



**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
2024**

František ČERNÝ

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hoření



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Černý Jméno: František Osobní číslo: 501247
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávací katedra/ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Konstruování podporované počítačem

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 a silového namáhání hlavy válce.

- 1) Na základě dodaných podkladů vytvořte 3D model hlavy válce
- 2) Zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání hlavy válce vznětového provedení motoru.
- 3) Zkontrolujte rozložení teplot a tepelného a silového namáhání hlavy válce vodíkového provedení motoru.
- 4) Porovnejte namáhání hlavy válce v obou výše zmíněných provedeních

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: 19.04.2024 Termín odevzdání bakalářské práce: 10.07.2024

Platnost zadání bakalářské práce: _____

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:	František Černý
Název práce:	Kontrola namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru
Anglický název:	Check the cylinder head stress of the hydrogen test engine
Rozsah práce:	146 stran 103 obrázků 42 tabulek 20 grafů
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Strojírenství
Vedoucí práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Klíčová slova:	Spalovací motor, hlava válce, vodík, diesel, analýza namáhání
Key words:	Internal combustion engine, cylinder head, hydrogen, diesel, stress analysis

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá kontrolou namáhání hlavy válce vodíkového zkušebního motoru. Zprvu se zaměřuje na rešerši užití vodíku k pohonu vozidel i na vodík, jako prvek. Výpočetní část se zaměřuje především na výpočty okrajových podmínek, ke kterým jsou uvedeny veškeré užití vzorce při výpočtech a přehledně uvedené vstupní a výstupní hodnoty. Praktická část se zabývá simulacemi tepelného, silového a kombinovaného namáhání. Zprvu se práce zabývá simulacemi sestavy hlavy válce a následně simulacemi samotné hlavy válce vytvořené z dodaných dat výrobcem motoru. V závěru následně shrnuje porovnání obou pohonů, zmiňuje dosažené poznatky ze simulací a zhodnocuje možnost pohonu spalovacího motoru vodíkem vzniklého konverzí vznětového motoru.

Abstract

This bachelor's thesis deals with the stress control of the cylinder head of a hydrogen test engine. At first, this thesis focuses on research into the use of hydrogen to drive vehicles and hydrogen as an element. The calculation part focuses mainly on boundary condition calculations, for which all the formulas used in the calculations are given, as well as the clearly indicated input and output values. Practical part deals with the simulations of thermal, force and combined stress. First of the cylinder head assembly and then of the cylinder head itself created from the data provided by the engine manufacturer. In the conclusion, this thesis summarizes the comparison of both drives and mentions the knowledge gained from the simulations and evaluates the issue of driving an internal combustion engine by hydrogen by conversion from a diesel engine.

Čestné prohlášení

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

V Praze dne:

.....

(podpis autora)

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Jindřichovi Hořenínovi, vedoucímu mé bakalářské práce, za trpělivost, drahocenné připomínky a konzultace při vypracovávání bakalářské práce. Rád bych také poděkoval panu Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za konzultace k problematice výpočtů šroubových spojů a implementace výpočtů do SW MITcalc. Chtěl bych poděkovat i své rodině za podporu při studiu.

Obsah

1	Úvod	13
2	Rešeršná časť.....	14
2.1	Spalovací motor	14
2.1.1	Historie spalovacího motoru	16
2.1.1.1	Newcomennův parní stroj.....	16
2.1.1.2	Lenoirův spalovací motor a další vývoj spalovacích motorů.....	16
2.1.2	Rozdělení spalovacích motorů dle způsobů zažehnutí směsi	17
2.1.2.1	Zážehový spalovací motor a Ottův cyklus	17
2.1.2.2	Vznětový spalovací motor a Sabatův cyklus	19
2.2	Vodík	21
2.2.1	Historie vodíku.....	21
2.2.2	Chemické vlastnosti.....	21
2.2.3	Porovnání vlastností vodíku s ostatními palivy	22
2.2.4	Výroba vodíku.....	23
2.2.4.1	Výroba vodíku z fosilních paliv	23
2.2.4.2	Výroba vodíku elektrolýzou vody.....	24
2.2.4.3	Výroba vodíku z biomasy	24
2.2.4.4	Výroba vodíku z alternativních zdrojů energie	24
2.2.5	Skladování a distribuce vodíku	25
2.2.6	Způsob využití energie z vodíku.....	25
2.2.7	Pohon vodíkem v pístových spalovacích motorech	25
2.2.8	Pohon vozidla pomocí vodíkového palivového článku	26
2.3	Vznětový spalovací motor Tatra T3C EURO III	26
2.4	Zážehový spalovací motor vzniklý úpravou motoru Tatra T3C 928 EURO III spalující vodík.....	30
2.5	Porovnání motoru Tatra T3C 928 spalujícího naftu a vodík	31
3	Výpočetní část.....	36
3.1	Kinematika klikového ústrojí.....	36

3.1.1	Dráha pohybu pístu	37
3.1.2	Rychlost pístu	37
3.1.3	Zrychlení pístu	38
3.2	Silové namáhání klikového mechanismu pístového spalovacího motoru	39
3.2.1	Síla od tlaků plynů na píst.....	40
3.2.2	Setrvačné síly posuvných částí	41
3.2.3	Setrvačné síly rotujících částí	44
3.2.4	Výsledné síly v klikovém ústrojí.....	44
3.3	Dimenzování hlavových šroubů.....	46
3.3.1	Výpočet dle VDI 2230 pomocí komolého kužele s výpočtem tuhosti válce pomocí náhradních průměrů	47
3.3.2	Výpočet dle VDI 2230 pomocí komolého kužele s výpočtem tuhosti válce jako desky.....	53
3.3.3	Výpočet šroubového spojení ve výpočetním softwaru MITCalc.....	54
3.3.4	Porovnání a diskuze výsledků.....	58
3.4	Výpočet nalisování sacího a výfukového sedla	60
3.5	Výpočet síly působící sedly na hlavu válce od působení tlaku plynů na ventil	65
3.6	Kombinované tlakové a silové působení sedel ventilů na hlavu válce.....	66
3.7	Výpočet tlaku na dosedací ploše vstřikovače s hlavou válce	67
3.8	Výpočet osově síly v závitě utažené zapalovací svíčky v hlavě válce	69
4	Praktická část	73
4.1	Tvorba modelu hlavy motoru Tatra T3C a přidružených komponent.....	73
4.2	Zjednodušení modelu sestavy pro účely simulace	76
4.3	Sestava komponent motoru Tatra T3C 928 a materiálové vlastnosti jednotlivých komponent	77
4.4	Simulace tepelného zatížení při pohonu na naftu	78
4.4.1	Omezení stupňů volnosti sestavy.....	80
4.4.2	Stanovení vstupních hodnot do simulace tepelného zatížení	82
4.4.3	Zpřesnění vstupních parametrů a okrajových podmínek dle známých výstupních údajů	83

4.4.4	Přechod tepelné simulace ze sestavy na samotnou hlavu válce.....	89
4.4.4.1	Nahrazení sedel a vodítek ventilů	90
4.4.4.2	Nahrazení vstřikovače	91
4.4.4.3	Výpočet tepelných náhrad	91
4.5	Silové zatížení při pohonu na naftu	95
4.5.1	Úprava okrajových podmínek.....	96
4.5.1.1	Prohození zatížení od šroubového spoje a vazby hlavy válce v dosedací ploše s válcem v ose „x“	98
4.5.1.2	Přesun vazby rotace válce do oblasti vstřikovače.....	100
4.5.1.3	Přesun vazby rotace válce do oblasti vstřikovače a vytvoření nové okrajové podmínky na dosedací ploše válce se simulací tloušťky těsnění.....	102
4.6	Kombinované zatížení při pohonu na naftu	104
4.7	Simulace tepelného zatížení při pohonu na vodík.....	111
4.7.1	Stanovení vstupních hodnot a okrajových podmínek do simulace tepelného zatížení sestavy motoru	111
4.7.2	Přechod tepelné simulace ze sestavy na samotnou hlavu válce.....	112
4.7.2.1	Nahrazení zapalovací svíčky	113
4.7.2.2	Výpočet tepelných náhrad	113
4.8	Simulace silového zatížení při pohonu na vodík.....	116
4.9	Kombinované zatížení při pohonu na vodík	117
4.10	Porovnání okrajových podmínek	118
4.11	Porovnání a vyhodnocení dosažených hodnot napětí a teplot v porovnávacích bodech	122
5	Závěr.....	131
	Použitá literatura	132
	Seznam obrázků.....	138
	Seznam tabulek	143
	Seznam elektronických příloh práce	146

Seznam zkratek

Zkratka	Význam
Abaqus	software pro analýzu konečných prvků
Ansys	software pro analýzu konečných prvků
CNG	stlačený zemní plyn
CO ₂	oxid uhličitý
ČVUT FS	České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní
DPF	filtr pevných částic
EGR	technologie recirkulace výfukových spalin
EURO III	emisní norma
GT-SUITE	simulační software
LPG	zkapalněný ropný plyn
NO _x	oxidy dusíku
OHC	ventilový rozvod - vačkový hřídel v hlavě motoru
OHV	ventilový rozvod - vačkový hřídel v bloku motoru
PTC Creo	konstrukční software
SCR	selektivní katalytická redukce
ÚJV Řež	Ústav jaderného výzkumu Řež



1 Úvod

Žijeme ve 21. století, tedy století velkého technologického pokroku, a to nejen strojírenského, ale hlavně také elektrotechnického. Od doby, kdy mělo doma počítač jen pár rodin, jsme se rychle dostali do doby, kdy mají rodiny doma často více počítačů. Stejně takový pokrok udělal automobilový průmysl a počty automobilů.

Žijeme ale také v době, kdy si současné generace začínají čím dál více uvědomovat, že ne vše je nekonečné a trvá nekonečně dlouho. Do povědomí lidí se dostává fakt, že něco malého může přerůst v něco velkého.

Žijeme v době, kdy se ukazuje, že závislost na někom může být velmi ošemetná. V současné době se tedy hledají cesty, jak udržet mobilitu lidí za ceny co nejpříjemnějšího ovzduší a zároveň respektu k přírodě. Hlavními cestami jsou pochopitelně hromadná doprava, z té individuální lze vyjmenovat například hybridizace vozidel nebo elektromobilita, ale také klasické koncepční pohony za podmínky redukce skleníkových plynů. Některé velké automobilky se snaží najít cestu v syntetických palivech nebo ekologicky šetrných palivech. Další cestou jsou různé kombinace pohonů, kde se inženýři snaží docílit co nejlepšího poměru toho, co všechny koncepce nabízí. Jenou z aktuálních cest je vodík, a to jak ve formě pohonu skrze elektrochemický článek, tak i vodíku jakožto zdroje pohonu v klasickém pístovém spalovacím motoru.

Avšak třeba pohon elektromotorů akumulátory elektrické energie se pro nákladní dopravu nejeví jako nejlepší řešení. Problémem je hmotnost baterií, které by zajistili dostatečný dojezd nákladních vozidel za předpokladu, že by řidič nemusel dělat každých pár stovek kilometrů zastavovat a vozidlo nabíjet.

U elektroautomobilů nastávají další velké problémy. A to jak a kde získávat lithium, odkud získávat elektrickou energii, jak hasit požár elektroautomobilu nebo jak ekologicky zpracovávat již nepoužitelné akumulátory.

Klasické spalovací motory zas způsobují emise různých sloučenin a prvků, což má negativní dopad na životní prostředí a globální oteplování, a proto jsou z hlediska dlouhodobé udržitelnosti života na zemi prakticky dlouhodobě nepoužitelné. Jezdit chce totiž skoro každý, a tak na místo omezování individuální dopravy se inženýři snaží vyvíjet jiná řešení.

Jedním z možných řešení, jak řešit tuto situaci, je tedy pohon spalovacího motoru vodíkem namísto klasických těžkých nebo lehkých ropných kapalných paliv.



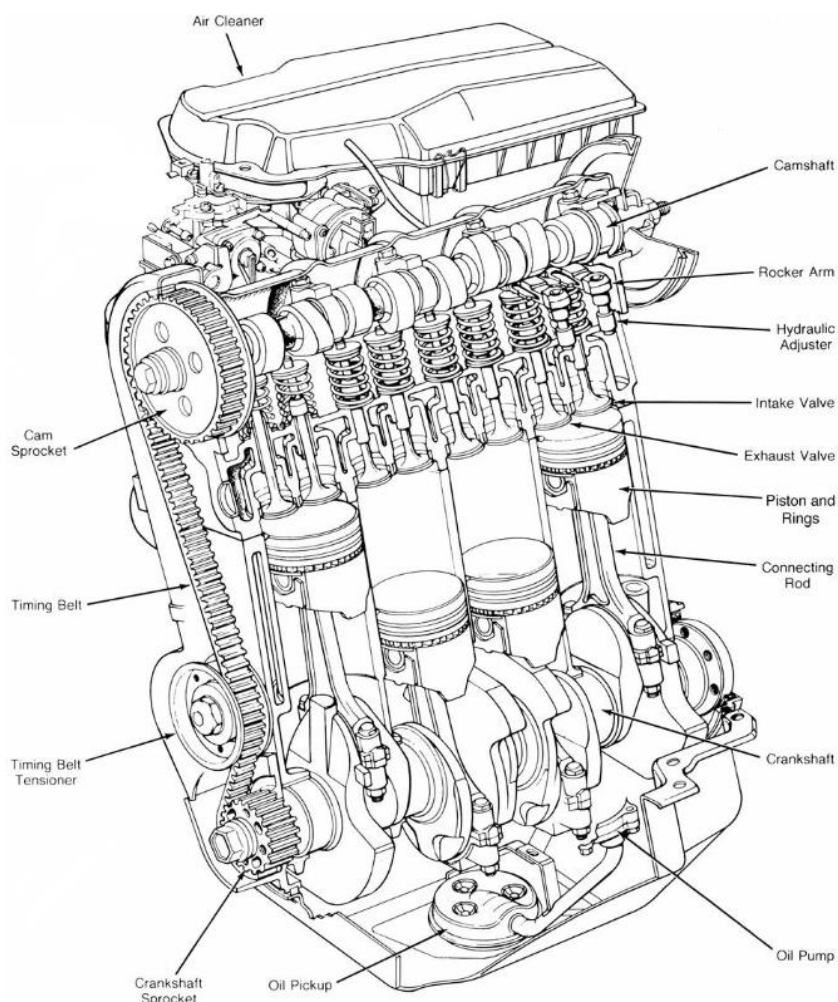
2 Rešeršní část

2.1 Spalovací motor

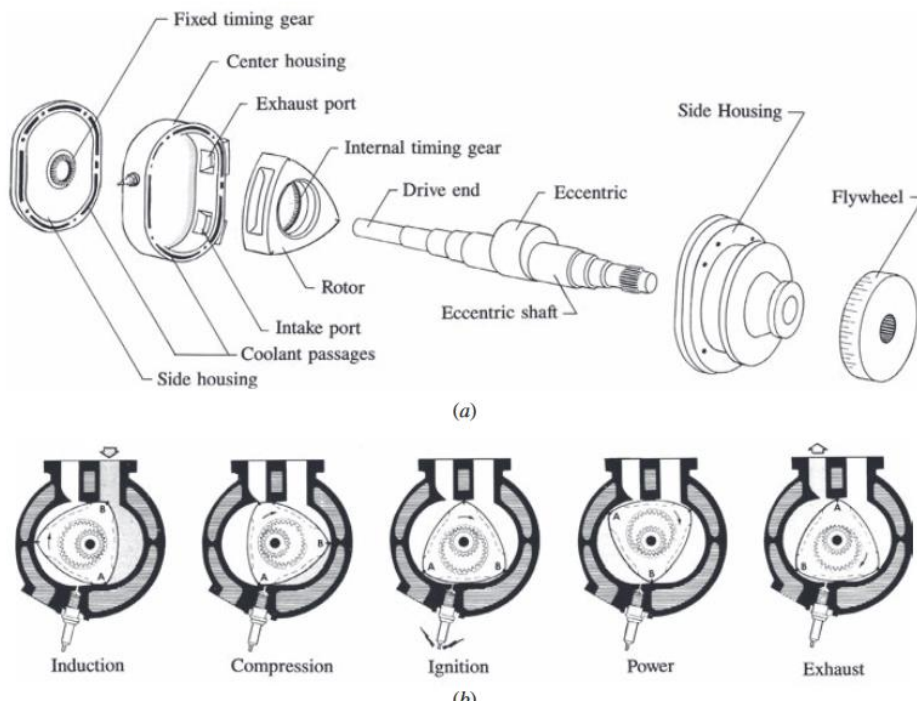
Spalovací motor je tepelným hnacím strojem, který spalováním paliva mění chemickou energii obsaženou v palivu na mechanickou energii a teplo. [1]

Spalovací motory můžeme rozdělit do dvou základních skupin, a to na spalovací motory s vnějším spalováním (parní stroj) nebo motory s vnitřním spalováním (zážehový motor, vznětový motor). [2]

Motory se dají rozdělit ještě do dvou dalších skupin dle druhu pohybu pístu. V první skupině píst koná přímočarý vratný pohyb (dvoudobé nebo čtyřdobé pístové spalovací motory, viz. Obr. 1) a v druhé skupině píst koná rotační pohyb (Wankelův motor, Obr. 2). [1] [2]

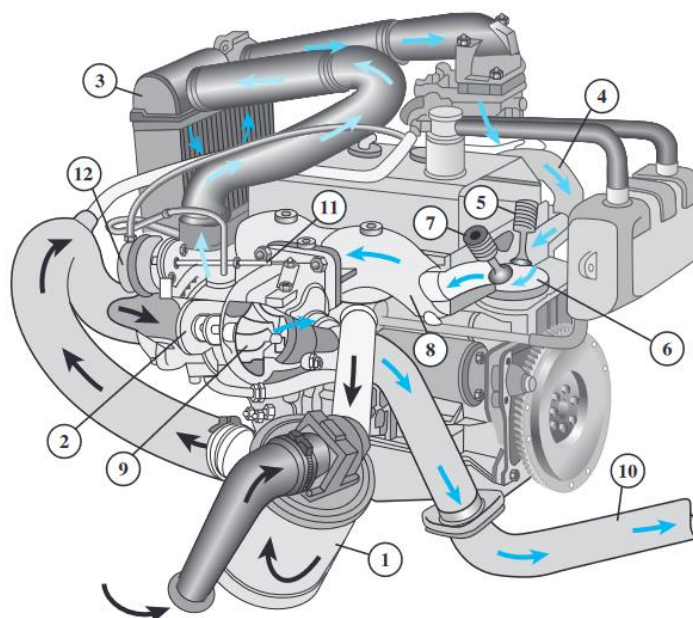


Obr. 1 - Řez čtyřválcovým zážehovým motorem [3]



Obr. 2 - Komponenty a pracovní fáze Wankelova motoru [3]

Dalším dělením lze skupiny ještě více rozšířit, a to na motory s umělým zažehnutím směsi (zážehové) nebo na motory se samočinným zažehnutím (vznětové), či motory nepřepřňované (atmosférické), případně lze naopak motory přepřňovat (turbodmychadlové nebo kompresorové, Obr. 3). [1] [2]



Obr. 3 - Systém přepřňování turbodmychadlem čtyřtákního zážehového motoru [3]

V osobních a nákladních automobilech se používá spalovacích pístových motorů. Ty vynikají velmi slušným poměrem výkonu a životnosti. [2]



2.1.1 Historie spalovacího motoru

Vlivem nutnosti budování železnic bylo zapotřebí přejít z pohonů vlastní silou nebo koňskou silou na pohony mechanizované tak, aby bylo možné překonávat velké vzdálenosti. Začaly se tedy hledat nové a efektivní způsoby pohonů, které by zvýšili komfort a rychlost přepravy. [4]

2.1.1.1 Newcomennův parní stroj

První parní stroj sestrojil James Watt, který vylepšil Newcomennův parní stroj, který sloužil k pohonu čerpání vody z dolů. [4]

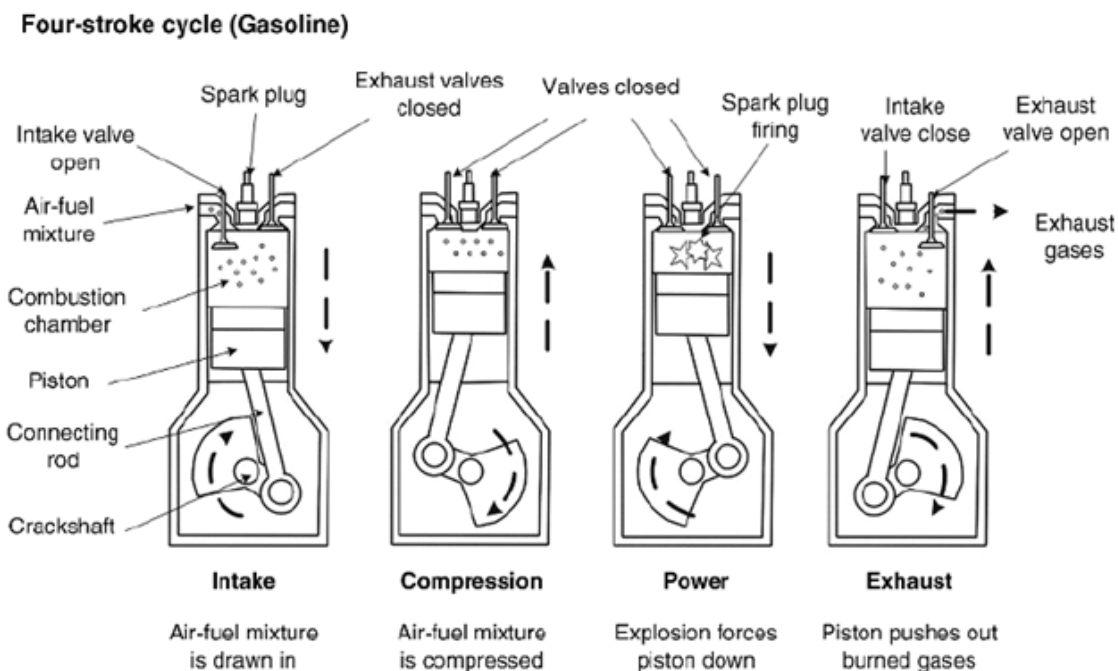
Postupným vylepšováním Newcomennova parního stroje tento stroj zcela přepracoval. Vlivem zásadních konstrukčních změn došlo k následnému snížení spotřeby. [4]

Tento objev také umožnil a usnadnil přechod z rukodělné práce na mechanizaci. [4]

Avšak ani tento Wattův parní stroj nebyl pro kolejovou dopravu vhodný, neboť pro svůj pohon potřeboval vysokou zásobu uhlí. [4]

2.1.1.2 Lenoirův spalovací motor a další vývoj spalovacích motorů

Dalším snažením o evoluci motoru do podoby, v jaké jej známe dnes, se velmi zasloužil Lenoir, který vynalezl plynový spalovací motor. Postupným zdokonalováním tohoto motoru především Nikolausem Ottem se spalovací motor vyvinul již do dnes známé podoby. Nicolaus Otto roku 1876 sestrojil čtyřdobý spalovací motor. Ten již fungoval na principu čtyřech pracovních fází – sání, stlačení, výbuch a výfuk, viz. Obr. 4. [4]



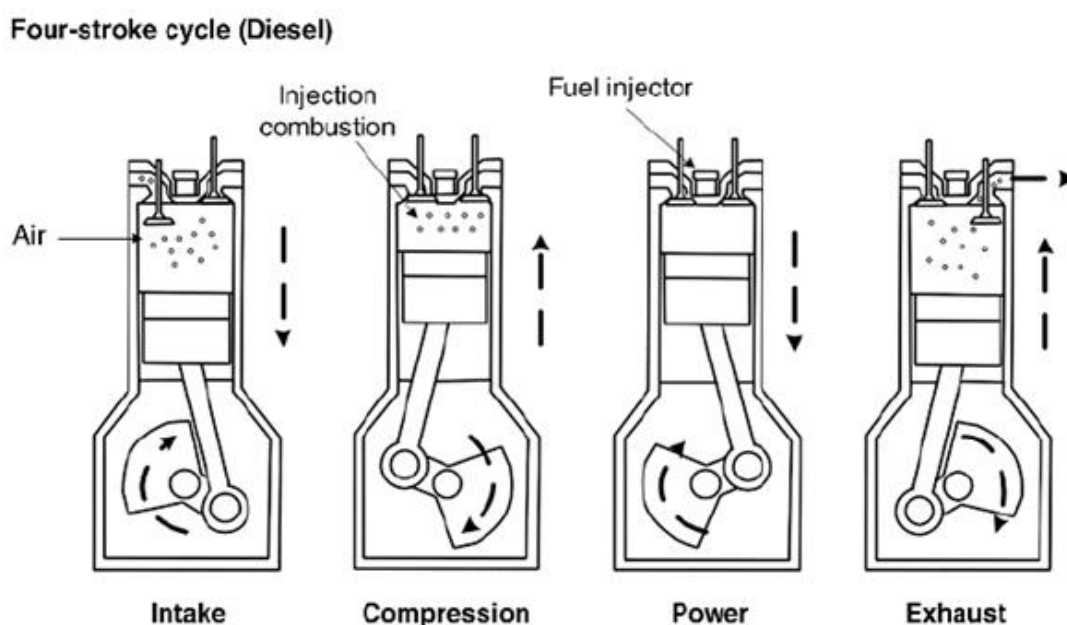
Obr. 4 – Pracovní fáze čtyřdobého zážehového spalovacího motoru [5]



Samotný motor by však nebyl takovým úspěchem, bylo potřeba jej někde implementovat. O to se zasloužili Deimler s Benzem, kteří roku 1885 zkonstruovali první benzínem poháněné vozidlo. [4]

Ještě pár let před nimi si Rudolf Diesel nechal patentovat svůj motor, jenž pracoval na principu stlačení vzduchu a následném vstříknutí těžkého kapalného paliva do spalovacího prostoru, což vedlo k expanzi směsi ve spalovacím prostoru a následném možném pohybu pístu a rotaci převodového ústrojí. Tento motor již nepotřeboval zapalovací svíčku na rozdíl od Benzova a Deimlerova zážehového motoru. Následovalo velmi rozsáhlé užívání motoru v osobní nebo nákladní dopravě. [4]

Fáze pracovního cyklu Dieselova motoru znázorňuje Obr. 5.



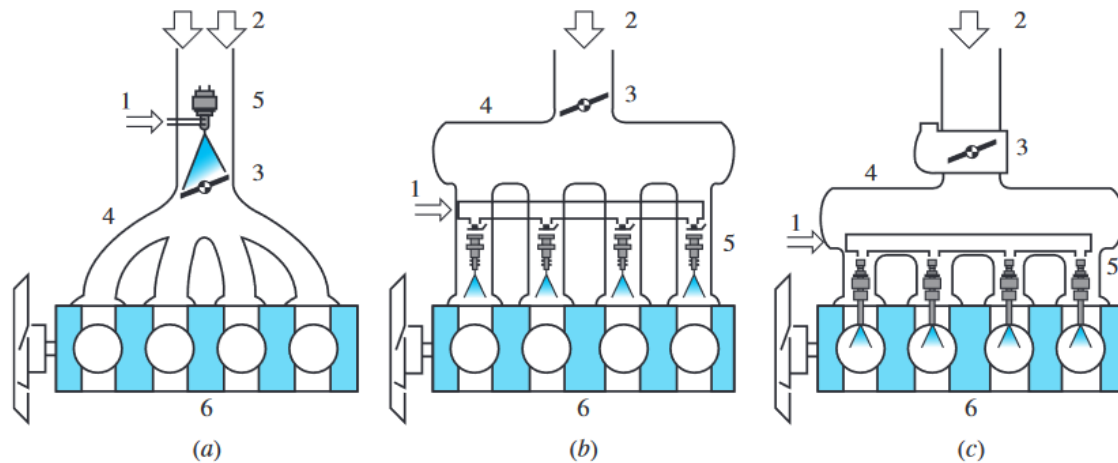
Obr. 5 - Pracovní fáze čtyřdobého vznětového spalovacího motoru [5]

2.1.2 Rozdělení spalovacích motorů dle způsobů zážehnutí směsi

2.1.2.1 Zážehový spalovací motor a Ottův cyklus

Zážehový spalovací motor, který je pojmenován podle Nikolasi Augustu Ottovi, využívá v principu stlačení směsi vzduchu a paliva, které je vstříknuto buď přímo (motor s přímým vstřikem paliva) do spalovacího prostoru nebo již do sacího potrubí (nepřímé vstřikování paliva), případně příprava směsi probíhá pomocí karburátoru, kdy ve spalovacím prostoru následně vždy probíhá zapálení směsi přeskokem jiskry mezi elektrodami zapalovací svíčky. Jedná se tedy o umělý zážeh, kterého se využívá při spalování plyných nebo kapalných lehkých paliv. [1] [2]

Tři možnosti dodávky paliva z výše zmíněných ilustruje Obr. 6.

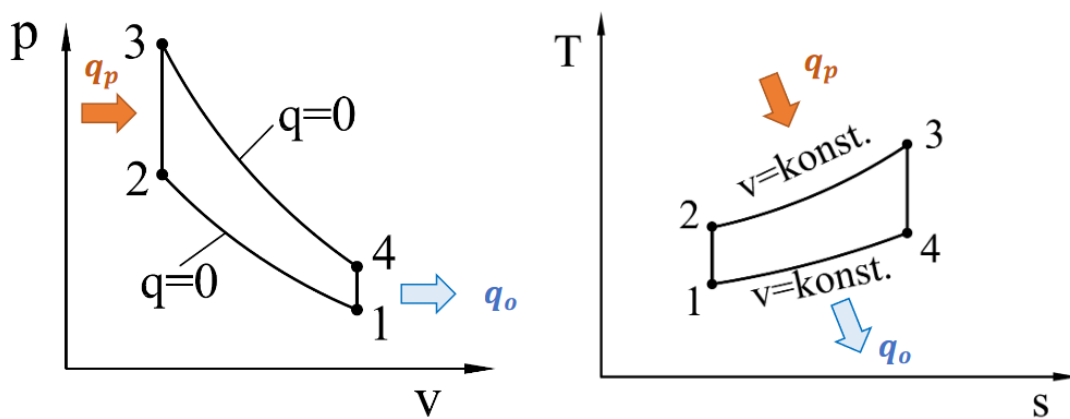


Obr. 6 - Způsoby dodávky paliva do spalovacího prostoru - (a) - nepřímý jednobodový vstřík paliva do sacího potrubí, (b) - nepřímý vícebodový vstřík paliva do sacího potrubí, (c) - nepřímá dodávka paliva do sacího potrubí pomocí karburátoru [3]

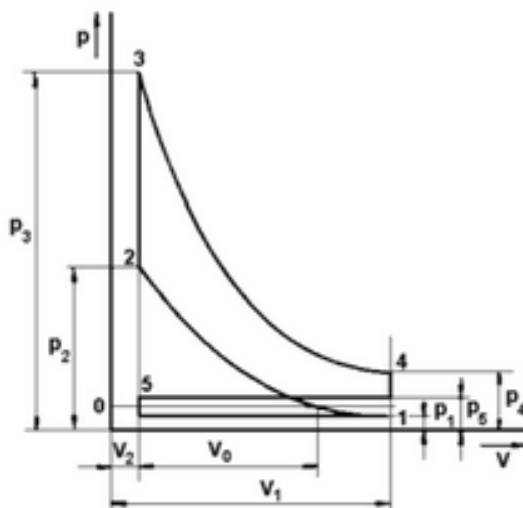
K tématu zážehového spalovacího motoru je vhodné zmínit i Ottův cyklus.

Jedná se o tepelný oběh zážehového spalovacího motoru, jenž se skládá z vratných změn. [6]

Fáze Ottova cyklu jsou zobrazeny na p - V a T - s diagramech na Obr. 7 a Obr. 8.



Obr. 7 - Názorný Ottův (výbušný) cyklus v p - V a T - s diagramu [7]



Obr. 8 – Teoretický cyklus zážehového motoru v p - V diagramu [8]

Při první fázi pracovního oběhu dochází k adiabatickému stlačení směsi. Soustava žádné teplo nepřijímá a ani nevydává. [6]

Tlak ke konci kompresního zdvihu pístu je kolem 1,5 MPa a teplota 450 °C. [1] [9]

Druhou pracovní fází je zážeh směsi přeskokem jiskry mezi elektrodami zapalovací svíčky. Jedná se o děj izochorický a do oběhu se v této pracovní fázi přivádí teplo. [6]

Tlak v průběhu výbuchu je až 5 MPa a teplota 2000 °C. Rychlost šíření plamene dosahuje až 40 m/s. [1] [9]

Třetí pracovní fází je adiabatická expanze, při této fázi je píst a probíhá prohořívání zapálené směsi. [6]

Následný tlak výfukových plynů vstupujících do výfukového potrubí je kolem 0,4 MPa a teplota 850 °C. [1]

Poslední, a tedy čtvrtou pracovní fází je sání. V této fázi dojde k výměně náplně ve spalovací komoře za izochorického procesu. [6]

2.1.2.2 Vznětový spalovací motor a Sabatův cyklus

Vznětový spalovací motor, který je často pojmenován podle Rudolfa Diesela Dieselův motor, využívá k zapálení kompresi nasávaného vzduchu, do kterého je následně vstříknuto velmi vysokým tlakem, většinou do spalovacího prostoru nebo do vírové či tlakové předkomůrky, těžké kapalné ropné palivo. Zapálení směsi probíhá samočinně vlivem velmi vysoké kompresní teploty. Kompresní teplota je v tomto případě vyšší než zápalná teplota paliva. [1] [2]

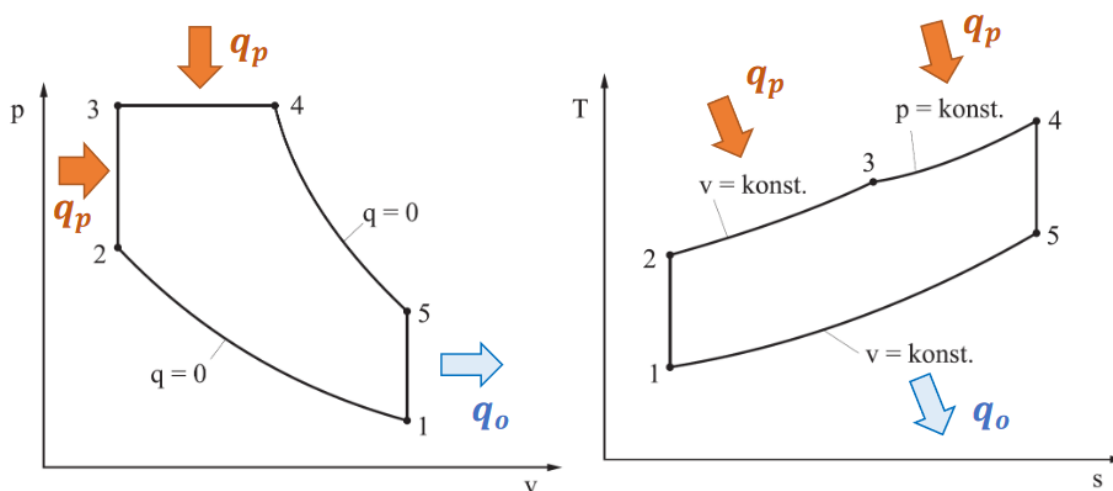
K tématu vznětového spalovacího motoru je vhodné zmínit i Ottův cyklus.



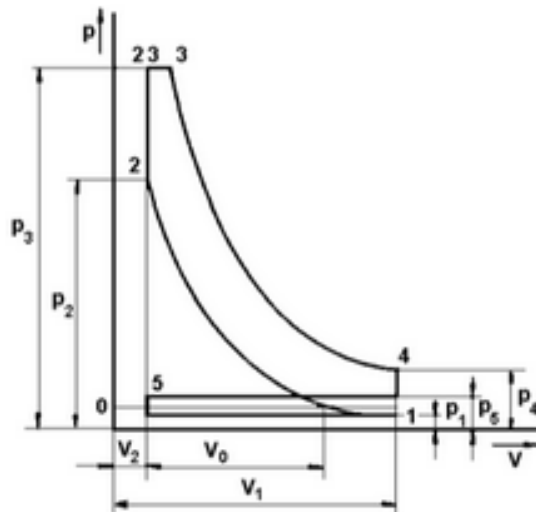
Sabatův cyklus je v podstatě evolucí Dieselova rovnotlakého cyklu a je charakteristický tím, že do pracovního prostoru spalovacího motoru je zprvu nasáván okolní vzduch, který je stlačován a palivo je dopraveno do spalovacího prostoru až následně. [1]

Podstatným rozdílem oproti Dieselovu rovnotlakému oběhu je fakt, že zde palivo hoří jak při konstantním objemu, tak i při konstantním tlaku. [7]

Fáze Sabatova cyklu jsou zobrazeny na p - V a T - s diagramech na Obr. 9 a Obr. 10.



Obr. 9 - Náznorný smíšený Sabatův cyklus v p - V a T - s diagramu [7]



Obr. 10 – Teoretický cyklus vznětového motoru v p - V diagramu [8]

Při první fázi pracovního oběhu dochází k adiabatické kompresi nasávaného vzduchu. [10]

Tlak ke konci kompresního zdvihu pístu je kolem 4,5 MPa a teplota až 900 °C. [1] [9]

Druhou fází je izobarické a izochorické vznícení, které je v tomto případě kombinovaným přívodem tepla v oběhu pracovního cyklu motoru. [10]

Tlak v průběhu hoření je i více než 14 MPa a teplota 2500 °C. [1] [9]



Třetí fází je fáze adiabatické expanze směsi hoření. [10] Následný tlak výfukových plynů je kolem 0,4 MPa a teplota 700 °C. [1]

Poslední, a tedy čtvrtou pracovní fází vznětového motoru je sání. Opět zde dochází k nasátí nového vzduchu do spalovacího prostoru za izochorického procesu. [10]

2.2 Vodík

2.2.1 Historie vodíku

Historickým milníkem objevování periodické soustavy prvků byl rok 1766, kdy byl objeven a následně Antoniem Lavoisierem pojmenován vodík. [11] [12]

V objevování vodíku následně pokračovalo několik badatelů, kteří souhrnně docházeli k domněnce, že se jen nepatrně liší od vzduchu. [11] [12]

Po delší odmlce od jejich zkoumání se až Robertu Boyleovi podařilo získat vodík při reakci železitých hřebíků s kyselinou sírovou, za což získal uznání. [11] [12]

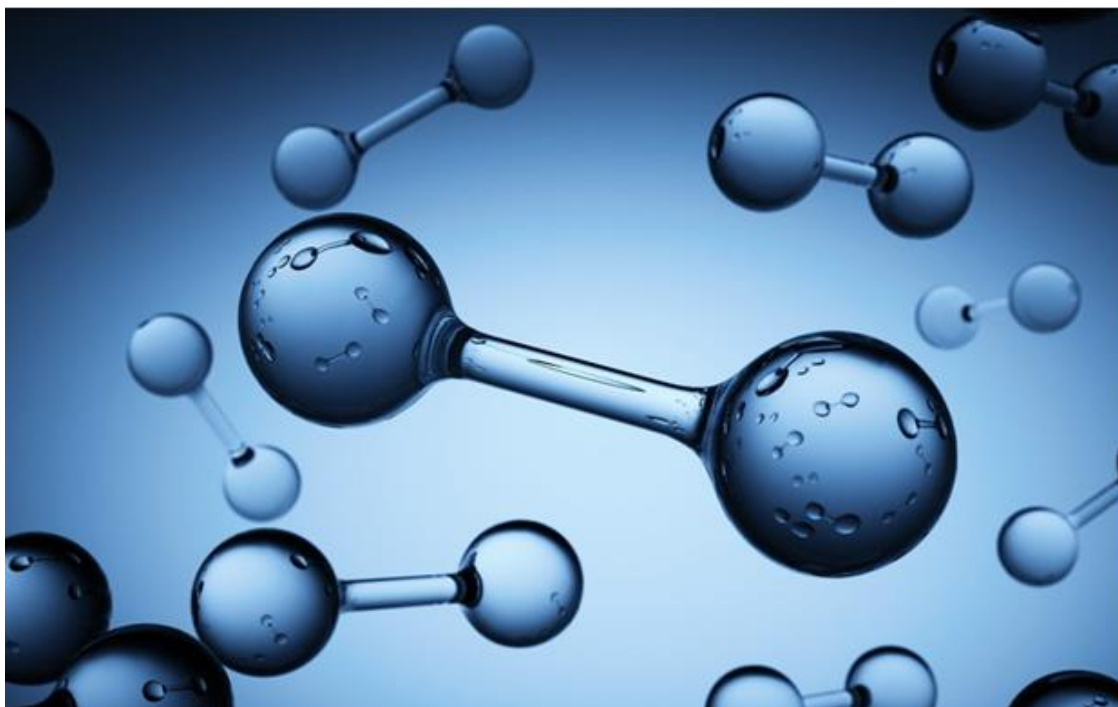
Roku 1766 našel Henry Cavendish vodík při rozpouštění neušlechtilých kovů v kyselinách. Cavendish dále přišel na poměrně průlomový objev, a to, že při výbuchu vodíku v kyslíku vzniká voda. [11] [12]

2.2.2 Chemické vlastnosti

Vodík z pohledu jeho vlastností není na první pohled příliš zajímavý. Je totiž bezbarvý, dvouatomový, bez chuti a zápachu a hoří bezbarvým plamenem a asi tím nejpodstatnějším faktem je to, že se velmi snadno a rychle vměšuje do okolí. [13]

Avšak jeho variabilita a pozoruhodnost je dána jeho schopností tvořit s ostatními prvky vysoký počet různých sloučenin. [13] [14]

Vizualizace podoby vodíku je demonstrována na Obr. 11.



