

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  

---

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**Analýza teplotního a mechanického namáhání plynového  
motoru s nepřímým zážehem**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta : **strojní**  
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Akademický rok: **2014/2015**



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Martin Kadleček**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**  
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Analýza teplotního a mechanického namáhání  
plynového motoru s nepřímým zážehem**

Název tématu anglicky: **Thermal and Mechanical Load Analysis of a Gas Engine  
with Indirect Ignition**

Označení diplomové práce: **DP 2015 – SM 01**

Pokyny pro vypracování:

Pro plynový motor s vrtáním 102 mm a zdvihem 120 mm s nepřímým zážehem homogenní směsi s komůrkou vyplachovanou plynem vhodným MKP nástrojem proveďte:

1. pevnostní kontrolu upínacího třmenu komůrky
2. pevnostní kontrolu pouzdra zapalovací komůrky
3. pevnostní kontrolu horního dílu komůrky
4. kontrolu rozložení teploty v horním dílu a ve vložce komůrky

Výpočty proveďte pro režim maximálního výkonu motoru pro otáčky motoru 2400 ot/min. Použijte okrajové podmínky z modelu v GT Power. Zhodnoťte nebezpečí vzniku samozápalů ve spalovacím prostoru od horkých částí komůrky.



Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací:

Doporučené podklady: 3D CAD modely motoru a zapalovací předkomůrky  
model motoru s plynem vyplachovanou komůrkou v prostředí  
GT Power  
přístup do databáze SAE paperů.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Odborný konzultant: Ing. Jaromír Fumfera


Datum zadání diplomové práce: 10.4.2015

Datum odevzdání diplomové práce: 19.6.2015

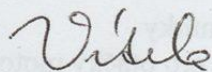
Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

*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.*


Zadání diplomové práce převzal dne: 9.4.2015

  
.....  
podpis diplomanta





Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.  
vedoucí ústavu 12120

  
Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.  
děkan fakulty strojní

## **Abstrakt**

Cílem této diplomové práce jsou pevnostní a teplotní modely součástí komůrkového plynového motoru. Tyto modely byly vytvořeny v programu Abaqus CAE metodou konečných prvků. Úvod práce je věnován historii a funkci komůrkových zapalovacích systémů a základním principům metody konečných prvků. Hlavní náplní práce je tvorba a výsledky vlastních modelů. V závěru jsou zhodnoceny dosažené výsledky a je zhodnoceno nebezpečí vzniku samozápalů v tělese komůrky.

## **Klíčová slova**

Plynový motor, zapalovací komůrka, metoda konečných prvků, pevnostní analýza, teplotní analýza.

## **Abstract**

The aim of the diploma thesis is to create strength and thermal models of gas engine ignition parts. These models have been created in Abaqus CAE software by using the finite element method. The introduction is devoted to the history and function of chamber ignition systems and to the basic principles of the finite element method. The main section of the thesis is a creation and assessment of the results of the models. In the conclusion, the results are assessed, and the danger of autoignition in the chamber evaluated.

## **Keywords**

Gas engine, ignition chamber, finite element method, strength analysis, thermal analysis.

## **Bibliografická citace**

Kadleček, M. *Analýza teplotního a mechanického namáhání plynového motoru s nepřímým zážehem*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Analýza teplotního a mechanického namáhání plynového motoru s nepřímým zážehem” vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Vávry, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 12.6.2015

.....

Martin Kadleček

## **Poděkování**

Děkuji všem, kteří mi poskytli důležité informace a rady při řešení diplomové práce. Chci poděkovat zejména panu Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a užitečných informačních zdrojů a panu Ing. Jaromíru Fumferovi za pomoc se systémem Abaqus CAE. Největší poděkování patří rodičům za podporu a zázemí po celou dobu studia.

## Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
1 Úvod .....	11
2 Motivace .....	13
3 Cíle práce .....	14
4 Konstrukční řešení .....	15
4.1 Princip činnosti předkomůky .....	15
4.2 Součinitel přebytku vzduchu .....	16
4.3 Vliv na emise škodlivých látek .....	17
4.4 Historie předkomůrky .....	18
4.5 Konstrukční řešení na motoru D432 Daewoo - Avia .....	25
5 Seznámení s metodou konečných prvků .....	29
5.1 Postup při řešení MKP .....	30
5.2 Matematická formulace MKP .....	30
5.3 MKP a stacionární vedení tepla .....	31
6 Výhody a nevýhody MKP .....	33
7 Schéma řešení v programu Abaqus CAE .....	34
8 Pevnostní analýza .....	35
8.1 Pevnostní analýza upínacího třmenu .....	35
8.1.1 Okrajové podmínky .....	36
8.1.2 Analytické řešení .....	39
8.1.3 Výpočetní síť .....	40
8.1.4 Výsledky analýzy .....	41
8.2 Pevnostní analýza horního pouzdra .....	44
8.2.1 Okrajové podmínky .....	45
8.2.2 Výpočetní síť .....	46
8.2.3 Výsledky analýzy .....	47
8.3 Pevnostní analýza horního dílu komůrky .....	49
8.3.1 Okrajové podmínky .....	49
8.3.2 Výpočetní síť .....	50
8.3.3 Výsledky analýzy .....	51
9 Teplotní analýza tělesa komůrky .....	53
9.1 Vstupní data .....	53

---

Analýza teplotního a mechanického namáhání plynového motoru s nepřímým zážehem 7



9.2 Okrajové podmínky .....	55
9.3 Přibližné analytické řešení .....	59
9.4 Výpočetní síť .....	60
9.5 Vnější válcová plocha vložky komůrky .....	62
9.6 Výsledky analýzy.....	64
9.7 Zhodnocení náchylnosti k samozápalům.....	68
10 Závěr.....	72
11 Použité informační zdroje.....	73
12 Seznam příloh.....	75

## Seznam použitých zkratek a symbolů:

$A_{\text{kom}}$	$[\text{mm}^2]$	plocha komůrky na kterou působí tlak
$A_{\text{těs}}$	$[\text{mm}^2]$	plocha těsnění
$\alpha_{\text{exp}}$	$[\text{K}^{-1}]$	teplotní součinitel roztažnosti
$\alpha_{\text{kom}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	koeficient přestupu tepla v komůrce
$\alpha_{\text{val}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	koeficient přestupu tepla ve válci
BPI		Bowl pre - chamber ignition
CFD		Computational fluid dynamics
CNG		stlačený zemní plyn
CO		oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>		oxid uhličitý
$c_p$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
E	$[\text{MPa}]$	modul pružnosti v tahu
$E_{\text{gen}}$	$[\text{J}]$	teplo generované vnitřním zdrojem
$E_{\text{in}}$	$[\text{J}]$	teplo vstupující do soustavy
$E_{\text{out}}$	$[\text{J}]$	vystupující teplo
$\varepsilon$	$[-]$	poměrné prodloužení
$\varepsilon_E$	$[-]$	koeficient emisivity
f	$[-]$	koeficient tření
F	$[\text{N}]$	celková síla namáhající třmen
$F_p$	$[\text{N}]$	síla od tlaku plynů
$F_s$	$[\text{N}]$	síla v ose svorníku
$F_{\text{těs}}$	$[\text{N}]$	síla k utěsnění spalovacího prostoru
FEM		Finite element method
HAI		Hydrogen assisted jet ignition
HC		nespálené uhlovodíky
HCJI		Homogeneous combustion jet ignition
HFJI		Hydrogen flame jet ignition
IAV		Pre - chamber spark plug with pilot injection
IMEP	$[\text{MPa}]$	Indicated mean effective pressure
JDC		Jet dispersed combustion
JPIC		Jet flame injection and combustion

k	[-]	bezpečnost
$k$	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla v kontaktu
$\lambda$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
LAG		Lavinia aktivatisia gorenia
$L_t$	[-]	teoretická spotřeba vzduchu
MKP		metoda konečných prvků
$m_L$	[kg]	hmotnost vzduchu
$M_o$	[Nmm]	ohybový moment
$m_p$	[kg]	hmotnost paliva
MUSIC		Merritt unthrottled spark ignition combustion
NO <sub>x</sub>		oxidy dusíku
O	[m]	obvod vložky komůrky
$\nu$	[-]	Poissonovo číslo
PCJ		Pulsed combustion jet
PFJ		Pulsed flame jet
PJC		Pulsed jet ignition
PJI		Pulse jet igniter
$p_{sp}$	[MPa]	maximální spalovací tlak
$q_x$	$[\text{W.m}^{-2}]$	tepelný tok
R	[N]	reakce na hlavě motoru
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$\rho$	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota
S	$[\text{m}^2]$	plocha mezikruží vložky komůrky
SCR		selektivní katalytická redukce
$\sigma$	$[\text{N.mm}^{-2}]$	napětí
$\sigma_o$	$[\text{N.mm}^{-2}]$	ohybové napětí
t	[s]	čas
TD		turbodmychadlo
TJI		Turbulent jet ignition
$T_{stř_{kom}}$	[K]	střední teplota v komůrce
$T_{stř_{val}}$	[K]	střední teplota ve válci
$W_o$	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v ohybu

## 1 Úvod

V poslední době se čím dál častěji setkáváme u výrobců spalovacích motorů a motorových vozidel se snahou poskytnout zákazníkům produkt spalující plynná paliva. Tento trend je dán mnoha faktory. Jedním z nich jsou teoreticky větší zásoby zemního plynu než ropy, dále pak menší technologická a energetická náročnost na výrobu konečného paliva (CNG vs. benzin, nafta) a z toho plynoucí menší cena paliva pro konečného spotřebitele. Z technického hlediska je u plynů důležité snazší mísení se vzduchem a vyšší oktanové číslo než u benzínu a nafty (přibližně 130), což zajišťuje lepší odolnost proti klepání. Zároveň je dnes velký trend, spotřebitelský i legislativní, na zpřísňování emisních limitů.

Snížení emisí škodlivých látek spalovacího motoru se u zážehových motorů nejčastěji docílí použitím oxidačně - redukčního katalyzátoru, v případě vznětových motorů se používá například selektivní katalytická redukce SCR k likvidaci emisí NO<sub>x</sub>, nejčastěji v kombinaci s filtrem pevných částic. Toto všechno jsou externí opatření ke snížení emisí škodlivých látek, která přímo neovlivňují proces spalování v motoru.

Koncentrace škodlivých látek vznikajících spalováním ve spalovacím motoru lze však také ovlivňovat směšovacími poměry paliva a vzduchu. Nízkých hodnot NO<sub>x</sub> lze dosáhnout zvýšením přebytku vzduchu  $\lambda$ , pevné částice nejsou u plynových motorů problémem. V případě většího ochuzení se však stává směs konvenčními systémy jen velmi obtížně zapalitelnou. K zapálení směsi ve válci motoru však může dojít za pomoci komůrky, do které je přivedena směs velmi bohatá, ta je zažehnuta pomocí elektrického zapalovacího systému a následně výšlehem z komůrky skrz výšlekové otvůrky zapálí chudou směs v hlavním spalovacím prostoru. Jelikož je použito více otvůrek, které jsou rozmístěny po obvodu zapalovací komůrky, je dosaženo zapálení směsi ve více místech hlavního spalovacího prostoru najednou, což zajišťuje spalování chudých směsí s dostatečnou rychlostí. Analýzou tohoto systému se tato diplomová práce zabývá.

V diplomové práci jsem se zabýval analýzou komůrkového systému pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu Abaqus CAE. Tento program jsem zvolil pro jeho dostupnost ve studentské verzi a také z důvodu možnosti konzultace s odborníky z univerzity, kteří tento program používají.

Konstrukce, kterou jsem analyzoval, byla navržena mým předchůdcem, Ing. Martinem Štouralem, na základě motoru D432 používaném v nákladních automobilech Daewoo - Avia.



Tato konstrukce byla v průběhu času po konzultacích s odborníky z průmyslové praxe optimalizována Ing. Zbyňkem Syrovátkou, což jsem vzal při analýze v úvahu.

Diplomová práce je rozdělena do několika částí, z nichž každá pojednává o jedné z řešených analýz. Každou z těchto analýz jsem se snažil řešit co nejpodobněji technické praxi, k čemuž mi pomohly rady odborníků.

Jako první jsem se zabýval pevnostní analýzou vybraných částí komůrkového zapalovacího systému. Konkrétně se jedná o přídržný třmen, pouzdro a horní část komůrky. V druhé části jsem se zabýval teplotní analýzou kompletního komůrkového zapalovacího systému.

## 2 Motivace

Jak jsem již naznačil výše, má MKP analýza je součástí vývojového projektu plynového automobilového motoru pro spalování velmi chudých směsí. Na tomto projektu se podílí řada odborníků a diplomantů z Fakulty strojní ČVUT v Praze. Naším cílem je navrhnout funkční konstrukční řešení podložené výpočty a ověřené experimenty.

Můj přínos projektu se skládá ze dvou hlavních částí. První z nich je statická MKP analýza vybraných, mechanicky zatěžovaných, nově konstruovaných součástí motoru. Tato analýza nám dává představu o napětích uvnitř součástí, na jejichž základě můžeme vyhodnotit slabá místa konstrukce a předejít tak zničení motoru v průběhu experimentu, popř. reálném provozu.

Druhá část se zabývá teplotní analýzou komůrkového zapalovacího systému. Výstupem této analýzy je rozložení teploty v součástech, které bude následně sloužit dalšímu diplomantovi při 3D modelování proudění ve spalovacím prostoru a vyhodnocení náchylnosti motoru k samozápalům vlivem lokálních špiček teploty dílů. Kombinace těchto dvou analýz pak určí, zda je motor schopný pracovat v dané konfiguraci bez poškození a umožní motor optimalizovat pro požadovaná využití.

### 3 Cíle práce

Seznámení se s historií a konstrukčními řešeními komůrkových zapalovacích systémů

Seznámení s analyzovanou konstrukcí

Seznámení s výpočetním programem Abaqus CAE, jeho ovládáním a výpočetními postupy

Statická pevnostní analýza vybraných součástí komůrkového zapalovacího systému

Teplotní analýza vybraných součástí komůrkového zapalovacího systému

Zhodnocení nebezpečí vzniku samozápalů vlivem horkých částí

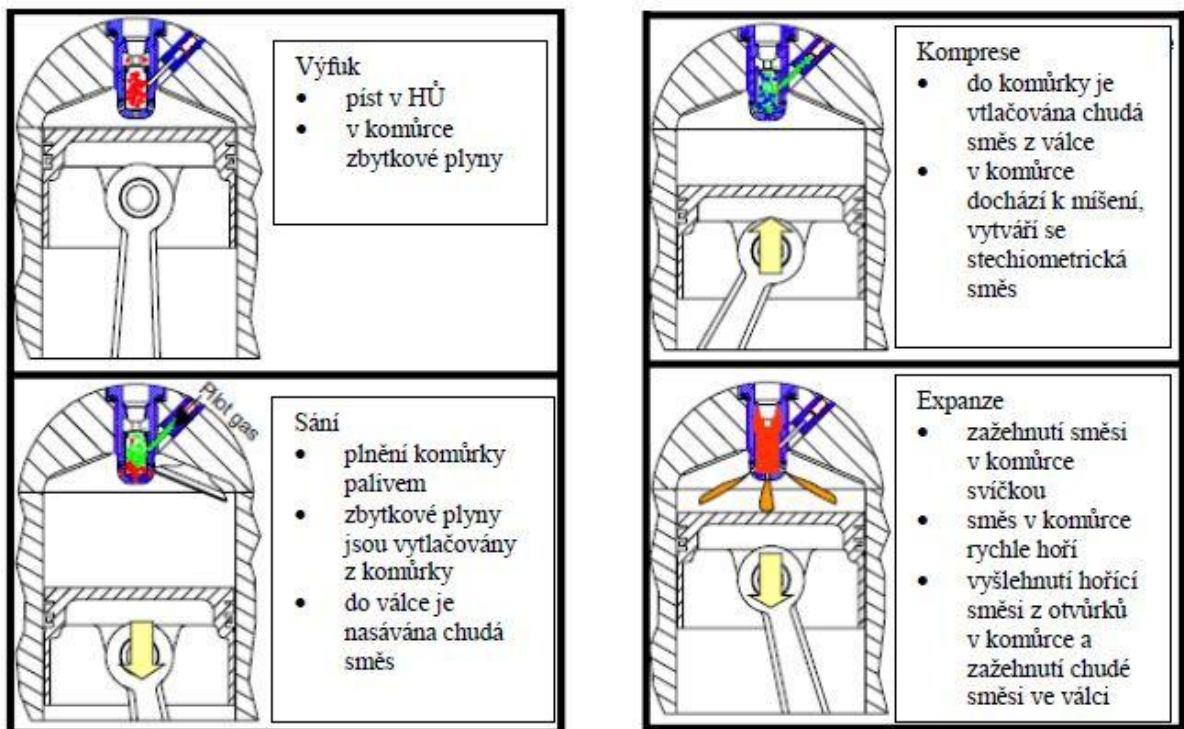
## 4 Konstrukční řešení

### 4.1 Princip činnosti předkomůrky

Použití předkomůrky znázorňuje zásadní rozdíl mezi nepřímým a přímým vstřikováním paliva. Zatímco u přímého vstřikování je palivo vstřikováno přímo do hlavního spalovacího prostoru, u nepřímého vstřikování pomocí předkomůrky je, jak už název napovídá, použita předkomůrka. Toto řešení se nejdříve používalo u motorů vznětových a ve stacionárních plynových motorech, v poslední době se experimentuje s použitím tohoto zařízení v plynových automobilových motorech, což je také případ motoru D432 Daewoo - Avia, na který se zaměřuje tato práce.

Princip činnosti se mírně liší podle toho, zda se jedná o tzv. plněnou komůrku (Jet Ignition nebo Torch Ignition) nebo o komůrku bez přívodu paliva (Torch Cell). Analyzovaný plynový motor využívá plněnou komůrku. Princip je takový, že do hlavního spalovacího prostoru (válce) je nasáta pomocí sacího potrubí přes sací ventily směs paliva a vzduchu. Tato směs je však velmi chudá ( $\lambda > 1$ ), a proto konvenčními systémy zapalování jen velmi obtížně zapalitelná. V hlavě válce je proto umístěna komůrka, která má vlastní přívod paliva (v tomto případě plynu) a je tak možné v ní připravit směs stechiometrickou ( $\lambda = 1$ ) či mírně bohatou. Během sacího zdvihu je do komůrky přiváděno palivo z přídavného systému, zatímco do válce je nasávána směs velmi chudá. Během kompresního zdvihu proudí chudá směs z válce do komůrky, kde se vytvoří směs, která je pak bez problémů zapalitelná konvenční zapalovací svíčkou, která je umístěna taktéž v předkomůrce. Komůrka je s hlavním spalovacím prostorem spojena pomocí výšlehových otvůrků, které jsou rozmístěny po celém obvodu komůrky a díky výšlehu je zapálena chudá směs ve válci.<sup>[5]</sup>





Obr.1: Princip komůrkového zapalovacího systému s plněním komůrky [5]

Zapalovací komůrky bez přívodu paliva jsou konstrukčně jednodušší. Komůrka je většinou vytvořena přímo v hlavě motoru, případně jako další součást obklopující elektrody svíčky. Nemá vlastní pomocný přívod paliva. K plnění komůrky čerstvou směsí dochází v průběhu kompresního zdvihu působením pohybu pístu. Nejdůležitější při návrhu takovéto komůrky je správné umístění zapalovací svíčky. Komůrka zároveň chrání vznikající plamen před sfouknutím v důsledku proudového pole v hlavním spalovacím prostoru. Nevýhodou je nedokonalé vypláchnutí čerstvou směsí a tudíž jsou v komůrce vždy zbytkové plyny.<sup>[5]</sup>

#### 4.2 Součinitel přebytku vzduchu

Součinitel přebytku vzduchu značený  $\lambda$  je veličina, která definuje množství vzduchu, které je k dispozici při spalování ve spalovacím motoru. Pro  $\lambda=1$  hovoříme o stechiometrické směsi, kdy je poměr mezi palivem a vzduchem teoreticky ideální. Pro  $\lambda<1$  hovoříme o bohaté směsi. V této oblasti vznikají produkty nedokonalého spalování, hlavně nespálené uhlovodíky, které jsou zdraví škodlivé. Při mírně bohaté směsi ( $\lambda\sim 0,9$ ) však dochází k nejrychlejšímu šíření čela plamene a tudíž motor v této oblasti dosahuje maxima výkonu. Pro  $\lambda>1$  hovoříme o chudé směsi. Při mírném ochuzení dochází téměř k dokonalému spalování. Pro mírně chudé směsi ( $\lambda= 1,1-1,2$ ) však vzniká maximum oxidů dusíku NO<sub>x</sub>, které jsou jedovaté. S rostoucím  $\lambda$  však tyto emise klesají.<sup>[7]</sup>

$$\lambda = \frac{m_L}{L_t \cdot m_p} \quad (1)$$

$m_L$  .....hmotnost vzduchu

$m_p$ .....hmotnost paliva

$L_t$ .....teoretická spotřeba vzduchu

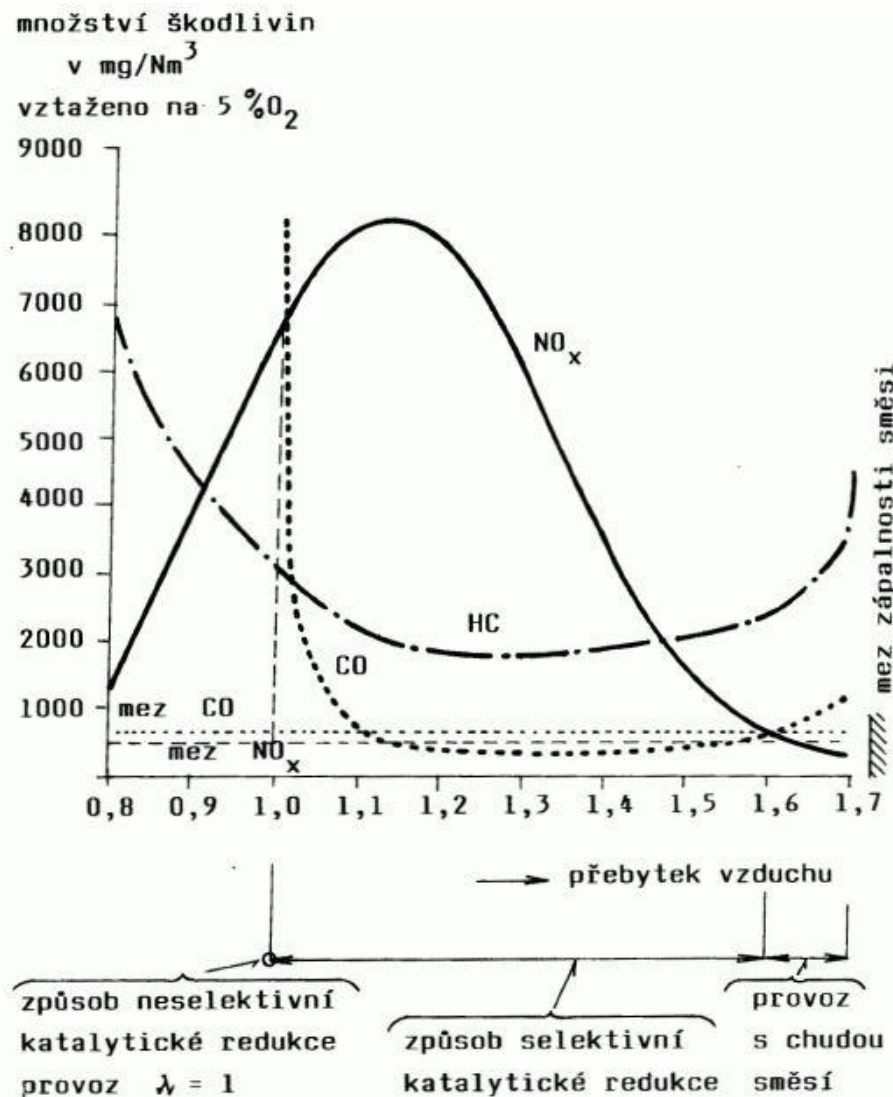
### **4.3 Vliv na emise škodlivých látek**

Každý spalovací motor produkuje při svém provozu škodlivé látky, kterými zatěžuje okolí. Jedná se o nespálené uhlovodíky HC, oxid uhelnatý CO, oxidy dusíku označované NO<sub>x</sub>, u vznětových a přímovstříkových zážehových motorů se sledují také pevné částice. U plynových motorů emise pevných částic a jemného prachu nevznikají. V současné době se také velmi sleduje produkce CO<sub>2</sub>. Tento plyn je sice produktem dokonalého spalování, ale je označován jako skleníkový plyn zapříčiňující globální oteplování a proto je silný tlak na jeho snižování. Produkce CO<sub>2</sub> je svázána se spotřebou paliva. Komůrkový motor pracující s velmi chudou směsí dosahuje nižší spotřeby paliva než konvenční motory a tudíž má i menší emise CO<sub>2</sub>.

Nespálené uhlovodíky HC vznikají v příliš bohaté směsi vinou přebytku paliva a neúplného spalování. Minimum produkce nespálených uhlovodíků leží přibližně v oblasti  $\lambda = 1,1-1,2$ . S vyšší hodnotou  $\lambda$  produkce HC stoupá vlivem nedokonalého spalování. V chudé směsi může také dojít k vynechání zážehu, což se výrazně negativně projeví právě na produkci HC.<sup>[7]</sup>

Oxid uhelnatý vzniká nedokonalým spalováním při nedostatku kyslíku potřebnému k oxidaci CO na neškodný plyn CO<sub>2</sub>. Z tohoto důvodu jsou největší emise CO v mírně bohaté směsi. S ochuzením koncentrace CO ve výfukových plynech klesá. U chudých směsí však může dojít k nárůstu koncentrace CO vlivem pomalého hoření náplně válce s relativně nízkou teplotou plamene.<sup>[5]</sup>

Vznik oxidů dusíku NO<sub>x</sub> je závislý na teplotě při spalování. S rostoucí teplotou exponenciálně rostou emise NO<sub>x</sub>. Nejvyšších teplot je dosahováno v mírně bohaté směsi. V této oblasti je však nedostatek kyslíku, tudíž maximum NO<sub>x</sub> vzniká ve směsi mírně ochuzené.



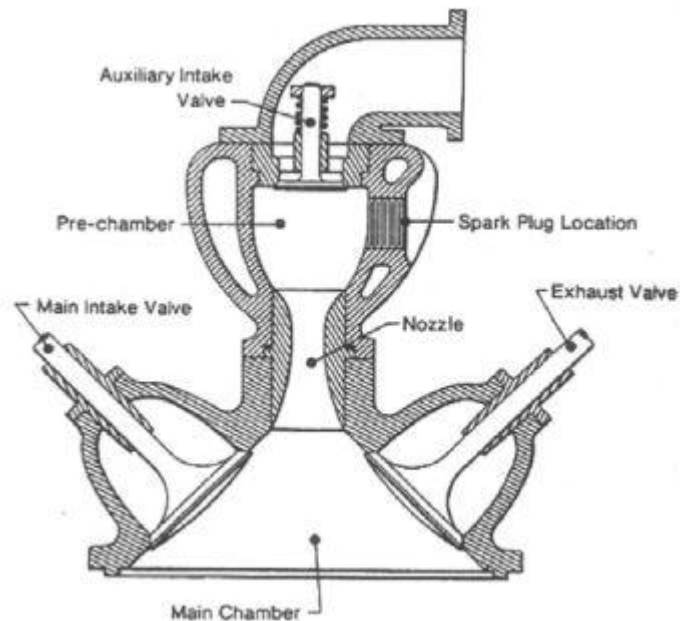
Obr. 2: Emise škodlivin v závislosti na přebytku vzduchu [7]

Je patrné, že oblast chudých směsí má z hlediska emisí škodlivých látek značné výhody, zejména v produkci NO<sub>x</sub>, které již není potřeba nadále likvidovat. To je pro automobilové motory značná výhoda, stejně jako výhoda v "bezčásticovém" provozu vlivem spalování zemního plynu. Tyto dvě škodlivé látky jsou dnes největší problém a jejich eliminace již při spalování značně snižuje náklady na další zařízení a zvyšuje spolehlivost celého emisního řetězce jako celku.

