



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Simulační 1-D model vodíkového zkušebního  
motoru

1-D simulation model of a hydrogen test  
engine

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2022

Bc. Aleš Flídr

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika

Studijní obor: N071TSPM Spalovací motory

Vedoucí práce: Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Flídr** Jméno: **Aleš** Osobní číslo: **465327**  
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:

**Simulační 1-D model vodíkového zkušebního motoru**

Název diplomové práce anglicky:

**1-D simulation model of a hydrogen test engine**

Pokyny pro vypracování:

V programu GT-POWER, vytvořte simulační model zkušebního jednoválcového motoru o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm, který bude provozován na zemní plyn a vodík. Pro tvorbu a kalibraci modelu připravte potřebná data z vlastních měření a dostupné literatury (zdvihové křivky ventilů, profukovací zkoušky hlav atd.). Motor bude přepříván pomocí objemového dmyhadla. Výsledný model použijte pro stanovení vhodného kompresního poměru, výkonu motoru, spotřeby paliva a indikátorového diagramu pro další analýzy.

Seznam doporučené literatury:

Manuály GT-Suite, 3D CAD modely, vykresová dokumentace motoru.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

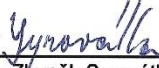
**Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(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. Zbyněk Syrovátka, 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)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

27.4.2022  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Anotační záznam**

Jméno autora: Bc. Aleš Flídr

Název práce: Simulační 1-D model vodíkového zkušebního motoru

Anglický název: 1-D simulation model of a hydrogen test engine

Rozsah práce:

70 stran

23 obrázků

6 tabulek

7 příloh

Akademický rok: 2021/2022

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

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D

Klíčová slova: alternativní paliva a pohony, vodíkový motor, plynový motor, prediktivní model přestupu tepla

Key words: alternative fuels and drive systems, hydrogen engine, natural gas engine, predictive thermal model

## **Abstrakt**

Tématem diplomové práce je vytvoření 1-D simulačního modelu zkušebního jednoválcového motoru TATRA přizpůsobeného pro spalování alternativních paliv, konkrétně zemního plynu a vodíku. V teoretické části práce jsou popsána alternativní paliva a jejich význam z hlediska náhrady za fosilní paliva a z hlediska rozšíření na trhu v budoucnosti. Následně je detailněji popsána problematika spalování zemního plynu a vodíku. V praktické části je popsána tvorba simulačního modelu v programu GT-Power a jeho úpravy pro spalování zemního plynu a vodíku, přičemž je vycházeno z dostupných a změřených dat. Výpočetní model byl následně doplněn o prediktivní model přestupu tepla, který může v budoucnu sloužit jako velmi užitečný zdroj dat při návrhu konstrukčních úprav komponent motoru.

## **Abstract**

The subject of the thesis is the creation of a 1-D simulation model of a test single-cylinder TATRA engine adapted for combustion of alternative fuels, namely natural gas and hydrogen. The theoretical part of the thesis describes alternative fuels and their importance in terms of replacing fossil fuels and in terms of future market expansion. Subsequently, the combustion of natural gas and hydrogen is described in more detail. The practical part describes the development of a simulation model in GT-Power and its modifications for natural gas and hydrogen combustion, based on available and measured data. The computational model was subsequently supplemented with a predictive heat transfer model, which can serve as a very useful data source in the future for the design of engine component modifications.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Simulační 1-D model vodíkového zkušebního motoru” vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zbyňka Syrovátky, Ph.D. a s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13. 7. 2022

.....

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce, Ing. Zbyňkovi Syrovátkovi, Ph.D., za profesionální vedení této práce a za čas, který mi věnoval při řešení dané problematiky. Dále bych také rád poděkoval Ing. Jířímu Vávrovi, Ph.D. za odborné rady a podněty k tvorbě výpočetního modelu. V neposlední řadě bych také rád poděkoval své rodině a přátelům, kteří mě při vytváření této práce podpořili, a bez jejichž pomoci by nebylo možné práci dokončit.

## Obsah

Použité zkratky a symboly .....	4
1 Úvod .....	5
2 Alternativní paliva.....	7
2.1 Zkapalněný ropný rafinerský plyn (LPG).....	7
2.2 Zemní plyn.....	8
2.3 Biopaliva .....	8
2.4 Vodík.....	9
3 Alternativní pohony .....	13
3.1 Pohon na zemní plyn CNG nebo LNG .....	13
3.1.1 Vlastnosti zemního plynu .....	13
3.1.2 Spalování zemního plynu .....	14
3.1.3 Tvorba emisí .....	15
3.1.4 Plnicí účinnost.....	16
3.1.5 Odolnost vůči klepání.....	16
3.1.6 Režimy spalování zemního plynu .....	17
3.2 Vodíkový pohon.....	18
3.2.1 Vlastnosti vodíku .....	19
3.2.2 Režimy spalování vodíku .....	20
4 Zkušební jednoválec TATRA.....	22
5 Simulační software GT-Suite.....	23
5.1 GT-Power .....	23
5.2 GT-SpaceClaim.....	24
5.3 GEM3D .....	24
6 Simulační model .....	25
6.1 Sací trakt .....	26
6.2 Válcová jednotka .....	29
6.2.1 Válec .....	29
6.2.2 Klikový mechanismus.....	31
6.3 Výfukový trakt .....	32
7 Prediktivní model přestupu tepla .....	33
7.1 Tvorba modelu .....	34
7.1.1 Pre-processing .....	34
7.1.2 Konverze 3-D dat do 1-D.....	37
7.1.3 Import dat do programu GT-Power.....	39
8 Výsledky .....	41
8.1 Výsledky simulačního modelu motoru .....	41
8.1.1 Spalování motorové nafty .....	41
8.1.2 Spalování zemního plynu .....	42
8.1.3 Spalování vodíku.....	44
8.1.4 Porovnání spalování jednotlivých paliv .....	45
8.2 Prediktivní model přestupu tepla .....	46
8.2.1 Vliv tvaru kanálu na rozložení teplotního pole .....	46



8.2.2 Kalibrace.....	47
8.2.3 Výsledné teplotní rozložení vybraných komponent motoru.....	48
8.2.4 Zhodnocení využití prediktivního modelu přestupu tepla.....	51
9 Závěr .....	53
Použitá literatura.....	55
Seznam obrázků .....	56
Seznam tabulek .....	57
Seznam příloh.....	57



## Použité zkratky a symboly

Označení	Popis	Jednotka
1-D	jednorozměrný	
3-D	trojrozměrný	
BDC	Bottom Dead Center (dolní úvrať)	
BMEP	Brake Mean Effective Pressure (střední užitečný tlak)	[bar]
BSFC	Break Specific Fuel Consumption (měrná spotřeba paliva)	[g·kWh <sup>-1</sup> ]
CAD	Computer Aided Design (počítačem podporované konstruování)	
CFD	Computational Fluid Dynamics (počítačová mechanika tekutin)	
EGR	Exhaust Gas Recirculation (recirkulace výfukových plynů)	
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	
HTC	Heat Transfer Coefficient (součinitel přestupu tepla)	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
MKP	Metoda konečných prvků	
SCR	Selective Catalytic Reduction (selektivní katalytická redukce)	
TDC	Top Dead Center (horní úvrať)	
$\varepsilon$	Kompresní poměr	
$\kappa$	Poissonova konstanta, specifický poměr tepelných kapacit	
$\lambda$	Součinitel přebytku vzduchu	

neuvedené zkratky a symboly jsou vysvětleny přímo v textu

## 1 Úvod

Automobil a jeho hnací agregát, spalovací motor, je jedním z nejdůležitějších vynálezů v novodobých dějinách lidstva. Jelikož zásoba ropy není neomezená a negativní vliv spalování ropných produktů na životní prostředí a zdraví lidstva je enormní, tak již v 80. letech 20. století započala éra hledání použitelných alternativních zdrojů energie. Hlavním požadavkem je využití takového alternativního zdroje, který bude méně škodlivý a zároveň zaručí, že doprava, jakou známe dnes, z naší planety nevyumizí.

Alternativních zdrojů energie použitelných v automobilovém průmyslu je celá řada. Mezi nejdůležitější patří zdroje plynové, elektrické, hybridní a také vodíkové. Před uplatněním takových zdrojů v celosvětovém měřítku ale stojí řada překážek. Základním předpokladem úspěchu je zejména vyřešení otázek výkonu, nákladů, dojezdu a životnosti celého systému.

V poslední době přispívá k urychlení vývoje a rozšíření alternativních zdrojů fakt, že se celkové limity na vyprodukované škodliviny celosvětově snižují. Například v Evropské unii v roce 2021 vešla v platnost emisní norma EURO 6d, která reguluje u osobních automobilů průměrnou flotilovou produkci škodlivin oxidu uhličitého na 95 g/km. Do budoucna se plánuje ještě razantnější snížení těchto limitů, které bude klást vysoké požadavky na vývoj ve všech částech automobilu. Elektrické pohony jsou v této normě výrazně zvýhodněny tím, že je u nich uvažována nulová produkce emisí a automobilky jsou tak nepřímo nucené tyto alternativní pohony zařadit do své flotily vozů. Dle mého názoru je toto zvýhodnění nekorektní a je důležité do produkce emisí započítat celý technologický řetězec, jako například produkci emisí při výrobě elektřiny, distribuci, dobíjení elektromobilu atd. Elektromobily se aktuálně velmi rychle vyvíjí, ale jejich zastoupení ve velkém měřítku je v blízké době nereálné, především z důvodu nedostatečné distribuční sítě. Spalovací motory jsou proto stále důležité a vývoj v oblasti zvyšování účinnosti, používání alternativních paliv a hybridních pohonů neustále probíhá.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou a možností záměny konvenčního uhlovodíkového paliva za alternativní paliva. Cílem práce je vytvoření 1-D výpočetního modelu vzduchem chlazeného přeplňovaného jednoválcového motoru TATRA, který je k dispozici ve zkušebních laboratořích ČVUT Pod Juliskou v Praze. Za alternativní paliva byl zvolen zemní plyn a vodík. Spalování zemního plynu není příliš odlišné od spalování lehkých uhlovodíkových paliv jako je benzín a zároveň se spalováním zemního plynu je již ve zkušební laboratoři mnoho pozitivních zkušeností. Velkou výzvou pro vývoj představuje

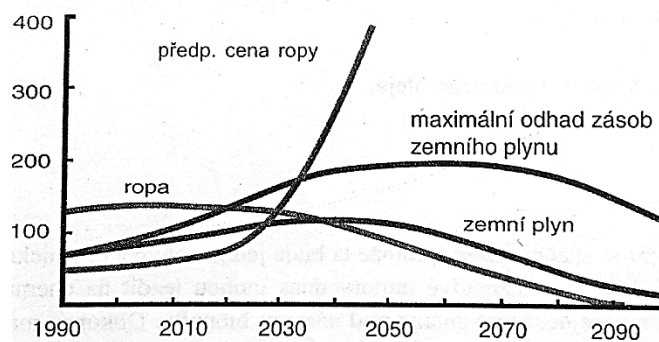
přímé spalování čistého vodíku, které s sebou sice nese značné problémy, ale je ideální z hlediska tvorby emisí, kdy je produkována pouze vodní pára a emise  $\text{NO}_x$ .

Pro detailnější popis chování motoru byl výpočetní model doplněn o prediktivní model přestupu tepla, který je založen na MKP řešení teplotního namáhání komponent motoru. Cílem vytvoření modelu přestupu tepla je možnost predikovat teplotní rozložení komponent motoru. To může do budoucna sloužit jako důležitý zdroj dat při návrhu jejich konstrukčních úprav.

## 2 Alternativní paliva

Alternativními palivy rozumíme paliva, která slouží jako náhrada za automobilový benzín a motorovou naftu, které jsou získány rafinací ropy.

Jejich postupné rozšiřování a důraz kladený na vývoj je v přímé závislosti s odhadovanou celosvětovou zásobou ropy a požadavkem na snižování škodlivin. Z Obr. 1 je zřejmý klesající trend zásoby ropy a zemního plynu. Spalováním ropy je známka luxusu, která v budoucnu již nebude platit a ropa bude chybět chemickému průmyslu, který ji zpracovává a je na ni závislý.



Obr. 1: Odhad celosvětové maximální zásoby ropy a zemního plynu [1]

Důležité je si uvědomit, že pro hodnocení paliv je potřebné brát v úvahu energetické nároky celého řetězce. Palivo se musí nejdříve vyrobit z primárního zdroje, skladovat, distribuovat a zpracovat pohonným řetězcem na trakční práci. V takovém případě hovoříme o hodnocení Well-to-Wheels (od zdroje po kola). [2]

### 2.1 Zkapalněný ropný rafinerský plyn (LPG)

I když se jedná o palivo, které vzniká jako vedlejší produkt při rafinaci ropy, tak ho klasifikujeme do alternativních paliv. LPG je zkratkou z anglického názvu Liquefied Petroleum Gas. Můžeme se s ním setkat i pod názvem propan-butan. Tyto plyny lze poměrně lehce zkapalnit nízkým tlakem při normální teplotě (propan se zkapalňuje při tlaku 0,85 MPa při 20 °C a n-butan tlakem 0,23 MPa při stejné teplotě). [2]

Samotná přestavba z konvenčního zážehového motoru není nijak náročná, proto si LPG vydobylo poměrně rychle svoje místo na trhu. Tím, že se jedná o vedlejší produkt, tak i při připočítání nákladů na zkapalnění se jeho cena pohybuje zhruba na polovině ceny benzínu. Palivo se vyznačuje přirozeně vysokým oktanovým číslem, které udává jeho dobrou odolnost vůči detonačnímu spalování. K nevýhodám se řadí vyšší měrná spotřeba motoru,

úbytek výkonu motoru a vyšší hmotnost vozidla. Těmto nevýhodám by se dalo vyvarovat použitím jak benzínového, tak plynného paliva v motoru. [1]

LPG, vzhledem k jeho primárnímu zdroji, však otázku vhodného paliva pro budoucí motory neřeší.

## **2.2 Zemní plyn**

Další možnou variantou je použití zemního plynu, který je primárně složen z metanu CH<sub>4</sub>. Spolu s LPG a vodíkem zastupují plynná paliva, která jsou ideální z hlediska tvorby směsi u zážehových motorů. Zemní plyn se využívá ve stlačené formě při tlaku 20 MPa (CNG = Compressed Natural Gas) nebo ve zkapalněné formě při teplotě -162 °C (LNG = Liquefied Natural Gas). I když se jedná o palivo fosilní, tak při jeho spalování dochází k daleko menší tvorbě škodlivin, než v případě konvenčních paliv, např. v porovnání s benzínem je pokles emisí oxidu uhličitého 20 – 25 %. [1]

Oproti LPG nedochází u motoru k poklesu výkonu a zvýšení měrné spotřeby paliva. Naopak se může docílit i mírného zvýšení výkonu. Zemní plyn má vysoké oktanové číslo, jako palivo je velmi čistý a podobně jako LPG je velmi levný. V Evropě má zemní plyn dobrý předpoklad pro budoucí významné rozšíření infrastruktury vzhledem k existujícím distribučním systémům. Celosvětové zásoby zemního plynu jsou větší než zásoby ropy, proto se jeví jako vhodná alternativa pro budoucí motory.

## **2.3 Biopaliva**

Biopaliva se rozumí paliva, která jsou vyrobena z biomasy, tj. z biologické suroviny. Biopaliva jsou jak kapalná, tak plynná. Do kapalných patří bionafta a bioetanol. Do plynných se řadí bioplyn.

Bionafta, nebo také methylester řepkového oleje (MEŘO, angl. FAME), je vyrobena z rostlinných olejů (z řepky, slunečnice, sóji) transesterifikací methylalkoholem. Může být v motorech použita přímo. Nejčastěji je ale používána v příměsi s klasickou motorovou naftou v poměru kolem 95 % čisté nafty a 5 % bionafty. Mezi její výhody patří výborná biologická odbouratelnost, dobré mazací schopnosti a nižší tvorba emisí v porovnání s klasickou naftou. Nevýhody jsou ekonomicky náročná výroba, uvolňování organických sloučenin, které vedou k zanášení částí palivového systému (převážně filtru) a vznik mastných kyselin při kontaktu s vodou, které zapříčiňují korozi palivového systému.

Bioetanol se získává fermentací látek rostlinného původu. Například z cukrové řepy, obilí, dřeva nebo slámy. Může být použit buď napřímo, nebo jako součást benzínu. S takovou směsí je možné se setkat na čerpacích stanicích pod pojmem E85, který udává 85 % zastoupení bioetanolu a 15 % benzínu N95. Bioetanol se vyznačuje svou značnou odolností proti detonačnímu spalování a vysokým výparným teplem (920 kJ/kg proti 340 kJ/kg u benzínu), které umožňuje intenzivní vnitřní chlazení motoru. [2]

Bioplyn je získáván fermentací organického odpadu živočišné nebo rostlinné výroby. Jeho využití je uplatněno převážně v zemědělství jako palivo pro pohon stacionárních motorů. Výhřevnost bioplynu může dosahovat až výhřevnosti zemního plynu (kolem 25 MJ.m<sup>-3</sup>).

Pro obhájení a použití těchto alternativních paliv je rozšířen jejich vývoj a výzkum. Je nutné brát ohled na jejich vlastnosti při spalování, účinky na jednotlivé díly motorů (např. zvýšená koroze), ale převážně je kladen důraz na ekologický dopad (snížení kapacity zemědělství pro výrobu potravin, řízené ničení lesů).

## 2.4 Vodík

Vodík má možnost stát se hlavním alternativním palivem nového tisíciletí. K tomu ho předurčují jak jeho fyzikální vlastnosti, tak i zásoby jeho zdrojů na Zemi (např. voda). Díky jeho potenciálu je v současné době vynakládáno mnoho prostředků na jeho intenzivní výzkum. Vodík je možné využívat nejen pro systémy palivových článků, ale i pro přímé spalování ve spalovacích motorech. Při přímém spalování je hlavní výhodou vodíku téměř ideální stav, kdy spaliny motoru neobsahují kromě NO<sub>x</sub> škodlivin žádné další škodlivé látky. V praxi ale ještě dochází ke spalování mazacího oleje obsahující uhlovodíky, který ulpívá na stěnách válce. Takový vliv je ale v porovnání se spalováním fosilních paliv téměř zanedbatelný.

Je důležité si uvědomit, že vodík není primárním zdrojem energie, ale slouží pouze jako nosič energie. Jinými slovy, je potřebné dalším energeticky náročným procesem vodík vyrobit. Jeho cena a následná vhodnost náhrady se odvíjí od použitého procesu výroby.

Vodík je možné vyrábět několika způsoby. Mezi nejlevnější patří výroba ze zemního plynu pomocí parního reformingu, což opět vede k primárnímu fosilnímu zdroji. Další možný způsob výroby je pyrolýza biomasy nebo uhlí s vodou. Vodík lze vyrábět také elektrolýzou vody či přímým štěpením vody.

Proces elektrolýzy je závislý na primárním zdroji – elektřině. Ta může být získána z uhlí, kde je zajištěna stabilní dodávka, ale prudce narostou emise CO<sub>2</sub>. Elektřina se může získávat také pomocí zemního plynu, nukleárních a obnovitelných zdrojů (převážně solárních). Tyto zdroje řeší otázky stabilní dodávky a snížení emisí CO<sub>2</sub>. U nukleárních zdrojů je problém s ukládáním jaderného odpadu. U solárních systémů je zase problém s rovnoměrností výroby během dne. U jaderného zdroje je možné využít energii teplonosného média pro přímé tepelné štěpení vody. [2]

Výroba vodíku tvoří jen první část celého distribučního řetězce, aby bylo možné palivo použít čistě pro pohon. Další částí je skladování, které přináší řadu problémů a v posledních letech je věnováno hodně úsilí a financí na jejich vyřešení. Skladování je rozděleno na velkoobjemové a maloobjemové.

Velkoobjemovým skladováním je myšleno skladování v podzemních nádržích pro plynné skupenství vodíku, a to v solných jeskyních nebo ve vyčerpaných ložiscích plynu.

Maloobjemovým skladováním se rozumí použití tlakových nádrží. Ty jsou pro stlačený vodík vyrobeny z kovu nebo z umělé hmoty, jejichž plášť je z uhlíkových vláken. Pracovní tlak nádrží je nejčastěji 35 MPa nebo 70 MPa. Nádrže pro kapalný vodík jsou ocelové nebo ze slitin hliníku. Teplota kapalného vodíku je extrémně nízká (20 K, -253 °C). To zvýší požadavek na velmi pevné nádrže, které jsou ale velké, těžké a špatně se tvarují oproti nádržím na konvenční paliva. Nádrže jsou dvouplášťové, kde mezi jednotlivými stěnami je vakuum pro minimalizování přestupu tepla. Pro samotné zkapalnění je třeba vynaložit velké množství energie, které vede ke zhoršení celkové energetické bilance paliva. [3]

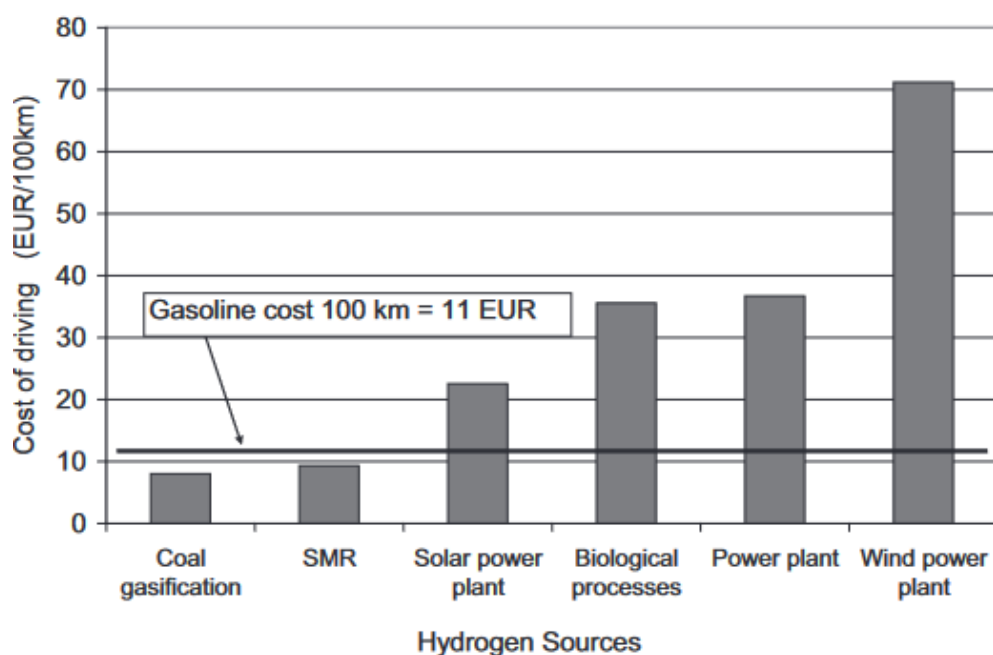
Skladování plynného a kapalného vodíku jsou již zavedené technologie. Dalším možným způsobem je skladování vodíku ve formě hydridů. V principu se jedná o použití určitých kovů nebo jejich slitin, které jsou schopné přijmout vodík ve formě hydridů při odvodu tepla. Pro jeho následné získání je zapotřebí teplo zase dodat. K uvolňování dochází při teplotách 150 °C až 200 °C. Slitiny jsou ferotitanové, slitiny na bázi hořčíku a kovů alkalických zemin, a slitiny vzácných kovů (např. lanthan). Skladování vodíku ve formě hydridů představuje mnohem bezpečnější řešení oproti skladování plynného nebo kapalného vodíku. Jeho nevýhodou je vysoká hmotnost, která je pro mobilní použití limitující a více se hodí pro stacionární aplikace.

V Tab. 1 je porovnání objemu a hmotnosti jednotlivých typů zásobníku. Parametry odpovídají stavu pro skladování 7 kg vodíku.

