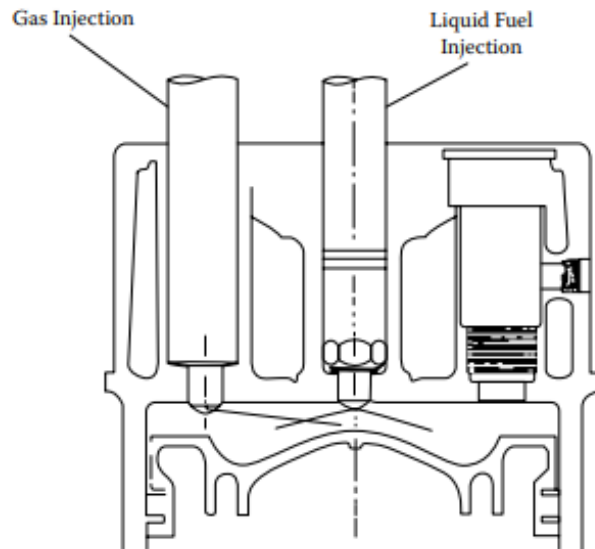
Středem zájmu této práce, jak už z titulu vyplývá, jsou motory dvoupalivové. Přesnějším označením dvoupalivové vznětové motory lze předcházet záměně s podobnými pojmy, které označují odlišné koncepty spalování. Odpovídající anglický termín *dual-fuel* je tedy technicky odlišný od synonymně znějícího pojmu *bi-fuel*. Zatímco v našem případě se jedná o spalování dvou paliv v rámci jednoho cyklu zároveň, pod druhým pojmem je míněn zážehový motor spalující dvě paliva alternativně, například benzín a plyné palivo. Typický příklad *bi-fuel* motoru tak představují zážehové motory s přestavbou pro pohon na LPG. Ke vznětovým motorům umožňujícím spalovat různé druhy kapalného paliva se pak vztahuje pojem *multifuel*, tedy motor vícepalivový ([11] str. 2).



Obrázek 4.1: Schéma dual-fuel režimu s přímým vstřikem pilotu do homogenní směsi [11]

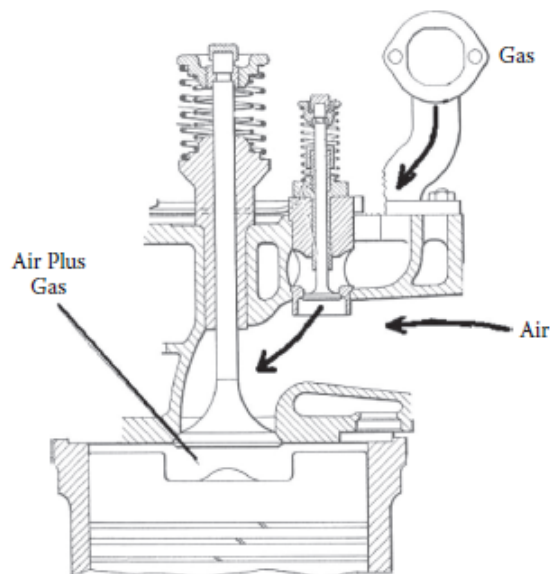
Pojmem významově spadajícím pod motory s principem *dual-fuel* je označení *gas-diesel*, jež zahrnuje motory s různým způsobem i časováním přívodu plyného paliva, které

nepodléhá spontánnímu vznícení při kompresi, ale je zažehnuto dávkou vzníceného přímo vstříkovaného kapalného paliva. Různé způsoby přívodu plynného či lehkou odpařitelného paliva zde představuje buď předpřipravená směs, tedy palivo přivedené do válce při sání či na začátku komprese, nebo vysokotlaký přímý vstřík těsně před, při, nebo po vznícení malé dávky nafty, označované jako „pilot“ ([11] str. 3).



Obrázek 4.2: Dvoupalivový motor s přímým vstříkovaním plynného paliva [11]

Motivací k rozvoji tohoto zdánlivě komplikovaného systému je fúze několika výhod, kterými se vyznačují vznětové motory na straně jedné a zážehové na straně druhé. Zatímco konvenční vznětové motory s vysokou kompresí a bez škrcení sání vykazují vyšší účinnost v širokém spektru zatížení, z předností motorů zážehových se zde uplatňuje spalování homogenní směsi odpařeného paliva, které produkuje výrazně méně pevných částic, a využití paliv s nízkým obsahem uhlíku v molekule, což zase vede ke snížení měrných emisí CO_2 [4]. Ke snížení emisí fosilního uhlíku navíc lze napomoci volbou alternativního paliva organického původu, jako je generátorový plyn [31] či methanol [5].



Obrázek 4.3: Tvorba směsi plynného paliva před sacím ventilem [11]

Konkrétní způsob tvorby směsi a spalování dvojího paliva představuje princip RCCI (*Reactivity Controlled Compression Ignition*), tj. reaktivitou řízené kompresní zapalování. Použitá paliva jsou rozlišována jako vysoko-reaktivní a nízko-reaktivní. Za vysoko-reaktivní palivo se zde označuje nafta, eventuálně její alternativa s ekvivalentní vznětlivostí. Pojem nízko-reaktivní se vztahuje na palivo v homogenní směsi se vzduchem přivedené sáním, tedy benzín či jeho detonačně odolnou alternativu, tedy například alkoholy (methanol, ethanol) nebo plynná paliva založená na methanu (zemní plyn, bioplyny) či dalších lehkých uhlovodících. Navzdory nižší detonační odolnosti může roli tohoto paliva plnit i vodík. Dvoupalivový princip RCCI se jeví snáze říditelným než motory s kompresním zapalováním homogenní směsi (HCCI), u nichž je do válce nasávána a poté stlačována homogenní směs paliva o vhodných vlastnostech mezi benzínem a naftou, přičemž jsou ve funkci velmi citlivé na termicko-chemické podmínky [5]. Na druhou stranu princip HCCI nemá výraznější požadavky na tvar spalovacího prostoru ([15] str. 155).

Experimentálnímu posouzení výhod či nevýhod dvoupalivového režimu bylo věnováno mnoho výzkumné práce. Jelikož se v řadě případů konstrukčně jedná o vznětové motory,

pro něž je dvoupalivový režim pouze rozšiřující možností provozu (např. pro částečné zatížení), lze celkem snadno provést praktické srovnání s provozem výhradně na naftu. Studie prováděná na výzkumném jednoválci TATRA T 911 tak u dvoupalivového režimu se zemním plynem zaznamenala vyšší maximální spalovací tlaky za současné nižší tvrdosti chodu [3]. Výzkum na jednoválci Yanmar L60AE-DTM oproti tomu zaznamenal nižší tlaky ve válci a také nižší výkon (v důsledku nižší hodnoty spalitelného tepla použitého paliva). Zároveň však poukázal na ekonomický přínos v podobě průměrně nižší spotřeby nafty (o cca 60 %), nicméně vyšší zatížení vyžadují i její větší podíl v zápalné směsi [31]. Do ekonomické kalkulace je samozřejmě nutno zahrnout i cenu a spotřebu druhého paliva, jež se v čistě naftovém režimu nevyskytuje.

Jednoznačně navrch má dvoupalivový režim v kompromisu produkce NO_x a pevných částic, kde obecně vykazuje menší kouřivost i méně oxidů dusíku ve spalinách [6]. Právě emise pevných částic jsou zde srovnatelné s jejich produkcí v zážehových motorech. Zároveň vykazovaná účinnost vznětového motoru ani složení emisí oproti plynovým motorům zážehovým výrazně netrpí spalováním plynů s nižší výhřevností [26]. Při užití paliva s velkým podílem methanu, jež má velmi vysoké oktánové číslo (zhruba 130), a spalování velmi chudé směsi bylo v experimentech na šestiválci IVECO 8360.46R účinně předcházeno klepání [4].

Vedle elementárně zcela odlišných způsobů pohonu vozidel, jako jsou bateriové elektromobily, hybridy či pohon z palivových článků, představuje dvoupalivový motor pro uplatnění výhodu v podobě snazší a mnohem méně nákladné konverze stávající techniky konvenčního spalovacího motoru do této podoby [4]. Samotná konstrukce vystačí s konvenčními materiály (např. nevyžaduje těžbu vzácných či alkalických kovů) a provoz lze uzpůsobit široké škále běžně dostupných paliv.

Provoz na dvojí palivo není pouze přehlídkou výhod a superlativů, je pochopitelně zatížen i principiálními nedostatky. V případě použití zemního plynu, jehož dominantní složkou je methan, je velice nežádoucí jeho nespálení a únik do atmosféry, neboť krom zjevného vzniku ekonomické ztráty (prohospodaření energie paliva) je emise methanu přičítán řádově vyšší (zhruba 25násobný) podíl na skleníkovém efektu v porovnání s oxidem

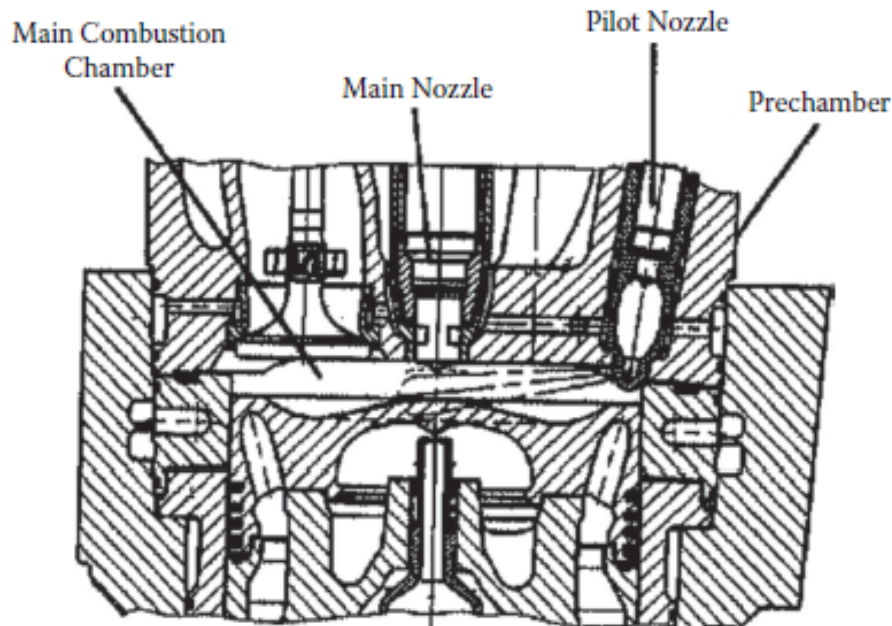
uhličitým. Průmyslově zpracovaný zemní plyn je navíc z bezpečnostních důvodů odorován thioly (merkaptany) ([11] str. 60), jejichž spalování vede ke vzniku oxidů síry, které jsou odpovědné za vznik korozivních látek ve výfukovém systému i v ovzduší. Kapalná paliva jsou z tohoto důvodu prakticky zcela odsířena, nicméně i molární podíl odorantů v zemním plynu je veskrze stopový, tudíž zmíněný jev nepředstavuje významný problém.

I při použití chemicky čistého paliva, jako je vodík, je účinné spalování (z důvodu dosažení vysokých tlaků a teplot) kompromitováno Zeldovičovým mechanismem, při němž se vzdušným kyslíkem reaguje jinak inertní vzdušný dusík a dochází ke vzniku NO_x [30]. Spotřeba paliv v dvoupalivovém režimu je také poměrně citlivá na okamžité provozní podmínky [31]. Z dalších efektů, na něž je při použití plynného paliva nutné upírat větší pozornost, je nižší chladicí účinek paliva. Ten se může negativně podepsat zejména vstříkovací trysce, jež je menším průtokem nafty méně chlazená [3].

Uvedené poznatky byly aplikovány a studovány na spektru motorů koncipovaných pro lehkou [5] i těžkou dopravní techniku [1] [26].

4.1 Spalovací prostory

I na spalovacích prostorech motorů dvoupalivových lze rozlišovat přímé a nepřímé vstřikování, vzhledem k (minimálně) dvojímu přívodu paliva ovšem nejsou tyto pojmy dostatečně vyjasňující, a tvorbu směsi je vhodné jasněji specifikovat. Kromě přímého vstřikování nafty do předpřipravené homogenní směsi ze sání a přímého vstřikování obou paliv na konci komprese se tak lze setkat i s komůrkou pro nezávislý vstřík pilotní dávky ([11] str. 52). Většina studovaných výzkumů v této oblasti se zaměřuje na práci s předpřipravenou směsí, uvedené poznatky se tedy týkají spalovacího prostoru pro tento typ tvorby směsi.

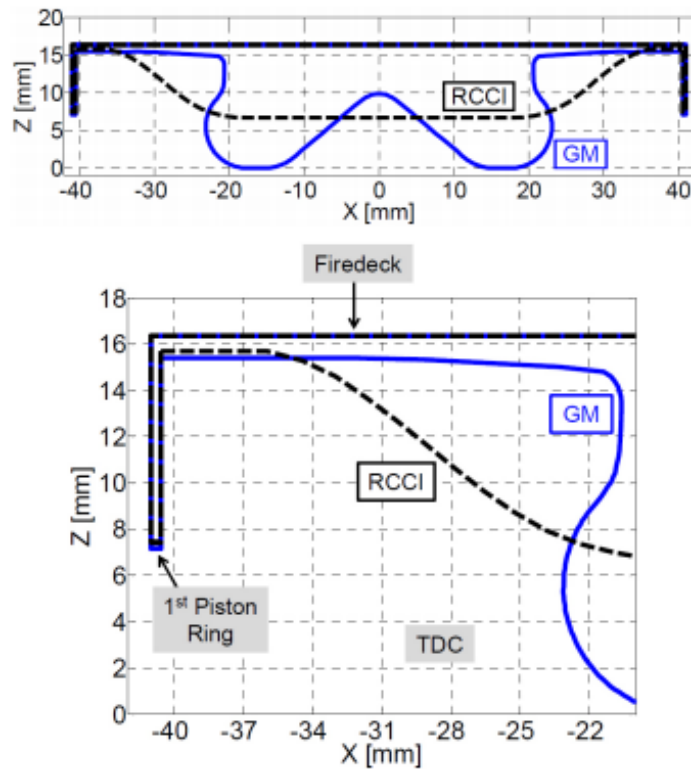


Obrázek 4.4: Nezávislé vstřikování pilotu do komůrky [11]

Vzhledem k obvyklému postupu, kdy je na dvojí palivo modifikován konvenční vznětový motor, se dvoupalivový motor od naftového výrazně konstrukčně neodlišuje. Zpravidla bývá zachován plochý profil hlavy válce [6] i základní geometrické parametry spalovacího prostoru, jako je kompresní poměr [5] [14]. Vlastní modifikace se pak soustředí především na tvar misky v pístu, její objem (variace poměru k válci), případně též její excentricitu vůči ose válce.

Provedené studie vyhodnocují standardní konvexně se uzavírající misky s centrálním výběžkem jako nevhodné pro dvoupalivový režim [6], studované návrhy misky inklinují k profilům mělčím, otevřenějším [14] a celkově kompaktnějším (s menší teplosměnnou plochou) [5], což vede k vyšší tepelné účinnosti motoru [29].

Zvýšenou pozornost je třeba věnovat výskytu štěrbin, jež pro spalování heterogenní směsi kapalného paliva lokalizované mezi tryskou a miskou nepředstavují zásadní komplikaci. Naproti tomu homogenní směs snadno proniká do všech hermeticky otevřených dutin, včetně těch s velkou teplosměnnou plochou, kde rychle chladne, a na periferiích spalova-



Obrázek 4.5: Porovnání výchozí (GM) a modifikované RCCI misky dle studie [5]

cího prostoru, kam nedosáhne plamen. To bývá hlavní příčinou vypláchnutí nespáleného paliva výfukem – emisí nespálených uhlovodíků, je-li homogenizované palivo uhlovodíkové. Tyto štěrbiny se tak vzhledem k povaze konstrukce pístového motoru nacházejí typicky po vnější straně pístu nad prvním pístním kroužkem, kde je ponechána konstrukční vůle [5], dynamicky může dočasná štěrbina vzniknout také mezi hlavou a horní plochou dna pístu, přibližují-li se v horní úvrati velmi blízko k sobě.

Zápalná látka (nafta) by měla být do prostoru rozptylována velmi rovnoměrně, běžné je použití symetrických vstřikovačů s osmi [1] [31] či devíti tryskami [29].

4.2 Návrh spalovacího prostoru

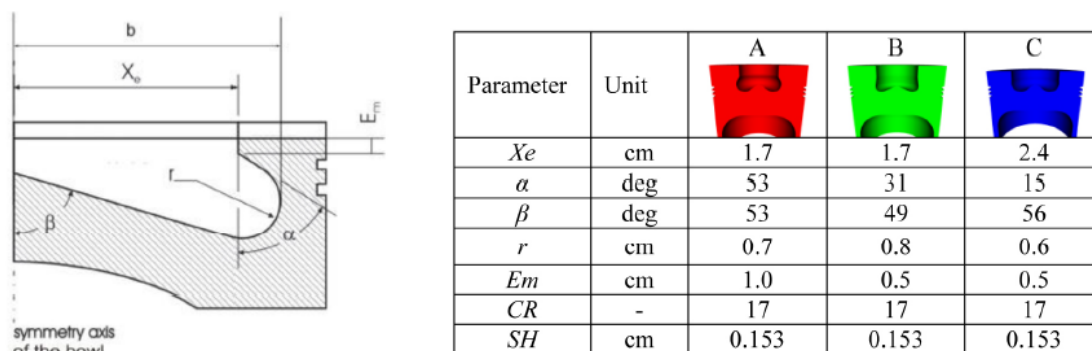
K posouzení spalovacího prostoru a případný návrh úprav lze volit různá optimalizační kritéria. I u dvoupalivového motoru se jedná o empirickou disciplínu, kde dosažení zlepšení jednoho provozního parametru může kompromitovat parametry jiné.

Často sledované kritérium představuje tepelná účinnost. Předpoklady jejího zlepšení se jeví vcelku přehledně, nižších ztrát přestupem tepla v pracovním zdvihu lze při zachování stejného objemu docílit menší plochou povrchu, tedy kompaktnějším prostorem [5]. Jinou posuzovanou složkou celkové účinnosti je účinnost chemická, která kvantifikuje kvalitu zužitkování chemické energie uložené v palivu při přeměně na teplo. V praxi je posuzována podílem produktů nedokonalého spalování (CH_x , CO) ve spalínách, zlepšení chemické účinnosti by mělo vést k jeho snížení. Kompromisní výzvu při zvyšování účinnosti ovšem představuje zachování přijatelně nízké úrovně emisí NO_x [6] [29] [30].

Vcelku významným kritériem se jeví spotřeba paliva [14], jejíž snížení není motivací pouze ekonomickou, ale i ekologickou, neboť menší absolutní množství spálených uhlovodíků znamená menší absolutní množství CO_2 (v případě ideálního spalování) i dalších emisí. Návrh se může též zabývat možnostmi využití alternativního paliva, z ekonomických i praktických pohnutek třeba méně kvalitního [1].

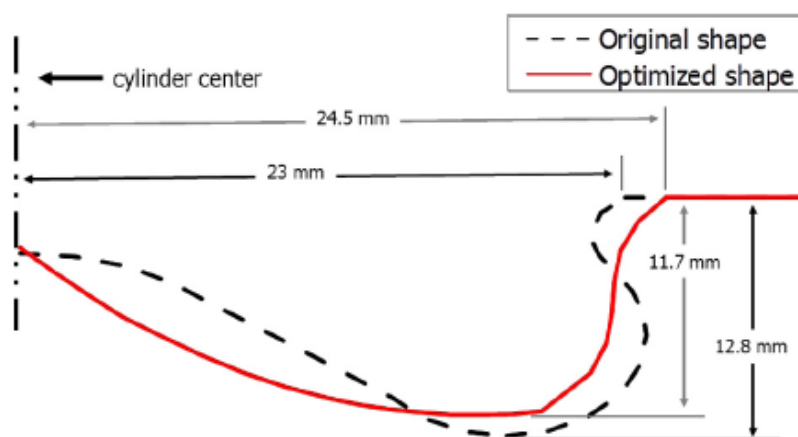
V méně komplexním pojetí optimalizace se lze zaměřovat na jednotlivé faktory ovlivňující kvalitu spalování, jako je rychlost hoření či homogenita zapalované směsi.

Proces návrhu ve studii vlivu tvaru spalovacího prostoru na dvoupalivové spalování začínal definicí databáze geometrií získatelných z výchozí použité součásti. Následně byl výběr zúžen na návrhy vyhovující mechanickým a teplotním požadavkům pro spalování CNG. Dalším krokem byla jejich multidimenzionální simulace v kódu KIVA, pro niž byly zvoleny počáteční a okrajové podmínky. Na vybraném návrhu byla provedena analýza detonačního chování. Výsledný návrh byl optimální kombinací konfigurace spalovacího prostoru s návrhovými parametry [6].




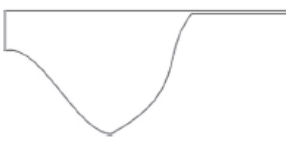
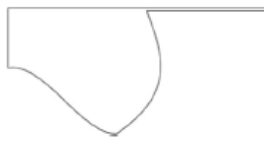


Obrázek 4.6: Definice parametrů porovnávaných tvarů misky ve studii [6]

Mimo experimentální metody nachází pro studium dvoupalivového provozu při návrhu spalovacího prostoru uplatnění mnoho softwarových prostředků. Okrajové a počáteční podmínky pro detailní 3D simulace mohou vycházet ze simulací v 0D/1D kódu, jako jsou např. FW2001 [4] nebo GT-POWER [1]. Pro samotné CFD simulační modely je ve výzkumech používán například (již dříve zmíněný) AVL FIRE [31], kód KIVA (KIVA-3V [4] [6], KIVA-4 [14]), nebo řešič Converge [1]. Důležitou roli v modelu spalování zastávají také řešiče chemické kinetiky jako Chemkin [14] či GRI-Mech [1].