#### 4.4 Historie předkomůrky

System zapalování pomocí komůrky je znám od první poloviny 20. století. V této době si nechal Sir Harry Ricardo patentovat konstrukční řešení vznětového motoru s předkomůrkou známé jako "Comet combustion chamber". Sir Harry Ricardo vynalezl však také zážehový dvoudobý motor s předkomůrkou známý jako "Ricardo Dolphin". Tento motor využívá

pomocný sací ventil, kterým se přivádí bohatá směs do komůrky, ve které je umístěna zapalovací svíčka. V komůrce dochází k zážehu pomocí zapalovací svíčky a hořící bohatá směs následně zapálí chudší směs v hlavním spalovacím prostoru. Tento tříventilový motor byl inspirací pro mnoho dalších konceptů.<sup>[16]</sup>



Obr. 3: Schéma hlavy motoru Ricardo Dolphin [16]

V následujících letech vzniklo mnoho dalších variant předkomůrek od různých výrobců a výzkumníků, kteří se zabývali především zvýšením přebytku vzduchu  $\lambda$  a termodynamické účinnosti.

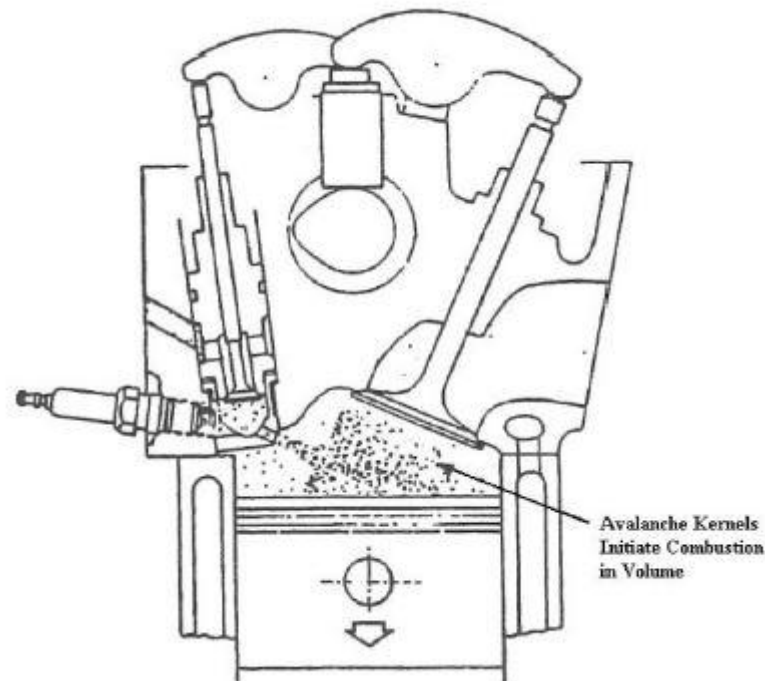
Přehled vývoje zážehových komůrkových systémů shrnuje tabulka Ing. Martina Štourala.<sup>[14]</sup>



Tab. 1: Přehled komůrkových systémů [14]

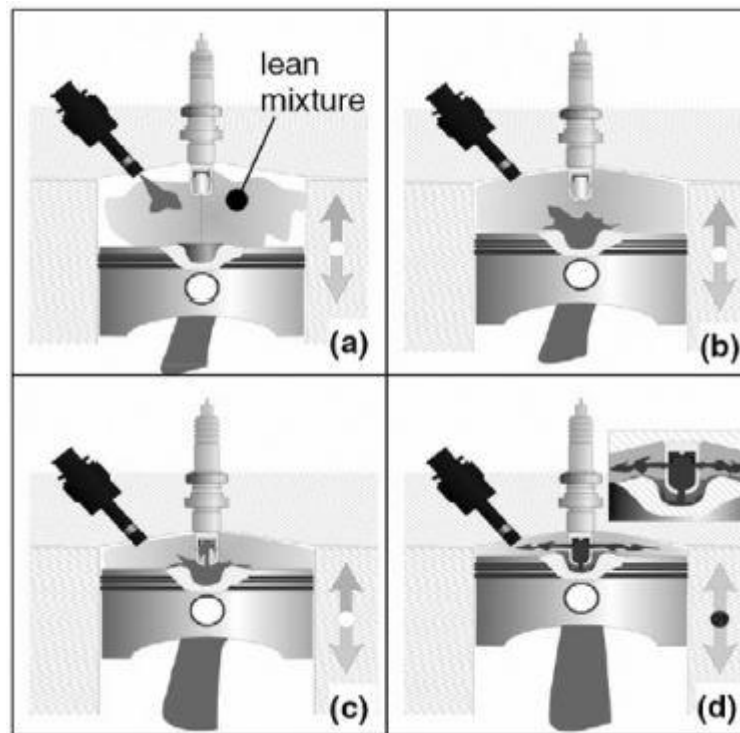
Datum zahájení	Proudový systém zapalování	výzkumníci
50. léta	<b>LAG</b> – Avalanche Activated Combustion	L.A. Gussak and colleagues
Pozdější 70. léta	Flame Jet ignition <b>JPIC</b> – Jet flame injection and combustion <b>PFJ</b> – Pulsed Flame Jet <b>PCJ</b> – Pulsed Combustion Jet	A.K. Oppenheim a colleagues at the University of California, Berkeley and later by E. Murase at Kyusku University
1984	Swirl chamber spark plug	Reinhard Latsch at Bosch, Stuttgart
1992	<b>HAI</b> – Hydrogen Assisted Jet Ignition	H.C. Watson at the University of Melbourne, Australia
1993	<b>PJC</b> – Pulsed Jet Ignition <b>JDC</b> – Jet Dispersed Combustion	Warsaw University of Technology
1993	<b>HFJI</b> – Hydrogen Flame Jet Ignition	Toyota College of Technology and Gifu University, Japan
1999	<b>APIR</b> (Self ignition triggered by radical injection)	University of Orleans , France
1999	Scavenged and unscavenged swirl chamber spark plugs	Pischinger et al. at Aachen University of Technology, FEV GmbH, Germany
1999	<b>BPI</b> – Bowl Pre-chamber Ignition	Universitaed Karlsruhe and Multitorch GmbH in Germany
2003	<b>PJI</b> – Pulse Jet Igniter	P. M. Najt et al. at General Motors
2005	<b>HCJI</b> – Homogeneous Combustion Jet Ignition	Robert Bosch, GmbH
2007	<b>IAV</b> – Pre-chamber spark plug with pilot injection	IAV GmbH and Multitorch GmbH, Germany
2009	<b>TJI</b> – Turbulent Jet Ignition	Mahle Powertrain

V 50. letech byl týmem okolo L. A. Gussaka vyvinut první spalovací motor s tryskovým zážehem s názvem LAG ("Lavinia Aktivatisia Gorenia" nebo "Avalanche Activated Combustion"). Gussak zjistil, že neoptimálnějších výsledků motor dosahuje s komůrkou o velikosti 2-3 % kompresního objemu, plochou otvůrku 0,03 - 0,04 cm<sup>2</sup> na každý 1 cm<sup>3</sup> objemu komůrky a s poměrem délka otvůrku / průměru otvůrku 0,5. V roce 1981 byl tento systém zakomponován do osobního vozu Volha. Motor byl vybaven vstřikovačem ovládaným vačkou, který zajišťoval přípravu bohaté směsi ( $\lambda=0,5$ ) v komůrce, která pak zapálila chudou směs ( $\lambda=2$ ) ve válci motoru. Byla to právě rozsáhlá Gussakova studie, která odhalila důležitost aktivních radikálů v tomto typu zapalovacího procesu.<sup>[16]</sup>

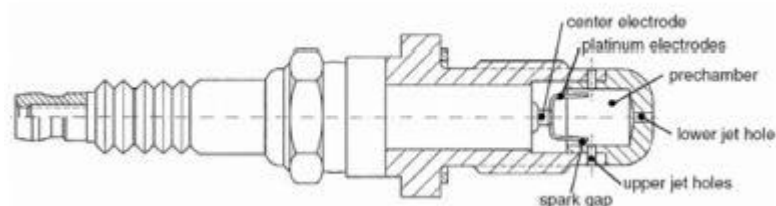


Obr. 4: Motor s tryskovým zážehem LAG [16]

V 80. letech se Reinhard Latsch pokusil zjednodušit systém LAG. Vznikla tak zapalovací svíčka s vírovou předkomůrkou ("Swirl chamber spark plug). Tato verze měla malou dutinu uvnitř svíčky s průměrem 14 mm. Další výzkum v této oblasti byl prováděn i nadále Latschem a jeho týmem v laboratořích Bosch ve Stuttgartu a v roce 1999 byl představen koncept s označením BPI ("Bowl pre-chamber ignition"). Tento koncept je realizován pomocí zapalovací svíčky s předkomůrkou, přímým vstřikováním a pístem s vybráním. V BPI motoru dochází ke dvěma vstřikům. První během sacího zdvihu vede k chudé ( $\lambda = 1,4-1,7$ ) homogenní směsi ve válci. Druhý, malý vstřík (~3% celkového objemu paliva) přichází v průběhu kompresního zdvihu a je směřován do vybrání v pístu, takže je s pomocí jeho pohybu palivo vysoce turbulentním tokem transportováno do komůrky. Bohatá směs v komůrce zapalovací svíčky je následně zažehnuta jiskrou, jsou vytvořeny proudy plamene, které skrz otvůrky zapálí chudou směs ve válci. Stejně jako u jiných proudových komůrkových systémů i tady dochází ke snížení spotřeby paliva a emisí NOx hlavně v částečných zatíženích. Kromě toho je zvýšená odolnost proti klepání při plném zatížení motoru. <sup>[16]</sup>

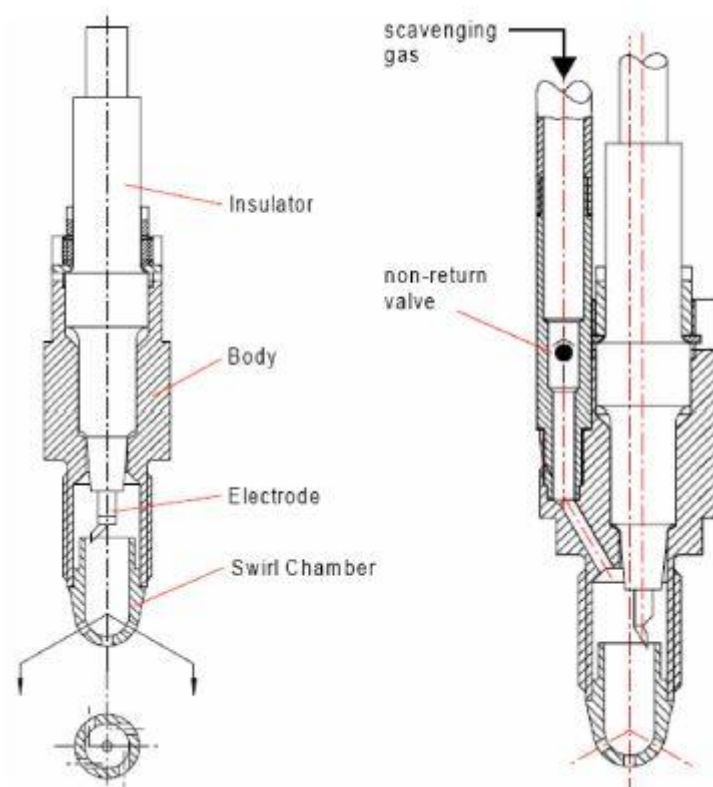


Obr. 5: Princip činnosti motoru BPI [16]



Obr. 6: Zapalovací svíčka s vírovou předkomůrkou [16]

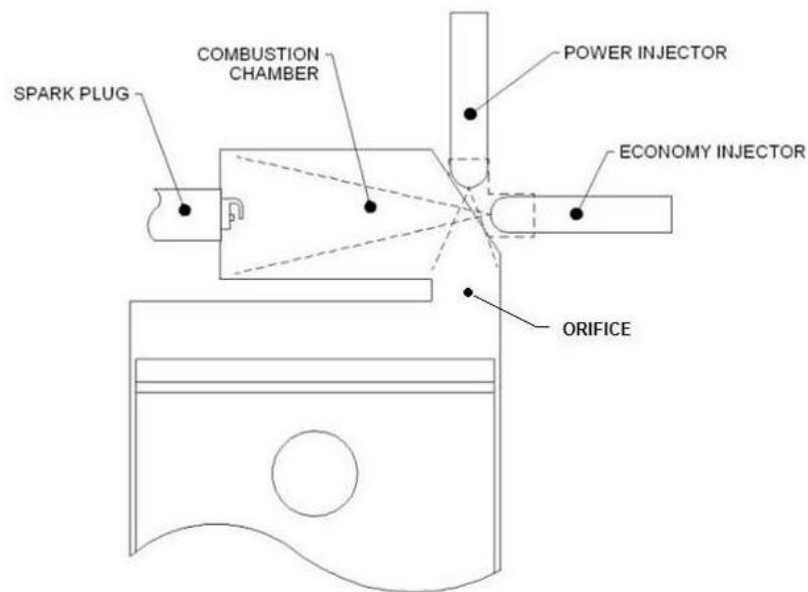
Další výzkum v oblasti zapalovacích svíček s vírovou komůrkou provedl R. Bowing. Ve své studii ukázal, že zbytkové plyny, které zůstanou v komůrce spolu s čerstvou směsí, zhoršují zážeh chudých směsí a zapalovací svíčky s vírovou komůrkou pak nedosahují lepších výsledků spalování chudých směsí než konvenční zapalovací systémy. Představil tak řešení, kdy je komůrka zapalovací svíčky vyplachována metanem, což se ukázalo jako řešení dosahující lepších výsledků zážehu chudých směsí než komůrka nevyplachovaná. Zlepšení zážehu je přisuzováno rozvrstvení bohaté směsi v předkomůrce.<sup>[16]</sup>



Obr. 7: Virová komůrka (vlevo) a vyplachovaná virová komůrka (vpravo) [16]

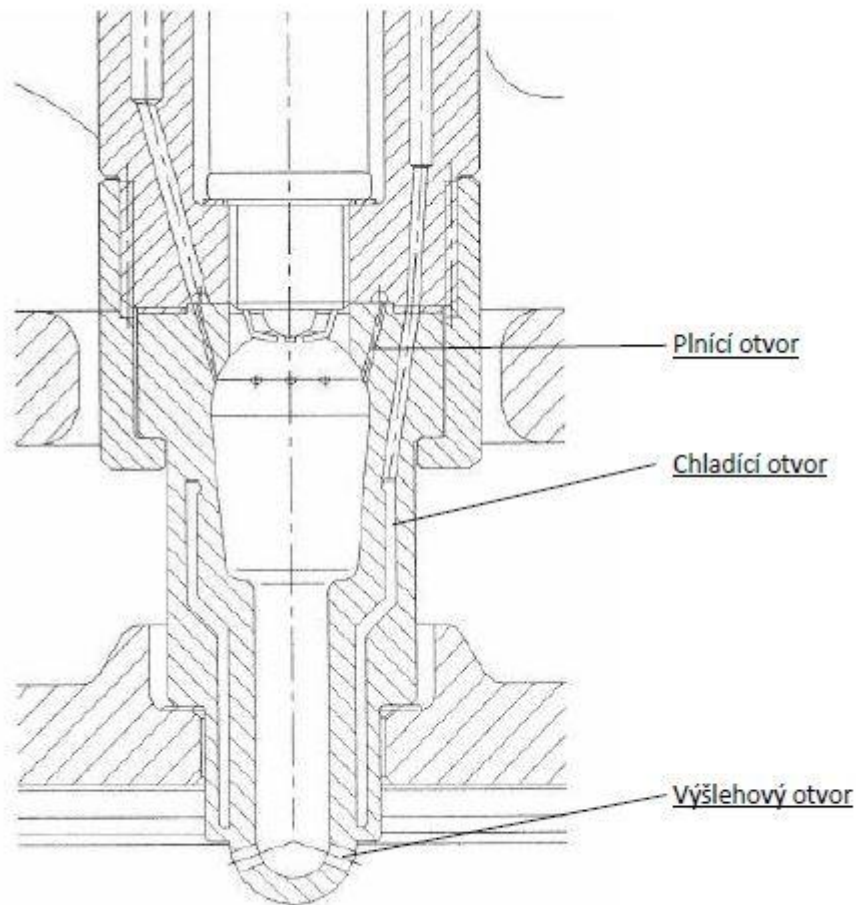
Další zajímavou konstrukcí předkomůrky v poslední době představili vývojáři z Coventry University ve Velké Británii. Jejich zážehový motor s názvem MUSIC ("Merritt Unthrottled Spark Ignition Combustion") dosahuje oproti srovnatelnému zážehovému motoru bez předkomůrky o 19,8 % nižší spotřeby paliva (při nízkých zatíženích až o 42,5 %) a až o 80 % jsou sníženy emise NOx. I tento motor pracuje s vrstvenou směsí. V komůrce, v těsném okolí zapalovací svíčky je směs přibližně stechiometrická ( $\lambda=1$ ), ve větší vzdálenosti od svíčky se směs stává chudší. V nízkých zatíženích může být v určitých místech spalovacího prostoru i  $\lambda>10$ . Podstatné je použití dvou vstřikovačů, z nichž jeden pracuje neustále a druhý se přidává při vysokých zatíženích. Vzhledem k vrstvení směsi dokáže motor pracovat bez škrťací klapky, což výrazně snižuje ztráty. <sup>[10]</sup>





Obr. 8: Schéma předkomůrky motoru MUSIC [10]

Je nutno zmínit, že konstrukcí komůrkového zážehového motoru se již v minulosti zabýval tým vědců z ČVUT. V 90. letech se zabývali komůrkovým zapalovacím systémem pro průmyslový plynový motor ČKD 27,5 B8G. Cílem bylo umístit komůrku do stávající hlavy válců s minimem úprav na její konstrukci. Zajímavostí komůrky je, že měla vlastní přívod a odvod chladicí kapaliny. Plášť komůrky byl tedy chlazený, aby se předešlo samozápalům. Chladicí otvory byly vytaženy co nejbližší výšlehovým otvůrkům. Komůrka měla vlastní tlakový přívod plynu. Celkový objem komůrky byl  $33,1 \text{ cm}^3$ , což jsou přibližně 2% objemu hlavního spalovacího prostoru válce. Plnění komůrky je realizováno pomocí 9 přívodních otvůrků o průměru 1 mm a výšleh do válce je realizován pomocí 3 otvůrků o průměru 4 mm vrtané pod úhlem  $70^\circ$  od osy komůrky.<sup>[19]</sup>



Obr. 9: Zapalovací komůrka ČVUT [13]

#### 4.5 Konstrukční řešení na motoru D432 Daewoo - Avia

Jak jsem již uvedl výše, má diplomová práce se zabývá analýzou komponent navržených pro motor D432 používaném původně ve vozech Daewoo - Avia. Vzhledem ke spalování zemního plynu, bylo nutno udělat na motoru řadu úprav. Tyto úpravy shrnu v této kapitole.

Původní motor Avia D432 je čtyřválcový a má zdvihový objem  $3922 \text{ cm}^3$ , vrtání je 102 mm, zdvih 120 mm. Jedná se o motor přeplňovaný turbodmychadlem s přímým vstřikováním paliva, mezichladičem stlačeného vzduchu a s šestnáctiventilovou hlavou. Tento motor byl vybrán pro úpravu z důvodu většího vrtání než má běžný automobilový motor, čímž se předpokládá dostatek místa na zabudování komůrky do hlavy motoru.

Na obrázku níže je řez hlavou motoru znázorňující zástavbu a technické řešení komůrky. Komůrka je konstruována jako celek a nahradí v hlavě motoru původní vstřikovač. Na sestavu komůrky navazuje pouzdro, skrz které je do komůrky pomocí plynového potrubí

přiveden plyn, kabel na zapalovací svíčku a vodič ke snímači tlaku. Na toto pouzdro dosedá přídržný třmen, který drží pomocí svorníku sestavu v hlavě motoru.

Jak je patrné z obrázku, těleso komůrky je chlazeno chladící kapalinou v hlavě motoru a je proto nutné zaručit těsnost komůrky a zároveň zabránit prostupu chladící kapaliny do spalovacího prostoru válce. To je zajištěno pomocí měděného těsnícího kroužku mezi dosedací plochou hlavy motoru a komůrkou. Těsnění vlastní komůrky je realizováno pomocí dvou O kroužků a jeden O kroužek je použit také k utěsnění horního pouzdra.

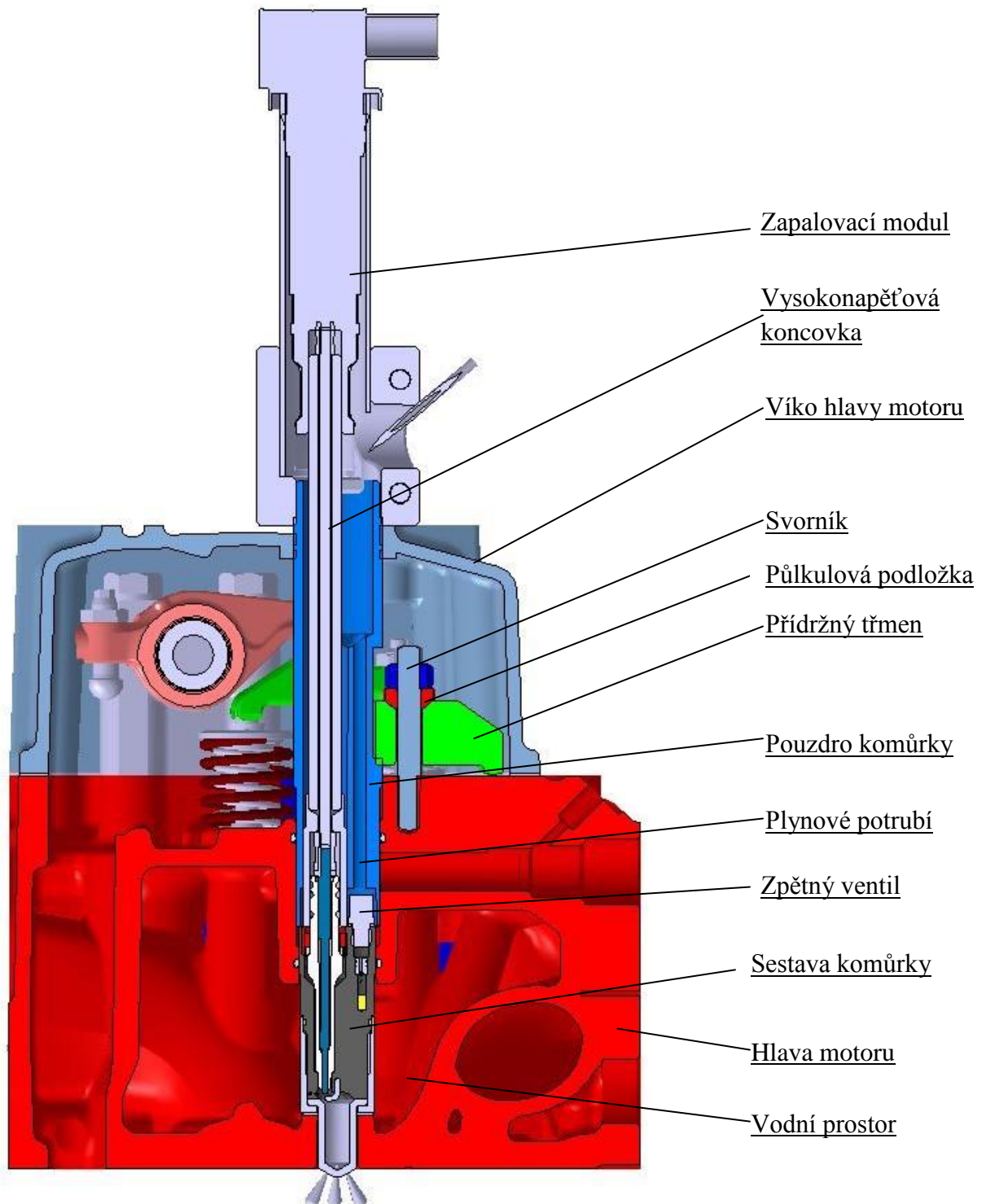
K zapálení směsi je použita zapalovací svíčka od firmy Brisk Tábor. Jelikož nebylo možné ze zástavbových důvodů použít celou svíčku, byla použita po konzultaci s výrobcem pouze její část - porcelánový vnitřek se zalitou elektrodou, tzv. "montáž izolátoru". Spodní elektroda byla posléze vytvořena jako součást komůrky. <sup>[14]</sup>

K přívodu plynu je použito plynové potrubí od firmy Swagelok. Zároveň bylo nutné použít zpětný ventil, který zabráňuje zpětnému zatlačení plynu do potrubí při kompresi. Z důvodu ochrany zpětného ventilu je součástí konstrukce také zhášec plamene, který má uhasit případný plamen před zpětným ventilem. <sup>[14]</sup>

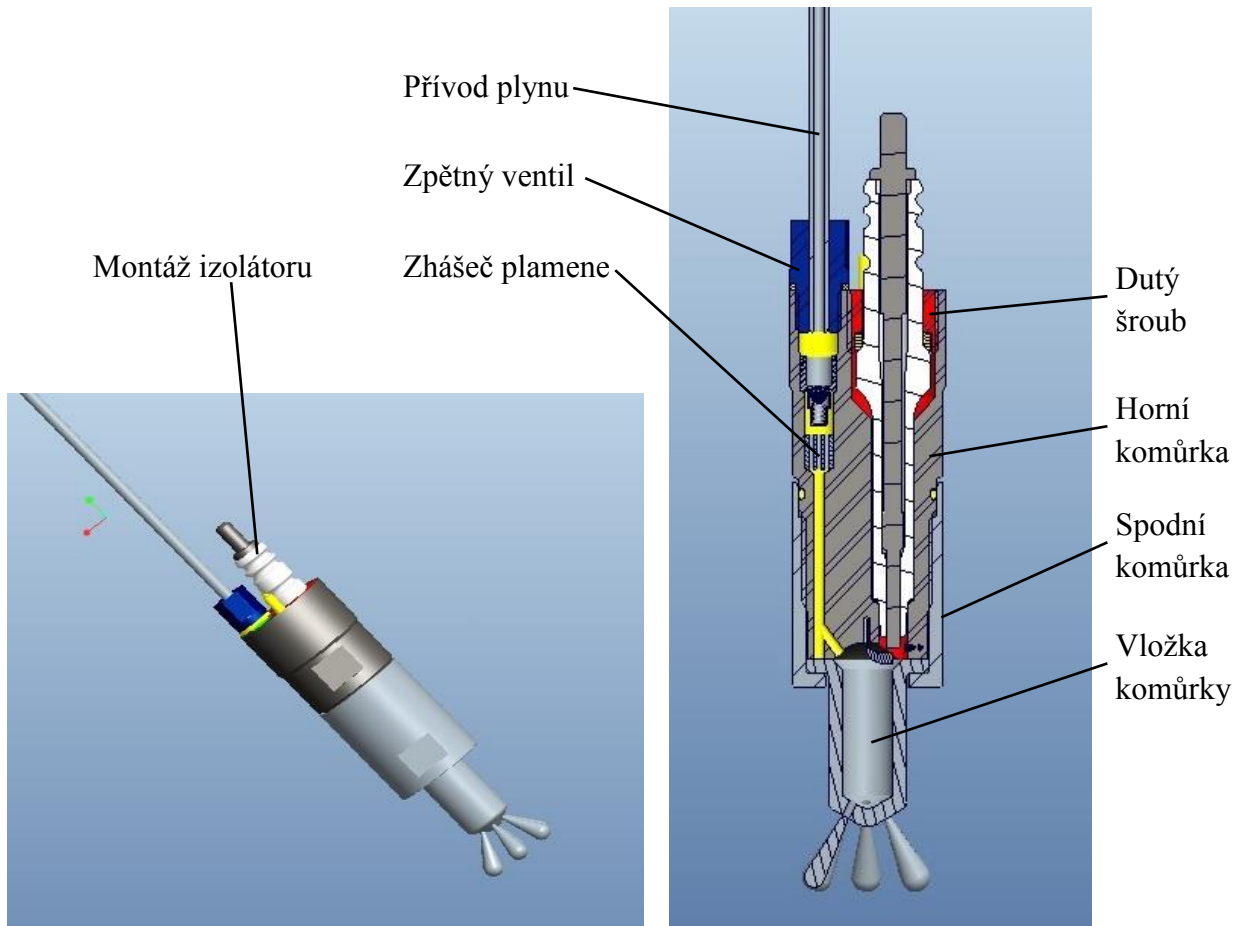
Pro pozorování dějů uvnitř komůrky byl použit piezoelektrický snímač tlaku, který je umístěn v horní části komůrky.