Technologie	Objem zásobníku	Hmotnost zásobníku
	[l]	[kg]
Stlačený vodík (35 MPa)	320	90
Stlačený vodík (70 MPa)	220	100
Kapalný vodík	130	120
Kovový hydrid	200	222

Tab. 1: Porovnání jednotlivých technologií skladování vodíku. [3]

Na Obr. 2 je zobrazeno porovnání nákladů na ujetí 100 km osobním automobilem pro benzín a různé technologie výroby vodíku. Pro výpočet byla uvažována průměrná spotřeba 8 litrů na 100 km při ceně 1,4 EUR/l a pro zjednodušení též stejná celková účinnost motoru pro spalování vodíku a benzínu. Z porovnání vyplývá, že pro stejné množství energie obsažené v palivu potřebujeme 2,2 kg vodíku.[4] Je také patrné, že náklady velmi závisí na primárním zdroji pro výrobu vodíku. Cena vodíku vyrobeného elektrolýzou se odvíjí od ceny elektřiny, účinnosti a kapitálových nákladů elektrolytických systémů. Je tedy obtížné objektivně stanovit cenu vodíku vyrobeného elektrolýzou, jelikož cena velmi závisí na lokálním trhu a možnostech výroby na daném místě.



Obr. 2: Náklady na ujetí vzdálenosti 100 km pro jednotlivé technologie výroby vodíku v porovnání s benzínem. Zleva zplyňování uhlí, SMR – parní reforming metanu, elektrolýza za použití solární energie, pyrolýza biomasy, elektrolýza za použití tepelné energie a elektrolýza za použití větrné energie. [4]



Vodík svými vlastnostmi představuje velmi nadějnou alternativu fosilních paliv. Nejdůležitějšími úkoly je zefektivnit jeho výrobu a zajistit bezpečnost a účinnost jeho skladování.

V Tab. 2 jsou rozepsány vybrané vlastnosti jednotlivých alternativních paliv v porovnání s konvenčními palivy.

Vlastnosti		LPG	CNG	Biodiesel	Bioetanol	Vodík	Benzín	Diesel
Hustota <sup>1,2</sup>	[kg·m <sup>-3</sup> ]	0,5	~0,8	~870	784	0,089	~750	~830
Výhřevnost	[MJ·kg <sup>-1</sup> ]	46-51	42-55	37-45	37-40	120-142	44-46	42-46
Teplota varu <sup>2</sup>	[°C]	-42-0	-162	182-338	79	-253	30-210	188-343
Stechiometrický poměr	[-]	15,7	17,2	13,1	9,0	34,6	14,8	14,5
Zápalná teplota	[°C]	450	540	149	422	565	257	315

<sup>1</sup> při teplotě 15 °C, <sup>2</sup> při tlaku 1 bar

*Tab. 2: Přehled vlastností alternativních paliv v porovnání s fosilními palivy. [5]*

Vzhledem k dostupnosti paliv v laboratořích ČVUT Pod Juliskou, bylo pro tuto diplomovou práci zvoleno použití dvou alternativních paliv: zemního plynu a vodíku. Detailnější popis jejich vlastností, které ovlivňují průběh spalování, je uveden v následující kapitole.

### 3 Alternativní pohony

Alternativní pohony využívají alternativních paliv jako zdrojů energie. Mezi alternativní pohony se řadí:

- pohony na ropný plyn LPG,
- pohony na zemní plyn,
- pohony na biopaliva,
- elektromobily,
- hybridní pohony,
- vodíkové pohony,
- alternativní spalovací motory – např. Stirlingův motor, rotační pístový motor.

Vnásledujících podkapitolách je rozvedena problematika spalování zemního plynu a vodíku.

#### 3.1 Pohon na zemní plyn CNG nebo LNG

##### 3.1.1 Vlastnosti zemního plynu

Zemní plyn se převážně skládá z metanu  $\text{CH}_4$  (90 – 95 %). Zbytek je tvořen inertními plyny jako  $\text{CO}_2$  a  $\text{N}_2$ . V plynném skupenství je lehčí než vzduch, je bezbarvý a bez zápachu. Jeho čistota se liší zdroj od zdroje. Pro složení zemního plynu jsou použity kvalitativní parametry jako Wobbeho číslo (nebo také Wobbeho index WI) a metanové číslo (MN).

Wobbeho číslo je definováno jako poměr spalného tepla zemního plynu a odmocninou jeho poměrné hustoty. Číslo indikuje množství chemické energie vstupující do spalovacího motoru a jeho hodnota se mění se složením zemního plynu. Změna Wobbeho čísla napřímo ovlivňuje směšovací poměr. Metanové číslo udává, podobně jako oktanové číslo, odolnost vůči detonačnímu spalování. Stupnice je ale jinak definovaná. Jako referenční plyny se uvažují metan a vodík. Čistý metan má hodnotu MN 100 a čistý vodík 0.  $\text{CO}_2$  obsažený v zemním plynu zvyšuje jeho odolnost vůči klepání. Tím se hodnota MN může pohybovat i nad 100. Metanové číslo paliva se testuje na zkušebním motoru, kde se postupně zvyšuje kompresní poměr do stavu klepání. Prozatím metanové číslo nemá celosvětově standardizované testování a způsob výpočtu. Pokud je dodržena konstantní hodnota Wobbeho a metanového čísla, je možné uvažovat zaměnitelnost paliva z různých zdrojů, aniž by došlo ke změně spalování a poklesu výkonu motoru. [6][7]

Oktanové číslo je, oproti metanovému číslu, výhodné z hlediska možnosti porovnání s ostatními palivy. Zemní plyn se vyznačuje vysokým oktanovým číslem ~128. Oproti tomu oktanové číslo automobilových benzínů se pohybuje kolem 90 – 100. To vede k možnosti použití většího kompresního poměru a tím vyšší celkové účinnosti motoru. Motory spalující zemní plyn se prokazují tichým chodem.

### **3.1.2 Spalování zemního plynu**

Výkon a chování motoru je ovlivněno nejen konstrukčním řešením motoru, ale také vlastnostmi paliva během jeho spalování. Pro popis spalování zemního plynu je vhodné použít parametrů jako laminární rychlost hoření a průtah vznícení.

#### **Laminární rychlost hoření**

Laminární rychlost hoření je definována jako rychlost nespálených plynů (fronty plamene) kolmo na reakční zónu. Jedná se o velmi důležitý parametr, který popisuje celkovou rychlost reakce hoření. Laminární rychlost hoření je závislá na tlaku, teplotě a složení směsi. Při konstantním tlaku a zachování složení směsi je za zvyšování teploty zvýšena rychlost hoření. Na druhou stranu, při zachování konstantní teploty a stejného složení směsi je při zvyšování tlaku snižována rychlost hoření. Zemní plyn má nižší rychlost hoření než většina ostatních paliv. To je zapříčiněno vysokým obsahem metanu a částečným obsahem oxidu uhličitého a dusíku.

Nízká rychlost hoření vede k delšímu průběhu spalování. Kvůli tomu je nutné např. zvýšit předstih zážehu svíčky, aby došlo ke kompenzaci. Další možností je použití většího kompresního poměru, úpravu sacích portů k docílení turbulentního proudění nebo vyšší teplotu nasávaného vzduchu.

#### **Průtah vznícení**

Průtah vznícení je čas, za který po vstřiku paliva dojde k jeho vznětu. Tento parametr je důležitý převážně pro posuzování spalování u vznětových motorů. Experimentálně bylo zjištěno, že pro dosažení stejného průtahu vznětu u zemního plynu jako u nafty, by bylo nutné použít motor o kompresním poměru 26 až 32. [8] Z těchto vysokých hodnot vyplývá, že zemní plyn není vhodné používat u vznětových motorů bez dalších úprav. Je nutné použít zapalovací systém nebo přídavné lehce zapalitelné palivo.

### 3.1.3 Tvorba emisí

Jednou z hlavních výhod spalování zemního plynu je nižší tvorba škodlivin. Hlavní škodliviny jsou nespálené uhlovodíky, oxid uhelnatý a oxidy dusíku. V menší míře jsou tvořeny částice, aldehydy a oxid siřičitý.

Nespálené uhlovodíky vznikají v oblasti stěn válce a štěrbinách, kde dochází ke zhášení plamene. Tvorba je také závislá na chudosti směsi. Čím víc vzduchu je k dispozici, tím je lepší proces spalování. To ale platí do takového množství vzduchu, kdy začne docházet k vynechávání zápalu směsi a tvorba nespálených uhlovodíků prudce vzroste. Množství nespálených uhlovodíků je u zemního plynu obecně vyšší než u ostatních fosilních paliv. To je zapříčiněno nižší rychlostí hoření. Na druhou stranu mají motory provozované na zemní plyn nižší kouřivost z důvodu dokonalého tvoření směsi se vzduchem. Tento jev možné pozorovat především při studených startech.

Oxid uhelnatý je produktem nedokonalého spalování. Při spalování benzínu je nedokonalé spalování způsobeno při promíchávání paliva se vzduchem a to tak, že vzniká lokálně bohatá směs, kde není dostatečné množství kyslíku pro vznik  $\text{CO}_2$  nebo zamrzním reakcí při nízkých teplotách. Zemní plyn se nachází v plynné fázi, kde není třeba žádného odpařování paliva a produkty nedokonalého spalování jsou zastoupeny v mnohem menší míře. Při studeném startu dochází u benzínových motorů k mírnému obohacení směsi z důvodu podpory odpařování paliva. Spalováním zemního plynu může být docíleno 50 až 90 % snížení emisí oxidu uhelnatého. [6]

Zvyšující se tvorba oxidů dusíku je zapříčiněna maximální teplotou, dobou výskytu v maximální teplotě a množstvím dostupného kyslíku. Emise oxidů dusíku je možné snižovat buďto velmi bohatou, nebo velmi chudou koncepcí směsi. Zemní plyn nedosahuje během spalování tak vysokých teplot jako při spalování benzínu. To vede k nižší tvorbě  $\text{NO}_x$ . Na druhou stranu je při použití většího kompresního poměru a většího předstihu zážehu směsi tvorba emisí  $\text{NO}_x$  zase zvýšena. Vyšší tvorba  $\text{NO}_x$  je pozorována především kolem stechiometrické směsi. Pro snížení je možné využít větší zastoupení recirkulace výfukových plynů (EGR), využít systému vstřikujícího vodný roztok močoviny do výfuku (SCR) nebo provozovat motor na chudou směs.

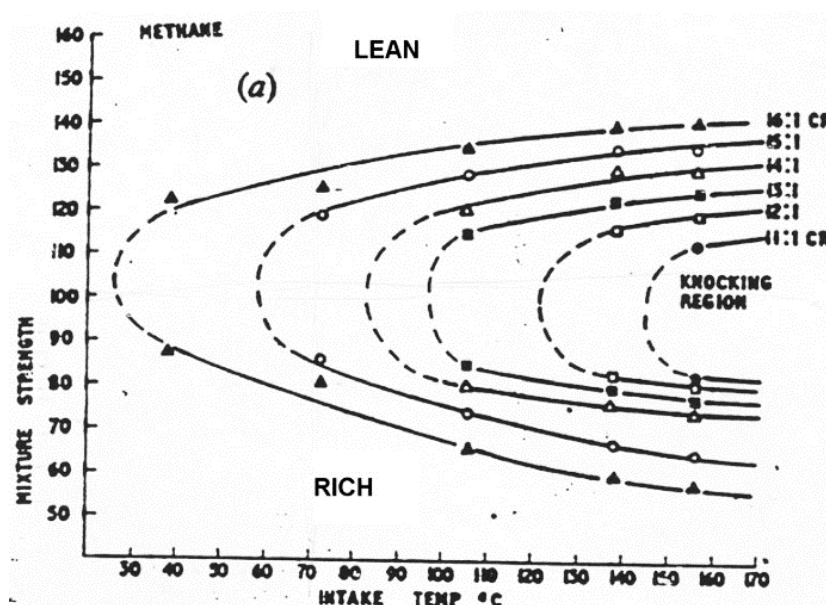
### 3.1.4 Plnicí účinnost

Stechiometrická směs zemního plynu a vzduchu zabírá o 10 % více objemu než stochiometrická směs benzínu a vzduchu. Při úpravě motoru na spalování zemního plynu je zachován původní objem motoru. To vede k tomu, že chemická energie paliva vstupující do motoru je o 10 % menší než u benzínu. Při odpařování vstřikovaného benzínu dochází k ochlazení vzduchu. To způsobí, při nepřímém vstřiku paliva, zvýšení hustoty vzduchu a následné zvýšení výkonu motoru. Jelikož je zemní plyn v plynné fázi, tak k těmto jevům vůbec nedochází. Tyto dvě příčiny způsobují snižování plnicí účinnosti motorů spalující zemní plyn. Benzinové atmosferické motory mají plnicí účinnost kolem 85 %, kdežto motory na zemní plyn 78 %. [9]

### 3.1.5 Odolnost vůči klepání

Jak již bylo popsáno výše, tak zemní plyn má delší průtah vznícení než většina ostatních paliv. To způsobuje větší odolnost vůči detonačnímu spalování, též klepání.

Experimentálně byla pro metan zjištěna náchylnost ke klepání, viz. Obr. 3. Pro chudou koncepci spalování je možné použít vyšších kompresních poměrů než u bohatých koncepcí. Se zvyšující se teplotou v sání se zvyšuje teplota spalovacího prostoru a také riziko klepání. Jak již bylo zmíněno složení zemního plynu, tak se náchylnost ke klepání od metanu téměř neliší. [6]



Obr. 3: Závislost klepání motoru při spalování metanu na teplotě sání, kompresním poměru a bohatosti směsi. [10]

### 3.1.6 Režimy spalování zemního plynu

Pro spalování zemního plynu se používají tři nejčastější režimy – spalování stechiometrické směsi, spalování chudé směsi a dvoupalivové spalování.

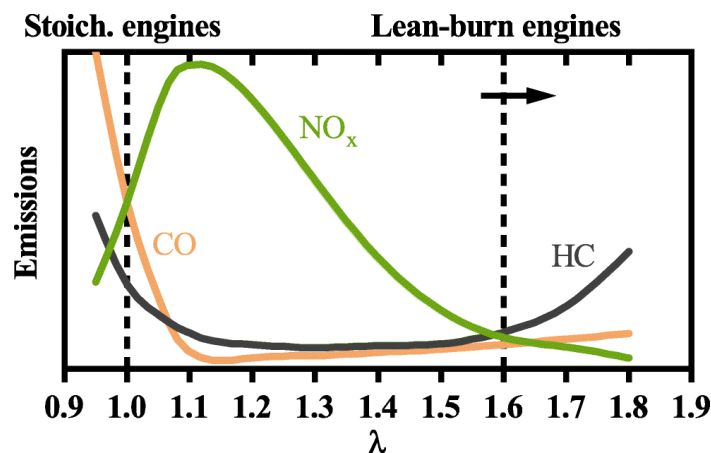
#### Spalování stechiometrické směsi

Stechiometrická směs dovoluje využití maximálního výkonového potenciálu spalovacího motoru. Převážná část upravených zážehových benzínových motorů je uzpůsobena pro tento režim. Toho je docíleno zvýšeným kompresním poměrem, úpravou předstihu zážehu a větším zastoupením EGR. Nevýhodou je velká tvorba emisí  $\text{NO}_x$ . Proto je nutné použití třícenného katalyzátoru pro dodatečné snížení emisí ve výfukovém potrubí.

Režimem spalování stechiometrické směsi je možné docílit podobného vyprodukovaného množství škodlivin  $\text{NO}_x$  jako u konvenčních benzínových motorů. Hlavní výhoda nastává ve značném snížení emisí nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého.

#### Spalování chudé směsi

Se zvyšujícím se přebytkem vzduchu dochází ke snižování emisí  $\text{NO}_x$ . Na Obr. 4 je vidět průběh množství jednotlivých škodlivin v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$ . Je patrné, že od hodnoty 1,4 dochází k výraznému snížení škodlivin  $\text{NO}_x$ . To je způsobeno poklesem maximální teploty v průběhu spalování, která je hlavní příčinou tvorby emisí  $\text{NO}_x$ . Při poklesu maximálních teplot ve válci pod  $1800\text{ }^\circ\text{C}$  dochází ke zpomalení až úplnému zastavení (tzv. zamrznání) chemických reakcí, při kterých jsou tvořeny emise  $\text{NO}_x$ . Tvorba je popsána pomocí tzv. Zeldovičova mechanismu.[9]



Obr. 4: Závislost množství škodlivin na součiniteli přebytku vzduchu. [11]

Chudé koncepce využívají vyšších kompresních poměrů. Pumpovací ztráty jsou nižší, než u benzínových motorů. Nižší jsou také tepelné ztráty ve vysokotlaké části pracovního cyklu, což je zapříčiněno nižšími maximálními teplotami během spalování. Tepelná účinnost motoru se pohybuje kolem hodnot vznětových motorů. To způsobuje přebytečný vzduch, který zvyšuje poměr specifických tepelných kapacit, též známý jako Poissonova konstanta  $\kappa$ . [9] Poissonova konstanta vstupuje do tepelné účinnosti definované pro ideální Ottův cyklus následovně:

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

$\varepsilon$  kompresní poměr [-]

Pro maloobjemové motory je využívána koncepce homogenní směsi. Pro velkoobjemové se využívá vrstvená směs nebo spalování s přídatnou komůrkou pro zvýšení zápalné energie.

### Dvoupalivové spalování

Tento režim se používá pro spalování zemního plynu ve vznětových motorech. Jedná se o nejjednodušší způsob. Zemní plyn je vefukovačem vháněn do sacího traktu. Ve spalovacím prostoru dojde zároveň ke vstřiku nafty, která svým vznícením způsobí zažehnutí směsi zemního plynu. Množství vefukovaného zemního plynu je závislé na otáčkách a zatížení motoru. Při volnoběžných otáčkách motor běží čistě na naftu, při vyšších otáčkách a zatíženích převládá spalování zemního plynu.

Produkce emisí je proto závislá na pracovním bodu motoru a výhoda spalování zemního plynu se promítne až při vyšších otáčkách a zatíženích.

### 3.2 Vodíkový pohon

Chemická energie vodíku může být využita dvěma způsoby. Buď jeho přímým spalováním (HICE – Hydrogen Internal Combustion Engine), nebo jeho přeměnou v elektrickou energii v palivových článcích (FC – Fuel Cell).

Palivový článek je založen na principu reakce atomů vodíku s atomy kyslíku za produkce elektrické energie, která je následně využita k pohonu elektromotorů nebo ke skladování

v bateriích. Technologii je v poslední době věnováno hodně pozornosti. Důvodů je několik. Při chemické reakci dochází pouze ke vzniku odpadního tepla a vody. Palivové články se vyznačují vysokou životností, nepřítomností pohyblivých částí (tichý chod). Oproti akumulátorovým elektromotřům disponují větším dojezdem a příznivějším ekologickým dopadem po skončení životnosti palivových článků. Mezi nevýhody patří nutnost neustálého odstraňování vody z palivového článku, udržování optimální teploty a tlaku aktivních médií a nutnost ohřívání článku před uvedením do provozu. [3]

Přímé spalování vodíku v porovnání s palivovými články disponuje výhodami jako je nižší citlivost na čistotu paliva, nízké využití vzácných kovů a především přímý přechod z konvenčních spalovacích motorů. Nižší cena je důsledkem využití existujících výrobních procesů. Detailnějšímu náhledu do problematiky přímého spalování vodíku jsou věnovány následující podkapitoly.

### 3.2.1 Vlastnosti vodíku

Výběr vlastností vodíku je v porovnání s ostatními palivy uveden v Tab. 2 na str. 12. Vodík disponuje nízkou hustotou, vysokou výhřevností, vysokou teplotou samovznícení, vysokou laminární rychlostí plamene, nízkou iniciační energií, malou vzdáleností hašení a vysokou difuzivitou.

Výhřevnost vodíku je téměř třikrát větší než výhřevnost benzínu ( $120 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  oproti  $44 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ). Vzhledem k jeho velmi nízké hustotě ( $0,089 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) ale dochází ke zvýšení jeho spotřeby. Pro zachování výkonových parametrů by zdvihový objem vodíkového motoru měl být větší než u konvenčních benzinových motorů. Případně by mělo být použito přeplňování. Při režimech spalování by se mělo vyhnout spalování stechiometrické směsi ( $\lambda = 1$ ). Dochází k vysokým rychlostem spalování a prudkému nárůstu tlaku. Může docházet častěji ke klepání vlivem samozápalů a také ke zpětnému výšlehu plamene do sání. Dále je nutné použití objemných vodíkových nádrží pro docílení rozumného dojezdu vozidla.

Vysoká teplota samovznícení  $> 800 \text{ }^\circ\text{C}$  udává, že je možné využít vyšších kompresních poměrů, než u benzinových motorů, aniž by došlo ke klepání. Zvyšování kompresního poměru je ale z druhé strany limitováno nízkou zapalitelnou energií ( $0,02 \text{ mJ}$  oproti  $0,29 \text{ mJ}$  benzínu), při které by mohlo dojít k nežádoucímu zapálení směsi vodíku a vzduchu od horkých míst ve spalovacím prostoru. Nízká zapalitelná energie zase umožňuje provozovat motor v režimu velmi chudé směsi ( $\lambda > 2$ ).



Vodík má oproti benzínu 4,5x menší vzdálenost hašení (0,64 mm). To je vzdálenost od vnitřního povrchu válce, kde dochází ke zhášení plamene. Menší vzdálenost vede ke zvýšení tepelného namáhání stěn válce a zvýšení tepelných ztrát. [12]

Vodík je velmi difuzní, což je zapříčiněno jeho malou velikostí molekul. Výhodou vysoké difuzivity je dobrá tvorba homogenní směsi se vzduchem a při úniku do okolí dochází k rychlému rozptýlení. Nevýhody se projeví při kontaktu s kovovými materiály, kde může docházet k vodíkové křehkosti, která ovlivní jejich pevnost a může vést až k lomu.

### 3.2.2 Režimy spalování vodíku

Přímé spalování vodíku je možné rozdělit do dvou skupin podle druhu vstřikování na přímé a nepřímé.

#### Nepřímé vstřikování [12]

Nepřímé vstřikování je obvyklé pro zážehové motory. Palivo je vstříknuto při sacím zdvihu do sacího kanálu a spolu se vzduchem tvoří směs, která je nasávána do válce. Kvůli vysoké teplotě samovznícení vodíku je nutné směs nějakým způsobem zažehnout. Nasávaná směs je nejčastěji zažehnuta pomocí zapalovací svíčky. Může být využito i principu vznícení homogenní směsi ve válci (HCCI) nebo vznícení vstříknuté pilotní dávky nafty do válce.

Zážehový vodíkový motor může být provozován v režimu spalování stechiometrické směsi nebo v režimu spalování velmi chudé směsi, podobně jako motory spalující zemní plyn (kapitola 3.1.6). Vzhledem k popsáním problémům při spalování stechiometrické směsi viz výše, je preferované spalování chudé směsi. Při zvyšování součinitele přebytku vzduchu dochází k exponenciálnímu nárůstu minima potřebné energie k zapálení směsi, což vede ke snížení náchylnosti k samozápalům. Nevýhodou je snížení efektivního výkonu o 35 – 50 % v porovnání s benzínovým motorem. Oproti tomu je zvýšená tepelná účinnost, která se podobně jako při spalování chudé koncepce zemního plynu pohybuje kolem hodnot vznětového motoru.

Tvorba homogenní směsi je vhodná vzhledem k vysoké difuzivitě vodíku. HCCI režim spalování využívá velmi chudou homogenní směs, která vede k výraznému snížení emisí Nox (~1 ppm). Limitem použití HCCI režimu spalování je vysoká teplota samovznícení vodíku, která zvyšuje požadovaný kompresní poměr. Nevýhodou tohoto režimu je špatná kontrola průběhu hoření a vysoká rychlost uvolňování tepla, což ovlivňuje spolehlivost

motoru. Výhodou je zachování si vysoké celkové účinnosti i při provozu na velmi chudou směs vzhledem k naftovému HCCI motoru.