Obr. 11 - Vodík ve formě molekul H_2 [15]

2.2.3 Porovnání vlastností vodíku s ostatními palivy

Z Tab. 1 je patrné, že má vodík téměř třikrát větší výhřevnost než například nafta a benzin. To tedy znamená, že spálením 1 kg vodíku získáme až třikrát větší množství energie než spálením 1 kg nafty nebo benzínu.

Tab. 1 - Vlastnosti paliv [16] [17] [18]

	Molární hmotnost	Orientační hustota	Teplota varu	Teplota vznícení	Výhřevnost	Stechiom. množství suchého vzduchu	Interval zápalnosti „lambda“
Palivo	[kg/kmol]]	[kg/m ³]	[°C]	[°C]	[MJ/kg]	[kg/kg]	[-]
Vodík	2	71	-253	570	120	34,8	0,5-10,5
Motorová nafta	170	815-855	170-360	250-350	43	14,5	0,48-1,35
Automob. benzin	98	730-780	30-190	280-350	42,5	14,6	0,4-1,4
LPG	51	540	-30	460	46,1	15,6	0,4-1,7
CNG	16	424	-162	680-750	49,1	16,9	0,7-2,1

Jeho velmi nízká hustota se pozitivně odráží na faktu, že je velmi lehký, avšak na rozdíl od jiných paliv jakékoliv netěsnosti rozvodu paliva unikají rychle nahoru a nedrží se tedy při zemi. [19]



Interval zápalnosti „lambda“ určuje v jakém rozmezí poměru paliva a vzduchu je možné motor provazovat. Nespornou výhodou spalování vodíku je možnost dosáhnout hodnoty součinitele přebytku vzduchu až 10,5, což znamená spalování extrémně chudé směsi. Tento fakt velmi pozitivně ovlivňuje emise NOx. [2] [9]

Velmi nízká zápalná energie se však negativně odráží na faktu, že může být zažehnut například už jen o horká místa ve spalovacím prostoru nebo o horkou zapalovací svíčku. Problémem může být i nepřímé vstřikování paliva, kde může dojít k iniciaci hoření již o teplé stěny sacího kanálu nebo o rozpálený ventil. I při malé koncentraci ve směsi benzínu, vodíku a vzduchu velmi silně zlepšuje zápalnost chudých směsí paliva. [19]

Data v Tab. 1 jsou uvedena pro pokojovou teplotu a atmosférický tlak v našich geografických podmínkách.

2.2.4 Výroba vodíku

Vodík lze získávat, mnoha způsoby, které lze rozdělit do čtyř základních kategorií:

- výroba vodíku elektrolýzou vody
- výroba vodíku z biomasy
- výroba vodíku z fosilních paliv
- výroba vodíku z alternativních zdrojů energie [14] [20] [21]

V současné době je snaha o co nejmenší emisní a energetickou zátěž přírody, takže se upřednostňují ekologicky udržitelné zdroje k výrobě vodíku. Jedná se o výrobu vodíku z alternativních zdrojů energie nebo z biomasy, či emisně neutrální elektrolýza vody. Nejméně ekologická forma výroby vodíku je pak výroba vodíku z fosilních paliv.

2.2.4.1 Výroba vodíku z fosilních paliv

Jedná se zejména o parciální oxidace uhlovodíků, parní reformování zemního plynu a zplyňování uhlí. Tedy všechny procesy, kdy vznikají emise a dochází ke znečištění ovzduší. [20]

Do této skupiny se řadí výroba vodíku parním reformováním zemního plynu, parciální oxidace uhlovodíků a zplyňování uhlí. [20] [22]

Nejrozšířenější z těchto variant je výroba vodíku pomocí parního reformování zemního plynu, při které se využívá zemního plynu, ve kterém je hojně obsažen metan. [20]

Druhou nejrozšířenější variantou výroby vodíku z fosilních paliv je parní oxidace uhlovodíků, kde jsou vstupními surovinami nejčastěji primární nebo sekundární ropné produkty. Tedy produkty, od kterých se právě vývoj současné mobility snaží odklonit. [20]



2.2.4.2 Výroba vodíku elektrolýzou vody

Při elektrolýze vody dochází k chemickému štěpení molekuly vody za působení stejnosměrného elektrického proudu, a tím vzniká jak vodík, tak i kyslík. Napětí v obvodu při elektrolýze vodíku jsou 2 V, za tlaku 0,1 MPa při pokojové teplotě. [14] [20] [21]

Za zmínku stojí účinnost přeměny vodíku z vody při elektrolýze, která je okolo hodnoty 60 %. Pro porovnání, účinnost spalovacího motoru se u efektivnějších motorů může pohybovat jen v rozmezí 30-35 %. [20] [23] [24]

Nejnovějším a velmi efektivním způsobem výroby vodíku za pomoci elektrolýzy je využití vysokotlakých elektrolyzérů, které mají účinnost i kolem 85 %. [20] [23]

2.2.4.3 Výroba vodíku z biomasy

Existují dvě možnosti výroby vodíku z biomasy, a to výroba pomocí parního reformování a výroba biotechnologickými procesy. [20] [21]

Při výrobě vodíku prostřednictvím zplyňování biomasy jsou vhodnými surovinami dřevo, štěpka a odřezky stromů nebo odpady potravinářského průmyslu, zemědělská biomasa. [20] [21]

V současné době se výroba vodíku z biomasy spíše nevyužívá, neboť odpady jako štěpka, balíky nebo potravinový odpad ve velké míře končí spíše v malých bioplynových stanicích nebo v malých kotelnách, které vytápějí malé obce a provoz na plyn pro ně není rentabilní. [21]

2.2.4.4 Výroba vodíku z alternativních zdrojů energie

Mezi možnosti výroby vodíku pomocí alternativních zdrojů energie se řadí výroba vodíku elektrolýzou vody za předpokladu, že použijeme některého z alternativních zdrojů energie.

Může se jednat tedy o elektrickou energii získanou jaderným štěpením, z větrných elektráren, ze slunečního záření, které zachycují FVE nebo třeba vodní elektrárny, které vyrábí proud pomocí kinetické energie průtoku vody.

Samotná elektrolýza se stále vylepšuje, například vysokoteplotní elektrolýzou a termochemickými cykly. [25]

Termochemický cyklus je cyklus, který probíhá za poměrně vysoké teploty v prostředí složeném především z páry ve vysokoteplotním elektrolyzérovi. [25]



2.2.5 Skladování a distribuce vodíku

Skladování a distribuce vodíku je asi největší důvod, proč se pohon vozidel tímto plynem nikdy nerozšířil, bohužel ani současná infrastruktura s rychlým nástupem vodíku nepočítá, počet plnicích stanic vodíkem není nijak závratný.

Vodík by bylo možné do plnicích stanic dopravovat v tlakových nádobách. Obdobně lze přepravovat i zemní plyn. Avšak tento způsob přepravy pozbývá nutné rentability, neboť zhruba 20 % energie je využito na stlačení vodíku na tlak 350 barů. V úvahu je nutné také vzít fakt, že doprava vodíku by proběhla pravděpodobně spíše pomocí nákladních automobilů poháněných vznětovým spalovacím motorem. [14]

Další možností je přeměna skupenství vodíku z plynného na kapalné, to však vyžaduje uchovávat vodík v kryogenních zásobnících při teplotě -253 °C . Opět je zde však zásadní negativum, a to fakt, že zhruba 40 % celkové energie obsažené v palivu je spotřebováno na zkapalnění vodíku. [14]

2.2.6 Způsob využití energie z vodíku

Energii obsaženou ve vodíku lze pro pohon vozidel nebo jiných dopravních prostředků procesovat dvěma způsoby.

Prvním způsobem je přeměna energie chemické energie obsažené ve vodíku na mechanickou energii přímo ve spalovacím prostoru motoru, kterou využívalo například BMW Hydrogene. [20]

2.2.7 Pohon vodíkem v pístových spalovacích motorech

Nejedná se o objev tohoto století. Již minimálně koncem 20. století se s vodíkem počítalo jako s palivem pístových spalovacích motorů 21. století. [19]

Jak je obecně známo, s vodíkem by se dalo počítat jako s náhradou běžných fosilních paliv. Výrobci se tak snaží investovat do vývoje motorů, které by byly schopny spalovat vodík a docílit tak nižších emisí. To by uživatelům umožnilo si i nadále dopřávat komfortu rychlosti tankování, jako je tomu u současných vozidel s pohonem spalovacím motorem. [20]

Jak již bylo však zmíněno v kapitolách o výrobě a uchování vodíku, tak jeho výroba, přeprava a úschova se neobejde bez vysokých nákladů. Zároveň je limitujícím faktorem i účinnost výroby vodíku jedním ze způsobů výroby vodíku. [20] [26]

Vodík také není zas úplně bezemisní, jak by mohlo na první pohled vypadat. Totiž i při spalování vodíku se ve výfuku objevují spaliny NO_x (oxidů dusíku). Je tomu tak i současných spalovacích motorů, a tak by bylo nasnadě užít redukčního katalyzátoru, případně recirkulace spalin pomocí chlazeného EGR ventilu. [9] [20] [26] [27]



Již zmíněná nízká iniciační energie vznícení vodíku způsobuje potenciální možnost zpětného zášlehu vodíku do sacího potrubí. Potíží je zde kombinace horkých částí motoru a velmi nízká zápalná teplota vodíku. [26]

2.2.8 Pohon vozidla pomocí vodíkového palivového článku

První palivový článek byl sestaven již v roce 1839 Wiliamsem Grovem. [28]

Palivové články využívají energii atomů prvků vstupujících do chemické reakce. Je zde kyslík, který s vodíkem reaguje za vzniku elektrické energie a odpadní destilované vody. [28] [29]

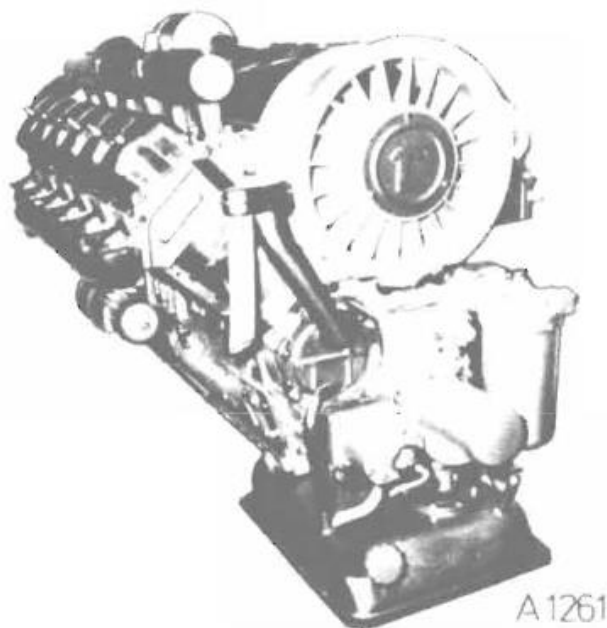
Takovému využití vodíku se říká tzv. studená forma využití vodíku. [27]

Palivový článek se sestává z velkého počtu elektrod. Elektrická energie vzniká z energie v palivovém článku, a to principiálně dělením atomů vodíku na anodě na skupinu protonů a neutronů. Kyslík, případně i vzduch, reaguje na katodové straně, kde pak reaguje s protony a elektrony vodíku. Tímto procesem vzniká voda a teplo. [27] [28] [29]

2.3 Vznětový spalovací motor Tatra T3C EURO III

Zkušební jednoválcový motor, jímž se tato bakalářská práce zabývá, je odvozen z víceválcového motoru Tatra T3C 928, a to ve variantě plnicí emisní normu EURO III.

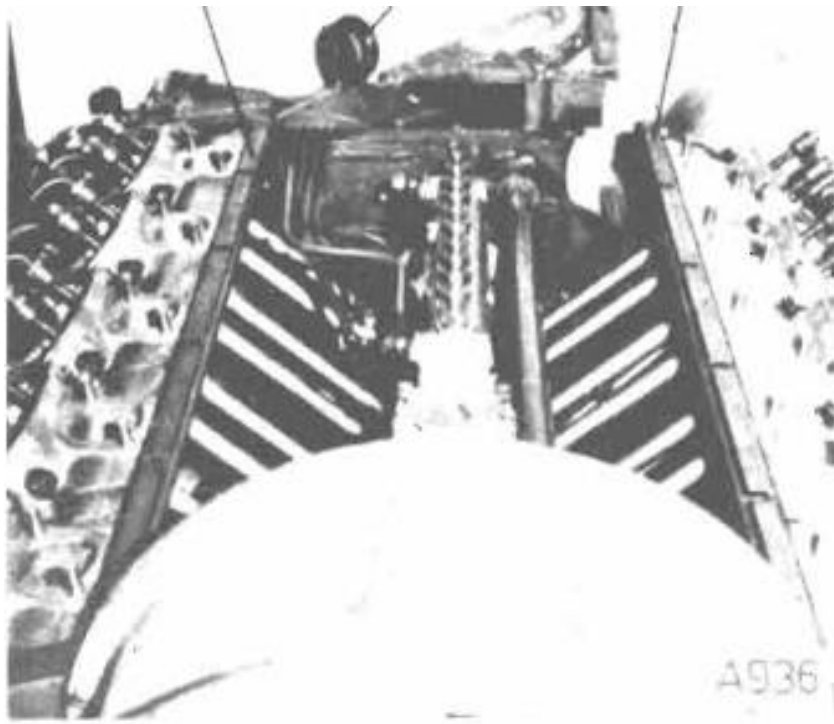
Od svého předchůdce T3B 928 ve verzi EURO II se tento motor koncepčně příliš neliší, viz. Obr. 12.



Obr. 12 - Motor Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]

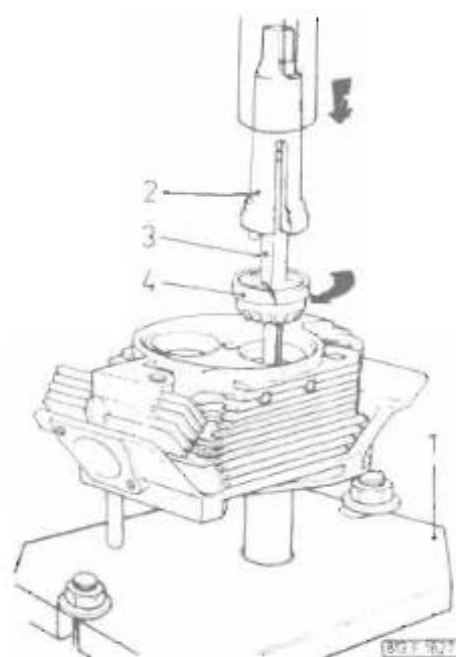


Jedná se o čtyřdobý vznětový motor s přímým vstřikem paliva. Může být buď přeplňovaný turbodmychadlem, či plněný atmosféricky. Samostatné válce spolu s hlavou válců jsou upevněny čtyřmi šrouby do litinového bloku ve dvou řadách, kde svírají úhel 90° a připomínají při pohledu zepředu písmeno „V“, viz. Obr. 13. [30] [31]



Obr. 13 - Uspořádání válců motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]

Chlazení tohoto motoru je řešeno okolním vzduchem, a to nuceně pomocí lopatkového ventilátoru. Za tímto účelem je válec a hlava válce opatřena žebrováním, které zvětšuje součinitel přestupu tepla a zlepšuje odvod tepla do okolí. Žebra jsou vyobrazena na Obr. 14. [30] [31]

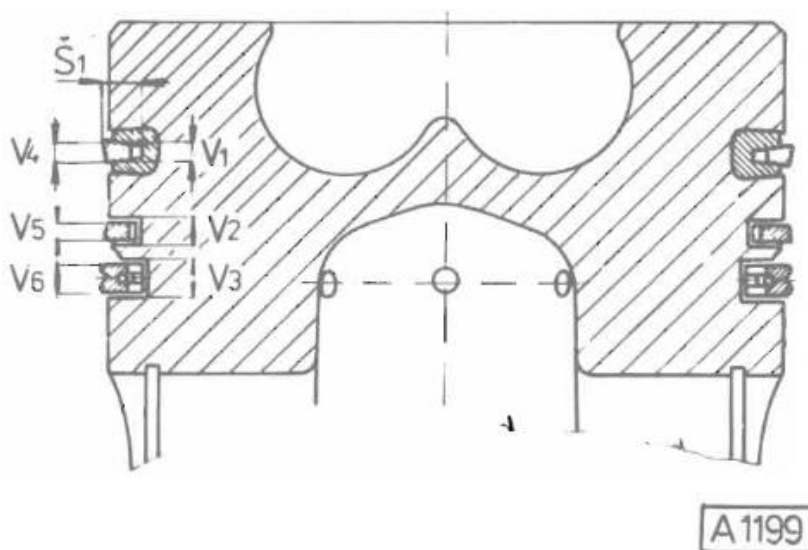


Obr. 14 - Hlava motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 při opracovávání sedel ventilů [30]

Válec motoru je vyroben z litiny, viz. Obr. 15, hlava válce pak z lehké hliníkové slitiny. Blok je pak opět vyroben z litiny. Píst je také z lehkých hliníkových slitin, vyroben je v tříkroužkovém provedení, viz. Obr. 16. [30] [31]



Obr. 15 - Válec motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 při opracovávání výměně pístních kroužků [30]



Obr. 16 - Píst motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]

Jedná se o starší techniku dvou ventilů na válec, jednoho sacího a druhého výfukového, které má oproti víceventilovému provedení motoru menší plnicí schopnosti. Rozvod je OHV. Ventily jsou ovládány za pomoci vahadel, které se ovládají přes rozvodové tyčky a zdvihátka z vačkového hřídele uloženého v bloku motoru. [30]

Mazání motoru je tlakové oběžné, což zajišťuje zubové čerpadlo. Olej je pak chlazen v trubkovém chladiči. [30] [31]

Koncepčně se jedná o dlouhozdvihový (nadčtvercový) pomaloběžný motor tak, jak to je to u vznětových motorů běžné. [2] [32]

Zdvih pístu je 140 mm a vrtání válců je 120 mm. Maximální provozní otáčky se pohybují kolem 2300 ot/min. [30] [31]

Objem válců se liší dle konfigurace (tento motor je odvozený z osmiválcového motoru o objemu 12 666 cm³) a poskytoval výkon 250 kW při maximálních otáčkách 2200 ot/min. Maximálního točivého momentu 1000 N·m bylo dosahováno zhruba při 1400 ot/min. Volnoběžné otáčky motoru činí 500 ot/min. [30] [31]

Jelikož je užito koncepce přímého vstřikování paliva do spalovacího prostoru, je kompresní poměr oproti nepřímému vstřikování do komůrky nižší, a to konkrétně na hodnotě poměru objemu celého spalovacího prostoru a kompresního prostoru 16,5:1. Upraven je i píst, jenž má prstencové vybrání na svém dnu. [30]

Je nutné podotknout, že i takto poměrně vysoký kompresní poměr má negativní vliv na mechanickou účinnost. Jelikož je však tento motor přeplňován, je tento fakt do jisté míry potlačen, neboť přeplňováním rostou třecí ztráty pomaleji než výkon motoru. [32]



Jelikož je zde užito přímého vstřikování paliva, je chod motoru poměrně tvrdý, protože při spalování dochází větším nárůstům maximálního tlaku ve spalovacím prostoru, tudíž i k většímu namáhání mechanických částí motoru. Samotná tvrdost chodu je do jisté míry kompenzovatelná samotným cetanovým číslem motorové nafty. [2] [8] [32]

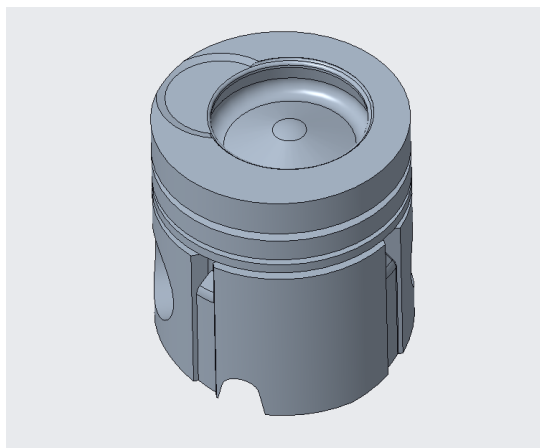
Na druhé straně je pozitivním faktem, že motory s přímým vstřikováním dosahují nižší měrné spotřeby a mají menší tepelné a hydraulické ztráty. Jejich celková účinnost je až o 5% vyšší než v případě vznětových motorů s vírovou nebo tlakovou komůrkou. [2] [32]

2.4 Zážehový spalovací motor vzniklý úpravou motoru Tatra T3C 928 EURO III spalující vodík

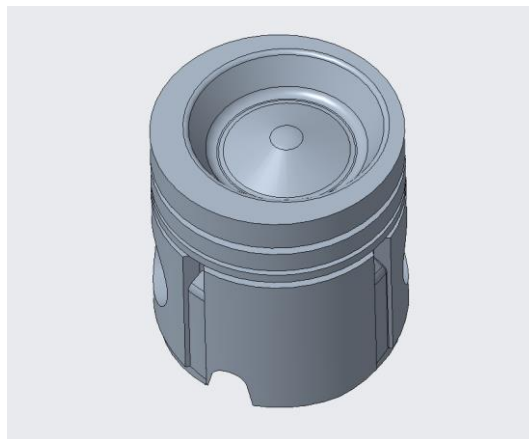
Pro výzkumné potřeby byl z celého motoru využit pouze jeden válec a zbytek dalších komponent byl konstrukčně upraven tak, aby byl provoz jednoválcového motoru možný.

Kromě hlavy motoru došlo k úpravě koruny pístu za účelem snížení kompresního poměru.

Porovnání korun pístů naftové a vodíkové konfigurace jsou vyobrazena na Obr. 17 a Obr. 18.



Obr. 17 - Píst sestavy motoru Tatra T3C spalující naftu



Obr. 18 - Píst sestavy motoru Tatra T3C spalující vodík

Těmito úpravami se zabývali již předchozí diplomové a bakalářské práce na ČVUT FS.

Ke spalování vodíku v pístových spalovacích motorech se v dnešní době používají nejčastěji upravené konvenční čtyřtákní zážehové motory. [2]

Avšak sice méně známé řešení, pro tuto práci podstatné, je zážehové spalování vodíku ve čtyřech taktech v motoru vzniklém konverzí právě vznětového motoru. [2]

K přípravě výbušné směsi dochází již v sacím potrubí (nepřímé vstřikování) a následně se směs zažehává přeskokem jiskry mezi elektrodami ze zapalovací svíčky, jako je tomu u běžného zážehového motoru. [2]

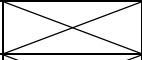



2.5 Porovnání motoru Tatra T3C 928 spalujícího naftu a vodík

Parametry obou konfigurací jsou porovnávány v Tab. 2.

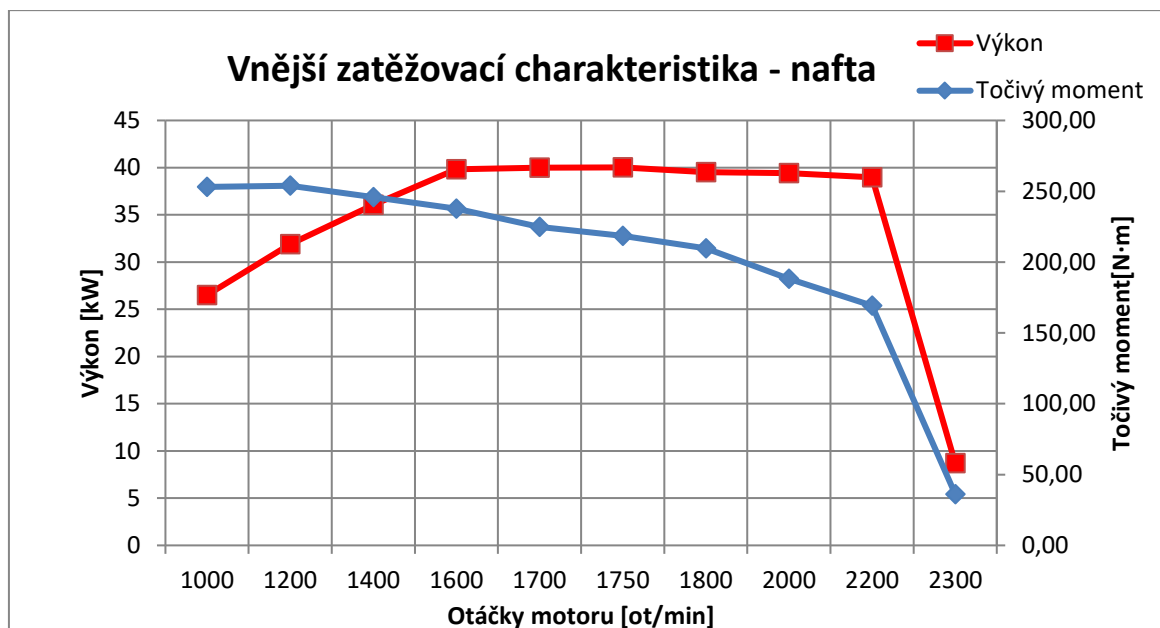
Asi nejpodstatnější změnou je způsob vstřikování paliva. Při pohonu na naftu je užito původního řešení vstřikování přímo do spalovacího prostoru. Jelikož však při pohonu na vodík muselo dojít k nahrazení vstřikovače zapalovací svíčkou, již nebylo konstrukčně možné zachovat přímé vstřikování paliva.

Tab. 2 - Porovnání vybraných parametrů motoru Tatra T3C spalujícího naftu a vodík

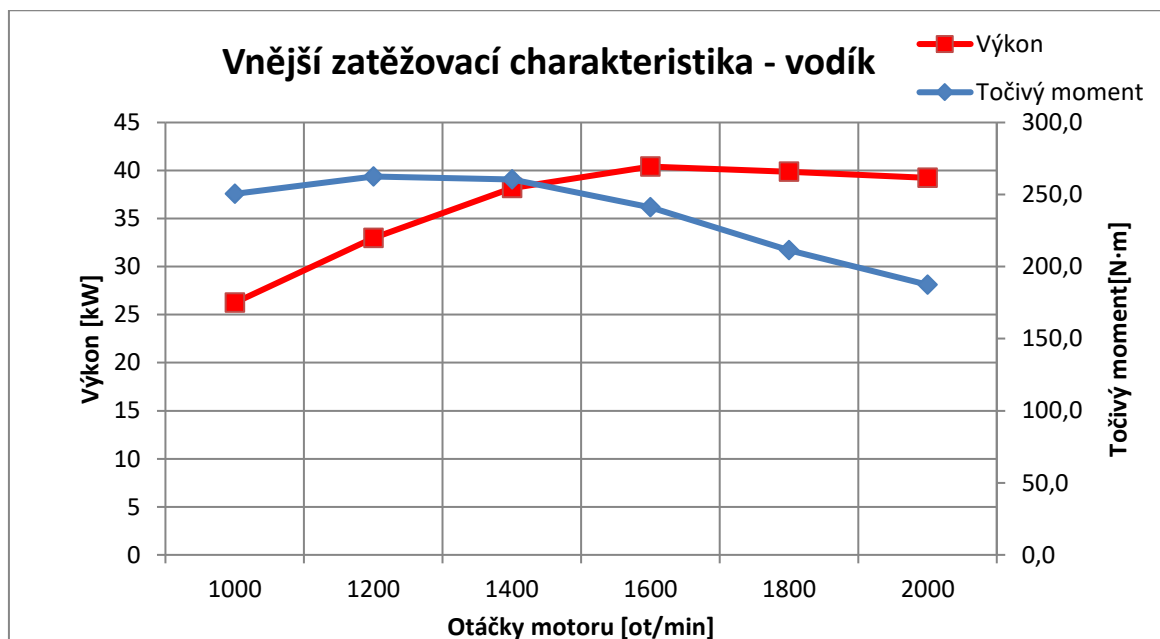
Veličina	Jednotka	Palivo	
		Nafta	Vodík
Vrtání	[mm]	120	120
Zdvih	[mm]	140	140
Max. výkon	[kW]	40	40
Ot. max. výkonu	[ot/min]	1 750	1 600
Max. točivý moment	[N·m]	254	262
Ot. max. toč. momentu	[ot/min]	1 200	1 200
Kompresní poměr	[-]	16,5:1	13:1
Vstřikování paliva		Přímé	Nepřímé
Způsob plnění motoru		Turbodmychadlem	Turbodmychadlem

Z vnějších zatěžovacích charakteristik. viz. Obr. 19 a Obr. 20, poměrně zdatně plyne, že maximální výkon při pohonu na vodík a na naftu zůstal přibližně stejný. Maximálního výkonu na vnější zatěžovací charakteristice však pohon na naftu dosahuje o 150 ot/min dříve.

Maximální moment při pohonu na vodík dokonce vzrostl zhruba o 12 N·m, kterého při pohonu na vodík dosahuje při stejných otáčkách jako při pohonu na naftu.



Obr. 19 – Graf – Vnější zatěžovací charakteristika jednoválcového zkušebního motoru – nafta

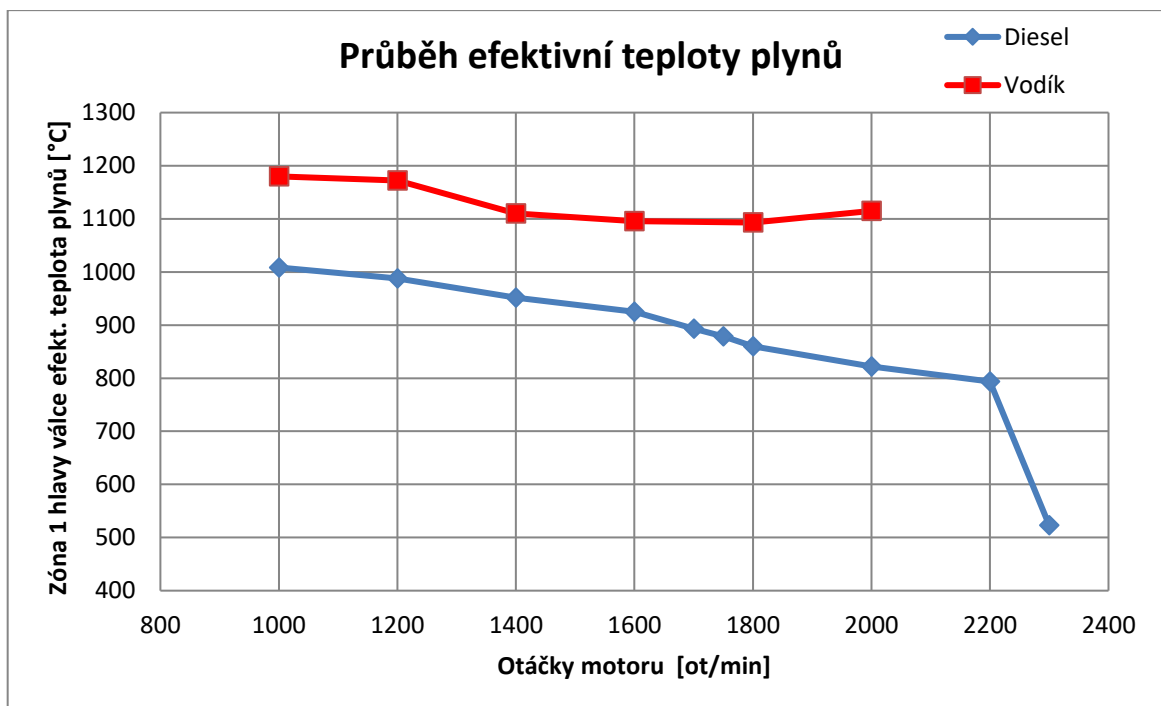


Obr. 20 – Graf - Vnější zatěžovací charakteristika jednoválcového zkušebního motoru – vodík

Průběh hodnot efektivní teploty plynů měřených v oblasti 1 hlavy válce je při pohonu na naftu s nižšími hodnotami než při pohonu na vodík.

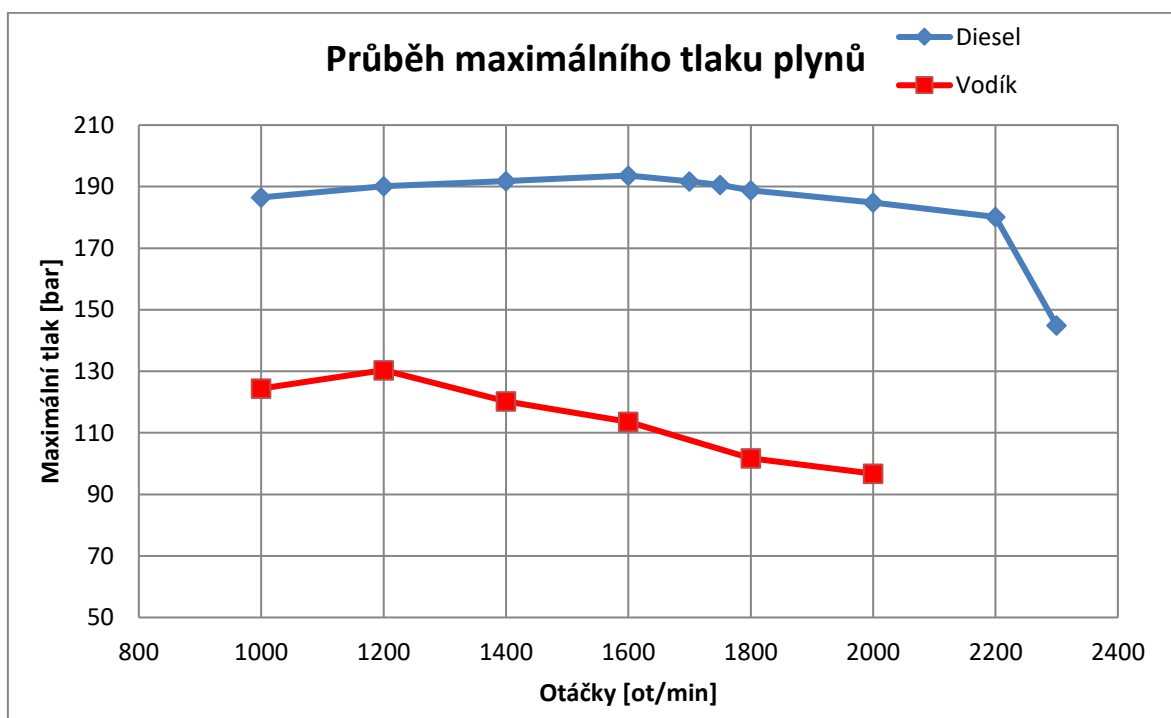
Tuto skutečnost zachycuje Obr. 21.

Efektivní teplota plynů by měla být při pohonu na vodík při 2000 ot/min nižší než při předchozích hodnotách otáček. Drobná odchylka je způsobena nutnou korekcí dodaných dat z GT-SUITE.



Obr. 21 – Graf - Porovnání průběhu efektivní hodnoty teploty plynů

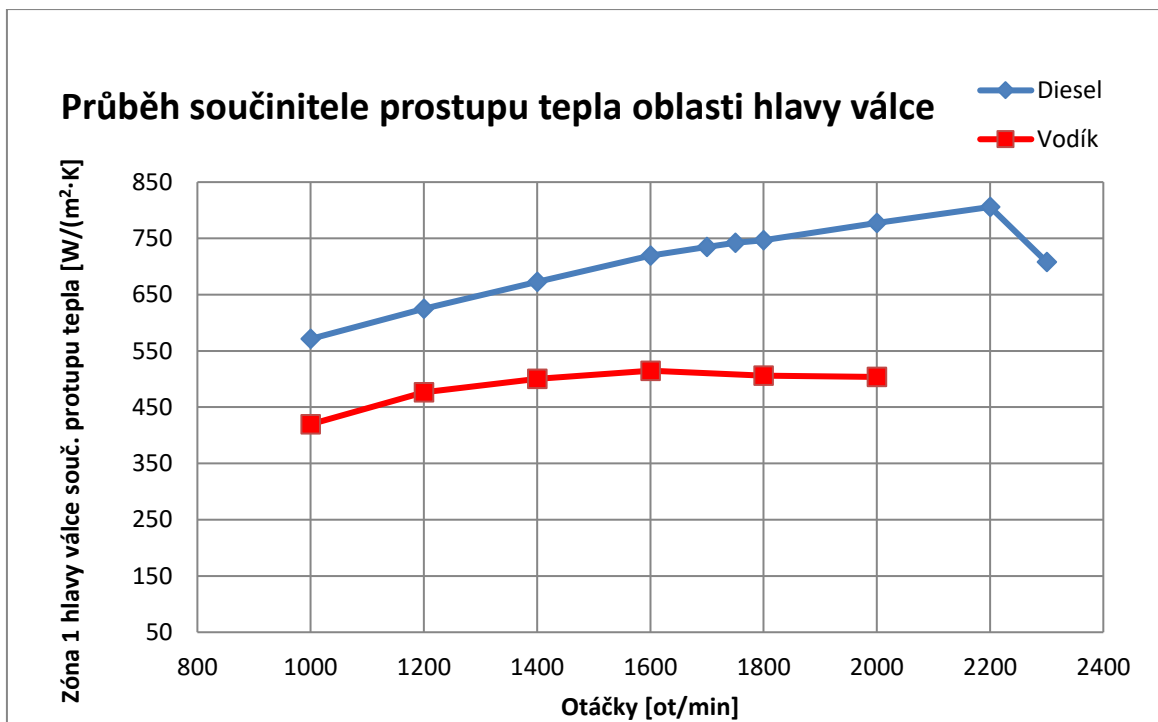
Průběh maximálních hodnot tlaku plynů je v případě pohonu na naftu znatelně vyšší, to je potřeba zohlednit například při výpočtu utahovacích momentů hlavových šroubů, jejichž návrh a výpočet musí být uskutečněn pro pohon na naftu – to je ovšem známo již od výrobce motoru, viz. Obr. 22.



Obr. 22 – Graf - Porovnání průběhu hodnoty maximálního tlaku plynů



I průběh maximálních hodnot součinitele prostupu tepla je v případě pohonu na naftu s vyššími hodnotami než při pohonu na vodík. Průběh hodnot je znázorněn na Obr. 23.

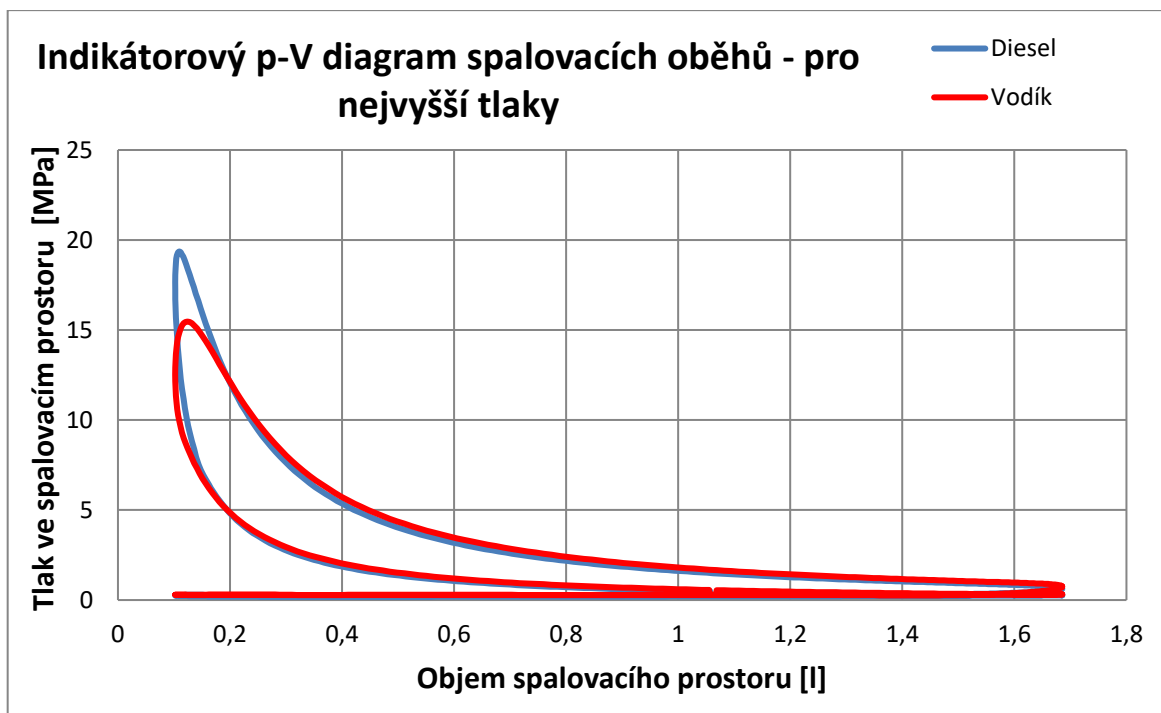


Obr. 23 – Graf - Porovnání průběhu hodnoty součinitele prostupu tepla v oblasti hlavy válce

Průběh hodnot tlaku plynů je v případě pohonu na naftu s hodnotami vyššími než při pohonu na vodík, viz Obr. 25. Obr. 24, při kterém je dosahováno nejvyššího tlaku.



