



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového  
zkušebního motoru

Check the cylinder head stress of the  
hydrogen test engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2023**

**Martin Vlček**

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Vedoucí práce: Ing Jindřich Hořenín

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vlček** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **501372**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru**

Název bakalářské práce anglicky:

**Check the cylinder head stress of the hydrogen test engine**

Pokyny pro vypracování:

Pro experimentální jednoválcový vodíkový spalovací motor o vrtání 120 mm a zdvihu 140 mm, proveďte kontrolu tepelného namáhání hlavy válce. Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D model hlavy válce a zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání hlavy válce

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jindřich Hořenín ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

Ing. Jindřich Hořenín  
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



## Anotační záznam

Jméno autora:	Martin Vlček
Název práce:	Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru
Anglický název:	Check the cylinder head stress of the hydrogen test engine
Rozsah práce:	66 stran 44 obrázků 21 tabulek 5 grafů
Akademický rok:	2022/2023
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Klíčová slova:	vodíkový motor, hlava motoru, alternativní paliva, tepelné namáhání, silové namáhání
Key words:	hydrogen engine, engine head, alternative fuels, thermal stress, power stress



## Abstrakt

Tato bakalářská práce se zaměřuje na problematiku kontroly namáhání hlavy válce vznětového motoru přestaveného na zážehový motor spalující vodík. Cílem práce je analyzovat a posoudit namáhání hlavy válce způsobené tepelným zatížením a tlakovými silami při provozu motoru. Samotný návrh je prováděn v programu PTC Creo 7.0 na 3D modelu vytvořeného na základě modelu motoru dodaného výrobcem. Aby bylo možné uskutečnit simulace, byla provedena nutná úprava geometrie. Na tuto geometrii byly navrženy okrajové podmínky jak pro tepelné, tak i silové účinky, přičemž je vycházeno z dostupných a změřených dat. Výsledky práce budou sloužit posouzení namáhání hlavy válce zkušebního motoru a zlepšení konstrukce nebo provozních parametrů pro minimalizaci namáhání a potenciálních poruch.

## Abstract

This bachelor thesis focuses on the problem of cylinder head stress control of a diesel engine converted to a hydrogen burning spark ignition engine. The aim of the thesis is to analyze and assess the cylinder head stresses caused by thermal loads and compressive forces during engine operation. The actual design is carried out in PTC Creo 7.0 software on a 3D model created based on the engine model supplied by the manufacturer. In order to carry out the simulations, the necessary geometry modifications were made. Boundary conditions for both thermal and force effects have been proposed on this geometry, based on available and measured data. The results of the work will be used to assess the cylinder head stresses of the test engine and improve the design or operating parameters to minimize stresses and potential failures.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: .....

.....

(podpis autora)



## Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce, Ing. Jindřichu Hořenínovi za konzultace a cenné rady. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu během studia.



## Obsah

1 Úvod.....	9
2 Alternativní paliva.....	10
2.1 Zkapalněný ropný rafinérský plyn .....	10
2.2 Zemní plyn .....	10
2.3 Biopaliva .....	11
2.4 Vodík.....	11
3 Pístové spalovací motory.....	14
3.1 Dělení podle způsobu zapálení.....	14
3.2 Dělení podle počtu dob pracovního cyklu.....	14
4 Motor Tatra T3D-928.....	17
4.1 Zkušební jednoválec TATRA.....	18
5 Klikové ústrojí .....	20
5.1 primární síly .....	20
5.2 Sekundární síly.....	21
5.3 Výsledky silového rozboru.....	24
6 Pevnostní výpočty a kontrola .....	25
6.1 Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočty .....	25
6.1.1 Výpočet osové síly v šroubu .....	25
6.1.2 Výpočet pomocí tuhostí .....	26
6.1.3 Výpočet bezpečností spoje.....	29
6.2 Ventilová sedla .....	30
6.3 Dosedací tlak vstřikovače .....	31
7 Simulační software .....	33
8 Příprava simulace.....	35
8.1 Vytvoření parametrického modelu .....	35
8.2 Zjednodušení modelu .....	35
8.3 Materiálové vlastnosti .....	38
9 Okrajové podmínky.....	39
9.1 Přestup tepla .....	39
9.1.1 Kalibrace .....	42
9.1.2 Výsledné okrajové přenosu tepla při 1000 ot/min .....	45



9.1.3 Výsledné okrajové podmínky přenosu tepla 1600 ot/min.....	46
9.2 Silové zatížení .....	47
10 Tepelné zatížení.....	52
11 Kombinované zatížení.....	57
12 Závěr .....	61
Bibliografie.....	63





## 1 Úvod

Automobil a jeho spalovací motor patří mezi klíčové vynálezy moderní doby. Avšak vzhledem k omezenosti ropy a negativnímu vlivu spalování fosilních paliv na životní prostředí a na lidské zdraví, se již od 80.let 20.století začala hledat alternativa v podobě jiných zdrojů energie hlavním cílem je najít takový zdroj, který bude méně škodlivý a zároveň zajistí udržitelnost dopravy, jaký známe dnes.

V automobilovém průmyslu existuje mnoho alternativních zdrojů energie, včetně plynových, elektrických, hybridních a vodíkových. Nicméně, jejich širší uplatnění čelí řadě výzev. Je nezbytné vyřešit otázky týkající se výkonu, nákladů, dojezdů a životnosti těchto systémů. V nedávné době došlo k rychlému pokroku v oblasti alternativních zdrojů energie, což je důsledek snižování celosvětových emisních limitů. Očekává se, že budoucí limity budou ještě přísnější a vyžádají si výrazný technologický rozvoj ve všech oblastech automobilového průmyslu. Elektrické pohony mají výhodu v tom, že jsou považovány za ekologicky čisté, což zvyšuje jejich atraktivitu pro výrobce vozidel. Je však důležité zohlednit celkový ekologický případ, včetně výroby elektřiny, distribuce a nabíjení elektromobilů. Přestože se elektromobil rychle rozvíjí, nedostatek nabíjecí infrastruktury stále brání jejich masovému nasazení. Spalovací motory proto zůstávají důležitou součástí a probíhá neustálý vývoj zaměřený na zvýšení jejich účinnosti, použití alternativních paliv a hybridních pohonů.

Cílem této bakalářské práce je zkoumat možnosti nahrazení konvenčních uhlovodíkových paliv alternativní palivy. Konkrétně bylo nutno vytvořit 3D model hlavy vzduchem chlazeného přeplňovaného jednoválcového motoru TATRA na základě dodaného parametrického modelu od výrobce. Samotný model zatěžování byl vytvořen na základě výpočetního modelu z GTPower následně kalibrován pomocí dat naměřených přímo na zkušební motoru.



## 2 Alternativní paliva

Mezi nejvýznamnější alternativní paliva patří zemní plyn, bioetanol, bioplyn, vodík a elektřina. Každé z těchto paliv má své výhody a omezení, o jejich využití se liší podle konkrétních aplikací, jako jsou automobily, letadla, lodě či elektrická zařízení. [1]

### 2.1 Zkapalněný ropný rafinérský plyn

LPG je palivo, které vzniká jako vedlejší produkt při rafinaci ropy, ačkoliv je klasifikováno jako alternativní palivo. Je také známý pod názvem propan butan. Tyto plyny lze snadno zkapalnit při nízkém tlaku a normální teplotě. To je 0,85 MPa při teplotě 20°C pro propan a 0,23 MPa pro butan při stejné teplotě. [2]

Přestavba konvenčního zážehového motoru na použití LPG není náročná čára, já což přispělo k rychlému rozšíření LPG na trhu. Jelikož se jedná o vedlejší produkt při rafinaci ropy, cena LPG je přibližně polovinu ceny benzínu, i když zahrneme náklady na zkapalnění. LPG má přirozeně vysoké oktanové číslo, což znamená, že je odolné proti detonačnímu spalování. Mezi nevýhody využití LPG patří vyšší měrná spotřeba motoru ve srovnání s benzinem. Další nevýhodou je omezený počet LPG čerpacích stanic ve srovnání s tradičními benzinovými čerpacími stanicemi. [2] [3]

LPG hořlavý plyn a vyžaduje dodržování specifických bezpečnostních opatření při jeho manipulaci a skladování. Kvalita a bezpečnost LPG jsou důležité faktory při jeho využívání jako paliva. Navzdory některým nevýhodám má LPG stále své místo na trhu alternativních paliv. [2]

### 2.2 Zemní plyn

Zemní plyn je přírodní hořlavá látka, která se nachází v podzemí v plynových ložiscích. Je tvořena zejména metanem, ale obsahuje také další uhlovodíky jako jsou etan, propan a butan. Jeho hlavním zdrojem jsou ropné a plynové vrty, a jeho zásoby jsou v současnosti poměrně bohaté. Zemní plyn se vyznačuje vysokým hořlavým potenciálem a nízkými emisemi skleníkových plynů ve srovnání s konvenčními fosilními palivy. Jeho spalováním vzniká méně oxidu uhličitého a dalších znečišťujících látek. [3]

Využití zemního plynu v dopravě přináší několik výhod. Patří sem nižší provozní náklady, snížené emise skleníkových plynů a lepší kvalita ovzduší ve městech. Zemní plyn také přispívá ke snížení závislosti na dovozu ropy a diverzifikaci energetického mixu. [2]



## 2.3 Biopaliva

Existuje několik druhů biopaliv, sním neznámější jsou bioetanol, biodiesel, bioplyn. Bioetanol se vyrábí z fermentace cukrnatých plodin. Je přiměsíván do benzínu a používá se ve spalovacích motorech. Biodiesel je vyráběn z rostlinných olejů, jako je řepkový nebo sójový olej, a používá se jako alternativa k naftě v diesellových motorech. Bioplyn je získáván z rozkladu organického materiálu, jako jsou zemědělské zbytky, potravinové odpady nebo rostlinné a biomasa, a je využíván jako palivo pro výrobu elektřiny a tepla. [4]

Biopaliva mají několik výhod oproti tradičním fosilním palivům. Za prvé, jsou obnovitelná a jejich využití přispívá k omezení emisí skleníkových plynů a snižování závislosti na fosilních palivech. Dále, paliva mohou být vyrobena ze zemědělských plodin a odpadů, což podporuje rozvoj venkovských oblastí. Biopaliva také mohou mít lepší hořlavost a nižší emise škodlivých látek ve srovnání s tradičními palivy. [2]

Přestože biopaliva nabízejí mnoho výhod také sebou přinášejí některé výzvy. Je třeba zajistit udržitelnost výroby biomasy pro biopaliva, aby nedocházelo k ztrátě biodiverzity nebo negativním dopadům na potravinovou bezpečnost. Biopaliva mají potenciál hrát významnou roli v budoucím energetickém mixu a dopravě. [4]

## 2.4 Vodík

Vodík je chemický prvek s nejmenší atomovou hmotností a nejnižší hustotou. Je hojně dostupný a jeho nejvýznamnějším přínosem je jeho čistota při spalování, při kterém vzniká pouze voda. Vodík může být skladován ve formě stlačitelného plynu nebo kapaliny, což zajišťuje flexibilitu při jeho manipulaci a distribuci.

Vodík jako palivo nabízí několik klíčových výhod. Zaprvé, jeho spalování produkuje pouze vodu, což znamená nulové emise skleníkových plynů a žádný negativní dopad na kvalitu životního prostředí. Zadruhé, vodíkové palivo má vysokou energetickou hustotu, což znamená, že malé množství vodíku poskytne velké množství energie. Zatřetí, vodík je univerzální palivo, které může sloužit jako zdroj energie pro různé aplikace včetně pohonu vozidel, vytápění budov a elektřiny.

V tabulce níže (Tabulka 1) jsou uvedeny některé vlastnosti vodíku v porovnání s naftou a benzínem. Malá a lehká molekula vodíku je velmi pohyblivá (vysoká hmotnostní difuzivita) a vede k velmi nízké hustotě za atmosférických podmínek. [1]



Vlastnost	Vodík	Nafta	Benzín
Molární hmotnost [g/mol]	2,016	≈ 170	≈ 98
Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	0,08	835	692
Interval zápalnosti [λ]	10-0,14	1,35-0,48	1,51-0,26
Interval zápalnosti [φ]	0,1-7,1	0,83-2,96	0,66-3,85
Výhřevnost [MJ/kg]	120	42,5	44,3
Stechiometrický poměr vzduch/palivo [kg/kg]	34,2	14,53	15,0

Tabulka 1 – Porovnání paliv [1]

Široký rozsah intervalu zápalností od chudých  $\lambda = 10$  až po bohaté  $\lambda = 0,14$  umožňuje široký rozsah výkonu motoru změn poměru ekvivalence směsi. Meze hořlavosti se rozšiřují s rostoucí teplotou. [1]

Minimální zápalná energie směsi vodíku se vzduchu je za atmosférických podmínek řádově nižší než u směsí nafta-vzduch a benzín-vzduch. Je to pouze 0,017 mJ, který se získá pro koncentrace vodíku 22% -26% ( $\lambda = 1,2-1,5$  /  $\varphi = 0,67-0,83$ ). Minimální energie zapalování se obvykle měří pomocí kapacitního jiskrového výboje, a proto je závislá na jiskrové mezeře. Výše uvedený údaj je pro mezeru 0,5 mm. Při použití mezery 2 mm je minimální zápalná energie přibližně 0,05 mJ a je víceméně konstantní pro koncentrace vodíku mezi 10% a 50% ( $\lambda = 0,42-3,77$ ,  $\varphi = 0,27-2,38$ ), s náhlým nárůstem, když je koncentrace H<sub>2</sub> nižší než 10%. [1]

Nízká iniciační energie je však spojena s následujícími riziky:

#### **Předčasné vznícení**

K předčasnému zničení dochází samovolně před přeskokem jiskry zapalovací svíčky. Důvodem může být rozžhavená část spalovacího prostoru, např. zapalovací svíčka, výfukový ventil, nebo právě kompresní teplo. Tím ztrácíme kontrolu nad časováním zapalování, doprovázené poklesem výkonů a zhoršení chodu motoru.

#### **Zpětný zášleh**

Jedná se vlastně o předčasné vznícení, které vzniká při tvoření směsi v sacím potrubí a jejím následným nasáním. Otevřeným sacím ventilem dojde k samovznícení a prohoření paliva až do sacích kanálů motoru.



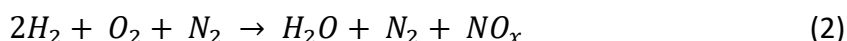
## Detonační spalování

Detonační spalování nastává v okamžiku po zažehnutí směsi zapalovací svíčkou. Směs pomalu prohořívá spalovacím prostorem za rostoucí teploty a tlaku. Vlivem těchto činitelů dojde k souběžnému zažijí ještě nespálené směsi v odlehle části spalovacího prostoru. Tento jev můžeme popsat jako nekontrolovatelné hoření.

Spalování vodíku s kyslíkem podle rovnice (1) vytváří pouze vodní páru. Avšak v atmosféře se nacházejí i další plyny, především dusík (N<sub>2</sub>), který ovlivňuje emise ve vodíkových spalovacích motorech. [5]



Spalování probíhá dle rovnice (2):



Je však důležité si uvědomit, že přesto jsou emise oxidů dusíku z vodíkových spalovacích motorů obvykle nižší než u konvenčních motorů spalujících fosilní paliva. Ve srovnání s benzínem nebo naftou mají vodíkové motory výrazně snížené emise oxidu uhličitého (CO<sub>2</sub>). Experimenty prokázaly, že vodíkové spalovací motory mohou dosáhnout až 97,6 až 99,5% snížení emisí CO<sub>2</sub> oproti dnes vyráběným dieselovým motorům. [1]

## Vodík a palivový článek

Kromě spalování vodíku v běžných motorech lze vodík využít jako palivo v palivových článcích. Palivové články jsou elektrochemická zařízení, která přeměňují chemickou energii vodíku a kyslíku na elektřinu. V palivovém článku se na anodu přivádí plynný vodík a na katodu kyslík ze vzduchu. Oba plyny reagují za přítomnosti katalyzátoru a jako vedlejší produkty vznikají voda a elektřina. [6]

Palivové články mají oproti tradičním spalovacím motorům mnoho výhod, včetně vyšší účinnosti, nižších emisí a tiššího provozu. Jejich výroba je však v současnosti dražší a vyžaduje spolehlivý zdroj vodíku. [6]



### 3 Pístové spalovací motory

Jedná se o tepelný stroj, který získává tepelnou energii spalováním vhodné plynné směsi. Tuto energii u pístových spalovacích motorů (**PSM**) posléze převádí pomocí klikového mechanismu na mechanickou práci. V tomto případě, kde je využíván tlak spalin, se energie využívá jako potenciální. [7]

Základní výhodou je relativně vysoká celková účinnost PSM. Toto je důsledkem velmi dobré tepelné účinnosti jejich pracovních oběhů, vysoké chemické účinnosti spalování a vysoké mechanické účinnosti. U čtyřdobých motorů zážehových se jejich účinnost pohybuje v rozmezí 25–35%. Na druhou stranu účinnost u čtyřdobých motorů vznětových se jejich účinnost pohybuje v rozmezí 35–45%. Toto je dáno lepší tepelnou účinností pracovního oběhu než u motorů zážehových. Účinnost dvoudobých motorů se pohybuje okolo 15%, jejich účinnost však rychle stoupá se zavedením přímého vstřikování. Dvoudobé naftové motory pro těžkou techniku mohou dosáhnout účinnosti i přes 50%. [2] [3]

Nyní je potřeba si lépe definovat základní rozdělení PSM. Tyto motory se dají dělit hned podle několika kritérií, níže však rozvedu pouze pár pro mou práci relevantních. Pro začátek se bude jednat pouze o dělení podle způsobu zapálení směsi paliva se vzduchem a podle počtu dob pracovního cyklu.

#### 3.1 Dělení podle způsobu zapálení

##### Motory zážehové

U těchto motorů je směs paliva se vzduchem zážehována energií ze vnějšího zdroje. Nejčastěji se jedná o elektrickou jiskru. Používají se zde paliva lehká, snadno odpařitelná (např. benzín). Kompresní poměr  $\epsilon$  je omezen teplotou vznícení směsi paliva se vzduchem pro zamezení detonačního hoření. Pro představu tlak na konci komprese se pohybuje v rozmezí 0,8 až 1,5 MPa a teplota v rozmezí 400 až 600°C [3]

##### Motory vznětové

Naopak u tohoto typu motoru je palivo po vstřiku do válce vzníceno v důsledku vysoké teploty vyvolané stlačením vzduchu v prostoru válce. Využívá se zde paliva těžšího, nnesnadno odpařitelného. Pro dosažení potřebné teploty pro vznícení směsi je zde nutno použít většího kompresního poměru. Tlak na konci komprese se pohybuje v rozmezí 3,0 až 5,5 MPa a teplota v rozmezí 700 až 900°C. [3]

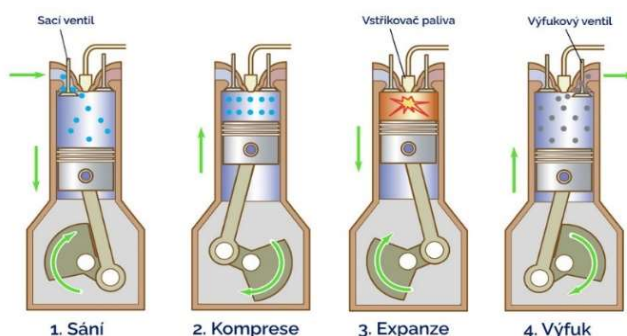
#### 3.2 Dělení podle počtu dob pracovního cyklu

##### Motory čtyřdobé

Pracovní cyklus těchto motorů, jak už název napovídá, se skládá ze čtyř pracovních dob (Obrázek 1). V první době s názvem sání se píst pohybuje z horní úvratě (**HÚ**) do dolní úvratě (**DÚ**). Při tomto pohybu pístu je otevřen sací ventil. U motorů s přímým vstřikem



paliva je nad píst nasáván čistý vzduch. V druhé době s názvem komprese se píst pohybuje z DÚ do HÚ. Tímto pohybem píst stlačuje nasátý vzduch a případně vznětového motoru se v něm vyvozuje potřebná energie pro zapálení palivové směsi. Před tím, než píst dorazí do HÚ je do prostoru válce vstříknuta palivová směs a dochází k jejímu následnému vznícení. Nastává hoření směsi a píst se v důsledku působení tlaku spalin pohybuje z HÚ do DÚ. Tato třetí doba se nazývá expanze a píst při ní koná užitečnou práci. Nyní dochází k poslední době, a to čtvrté s názvem výfuk. Píst se opět pohybuje z DÚ do HÚ, přičemž je otevřen výfukový ventil a píst tlačí z válce zplodiny hoření. Po této době nastává opět doba první a celý cyklus se opakuje [2] [3]



Obrázek 1 – Pracovní cyklus čtyřdobého motoru [3]

Časování rozvodu musí splňovat nároky na výměnu směsi. Velikost otevření a tím pádem i průřez ventilu  $A$  je závislá na čase (úhlu otevření kliky, odvalení vačky). Na počátku a konci zdvihu je rychlost rovna nule (3), zrychlení je úměrné křivosti křivky zdvihu. Tento pohyb se výrazně liší od ideálního obdélníkového průběhu a je patrná nutnost otevření ventilu s předstihem a následné zpožděné zavření. Zamezení nadměrného škrcení průtoku. [2] [3]

$$\frac{dh}{dt} \approx \frac{dh}{da} = 0 \quad (3)$$

Ventily jsou uloženy v hlavě motory spolu se sacími a výfukovými kanály. Pro nepřepřítelné rychloběžné motory je vhodné uspořádání, kdy je sací ventil mírně větší než výfukový, můžeme se také setkat s kombinací dva sací ventily a jeden výfukový ventil. V dnešní době se používá čtyř ventilové uspořádání se dvěma sacími a dvěma výfukovými pro lepší naplnění válce. Toto uspořádání se zejména hodí pro přeplňované motory. [3] [2]

Otevírání ventilů je nucené pomocí rozvodového ustrojí vačkami na vačkovém hřídeli poháněném od klikové hřídele. Zavírání je nuceno pomocí pružiny dimenzované podle setrvačných sil a tlaků v potrubí. Provedení rozvodového mechanismu se odvíjí od provedení umístění ventilů a konstrikční koncepce motoru. [3] [2] [8]



## **Motory dvoudobé**

Dvoudobý motor je typ spalovacího motoru, který dokáže dokončit celý pracovní cyklus (sání, kompresi, výkon, výfuk) během dvou zdvihů pístu. Na rozdíl od čtyřdobých motorů, které potřebují čtyři zdvihy pístu pro dokončení pracovního cyklu, dvoudobý motor využívá své konstrukce a principů pro efektivní výkon.