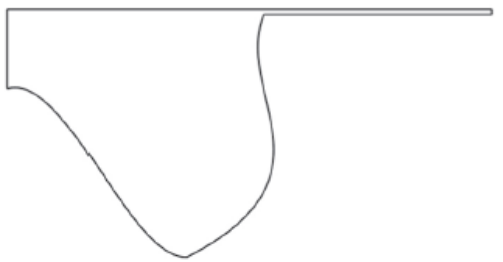


Obrázek 4.7: Porovnání původní a optimalizované misky dle studie [14]

Baseline				
DOE results	Re-entrant type		Shallow bowl type	
	$C_{dep}=17.53\text{mm}$ $R_1=0.7582$ $R_2=0.6595$ $L_{cp3}=17.97\text{mm}$ $L_{cp4}=-2.91\text{mm}$		$C_{dep}=15.25\text{mm}$ $R_1=0.6823\text{mm}$ $R_2=0.6848\text{mm}$ $L_{cp3}=14.81\text{mm}$ $L_{cp4}=-5.44\text{mm}$	
	Open-crater type		Deep bowl type	
	$C_{dep}=20.44\text{mm}$ $R_1=0.5684$ $R_2=0.6899$ $L_{cp3}=13.29\text{mm}$ $L_{cp4}=8.48\text{mm}$		$C_{dep}=22.34\text{mm}$ $R_1=0.781$ $R_2=0.5329$ $L_{cp3}=11.27\text{mm}$ $L_{cp4}=8.23\text{mm}$	

Obrázek 4.8: Typické tvary spalovacího prostoru generované vzorkovací strategií [29]

Ve výzkumech kombinujících problematiku spalovacích motorů s pokročilou výpočetní technikou byl návrh optimalizovaného spalovacího prostoru svěřen mikrogenetickému algoritmu modifikujícímu tvar misky (hloubku, šířku, otevřenost) parametrizovaný Béziovými křivkami [14]. Komplexní optimalizační strategie byla také použita při návrhu geometrie pro plynový motor s mikro-pilotním zapalovacím vstříkem. Mnohoúčelový optimalizační algoritmus NSGA-II využívá optimalizovanou vzorkovací strategii latinské nadkrychle (OLHS) a meta-model CFD kódu založený na třech aproximačních metodách – Krigování, metodologii odezvové plochy (RSM) a umělých neuronových sítích [29].

$C_{dep}=24.37\text{ mm}$ $R_1=0.6975$ $R_2=0.6949$ $L_{cp3}=16.08\text{ mm}$ $L_{cp4}=4.68\text{ mm}$ Injection timing=-8.20 °CA ATDC Included spray angle=157.47 °	
--	--

Obrázek 4.9: Spalovací prostor navržený optimalizačním algoritmem ve studii [29]

4.3 Optimalizace chemické účinnosti

Z uvedených optimalizačních kritérií, jak už napovídá název práce, nás bude blíže zajímat chemická účinnost. Její hodnota je definována dle rovnice 4.1 ([15] str. 34) jako poměr vyvinutého tepla ku energii potenciálně obsažené v palivu (výhřevnosti množství přítomného paliva).

$$\eta_H = \frac{Q_d}{H_u \cdot m_p} \quad (4.1)$$

Snaha o zvýšení chemické účinnosti je úzce spjata se snižováním emisí nespálených uhlovodíků, neboť při dokonalém spálení veškerého paliva neodchází obsažená energie nazmar výfukem. Základním předpokladem pro spalování paliva v celém objemu směsi je eliminace zón hasnutí plamene šířícího se od zdroje zapálení, především tedy štěrbin mezi stěnami spalovacího prostoru.

Další cesty a proměnné ve snaze o optimalizaci byly zkoumány empirickými i simulačními metodami. Vliv provozních parametrů, jako je časování [31] a velikost dávky vstříku nafty [4], potažmo okamžitý součinitel přebytku vzduchu [14], lze studovat a poměrně snadno upravovat za provozu v průběhu experimentu. V režimu nízkého zatížení lze výslednou chemickou účinnost příznivě ovlivnit recirkulací horkých spalin [4].

Výzkumy se též zabývaly porovnáním plyných paliv s různým methanovým číslem (MČ), což je obdoba oktanového čísla pro plyny ([15] str. 148). Lehce překvapivým zjištěním této studie se může jevit pozitivní přínos klepání vlivem nižšího MČ na snížení nespálených uhlovodíků [1].

Ku prospěchu chemické účinnosti je také dostatečná turbulence náplně ve spalovacím prostoru, jež přispívá k difúzi hmoty (zlepšuje homogenitu směsi) a konvekci tepla, i menší teplosměnná plocha omezující tepelné ztráty ([20] str. 97). Právě tyto jevy jsou zásadně ovlivněny komplikovanou úlohou geometrie spalovacího prostoru, na níž se zaměřovaly mnohé ze studovaných vědecko-technických článků [5] [6] [29].

5. Modifikace spalovacího prostoru

V předchozích kapitolách uvedené poznatky se snažíme aplikovat v praxi na výzkumném zařízení, jímž je v našem případě stacionární vznětový jednoválcový motor od rakouské firmy AVL, jehož konkrétně studovaný exemplář se nachází v Centru vozidel udržitelné mobility (CVUM) ve vědeckotechnickém parku (VTP) v Roztokách.

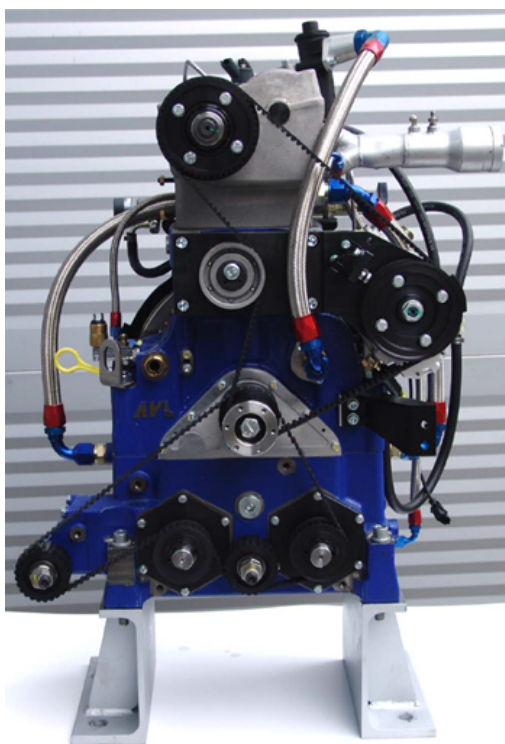
5.1 Výzkumný jednoválec

Základní technické údaje tohoto výzkumného jednoválce (zkratkou SCORE – z angl. *Single-Cylinder Research Engine*, tj. jednoválcový výzkumný motor) shrnuje tabulka 5.1, fotografie na obrázku 5.1 zachycuje jeho reálnou podobu ve výchozím stavu bez montáže k provozní aparatuře a obrázek 5.3 řez jeho modelu z dokumentace dodané výrobcem.

Typové označení	AVL 5402.088
Zdvihový objem	511 cm ³
Vrtání	85 mm
Zdvih	90 mm
Typ rozvodu	DOHC
Ventilů na válec	4
Kompresní poměr	17,0 : 1
Max. výkon (atm. plnění)	6 kW / 4200 min ⁻¹
Max. výkon (přeplňování)	16 kW / 4200 min ⁻¹
Maximální otáčky	4500 min ⁻¹

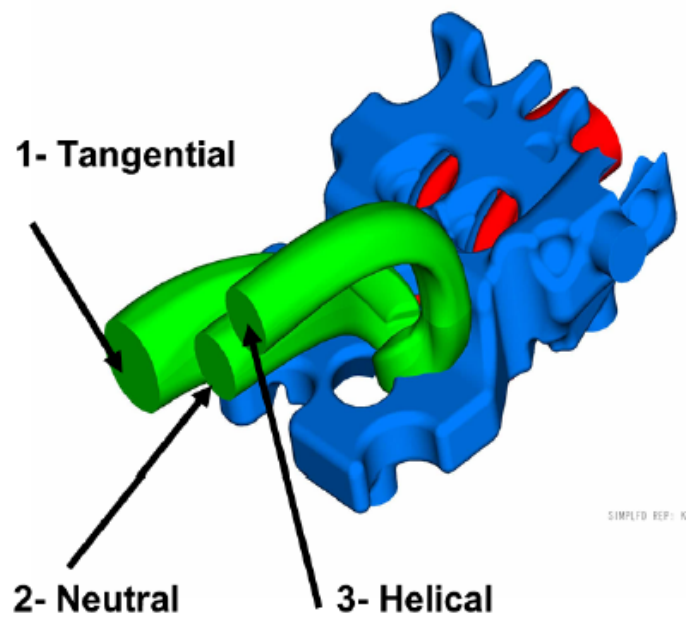
Tabulka 5.1: Parametry SCORE AVL 5402 [2]

V tabulce uvedený kompresní poměr ($\varepsilon = 17$) je takto deklarován výrobcem v dokumentaci, nicméně vkládáním kompenzačních podložek různé tloušťky mezi těleso bloku a klikovou skříň lze s jeho hodnotou manipulovat v rozmezí přibližně od 11,5 : 1 až k 20 : 1. Prakticky je pak obvykle provozován mezi hodnotami 13 : 1 a 17,5 : 1.



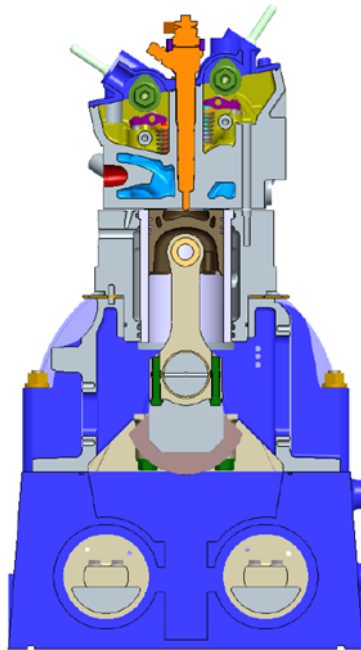
Obrázek 5.1: SCRE AVL 5402.088 [2]

Jednou z charakteristických konstrukčních komponent tohoto motoru je hlava opatřená sacím potrubím rozděleným na tři kanály (neutrální, tečný, šroubový – viz obrázek 5.2), jejichž účelem je generování různého typu víření náplně přiváděné do spalovacího prostoru. Dle konkrétní potřeby lze upravovat typ víření a míru turbulence jejich otevíráním a zavíráním. Experimenty se zvyšováním turbulence sacími kanály ovšem neukázaly její významnější vliv na optimalizaci spalování, dostatečnou energii pro mísení zde zajišťuje systém přímého vstřikování common rail BOSCH CP4.1 se vstřikovací tryskou BOSCH DLLA 162 P 2160. K provoznímu příslušenství jednoválce patří také externí systém přeplňování.



Obrázek 5.2: Koncept hlavy s rozdělenými sacími kanály [2]

V rámci výzkumné činnosti CVUM a projektů ČVUT zaměřených na dvoupalivový režim bylo na SCRE provedeno množství studií, optimalizací a úprav, z nichž velmi zásadní představuje přívod a nepřímé vstřikování plynného paliva do sacích kanálů v hlavě motoru [16]. Plynným palivem pak používaným pro experimenty s tímto režimem je buď zemní plyn, nebo vodík. Provedená rozsáhlá práce na zařízení zahrnuje také instalaci měřicích senzorů pro experimentální činnost, využívaných například při návrhu řešení pro snížení tepelného namáhání vstřikovače [34].



Obrázek 5.3: Řez SCRE AVL 5402 [2]

Jak bylo nastíněno v teoretické části, jednou z hlavních výhod využití dvoupalivového principu jako alternativy k široce rozšířeným motorům zážehovým a vznětovým je technická kompatibilita a možnost využití většiny jejich standardních komponent. Na tomto postulátu staví i tento výzkum, výchozí konstrukce výzkumného jednoválce je však zatížena řadou nedostatků, jež pro původní využití na čistě naftový režim nebylo třeba zásadně zohledňovat. Výčet těchto nedostatků se v našem pojednání bude zaměřovat na spalovací prostor.

5.2 Použitý software

Pro návrhové, výpočetní a analytické postupy v praktické části práce bylo hojně využíváno základních mnohoúčelových i pokročilých specializovaných softwarových nástrojů. Zatímco používání standardních kancelářských programů dnes patří k základům počíta-

čové gramotnosti, specializované programy vyžadovaly zaškolení za asistence zkušenějších vědeckých pracovníků.

Vyhledání, zpracování a interpretace dat ve virtuálním prostředí je komplexní záležitostí, v níž se může být vzájemně provázána práce vícero programů. Pro přehlednější popis provedených úkonů jsou zde uvedeny softwarové nástroje, které se zásadní měrou podílely na analýze dat, vlastním návrhu a jeho simulaci i tvorbě práce jako takové.

5.2.1 Microsoft Excel 2016

Nejrozšířenější a nejpoužívanější tabulkový procesor Excel z kancelářského balíku Microsoft Office od Microsoft Corporation našel využití při vstupních analýzách, průběžných výpočtech a přepočtech i při zpracování dosažených výsledků. Posloužil zejména v oblastech, kde bylo třeba uložit, vypočítat nebo porovnat větší množství číselných údajů. Zřetelně neopomenutelný je jeho přínos v tvorbě grafů obsažených v této práci.

5.2.2 GT-POWER v2018

Komponenta GT-ISE (Industry-Standard Engine) simulačního prostředí GT-SUITE vydaná společností Gamma Technologies byla k práci poskytnuta držitelem licence, jímž je Ústav 12120. Nástroj umožňuje predikci širokého spektra výkonových parametrů motoru. Využití v rámci této práce našel se zapůjčeným 0D/1D modelem SCRE s provozními režimy kalibrovanými experimentální třítlakovou analýzou. Výstupy z jeho simulací byly používány především jako vstupní data (okrajové a počáteční podmínky) pro CFD simulace.

5.2.3 AVL FIRE v2018.1

Komplexní výpočetní prostředí FIRETM vydávané společností AVL-AST (AVL Advanced Simulation Technologies) pro 3D simulace počítačové dynamiky tekutin (CFD) patří rovněž k licencovanému vybavení Ústavu 12120.

Kromě tvorby modelu a simulace v nástroji Workflow Manager podrobněji popisovaných v kapitole 6 a prohlížení výsledků uvedených v kapitole 7 se práce s tímto programem

v počáteční fázi odehrávala v modulu ESE Diesel. Tento nástroj pro simulaci vstříku paliva a jeho rozptýlení ve spalovacím prostoru se k tématu práce jevil využitelným, ovšem pro náš výzkumný jednoválec nebyl dosud kalibrován, tudíž bylo od jeho použití později upuštěno a preference padla právě na nástroj Workflow Manager, v němž již dříve byla studie kalibrace provedena.

5.2.4 CATIA V5 6R-2018

Licence vlastněná Ústavem 12120 umožnila též práci s aplikací CATIA, systémem 3D počítačového návrhu (CAD) vyvinutým společností Dassault Systèmes. Účelem jejího použití bylo vytvoření parametrických modelů dna pístu pro návrhy alternativních tvarů spalovacího prostoru a jejich převedení do stereolitografického formátu pro export do prostředí FIRE™.

5.2.5 Autodesk AutoCAD 2021

Standardní 2D CAD aplikace AutoCAD od společnosti Autodesk použitá skrze studentskou licenci posloužila pro tvorbu původních autorských schémat a skic uveřejněných v práci jako obrázky. Rovněž našla využití ve výkresové příloze.

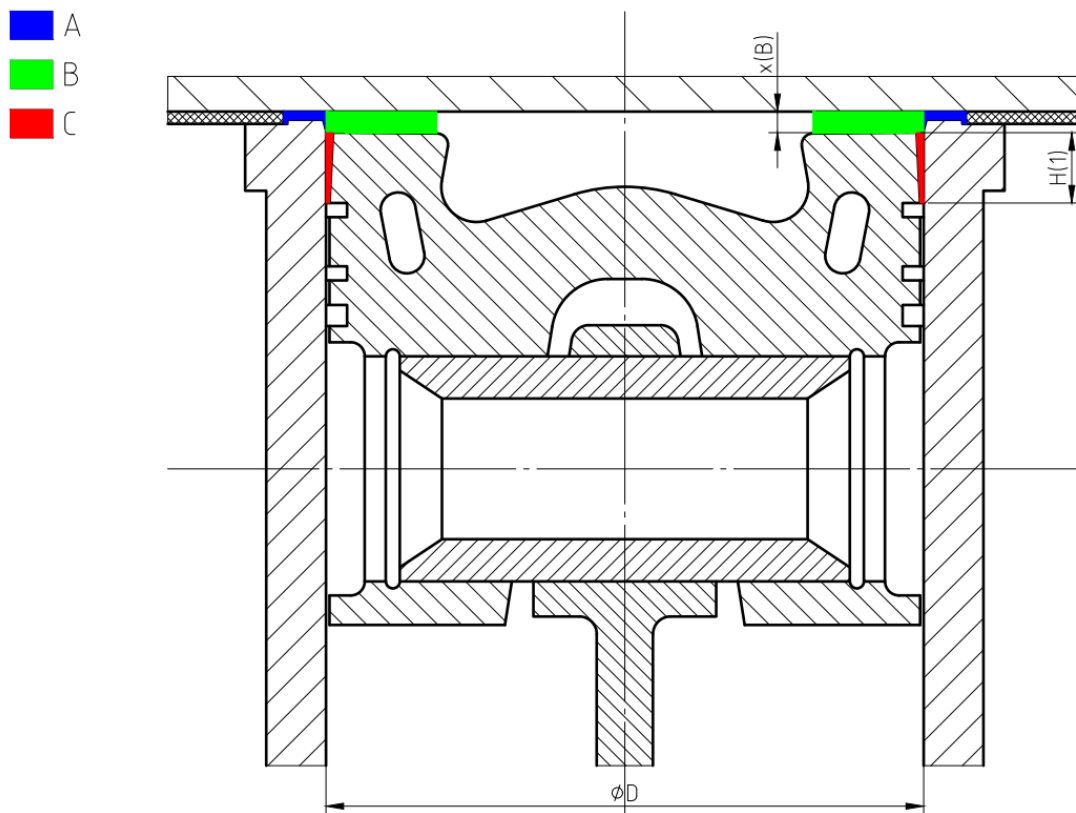
5.2.6 TeX Live 2017

TeX Live je svobodná softwarová distribuce typografického systému TeX a jeho rozšiřujících balíků. Její přínos spočívá v sázení textu samotné práce balíkem LaTeX a propojení textu s referencemi nástrojem BibTeX.

5.3 Redukce podílu škodlivých prostor

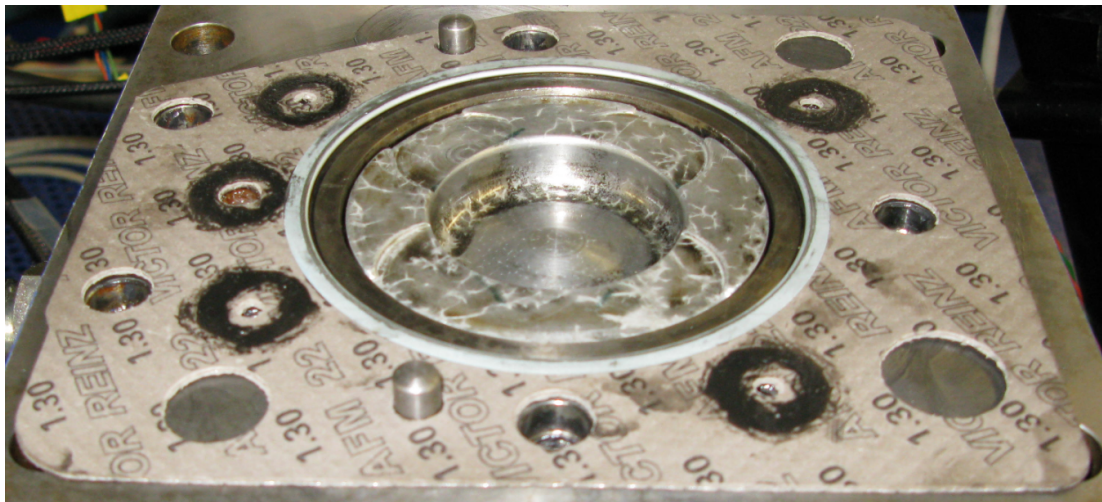
Ve výchozí konstrukci výzkumného vznětového jednoválce bylo uvažováno spalování difúzní směsi vzduchu s těžko odpařitelným palivem soustředěné v prostoru misky pístu a oblasti přilehlé k ose válce. Naproti tomu homogenní směs tvořená molekulami vzduchu a

plynného paliva zaplní celý prostor mezi hlavou, zavřenými ventily, stěnami válce, korunou pístu a prvním pístním kroužkem. Ač se tato vlastnost může na první dojem jevit jako žádoucí, problém představují oblasti s nedostatečně kompaktním profilem (štěrbiny), kam nedosahuje plamen a kde směs ulpívá, stagnuje a chladne přestupem tepla do stěn. Takto nespálená část paliva pak opouští prostor skrz otevřený výfukový ventil, což snižuje podíl z chemické energie využitelné pro přeměnu v použitém množství paliva. U uhlovodíkového paliva tím také dochází k emisi nespálených uhlovodíků, což je u methanu majoritně obsaženého v zemním plynu obzvlášť nežádoucí vzhledem k jeho přičítanému vlivu na skleníkový efekt. Různých štěrbin nacházíme ve spalovacím prostoru popisovaného výzkumného jednoválce hned několik. Některé z nich jsou pro správný provoz zcela postradatelné, zbylé by bylo vhodné alespoň částečně kompenzovat a zredukovat jejich podíl na celkovém teoreticky vyplnitelném objemu.