Obr. 24 – Graf - Průběh nejvyšších dosažených tlaků ve spalovacím prostor – nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min



Obr. 25 – Graf - Indikátorový p-V diagram spalovacích oběhů - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Z porovnání p-V diagramu oběhu taktěž plyne, že diesel dosahuje vyššího tlaku od rozpínajících se spalin, jiný je také průběh vznícení a způsob zažehnutí směsi obou pohonů. Z grafů ideálních diagramů je čitelné, že je vodík správně více „zaoblený“.

Je však potřeba doplnit, že Obr. 24 a Obr. 25 nebyly vytvořeny ze stejných dat jako průběhy točivého momentu a dalších veličin v předchozích grafech. Pro tyto hodnoty nebyly hodnoty potřebné k vykreslení grafu k dispozici.

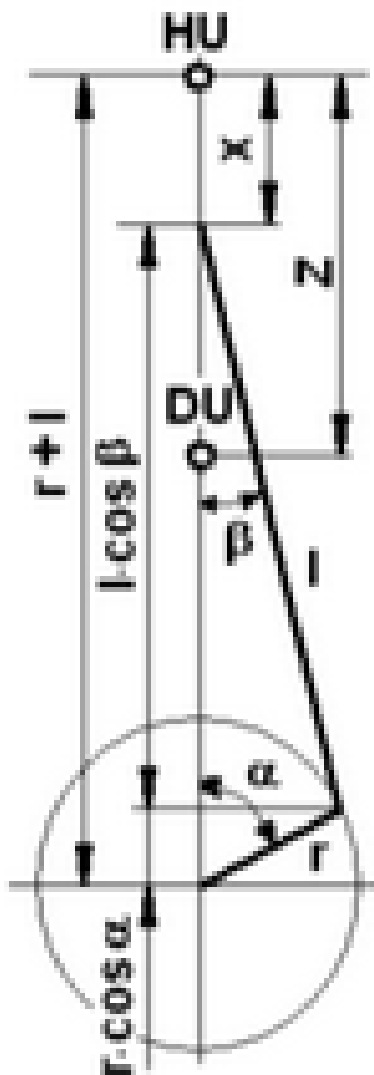


3 Výpočetní část

3.1 Kinematika klikového ústrojí

Kinematika klikového ústrojí se zabývá především pohybem posuvných částí, tedy například určuje dráhu, rychlost a zrychlení pístu a jeho ojnice.

Schéma klikového ústrojí s kótami vzdáleností je uvedeno na Obr. 26.



Obr. 26 - Schéma kinematického rozkladu klikového mechanismu [8]

Tab. 3 - Vstupní parametry pro kinematiku klikového ústrojí

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka ojnice	l	260	[mm]
Excentricita klikového hřídele	r	70	[mm]
Součinitel architektury	λ	0,27	-
Úhlová rychlost	ω	167,55	[rad/s]



3.1.1 Dráha pohybu pístu

Dráhu pístu lze chápat jako proměnnou vzdálenost vrcholu pístu x od horní úvratě, lze vypočítat ze vztahu dle [2] [8]:

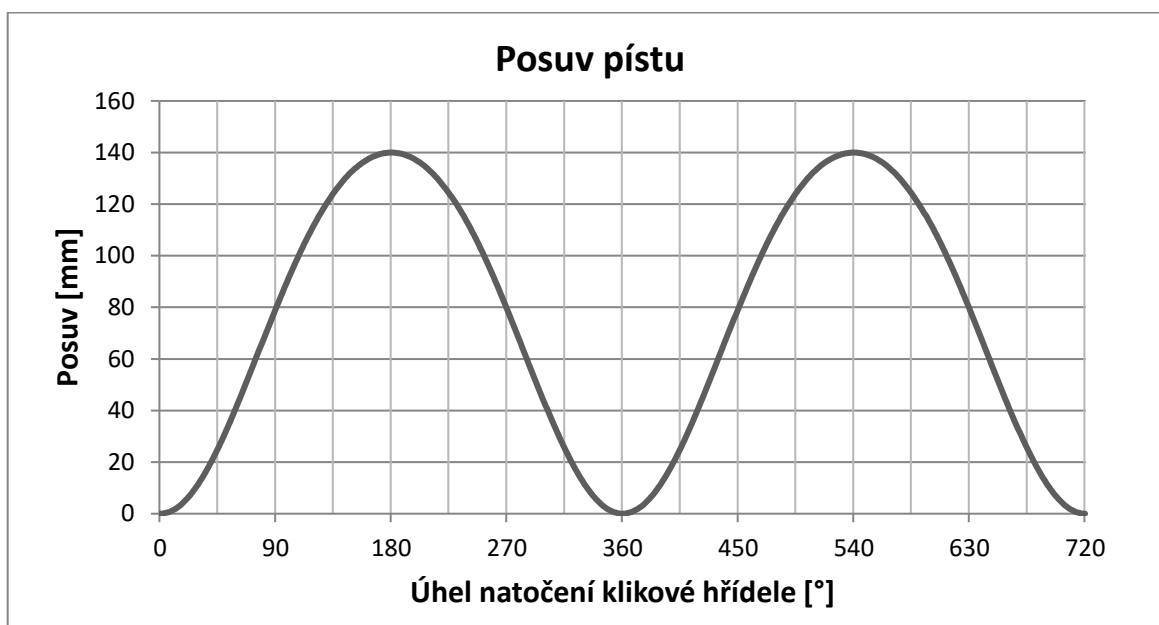
$$x = l + r - (l \cdot \cos(\beta) + r \cdot \cos(\alpha)) \quad (3.1)$$

kde: r je vzdálenost osy klikové hřídele a poloměru vzdálenosti ojničního ložiska (poloměr kliky), l je vzdálenost mezi osou ojničního ložiska a osou pístního čepu (délka ojnice), β je úhel vychýlení ojnice a α je úhel otočení klikového hřídele.

Postupnými úpravami skrze substituci za ojniční poměr λ a rozvinutou Maclaurinovu řadu a znalost konvergence funkce sinus lze již zapsat finální vzorec dle [2] [8] [33] :

$$x = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin(\alpha)^2 \quad (3.2)$$

Průběh závislosti posuvu pístu a natočení klikové hřídele znázorňuje Obr. 27.



Obr. 27 – Graf - Průběh dráhy pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928

3.1.2 Rychlost pístu

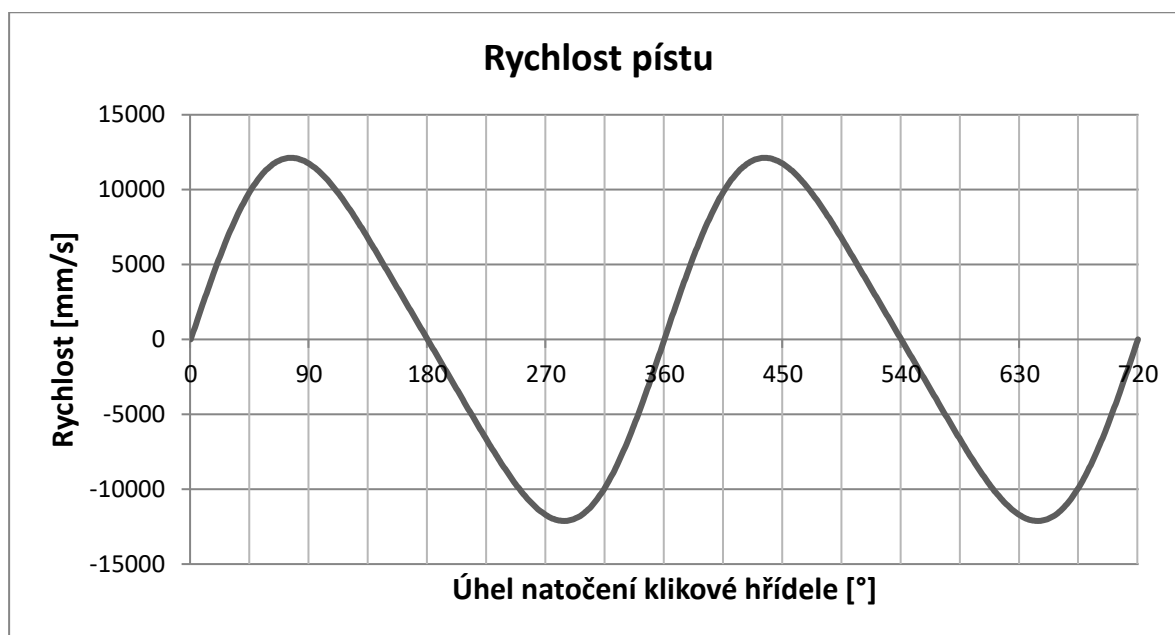
Rychlost pístu se určuje z jeho uražené dráhy, a to derivací uskutečněné dráhy. Píše se vzorec dle [2] [8] [33]:

$$v = r \cdot \omega \cdot (\sin(\alpha) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \alpha)) \quad (3.3)$$

kde ω je úhlová rychlost.



Průběh závislosti rychlosti pístu na natočení klikové hřídele znázorňuje Obr. 28.



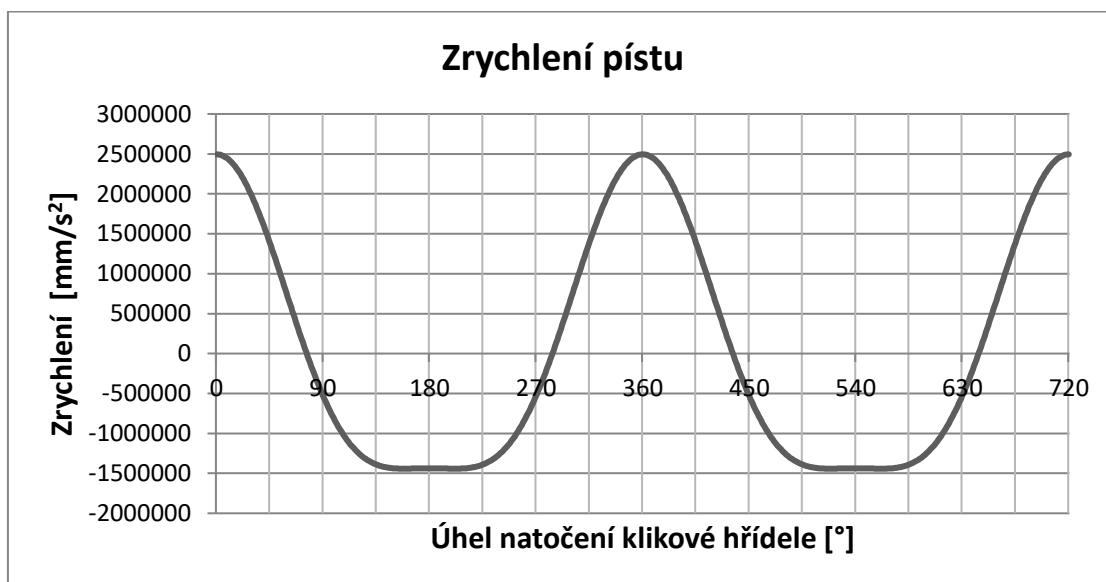
Obr. 28 – Graf - Průběh rychlosti pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928

3.1.3 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu se dopočítává z jeho rychlosti, a to její derivací. Píše se vzorec dle [2] [8] [33]:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (3.4)$$

Průběh závislosti zrychlení pístu na natočení klikové hřídele znázorňuje Obr. 29.



Obr. 29 – Graf - Průběh zrychlení pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928



3.2 Silové namáhání klikového mechanismu pístového spalovacího motoru

Tab. 4 - Vstupní parametry silového namáhání klikového mechanismu

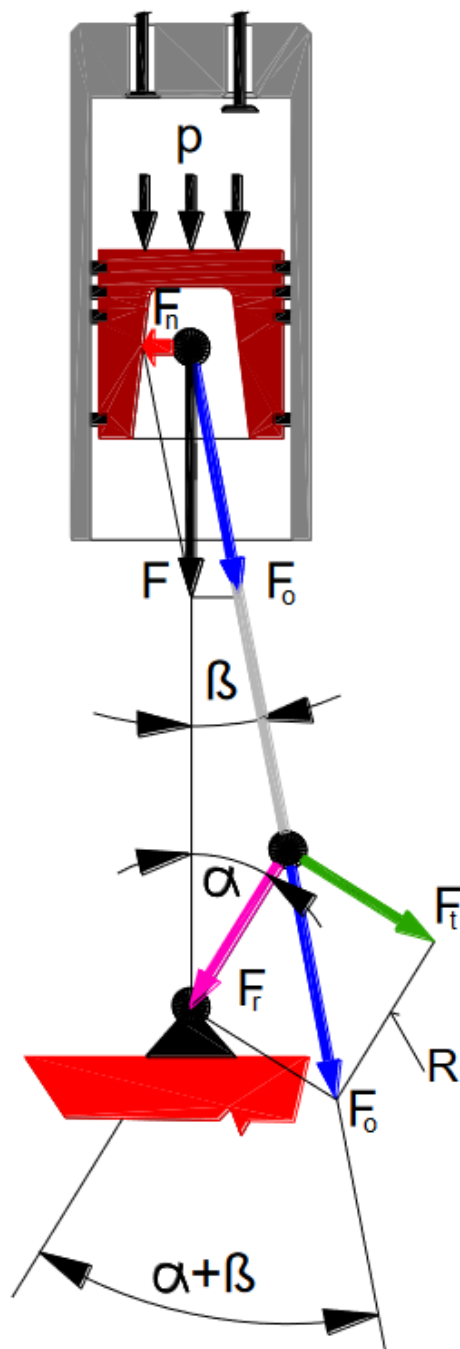
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Atmosférický tlak	p_0	0,1013	[MPa]
Vzdálenost osy malého oka a těžiště	l_r	83,04	[mm]
Vzdálenost osy velkého oka a těžiště	l_p	176,96	[mm]
Délka ojnice od os	l	260,00	[mm]
Hmotnost ojnice	m_{ojnice}	3,09	[kg]
Hmotnost ojnicních šroubů	$m_{ojnisroub}$	0,25	[kg]
Hmotnost ojnicního pouzdra	$m_{ojpouzdr}$	0,10	[kg]
Hmotnost pístu - Nafta	$m_{píst}$	2,25	[kg]
Hmotnost pístu - Vodík	$m_{píst}$	2,20	[kg]
Hmotnost těsnicího kroužku	$m_{teskrou}$	0,04	[kg]
Hmotnost polostíracího kroužku	$m_{poloskrou}$	0,04	[kg]
Hmotnost stíracího kroužku	$m_{stirkrou}$	0,03	[kg]
Hmotnost nosiče píst. kroužku	$m_{nospiskrou}$	0,23	[kg]
Hmotnost pístního čepu	m_{cep}	0,95	[kg]
Hmotnost pojistného kroužku	m_{pojkr}	0,01	[kg]
Plocha pístu	S	11 309,73	[mm ²]
Vrtání	d	120	[mm]
Zdvih	z	140	[mm]
Excentricita klikového hřídele	r	70	[mm]
Délka ojnice	l	260	[mm]
Součinitel architektury lambda	λ	0,27	-
Úhlová rychlost	ω	167,55	[rad/s]

Síly silového namáhání klikového mechanismu lze rozdělit do několika skupin. [2]

Primární síly vznikají silovým působením rozpínajících se plynů ve spalovacím prostoru. [2]

Sekundární síly objevující se v pístovém spalovacím motoru jsou síly, které vznikají až ve chvíli pohybu tělesa. Jedná se primárně o setrvačné síly rotujících částí a setrvačné síly posuvných částí. Při návrhu klikového mechanismu je nutno tyto síly dostatečně vyvažovat. [2]

Silový rozklad v klikovém mechanismu je znázorněn na Obr. 30.



Obr. 30 - Síly od tlaku plynů působící v klikovém mechanismu [34]

3.2.1 Síla od tlaků plynů na píst

Při výpočtu výkonu pístového spalovacího motoru se uvažuje vzorec dle [35]:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F_p \cdot s}{t} = F_p \cdot v \quad (3.5)$$

kde: F_p je síla působící na píst a v je rychlost pístu.



Na píst působí tedy tlak spalin, který je dán jejich rozpínáním. Lze uvažovat vzorec pro výpočet síly působící na píst dle [2] [34]:

$$F_p = S \cdot (p - p_0) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (p - p_0) \quad (3.6)$$

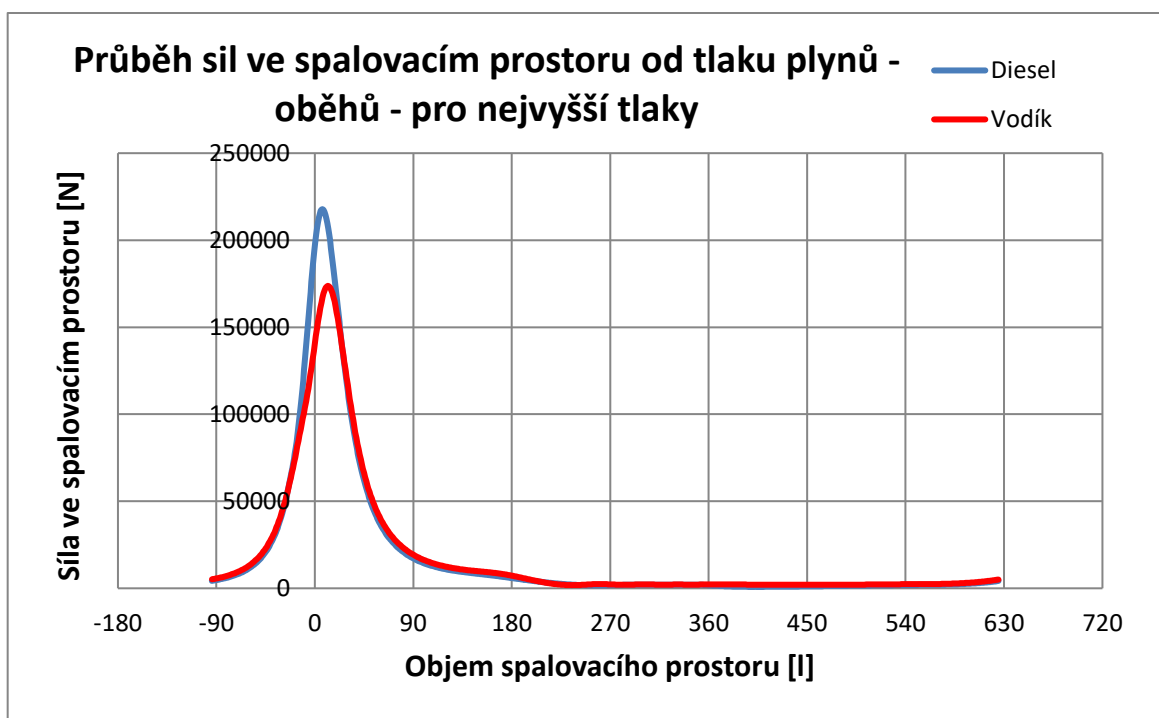
kde: d je průměr (vrtání) válce, p je tlak od rozpínajících se spalin a p_0 je atmosférický tlak.

Pro předběžné odhady byl z dle literatury [7], [8] a [10] byl předběžně vymodelován oběh vznětového motoru. Jelikož byly následně k dispozici již vyexportovaná data z GT-SUITE, byla tato data nahrazena těmi z GT-SUITE.

Opačným směrem působí síla $F' = -F_p$ na hlavu válce a ventily. [2]

Při výpočtu síly působící od rozpínajících se spalin na klikový mechanismus se uvažuje tlak z rozvinutého indikátorového diagramu, jenž je získán buď experimentálním měření či z matematických modelů.

Průběh závislosti síly ve spalovacím prostoru na pozici pístu Obr. 31.



Obr. 31 – Graf - Simulací získaný průběh síly tlaků plynů spalovacího motoru působící na píst v závislosti na úhlu natočení klikového mechanismu – porovnání diesel a vodík - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Při návrhu komponent je nejpodstatnější nejvyšší dosažený tlak od rozpínání plynů.

3.2.2 Setrvačné síly posuvných částí

Setrvačná síla působící proti síle od tlaku plynů na píst se vypočte ze vzorce dle [33]:



$$F_{Sp} = -m \cdot a_p \quad (3.7)$$

kde: a_p odvozeno z druhé derivace polohy za vniku vzorce dle [2] [8] [33]:

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda * \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (3.8)$$

kde ve vzorci uplatňujeme pouze první dvě harmonické složky. [33]

Dle teorie je aplikován předpoklad, který je znázorněn na Obr. 32, že součet obou hmotnostních bodů je roven výsledné hmotnosti celé ojnice dle vzorce [2] [33]:

$$m_o = m_{or} + m_{op} \quad (3.9)$$

kde: m_o [33]

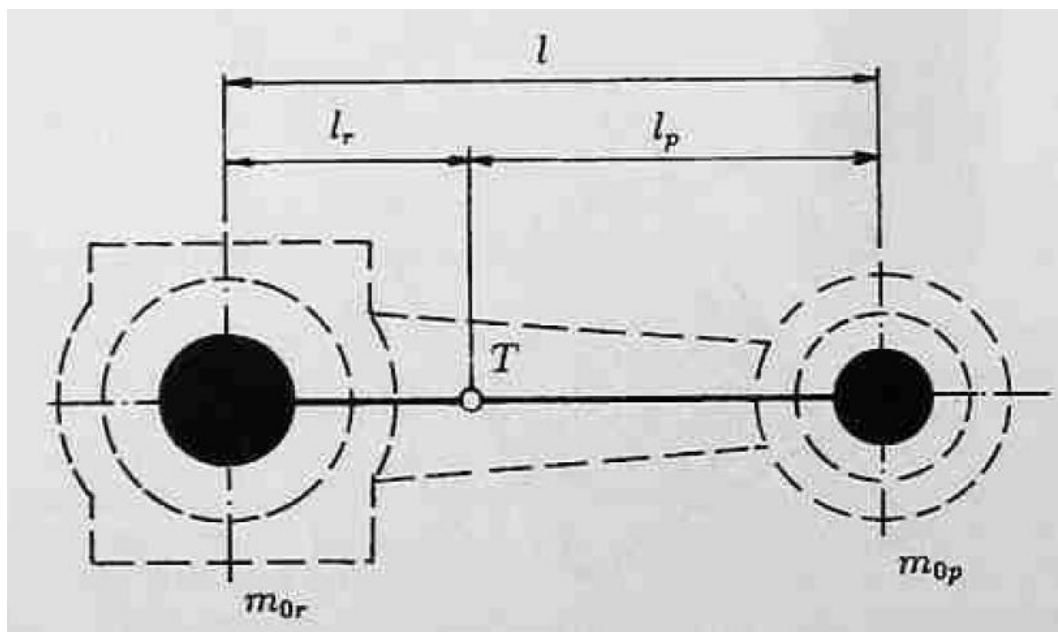
$$m_o = m_{ojnice} + m_{ojnisroubu} + m_{ojpouzdr} \quad (3.10)$$

kde: m_{ojnice} je hmotnost samotné ojnice, $m_{ojnisroubu}$ je hmotnost ojničních šroubů $m_{ojpouzdr}$ je hmotnost ojničního pouzdra.

kde při momentové rovnováze k těžišti klikové hřídele platí vzorec dle [2] [33]:

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{l_p}{l} \quad (3.11)$$

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l_r}{l} \quad (3.12)$$



Obr. 32 - Nahrazení hmotnosti ojnice dvěma hmotnými body [33]



Z teorie dále vyplývá, že síly nemohou působit nezávisle na sobě. Existuje zde tedy spojitost velikosti setrvačné síly, která je závislá na úhlové poloze klikové hřídele dle [33]:

$$F_{sp} = -r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda * \cos(2 \cdot \alpha)) * (m_{PS} + m_{op}) \quad (3.13)$$

kde: m_{PS} [33]

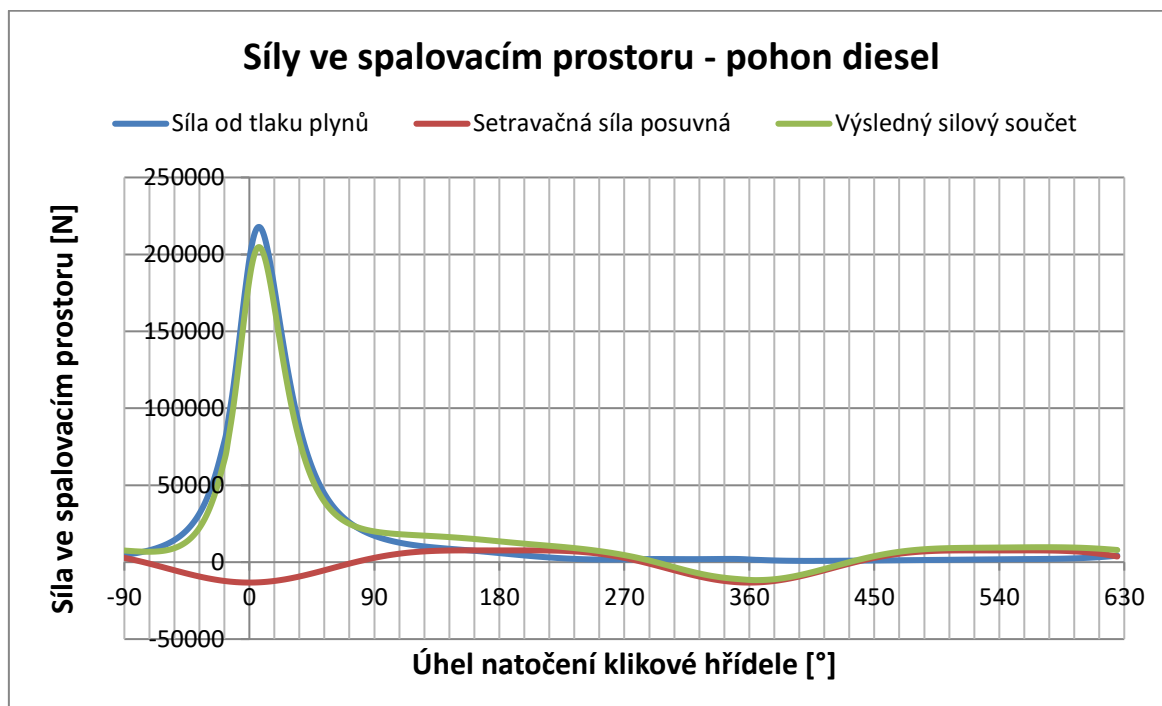
$$m_{PS} = m_{píst} + m_{teskrou} + m_{poloskrou} + m_{stírkrou} + m_{nospístkrou} + m_{pčep} + m_{pojkr} \quad (3.14)$$

kde: $m_{píst}$ je hmotnost pístu, $m_{teskrou}$ je hmotnost těsnícího kroužku, $m_{poloskrou}$ je hmotnost polostíracího kroužku, $m_{stírkrou}$ je hmotnost stíracího kroužku, $m_{nospístkrou}$ je hmotnost nosiče pístního kroužku, $m_{pčep}$ je hmotnost pístního čepu a m_{pojkr} je hmotnost pojistného kroužku.

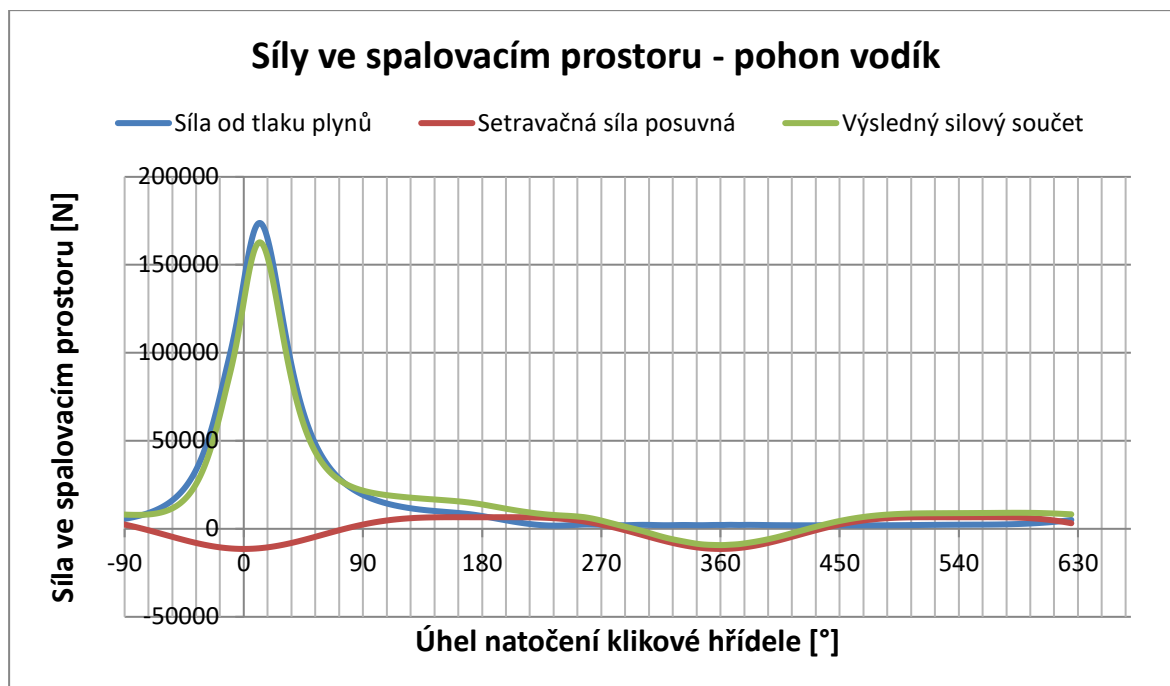
Rovnováha sil nakonec součtem obou silových působení vyjadřuje výslednou sílu působící na píst, a to ze vzorce dle [2] [33]:

$$F_p = F_{sp} + F_p \quad (3.15)$$

Vykreslení působení sil ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikové hřídele je vykresleno na Obr. 33 pro pohon na diesel a na Obr. 34 pro pohon na vodík.



Obr. 33 – Graf - Silové průběhy včetně vlivu sekundárních sil vznětového spalovacího motoru Tatra T3C – při 1600 ot/min



Obr. 34 – Graf - Silové průběhy včetně vlivu sekundárních sil zážehového spalovacího motoru Tatra T3C – při 1200 ot/min

Do sil posuvných se dále řadí také síla působící na ojnici či normálová síla působící z válce. [33]

3.2.3 Setrvačné síly rotujících částí

Při uvažování setrvačné síly rotujících částí není tato síla vůbec závislá na úhlu natočení klikové hřídele a zapisuje se vzorec dle [33]:

$$F_{sr} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3.16)$$

kde: m_r je součet redukované hmotnosti kliky m_K a části ojnice m_{or} . [33]

Pro zjednodušení výpočtu se v tomto případě použije pouze vzorce dle [33]:

$$F_{sr} = m_{or} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3.17)$$

3.2.4 Výsledné síly v klikovém ústrojí

Síla působící na píst se přenese na pístní čep z něj do ojnice a následně na klikový hřídel. [2] [34]

Vhodné je si uvědomit, že pístní čep je namáhán jak na ohyb, tak i stříh a otlačení. U ojnice je kritické pevnostními výpočty ověřit vzpěrnou stabilitu.

V bodě dotyku ojnice a pístního čepu se síla F_p rozkládá na dvě složky, a to do síly F_0 tedy síly osy ojnice a do síly F_N , tedy do síly normálové. [2] [34]



Síla F_N je kolmá na stěnu válce. Tato síla nevhodně zvyšuje např. tření pístních kroužků o tuto vnitřní stěnu a následně vytváří klopný moment. Platí pro ni obecný vztah odvozený z obrázku na začátku kapitoly dle [34]:

$$F_N = F_p \cdot \tan(\beta) \quad (3.18)$$

kde: β je úhel sklonu ojnice vůči ose válce a F_p je síla působící na píst.

Pro výpočet síly působící na ojnici uvažujeme analogicky vzorec odvozený z obrázku na začátku kapitoly dle [34]:

$$F_O = \frac{F_p}{\cos(\beta)} \quad (3.19)$$

Následně se síla F_O umístí do druhého ojničního oka, tedy do místa působíště ojnice a klikové hřídele. Zde se síla F_O rozloží dle obrázku na začátku kapitoly na dvě síly F_R a F_T . [34]

Výpočet se provádí ze vztahu dle [34]:

$$F_R = F_O \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (3.20)$$

kde: α je úhel sklonu klikové hřídele vůči ose válce.

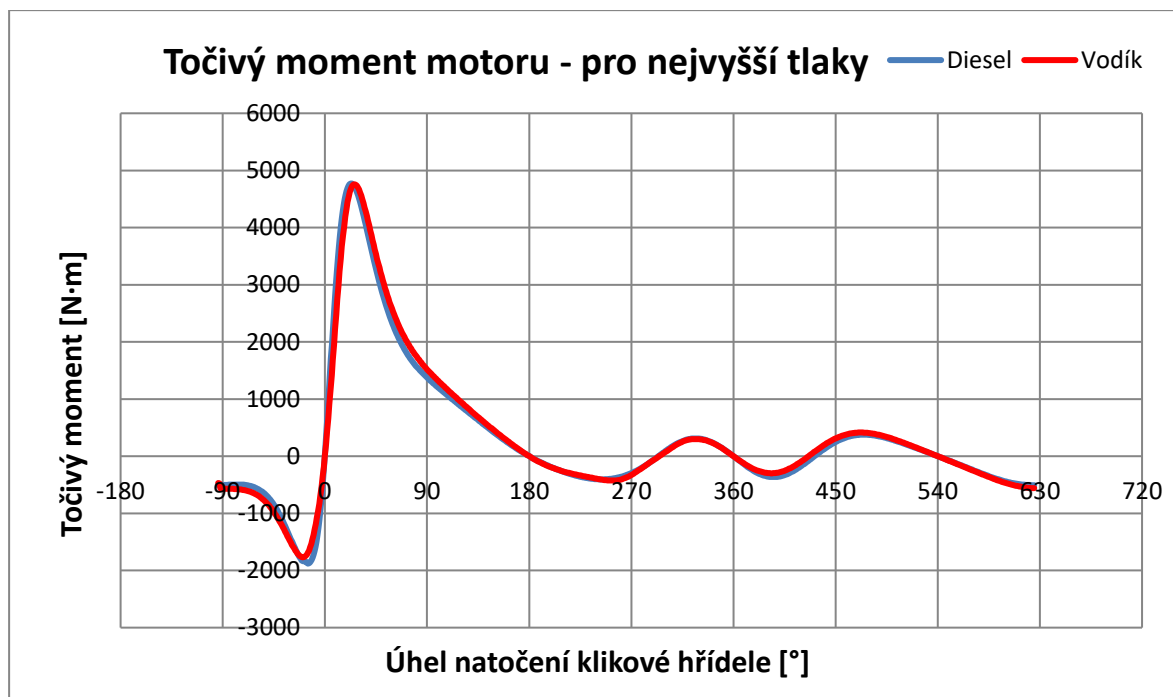
Točivý moment způsobuje síla F_T , která vypočítá se ze vzorce dle [34]:

$$F_T = F_O \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (3.21)$$

a pro výpočet výsledného točivého momentu se užije vzorce dle [34]:

$$M_t = F_T \cdot r \quad (3.22)$$

Průběh točivého momentu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele je znázorněn na Obr. 35.



Obr. 35 – Graf - Průběh točivého momentu jednoválcového vznětového a zážehového spalovacího motoru TATRA T3C – nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

3.3 Dimenzování hlavových šroubů

Na hlavu válce působí stejně velké ale síly v opačném směru než na píst, takže se tedy dá zapsat $F' = -F$. Nejvíce vypovídající je nalezení F_{pmax} , což značí maximální tlak působící na píst.

Byly zvoleny dva druhy výpočtů vycházejících z teorie šroubových spojů dle VDI 2230, a to výpočet tuhosti prostřednictvím komolého kužele, jež bude nejvíce vystihovat danou problematiku. Velikost úhlu α byla volena dle hodnot pro Rötchera, aby byl výsledek porovnatelný s výpočtem v softwaru MITCalc, kdy při zmenšení úhlu α následně dochází ke zmenšení tuhosti spojovaných částí zmenšením ovlivněné oblasti. Vzniklý výsledek je porovnán s výpočtetním programem MITCalc.

K výpočtu je nutno také zvolit počet šroubů na hlavě válce, takto se značí i .

Následně je nutno znát parametry šroubu, a to jeho $\sigma_{Rp0,2}$ neboli smluvní mez kluzu v závislosti na tom, z jakého materiálu je šroub vyroben, dále pak d_3 , což označuje nejmenší průměr šroubu, dále pak d_d jenž označuje průměr dříku.



3.3.1 Výpočet dle VDI 2230 pomocí komolého kužele s výpočtem tuhosti válce pomocí náhradních průměrů

Tab. 5 - Vstupní parametry dimenzování hlavových šroubů [36]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální síla na píst od tlaku plynů	F_{pmax}	217 832,5	[N]
Youngův modul pružnosti - ocel	E_o	211 000	[MPa]
Youngův modul pružnosti - hliník	E_{Al}	68 900	[MPa]
Youngův modul pružnosti - litina	E_{Li}	124 000	[MPa]
Počet šroubů	i	4	[ks]
Mez pevnosti šroubů	σ_{pt}	1 220	[N·mm ⁻²]
Mez kluzu šroubů	σ_{Kt}	1 100	[N·mm ⁻²]
Napětí na mezi únavy šroubů	$\sigma_{c(-1)}$	395	[N·mm ⁻²]
Maximální napětí v krutu šroubů	τ_K	590	[N·mm ⁻²]
Velký průměr šroubu	D	16	[mm]
Střední průměr závitu šroubu	d_2	14,701	[mm]
Průměr šroubu u hlavy a válce	$d_h = d_v$	10,6	[mm]
Průměr šroubu závit	d_3	13,546	[mm]
Průměr díry pro šroub	d_{ξ}	17	[mm]
Průměr závitové část	d_z	14,701	[mm]
Celková délka šroubu	l_c	330	[mm]
Délka závitové části	l_b	25	[mm]
Délka části šroubu před závitem v bloku	l_{prblok}	11,2	[mm]
Délka šroubu hlavové části	l_h	108,8	[mm]
Délka šroubu u válce	l_v	185	[mm]
Rozteč závitu	P	2	[mm]
Součinitel předpětí	q_z	0,5	-
Souč. smyk. tření závitu	f	0,08	-
Souč. smyk. tření pod hlavou	f_h	0,08	-
Snížená mez únavy	Φ	4,5	-
Vnější průměr válce	d_v	129,5	[mm]

Výpočet silového namáhání jednoho šroubu plyne ze vzorce, který zohledňuje počet šroubů:

$$F_h = \frac{F_{pmax}}{i} \quad (3.23)$$



a jelikož je maximální síla od tlaku plynů větší v případě pohonu na naftu, vlivem maximálního tlaku od rozpínajících se plynů, je nutné uvažovat navrzení a kontrolu šroubového spoje právě pro pohon na naftu.

Výpočet tuhosti (přítěžovaného) šroubového spoje se určí dle [37] [38]:

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{E_o} \cdot \left(\frac{l_h}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}} + \frac{l_v}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4}} \right) \quad (3.24)$$

kde: E_o je modul pružnosti šroubu v tahu šroubu, $d_h = d_v$ je průměr šroubu u hlavy a válce, d_b je průměr šroubu v oblasti bloku motoru, l_h je délka šroubu v části hlavy válce, l_v je délka šroubu v části válce.