Tab.2: Parametry původního motoru D432 Daewoo - Avia

Počet válců	4
Objem válců	3922 cm <sup>3</sup>
Vrtání	102 mm
Zdvih	120 mm
Kompresní poměr	17,5:1
Maximální výkon	100 kW/2400 min <sup>-1</sup>
Maximální toč. moment	580 Nm/1200 min <sup>-1</sup>
Jmenovité otáčky	2400 min <sup>-1</sup>
Plnicí systém	Přeplňované TD



Obr. 10: Zástavba komůrky v hlavě motoru



Obr. 11: 3D znázornění zapalovací komůrky

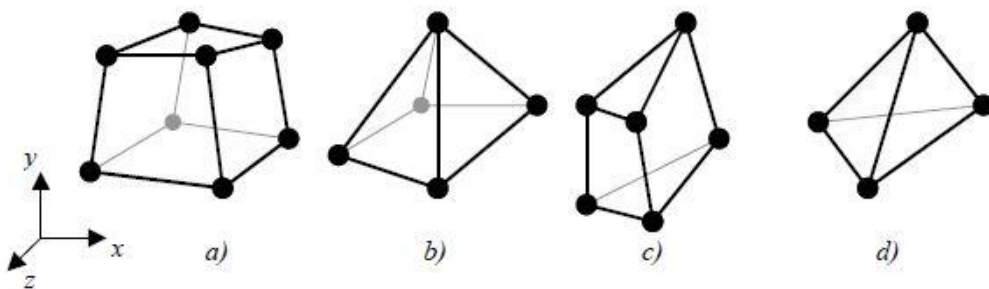
Obr. 12: Řez zapalovací komůrkou

Vlastní těleso komůrky je složeno ze tří hlavních dílů. Horního dílu komůrky, ve kterém jsou umístěny všechny podpůrné součásti - montáž izolátoru (zapalovací svíčka), zhášec plamene, zpětný ventil, snímač tlaku a součásti nutné k jejich zajištění a utěsnění. Dalším dílem je vložka komůrky, ve které dochází k zapálení bohaté směsi a následnému šíření čela plamene skrze výšlekové otvůrky do hlavního spalovacího prostoru, jak je naznačeno na obr. 11 a 12. Třetím hlavním dílem je spodní část komůrky, která slouží jako převlečná matice a má za úkol spojit horní díl komůrky s vložkou a zajistit těsnost tohoto spojení.

## 5 Seznámení s metodou konečných prvků

Metoda konečných prvků - MKP (Finite element method - FEM) je numerická metoda, která vznikla především pro řešení nejrůznějších problémů při výpočtu konstrukcí v leteckém (Boeing), kosmickém (Apollo), jaderném a vojenském průmyslu, odkud se rozšířila i do ostatních odvětví. Vznikla přibližně v 50. letech 20. století a její další rozvoj je spojen s vývojem výpočetní techniky. Metoda konečných prvků není jediná numerická metoda (dále např. metoda hraničních prvků, metoda konečných objemů atd.), ale je v praxi nejvíce používaná a existuje pro její řešení řada výpočetních softwarů (např. Abaqus, Ansys, Cosmos atd.). Hlavním důvodem použití MKP je možnost aplikace na složité konstrukce, které nejdou jednoduše vyřešit analyticky. Těchto případů je v technické praxi většina. <sup>[18]</sup>

Jak napovídá sám název, základním kamenem metody je prvek o konečných rozměrech, na rozdíl od pohledu klasické pružnosti, která vychází z rovnováhy na nekonečně malém elementu. Tyto prvky mohou být libovolného tvaru, nejčastěji se však volí oblasti podobné trojúhelníkům nebo čtyřúhelníkům ve 2D, trojbokému jehlanu nebo šestistěnu ve 3D. Každý prvek je určen několika uzly. Uzly sítě jsou body v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, ze kterých dále počítáme napětí atd.). Řešení se interpoluje pomocí tvarových funkcí, které udávají i počet uzlů v prvku (jedna tvarová funkce = jeden uzel). Přesnost výsledku závisí na množství prvků v síti a její kvalitě. Nevýhodou MKP je, že při jakékoliv změně vstupních parametrů je nutné úlohu řešit znovu. <sup>[17],[18]</sup>

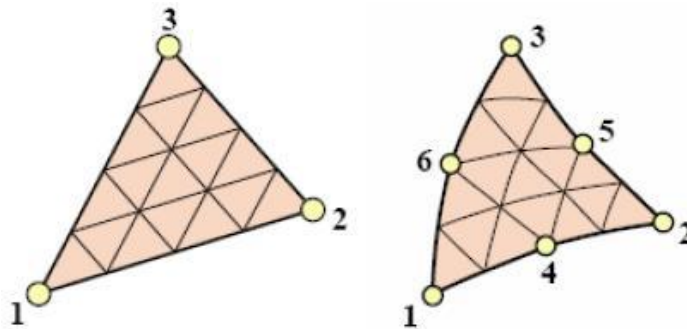


Obr. 13: Různé druhy prvků [18]

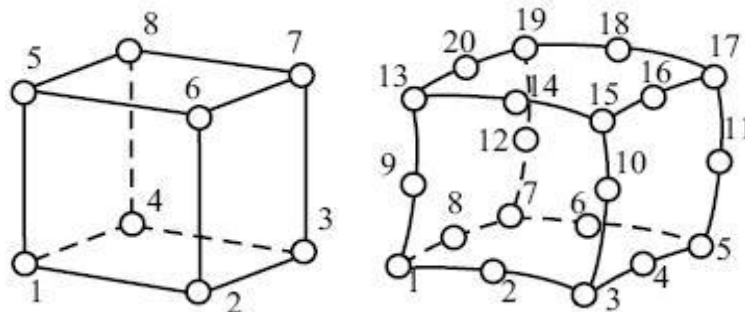
Při síťování součásti je důležité brát v potaz budoucí výpočetní nástroje. V komerčních softwareach lze najít lineární, kvadratické, případně kubické polynomy. Přesnost výsledků závisí na stupni polynomu, ale zároveň s vyšším stupněm polynomu roste výpočetní



náročnost. Stupni polynomu musí být přizpůsobeno síťování, tzn. řešič počítá s více uzly na prvku, viz obrázky níže.



Obr. 14: Lineární 2D prvek (vlevo), kvadratický 2D prvek (vpravo) [17]



Obr. 15: Lineární 3D prvek (vlevo), kvadratický 3D prvek (vpravo) [17]

### 5.1 Postup při řešení MKP

- definice geometrie součásti
- definice materiálových vlastností
- definice vazeb
- definice okrajových podmínek
- rozdělení součásti na konečný počet prvků - diskretizace

Neznámé funkce představující spojité řešení problému pak hledáme přibližně ve formě lineární kombinace vhodně zvolených funkcí a neznámých parametrů řešení (např. posuvy). Z posuvů jsme pak schopni dále vypočítat pretvoření a napětí. <sup>[18]</sup>

### 5.2 Matematická formulace MKP

$$\Pi = U - W = \sum_e (U^e - W^e) \quad (2)$$

Π...potenciální energie soustavy

U...vnitřní energie napjatosti

W...práce zátěžných sil

Deformační varianta - zobecnění metody tuhosti (lze odvodit variační principy). Neznámé jsou deformace.

### Výpočet napětí:

Základní rovnice pružnosti - Hookův zákon (3):

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3)$$

$$\varepsilon = B \cdot u \quad (4)$$

$$u = N \cdot v \quad (5)$$

$u$  = posuv obecného vnitřního bodu prvku,  $v$  = matice uzlových posuvů,  $N$  = matice tvarových funkcí (vyjádřeno v globálním souřadnicovém systému)

### Maticový zápis zobecněného Hookeova zákona:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (6)$$

### Maticový operátor pro převod uzlových parametrů na prostorovou napjatost:

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}$$

### 5.3 MKP a stacionární vedení tepla

**Základní rovnice vedení tepla:**

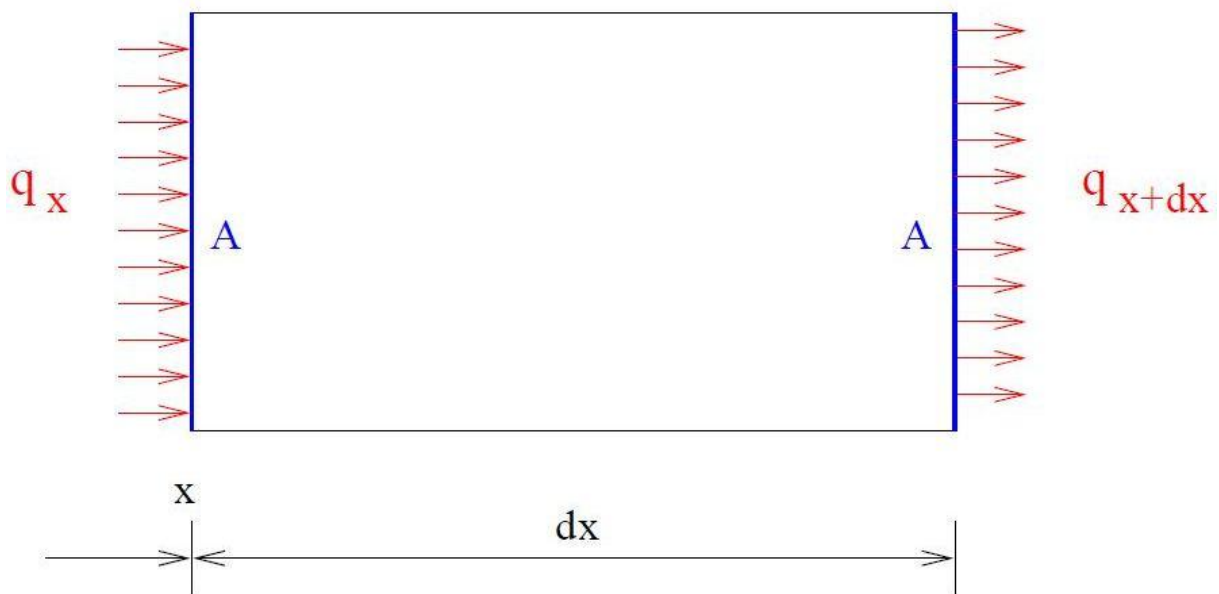
$$E_{in} + E_{gen} = \Delta U + E_{out} \quad (7)$$

$E_{in}$ ...teplo vstupující do soustavy

$E_{gen}$ ...teplo generované vnitřním zdrojem

$\Delta U$ ...změna energie

$E_{out}$ ...vystupující teplo



Obr. 16: Vedení tepla 1D tělesem [19]

**Základní rovnice vedení tepla po úpravě:**

$$q_x A dt + Q A dx dt = \Delta U + q_{x+dx} A dt \quad (8)$$

$q_x$ ...tepelný tok vstupující do úlohy na okraji  $x$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$q_{x+dx}$ ...tepelný tok vstupující do úlohy na okraji  $x+dx$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$A$ ...plocha kolmá na tepelný tok [ $\text{m}^2$ ]

$Q$ ...vnitřní zdroj [ $\text{W}/\text{m}^3$ ]

$t$ ...čas [s]

## 6 Výhody a nevýhody MKP

Je mnoho důvodů, proč se při vývoji nových konstrukčních celků používají metody numerického modelování, mezi které metoda konečných prvků patří. Jedním z hlavních je finanční hledisko. Bylo by velice nákladné každou součást podrobovat sérii mechanických a jiných potřebných zkoušek a stejně tak by bylo ve většině případů nemožné odstraňovat případné konstrukční problémy z již vyrobených součástí. Proto se v rané fázi vývoje tyto metody hojně využívají a dokáže se tak ušetřit spoustu financí i času.

Žádná z těchto metod však není stoprocentně přesná. Přesnost výsledných dat vždy závisí především na zkušenostech výpočtáře. Musí být správně zadány okrajové podmínky, které jsou často výsledky jiných simulací, a které tak již v sobě mohou ukrývat nepřesnost.

Další neznámou, která může negativně ovlivnit výsledky výpočtu jsou vlastnosti materiálů, ze kterých jsou součásti navrženy. Tyto vlastnosti se většinou přebírají z norem nebo od dodavatelů, kteří je stanovují na základě mechanických zkoušek. Pokud však není použita při konstrukčním návrhu stejná specifikace materiálu jako normovaná nebo výrobcem testovaná a pokud nemáme možnost udělat si zkoušku vlastní, pak je nutné materiálové vlastnosti co nejpřesněji odhadnout vzhledem ke známým hodnotám podobných materiálů nebo jejich specifikací.

V neposlední řadě kvalita výstupních dat závisí na kvalitě výpočtové sítě. U velmi jednoduchých geometrií to nebývá problém, ale v případě analýzy složitějších tvarů je nutné vhodně zvolit typ síťovacího elementu, jeho velikost a pomocí dostupných funkcí zajistit rozložení elementů v síti tak, abychom dosáhli co nejpřesnějších výsledků.

Podstatnou věcí, kterou je potřeba si při numerických výpočtech uvědomit je, že výsledkem nikdy není obecně platné řešení. Vždy se jedná o popis chování numerického modelu. Řešení numerického modelu je vždy aproximační, tudíž nepřesnost jednoho výsledku ovlivní i každý další následující výsledek. Naším cílem vždy je, aby rozdíl mezi numerickým výpočtem a reálnou situací byl co nejmenší.

V další fázi vývoje se proto již používají reálné experimentální zkoušky, které mimo jiné ověří přesnost numerických výpočtů a zároveň tyto matematické modely kalibrují a zpřesňují.

## 7 Schéma řešení v softwaru Abaqus CAE

Při řešení problematiky v jakémkoli výpočetním softwaru je potřeba dodržovat určitý výpočetní postup. Postup, který jsem používal já při řešení úloh v programu Abaqus CAE jsem schematicky znázornil na obrázku 17. Jedná se o obecně známý postup, pro který je software předpřipraven a k jehož dodržování výpočtáře vybízí.



Obr. 17: Schéma řešení v softwaru Abaqus CAE

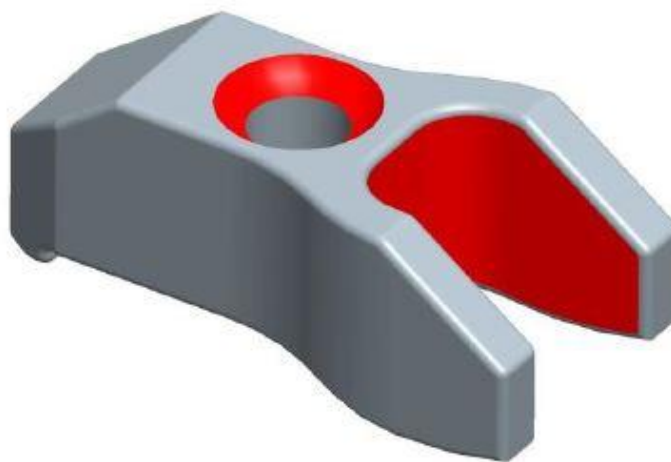
## 8 Pevnostní analýza

V této kapitole popíši pevnostní analýzu tří kontrolovaných součástí - upevňovacího třmenu, horního pouzdra a horního dílu komůrky. Všechny součásti byly kontrolovány na statické zatížení a byla určena jejich statická bezpečnost vůči mezi kluzu konkrétního materiálu dané součásti. Při stanovování okrajových podmínek jsem vycházel z nejhoršího možného stavu, který může během pracovního cyklu motoru nastat. Jelikož se jedná o statickou analýzu, nejsou vyhodnocovány dynamické účinky ani životnost součástí.

### 8.1 Pevnostní analýza upínacího třmenu

Upínací třmen je součást, která drží zapalovací systém komůrky v hlavě motoru. Jeho úkolem je zajistit potřebnou přitlačnou sílu na těsnění, které se nachází mezi sestavou komůrky a dosedací plochou hlavy motoru. Třmen je umístěn v prostoru pod víkem ventilů. Na jedné straně dosedá na horní pouzdro komůrky, na druhé straně se opírá o hlavu motoru. Přídržná síla je vyvozována pomocí svorníku přes půlkulovou podložku, která má zajistit rovnoměrné dotahování komůrky a působit tak na dotahované součásti pouze osovou silou. Jedná se o nejvíce mechanicky namáhanou součást celého komůrkového zapalovacího systému. I z tohoto důvodu byla na součásti provedena pevnostní analýza.

Při výpočtu byly uvažovány dva mezní stavy, mezi kterými bude třmen provozován. První mezní stav je stav při maximálním tlaku ve válci a tudíž maximální možné namáhání třmenu. Druhý mezní stav je stav, kdy je ve válci motoru nulový přetlak, tzn. motor stojí.



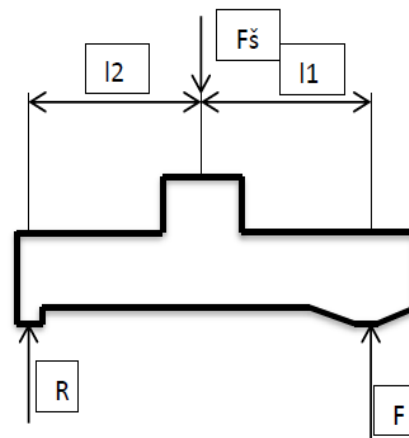
Obr. 18: Upínací třmen [14]



### 8.1.1 Okrajové podmínky

Základním předpokladem při určování okrajových podmínek je maximální spalovací tlak ve válci 15 MPa. Již tato hodnota je stanovena s určitou mírou bezpečnosti, jelikož dosud bylo na tomto motoru naměřeno maximálně 12 MPa. Již ve vstupních datech jsem však uvažoval bezpečnost, která by měla pokrýt případné tlakové špičky např. od klepání motoru. Hodnota bezpečnosti byla stanovena 1,5.

Maximální tlak ve válci přenásobený bezpečností (tj.  $15 \cdot 1,5 = 22,5$  MPa) byl přenásobený plochou na kterou působí ve svislém směru a určil jsem tak sílu od tlaku plynů  $F_p$ . Dále jsem spočítal pomocí maximálního tlaku a plochy těsnění pod komůrkou sílu potřebnou k utěsnění spalovacího prostoru  $F_{tēs}$ . Součet sil  $F_p$  a  $F_{tēs}$  dává dohromady sílu  $F$ , což je celková síla namáhající třmen při maximálním tlaku plynů ve válci motoru od zapalovací komůrky. Z momentové rovnováhy pak byla dopočítána síla v ose šroubu  $F_{š}$  a reakce na hlavě motoru  $R$ . Pro druhý zátěžný stav jsem vzhledem k nulovému přetlaku ve válci bral v úvahu pouze sílu nutnou k utěsnění spalovacího prostoru,  $F' = F_{tēs}$  a následně jsem opět dopočítal osovou sílu  $F_{š}'$  a reakci na hlavě motoru  $R'$ .



Obr. 19: Schéma zatížení třmenu [14]

- $p_{sp} = 15$  MPa ..... maximální spalovací tlak
- $k = 1,5$  ..... bezpečnost
- $A_{kom} = 314,9$  mm<sup>2</sup> ..... plocha komůrky na kterou působí tlak
- $A_{tēs} = 205,8$  mm<sup>2</sup> ..... plocha těsnění
- $l_1 = 22$  mm ..... délka ramene
- $l_2 = 25,4$  mm ..... délka ramene

$$p_{\max} = p_{sp} \cdot k = 15.1,5 = 22,5 \text{ MPa}$$

$$F_{t\acute{e}s} = p_{\max} \cdot A_{t\acute{e}s} = 22,5 \cdot 205,8 = 4630,5 \text{ N}$$

$$F_p = p_{sp} \cdot A_{kom} = 15 \cdot 314,9 = 4723,5 \text{ N}$$

$$F = F_p + F_{t\acute{e}s} = 4723,5 + 4630,5 = 9354 \text{ N}$$

$$F' = F_{t\acute{e}s} = 4630,5 \text{ N}$$

### Rovnice rovnováhy:

$$R - F_{\xi} + F = 0$$

$$F \cdot (l_1 + l_2) - F_{\xi} \cdot l_2 = 0$$

### Pomocí programu MS excel byly dopočítány hodnoty:

$R = 8102 \text{ N}$  ..... reakce na hlavě motoru při maximálním tlaku ve válci

$F_{\xi} = 17\,456 \text{ N}$  ..... síla v ose svorníku při maximálním tlaku ve válci

$R' = 4011 \text{ N}$  ..... reakce na hlavě motoru při nulovém přetlaku ve válci

$F_{\xi}' = 8641 \text{ N}$  ..... síla v ose svorníku při nulovém přetlaku ve válci

Prototypový třmen je vyroben z oceli 15 230.7. Pro tuto specifikaci je mez kluzu materiálu  $R_e$  při zvýšené teplotě  $100^{\circ}\text{C}$ , která se dá pod víkem hlavy motoru přibližně očekávat, rovna  $810 \text{ MPa}$ . Plochy, které budou v kontaktu s hlavou motoru, respektive s horním pouzdrem komůrky, jsou pro zvýšení tvrdosti cementovány. Vlastnosti materiálu důležité pro analýzu jsou shrnuty v tab. 3, detailní materiálový list je součástí přílohy.

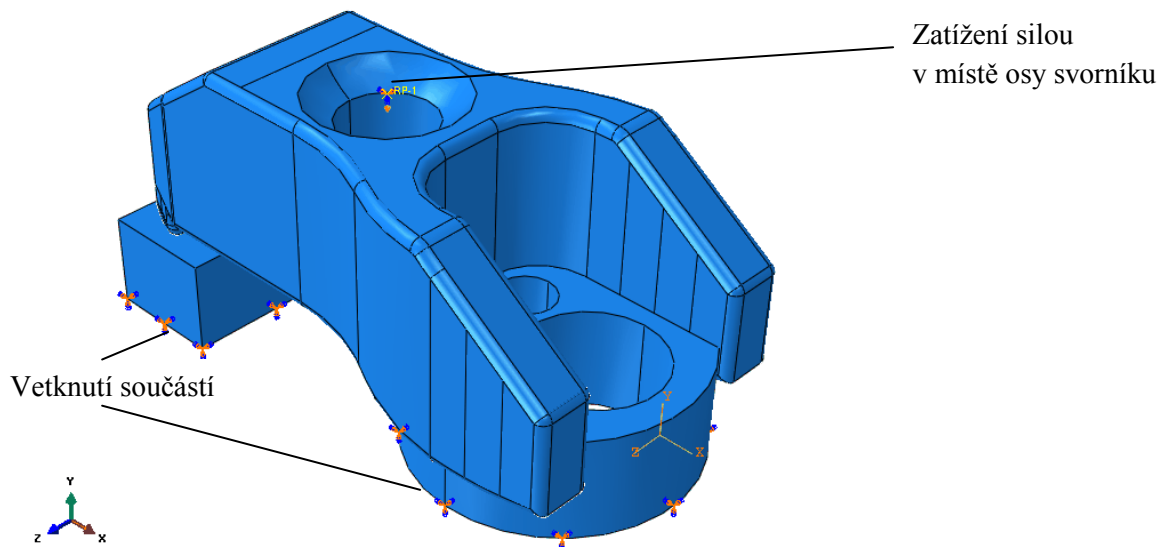
Tab. 3: Vlastnosti oceli 15 230.7

Ocel 15 230.7		
E	$2,06 \cdot 10^5$	[MPa]
$R_e$	810	[MPa]
$R_m$	1180	[MPa]
$\nu$	0,29	[1]
$\rho$	7850	[kg/m <sup>3</sup> ]

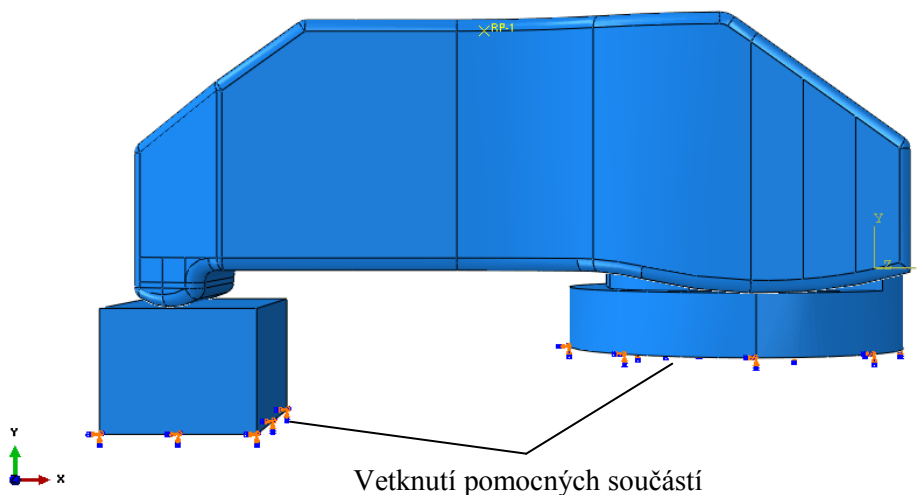
Pro zjednodušení síťování a snížení nároků na výpočetní výkon jsem si vytvořil zjednodušený model složený ze tří dílů. Jedná se o vlastní třmen, zjednodušenou dosedací plochu hlavy motoru na dosedací hranol a zjednodušenou dosedací plochu pouzdra komůrky,

která byla vytvořena odříznutím z reálné součásti. Tyto součásti, na které třmen dosedá jsou zbaveny všech stupňů volnosti. Třmen je k podložkám uchycen pomocí kontaktní vazby, která zohledňuje tření mezi součástmi. Třecí koeficient  $f = 0,3$ .

Pro definování zátěžné síly jsem využil funkci "coupling", která umožňuje rozložit sílu na celou dosedací plochu pro půlkulovou podložku, přes kterou se síla na třmen přenáší. Zátěžná síla  $F_{\text{š}} = 17\,456\text{ N}$  odpovídá síle v ose svorníku při maximálním tlaku ve válci pro první případ a  $F_{\text{š}}' = 8641\text{ N}$  pro zatížení od předpětí v druhém zátěžném případě.



Obr. 20: Znáznornění zjednodušeného modelu a jeho okrajových podmínek



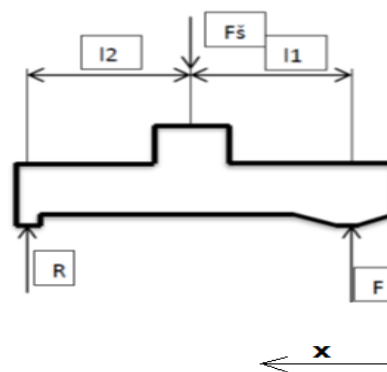
Obr. 21: Okrajové podmínky zjednodušeného modelu

### 8.1.2 Analytické řešení

Na základě působících sil jsem si pro základní představu a kontrolu napětí vytvořil analytický model problému. Pro zjednodušení beru třmen jako nosník na dvou podporách a uvažuji jeho namáhání ohybem. Z vypočtených sil a předem definovaných vzdáleností od jednoho z čel třmenu jsem si spočítal ohybový moment  $M_o$  [Nmm] a za pomoci softwaru Catia V5 jsem si v jednotlivých řezech určil modul průřezu v ohybu  $W_o$  [mm<sup>3</sup>]. Podělením těchto hodnot jsem určil ohybové napětí  $\sigma_o$  [N.mm<sup>-2</sup>] v jednotlivých řezech třmenu (9).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (9)$$

Tuto analýzu jsem udělal pro oba stavy - maximální tlak ve válci i nulový přetlak ve válci. Výsledky jsem vynesl do tabulek. Z tabulek níže je patrné, že maximálního napětí je dosahováno v ose svorníku (tj. 33 mm od čela třmenu). V případě maximálního tlaku ve válci je maximální ohybové napětí  $\sigma_o = 385,37$  N.mm<sup>-2</sup>. V případě nulového přetlaku ve válci, kdy je vyvozováno pouze předpětí těsnění je maximální ohybové napětí na třmenu  $\sigma_o = 190,79$  N.mm<sup>-2</sup>.