Obrázek 5.4: Schéma identifikovaných štěrbin v řezu válcem

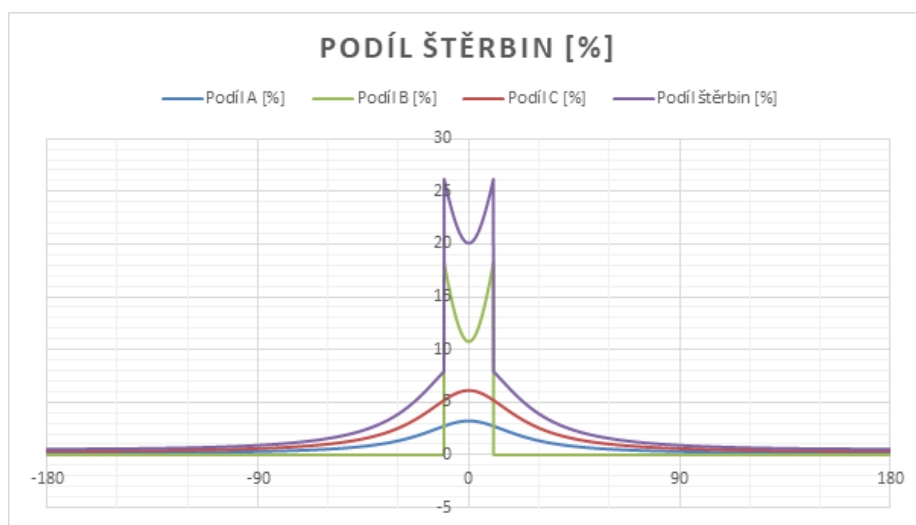
Názorně tyto štěrbinu zachycuje schéma na obrázku 5.4, kde jsou rozděleny do tří sekcí označených A, B a C. Sekce „A“ se s ohledem na svou funkční postradatelnost jeví jako nejmarkantnější vada původní konstrukce. Je tvořena prostorem mezi hlavou a vložkou válce, jelikož těsnění hlavy nepřiléhá k vrtání válce, ale pouze k vnějšímu obvodu horního osazení vložky, jak lze vidět na snímku 5.5, a navazujícím malým trojúhelníkovým profilem zkosení po obvodu vnitřní horní hrany vložky válce.



Obrázek 5.5: Snímek výchozího řešení hlavového těsnění

Vymezení sekce „B“ je technicky nejvíce diskutabilní, neboť jej kromě nehybné hlavy válce tvoří pohyblivá stěna, rovina dna pístu. O existenci štěrbině pak můžeme mluvit pouze v blízkosti horní úvrati a její vznik a zánik uvažovat na dohodnuté, empiricky a neexaktně stanovené hranici, kterou zde uvádíme jako parametr štěrbině x_B o hodnotě 2 mm. Její vliv však nelze zanedbávat, neboť právě v blízkosti horní úvrati probíhá spalování. Snížit či zcela eliminovat tento jev lze i vcelku snadno proveditelným snížením kompresního poměru, jímž dojde k oddálení pístu od hlavy, ovšem snížení kompresního poměru samotné vede ke snížení tepelné účinnosti a nabízí se tak otázka, zda by nebyl takový krok ve výsledku kontraproduktivní. Podnětější úvahou se jeví změna tvarování misky pístu na otevřenější tvar, jímž by došlo ke zmenšení plochy (a objemu) sevřeného mezikruží. Geometrie misky je sama o sobě předmětem bližšího zkoumání v sekci 5.4.

Sekce „C“ pak vzniká jednak nevyhnutelností konstrukční vůle mezi pístem a stěnou válce, přidružený vliv na objemový podíl této štěrbině má však také fakt, že píst je mezi rovinou dna a prvním pístním kroužkem mírně kónický. Je ovšem nutno poznamenat, že výpočet jejího objemu je krajně pesimistický, neboť uvažuje rozměry pístu v nezahřátém stavu. Přesné údaje o roztažnosti pístu za provozních teplot nejsou zaznamenány.



Obrázek 5.6: Graf podílu objemu štěrbin k objemu válce

Graf na obrázku 5.6 udává relativní podíl štěrbin v objemu celkově a po jednotlivých sekcích v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele při výchozím kompresním poměru 17 : 1. Zřetelná skoková změna na zelené (sekce „B“) a fialové (všechny štěrbiny) křivce je přímo způsobena zmíněným neexaktním vymezením rozměru štěrbin. Jedním z našich cílů bude zploštění těchto křivek, tedy minimalizace škodlivých prostor teoreticky vedoucí ke snížení podílu nespálené směsi ve spalínách.

5.3.1 Modifikace těsnění hlavy

K úpravě těsnění hlavy lze přistoupit s různou mírou invence. V konzervativním přístupu se snažíme zasahovat do výchozí konstrukce zcela minimálně a chceme si zachovat možnost jejího uvedení do původního stavu, záměr je tedy nalézt vhodnou těsnicí vložku při zachování výchozího hlavového řešení. Inovativnější přístup připouští změnu návrhu hlavového těsnění pro lepší kompatibilitu a součinnost s kompenzační vložkou. Radikální přístup je pak krajní možnost, při níž by se horní část vložky válce obrobila tak, aby spočívala v jedné rovině se zbytkem bloku a navrženo by bylo hlavové těsnění, jež vnitřním obvodem přiléhá k vrtání válce.

S ohledem na možné náklady i vedlejší nežádoucí efekty je nám nejbližší přístup konzervativní, v němž hledáme kompenzační těsnicí těleso pro vložení do stávající konstrukce o vhodných vlastnostech. Jednou z těchto požadovaných vlastností je bezpochyby teplotní odolnost, neboť těleso je (byť jen po vnitřním obvodu tenkého profilu) v přímém kontaktu s horkými plyny a tvoří část stěny spalovacího prostoru. Pro těsnicí požadavky je pak důležitá pružnost (deformovatelnost), díky níž bude štěrbina zatěsněna proti vniku směsi pod hlavu a zároveň nebude kompromitovat montáž hlavy k bloku. Též by prvek měl zajišťovat kompenzaci případného nerovnoměrného rozložení tlaku v dosedací ploše a nezpůsobovat deformaci, otláčení či jiné poškození základní konstrukce.

Vhodnou technologií, u níž výrobci deklarují požadované vlastnosti, se jeví spirálově vinuté přírubové těsnění z pružinové oceli. Zde však narážíme na problém v rozměrových požadavcích, neboť popisovaná štěrbina má v konstrukci výšku pouze přibližně 0,5 mm, což je tloušťka, na níž žádné dostupné spirálové těsnění není možno stlačit ani při nejlepší vůli. Ze standardizovaných těsnicích prvků lze ještě uvažovat O-kroužky, nicméně s ohledem na specifický tvar štěrby představuje při použití takového prvku komplikovanou úlohu způsob vložení a následné montáže.

Pro zajištění lepší funkce a snazší montáže je tak lépe se ohlédnout po individualizovaném řešení, těsnicím prvku v podobě mezikruží z vhodného materiálu, který je možno stlačit na požadovanou tloušťku. Příhodné vlastnosti z hlediska vlastní deformace i vlivu na konstrukci by mohl mít expandovaný grafit. Nejistotu ovšem představuje provozní zatížení, zda je tento materiál schopen odolat vysokým okamžitým teplotám hořící směsi ve válci. Kovové lemování grafitového tělesa na vnitřním obvodu zase vnáší nejistotu do deformačních vlastností. Alternativně lze pro tento účel uvažovat o podložkách z tvárných kovů, jako je hliník nebo žíhaná měď.

5.3.2 Optimalizace kompresní výšky

Pro úpravu štěrby mezi stěnou válce a pístem vycházíme z rozměrových možností polotovaru pístu, jenž je pro úpravu výzkumného jednoválce k dispozici (v případě nálezu

vhodného řešení modifikace jej lze obrobit pro aplikaci v empirických experimentech). Konstruktivním řešením odpovídá výchozímu používanému pístu, pouze má masivní korunu bez obrobeného dna. Jelikož poloha prvního pístního kroužku je totožná, proměnným parametrem pro regulaci objemu štěrbiny je obrobitelná výška koruny pístu. Do ostatních oblastí (plášť, písní čep) nemá smysl nijak zasahovat.

Před dalším rozbořem je vhodné podotknout, proč při úpravě mluvíme o kompresní výšce. Je zřejmé, že obrobení koruny zasáhne jak výšku dna a koruny nad pístním kroužkem, tak celkovou výšku součásti. Nicméně kompresní výška (H_0), kterou je označována kolmá vzdálenost roviny dna pístu od osy pístního čepu, představuje spolu s poloměrem kliky (R) a délkou ojnice (L) jednu z veličin, které definují vzdálenost dna pístu v horní úvrti od osy klikové hřídele. To je důležité kvůli kompenzačním podložkám mezi tělesem bloku a klikovou skříní zmíněným v sekci 5.1. Samotná výška dna (H_1) nad prvním pístním kroužkem je potom svázána s kompresní výškou prostým lineárním vztahem zahrnujícím neměnnou vzdálenost roviny pístního kroužku od osy pístního čepu.

K odebrání materiálu shora je však nutné přistupovat s opatrností a vyvažovat možné nepříznivé důsledky. Nejistou představuje již zmíněná teplotní roztažnost parametrů měřených za studena. Kalkulovatelným omezujícím parametrem při snížení kompresní výšky pak je zejména nejvyšší dosažitelný kompresní poměr (ovlivněný však také tloušťkou použitelné podložky a objemem navržené misky – blíže viz sekce 5.4), dále konstrukční prvky pístu (poloha chladicí dutiny vůči misce, dostatečná tloušťka materiálu odolná tepelnému namáhání) a fakt, že zvětšením mezery mezi hlavou a pístem bude obnažena větší plocha stěny válce, na níž v určitých úhlech kliky míří paprsek kapalného paliva (což není žádoucí).

Na druhou stranu ve prospěch obrobení promlouvá, že větší vzdálenost pístu od hlavy principiálně potlačuje možnost vzniku dynamické štěrbiny „B“ (stejně jako při snižování kompresního poměru podložkami) i nutnost použití kapes pro ventily ve dně pístu.

Rozvalu přípustného snížení kompresní výšky provádíme se zohledněním možnosti použití podložek jiné tloušťky a také změny objemu misky. Rovnice 5.2 uvádí výpočet reálného kompresního poměru se zohledněním těchto vstupů.

$$h_{TDC} = (H_b + \Delta H) - (R + L + H_0) \quad (5.1)$$

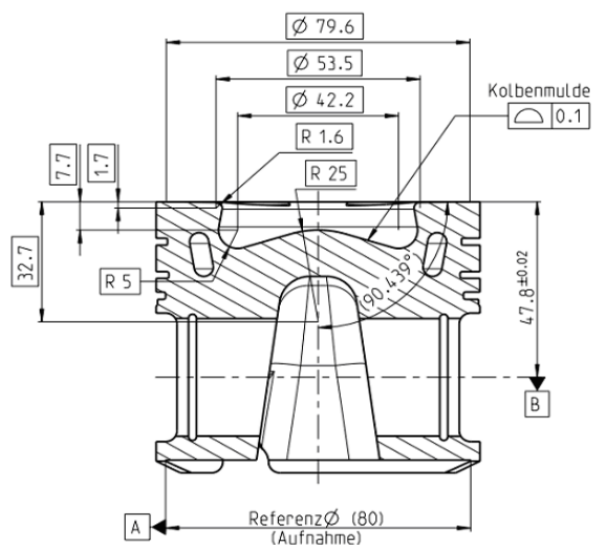
$$\varepsilon = \frac{V_Z}{V_m + S_p \cdot h_{TDC} + V_A + V_C} + 1 \quad (5.2)$$

Tento výpočet byl vynesena do tabulky, v níž je horizontálně vynesena kompresní výška, vertikálně tloušťka podložky a v roli „hloubkového“ parametru vystupuje objem pístové misky. Požadovaný rozsah kompresního poměru pak definuje virtuální podprostor, z něž vybíráme kombinaci kompresní výšky, podložky a geometrie misky spadající objemem do rozsahu. Nejvyšší dosažitelná hodnota kompresního poměru při použití pístu s danou kombinací kompresní výšky a geometrie misky je vynesena v řádku s nejtenčí použitelnou podložkou (tj. 2 mm).

Určitou výhodou i při odebrání decentní vrstvy materiálu vytváří přirozeně zákony geometrie, neboť vlivem kuželovitosti připadá největší objem štěrby na horní oblast pístu.

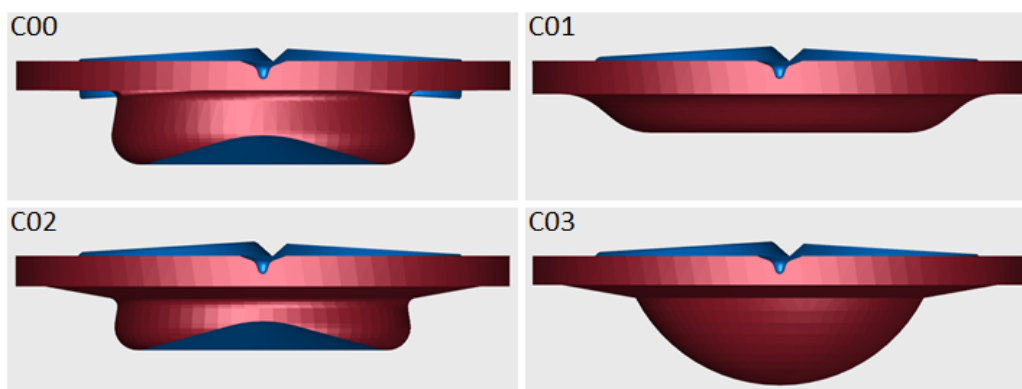
5.4 Geometrie spalovacího prostoru

Tovární píst používaný na výzkumném jednoválci má tvar pístní misky standardního tvaru „omega“, jak je patrné z kótovaného výkresu na obrázku 5.7. Jelikož do ostatních atributů spalovacího prostoru, jako je konstrukce hlavy, poloha a časování ventilů, poloha a typ vstřikovače, ani do vnější konstrukce agregátu blíže popisovaného v sekci 5.1 v rozsahu této práce zasahovat nemůžeme, je geometrie misky nejvýraznějším prvkem spalovacího prostoru, jehož modifikací se zabýváme. V dalších souvislostech bude koncept spalovacího prostoru s výchozí miskou označován jako C00 (C jako Chamber – spalovací prostor, 00 jako pořadové číslo).



Obrázek 5.7: Výkres pístu s výchozí geometrií misky [2]

Změna tvarování misky si klade za cíl studovat možný přínos pro zvýšení chemické účinnosti (a tedy snížení podílu nespáleného paliva ve vyfukované směsi). Zúžením zkoumané problematiky na příčinu je snaha o optimalizaci hoření v celém objemu válce dosaženou rovnoměrnějším rozptýlením kapalného paliva do prostoru (více zdrojů současného zážehu směsi).



Obrázek 5.8: Výchozí a modifikované geometrie spalovacího prostoru

Při návrhu alternativní geometrie misky opět musíme vycházet z možností, které nám poskytuje tvar neobrobeného pístního tělesa, v případě kombinace s modifikací ze sekce 5.3.2 navíc zohlednit množství odebraného materiálu při redukci kompresní výšky. Výběr návrhů provádíme na základě provedené rešerše z odborné literatury a vědeckých článků. Simulační metody popsané v následující kapitole 6 nám poskytují určitý prostor pro výběr vcelku konvenčních i více experimentálních řešení. Koncepty je nicméně opět vhodné volit s technickou rozvahou a uvažovat neměnné funkční prvky spalovacího prostoru, tedy čtyřventilovou hlavu a osmipaprskový vstřikovač, které se i v základní konfiguraci podílí na poměrně rovnoměrné distribuci směsi. Výběr geometrií byl tak zúžen na symetrické misky rotačního tvaru spočívající osou rotace v ose válce. Výběr naproti tomu zůstává poměrně variabilní v otázce objemu misky, který lze pro dosažení odpovídajícího kompresního poměru kompenzovat kompresní výškou a podložkami. Jelikož je dvoupalivový režim obvykle provozován při nižších kompresních poměrech (větších podložkách a tedy vzdálenosti HÚ pístu od ventilových hlav) než základních 17 : 1, použité návrhy nezahrnují konstrukční vybrání v pístu proti střetu s ventily. Vybrané návrhy geometrie spolu s výchozím návrhem ilustruje obrázek 5.8, jejich parametry porovnává tabulka 5.2.

Parametr	Jednotka	Výchozí	Návrh 1	Návrh 2	Návrh 3
Variantá	#	C00	C01	C02	C03
Objem misky	[cm ³]	23,3	18,8	21,5	23,3
Kompaktnost v HÚ	[1]	0,390	0,427	0,405	0,421
Čelní průměr misky	[mm]	50,3	75	75	75
Max. hloubka misky	[mm]	12,5	6,7	11	17,3
Výška v HÚ	[mm]	2,8	3,7	3,2	2,9
Kompresní výška	[mm]	47,8	45,8	46,3	47,8
Tloušťka podložky	[mm]	4,6	3,6	3,6	4,8

Tabulka 5.2: Parametry spalovacího prostoru (pro ε použitý v simulaci)

První z vybraných alternativních návrhů (označením C01) vychází ze studie dvoupalivového RCCI motoru [5], jehož návrhu pístu by měl být geometricky podobný. Zaměřuje se na v podkladech často uváděný požadavek kompaktnosti, miska je tedy mělká a otevřená

s nečlenitým rovným dnem. Taktéž její objem je oproti misce C00 redukován, takže větší podíl kompresního objemu připadá na válec nad miskou. Mělká miska také umožňuje nezanedbatelné snížení kompresní výšky. Výsledný kompresní poměr kompenzuje odpovídající podložka.

Návrh označený C02 vychází křivkami rotačního profilu z „omega“ prostoru C00 [2] s pozmeněnými číselnými parametry. Ponechává si tedy mírně uzavřený profil pro generování radiálního víru. Výsledný objem misky je naproti tomu zredukován a také větší část horní plochy dna pístu je viditelně zkosená v zájmu prevence vzniku dynamické štěrbinu typu „B“. Daná konfigurace umožňuje snížit kompresní výšku.

Třetí (a poslední) navrhovaná alternativní geometrie (označením C03) aplikuje kulový profil misky nezřídka se vyskytující v některých typech motorů vznětových [32] i studiích plynových zážehových motorů [10], kde se snaží zohledňovat šíření plamene v kulové ploše. Při relativně velkém poloměru křivosti klade kulová úseč velké nároky na množství a tloušťku odebraného materiálu, hloubka misky je omezena konstrukčními možnostmi polotovaru. V důsledku toho není tento návrh kombinován se změnou kompresní výšky pro redukci štěrbinu nad pístním kroužkem, vzniku štěrbinu mezi hlavou a pístem zde rovněž (jako u návrhu C02) předchází zkosený náběh misky. Výsledný tvar spalovacího prostoru je i při stejném objemu misky o něco kompaktnější, než výchozí tvar C00.

Pro vysvětlení kvantifikace kompaktnosti a jejího porovnání v tabulce 5.2 přikládám rovnici 5.6, kde je kompaktnost k_{SP} zavedena jako bezrozměrná kvalitativní veličina. Obecně je kompaktností myšlen vztah mezi plochou povrchu a objemem tělesa. Pro obecnou geometrickou přenositelnost zde zavádím pojem referenčního kompaktního tělesa, jež má stejný objem jako popisované těleso a nejmenší plochu, jaké lze při daném objemu v euklidovské geometrii dosáhnout, tedy kulovou. Výsledkem rovnice je tedy podobnostní geometrický parametr, jehož nejvyšší dosažitelná hodnota je rovna 1 (ve významu plně, nejvyšší dosažitelné kompaktnosti). Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, kulový tvar spalovacího prostoru není konstrukčně realizovatelný, hodnota kompaktnosti reálného spalovacího prostoru bude vždy výrazně nižší než 1.

$$V_{SP} = V_{RKT} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{RKT}^3 \quad (5.3)$$

$$r_{RKT} = \frac{3 \cdot V_{RKT}^{\frac{1}{3}}}{4 \cdot \pi} \quad (5.4)$$

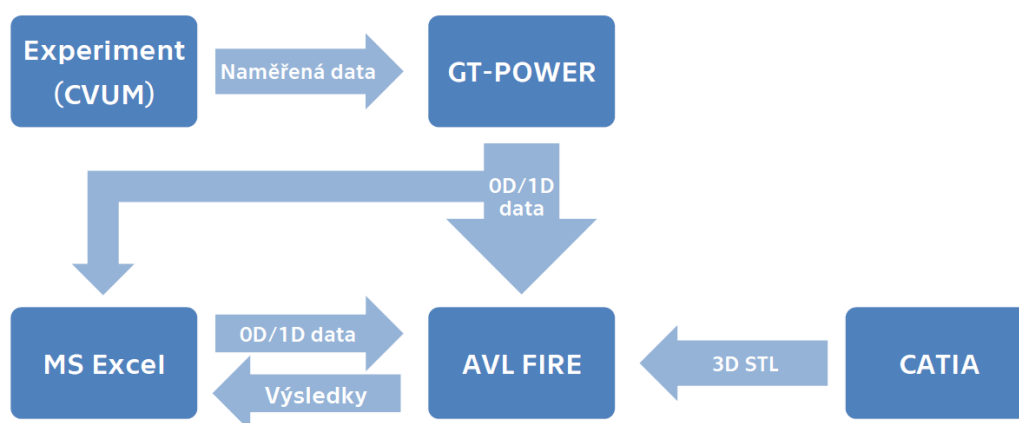
$$S_{RKT} = 4 \cdot \pi \cdot r_{RKT}^2 = (36 \cdot \pi \cdot V_{RKT}^2)^{\frac{1}{3}} \quad (5.5)$$

$$k_{SP} = \frac{S_{RKT}}{S_{SP}} = \frac{(36 \cdot \pi \cdot V_{RKT}^2)^{\frac{1}{3}}}{S_{SP}} \quad (5.6)$$

Hodnoty kompaktnosti uvedené ve srovnávací tabulce se vztahují k objemu a ploše spalovacího prostoru v HÚ (kompresní objem) při stejném aplikovaném kompresním poměru $\varepsilon = 13,45$ a zanedbáním plochy štěrbin „A“ i „C“.