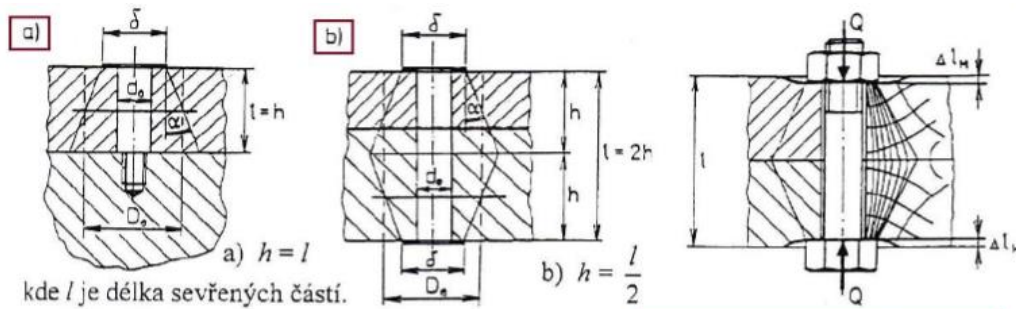
Závitová část se v tomto případě při výpočtu tuhosti šroubu zanedbává, neboť se nepodílí na ovlivnění tuhosti v oblasti válce a hlavy a zároveň dle zdroje [38] se výpočet většinou omezuje pouze na část dřívku, zároveň je rozdíl ve výpočtech pouze v řádu procent.

A dále následuje rozměr ovlivněné oblasti v oblasti hlavy válce [38]:

$$S_h = \frac{\pi \cdot ((D_{ehl})^2 - d_s^2)}{4} \quad (3.25)$$

kde: D_{ehl} je průměr pro náhradu trubky a d_s je průměr díry pro šroub v hlavě válce.

Průměr pro náhradu trubky se určí z Obr. 36 a Tab. 6.



Obr. 36 - Příklady řešení šroubového spojení včetně izostatických křivek [38]



Tab. 6 - Tabulka s doporučenými hodnotami k určení náhradní trubky [38]

	tg α	D_e	
		a)	b)
Rötscher	1	$\delta + l$	$\delta + \frac{1}{2} l$
Serensen	0,4	$\delta + \frac{2}{5} l$	$\delta + \frac{1}{5} l$
VDI	0,2 ocel	$\delta + \frac{1}{5} l$	$\delta + \frac{1}{10} l$
	0,25 š. litina	$\delta + \frac{1}{4} l$	$\delta + \frac{1}{8} l$
	0,33 Al-slitiny	$\delta + \frac{1}{3} l$	$\delta + \frac{1}{6} l$

Následně se obecně píše vzorec dle [38]:

$$D_e = \delta + h \cdot \tan \alpha \quad (3.26)$$

pro tento případ tedy dle [38]:

$$D_{ehl} = s + \frac{1}{3} \cdot l_h \quad (3.27)$$

kde: s je průměr hlavy pro šroub na klíč.

Výsledná tuhost hlavy válce se zapisuje dle [38]:

$$\frac{1}{C_h} = \frac{i}{E_{Al}} \cdot \frac{l_h}{S_h} \quad (3.28)$$

kde: E_{Al} je modul pružnosti šroubu v tahu hlavy.

Následuje výpočet průměru pro náhradu trubky válce D_{eva} . Jelikož se nejedná o klasickou desku, ale o válec, je tento náhradní průměr určen z geometrie válce a d bylo v tomto případě určeno taktéž odhadem a jedná se v tomto případě o vrtání válce, píše se vzorec dle [38]:

$$S_v = \frac{\pi \cdot ((D_{eva})^2 - d^2)}{4} \quad (3.29)$$

výsledná tuhost hlavy válce se zapisuje dle [38]:

$$\frac{1}{C_v} = \frac{i}{E_{Li}} \cdot \frac{l_v}{S_v} \quad (3.30)$$

kde: E_{Li} je modul pružnosti šroubu v tahu válce.



Výpočet celkové tuhosti odlehčovaných se provede dle vzorce [38]:

$$\frac{1}{C_v} = \frac{i}{E_{Li}} \cdot \frac{l_v}{S_v} \quad (3.31)$$

a výpočet celkové tuhosti přitěžovaných součástí se provede dle vzorce [38]:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_S} + \frac{l_h}{E_{Al} \cdot S_h} \quad (3.32)$$

Výpočet montážního předpětí se vypočte ze vzorce dle [38]:

$$Q_0 = Q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_h = \left(q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_h \quad (3.33)$$

kde: q_z je součinitel předpětí, který je nutno dle doporučení vhodně zvolit.

Pro provozní cykly platí dle [38]:

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_h \quad (3.34)$$

$$Q_{1a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_h \quad (3.35)$$

Pro prodloužení součástí platí dle [38]:

$$\Delta L_1 = \frac{Q_0}{C_1} \quad (3.36)$$

$$\Delta L_2 = \frac{Q_0}{C_2} \quad (3.37)$$

Napětí předepjatého šroubu se spočítá dle [38]:

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{A_3} \quad (3.38)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{A_3} \quad (3.39)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{A_3} \quad (3.40)$$

$$\sigma_{1max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (3.41)$$

Moment po utažení, úhel stoupání, třecí úhel a redukovaný třecí úhel se vypočtou dle [38]:



$$M_z = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} tg(\gamma + \varphi') \quad (3.42)$$

$$tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (3.43)$$

$$tan \beta_n = tan \beta \cdot cos \gamma \quad (3.44)$$

$$tan \varphi' = f' = \frac{f}{cos \beta_n} \quad (3.45)$$

kde: P je stoupání závitu a β je vrcholový úhel šroubu.

Výpočet pokračuje užitím vzorců pro výpočet napětí v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (3.46)$$

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} \quad (3.47)$$

kde: d_3 je malý průměr závitu na šroubu.

Výpočet redukovaného napětí dle HMH se vypočte dle [38]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \quad (3.48)$$

a výpočet bezpečnosti v krutu se vypočte dle [38]:

$$\tau_K = \frac{\sigma_{Kt}}{\alpha} \quad (3.49)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau} \quad (3.50)$$

kde: σ_{Kt} je smluvní mez kluzu.

Utahovací moment na klíči se vypočte dle [38]:

$$M_{kk} = M_z + M_H \quad (3.51)$$

kde:

$$M_H = Q_h \cdot f_H \cdot \left(\frac{s + d}{2} \right) \quad (3.52)$$

kde: f_H je součinitel smykového tření pod hlavou a s je rozměr hlavy šroubu.

Mez únavy se vypočte dle [38]:

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} \quad (3.53)$$



kde: Φ je součinitel pro snížení meze únavy

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot \sigma_{Pt} \cdot 10^{-4} \quad (3.54)$$

$$\psi_{\sigma}^x = \frac{\psi_{\sigma}}{\Phi} \quad (3.55)$$

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\psi_{\sigma}} \quad (3.56)$$

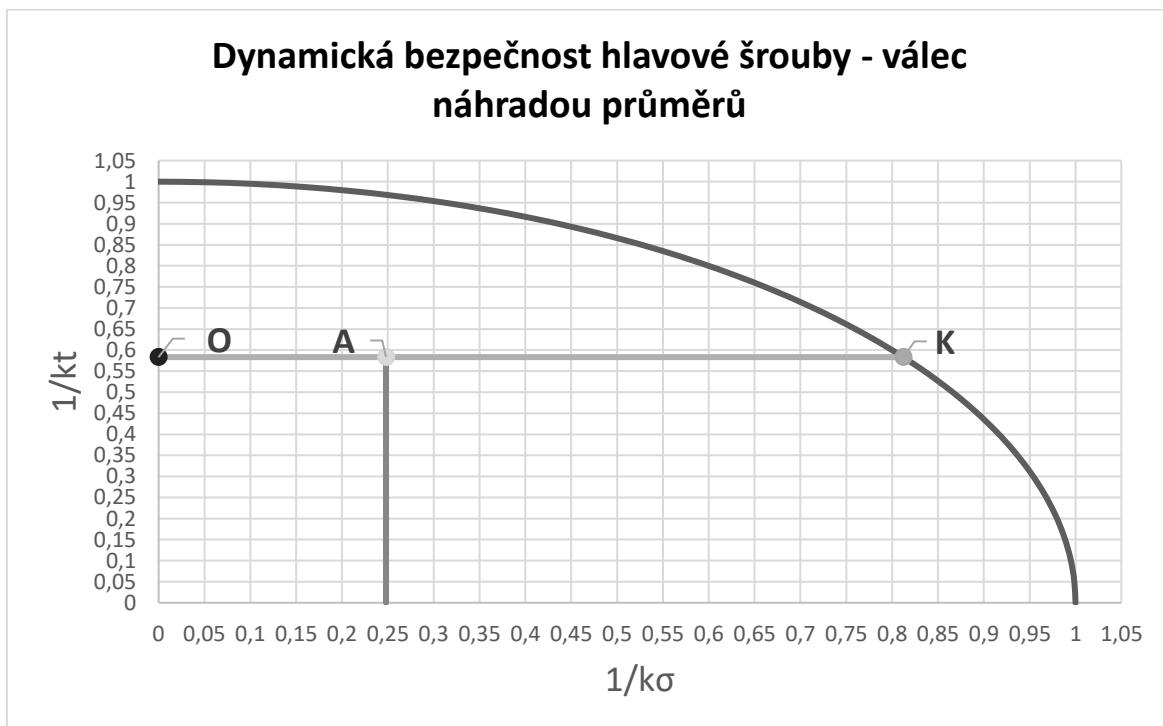
a analytický součinitel únavy se vypočte dle [38]:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_c^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q_0})} \quad (3.57)$$

kdy pro výslednou dynamickou bezpečnost platí dle [38]:

$$k = k_{\sigma} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} \quad (3.58)$$

Výslednou dynamickou bezpečnost hlavových šroubů zobrazuje Obr. 37.



Obr. 37 – Graf - Dynamická bezpečnost šroubového spojení dle výpočtu VDI 2230



3.3.2 Výpočet dle VDI 2230 pomocí komolého kužele s výpočtem tuhosti válce jako desky

Výpočet vychází ze stejných předpokladů jako výpočet dle VDI 2230 komolého kužele. Výpočet tuhosti šroubu je taktéž stejný. Výpočet v tomto případě předpokládá chování spojovaného válce jako desky o jejím charakteristickém rozměru.

Výpočet obsahu ovlivněné oblasti je podobný jako v předchozím případě dle [38]:

$$S_v = \frac{\pi \cdot ((D_{val})^2 - d_s^2)}{4} \quad (3.59)$$

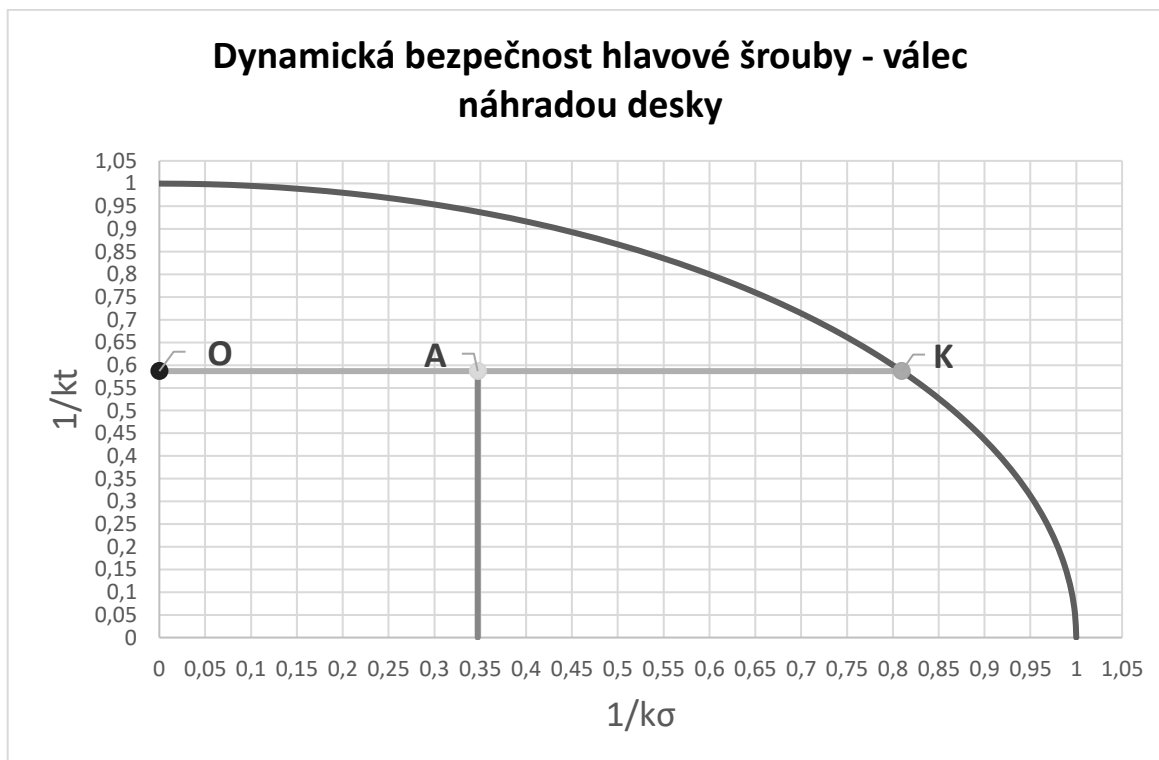
avšak pro tento případ se předpokládá výpočet tuhosti válce jako tuhost spojované desky se zachováním charakteristických rozměrů, pro tento případ tedy dle [38]:

$$D_{val} = s + \frac{1}{4} \cdot l_v \quad (3.60)$$

výsledná tuhost hlavy válce se zapisuje dle [38]:

$$\frac{1}{C_v} = \frac{i}{E_{Li}} \cdot \frac{l_v}{S_v} \quad (3.61)$$

Výslednou dynamickou bezpečnost hlavových šroubů při výpočtu dle VDI 2230 zobrazuje Obr. 38.



Obr. 38 – Graf - Dynamická bezpečnost šroubového spojení dle výpočtu ze základních předpokladů



3.3.3 Výpočet šroubového spojení ve výpočetním softwaru MITCalc

Výpočet šroubového spojení byl následně proveden i v softwaru MITCalc pro ověření výpočtů. Vstupní a výstupní data jsou zobrazena na Obr. 39, Obr. 40, Obr. 41 a Obr. 42.

Kapitola vstupních parametrů		
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.		
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Režim zatížení, typ spoje		
1.3 Provedení šroubového spoje	A ... Spojení součástí závrtným šroubem	
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu	
1.5 Průběh zatížení	Míjivé zatížení	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>A</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>B</p> </div> </div>		
1.6 Zatížení spoje		
1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	54458,00 [N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	0,00 [N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00 [N]
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní a montážní parametry spoje.		
2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	0,500
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,000
2.3 Požadované zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_{zmin}	27229,00 [N]
2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	1,500
2.5 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150
2.6 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150
2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_q	0,200
2.8 Uvažovat přídatná ohybová napětí		Ano
2.9 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,085 [°]
2.10 Montážní teplota	T_o	20,0 [°C]
2.11 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje		Ano
2.12 Provozní teplota šroubu	T_b	85,0 [°C]
2.13 Provozní teplota spojovaných částí	T_m	220,0 [°C]
2.14 <input checked="" type="checkbox"/> Spoj je zatěžován pouze při provozní teplotě		
2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje		Ano
2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	ΔL	0,01200 [mm]

Obr. 39 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – součinitele, teploty a deformace [39]

Hodnoty do výpočetního softwaru byly voleny původně obdobné jako do výpočtů v excelu, avšak bylo zjištěno, že vliv teploty je větší, než je obyčejný výpočet v excelu schopný pochytit. Došlo tedy i ke změně hodnot některých vstupních hodnot, jež jsou více na straně bezpečnosti.



2.17 **Faktor zavedení provozní síly**

2.18 Faktor zavedení provozní síly

2.19 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu

2.20 Vzdálenost působiště provozní síly od matice

n	0,637	
L_{F1}	108,800	[mm]
L_{F2}	0,000	[mm]

2.21 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.22 Speciální úpravy spoje

2.23 Provedení závitu

2.24 Požadovaná životnost spoje v cyklech

2.25 Požadovaná spolehlivost spoje

2.26 Požadovaná dynamická bezpečnost

Upravený výběh závitu šroubu

Válcovaný závit

1,0E+06

99 [%]

n_f 1,500

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1 Provedení spojovaných částí

3.2 Počet sevřených částí

3.3 Vnější průměr sevřených válcových částí

3.5 Celková výška sevřených částí

B ... Válec

i 2

D_A 44,100 [mm]

L 300,000 [mm]

3.6

	L_1	E	α	p_D	Materiál	ISO
Část 1	115,000	68900	22	275	Litá hliníková slitina AlSi10Mg (Sand Casting)	
Část 2	185,000	124000	10,8	860	Šedá litina ISO185/JL/300	

Obr. 40 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – faktor zavedení síly, svírané části [39]

Výpočet v MITCalc dokáže podchytit i další skutečnosti mající vliv na výsledný výpočet šroubového spojení. Za zmínku stojí jistě faktor zavedení provozní síly, ale také požadovaná bezpečnost nebo spolehlivost spoje



4.3 Materiál šroubu

4.4 Pevnostní třída (material) šroubu

E	211000	[MPa]
R _m	1220	[MPa]
R _{eF} , R _{p0,2}	1100	[MPa]
α	11,5	[10 ⁻⁶ /°C]
ρ	7850	[kg/m ³]
E _n	1378300	[MPa]

4.5 Modul pružnosti v tahu

4.6 Mez pevnosti v tahu

4.7 Mez kluzu

4.8 Součinitel tepelné roztažnosti

4.9 Hustota

4.10 Modul pružnosti části s vnitřním závitem

4.11 Parametry závitu

4.12 Typ závitu

F _{0min}	F _{0max}	
M16		
d	16,0000	[mm]
p	2,0000	[mm]
d _r	13,5460	[mm]
d _m	14,7010	[mm]

4.13 Automatický návrh šroubu

4.14 Velikost závitu

4.15 Velký průměr závitu šroubu

4.16 Rozteč závitu

4.17 Malý průměr závitu šroubu

4.18 Střední průměr závitu šroubu

4.19 Provedení a geometrie šroubu

4.20 Typ šroubu

4.21 Provedení šroubu

4.22 Provedení hlavy šroubu

4.23 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

4.24 Celková výška sevřených částí [mm]

A

B

4.25 Úsek šroubu		1	2	3	4	5	6	
4.26 Délka úseku	L _i	2,000	295,000	3,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.27 Průměr úseku	d _i	13,546	10,600	22,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.28 Vnitřní průměr dutého šroubu	d _h	0,000						[mm]

4.29 Geometrie spoje

4.30 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

4.31 Průměr díry pro spojovací šroub	D	22,000	[mm]
4.32 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy	D _e	24,000	[mm]
4.33 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy	D _i	22,000	[mm]

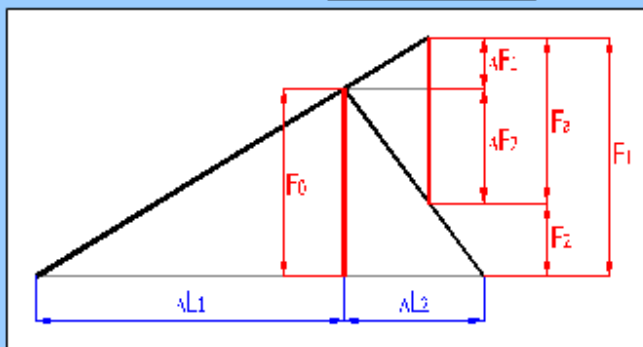
Obr. 41 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – informace o šroubu a závitovém spojení [39]

Následná volba šroubu a jeho vlastností je také poměrně komplexní.

Většinu hodnot si software dokázal ze své paměti nahrát sám. Výpočtu a uživatelskému komfortu nemálo přispívá poměrně bohatá fotodokumentace volených hodnot, kdy si uživatel dokáže vše poměrně jasně představit nebo dle rozsáhlých nápověd rovnou dohledat.



5.0 <input checked="" type="checkbox"/> Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.			
5.1 Konstanty tuhosti spoje			
5.2 Tuhost spojovacího šroubu	C_b	60912,83	[N/mm]
5.3 Tuhost sevřených částí	C_m	351967,35	[N/mm]
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	C_1	56068,74	[N/mm]
5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	C_2	702826,82	[N/mm]
5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	54458	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	4023,47	[N]
5.11 Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	50434,53	[N]
5.12 Minimální potřebné montážní předpětí spoje	F_{0min}	41839	[N]
5.13 Montážní předpětí spoje	F_0	41839,0	[N]
5.14 Utahovací moment	M	132,01	[Nm]
5.15 Silové poměry zatíženého spoje			
5.16 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{OT}	36448,52	[N]
5.17 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{DL}	-623,12	[N]
5.18 Provozní předpětí spoje	F_0'	77664,40	[N]
5.19 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	27229,87	[N]
5.20 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	81687,87	[N]
5.21 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	0,500	
5.22 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



Obr. 42 - Výsledky výpočtu v softwaru MITCalc [39]

Nejzásadnějším porovnávacím parametry výstupních hodnot jsou tuhosti spojovaných součástí, či následná kontrola utahovacího moment.



3.3.4 Porovnání a diskuze výsledků

Na závěr výpočtů šroubového spojení je vhodné výsledky získané ze tří výpočetních metod porovnat v úhledné tabulce Tab. 7.

Tab. 7 - Porovnání výsledků výpočtu utahovacího momentu šroubového spojení

Veličina	Hlavové šrouby I	Hlavové šrouby II	MITCalc	Jednotka
Součinitel předpětí	0,50	0,50	0,50	-
Souč. smyk. tření závitu	0,07	0,07	0,15	-
Souč. smyk. tření pod hlavou	0,08	0,08	0,15	-
Průměr ovl. oblasti hlavy	62,33	43,17	44,10	[mm]
Průměr ovl. oblasti válce	145,00	70,25	44,10	[mm]
Celková tuhost přitěžovaných součástí	54 126,75	46 487,99	56 068,74	[N·mm ⁻¹]
Celková tuhost odlehčovaných součástí	871 898,10	611 455,55	702 826,82	[N·mm ⁻¹]
Moment na klíči	134,67	133,53	132,01	[N·m]

Je vhodné podotknout, že výsledkem výpočtů mělo být přiblížení se udávanému utahovacímu momentu na klíči ze servisní příručky 120 ± 10 Nm, což se s menší odchylkou povedlo splnit.

Vstupní hodnoty součinitele předpětí byly voleny na základě doporučení literatury, viz. Obr. 43, u výpočtu ve výpočetním softwaru MITCalc se díky přesnějšímu výpočtu a zahrnutí více faktorů (mj. při uvažování přispěný roztažnosti materiálu působením vysokých teplot) podařilo zvýšit předpětí a tím také větší rezervu silového působení. Totéž platí pro součinitele smykového tření v závitu a v dosedací ploše hlavy, viz. Obr. 44 a Obr. 45.

Požadavek kompaktnosti spoje

Spoje zatížené stálou silou	0.2 ... 1.5
Spoje zatížené proměnnou silou	0.5 ... 2

Obr. 43 - Tabulka volby doporučeného předpětí šroubového spoje [40]

**Mazaný závit**

Vnější závit ocelový	Vnitřní závit			
	Ocelový neupravený	Ocelový zinkovaný	Šedá litina	Al slitiny
Neupravený	0.10 ... 0.17	0.12 ... 0.18	0.10 ... 0.17	0.11 ... 0.20
Fosfátovaný	0.10 ... 0.17	0.12 ... 0.18	0.10 ... 0.17	0.11 ... 0.20
Pozinkovaný	0.12 ... 0.20	0.12 ... 0.20	0.11 ... 0.18	0.12 ... 0.20
Kadminovaný	0.08 ... 0.13	0.09 ... 0.15	0.08 ... 0.13	0.08 ... 0.14

Obr. 44 - Tabulka volby doporučeného součinitele tření v závitu [40]

Hlava šroubu (matice)	Materiál sevřených částí			
	Ocel	Ocel pozinkovaná	Šedá litina	Al slitina
Neupravená suchá	0.10 ... 0.18	0.10 ... 0.18	0.12 ... 0.20	-
Fosfátovaná suchá	0.10 ... 0.18	0.10 ... 0.18	0.12 ... 0.20	-
Pozinkovaná suchá	0.10 ... 0.20	0.16 ... 0.22	0.10 ... 0.20	-
Neupravená mazaná	0.08 ... 0.15	0.08 ... 0.15	0.08 ... 0.16	0.08 ... 0.20
Fosfátovaná mazaná	0.08 ... 0.15	0.08 ... 0.15	0.08 ... 0.16	0.08 ... 0.20
Pozinkovaná mazaná	0.09 ... 0.18	0.09 ... 0.18	0.10 ... 0.18	-

Obr. 45 - Tabulka volby doporučeného součinitele tření na dosedací ploše šroubu [40]

Pro zajímavé porovnání je zde umístěna také hodnota ovlivněné oblasti hlavy a válce, jež v případě výpočtu „Hlavové šrouby II“ blíže koresponduje s výpočtem v softwaru MITCalc. Nicméně ani výpočet dle „Hlavové šrouby I“ není velmi vzdálen reálným hodnotám, a to s použitím výpočtu válce dle jeho charakteristických rozměrů.

Výsledné tuhosti přitěžovaných součástí jsou si velmi blízké, lze tedy přepokládat, že výpočet v excelu byl vhodně zvolen, neboť ovlivnění výpočtu v MITCalcu je velmi složité.

Za uspokojivé lze také konstatovat výsledky hodnot tuhostí odlehčovaných součástí, které jsou si velmi blízké.



3.4 Výpočet nalisování sacího a výfukového sedla

Tab. 8 - Vstupní data výpočtu nalisování sacího a výfukového sedla

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Youngův modul pružnosti - hlava	E_N	68 300	[MPa]
Youngův modul pružnosti - sedlo	E_H	200 000	[MPa]
Poissonova konstanta - hlava	ν_N	0,33	-
Poissonova konstanta - sedlo	ν_H	0,28	-
Vnitřní poloměr - sací sedlo	r_{1s}	23,5	[mm]
Vnější poloměr - sací sedlo	r_{2s}	27	[mm]
Lisovací přesah - sací sedlo	Δr_s	0,1	[mm]
Vnější poloměr k mat. hlavy	r_{3s}	59	[mm]
Vnitřní poloměr - výfukové sedlo	r_{1v}	20,5	[mm]
Vnější poloměr - výfukové sedlo	r_{2v}	23,5	[mm]
Lisovací přesah - výfukové sedlo	Δr_v	0,1	[mm]
Vnější poloměr k mat. hlavy	r_{3v}	66	[mm]
Počáteční teplota	t_p	25	[°C]
Nafta - Provozní teplota sací sedlo - hlava	$t_{sshlava}$	200	[°C]
Vodík - Provozní teplota sací sedlo - hlava	$t_{sshlava}$	210	[°C]
Nafta - Provozní teplota - sací sedlo	t_{ss}	280	[°C]
Vodík - Provozní teplota - sací sedlo	t_{ss}	295	[°C]
Nafta - Provozní teplota výfukové sedlo - hlava	$t_{vshlava}$	270	[°C]
Vodík - Provozní teplota výfukové sedlo - hlava	$t_{vshlava}$	270	[°C]
Nafta - Provozní teplota - výfukové sedlo	t_{vs}	380	[°C]
Vodík - Provozní teplota - výfukové sedlo	t_{vs}	450	[°C]
Teplotní roztažnost hlavy	α_{Al}	2,3E-05	[C ⁻¹]
Teplotní roztažnost sedla	α_O	1,2E-05	[C ⁻¹]
Vnitřní poloměr - sací sedlo	r_{1st}	23,6	[mm]
Vnější poloměr - sací sedlo	r_{2st}	27,1	[mm]
Vnější poloměr - sací sedlo	$r_{2sthlava}$	27,1	[mm]
Lisovací přesah - sací sedlo	Δr_{ts}	0,07	[mm]
Vnitřní poloměr - výfukové sedlo	r_{1vt}	20,6	[mm]
Vnější poloměr - výfukové sedlo	r_{2vt}	23,6	[mm]
Vnější poloměr výfukové sedlo - hlava	$r_{2vthlava}$	23,6	[mm]
Lisovací přesah - výfukové sedlo	Δr_{vt}	0,07	[mm]



Jelikož se následující praktická část bude zabývat jak tepelným zatížením, tak silovým a kombinovaným a bude snaha o zjednodušení výpočtu silového namáhání s omezením se pouze na užití hlavy válce, je nutné k výpočtu hlavových šroubů uvažovat i vypočítat tlak vyvolaný od nalisování sacích a výfukových sedel, které budou samotnou hlavu válce ve spodní oblasti také zatěžovat.

V této práci není uvažováno nalisování sacích a výfukových vodítek. Aspektem je zjednodušení výpočtu a zaměření se pouze na oblast kolem dosedací plochy hlavy válce s válcem.

Tolerance rozměrů vnějšího průměru sedla je výrobcem stanovena s přesahem 0,2 mm jak u sacího, tak výfukového ventilu. Výrobce zároveň v servisní příručce předepsal uložení „h7“, tedy v případě sacího sedla může být vnější průměr v rozmezí 54,2 mm až 54,17 mm. [30] Při porovnání s [41] je to přibližně korespondující hodnota.

Výpočet nalisování je rozšířením běžných vzorců užívaným v pružnosti a pevnosti při výpočtech tlustostěnných nádob z řešení stavu napjatosti v radiálním a tečném směru dle [38]:

$$\sigma_t = \sigma_o + \frac{K}{x^2} \quad (3.62)$$

$$\sigma_r = \sigma_o - \frac{K}{x^2} \quad (3.63)$$

kde: σ_o je osově napětí, x je vzdálenost určovaná od středu rádiusu a K je určená konstanta.

Konstanty K se určují jak pro náboj K_N (v tomto případě hlava válce), tak i pro hřídel K_H (v tomto případě sedla). Zápis konstant lze uskutečnit dle [38]:

$$K_N = p \cdot \frac{r^2 \cdot R^2}{R^2 - r^2} \quad (3.64)$$

$$K_H = p \cdot \frac{r_o^2 \cdot R^2}{R^2 - r_o^2} \quad (3.65)$$

kde: r_o je případný poloměr pro vnitřní rádius duté hřídele, p je tak a R jsou velké průměry hřídele.

Ideální zápis konstant je ve tvaru dle [42]:

$$K_H = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.66)$$



kde: p_1 lze rovnou zanedbat a r_1 je vnitřní poloměr sedla r_2 je vnější a p_2 je dopočítávaný tlak.

Analogicky lze zapsat pro náboj následně ve tvaru:

$$K_N = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_3 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (3.67)$$

kde: p_3 lze rovnou zanedbat a r_3 je poloměr od středu sedla válce k nejbližšímu úbytku materiálu v hlavě válce v horizontální ose řezu. Jde tedy o průměr experimentálně určený z geometrie hlavy válce. V tomto případě se jedná o vzdálenost osy sedla ke vstřikovači.

Jelikož se jedná o prostorovou napjatost, lze v úvaze vycházet z rozšířeného Hookeova zákona dle [42]:

$$\varepsilon_{t(r_2)} = \frac{\Delta r_2}{r_2} \quad (3.68)$$

kde: Δr_2 je deformace (změna poloměru r_2).

Ze získaného vzorce lze tedy analogicky uvažovat užití tvaru pro rozdíl tečných napětí dle [42]:

$$\frac{\Delta r_2}{r_2} = \varepsilon_{t(r_2^N)}^N - \varepsilon_{t(r_2^H)}^H \quad (3.69)$$

a lze jej dále přepsat do tvaru:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta r_2}{r_2} = & \frac{1}{E_N} \cdot (2 \cdot K_N + p_2 - \nu_N \cdot \sigma_{o(r_2^N)}^N + \nu_N \cdot p_2) \\ & - \frac{1}{E_N} \cdot (2 \cdot K_H + p_2 - \nu_H \cdot \sigma_{o(r_2^H)}^H + \nu_H \cdot p_2) \end{aligned} \quad (3.70)$$

kde: E_H je youngův modul pružnosti pro sedla, E_N je youngův modul pružnosti pro hlavu motoru, ν_N poissonovo číslo pro hlavu motoru a ν_H poissonovo číslo pro sedla ventilů a kde $\sigma_{o(r_2^N)}^N$ a $\sigma_{o(r_2^H)}^H$ je pro otevřenou nádobu nulové.

Při znalosti toho faktu lze postupnými úpravami a vytknutím dosáhnout vzorce:

$$\Delta r_2 = \frac{r_2}{E_N \cdot E_H} \cdot [(2 \cdot (E_H \cdot K_N - E_N \cdot K_H) + p_2 \cdot [E_H \cdot (1 + \nu_N) - E_N \cdot (1 + \nu_H)])] \quad (3.71)$$

a předupravený vztah je pak ve tvaru:



$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2 \cdot (E_H \cdot K_N + E_N \cdot K_H)}{E_H \cdot E_N} + \frac{r_2 \cdot p_2 \cdot (E_H \cdot (1 + \nu_N) - (E_N \cdot (1 + \nu_H)))}{E_H \cdot E_N} \quad (3.72)$$

Výsledný upravený zápis rovnice pro výpočet tlaku, jenž sedlo působí na hlavu válce je pro sací sedlo:

$$= \frac{p_{2s} \Delta r_s}{2 \cdot r_{2s}^3 \cdot \left(\frac{E_H}{r_{3s}^2 - r_{2s}^2} - \frac{E_N}{r_{2s}^2 - r_{1s}^2} \right) + \frac{r_{2s} \cdot (E_H \cdot (1 + \nu_N) - E_N \cdot (1 + \nu_H))}{E_N \cdot E_H}} \quad (3.73)$$

a analogicky pro výfukové sedlo:

$$= \frac{p_{2v} \Delta r_v}{2 \cdot r_{2v}^3 \cdot \left(\frac{E_H}{r_{3v}^2 - r_{2v}^2} - \frac{E_N}{r_{2v}^2 - r_{1v}^2} \right) + \frac{r_{2v} \cdot (E_H \cdot (1 + \nu_N) - E_N \cdot (1 + \nu_H))}{E_N \cdot E_H}} \quad (3.74)$$

Jelikož je však montážní stav odlišný od toho provozního, neboť dochází k ohřevu komponent, je nutno uvažovat i tepelnou dilataci. Ze vzorců pro teplotní roztažnost se určí vtahy:

$$r_{1st} = r_{1s} + r_{1s} \cdot \alpha_O \cdot (t_p - t_{ss}) \quad (3.75)$$

$$r_{1vt} = r_{1v} + r_{1v} \cdot \alpha_O \cdot (t_p - t_{vs}) \quad (3.76)$$

$$r_{2sthlava} = r_{1s} + r_{1s} \cdot \alpha_{Al} \cdot (t_p - t_{sshlava}) \quad (3.77)$$

$$r_{2vthlava} = r_{1v} + r_{1v} \cdot \alpha_{Al} \cdot (t_p - t_{vshlava}) \quad (3.78)$$

$$r_{2st} = r_{2s} + r_{2s} \cdot \alpha_O \cdot (t_p - t_{ss}) \quad (3.79)$$

$$r_{2vt} = r_{2v} + r_{2v} \cdot \alpha_O \cdot (t_p - t_{vs}) \quad (3.80)$$

kde: r_{1st} je vnitřní poloměr sacího sedla s uvažováním teplotní roztažnosti, r_{1vt} je vnitřní poloměr výfukového sedla s uvažováním teplotní roztažnosti, $r_{2sthlava}$ je poloměr hlavy v oblasti sacího sedla s uvažováním teplotní roztažnosti, $r_{2vthlava}$ je poloměr hlavy v oblasti výfukového sedla s uvažováním teplotní roztažnosti, r_{2st} je vnější poloměr sacího sedla, r_{2vt} je vnější poloměr výfukového sedla, α_O je součinitel teplotní roztažnosti sedla, α_{Al} je součinitel teplotní roztažnosti hlavy motoru, t_p je montážní teplota, t_{ss} je teplota



sacího sedla na dosedací ploše s hlavou motoru v radiálním směru, t_{vs} je teplota výfukového sedla na dosedací ploše s hlavou motoru v radiálním směru, a $t_{sshlava}$ a $t_{vshlava}$ jsou teploty hlavy válce na dosedacích plochách hlavy se sedly.

Jelikož je teplota na hlavě válce v místě kontaktní plochy se sedly poměrně znatelně různá, tj. velký rozdíl teplot v jednotlivých místech, byl výpočet zjednodušen o znalost, že provozní teplota dosedací plochy sacího a výfukového sedla a i hlavy válce v této oblasti byla pro všechny režimy otáček stejná pro pohon na vodík, stejně tak pro pohon na naftu. Pohon na naftu a pohon na vodík se již pochopitelně lišil.

Následný přesah, který vznikne teplotními dilatacemi komponent, se vypočte dle:

$$\Delta r_{st} = \Delta r_s - (r_{2sthlava} - r_{2st}) \quad (3.81)$$

$$\Delta r_{vt} = \Delta r_v - (r_{2vthlava} - r_{2vt}) \quad (3.82)$$

následně se tyto vztahy zpět dosadí do výpočtu radiálního tlaku výfukového a sacího sedla a tyto výpočty se následně aplikují do simulace silového a kombinovaného zatížení.

$$p_{2st} = \frac{\Delta r_{st}}{2 \cdot r_{2st}^3 \cdot \left(\frac{E_H}{r_{3s}^2 - r_{2st}^2} - \frac{E_N}{r_{2st}^2 - r_{1st}^2} \right) + \frac{r_{2st} \cdot (E_H \cdot (1 + \nu_N) - E_N \cdot (1 + \nu_H))}{E_N \cdot E_H}} \quad (3.83)$$

A analogicky pro výfukové sedlo:

$$p_{2vt} = \frac{\Delta r_{vt}}{2 \cdot r_{2vt}^3 \cdot \left(\frac{E_H}{r_{3v}^2 - r_{2vt}^2} - \frac{E_N}{r_{2vt}^2 - r_{1vt}^2} \right) + \frac{r_{2vt} \cdot (E_H \cdot (1 + \nu_N) - E_N \cdot (1 + \nu_H))}{E_N \cdot E_H}} \quad (3.84)$$

Pro porovnání vypočtených hodnot lisovacích tlaků obou sedel pro oba pohony byla vytvořena Tab. 9.

Tab. 9 - Porovnání výsledků hodnot tlaků působících na hlavu válce od nalisování sedel v radiálním směru

Veličina	Značka	Jednotka	Palivo	
			Nafta	Vodík
Radiální tlak od nalisování - sací sedlo	p_{2st}	[MPa]	43,10	42,24
Radiální tlak od nalisování - výfukové sedlo	p_{2vt}	[MPa]	44,45	43,56



3.5 Výpočet síly působící sedly na hlavu válce od působení tlaku plynů na ventil

Tab. 10 - Vstupní data výpočtu tlaku působícího sedly na hlavu od působení tlaku plynů na ventil

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Nafta - Tlak plynů při 1000 ot/min	p	18,6	[MPa]
Nafta - Tlak plynů při 1600 ot/min	p	19,4	[MPa]
Nafta - Tlak plynů při 2200 ot/min	p	18,0	[MPa]
Vodík - Tlak plynů při 1000 ot/min	p	12,4	[MPa]
Vodík - Tlak plynů při 1200 ot/min	p	13,0	[MPa]
Vodík - Tlak plynů při 1600 ot/min	p	11,4	[MPa]
Atmosférický tlak	p_o	0,101	[MPa]
Plocha sacího ventilu	S_{sv}	2170,2	[mm ²]
Plocha výfukového ventilu	S_{vv}	1632,0	[mm ²]

Na hlavu válce působí tlakem sedla nejen vlivem nalisování, ale také kvůli přenosu tlaků, který působí na ventil od rozpínání spalované směsi ve spalovacím prostoru na sedlo, které následně působí na hlavu válce. Jelikož je každý z ventilů má jiný průměr i geometrie dosedacích ploch sedla s ventilem je jiná, je nutné tento výpočet opět rozdělit na sací a ventilové sedlo.

Síla působící na ventil se vypočte ze standartního vzorce:

$$F_{sv} = (p - p_o) \cdot S_{sv} \quad (3.85)$$

$$F_{vv} = (p - p_o) \cdot S_{vv} \quad (3.86)$$

kde: p je tlak rozpínajících se plynů při určitých otáčkách, p_o je atmosférický tlak, S_{sv} je plocha sacího ventilu a S_{vv} je plocha výfukového ventilu.

Tato síla se následně aplikuje na stejnou plochu, jako se aplikuje předpětí od nalisování, avšak způsob aplikace je odlišný.

V tomto případě je vzniklá síla aplikována pomocí silového působení ve svislém směru se směrem vektoru do materiálu hlavy motoru.

Tab. 11 souhrnně porovnává silová zatížení od tlaku plynů na radiální plochu sedel ventilů v axiálním směru.