Princip fungování dvoudobého motoru se opírá o synchronizovaný pohyb pístu a sacího/výfukového ventilu, které jsou integrovány do jednoho zdvihu pístu. Během prvního zdvihu pístu dochází k sání čerstvé směsi paliva a vzduchu do válce a stlačení této směsi. Tímto způsobem dochází k nahrazení sacího zdvihu ventilem, což snižuje celkový počet zdvihů pístu. [3]

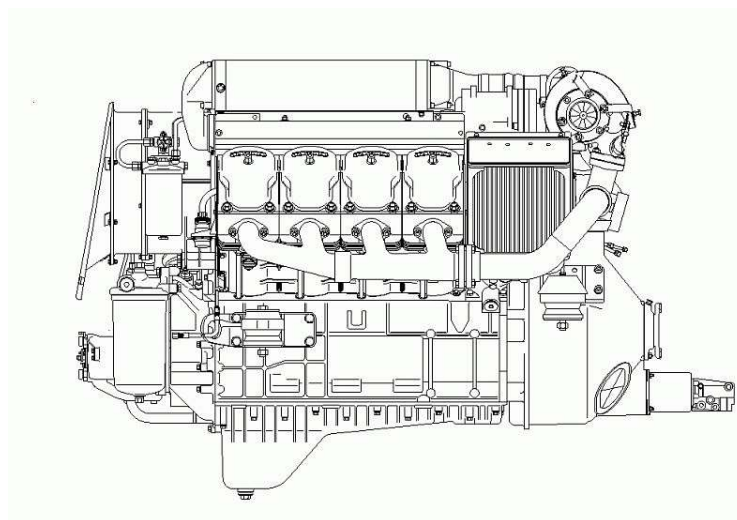
Druhý zdvih pístu slouží k výkonu a výfukový ventil je otevřen pro odvod spalných plynů z válce. Při tomto zdvihu je také dosaženo dodání jiskry pro zapálení směsi a uvolnění výkonu, který pohání píst a poskytuje hnací sílu. [3]





## 4 Motor Tatra T3D-928

Tatra si zachovává svou vlastní konstrukci vidlicového osmiválce s rozevřením válců v úhlu 90°, který má svoje konstrukční zvláštnosti oproti konvenčním motorům konkurenčních značek. Jedná se o vzduchem chlazený agregát (o chlazení bloku motoru se stará ventilátor) vysoko přeplňovaný jedním turbodmychadlem. Obsah válců motoru je 12 667 cm<sup>3</sup>. Jednotlivé válce jsou litinové, hlavy válců jsou hliníkové. Zvláštností je také valivé uložení klikového hřídele. Plnicí vzduch je chlazený chladičem. Pro vstřikování je použito jen řadové vstřikovací čerpadlo s mechanickou regulací. Motor je opatřen technologií SCR katalyzátorem pevných částic. S touto výbavou splňuje emisní normy euro 4 a euro 5. [9]



Obrázek 2 - Motor T3D-928-30 [17]

Tabulka 2 – Specifikace T3D-928

Vrtání [mm]	120
Zdvih [mm]	140
Rozvod	OHV
Chlazení	vzduchem
Objem válců [cm <sup>3</sup> ]	12 667
Výkon	170 kW/2 200 min <sup>-1</sup>
Točivý moment	840 Nm/1 400 min <sup>-1</sup>
Kompresní tlak motoru při otáčkách 600 min <sup>-1</sup> a teplotě oleje 80°C [MPa]	min. 2,6 – 3,0
Sací ventil	
Průměr [mm]	52
Otevření [°KH]	351,27573
Zavření [°KH]	-96,40965
Výfukový ventil	
Průměr [mm]	45
Otevření [°KH]	125,27573
Zavření [°KH]	397,59033



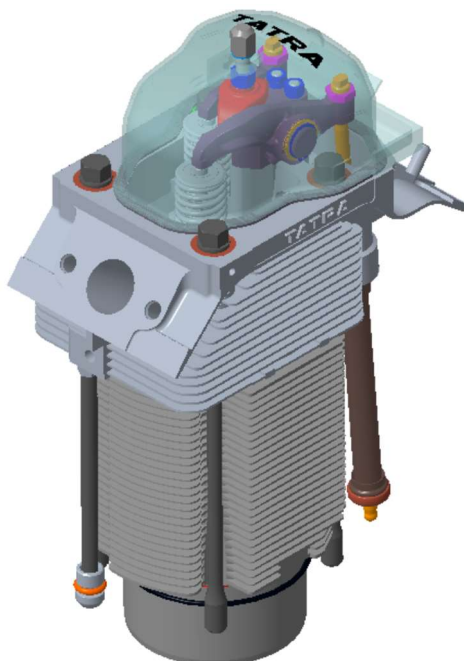
Každá hlava válce obsahuje jeden sací ventil a jeden výfukový ventil. Ovládání ventilů je realizováno pomocí rozvodu OHV. Vačková hřídel je umístěna v bloku motoru a přes tyčky přenáší pohyb na vahadla umístěná v hlavě válců. Vahadla následně ovládají jednotlivé ventily. Tato konstrukční koncepce byla zvolena s ohledem na optimalizaci rozměrů a uspořádání komponentů. Mezi vahadly je dostatek místa pro umístění zapalovacího kabelu a svíčky, což přispívá ke správnému zapalování palivové směsi.

Pro účely výzkumu byl motor upraven na jednoválcovou verzi a byla provedena modifikace klikové skříně. Tím umožňuje sledování tepelného namáhání hlavy válce a dalších aspektů v jediném válcovém prostoru. Tato úprava zajišťuje efektivní průběh experimentů a zkoumání vlivu různých faktorů na motor.

Celkově lze říci, že konstrukce motoru Tatra T3D-928 s jednou hlavou válce pro každý válec, rozvodem OHV a umístěním vačkové hřídele v bloku motoru přináší výhody v podobě kompaktního uspořádání a dostatečného prostoru pro další komponenty. Tato konstrukce je vhodná pro různé aplikace, včetně výzkumu a experimentů, kde je důležité monitorovat a analyzovat tepelné namáhání hlavy válce.

#### **4.1 Zkušební jednoválec TATRA**

A nyní se dostanu k samotnému jádru této práce, a tím je konkrétní spalovací motor, kterému se budu dále věnovat a pracovat s ním. Jedná se o zkušební jednoválec TATRA, který je k dispozici v prostorech zkušebních laboratoří ČVUT Pod Juliskou. Pro práci jsem dostal k dispozici CAD model.



*Obrázek 3 – CAD model zkušebního jednoválcového motoru TATRA*

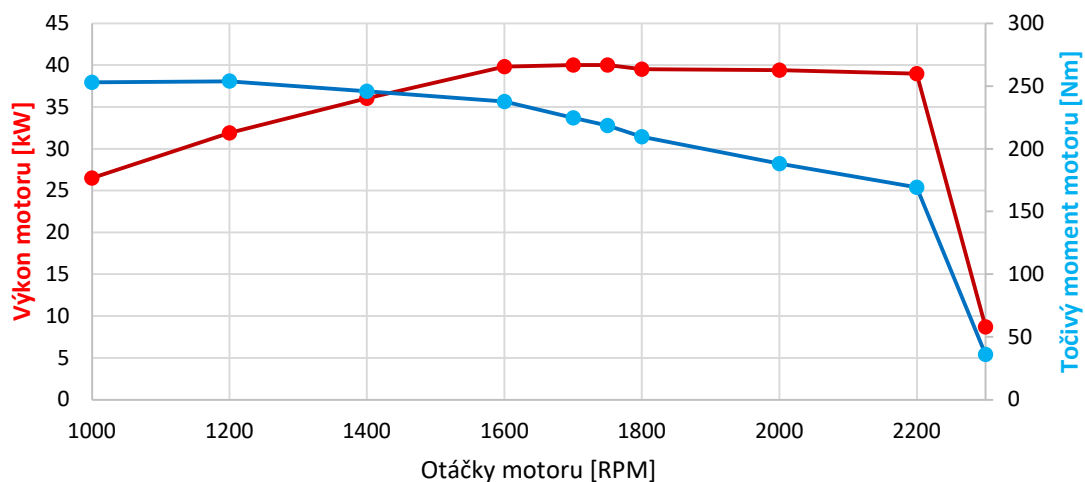


Pro účely namáhání hlavy válce byl hlavním zdrojem zátěže tlak, který působil ve válci na píst. Bylo důležité si uvědomit, že tento tlak není konstantní, ale mění se v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Pro analýzu namáhání byla k dispozici relevantní data poskytnutá kolegou, který se touto problematikou zabýval.

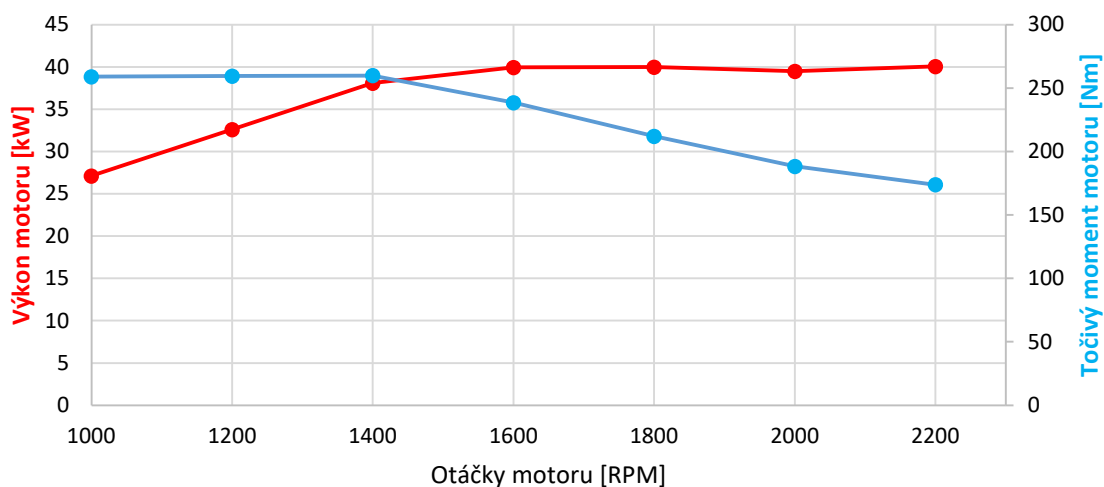
Na zkušebním jednoválcovém motoru byly stanoveny určité požadavky, přičemž bylo nutné dosáhnout požadovaného výkonu přibližně 40 kW. Tento požadavek byl kladen jak před, tak i po provedení konverze motoru. Motor musel splňovat tyto požadavky a poskytovat požadovaný výkon bez ohledu na provedené úpravy.

### Zátěžová charakteristika zkušebního motoru

Tato charakteristika znázorňuje závislost užitečného výkonu  $P$  [kW] a točivého momentu  $M$  [Nm] na otáčkách klikového hřídele  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] motoru při konstantní pouze ovládacího orgánu řízení dodávky paliva do motoru. [3]



Graf 1 – Zátěžová charakteristika zkušebního motoru mód nafta



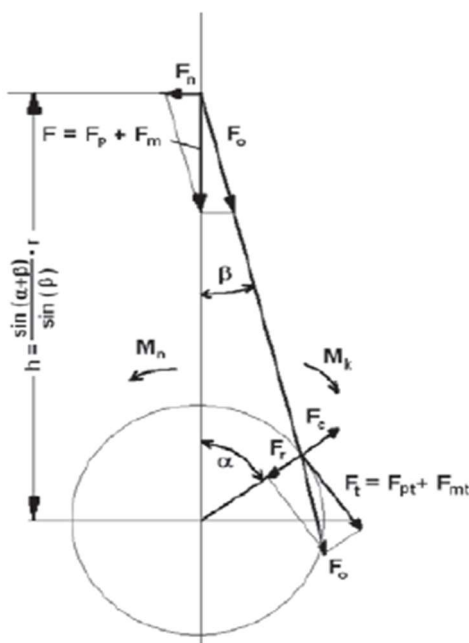
Graf 2 zátěžová charakteristika zkušebního motoru mód vodík



## 5 Klikové ústrojí

V úvodní fázi studie je důležité zaměřit se na detailní analýzu sil, které působí na píst motoru a jsou přenášeny na hlavu válce. Tyto síly, známé jako primární síly, jsou přímým výsledkem tlaku ve válci během spalovacího procesu. Tlak ve válci je klíčovým faktorem ovlivňujícím namáhání a konstrukci hlavy válce. Naftová verze motoru byla využita jako kontrolní soubor pro nastavení okrajových podmínek mé MKP analýzy.

Zajištění přesnosti a spolehlivosti výsledků je zásadní, zejména u motoru, který již byl v minulosti v provozu a byl plně funkční. Proto provádíme pevnostní výpočty, které slouží jako kontrola a porovnávají se s výsledky získanými z MKP analýzy. Tímto přístupem si ověřujeme, zda všechny součásti hlavy válce splňují požadavky pevnosti a jsou schopny odolávat namáhání v rámci MKP analýzy.



Obrázek 4 – Síly v klikovém mechanismu [3]

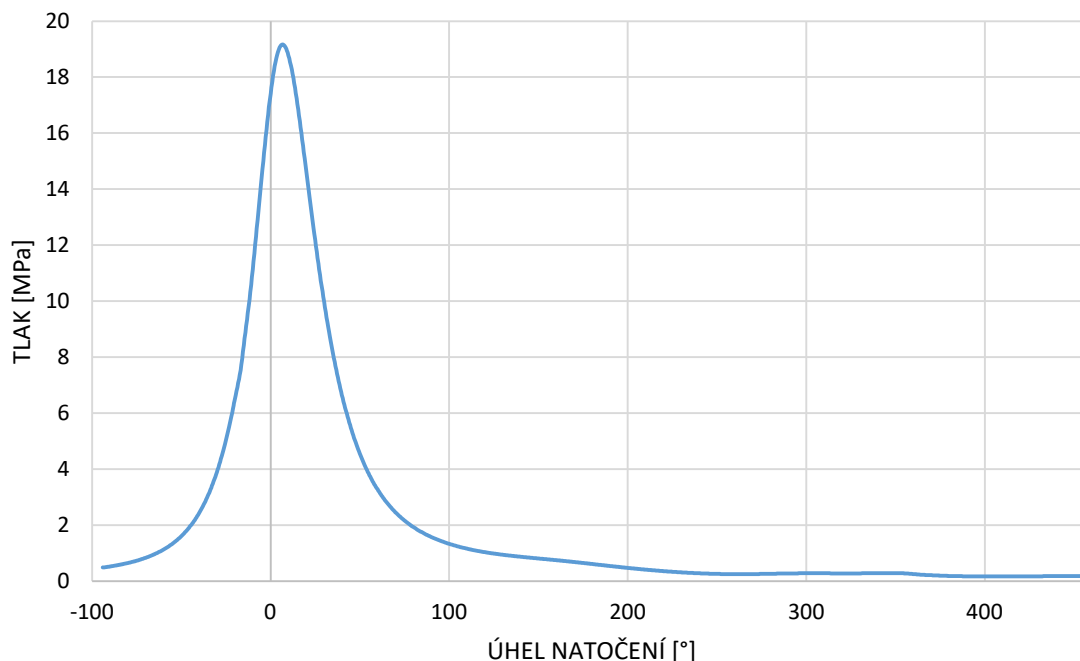
### 5.1 primární síly

V ose válce působí na válec síla od přetlaku plynů. Protože vzniká v uzavřeném spalovacím prostoru, přenáší se jak na píst a následně do klikového mechanismu, tak i na stěny válce a jeho hlavy. Síla od přetlaku plynů je určena průběhem tlaku v  $p$ - $\alpha$  indikátorovém diagramu (Graf 3). Obecně sílu na píst můžeme vyjádřit jako rovnicí (4), kde  $p$  je tlak spalin,  $p_0$  atmosférický tlak a  $S$  je plocha pístu. [3]

$$F_p = S \cdot (p - p_0) \quad (4)$$



Z indikátorového diagramu (Graf 3) je evidentní, že největší tlak ve válci byl dosažen při úhlu mezi ramenem klikové hřídele a ojnicí o velikosti 8°. V této konkrétní chvíli dosahoval tlak téměř hodnoty 19,5 MPa. Tato hodnota tlaku představuje maximální hodnotu dosaženou při daném režimu otáček motoru.



Graf 3 - Indikátorový diagram naftového motoru pro 1600 ot/min

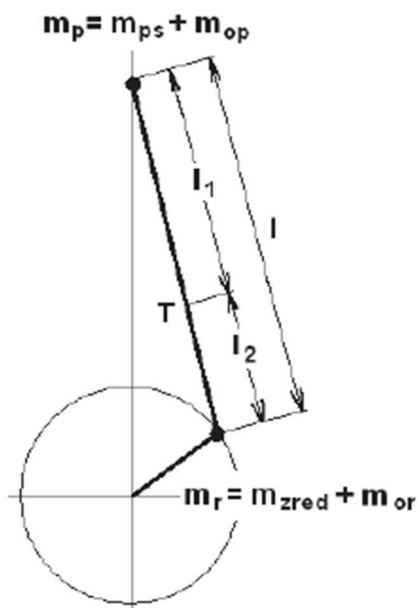
Byl proveden záznam průběhu tlaku ve válci v programu MS Excel a pomocí vhodných vzorců (4) byly provedeny výpočty. Hodnoty tlaku byly převedeny do požadovaných jednotek a aplikovány na příslušné vzorce. Na základě průměru vrtání hlavy válce byla vypočítána velikost plochy. Tímto způsobem byly získány relevantní hodnoty pro další analýzu a vyhodnocení namáhání hlavy válce v rámci studie.

## 5.2 Sekundární síly

Setrvačné síly jsou síly, které vznikají ve chvíli, kdy se těleso začne pohybovat, a mají tendenci snižovat účinky sil. Tyto setrvačné síly se dělí na dvě kategorie: Setrvačná síla od posuvných částí mechanismu je negativní síla působící proti  $F_p$  a jejich součet dává výslednou sílu přenášející do klikového ústrojí. Další setrvačnou silou jsou síly od rotačních hmot způsobené excentricitou těžiště klikové hřídele a kývavým pohybem ojnice. [3]

Tuto setrvačnou sílu můžeme odvodit ze základní definice (5) kde  $m_p$  je hmotnost posuvných součástí

$$F_m = m_p \cdot a \quad (5)$$



Obrázek 5 – Redukce do dvou hmotných bodů [3]

V zjednodušeném modelu klikového ústrojí se uvažuje hmotnost pístu s příslušenstvím a hmotnost posouvající se ojnice.

$$m_p = m_{ps} + m_{op} \quad (6)$$

Hmotnost části ojnice  $m_p$  určujeme ze součtu rozdělených hmotností ojnice ze vztahu:

$$m_p + m_r = m_o \quad (7)$$

Dále z rovnováhy momentů k těžišti T ojnice (Obrázek 5), kdy s pomocí rovnice (7) získáme finální vztahy k výpočtu hmotností jednotlivých bodů (8) (9).

$$m_{or} = m_o \frac{l_1}{l} \quad (8)$$

$$m_{op} = m_o \frac{l_2}{l} \quad (9)$$

V hmotném bodě představujícím pístní skupinu s okem působí výsledná setrvačná síla, která je složena ze setrvačných sil prvního a druhého řádu. Tyto setrvačné síly jsou složkami výslednice setrvačných sil a nemohou působit nezávisle na sobě. Velikost setrvačné síly je závislá na úhlové poloze klikové hřídele. [8]

Setrvačná síla prvního řádu je reakcí na změnu lineárního pohybu pístu. Při posuvném pohybu pístu dochází k rychlostním změnám, což generuje setrvačnou sílu prvního řádu. Tato síla je přímo úměrná hmotnosti pístu a jeho zrychlení. [8]



Setrvačná síla druhého řádu je způsobena rotací klikové hřídele. Pohybující se píst vyvolává otáčení klikové hřídele, což generuje setrvačnou sílu druhého řádu. Tato síla je přímo úměrná hmotnosti klikové hřídele, jejímu poloměru a změně úhlové rychlosti. [8]

Velikost výsledné setrvačné síly je tedy určena kombinací setrvačných sil prvního a druhého řádu a je závislá na úhlové poloze klikové hřídele (10). Při různých polohách klikové hřídele se mění složky setrvačné síly a jejich výslednice, což ovlivňuje celkovou velikost setrvačné síly působící na pístní skupinu s okem. [10]

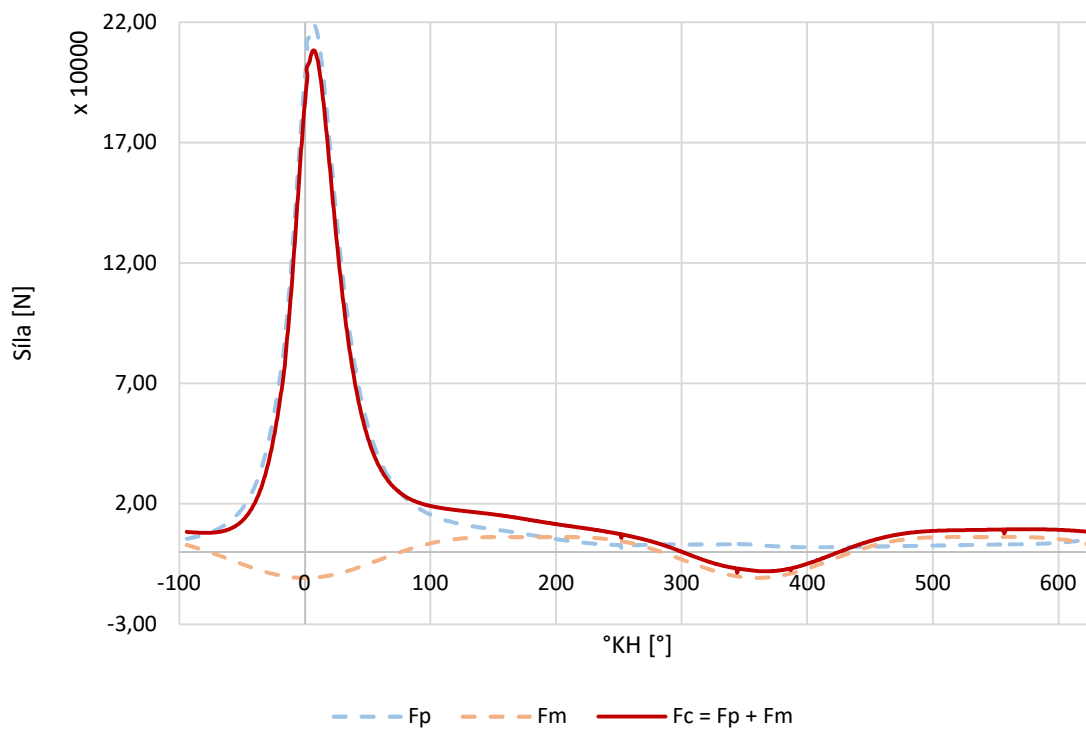
$$F_m = -R \cdot \omega^2 [\cos \alpha + \lambda \cdot \cos(2\alpha)] \cdot (m_{sp} + m_{op}) \quad (10)$$

Dále již z rovnováhy sil vypočítáme výslednou sílu působící na píst, která vzhledem ke svému vertikálnímu směru já vznikne ze součtu setrvačné síly se silou od tlaků plynu.