Obr. 22: Schéma řešení se souřadnicí  $x$

Tab. 4: Hodnoty při maximálním tlaku ve válci

$x$ [mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$M_o$ [Nmm]	$\sigma_o$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
15	885,716	37416	42,24
20	822,435	84186	102,36
25	1571	130956	83,36
30	705	177726	252,09
<b>33</b>	<b>534</b>	<b>205788</b>	<b>385,37</b>
35	560	189584	338,54
40	1203	149074	123,92
45	1258	108564	86,30
50	1034,118	68054	65,81
55	664,952	27544	41,42

Tab. 5: Hodnoty při nulovém přetlaku ve válci

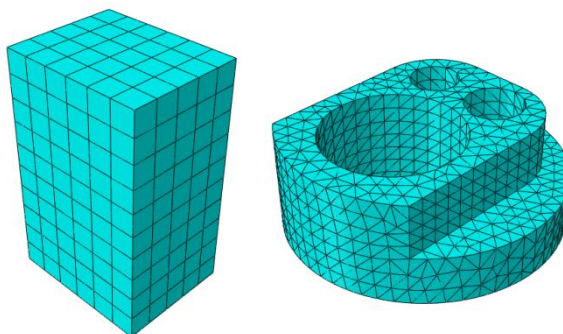
x[mm]	Wo[mm <sup>3</sup> ]	Mo[Nmm]	$\sigma_o$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
15	885,716	18524	20,91
20	822,435	41679	50,68
25	1571	64834	41,27
30	705	87989	124,81
<b>33</b>	<b>534</b>	<b>101882</b>	<b>190,79</b>
35	560	93860	167,61
40	1203	73805	61,35
45	1258	53750	42,73
50	1034,118	33695	32,58
55	664,952	13640	20,51

### 8.1.3 Výpočetní síť

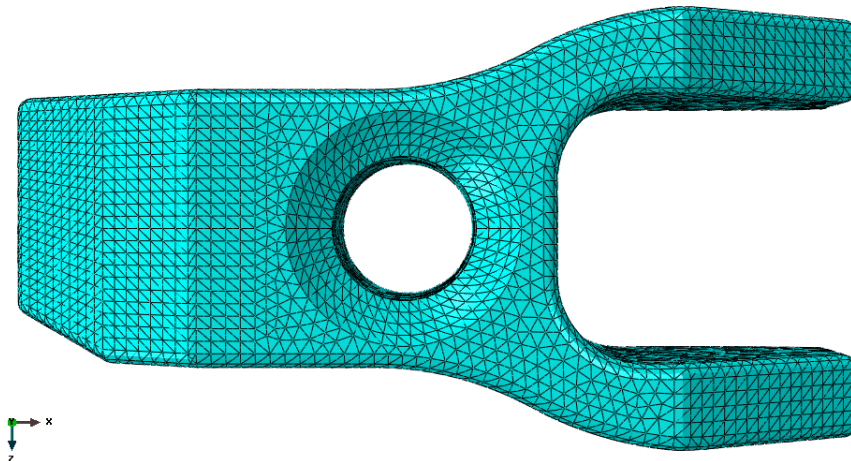
Při tvorbě výpočetní sítě pro řešení napětí na třmenu jsem použil různé prvky. Na zjednodušené dosedací ploše reprezentující hlavu motoru byly použity šestistěnné prvky HEX C3D8, především z důvodu rychlé konvergence a jednoduché geometrie. Na zjednodušené dosedací ploše horního pouzdra stejně jako na vlastním třmenu jsem použil čtyřstěnné prvky TET C3D10 z důvodu složitější geometrie součástí. Všechny používané prvky jsou kvadratické, což zaručuje přesnější výsledky než v případě použití lineárních prvků. V určitých místech bylo nutné síť zjemnit, případně zarovnat. Jedná se především o kontaktní plochy a zaoblení. V tabulce 6 je znázorněn přehled sítí na jednotlivých součástech.

Tab. 6: Přehled prvků na síťovaných součástech

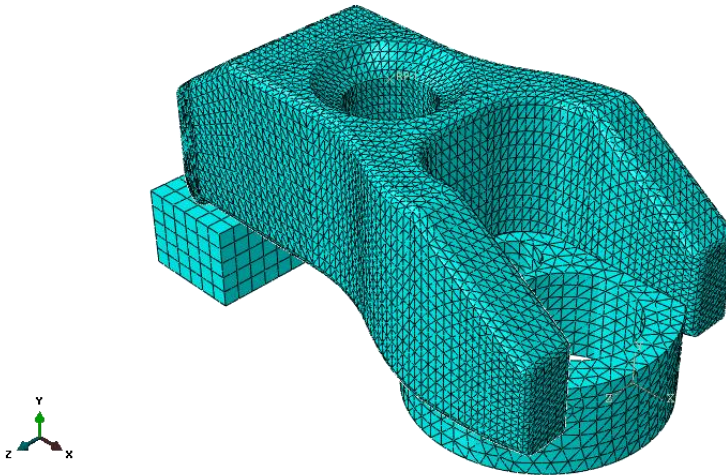
Součást	Použité prvky	Počet prvků	Velikost prvků
Třmen	TET C3D10	108680	1 mm
Dosedací plocha hlavy	HEX C3D8	300	2 mm
Dosedací plocha pouzdra	TET C3D10	7382	1,5 mm



Obr. 23: Výpočetní síť pomocných podpor



Obr. 24: Výpočetní síť třmenu



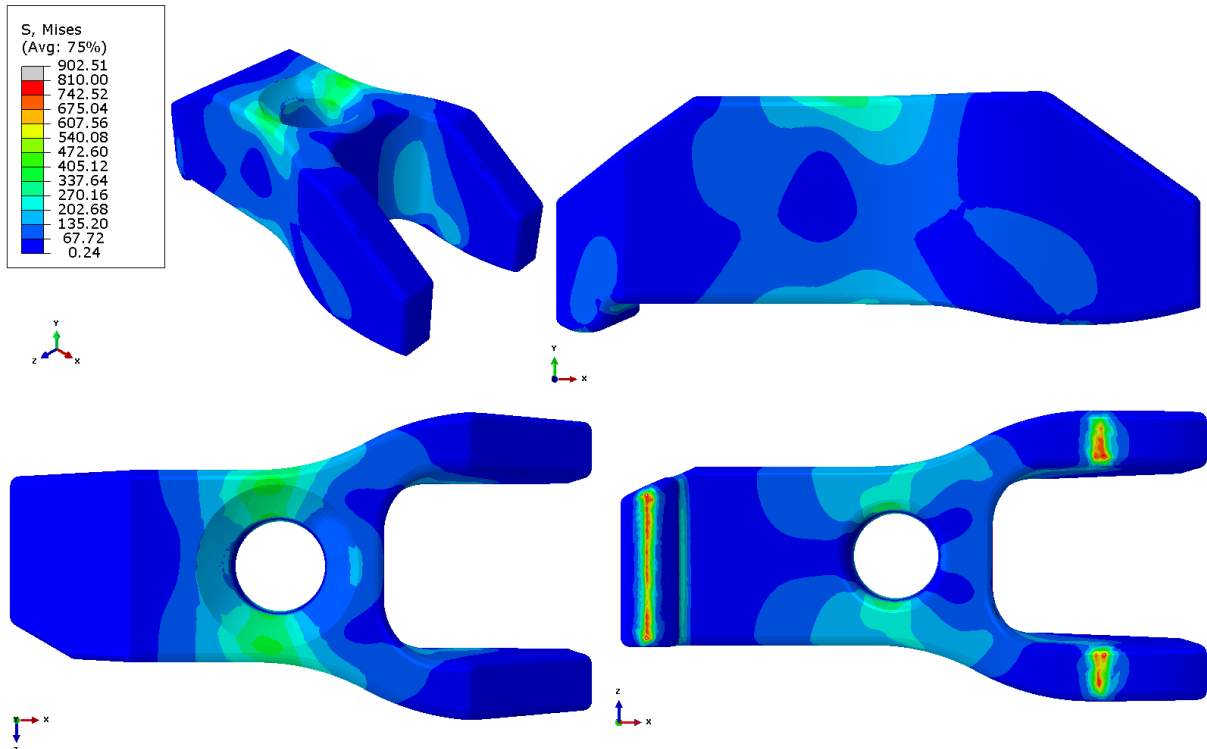
Obr. 25: Výpočetní síť soustavy

### 8.1.4 Výsledky analýzy

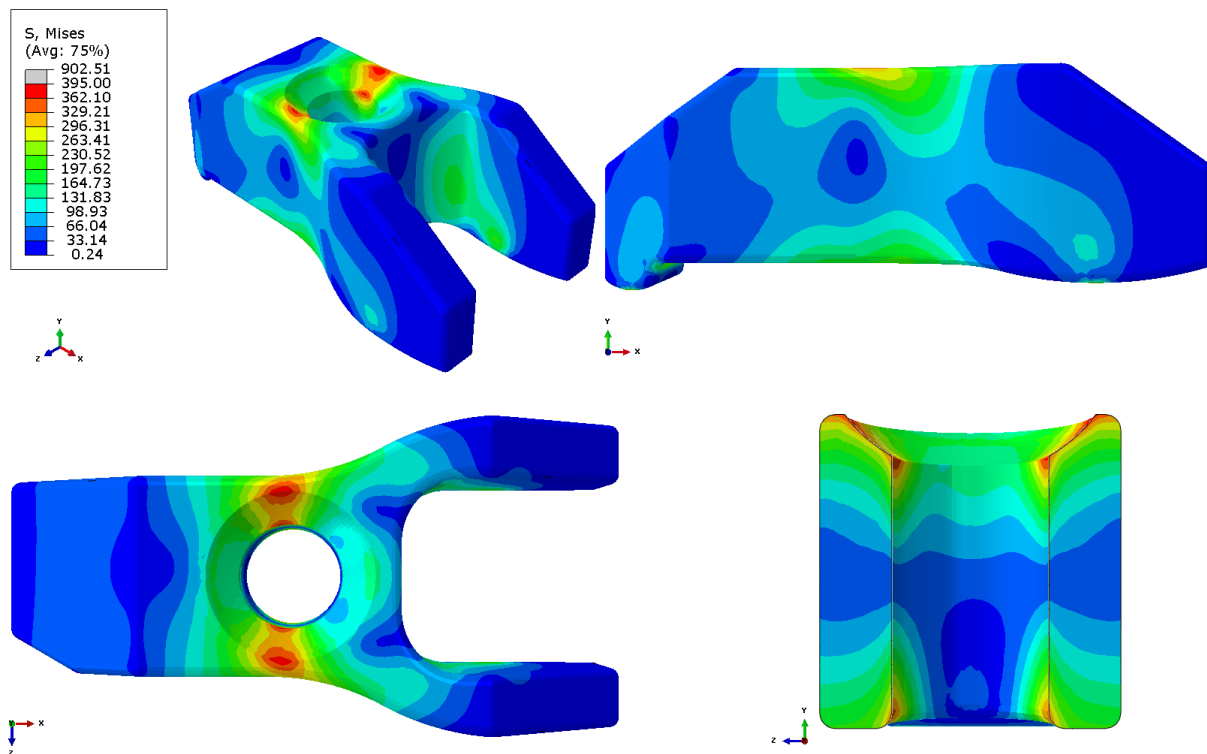
Na následujících obrázcích je zobrazeno rozložení napětí na upínacím třmenu při maximálním tlaku ve válci. Stupnice znázorňuje redukované napětí podle teorie Von Mises (HMH). Z obrázků je patrné, že maximálního napětí je dosahováno, dle očekávání, přibližně v místě osy svorníku. Na obr. 28 jsou znázorněny řezy v místech, kde bylo prováděno analytické řešení. V řezu osy svorníku, kde při analytickém řešení - uvažovaném ohybu mělo vycházet největší napětí přibližně  $385 \text{ N.mm}^{-2}$ , je největší napětí podle MKP analýzy přibližně  $395 \text{ N.mm}^{-2}$ . Kontaktní plochy se na napětí nevyhodnocují, tudíž špičky, které vychází v těchto místech nejsou relevantní. Statická bezpečnost při tomto zátěžném stavu vůči mezi kluzu vychází rovna 2,05. Je však nutné si uvědomit, že již vstupní data pro analýzu byla uvažována s bezpečností 1,5. Tudíž celková statická bezpečnost vůči mezi kluzu v místě s



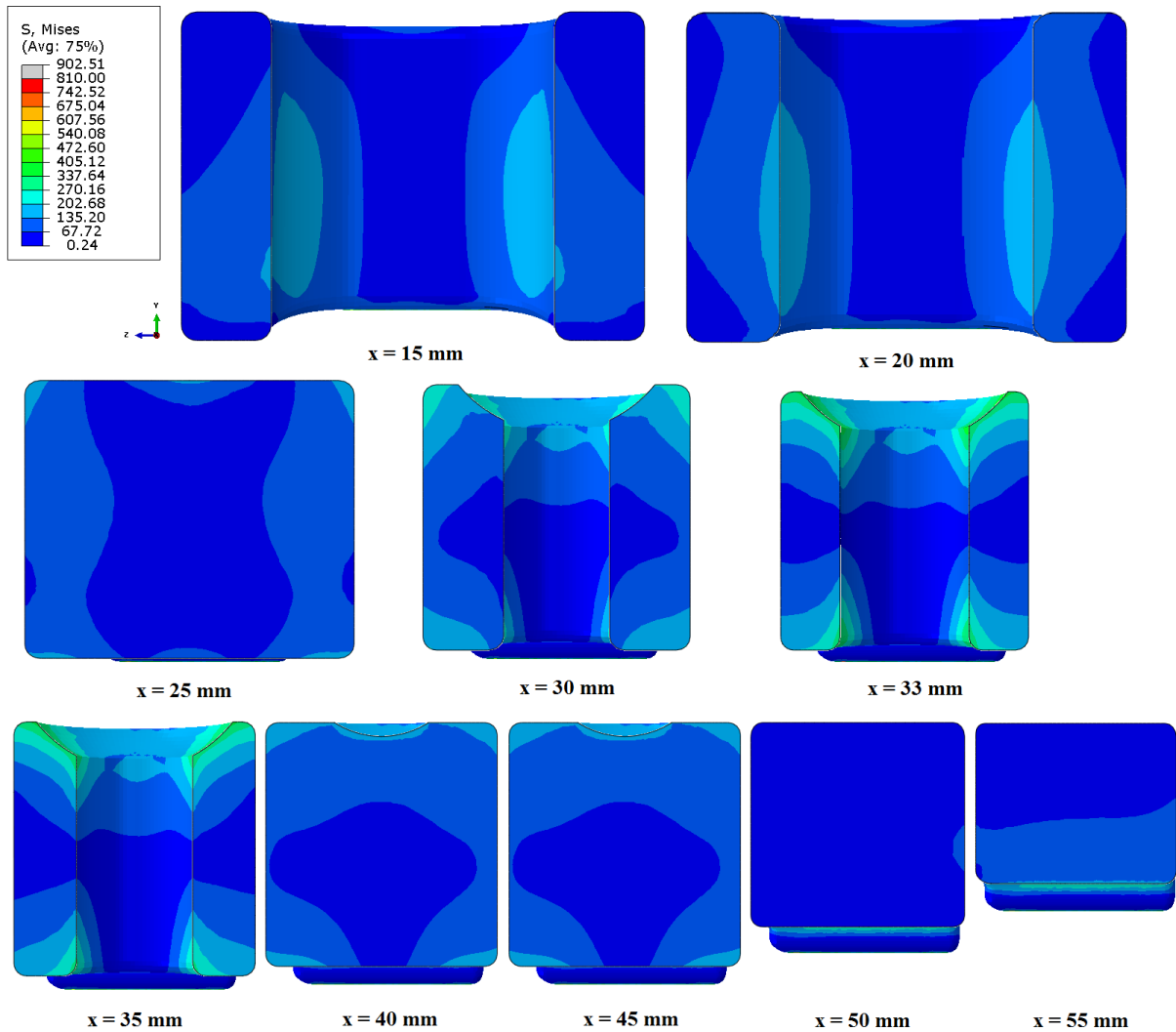
maximálním napětím vychází 3,075. Myslím si, že v reálném zatížení se dá očekávat elasto-viskoplastické chování materiálu. Ing. Vašíček o tomto jevu říká, že vlivem velmi rychlých deformací dochází ke zpevnění materiálu a zvýšení meze kluzu až o 10 - 20%.



Obr. 26: Rozložení napětí na třmenu při maximálním tlaku ve válci

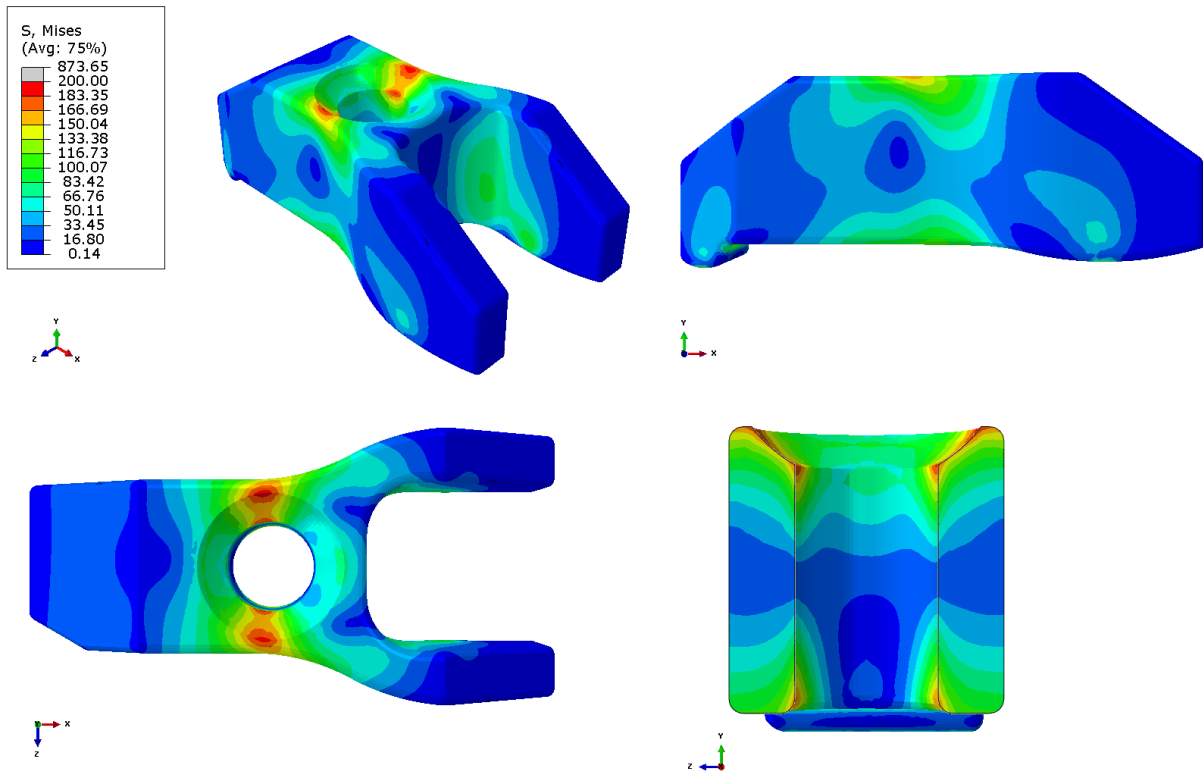


Obr. 27: Rozložení napětí na třmenu při maximálním tlaku ve válci a měřítku do  $395 \text{ N.mm}^{-2}$



Obr. 28: Řezy třmenu v určité vzdálenosti od čela

Na obr. 29 je znázorněno rozložení napětí v součásti při druhém zátěžném stavu - nulovém přetlaku ve válci motoru. Výsledné hodnoty jsou dle očekávání nižší než u prvního zátěžného stavu s maximálním tlakem ve válci. Maximální hodnota napětí je podobně jako v prvním případě dosahováno v místě osy svorníku. V tomto případě je maximální hodnota napětí přibližně  $200 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Podle zjednodušeného analytického řešení vychází maximální hodnota přibližně  $190 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Dá se tak říci, že i v tomto případě je velmi dobrá shoda numerického a analytického řešení. Vzhledem k mezi kluzu tak vychází statická bezpečnost 4,05. Při započítání bezpečnosti 1,5 ve vstupních datech je pak celková hodnota statické bezpečnosti pro tento zátěžný stav rovna 6,075.

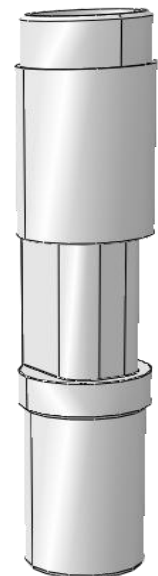


Obr. 29: Rozložení napětí na třmenu při nulovém přetlaku ve válci

Na základě výsledných hodnot statické bezpečnosti, která je u obou zátěžných stavů větší než 3 považuji součást za dostatečně dimenzovanou pro požadované použití. Pro přesnější představu o životnosti součásti je potřeba udělat analýzu zohledňující dynamické děje, což je námět pro další diplomovou práci.

## 8.2 Pevnostní analýza horního pouzdra

Druhou součástí, kterou jsem analyzoval je horní pouzdro komůrky. Tato součást tvoří spojení mezi tělesem komůrky a upínacím třmenem. Uvnitř pouzdra je veden přívod plynu do komůrky i vodiče k zapalovací svíčke a snímači tlaku. Stejně jako v případě třmenu i tady působí na součást síla od tlaku plynů ve válci. V tomto případě jsem však uvažoval jen jeden zátěžný stav - maximální tlak ve válci spalovacího prostoru.

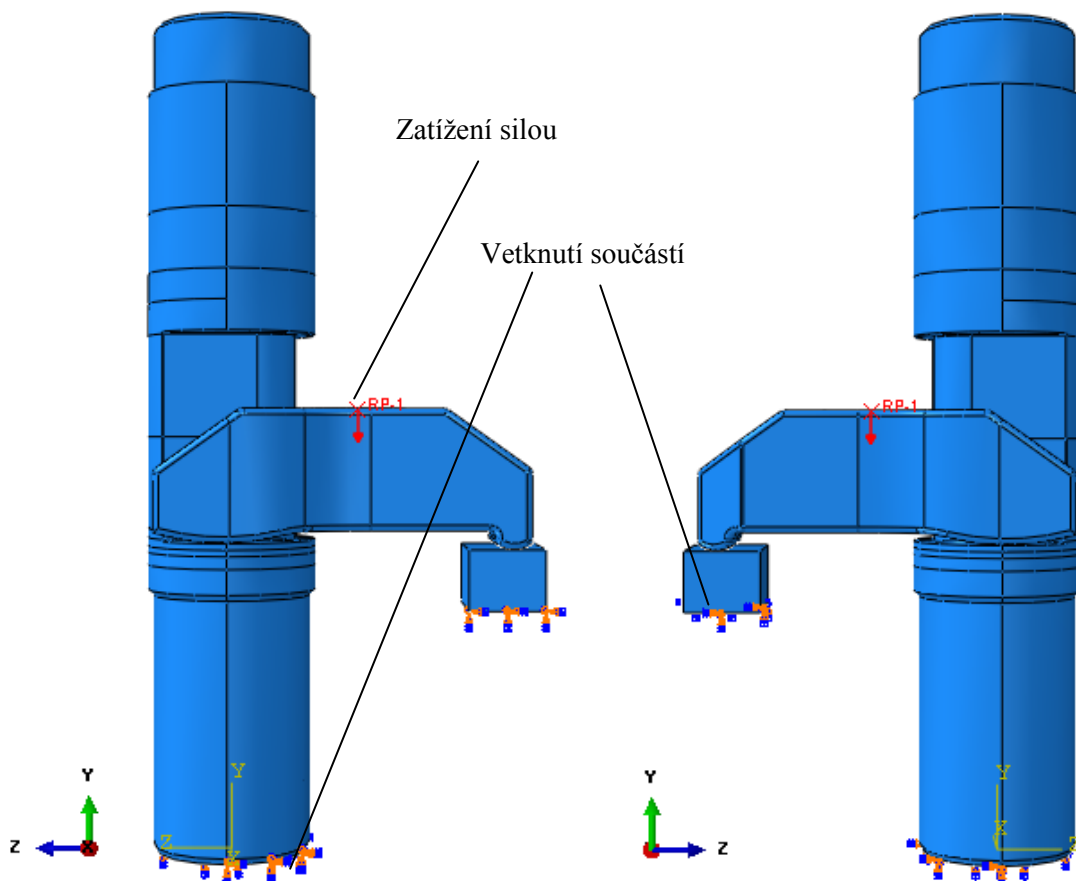


Obr. 30: Horní pouzdro

### 8.2.1 Okrajové podmínky

Podobně jako při analýze třmenu jsem vycházel z maximální síly působící na pouzdro od komůrky. Zkoušel jsem různé druhy výpočetních modelů. Jako nejreálnější se mi nakonec jevil model sestavený opět ze 3 dílů - kompletního analyzovaného pouzdra, třmenu a zjednodušené dosedací plochy hlavy. Jedná se o téměř totožnou soustavu jako v případě analýzy třmenu. Tato sestava nejlépe dokumentuje styk třmenu s pouzdrem, jinými způsoby se mi nepodařilo dostatečně přesně popsat tento stykový bod.

I v tomto případě jsem vycházel ze silových poměrů spočítaných u analýzy třmenu. Soustavu jsem zatížil v místě osy svorníku silou  $F_s = 17\,456\text{ N}$ . I tentokrát jsem použil funkci "coupling", která simuluje zatížení přes půlkulovou podložku. Spodní plocha pouzdra spolu se spodní plochou virtuální hlavy motoru byly zbaveny stupňů volnosti, tzn. je uvažováno vetknutí.



Obr. 31: Okrajové podmínky horního pouzdra

Jako materiál pouzdra byla navržena ocel 11 700. Její základní vlastnosti použité při výpočtu shrnuje tab. 7.

Tab. 7: Vlastnosti oceli 11 700

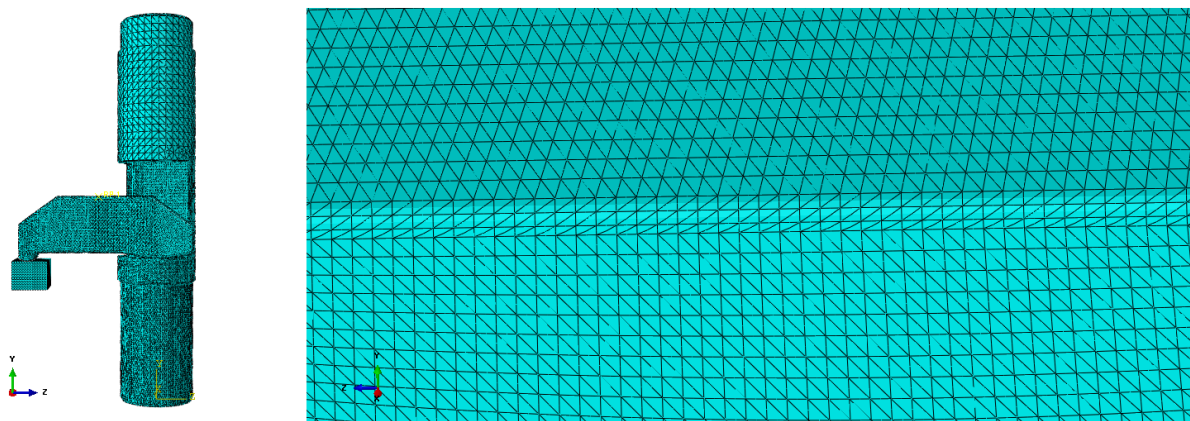
Ocel 11 700		
E	$2,1 \cdot 10^5$	[MPa]
Re	380	[MPa]
Rm	800	[MPa]
v	0,3	[1]
$\rho$	7850	[kg/m <sup>3</sup> ]

### 8.2.2 Výpočetní síť

Při tvorbě výpočetní sítě na pouzdře jsem použil prvky TET C3D10 o různé velikosti. Stejně jako v případě třmenu se jedná o prvky kvadratické. Stejně prvky jsem použil i na třmenu, který v této sestavě slouží jako pomocná součást. Na zjednodušené hlavě motoru byly použity prvky HEX C3D8. Celkově bylo na sestavě dosaženo počtu 284 555 elementů. Přehled druhů a velikostí použitých elementů je v tab. 8. V horní části pouzdra, kam se přenáší minimum zatížení byly použity elementy o velikosti 2 mm. Ve spodní části, kde dochází k přenosu zatížení od komůrky k dosedací ploše třmenu byla síť zjemněna na 1,2 mm. V prostřední části, kde dochází ke kontaktu se třmenem jsem síť postupně zmenšil až na velikost 0,15 mm. Toto zjemnění bylo použito také na zaoblení mezi dosedací plochou pro třmen a svislou stěnou pouzdra.