Tab. 11 - Porovnání výsledků hodnot sil působících na hlavu válce od silového působení rozpínajících se plynů na ventily v axiálním směru na radiální ploše

Veličina	Značka	Jednotka	Nafta			Vodík		
			1000 ot/min	1600 ot/min	2200 ot/min	1000 ot/min	1200 ot/min	1600 ot/min
Celkové sil. zatížení sacího sedla	F_{sv}	[N]	40 245,8	41 799,6	38 885,1	26 770,2	28 073,7	24 425,0
Celkové sil. zatížení výfukového sedla	F_{vv}	[N]	30 263,8	31 432,2	29 240,6	20 130,5	21 110,7	18 367,0

3.6 Kombinované tlakové a silové působení sedel ventilů na hlavu válce

Jelikož jsou z přechozích výpočtů již známa tlaková a silová působení sedel ventilů na hlavu válce, a to jak od nalisování, tak i od tlaku plynů a pružin působících skrze ventily na sedla, je vhodné tyto okrajová podmínky shrnout do přehledné tabulky.

Souhrnné porovnání parametrů tlaků a sil působících na sedla ventilů je k dispozici v Tab. 12.

Tab. 12 - Porovnání výsledných celkových axiálních a radiálních tlaků a sil na hlavu válce pro pohon na naftu a vodík

Veličina	Značka	Jednotka	Nafta			Vodík		
			1000 ot/min	1600 ot/min	2200 ot/min	1000 ot/min	1200 ot/min	1600 ot/min
Radiální tlak od nalisování - sací sedlo	p_{2st}	[MPa]	20,9	20,9	20,9	15,3	15,3	15,3
Radiální tlak od nalisování - výfukové sedlo	p_{2vt}	[MPa]	15,3	15,3	15,3	15,0	15,0	15,0
Celkové sil. zatížení sacího sedla	F_{csv}	[N]	40 245,8	41 799,6	38 885,1	26 770,2	28 073,7	24 425,0
Celkové sil. zatížení výfukového sedla	F_{cvv}	[N]	30 263,8	31 432,2	29 240,6	20 130,5	21 110,7	18 367,0



3.7 Výpočet tlaku na dosedací ploše vstřikovače s hlavou válce

Tab. 13 - Vstupní data výpočtu tlaku na dosedací ploše vstřikovače s hlavou válce [30] [36]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Utahovací moment šroubu vstřikovače	M_k	55	[N·m]
Atmosférický tlak	p_o	0,101	[MPa]
Závit vstřikovače		M10	-
Stoupání závitu	P	1,5	-
Střední průměr závitu	d_2	9,026	[mm]
Střední průměr dosedací plochy	d_s	13,5	[mm]
Souč. smyk. tření závitu	f	0,15	-
Souč. smyk. tření pod hlavou šr.	f_h	0,15	-
Dosedací plocha vstřikovače	S_{dosv}	193,7	[mm ²]
Plocha hrotu vstřikovače	S_{hrot}	43,0	[mm ²]

Hlavu tlakovým působením zatěžuje také vstřikovač. Hodnota utahovacího momentu byla nalezena v servisní příručce [30]. Známe byl také rozměr závitu na matici vstřikovače.

Výpočet začíná velmi obdobně jako v kapitole o hlavových šroubech dle [38]:

$$\tan\gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (3.87)$$

$$\tan\varphi' = f \quad (3.88)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k \cdot 1000}{d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + d_s \cdot f_H} \quad (3.89)$$

kde: P je stoupání závitu, d_2 střední průměr závitu, f součinitel smykového tření v závitu, f_h součinitel smykového tření pod hlavou šroubu, M_k utahovací moment ze servisní příručky a d_s je pak střední poloměr dosedací plochy vstřikovače.

Celková vyvozená osová síla utažením matice však nepůsobí jen na samotný vstřikovač, ale působí také na druhou stranu na vidlici třmenu, která působí na hlavu válce. Celková osová síla na vstřikovač je tedy poloviční oproti osově síle vyvozené utažením matice na předepsaný moment:

$$F_{ovst} = \frac{F_o}{2} \quad (3.90)$$

Na vstřikovač působí na jeho hrotu také tlak spalin, na plochu hrotu vstřikovače:

$$F_{vstplynu} = (p - p_o) \cdot S_{hrot} \quad (3.91)$$



kde: S_{hrot} je plocha hrotu vstřikovače.

Síla od talku plynů na vstřikovač je sice s porovnáním osově síly vyvozené dotaženým šroubu vstřikovače zanedbatelná, ale pro úplnost lze tyto síly od sebe odečíst, jelikož obě působí jiným směrem:

$$F_{cvst} = F_{ovst} - F_{vstplynu} \quad (3.92)$$

a lze získat výsledný tlak, kterým vstřikovač působí na dosedací ploše na hlavu válce:

$$p_{cvst} = \frac{F_{cvst}}{S_{dosv}} \quad (3.93)$$

kde: S_{dosv} je plocha dosedací plochy vstřikovače.

Jednotlivé dosedací tlaky na hlavu válce vyvolané utažením třmenu vstřikovače se příliš neliší, viz. Tab. 14.

Tab. 14 - Výsledné hodnoty tlaku vstřikovače na dosedací plochu s hlavou válce

Veličina	Značka	Jednotka	Otáčky		
			1000 ot/min	1600 ot/min	2200 ot/min
Výsledný tlak na dosedací plochu vstřikovače	p_{cvst}	[MPa]	69,2	69,1	69,4



3.8 Výpočet osově síly v závitu utažené zapalovací svíčky v hlavě válce

Tab. 15 - Vstupní hodnoty výpočtu silového působení svíčky na hlavu válce po dotažení [36] [43]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Doporučený utahovací moment výrobcem	M_k	10	[N·m]
Vodík - Tlak plynů při 1000 ot/min	p	12,4	[MPa]
Maximální tlak pohon vodík 1200 ot/min	p_{max}	13,0	[MPa]
Vodík - Tlak plynů při 1600 ot/min	p	11,4	[MPa]
Závit svíčky		M10	-
Stoupání závitu	P	1	-
Střední průměr závitu	d_2	9,35	[mm]
Jmenovitý průměr závitu	D	10	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	8,773	[mm]
Youngův modul pružnosti - ocel	E_o	190 000	[MPa]
Youngův modul pružnosti - hliník	E_{Al}	68 300	[MPa]
Průměr dosedací plochy svíčky	$\delta = d_s$	17	[mm]
Výška podložky	h	6	[mm]
Vnitřní průměr podložky	d_o	10,5	[mm]
Délka závitové části v hlavě	l_{pb}	20,05	[mm]
Výška hlavy šroubu M10	h_s	8	[mm]
Souč. smyk. tření závitu	f	0,15	-
Souč. smyk. tření pod hlavou šr.	f_H	0,15	-
Úhel alfa dle VDI	$\tan \alpha$	0,3	-
Součinitel předpětí	q_z	1	-
Plocha svíčky ve spal. prostoru	S_{svicka}	78,5	[mm ²]
Mez pevnosti	σ_{pt}	490	[N·mm ⁻²]
Mez kluzu	σ_{Kt}	390	[N·mm ⁻²]
Napětí na mezi únavy	$\sigma_{c(-1)}$	175	[N·mm ⁻²]
Maximální napětí v krutu	τ_K	225,2	[N·mm ⁻²]
Snížená mez únavy	Φ	4,5	-

S ohledem na původní rozměr díry pro vstřikovač o průměr zhruba 7 mm bylo vhodné volit rozměr svíčky co nejbližší k 7 mm. Volba svíčky se závitem M8 nebyla uskutečněna, neboť nebylo nalezeno dostatek informací k rozměrům této svíčky. Nejbližším vhodným řešením z metrických závitů svíček byla svíčka se závitem M10. Při návrhu bylo nutno dbát



doporučení, že délka závitu pro hliník by měla být zhruba dvojnásobkem jmenovitého průměru. [38]

I s ohledem na tuto skutečnost se jako nejlepší zapalovací svíčka se jevila ta od výrobce BRISK Tábor a.s., a to svíčka typu CC se závitem M10x1 o délce závitové části 26,5 mm, délce od sedla ke kabelové matici 16 mm (pro snadnější demontáž). Svíčka je těsněna podložkou, nikoliv kuželovým sedlem, což umožňuje větší variabilitu konstrukce, jelikož muselo být v tomto případě užito vyšší nesériové podložky. [44]

Výpočet silového působení od svíčky v závitě hlavy válce by probíhal obdobně, jako například u hlavových šroubů.

Došlo však k zjednodušení celého výpočtu. Utažená a předepnutá svíčka v závitě vyvolá reakční osovou sílu směrem vzhůru, která je však principem akce a reakce zachytávána na dosedací ploše svíčky s těsněním. Dá se říci, že tyto silové účinky se odehrají v uzavřeném silovém řetězci především v horní části závitu a u dosedací plochy těsnění a minimálně ovlivní silové působení na spodní straně u spalovacího prostoru.

Z toho důvodu byla do závitu v modelu hlavy motoru aplikována jen síla od tlaku plynů, jenž působí na zapalovací svíčku na ploše přibližně rozměrů jmenovitého průměru závitu svíčky.

Pro kompletnost je však vhodné uvést celý výpočet včetně vypočteného předepnutí zapalovací svíčky v závitě.

Nejdříve bylo nutné ze součinu plochy svíčky ve spalovacím prostoru s maximálním tlakem ve spalovacím prostoru vypočíst silové působení na svíčku:

$$F_{svicka} = (p_{max} - p_o) \cdot S_{svicka} \quad (3.94)$$

kde: p_{max} je maximální dosažený tlak ve spalovacím prostoru a S_{svicka} je plocha svíčky ve spalovacím prostoru dle geometrie závitu.

Výpočet následně pokračuje výpočtem vnějšího ovlivněného průměru nahrazovaného kužele dle [38]:

$$D_e = \delta \cdot h \cdot \tan \alpha \quad (3.95)$$

kde: δ je malý průměr kužele a odpovídá vnějšímu průměru dosedací plochy svíčky, h je výška komolého kužele a odpovídá výšce těsnění a $\tan \alpha$ je úhel rozvěvení kužele dle normy VDI 2230. [45]

Výpočet tuhosti přitěžované podložky se provedl dle vzorce [38]:



$$C_{Ta} = \frac{\pi \cdot E_{al} \cdot (D_e^2 - d_o^2)}{4 \cdot l_{pa}} \quad (3.96)$$

kde: E_{al} je Youngův modul pružnosti pro podložku, d_o je vnitřní průměr podložky a l_{pa} je rozhodná délka ovlivněné oblasti, která odpovídá polovině výšky podložky.

A dále pak tuhostí odlehčované hlavy se závitem dle [38]:

$$C_{Tb} = \frac{\pi \cdot E_{al} \cdot (D_e^2 - d_2^2)}{4 \cdot l_{pb}} \quad (3.97)$$

kde: E_{al} je Youngův modul pružnosti pro hlavu válce, d_2 je střední průměr závitu a l_{pb} je rozhodná délka ovlivněné oblasti, která odpovídá délce závitu.

A následně výpočtem tuhosti „šroubu“, v tomto případě svíčky, dle [38]:

$$C_S = E_o \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_2^2}{4 \cdot l_{sd}} + \frac{\pi \cdot d_2^2}{4 \cdot l_{s2}} \right) \quad (3.98)$$

kde: E_o je Youngův modul pružnosti pro šroub, l_{sd} je rozhodná délka ovlivněné oblasti, která odpovídá dvěma třetinám výšky hlavy šroubu a l_{s2} je rozhodná délka ovlivněné oblasti které odpovídá dvěma pětinaš jmenovitého průměru závitu.

Jelikož jsou zde dvě tuhosti přitěžované, a to šroub a podložka, do finálního výpočtu je nutné obě tuhosti sečíst dle [38]:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_S} + \frac{1}{C_{ta}} \quad (3.99)$$

a výpočet je dokončen vzorem pro osovou sílu včetně předpětí [38]:

$$Q_0 = Q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_h = \left(q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_h \quad (3.100)$$

Výpočet by pokračoval naprosto identicky jako v případě hlavových šroubů.

Podstatné je, že vypočítaný moment byl podstatně nižší než moment určen výrobcem. Není důvod utahovací moment předepsaný výrobcem použít, neboť výpočet vyšel s bezpečností jak na bezpečnost v krutu, tak i na dynamickou bezpečnost.

Výpočet finální osově síly v závitu byl učiněn za pomoci vzorců z kapitoly o výpočtu silového působení vstřikovače dle [38]:

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (3.101)$$



$$\tan\varphi' = f \quad (3.102)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k \cdot 1000}{d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + d_s \cdot f_H} \quad (3.103)$$

kde: P je stoupání závitu, d_2 střední průměr závitu, f součinitel smykového tření v závitu, f_h součinitel smykového tření pod hlavou šroubu, M_k utahovací moment ze servisní příručky a d_s je pak střední poloměr dosedací plochy vstřikovače.

Výsledná zjednodušená osová síla, která bude aplikována v závitu na hlavě motoru, bude dána pouze působením rozpínajících se plynů ve spalovacím prostoru:

$$F_{ov} = (p - p_o) \cdot S_{svicka} \quad (3.104)$$

kde: p je tlak rozpínajících se spalin pro určité otáčky a p_o je atmosférický tlak.

Obdobně jako u vstřikovače dosedací tlak se osová síla v závitu zapalovací svíčky příliš neliší, porovnání pro troje nejvíce kritické otáčky je k dispozici v Tab. 16.

Tab. 16- Výsledné hodnoty výpočtu osově síly aplikované do modelu hlavy válce

Veličina	Značka	Jednotka	Otáčky		
			1000 ot/min	1200 ot/min	1600 ot/min
Osová síla působící na zapalovací svíčku od tlaku plynů	F_{ov}	[N]	968,8	1 016,0	883,9

Jako materiál pouzdra zapalovací svíčky je uvažována ocel třídy 11, odtud plyne uvažovaná mez pevnosti, mez kluzu a napětí na mezi únavy pro pevnostní třídu 5.8. [45]



4 Praktická část

Praktická část této bakalářské práce se zabývá nejen postupem tvorby modelu hlavy válce a další komponent pístového spalovacího motoru Tatra T3C, ale také následných simulací tepelného, silového a kombinovaného namáhání pro oba pohony.

Tvorba modelů byla prováděna v softwaru PTC Creo Parametric. Konkrétně byla zvolena verze programu PTC Creo Parametric 7, jelikož přináší optimální kompatibilitu a stabilitu.

Po předchozí tvorbě modelů byly vykonány simulace tepelného a silového namáhání pro ověření a doplnění okrajových podmínek při zatěžování motoru na vnější zatěžovací charakteristice při spalování nafty ve spalovacím prostoru. Na závěr bylo vyšetřováno namáhání hlavy válce a dalších komponent v tepelně-silové simulaci.

Následně došlo k úpravě především hlavy válce za účelem spalování vodíku ve spalovacím prostoru motoru. Zadáním a výsledkem praktické části bylo validovat a případně optimalizovat hlavu válce Tatra T3C pro spalování vodíku ve spalovacím prostoru.

Další podrobnosti viz. podkapitoly praktické části.

4.1 Tvorba modelu hlavy motoru Tatra T3C a přidružených komponent

Tvorba modelů probíhala dle poskytnuté geometrie modelu, která neobsahovala ve svém stromu údaje o její stavbě. Model byl tedy uzamčený a nedovoloval nahlédnout, jakým způsobem a z jakých prvků se jeho geometrie tvořila.

Při tvorbě vlastního modelu se užilo jak reálného odměřování ze samotného modelu, tak byla užita i možnost vytvoření výkresu a odečtení hodnot tak, jak by to probíhalo, pokud by byla dodána výkresová dokumentace, z níž by byl pak následný samotný model vytvořen.

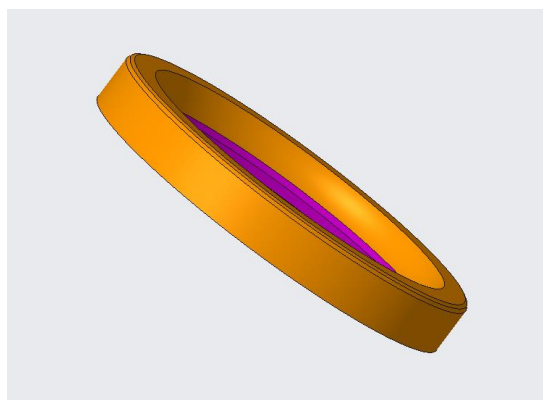
Na Obr. 46, Obr. 47, Obr. 48 a Obr. 49 je zobrazeno pár vytvořených komponent motoru a porovnání s dodanými modely.



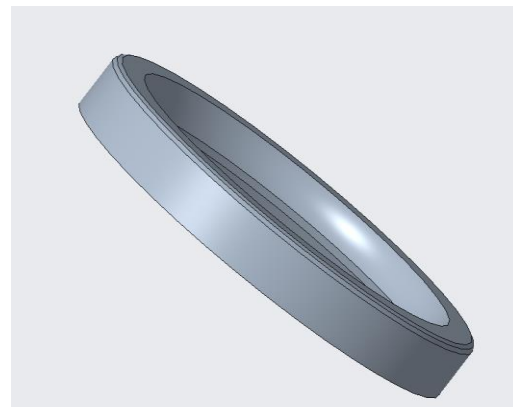
Obr. 46 - Dodaný model sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]



Obr. 47 - Vytvořený model sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]

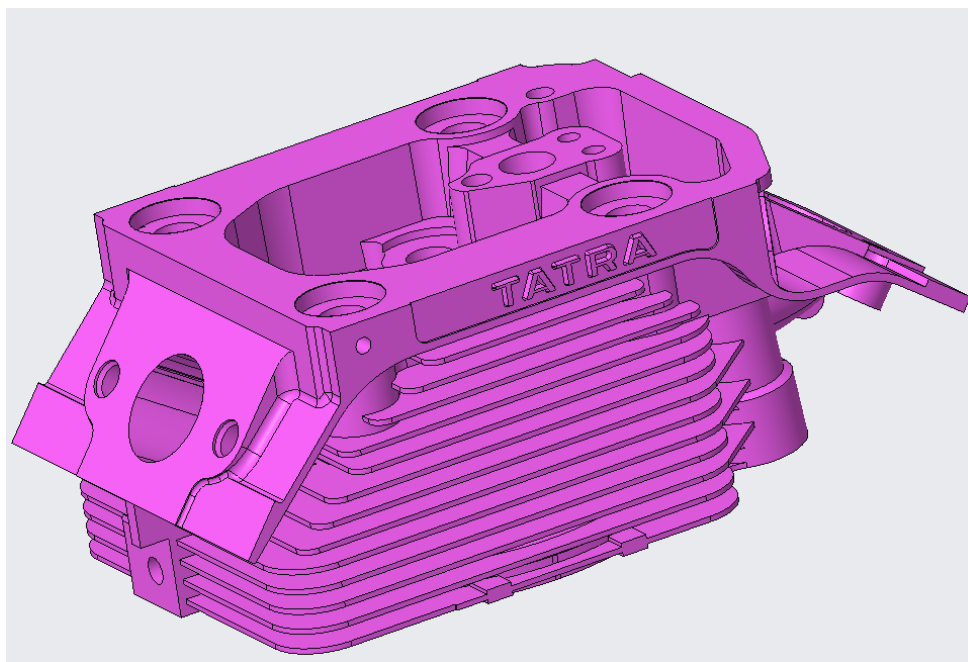


Obr. 48 - Dodaný model sedla sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]

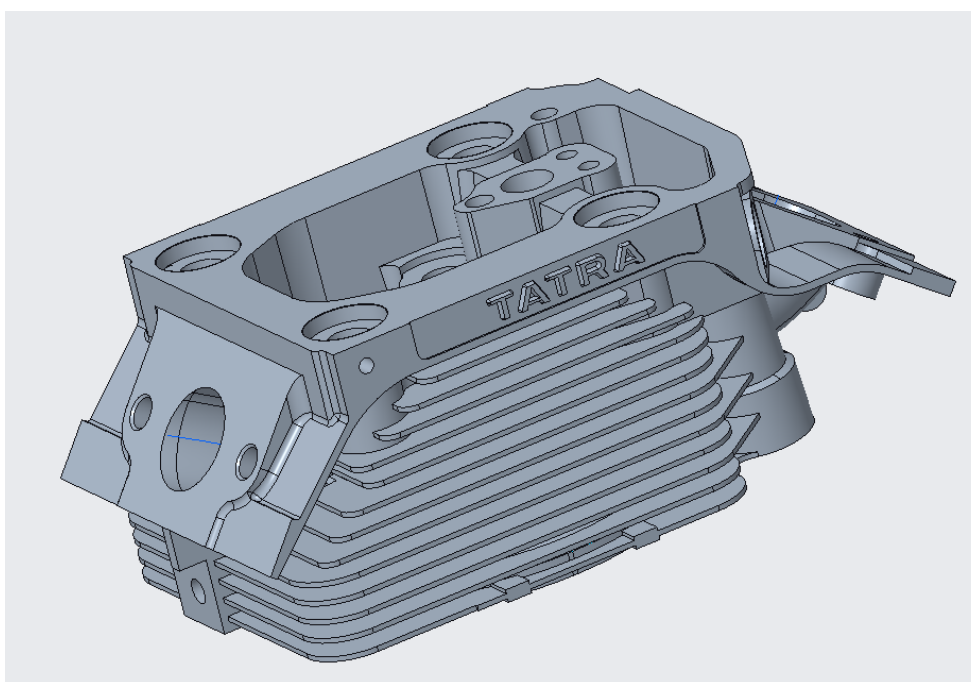


Obr. 49 - Vytvořený model sedla sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]

Komplikovanější a proporčně náročnější byla pak tvorba modelu samotné hlavy válce, jež probíhala po větší část semestru, viz. Obr. 50 a Obr. 51. Model hlavy válce byl pak sice následně před použitím do simulací zjednodušen o simulačně nepodstatné prvky, nicméně původní model hlavy byl vytvořen přesně dle dodaného modelu.



Obr. 50 - Dodaný model hlavy válce motoru TATRA T3C 928 [46]



Obr. 51 - Vytvořený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]

V sumarizaci byly tedy vytvořeny modely ventilových sedel, ventilů, hlavového šroubu, vodítka ventilů, vstřikovače, zapalovací svíčky, hlavového těsnění, těsnícího kroužku zapalovací svíčky, ventilového těsnění, šroubů držáku víka, talíře ventilových pružin a samozřejmě také samotné hlavy válce motoru. Všechny součásti pak následně nevstupovaly do samotných simulací, neboť buď nebyly v oblasti zájmu výpočtu, či by výpočet zbytečně prodlužovaly, neboť na samotné analýzy vliv neměly.



4.2 Zjednodušení modelu sestavy pro účely simulace

Před samotnými simulacemi došlo nejprve k zjednodušení součástí vstupujících do výpočtů a simulací.

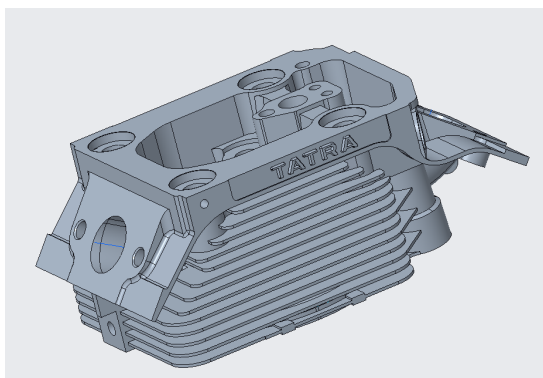
Ne všechny křivky, povrchy a kontury byly pro výpočty potřebné. Zatěžovaly by pak výpočet, který by trval podstatně delší dobu. Zjednodušen byl nejen model hlavy válce, jenž přišel o některé nepotřebné části, ale zjednodušení doznaly také součásti jako třeba ventily, sedla nebo vodítka.

Konkrétně třeba ventily a sedla přišly o své redundantní zaoblení a zkosení, které nebyly pro samotné výpočty potřeba.

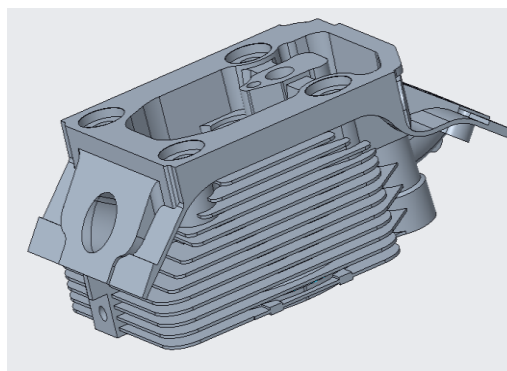
Nejvíce změn doznala hlava válce. V oblasti dosedací plochy na válec nebylo možné cokoli zjednodušovat, neboť se jednalo o oblast zájmu, která nemohla podléhat úpravám.

Z výčtu lze konstatovat, že proběhlo zjednodušení zabolení a zkosení v oblasti sacího a výfukového kanálu. Kanály a jejich vedení změněno nebylo. Sice by došlo k zjednodušení tvarů a možné aproximaci jednoduššími geometrickými tvary, ale mohlo by to negativně ovlivnit následnou silovou analýzu tím, že by se měnily tloušťky stěn vedení kanálu, které takto byly konstrukčně navrženy již jako dostatečně optimalizované s přihlédnutím na pevnost a hmotnost. Mezi další úpravy se řadilo také odstranění nápisu, odstranění děr pro přívod paliva a mazacího oleje ve vrchní části hlavy válce.

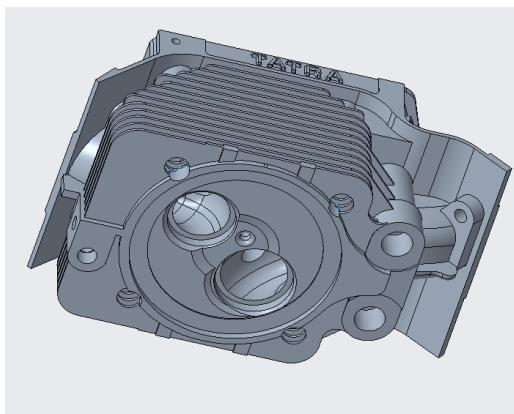
Nejvíce vypovídajícím je porovnání před a po úpravách na obrázcích Obr. 52, Obr. 53, Obr. 54 a Obr. 55.



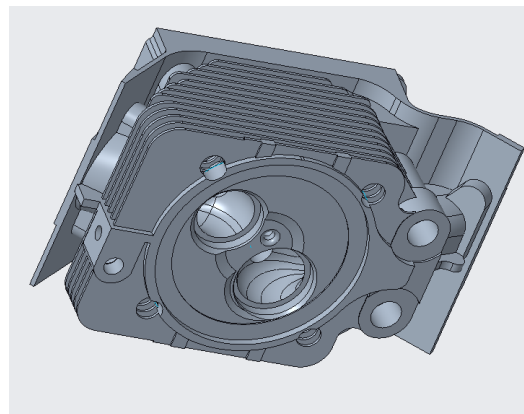
Obr. 52 - Originální model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]



Obr. 53 - Zjednodušený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]



Obr. 54 - Originální model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]



Obr. 55 - Zjednodušený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]

4.3 Sestava komponent motoru Tatra T3C 928 a materiálové vlastnosti jednotlivých komponent

Na neméně podstatnou činnost – stanovení materiálových vlastností – se využito předefinovaných materiálů z nabídky knihovny materiálů PTC Creo Parametric s tím, že se dané podstatné vstupní korelovaly s [47].

Jak pro tepelné, tak pro silovou analýzu byly potřebné vstupní materiálové vlastnosti dle Tab. 17.

Vyjma odlišnosti užití vstřikovače u pohonu na naftu a použití zapalovací svíčky a kroužku zapalovací svíčky u pohonu na vodík se žádné další změny na materiálových vlastnostech neodehrály, viz. Tab. 18.

Tab. 17 - Tabulka užitých materiálů a materiálových vlastností komponent sestavy – pohon nafta

Součást	Materiál	Hustota	Poissonovo číslo	Youngův modul pružnosti	Koeficient tepelné roztažnosti	Měrná tepelná konstanta	Teplotní vodivost
		[kg/m ³]	[-]	[MPa]	[K ⁻¹]	[J/kg·K]	[W/(m·K)]
Hlava válce	AlSi10Mg	2 700	0,33	68 500	2,3e-5	900	160
Ventily	X5CrNiCuNb16-4	7 750	0,28	200 000	1,2e-5	470	20
Ventilová sedla	X5CrNiCuNb16-4	7 750	0,28	200 000	1,2e-5	470	20
Vodítka ventilů	EN-GJL-250	7 200	0,26	124 000	1,3e-5	480	47
Vstřikovač nafty	20NiCrMoS6-4	7 900	0,29	190 000	1,145e-5	470	40



Tab. 18 - Tabulka užitých materiálů a materiálových vlastností komponent sestavy – pohon vodík

Součást	Materiál	Hustota	Poissonovo číslo	Youngův modul pružnosti	Koeficient tepelné roztažnosti	Měrná tepelná konstanta	Teplotní vodivost
		[kg/m ³]	[-]	[MPa]	[K ⁻¹]	[J/kg·K]	[W/(m·K)]
Hlava válce	AlSi10Mg	2 700	0,33	68 500	2,3e-5	900	160
Ventily	X5CrNiCuNb16-4	7 750	0,28	200 000	1,2e-5	470	20
Ventilová sedla	X5CrNiCuNb16-4	7 750	0,28	200 000	1,2e-5	470	20
Vodítka ventilů	EN-GJL-250	7 200	0,26	124 000	1,3e-5	480	47
Zapalovací svíčka	EN 1.1520	7 800	0,29	190 000	1,2e-5	470	50
Kroužek zapalovací svíčky	EN AW-1050	2 700	0,33	68 000	2,3e-5	900	230

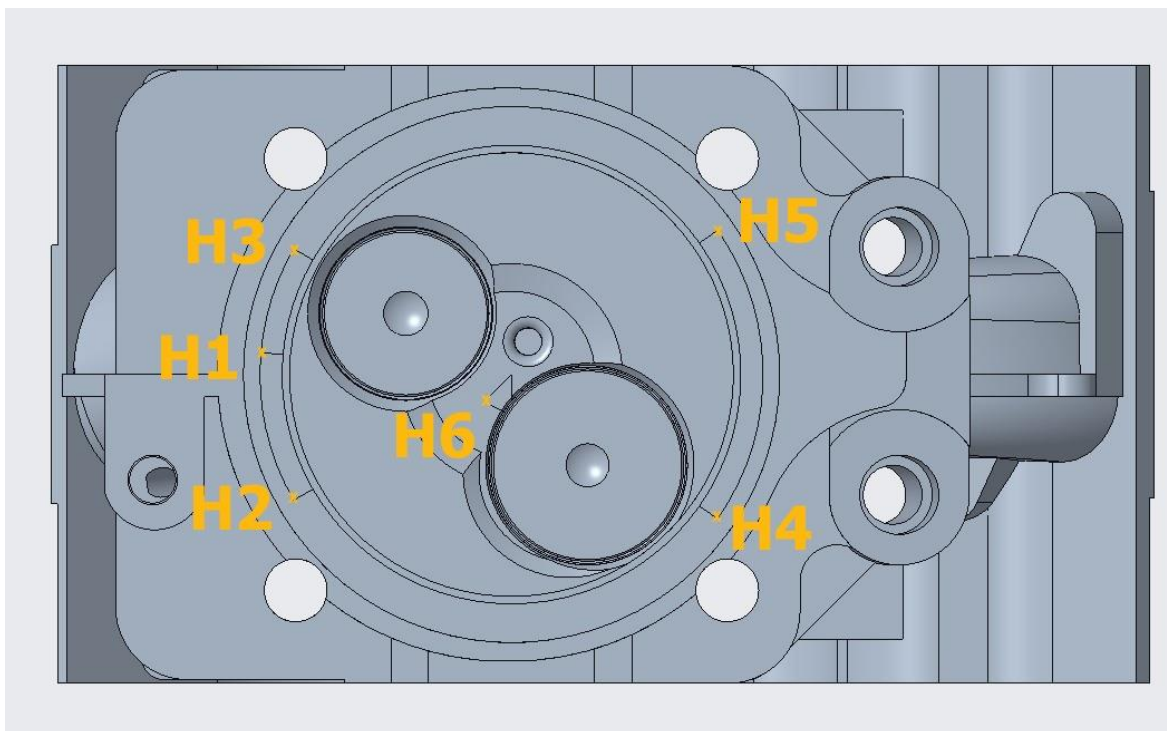
4.4 Simulace tepelného zatížení při pohonu na naftu

Velmi důležitou prvotní činností v simulaci tepelného zatížení je stanovení okrajových podmínek tepelné analýzy.

Jedněmi okrajovými podmínkami byla výstupní data ze softwaru GT-SUITE. V softwaru GT-SUITE byla vytvořena simulace běhu spalovacího motoru dle definovaných vstupních parametrů. Samotná práce s programem GT-SUITE nebyla součástí této bakalářské práce, a proto pro další pokračování v práci stačila jen samotná výstupní data, konkrétně se jednalo o součinitele přestupu tepla v jednotlivých oblastech a teploty jednotlivých oblastí.

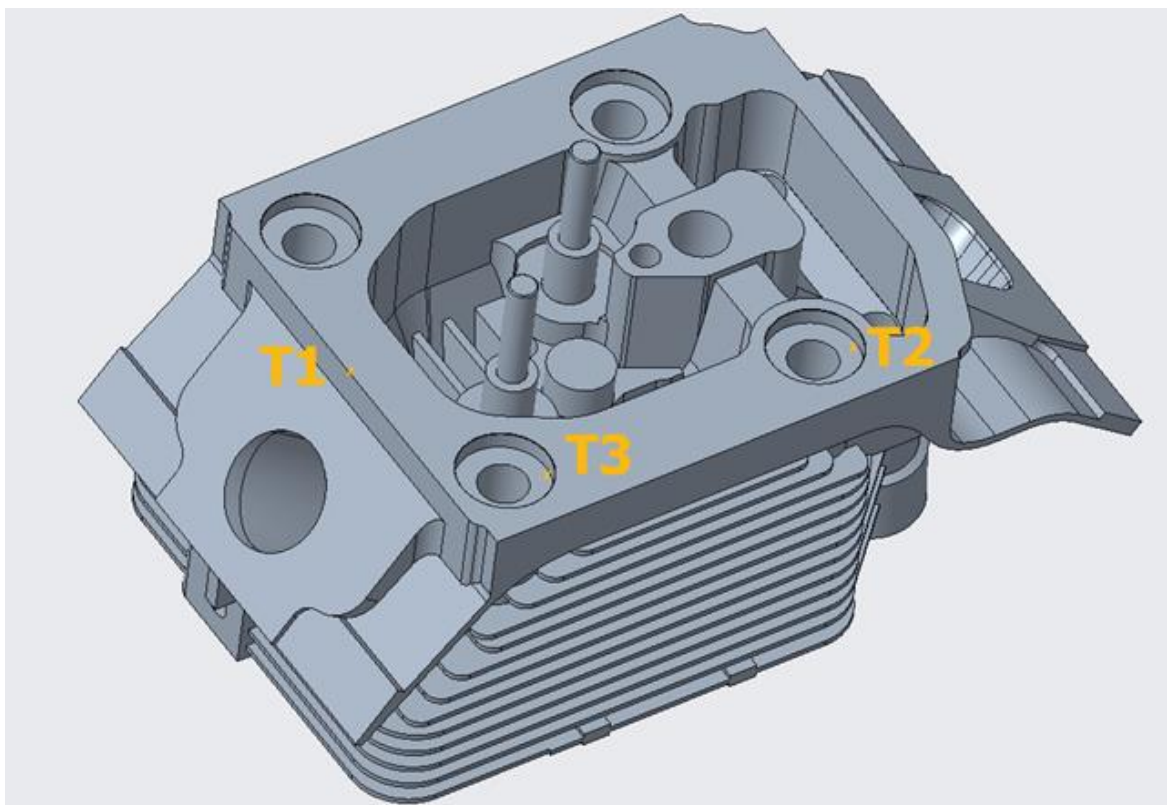
Dalšími okrajovými podmínkami byla data dodaná výrobcem motoru, která do výpočtů přinesla především hodnoty teploty v určitých měřicích bodech, ale také například teplotu oleje. Neméně podstatnými podklady byly také výkresy, které znázorňovaly přesné umístění snímačů teploty.

Umístění těchto snímačů bylo taktéž vyřešeno v simulačním softwaru PTC Creo Parametric 7, jejich rozmístění v modelu znázorňují Obr. 56 a Obr. 57.



Obr. 56 - Umístění měřících bodů teploty [46]

Měřící snímač teploty H6 byl umístěn ve vzdálenosti 7 mm od dna dosedací plochy hlavy válce na válec. Senzory H1-H5 byly umístěny 9,5 mm ode dna dosedací plochy hlavy válce s válcem.



Obr. 57 - Umístění snímačů teploty na horní části hlavy válce [46]



Snímač teploty T1 byl umístěn na vrchní hraně hlavy válce zhruba v oblasti dosedací plochy víka hlavy. Snímače teploty T2 a T3 byly umístěny na dosedací ploše hlavy válce s hlavovými šrouby. Skutečné měřené teploty byly na hlavě šroubu, avšak hlavové šrouby do simulace nevstupovali, takže pro porovnání odhadu očekávaných teplot se čidla teploty umístila provizorně takto. V měřených bodech se tedy musely objevovat teploty vyšší než teploty dodané od Tatry.

Pro teplotní analýzu je mimo jiné nutná i vhodně vytyčená výpočetní síť. Jelikož jsou komponenty různě rozměrné a mají různě rozměrné a proporční plochy, je nutné výpočetní síť vhodně naškálovat. To se dá v samotném rozhraní PTC Creo Parametric zvolením velikosti elementu určité součásti. Malé součásti, jako například vodítka ventilů nebo ventily byla zasíťována velikostí elementu v řádech jednotek (5-7) milimetrů, hlava válce pak ve vyšších jednotkách (8-10) milimetrů, neboť by nižší škálování způsobilo větší počet výpočetních elementů, čímž by se výpočet prodlužoval. Kvůli tomuto opatření bylo zapotřebí upravit vedení sacího kanálu, jenž byl místo 8 elementů rozdělen na 12 elementů.

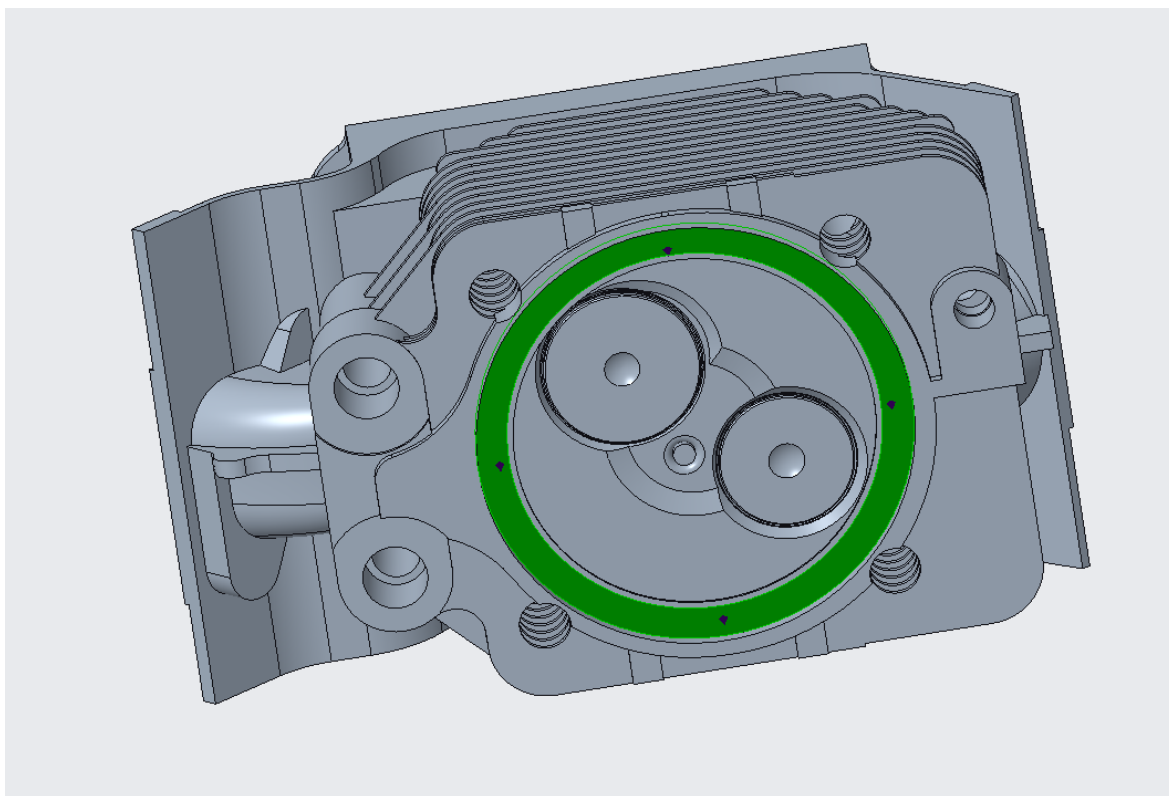
4.4.1 Omezení stupňů volnosti sestavy

Pro správnou funkci výpočtů bylo nutno odebrat sestavě určitý počet stupňů volnosti tak, aby se co nejvíce simuloval reálný stav a dodržely se základní principy mechaniky těles.