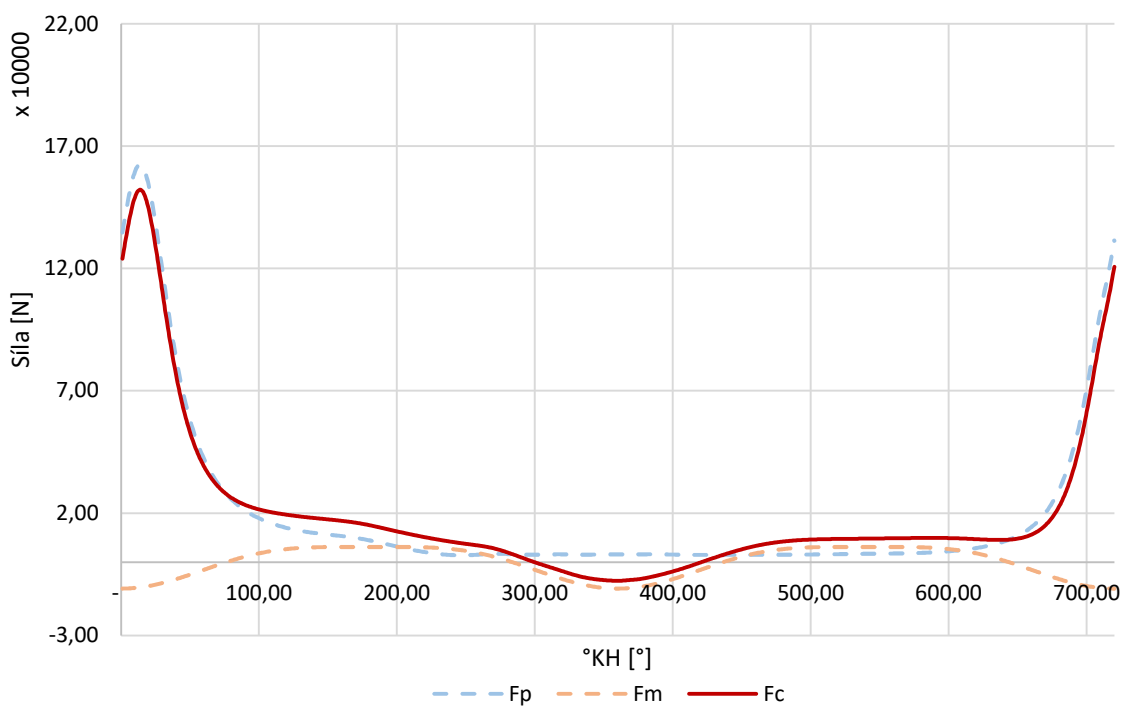
$$F_c = F_m + F_p \quad (11)$$



### 5.3 Výsledky silového rozboru



Graf 4 - Graf výsledných sil nafta 1600 ot/min



Graf 5 – Graf výsledných sil vodík 1400 ot/min





## 6 Pevnostní výpočty a kontrola

Pevnostní analýza je důležitou součástí studie namáhání hlavy. Při pevnostní analýze se zkoumá schopnost z hlavy válce a jejich součástí schopnost odolávat větším silám a namáhání bez deformace nebo trvalého poškození. cílem těchto výpočtů je získat základní informace o hodnotách a velikostech sil působících na hlavu válce.

Ve výpočtu bylo uvažováno zatížení nejvyšším dovoleným tlakem ve spalovacím prostoru pro mód nafta a to 19,4 MPa.

### 6.1 Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočty

#### 6.1.1 Výpočet osově síly v šroubu

Správné spojení hlavy válce s blokem motoru je klíčové pro zajištění pevnosti a spolehlivosti celého motoru. V případě motoru tatra se o toto spojení starají čtyři šrouby M16 pevnostní třídy 12.9 utahované na předepsaný moment 130 Nm. [9]

U dynamicky namáhaných spojů, jako je spojení hlavy válce a bloku motoru se často používá předepjetí, aby vznikla síla, která zajišťuje pevnost spoje a dostatečnou těsnost při provozu motoru.

Tabulka 3 – Parametry hlavového šroubu M16 třídy 12.9

Parametry metrického šroubu			
Význam	označení	Velikost	Jednotka
Velký průměr závitu	$d$	16	mm
Střední průměr	$d_2$	14,701	mm
Malý průměr	$d_3$	13,546	mm
Rozteč	$P$	2	mm
Stoupání	$P_h$	2	mm
Úhel profilu	$\alpha$	60	deg
Výška zákl. troj.	$H$	1,73	mm

Tabulka 4 – Parametry šroubového spoje

Rozměry šroubového spoje			
Význam	označení	Velikost	Jednotka
Výška hlavy	$k$	15	mm
Velikost 6HR	$s$	24,5	mm
Průměr zúženého dříku	$d_s$	10,6	mm
Zbytkový závit	$l_{ZB}$	0	mm
Zaoblení přechodu osaz	$R_1$	1,19	mm
Zaoblení přechodu dříku	$R_2$	50	mm
Díra	$d_D$	17	mm



Pro výpočet osově síly ve šroubu hlavy válce lze využít vzorce (12) pro výpočet utahovacího momentu na klíči, který zohledňuje faktory jako je stoupání závitu, tření v závitu a tlak pod hlavou šroubu.

$$M_k = M_z + M_M = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_s \cdot f_m \quad (12)$$

kde  $\varphi'$  je redukovaný třecí úhel a  $\gamma$  je úhel stoupání

$$\varphi' = \arctg(f_z) \quad (13)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{n \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (14)$$

Po vyjádření a dosazení (15) nám vyjde osová síla o velikosti okolo 39,8 N

$$F_0 = \frac{2M_k}{d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + d_s \cdot f_m} \quad (15)$$

### 6.1.2 Výpočet pomocí tuhostí

Pro podrobnou analýzu dynamicky namáhaných spojů je možné využít metodu výpočtu pomocí tuhostí jednotlivých součástí. Tato metoda se zaměřuje na modelování tuhosti jednotlivých komponent spoje a následného sestavení celkové tuhosti spoje.

Pro výpočet sil ve šroubu a stanovení osových tuhostí jednotlivých částí šroubového spoje je možné využít vztahy z Hookeova zákona. Podle Hookeova zákona je deformace tělesa přímo úměrná působící síle a tuhosti materiálu. V případě šroubového spoje se vztah pro tuhost (C) může vyjádřit jako: [11]

$$C = \frac{Q}{\Delta L} = \frac{AE}{L} \quad (16)$$

pro šroub vznik tolika různými kruhovými průřezy (označeno  $i$ ) se využije vztah pro celkovou tuhost šroubu  $C_S$  vztah (17)

$$\frac{1}{C_S} = \sum \frac{1}{C_i} \quad (17)$$

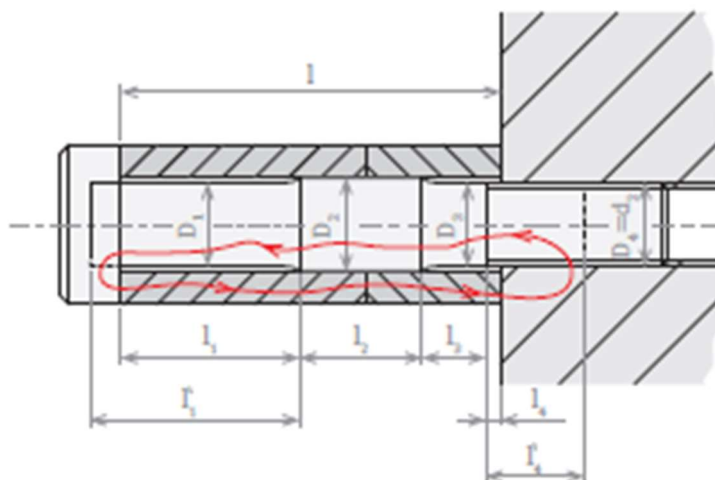
$$C_i = \frac{A_i E_s}{L_i} \quad (18)$$

Při výpočtu deformace šroubu je důležité zohlednit také deformaci části hlavy šroubu, matice a závitové díry. Pro správný výpočet je potřeba přičíst tyto deformace k deformaci samotného šroubu. Velikosti odpovídající délek lze volit dle různých doporučení. Pro hlavu šroubu volíme délku odpovídající 2/3 výšky hlavy, pro matici volíme 1/2 výšky matice



a pro zašroubování do materiálu volíme cca 2/5 hloubky minimálního zašroubování [12]

viz Obrázek 6



Obrázek 6 Schéma pro výpočet tuhosti šroubu, [11]

Tabulka 5 – Materiálové vlastnosti šroubu

Význam	Třída 12.9		
	Označení	Velikost	Jednotka
Modul pružnosti v tahu	$E_S$	211000	MPa
Mez kluzu	$\sigma_{k,s}$	1100	MPa
Mez pevnosti v tahu	$\sigma_{M,s}$	1220	MPa
Hustota	$\rho_{D,s}$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Součinitel tepelné rozt.	$\rho_s$	11,5	10 <sup>-6</sup> /°C
Poissonovo číslo	$\alpha_s$	0,3	

Tabulka 6 – Kruhové průřezy šroubu

	Tuhost šroubu			
	Di [mm]	Si [mm <sup>2</sup> ]	Li [mm]	li/Si
1	24	452,39	10	0,022105
2	13,3	138,93	16,21	0,116678
3	10,6	88,25	268,29	3,040205
4	13,3	138,93	16,21	0,116678
5	13,546	144,12	9,652	0,066974
			Suma [mm <sup>-1</sup> ]	3,36264

Po dosazení do vzorce nám vyjde celková tuhost čtyř šroubů

$$C_s = 62\,748 \text{ N/mm}$$

Skup 1



Pro určení tuhosti spojovaných součástí, zejména rozsáhlých desek, je možné použít několik výpočetních modelů. Jedním z těchto modelů je výpočetní model založený na komolých kuželech, které reprezentují nejvíce zatížené a deformované oblasti spoje. Tento model umožňuje získat odhad tuhosti spoje na základě geometrických a materiálových vlastností jednotlivých součástí.

Pro výpočet tuhosti hlavy válce pod dosedací plochu šroubu jsem volil model, ve kterém jsou použity komolé kužely. Jeho výška odpovídá výšce dosedací plochy těsnění k dosedací ploše hlavy šroubu. Malý průměr kužele je zvolen tak, aby odpovídala rozměru klíče  $s$ . Úhel komolého kužele  $\alpha$  závisí na použitém materiálu. [11]

$$D_e = \delta + h \cdot \tan \alpha \quad (19)$$

$$C_t = \frac{\pi E (D_e^2 - d_0^2)}{4L} \quad (20)$$

Tabulka 7 – Materiálové vlastnosti hlavy [13]

Význam	EN AW 6XXX		
	označení	Velikost	Jednotka
Modul pružnosti v tahu	$E_M$	68 900	MPa
Mez kluzu	$\sigma_{k_m}$	240	MPa
Mez pevnosti v tlaku	$\sigma_{M_m}$	300	MPa
Dovolený tlak	$p_{D_m}$	18	MPa
Hustota	$\rho_m$	2710	kg/m <sup>3</sup>
Součinitel tepelné rozt.	$\alpha_m$	23,6	10 <sup>-6</sup> /°C
Poissonovo číslo	$\nu_m$	0,33	

Po dosazení a vypočtení můžeme konstatovat:

Tuhost hlavy  $C_h = 423\,211\text{ N/mm}$  Skup 1

Tuhost válce  $C_v = 1\,158\,992\text{ N/mm}$  Skup 2

Tuhost bloku motoru  $C_b = 71\,926\text{ N/mm}$  Skup 2

Součásti se potom rozdělí na skupiny. Skupina 1 (Skup 1 – součásti přitěžované) a skupinu 2 (Skup 2 – součásti odlehčované). Tuhost součástí přitěžovaných se vypočítá pomocí vzorce (21) a pro odlehčované platí (22).

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_h} \quad (21)$$

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_v} + \frac{1}{C_b} \quad (22)$$





## 6.2 Ventilová sedla

Pro simulaci byly v modelu záměrně vynechány ventily a ventilová sedla, aby se zjednodušil výpočet. Namísto ventilů byla použita síla, která představuje spalovací tlak působící na talířek ventilu. Tato síla byla přepočítána na sílu působící na ventilová sedla pomocí příslušného vztahu.

Plochy talířků ventilů byly následně odečteny v programu PTC Creo, což umožnilo získat přesné geometrické údaje potřebné pro výpočet síly působící na ventilová sedla.

Tímto přístupem byla provedena aproximace chování ventilového mechanismu a jeho interakce s hlavou válce. Zjednodušení modelu umožňuje efektivní simulaci namáhání hlavy válce bez přílišného zatížení výpočetního procesu.

Síla působící do sedel ventilů,  $p$  je tlak od spalin a  $S_i$  je plocha ventilu

$$F_s = p \cdot S_s \quad (31)$$

$$F_v = p \cdot S_v \quad (32)$$

V simulaci byl zahrnut také tlak vznikající nalisováním sedel do hlavy válců. Pro výpočet tohoto tlaku byla použita rovnice (33) pro nalisované spoje. Na základě známých parametrů, jako je přesah a průměr sedla, byl dopočítán tlak  $p_2$ , který působí na stykovou plochu mezi sedlem a hlavou válce. [14]

$$\Delta r = \frac{2 \cdot r_2(E^H \cdot K^N + E^N \cdot K^H)}{E^N \cdot E^H} + \frac{E_2 \cdot p_2[E^H(1 + \nu^N) - E^N(1 + \nu^H)]}{E^N \cdot E^H} \quad (33)$$

, kde

$$K^H = K^{sedlo} = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (34)$$

$$K^N = K^{hlava} = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_3 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (35)$$

A pro zjednodušení můžeme zanedbat tlaky  $p_1$  a  $p_3$  dostaneme následující rovnice

$$K^H = K^{sedlo} = \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (36)$$

$$K^N = K^{hlava} = \frac{p_2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (37)$$

Rovnice (36) a (37) dosadíme do rovnice (33) a posléze si vyjádříme  $p_2$  pro výpočet nalisovaného spoje, rovnice (38).



$$p_2 = \frac{\Delta r}{2 \cdot r_2^3 \left( \frac{E^H}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{E^N}{r_2^2 - r_1^2} \right) + \frac{r_2 [E^H(1+\nu^N) - E^N(1+\nu^H)]}{E^N \cdot E^H}} \quad (38)$$

Tabulka 8 – Hodnoty pro výpočet a výsledek sací sedlo

Sací sedlo		
Lisovací přesah	$\Delta r =$	0,1 mm
Vnitřní poloměr sedla	$r_{1S} =$	23 mm
Vnější poloměr sedla	$r_{2S} =$	27 mm
Vnější poloměr	$r_3 =$	59 mm
<b><math>p_{2S} =</math></b>		<b>67,2 MPa</b>

Tabulka 9 – Hodnoty pro výpočet a výsledek výfukové sedlo

Výfukové sedlo		
Lisovací přesah	$\Delta r =$	0,1 mm
Vnitřní poloměr sedla	$r_{1S} =$	20,5 mm
Vnější poloměr sedla	$r_{2S} =$	23,5 mm
Vnější poloměr	$r_3 =$	67 mm
<b><math>p_{2V} =</math></b>		<b>75,1 MPa</b>

### 6.3 Dosedací tlak vstřikovače

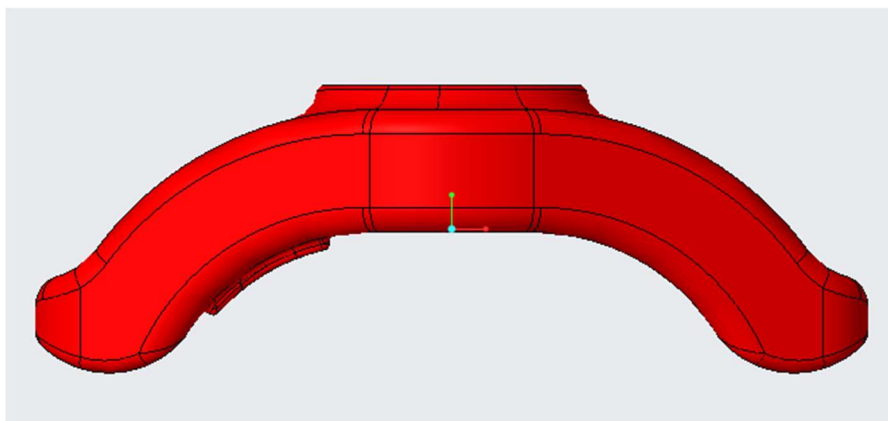
Dalším důležitým silovým účinkem je tlak vyvolaný předepjetím vstřikovače na dno hlavy. Tlak vyvolaný předepjetím vstřikovače může mít vliv na namáhání hlavy válce a je důležitým faktorem při posuzování pevnosti a konstrukce hlavy. Správné předepjetí vstřikovače je důležité pro zajištění správného těsnění a minimalizaci úniku paliva.

O samotné zajištění se stará závrtný šroub M10 utahovaný na předepsaný utahovací moment 60 Nm a pákový třmen (Obrázek 7 a Obrázek 8). Pomocí vzorce pro utahovací moment (12) získáme sílu působící v ose šroubu. Dále pomocí rovnováhy sil vypočítáme přítláčnou sílu působící na vstřikovač.

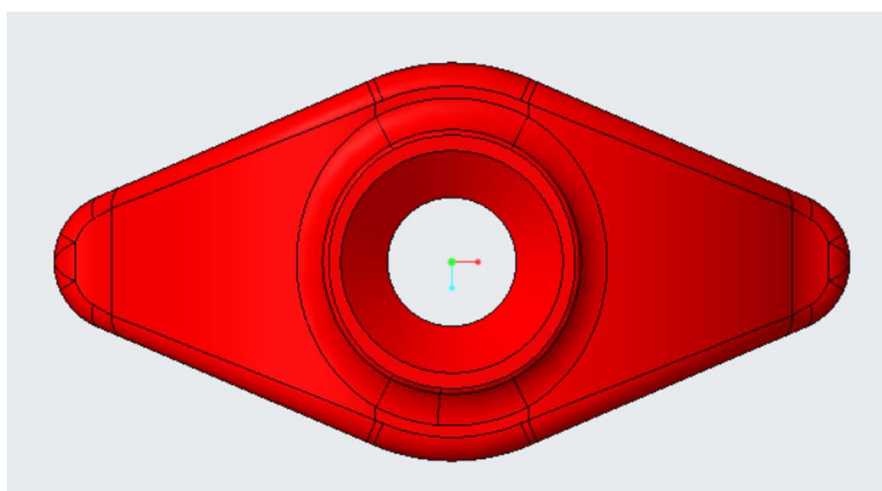
$$M_k = M_z + M_M = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_s \cdot f_m \quad (12)$$

Tabulka 10 – Vstupní hodnoty dosedací tlak vstřikovače

Označení	Hodnota	Jednotka
$M_k$	60	Nm
$d_2$	9,029	mm
P	1,5	mm
$d_s$	12,2	mm
$f_z$	0,15	-
$f_m$	0,15	-
n	1	-



Obrázek 8 – Třmen držáku vstřikovače, pohled 1



Obrázek 7 - Třmen držáku vstřikovače, pohled 2

Tabulka 11 – Výsledky vstřikovač 1600 ot/min

Osová síla ve šroubu	$F_0 =$	32 640,08	N
Osová síla působící na vstřik	$Q_{vs} = \frac{F_0}{2} =$	16 320,04	N
Tlak působící na dno vstřiku	$p_{vsQ} =$	105,03	MPa
Tlak do spalin	$p =$	19,63	MPa
<b>Výsledný tlak na dno</b>	$p_{vs} =$	<b>85,40</b>	<b>MPa</b>





## 7 Simulační software

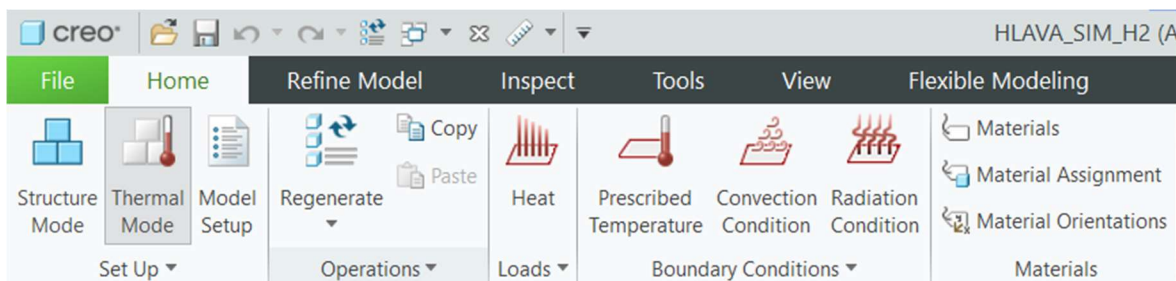
Veškeré simulace, které jsou řešeny v rámci této bakalářské práce, jsou provedeny pomocí softwarového balíku PTC Creo. Součástí tohoto balíku je Creo Parametric, komplexní 3D CAD software určený pro návrh, modelování a simulaci mechanických produktů. [15]

Creo Parametric umožňuje uživatelům vytvářet 3D modely produktů s vysokou přesností a detailností. Obsahuje širokou škálu funkcí pro tvorbu geometrie, povrchů, sestav, výkresů a animací. Uživatelé mohou provádět parametrické modelování, což znamená, že mohou definovat vztahy a závislosti mezi různými částmi modelu a snadno provádět změny v návrhu.

Creo Simulate je součástí softwaru PTC Creo, který slouží k provádění simulací a analýz mechanických systémů. V rámci simulace hlavy válce lze využít Creo Simulate pro analýzu tepelného zatížení, silového zatížení a jejich kombinaci (tepelně-silového zatížení).