Zapálení směsi vodíku a vzduchu může být také zapříčiněno vznícením pilotního vstřiku nafty do válce. Hlavní výhodou je možnost nastavení různého poměru paliv. Klepání a prudký nárůst tlaku ve válci je možné regulovat vstřikovanou dávkou nafty. Nevýhodou je zvýšená tvorba emisí v porovnání s ostatními režimy spalování vodíku. Oproti naftovému motoru jsou emise CO<sub>2</sub> sníženy na polovinu při 46 % zastoupení vodíku. Se zvyšujícím se zastoupením vodíku (30 % a výš) dochází k poklesu NO<sub>x</sub>, jelikož dochází k poklesu maximální teploty ve válci. [12]

### **Přímé vstřikování [12]**

Možným způsobem, jak zvýšit výkonové parametry vodíkového motoru, je použití přímého vstřiku paliva. Oproti nepřímému vstřiku nedochází ke zpětnému výšlehu plamene do sání z důvodu vstřikování paliva po uzavření sacích ventilů. Výskyt samozápalů je možné snížit dobou, během které je palivo v kontaktu s horkými místy ve spalovacím prostoru. U přímého vstřikování se k zážehu směsi využívají zapalovací svíčky, žhavicí svíčky nebo pilotní vstřík motorové nafty.

Zažehnutí směsi ve válci tvořené přímým vstřikem paliva pomocí zapalovací svíčky má podobné výhody a nevýhody jako u nepřímého vstřiku paliva. Mezi další nevýhody se řadí horší zapalitelnost směsi, která vede k oddálení počátku hoření. To je způsobeno tím, že palivo je vstřikováno ve formě paprsků několika otvůrkou ve vstřikovači a přeskok jiskry je pouze v jednom místě ve spalovacím prostoru. Tudíž paprsky paliva nejsou zažehnuty najednou a rychlost spalování je snížena.

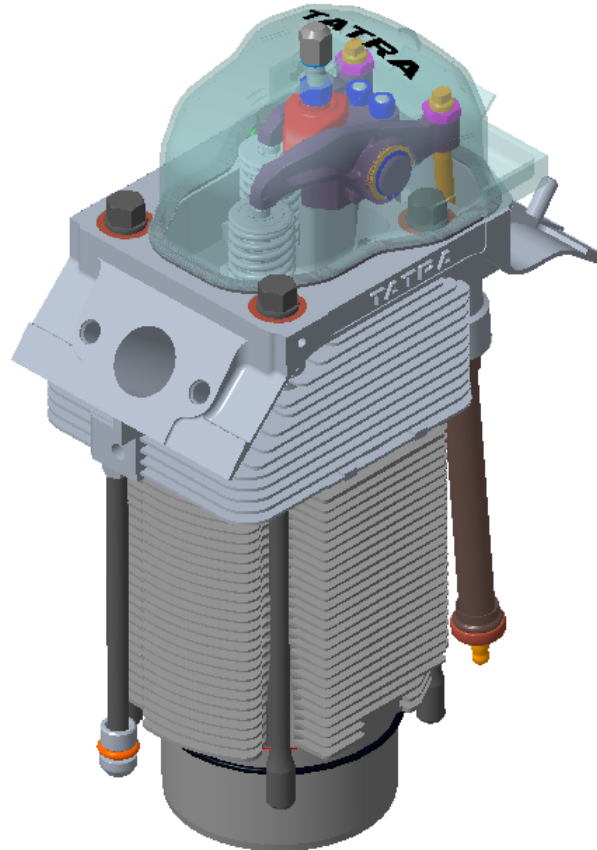
Žhavicí svíčka je nejčastěji používána u vznětových motorů pro podporu studených startů. Je možné ji ale využít i pro zapálení směsi vodíku, kdy je požadováno kontinuálního provozu při teplotách 1200 až 1400 K. Použitím žhavicí svíčky je docíleno snížení doby mezi počátkem vstřiku a zážehu směsi v porovnání se zapalovací svíčkou. Tento způsob zapalování směsi je používán výjimečně, a to vzhledem k životnosti žhavicích svíček při kontinuálním provozu.

Pilotní vstřík nafty pro zážeh směsi tvořené přímým vstřikem vodíku má velmi podobný charakter jako u nepřímého vstřiku paliva.

## 4 Zkušební jednoválec TATRA

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou výpočetního modelu pro zkušební jednoválec TATRA, který je k dispozici v prostorech zkušebních laboratoří ČVUT Pod Juliskou. Na Obr. 5 je zobrazen CAD model poskytnutý výrobcem. V příloze 1 této práce je zobrazena kompletní motorová jednotka včetně veškerého příslušenství potřebného k chodu motoru.

Základní parametry motoru jsou uvedeny v Tab. 3.



*Obr. 5: CAD model zkušebního jednoválcového motoru TATRA.*

Označení	T3 011
Vrtání	120 mm
Zdvih	140 mm
Výkon	40 kW @ 1700 – 1800 ot/min
Točivý moment	260 Nm @ 1000 – 1200 ot/min
Kompresní poměr	16,5 : 1
Přepřívání	Rootsovým dmychadlem
Rozvod	OHV

*Tab. 3: Parametry zkušebního motoru.*

## 5 Simulační software GT-Suite

Veškeré simulace, které jsou řešeny v rámci této diplomové práce, jsou provedeny pomocí softwaru GT-Power, který je součástí GT-Suite. GT-Suite je platformou sloužící pro sestavení modelů fyzikálních systémů, které využívají různých knihoven. Knihovny obsahují data z různých oblastí použití a to:

- proudění – proudění tekutin a jejich směsí;
- akustika – lineární, nelineární;
- přestup tepla – konvekce, kondukce, radiace;
- mechanika – kinematika, dynamika a frekvenční oblasti;
- elektrické a elektromagnetické systémy – obvody a elektromechanické přístroje;
- chemická kinetika;
- řídicí členy – zpracování signálu;
- vestavěné 3-D CFD a 3-D MKP řešiče.

### 5.1 GT-Power

GT-Power je jeden z nejpoužívanějších nástrojů pro sestavení simulačního modelu motoru napříč výrobcí automobilů. Software je založen na 1-D přístupu řešení Navier-Stokesových rovnic. Konkrétně na rovnici kontinuity, zákonu zachování hybnosti a zákonu zachování energie. 1-D přístupem se rozumí, že hodnota veškerých veličin je v jednotlivých průřezech po směru proudění neměnná a zprůměrovaná. To je třeba vzít v úvahu při vyhodnocování výsledků, jelikož v některých částech motoru je proudění prostorové a není jednotné v jednotlivých průřezech. [11]

Model je tvořen diskretizací na jednotlivé objemy, které jsou zadefinovány vhodnými prvky. Pro definici geometrie modelu se používají různé typy trubek (pipes) a prvky, které rozdělují proudění (flowsplits). Pro specifické prvky, např. prvek válce, turbodmychadla nebo after-treatment systému, program využívá předpřipravených prvků, které dopočítávají parametry, jako tlak, přestup tepla, hmotnostní průtok, účinnost atd. [11]

Přesnost simulačního modelu je možné zvýšit vestavěnými termodynamickými modely, které řeší ve větším detailu například průběh hoření, pohyb směsi uvnitř válce a přestup tepla mezi jednotlivými součástmi motoru. Při definici detailních modelů už je potřeba použít dalších podpůrných nástrojů, které GT-Suite nabízí. Dva podpůrné programy, které

byly použity pro tvorbu simulačního modelu v této diplomové práci, jsou stručně popsány v následujících podkapitolách.

## **5.2 GT-SpaceClaim**

GT-SpaceClaim je CAD nástroj sloužící pro úpravu a převážně zjednodušení 3-D modelů. Software disponuje snadným vytvářením inverzních modelů, které definují např. sací a výfukové potrubí.

## **5.3 GEM3D**

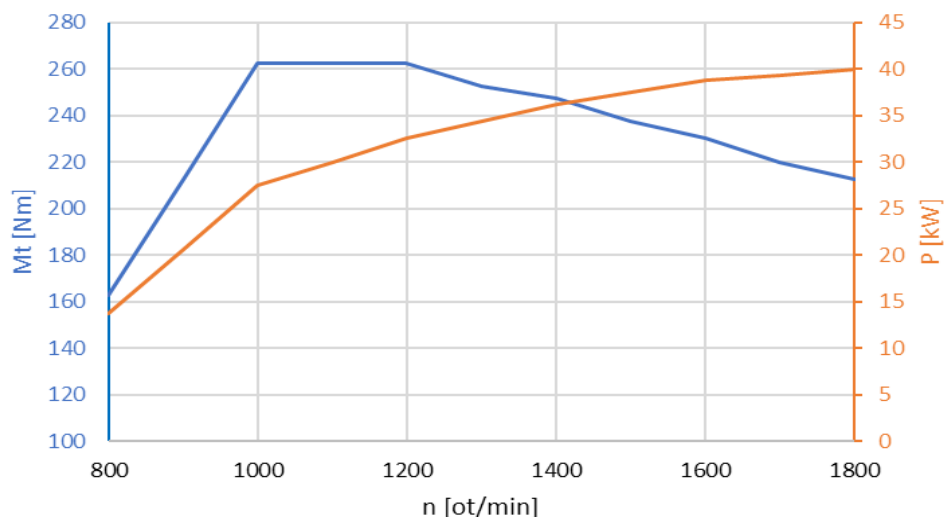
GEM3D je dalším velmi důležitým nástrojem. Slouží ke konverzi 3-D dat do 1-D, které je možné napřímo exportovat do prostředí GT-Power. Tento nástroj je možné použít pro diskretizaci složitých tvarů, např. sací i výfukové potrubí, jednotlivé objemy chladících okruhů atd.

## 6 Simulační model

Simulační model byl použit pro výpočet parametrů motoru za použití spalování různých paliv:

- spalování motorové nafty,
- spalování zemního plynu (CNG),
- spalování vodíku.

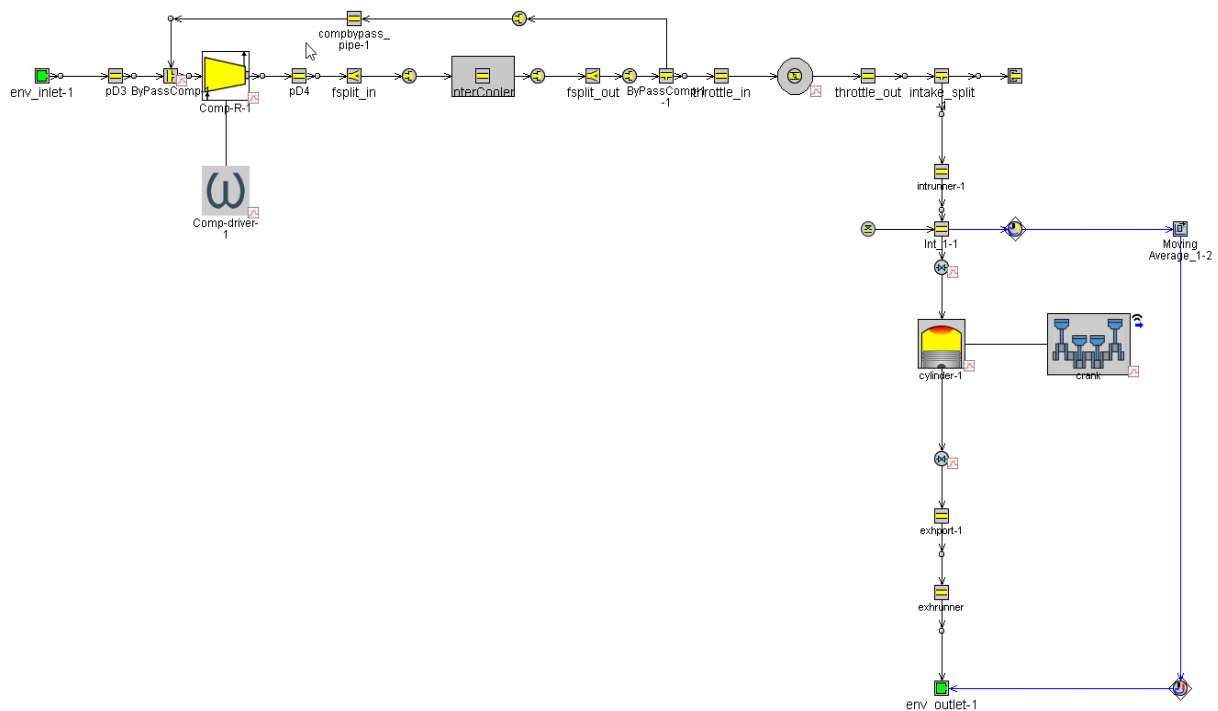
Konfigurace modelu pro spalování motorové nafty je využita pro prvotní kontrolu a kalibraci chování motoru. Motor je simulován pro provoz při plné zátěži na tzv. vnější rychlostní charakteristice. Průběh vnější rychlostní charakteristiky je získán od výrobce pro osmiválcový přeplňovaný motor T3D-928-30. Pro definici chování zkušebního motoru byla vnější charakteristika ponížena na hodnoty jednoho válce. Její průběh je znázorněn na Obr. 6.



Obr. 6: Vnější rychlostní charakteristika jednoválcového motoru odvozeného z T3D-928-30.

Pro výpočet bylo použito celého otáčkového spektra motoru od 800 do 1 800 ot/min po kroku 100 ot/min. Tedy celkem 11 bodů. Výpočetní model je rozdělen do tří částí – sací trakt, válcová jednotka a výfukový trakt.

Schéma modelu je znázorněno na Obr. 7. Popis a definice prvků v jednotlivých částí je součástí následujících podkapitol.

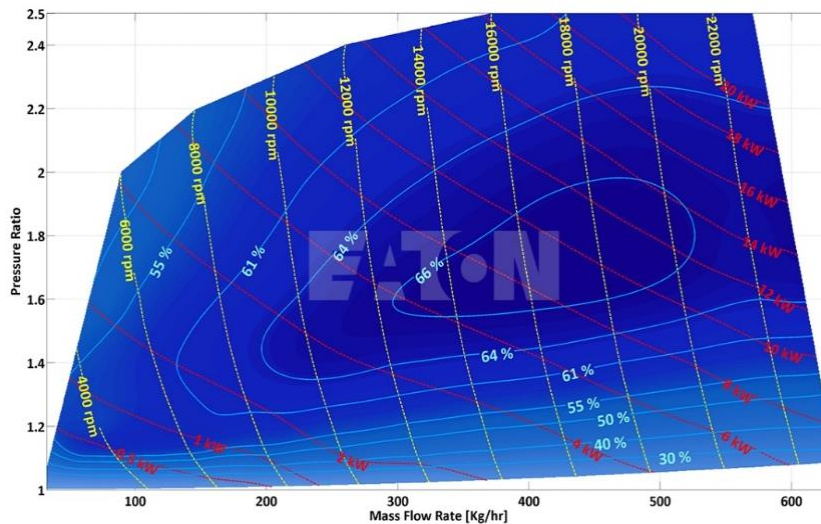


Obr. 7: Schéma modelu jednoválcového motoru TATRA v programu GT-Power.

## 6.1 Sací trakt

Sací trakt je ve své podstatě sestava trubek různých délek a průřezů. Mezi hlavní prvky sání patří Rootsův kompresor, mezichladič, škrtící klapka a sací ventil.

K emulaci přepínání turbodmychadlem je využit Rootsův kompresor od výrobce Eaton, který je k dispozici na zkušebním stanovišti ČVUT Pod Juliskou. Rootsův kompresor se řadí mezi objemová dmychadla. Ke stlačení vzduchu dochází při jeho průchodu zmenšující se mezerou mezi rotačními písty. Rootsův kompresor je poháněn externím elektromotorem s řemenovým převodem. Maximální otáčky stávající konfigurace kompresoru na zkušebním stanovišti činí 9200 ot/min. S těmito otáčkami jsou provedeny veškeré simulace. V případě požadavku vyšších otáček je možné upravit řemenový převod a dosáhnout tak 15600 ot/min. Pro dosažení těchto otáček ještě není nutné provádět zásadní úpravy přepínací stolice. Kompresor je v modelu definován prvkem Compressor. Chování kompresoru je zadáno pomocí kompresorové mapy, která byla dodána výrobcem (viz. Obr. 8). Osa X popisuje hmotností průtok média kompresorem a osa Y tlakový poměr mezi vstupem a výstupem. Nedílnou součástí mapy jsou izočáry otáček kompresoru a hranice oblastí s konstantní účinností.



*Obr. 8: Mapa Rootsova kompresoru. [14]*

Pro zajištění správné funkčnosti kompresoru bylo nutné doplnit model o obtokovou větev, která přepouští část hmotnostního toku sbíraného za mezichladičem a posílá ho zpět před kompresor. To docílí zvýšení hmotnostního toku kompresorem a udržení pracovního bodu ve stabilní oblasti kompresorové mapy (posun ve směru osy X). Množství vzduchu protékajícího obtokovou větví je řízeno změnou průměru obtokového kanálu jehož hodnoty se mění v rozmezí 8 – 20 mm podle požadavku motoru na stupeň přeplnění.

Zkušební laboratoř disponuje také externím mezichladičem od výrobcem JANKA Radotín. Zjednodušeně lze říci, že mezichladič je sestava paralelně zapojených kanálů malého průřezu tak, aby byla co největší teplosměnná plocha mezi protékajícím vzduchem a okolím. Mezichladič je proto v modelu zadefinován jedním prvkem Pipe, ve kterém je nastaven parametr Number of Identical Pipes na hodnotu 1700.

Úhel natočení škrtkové klapky je pro všechny výpočetní režimy nastaven na maximální hodnotu, tedy na 90°.

Velmi důležitým prvkem v sacím traktu je sací ventil, jehož nastavení napřímo souvisí s kvalitou výměny náplně ve válci. V prvku ventilu je nutné zadefinovat časování, průběh zdvihu v závislosti na natočení klikového hřídele, průtokové vírové vlastnosti. Analogicky byl zadefinován i výfukový ventil ve výfukovém traktu. Zdvihové křivky byly naměřeny na zkušebně pomocí úchylkoměru. Dokumentace z průběhu měření je uvedena v příloze **2Příloha 2** této práce. Úhlové natočení klikového hřídele bylo odečteno ze stupnice na setrvačnicku, jejíž rozlišení je 1 °CA. Změřené křivky byly následně vyhlazeny pomocí polynomu 3. stupně v programu VTDesign. Výsledné křivky jsou zobrazeny na Obr. 9, kde úhel 0 °CA odpovídá poloze pístu v horní úvrati.



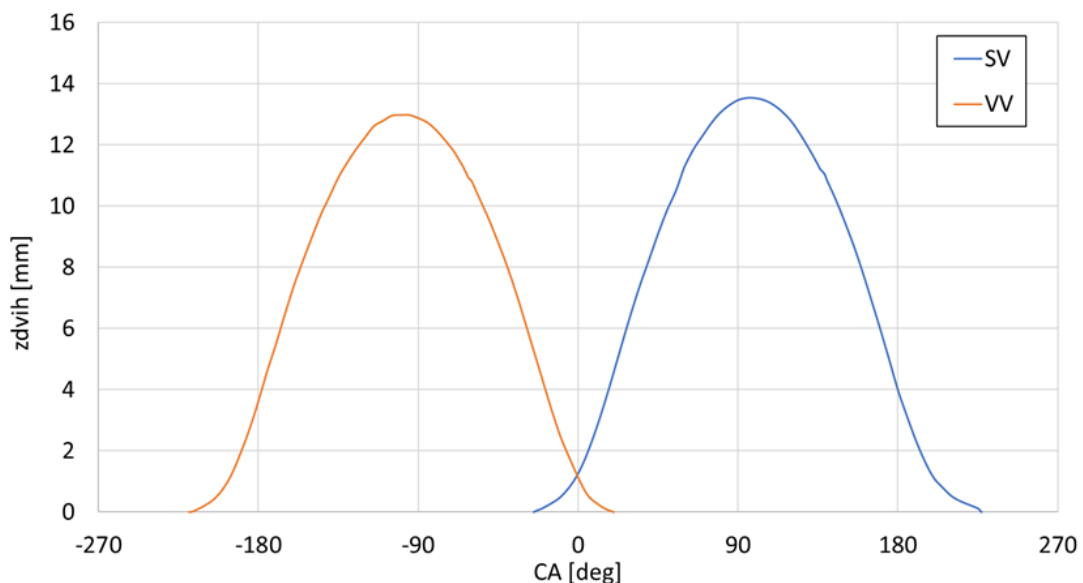
Průtoková a vírová čísla byla převzata z profukových zkoušek provedených na aerodynamické trati ve zkušebních laboratořích ČVUT Pod Juliskou. ČVUT využívá svou vlastní metodu měření s odporovým měřičem víření, kde je vírové číslo definováno podle Thiena, tj. jako poměr úhlové rychlosti náplně válce a úhlové rychlosti motoru. GT-Power pracuje s definicí vírového čísla podle Uzkana, tj. jako poměr mezi momentem toku hybnosti a hybností proudu tečného na povrch válce. Vírová čísla tedy bylo nutné přepočítat podle následujícího vztahu [15]:

$$N_{SU} = \frac{n_v \cdot \pi \cdot d_v^2 \cdot C_f}{4 \cdot D \cdot Z} \cdot N_{ST} \quad (2)$$

$N_{SU}$	vírové číslo dle Uzkana	[-]
$n_v$	počet ventilů	[-]
$d_v$	průměr ventilu	[mm]
$C_f$	průtokové číslo	[-]
$D$	vrtání	[mm]
$Z$	zdvih	[mm]
$N_{ST}$	vírové číslo dle Thiena	[-]

V hlavě zkušebního motoru TATRA dochází vlivem tangenciálního sacího kanálu pouze k tečné rotaci (swirlu), proto jsou v rovnici vírová čísla uvedena s indexem s.

Jednotlivé komponenty jsou propojeny pomocí Pipe prvků, u kterých je důležitá volba diskretizační délky. Podle [13] byla pro sací trakt zadaná doporučená hodnota 0,4D, kde D je průměr válce.



Obr. 9: Zdvihové křivky sacího (SV) a výfukového ventilu (VV) jednoválcového motoru TATRA.

## 6.2 Válcová jednotka

Válcová jednotka sestává z prvku válce (Cylinder) a klikového mechanismu (CrankTrain).

### 6.2.1 Válec

Válec slouží k popisu spalovacího prostoru a dějů v něm probíhajícím. Jedná se o základní stavební kámen, jehož nastavení napřímo ovlivňuje korektnost celého simulačního modelu. V prvku jsou definovány údaje o vývinu a přestupu tepla ve válci.

Pro popis hoření je možné zvolit mezi neprediktivními, semi-prediktivními a prediktivními modely. Neprediktivní modely pracují s před-definovanou rychlostí hoření v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Modely nejsou citlivé na počátek vstřiku paliva a obsah nespálených plynů. Je vhodné je používat například pro analýzu vlivu délky sacího traktu na plnicí účinnost, či pro akustickou analýzu tlumičů výfuku.

Semi-prediktivní modely jsou postavené na bázi neprediktivních modelů s tím rozdílem, že parametry jsou zadávány ve formě tabulek, ze kterých jsou pracovní body dopočítávány.

Prediktivní modely hoření jsou schopné modelovat průběh hoření na základě parametrů a vlastností motoru, např. pohyb plynu ve válci, vlastnosti paliva, geometrie spalovacího prostoru a polohu a předstih zážehu. Pro správnou funkci je ale nutné pro každý motor modely kalibrovat na několik pracovních bodů, které jsou nejčastěji získány z měření, případně z CFD simulací. [16]

Různé modely byly použity pro spalování motorové nafty, zemního plynu a vodíku ve zkušebním motoru. Stručný přehled jednotlivých modelů je popsán v následujících podkapitolách.

#### **Spalování motorové nafty**

Při spalování motorové nafty bylo použito neprediktivního modelu hoření, jelikož naftová verze zkušebního motoru slouží pouze pro prvotní nastavení modelu při provozu na plné zatížení a vliv hoření na dosažení maximálních výkonových parametrů není cílem této diplomové práce. Model hoření je popsán pomocí Wiebeho funkce - DIWiebe. Princip spočívá v popisu vývinu tepla pro tři fáze hoření – hoření směsi vytvořené během průtahu vznětu, difúzního hoření a dohořívání. Do modelu jsou vepsány konstanty popisující dobu trvání, poměrné zastoupení a exponenty jednotlivých fází. Následnou superpozicí vývinu tepla všech třech fází je získána výsledná Wiebeho funkce pro spalování motorové nafty.