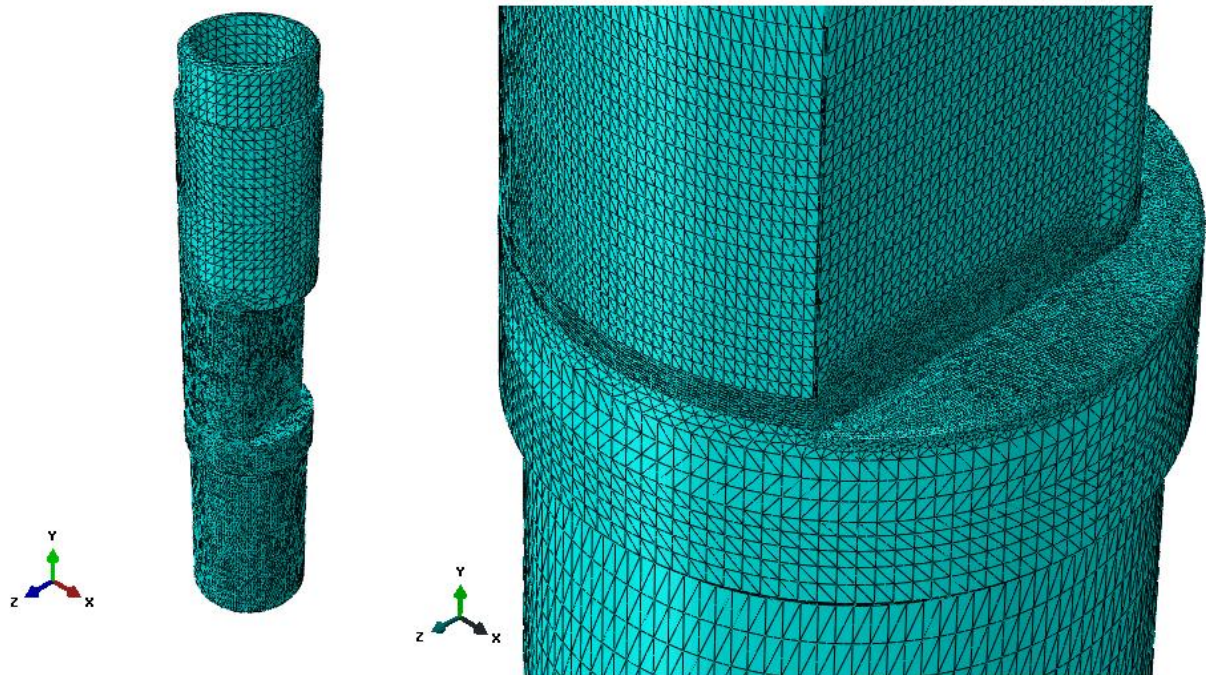
Tab. 8: Přehled prvků na síťovaných součástech při výpočtu napětí na pouzdře

Součást	Použité prvky	Počet prvků	Velikost prvků
Třmen	TET C3D10	97628	1,1 mm
Dosedací plocha hlavy	HEX C3D8	3388	0,9 mm
Pouzdro	TET C3D10	183 539	0,15 - 2,5 mm



Obr. 32: Výpočetní síť na sestavě a detail zjemnění v dosedací ploše a zaoblení





Obr. 33: Výpočetní síť na pouzdře

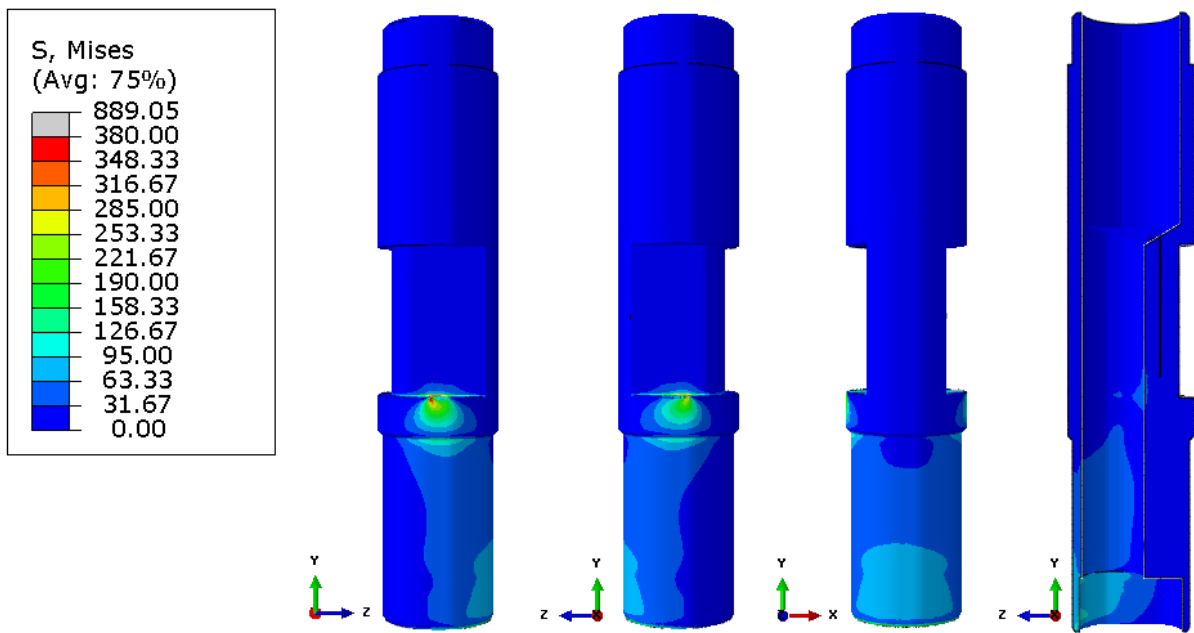
### 8.2.3 Výsledky analýzy

Pro vyhodnocení napětí na pouzdře jsem použil měřítko zobrazení vůči mezi kluzu materiálu. Z obrázků 34 - 35 je evidentní, že ve většině objemu součásti dosahují hodnoty redukovaného napětí (HMH) řádově desítek  $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . V místě kontaktů mezi součástmi se napětí nevyhodnocuje, nicméně je zřejmé, že v oblasti blízkého okolí dosedací plochy dochází ke koncentraci napětí blízkého mezi kluzu daného materiálu. Myslím si, že toto by se dalo částečně vyřešit zvětšením dosedací plochy na pouzdře a oddálením tak dosedací plochy trmenu od hrany součásti.

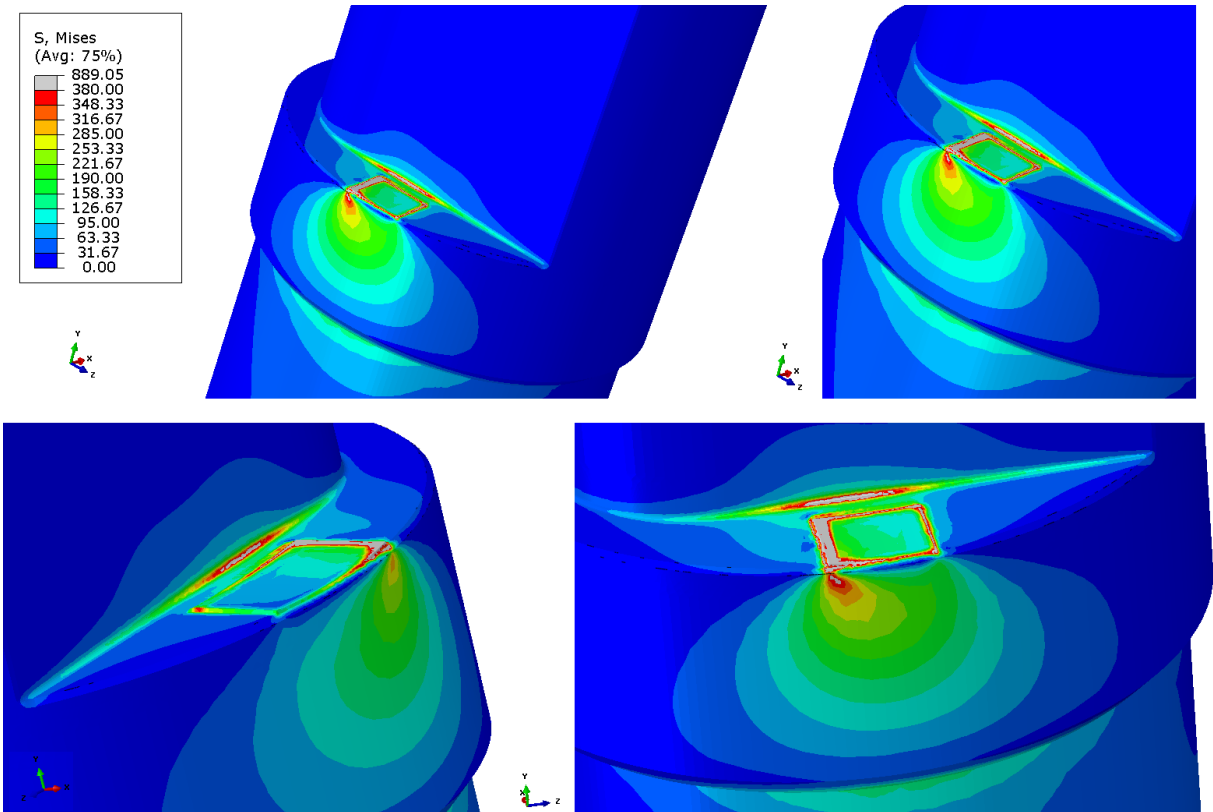
Další potencionálně nebezpečné místo je zaoblení mezi plochami. Toto zaoblení má malý poloměr a dochází tu ke koncentraci napětí. Ověření, že se nejedná o numerickou nepřesnost, ale skutečně o koncentrátor napětí jsem provedl zjemněním výpočetní sítě na poloviční hodnotu, přičemž hodnota napětí v daném místě se změnila jen minimálně. Myslím si, že by bylo vhodné zvětšit poloměr zaoblení v tomto místě. Maximální deformace součásti je 0,063 mm.

Domnívám se, že součást bude v nízkých zatíženích bez problémů funkční, nicméně se obávám dlouhodobého provozu ve vyšších zatížení. V důsledku cyklického zatěžování by mohlo dojít k únavovému poškození a tudíž doporučuji nebezpečná místa konstrukčně přepracovat podle doporučení zmíněných výše.





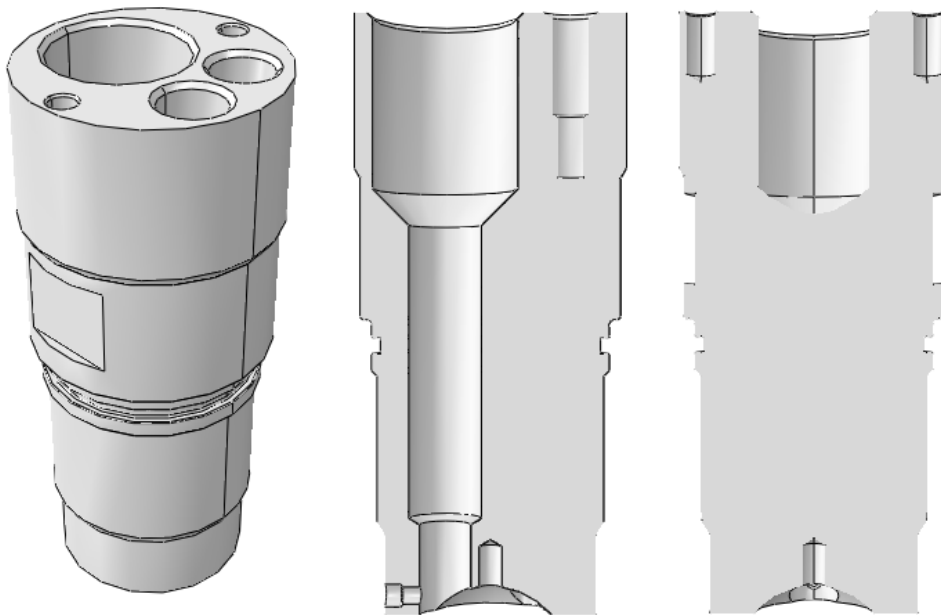
Obr. 34: Rozložení napětí na tělese horního pouzdra



Obr. 35: Rozložení napětí na kontaktních plochách pouzdra

### 8.3 Pevnostní analýza horního dílu komůrky

Poslední součástí, která byla kontrolována na mechanické zatížení je horní díl komůrky. Tento díl je již součástí vlastní sestavy komůrky a ve své spodní části je přímo vystavován hořící směsi. V tomto místě je také vyvozován tlak, který součást zatěžuje. Geometrie součásti je na obr. 34. V tomto tělese je umístěna většina příslušenství. Jedná se o zapalovací svíčku, která je zajištěna pomocí matice, dále snímač tlaku, zpětný ventil plynového potrubí, zhášec plamene a zapalovací elektrodu.



Obr. 36: Horní díl komůrky

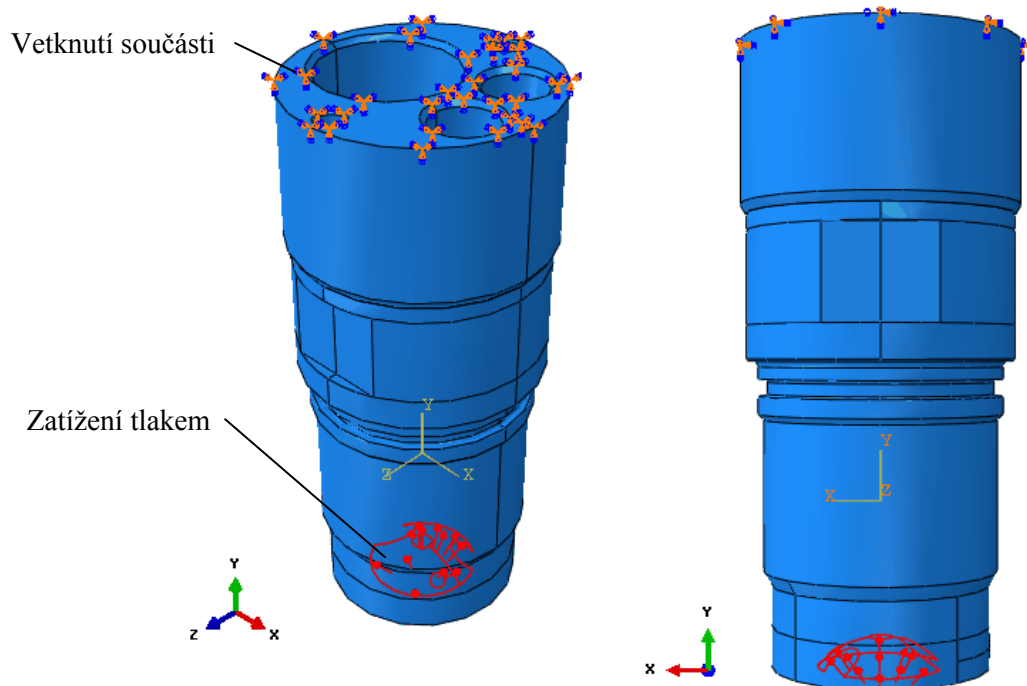
#### 8.3.1 Okrajové podmínky

Tuto součást jsem řešil jako samostatné těleso. Ve spodní části, kde se nachází část spalovacího prostoru komůrky jsem součást zatížil tlakem  $p_{hk} = 66,45 \text{ MPa}$ . K této hodnotě jsem dospěl ze znalosti maximální zátěžné síly  $F = 9354 \text{ N}$  a plochy na kterou tlak v horním dílu komůrky působí  $A_{hk} = 140,75 \text{ mm}^2$ . Nebylo možné zatížit součást pouze předpokládaným maximálním spalovacím tlakem, jelikož tato hodnota by v sobě neobsahovala základní uvažovanou bezpečnost  $k = 1,5$ , sílu předpětí potřebnou k utěsnění vodního prostoru ani sílu působící na příslušenství v komůrce (montáž izolátoru). V horní části komůrky, kde dochází k opření o horní pouzdro byla součást zbavena všech stupňů volnosti, tzn. je v této oblasti uvažováno vetknutí.

Součást je vyrobena z oceli 17 248. Vlastnosti důležité při výpočtu jsou shrnuté v tab. 9.

Tab. 9: Vlastnosti oceli 17 248

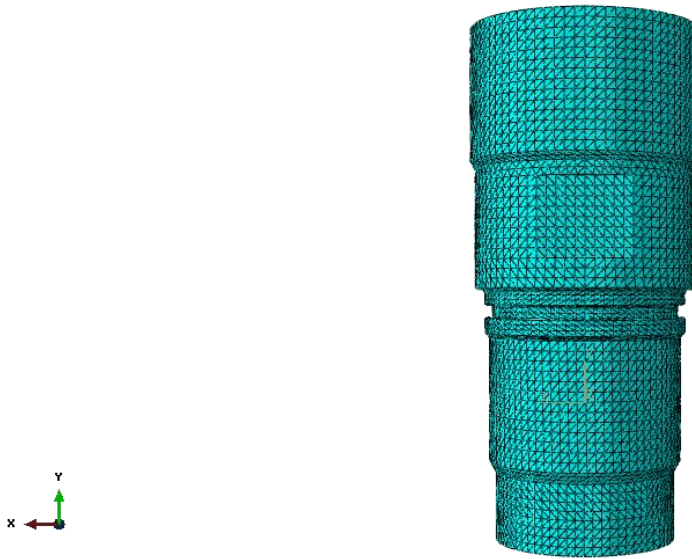
Ocel 17 248		
E	$2,06 \cdot 10^5$	[MPa]
Re	230	[MPa]
Rm	500	[MPa]
$\nu$	0,29	[1]
$\rho$	7800	[kg/m <sup>3</sup> ]



Obr. 37: Okrajové podmínky při analýze horní komůrky

### 8.3.2 Výpočetní síť

I v tomto případě byla výpočetní síť vytvořena z prvků TET C3D10 o různé velikosti. Základní velikost elementu je 1 mm, v místech děr, zkosení a zaoblení je síť zjemněna. Celkový počet elementů na součásti je 191 796 v kvadratické specifikaci. Síť je znázorněna na obr. 38.

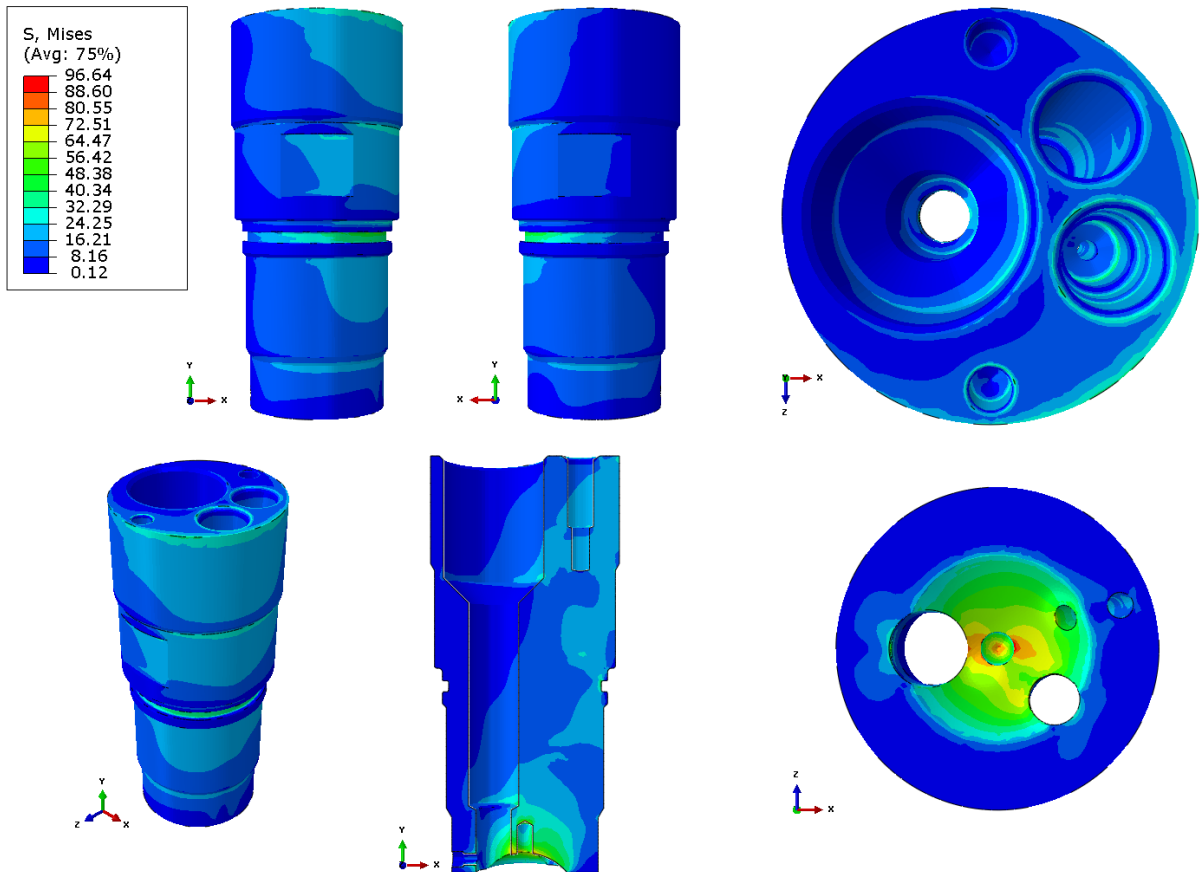


Obr. 38: Výpočetní síť horního dílu komůrky

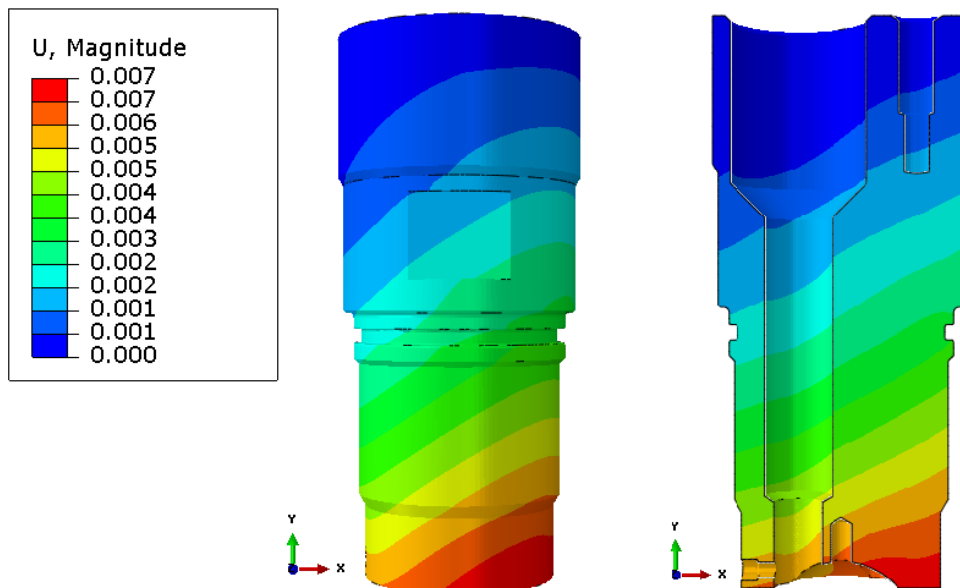
### 8.3.3 Výsledky analýzy

Maximální redukované napětí podle teorie HMM je na této součásti rovno  $96,64 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  v ploše spalovacího prostoru nedaleko od vývrtu pro zapalovací elektrodu. Vzhledem k mezi kluzu materiálu  $R_e = 230 \text{ MPa}$  a bezpečnosti  $k = 1,5$  ve vstupních datech je celková statická bezpečnost součásti vůči mezi kluzu rovna přibližně 3,57. Tato hodnota nám říká, že by součást měla vydržet maximální možné statické namáhání. Stejně jako v předchozích případech, analýza nezahrnuje dynamické vlivy a nezabývá se životností součásti.

Maximální deformace je 0,007 mm ve spodní části součásti. Toto je znázorněno na obr. 40.



Obr. 39: Výsledky rozložení napětí na horní části komůrky při maximálním tlaku ve válci



Obr. 40: Výsledky deformací horní části komůrky při maximálním tlaku ve válci

## 9 Teplotní analýza tělesa komůrky

Druhou a hlavní částí mé diplomové práce je teplotní analýza zapalovací komůrky včetně příslušenství. Smyslem této analýzy je získat teplotní pole, které bude sloužit dalšímu diplomantovi při CFD analýze proudění ve spalovacím prostoru a následnému vyhodnocení náchylnosti k samozápalům. Na základě získaných teplot lze předběžně odhadnout, zda se samozápaly dají očekávat či nikoliv.

Na poslední chvíli se nakonec z technologických důvodů při montáži elektrody přistoupilo k tomu, že je elektroda zaletovaná do komůrky pomocí stříbra. Je tak nutné vyhodnotit, zda vlivem příliš vysoké teploty v okolí elektrody nedojde k natavení stříbra a jeho uvolnění do spalovacího prostoru, které by mohlo mít za následek zničení motoru.

### 9.1 Vstupní data

Základní vstupní data pro tuto analýzu jsem získal od Ing. Jiřího Vávry Ph.D. na základě 0D simulace v programu GT-Power. Jedná se o průběhy tlaku, teploty a součinitele přestupu tepla  $\alpha$  v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele při 2400 ot./min., IMEP 17 bar,  $\lambda=1$ . Toto by mělo odpovídat maximálnímu výkonu motoru a tudíž se jedná o nejhorší možný stav z hlediska tepelného zatížení. Tyto hodnoty byly určeny pro hlavní spalovací prostor i zapalovací komůrku.

Zapalovací komůrka byla v programu GT-Power modelována jako válec o malém objemu. Tato skutečnost musela být brána v úvahu při vyhodnocení přestupového koeficientu v komůrce, jelikož řešící mechanismus využívá Woschniho formuli (10), vycházející mimo jiné ze střední pístové rychlosti, která je v tomto virtuálním válci (komůrce) nulová. Výsledkem tak byly nereálně malé hodnoty přestupového součinitele v komůrce. Tuto nepřesnost jsme se rozhodli kompenzovat vynásobením průběhu konstantou, která posune průběh do reálných hodnot. Jako konstantu jsme nakonec zvolili 8,5. Při této hodnotě dosahuje maximum přestupového součinitele komůrky v průběhu cyklu obdobných hodnot jako v případě součinitele přestupu tepla v hlavním spalovacím prostoru. Tato metoda může obsahovat určitou chybu, nicméně se domníváme, že minimální. Pro porovnání počítám ještě variantu, kdy se průběh přestupového koeficientu v komůrce a ve válci rovnají.

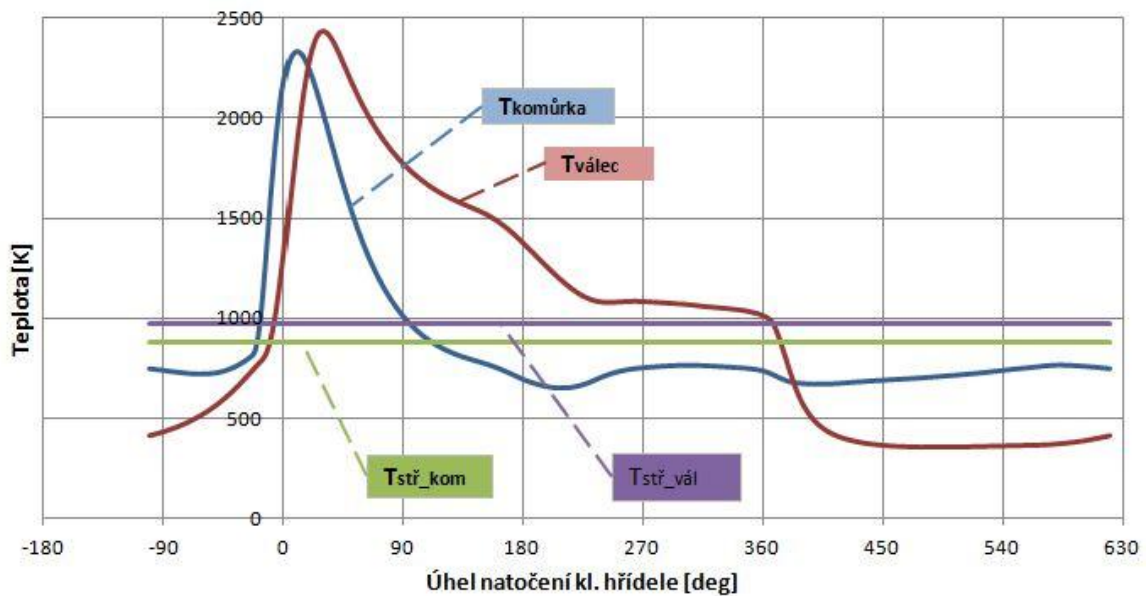
$$hc = 0,820B^{-0,2}p^{0,8}w^{0,8}T^{-0,53} \quad (10)$$

$$w = C_1c_m + C_2 \frac{v_d T_1}{p_1 v_1} (p - p_m) \quad (11)$$

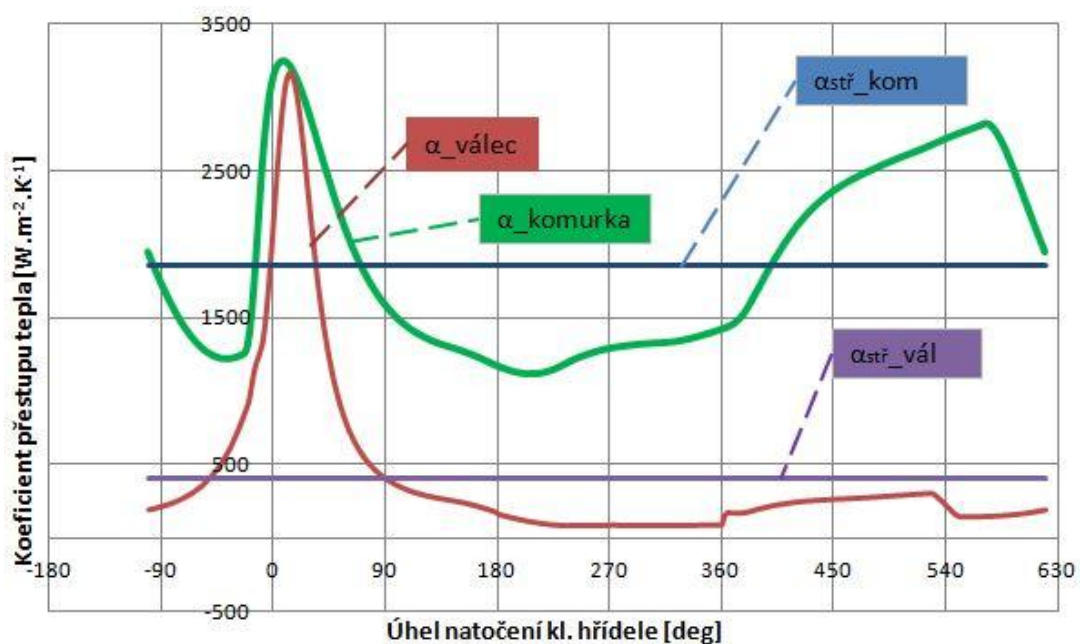


Je potvrzeno, že vlivem velmi rychlých změn teploty ve spalovacím prostoru a tepelné setrvačnosti dílů se teplota součástí po určitém čase téměř ustálí. Další kolísání teploty je velmi malé, v řádech jednotek, maximálně desítek kelvinů a to do hloubky maximálně 1 mm pod ohřivaným povrchem. Z tohoto důvodu byl zaveden předpoklad stacionárních toků tepla určených na základě středních hodnot.<sup>[8]</sup>

Úloha byla řešena jako stacionární, teplotní. Pro každé médium ovlivňující sestavu byla definována teplota a hodnota přestupového součinitele. Tyto hodnoty jsou uvedeny v kapitole 9.2 Okrajové podmínky.