6. Simulace spalovacího procesu

Cílem simulace je určitým způsobem posoudit přínos návrhů uvedených v sekci 5.4, tedy ověřit či vyvrátit hypotézy vedoucí k výběru daného návrhu modifikované geometrie a pokusit se udat jasnější směr výzkumu dvoupalivového režimu. Jelikož i s dvoupalivovou konstrukční modifikací lze výzkumný agregát provozovat ve standardním vznětovém režimu, můžeme také posoudit, zda má změněná geometrie spalovacího prostoru nějaký dopad na spalování nafty.



Obrázek 6.1: Diagram práce se vstupy a výstupy

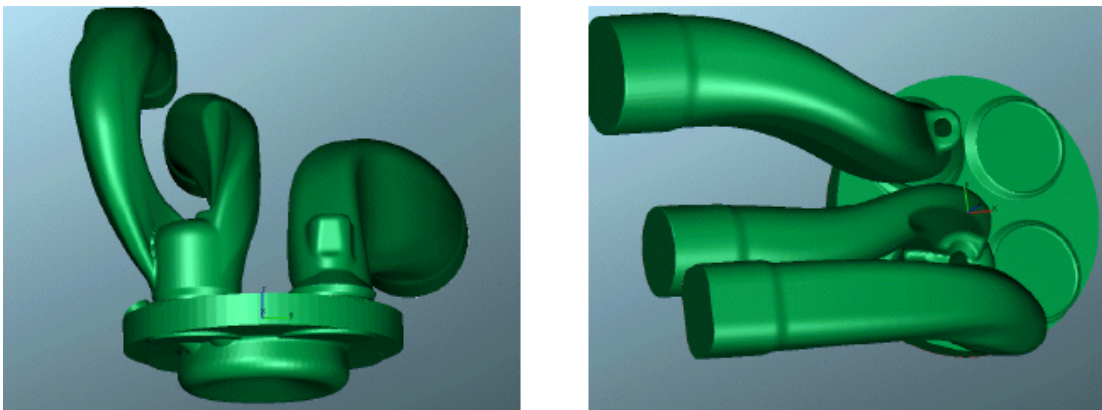
Základním předpokladem směrodatnosti výsledků je srovnávání rozdílných geometrií provedením simulací stejného režimu, tedy ve stejných otáčkách a nastavené na stejný kompresní poměr, s použitím totožných okrajových a počátečních podmínek, které mají na numerický výpočet zásadní vliv.

Použité simulační modely vycházejí z dříve provedených studií za účelem kalibrace a posouzení potenciálu jejich využití. Pracovní postup přípravy a vyhodnocování simulací

znázorňuje diagram na obrázku 6.1 se vztahy a datovými toky mezi jednotlivými použitými softwarovými nástroji.

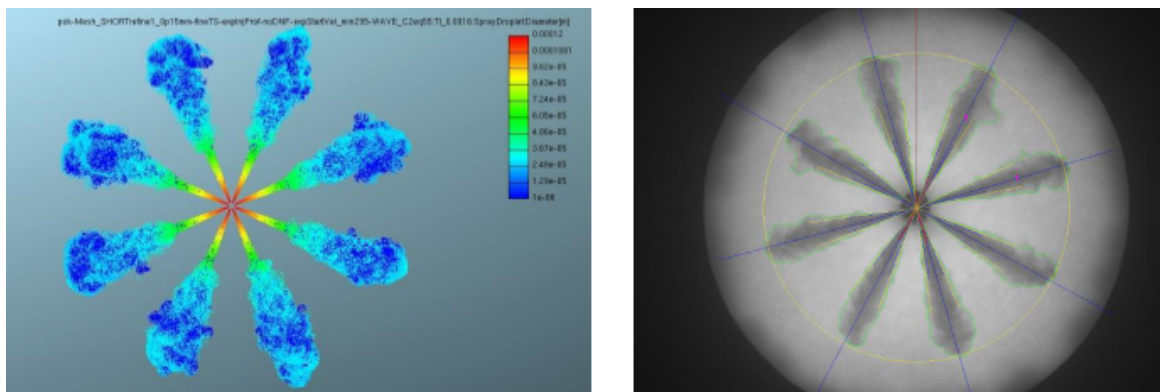
6.1 Výchozí simulační model

Výchozí prediktivní 3D model proudění a spalování ve vznětovém motoru kombinuje simulaci velkých vírů (LES – *large-eddy simulation*) s chemickou kinetikou v prostředí FIRE™. Použitá metoda LES vykazuje vyšší prediktivní schopnost oproti odlišné numerické metodě Reynoldsovsky průměrovaných Navier-Stokesových rovnic (RANS – *Reynolds-averages Navier-Stokes*). Kalibrace modelu vstřikování byla prováděna srovnáním s empirickým modelem rozstříku paprsku paliva ve studené tlakové komoře. Sledovanými numerickými vstupy pro kalibraci byly především empirická konstanta rovnic proudění C_2 a součinitel přestupu tepla.



Obrázek 6.2: 3D CAD geometrie jednoválce [27]

Simulace spalování byla provedena na prostorové síti vytvořené z modelu spalovacího prostoru, sacího a výfukového kanálu SCRE AVL 5402. Pozornost věnovanou chování paprsku kapalného paliva zohledňuje zjemnění sítě v okolí os vstřikovacích trysek. Validita kalibrace byla posuzována na 4 pracovních bodech v režimu různých otáček, zatížení a podílu EGR (viz tabulka 6.1). Použitý model chemického mechanismu interpretující palivo



Obrázek 6.3: Chování kalibrovaného LES modelu paprsku [27]

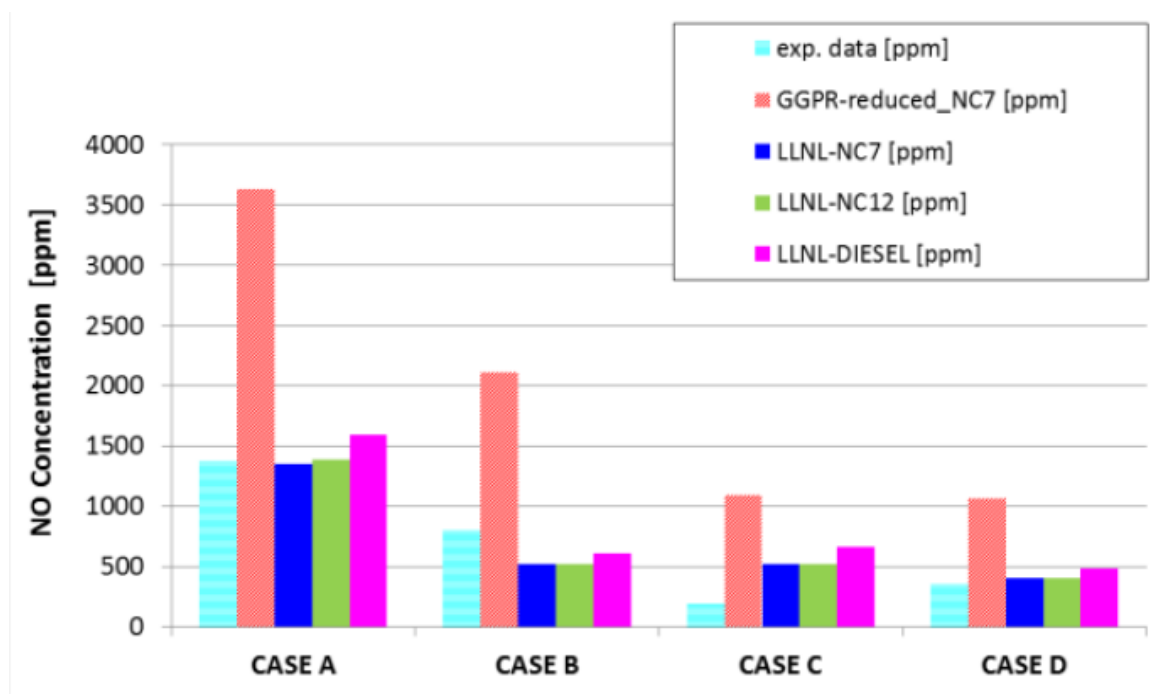
jako n-heptan obsahuje 34 složek a 64 reakcí. Z porovnání výsledků s experimentálními daty a kalibrovaným 0D/1D modelem vyplývá uspokojivá predikce vývinu tepla a tvorby NO_x , zkresení výsledků je přičítáno především chemické povaze použitého zjednodušeného modelu paliva [27].

Parametr	Jednotka	Case 01	Case 06	Case 15	Case 18
Pracovní bod	#	549	554	565	568
Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$	1500	1500	1800	1800
Kompresní poměr	[1]	15,9	15,9	15,9	15,9
BMEP	[bar]	17,0	7,6	14,1	7,7
Vstřikovací tlak	[bar]	1500	1500	1500	1500
Dávka paliva	[mg]	56,97	25,85	47,67	25,85
Počátek vstřiku	[aTDC CA]	-15	-10	-19	-14
Trvání vstřiku	[CA]	30	21	32	25
Přebytek vzduchu	[1]	1,25	2,9	1,2	2,4
EGR	[%]	0	0	21	19

Tabulka 6.1: Režimy pro kalibraci modelu

Pokročilá kalibrace se zabývala úpravou chemických vstupů za použití tabulkové chemie Tabkin FGM (Flamelet Generated Manifold). Nejpřesnější prediktivní schopnosti vykázal komplexní model paliva označený *LLNL-DIESEL*, jehož chemická povaha odpovídá směsi

84,3 % n-dodekanu a 15,7 % para-xyleny (1,4-dimethylbenzenu). Slabší stránku modelu představuje nepříliš uspokojivá kalibrace chemicko-kinetického vlivu EGR [28].



Obrázek 6.4: Porovnání tvorby NO dle použitého chemického modelu [28]

Kromě hydrodynamického a chemicko-kinetického 3D modelu využívá práce také kalibrovaný 0D/1D model v prostředí GT-POWER [12] pro predikci okrajových a počátečních podmínek 3D simulace a zpětnou vazbu při posuzování jejích výsledků.

6.2 Kalibrace modelu

První fázi přípravy simulace porovnávající návrhy tvaru spalovacího prostoru představovala reprodukce prediktivního modelu vznětového spalování dle výše popsané studie [28]. Předpokladem úspěšné kalibrace bylo sestavení obdobně strukturované pohyblivé prostorové sítě dutiny motoru, jíž prochází pracovní látka, a zadání srovnatelně validních vstupních numerických parametrů provozního režimu do řídicího souboru.

6.2.1 Tvorba pohyblivé sítě

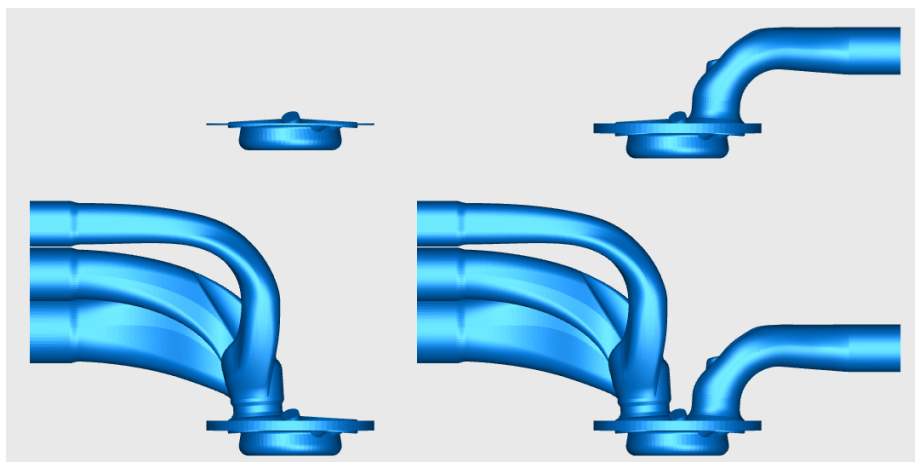
Základní síťování 3D diskretního geometrického modelu provádí nástroj FAME Hexa. Prostorové sítě (Meshes) spalovacího prostoru byly vygenerovány ze stejného datového souboru, jaký byl využit ve výchozím modelu. Sada sítí se skládá ze čtyř fází pracovního cyklu:

- výfuk – spalovací prostor je propojen s výfukovými kanály
- stříh ventilů – spalovací prostor je propojen se všemi kanály
- sání – spalovací prostor je propojen se sacími kanály
- komprese a expanze – spalovací prostor je hermeticky uzavřen

Konfigurace sady statických sítí pro vytvoření sítě pohyblivé se provádí v nástroji FAME Engine Plus (FEP). Přejít mezi sítěmi je zde definován úhlem otočení kliky, v němž se jedna síť přepne na další. Z důvodů numerické konvergence musí toto přepnutí proběhnout s mírným skokovým pohybem virtuálních ventilů. Absolutní hodnoty klikového úhlu (CA) jsou měřeny ve stupních od počátku expanzního zdvihu, přepnutí tedy probíhá v úhlech:

- 133 CA – otevření výfukového ventilu
- 352 CA – otevření sacího ventilu
- 368 CA – uzavření výfukového ventilu
- 583 CA – uzavření sacího ventilu
- 853 CA – opět otevření výfukového ventilu (perioda 720°)

Podstatnou definicí pro tvorbu pohyblivé sítě je výběr pohyblivých ploch (píst, ventily), popis jejich pohybu (zdvihová křivka) a jejich výchozí posun (offset) do HÚ ve vztahu k jejich poloze ve statickém modelu. Toto numerické zadání mj. definuje kompresní poměr v pozdější simulaci spalování.



Obrázek 6.5: Sada prostorových sítí pro jednotlivé fáze cyklu

Doplňující pokročilé nastavení spočívá v definici oblastí, kde je síť z nějakého důvodu žádoucí zjemnit (zmenšit buňky, zkrátit vzdálenost uzlů). V tomto případě se jedná především o osm kuželů soustředěných kolem os vstříkovacích otvorů.

Před finálním vygenerováním souboru pohyblivých sítí je vhodné ověřit, zda mají všechny kroky sítě validní buňky (bez chyb v podobě singularity či nekladného objemu), a pokud ne, náležitou úpravou zadání přenastavit.

Z popsaného souboru nastavení FEP nástroj vygeneruje prostorovou síť, jež po výpočetních krocích mění svůj tvar a objem a simuluje tak pohyb mechanických částí ve válci motoru.

6.2.2 Nastavení provozních režimů

Nastavení ostatních parametrů výpočetního modelu se provádí řídicím datovým souborem řešiče (SSF – Solver Steering File) pod položkou Calculation. V kalibrační fázi použijeme provozní režimy, které jsou uvedeny v tabulce 6.1, tedy stejné jako ve výchozí studii.

Základní definici režimu představuje zadání provozních otáček a časový rozsah simulace (vymezený počátečním a koncovým CA). Z důvodu úspory výpočetního času a prostředků (3D CFD simulace jsou poměrně náročné na výpočetní kapacitu) je naše simulace omezena

na část jednoho cyklu mezi uzavřením a opětovným otevřením výfukového ventilu (sání, komprese, expanze) – interval CA 367 až CA 853.

Další parametry zadání simulace (mimo různé kalibrační konstanty, použité implicitní modely, a aktivace měřených veličin) jsou sady dat reprezentující okrajové a počáteční podmínky. Ty vycházejí z experimentálních dat, v našem případě získávané skrze třítlačkovou analýzou kalibrovaný 0D/1D model v GT-POWER, v němž jsou zadány všechny posuzované režimy. Při kalibraci užitá třítlačková analýza spočívá v zadání hodnot tlaků naměřených na indikačních čidlech výzkumného jednoválce (v sání, výfuku a spalovacím prostoru).

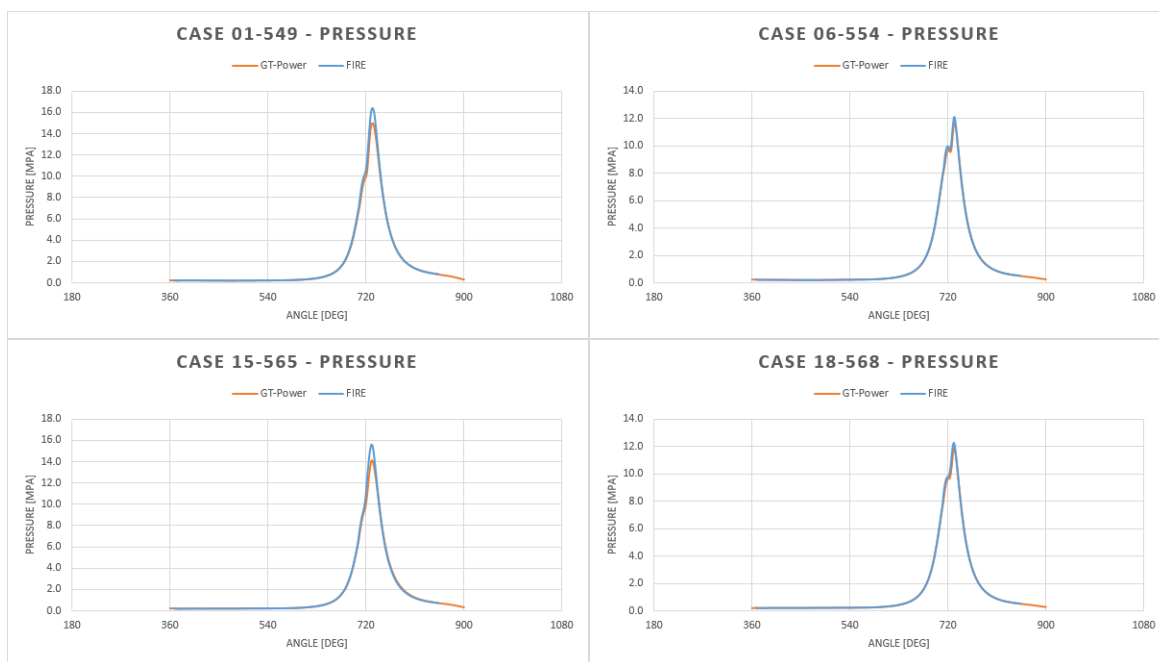
Z výsledků 0D/1D simulace tak můžeme vyčíst okrajové podmínky, jako teploty na stěnách spalovacího prostoru, průběh hmotnostního průtoku a teploty v sání, tlaku ve výfuku a chemické složení pracovní látky. Zadávané počáteční podmínky simulovaného režimu pak obdobně představují okamžité teploty, tlaky, hustoty a chemické složení směsi v jednotlivých částech sítě (spalovací prostor, sací kanály, výfukový kanál).

Pomyslnou druhou část okrajových podmínek představuje vstřík paliva. Ten je spolu s modelem chemie paliva zadán časováním (počátek a konec), hmotnostní dávkou a geometrickou polohou vstřikovačů. Mírně komplikovanější úlohu představuje zadání profilu dávky a rychlosti vstříku, který je v relativních jednotkách aplikován na absolutní hodnotu časování a integrální velikost dávky. Tato data jsou též získávána z 0D/1D modelu s kalibrovanou charakteristikou vstřikovače, nicméně kvůli fyzikálnímu chování látky v simulaci (rozpad a odpar kapek) je nutné okamžitou rychlost vstříku udržovat na určité minimální hodnotě. K této korekci posloužil k poskytnutému 0D/1D modelu přiložený výpočetní list v aplikaci Excel.

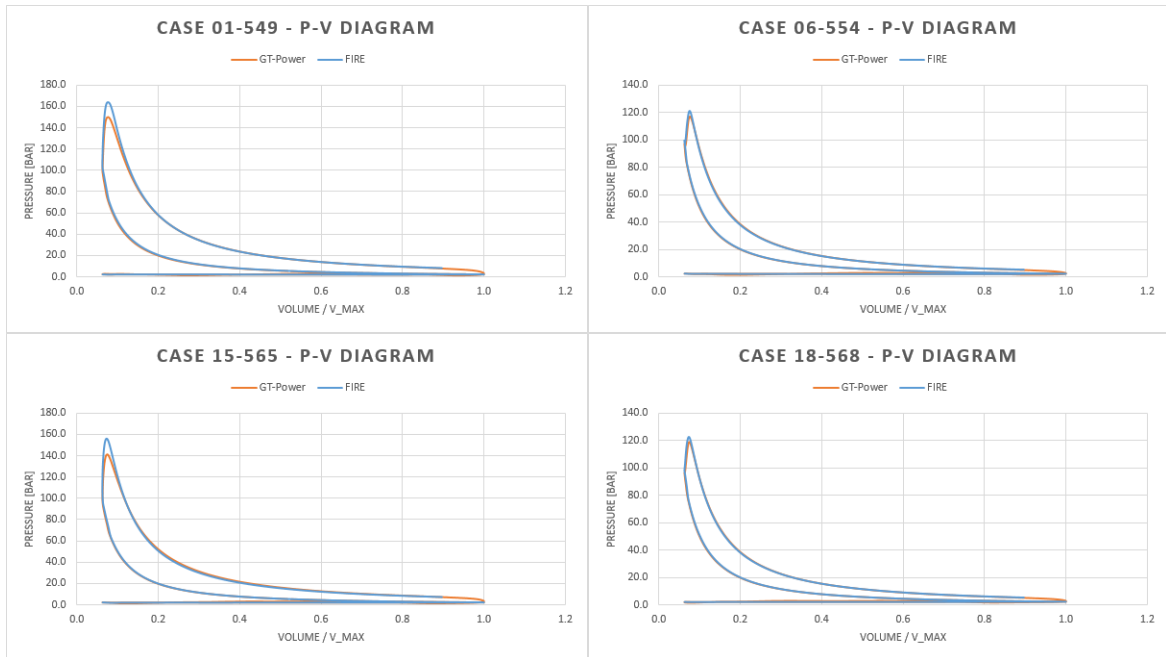
Před simulací se zapojením chemicko-kinetického modelu je nutné vygenerovat chemickou tabulku, která rovněž vychází z predikce podmínek spalování – chemického složení vzduchu a paliva, stavových veličin ve spalovacím prostoru.