### Spalování zemního plynu

Pro popis spalování zemního plynu je využito semi-prediktivního modelu, který je popsán pomocí Wiebeho funkce pro zážehový motor – SIWiebe. Do modelu vstupují údaje CA50 (poloha hoření, při které je spáleno 50 % paliva), CA5-90 (délka hoření mezi 5 % a 90 % bodem spáleného paliva) a Wiebeho exponent ovlivňující tvar hoření. Jelikož zatím na zkušebním motoru TATRA při spalování zemního plynu neproběhlo žádné měření, tak údaje o hoření byly převzaty z měření na modifikovaném motoru AVIA D432.100, který je k dispozici na zkušebním stanovišti ČVUT Pod Juliskou. Data jsou ve formě tabulek v závislosti na zatížení a otáčkách motoru.

### Spalování vodíku

Spalování vodíku je popsáno prediktivním modelem založeným na principu turbulentního hoření v zážehovém motoru – SITurb. Tento model využívá několika kalibračních konstant, které ovlivňují průběh vývinu tepla:

- Flame Kerner Growth Multiplier ( $C_{FKG}$ )– ovlivňuje průtah zážehu (vyšší čísla snižují průtah),
- Turbulent Flame Speed Multiplier ( $C_{TFS}$ ) – ovlivňuje rychlost šíření turbulentního plamene, tedy dobu spalování (vyšší čísla snižují dobu spalování),
- Taylor Length Scale Multiplier ( $C_{TLS}$ )– ovlivňuje časovou konstantu spalování směsi.

Absence naměřených dat se projevuje i v tomto případě, proto byla převzata sada kalibračních konstant pro spalování vodíku ve zkušebním jednoválci ŠKODA vypracovaných v rámci oborového předmětu Projekt II. v letním semestru akademického roku 2020/2021.

Převzaté hodnoty jsou uvedené v Tab. 4.

$\lambda$ [-]	$C_{FKG}$ [-]	$C_{TFS}$ [-]	$C_{TLS}$ [-]
1,7	103	1,05	1,6
1,85	111,5	0,9	1,4
2	120	0,8	1,2

Tab. 4: Hodnoty kalibračních konstant modelu hoření SITurb při  $\lambda = (1,7 - 2)$ .

Při použití SITurb modelu je také nutné zadefinovat tzv. Flame object, který obsahuje detailní informace o geometrii spalovacího prostoru. Mezi ně patří poloha umístění svíčky, tvar spalovacího prostoru v hlavě motoru a pístu. Umístění zapalovací svíčky je vztažené k souřadnému systému hlavy motoru. Počátek souřadného systému je umístěn v ose válce

protínající rovinu dotyku hlavu a hlavového těsnění. Osy souřadného systému jsou popsány následovně:

- Osa X – rovnoběžná s osou klikového hřídele,
- Osa Y – kolmá na osu X a Z,
- Osa Z – totožná s osou válce, kladný směr ve směru pohybu pístu do horní úvratě.

Kladný směr osy X a Y může být zvolen jakkoliv, ale je důležité, aby byla dodržena stejná orientace pro hlavu i píst. Zadané geometrické hodnoty byly změřeny z CAD modelu zkušebního motoru.

Další důležitou definicí je tzv. Flow object, který slouží k výpočtu detailního pohybu plynu ve válci na základě geometrie dna pístu a vírových čísel sacího kanálu. Geometrie dna pístu byla odměřena z CAD modelu a vírová čísla přepočtena z profukových zkoušek viz kapitola 6.1.

### 6.2.2 Klikový mechanismus

Prvek klikového mechanismu slouží k výpočtu kinematiky a dynamiky klikového ústrojí spalovacího motoru. V prvku jsou definovány mechanické ztráty a geometrické parametry motoru. Mechanické ztráty jsou vypočteny pomocí tzv. Chen-Flynnova modelu, který je ve tvaru polynomu druhého stupně a slouží k výpočtu střední efektivního tlaku mechanických ztrát (FMPEP):

$$FMPEP = FMPEP_{CONST} + A \cdot p_{Cyl,max} + B \cdot c_{p,m} + C \cdot c_{p,m}^2 \quad (3)$$

$FMPEP_{CONST}$  konstantní část polynomu [bar]

$p_{Cyl,max}$  hodnota maximálního tlaku ve válci [bar]

$c_{p,m}$  střední pístová rychlost [m.s<sup>-1</sup>]

Do modelu byly dosazeny doporučené hodnoty konstant  $FMPEP_{CONST}$ , A, B, C pro čtyřdobé motory podle [16].

V geometrických parametrech jsou zadány údaje o vrtání a zdvihu ventilu, délce ojnice a kompresním poměru.

### 6.3 Výfukový trakt

Výfukový trakt je oproti ostatním částem zjednodušený. To je způsobeno tím, že na zkušebním stanovišti zatím není přesně dané, z jakých prvků se potrubí bude skládat. Na funkčnost a výpovědní hodnotu modelu to ale nemá vliv. Pro správnou emulaci turbodmychalda bylo nutné zadat podmínku protitlaku ve výfuku. Toho bylo docíleno snímáním hodnot tlaku v sacím potrubí, jejich zprůměrováním za cyklus a zapsáním do výfukového potrubí.

Výfukový ventil byl zadefinován analogicky jako sací ventil (více v kapitole 6.1).

Pro Pipe prvky bylo potřebné vhodně zvolit diskretizační délku, která činí  $0,55D$  dle [13].

## 7 Prediktivní model přestupu tepla

V této kapitole je popsána tvorba prediktivního modelu přestupu tepla, který byl vytvořen za účelem detailního popisu tepelného namáhání jednotlivých částí zkušebního motoru.

GT-Power umožňuje vytvoření a implementaci detailních modelů pro výpočet přestupu tepla mezi blokem motoru, hlavou motoru, pístu v horní úvrati a ventilů. Na výběr je ze dvou modelů – EngCylStrucCond a EngCylStrucCustom. První je založen na parametrickém popisu součástí a automatickém generování výpočetní sítě na základě zadané geometrie. Druhý model je založen na principu vytvoření velmi detailní konečně prvkové sítě z CAD dat, přičemž není nutné definovat a kalibrovat přestup tepla vedením (kondukcí) pro jednotlivé součásti motoru. Tento model je dostupný od verze v2018.

Vzhledem k tomu, že pro účely této diplomové práce byla poskytnuta detailní CAD data všech potřebných součástí motoru, byl vytvořen prediktivní model přestupu tepla pomocí prvku EngCylStrucCustom.

Mezi hlavní výhody patří:

- uvažování přesné geometrie součástí motoru,
- predikce teplot na požadovaných místech součástí motoru,
- je možné zahrnout veškeré teplosměnné plochy chladiva – vodní i olejové prostory,
- zahrnutí vlivu sacích a výfukových portů na teplotní namáhání hlavy motoru.

Mezi nevýhody patří:

- nutnost CAD dat všech součástí,
- nutnost kalibračních a kontrolních dat z měření, případně CFD simulací.

Výpočetní model motoru a model přestupu tepla jsou spolu provázány takovým způsobem, že na konci výpočetního cyklu modelu motoru jsou vloženy okrajové podmínky ve formě teplot ve válci (zprůměrované za cyklus) do modelu přestupu tepla. Následně proběhne samotný výpočet teplotního rozložení, ze kterého jsou zase zpětně vloženy nové okrajové podmínky do modelu motoru pro další výpočetní cyklus a proces se opakuje.

V následujícím podkapitolách je rozebrána samotná tvorba modelu a implementace do stávajícího modelu motoru.

## 7.1 Tvorba modelu

Tvorba výpočetního modelu je založena na výchozích CAD datech modelu motoru, která byla získána od výrobce TATRA ve formátu programu PTC Creo. Model motoru potřebný pro výpočetní model sestává z válce, hlavy, pístu v horní úvrati a sacího a výfukového ventilu.

Tvorbu modelu lze rozdělit do třech fází. První fáze je tzv. předzpracování CAD dat (angl. pre-preprocessing), což je možné popsat ve třech krocích:

- 1) vytvoření inverzních modelů reprezentujících objemy chladiva,
- 2) rozdělení bloku a hlavy motoru na jednotlivé válce – u více válcových motorů,
- 3) přiřazení souřadnicových systémů pro jednotlivé komponenty.

Druhá fáze spočívá v konverzi 3-D předpřipravených dat do 1-D, zadefinování teplosměnných ploch a okrajových podmínek pro přestup tepla.

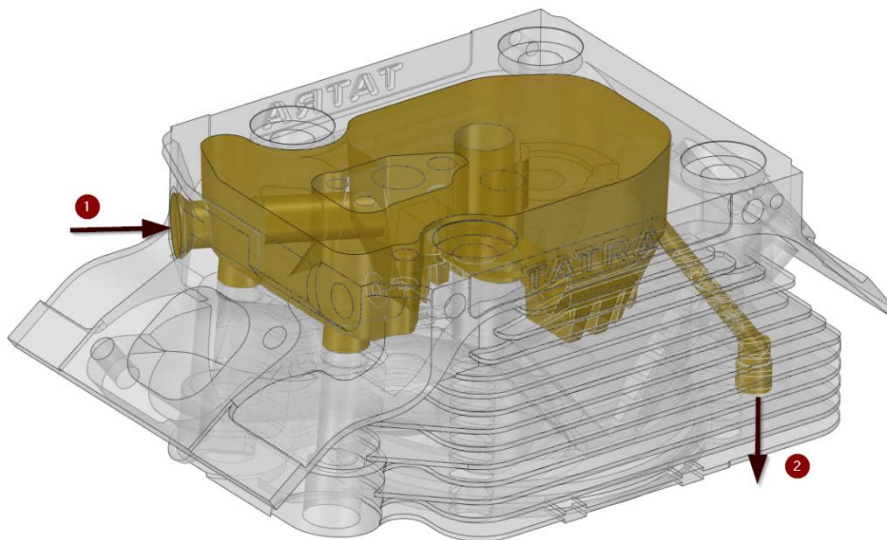
Ve třetí fázi se převedená 1-D data nahrají do prostředí programu GT-Power, model se doplní o okrajové podmínky pro každý chladicí okruh a přiřadí se pro jednotlivé okruhy typ řešiče.

Stručný popis jednotlivých fází tvorby modelu je obsahem následujících podkapitol.

### 7.1.1 Pre-processing

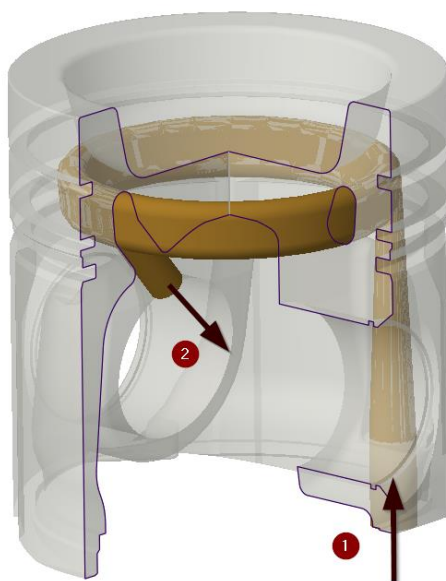
Fáze předzpracování dat byla provedena v programu PTC Creo a GT-SpaceClaim. Nejprve bylo nutné vytvořit modely reprezentující objemy, ve kterých proudí chladivo. Hlava válce je chlazená vzduchem a olejem. Válec je chlazen vzduchem. Píst je chlazen ostřikem oleje.

V motorech TATRA olej do hlavy motoru proudí pod tlakem z olejového čerpadla skrze zdvihací tyčky a kanálků ve vahadlech do kluzných ložisek vahadel. Hlavní funkce oleje je mazací, přičemž vytékající olej z kluzných ložisek hlavu také chladí. Přebytečný olej následně vytéká samospádem přepadovým otvorem. Pro zvýšení odvodu tepla ze stěn hlavy a zvýšení efektivity chlazení hlavy je možné použít olejové lázně. Tato možnost chlazení byla implementována do teplotního modelu. Model objemu olejové lázně byl vytvořen v programu GT-SpaceClaim, jelikož jeho rozhraní umožňuje jednodušší tvorbu takového modelu. Na Obr. 10 je znázorněn vytvořený model olejové lázně.



Obr. 10: Olejová lázeň v hlavě motoru. 1 – vtokový otvor, 2 – výtokový otvor.

Obdobně byl vytvořen také model reprezentující olejovou galerii v pístu, která má tvar prstence viz Obr. 11. Do olejové galerie je olej vstřikován pomocí trysky o průměru 1,6 mm.



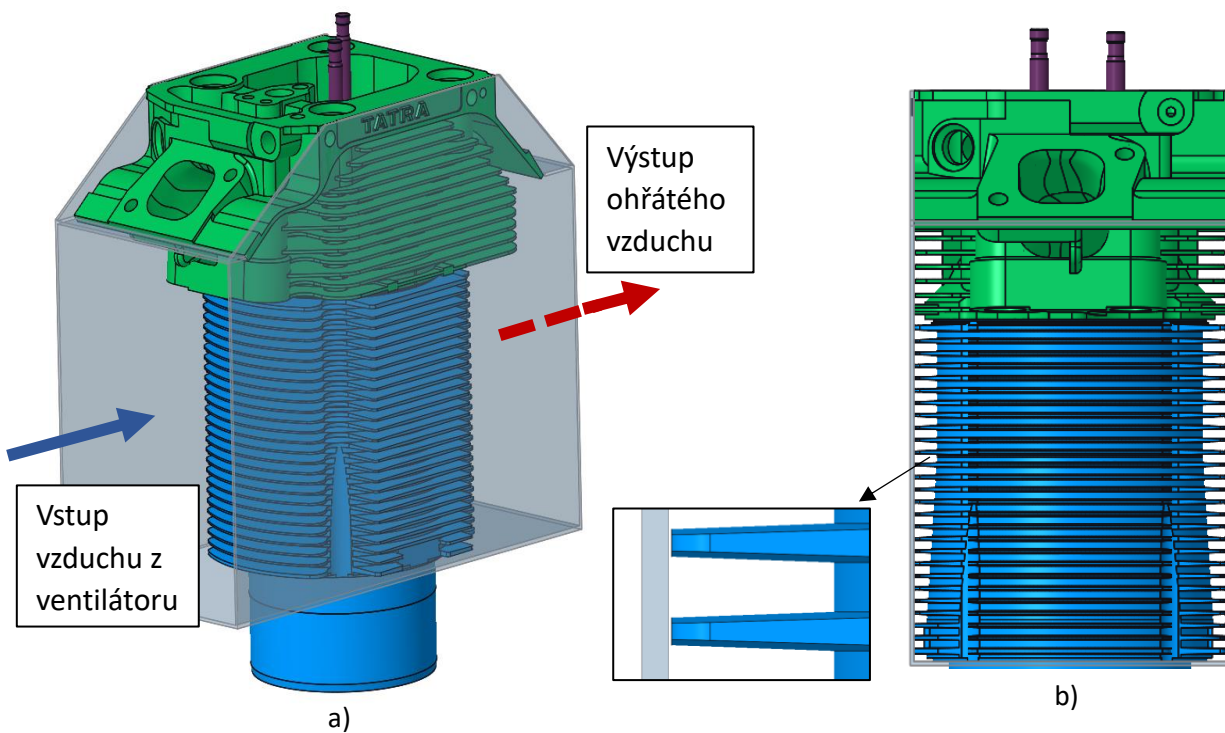
Obr. 11: Olejová galerie v pístu. 1 - vtokový otvor, 2 - výtokový otvor.

Vzduchový chladicí systém zkušebního jednoválcového motoru TATRA sestává z chladicího ventilátoru a vzduchovodu, resp. kapotáže kolem motoru. Ventilátor je použit radiální s externím pohonem pomocí elektromotoru. Maximální možný objemový průtok nasávaného vzduchu ventilátoru je  $1,2 \text{ m}^3/\text{s}$ . Kapotáž je uzavřená a ohřátý vzduch je usměrňován, aby proudil co nejvíce kolem chladících žebër. Systém je přetlakový. To má zásadní výhodu, že ventilátor nasává studený vzduch, což je energeticky výhodnější



z hlediska příkonu ventilátoru. Teplo odváděné vzduchovým chladícím systémem prostupuje žebrovanými stěnami hlavy a válce. Zobrazení směru proudění vzduchu kolem žeber je na Obr. 12 a).

MKP řešič přestupu tepla se obvykle používá u vodou chlazených motorů, kde jsou vodní prostory odvozeny stejným způsobem jako olejová lázeň v hlavě motoru viz výše. Přestup tepla žebrovaným povrchem vede ke zjednodušení, které bylo doporučeno po konzultaci s vývojáři z Gamma Technologies. Průtočná plocha chladícího vzduchu je definována v rovině kolmé na směr proudění a její velikost je rovna počtu mezer mezi žebry, viz zobrazení na Obr. 12 b). Proto je možné nahradit jednotlivé mezery mezi žebry příslušnými kanály stejných rozměrů. Zkosení žeber není uvažováno a kanály jsou obdélníkového průřezu. Pro přehlednost výsledného 1-D modelu byl použit pouze jeden kanál, u kterého byl změněn parametr Number of Parallel Pipes na počet mezer mezi žebry (obdobně jako u mezichladiče v kapitole 6.1). Pro další zjednodušení byla také uvažována otevřená kapotáž, při které nedochází k usměrnění proudu vzduchu kolem žeber na výfukové straně motoru.



Obr. 12: Vzduchový chladící systém motoru: a) znázornění průtoku vzduchu kolem motoru, b) průtočná plocha chladícího vzduchu (bíle) a detail mezery mezi žebry.

V rámci tvorby této diplomové práce byly vytvořeny 3 varianty kanálu, u kterých je zkoumán vliv nesymetrie počtu žebër hlavy a válce a také vliv tvaru kanálu na rozložení teplotního pole motoru. Varianty jsou následující:

- 1) jednoduchý kanál – pro hlavu a válec stejný kanál; průtočná plocha rozdělena na polovinu pro hlavu a na polovinu pro válec,
- 2) rozdělený kanál – jeden kanál pro hlavu, druhý kanál pro válec motoru; průtočná plocha rozdělena v poměru počtu žebër hlavy a válce,
- 3) detailní kanál – jako rozdělený kanál, ale navíc se průřez kanálu s délkou mění.

Jednotlivé varianty kanálů jsou zobrazeny v příloze 3 k této práci. Porovnání jednotlivých variant je pak uvedeno v kapitole 8.2.1.

Posledním krokem pre-procesingu bylo přiřazení souřadnicových systémů. Byly nadefinovány 3 souřadnicové systémy a to:

- 1) souřadnicový systém společný pro blok motoru, hlavu motoru a píst v horní úvratí – definovaný stejně jako v kapitole 6.2.1,
- 2) souřadnicový systém pro sací ventil – osa Z totožná s osou sacího ventilu, rovina XY totožná s rovinou talířku ventilu,
- 3) souřadnicový systém pro výfukový ventil – analogicky jako pro sací ventil.

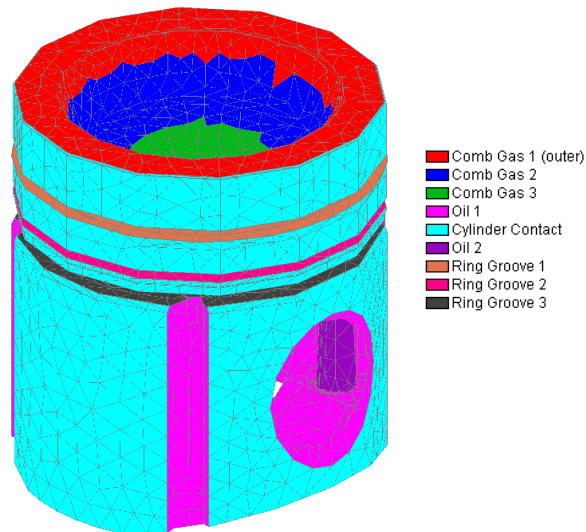
### 7.1.2 Konverze 3-D dat do 1-D

Konverze dat byla provedena v programu GEM3D. Nejprve byla vytvořena výpočetní síť pro všechny součásti motoru. Program GEM3D vytváří síť automaticky a uživatel mění pouze minimální a maximální velikost elementů. Dle doporučených hodnot byla zvolena velikost elementů pro hlavu, válec a píst stejná, a to 10 – 20 mm. Ventily jsou menší, proto je požadována jemnější síť s velikostí elementů 5 – 10 mm. Poloha všech elementů je automaticky vztažena k souřadnicovým systémům viz výše. Jejich správná definice je proto velmi důležitá.

Dalším krokem byla konverze objemů chladiva. Konverze objemu olejové lázně spočívá v náhradě za systém „flowsplitů“, který se využívá pro tvarově složité objemy. Vzduchové kanály byly nahrazeny trubkovými prvky obdélníkového průřezu.

Poté bylo nutné u každé součásti vybrat plochy a přiřadit jim funkci vzhledem k přenosu tepla z nabídky programu GEM3D. Pro názornou ukázkou je na Obr. 13 zobrazen výběr ploch pro píst. Kompletní seznam vybraných ploch jednotlivých součástí je uveden v Tab. 5.

Výhodou tohoto výpočetního modelu je, že přiřazuje konduktivní přestup tepla mezi jednotlivými součástmi na základě vytvořené sítě každé součásti. Konvektivní přestup tepla chladících okruhů byl následně explicitně zadefinován.



Obr. 13: Zvolené teplosměnné plochy pístu s úpravou pro kompresní poměr 13:1.

Válec	Vnitřní stěna válce Těsnící plocha mezi válcem a hlavou Plocha chlazená vzduchem
Hlava	Spalovací prostor – 3 zóny Sací kanál Výfukový kanál Vodítka ventilů Sedla ventilů Těsnící plocha mezi válcem a hlavou Plocha v kontaktu s okolním prostředím Plocha chlazená olejem Plocha chlazená vzduchem
Píst	Spalovací prostor – 3 zóny Třecí plocha pístu Plocha chlazená olejem Plocha olejové galerie Plocha 1. těsnícího kroužku Plocha 2. těsnícího kroužku Plocha stíracího kroužku
Ventily	Talířek ventilu Dosedací plocha ventilu Přechodová plocha ventilu Dřík ventilu

Tab. 5: Teplosměnné plochy součástí motoru.

### 7.1.3 Import dat do programu GT-Power

V další fázi byla vytvořená 1-D data nahrána do prostředí GT-Power jako podmodel do stávajícího výpočetního modelu motoru. Následně bylo nutné vytvořit prvky, které definují okrajové podmínky na vstupu a výstupu každého chladícího okruhu. Jako vstup olejového i vzduchového okruhu byl zvolen prvek předepisující počáteční proudění tekutiny. U olejového okruhu je zadána hodnota v L/min, u vzduchového v m<sup>3</sup>/s. Výstupy pro oba okruhy předepisují tlakovou okrajovou podmínku. Olej i vzduch z chladících systémů vstupují do okolního prostředí za barometrického tlaku a teploty okolí 25 °C.

V dalším kroku bylo nutné přiřadit k výpočetním sítím jednotlivých součástí motoru jejich materiály a okrajové podmínky ve formě jejich počátečních teplot. Teploty byly zvoleny podle ukázkového modelu, a to 450 K (176,85 °C).

Posledním krokem bylo rozdělení typu řešiče proudění, resp. metody časové integrace pro jednotlivé okruhy. K metodám časové integrace patří buďto explicitní, nebo implicitní metoda.

Rozdíl jednotlivých metod spočívá ve vyjádření Navier-Stokesových rovnic a tedy ve způsobu, jakým jsou řešeny. Detailní informace jednotlivých metod jsou uvedeny v literatuře [13]. Z pohledu uživatele je důležité vědět, jakým způsobem jednotlivá metoda ovlivňuje výpočet a pro jaké aplikace je vhodná.