Obr. 41: Průběh teploty v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele



Obr. 42: Závislost součinitele přestupu tepla na úhlu natočení klikové hřídele

Jako vstupní geometrická data byly použity 3D modely navržené v programu Creo / ProEngineer. Jedná se o soustavu 11 dílů, přičemž některé bylo pro MKP analýzu nutné modifikovat. Obvykle je nutné odstranit některé technologické prvky, jako je zkosení nebo zaoblení o kterých víme, že nezasahují do oblasti, kde záleží na přesnosti výpočtu. Tyto prvky totiž mají za následek příliš hustou, případně nekvalitní síť. Dále bylo nutné odstranit modely závitů na převlečné matici a dutém šroubu, které se po importu součástí do řešiče interpretovaly jako válcové plochy bez návaznosti na další geometrii. <sup>[11]</sup>

## 9.2 Okrajové podmínky

Ze součástí byla vytvořena sestava, která vystihuje reálné uspořádání tělesa komůrky v hlavě motoru. Každá součást má přiřazený příslušný materiál, u kterého jsou definovány vlastnosti podstatné pro teplotní analýzu. Tyto vlastnosti byly získány v materiálových listech, odborné literatuře, případně přímo od výrobce a jsou shrnuty v následujících tabulkách. Materiálové vlastnosti montáže izolátoru byly získány přímo od firmy Brisk Tábor, která si však nepřeje jejich zveřejnění, tudíž nejsou ve výčtu uvedeny.

Tab. 10: Přehled materiálů pro jednotlivé součásti

Součást	Materiál
Horní část komůrky	Ocel 17 248
Vložka komůrky	Ocel 17 248
Spodní část komůrky - převlečná matice	Uhlíková ocel
Vnější těsnění komůrky	Měď
Zahnutá elektroda	Uhlíková ocel
Dutý šroub	Uhlíková ocel
Plášť svíčky	Keramika
Střední elektroda svíčky	Niklchrom
Těsnění izolátoru	Měď
Opěrka izolátoru	Uhlíková ocel
Zhášeč plamene	Uhlíková ocel

Tab. 11: Materiálové vlastnosti uhlíkové oceli [6]

Uhlíková ocel		
$\rho$	7850	kg.m <sup>-3</sup>
$\alpha_{exp}$	16,5	10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
E	175000 - 200000	MPa
$\lambda$	39 - 57	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$c_p$	501 - 564	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>

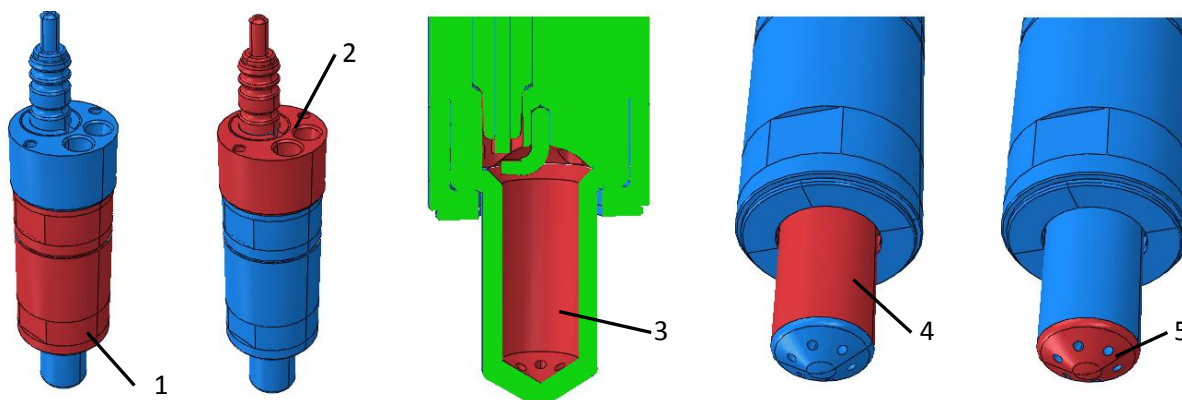
Tab. 12: Materiálové vlastnosti oceli 17 248 [6]

Ocel 17 248		
$\rho$	7800	kg.m <sup>-3</sup>
$\alpha_{exp}$	16 - 18	10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
E	165000 - 200000	MPa
$\lambda$	15 - 22	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$c_p$	500 - 540	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>

Tab. 13: Materiálové vlastnosti mědi [15]

Měď		
$\rho$	8940	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
$\alpha_{\text{exp}}$	17	$10^{-6}\text{K}^{-1}$
E	123000	MPa
$\lambda$	366 - 401	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$c_p$	385 - 416,7	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Na obr. 43 jsou znázorněna červenou barvou a číslem místa, pro která jsou použité různé okrajové podmínky. Číslem 1 je označena plocha ponořená v chladicí vodě, číslem 2 je označena plocha, která je v horkém vzduchu pod víkem hlavy motoru. Číslo 3 znázorňuje plochu zatěžovanou horkými plyny uvnitř komůrky, číslo 5 znázorňuje plochu zatěžovanou plyny uvnitř válce. Vnější válcová plocha vložky komůrky označená číslem 4 je podrobena detailnějšímu rozboru v další části práce.



Obr. 43: Znázornění ploch zatěžovaných různými médii o různé teplotě a přestupovém koeficientu

V tab. 14 jsou vypsány střední hodnoty charakterizující teploty a součinitele přestupu tepla v oblastech znázorněných výše na obr. 43. Hodnoty pro horké plyny ve válci a v komůrce byly získány z výpočtu v GT - Poweru, teploty chladicí vody a horkého vzduchu pod víkem hlavy motoru byly určeny na základě zkušenosti a přestupové součinitele byly určeny na základě odborné literatury. Hodnoty pro horké plyny ve štěrbině mezi vnější válcovou plochou vložky a vývrtem v hlavě motoru jsem na základě úvahy dopočítal. Více o této problematice v kapitole 9.5.

Tab. 14: Přehled okrajových podmínek [8]

Číslo	Médium	$T_{stř}$ [K]	$\alpha_{stř}$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
1	Chladicí voda	363	5000
2	Horký vzduch	363	25
3	Horké plyny v komůrce	876,6	1855
4	Horké plyny ve štěrbině	viz dále	194
5	Horké plyny ve válci	969,9	410

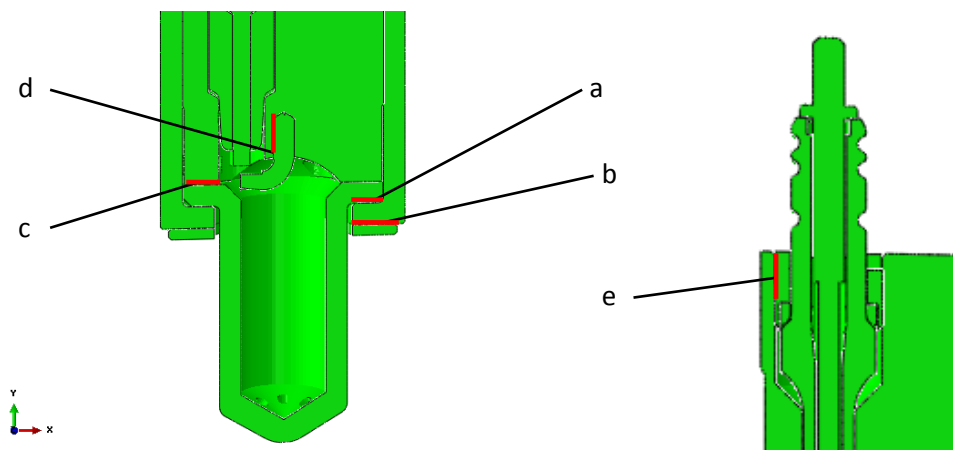
Ve výpočetním modelu bylo nutno definovat kontaktní vazby. Teplotní interakce v kontaktu mezi díly sestavy jsou předepsány tokem tepla  $\dot{q}_{AB}$  z povrchu A do B, který je vztažený k rozdílu teplot ploch  $T_A$ ,  $T_B$  podle vztahu:

$$\dot{q}_{AB} = k(T_B - T_A) \quad (12)$$

kde  $k$  je součinitel přestupu tepla v kontaktu. Přehled hodnot tohoto koeficientu pro různé kontaktní páry v modelu je uveden v tab. 15. Ve zbylých případech, kde jsou toky tepla minimální a součásti jsou ze stejných materiálů je pro zjednodušení uvažována vazba TIE, která spojí součásti napevno a dají se tak považovat za jedno těleso. [8]

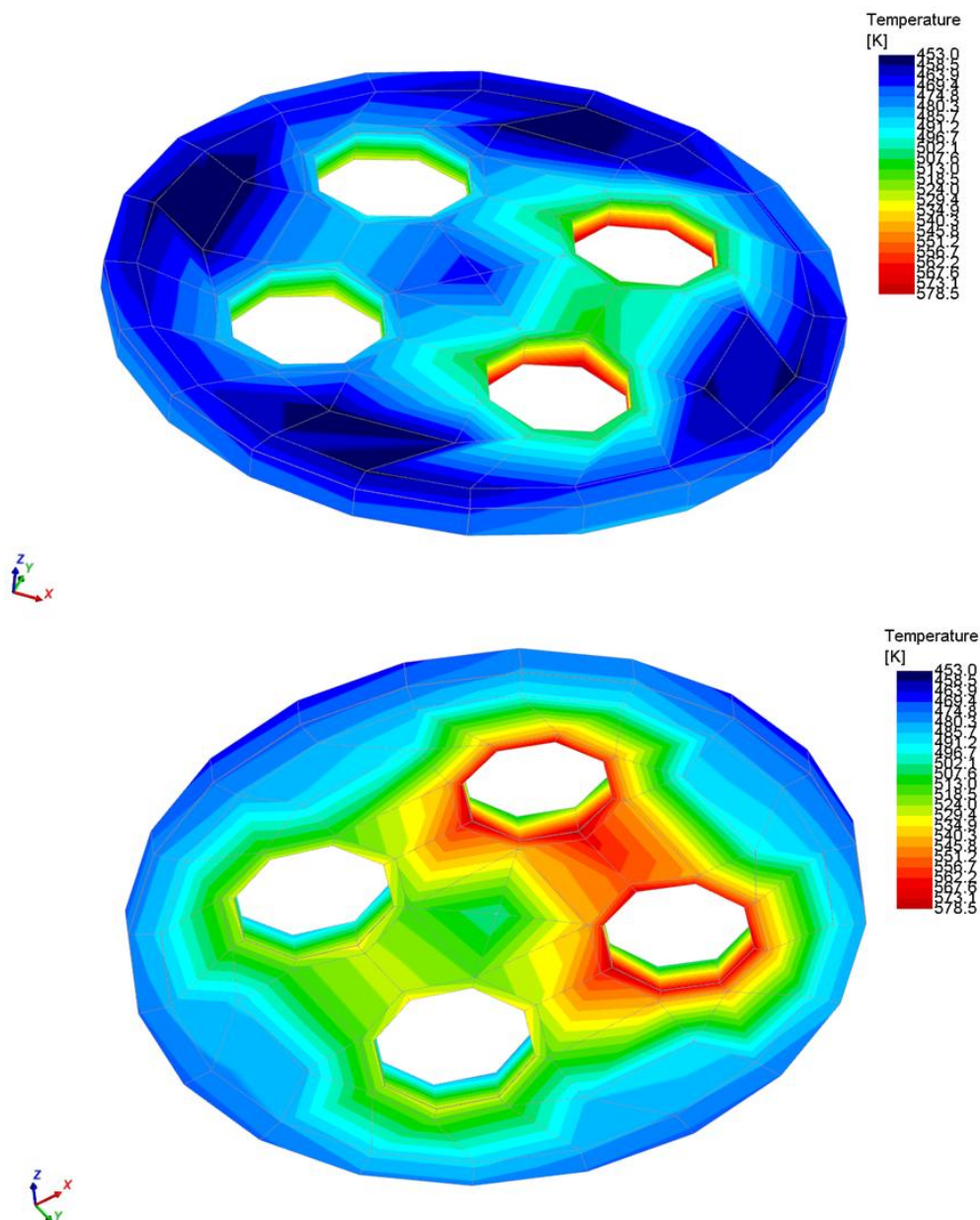
Tab. 15: Přehled součinitelů přestupu tepla v kontaktech [8], [12]

Odkaz	Popis interakce	Součinitel přestupu tepla v kontaktu $k$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
a	Kontakt vložky a převlečné matice	6000
b	Kontakt těsnění a převlečné matice	6500
c	Kontakt vložky a horní komůrky	6000
d	Kontakt elektrody a horní komůrky	6000
e	Kontakt dutého šroubu a horní komůrky	3750



Obr. 44: Znázornění kontaktních míst na sestavě komůrky

Další okrajovou podmínkou, která byla definována, je radiace na vnější stěně vložky komůrky. Jelikož se jedná o plynový motor, nevznikají při spalování žádné pevné částice, a proto předpokládáme, že vložka vyzařuje teplo do okolí tvořeného spodní deskou hlavy motoru. Ze simulace v GT-Poweru přibližně víme rozložení teplot na této desce. Při uvažovaném zátěžném stavu je teplota dosahovaná na horní straně desky v místě vývrtné přibližně 475 K, na straně desky směřující do spalovacího prostoru je teplota přibližně 525 K. V příslušných tabulkách byl dohledán koeficient emisivity  $\epsilon_E$ , který je pro použitý typ oceli a střední teplotu 500 K roven 0,23. Tento koeficient spolu s teplotou desky byl definován v programu Abaqus CAE.



Obr. 45: Teploty na desce hlavy motoru z GT - Power. První obrázek - horní strana desky, druhý obrázek - ze strany spalovacího prostoru



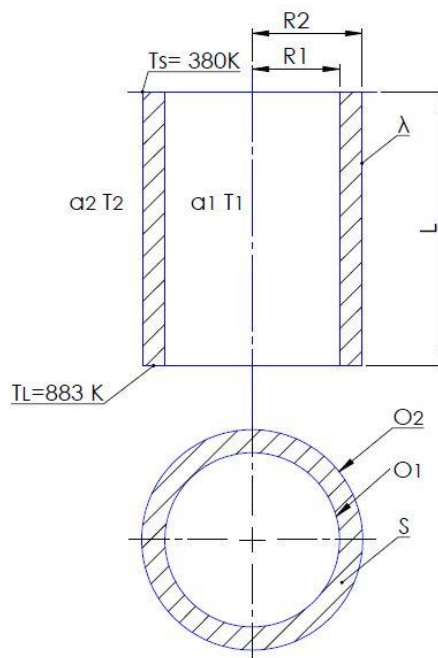
### 9.3 Přibližné analytické řešení

Dalo se předpokládat, a později se tento předpoklad potvrdil, že maximálních teplot se bude dosahovat na vložce komůrky. Rozhodl jsem se vytvořit zjednodušený model součásti, který půjde vyřešit analyticky pro přibližné ověření numerických výsledků.

Součást jsem zjednodušil na dutou trubku o příslušné délce  $L = 18 \text{ mm}$  a s průměry odpovídajícími reálné součásti. Součinitel prostupu tepla  $\lambda = 15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Uvnitř této duté trubky uvažuji horké spaliny, které jsou v komůrce, s teplotou  $T_{\text{kom}} = T_{f1} = 876,6 \text{ K}$  a součinitelem přestupu tepla  $\alpha_{\text{kom}} = \alpha_1 = 1855 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Vně duté trubky uvažuji horké spaliny působící v hlavním spalovacím prostoru s teplotou  $T_{\text{val}} = T_{f2} = 969,9 \text{ K}$  a součinitelem přestupu tepla  $\alpha_{\text{val}} = \alpha_2 = 410 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

Ve výpočtu uvažuji, že teplota na horním lemu vložky je přibližně  $380 \text{ K}$ . Tento předpoklad jsem zavedl na základě prvních numerických výpočtů, ve kterých se teplota v tomto místě pohybovala právě kolem této hodnoty. Při znalosti teploty na jedné straně vložky dopočítávám teplotu na druhé straně vložky, kde dosahuje maxima. Tento výpočet jsem provedl v MS Excel pomocí následující rovnice.

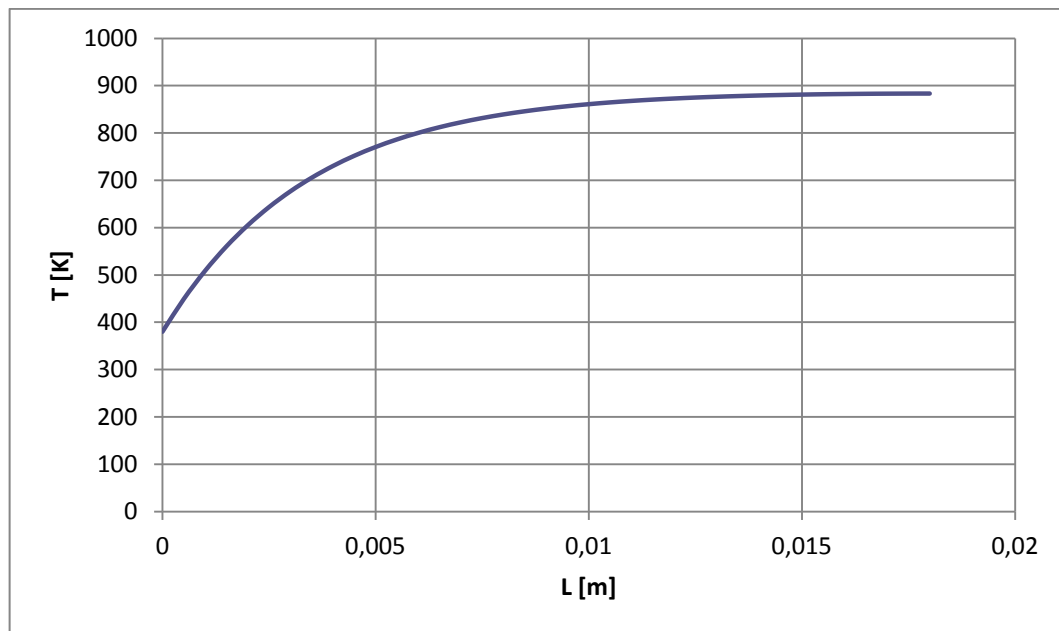
$$\frac{d^2T}{dy^2} + \frac{\alpha_1 O_1}{\lambda S} (T_{f1} - T) + \frac{\alpha_2 O_2}{\lambda S} (T_{f2} - T) = 0 \quad (13)$$



Obr. 46: Schéma analytického řešení



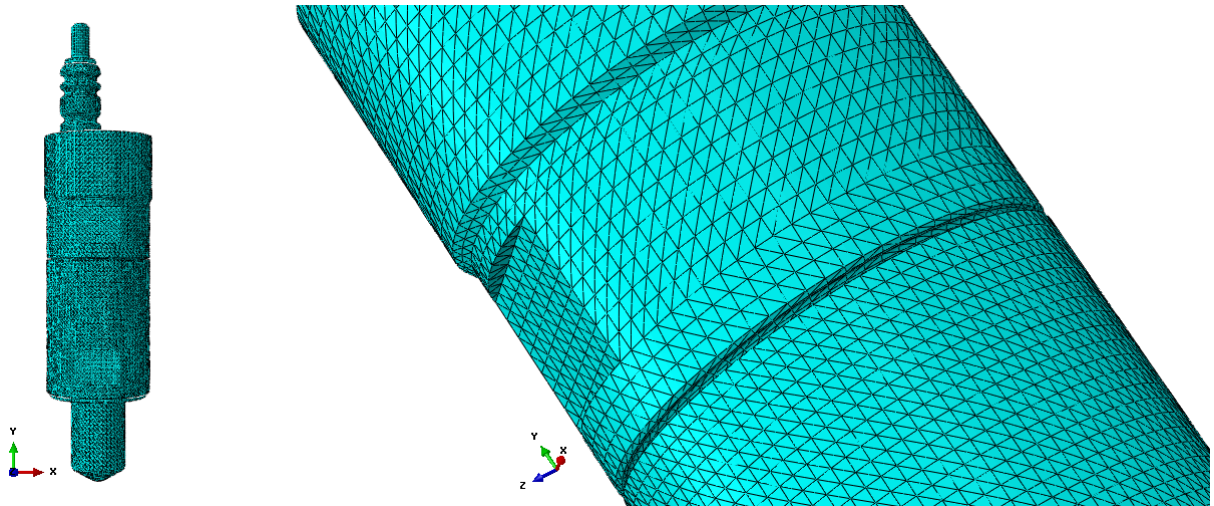
Výsledkem tohoto analytického řešení je průběh teploty po délce pláště komůrky. Tento průběh je vyneseno v grafu na obr. 47. Na jedné straně trubky znázorňující horní lem je teplota dle okrajové podmínky rovna 380 K, na druhé straně trubky znázorňující špičku komůrky je teplota 883 K. Tento údaj přibližně ukazuje, v jaké hladině bychom měli očekávat výsledky numerického řešení.



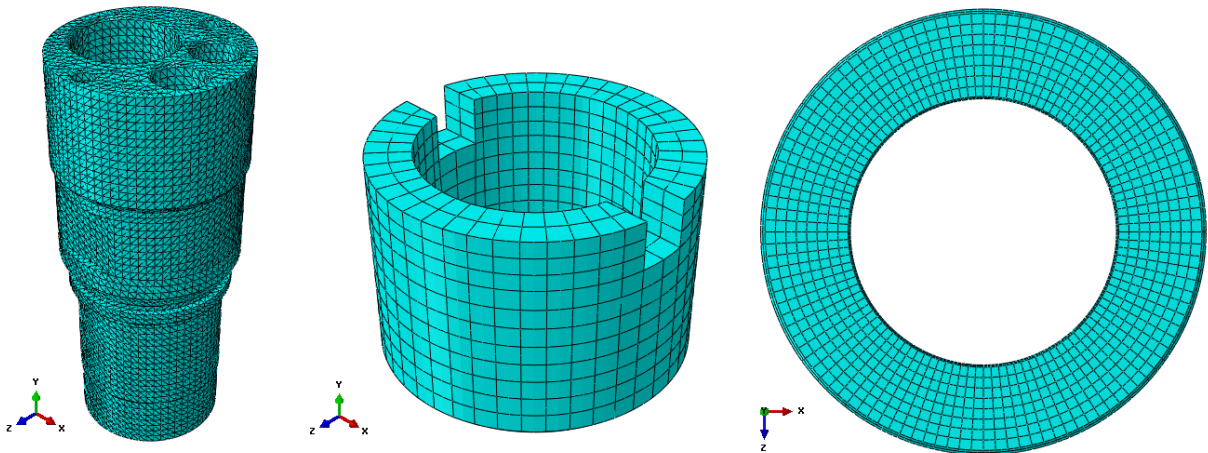
Obr. 47: Průběh teploty v plášti komůrky - analytické řešení

### 9.4 Výpočetní síť

Podobně jako v případě pevnostní analýzy i tady jsem používal různé druhy elementů a jejich velikosti. Pro všechny součásti byly použity prvky kvadratické zajišťující přesnější výsledky než lineární. Používal jsem opět prvky HEX C3D8 a TET C3D10. Na soustavě bylo použito celkem 271 939 prvků. Detailnější přehled je uveden v tab. 16. V místech zaoblení, zkosení, děr atp. byla síť zjemněna. Podobně tak v místech, kde nás zajímá rozložení teploty detailněji.



Obr. 48: Výpočetní síť soustavy zapalovací komůrky



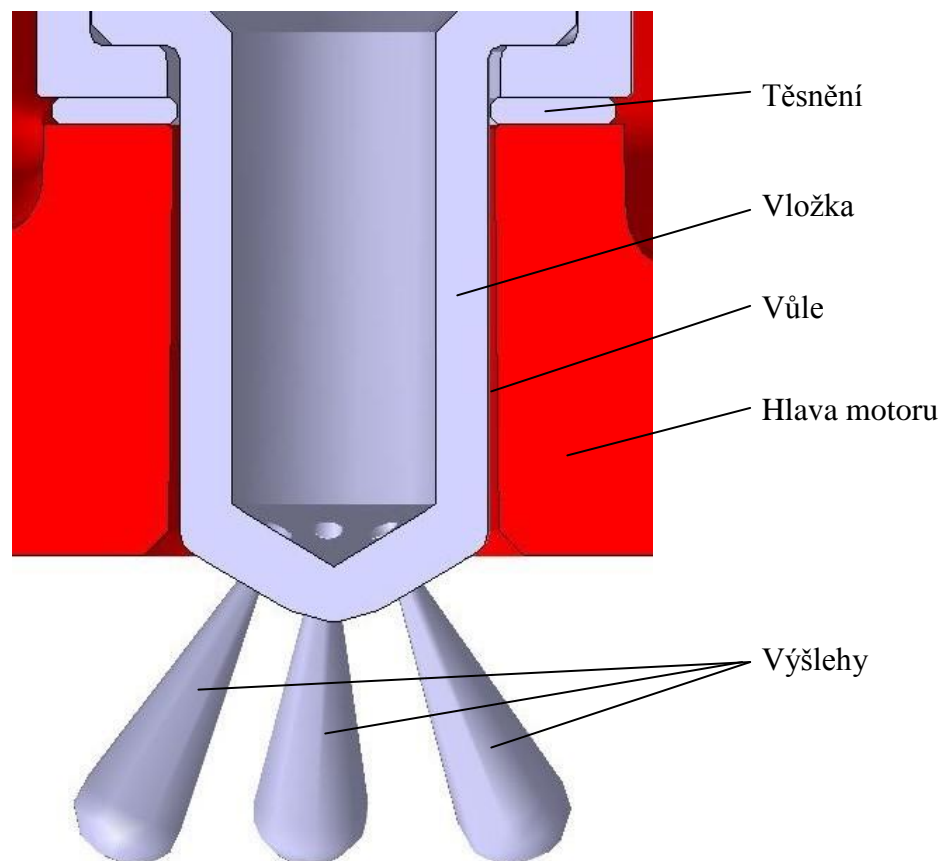
Obr. 49: Výpočetní síť na vybraných součástech

Tab. 16: Přehled síťovacích prvků pro teplotní analýzu

Součást	Použité prvky	Počet prvků	Velikost základních prvků
Horní komůrka	TET C3D10	140 327	1 mm
Spodní díl komůrky	TET C3D10	68 266	0,8 mm
Vložka komůrky	TET C3D10	24 446	1 mm
Spodní těsnění	HEX C3D8	2 016	0,5 mm
Vnitřek izolátoru	HEX C3D8	4 428	1,2 mm
Izolátor	TET C3D10	27 892	1 mm
Dutý šroub	HEX C3D8	988	0,8 mm
Elektroda	HEX C3D8	412	0,5 mm
Opěrka izolátoru	HEX C3D8	368	0,7 mm
Těsnění izolátoru	HEX C3D8	96	0,35 mm
Zhášec plamene	TET C3D10	2 700	0,5 mm

## 9.5 Vnější válcová plocha vložky komůrky

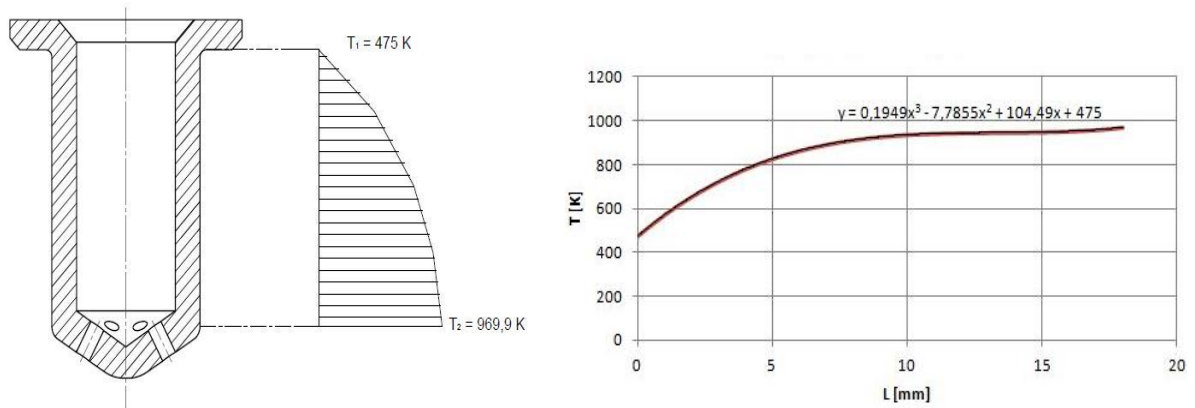
Jak jsem již naznačil výše, asi nejobtížněji definovatelná část modelu je vnější válcová plocha na vložce komůrky. Vložka je umístěna ve vývrtu v hlavě motoru, kde je však jen velmi malá vůle mezi těmito dvěma součástmi - 0,6 mm. Z tohoto důvodu se nedá předpokládat, že horké plyny, které v těchto místech budou na součást působit budou mít stejné vlastnosti, jako plyny v prostoru válce motoru.