### Tepelné zatížení

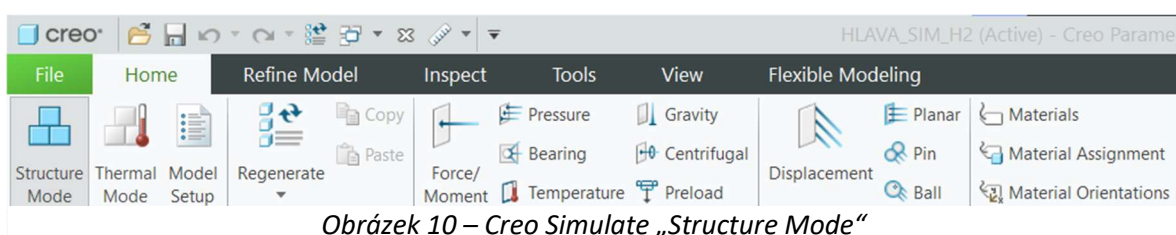
Creo Simulate umožňuje provádět analýzu tepelného zatížení hlavy válce. To zahrnuje modelování tepelného přenosu způsobeného spalovacím procesem, výfukovými plyny a chlazením. Simulace může poskytnout informace o rozložení teplot v hlavě válce, tepelných gradientech a tepelném namáhání materiálu. [15]



Obrázek 9 – Creo Simulate „Thermal Mode“

### Silové zatížení

Creo Simulate umožňuje také provádět analýzu silového zatížení hlavy válce. To zahrnuje modelování sil působících na hlavu z různých zdrojů, jako je tlak spalovacího procesu, setrvačné síly, tlak předepjatého vstřikovače apod. Simulace může poskytnout informace o namáhání hlavy válce, deformačním chování a napěťovém stavu. [15]



Obrázek 10 – Creo Simulate „Structure Mode“



### **Kombinované tepelně-silové zatížení**

Creo Simulate umožňuje také provádět kombinovanou analýzu tepelného a silového zatížení. Tímto způsobem lze simulovat interakce mezi tepelným a silovým namáháním hlavy válce. Například tepelné roztažení materiálu může ovlivnit napětí vznikající ze silového namáhání. Simulace může poskytnout podrobnější informace o chování hlavy válce za kombinovaného zatížení. [15]

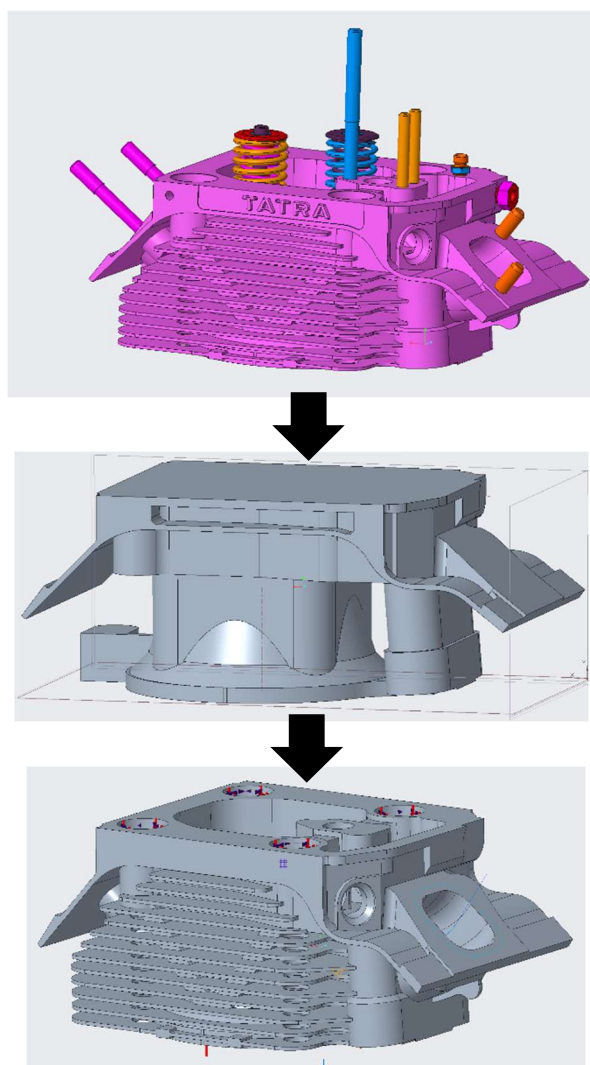


## 8 Příprava simulace

Tato kapitola se zaměřuje na přípravu simulace v programu Creo Simulate pro analýzu namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru. Příprava simulace je klíčovým krokem před provedením samotné analýzy, která umožňuje posoudit tepelné a silové zatížení hlavy válce a získat informace o jejím chování a pevnosti.

### 8.1 Vytvoření parametrického modelu

Na začátku přípravy simulace je nutné vytvořit parametrický model hlavy válce na základě dodaného modelu. Parametrický model umožňuje snadnou manipulaci s rozměry a vlastnostmi modelu, což usnadňuje další úpravy a optimalizace.



Obrázek 11 – Schéma tvorby modelu

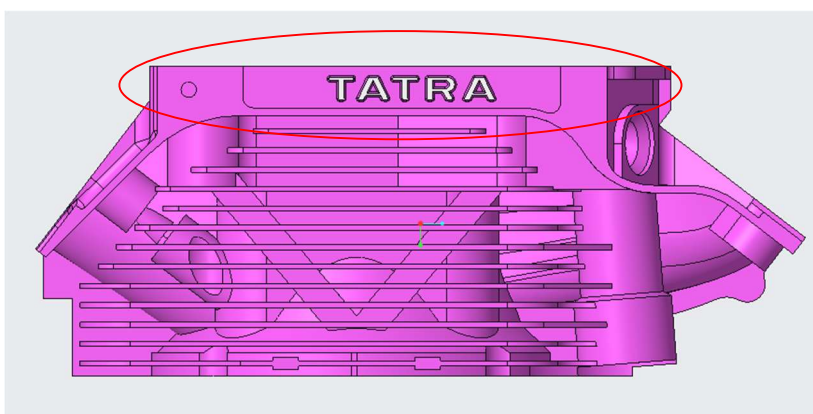
### 8.2 Zjednodušení modelu

Při přípravě simulace je často vhodné zjednodušit geometrii modelu hlavy válce. To se provádí s cílem zrychlit výpočet a snížit počet výpočetních prvků, aniž by se ztratila přesnost výsledků. Zjednodušení geometrie se provádí několika způsoby:

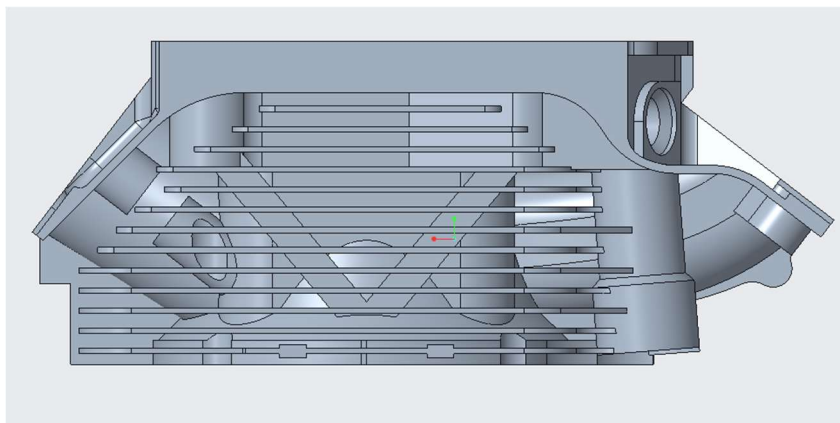


## Odstranění nevýznamných detailů

V modelu mohou být přítomny detaily, které nemají význam pro analýzu a mohou zpomalovat výpočet. To může zahrnovat malé výčnělky, díry nebo další prvky, které nemají vliv na namáhání hlavy válce. Tyto detaily lze odstranit, aby se zjednodušila geometrie. V našem konkrétním případě se jednalo o odstranění reliéfu v horní části hlavy, jako například logo tatra (Obrázek 12 – Model dodaný výrobcem, BPObrázek 12). Dále došlo k odstranění slepých děr na stranách hlavy. Popřípadě došlo k odstranění různých tvarových výčnělků nemajících vliv na hlavní nosnou konstrukci hlavy.



Obrázek 12 – Model dodaný výrobcem, BP

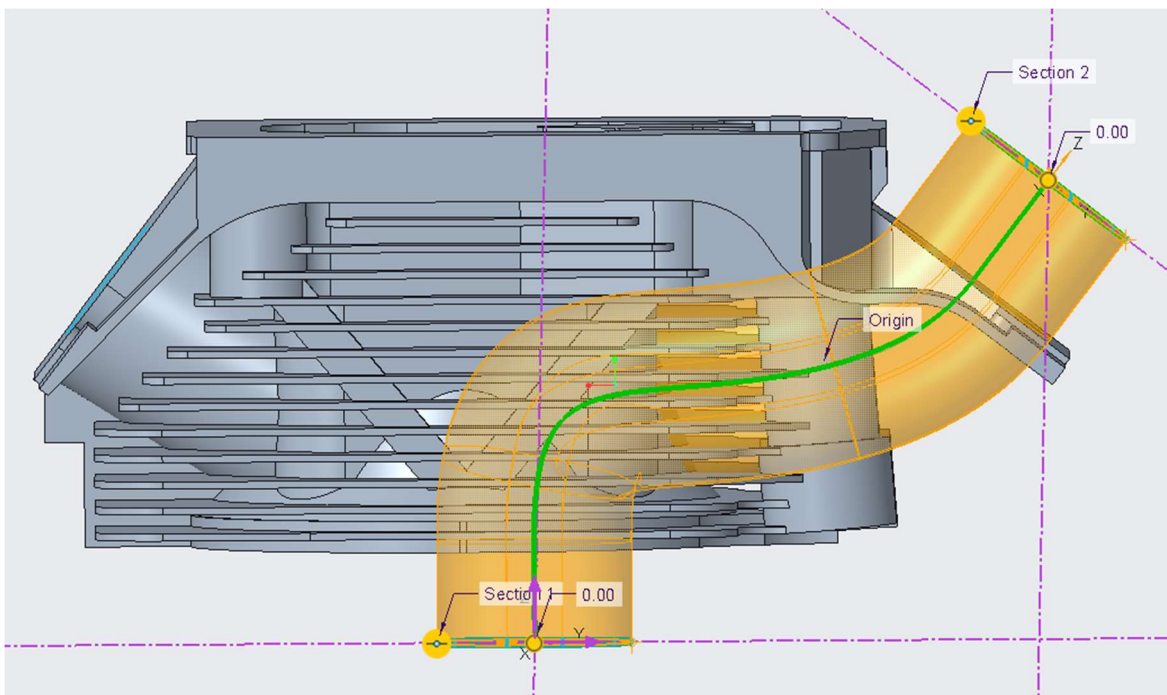


Obrázek 13 – Parametrický model, BP

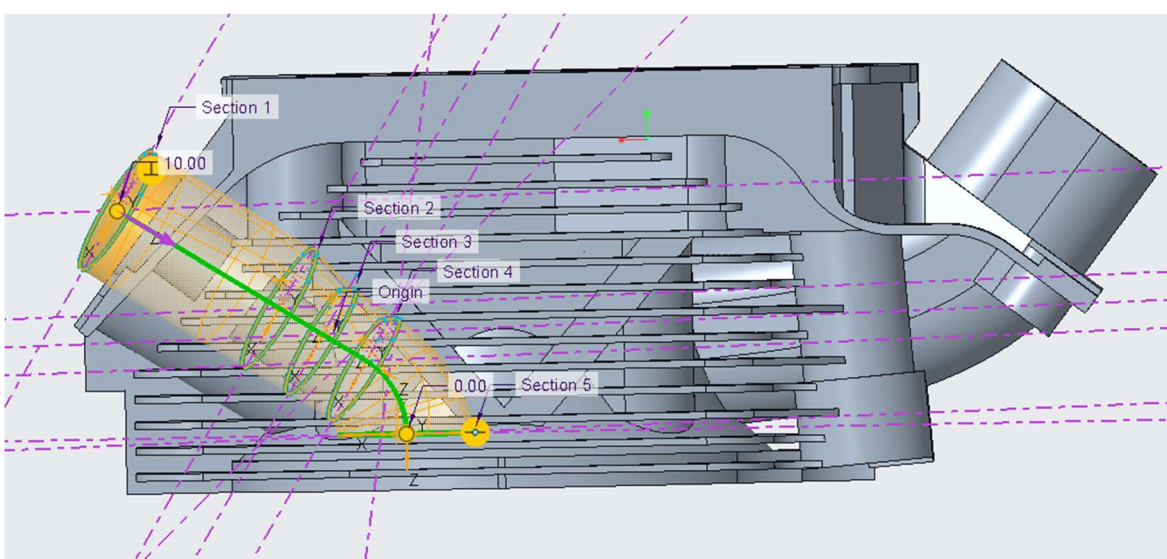


## Aproximace složitých prvků

V případě, že model obsahuje složité geometrické prvky, které mají velký počet výpočetních prvků, je možné je nahradit jednoduššími aproximacemi. Například komplexní tvary lze nahradit jednoduššími geometrickými tvary, které mají méně výpočetních prvků, ale stále zachovávají podstatné vlastnosti modelu. Asi k největší aproximaci došlo v oblasti sacího a výfukového kanálu.



Obrázek 14 – Zjednodušení geometrie sacího kanálu



Obrázek 15 – Zjednodušení geometrie výfukového kanálu



## Zachování klíčových prvků

Při zjednodušování geometrie je důležité zachovat klíčové prvky, které mají vliv na namáhání hlavy válce. Například přesné tvary otvorů pro ventily, vstřikovače nebo další díly by měly být zachovány, aby se zachovala přesnost analýzy.

Zjednodušení geometrie modelu hlavy válce přináší výhody v podobě zrychlení výpočtu a snížení náročnosti na výpočetní prostředky. Přesto je důležité provést zjednodušení s rozmyslem a zohlednit potřebné detaily, které mají vliv na namáhání hlavy válce. Správně provedené zjednodušení umožní efektivnější simulaci a získání přesných výsledků namáhání hlavy válce.

### 8.3 Materiálové vlastnosti

Při simulaci namáhání hlavy válce je důležité definovat správně materiál, který bude reprezentovat vlastnosti hlavy válce. Správná definice materiálu umožňuje přesnější analýzu tepelného a mechanického namáhání. Při definování materiálu hlavy válce pro simulaci je důležité získat přesné technické parametry materiálu, včetně tepelné vodivosti, pevnosti, tepelné roztažnosti a dalších relevantních vlastností.

Materiál EN AW 6xxx je hliníková slitina často používaná v různých aplikacích, včetně hlav válců motorů. Tato slitina patří do skupiny hliníkových slitin s přídavkem hořčíku a křemíku. [13]

EN AW 6xxx má dobré tepelné vlastnosti, včetně relativně vysoké tepelné vodivosti, což pomáhá s efektivním odváděním tepla z hlavy válce. Tato slitina také nabízí dobrou odolnost vůči korozi a vysokou pevnost.

Při simulaci namáhání hlavy válce s materiálem EN AW 6xxx je důležité mít k dispozici správné technické parametry materiálu. Tyto parametry zahrnují tepelnou vodivost, pevnost, tepelnou roztažnost a další relevantní vlastnosti. Tyto údaje jsou k dispozici v technických specifikacích nebo databázích materiálů pro hliníkové slitiny.

Tabulka 12 – Materiálové vlastnosti EN AW 6xxx [13]

Význam	EN AW 6xxx		
	označení	Velikost	Jednotka
Modul pružnosti v tahu	$E_M$	68 900	MPa
Mez kluzu	$\sigma_{k\_m}$	240	MPa
Mez pevnosti v tahu	$\sigma_{M\_m}$	300	MPa
Dovolený tlak	$p_{D\_m}$	18	MPa
Hustota	$\rho_m$	2710	kg/m <sup>3</sup>
Součinitel tepelné rozt.	$\alpha_m$	23,6	10 <sup>-6</sup> /°C
Poissonovo číslo	$\nu_m$	0,33	



Property	Value	Unit
Name	EN_AW6XXX	
Description	Vlastnosti materialu hlavy valce	
Density	2710	kg/m <sup>3</sup>
Symmetry	Isotropic	
Stress-Strain Response	Elastoplastic	
Poisson's Ratio	0.33	
Young's Modulus	68900	MPa
Coeff. of Thermal Expansion	2.35e-05	/C
Mechanisms Damping	0.002	sec/mm
Isotropic Hardening Law	Exponential Law	
Hardening Limit	276	kPa
Exponent	0.207	
Coeff. of Thermal Softening	0.25	/C
Tensile Yield Stress	240	MPa
Tensile Ultimate Stress	290	MPa
Compressive Ultimate Stress	-300	MPa

Obrázek 16 – Některé vlastnosti v prostředí CREO

## 9 Okrajové podmínky

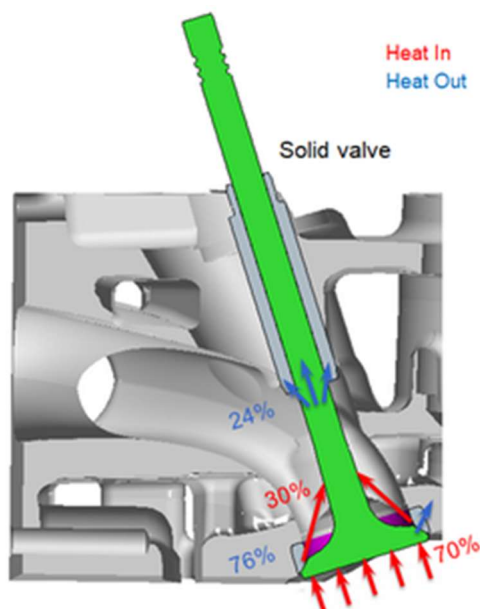
Nyní se dostáváme již k samotnému vkládání okrajových podmínek jak pro tepelné, tak silové účinky. Okrajové podmínky budou vycházet z naměřených dat přímo na motoru, vypočtených, dat z GTPower a předešlých pevnostních výpočtů. Při vkládání okrajových podmínek je důležité vycházet z reálných provozních podmínek motoru a správně je modelovat v rámci simulace. Přesné vložení těchto podmínek umožňuje získat spolehlivé výsledky týkající se tepelného a mechanického namáhání hlavy válce.

### 9.1 Přestup tepla

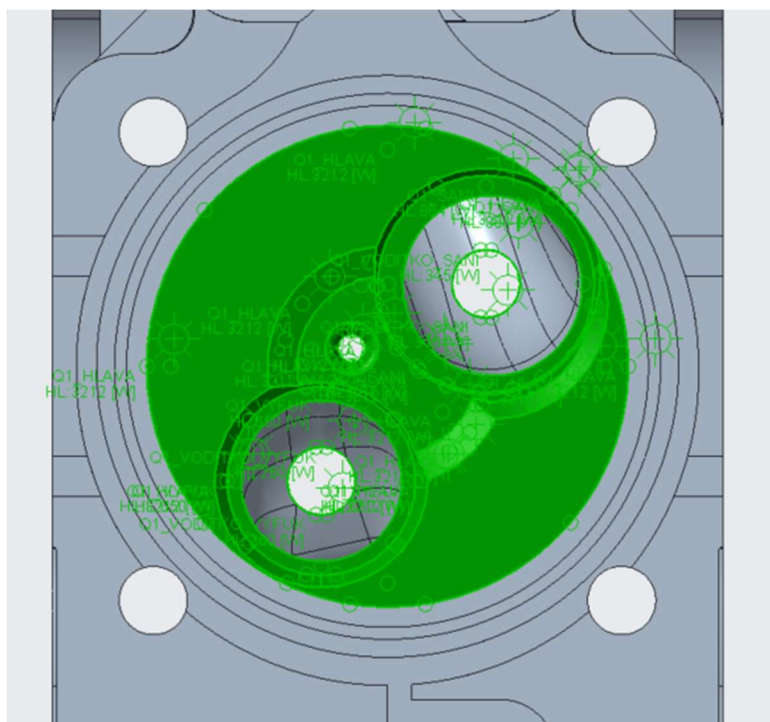
Počáteční okrajové podmínky tepelného zatížení byly voleny na základě vypočtených dat z GTPower. Jednalo se hlavně o teplo množství tepla, které vstoupí ze spalovacího prostoru do hlavy přes její dno. Dále o součinitele přestupu tepla (HTC) v oblastech sacího a výfukového kanálu. Bylo potřeba také definovat přestup tepla v oblasti ventilových sedel a vodítek ventilů. Pro tento problém bylo použito řešení poměrného



rozdělení tepla mezi plochu spalovacího prostoru hlavy a ploch ventilů. Na základě této úvahy bylo možno definovat tepelné zátěže mezi ventilovými sedli a hlavou, kdy do tohoto rozhraní přestoupí okolo 75% vstřebaného tepla ventilem. Tato úvaha se dá aplikovat i na rozhraní s ventilovým vodítkem kam prostoupí okolo 20% tepla. [16]



Obrázek 17 – Tepelná bilance [18]

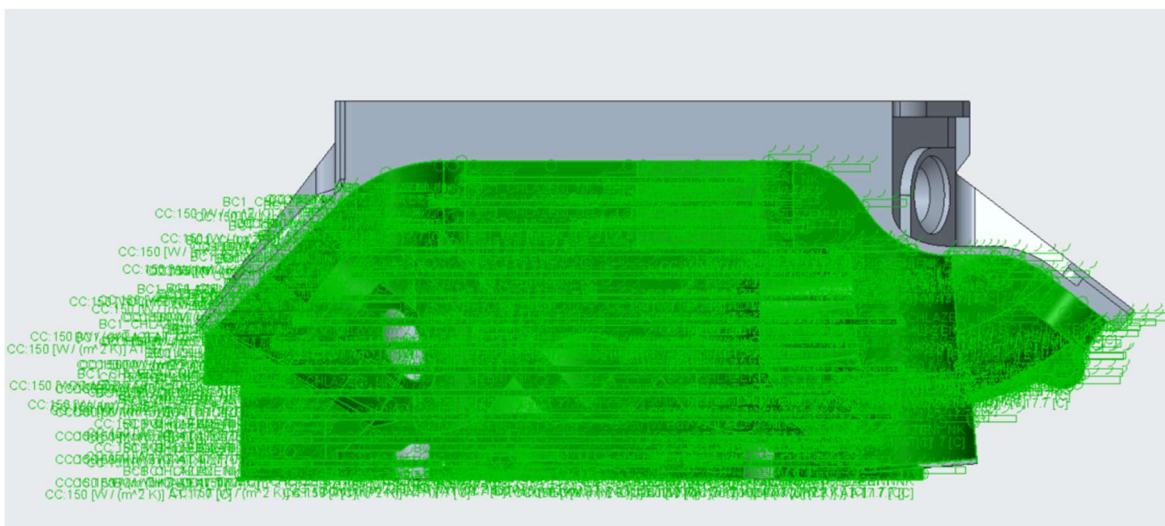


Obrázek 18 – Okrajové podmínky tepelná zátěž

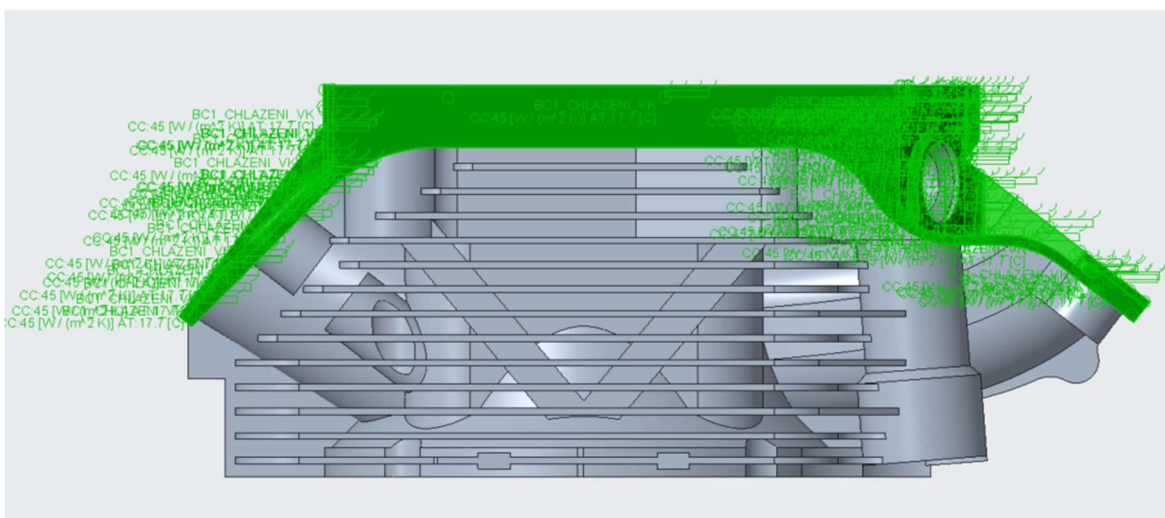




Odvod tepla byl definován na základě dodaných vypočtených součinitelů přestupu tepla a efektivní teplotě chladícího vzduchu za pomoci CFD analýzy. Primární chlazení probíhá pomocí nucené konvekce, kde chladící ventilátor tlačí studený vzduch přes žebrování na hlavě. V simulaci byla zohledněna také volná konvekce probíhající na vrchní části hlavy.