Explicitní metoda určuje časový krok pomocí tzv. Courantovy podmínky, při jejímž splnění je výpočet stabilní:

$$\Delta t = \frac{0,8 \cdot M \cdot \Delta x}{|u| + c} \quad (4)$$

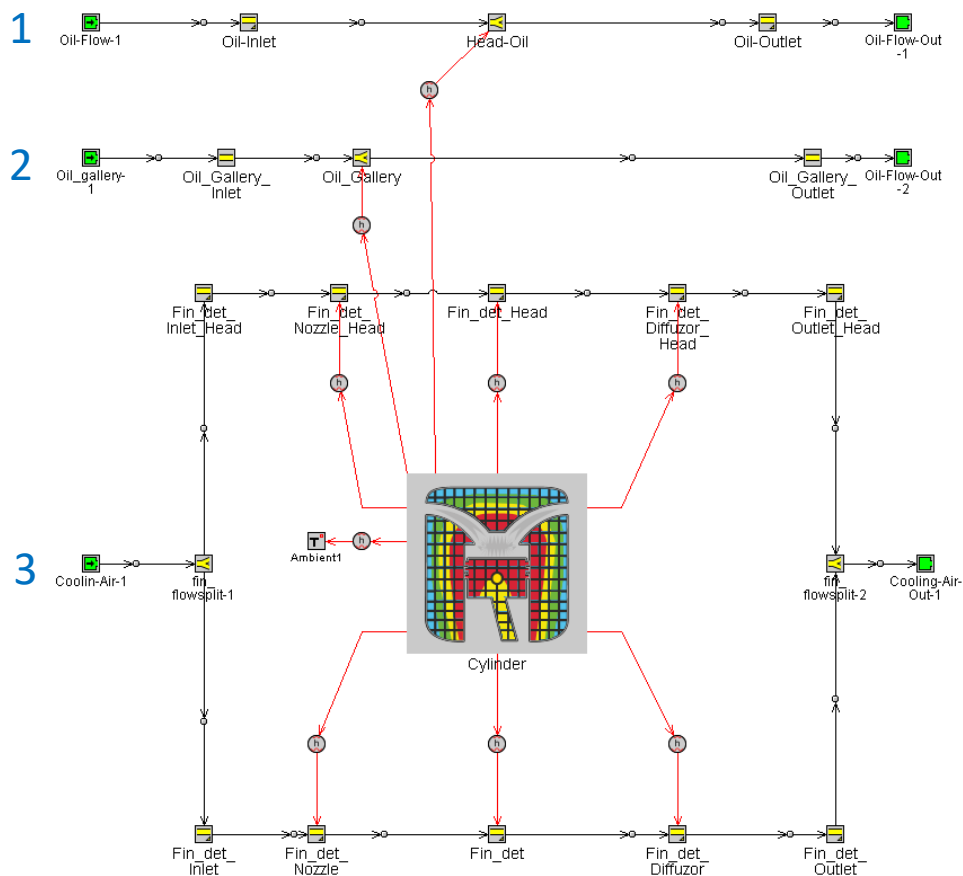
$\Delta x$	minimální diskretizační délka	[m]
$M$	násobitel časového kroku ( $\leq 1,25$ )	[-]
$u$	rychlost proudění	[m·s <sup>-1</sup> ]
$c$	rychlost zvuku	[m·s <sup>-1</sup> ]

Velikost časového kroku je tedy závislá na velikosti nejmenší diskretizační délky. Proto je časový krok velmi malý a metoda je vhodná k výpočtu systémů, při kterých je třeba zaznamenat tlakové pulzace, např. v motoru nebo ve vstřikovačích.

Implicitní metoda Courantovu podmínku splňovat nemusí a velikost časového kroku je zvolena uživatelem. Tuto metodu je vhodné používat pro systémy, u kterých není důležité znát detailní průběh tlaku, např. u chladicích systémů.

Při výpočtu teplotního modelu tedy byl okruhům s chladivou přiřazen implicitní řešič s časovým krokem 10 s a pro model motoru explicitní řešič.

Výsledné rozložení 1-D prvků je zobrazeno na Obr. 14. Ve vzduchovém chladicím okruhu je zobrazena varianta s detailním kanálem, ostatní varianty kanálů jsou v příloze 4 této práce.



Obr. 14: Rozložení teplotního modelu v programu GT-Power. 1 – okruh chlazení hlavy motoru olejem, 2 – okruh chlazení pístu olejem, 3 – okruh chlazení vzduchem.

## 8 Výsledky

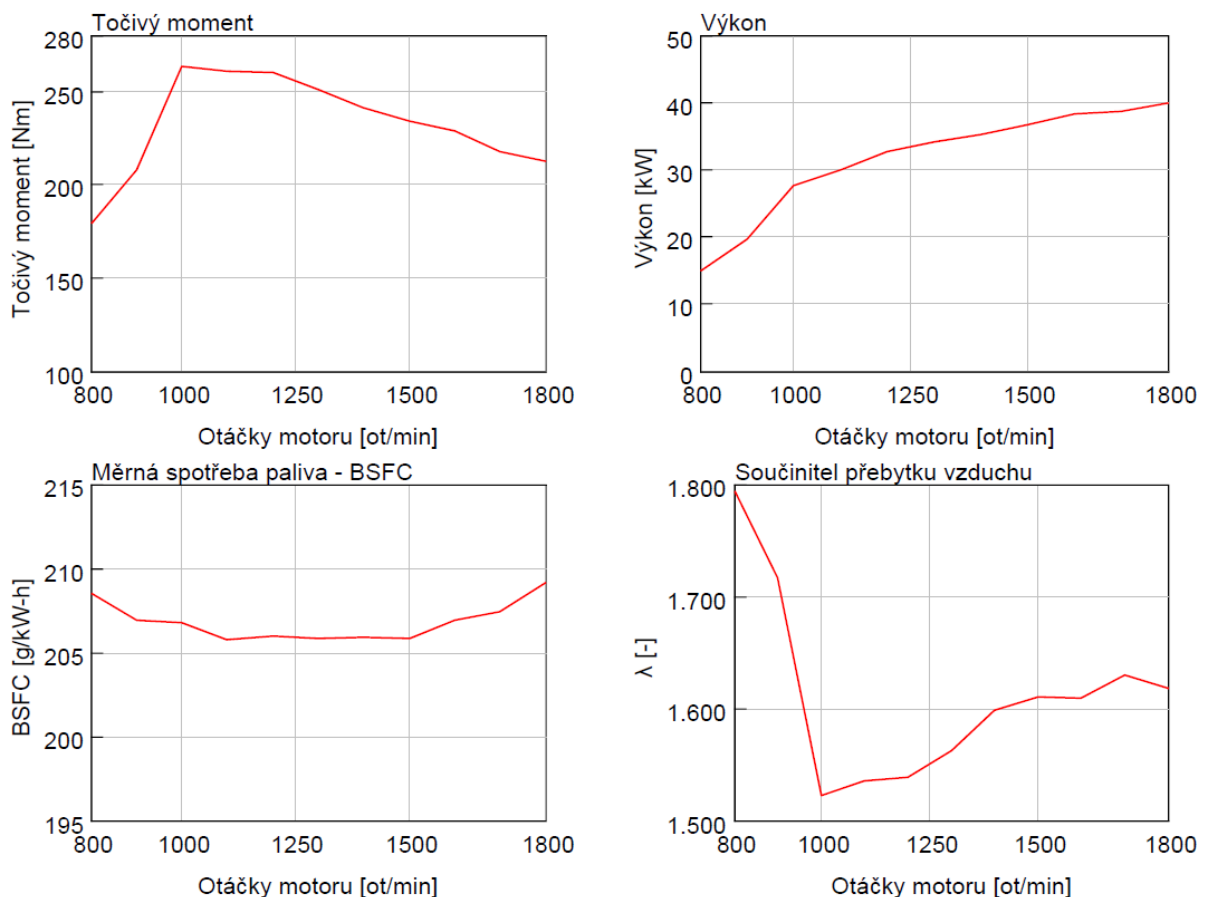
V této kapitole jsou prezentovány klíčové výsledky ze simulačních výpočtů provedených v rámci tvorby této diplomové práce. Nejprve jsou popsány výsledky z modelu motoru při spalování motorové nafty, zemního plynu a vodíku. Následně jsou prezentovány výsledky z teplotního modelu.

### 8.1 Výsledky simulačního modelu motoru

Celkově byly vytvořeny tři funkční modely motoru, přičemž každý je nastaven na spalování odlišného paliva.<sup>1</sup> Výsledky z jednotlivých modelů jsou součástí následujících podkapitol.

#### 8.1.1 Spalování motorové nafty

Jak již bylo naznačeno v kapitole 6, výpočetní model spalující motorovou naftu byl vytvořen za účelem splnění maximálních výkonových parametrů sériového motoru TATRA T3D-928-30.



Obr. 15: Průběh maximálního momentu, výkonu, měrné spotřeby paliva a součinitele přebytku vzduchu při spalování motorové nafty v závislosti na otáčkách motoru.

<sup>1</sup> Všechny simulační modely sestavené v rámci této diplomové práce byly předány vedoucímu práce, a to s ohledem na citlivost použitých dat.

Na Obr. 15 je vidět výsledný průběh vybraných parametrů zkušebního jednoválcového motoru v závislosti na otáčkách motoru. Pro kalibraci modelu byly zvoleny okrajové podmínky ve formě maximálního spalovacího tlaku ( $p_{\max} = 140$  bar) a minimálního součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda \geq 1,4$ ). Motorová nafta je do motoru vstřikována vstřikovačem, u kterého byla kalibrována dávka paliva a časování vstřiku vzhledem k horní úvratí pístu. Požadavek přeplnění pro dosažení vnější charakteristiky činí pro oblast maximálního točivého momentu motoru 2,6 bar. Sestava s Rootsovým dmychadlem není schopna takového přeplnění dosáhnout, proto bude nutné osadit motorovou jednotku sekundárním přeplněním ve formě turbodmychadla.

Výsledky, resp. výsledné nastavení modelu motoru spalujícího motorovou naftu bylo následně využito pro kalibrování prediktivního modelu přestupu tepla. To je popsáno v kapitole 8.2.2.

### 8.1.2 Spalování zemního plynu

Dalším krokem byla úprava simulačního modelu pro spalování zemního plynu. Ke vstřikování zemního plynu dochází v sacím potrubí a vytvořená směs je ve válci zapálena pomocí zapalovací svíčky. Detailní popis použitého modelu hoření je uveden v kapitole 6.2.1. Důležitým bodem bylo vhodné zvolení kompresního poměru, což je popsáno níže.

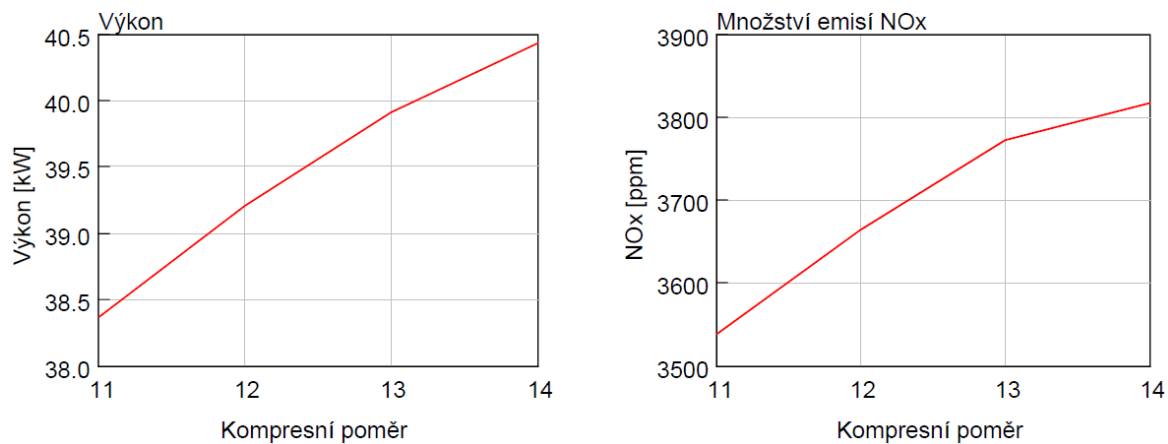
#### Volba kompresního poměru

Vzhledem k vysokému oktanovému číslu zemního plynu může být motor provozován za vyšších kompresních poměrů oproti benzinovým motorům. Zvyšujícím se kompresním poměrem také dochází ke zvýšení tepelné účinnosti viz rovnice (1) na straně 18. Kompresní poměr ale není možné neustále zvyšovat, jelikož se zvyšujícími se hodnotami roste náchylnost motoru ke klepání. Kompresní poměr u sériového motoru TATRA je 16,5:1, což je pro CNG příliš a je nutné jeho hodnotu snížit. Na Obr. 16 je vybrán průběh výkonu a množství emisí  $\text{NO}_x$  při spalování CNG při 1800 ot/min v závislosti na změně kompresního poměru.

Je zřejmé, že se zvyšujícím se kompresním poměrem dochází k nárůstu maximálního výkonu, což vede i k nárůstu točivého momentu a středního užitečného tlaku. Měrná spotřeba paliva se snižuje. Emise  $\text{NO}_x$  se zvyšují, jelikož jejich produkce je převážně zapříčiněna maximálními teplotami ve válci během spalování, které rostou. Pro účely této diplomové práce byl zvolen kompresní poměr 13:1, při kterém je dosaženo dostatečného výkonu a zároveň nižšího množství emisí  $\text{NO}_x$  oproti kompresnímu poměru 14:1. Zvolený

kompresní poměr představuje dostatečnou rezervu motoru z hlediska náchylnosti ke klepání. Tato hodnota také navazuje na zkušenosti z měření při spalování CNG v laboratořích ČVUT Pod Juliskou. Zvýšené emise  $\text{NO}_x$  je případně možné snížit využitím recirkulace výfukových plynů (EGR).

Stejná hodnota kompresního poměru byla použita i při výpočtu parametrů vodíkového motoru. Kompresní poměr vodíkového motoru by se měl pohybovat v rozmezí od 7,5:1 do 14,5:1. [17] Kompresní poměr 13:1 při spalování vodíku opět představuje značnou rezervu z hlediska abnormálního spalování, které by vedlo až k poškození testovacího motoru. Za použití stejného kompresního poměru není nutná další přestavba motoru a může být využitý např. předehřev motoru spalováním CNG před samotným spalováním vodíku.



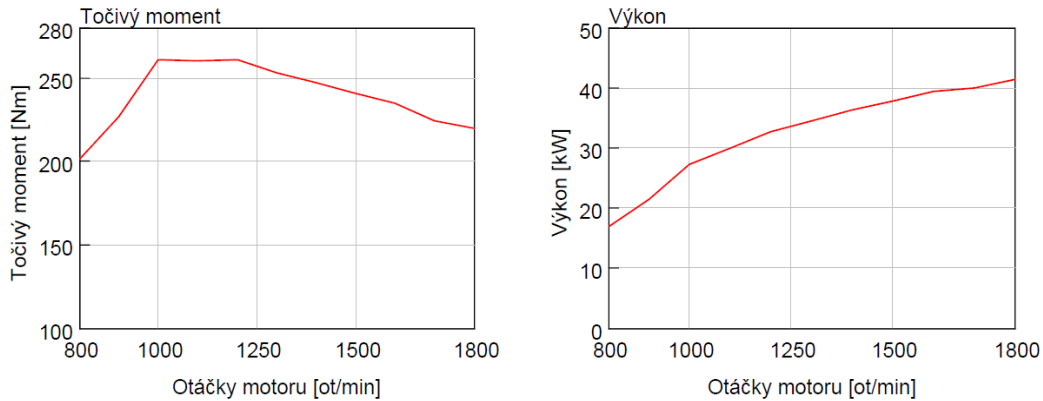
Obr. 16: Průběh výkonu a tvorba emisí  $\text{NO}_x$  při proměnném kompresním poměru během spalování CNG při 1800 ot/min.

### Kalibrování a výsledné hodnoty

Pro potřeby diplomové práce bylo zvoleno kalibrování výpočetního modelu pro provoz motoru na stechiometrickou směs  $\lambda = 1$ . Potřebná dávka paliva byla dopočítána programem, aby byla dodržena podmínka stechiometrické směsi pro všechny pracovní body na vnější charakteristice, přičemž nebyla překročena hodnota maximálního spalovacího tlaku  $p_{\max} = 140$  bar. Důležité bylo nastavení pracovního bodu, ve kterém se nachází Rootsův kompresor tak, aby se pohyboval ve stabilní oblasti charakteristiky pro oblast maximálního momentu při 1000 až 1200 ot/min. Toho bylo docíleno změnou průměru obtokového kanálu kompresoru.

Simulačními výpočty při provozu motoru na stechiometrickou směs bylo docíleno maximálních výkonových parametrů za použití sestavy se stávajícím Rootsovým kompresorem, jehož otáčky činí 9 200 ot/min. Dvoustupňové přeplňování v tomto případě není nutné. Na Obr. 17 je možné vidět průběh točivého momentu a výkonu v celém spektru otáček motoru, přičemž byly splněny omezující podmínky  $p_{\max}$ .





Obr. 17: Vnější rychlostní charakteristika motoru spalujícího CNG při  $\lambda=1$ . Otáčky Rootsova kompresoru 9200 ot/min.

### 8.1.3 Spalování vodíku

Výpočetní model spalující vodík byl oproti modelu spalující zemní plyn nastaven na spalování chudé směsi, a to z důvodů popsaných v kapitole 3.2.1. Toho bylo docíleno využitím vstřikovače v sání, pro který byla explicitně předepsána hodnota součinitele přebytku vzduchu. Kompresní poměr motoru byl nastaven na 13:1, jak již bylo popsáno výše.

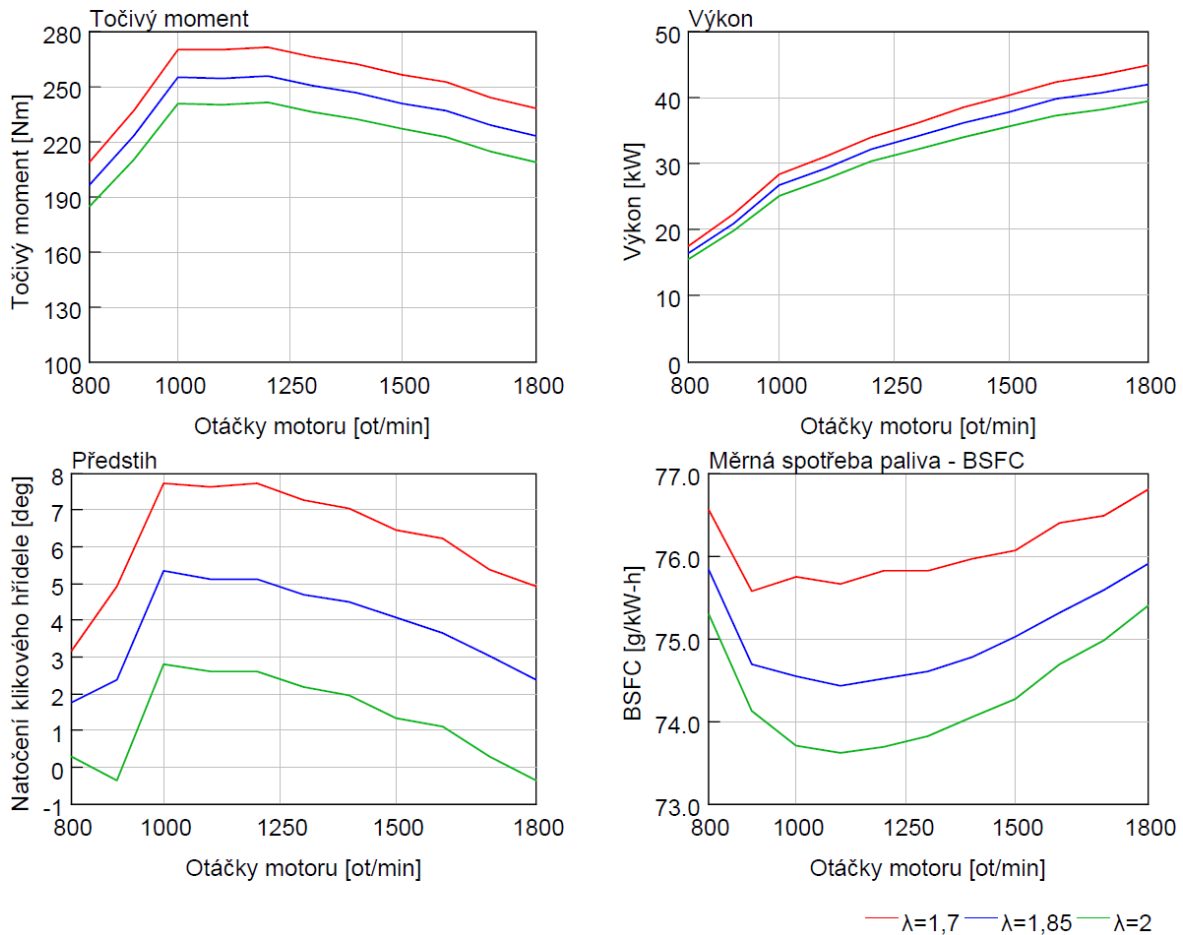
Byla vytvořena citlivost pro tři různé hodnoty přebytku vzduchu ve výfuku ( $\lambda = 1,7; 1,85; 2$ ). Výsledné průběhy vybraných parametrů motoru jsou zobrazeny na Obr. 18.

Při kalibraci modelu byla předepsána podmínka maximálního spalovacího tlaku  $p_{\max}=140$  bar. Samotná kalibrace probíhala hledáním optimálního načasování předstihu, při kterém dochází k iniciaci hoření. Se snižujícím se součinitelem přebytku vzduchu je nutné předstih zmenšovat, příp. přesunout do expanzního zdvihu. To je z důvodu posunutí hlavní fáze hoření do expanze, přičemž nedochází k takovému nárůstu maximálních spalovacích tlaků. Z průběhů výkonových parametrů je zřejmé, že při snižování součinitele přebytku vzduchu, resp. při obohacování směsi dochází k jejich nárůstu, ale také k nárůstu měrné spotřeby paliva.

Při spalování vodíku je z pohledu náchylnosti ke klepání a předzápalům důležité držet hodnotu součinitele přebytku vzduchu co nejvýše. Z výsledných průběhů lze usoudit, že požadované vnější charakteristiky bylo dosaženo při spalování směsi  $\lambda = 1,85$ . Při  $\lambda = 1,7$  dochází ještě k většímu pozitivnímu nárůstu výkonových parametrů, ale také se zvyšuje riziko předzápalů a klepání, což je nežádoucí.

Požadavek na přeplnění ve všech třech případech byl maximálně 3,1 bar. Obdobně jako při spalování motorové nafty není možné takového přeplnění dosáhnout Rootsovým dmychadlem a bude nutné použít dvoustupňového přeplňování.

Další parametry a jejich průběh v závislosti na otáčkách je zobrazen v příloze 5 této práce.



Obr. 18: Průběh točivého momentu, výkonu, předstihu a měrné spotřeby paliva pro spalování vodíku při proměnném součiniteli přebytku vzduchu ( $\lambda = 1,7; 1,85; 2$ ).

#### 8.1.4 Porovnání spalování jednotlivých paliv

V Tab. 6 jsou uvedeny maximální hodnoty celkové účinnosti při otáčkách motoru 1200 ot/min získaných z výpočtů nastavených pro spalování různých paliv. Z hodnot je zřejmé, že při spalování vodíku je docíleno podobné účinnosti jako při spalování motorové nafty. To je způsobeno vysokým součinitelem přebytku vzduchu. U zemního plynu je tato účinnost nižší, jelikož je motor nastaven na provoz na stechiometrickou směs.

Při čtení výsledných hodnot je důležité si uvědomit celkovou bilanci motoru. V tomto případě není do bilance připočítána energetická náročnost externího pohonu Rootsova

dmychadla a také přídatných pohonů pro proudění tekutin v chladících okruzích. Při reálném měření je na místě očekávat nižší hodnoty, které ale budou mít podobný trend.