6.2.3 Vyhodnocení kalibrace

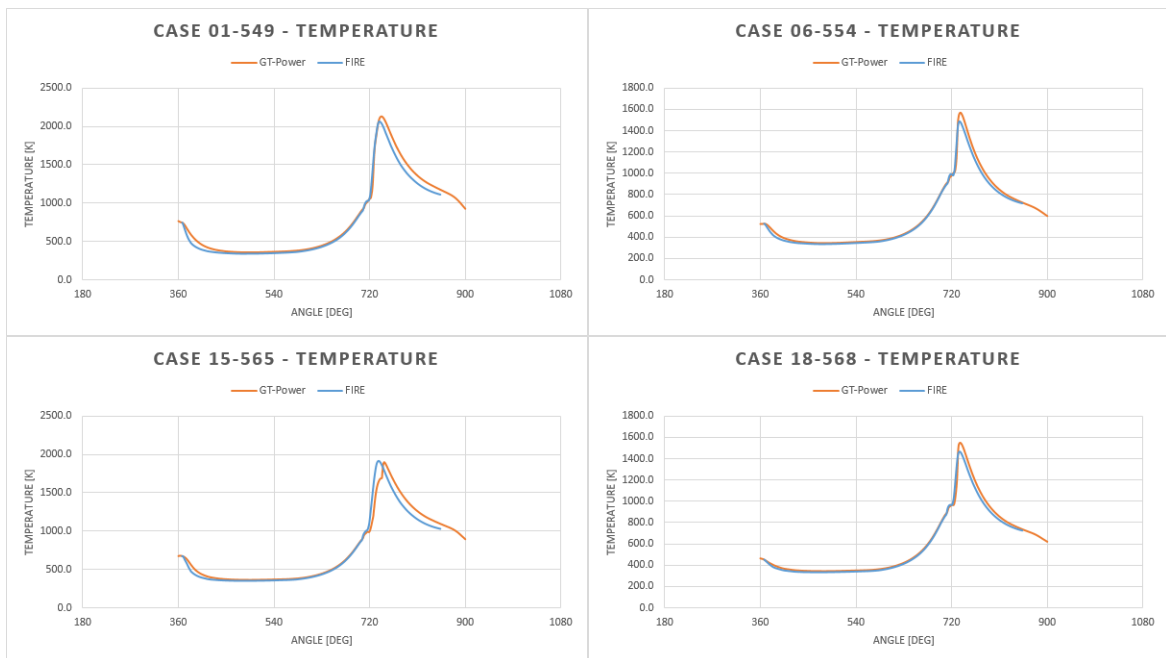
Po zdárném průběhu zadané simulace lze provést bližší pohled na výsledky a posoudit, zda je provedený postup použitelný pro další aplikaci. Vygenerovaná data pod položkou Calculation se skládají ze dvou skupin označených jako 2D Results a 3D Results. Druhá jmenovaná skupina dle očekávání sestává z velmi objemných souborů numerických dat (hodnot sledovaných veličin) uspořádaných do virtuálního prostoru výpočetní sítě. Pod zavádějícím označením 2D výsledky se skrývá soubor dat do grafů, kde jsou sledované veličiny vyneseny integrálně na ose časového kroku (otočení kliky). Tato data porovnáváme s výsledky z 0D/1D modelu (podobně jako výchozí studie).



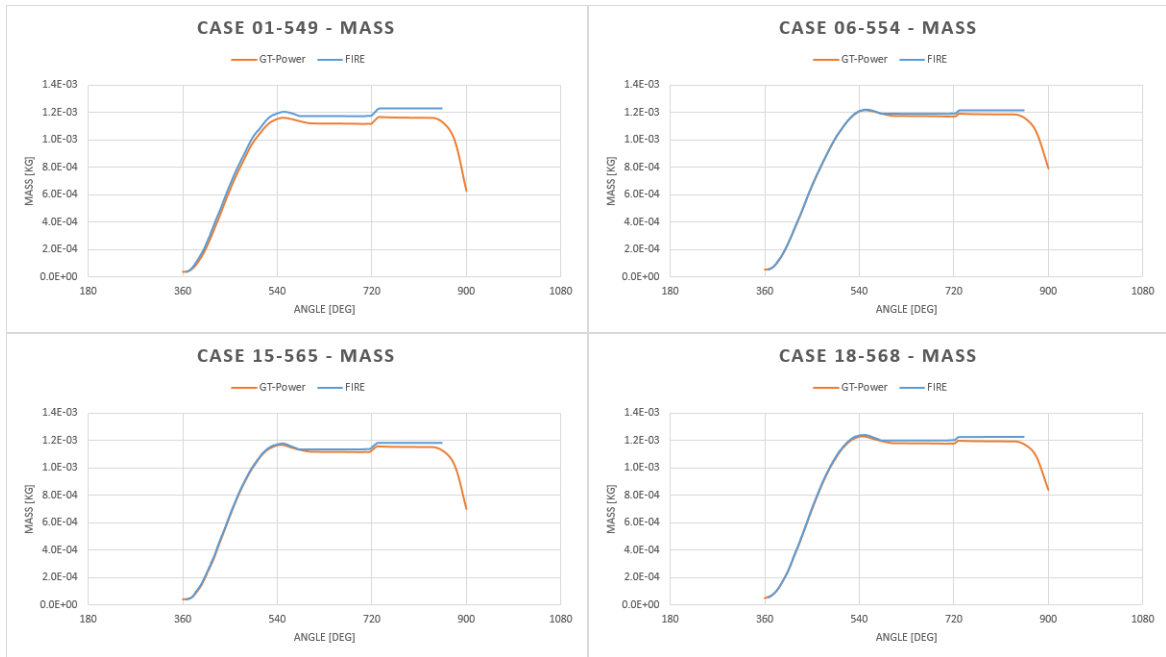
Obrázek 6.6: Porovnání výsledků simulací – tlak ve válci



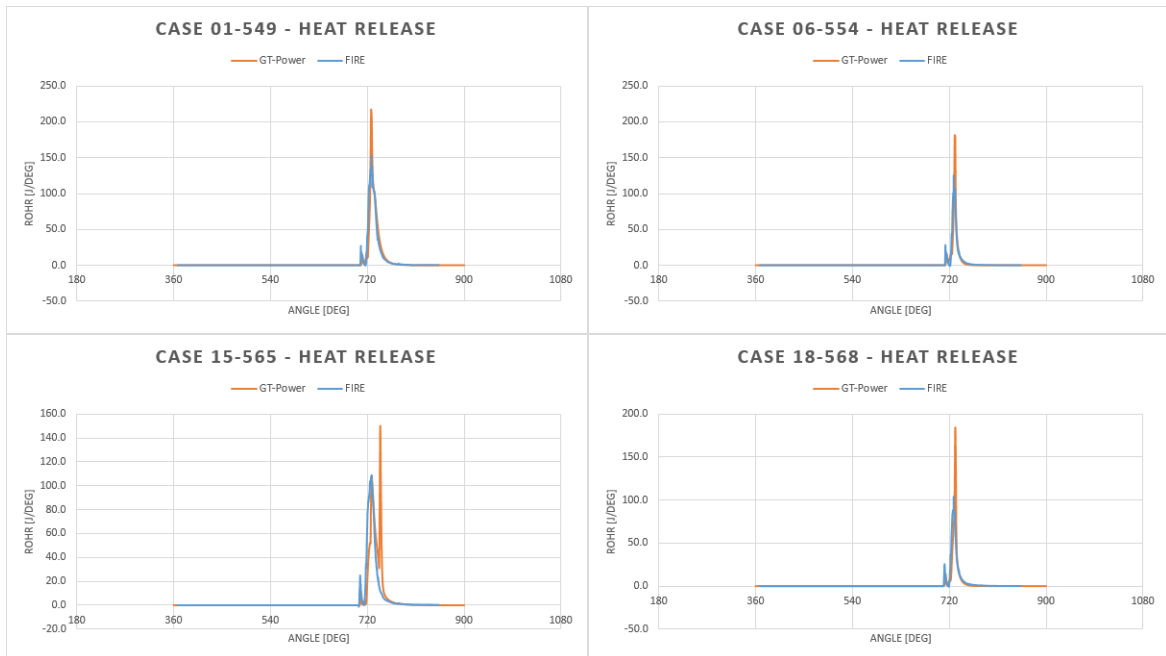
Obrázek 6.7: Porovnání výsledků simulací – diagram tlak-objem



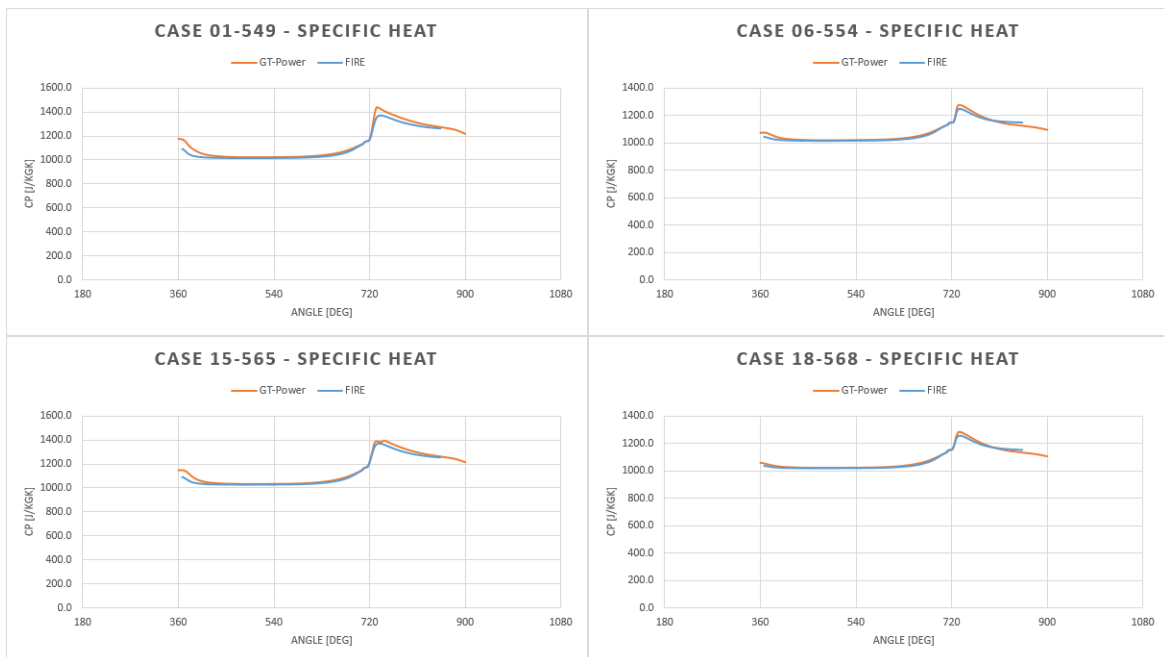
Obrázek 6.8: Porovnání výsledků simulací – teplota ve válci



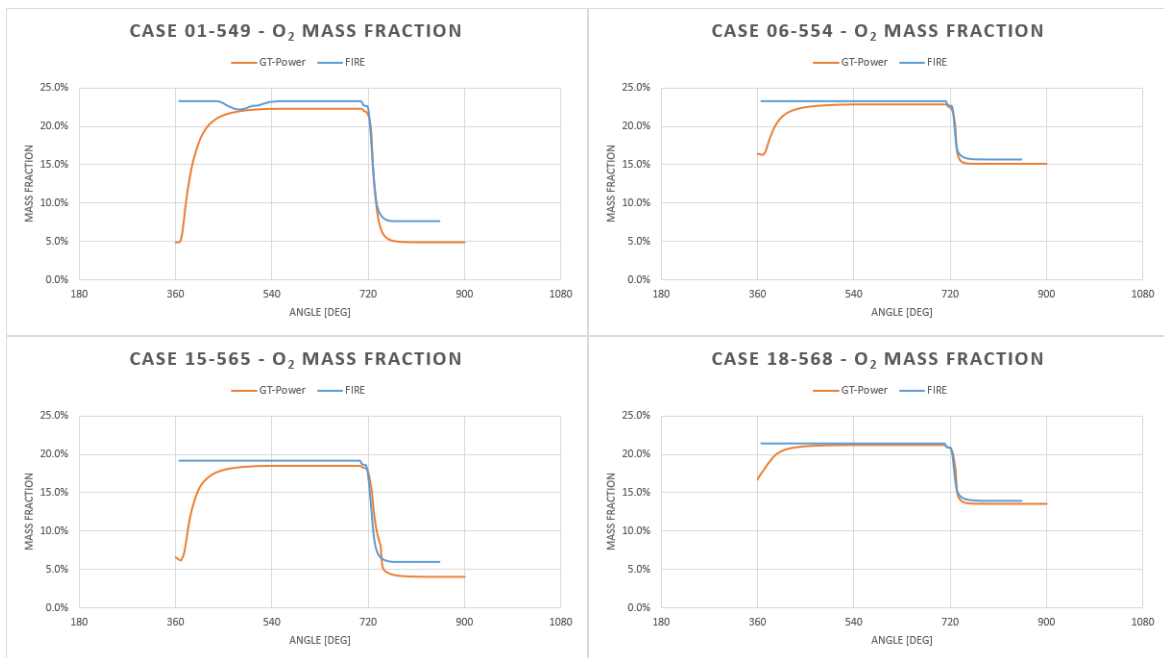
Obrázek 6.9: Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl NO



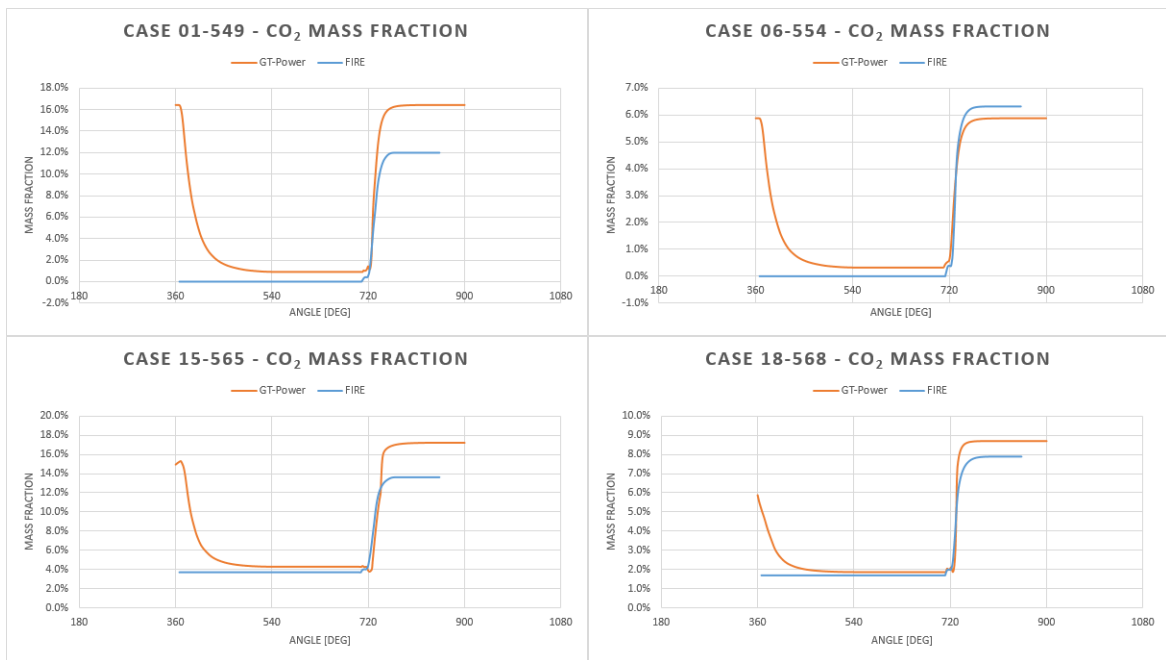
Obrázek 6.10: Porovnání výsledků simulací – vývin tepla



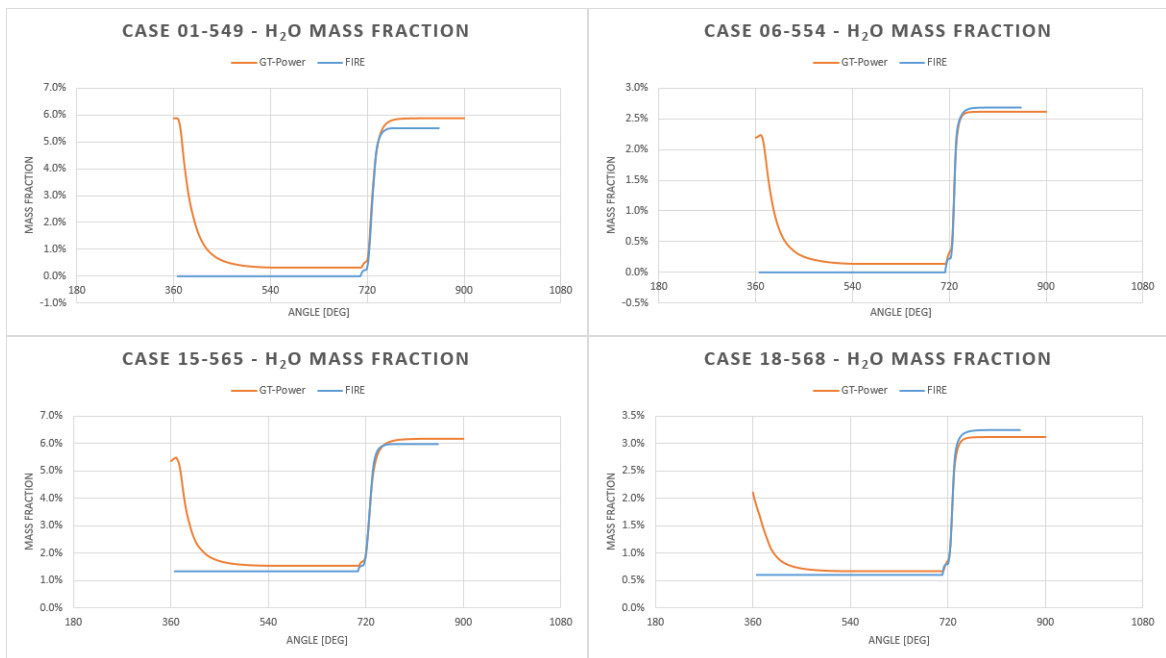
Obrázek 6.11: Porovnání výsledků simulací – měrná tepelná kapacita



Obrázek 6.12: Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl O₂



Obrázek 6.13: Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl CO₂



Obrázek 6.14: Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl H₂O

Vynesené grafy naznačují, že výsledky simulace vykazují podobnou přesnost a shodu s ostatními metodami, jako předlohová aplikace detailní tabulkové chemie na LES model spalování ve vznětovém motoru. Vytvořený model a použitý postup byl tedy vyhodnocen jako validní k aplikaci v predikci chování motoru v jiných provozních režimech a s upravenou geometrií spalovacího prostoru.

6.3 Modely modifikované geometrie

Druhá fáze práce se simulační aplikací FIRETM je již originální studií zabývající se posouzením vlivu tvaru spalovacího prostoru na zvolený režim spalování. Ve vztahu k tématu a zadání práce je zde nutné konstatovat, že nám dostupné softwarové prostředky nemají validní metodiku, kterou by bylo možné simulovat dvoupalivový režim, neboť tabulková chemie neumí pracovat s dvojitým způsobem přívodu hořlaviny – tedy přímým vstřikem nafty a zároveň vstupem homogenní směsi sacím kanálem. Byla nicméně vyvinuta snaha o částečné posouzení vlivu na dvoupalivový režim velmi kompromisním řešením, které je blíže popsáno v sekci 6.3.3.

Větší validita se předpokládá u výsledků simulace druhého zvoleného, čistě naftového režimu. V jeho případě je ovšem evidentní, že nemůže plně reflektovat primární cíle práce.

6.3.1 Úprava modelu

Předpokladem pro simulaci provozu motoru s odlišnou geometrií spalovacího prostoru je nepochybně dispozice jejího modelu. Jak bylo uvedeno v sekci 5.4, většina prvků spalovacího prostoru by měla zůstat zachována, změna by se měla týkat pouze tvaru pístu dle uvedených návrhů. Jelikož jde o návrhy pro potřeby tohoto motoru doposud nestudované, je prvním krokem jejich vytvoření v odpovídajícím formátu.

Pro vytvoření parametrického modelu dna pístu byla použita aplikace CATIA. Vzhledem k rotační povaze zvolených návrhů šlo o krok vcelku triviální, z parametrického profilu bylo vytvořeno prostorové těleso funkcí Shaft. Pro následnou konverzi součásti do export-

ního formátu diskrétní plošné stereolitografie (STL) byla použita funkce Tesselation s rozlišením 0,03 mm.

Vytvořením STL souboru s modelem dna pístu byl podíl přínosu aplikace CATIA dovršen. V dalším kroku byl tento soubor nahrán do aplikace FIRETM M spolu s výchozí sadou modelů spalovacího prostoru s kanály. Z nich byl odstraněn povrch dna pístu, naopak analogická plocha byla ponechána z nově vytvořeného tělesa.

S využitím nástrojů poskytovaných programem byly ponechané části modelu propojeny v jeden celek, opakováním identického postupu bylo vytvořeno celkem 12 nových prostorových modelů (3 různé tvary pístu na 4 fáze pozice ventilů). Případné nedostatky v síťování byly eliminovány nástrojem pro kontrolou povrchu s detekcí vad a možností automatické korekce.