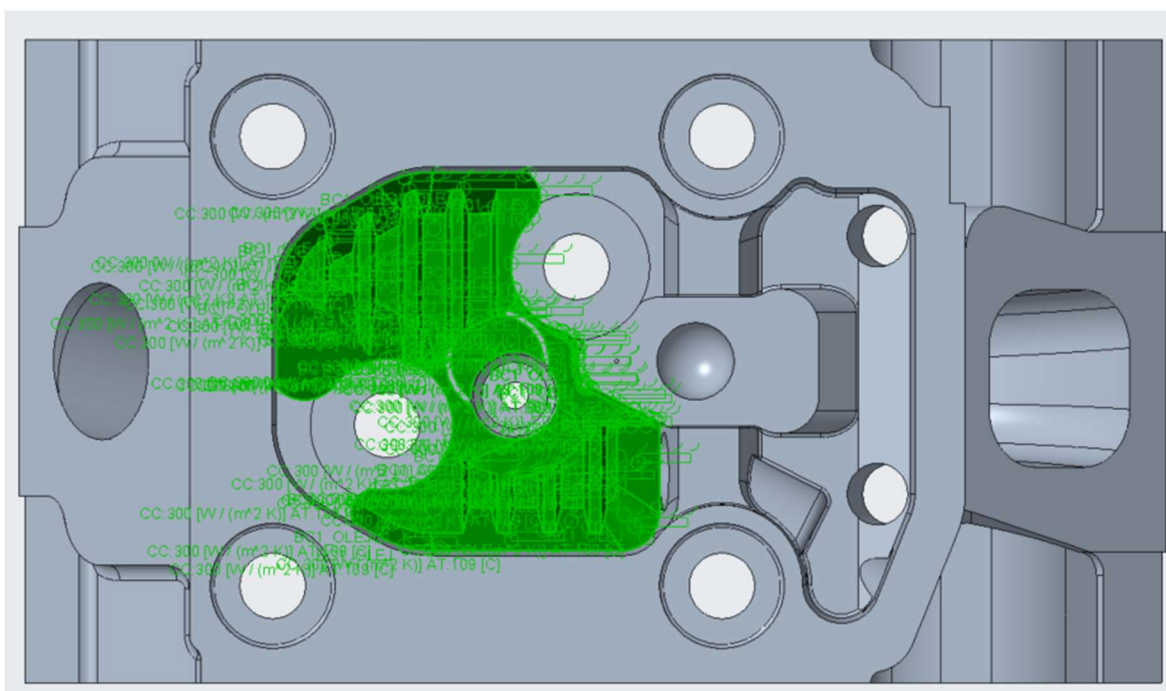


Obrázek 19 – Okrajové podmínky nucená konvekce



Obrázek 20 – Okrajové podmínky volná konvekce

V motorech TATRA je olej do hlavy motoru dopravován pod tlakem z olejového čerpadla skrze zdvihací tyčky a kanálky ve vahadlech do kluzných ložisek vahadel. Hlavní funkcí oleje je mazání, přičemž vytékající olej z kluzných ložisek také slouží k chlazení hlavy. Pro zvýšení odvodu tepla z hlavy je možné použít olejové lázně. Tato forma chlazení byla je také zohledněna v okrajových podmínkách pro odvod tepla (Obrázek 21).



Obrázek 21 – Okrajové podmínky olejová lázeň

### 9.1.1 Kalibrace

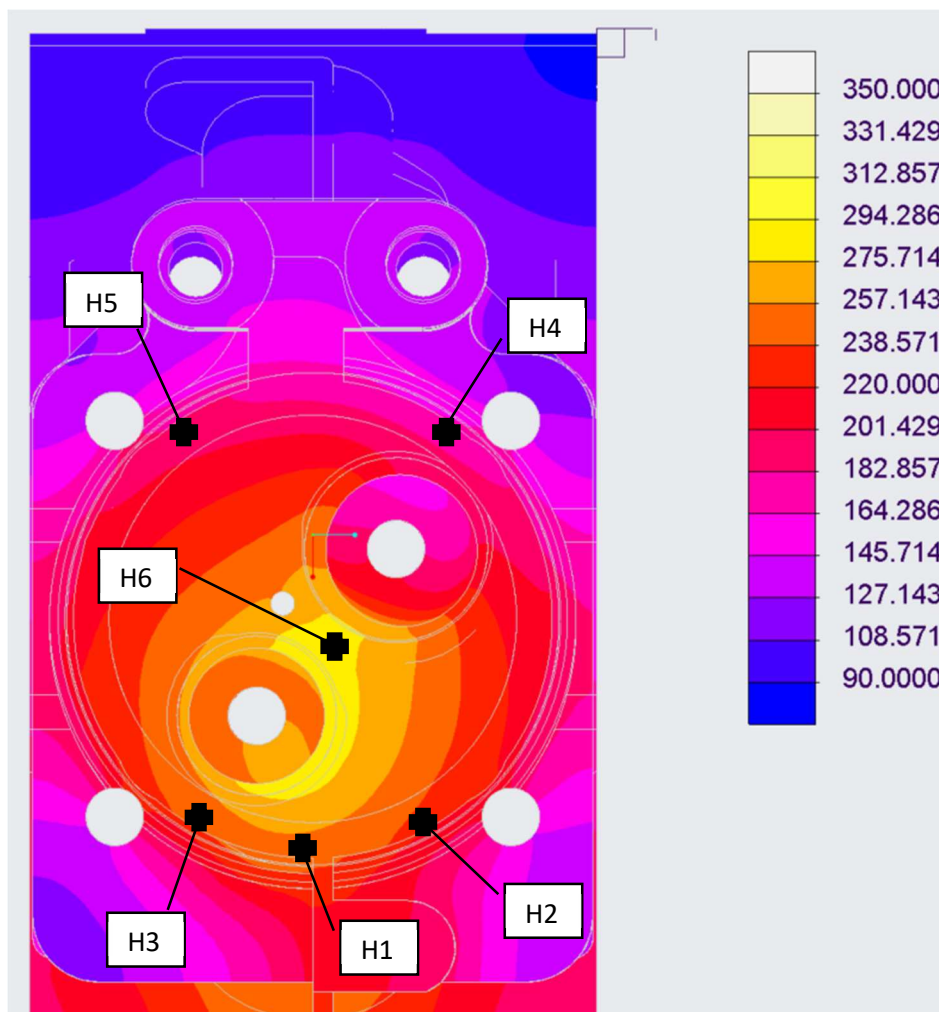
Pro dosažení přesných výsledků teplotní analýzy je nutné provést kalibraci prediktivního modelu přestupu tepla. Důvodem je skutečnost, že namáhání součástí motoru související s teplotou je třírozměrné (3D), zatímco GTPower pracuje s jednorozměrnými prvky (1D). Tato rozdílnost v dimenzionalitě vede k významným odchylkám v hodnotách součinitelů přestupu tepla (HTC).

To znamená, že hodnoty HTC, které jsou vypočítány v GTPower, se mohou značně lišit od skutečných hodnot v třírozměrném prostředí. Pro dosažení věrohodných výsledků je tedy nezbytná kalibrace modelu. Kalibrace se provádí porovnáním simulovaných teplot s naměřenými hodnotami a upravením hodnot HTC, aby se dosáhlo co nejlepší shody mezi simulací a reálnými daty.

Pro tuto bakalářskou práci byla k dispozici pouze omezená množství naměřených dat, která obsahují informace o teplotách na několika místech hlavy motoru. Tyto teploty byly měřeny pomocí kontaktních termočlánků.

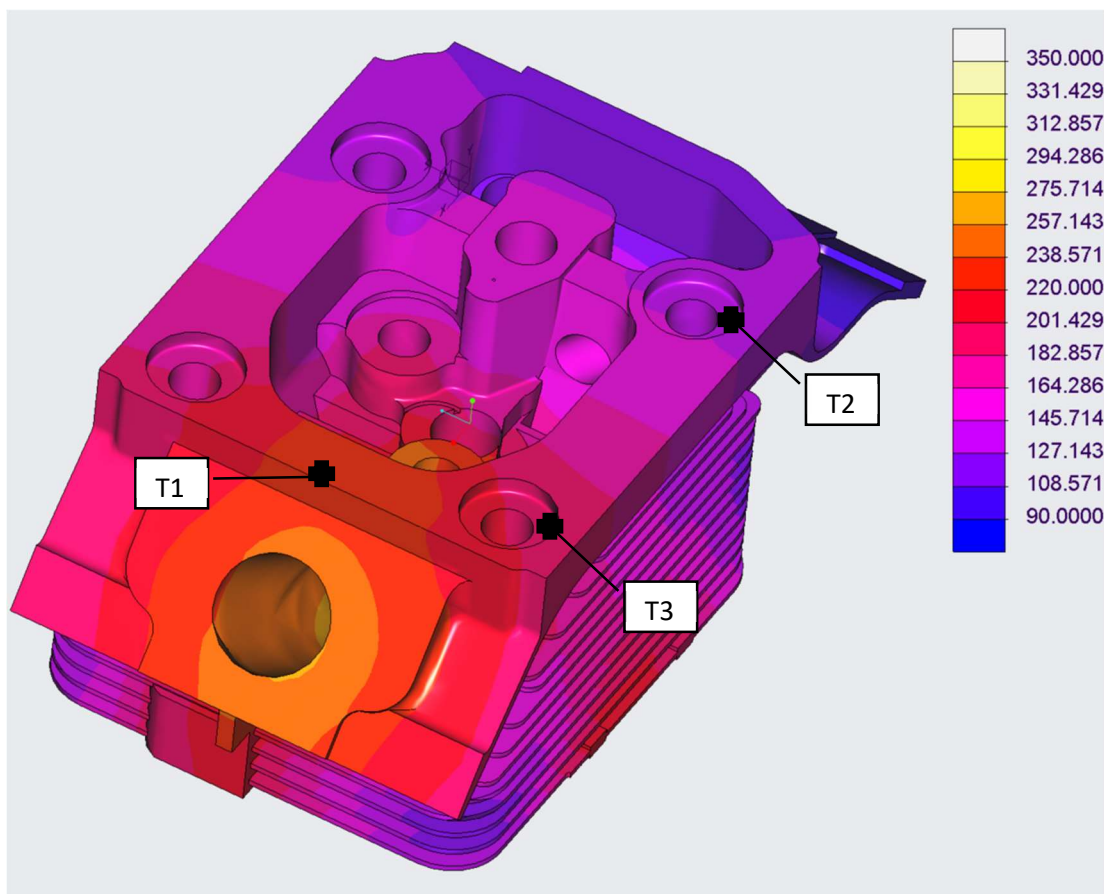


Kalibrace v oblasti spalovacího prostoru motoru proběhla celkem na 6 bodech (Obrázek 22) při spalování motorové nafty v oblasti maximálního točivého momentu při 1000 ot/min a v oblasti maximálního výkonu při 1600 ot/min. Dva ze šesti těchto senzorů byly navrtány poblíž sacího kanálu. Další tři byly rovnoměrně umístěny na straně výfukového kanálu. Poslední z těchto senzorů byl umístěn do prostoru mezi ventily.



Obrázek 22 – Znárodnění kalibračních bodů H1-H6 [°C]

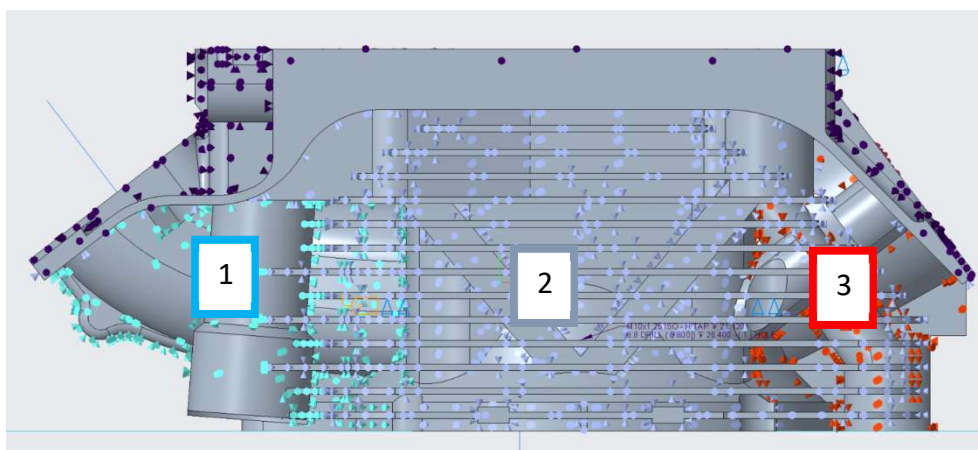
Dále byly k dispozici data o teplotách na povrchu hlavy. Sensor T1 byl umístěn mezi hlavové šrouby na straně výfukového kanálu. Sensor T2 a T3 byly umístěny na hlavy šroubů jak na straně výfukového kanálu, tak na straně sacího kanálu (Obrázek 23). Tyto dvě hodnoty byly však již zkrsleny tím, že nejsou přímo umístěné na hlavě motoru.



Obrázek 23 – Znázornění kalibračních bodů T1-T3 [°C]

Samotná kalibrace probíhala pomocí změny hodnot přestupu tepla u jednotlivých prvků tak, aby se hodnoty z teplotní analýzy co nejlépe přiblížily naměřeným hodnotám. Cílem bylo dosáhnout co největší shody mezi simulovanými a naměřenými teplotami.

Pro zpřesnění bylo nutné definovat několik nových okrajových podmínek přestup tepla. Jednalo se o vliv válce na spodní část hlavy, kde dochází k její ohřívání vlivem přestupu tepla. Dále bylo zapotřebí lépe definovat ochlazování chladícím vzduchem, kde bylo potřeba zahrnout vliv chování vzduchu (1 - BC\_CHLAZENI\_NK1) na návětrné a závětrné straně (3 - BC\_CHLAZENI\_NK3) hlavy.



Obrázek 24 – Rozdělení nucené konvekce do tří sektorů



### 9.1.2 Výsledné okrajové přenosu tepla při 1000 ot/min

Tabulka 13 – Okrajové podmínky odvodu tepla při 1000 to/min

Název	Součinitel přestupu tepla [W/m <sup>2</sup> K]	Efektivní teplota [°C]
BC_CHLAZENI_NK1	105	25
BC_CHLAZENI_NK2	177	25
BC_CHLAZENI_NK3	50	50
BC_CHLAZENI_VK	45	25
BC_OLEJ	300	109
BC_OLEJ_MLHA	80	90
BC_VSTRIOVAC	320	109
BC_OPLECHOVANI	130	25

Tabulka 14 – Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1000 ot/min nafta

Poměrný prostup tepla	[mm <sup>2</sup> ]		Teplo [W]	Teplo do sedel	Teplo do vodítek
<i>Plocha spal. Prostoru</i>	11865,5	100,0%	4726	80%	
Plocha spal. Prostoru bez ventilů	8063,74	68,0%	3586	[W]	[W]
Plocha sacího ventilu	2169,79	18,3%	701	561	140
Plocha výfukového ventilu	1631,95	13,8%	993	794	199
Suma s přídavkem oteplení od spalin			4905		

Tabulka 15 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1000 ot/min vodík

Poměrný prostup tepla	[mm <sup>2</sup> ]		Teplo [W]	Teplo do sedel	Teplo do vodítek
<i>Plocha spal. Prostoru</i>	11865,5	100,0%	3423	80%	
Plocha spal. Prostoru bez ventilů	8063,74	68,0%	2326	[W]	[W]
Plocha sacího ventilu	2169,79	18,3%	452	361	91
Plocha výfukového ventilu	1631,95	13,8%	877	702	175
Suma s přídavkem oteplení od spalin			4905		



### 9.1.3 Výsledné okrajové podmínky přenosu tepla 1600 ot/min

Tabulka 16 - Okrajové podmínky odvodu tepla při 1600 to/min

Název	Součinitel přestupu tepla [W/m <sup>2</sup> K]	Efektivní teplota [°C]
BC_CHLAZENI_NK1	110	25
BC_CHLAZENI_NK2	290	25
BC_CHLAZENI_NK3	80	50
BC_CHLAZENI_VK	45	25
BC_OLEJ	480	103
BC_OLEJ_MLHA	80	87
BC_VSTRIOVAC	320	103
BC_OPLECHOVANI	130	25

Tabulka 17 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1600 ot/min nafta

Poměrný prostup tepla	[mm <sup>2</sup> ]		Teplo [W]	Teplo do sedel	Teplo do vodítek
<i>Plocha spal. Prostoru</i>	11865,5	100,0%	3767	80%	
Plocha spal. Prostoru bez ventilů	8063,74	68,0%	2560	[W]	[W]
Plocha sacího ventilu	2169,79	18,3%	464	371	92
Plocha výfukového ventilu	1631,95	13,8%	1115	892	223
Suma s přídatkem oteplení od spalin			4140		

Tabulka 18 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1600 ot/min vodík

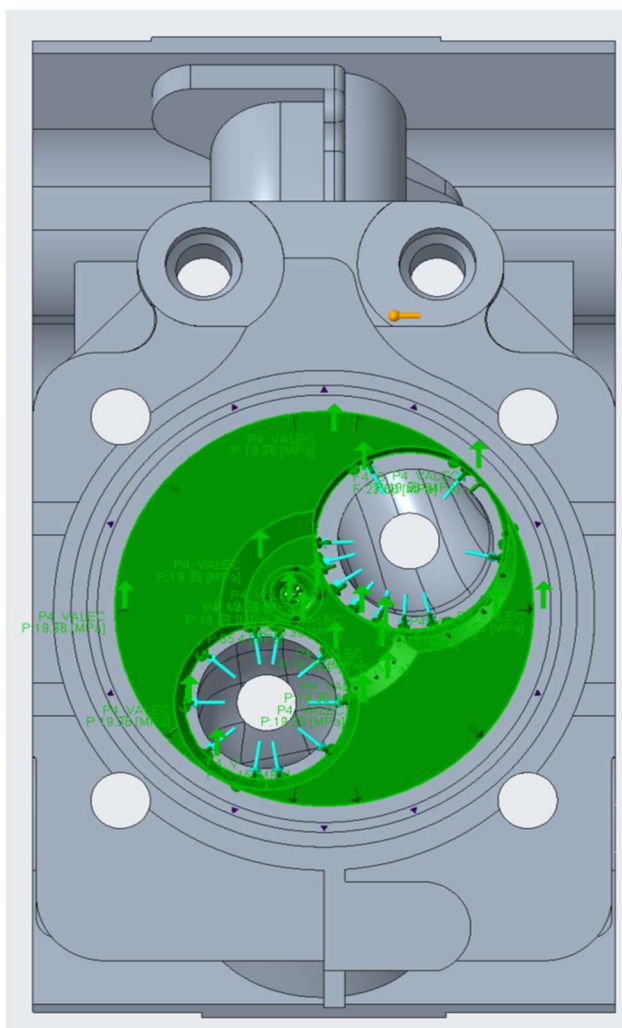
Poměrný prostup tepla	[mm <sup>2</sup> ]		Teplo [W]	Teplo do sedel	Teplo do vodítek
<i>Plocha spal. Prostoru</i>	11865,5	100,0%	3423	80%	
Plocha spal. Prostoru bez ventilů	8063,74	68,0%	2326	[W]	[W]
Plocha sacího ventilu	2169,79	18,3%	452	361	91
Plocha výfukového ventilu	1631,95	13,8%	877	702	175
Suma s přídatkem oteplení od spalin			3657		



## 9.2 Silové zatížení

Tato kapitola se dá rozdělit hlavní částí, a to na okrajové podmínky silových účinků daných tlakem ve spalovacím prostoru, okrajové podmínky sil volaných montážním předpětím a okrajové podmínky pro „zastavení“ hlavy.