Palivo	Celková účinnost [%]
Motorová nafta	40,7
Zemní plyn ( $\lambda = 1$ )	38,1
Vodík ( $\lambda = 1,85$ )	40,3

*Tab. 6: Porovnání celkové účinnosti při spalování jednotlivých paliv ve zkušebním jednoválci TATRA při 1200 ot/min.*

Pro porovnání spalování jednotlivých paliv byly též sestaveny indikátorové diagramy při otáčkách motoru 1000 ot/min, které jsou obsaženy v příloze 6 této práce.

## 8.2 Prediktivní model přestupu tepla

Tato podkapitola obsahuje výsledná data z prediktivního modelu přestupu tepla EngCylStrucCustom. Nejprve je popsán vliv tvaru uvažovaných kanálů na rozložení teplotního pole a výběr optimální varianty pro další výpočty. Dále jsou popsány výsledky kalibrace, která byla provedena pro výpočetní model motoru, který spaluje motorovou naftu, viz výsledná data v kapitole 8.1.1.

### 8.2.1 Vliv tvaru kanálu na rozložení teplotního pole

Pro jednotlivé varianty kanálů, které jsou popsány v kapitole 7.1.1, byl proveden výpočet za stejných podmínek, aby je bylo možné mezi sebou porovnat. Motor byl nastaven na oblast maximálního točivého momentu na 1000 ot/min, objemový průtok vzduchu 1,2 m<sup>3</sup>/s, teplota vzduchu 25 °C. Cílem porovnání bylo rozložení teplotního pole po obvodu žebrovaného povrchu celého motoru. Výsledné teplotní rozložení je znázorněno v příloze 7 této práce. Z výsledků je možné usoudit, že mezi první a druhou variantou kanálu, kde je rozdělena průtočná plocha vzduchu podle poměru počtu žebor mezi válcem a hlavou motoru, není téměř žádný rozdíl. Rozdíl je možné pozorovat u třetí varianty, která obsahuje kanál proměnlivého průřezu. Teplotní rozložení je odlišné a žebra kolmá k proudu vzduchu jsou teplejší. Motor tak pracuje za vyššího tepelného namáhání. Detailní kanál byl vybrán pro další práci z důvodu, že tepelné namáhání popisuje nejvíce pesimisticky (tj. uvažuje vyšší maximální teploty), což je vhodné při konstrukčním navrhování komponent motoru, jako například pístu. Dalším důvodem je možnost kalibrování modelu ve více prvcích a tím dosažení celkově větší přesnosti.

### 8.2.2 Kalibrace

Vzhledem k požadované vypovídající hodnotě teplotní analýzy se prediktivní model přestupu tepla bez kalibrace neobejde. To je způsobeno tím, že teplotní namáhání součástí motoru je 3-D, kdežto GT-Power pracuje pouze s 1-D prvky. To vede k tomu, že hodnoty součinitelů přestupu tepla (HTC) mohou vycházet velmi odlišně.

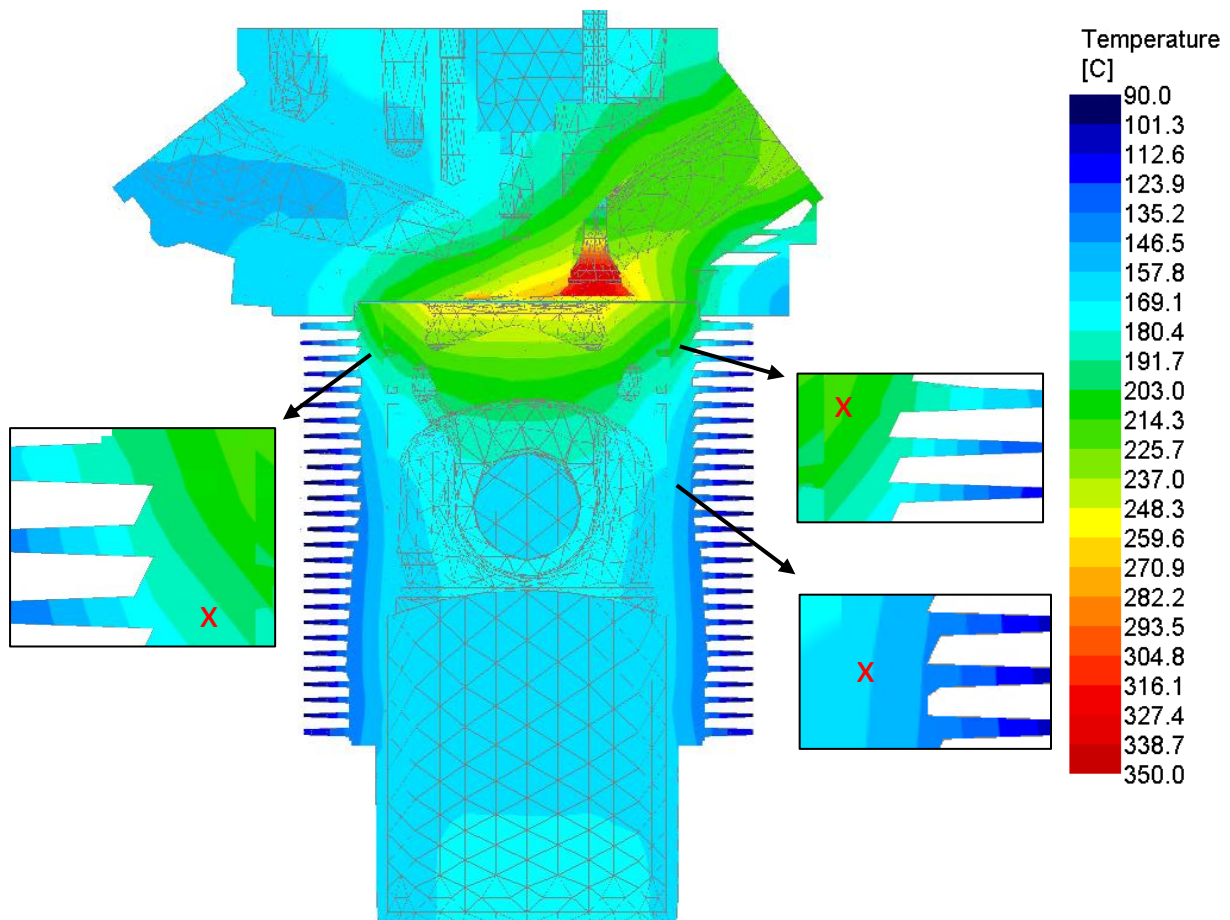
Pro potřeby práce na této diplomové práci byla k dispozici pouze data z provedeného měření, která obsahují informace o teplotách na několika místech ve válci motoru a hlavě motoru. Teploty byly změřeny kontaktně pomocí termočlánků. Detailnější data vhodnější pro kalibrování bohužel získána nebyla. Vhodného a akurátního kalibrování by bylo dosaženo za podpory CFD analýzy, jejíž výsledné hodnoty součinitelů přestupu tepla přímo vstupují jako okrajové podmínky do výpočetního modelu.

Pro názornou ukázkou jsou na Obr. 19 zobrazeny tři kalibrační body pro válec motoru při spalování motorové nafty v oblasti maximálního točivého momentu při 1000 ot/min. Stejně zadefinované jsou další body ve válci, které jsou pouze v rovině kolmé na zobrazení a procházející středem válce. Obdobně byly kontrolovány body v hlavě motoru.

Kalibrace probíhala změnou hodnoty multiplikátoru přestupu tepla (Heat Transfer Multiplier) u prvků okruhu chlazení vzduchem tak, aby se hodnoty z teplotní analýzy co nejvíce blížily naměřeným hodnotám.

Kalibrace okruhů olejového chlazení hlavy a pístu neproběhla, jelikož nebyla k dispozici vstupní kalibrační data.

Chlazení pístu pomocí olejové galerie představuje velmi komplexní problém, pro který by dle mého názoru bylo nejvhodnější využití principů 3-D CFD. Plnění olejové galerie olejem je periodicky se měnící děj, což má velmi zásadní vliv na výsledné hodnoty. Použitím principů 3-D CFD by bylo možné objem olejové galerie rozdělit do různých zón podle procentuálního naplnění olejem a docílit tak detailnější analýzy. Zároveň by bylo možné detailně popsat průběh součinitele přestupu tepla v závislosti na natočení klikového hřídele. Ze znalosti průběhů součinitelů přestupu tepla jednotlivých zón olejové galerie by následně bylo možné využít např. jejich střední hodnotu a kalibrovat tak 1-D teplotní model. Kalibrovat by bylo možné buďto pomocí multiplikátoru přestupu tepla, nebo explicitním zadáním součinitele přestupu tepla. Tyto kroky již přesahují zadání této diplomové práce a slouží jako návrh pro možné budoucí práce na tomto tématu.



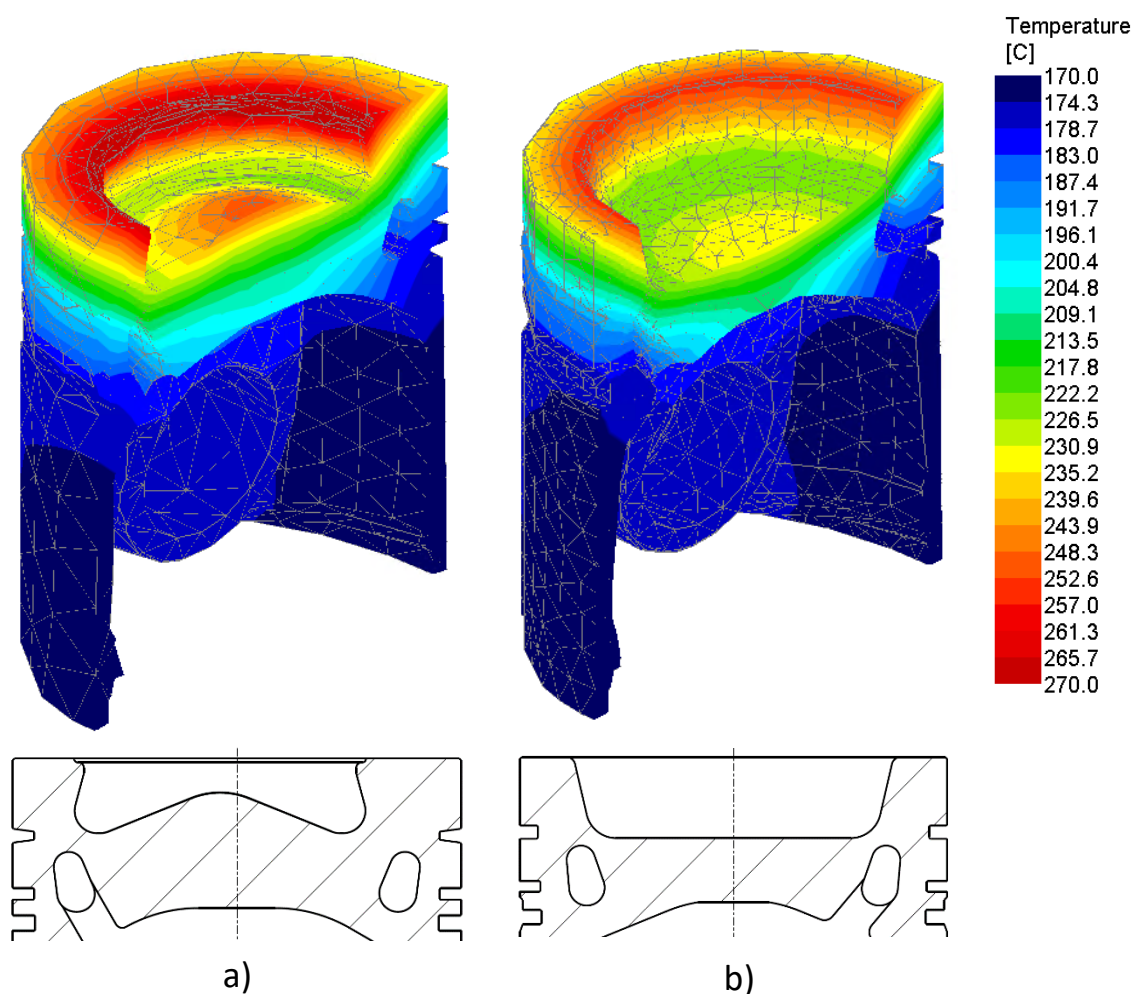
Obr. 19: Znárodnění kalibračních bodů ve válci motoru (červené křížky). Spalování motorové nafty v oblasti  $M_{max}$  při 1000 ot/min ( $\epsilon = 16,5:1$ ).

### 8.2.3 Výsledné teplotní rozložení vybraných komponent motoru

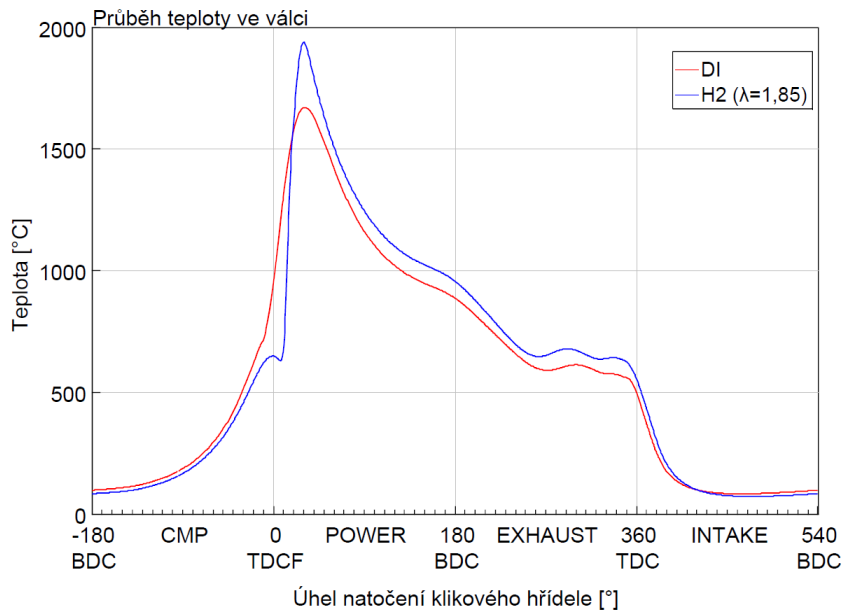
V této podkapitole je zkoumán rozdíl teplotního namáhání pístu při spalování motorové nafty a vodíku. Dále je provedena citlivost při proměnném objemovém průtoku oleje hlavou na teplotní rozložení v hlavě motoru. Hodnoty teplot je nutné uvažovat pouze jako informativní, jelikož v rámci této diplomové práce neproběhla detailní kalibrace teplotního modelu a ve skutečnosti se mohou lišit.

Pro představu, v jaké formě lze z teplotního modelu možné získat výsledná data, je na Obr. 20 zobrazeno rozložení teplot v pístu v řezu pro naftový a vodíkový motor. Výsledné rozložení teplot obou pístů odpovídá režimu motoru při 1800 ot/min, kdy je dosaženo maximálního výkonu motoru. Zobrazeny jsou také tvary jednotlivých spalovacích prostorů ve dně pístu, kterými je definován kompresní poměr ( $\epsilon = 16,5:1$  pro naftový motor,  $\epsilon = 13:1$  pro vodíkový motor). Hodnota součinitele přebytku byla pro vodíkový motor nastavena na  $\lambda = 1,85$ . Z výsledků je patrné, že nejvyšší teploty jsou v oblasti dna pístu, nejnižší

v oblasti pláště pístu. Aby však bylo možné porovnat vliv spalování jednotlivých paliv na rozložení teplot v pístu, tak je nutné znát průběh teploty ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele při jejich spalování. To je zobrazeno na Obr. 21 pro stejný pracovní bod při 1800 ot/min. Z průběhu teploty ve válci je možné pozorovat, že při spalování vodíku jsou po zážehu směsi teploty vyšší, než po vznícení směsi motorové nafty a vzduchu. Maximální teploty na dně pístu však vycházejí vyšší při spalování motorové nafty (270 °C oproti 260 °C). To je způsobeno tvarem spalovacího prostoru ve dně pístu. Dno pístu naftového motoru je tvarované pro usměrnění paprsků paliva, kdežto dno pístu vodíkového motoru je jednoduchého válcového tvaru bez žádných ostrých hran a přechodů. U tvarovaného pístu tak dochází u ostrých hran k lokálnímu přehřívání, které zvyšuje celkové tepelné namáhání pístu.



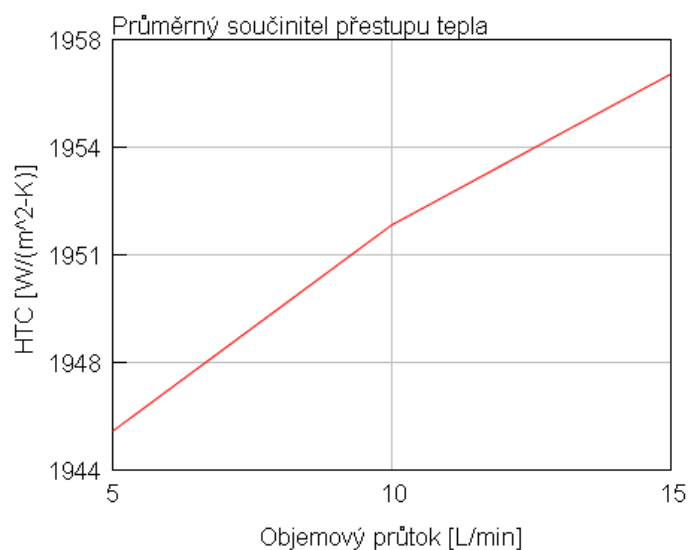
Obr. 20: Porovnání teplotního rozložení pístu při 1800 ot/min pro:  
 a) naftový motor ( $\epsilon = 16,5:1$ ); b) vodíkový motor ( $\lambda = 1,85$ ;  $\epsilon = 13:1$ ). V detailu jsou  
 zobrazeny tvary spalovacího prostoru pístů.



Obr. 21: Průběh teploty ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele pro naftový motor (DI) a vodíkový motor (H2) při 1800 ot/min.

Je důležité si uvědomit, že teploty v pístu budou při reálném testu pravděpodobně nižší a to tím, že je píst chlazen olejem proudícím olejovou galerií. V tomto případě takové chlazení pístu zatím nebylo uvažováno z důvodů popsaných v předchozí podkapitole.

Obdobně lze získat také výsledná data pro ostatní části motoru jako je hlava motoru, válec motoru a ventily a zkoumat tak vliv chlazení na rozložení teplot. V rámci této diplomové práce byla provedena citlivostní analýza objemového průtoku oleje hlavou na teplotní rozložení v hlavě motoru. Citlivost proběhla na vodíkovém motoru při 1800 ot/min pro hodnoty objemového průtoku 5 L/min, 10 L/min a 15 L/min. Teplota oleje byla nastavena na 100 °C. Na Obr. 22 je zobrazen průběh konvektivního součinitele přestupu



Obr. 22: Průběh konvektivního součinitele přestupu tepla při proměnném objemovém průtoku oleje hlavou motoru.

tepla v závislosti na objemovém průtoku oleje hlavou motoru. Z výsledného průběhu je zřejmé, že hodnota součinitele přestupu tepla se téměř nemění. To vede k tomu, že se zvyšujícím se objemovým průtokem oleje dochází pouze k mírnému zlepšení chladícího účinku. To může být způsobeno malou průtočnou plochou vypouštěcího přepadového otvoru, který se může hydraulicky zahltit při velkém objemovém průtoku oleje a snížit tak chladicí potenciál oleje. Zkoumání této problematiky a stanovení limitní hodnoty objemového průtoku oleje hlavou je nad rámec této diplomové práce. Proto byla tato problematika zařazena mezi doporučení pro budoucí práce.

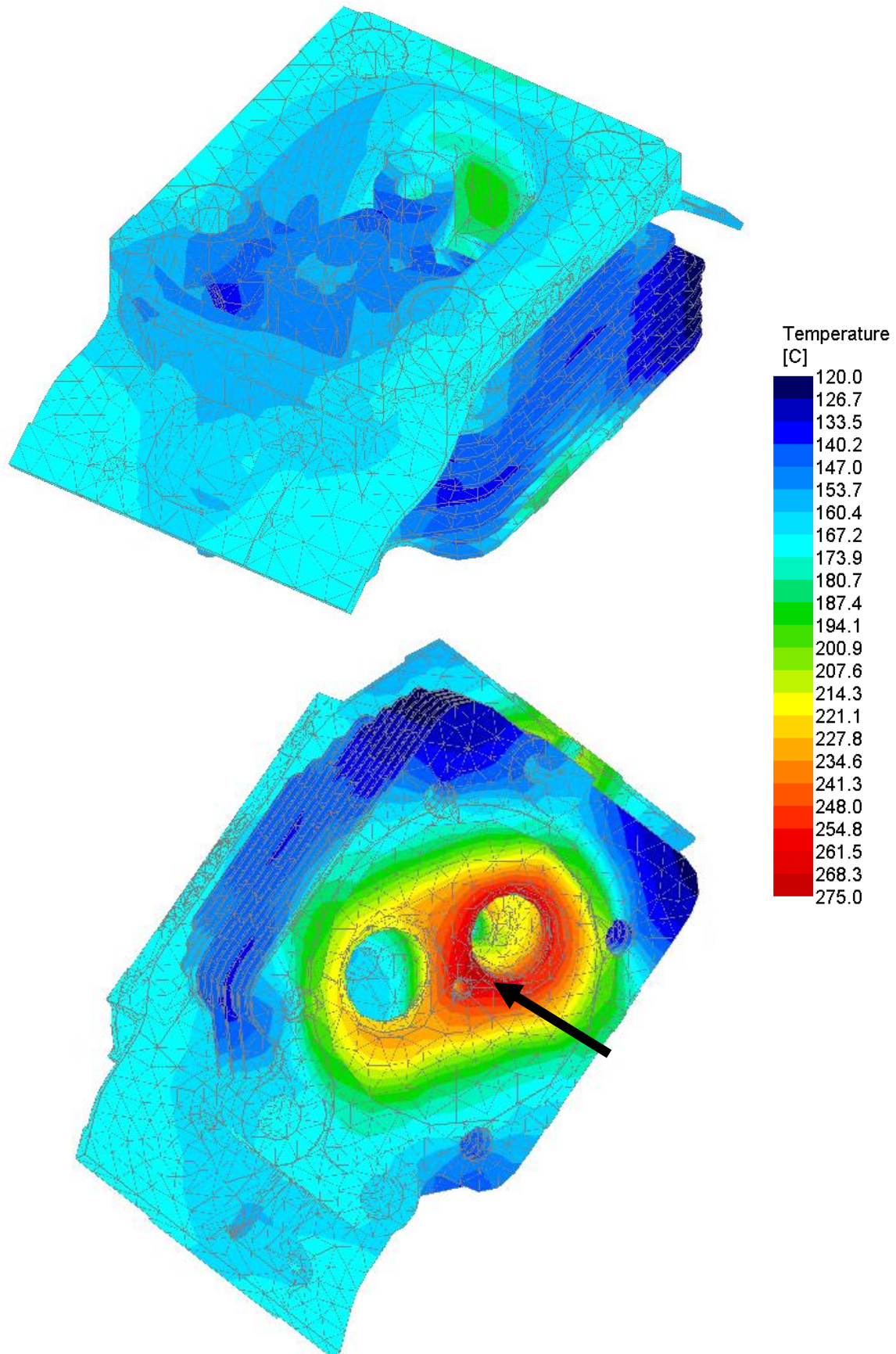
Pro názornou ukázkou je na Obr. 23 zobrazeno teplotní rozložení hlavy motoru při spalování vodíku při 1800 ot/min. Hodnota objemového průtoku oleje v tomto případě byla nastavena na 10 L/min. Z teplotního rozložení je zřejmé, že v oblasti olejové lázně dochází k dodatečnému chlazení hlavy motoru a v oblasti spalovacího prostoru jsou teploty hlavy nejvyšší. V hlavě motoru je z hlediska teplotního namáhání nejdůležitější kontrolovat oblast můstku mezi zapalovací svíčkou (umístěnou v původním místě vstřikovače) a výfukovým ventilem, kde se vyskytují nejvyšší teploty. Na obrázku je oblast můstku vyznačena černou šipkou.