Jsou-li povrchy v pořádku, je ještě nutné dodefinovat submodely sítě (Selections), aby byla pro pozdější aplikaci správně nastavena. Výsledných 12 modelů bylo uloženo do formátu sítě FLM.

6.3.2 Tvorba pohyblivých sítí

Další postup přípravy simulace je do značné míry analogický k první fázi. Stejně jako v sekci 6.2.1 použijeme k tvorbě pohyblivé sítě nástroj FAME Engine Plus. Jelikož pracujeme se stejným motorem (stejný zdvih, stejné časování ventilů), zůstává v platnosti většina hodnot použitých při nastavení původní pohyblivé sítě.

Jediné rozdíly spočívají v použité sadě sítí a hodnotách offsetu pístu. Ten je nutné vypočítat pro každou geometrii individuálně podle poměru objemu dané misky ke zbytku válce, především však na stejný kompresní poměr použitý v simulaci (zde nachází uplatnění interaktivní tříparametrová tabulka pro výpočet ε zmíněná v sekci 5.3.2). Proto je v tomto kroku pro správné nastavení vstupů nutné znát parametry simulovaného režimu, jež uvádí tabulka 6.2 v sekci 6.3.3.

Doplňující kroky v podobě zjemnění sítě a kontroly buněk zachovávají analogický průběh. Výsledkem získaným z konfigurací v nástroji FEP jsou 4 nové pohyblivé sítě (3 s novou geometrií a 1 výchozí s odpovídajícím kompresním poměrem).

6.3.3 Nastavení provozních režimů

Jak již bylo uvedeno, režimy pro porovnávací simulace byly zvoleny dva. Oba vycházejí z empirických měření na výzkumném jednoválci a data z jejich třítlakové analýzy byla využita pro jejich simulaci v 0D/1D modelu.

Základní parametry obou režimů uvádí tabulka 6.2. Vznětový režim by měl svou validitu těžit z kalibrace provedené v obou simulačních nástrojích. V simulacích dvoupalivového režimu nafta/vodík můžeme za směrodatné považovat pouze některé parametry v určité části cyklu.

Parametr	Jednotka	Vznětový	Dvoupalivový
Pracovní bod	#	2103	2106
Otáčky	[min ⁻¹]	2000	2000
Kompresní poměr	[1]	13,45	13,45
BMEP	[bar]	2,45	4,25
Vstřikovací tlak	[bar]	700	700
Dávka nafty	[mg]	13,97	6,05
Počátek vstřiku nafty	[aTDC CA]	-22	-30
Trvání vstřiku nafty	[CA]	24	20
Dávka vodíku	[mg]	0	4,5
Přebytek vzduchu	[1]	2,75	2,2
EGR	[%]	0	0

Tabulka 6.2: Režimy pro simulaci návrhů

Experimentální měření obou režimů bylo provedeno při stejném kompresním poměru. Jeho skutečnou hodnotu bylo v zájmu přesnější simulace vhodné kalibrovat iterativním postupem, který srovnává p-V diagram empirických dat v předpokládaném kompresním poměru s p-V diagramem dat z výsledků 0D/1D simulace. Po dosažení uspokojivé shody

bylo teprve možné správně nakonfigurovat FEP nastavení a obdržet odpovídající pohyblivé síť.

Řídicí soubor řešiče SSF byl konfigurován analogicky s postupem popsaným v kalibraci z výsledků 0D/1D simulace. Zadání stavových veličin v okrajových a počátečních podmínkách a parametry vstříku lze v případě obou režimů považovat za korektní. Ne tak v případě chemického složení směsi u dvoupalivového režimu. V úvodu sekce bylo vysvětleno, že pro tento způsob spalování nemáme korektně fungující simulační chemický model.

Jako kompromisní řešení byla zvolena metoda, s níž se pokusíme simulovat alespoň chování vstříkované nafty v počáteční fázi spalování. Pro dosažení odpovídajícího podílu molekul kyslíkové atmosféry umožňujících vzplanutí kapalného paliva byl použit Avogadrův zákon, podle nějž všechny plyny ve stejném objemu za stejných stavových podmínek obsahují shodný počet molekul. Postupem vedoucím k rovnici 6.3 byl tedy průtok vodíku nahrazen ekvivalentním průtokem inertních molekul dusíku.

$$\frac{\rho_{H_2}}{\rho_{N_2}} = \frac{\dot{m}_{H_2}}{\dot{m}^*_{N_2}} \quad (6.1)$$

$$\dot{m}^*_{N_2} = \dot{m}_{H_2} \cdot \frac{\rho_{H_2}}{\rho_{N_2}} \quad (6.2)$$

$$w_{N_2} = \frac{\dot{m}_{N_2} + \dot{m}^*_{N_2}}{\dot{m}_L + \dot{m}^*_{N_2}} \quad (6.3)$$

Se základní znalostí vlastností těchto prvků je zřejmé, že jde o přístup velmi neortodoxní a průběh celého spalovacího cyklu zcela jistě nebude odpovídat výchozímu experimentu. Myšlenkou popsané simulace je nicméně studování rozptýlení zápalného zdroje do spalovacího prostoru a průtahu vznětu předtím, než zažehne homogenní směs. Právě rovnoměrné rozprostření zápalného zdroje v prostoru je zde považováno za cestu ke snížení podílu nespáleného paliva.

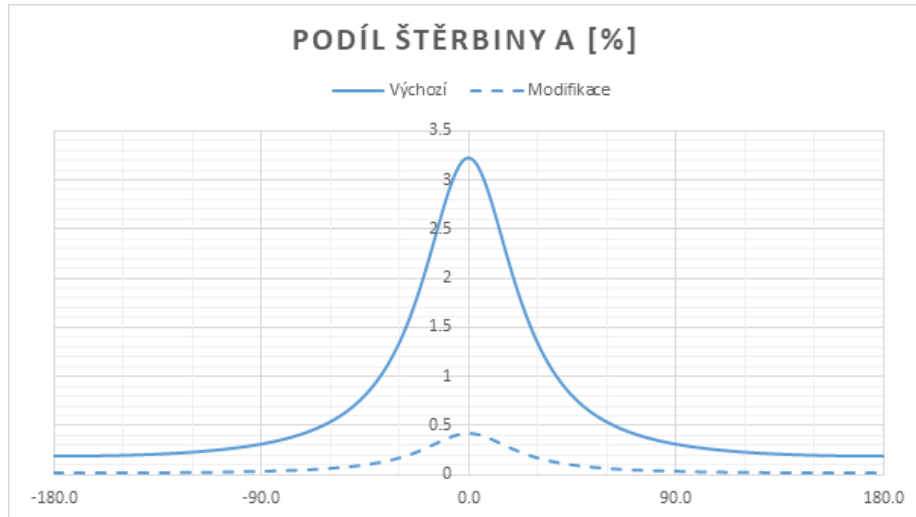
6.3.4 Simulace

Na vytvořené 4 sady pohyblivých sítí byly aplikovány popsané 2 režimy definované parametry v SSF a tabulkovou chemií. Jejich simulací jsme tedy obdrželi celkem 8 sad výsledků, jejichž rozborem se zabýváme v následující kapitole 7.

7. Analýza návrhu

V kapitole věnované analýze se pokusíme o zhodnocení přínosu návrhů uvedených v kapitole 5, přičemž v podřazených sekcích 7.1 a 7.2 k tomu využijeme výsledky vyplývající z postupů uvedených v kapitole 6. Úvodem analýzy vyhodnotíme přínos uvažovaných řešení redukce podílu škodlivých prostor uvedených v sekci 5.3.

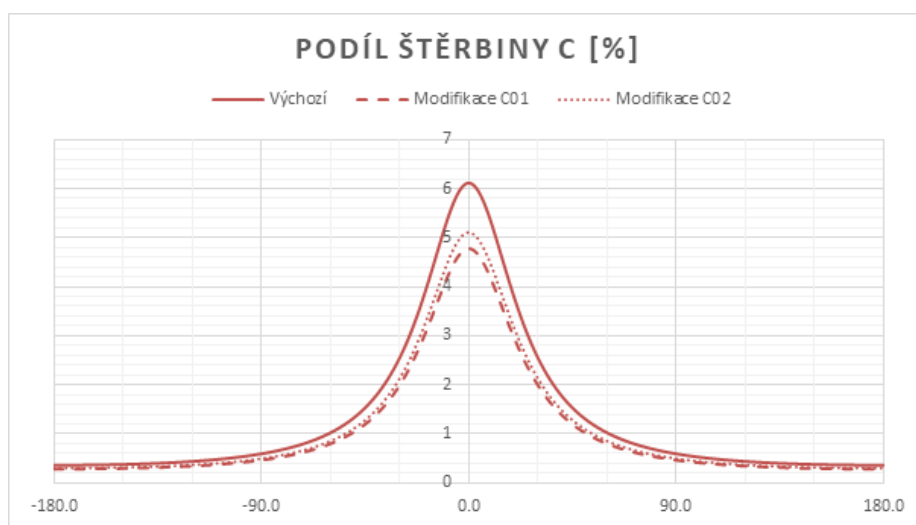
Přínos doplňkového těsnění z vhodného materiálu (expandovaný grafit, hliník, žíhaná měď) uvažovaného v sekci 5.3.1 můžeme bez instalace posoudit pouze teoretickou úvahou, že spolehlivě zatěsní 0,5mm štěrbinu pod hlavou. Reziduální objem ve zkosení vložky připisovaný dané oblasti „A“ již sám o sobě nelze považovat za štěrbinu a jedná se spíše o část přechodové oblasti mezi štěrbinami „B“ a „C“.



Obrázek 7.1: Graf podílu objemu štěrbin A při aplikaci optimalizace

O dynamicky vznikající štěrbině „B“ lze říci, že při kompresním poměru použitém v simulovaných režimech a zachování úvahového parametru x_B na hodnotě 2 mm neexistuje.

Než to však vyhodnotíme jako úspěch, je nutné vzít do úvahy spojené negativní důsledky. Při větším oddálení pístu od hlavy vstřikované palivo dříve dopadá na hranu misky a možná i stěnu válce. Co se týče vyšších kompresních poměrů, tam by mohla příznivě zafungovat opatření v návrzích nové misky, která štěrbinu zmenšují v radiálním směru, ovšem při velkém přiblížení pístu je zase nutné vzít do úvahy zdvih ventilů a návrhy kompromitovat kapsami.

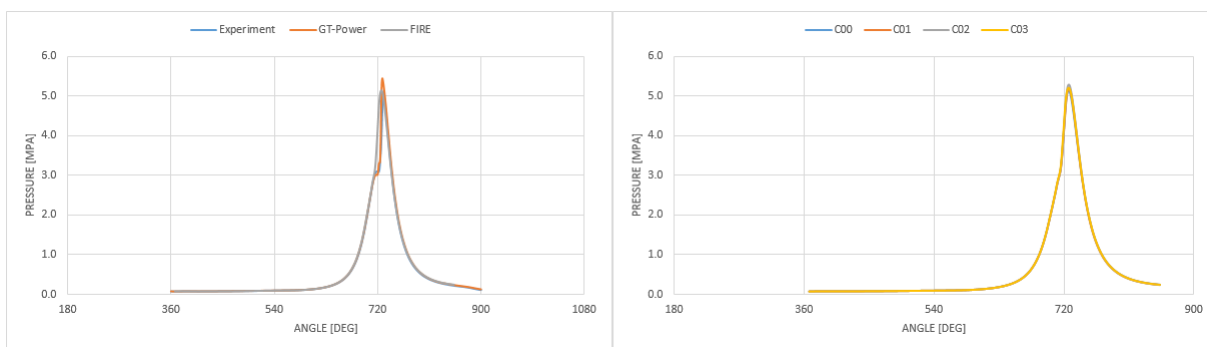


Obrázek 7.2: Graf podílu objemu štěrbin C při aplikaci optimalizace

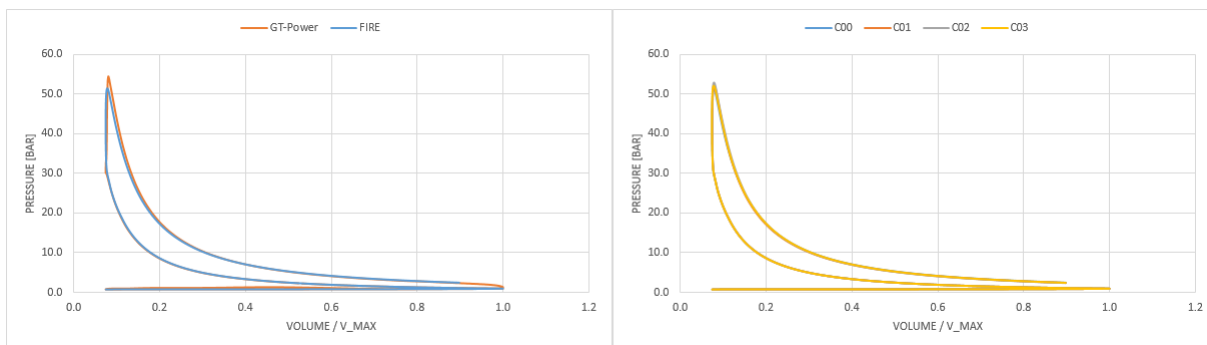
O změně objemu štěrbin „C“ platí do značné míry totéž, co bylo zmíněno u štěrbin „B“, když přenecháme příliš mnoho kompresního objemu na válec nad pístem. Úbytek materiálu koruny sice můžeme vyvážit tenčí kompenzační podložkou, to ovšem platí jen v omezeném rozsahu. Návrh C01 zde uplatňuje kombinaci nejméně objemné misky s nejnižší kompresní výškou (tzn. nejmenším objemem štěrbin), výsledným rozsahem se tak pohybuje od hlavy nejdále. Hluboká miska C03 naproti tomu zaujímá objem srovnatelný s výchozí miskou C00, kvůli omezením daným konstrukcí pístu ji však nelze kombinovat se snížením kompresní výšky.

7.1 Vznětový režim 2103

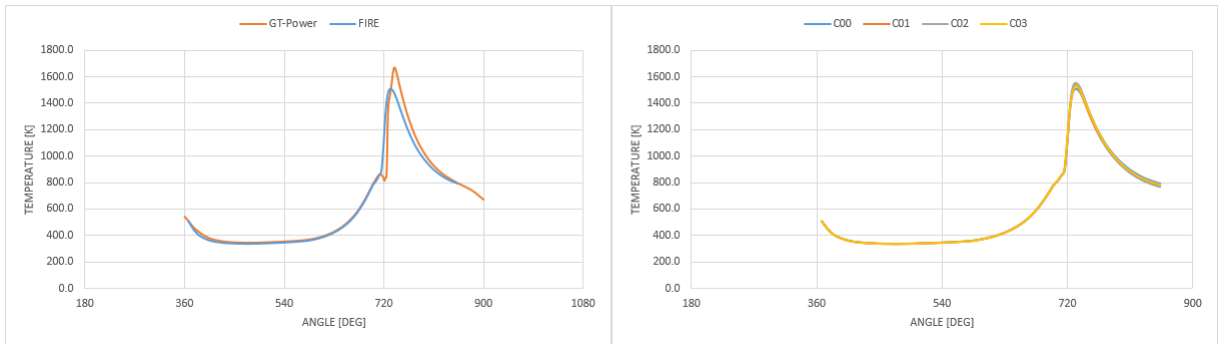
Data integrálních veličin z průběhu simulace vznětového režimu 2103 jsou předložena ve dvou sadách srovnávacích grafů. První z nich (obdobně jako při kalibraci modelu) porovnává výsledky CFD simulace výchozí geometrie s daty získanými z 0D/1D simulace (případně také experimentálními daty, jsou-li k dispozici). Druhá sada grafů již poskytuje přímé srovnání průběhu veličin při použití rozdílného tvaru spalovacího prostoru.



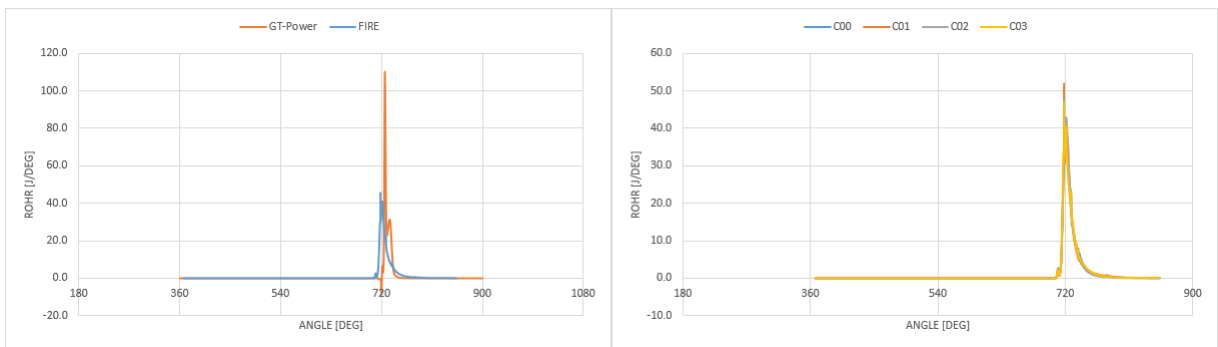
Obrázek 7.3: Výsledky simulace režimu 2103 – tlak ve válci



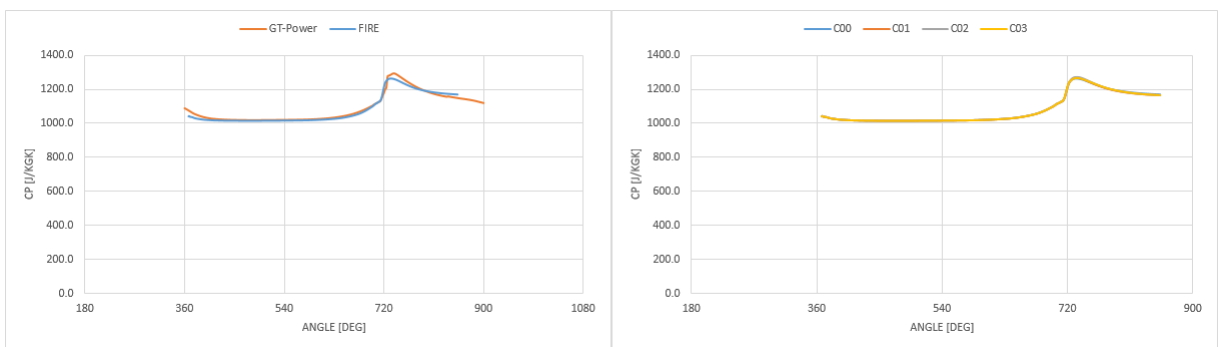
Obrázek 7.4: Výsledky simulace režimu 2103 – diagram tlak-objem



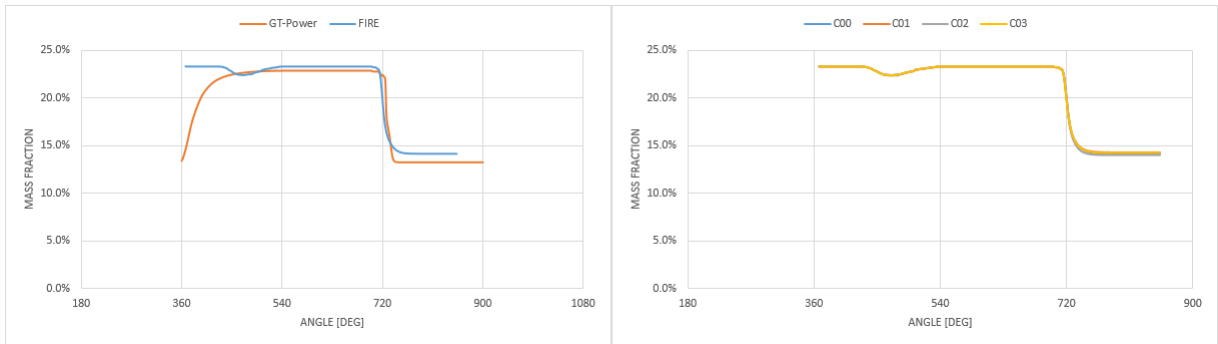
Obrázek 7.5: Výsledky simulace režimu 2103 – teplota ve válci



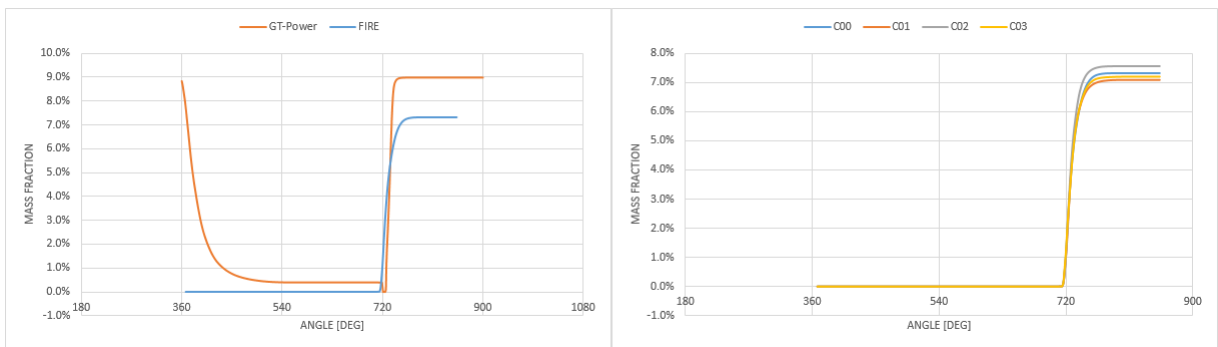
Obrázek 7.6: Výsledky simulace režimu 2103 – vývin tepla