Silové účinky od tlaku spalin a síly vyvolané montážním předpětím jsem již shrnul v kapitole Pevnostní výpočty a kontrola. Nyní si je jen zrekapitulujeme a definujeme na modelu. Síly od spalin primárně působí na dno hlavy válce a čelní stranu ventilu která se přenáší do ventilových sedel. Pro simulaci bylo klíčové nalezení extrémů jak při spalování nafty, tak při spalování vodíku. Při spalování nafty je ve spalovacím prostoru tlak okolo 19 MPa. Zatímco při spalování vodíku je tento tlak o několik jednotek menší a dostáváme se na tlak okolo 15 MPa.



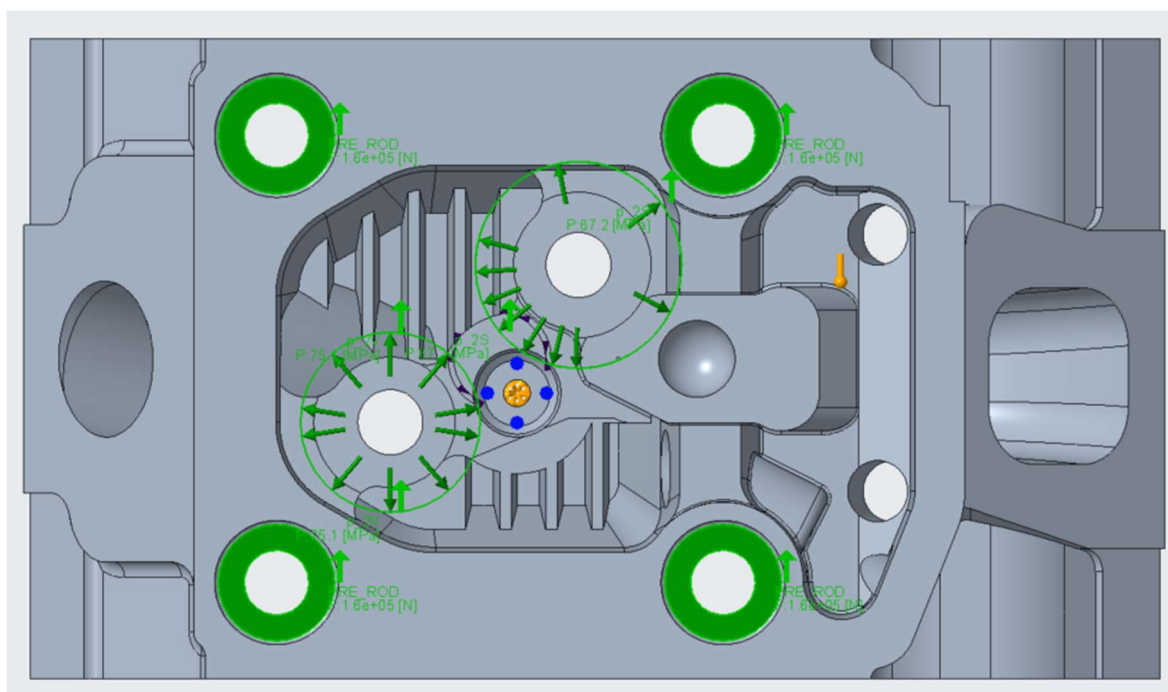
Obrázek 25 -Silové účinky od tlaku spalin



Tabulka 19 – Silové účinky od tlaku spalin při

Označení	Nafta	Vodík
Tlak na dno hlavy	19,3 MPa	15,4 MPa
Dosedací síla sací ventil	39 420 N	31 650 N
Dosedací tlaky výfukový ventil	29 680 N	23 600 N
Tlak od vstřikovače	85,6 MPa	-

Jedním z nejdůležitějších silových účinků spojených vyvolaných montážním předpětím je osová síla hlavového šroubu, která působí na horní část hlavy a zajišťuje pevnost a těsnost spoje. Tato síla je vytvářena při utahování hlavového šroubu a zajišťuje správnou montáž a stlačení spojovacích ploch. Dalším případem předpětí je síla vyvolaná lisováním sedel do hlavy, což slouží k zajištění správného uložení a těsnosti sedel v hlavě motoru.



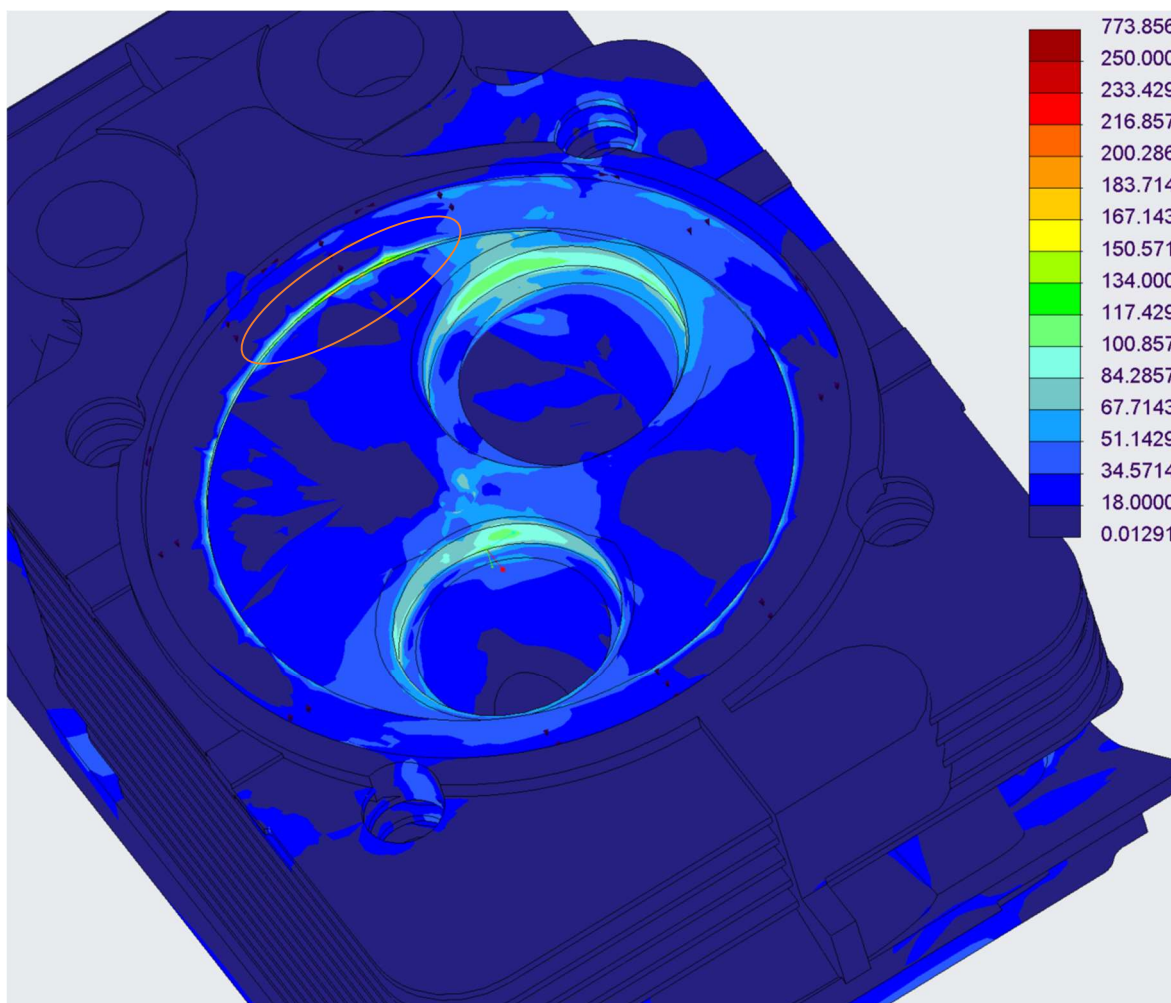
Obrázek 26 – Silové účinky vlivem montážního předpětí

Poslední a taky možná nejdůležitějším blokem je zavazbení („zastavení“) hlavy v prostoru. Pro účely tohoto kroku byl v prostředí simulace definován nový cylindrický souřadný systém, jehož osa z byla totožná s osou válce. Posléze pomocí tohoto souřadného systému bylo možno efektivně vazbyt hlavu. Zásadní bylo správně stanovit vazby, aby se co nejvíce podobali reálnému provozu. Počáteční úvaha byla zastavit dosedací plochu těsnění hlavy v pohybu ve směru osy z a zastavení rotace pomocí sousedící kolmé stěny. Toto řešení se však zdálo jako nešťastné a docházelo při něm k moc velké koncentraci napětí v oblasti vazeb (Obrázek 28).

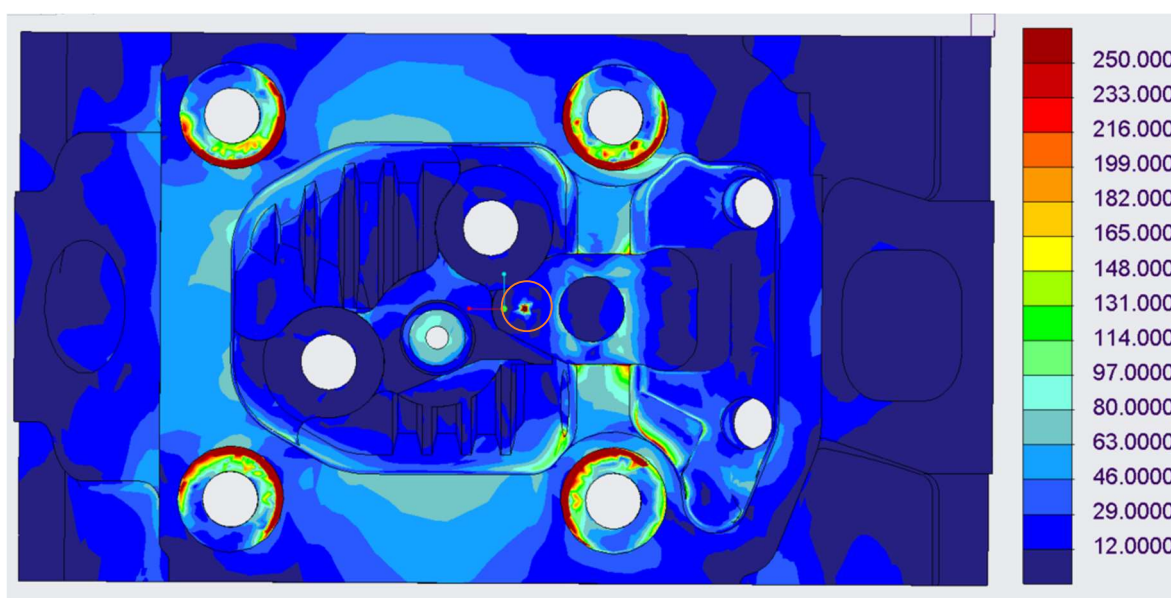




Další řešení bylo poměrně radikální. Došlo při něm k otočení pohledu na problematiku, jednalo se přesunutí předpětí na dosedací plochu těsnění a k zavazbení dosedacích ploch hlavových šroubů. Pro zamezení otáčení byla do hlavy poblíž osy v rámci simulace vyvrtaná malá díra. To však způsobovalo koncentraci napětí nejen v oblasti vyvrtaného otvoru, ale i v dosedacích plochách hlavových šroubů. Tato koncentrace napětí byla způsobena zamezením jakéhokoliv pohybu v ose z a tím úplným odstraněním jakékoliv poddajnosti šroubu vůči hlavě (Obrázek 27).



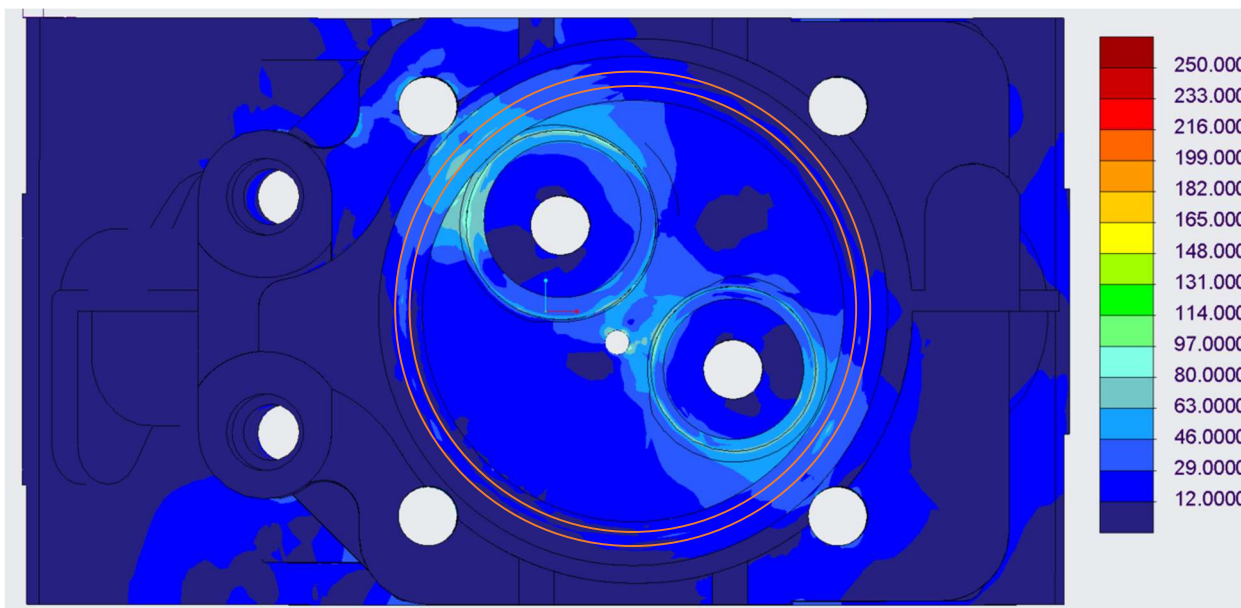
Obrázek 27 – Koncentrace napětí v oblasti dosedacích ploch hlavových šroubů [MPa]



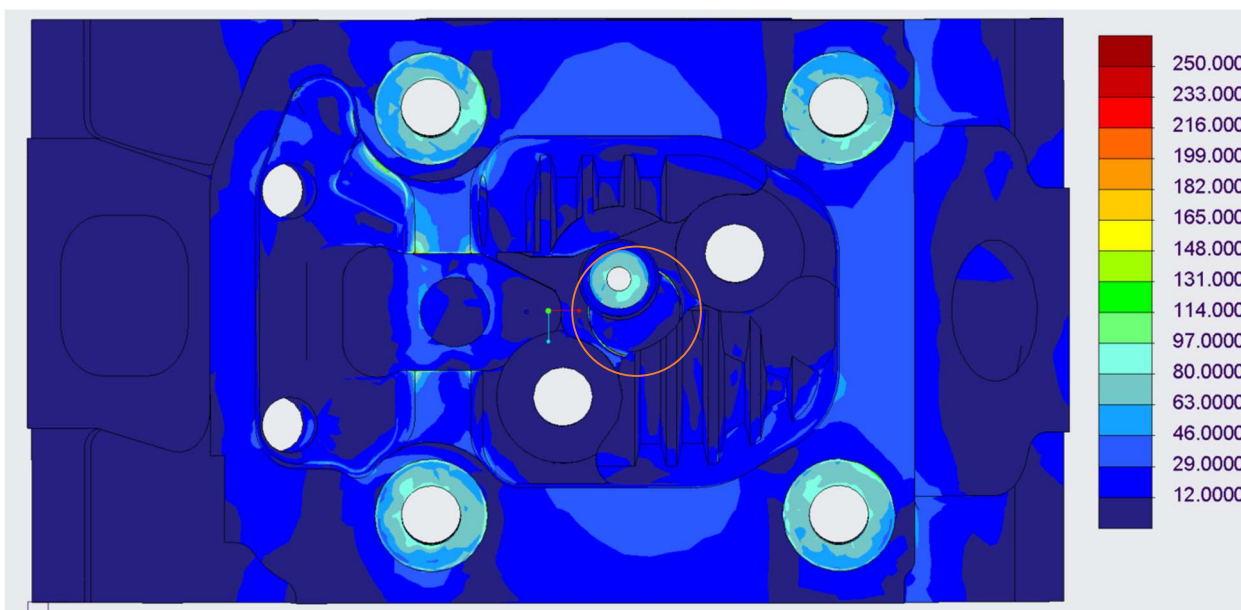
Obrázek 28 – Koncentrace napětí v oblasti spalovacího prostoru [MPa]



Třetí a finální varianta okrajových podmínek byla již kompromis mezi předchozími dvěma. Došlo k vytvoření mezikruží na dosedací ploše těsnění a tím umožnění hlavě se na této ploše naklápět a simulovat reálné chování za provozu. K zamezení rotace bylo vytvořeno mezikruží v oblasti otvoru pro vstřikovač, popřípadě zapalovací svíčku se středem v ose hlavy. Zde již dochází k pouze malé koncentraci napětí v oblastí mezikruží těsnění, avšak můžeme s jistotou říct, že tato koncentrace je přítomna pouze vlivem okrajové podmínky (Obrázek 29). Ve štěrbině v horní části hlavy dochází také ke koncentraci, která je způsobena přítomností okrajové podmínky (Obrázek 30).



Obrázek 29 – Vazba mezikruží dosedací plocha těsnění [MPa]

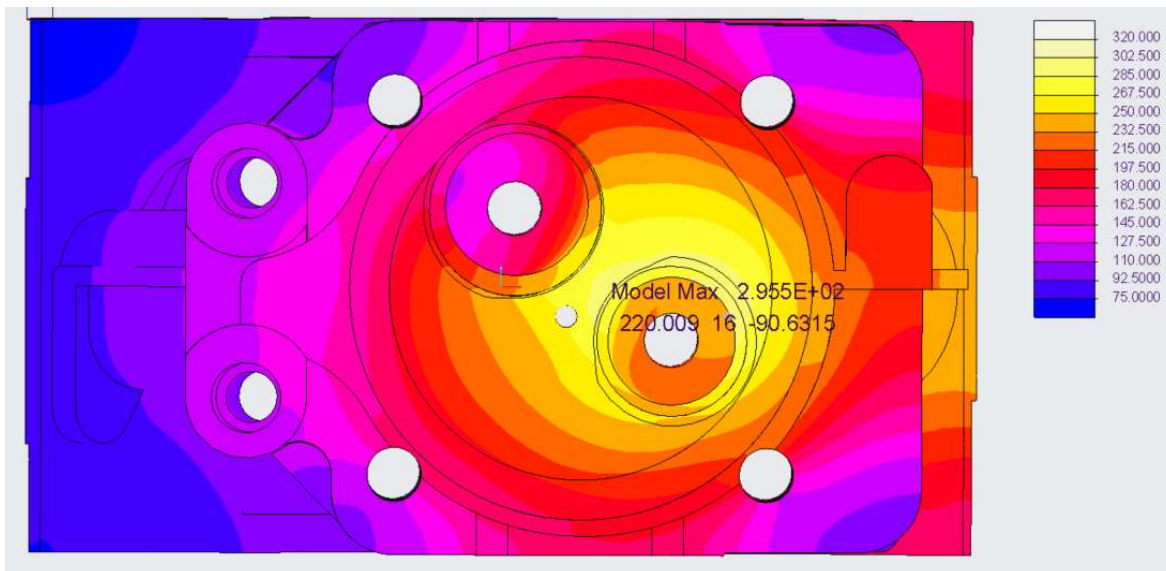


Obrázek 30 – Vazba mezikruhová štěrbiná oblast vstřikovače [MPa]

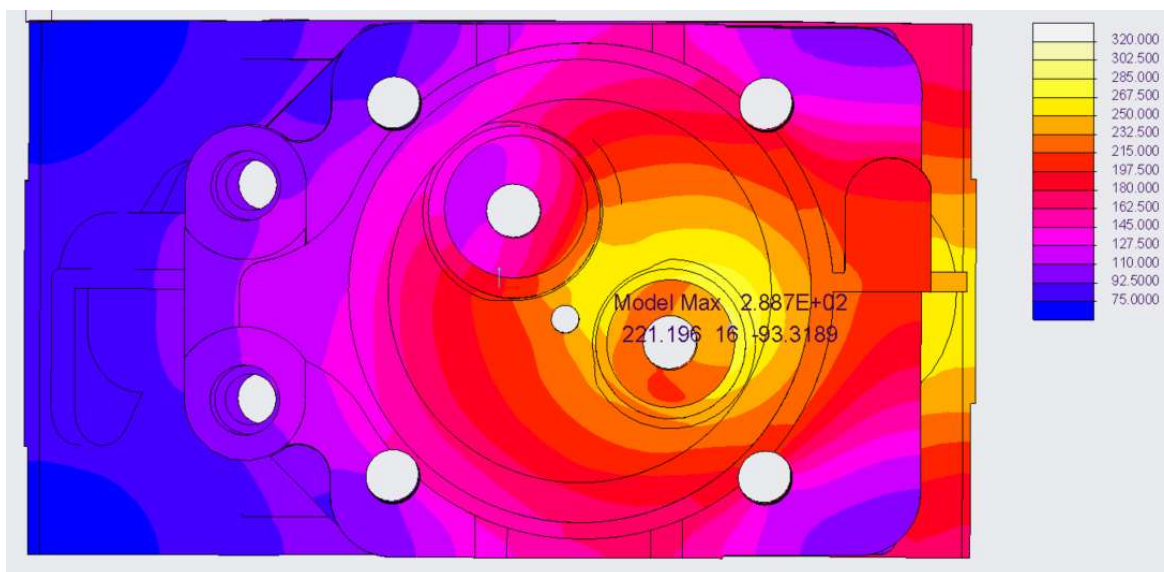


## 10 Tepelné zatížení

V této kapitole je zkoumán rozdíl teplotního namáhání hlavy válce při spalování motorové nafty a vodíku. Výsledné rozložení teplot v hlavě válce pro naftový a vodíkový motor odpovídá režimu motoru při 1000 ot/min, kdy je dosaženo maximálního kroutícího momentu a 1600 ot/min, kdy je dosaženo maximální teploty ve spalovacím prostoru. Vyhodnocení bylo provedeno jako statická analýza rozložení teplot.