#### **8.2.4 Zhodnocení využití prediktivního modelu přestupu tepla**

Prediktivní model přestupu tepla vytvořený v rámci této diplomové práce představuje velmi užitečný nástroj pro budoucí práci. Může sloužit jako bohatý zdroj vstupních dat pro konstrukční úpravy komponent motoru, např. pro vytvoření optimálního spalovacího prostoru ve dně pístu pro plynový a vodíkový motor. Z výsledků výše je zřejmé, že tvar spalovacího prostoru má výrazný vliv na teplotní namáhání pístu.

Jak již bylo popsáno výše, bude nutné model po reálných testech a měřeních na zkušebním motoru porovnat, zkontrolovat a případně kalibrovat s naměřenými daty.





Obr. 23: Rozložení teplot v hlavě vodíkového motoru při 1800 ot/min ( $\lambda = 1,85$ ;  $\varepsilon = 13:1$ ).  
 Průtok oleje hlavou 10 L/min. Černá šipka zobrazuje mŕstev mezi zapalovací svíčkou a  
 výfukovým ventilem.

## 9 Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření 1-D simulačního modelu zkušebního jednoválcového motoru TATRA v programu GT-Power, který je upraven pro spalování alternativních paliv, konkrétně zemního plynu a vodíku. V úvodní teoretické části práce jsou popsána alternativní paliva a pohony a jejich využití. Do většího detailu byla také rozepsána problematika přímého spalování zemního plynu a vodíku ve spalovacích motorech. V praktické části je rozebrána samotná tvorba simulačního modelu s uvedenými rozdíly pro spalování motorové nafty, zemního plynu a vodíku. Do modelu byl také přidán prediktivní model přestupu tepla.

Nejprve byl na základě dostupných a naměřených dat ve zkušební laboratoři sestaven výpočetní model motoru ve variantě spalování motorové nafty, přičemž byl naladěný na vnější rychlostní charakteristiku odpovídajícímu konvenčnímu motoru T3D-928-30. V dalším kroku byl model upraven na spalování zemního plynu a vodíku. Konverze spočívala v úpravě umístění vstřikovače z válce do sání, snížení kompresního poměru a použití odlišných modelů hoření přizpůsobených pro zážehové motory. Všechny varianty byly následně optimalizovány pro dosažení maximálních výkonových parametrů při dodržení hodnot maximálního spalovacího tlaku a maximálních teplot ve výfuku. Plynová varianta zkušebního motoru byla laděna při spalování stechiometrické směsi ( $\lambda = 1$ ). Pro vodíkovou variantu probíhala optimalizace v oblasti chudé směsi. K dosažení vnější charakteristiky došlo při provozu vodíkového motoru na  $\lambda = 1,85$ .

Za použití výpočetních modelů bylo zjištěno, že přepřehování Rootsovým dmychadlem, které je součástí zkušebního stanoviště, je dostatečné pouze pro plynový motor. Naftový a vodíkový motor potřebuje pro dosažení vnější charakteristiky přídavné přepřehnutí, např. pomocí předřadného turbodmychadla. Pro porovnání spalování jednotlivých paliv byla posuzována hodnota celkové účinnosti, přičemž při spalování vodíku je docíleno obdobné účinnosti jako při spalování motorové nafty. Při spalování stechiometrické směsi zemního plynu dochází k poklesu účinnosti o necelých 7 %.

Spalování vodíku přináší velký potenciál ať už z hlediska obdobné celkové účinnosti motoru v porovnání s naftovým motorem, či příznivému vlivu z hlediska tvorby škodlivin. Velkou výhodou spalování vodíku je nulová tvorba emisí CO<sub>2</sub>. Emise NO<sub>x</sub> vznikají v menší míře v porovnání se spalováním konvenčních paliv. Ke snížení NO<sub>x</sub> je možné ještě využít

principů EGR a SCR. Na druhou stranu spalování vodíku s sebou nese značné problémy, které vznikají již při samotné produkci vodíku z primárního zdroje, skladování a distribuci.

V další fázi byl výpočetní model doplněn o prediktivní model přestupu, který je součástí simulačního programu GT-Power poměrně krátkou dobu, od verze v2018, a využívá v dnešní době velmi rozšířených konečně prvkových sítí pro jednotlivé součásti motoru. Prediktivní model přestupu tepla představuje velmi užitečný nástroj do budoucna pro detailní popis teplotního namáhání klíčových komponent motoru a může sloužit jako hlavní zdroj dat při jejich konstrukčních úpravách. V rámci této práce bylo vytvořeno porovnání pístu pro naftový a vodíkový motor, ve kterém je demonstrován vliv tvaru spalovacího prostoru ve dně pístu na teplotní namáhání pístu. Byla též provedena citlivost objemového průtoku oleje hlavou na celkové teplotní rozložení v hlavě motoru.

Je důležité zdůraznit, že vypovídající hodnota prediktivního teplotního modelu se odvíjí od kalibračních dat, která jsou při stavbě modelu k dispozici. Vzhledem k tomu, že v rámci této práce velká sada dat k dispozici nebyla, jelikož na zkušebním motoru zatím neproběhla žádná měření, je navrhována dodatečná kalibrace a to i za pomoci CFD podpory.

Cíle vymezené pro tuto práci byly dle mého názoru splněny. Do budoucna vidím, co se týče dalšího výzkumu, potenciál v těchto bodech:

- měření na skutečném motoru a porovnání s výpočtovým modelem,
- simulace chodu motoru při částečném zatížení pro detailnější mapování chování motoru,
- optimalizace modelu hoření při spalování vodíku,
- 3-D CFD analýza chlazení vzduchem a olejem, kontrola a případné kalibrování s teplotním modelem.

## Použitá literatura

- [1] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [2] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [3] KAMEŠ, Josef. *Alternativní palivo - vodík*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-254-1686-0.
- [4] GRAB-ROGALINSKI, Karol & SZWAJA, Stanislaw. *Cost Analysis Of Hydrogen Energy Generation*. Journal of KONES. Powertrain and Transport. 2014. 122-126. 10.5604/12314005.1133183.
- [5] SAVCI, SERPIL & ERYILMAZ, TANZER & YESILYURT. *The Effects of Biodiesel on the Environment* [online]. Murat, 2014 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/271211637\\_The\\_Effects\\_of\\_Biodiesel\\_on\\_the\\_Environment](https://www.researchgate.net/publication/271211637_The_Effects_of_Biodiesel_on_the_Environment)
- [6] CHEHROUDI, Bruce. *Use of Natural Gas In Internal Combustion Engines* [online]. Chicago, Illinois, University of Illinois, 1993 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/266374105\\_USE\\_OF\\_NATURAL\\_GAS\\_IN\\_INTERNAL\\_COMBUSTION\\_ENGINES](https://www.researchgate.net/publication/266374105_USE_OF_NATURAL_GAS_IN_INTERNAL_COMBUSTION_ENGINES)
- [7] PALMER, Gary. *Methane Number*. Canada, 2017.
- [8] FRASER, R. A., SIEBERS, D. L., and EDWARDS, C.F. *Autoignition of Methane and Natural Gas in a Simulated Diesel Environment*. SAE paper 910227, 1991.
- [9] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals. Second edition*. New York: McGraw-Hill Education. [2018]. ISBN 978-1-260-11610-6.
- [10] KARIM, G. A. and KLAT, S. R. *The Knock and Autoignition Characteristics of Some Gaseous Fuels and Their Mixtures*. Journal of the Institute of Fuel, Vol. 39: 109- 119, March, 1966.
- [11] LOTT, P., DEUTSCHMANN, O. *Lean-Burn Natural Gas Engines: Challenges and Concepts for an Efficient Exhaust Gas Aftertreatment System*. Emiss. Control Sci. Technol. 7, 1–6 (2021). <https://doi.org/10.1007/s40825-020-00176-w>
- [12] YIP, H.L., SRNA, A., YUEN, A.C.Y., KOOK, S., TAYLOR, R.A., YEOH, G.H., MEDWELL, P.R., Chan, Q.N. *A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion*. Appl. Sci. 2019, 9, 4842. <https://doi.org/10.3390/app9224842>
- [13] *GT-SUITE Flow Theory Manual*. Gamma Technologies, 2018.
- [14] *TVS R410 map*. In: Eaton [online]. [cit. 2022-06-01]. Dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-r410.specifications.html>
- [15] HATSCHBACH, P.: *Different Ways of Intake Port Flow Description*, In: Scientific Proceeding KOKA 2018. Nitra: SPU Nitra, 2018.
- [16] *GT-SUITE Engine Performance Application Manual*. Gamma Technologies, 2018.
- [17] VERHELST, Sebastian, WALLNER, Thomas. *Hydrogen-fueled internal combustion engines*. Progress in Energy and Combustion Science,. 2009. ISSN 0360-1285.

## Seznam obrázků

Obr. 1: Odhad celosvětové maximální zásoby ropy a zemního plynu [1] .....	7
Obr. 2: Náklady na ujetí vzdálenosti 100 km pro jednotlivé technologie výroby vodíku v porovnání s benzínem. Zleva zplyňování uhlí, SMR – parní reforming metanu, elektrolýza za použití solární energie, pyrolýza biomasy, elektrolýza za použití tepelné energie a elektrolýza za použití větrné energie. [4] .....	11
Obr. 3: Závislost klepání motoru při spalování metanu na teplotě sání, kompresním poměru a bohatosti směsi. [10] .....	16
Obr. 4: Závislost množství škodlivin na součiniteli přebytku vzduchu. [11] .....	17
Obr. 5: CAD model zkušebního jednoválcového motoru TATRA.....	22
Obr. 6: Vnější charakteristika jednoválcového motoru odvozeného z T3D-928-30.....	25
Obr. 7: Schéma modelu jednoválcového motoru TATRA v programu GT-Power. ....	26
Obr. 8: Mapa Rootsova kompresoru. [14].....	27
Obr. 9: Zdvihové křivky sacího a výfukového ventilu jednoválcového motoru TATRA. ....	28
Obr. 10: Olejová lázeň v hlavě motoru. 1 – vtokový otvor, 2 – výtokový otvor. ....	35
Obr. 11: Olejová galerie v pístu. 1 - vtokový otvor, 2 - výtokový otvor. ....	35
Obr. 12: Vzduchový chladicí systém motoru: a) znázornění průtoku vzduchu kolem motoru, b) průtočná plocha chladícího vzduchu (bíle) a detail mezery mezi žebry. ....	36
Obr. 13: Zvolené teplosměnné plochy pístu s úpravou pro kompresní poměr 13:1.....	38
Obr. 14: Rozložení teplotního modelu v programu GT-Power. 1 – okruh chlazení hlavy motoru olejem, 2 – okruh chlazení pístu olejem, 3 – okruh chlazení vzduchem. ....	40
Obr. 15: Průběh maximálního momentu, výkonu, měrné spotřeby paliva a součinitele přebytku vzduchu při spalování motorové nafty v závislosti na otáčkách motoru.....	41
Obr. 16: Průběh výkonu a tvorba emisí NOx při proměnném kompresním poměru během spalování CNG při 1800 ot/min. ....	43
Obr. 17: Vnější charakteristika motoru spalujícího CNG při $\lambda=1$ . Otáčky Rootsova kompresoru 9200 ot/min. ....	44
Obr. 18: Průběh točivého momentu, výkonu, předstihu a měrné spotřeby paliva pro spalování vodíku při proměnném součiniteli přebytku vzduchu ( $\lambda = 1,7; 1,85; 2$ ). ....	45
Obr. 19: Znázornění kalibračních bodů ve válci motoru (červené křížky). Spalování motorové nafty v oblasti $M_{max}$ při 1000 ot/min ( $\epsilon = 16,5:1$ ). ....	48
Obr. 20: Porovnání teplotního rozložení pístu při 1800 ot/min pro: a) naftový motor ( $\epsilon = 16,5:1$ ); b) vodíkový motor ( $\lambda = 1,85; \epsilon = 13:1$ ). V detailu jsou zobrazeny tvary spalovacího prostoru pístů. ....	49
Obr. 21: Průběh teploty ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele pro naftový motor (DI) a vodíkový motor (H2) při 1800 ot/min.....	50
Obr. 22: Průběh konvektivního součinitele přestupu tepla při proměnném objemovém průtoku oleje hlavou motoru. ....	50
Obr. 23: Rozložení teplot v hlavě vodíkového motoru při 1800 ot/min ( $\lambda = 1,85; \epsilon = 13:1$ ). Průtok oleje hlavou 10 L/min. Černá šipka zobrazuje můstek mezi zapalovací svíčkou a výfukovým ventilem.....	52

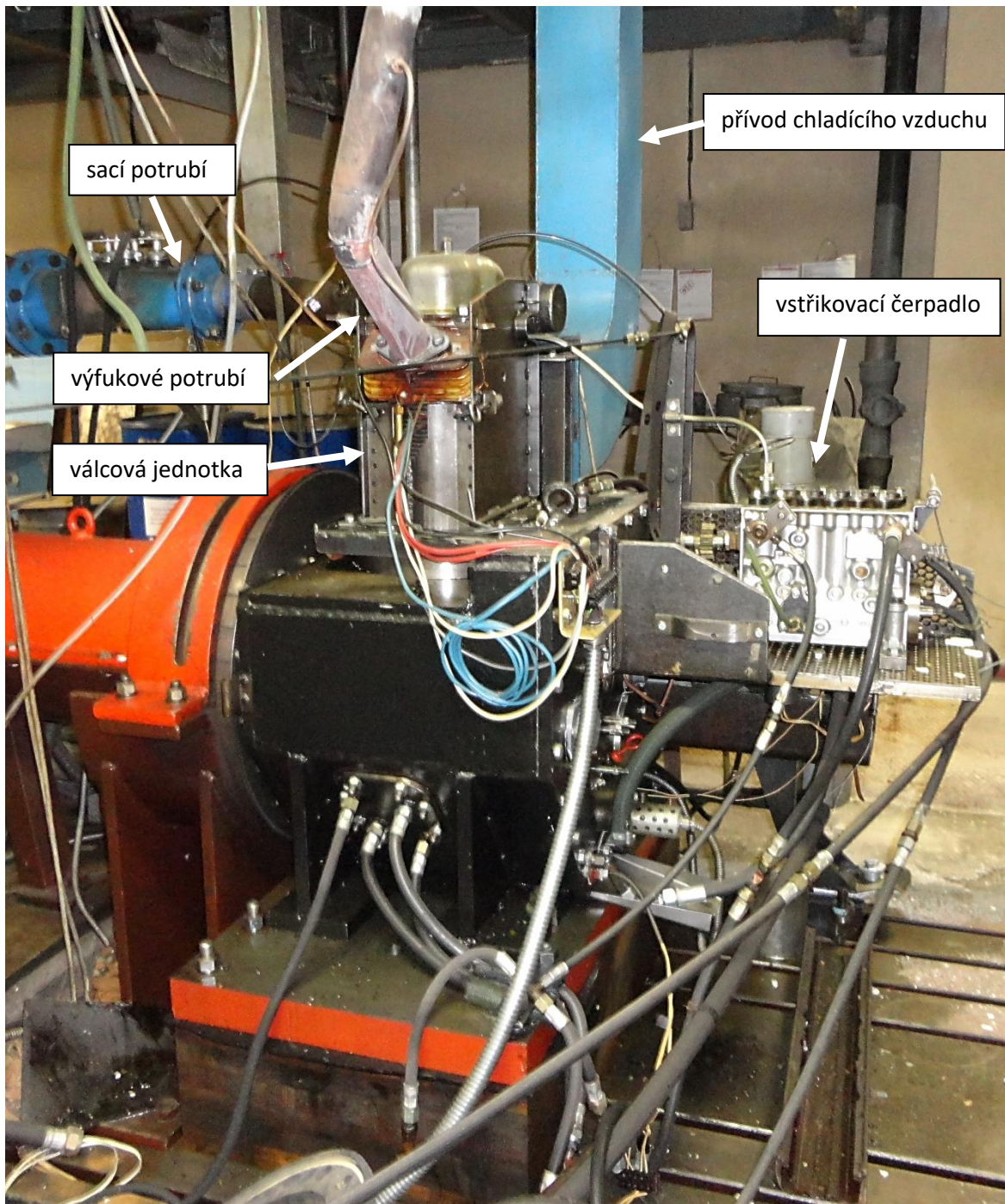
## Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání jednotlivých technologií skladování vodíku. [3] .....	11
Tab. 2: Přehled vlastností alternativních paliv v porovnání s fosilními palivy. [5].....	12
Tab. 3: Parametry zkušebního motoru .....	22
Tab. 4: Hodnoty kalibračních konstant modelu hoření SITurb při $\lambda = (1,7 - 2)$ .....	30
Tab. 5: Teplosměnné plochy součástí motoru.....	38
Tab. 6: Porovnání celkové účinnosti a měrné spotřeby paliva při spalování jednotlivých paliv ve zkušebním jednoválci TATRA při 1200 ot/min.....	46

## Seznam příloh

Příloha 1	Sestava zkušebního jednoválcového motoru včetně příslušenství .....	I
Příloha 2	Dokumentace z měření zdvihových křivek.....	II
Příloha 3	Zjednodušený, rozdělený a detailní kanál.....	III
Příloha 4	Rozložení prvků v GT Power v teplotním modelu pro zjednodušený a rozdělený kanál .....	IV
Příloha 5	Průběh účinnosti, předstihu, emisí NO <sub>x</sub> a $p_{max}$ při spalování vodíku při proměnném součiniteli přebytku vzduchu .....	V
Příloha 6	Porovnání indikátorových diagramů při spalování motorové nafty, zemního plynu a vodíku při 1000 ot/min .....	VI
Příloha 7	Rozložení teplot pro tři varianty kanálu.....	VII

**Příloha 1** Sestava zkušebního jednoválcového motoru včetně příslušenství

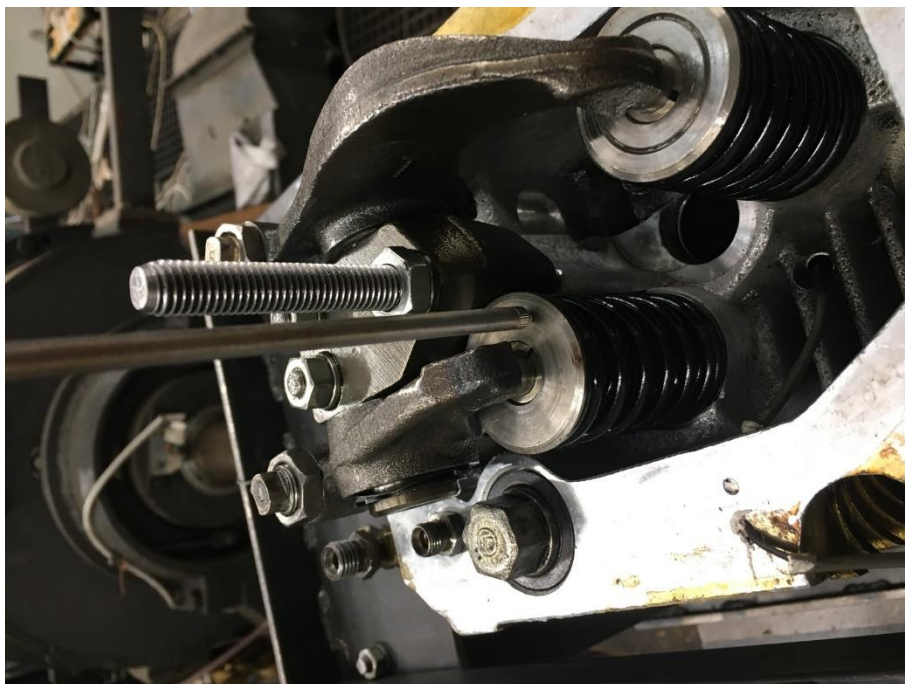


## Příloha 2 Dokumentace z měření zdvihových křivek

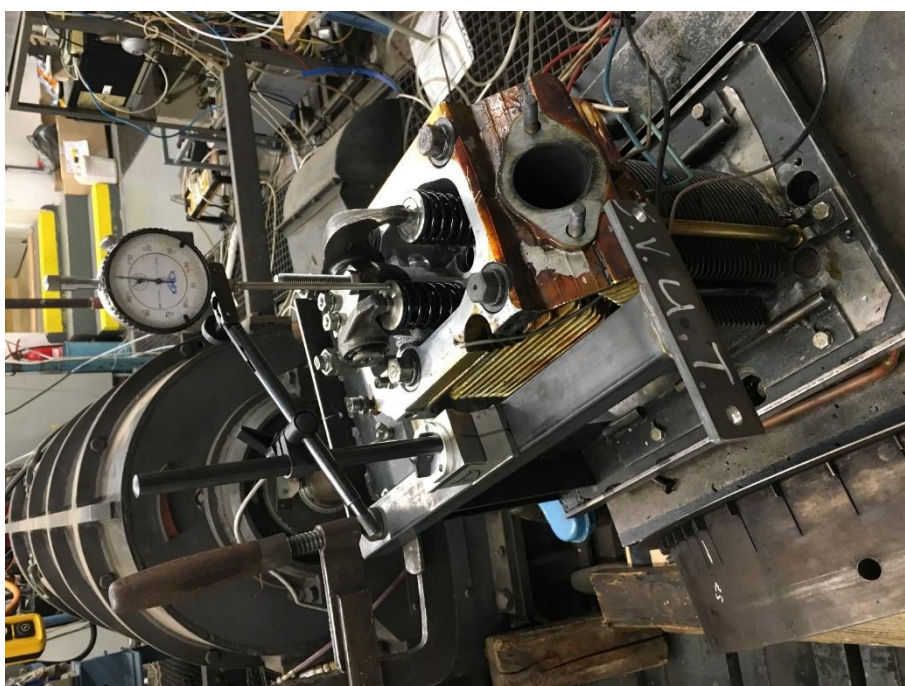
Úchylkoměr Kinex, který byl použit k měření:



Detailní pohled na místo dotyku úchylkoměru a talířku ventilu:



Pohled na měřicí sestavu:

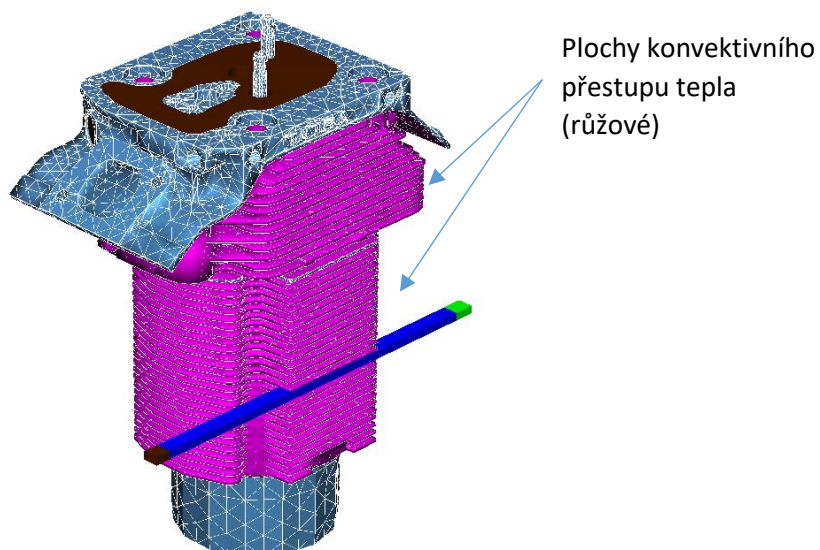




### Příloha 3 Zjednodušený, rozdělený a detailní kanál

#### Zjednodušený kanál a rozdělený kanál

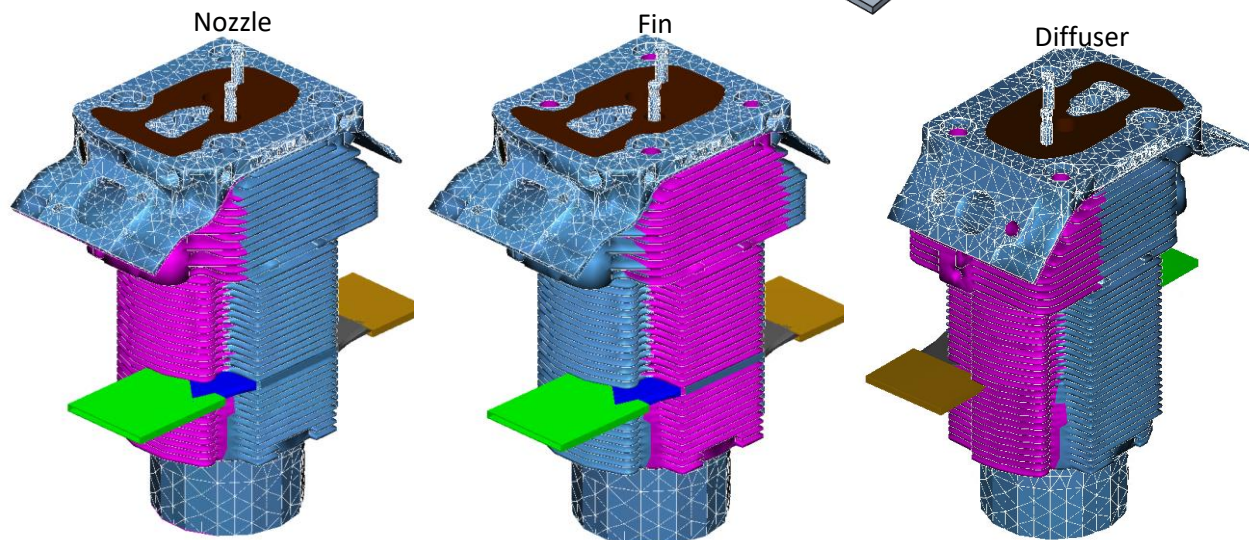
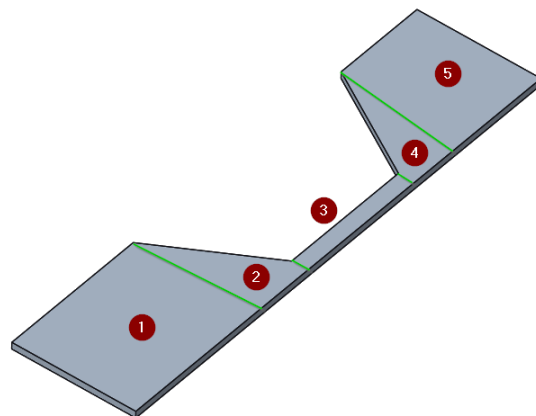
Zobrazení kanálu neměnného obdélníkového průřezu. Zjednodušený kanál uvažuje stejný kanál pro hlavu a válec. Verze s rozděleným kanálem má dva kanály, jeden pro hlavu a druhý pro válec.