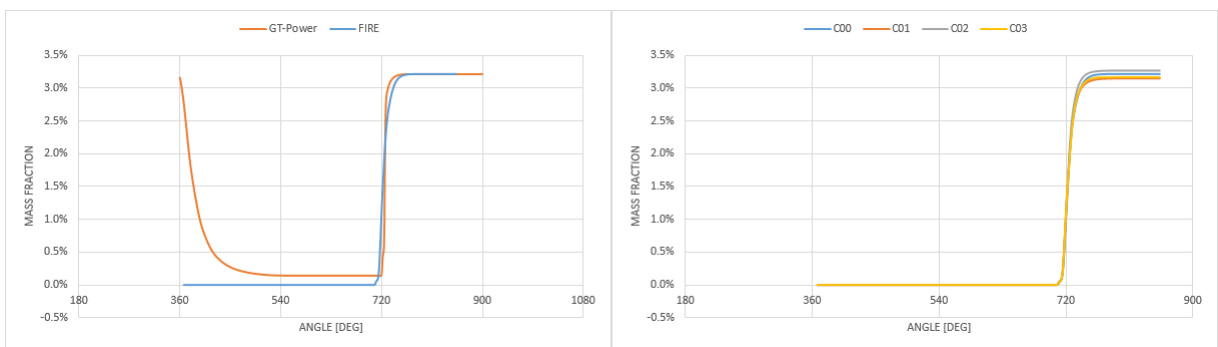
Obrázek 7.7: Výsledky simulace režimu 2103 – měrná tepelná kapacita



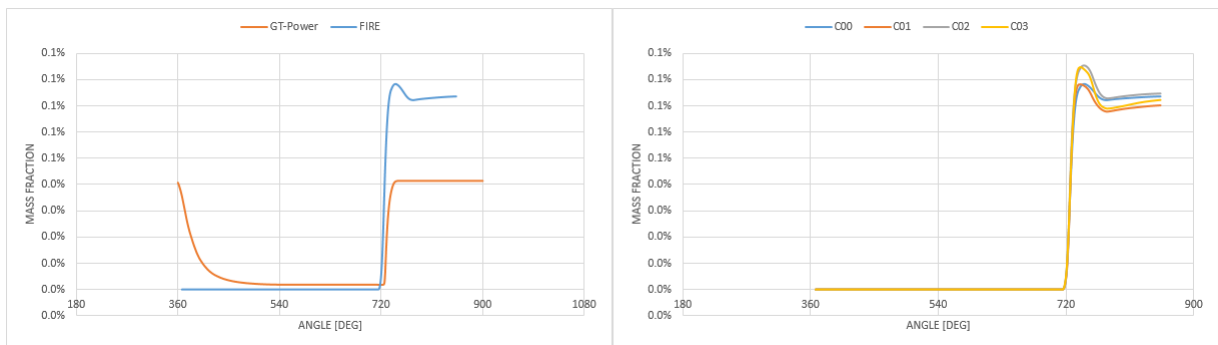
Obrázek 7.8: Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl O₂



Obrázek 7.9: Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl CO₂

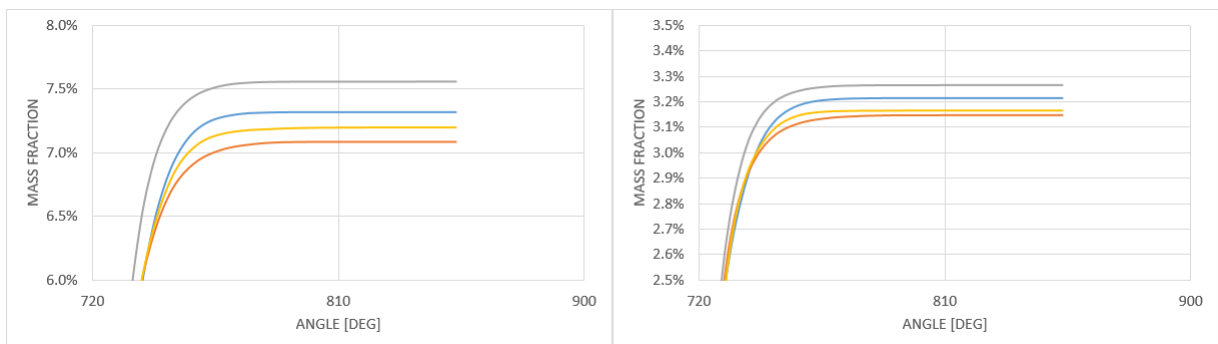


Obrázek 7.10: Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl H₂O

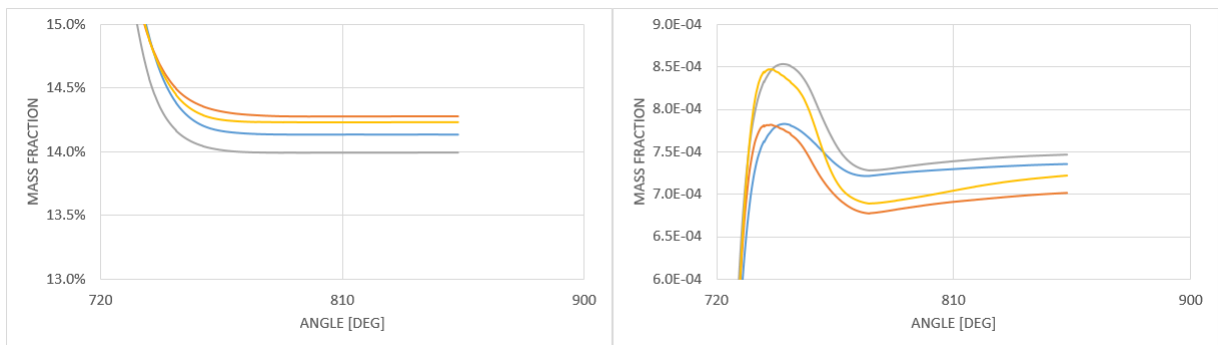


Obrázek 7.11: Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl NO

Již z prvního pohledu na grafy po pravé straně je zřejmé, že rozdíly ve spalovacím procesu mezi jednotlivými variantami jsou nepatrné, srovnáním s levou stranou pak lze říci, že tyto rozdíly jsou výrazně menší, než je tolerovaná odchylka kalibrace. S daným rozlišením grafu prakticky pod rozlišovací schopností.



Obrázek 7.12: Detail výsledků simulace režimu 2103 – CO₂ a H₂O



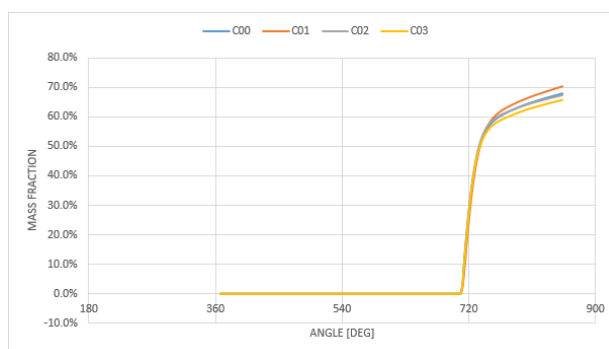
Obrázek 7.13: Detail výsledků simulace režimu 2103 – O₂ a NO

Přiblížení grafů doprovází oprávněná námitka, zda má takto nepatrné rozdíly v absolutních hodnotách smysl považovat za jednoznačný vliv odlišné geometrie a nejde důsledek jiných odchylek při výpočtu. Pohled na chemické složení spálené směsi nicméně vykazuje mírný trend, kdy má varianta CO₂ v emisích nejvyšší podíl produktů dokonalého spalování (CO₂ a H₂O), a tedy by ji bylo možné pokládat za nejefektivnější z pohledu chemické účinnosti. Před unáhleným závěrem je ovšem nutno připomenout, že jde pouze o spalování nafty a nikoli homogenní směsi vodíku či zemního plynu.

7.2 Dvoupalivový režim 2106

Posouzení výsledků simulace „pseudo-dvoupalivového“ režimu je omezeno na velmi úzký rozsah. Vypovídající schopnost většiny stavových veličin končí začátkem expanzního zdvihu, před počátkem vstříku můžeme naproti tomu sledovat nanejvýš jevy spojené s turbulencí a kompresí vzduchu.

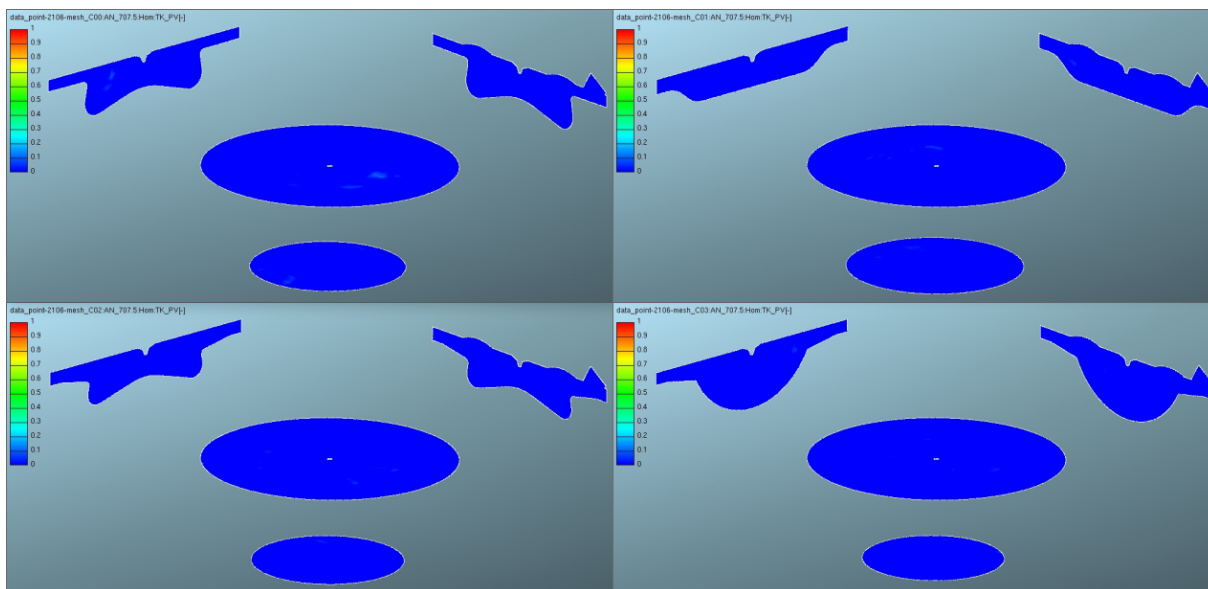
Posouzení integrálních veličin omezíme na zjištění, že veličina Progress Variable, která v této CFD simulaci označuje podíl spáleného paliva, na konci žádné ze simulací zdaleka nedosahuje hodnoty 1 (tedy spálení celé dávky nafty). Tento jev by mohl být důsledkem kombinace dvou faktorů – jednak jde o velmi malou dávku (pilotní) rozptýlenou do velkého prostoru i časového intervalu (nevyvine dostatečné množství tepla), jednak je hoření vzní-



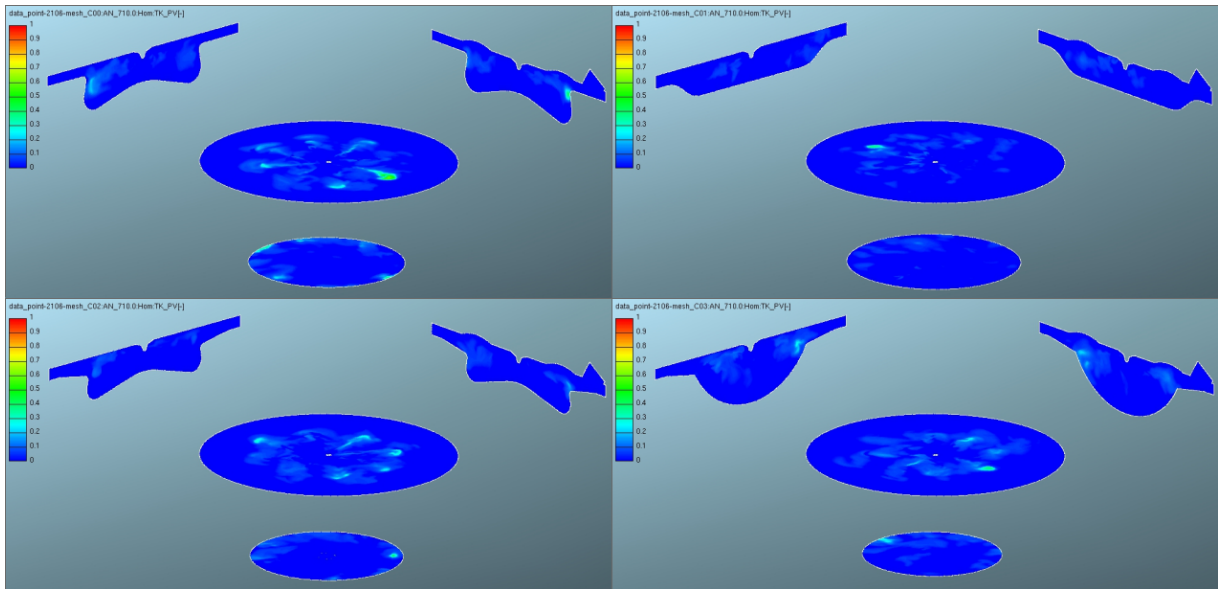
Obrázek 7.14: Výsledky simulace režimu 2106 – prohoření směsi

ceného paliva potlačováno vyšším podílem inertního dusíku. Je zřejmé, že za přítomnosti skutečného velmi hořlavého vodíku fáze hoření probíhá zcela jinak.

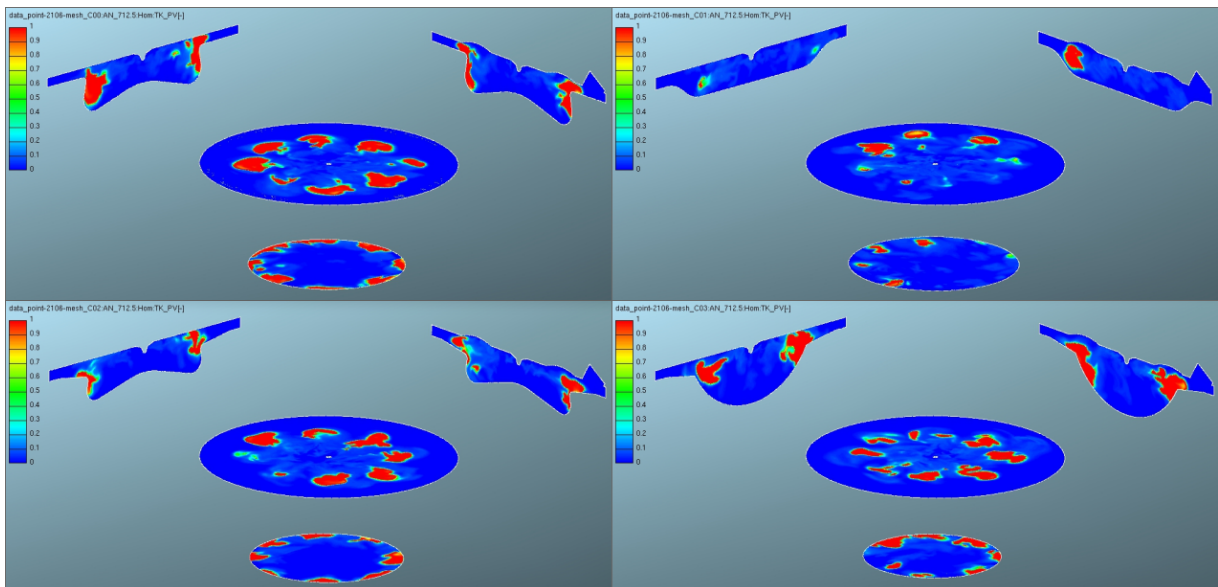
Bližší pohled věnujeme paralelní 3D vizualizaci výsledků nástrojem IMPRESS. Jedná se o hodnoty lokálního rozložení veličiny Progress Variable v krátkém intervalu po vstřiku paliva, kdy dochází k prvotnímu vznícení nafty kompresním teplem. Měli bychom tak mít určitou možnost posoudit míru rozptýlení zdroje hoření a průtah jeho vznětu.



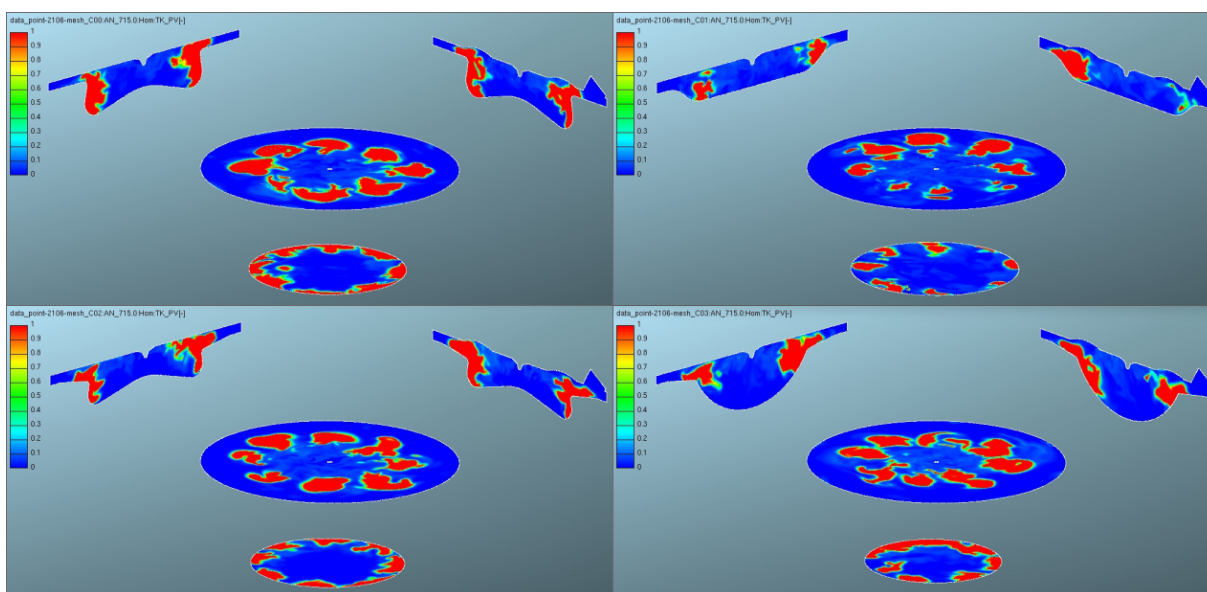
Obrázek 7.15: Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 707,5



Obrázek 7.16: Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 710



Obrázek 7.17: Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 712,5



Obrázek 7.18: Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 715

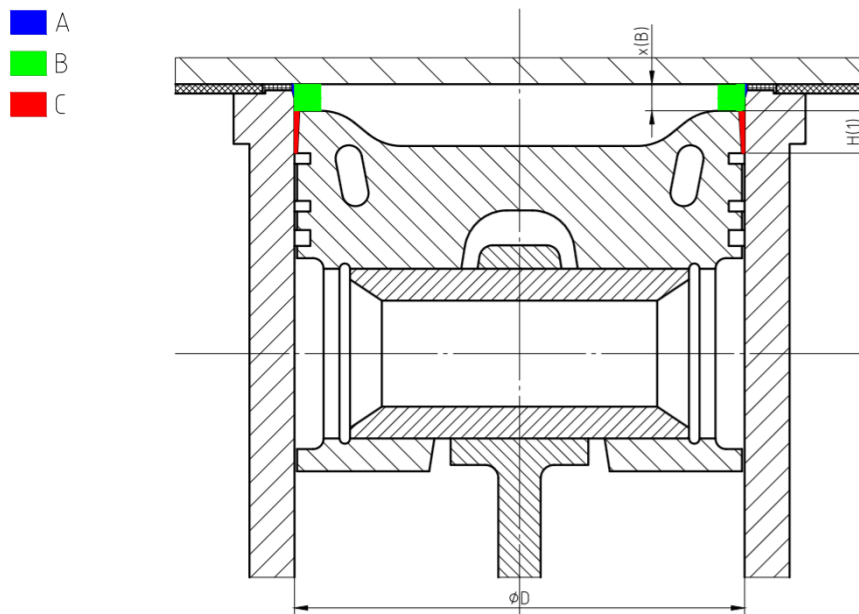
Z časové sekvence nevyplývá, že by některý z nových návrhů inicioval hoření rychleji a ve větším objemu. Návrh C01 naopak vykazuje od pohledu delší prodlevu vznětu, což by mohlo být důsledkem potlačení radiálního víření generovaného tvarem misky (squish).

7.3 Verdikt

Po seznámení s výsledky je nutné konstatovat, že kombinace aplikovaných návrhů a zvolených simulačních metod nevedla k výsledkům, z nichž by bylo možné jednoznačně určit vhodnou cestu ke zvýšení chemické účinnosti na experimentálním zařízení. Jednotlivé návrhy modifikace je tak lepší posuzovat individuálně, dílčími úvahami, které by jejich použití ospravedlňovaly.

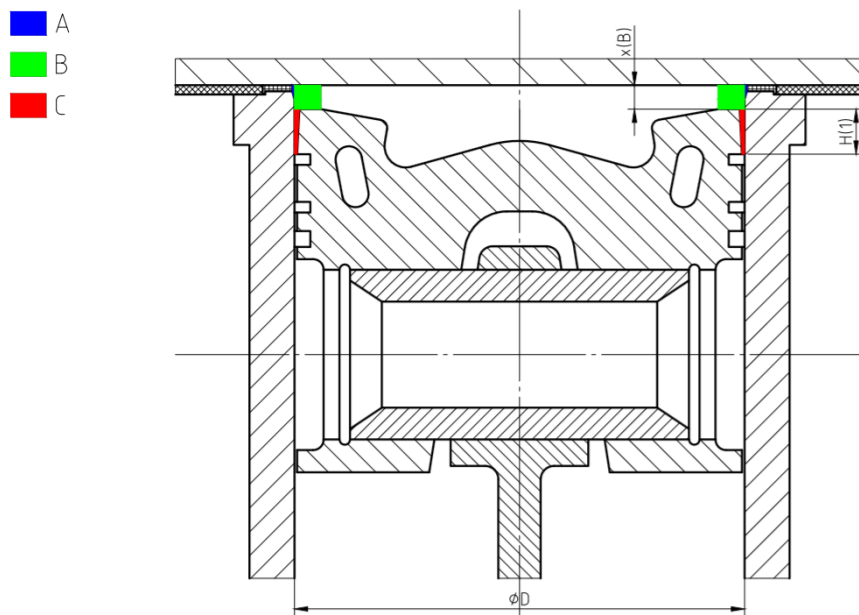
O přínosu návrhu doplňkového těsnění pod hlavou nelze říci o mnoho více, než bude vyzkoušeno v praxi. Příliš nepoddajný materiál by mohl vést k nežádoucímu odlehčení a netěsnosti konstrukce. Prosté mezikruží z expandovaného grafitu by na konstrukci mohlo časem odhořet, ale s tím by neměly být spojeny závažnější důsledky.