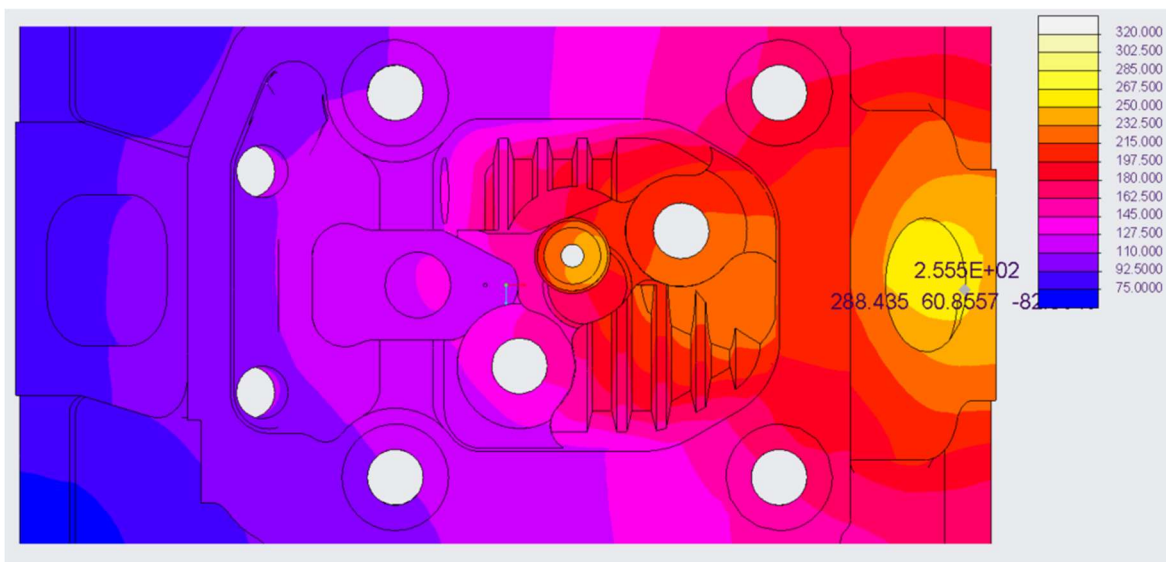
Obrázek 32 - Rozložení teplot režim nafta 1600 ot/min [°C]



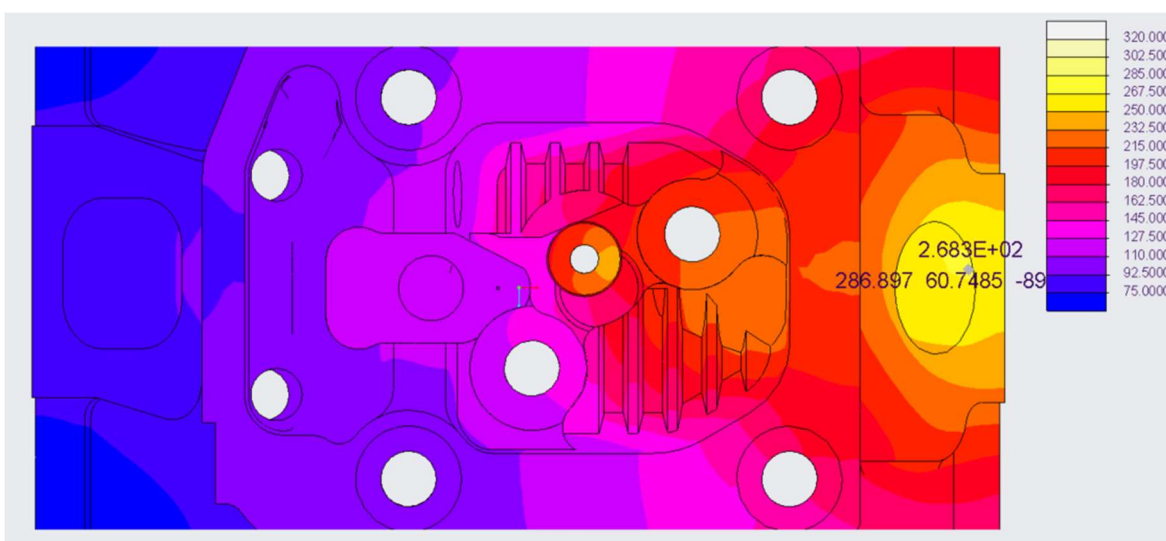
Obrázek 31 – Rozložení teplot režim vodík 1600 ot/min [°C]



Z výsledků je patrné, že nejvyšší teploty jsou dosahovány v oblasti mezi ventilového můstku u naftového motoru, zatímco u vodíkového motoru se toto maximum přesunulo do oblasti výfukového kanálu. Navzdory tomu, že při spalování vodíku jsou po zažehnutí směsi teploty vyšší než po vznícení směsi naftového motoru. Můžeme pozorovat mírné ochlazení v prostoru meziventilového můstku. Vyšší teploty spalin se však projeví na výfukovém kanále, kde dochází k výraznému oteplení ve vyšších otáčkách.



Obrázek 33 -- Rozložení teplot režim nafta 1600 ot/min [°C]



Obrázek 34 -- Rozložení teplot režim vodík 1600 ot/min [°C]



V porovnání obou režimů spalování si můžeme všimnout menšího poklesu teplot v oblastech kalibračních bodech při spalování vodíku navzdory tomu, že při spalování vodíku jsou po zážehu směsi teploty vyšší než po vznícení směsi motorové nafty a vzduchu.

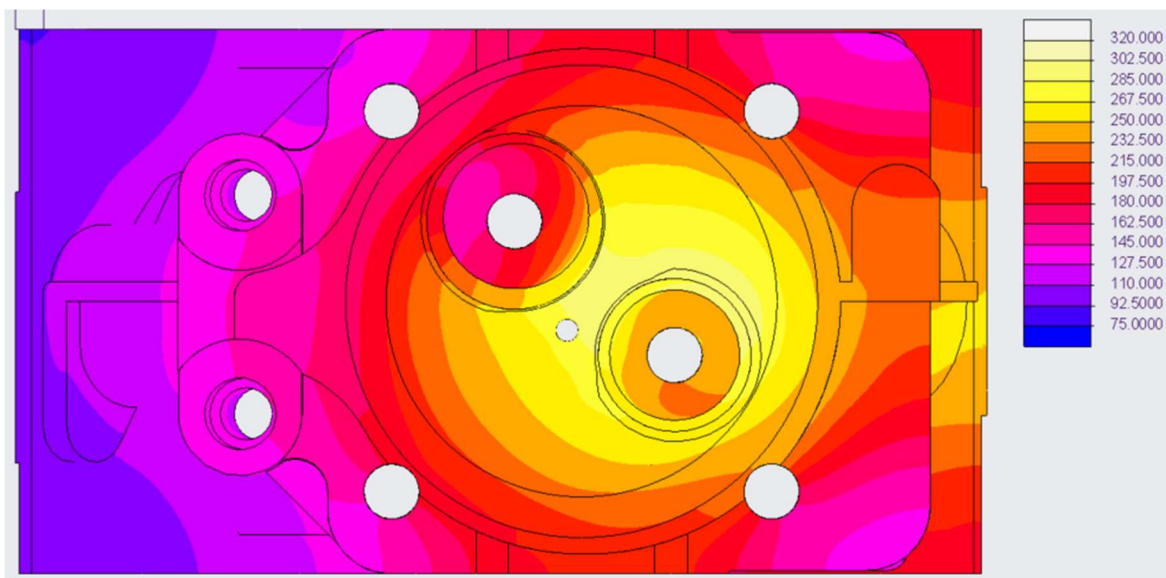
Tabulka 20 – Rozdíl teplot při spalování motorové nafty a vodíku při 1000 ot/min

Senzor	Nafta [°C]	Vodík	Procentuální rozdíl
H1	259	246	-5%
H2	238	220	-8%
H3	250	237	-5%
H4	173	148	-14%
H5	193	167	-13%
H6	283	252	-11%
S1	113	101	-11%
S2	146	137	-6%
T1	220	216	-2%
T2	135	124	-8%
T3	184	178	-3%

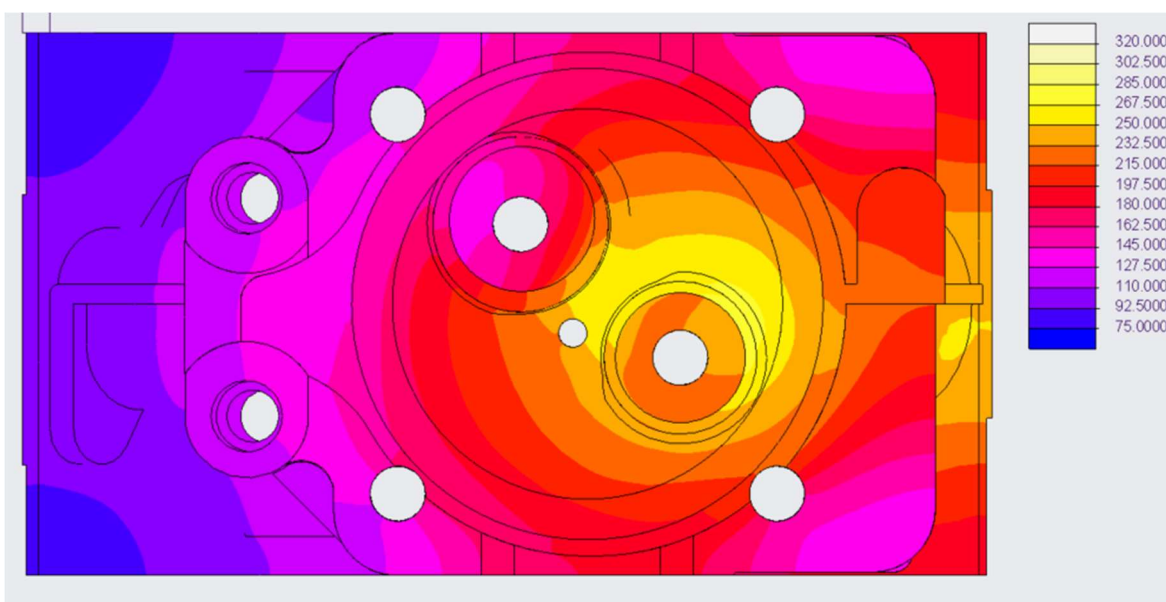
Tabulka 21 – Rozdíl teplot při spalování motorové nafty a vodíku při 1600 ot/min

Senzor	Nafta [°C]	Vodík	Procentuální rozdíl
H1	251	246	-2%
H2	223	212	-5%
H3	240	235	-2%
H4	150	129	-14%
H5	172	151	-12%
H6	275	250	-9%
S1	83	76	-8%
S2	113	110	-3%
T1	210	215	2%
T2	110	104	-5%
T3	164	165	1%

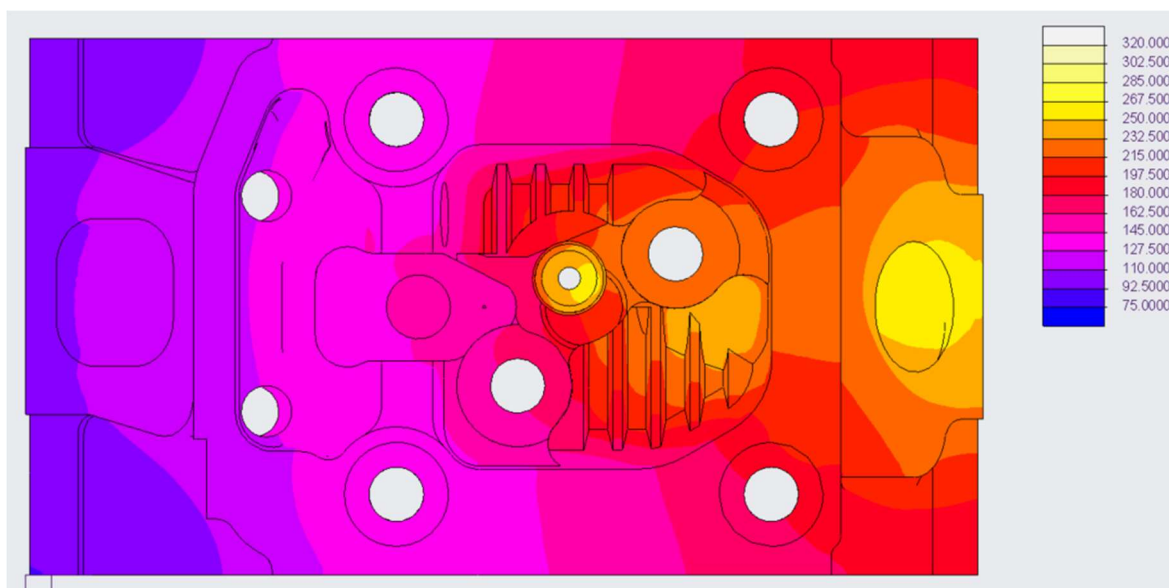
Tuto skutečnost lze pozorovat i na výsledné modelu přestupu tepla kdy při spalování nafty má tepelné pole tendenci se koncentrovat v prostoru mezi ventily. Naopak při spalování vodíku se tepelné pole posunuje dále do výfukového kanálu.



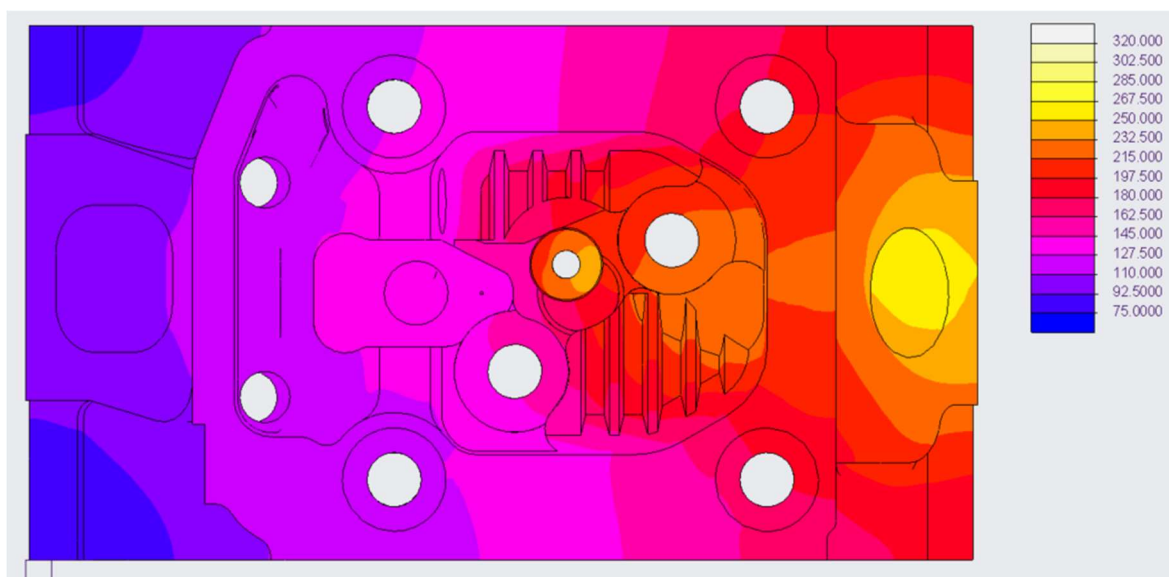
Obrázek 36 - Rozložení teplot režim nafta 1000 ot/min [°C]



Obrázek 35 - Rozložení teplot režim vodík 1000 ot/min [°C]



Obrázek 37 - - Rozložení teplot režim nafta 1000 ot/min [°C]



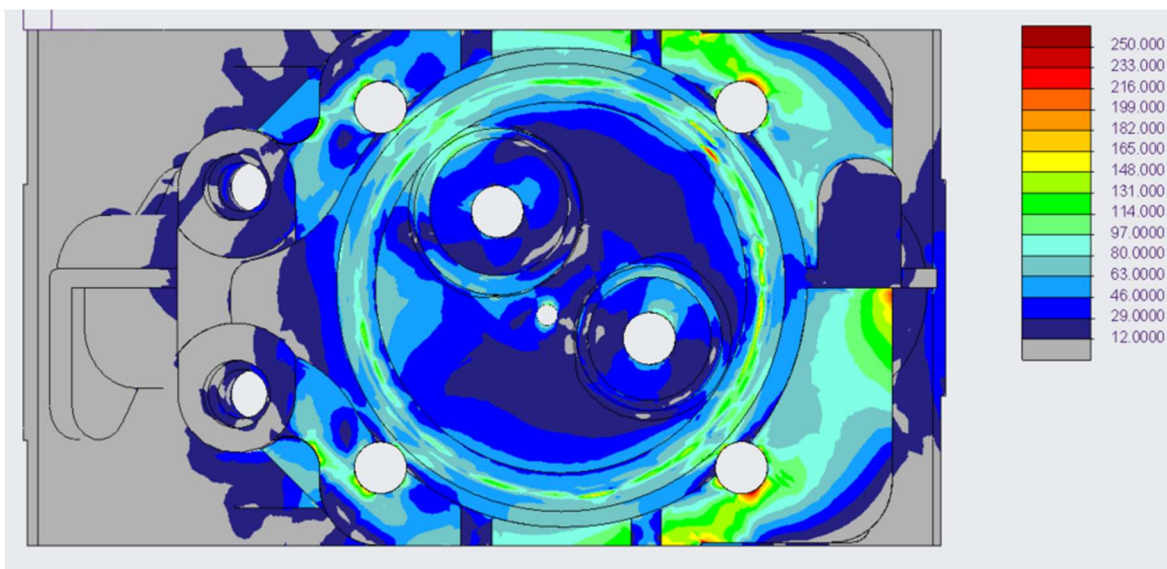
Obrázek 38 – Rozložení teplot vodík 1000 ot/min [°C]



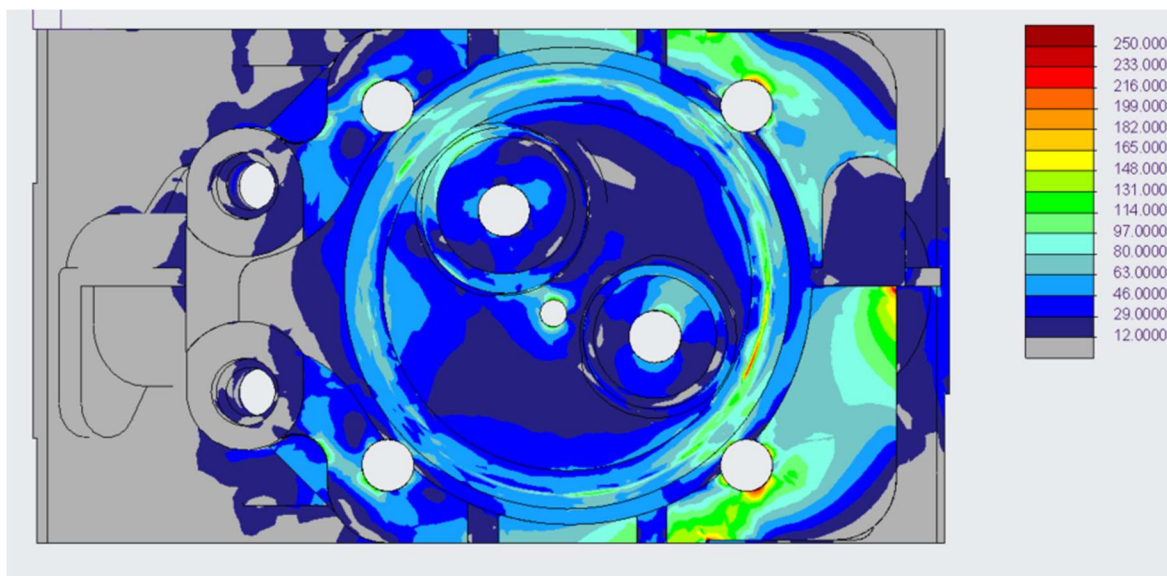


## 11 Kombinované zatížení

Nyní když máme kalibrované modely přestupu tepla můžeme se přesunout k pevnostní analýze pomocí kombinovaného zatížení vlivem teplot a silových účinků působících na hlavu válce. Vyhodnocení výsledků bylo provedeno jako statická analýza napětí podle hypotézy von Mises s vlivem tepelné roztažnosti materiálu.



Obrázek 39 – Rozložení napětí režim nafta 1000 ot/min [MPa]



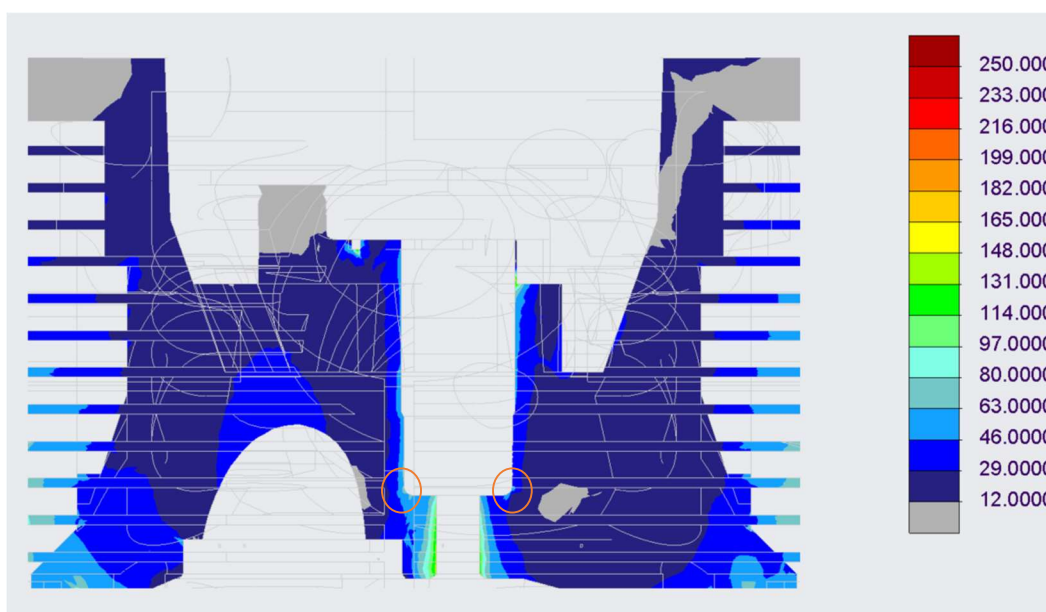
Obrázek 40 – Rozložení napětí režim vodík 1000 ot/min [MPa]

Na Obrázek 39 a Obrázek 40 je vidět vliv okrajových podmínek na simulaci. Konkrétně se jedná o již výše zmíněné mezikruží dosedací plochy těsnění. Dále je možno vidět vliv zjednodušením modelu oblasti olejového vedení, kde došlo k vynesení vrbového účinku a



tím zvýšení koncentrace napětí. o těchto koncentracích napětí můžeme říct, že se v takovéto míře na reálném motoru neobjevují.