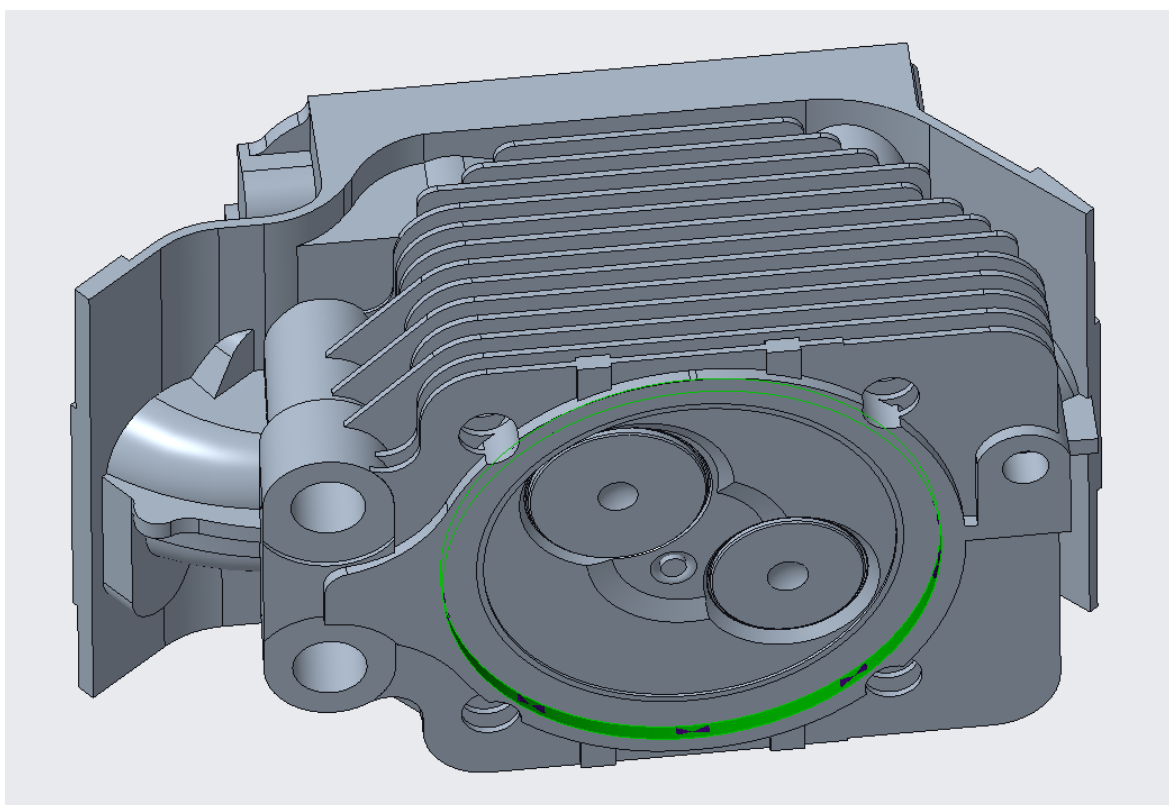
Pokud by však došlo k odebrání většího počtu stupňů volnosti, došlo by k převazbení sestavy a k jejímu nereálnému chování, soustava by se tak stala staticky neurčitou.

Pohyb hlavy válce byl omezen pohybem v jejím svislém směru tak, jako kdyby hlava dosedala svou dosedací plochou na válci, viz. Obr. 58.

Pohyb hlavy válce byl zamezen také v rotaci kolem svislé osy v cylindrickém souřadném systému tak, jako kdyby hlavové šrouby držely hlavu v bloku motoru, viz. Obr. 59.



Obr. 58 - Odběr možnosti posuvu sestavy ve svislém směru [46]



Obr. 59 - Odběr možnosti rotace sestavy dle svislé osy v cylindrickém souřadném systému [46]



4.4.2 Stanovení vstupních hodnot do simulace tepelného zatížení

Jelikož styk dvou dosedacích ploch není ve skutečnosti ideální, mimo jiné i vlivem drsností povrchů, je potřeba do simulace s touto vědomostí již vstupovat a správně definovat podmínky kontaktů komponent, a to pomocí součinitele přestupu tepla, podrobně zobrazeno v Tab. 19.

Tab. 19 - Tabulka součinitelů přestupu tepla na rozhraní komponent – pohon nafta

Rozhraní definovaného součinitele přestupu tepla	[W/(m ² ·K)]
Sedlo sacího ventilu - Hlava válce	6 000 [48]
Sedlo výfukového ventilu - Hlava válce	6 000 [48]
Vodítko sacího ventilu - Hlava válce	600 [48]
Vodítko výfukového ventilu - Hlava válce	600 [48]
Vodítko sacího ventilu - Sací ventil	6 000 [48]
Vodítko výfukového ventilu - Výfukový ventil	6 000 [48]
Sedlo sacího ventilu - Sací ventil	6 000 [48]
Sedlo výfukového ventilu - Výfukový ventil	6 000 [48]
Vstřikovač - Hlava válce	2 000

Volba správného součinitele přestupu tepla mezi komponenty není vůbec jednoduchá činnost. Jeho hodnoty se totiž poměrně razantně mění jak s natočením klikové hřídele (tedy v závislosti na pracovní fázi motoru), tak se mění i se zatížením a otáčkami motoru. V tomto případě šlo o simulaci statického namáhání, takže byly hodnoty zvoleny ze zdroje [48] hlavně s ohledem na skutečnost, že se jedná již o hodnoty diesellového motoru s podobnými parametry, jaké má i motor v této bakalářské práci.

Je však vhodné uvést, že hodnoty součinitele přestupu tepla mezi vodítky a ventily mohou být pro nízké a vysoké otáčky až o 40% rozdílné. [49]

Všechny součinitele přestupu tepla, vyjma součinitele přestupu tepla mezi vstřikovačem a hlavou válce, byly užity na základě [48].

Ač literatura [48] uvádí součinitel přestupu tepla mezi vstřikovačem a hlavou válce s určitou hodnotou, nebylo možné s touto hodnotou dosáhnout stejných teplot dle dat výrobce se simulačním modelem v měřeném bodě H6. Součinitel přestupu tepla mezi vstřikovačem a hlavou válce byl získán postupnou aproximací z kalibrací s ohledem na teplotu v místě snímače teploty H6, jenž byl bezprostředně ovlivňován vhodně zvolenou hodnotou součinitele přestupu tepla. Pro každé otáčky měl jinou hodnotu.



4.4.3 Zpřesnění vstupních parametrů a okrajových podmínek dle známých výstupních údajů

Vstupními hodnotami do simulace tepelného zatížení ze simulace v softwaru GT-SUITE byly vstupní hodnoty teplot a součinitelů přestupů tepla v oblastech spalovacího prostoru, sacího a výfukového kanálu, podrobně zobrazeno v Tab. 20.

Tab. 20 - Vstupní data do tepelné analýzy z GT-SUITE

Oblast	Teplota [K]	Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]
SpalovacíProstor	1051,67	712,69
SacíKanál	304,15	305,74
VýfukovýKanál	752,28	1 012,31

Vstupními hodnotami do simulace tepelného zatížení z podkladů Tatry byly teploty oleje a olejové lázně, viz. Tab. 21.

Tab. 21 - Vstupní data do tepelné analýzy od výrobce motoru Tatra

Oblast	Teplota [°C]
OlejKapalný	104
OlejKapalnýPlynný	104

Stanovení odhadů ostatních parametrů bylo mimo jiné učiněno jak na základě znalostí z předchozích studovaných předmětů, tak i z odborných literatur.

Hodnoty okrajových podmínek jsou uvedeny v Tab. 22.

Tab. 22 - Stanovené prvotní okrajové podmínky tepelné analýzy

Oblast	Teplota [°C]	Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]
OlejováKapalný	104	1 000 [16]
OlejKapalnýPlynný	104	70 [50]
OkolníVzduch	25	22 [51]
Vstřikovač	30	600 [50]
Kryt	30	80 [50]
ChladícíVzduch	25	100 [16]

Jelikož však nelze okrajové podmínky do simulací vkládat jen tak náhodně, pro korekci celé simulace se sledovaly rovnice tepelného výkonu. Tedy tepelný výkon vstupující do sestavy, musí být taktéž odveden. Za zdroje tepelného výkonu byl označen spalovací



prostor a výfukový kanál. Ostatní oblasti sestavu ochlazovali různým záporným koeficientem tepelného výkonu.

Tepelný tok se zapisuje dle [50]:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{\text{medium}} - T_{\text{těleso}}) \quad (4.1)$$

kde: \dot{m} je hmotnostní tok, C_p měrná tepelná kapacita, $T_{\text{těleso}}$ je teplota tělesa a T_{medium} je teplota média.

Kolegové, kteří se v rámci své práce zabývali CFD/CFA analýzou rychlosti proudění vzduchu kolem hlavy i válce a vyšetřovali lokální součinitele přestupu tepla, vycházeli z upraveného vzorce dle [50]:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_{\text{výstup}} - T_{\text{vstup}}) \quad (4.2)$$

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_{\text{výstup}} - T_{\text{vstup}})} \quad (4.3)$$

kde: α je součinitel přestupu tepla, A plocha oblasti, T_{vstup} je teplota měřená na vstupu proudění plynu do oblasti a $T_{\text{výstup}}$ je teplota plynu na výstupu z oblasti.

Jejich data byla pro vypracování této bakalářské práce poskytnuta vedoucím práce pro dosažení konkrétních hodnot do analýzy tepelného namáhání.

Pokud by došlo k vyjádření samotného součinitele přestupu dle [17] [50]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (4.4)$$

kde: Nu je Nusseltovo číslo, λ součinitel tepelné vodivosti, L je charakteristický rozměr, lze usuzovat, že nemalý vliv na hodnotu součinitele přestupu tepla má právě Nusseltovo číslo. To je přímo úměrně ovlivněno především rychlost proudění. Tento fakt musel být následně v simulaci zohledněn a pro oblast, kde chladící vzduch proudí rychleji, byl zvolen dle dodaných podkladů větší součinitel přestupu tepla. Dalšími hodnotami, jež je součinitel přestupu tepla ovlivněn, je také dynamická a kinematičká viskozita chladícího plynu, tepelná vodivost, drsnost povrchu, ale také tepelný spád mezi povrchem tělesa a teplotou chladícího vzduchu.

Tyto závislosti jsou popsány jak Reynoldsovým číslem dle [50]:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (4.5)$$

kde: ρ je hustota kapaliny/plynu, v je rychlost proudění a μ je dynamická viskozita.



Také se dají zapsat i pomocí Prandtlova čísla dle [17] [50]:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (4.6)$$

a následný zápis Nusseltova například funkcí Prandtlova čísla a Reynoldsova čísla je pro nucenou konvekci laminárního proudění kolem desky, což by se dalo přirovnat k žebrování hlavy válce, dle [52]:

$$Nu = 0,908 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.7)$$

Z těchto vztahů se následně sestavila interaktivní tabulka pro výpočet bilance tepelného výkonu. Při každé nové kalibraci se tedy hlídala data tepelného výkonu tak, aby se přivedené teplo opět odvedlo. Příkladem lze uvést, že pokud došlo ke zvýšení součinitele přestupu tepla v oblasti ChladícíVzduchŽebraHorní, muselo například dojít ke snížení součinitele přestupu tepla v oblasti OlejKapalnýPlynný.

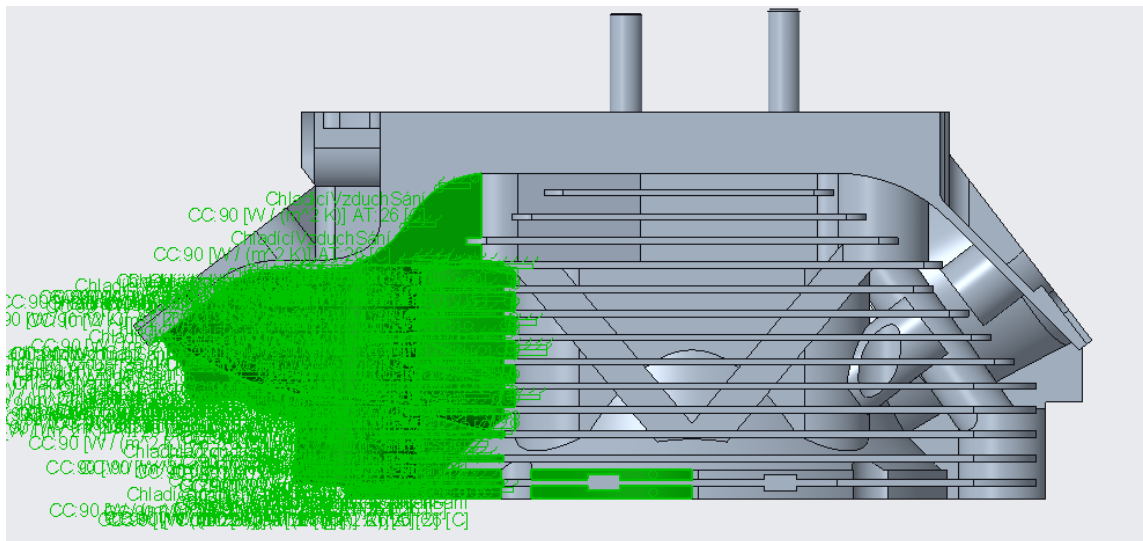
Na základě výstupních dat z Tab. 23 a poměrování dosažených hodnot teplot v místech měření, byly upraveny oblasti teplosměnných ploch v oblasti žeber hlavy válce. Došlo k rozdělení oblasti žeber hlavy válce na celkem 4 oblasti tak, aby bylo dosaženo co největší shody teplot. Jelikož rychlost proudění nebyla všude stejná a teplota chladícího vzduchu se postupně zvyšovala průchodem chladícího vzduchu od sací strany k výfukové.

Tab. 23 - Výsledná kalibrace tepelného výkonu

Oblast	Plocha oblasti [mm ²]	Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]	Teplota tělesa [°C]	Teplota média [°C]	Teplotní spád [°C]	Tepelný výkon [W]
SacíKanál	23 097,0	305,74	98,5	31,0	-68	-477
VýfukovýKanál	15 410,6	1 012,31	252,8	479,1	226	3 530
OlejKapalný	17 085,8	1 200	190,1	104	-87	-1 780
OlejKapalnýPlynný	40 397,7	70	152,1	104	-49	-138
OkolníVzduch	38 112,0	20	182,2	25	-157	-120
Vstřikovač	3 153,3	500	133,3	35	-98	-155
ChladícíVzduchŽebraHorní	172 331,0	110	149,0	39	-110	-2 085
ChladícíVzduchSání	34 484,8	90	112,9	26	-87	-270
ChladícíVzduchVýfuk	30 191,5	95	230,2	48	-182	-522
ChladícíVzduchŽebraDolní	108 117,0	125	185,5	41	-144	-1 953
Kryt	8 481,5	100	123,8	30	-94	-80
SpalovacíProstor	13 654,5	712,69	363,2	778,5	415	4 042

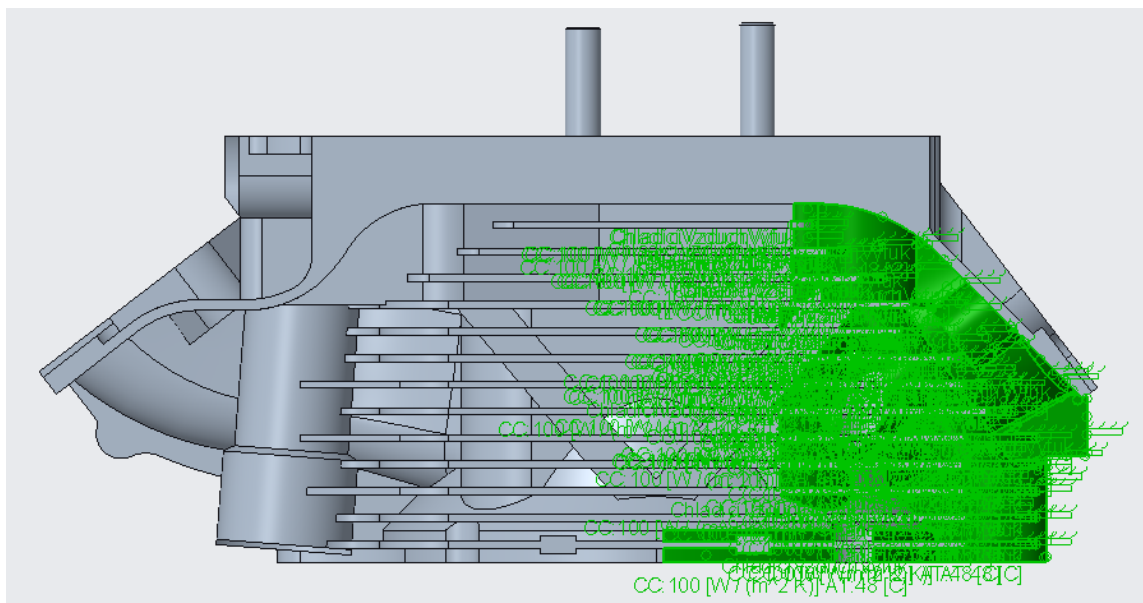


ChladícíVzduchSání představuje oblast teplosměnné plochy hlavy válce s chladícím vzduchem na jeho vstupu k hlavě. Chladící vzduch je zde ještě při teoretické teplotě okolí. Proudění je zde zhruba středně rychlé, zobrazeno na Obr. 60.



Obr. 60 - Rozdělená oblast žebër hlavy válce ChladícíVzduchSání [46]

ChladícíVzduchVýfuk představuje oblast teplosměnné plochy hlavy válce s chladícím vzduchem na jeho výstupu z okolí žebër hlavy válce. Chladící vzduch je zde ještě při nejvyšší teplotě, neboť došlo k předání tepla z oblasti, kde na vnitřní straně stěny dochází k samotnému spalování paliva. Proudění je zde poměrně výrazně ovlivněno úplavem vznikajícím zkosením příruby výfukového kanálu, ilustrováno zelenou barvou na Obr. 61.

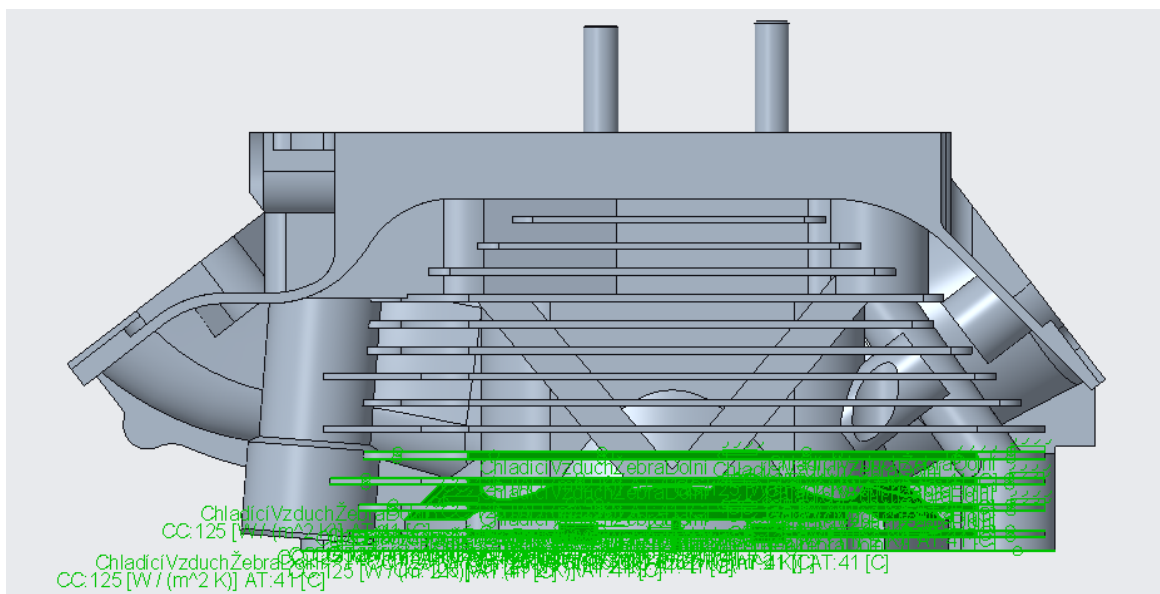


Obr. 61 - Rozdělená oblast žebër hlavy válce ChladícíVzduchVýfuk [46]



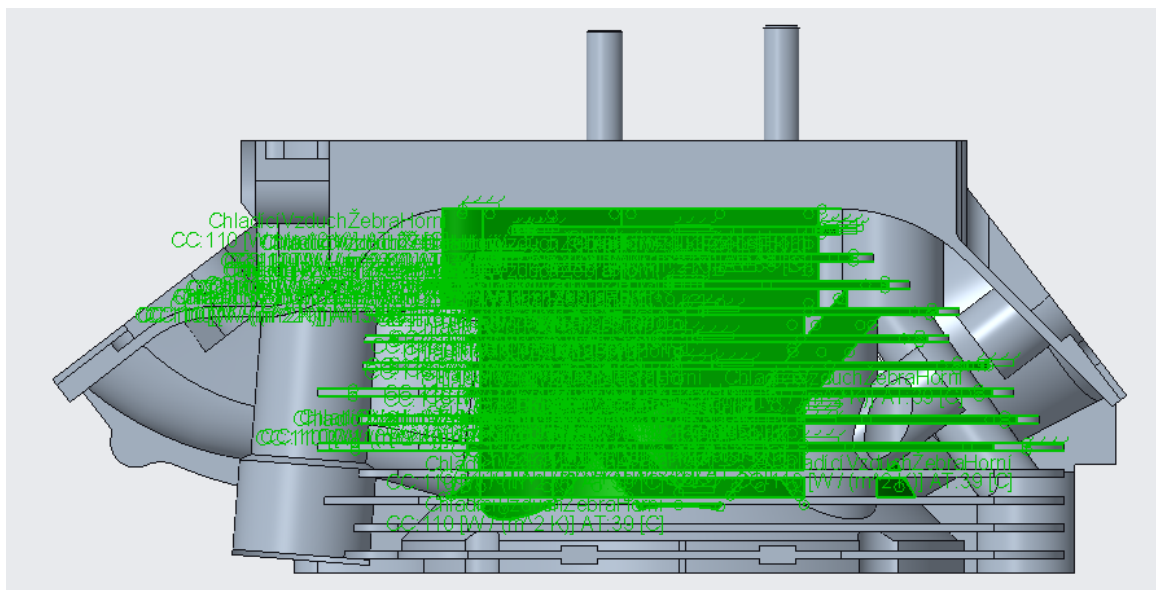
ChladícíVzduchŽebraDolní představuje oblast teplosměnné plochy hlavy válce s chladícím vzduchem. Chladícímu vzduchu je zde předáváno největší teplo. Zároveň zde chladící vzduch proudí poměrně vysokou rychlostí, neboť zde chladící vzduch nemá v podstatě žádné překážky např. v podobě zkosených přírub.

Oblast teplosměnné plochy hlavy válce ChladícíVzduchŽebraDolní je zobrazena na Obr. 62.



Obr. 62 - Rozdělená oblast žebër hlavy válce ChladícíVzduchŽebraDolní [46]

ChladícíVzduchŽebraHorní představuje oblast teplosměnné plochy hlavy válce s chladícím vzduchem v oblasti nad spalováním paliva. Na vnitřní straně je tato oblast chlazena olejem v přechodu kapalnoplynné lázně a mlhy, jsou zde tedy nižší teploty. Jelikož je prostor schován mezi přírubami, chladící vzduch zde neproudí vysokými rychlostmi. Je zde však kontakt se stěnou výfukového kanálu, a tak i součinitel přestupu je zde vyšší, než například v oblasti ChladícíVzduchVýfuk nebo ChladícíVzduchSání, viz. Obr. 63.



Obr. 63 - Rozdělená oblast žebër hlavy válce ChladicíVzduchŽebraHorní [46]

Výstupem ze simulací z definovaných okrajových podmínek bylo zapotřebí sledovat kalibrační teploty dle senzorů teploty umístěných v konkrétních místech. Měření teplot výrobcem hlavy bylo učiněno jak na levé, tak pravé straně vidlicového motoru. Cílem kalibrace bylo se dostat do rozmezí teplot na levé a pravé straně, což se podařilo dosáhnout pouze u snímačů teploty H3 a H6. Nedosažení rozmezí teplot v intervalu se dá vysvětlit jak odchylkami samotného reálného měření, tak i např. nedostatečného rozdělení chladicího vzduchu v oblasti žebër, jelikož je v simulačním softwaru skoro nemožné dosáhnout stejných teplot jako reálných, dá se hovořit o tom, že vzniklé odchylky u čidel H1, H2 a T1 jsou v rozmezí zhruba do 5% akceptovatelné pro účely simulace namáhání od teplot. Vyšší odchylky naměřených hodnot a hodnot teploty ze simulací senzorů H4 a H5 tkví v nekompletním měření teplot v těchto místech. Naměřená poskytnutá data obsahují u těchto snímačů teploty hodnoty jen na jedné straně, vždy se jednalo o stranu, kde by v reálu byly dosahovány nižší teploty, neboť je zde chladicí vzduch od ventilátoru dříve a s nižší teplotou.

Dle Tab. 24 se dá říci, že odchylky nejsou nijak závažné.



Tab. 24 - Porovnání simulovaných a naměřených hodnot teploty při 1800 ot/min

Teploty měřených bodů	Hodnota teploty výsledkem simulace [°C]	Průměr odchylek po obou stranách [%]	Odchylka od naměřené teploty k jedné straně [%]	Odchylka od naměřené teploty k druhé straně [%]
H1	247,4	-5,6	-4,4	-6,9
H2	225,3	2,0	1,2	2,8
H3	245,2	-1,1	0,7	-3,0
H4	170,3	9,5	X	9,5
H5	193,8	7,8	7,8	X
H6	273,6	-1,3	0,3	-2,9
T1	213,2	-5,7	-2,6	-8,9
T2	124,0	14,1	12,2	16,1
T3	175,1	10,2	4,0	16,4

Následovalo porovnání hodnot teplot ze simulací s dodanými naměřenými hodnotami teplot od výrobce motoru. Kalibrace pro 1200 ot/min nebyla učiněna, neboť z naměřených dat je patrné, že u snímačů teploty H1, H2, H3 a H6 došlo k poklesu hodnot naměřených teplot. To však nekoresponduje s daty ze simulace ze softwaru GT-SUITE, kde se zvyšujícími otáčkami se hodnoty teplot a součinitelů přestupu tepla mění poměrně zřetelně buď s rostoucí (hodnoty součinitele přestupu tepla) nebo klesající tendencí (teploty).

Avšak kalibrace pro 1000 ot/min již učiněna byla a hodnoty odchylek teplot zde byly dokonce menší než při samotné kalibraci teplot pro 1800 ot/min. Změněny byly pouze součinitele přestupu tepla a teploty jak ze softwaru GT-SUITE, tak i z podkladů od výrobce motoru. Okrajové podmínky chlazení např. v oblasti žeber měněny nebyly, neuvažovala se pro jednoválec změna otáček ventilátoru.

4.4.4 Přejít tepelné simulace ze sestavy na samotnou hlavu válce

Jelikož se tato bakalářská práce zabývá především konstrukční stránkou a pohledem konstruktéra na problematiku návrhu součástí, využívá tedy pouze software PTC Creo Parametric 7. To je poměrně nevýhodné z hlediska situace, kdy je zapotřebí vytvářet simulace sestav, jelikož software PTC Creo Parametric není vhodný na simulace kontaktních úloh, tedy úlohy, kdy dochází ke kontaktu komponent a následně náročné konvergenci podmínek styku dvou komponent. Je také nutné vyloučit penetraci materiálů, která by v reálu pravděpodobně nastala. Pokud by bylo zapotřebí řešit silovou analýzu sestav, bylo by vhodnější užít softwaru jako Abaqus nebo Ansys.

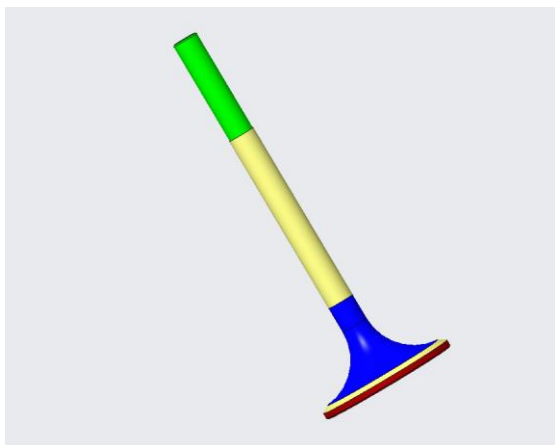


Ze sestavy byly vyjmuty všechny komponenty kromě hlavy válce a došlo k jejím následným náhradám, a to náhradám pomocí tepelného výkonu.

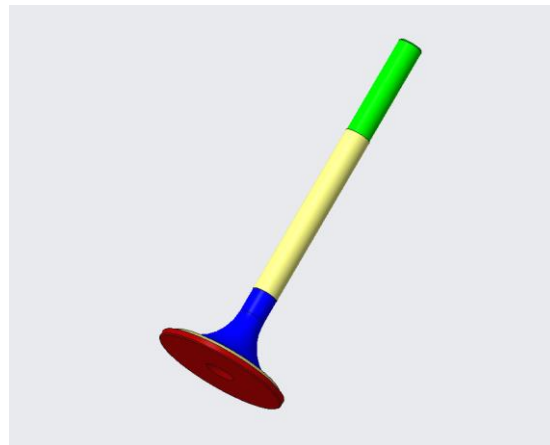
4.4.4.1 Nahrazení sedel a vodítek ventilů

Na plochu ventilového talířku působí tepelné zatížení od spalování paliva ve spalovacím prostoru. Naopak ze strany kanálů se v dříku a ve stopce ventil ochlazuje, případně lehce ohřívá – platí pro výfukový ventil. V sacím kanálu se ventil ochlazuje mnohem více, než ve výfukovém kanálu, neboť skrze sací kanál vstupuje okolní vzduch s teplotou několikanásobně nižší, než je teplota ve spalovacím prostoru. To je však naopak kompenzováno větší plochou sacího ventilu, na kterou působí teplo od spalování paliva.

V sumarizaci se tedy oba ventily od plochy talířku ve spalovacím prostoru ohřívají (červená oblast), naopak sací ventil se v části dříku a v talířku v sacím kanálu chladí a výfukový ventil lehce zahřívá (modrá oblast). Výměna tepla mezi sedly a ventilem, či mezi ventilem a vodítky probíhá ve žluté oblasti. Ochlazování ventilů olejem probíhá v zeleně zvýrazněné oblasti.



Obr. 64 - Oblasti příjmu/odběru tepla na ventilu [46]



Obr. 65 - Oblasti příjmu/odběru tepla na ventilu [46]

Jelikož jsou kontaktní plochy ventilu dvě, a to v oblasti vodítka ventilu a v oblasti sedla ventilu, je nutné tepelný výkon rozdistribuovat mezi sedlo a vodítko.

Simulovány a ověřovány byly varianty, kdy poměry tepla vstupujícího do sedla oproti teplu vstupujícího do vodítka byly v poměru 80:20, 85:15, 90:10 a 70:30. Nejlepších a nejvíce odpovídajících hodnot dosahoval poměr 75:15 na základě doporučení literatury. [53]

Oblast dosedací plochy sedla ventilu se nahradila tepelným výkonem, kdy tato náhrada zároveň řeší situaci, když teplo přebírá i ventil. V tomto případě bylo uvažováno, že se teplo dostane skrze sedlo na kontaktní plochu hlavy válce se sedlem, a to jak v axiálním, tak radiálním směru.



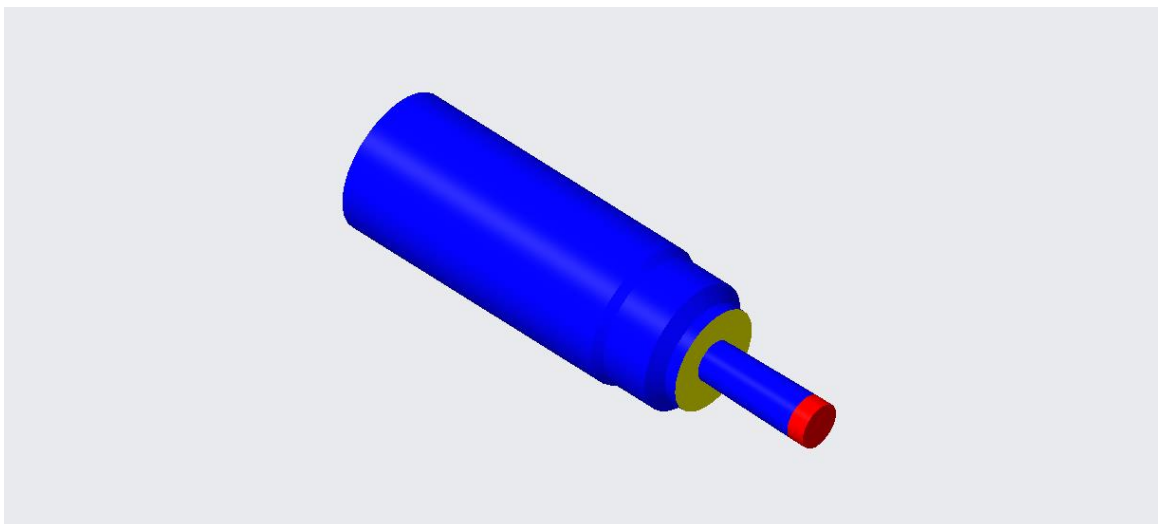
Velmi obdobně byla nahrazena i vodítka, kde se obdobně uvažuje tepelné působení ventilu skrze vodítka na hlavu napřímo.

4.4.4.2 Nahrazení vstřikovače

Tepelná náhrada vstřikovače probíhala stejně jako v případě sedel, vodítek a ventilů.

V úvahu bylo vzato, že vstřikovač je v kontaktu s hlavou válce pouze na své dosedací ploše v axiálním směru a zároveň je teplota proudící nafty ve vstřikovači mnohem nižší než teplota hlavy v jeho okolí. Předpoklad výpočtu byl tedy takový, že vstřikovač bude z hlavy válce na své dosedací ploše přijímat velké množství tepla.

Modrá oblast znázorňuje oblast, kde se vstřikovač fakticky ochlazuje prouděním nafty, avšak není v kontaktu s hlavou válce, červená oblast označuje oblast tepelného zatížení od spalování paliva a žlutá oblast označuje kontaktní oblast vstřikovače s hlavou, kde dochází k přejímce/předávce tepla vedením, ilustrováno Obr. 66.



Obr. 66 - Oblasti příjmu/odběru tepla na zjednodušeném modelu vstřikovače nafty [46]

4.4.4.3 Výpočet tepelných náhrad

Náhrada tepelného výkonu komponentů se dá učinit buď pomocí „Heat“, tedy definování tepelného výkonu napřímo nebo pomocí „Convection radiation“, tedy definováním teploty a součinitele přestupu tepla.

Zprvu byly zkoušeny obě varianty, ale bližších a přesnějších výsledků bylo učiněno skrze náhrady „Heat“, neboť z výpočtu plyne tepelný výkon napřímo. Pokud by mělo dojít k výpočtu pomocí „Convection radiation“, bylo by nutné získaný tepelný výkon vytvořit dle vhodně zvoleného součinitele přestupu tepla, tak i teploty, což do výpočtu vnáší další nepřesnosti.

Úvaha byla taková, že tepelný výkon od spalování paliva je znám ze softwaru GT-SUITE. Do výpočtů se pomocí PTC Creo změří plocha, na kterou tento tepelný výkon působí, dále



se z GT-SUITE převzal součinitel přestupu tepla a teplota oblasti. Teplota povrchu tělesa se následně určila tak, aby celkový vypočtený tepelný výkon odpovídal tomu z GT-SUITE.

V případě komponent jako je vstřikovač a ventily se z PTC Creo odečte jejich plocha, z GT-SUITE se převezme součinitel přestupu tepla a teplota oblasti. Teplota povrchu tělesa se následně odečte ze simulace tepelného zatížení celé sestavy.

Tímto je známo, jaký tepelný výkon si vstřikovač/ventily převezmou/předají s hlavou válce. Tepelný výkon bude u sacího ventilu záporný, neboť bude poměrně znatelně ochlazován v sacím kanálu na poměrně velké ploše nízkou teplotou. Tepelný výkon výfukového ventilu bude kladný, avšak se nebude jednat o číslo příliš vysoké, neboť je výfukový kanál chladnější než spalovací prostor. Zároveň se ventil v dřívku bude ochlazovat i olejem u stopky ventilu. Tepelný výkon vstřikovače bude záporný, neboť nafta proudící v něm má poměrně nízkou teplotu a hlavu válce bude na dosedací ploše ochlazovat.

Výpočet vychází z již dříve zmíněných vzorce dle [50]:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_{oblasti} - T_{povrchu\ tělesa}) \quad (4.8)$$

kde: α je součinitel přestupu tepla, A plocha oblast výměny tepla, $T_{oblasti}$ je teplota získaná simulacemi z GT-SUITE a $T_{povrchu\ tělesa}$ je teplota povrchu tělesa. V případě sacího ventilu jde o teplotu zhruba v oblasti radiusu přechodu dřívku do talířku, v případě výfukového ventilu jde o teplotu v zhruba oblasti dřívku ventilu poblíž vodítka a v případě vstřikovače o oblast poblíž dosedací plochy vstřikovače s hlavou válce.

Vstupní data i výsledné tepelné výkony jednotlivých komponent jsou zobrazeny v Tab. 25.

Tab. 25 - Výpočet tepelného výkonu úvahy o ochlazování/ohřívání ventilů a vstřikovače

Oblast	Tepelný výkon [W]	Plocha oblasti [mm ²]	Součinitel přestupu tepla [W/m ² ·K]	Teplota oblasti [°C]	Teplota povrchu tělesa [°C]
Spalovací prostor	5 275,8	12 487,3	719,6	925,2	338,1
Sací ventil obl. sací kanál	-404,8	2 846,4	276,0	31,8	547,0
Výfukový ventil obl. výf. kanál	62,8	2 377,2	875,4	598,1	568,0
Sací ventil obl. dřívku	-2,3	1 344,5	80	104	125,0
Výfukový ventil obl. dřívku	-4,2	1 344,5	80	104	143,0
Vstřikovač	-299,9	4 997,94	500	35	155,0

Známy tepelný výkon od spalování paliva je však výkonem na celou spodní plochu hlavy válce, a to včetně ventilů. Bylo tedy nutno rozpočítat na základě plochy odečtené z PTC



Creo tepelný výkon jak do hlavy válce, tak do ventilů a vstřikovače. Výsledný tepelný výkon na jednotlivé komponenty je součtem tohoto tepelného výkonu od spalování s tepelným výkonem vypočteným na základě úvahy o ochlazování/mírném zahřívání ventilů v kanálech a vstřikovače, jímž proudí nafta, viz. Tab. 26.

Zde již dochází k další úvaze, a to takové, že 75% celkového tepla vstupuje z ventilu skrze kontaktní plochu do sedla ventilu a 25% celkového tepla vstupuje do vodítka ventilu.