Kompromisy se snížením kompresní výšky byly mnohokrát zmíněny. Problémem s nevhodným dopadem paliva na stěny by se mohla zabývat studie zkoumající vliv časování, vertikální polohy a úhlu paprsku vstřikovače. Úhel paprsku je nicméně u vstřikovače konstrukční vlastností a výběr kompatibilních součástí je značně omezený.



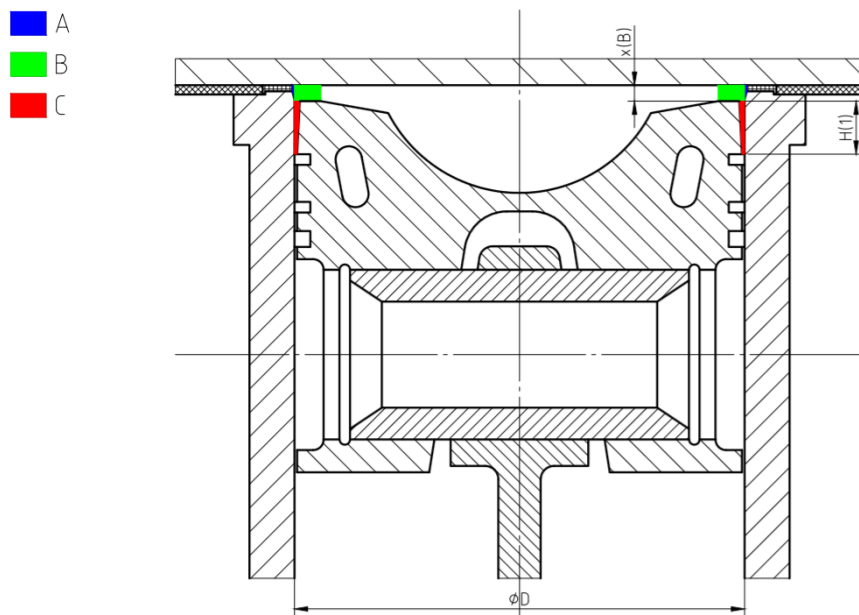
Obrázek 7.19: Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C01

Co se týče návrhů tvaru misky, varianta C01 je velmi kompaktní a umožňuje výrazné snížení kompresní výšky – s tím je ovšem spojen problém s rozstříkáním paliva. Navíc ze simulace vychází jako návrh s nejdelším průtahem vznětu (nejhorší iniciací zážehu).



Obrázek 7.20: Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C02

Návrh C02 oproti výchozímu stavu nepřináší výraznou změnu, jde v principu pouze o něco kompaktnější variaci na původní tvar „omega“. S úpravou kompresní výšky lze v určitém rozsahu kombinovat. Ze simulovaných dat nevyplývá zásadní pokrok.



Obrázek 7.21: Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C03

Návrh C03 s hlubokou miskou ve tvaru kulové úseče není v daném užití příliš typický. Miska o daných parametrech neumožňuje odebrání výraznějšího množství materiálu z koruny pístu. Z výsledků simulace nevychází nejhůře, otázkou ovšem jsou důsledky možného dopadu paprsku paliva na stěnu užší misky. Jevy spojené s dopadem a odrazem paliva nebyly ve výchozí studii kalibrovány.

8. Závěr

Práce shrnuje mnohé dostupné poznatky v problematice spalovacích prostorů za účelem jejich implementace v návrhu modifikace spalovacího prostoru u konkrétního existujícího výzkumného vznětového jednoválcového motoru upraveného k provozu v dvoupalivovém režimu. Samotný návrh sestává z několika modifikací, které vyplynuly z analýzy nedostatků výchozí konstrukce. Každou z nich by mělo být možné aplikovat nezávisle na jiné, aniž by se ve výsledném stavu vůči kýženému efektu navzájem kontraproduktivně ovlivňovaly.

V příloze této práce je obsažena výkresová dokumentace návrhu obrobení pístu, dále vykreslené grafy průběhu integrálních veličin a animace průběhu spalování z výsledků simulace. Pro přiblížení některých analytických postupů je mezi přílohy zahrnut také výpočetní sešit se vzorci a interaktivními buňkami.

Získané teoretické poznatky a vlastní výsledky simulace vyžadují rozsáhlejší diskuzi. Z důvodů v práci popsaných je validita části provedených simulací sporná a doporučení experimentální aplikace některých návrhů by bylo předčasné.

Co se týče podnětů k dalšímu výzkumu, bližší pozornost by mohla být věnována vlivu časování a tvaru vstříku, v případné kombinaci s rozborem zohledňujícím nastavení kompresního poměru s polohou a úhlem vstřikovací trysky. Postup práce též upozornil na otevřené výzvy v oblasti kalibrace simulací proveditelných v dalších softwarových prostředích, jakým je například subsystém ESE Diesel použitého programu AVL FIRETM. Zásadním nedostatkem v cestě za směrodatným cílem práce se ukázala nedostupnost chemicko-kinetických modelů dvoupalivového spalování, což lze bezpochyby rovněž považovat za námět detailnějšího bádání.

Seznam zkratek a symbolů

Zkratka Význam

0D	bezdimenzionální
1D	jednodimenzionální
3D	třídimenzionální
aTDC	po horní úvratí (after Top Dead Centre)
BMEP	střední efektivní tlak (Brake Mean Effective Pressure)
bTDC	před horní úvratí (before Top Dead Centre)
CA	úhel kliky (Crank Angle)
CČ	cetanové číslo
CNG	stlačený zemní plyn (Compressed Natural Gas)
DOHC	dvě vačkové hřídele v hlavě (Double OHC)
DPF	filtr pevných částic (Diesel Particulate Filter)
DÚ	dolní úvrať
EGR	recirkulace výfukových plynů (Exhaust Gas Recirculation)
ETBE	ethyl tert-butyl ether

FEP	FAME Engine Plus
GDI	přímé vstřikování benzínu (Gasoline Direct Injection)
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogenous Charge Late Ignition
HPLI	Highly Premixed Late Ignition
HÚ	horní úvrať
LES	simulace velkých vírů (Large-Eddy Simulation)
LNG	zkapalněný zemní plyn (Liquefied Natural Gas)
LPG	zkapalněný ropný plyn (Liquefied Petroleum Gas)
MČ	methanové číslo
MPI	vícebodové vstřikování (Multi-Point Injection)
OČ	oktanové číslo
OHC	vačková hřídel v hlavě (Over Head Camshaft)
OHV	ventily v hlavě (Over Head Valve)
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
SCR	selektivní katalytická redukce
SPI	jednobodové vstřikování (Single Point Injection)
SSF	řídící soubor řešiče (Solver Steering File)
STL	stereolitografie

Symbol	Jednotka	Význam
H_0	[m]	kompresní výška pístu
H_1	[m]	výška koruny pístu
H_b	[m]	základní výška bloku motoru
h_{TDC}	[m]	výška kompresního prostoru
H_u	[J·kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
k_{SP}	[-]	kompaktnost spalovacího prostoru
L	[m]	délka ojnice
L_t	[-]	stechiometrický hmotnostní směšovací poměr
m_L	[kg]	hmotnost vzduchu
m_p	[kg]	hmotnost paliva
\dot{m}_{H2}	[-]	hmotnostní průtok vodíku
\dot{m}_L	[-]	hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_{N2}	[-]	hmotnostní průtok dusíku
\dot{m}^*_{N2}	[-]	hmotnostní průtok chemické náhrady
Q_d	[J]	dodané teplo
R	[m]	poloměr kliky
r_{RKT}	[m]	poloměr referenčního kompaktního tělesa
S_p	[m ²]	průřez pístu (válce)

S_{RKT}	$[m^2]$	povrch referenčního kompaktního tělesa
S_{SP}	$[m^2]$	povrch spalovacího prostoru
V_1	$[m^3]$	celkový objem válce
V_2	$[m^3]$	objem kompresního prostoru
V_A	$[m^3]$	objem štěrbin A
V_C	$[m^3]$	objem štěrbin C
V_m	$[m^3]$	objem misky
V_{RKT}	$[m^3]$	objem referenčního kompaktního tělesa
V_{SP}	$[m^3]$	objem spalovacího prostoru
V_Z	$[m^3]$	zdvihový objem válce
w_{N2}	$[-]$	hmotnostní koncentrace dusíku
ΔH	$[m]$	tloušťka podložky
ε	$[-]$	kompresní poměr
η_H	$[-]$	chemická účinnost
λ	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu
ρ_{H2}	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota vodíku
ρ_{N2}	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota dusíku

Seznam obrázků

2.1	Schéma cyklu zážehového motoru s vnější tvorbou směsi [11]	3
2.2	Schéma tečného (swirl), příčného (tumble) a radiálního víru (squish) [15] .	7
2.3	Spalovací prostory v hlavě zážehových motorů (klínový a polokulový) [13] .	8
2.4	Základní typy spalovacího prostoru u zážehových motorů	9
2.5	Válcový spalovací prostor s horizontálními ventily [20]	10
2.6	Tvorba vrstvené směsi v motorech s přímým vstřikováním [8]	11
2.7	Schéma zapalování vrstvené směsi v komůrce se svíčkou [8]	11
2.8	Spalovací prostory zážehového motoru na CNG dle studie [21]	12
2.9	Tvary pístu zážehového motoru na CNG dle studie [10]	13
2.10	Dvojitě eliptické profily misky pístu [24]	14
2.11	Excentrický křížový spalovací prostor plynového motoru [25]	15
2.12	Návrhy pístu pro stěnou vedený zpětný příčný vír [22]	16
2.13	Tvary pístu pro posílení turbulence v plynovém motoru [7]	16
3.1	Schéma cyklu vznětového motoru s přímým vstřikem [11]	18
3.2	Přímé a nepřímé vstřikování u vznětového motoru [11]	21
3.3	Základní typy spalovacího prostoru přímovstřikových vznětových motorů [8]	22
3.4	Kompresní prostory: Deutz, Hesselmanův, Saurer [32]	22
3.5	Válcové a kulové kompresní prostory MAN [32]	23
3.6	Tlakové komůrky: Mercedes-Benz, Ganz-Jendrassik, Deutz, MWM [32] . .	24
3.7	Vírové komůrky Ricardo: Comet I a Comet III [32]	25
3.8	Vírové komůrky: Oberhänsli, Čsl. závody naftových motorů, Hercules [32] .	26
3.9	Vzduchové komůrky: Lanova, Aero, Saurer [32]	27

3.10	Vizualizace šíření plamene pro výchozí a optimalizovaný tvar pístu [17] . . .	28
3.11	Definice parametrů Bézierovy křivky pro optimalizovaný tvar pístu [19] . . .	29
3.12	Vizualizace vstříku pro optimalizované tvary pístu a provozní režimy [19] . . .	30
4.1	Schéma dual-fuel režimu s přímým vstříkem pilotu do homogenní směsi [11]	31
4.2	Dvoupalivový motor s přímým vstříkáváním plynného paliva [11]	32
4.3	Tvorba směsi plynného paliva před sacím ventilem [11]	33
4.4	Nezávislé vstříkávání pilotu do komůrky [11]	36
4.5	Porovnání výchozí (GM) a modifikované RCCI misky dle studie [5]	37
4.6	Definice parametrů porovnávaných tvarů misky ve studii [6]	39
4.7	Porovnání původní a optimalizované misky dle studie [14]	39
4.8	Typické tvary spalovacího prostoru generované vzorkovací strategií [29] . . .	40
4.9	Spalovací prostor navržený optimalizačním algoritmem ve studii [29]	40
5.1	SCRE AVL 5402.088 [2]	43
5.2	Koncept hlavy s rozdělenými sacími kanály [2]	44
5.3	Řez SCRE AVL 5402 [2]	45
5.4	Schéma identifikovaných štěrbin v řezu válcem	49
5.5	Snímek výchozího řešení hlavového těsnění	50
5.6	Graf podílu objemu štěrbin k objemu válce	51
5.7	Výkres pístu s výchozí geometrií misky [2]	55
5.8	Výchozí a modifikované geometrie spalovacího prostoru	55
6.1	Diagram práce se vstupy a výstupy	59
6.2	3D CAD geometrie jednoválce [27]	60
6.3	Chování kalibrovaného LES modelu paprsku [27]	61
6.4	Porovnání tvorby NO dle použitého chemického modelu [28]	62
6.5	Sada prostorových sítí pro jednotlivé fáze cyklu	64
6.6	Porovnání výsledků simulací – tlak ve válci	66
6.7	Porovnání výsledků simulací – diagram tlak-objem	67

6.8	Porovnání výsledků simulací – teplota ve válci	67
6.9	Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl NO	68
6.10	Porovnání výsledků simulací – vývin tepla	68
6.11	Porovnání výsledků simulací – měrná tepelná kapacita	69
6.12	Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl O ₂	69
6.13	Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl CO ₂	70
6.14	Porovnání výsledků simulací – hmotnostní podíl H ₂ O	70
7.1	Graf podílu objemu štěrbin A při aplikaci optimalizace	76
7.2	Graf podílu objemu štěrbin C při aplikaci optimalizace	77
7.3	Výsledky simulace režimu 2103 – tlak ve válci	78
7.4	Výsledky simulace režimu 2103 – diagram tlak-objem	78
7.5	Výsledky simulace režimu 2103 – teplota ve válci	79
7.6	Výsledky simulace režimu 2103 – vývin tepla	79
7.7	Výsledky simulace režimu 2103 – měrná tepelná kapacita	79
7.8	Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl O ₂	80
7.9	Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl CO ₂	80
7.10	Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl H ₂ O	80
7.11	Výsledky simulace režimu 2103 – hmotnostní podíl NO	81
7.12	Detail výsledků simulace režimu 2103 – CO ₂ a H ₂ O	81
7.13	Detail výsledků simulace režimu 2103 – O ₂ a NO	82
7.14	Výsledky simulace režimu 2106 – prohoření směsi	83
7.15	Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 707,5	83
7.16	Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 710	84
7.17	Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 712,5	84
7.18	Režim 2106 – lokální prohoření směsi při CA 715	85
7.19	Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C01	86
7.20	Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C02	87
7.21	Schéma optimalizace štěrbin v návrhu C03	88

Seznam tabulek

5.1	Parametry SCORE AVL 5402 [2]	42
5.2	Parametry spalovacího prostoru (pro ε použitý v simulaci)	56
6.1	Režimy pro kalibraci modelu	61
6.2	Režimy pro simulaci návrhů	73

Literatura

- [1] Zainal ABIDIN – Radu FLOREA – Timothy CALLAHAN. Dual Fuel Combustion Study Using 3D CFD Tool. *SAE International*, 2016-01-0595, 2016. ISSN: 0148-7191.
- [2] AVL List. *Single Cylinder Research Engine 5402.088 – User’s Guide*. AVL List GmbH, Graz 2012.
- [3] Stanislav BEROUN. Provoz vznětového motoru TATRA T 911 na dvojí palivo. VŠST, Liberec 1966.
- [4] Stefano CORDINER et al. Experiments and Multi-Dimensional Simulation of Dual-Fuel Diesel/Natural Gas Engines. *SAE International*, 2007-24-0124, 2007. ISSN: 0148-7191.
- [5] Adam B. DEMPSEY – N. Ryan WALKER – Rolf REITZ. Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel. *SAE International*, 2013-01-0264, 2013. ISSN: 0148-7191.
- [6] Teresa DONATEO – Luciano STRAFELLA – Domenico LAFORGIA. Effect of the Shape of the Combustion Chamber on Dual Fuel Combustion. *SAE International*, 2013-24-0115, 2013. ISSN: 0148-7191.
- [7] Patrik EINEWALL – Bengt JOHANSSON. Combustion Chambers for Supercharged Natural Gas Engines. *SAE International*, 970221, 1997. ISSN: 0148-7191.
- [8] John B. HEYWOOD. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw – Hil, New York 1988. ISBN: 0-07-028637-X.

- [9] Jan HROMÁDKO a kol. *Spalovací motory*. Grada Publishing, 2011. ISBN: 978-80-247-3475-0.
- [10] Bengt JOHANSSON – Krister OLSSON. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part 1: Fluid Flow and Combustion. *SAE International*, 950469, 1995. ISSN: 0148-7191.
- [11] Ghazi A. KARIM. *Dual-Fuel Diesel Engines*. CRC Press, Boca Raton 2015. ISBN: 978-1-4987-0309-3.
- [12] Jiří KOHLÍČEK. Prediktivní modely spalování v moderním vznětovém motoru s přímým vstřikem. Diplomová práce, ČVUT, Praha 2015.
- [13] Ladislav KOVAŘÍK a kol. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, Praha 1992. ISBN: 28-073-92.05/169.
- [14] Seokhwon LEE – Joonho JEON – Sungwook PARK. Optimization of combustion chamber geometry and operating conditions for compression ignition engine fueled with pre-blended gasoline-diesel fuel. *Energy Conversion and Management*, 126:638–648, 2016. ISSN: 0196-8904.
- [15] Jan MACEK. *Spalovací motory*. ČVUT, Praha 2012. ISBN: 978-80-01-05015-6.
- [16] Jakub MACH. Systém nepřímé tvorby směsi pro vícepalivový experimentální vznětový motor. Bakalářská práce, ČVUT, Praha 2019.
- [17] Jacqueline O'CONNOR et al. Optimization of an Advanced Combustion Strategy Towards 55% BTE for the Volvo SuperTruck Program. *SAE International*, 2017-01-0723, 2017. ISSN: 0148-7191.
- [18] Krister OLSSON – Bengt JOHANSSON. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part 2: Combustion and Emissions. *SAE International*, 950517, 1995. ISSN: 0148-7191.

- [19] Sungwook PARK. Optimization of combustion chamber geometry and engine operating conditions for compression ignition engines fueled with dimethyl ether. *Fuel*, 97:61–71, 2012. ISSN: 0016-2361.
- [20] Harry R. RICARDO. *The High-Speed Internal-Combustion Engine*. Blackie & Son Ltd., London and Glasgow 1931.
- [21] Teruhiro SAKURAI et al. Basic Research on Combustion Chambers for Lean Burn Gas Engines. *SAE International*, 932710, 1993. ISSN: 0148-7191.
- [22] Gerald A. SZEKELY – Arun S. SOLOMON – Ping-Ho TSAI. Optimization of the Stratified-Charge Regime of the Reverse-Tumble Wall-Controlled Gasoline Direct-Injection Engine. *SAE International*, 2004-01-0037, 2004. ISBN: 0-7680-1319-4.
- [23] Richard TILAGONE et al. Development of a High Efficiency, Low Emission SI-CNG Bus Engine. *SAE International*, 961080, 1996. ISSN: 0148-7191.
- [24] Richard TILAGONE et al. Development of a Lean-Burn Natural Gas-Powered Vehicle Based on a Direct-Injection Diesel Engine. *SAE International*, 2000-01-1950, 2000. ISSN: 0148-7191.
- [25] Markus UMIERSKI – Thomas KÖRFER – Peter STOMMEL. Low Emission and Fuel Consumption Natural Gas Engines with High Power Density for Stationary and Heavy-Duty Application. *SAE International*, 1999-01-2896, 1999. ISSN: 0148-7191.
- [26] Markus UMIERSKI – Peter STOMMEL. Fuel Efficient Natural Gas Engine with Common-Rail Micro-Pilot Injection for Heavy-Duty and Stationary Application. *SAE International*, 2000-01-3080, 2000. ISSN: 0148-7191.
- [27] Oldřich VÍTEK et al. Application of Predictive Combustion Model to CI ICE based on LES and Chemical Kinetics. *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, XVI(01), 2018. ISSN: 1214-0821.

- [28] Oldřich VÍTEK et al. Application of Tabulated Detailed Chemistry to LES Model of Diesel ICE Combustion. *ASME ICEF2019-7128, Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, Chicago 2019.
- [29] Bin WANG et al. Optimization of combustion chamber geometry for natural gas engines with diesel micro-pilot-induced ignition. *Energy Conversion and Management*, 122:552–563, 2016. ISSN: 0196-8904.
- [30] Matthew YOUNKINS – Brad BOYER – Margaret WOOLDRIDGE. Hydrogen DI Dual Zone Combustion System. *SAE International*, 2013-01-0230, 2013. ISSN: 0148-7191.
- [31] Z. A. ZAINAL – Nizam Soid SHAHRIL. Modeling of Combustion Characteristic in Diesel Engine Fueled by Producer Gas. *SAE International*, 2007-01-2130, 2007. ISSN: 0148-7191.
- [32] Miroslav ZAPLETAL a kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, I. díl*. SNTL, Praha 1962. 04-274-62.
- [33] Philip ZOLDAK – Jeffrey NABER. Spark Ignited Direct Injection Natural Gas Combustion in a Heavy Duty Single Cylinder Test Engine – Nozzle Included Angle Effects. *SAE International*, 2017-01-0781, 2007. ISSN: 0148-7191.
- [34] Jakub ŠÁL. Tepelné namáhání vstříkovače dvoupalivového vznětového motoru. Diplomová práce, ČVUT, Praha 2017.