Dále se však koncentrace napětí objevuje v oblasti konverze motoru, a to konkrétně v oblasti záměny vstřikovače za zapalovací svíčku. Kde k tomuto jevu došlo vlivem zavedení nové geometrie závitů pro její zašroubování. K zamezení objevu další koncentrace napětí v oblasti dna otvoru pro umístění svíčky bylo nutno dno zaoblit maximálním možným rádiusem o poloměru 2 mm a tím zamezení dalšímu působení tepelné roztažnosti výfukového kanálu na tuto oblast.



Obrázek 41 – Řez hlavou v ose otvoru pro svíčku, vodík 1000 ot/min [MPa]

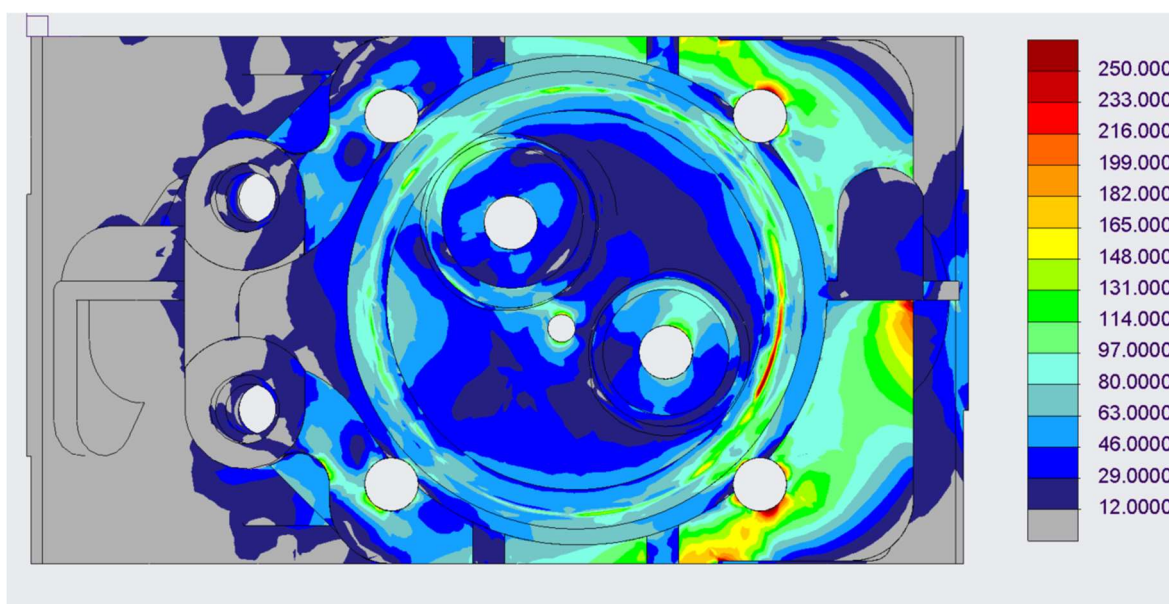
Obrázek 1

Při režimu 1000 ot/min změřen vliv změny principu zajištění z předepjatého vstřikovače za zašroubovanou zapalovací svíčku došlo k snížení napětí v dosedací ploše 42 % a to přesně ze 140 MPa na 81 MPa. Toto však způsobilo zvýšení napětí v oblasti závitů o 36 %, z 96 MPa na 131 MPa. Při režimu 1600 ot/min byl na dosedací ploše změřen pokles napětí o 57 %, ze 166 MPa na 72 MPa. V oblasti závitů bylo změřeno zvýšení napětí pouze o 23 % ze 132 MPa na 162 MPa.

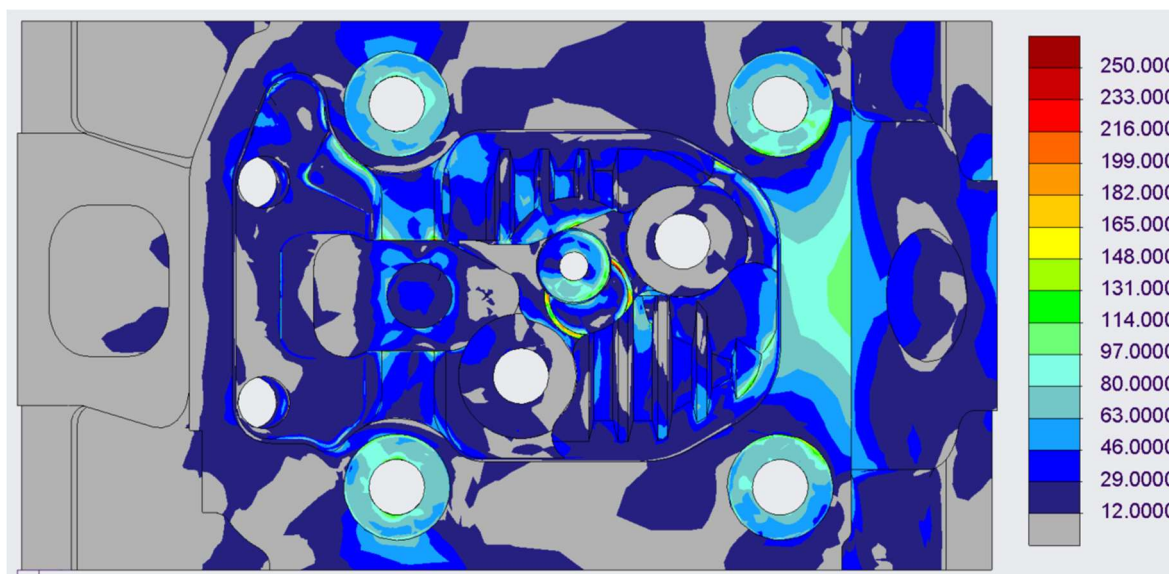


Hodnota smluvní meze kluzu  $R_{p0,2}$  pro AN EW 6xxx se pohybuje od 170 do 240 MPa [13]. Při analýze cyklického zatížení je však třeba brát v úvahu únavovou pevnost materiálu. Obvykle se při takovém zatížení dosahuje hodnot únavové pevnosti v rozmezí 70 až 100 MPa. [14]

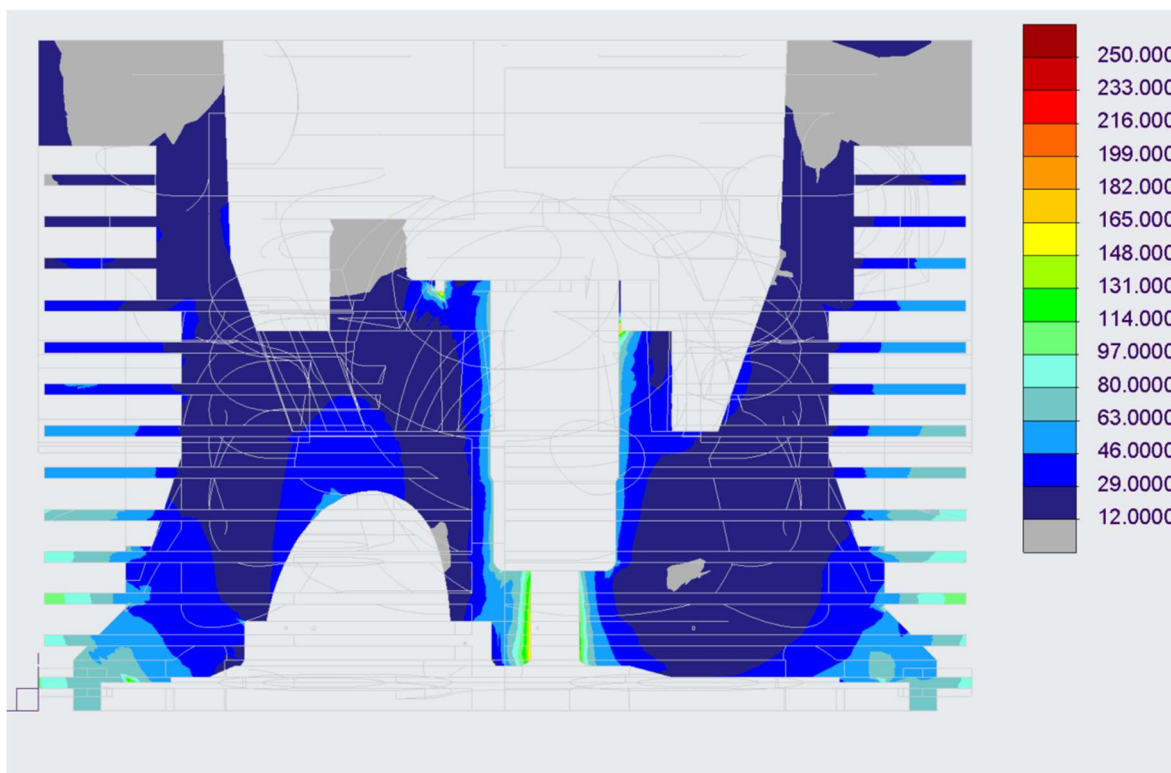
Vzhledem k množství neznámých faktorů, jako je konkrétní chemické složení materiálu a jeho tepelné zpracování, byla úprava vyhodnocena na základě pevnostní analýzy. Zjištění, že maximální napětí v kritickém místě vzrostlo průměrně o 29 %, naznačuje potřebu podrobnějšího zkoumání vlivu této úpravy na životnost součásti. Je třeba důkladněji zhodnotit, jaký dopad toto zvýšení napětí může mít na trvanlivost součásti a zvážit případné další opatření či úpravy k minimalizaci rizika selhání.



Obrázek 43 - Rozložení napětí režim vodík 1600 ot/min [MPa]



Obrázek 42 - Rozložení napětí režim vodík 1600 ot/min [MPa]



Obrázek 44 - Řez hlavou v ose otvoru pro svíčku, vodík 1600 ot/min [MPa]



## 12 Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce provést kontrolu hlavy válce konverze vznětového motoru Tatra na zážehový motor spalující vodík. Kontrola a veškeré simulace probíhali v programu PTC Creo 7.0.

V úvodní teoretické části práce jsou popsána alternativní paliva a jejich využití. Zaměřil jsem se hlavně na vodík a jeho kladné i záporné vlastnosti při spalování ve spalovacích motorech, ale také jaké má výhody a nevýhody při použití v palivových člancích.

Nejprve byl na základě dodaného modelu vymodelován parametrický model hlavy motoru ve variantě pro spalování motorové nafty. Posléze se tento model upravoval a optimalizoval pro účely pozdějších simulací. Jednal se hlavně o odstranění pro simulaci nepodstatných detailů a aproximaci složitých tvarů. Konverze spočívala v úpravě umístění vstřikovače z válce do sání a do válce umístit zapalovací svíčku a provést nutnou úpravu geometrie.

Nadále bylo potřeba provést výpočty kinematiky a dynamiky klikového ústrojí pro určení sil působících na hlavu válce. Veškeré tyto výpočty probíhaly v MS excel na základě dodaných dat. Pro účely simulace bylo také potřeba nahradit dílce hlavy za silové účinky. Jednalo se hlavně o vliv předpětí od hlavových šroubů a silové účinky ventilů a jejich lisovaných sedel.

Na začátku simulace bylo potřeba model kalibrovat, aby co nejvíce odpovídal reálným podmínkám. Kalibrace probíhala na hodnotách součinitele přestupu tepla pro odvod tepla do okolí, vypočtená pomocí GTPower sloužila jako nezbytný základ pro chování tepelného pole. Kalibrace na základě reálných dat naměřených na motoru Tatra.

Díky kalibrovaným modelům tepelného namáhání bylo možné provést pevnostní analýzu i s účinky tepelné roztažnosti materiálu. Konkrétně se jednalo o materiál označený jako slitina AlMgSi (EN AW 6xxx), která je obvykle používána na odlitky vzduchem chlazených hlav válců. Díky této simulaci bylo možno zjistit co skýtá konverze spojená se zavedením nové geometrie do hlavy válce.

Zjištění, že maximální napětí v kritickém místě vzrostlo průměrně o 29 %, naznačuje potřebu podrobnějšího zkoumání vlivu této úpravy na životnost součásti. Je nezbytné pečlivě posoudit, jaký dopad má toto zvýšení napětí na trvanlivost součásti a zvážit případné další opatření nebo úpravy s cílem minimalizovat riziko selhání. Podrobnější analýza a testování by měly být provedeny ke stanovení přesných dopadů na životnost součásti a přijetí vhodných opatření k optimalizaci její pevnosti a spolehlivosti.



## Seznam použitých veličin

Symbol	Jednotka	Název
CO	-	Oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>	-	Oxid uhličitý
CH <sub>4</sub>	-	Metan
CNG	-	Compressed Natural Gas – stlačený zemní plyn, alternativní palivo pro spalovací motory
$E$	MPa	Modul pružnosti
$F_p$	$N$	Síla působící na píst
$F$	$N$	Obecný výraz pro sílu
$m$	$kg$	Obecný výraz pro hmotnost
$m_{sp}$	$kg$	Hmotnost pístní skupiny
$m_p$	$kg$	Hmotnost oka ojnice
$m_o$	$kg$	Hmotnost ojnice
$l_p$	$mm$	Vzdálenost těžiště od pístního čepu
$m_{or}$	$kg$	Redukovaná hmotnost ojnice od ojničního čepu
$m_{op}$	$kg$	Redukovaná hmotnost ojnice od pístního čepu
$R$	$mm$	Rameno kliky
$\alpha$	°	Úhel natočení klikové hřídele
$\lambda_o$	-	Ojniční poměr
$F_P$	$N$	Výsledná síla
$F_o$	$N$	Osová síla
$F_r$	$N$	Radiální síla
$D$	$mm$	Průměr vrtání válce



## Bibliografie

- [1] SHERIF, S. A. *Handbook of hydrogen energy*. 1st edition. Boca Raton: CRC Press, 2015. Mechanical and aerospace engineering. ISBN 978-1-4200-5447-7.
- [2] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] HORDESKI, Michael F. *Alternative fuels: the future of hydrogen*. 1st edition. Lilburn: Fairmont Press, 2007. ISBN 0-88173-519-1.
- [5] DRENNEN, Thomas a Jennifer ROSTHAL. *Pathways to a hydrogen future*. 1st edition. Oxford: Elsevier, 2007. ISBN 978-0-08046-734-4.
- [6] KAMEŠ, Josef. *Alternativní palivo - vodík*. První. Praha: [s.n.], 2008. ISBN 978-80-254-1686-0.
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1978. Řada strojírenské literatury. ISBN L13-D-IV-31/22602.
- [8] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1983. Řada strojírenské literatury. ISBN 25484/81-30.
- [9] *Dílenská příručka nákladních automobilů Tatra 815*. 1. vyd. Kopřivnice: Tatra, 1989.
- [10] KRATOCHVÍL, Ctirad a Jaromír SLAVÍK. *Mechanika těles: dynamika*. Vyd. 4., V Akademickém nakl. CERM 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3446-2.
- [11] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Cvičení*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1982. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-030-0046-7.
- [13] EN AW-6082 Vlastnosti. In: *Proal* [online]. Ostrava: NPS PROAL s.r.o, 2019 [cit. 2023-07-10]. Dostupné z: <https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-6082/>
- [14] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-010-2375-3.
- [15] *PTC Support* [online]. PTC CREO 7.0: PTC, 2023 [cit. 2023-07-10]. Dostupné z: [https://support.ptc.com/help/creo/creo\\_pma/r7.0/usascii/routers/main\\_wind\\_dlg\\_DLG.html](https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/r7.0/usascii/routers/main_wind_dlg_DLG.html)
- [16] HASSAN, Mohamad Aniq Syazwan Mohamed, Zuradzman Mohamad RAZLAN, Shahrman Abu BAKAR et al. Approach to enhance the heat transfer of valve seats through thermal



analysis. *Applied Thermal Engineering*. 2022, **202**. ISSN 13594311. Dostupné z:  
doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.117870

- [17] Flotila Tatrovákých cisteren chrání Dezu, mezi práškovými a kombinovanými vozy nechybí ani cisterny. In: *Požáry cz* [online]. [cit. 2023-07-05]. Dostupné z:  
<https://www.pozary.cz/clanek/20153-flotila-tatrovackych-cisteren-chrani-dezu-mezi-praskovymi-a-kombinovanyymi-vozy-nechybi-ani-cisterny/>
  
- [18] Engine valves. In: *Eaton* [online]. Německo, 2023 [cit. 2023-07-04]. Dostupné z:  
<https://www.eaton.com/de/de-de/catalog/engine-valvetrain/engine-valves.html>





## Seznam obrázků

Obrázek 1 – Pracovní cyklus čtyřdobého motoru [3] .....	15
Obrázek 2 - Motor T3D-928-30 [17] .....	17
Obrázek 3 – CAD model zkušebního jednoválcového motoru TATRA.....	18
Obrázek 4 – Síly v klikovém mechanismu [3].....	20
Obrázek 5 – Redukce do dvou hmotných bodů [3] .....	22
Obrázek 6 Schéma pro výpočet tuhosti šroubu, [11] .....	27
Obrázek 7 - Třmen držáku vstřikovače, pohled 2 .....	32
Obrázek 8 – Třmen držáku vstřikovače, pohled 1 .....	32
Obrázek 9 – Creo Simulate „Thermal Mode“ .....	33
Obrázek 10 – Creo Simulate „Structure Mode“ .....	33
Obrázek 11 – Schéma tvorby modelu.....	35
Obrázek 12 – Model dodaný výrobcem, BP .....	36
Obrázek 13 – Parametrický model, BP .....	36
Obrázek 14 – Zjednodušení geometrie sacího kanálu .....	37
Obrázek 15 – Zjednodušení geometrie výfukového kanálu .....	37
Obrázek 16 – Některé vlastnosti v prostředí CREO .....	39
Obrázek 17 – Tepelná bilance [18] .....	40
Obrázek 18 – Okrajové podmínky tepelná zátěž .....	40
Obrázek 19 – Okrajové podmínky nucená konvekce.....	41
Obrázek 20 – Okrajové podmínky volná konvekce.....	41
Obrázek 21 – Okrajové podmínky olejová lázeň .....	42
Obrázek 22 – Znázornění kalibračních bodů H1-H6 [°C].....	43
Obrázek 23 – Znázornění kalibračních bodů T1-T3 [°C].....	44
Obrázek 24 – Rozdělení nucené konvekce do tří sektorů .....	44
Obrázek 25 -Silové účinky od tlaku spalin .....	47
Obrázek 26 – Silové účinky vlivem montážního předpětí.....	48
Obrázek 27 – Koncentrace napětí v oblasti dosedacích ploch hlavových šroubů [MPa].....	50
Obrázek 28 – Koncentrace napětí v oblasti spalovacího prostoru [MPa].....	50
Obrázek 29 – Vazba mezikruží dosedací plocha těsnění [MPa].....	51
Obrázek 30 – Vazba mezikruhová štěrbina oblast vstřikovače [MPa] .....	51
Obrázek 31 – Rozložení teplot režim vodík 1600 ot/min [°C].....	52
Obrázek 32 - Rozložení teplot režim nafta 1600 ot/min [°C].....	52
Obrázek 33 - – Rozložení teplot režim nafta 1600 ot/min [°C].....	53
Obrázek 34 - – Rozložení teplot režim vodík 1600 ot/min [°C].....	53
Obrázek 35 - Rozložení teplot režim vodík 1000 ot/min [°C] .....	55
Obrázek 36 - Rozložení teplot režim nafta 1000 ot/min [°C].....	55
Obrázek 37 - - Rozložení teplot režim nafta 1000 ot/min [°C].....	56
Obrázek 38 – Rozložení teplot vodík 1000 ot/min [°C].....	56
Obrázek 39 – Rozložení napětí režim nafta 1000 ot/min [MPa] .....	57
Obrázek 40 – Rozložení napětí režim vodík 1000 ot/min [MPa] .....	57
Obrázek 41 – Řez hlavou v ose otvoru pro svíčku, vodík 1000 ot/min [MPa] .....	58
Obrázek 42 - Rozložení napětí režim vodík 1600 ot/min [MPa] .....	59
Obrázek 43 - Rozložení napětí režim vodík 1600 ot/min [MPa] .....	59
Obrázek 44 - Řez hlavou v ose otvoru pro svíčku, vodík 1600 ot/min [MPa].....	60



## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Porovnání paliv [1] .....	12
Tabulka 2 – Specifikace T3D-928 .....	17
Tabulka 3 – Parametry hlavového šroubu M16 třídy 12.9 .....	25
Tabulka 4 – Parametry šroubového spoje .....	25
Tabulka 5 – Materiálové vlastnosti šroubu .....	27
Tabulka 6 – Kruhové průřezy šroubu .....	27
Tabulka 7 – Materiálové vlastnosti hlavy [13] .....	28
Tabulka 8 – Hodnoty pro výpočet a výsledek sací sedlo .....	31
Tabulka 9 – Hodnoty pro výpočet a výsledek výfukové sedlo .....	31
Tabulka 10 – Vstupní hodnoty došedací tlak vstříkovače .....	31
Tabulka 11 – Výsledky vstříkovač 1600 ot/min .....	32
Tabulka 12 – Materiálové vlastnosti EN AW 6xxx [13] .....	38
Tabulka 13 – Okrajové podmínky odvodu tepla při 1000 to/min .....	45
Tabulka 14 – Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1000 ot/min nafta .....	45
Tabulka 15 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1000 ot/min vodík .....	45
Tabulka 16 - Okrajové podmínky odvodu tepla při 1600 to/min .....	46
Tabulka 17 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1600 ot/min nafta .....	46
Tabulka 18 - Vstupní hodnoty tepelné zátěže 1600 ot/min vodík .....	46
Tabulka 19 – Silové účinky od tlaku spalin při .....	48
Tabulka 20 – Rozdíl teplot při spalování motorové nafty a vodíku při 1000 ot/min .....	54
Tabulka 21 – Rozdíl teplot při spalování motorové nafty a vodíku při 1600 ot/min .....	54

## Seznam Grafů

Graf 1 – Zátěžová charakteristika zkušebnímu motoru mód nafta .....	19
Graf 2 zátěžová charakteristika zkušebnímu motoru mód vodík .....	19
Graf 3 - Indikátorový diagram naftového motoru pro 1600 ot/min .....	21
Graf 4 - Graf výsledných sil nafta 1600 ot/min .....	24
Graf 5 – Graf výsledných sil vodík 1400 ot/min .....	24

## Seznam příloh na CD

<b>Příloha č. 1</b>	Kontrolní výpočty, zpracovaná data
Název souboru:	HLAVA_VÁLCE_VÝPOČTY_DATA.xlsx
<b>Příloha č. 2</b>	Model naftového motoru – nastavení analýz
Název souboru:	hlava_sim_o.prt
<b>Příloha č. 3</b>	Model vodíkového motoru – nastavení analýz
Název souboru:	hlava_sim_vk.prt