Obr. 50: Detail vývrtu v hlavě motoru a vložky komůrky

Vzhledem k neznalosti teploty v mezeře byl zaveden předpoklad, že se teplota plynů po délce komůrky mění. V horní části vložky v blízkosti lemu uvažuji, že se teplota plynů rovná přibližně teplotě horní části desky hlavy motoru, tj. 475 K. Po délce vložky pak teplota roste až k hodnotě 969,9 K, což je střední teplota plynů v prostoru válce. Uvažoval jsem rozložení teploty po délce vložky definované polynomem 3. stupně. Použil jsem polynom získaný z analytického řešení a následně jsem ho mírně modifikoval, aby splňoval základní uvažované teplotní podmínky.

Konvekce na vnějším plášti - polynomické rozložení teploty



Obr. 51: Polynomické rozložení teploty na vnějším plášti vložky komůrky

Součinitel přestupu tepla jsem na vnější válcové ploše určil s pomocí programu MS Excel podle Eichelbergova vztahu<sup>[4]</sup>:

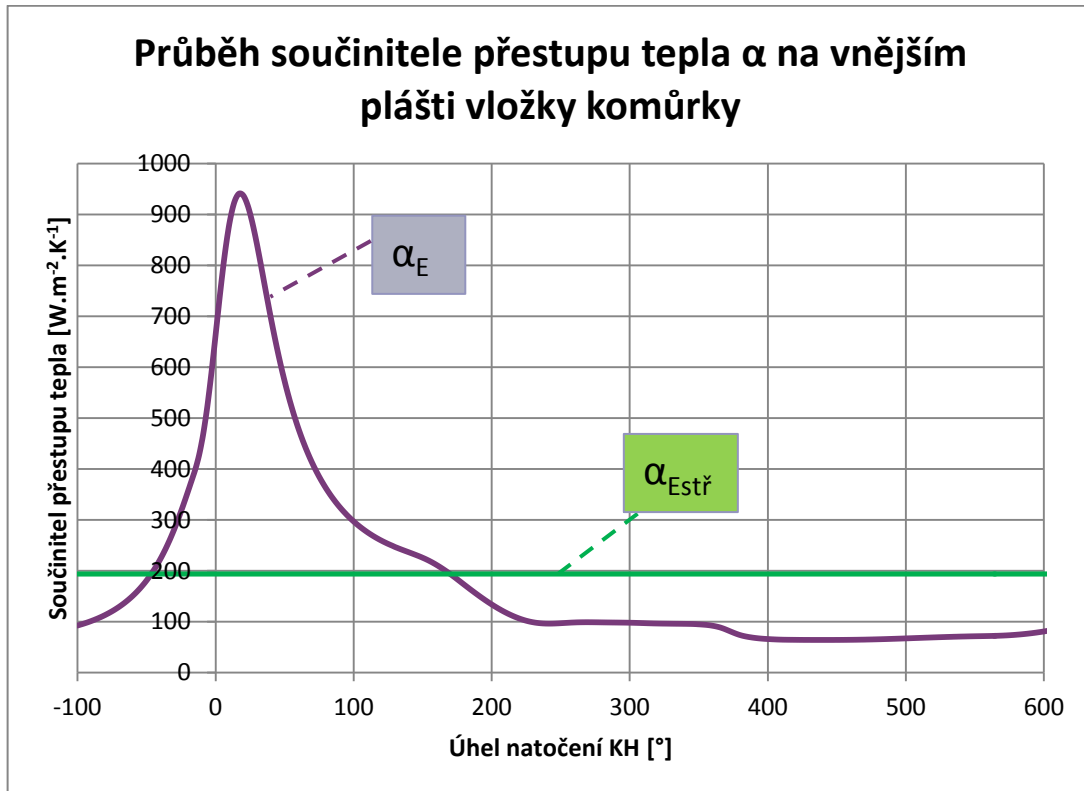
$$\alpha_E = 7,67 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{p \cdot T} \quad (14)$$

Prostor mezi vložkou a vývrtem v hlavě je uvažovaný jako virtuální válec motoru. Na základě tohoto předpokladu jsem určil střední pístovou rychlost (15) tohoto virtuálního válce, kde jako zdvih pístu je brána výška vnější válcové plochy vložky.

$$c_m = \frac{z \cdot n}{30} \quad (15)$$

Průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele znám na základě simulace v GT-Poweru, teplotu média ve štěrbině jsem určil opět v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele jako střední hodnotu mezi teplotou spodní desky hlavy motoru a aktuální teploty média ve válci motoru.

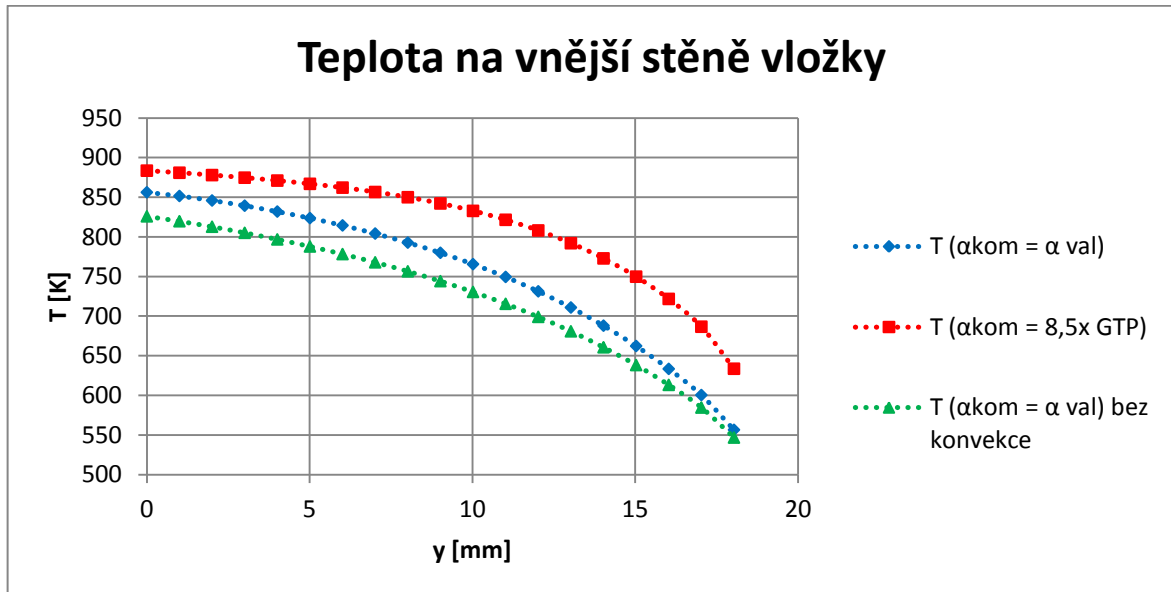
Na základě výpočtu jsem poté dostal průběh přestupového součinitele  $\alpha_E$  na vnější válcové ploše vložky, ze kterého jsem určil střední hodnotu, kterou jsem použil ve stacionárním modelu v programu Abaqus CAE. Střední hodnota součinitele  $\alpha_{E\text{stř}} = 194,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .



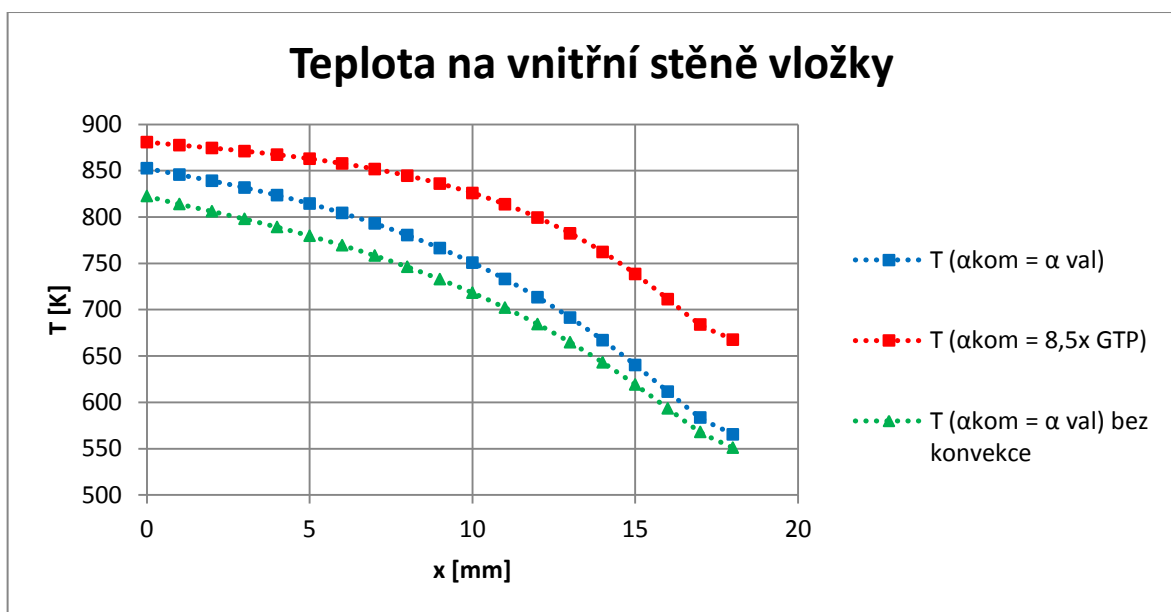
Obr. 52: Průběh součinitele přestupu tepla na vnějším plášti vložky komůrky

## 9.6 Výsledky analýzy

Výsledkem analýzy je teplotní pole na tělese komůrky včetně všech součástí. Z obr. 53 je patrné, že nejvyšších teplot je dosahováno na vložce komůrky. Maximální teplota je 889 K na vnější špičce komůrky, jen o 3 K méně je dosahováno na vnitřní špičce. Teploty v pěti měřicích bodech jsou vyneseny v tab. 17 označené jako stav 1. Jako stav 2 je označen porovnávací model, který vychází z úvahy, že by součinitel přestupu tepla byl stejný v komůrce i ve válci. Rozdíl v teplotách mezi těmito dvěma stavy v oblasti maximálních teplot jsou přibližně 4 %. To si myslím dokládá, že konstanta 8,5 použitá ve vstupních datech k upřesnění přestupového součinitele v komůrce vede k reálným a očekávaným výsledkům a že jsme se při jejím určení nedopustili zásadní chyby. Na obr. 53 a 54 jsou znázorněny průběhy teploty na vnitřní a vnější stěně vložky komůrky. Jedná se o jakousi citlivostní analýzu na změnu součinitele přestupu tepla v komůrce. V grafech jsou vyneseny průběhy pro zátěžný stav 1 i 2 a pro znázornění vlivu konvekce na vnější ploše vložky i stav 2 bez konvekce. Na těchto obrázcích je velmi dobře patrné, že zátěžný stav 1, který považuji za nejbližší skutečnému chování, dosahuje nejvyšších teplot, a tudíž se v případě, že vstupní data nepopisují skutečné chování naprosto přesně, pohybujeme na straně bezpečnosti.



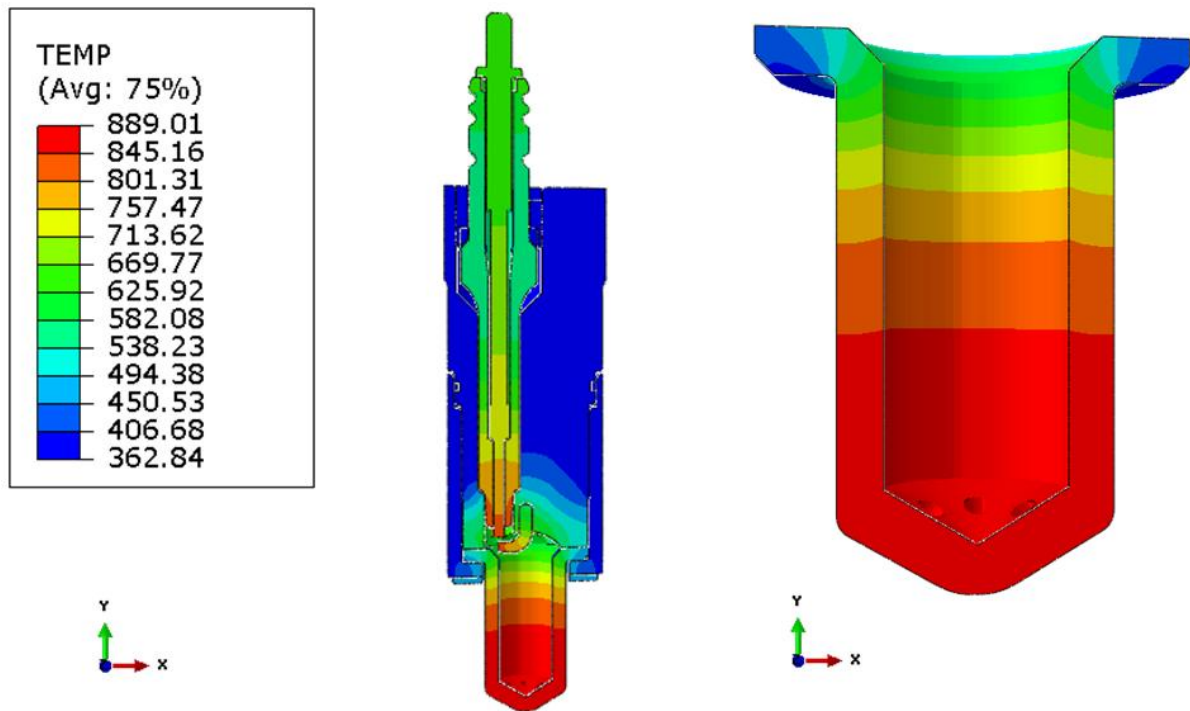
Obr. 54: Teplota na vnější stěně vložky komůrky



Obr. 55: Teplota na vnitřní stěně vložky komůrky

Velmi dobrá shoda v maximální dosahované teplotě je také v porovnání s analytickým řešením. Podle analytického řešení je teplota na špičce komůrky 883 K, což je o pouhých 6 K méně než dle numerického modelu. Tato shoda dokladuje, že numerický model pracuje pro zadané okrajové podmínky správně.

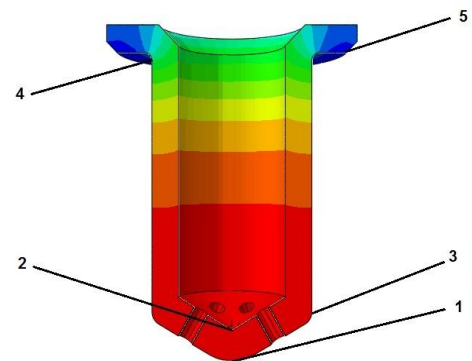




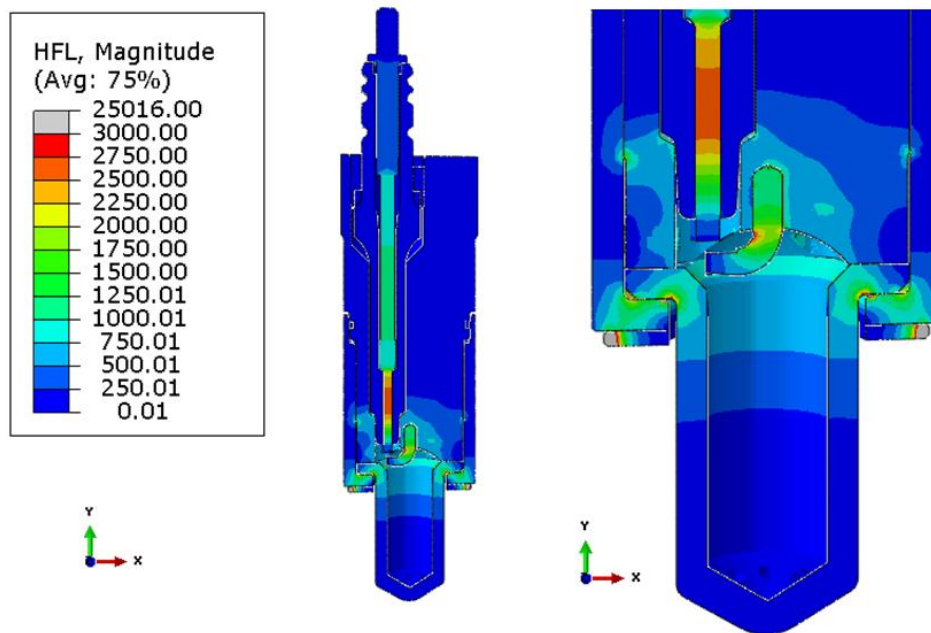
Obr. 55: Rozložení teplot na tělese komůrky + detail vložky komůrky

Tab. 17: Přehled teplot v jednotlivých měřicích bodech [K]

Místo měření	Stav 1	Stav 2	BOD
Vnější špička komůrky	889	852	1
Vnitřní špička komůrky	886	849	2
Vnější plášť max. teplota	884	837	3
Vnější plášť min. teplota	634	544	4
Horní lem - min. teplota	466	455	5

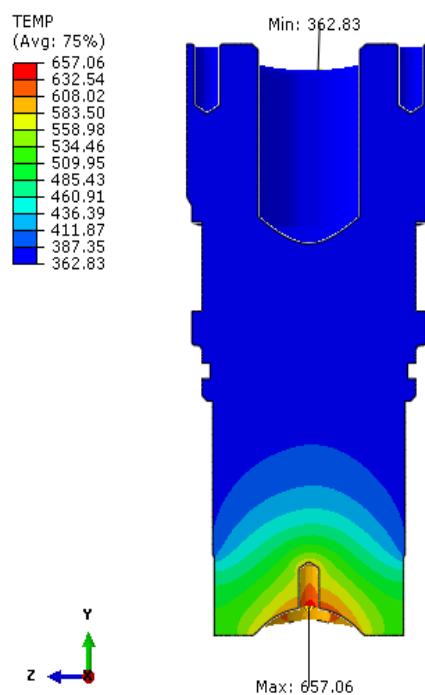


Teplotní toky v soustavě jsou znázorněné na obr. 56. Největší teplotní tok je na měděném těsnění, které je v kontaktu s chladicí vodou. V tomto místě dosahuje hodnota teplotního toku přibližně  $25 \text{ W/mm}^2$ . V dalších místech sestavy, kde se součásti dostávají do kontaktu s horkými plyny jsou teplotní toky v řádu jednotek  $\text{W/mm}^2$ . Z obrázku je patrné, že dochází k odvodu tepla přes těsnění a spodní část komůrky do chladicí vody. Toto odpovídá očekávanému chování.



Obr. 56: Teplotní toky na součástech [ $mW/mm^2$ ]

Zajímavá je pro nás také teplota na horní části komůrky v okolí místa pro upevnění zapalovací elektrody. Toto je znázorněno na obr. 57. Teplota dosahovaná v tomto místě je 657 K, což znamená, že by nemělo dojít k natavení stříbra, kterým je elektroda přiletovaná. Teplota tání stříbra je přibližně 1235 K. Nemělo by tak dojít k uvolnění elektrody a v důsledku toho k poškození motoru. <sup>[6]</sup>

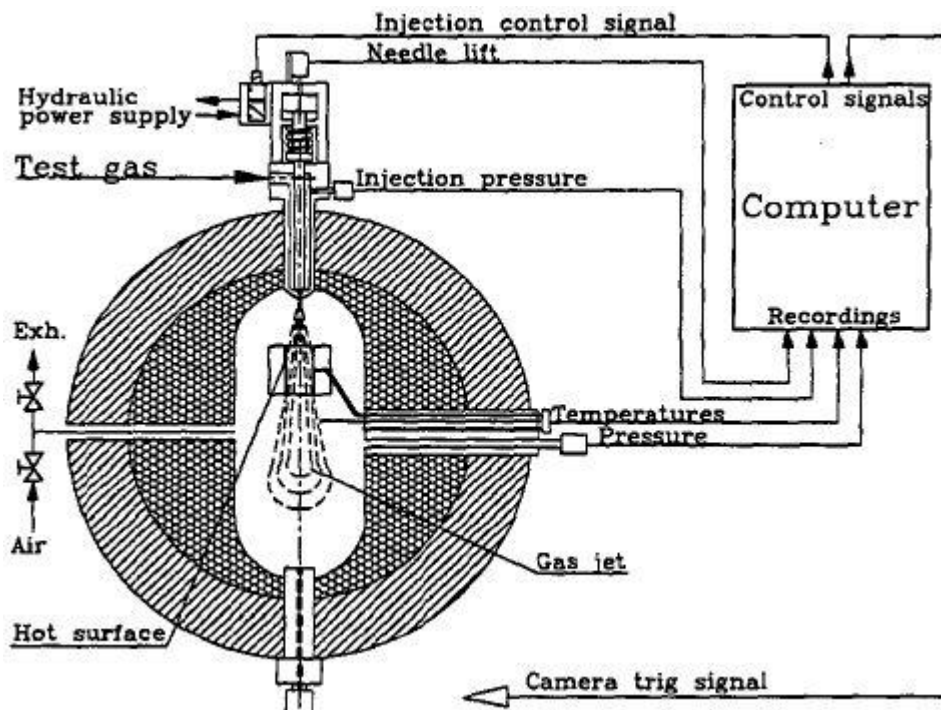


Obr. 57: Rozložení teploty na horní části komůrky

## 9.7 Zhodnocení náchylnosti k samozápalům

Přesné zhodnocení náchylnosti motoru k samozápalům je poměrně složité a vyžaduje to komplexní 3D model proudění. Tento model je předmětem další diplomové práce a bude využívat teplotní data získaná z mé teplotní analýzy. Já jsem se pokusil na základě experimentu výzkumníků z University of Trondheim a aplikací jejich poznatků na analyzovanou sestavu stanovit náchylnost k samozápalům při znalosti teploty dílů.

Vilmar Aesoy a Harald Valland z trondheimské univerzity prováděli výzkum zpoždění průtahu vznětu v plynovém motoru v závislosti na teplotě stěn. K experimentu byla použita experimentální spalovací komora, ve které je umístěna trubka, jejíž povrch je vyhříván na požadovanou teplotu. Komora je vybavena přímým vstřikováním plynu. Schéma experimentální aparatury je znázorněno na obr. 58. Základní parametry spalovací komory jsou uvedeny v tab. 18.