#### Detailní kanál

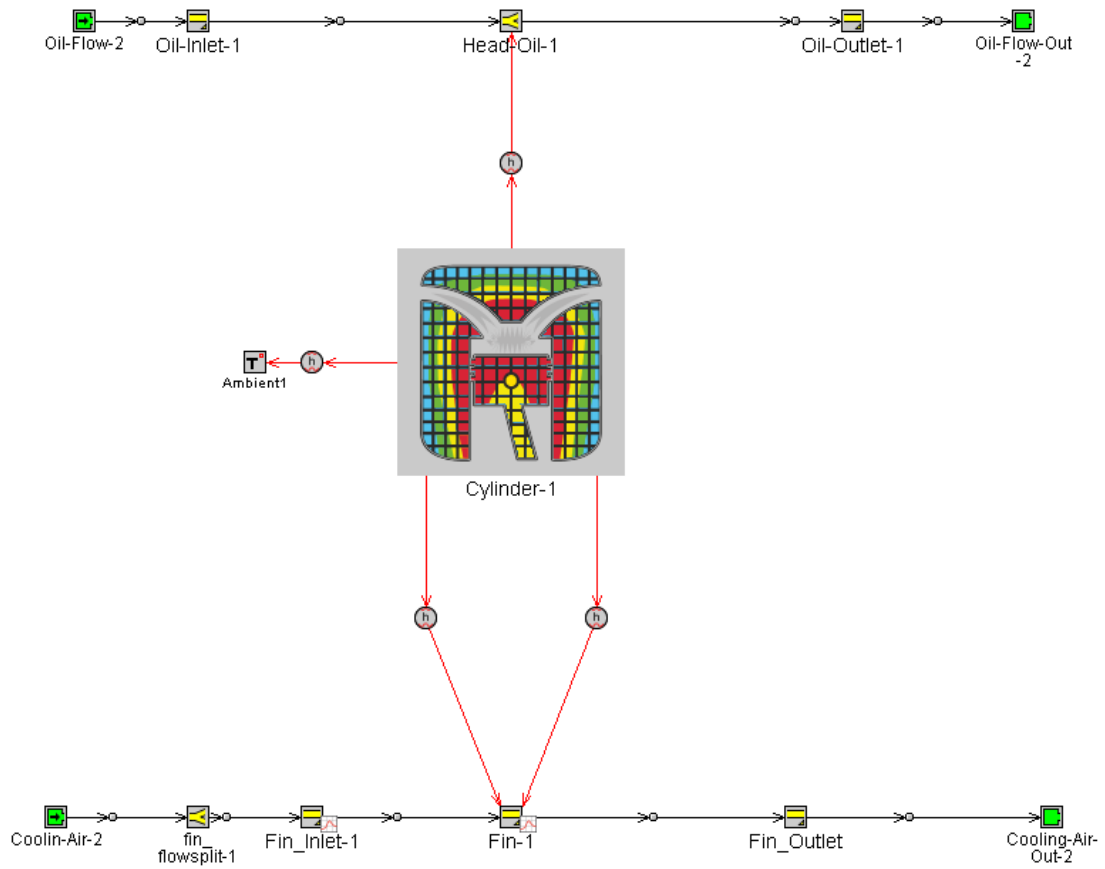
Je rozdělen do několika oblastí, pro které jsou přiřazeny různé části žebrovaného povrchu motoru.

- 1 Vstup (Inlet)
- 2 Tryska (Nozzle)
- 3 Žebro (Fin)
- 4 Difuzor (Diffuser)
- 5 Výstup (Outlet)

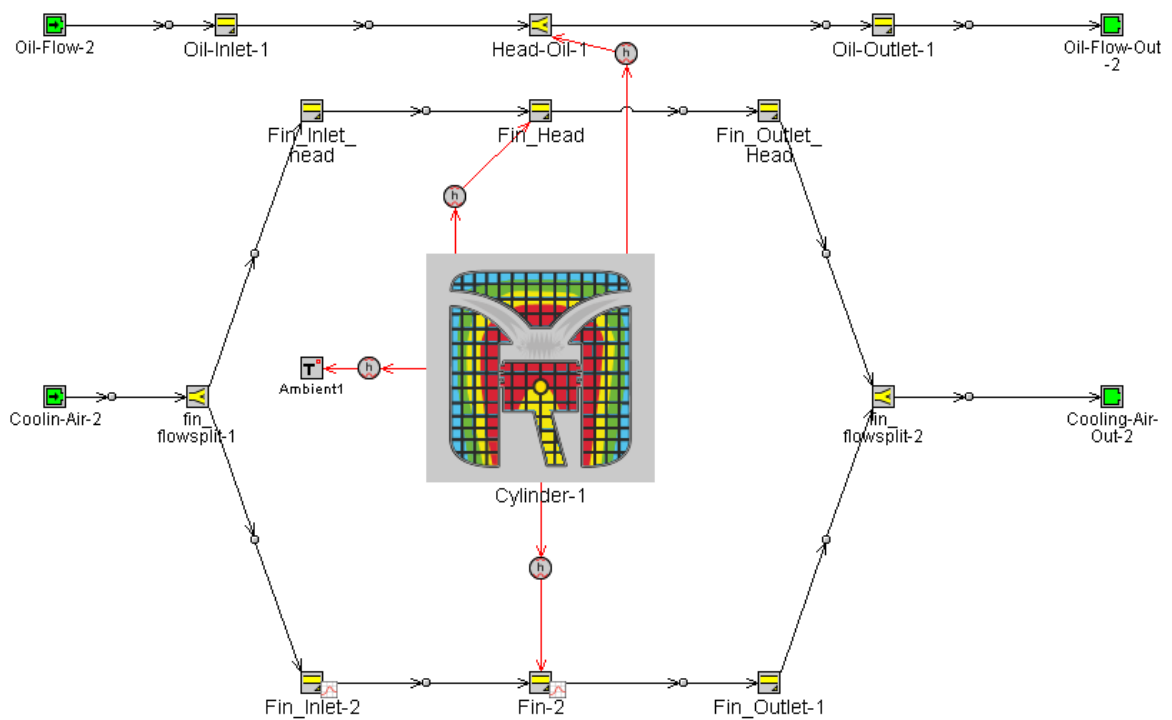


**Příloha 4** Rozložení prvků v GT Power v teplotním modelu pro zjednodušený a rozdělený kanál

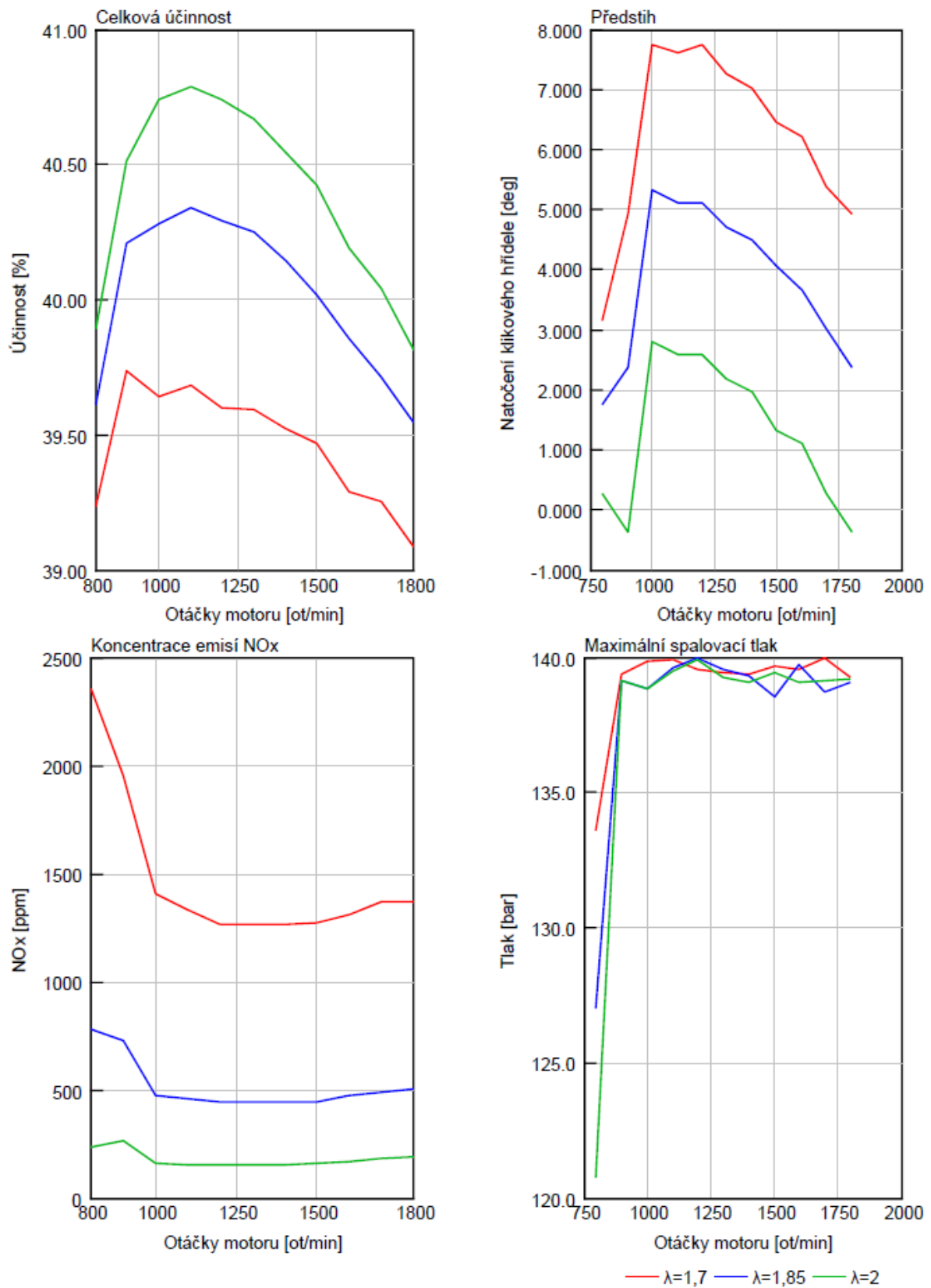
**Zjednodušený kanál:**



**Rozdělený kanál:**

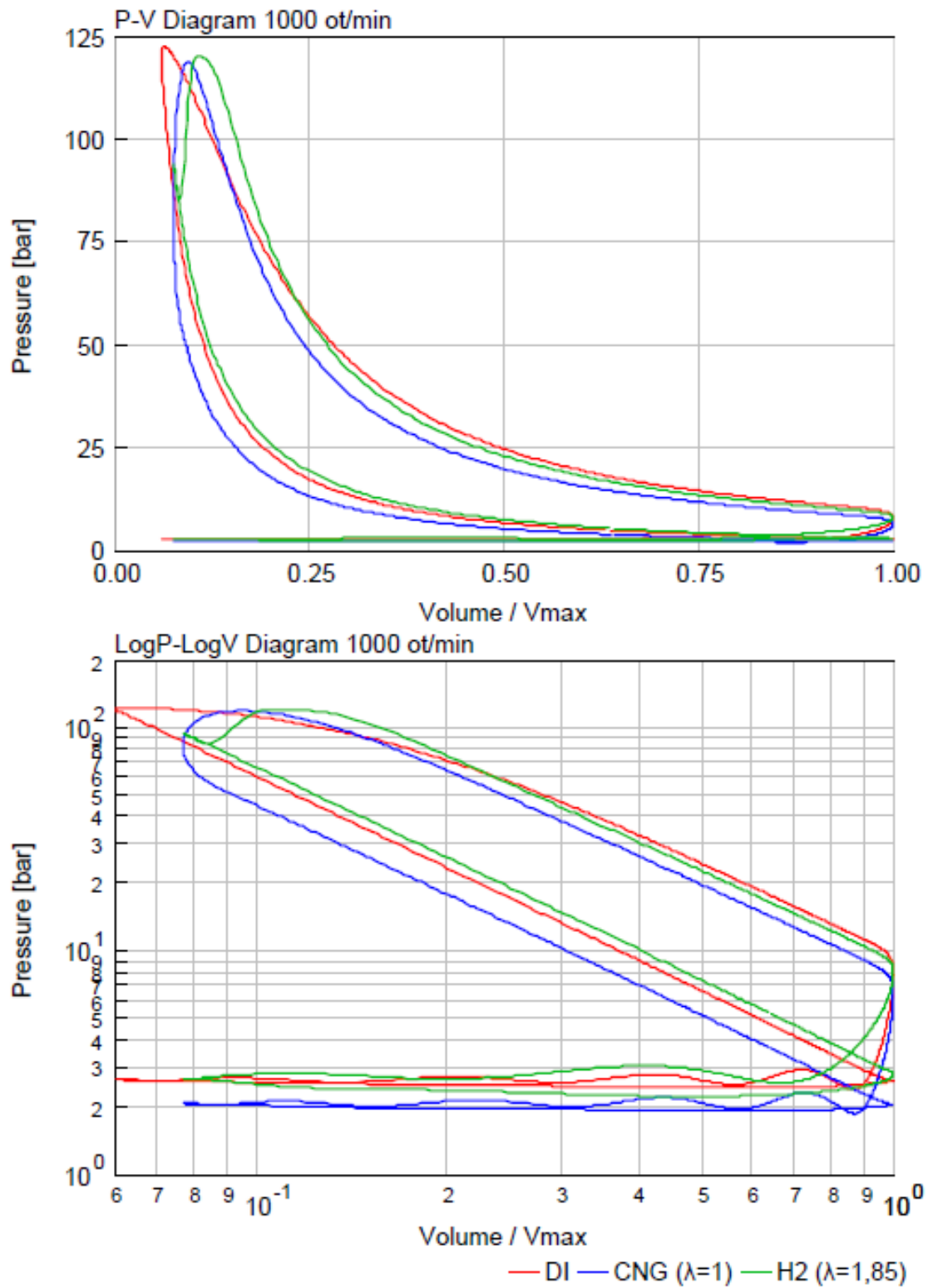


**Příloha 5** Průběh účinnosti, předstihu, emisí NOx a  $p_{max}$  při spalování vodíku při proměnném součiniteli přebytku vzduchu

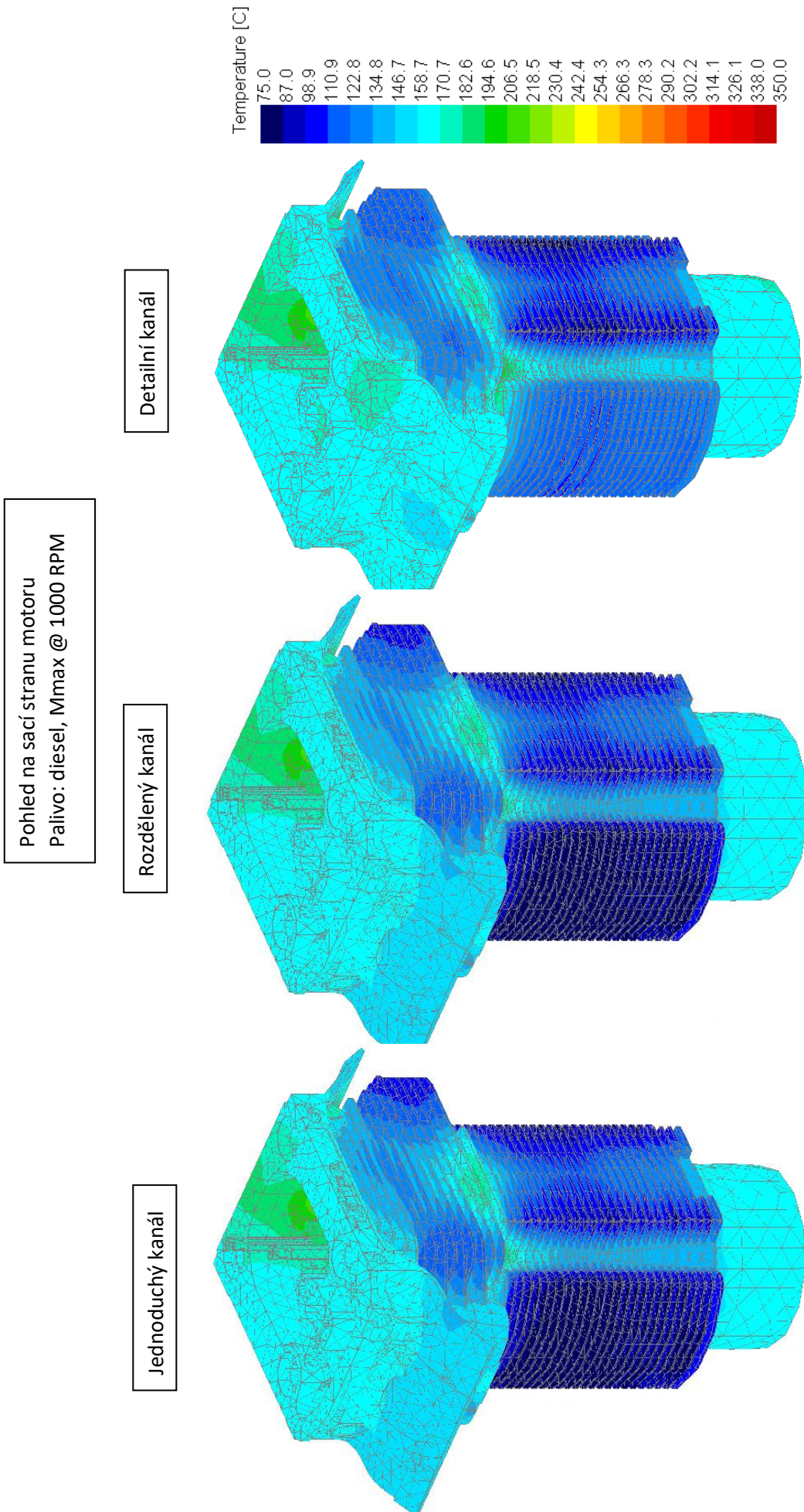


**Příloha 6**

Porovnání indikátorových diagramů při spalování motorové nafty, zemního plynu a vodíku při 1000 ot/min

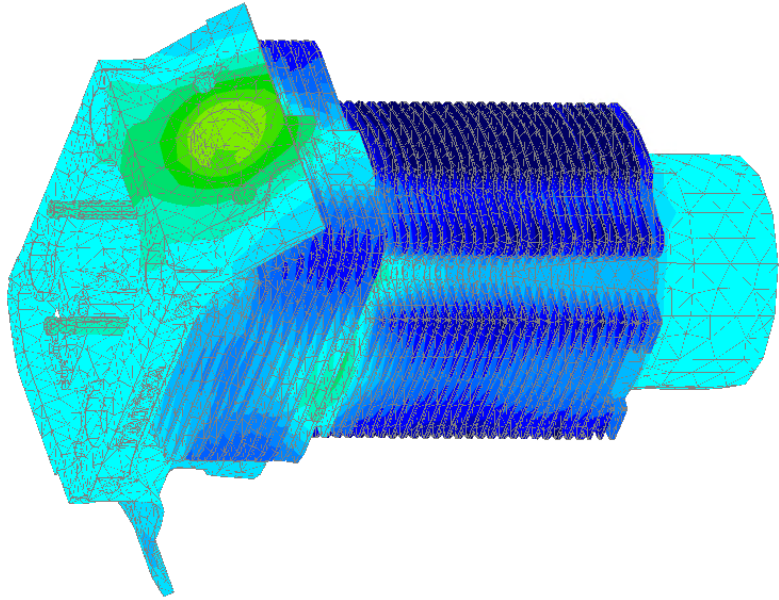


## Příloha 7 Rozložení teplot pro tři varianty kanálu

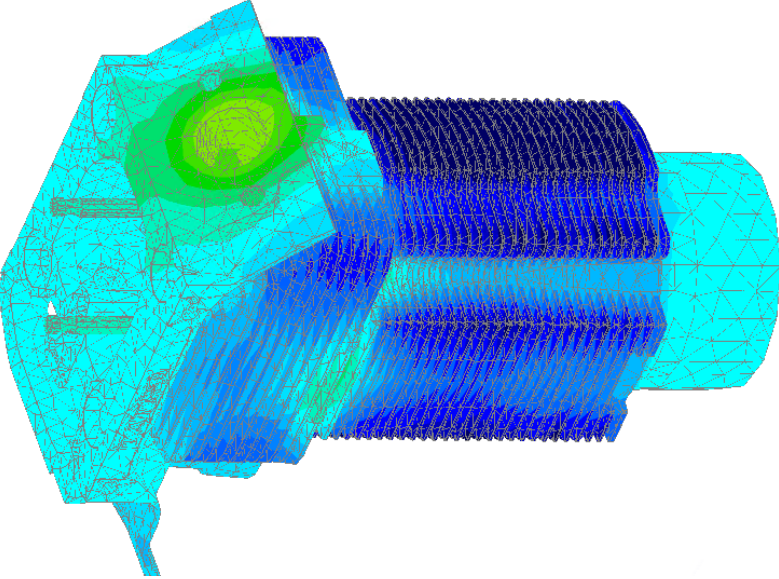


Pohled na výfukovou stranu motoru  
Palivo: diesel, Mmax @ 1000 RPM

Jednoduchý kanál



Rozdělený kanál



Detailní kanál