Výpočet vychází z již dříve zmíněných vzorců:

$$Q_{Celk.Hl.} = \frac{Q_{Sp.pr.}}{A_{C.Sp.pr.}} \cdot A_{Hl.} \quad (4.9)$$

$$Q_{Celk.S.Vent.} = \frac{Q_{Sp.pr.}}{A_{C.Sp.pr.}} \cdot A_{S.Vent.} + Q_{S.Vent.} + Q_{S.Vent.Dřík} \quad (4.10)$$

$$Q_{Celk.V.Vent.} = \frac{Q_{Sp.pr.}}{A_{C.Sp.pr.}} \cdot A_{V.Vent.} + Q_{V.Vent.} + Q_{V.Vent.Dřík} \quad (4.11)$$

$$Q_{Celk.Vstř.} = \frac{Q_{Sp.pr.}}{A_{C.Sp.pr.}} \cdot A_{Vstř.} + Q_{Vstř.} \quad (4.12)$$

kde: $Q_{Sp.pr.}$ je celkové teplo ve spalovacím prostoru z GT-SUITE, $A_{C.Sp.pr.}$ je celková plocha spalovacího prostoru, $A_{Hl.}$ je plocha hlavy spalovacího prostoru, $A_{S.Vent.}$ je plocha sacího ventilu, $A_{V.Vent.}$ je plocha výfukového ventilu, $A_{Vstř.}$ je plocha vstřikovače, $Q_{S.Vent.}$ je tepelný výkon sacího ventilu z předchozího výpočtu, $Q_{S.Vent.Dřík}$ je tepelný výkon dříku sacího ventilu z předchozího výpočtu, $Q_{V.Vent.}$ je tepelný výkon výfukového ventilu z předchozího výpočtu, $Q_{V.Vent.Dřík}$ je tepelný výkon dříku výfukového ventilu z předchozího výpočtu a $Q_{Vstř.}$ je tepelný výkon na vstřikovač z předchozího výpočtu.

$$Q_{Sac.Sedlo.} = Q_{Celk.S.Vent.} \cdot 0,75 \quad (4.13)$$

$$Q_{Sac.Vod.} = Q_{Celk.S.Vent.} \cdot 0,25 \quad (4.14)$$

$$Q_{Výf.Sedlo.} = Q_{Celk.V.Vent.} \cdot 0,75 \quad (4.15)$$

$$Q_{Výf.Vod.} = Q_{Celk.V.Vent.} \cdot 0,25 \quad (4.16)$$



Tab. 26 - Výpočet celkového tepelného výkonu vystupujícího z vodítek a sedla – pohon na naftu

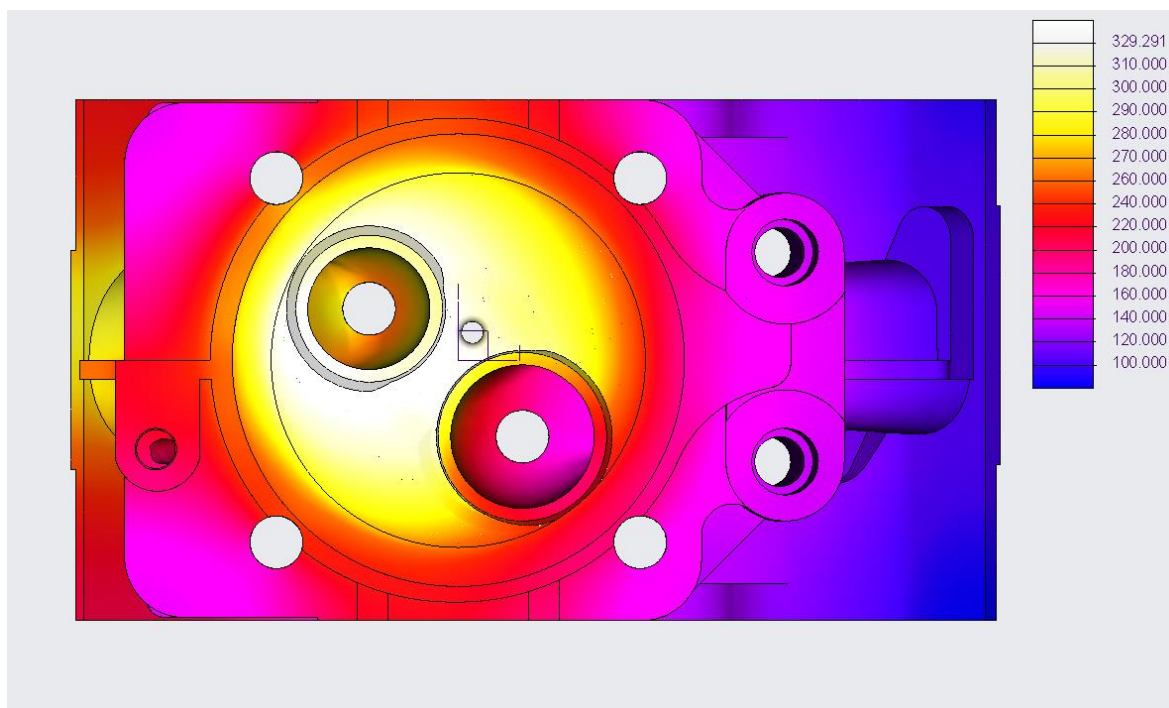
Oblast	Tepelný výkon celk. [W]	Tep. výkon do sedla [W]	Tep. výkon do vodítka [W]
Spal. prostor hlavy válce	3651,3	-	-
Sací ventil obl. spalování	509,8	382,3	127,4
Výfukový ventil obl. spalování	748,0	561,0	187,0
Vstřikovač obl. spalování	-281,7	-	-

Jak je z porovnání v Tab. 27 vidno, odchylky hodnot teploty v měřících bodech se v případě simulace samotné hlavy s náhradou tepelného zatížení od simulace tepelného zatížení celé sestavy liší jen v řádu maximálně jednotek procent.

Rozložení teplot pak přibližuje Obr. 67, ze kterého je zřejmé, že vyšší teploty se objevují především kolem výfukového ventilu a výfukového kanálu, který, na rozdíl od sacího kanálu, není chlazen proudícím čerstvým vzduchem.

Tab. 27 - Porovnání hodnot dosažených simulací sestavy (sestava) a simulací hlavy válce s náhradou tep. zatížení (hlava) – pohon na naftu

Měřené body	1000 ot/min sestava [°C]	1000 ot/min hlava [°C]	1000 ot/min odchylka [-]	1600 ot/min sestava [°C]	1600 ot/min hlava [°C]	1600 ot/min odchylka [-]	2200 ot/min sestava [°C]	2200 ot/min hlava [°C]	2200 ot/min odchylka [-]
H1	259,8	259,1	-0,3	285,3	287,7	0,9	275,7	279,1	1,2
H2	240,2	239,5	-0,3	259,2	261,3	0,8	248,5	251,2	1,1
H3	258,5	257,3	-0,5	283,3	285,5	0,8	273,0	276,3	1,2
H4	193,5	194,1	0,3	197,6	200,8	1,6	182,5	186,2	2,0
H5	214,8	212,5	-1,1	224,2	223,6	-0,3	209,9	210,1	0,1
H6	301,5	296,6	-1,6	318,8	317,9	-0,3	299,5	300,1	0,2
T1	217,5	217,8	0,1	241,8	244,6	1,1	239,2	241,2	0,8
T2	136,2	135,4	-0,6	138,8	140,1	1,0	131,7	132,3	0,4
T3	181,6	181,6	0,0	197,7	200,0	1,2	193,7	195,5	0,9



Obr. 67 - Rozložení teplot - nafta při 1600 ot/min [46]

4.5 Silové zatížení při pohonu na naftu

Silové zatížení se zabývá silami a tlaky, které působí na hlavu válce. Sleduje se na ní hlavně napětí na hlavě válce v podobě porovnání dosažených hodnot se smluvní mezí kluzu slitiny hliníku AlSi10Mg, která se pohybuje v rozmezí 220-250 MPa v závislosti na mnoha faktorech, např. zatěžující teploty, apod. [54] [55]

Mez pevnosti se pak pohybuje kolem 260 MPa, opět v závislosti na zatěžujících faktorech. [55]

Stejně tak jako náhradová tepelná analýza i silová analýza probíhala při vyšetřování pouze hlavy válce, nikoliv kompletní sestavy.

Na hlavu válce se aplikovala zatížení, která byla již zmíněna ve výpočetní části, pro sumarizaci je však vhodné si tato data uvést pro kompletnost znovu.

Jak je již z Tab. 28 patrné, stejně jako u analýzy tepelného zatížení, že bude i silového zatížení hlavy motoru nejvyšší v případě 1600 ot/min, což bude pro další simulace, výpočty a verifikace kontroly namáhání nejkritičtější.



Tab. 28 - Vstupní hodnoty zatížení vstupujících do silového zatížení

Veličina	Jednotka	Otáčky		
		1000 ot/min	1600 ot/min	2200 ot/min
Tlak na dosedací plochu hlavy válce od předeprnutí šroubu	[MPa]	210,1	210,1	210,1
Tlak spalin	[MPa]	18,6	19,4	18,0
Radiální tlak od nalisování - sací sedlo	[MPa]	20,9	20,9	20,9
Radiální tlak od nalisování - výfukové sedlo	[MPa]	15,3	15,3	15,3
Síla půs. na sací ventil	[N]	40 245,8	41 799,6	38 885,1
Síla půs. na výfukový ventil	[N]	30 263,8	31 432,2	29 240,6
Výsl. tlak na dos. plochu vstřikovače	[MPa]	69,2	69,1	69,4

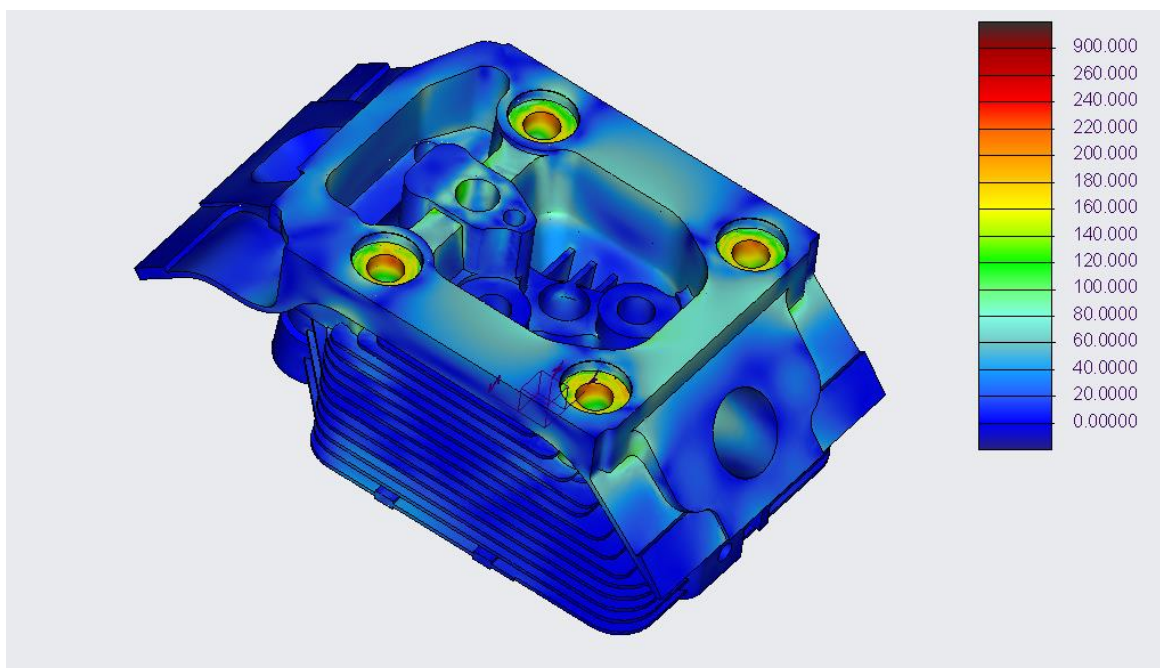
4.5.1 Úprava okrajových podmínek

Ze simulace tepelného zatížení byly převzaty i okrajové podmínky do simulací silového zatížení. Ty však nebyly do simulace silového zatížení vhodné, neboť oblast zájmu, tedy spodní část hlavy válce, byla velmi ovlivněna koncentrací napětí v oblasti okrajové podmínky zavazbení posuvu hlavy válce v ose „x“ a rotace kolem stejné osy.

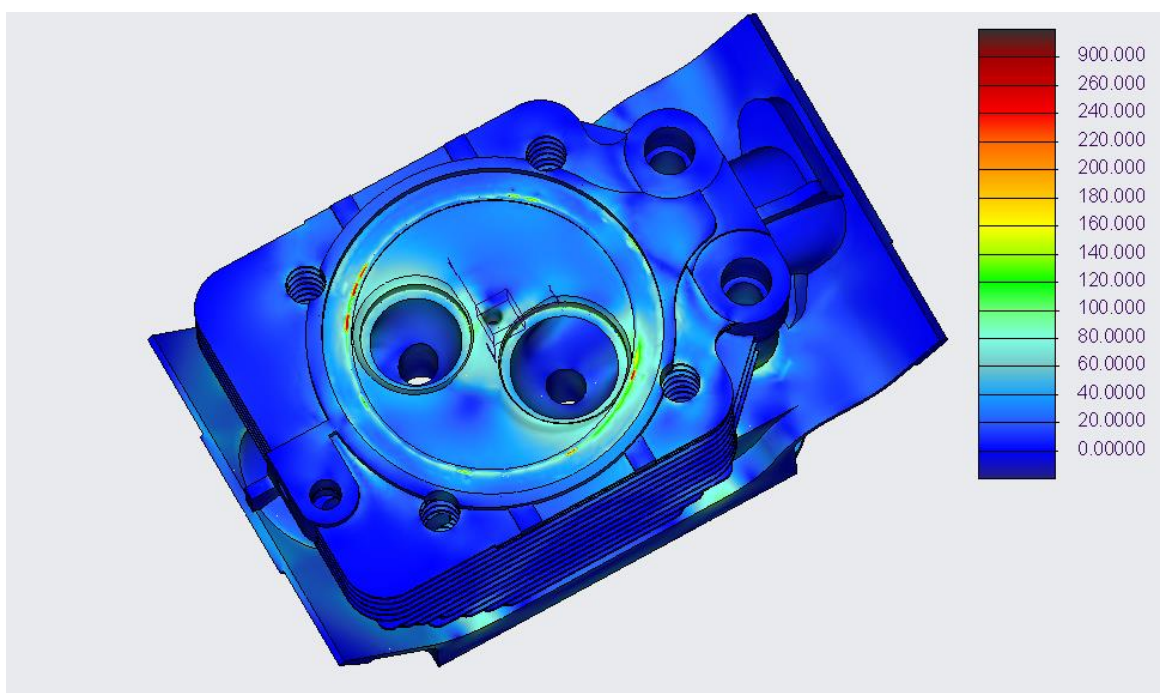
Stav OP1 zobrazují Obr. 68, Obr. 69 a Obr. 70.

Za nutné se tedy považovalo variovat okrajové podmínky za účelem potvrzení faktu, že koncentrace napětí vznikají právě kvůli přechodu okrajových podmínek.

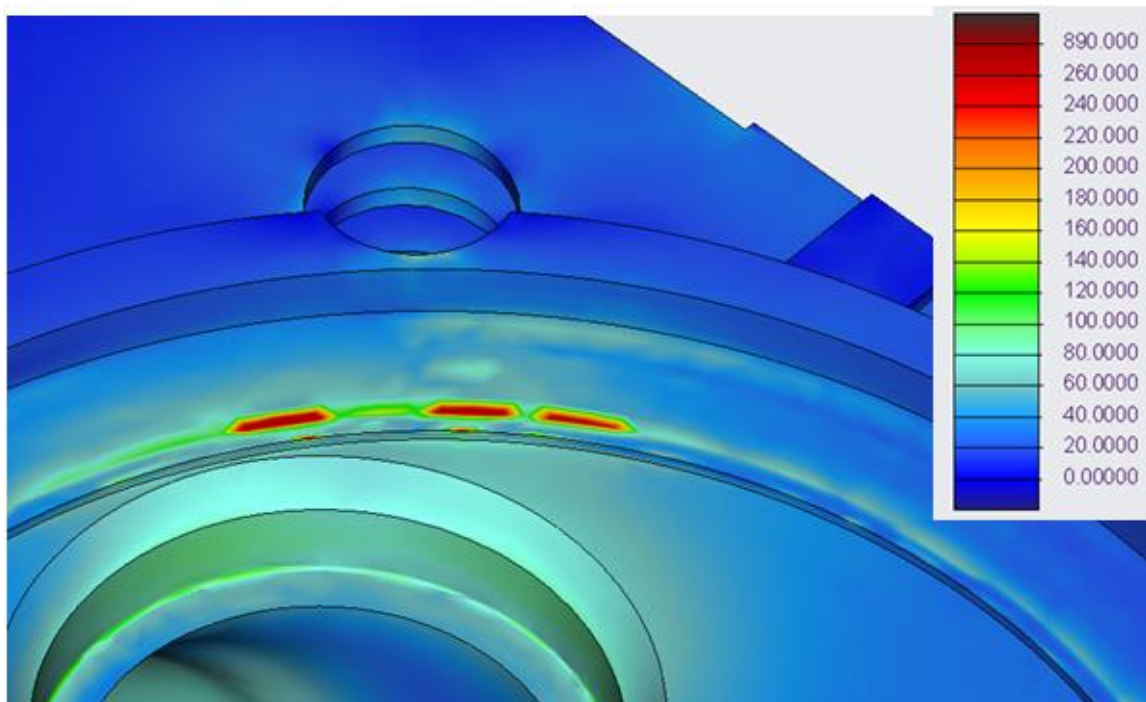
Dále u hlavových šroubů došlo ke změně plochy, na kterou hlava šroubu působí na hlavu válce za účelem přesnější simulace sesednutí šroubového spoje a poddajnosti hlavy válce.



Obr. 68 - Pohled shora OP1 [46]



Obr. 69 - Pohled zdola OP1 [46]

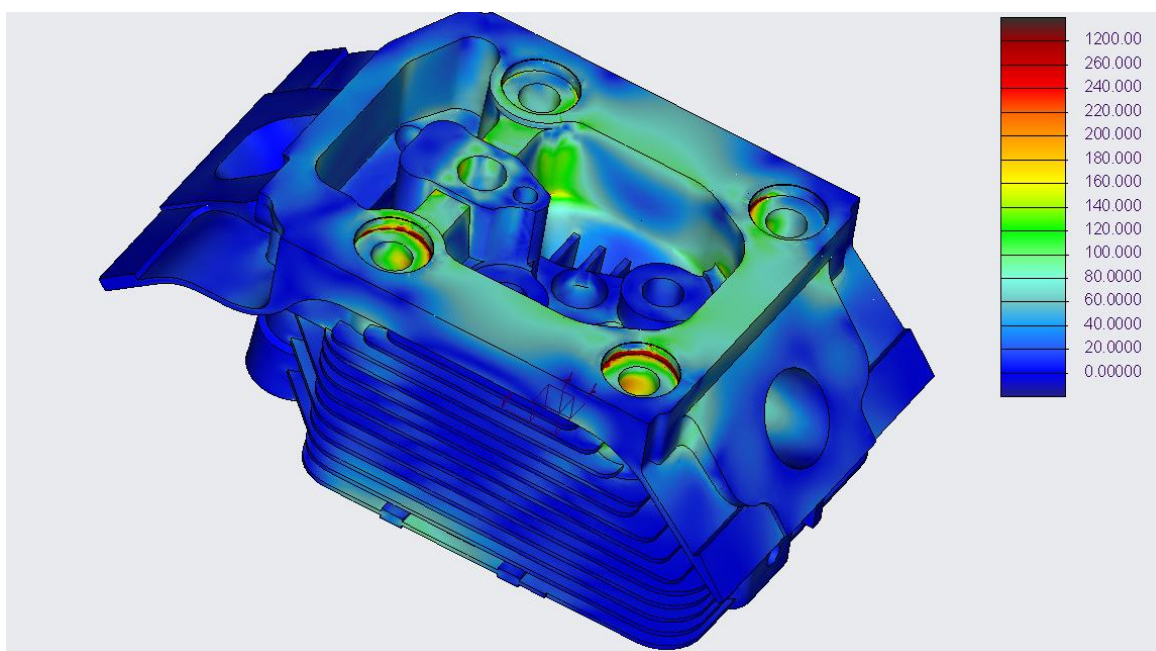


Obr. 70 - Pohled na problematické místo přechodu okrajové podmínky OP1 I [46]

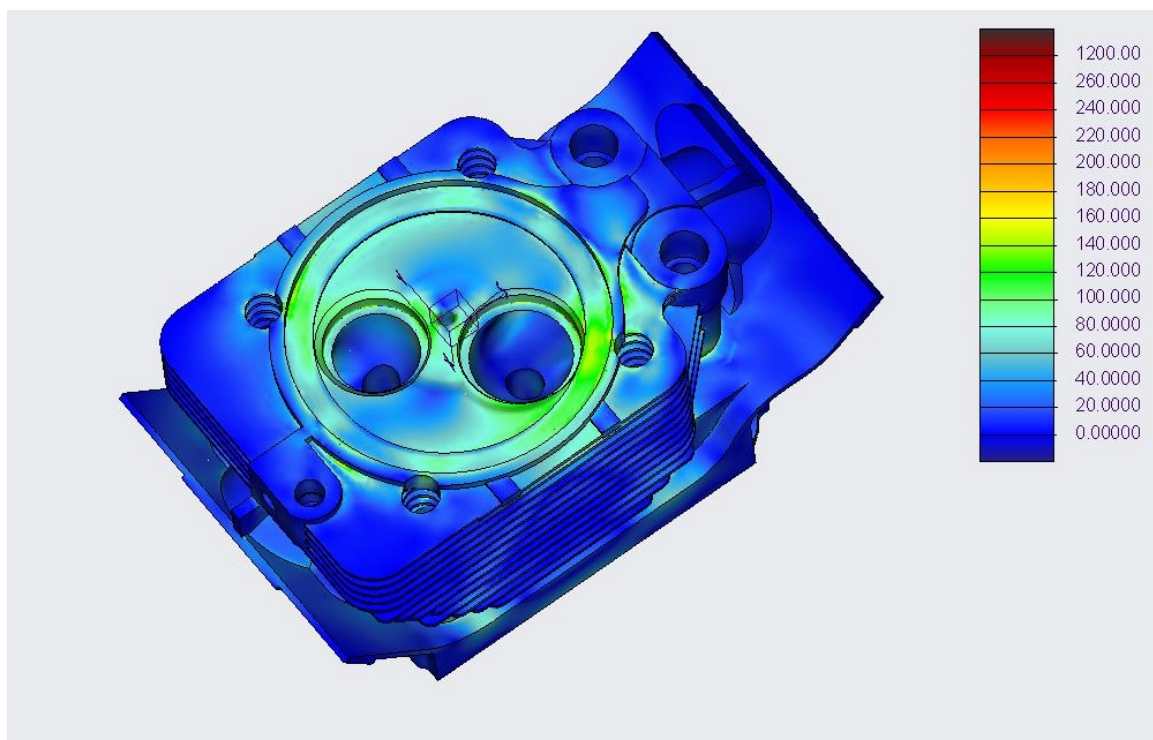
4.5.1.1 Prohození zatížení od šroubového spoje a vazby hlavy válce v dosedací ploše s válcem v ose „x“

Za druhou variantu je považována varianta, kdy došlo k prohození zatížení aplikované na hlavu válce s vazbou na omezení posuvu, viz. Obr. 71 a Obr. 72.

Tedy v dřívější dosedací ploše šroubů s hlavou je nyní znemožněn posuv hlavy válce v ose „x“.



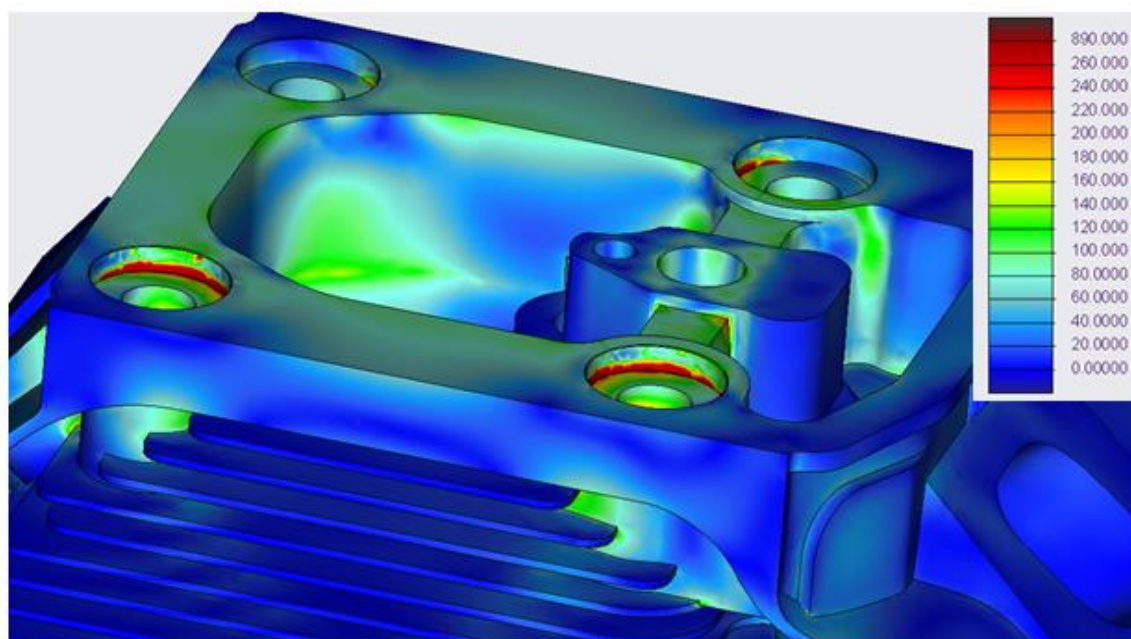
Obr. 71 - Pohled shora OP2 [46]



Obr. 72 - Pohled zdola OP2 [46]

Jak je z Obr. 72 vidno, došlo k eliminaci kumulovaného napětí v přechodu okrajové podmínky. Dá se tedy tvrdit, že jsou tyto přechody způsobeny výlučně přechodem okrajové podmínky.

Avšak na dosedací ploše se objevila zvýšená koncentrace napětí na přechodu vodorovné a svislé plochy, zde již však bylo jasné, čím jsou tato zvýšená napětí způsobena, viz. Obr. 73.

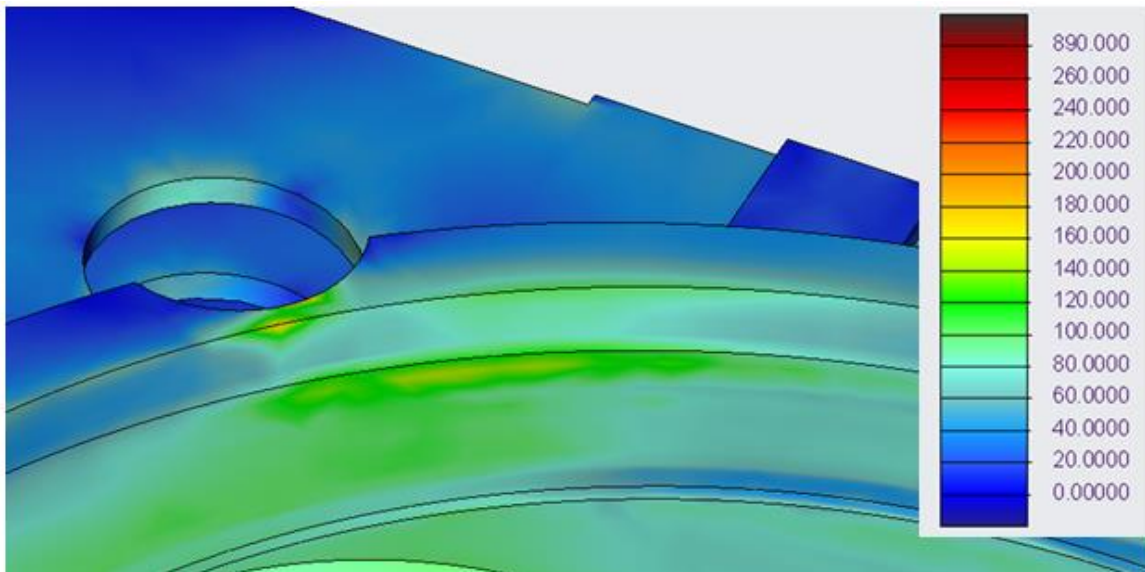


Obr. 73 - Pohled na oblast dosedací plochu hlavových šroubů [46]



Stále neuspokojivá situace byla dalším středem zájmu. Jednalo se o oblast přechodu okrajové podmínky vazby znemožnění rotace. Zobrazeno na Obr. 74.

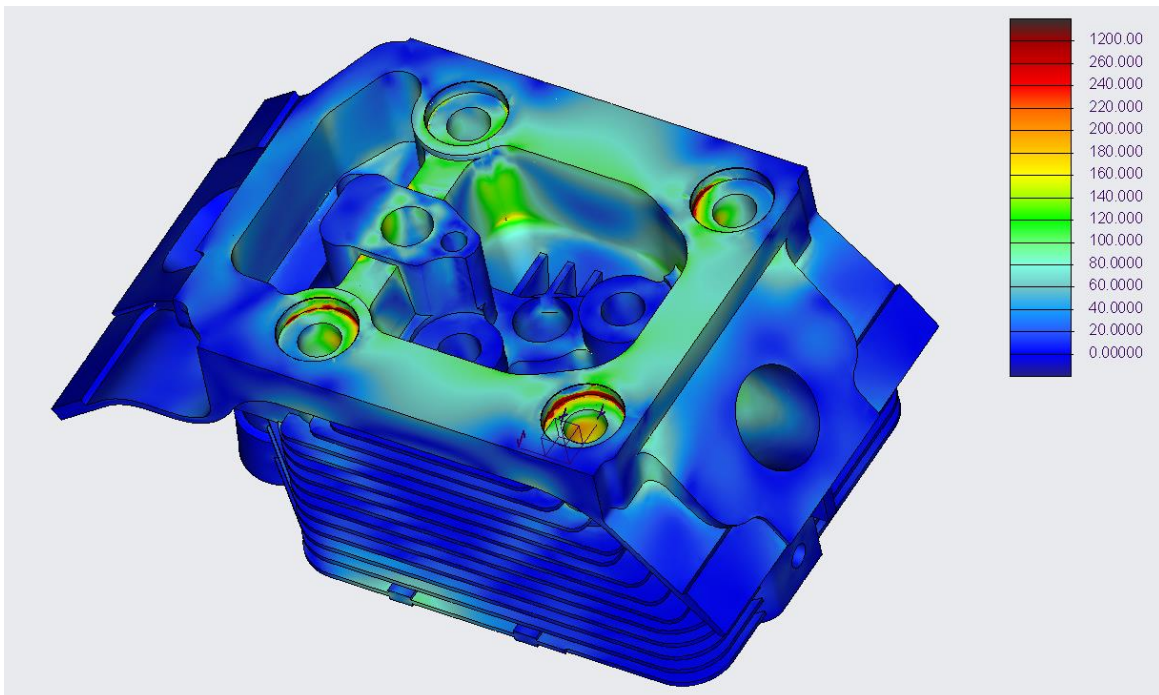
Zde dochází taktéž ke koncentraci napětí, avšak již ne tak zásadní.



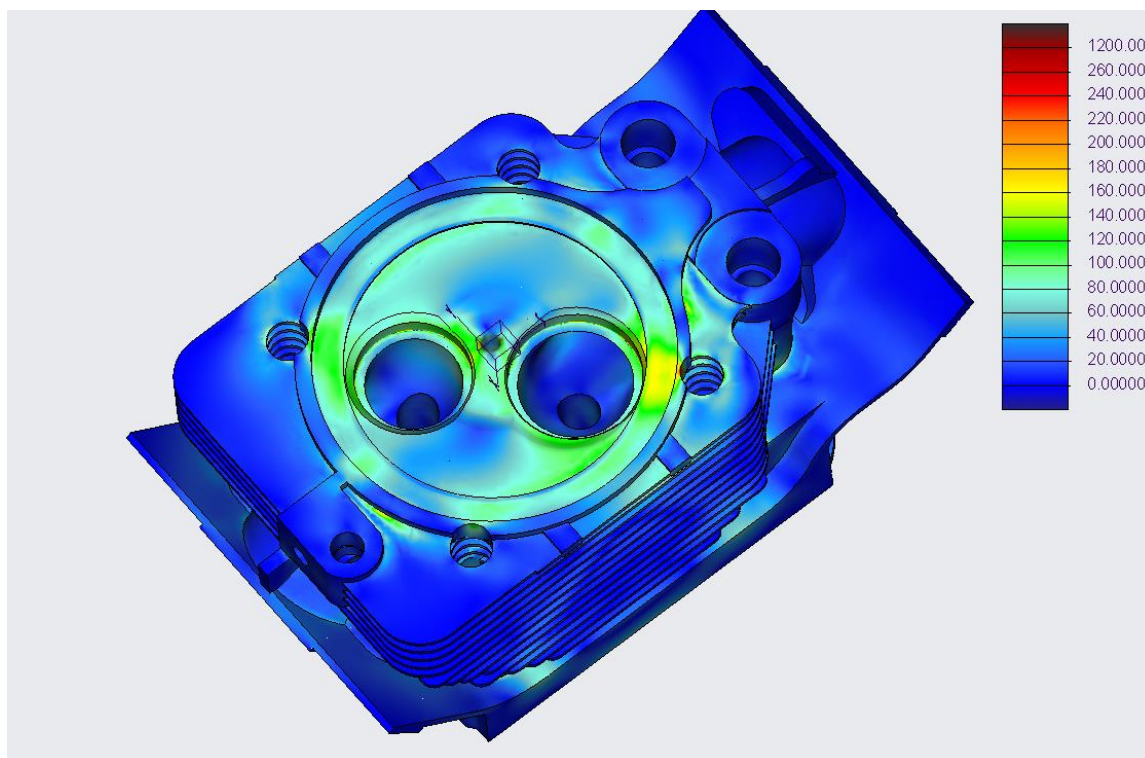
Obr. 74 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP2 [46]

4.5.1.2 Přesun vazby rotace válce do oblasti vstřikovače

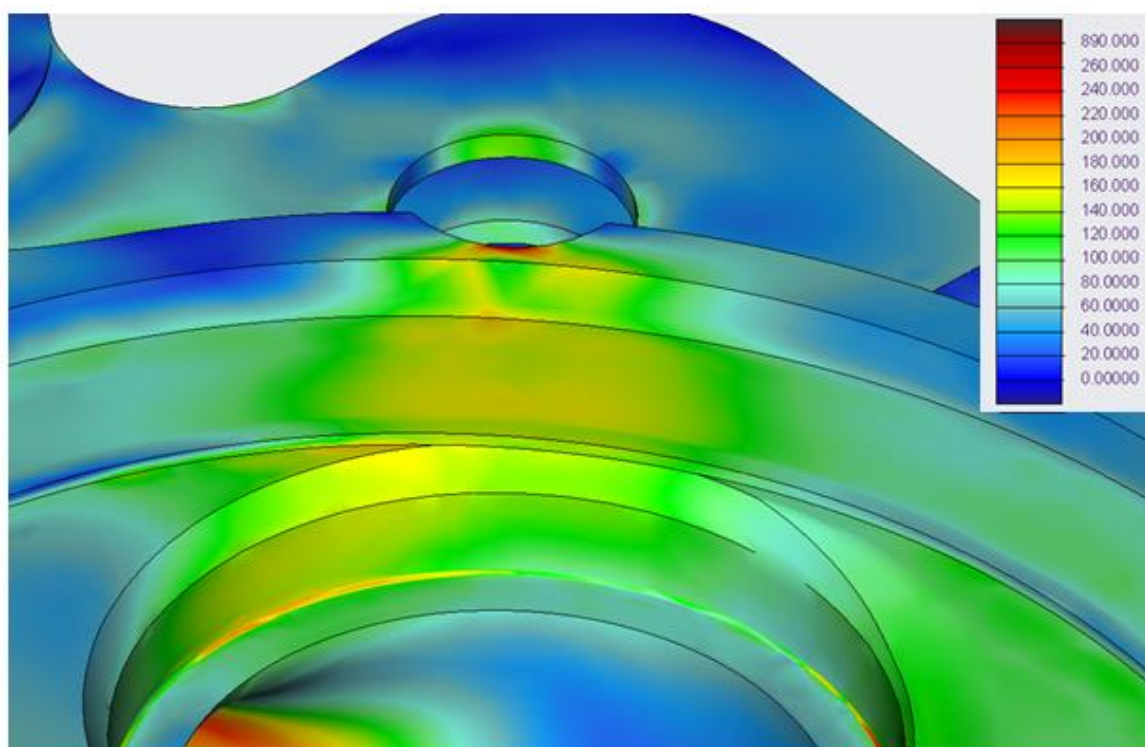
Tato varianta počítá s obdobným přístupem jako přechodí varianta, avšak rotace není již znemožněna na boku spodní části hlavy válce, avšak v oblasti poblíž vstřikovače v ose válce, vyobrazeno na Obr. 75, Obr. 76 a Obr. 77.



Obr. 75 - Pohled shora OP3 [46]



Obr. 76 - Pohled zdola OP3 [46]



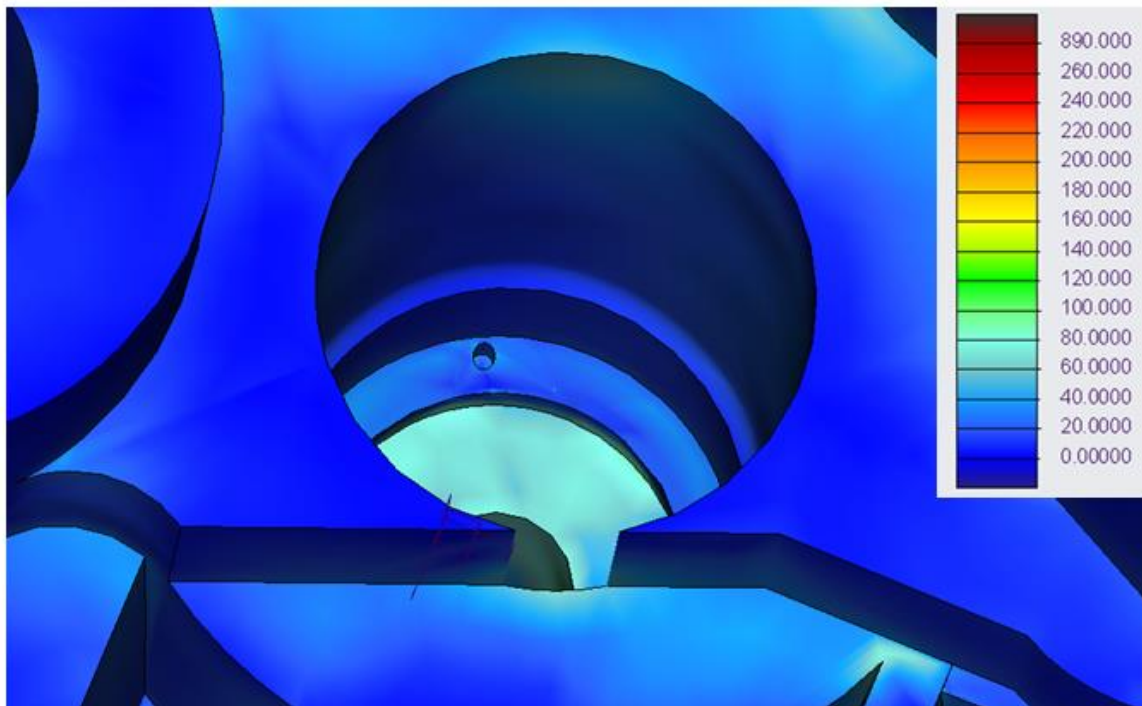
Obr. 77 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP3II [46]

Z Obr. 76 a Obr. 77 je patrné, že došlo ke snížení koncentrace napětí na přechodu okrajové podmínky vazby rotace hlavy válce. Lze tedy s jistotou konstatovat, že tato napětí byla zapříčiněna právě touto okrajovou podmínkou.



Parazitním jevem této teorie je však fakt, že došlo ke zvýšení napětí v oblasti okrajové podmínky vazby rotace tentokrát u vstřikovače. I zde je však jasné, že tento fakt je zapříčiněn právě touto okrajovou podmínkou, viz. Obr. 78.

Avšak i takto vytvořené okrajové podmínky se nejevily jako vyhovující. Avšak pro účely demonstrace, proč takto vysoká napětí vznikají, jsou tyto příklady dostačující.