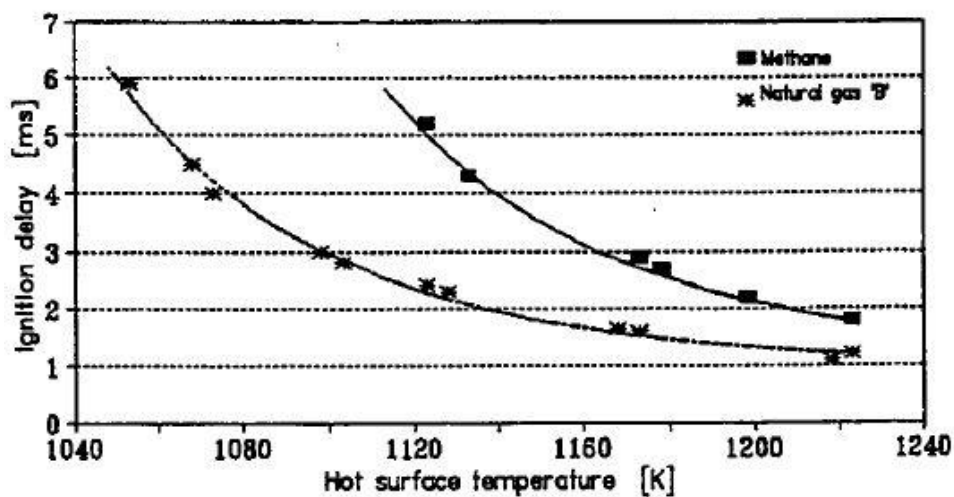


Obr. 58: Schéma experimentální spalovací komory [1]

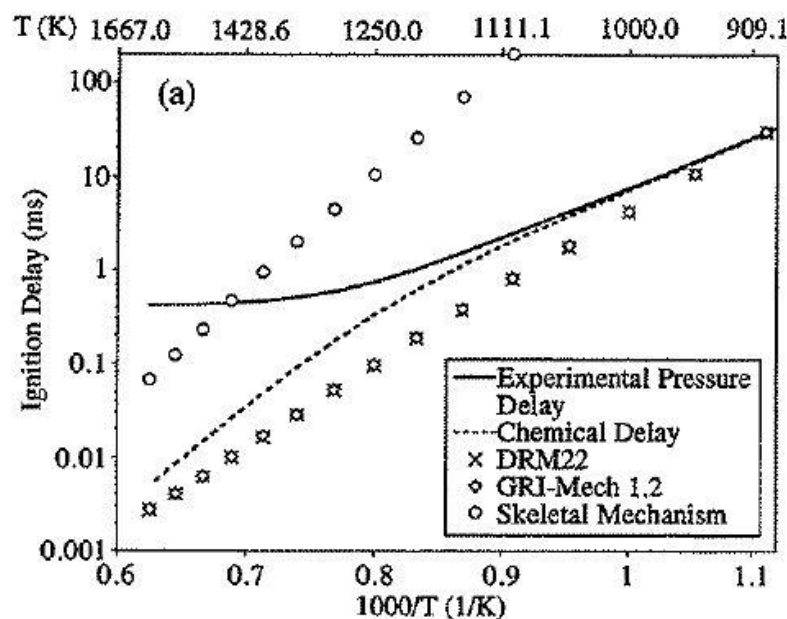
Tab. 18: Základní parametry spalovací komory [1]

Tlak v komoře	50 bar
Teplota v komoře	700 K
Teplota vyhřívání trubky	1000 - 1400 K
Vstřikovací tlak	150 bar
Geometrie vyhřívání trubky	D = 15 mm L = 35 mm

Výstupem experimentu jsou křivky závislosti doby průtahu vznícení na teplotě povrchu kontaktní geometrie pro různá složení vstřikovaného plynu. V našem případě je spalovaný plyn z více než 99% metan. Na obr. 59 je znázorněna závislost průtahu vznícení na teplotě kontaktního povrchu. V hodnotách přibližně 1100 - 1140 K je závislost pro metan téměř lineární, a proto linearizují průběh až k hodnotě 889 K, což je maximální teplota, které je na povrchu komůrky dle numerického modelu dosaženo. Pro tuto hodnotu odpovídá čas průtahu vznícení přibližně 29 ms. Tento čas zároveň přibližně odpovídá i hodnotě získané výpočtem, který pro metan provedli výzkumníci na University of Michigan. Ti se zabývali tvorbou modelu vyhodnocující čas průtahu vznícení závislý na teplotě povrchu spalovacího prostoru a zohledňující různá složení spalovaného plynu. [2],[3]

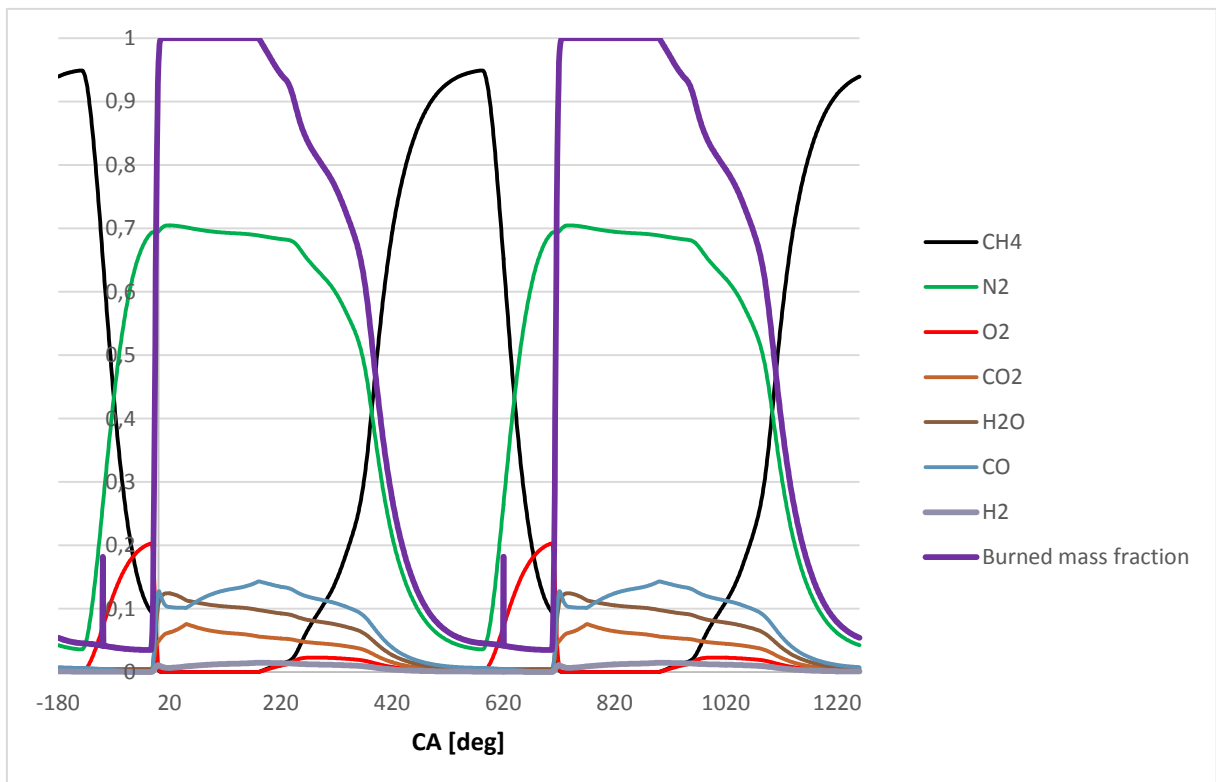


Obr. 59: Graf závislosti průtahu vznícení na teplotě povrchu [2]

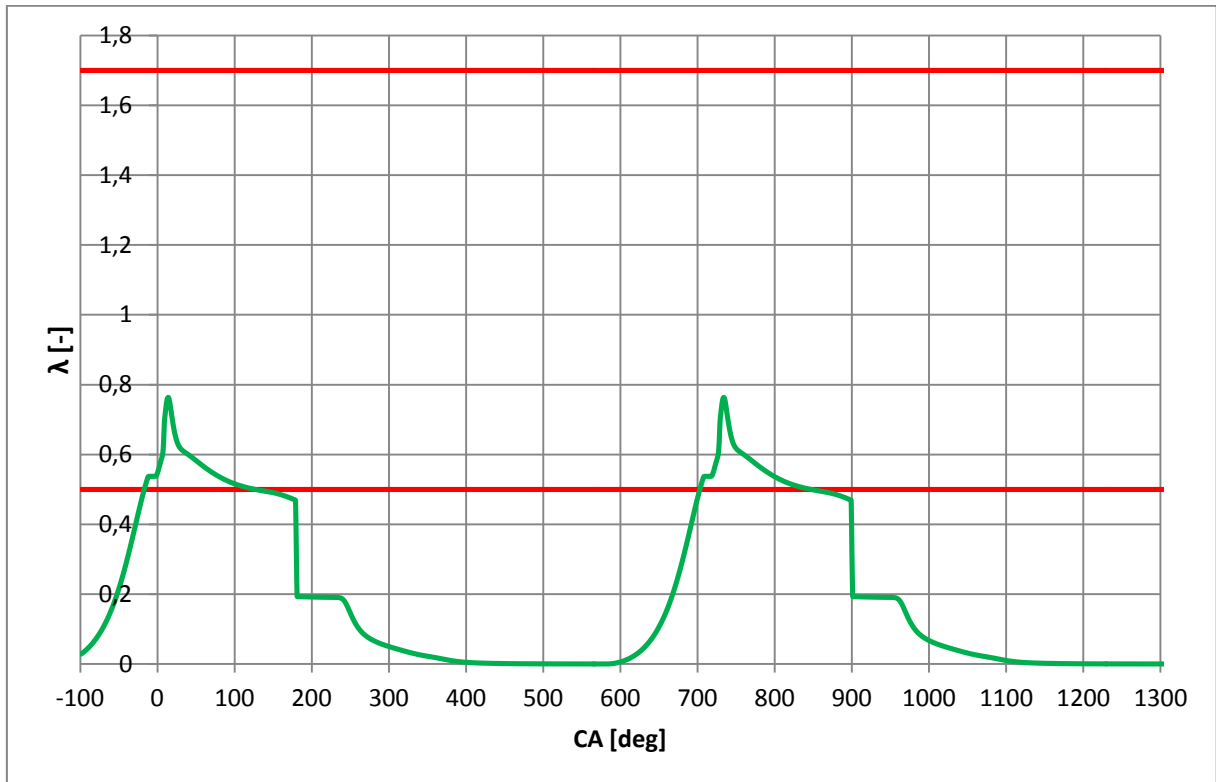


Obr. 60: Výsledek modelu samovznícení metanu od horkých částí spalovacího prostoru [3]

Vzhledem k otáčkám motoru, které jsou pro uvažovaný zátěžný stav  $2400 \text{ min}^{-1}$ , odpovídá čas průtahu vznícení  $417,6$  stupně natočení klikové hřídele pro maximální teplotu součásti  $889 \text{ K}$ . Z této hodnoty se dá usuzovat, že v komůrce k samozápalům od horkých částí docházet nebude, jelikož zapalitelná nespálená směs bude ve spalovacím prostoru přítomna podstatně kratší dobu. To dokládají data z GT-Poweru, která znázorňují poměrné rozložení jednotlivých složek ve spalovacím prostoru při uvažovaných otáčkách. Tato data byla vynesena do grafu na obr. 61 a na jejich základě byl vypočten součinitel přebytku vzduchu v jednotlivých fázích cyklu. Průběh součinitele  $\lambda$  je vynesena v grafu na obr. 62.



Obr. 61: Poměrné rozložení složek v zapalovací komůrce v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele



Obr. 62: Závislost součinitele  $\lambda$  v komůrce na úhlu natočení klikové hřídele

Dle inženýra Matějovského je mez zapalitelnosti pro metan v rozmezí  $\lambda = (0,5-1,7)$ . Vzhledem k tomu, že v sacím zdvihu je nasáván do komůrky pouze metan a kyslík se dostane do komůrky až v průběhu kompresního zdvihu z prostoru válce, je podstatnou část cyklu směs natolik bohatá, že nelze zapálit. V uvažovaném otáčkovém stavu překročí směs hranici zapalitelnosti  $18^\circ$  před horní úvratí. V tomto stavu je předstih zážehu  $13^\circ$  natočení klikové hřídele, hoření malého objemu směsi v komůrce probíhá velmi rychle - přibližně  $18^\circ$ .<sup>[9]</sup>

Toto potvrzuje, že úhel průtahu vznětu  $417,6^\circ$  je podstatně větší než setrvání nespálené zapalitelné směsi v komůrce a že by k samovznícení nemělo dojít. Je však důležité zmínit, že vycházíme z 0D modelu, který pro danou problematiku není úplně přesný a jedná se tak pouze o přibližné určení náchylnosti k samozápalům. Detailnější a přesnější rozbor je předmětem další diplomové práce.



## 10 Závěr

V diplomové práci jsem se nejprve seznámil s komůrkovými zapalovacími systémy, jejich funkcí a historií a následně s konkrétní konstrukcí, kterou jsem dále analyzoval. Zároveň jsem se seznámil s metodou konečných prvků a výpočetním softwarem Abaqus CAE.

Zabýval jsem se analýzou mechanického namáhání vybraných součástí plynového spalovacího motoru a tvorbou modelu, jehož výstupem je teplotní pole na komůrkovém zapalovacím systému tohoto motoru.

Analýza mechanického namáhání byla provedena jako statická pro nejhorší možný zátěžný stav. Z analýzy vyplívá, že přídržný třmen i horní část komůrky, s celkovou statickou bezpečností vůči mezi kluzu větší než tři, jsou vyhovující a mohou se tak na motoru použít i při maximálních zatíženích. Z analýzy horního pouzdra je patrné, že na součásti jsou koncentrátoři napětí v podobě příliš malých přechodových radiusů. Hodnota napětí v tomto místě pro maximální zatížení je blízká mezi kluzu daného materiálu a proto doporučuji součást konstrukčně přepracovat dle navrhovaných námětů z důvodu předejití poškození při dlouhodobém provozu ve vysokých zatíženích.

Výstupem teplotní analýzy komůrkového zapalovacího systému je teplotní pole na této sestavě. Toto pole je připravené jako okrajové podmínky pro CFD analýzu proudění v komůrce. Z analýzy vyplívá, že maximální teploty 889 K je dosahováno na špičce vložky komůrky. V místě uchycení zapalovací elektrody je maximální teplota povrchu 657 K, a tudíž nehrozí natavení stříbra, kterým je elektroda v komůrce přiletována.

Pokusil jsem se zhodnotit odolnost proti samozápalům vlivem velmi horkých částí uvnitř komůrky. Dle mých výpočtů samozápaly v zapalovací komůrce nehrozí a motor tedy může i v nejhorším stavu z hlediska zatížení teplotou pracovat bez poškození.

V současné době na motoru probíhají první experimentální měření na částečná zatížení a všechny komponenty dosud fungují velmi dobře a bez poškození. S postupem času se plánuje zatížení zvyšovat a sbírat tak více dat pro další vyhodnocení tohoto zapalovacího systému.

## 11 Použité informační zdroje

### Literatura:

- [1] AESOY V., VALLAND H. *The Influence of Natural Gas Composition on Ignition in a Direct Injection Gas Engine Using Hot Surface Assisted Compression Ignition*. SAE Technical Paper no. 961934
- [2] AESOY V., VALLAND H: *Hot Surface Assisted Compression Ignition of Natural Gas in a Direct Injection Diesel Engine*. SAE Technical Paper no. 960767
- [3] AGARWAL A., ASSANIS D. *Modeling the Effect of Natural Gas Composition on Ignition Delay Under Compression Ignition Conditions*. SAE Technical Paper no. 971711
- [4] AGRIRA A. *Internal combustion engine heat transfer - transient thermal analysis*. University of Southern Queensland. Faculty of Engineering & Surveying. 2012.
- [5] CHMEL, V. *Modelování nepřímého zážehu v plynovém motoru*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2014. 48s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
- [6] INCROPERA, DEWITT, BERGMAN, LAVINE. *Introduction to heat transfer*. Copyright 2007 John Wiley & Sons, Inc. ISBN - 13: 978-0-471-45727-5.
- [7] MACEK, J. *Spalovací motory*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2012. 259s. ISBN: 978 - 80 - 01 - 05015 - 6
- [8] MACEK J., POLÁŠEK M., ŠPANIEL M., TICHÁNEK R. *Výpočet oběhu motorů 6C28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a deformační výpočet hlavy válce. Výpočet teplotního pole, deformace a stavu napjatosti hlavy válce*. Praha. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní 2004. 67s. Technická zpráva pro ČKD Motory a.s.
- [9] MATĚJOVSKÝ V. *Automobilová paliva*. Grada Publishing a.s., 2004. 228s. ISBN: 8024762404
- [10] MUSI ENGINES LTD. *MUSIC engine*. [online]. [cit. 30.3.2015]. Dostupné z: <http://www.musiccombustion.com/>

- [11] NESLÁDEK M. *Výpočty MKP pro kontrolu konstrukčního návrhu hlavy a válce leteckého pístového motoru*. Praha. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce: Doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
- [12] SAHIN H., KOCATEPE K., KAIKCI R., AKAR N. *Determination of unidirectional heat transfer coefficient during un - steady state solidification at metal casting - chill interface*. Ankara. Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi. Elsevier Ltd 2005.
- [13] SOUČEK L. *Nepřímý zážeh pro průmyslový plynový motor*. Praha. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 1993. 135s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Jan Macek, DrSc.
- [14] ŠTOURAL, M. *Zapalovací komůrka pro plynový motor s nepřímým zážehem*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2014. 57s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
- [15] THE ENGINEERING TOOLBOX. *Material properties*. [online]. [cit. 25.4.2015]. Dostupné z: <http://www.engineeringtoolbox.com/>
- [16] TOULSON E., SCHOCK H., ATTARD W. *A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems*. SAE Technical Paper, 2010. 2010-01-2263. DOI: 10.4271/2010-01-2263
- [17] UJEP. *Metoda konečných prvků - FEM*. [online]. [cit. 1.3.2015]. Dostupné z: [http://physics.ujep.cz/~mlisal/nm\\_2/pcerny/files/fem\\_m.html](http://physics.ujep.cz/~mlisal/nm_2/pcerny/files/fem_m.html)
- [18] VAVERKA M., VRBKA M. *Metoda konečných prvků*. [online]. [cit. 25.2.2015]. Dostupné z: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1\\_mkp.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf)
- [19] VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ. *Základy metody konečných prvků*. [online]. [cit. 10.4.2015]. Dostupné z: <http://fast10.vsb.cz/brozovsky/zmkp.html>

## **12 Seznam příloh:**

Příloha 1: Materiálový list oceli 15 230

Příloha 2: Materiálový list oceli 17 248

Příloha 3: Vstupní data z programu GT Power

## Příloha 1 - Materiálový list oceli 15 230

<b>CSN 41 5230</b>	<b>Cr-V ocel k zušlechťování,</b>	<b>15 230</b>
<b>STN 41 5230</b>	<b>povrchovému kalení a nitridování</b>	Značka

### Chemické složení [hm. %]

C	Mn	Si	Cr	V	P	S
0,24–0,34	0,40–0,80	0,17–0,37	2,20–2,50	0,10–0,20	max 0,035	max 0,035

### Dovolené úchytky chemického složení hotového výrobku

- 0,01 + 0,02	- 0,05 + 0,10	- 0,03 + 0,05	± 0,10	- 0,03 + 0,07	-	-
------------------	------------------	------------------	--------	------------------	---	---

### Polotovary

- |                                     |                                      |
|-------------------------------------|--------------------------------------|
| [1] předvalky                       | [4] tlusté plechy válcované za tepla |
| [2] tyče válcované za tepla         | [5] výkovky                          |
| [3] tenké plechy válcované za tepla | [6] bezešvé trubky tvářené za tepla  |

### Mechanické vlastnosti

Polotovary	[1] [2] [5] [6]	[3]	[4]	[5]
Rozměr t, d [mm]	-	0,80–2,80	4–10   11–40	250   > 250–500
Stav	.3	.3	-	.6
Mez kluzu $R_e$ nebo $R_{p0,2}$ [MPa] min	-	-	-	635   590
Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	-	max 780	max 780	780–930
Tažnost $A_5$ [%] podél min	-	-	-	12   11
Tažnost $A_5$ [%] tang. min	-	-	-	10   9
Kontrakce Z [%]	-	-	-	-   -
Vrbová houževnatost KCU 3 [J.cm <sup>-2</sup> ] podél min	-	-	-	49   29
Vrbová houževnatost KCU 3 [J.cm <sup>-2</sup> ] tang. min	-	-	-	39   24,5
Tvrdost HB	max 197	max 225	max 225   max 230	239–285
Modul pružnosti E [GPa]	198			
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]	80			

Polotovár	[2]			[5]	[6]		
Rozměr t, d [mm]	16–40	40–100	100–250	40	40		
Stav	.7			.7	.7		
Mez kluzu $R_e$ nebo $R_{p0,2}$ [MPa] min	835	735	590	835	835		
Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	980–1 180	880–1 080	780–930	980–1 180	980–1 180		
Tažnost A5 [%] podél min	12	12	12	12	12		
Kontrakce Z [%] min	45	50	50	45	–		
Vrbová houževnatost KCU 2 [J.cm <sup>-2</sup> ] min	39	–	–	39	–		
Tvrdość HB	300–359	–	–	300–359	300–359		
Teplota [°C]	20	100	200	250	300	350	400
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa] za zvýšených teplot	830	810	735	705	660	570	470
	590	560	515	485	455	415	375

### Fyzikální vlastnosti

Hustota $\rho$ [kg . m <sup>-3</sup> ]	Měrná tepelná kapacita $c_p$ [J . kg <sup>-1</sup> . K <sup>-1</sup> ]	Teplotní součinitel roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Tepelná vodivost $\lambda_1$ [W . m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Rezistivita $\rho$ [Ω . m]
7 850	–	11,8 . 10 <sup>-6</sup>	43	190 . 10 <sup>-9</sup>

### Odolnost proti degračním procesům

#### ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ

Mez únavy  $\sigma_c$  [MPa]

$R_m$ [MPa]	při střídavém napětí			při míjivém napětí			ohybem za rotace (zkuš. tyč)		
	v ohybu	tah–tlak	v krutu	v ohybu	v tahu	v krutu	hladká	vrub 2 mm	vrtání 2 mm
980	485	400	300	760	665	455	485	300	300
880	450	375	280	705	620	430	450	270	290
780	405	320	240	610	535	365	395	215	250

### Technologické údaje

#### TEPELNE ZPRACOVÁNÍ

normalizační žhání

kalení

popouštění

žhání na měkko

nitridování

teploty přeměn

tvrdost nitridační vrstvy

prokalitelnost

povrchová tvrdost při povrchovém kalení

860–900 °C

830–880 °C

850–890 °C

550–650 °C

700–740 °C

490–510 °C

$A_{c1} \sim 770$  °C

750 HV5

95 mm (voda)

Ø 40 mm

41–100 mm

ochlazovat na vzduchu

ochlazovat ve vodě (tlusté kusy)

ochlazovat v oleji (součásti do Ø 60 mm)

ochlazovat ve vodě (velké výkovky na vzduchu)

ochlazovat v peci

$A_{c3} \sim 820$  °C

65 mm (olej)

49 ± 3 HRC

48 ± 3 HRC

$M_s \sim 370$  °C



## Příloha 2: Materiálový list oceli 17 248 (DIN 1.4541)

www.limatherm.com



### TECHNICAL INFORMATION

## STAINLESS STEEL DIN 1.4541(V2A) , AISI 321 SPECIFICATION

COMPOSITION			
C – 0,08% , Fe – 68% , Cr – 18% , Ni – 11% , Mn – 2% , P – 0,045% , S – 0,03% , Si – 1% , Ti – 0,15%			
DESCRIPTION			
Titanium – bearing , austenitic , chromium – nickel steel . Stabilized against carbide precipitation and designed to work within the temperature range where carbide precipitation develops . Ti content helps prevent chromium carbide precipitation resulting from welding or elevated temperatures . Stabilized at annealing temperatures between 950 ± 1010 °C . Resist scaling and vibration fatigue . Application include aircraft exhaust stacks and manifolds , chemical processing equipment , weld equipment , jet engine parts .			
PHYSICAL PROPERTIES			
Property	Unit	Value	Comments
Density	g/cm <sup>3</sup>	8	
MECHANICAL PROPERTIES			
Hardness	Rockwell B	80	
Tensile Strength , Ultimate	MPa	620	
Tensile Strength , Yield	MPa	240	
Elongation at Break	%	45	in 50 mm
Modulus of Elasticity	GPa	193 ±200	
Charpy Impact	J	165	v-notch
Izod Impact	J	135	
ELECTRICAL PROPERTIES			
Electrical Resistivity	ohm · cm	7.2 e- 0,05	at 20 °C
Magnetic Permeability		1.008	at RT
THERMAL PROPERTIES			
CTE linear 500° C	µm / m · °C	18,5	0-540 °C
Heat Capacity	J / g · °C	0,5	from 0 – 100 °C
Thermal Conductivity	W / m · K	16,1	100 °C
Melting point	°C	1400 - 1425	
Maximum service Temperatures , Air	°C	870	Continuous Service
Maximum service Temperatures , Air	°C	925	Intermittent Service

### SUGGESTED APPLICATION

CORRODENT	TEMP. °C	TEMP. °F	CONC.%	CORRODENT	TEMP. °C	TEMP. °F	CONC.%
Acetone	100	212	ALL	Lacquers & Thinners	149	300	ALL
Acetylene	204	400		Linseed Oil	24	75	
Alcohols	100	212	ALL	Magnesium Hydroxide ( or Oxide )	24	75	ALL
Ammonia Dry	100	212	ALL	Magnesium Sulfate	100	212	40%
Ammonium Hydroxide (Ammonia Aqua )	100	212	ALL	Mercury	371	700	100%
Asphalt	121	250		Methylene Chloride	100	212	ALL
Atmosphere (Industrial and Marine )				Methyl Chloride , Dry	24	75	
Barium Compounds	SEE CALCIUM			Milk , fresh or sour	82	180	
Beer	21	70		Molasses	SEE GLUCOSE		
Benzene ( Benzol )	100	212		Natural Gas	21	70	
Butane	204	400	ALL	Nitric Acid	24	75	ALL
Butyl Alcohol	SEE ALCOHOLS			Oxygen	24	75	ALL
Carbolic Acid	SEE PHENOL			Oleic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Carbonated Water	100	212	ALL	Photographic Bleaching	38	100	ALL
Carbonated Beverages	100	212		Palmitic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Carbon Disulfide	93	200		Potassium Compounds	SEE SODIUM COMPOUNDS		
Cider	149	300		Propane	149	300	
Copper Plating Solution (Cyanide )	82	180		Soap & Detergents	100	212	ALL
Copper Plating Solution (Acid )	24	75		Sodium Bisulphite	100	212	20%
Corn oil	93	200		Sodium Bisulphate	100	212	20%
Creosole	93	200	ALL	Salt or Brine	SEE SODIUM CHLORIDE		
Ethyl Acetate	SEE LACQUER THINNER			Sodium Cyanide	100	212	ALL
Ethyl Chloride Dry	260	500		Sodium Nitrate	100	212	40%
Ethanol	SEE ALCOHOLS			Sodium Phosphate	100	212	10%
Ethylene Glycol ( Uninhibited )	100	212	ALL	Sodium Silicate	100	212	10%
Ethylene Oxide	24	75		Sodium Sulfite	100	212	30%
Ferric Sulfate	149	300	ALL	Sodium Thiosulfate	100	212	ALL
Freon	149	300		Steam			
Fluorine , Anhydrous	38	100		Stearic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Gasoline	149	300		Sugar Solutions	SEE GLUCOSE		
Glucose	149	300		Sulfur	260	500	
Glue ph 6-8	149	300		Toluene	24	75	
Hydrogen Chloride , Dry	260	500		Varnish	66	150	
Hydrocyanic Acid	100	212	ALL				
Hydrogen Fluoride , Dry	79	175					
Hydrogen Peroxide	52	125	10-100%				
Kerosene	149	300	ALL				



TECHNICAL INFORMATION

**STAINLESS STEEL DIN 1.4571 (V4A) , AISI 316 Ti SPECIFICATION**

COMPOSITION			
C-0,08% , Fe-62% , Cr-18% , Ni-14% , Mn-2% , Mo- 3% , Ti-0,4% , P-0,045% , S-0,05% , Si-1%			
DESCRIPTION			
Molybdenum content increased resistance to marine environments. High creep strength at elevated temperatures and good heat resistance . Biocompatible . Food and pharmaceutical processing equipment , marine exterior trim , surgical implants , and industrial equipment that handles the corrosive process chemicals used to produce inks , rayons , photographic chemicals , paper , textiles , bleaches , and rubber . Resists sodium and calcium brines ; hypochlorite solutions , phosphoric acid ; and the sulfite liquors and sulfurous acid used in the paper pulp industry .			
PHISICAL PROPERTIES			
Property	Unit	Value	Comments
Density	g/cm <sup>3</sup>	8	
MECHANICAL PROPERTIES			
Hardness	Rockwell B	79	
Tensile strength , Ultimate	MPa	580	
Tensile strength , Yield	MPa	290	
Elongation at Break	%	50	in 50 mm
Modulus of Elasticity	GPa	193	in tension
Charpy Impact	J	105	V - notch
Izod Impact	J	129	
ELECTRICAL PROPERTIES			
Electrical Resistivity	ohm · cm	7,4e - 005	
Magnetic Permeability		1,008	at RT
THERMAL PROPERTIES			
CTE linear 500°C	µm / m ·°C	17,5	0-540°C
Heat capacity	J/g ·°C	0,5	
Thermal conductivity	W/m · K	16,3	100°C
Melting point	°C	1370 - 1400	
Maximum service Temperature , Air	°C	870	Continous service
Maximum service Temperature , Air	°C	925	Intermittent service

SUGGESTED APPLICATION

CORRODENT	TEMP. °C	TEMP. °C	CONC. %	CORRODENT	TEMP. °C	TEMP. °C	CONC. %
Aluminium Sulfate	100	212	ALL	Oxygen	24	75	ALL
Ammonia , Dry	100	212	ALL	Oleic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Ammonium Hydroxide (Ammonia , Aqua)	100	212	ALL	Palmitic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Ammonium Sulfate	100	212	ALL	Phosphoric Acid	100	212	ALL
Barium Compounds	SEE CALCIUM			Phenol	100	212	ALL
Benzene (Benzol)	100	212		Potassium Compounds	SEE SODIUM COMPOUNDS		
Benzoic Acid	100	212		Propane	149	300	
Boric Acid	200	400	ALL	Rosin	371	700	100%
Butane	204	400	ALL	Sodium Bicarbonate	100	212	20%
Butyl Alcohol	SEE ALCOHOLS			Sodium Carbinat	100	212	40%
Calcium Hypochlorite	SEE BLEACHING POWDER			Salt or Brine	SEE SODIUM CHLORIDE		
Carbolic Acid	SEE PHENOL			Sodium Hydroxide	100	212	30%
Copper (10) Nitrate	149	300	ALL	Sodium Nitrite	24	75	20%
Copper (10) Sulfate	149	300	ALL	Sodium Phosphate	100	212	10%
Ethyl Acetate	SEE LACQUER TRINNER			Sodium Silicate	100	212	10%
Ethyl Chloride , Dry	260	500		Sodium Sulfate	100	212	30%
Ethanol	SEE ALCOHOLS			Sodium Sulfide	100	212	10%
Ethylene Oxide	24	75		Stearic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Fatty Acids	260	500	ALL	Sugar Solutions	SEE GLUCOSE		
Formaldehyde	100	212	40%	Sulfur Chloride	24	75	DRY
Formic Acid	149	300	ALL	Sulfur Dioxide	260	500	DRY
Freon	149	300		Sulfur Trioxide	260	500	DRY
Furfural	232	450		Sulfuric Acid	100	212	10%
Gasoline	149	300		Sulfuric Acid	100	212	90-100%
Hydrogen Fluoride ,Dry	79	175		Sulfurous Acid	24	75	20%
Kerosene	149	300	ALL	Titanium Tetrachloride	24	75	ALL
Lactic Acid	149	300	ALL	Toluene	24	75	
Lime	100	212	ALL	Turpentine	24	75	
Linseed Oil	24	75		Varnish	66	150	
Mercury	371	700	100%	Zinc Sulfate	100	212	ALL
Methyl Chloride , Dry	24	75					
Molasses	SEE GLUCOSE						
Nitric Acid	149	300	ALL				