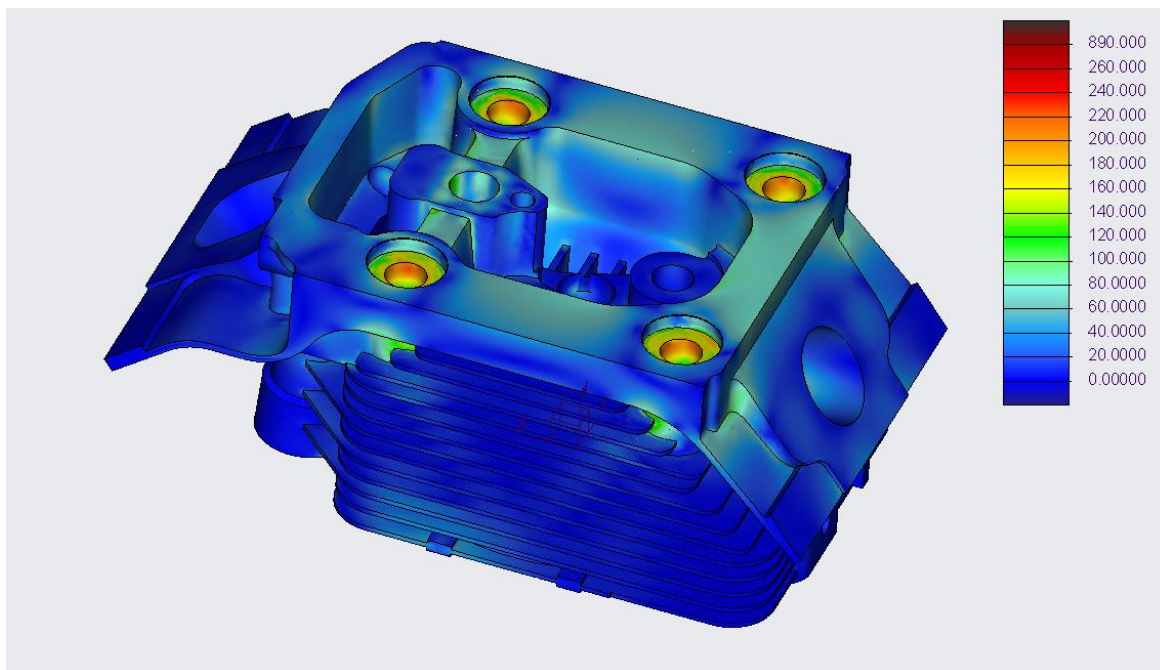
Obr. 78 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace v nové oblasti vstřikovače OP3 [46]

4.5.1.3 Přesun vazby rotace válce do oblasti vstřikovače a vytvoření nové okrajové podmínky na dosedací ploše válce se simulací tloušťky těsnění

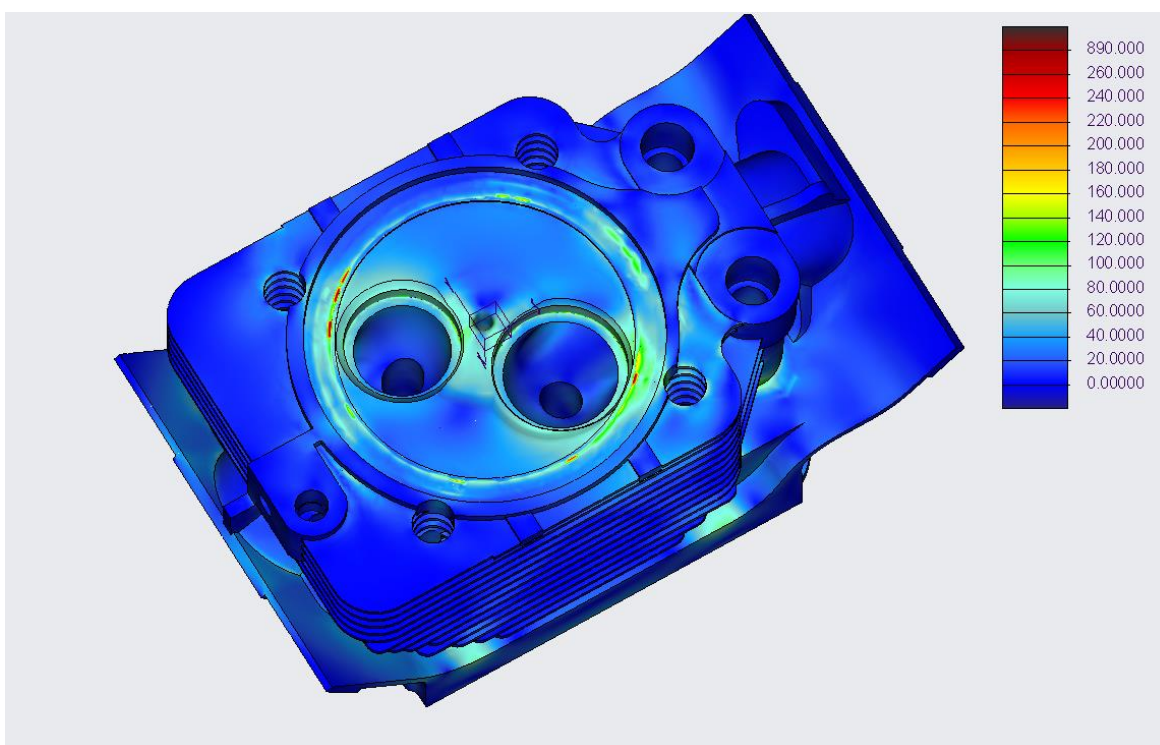
Poslední varianta počítá s kombinací téměř všech předchozích variant. Tedy posuv hlavy válce je znemožněn na dosedací ploše hlavy motoru s válcem, avšak na zmenšené ploše, která simuluje natočení hlavy válce na těsnění, kde se dá představit situace, že je hlava válce skrze těsnění pouze v „bodovém“ kontaktu.

Rotace hlavy válce je pak znemožněna v oblasti u vstřikovače, kde byla pro tuto možnost opět vyvrtána neprůchozí díra.

Rozložení napětí OP4 je v přehledovém pohledu zobrazeno na Obr. 79 a Obr. 80.

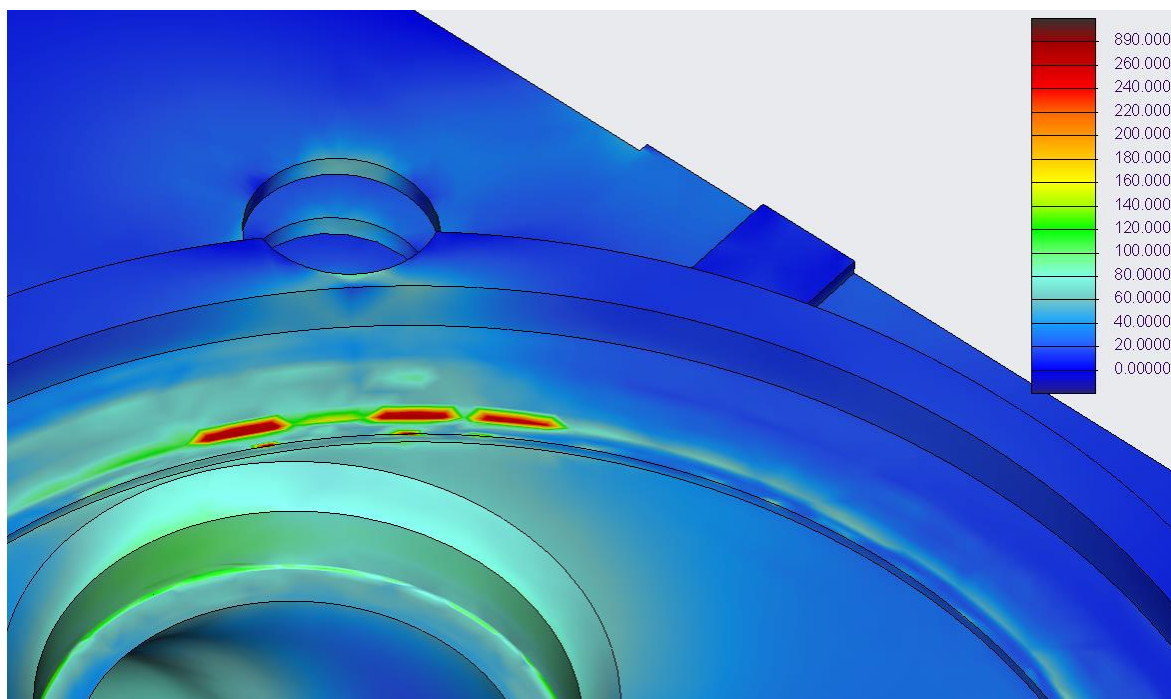


Obr. 79 - Pohled shora OP4 [46]



Obr. 80 - Pohled zdola OP4 [46]

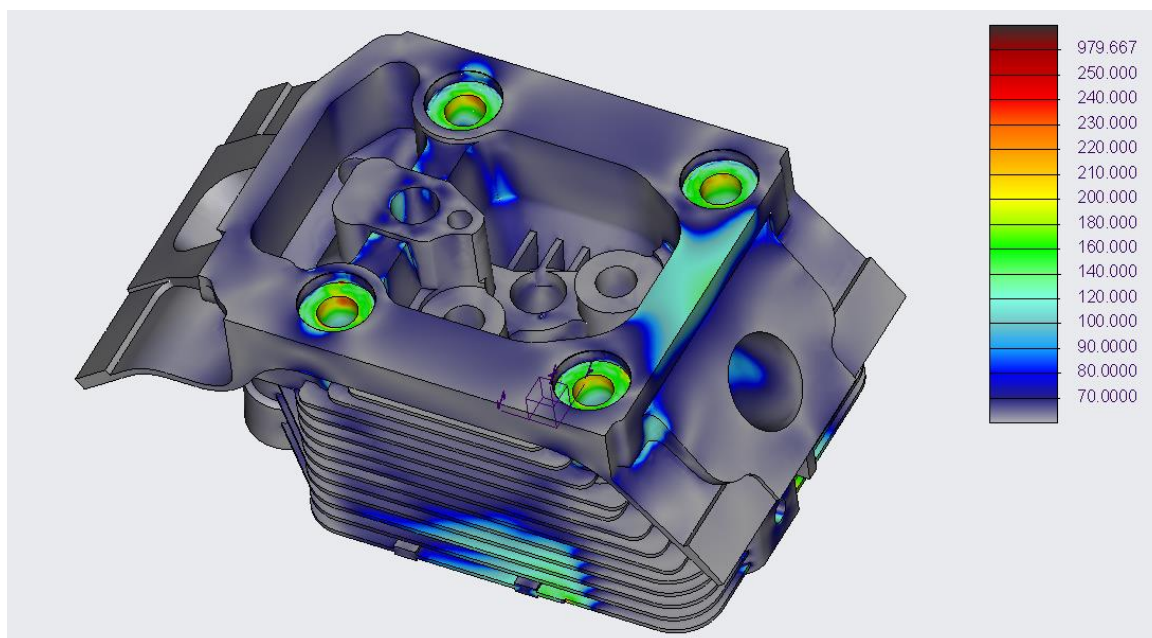
Z Obr. 81 je jasné, že koncentrace napětí je v této variantě OP nejvyšší. Avšak vysoké hodnoty napětí byly posunuty více od spalovacího prostoru, které je pro vyšetření namáhání hlavy válce nejvíce klíčové.



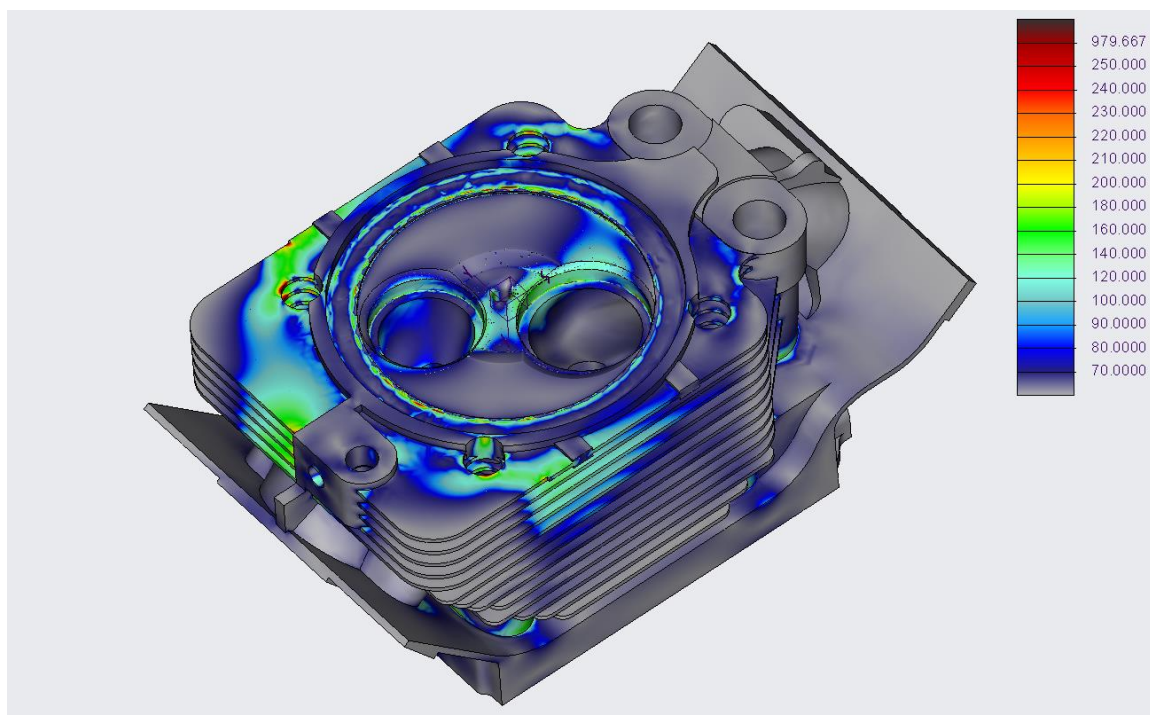
Obr. 81 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP4 I [46]

4.6 Kombinované zatížení při pohonu na naftu

Jelikož je největšího silového a tepelného zatížení dosahováno při pohonu na naftu při otáčkách 1600 ot/min na vnější zatěžovací charakteristice, má význam studovat rozložení napětí právě při těchto otáčkách, viz. Obr. 82 a Obr. 83.



Obr. 82 - Pohled shora – kombinované zatížení a 1600 ot/min [46]



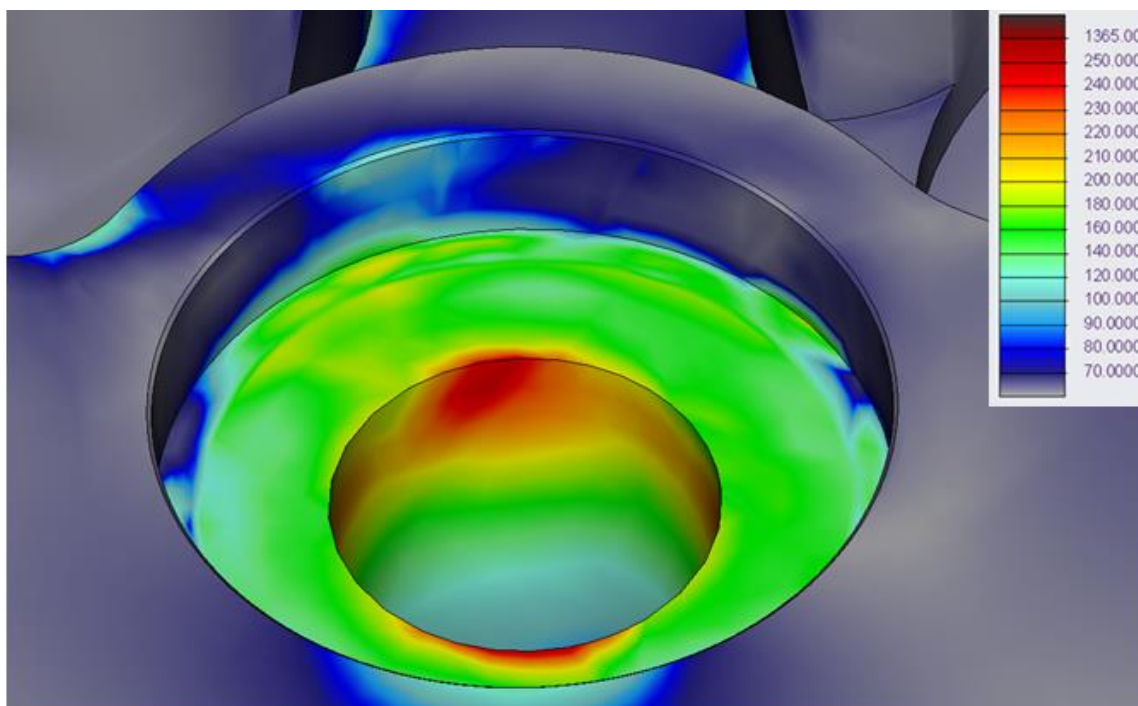
Obr. 83 - Pohled zdola – kombinované zatížení a 1600 ot/min [46]

Bezpochyby se jedná o otáčky, kdy je spalovacím prostorem nejvyšší tlak a tím pádem i největší silové zatížení.

Při simulaci kombinovaného zatížení se na mapě napětí objevila místa s vysokou koncentrací napětí na stejných místech, jako tomu bylo v případě teplotní a silového analýzy. O to více byl jejich projev v kombinovaném zatížení markantní.

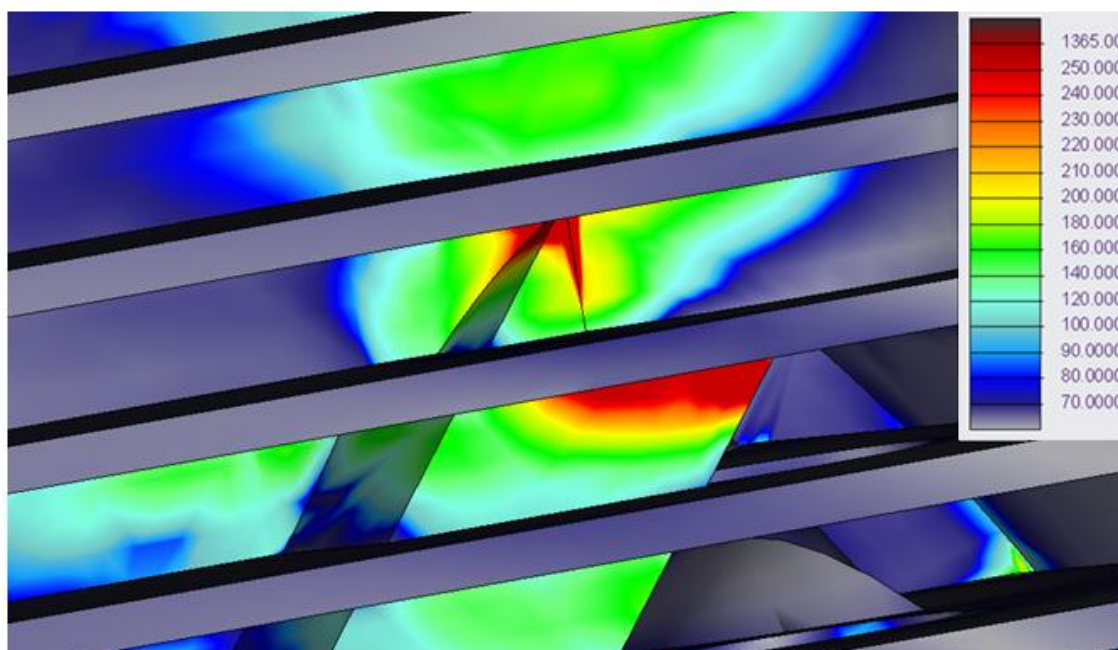
V oblasti dosedací plochy hlavového šroubu, zobrazeno na Obr. 84, se objevila zvýšená napětí pouze v případě jedné dosedací plochy, a to konkrétně na straně hlavy válce u sacího kanálu nejbližší jeho vedení. To je způsobeno velkou změnou teplot blízkého sacího kanálu, chladicích žeber a spalovacího prostoru.

Zvýšená napětí, jak se dalo předpokládat, se objevovala i u ostatních dosedacích ploch šroubů. Nešlo již však o vyšší hodnoty než v tomto případě.



Obr. 84 - Pohled na dosedací plochu hlavy válce s hlavou šroubu [46]

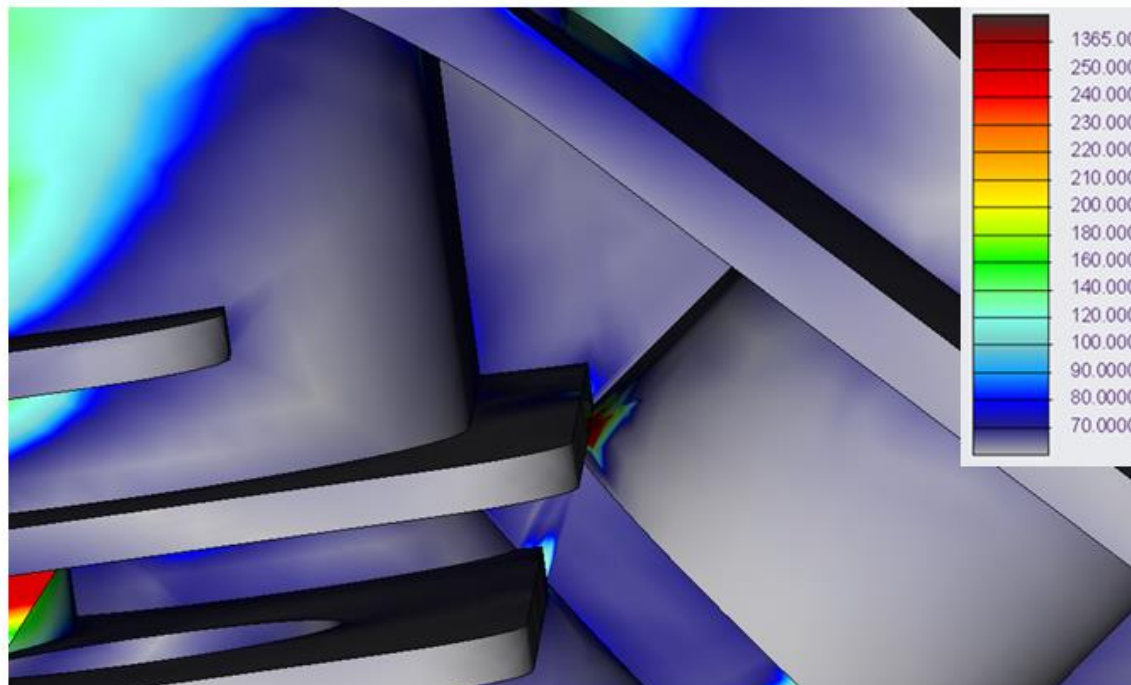
Zvýšené napětí se taktéž objevilo v oblasti přechodu výztuhy a těla materiálu hlavy, viz. Obr. 85. Příčina vzniku tohoto vysokého napětí je zcela jasná – změna tuhostí komponent. S největší pravděpodobností by došlo ke kontrolovanému mikroskopickému lomu, který by neměl vliv na výslednou životnost hlavy válce a cyklickou únavu.



Obr. 85 - Pohled na přechod vytužení hlavy válce do masa materiálu hlavy válce [46]



Další zvýšené napětí se objevilo v oblasti přechodu nálitku šroubu příruby výfukového kanálu, ilustrováno na Obr. 86. To je způsobeno jak zjednodušením modelu, který neobsahuje zaoblení a zkosení, tak i faktem, že i zde by se velice pravděpodobně žebro kontrolovaně odlomilo.



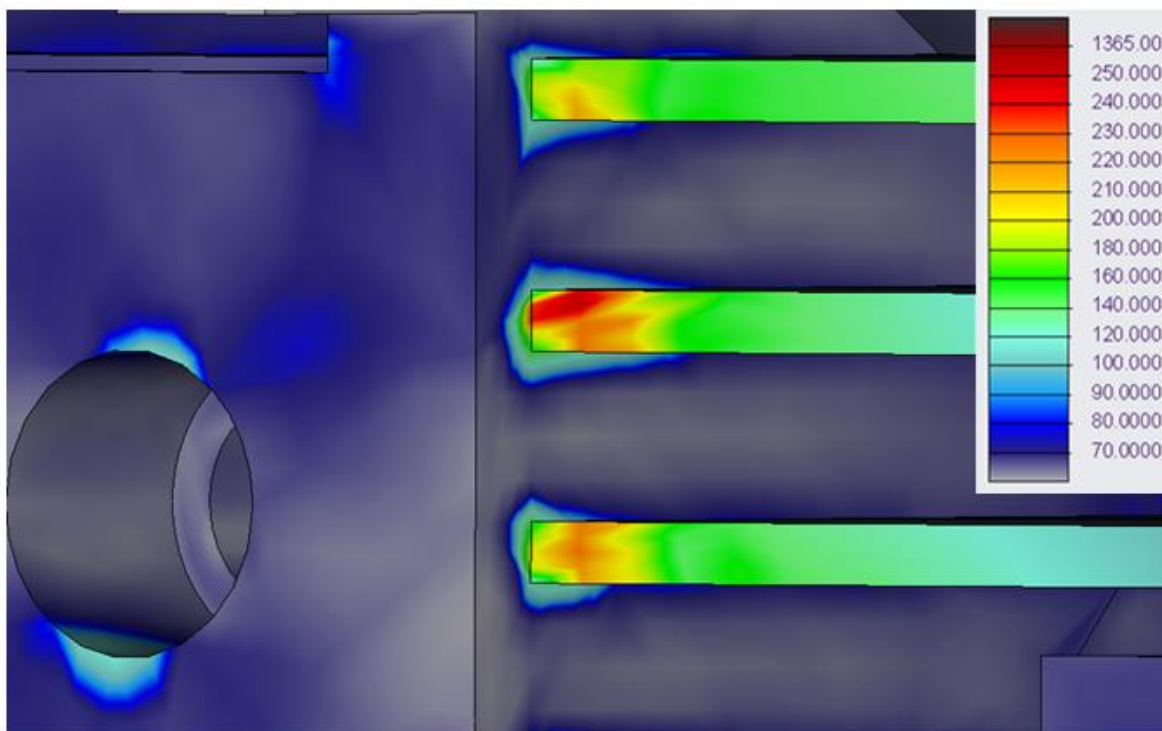
Obr. 86 - Pohled na přechod žebra a nálitku pro šroub příruby [46]

Velmi podobná je situace mezi žebry a nálitkem pro hadici odvodu oleje, zachyceno na Obr. 87. I zde je jasné, že rozdíl chladících teplot žeber a teplota samotné hlavy je jasnou příčinou zvýšeného napětí v této oblasti. Jelikož se opět nejedná o důležitý konstrukční uzel, i případný lom žebra by v tomto místě neměl žádný dopad na např. tuhost hlavy.

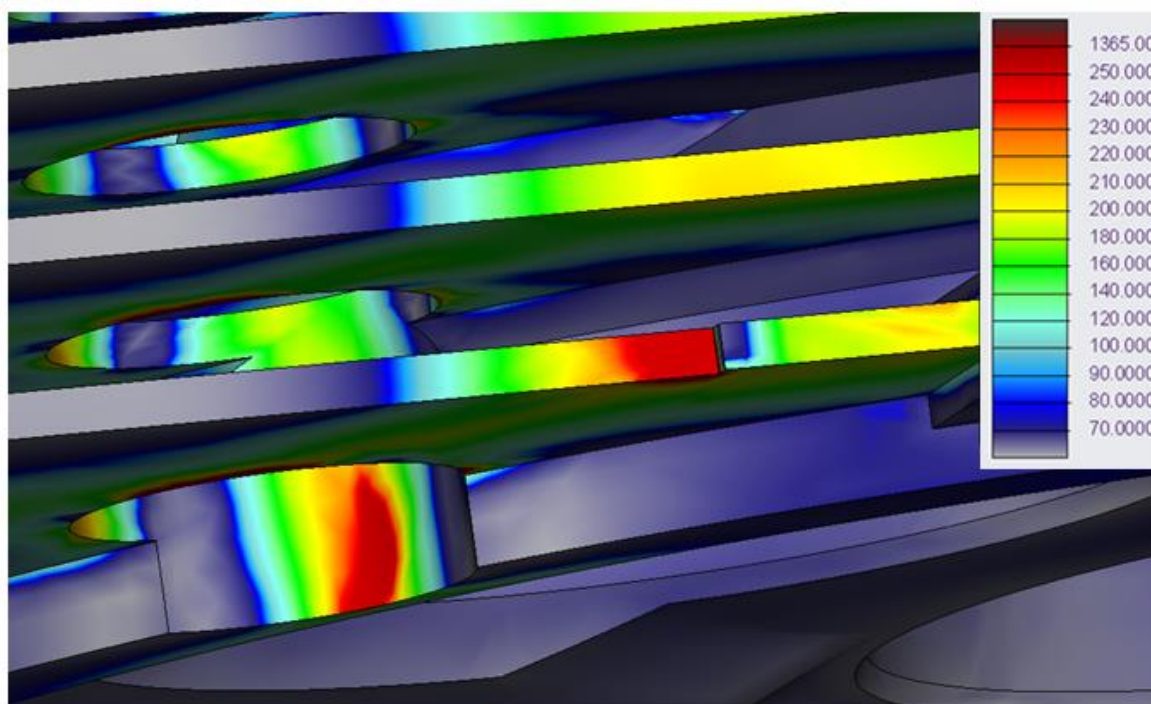
Přechod mezi žebry je také příčinou koncentrace napětí. I zde by mohlo dojít k bezvýznamnému lomu, viz. Obr. 88.

Zvýšené napětí se objevilo také na vnější straně sacího kanálu v kontaktu se zbytkem materiálu hlavy. I zde je nejvýraznější činitel rozdíl teplot sacího kanálu a zbytku těla hlavy, zvýšené napětí je viditelné v detailu na Obr. 89.

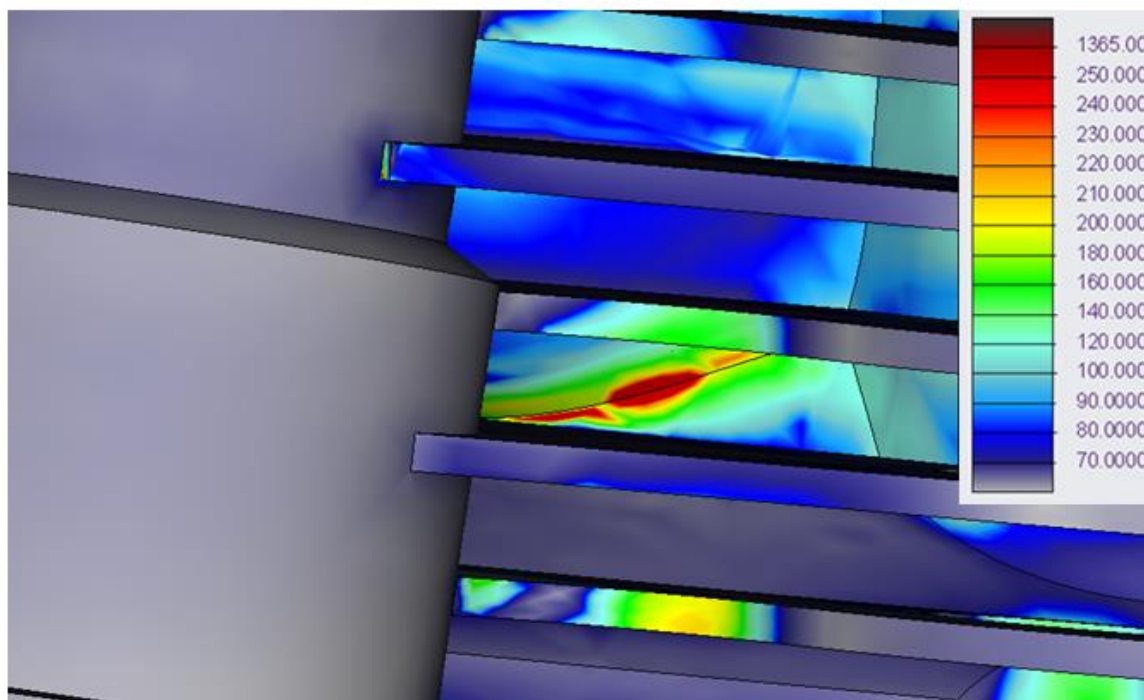
Zde však také vstupuje i silového zatížení, jenž taktéž zapříčiňuje zvýšené napětí.



Obr. 87 - Pohled na přechod žeber a nálitku pro odvod oleje [46]



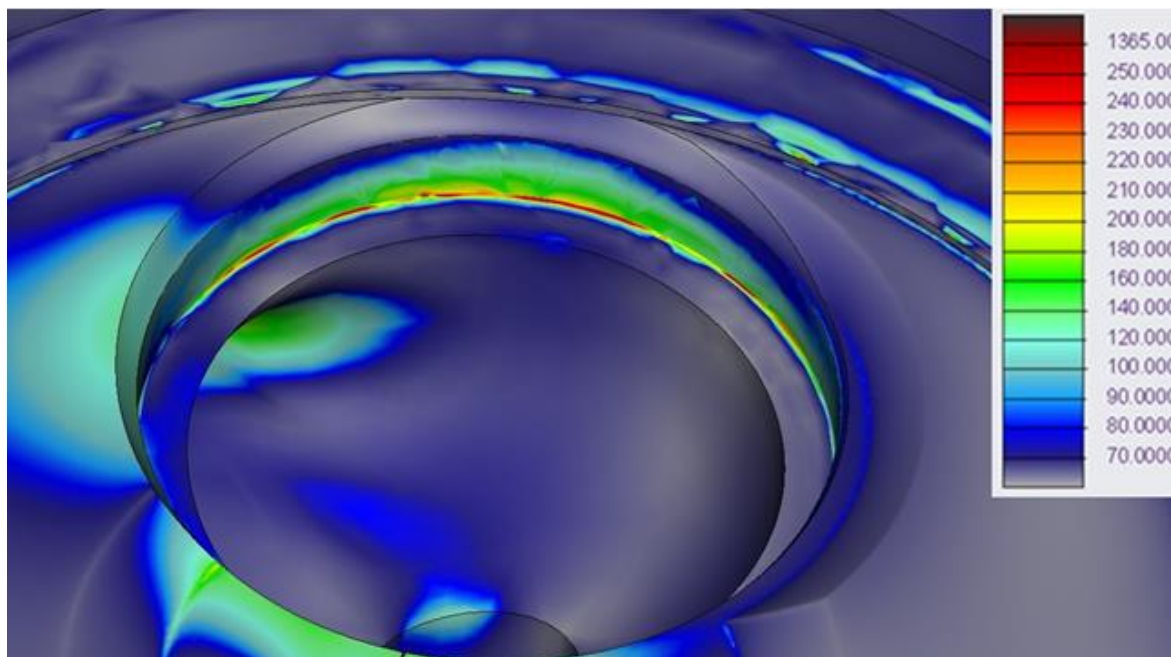
Obr. 88 - Pohled na přechod mezi různými šířkami žeber [46]



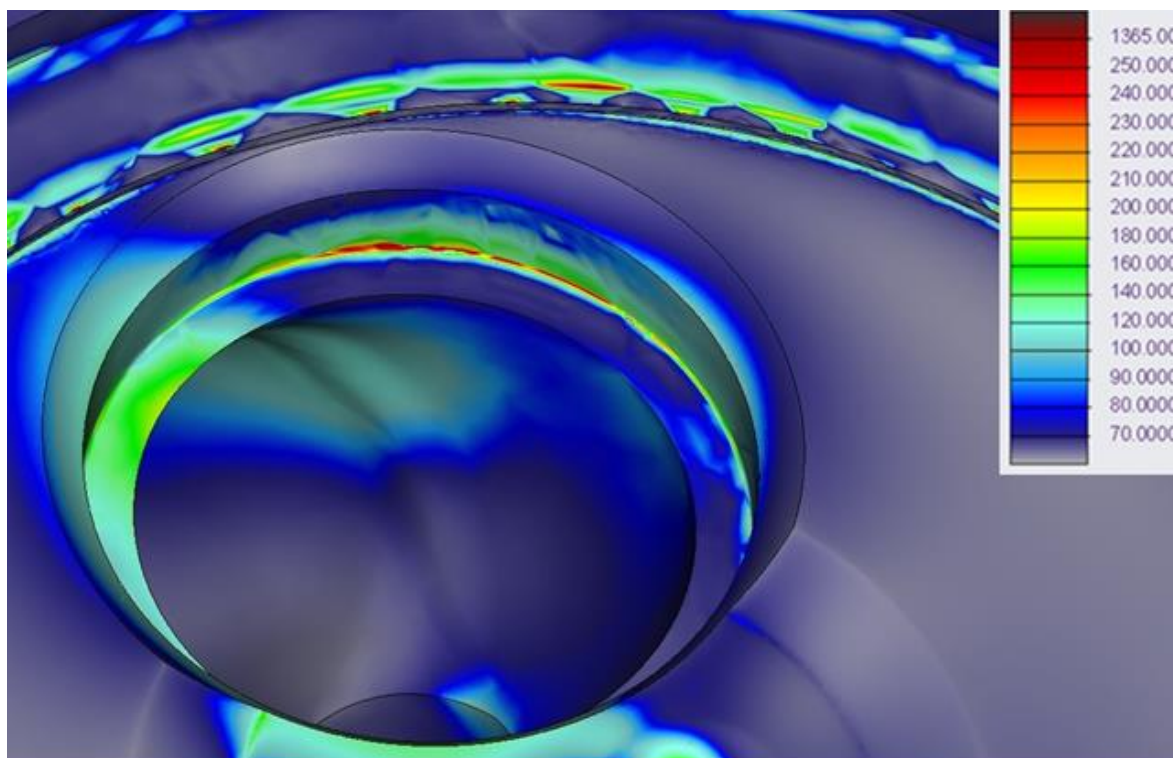
Obr. 89 - Oblast přechodu sacího kanálu a masa materiálu hlavy motoru [46]

Na Obr. 90 a Obr. 91 jsou taktéž viditelná zvýšená napětí poblíž okrajové podmínky posuvu hlavy válce.

I zde se dá přepokládat, že zvýšená napětí vypočteného napětí jsou čistě záležitostí nepřesností výpočetního modulu.



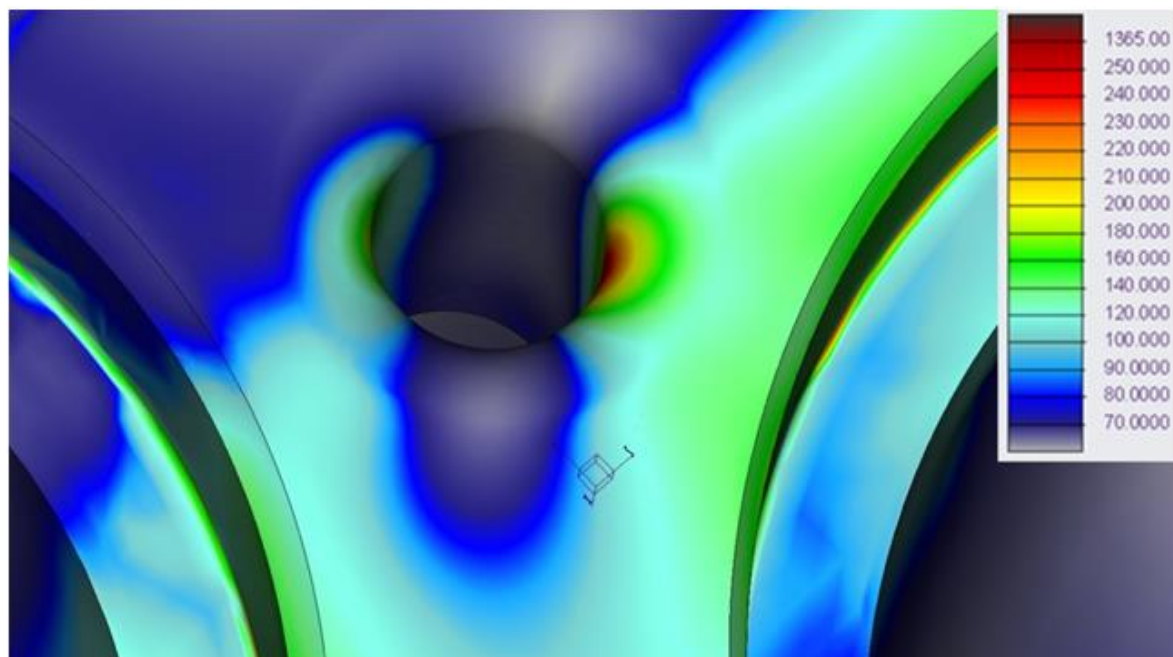
Obr. 90 - Pohled na přechod dvou na sebe kolmých stěn poblíž zaoblení u sacího kanálu [46]



Obr. 91 - Pohled na přechod dvou na sebe kolmých stěn poblíž zaoblení u výfukového kanálu [46]

Za pozornost stojí konstrukční uzel mezi vstřikovačem a sacím kanálem, v detailu na Obr. 92. Velká změna teplot v poměrně malé oblasti je hlavní příčinou vyššího napětí.

Tento konstrukční uzel byl mimo jiné předmětem pozornosti v případě pohonu na vodík, jelikož zde již nebude docházet k ochlazení hlavy válce vstřikovačem.



Obr. 92 - Oblast napětí přechodu díry pro vstřikovač a výfukového kanálu [46]



4.7 Simulace tepelného zatížení při pohonu na vodík

Simulace tepelného zatížení při pohonu na vodík probíhala velmi obdobně jako v případě pohonu na naftu, avšak i tak je zde pár rozdílů.

Hlavním rozdílem je fakt, že simulace tepelného zatížení při pohonu na naftu nejdříve probíhala pro částečné zatížení motoru dle dat dodaných výrobcem, a pak teprve probíhala simulace tepelného zatížení pro vnější zatěžovací charakteristiku. Až po těchto simulacích a kalibracích simulace přešla na simulaci tepelného zatížení samotné hlavy válce.

V případě vodíkového pohonu tomu bylo jinak. Simulace tepelného zatížení zde vstupovala již se známými hodnotami okrajových podmínek ze simulace tepelného zatížení při pohonu na naftu. Aplikovali se zde však jiné okrajové podmínky oblastí kanálů a spalovacího prostoru dle dat z GT-SUITE pro pohon na vodík.

Pro následné porovnání dosahovaných hodnot teplot byly ponechány měřené body H1 až H6 a T1 až T3 na stejných místech jako při pohonu na naftu. To umožňovalo do závěrečného shrnutí porovnat i tyto hodnoty a sledovat trend změny teplot v měřených bodech při různých otáčkách a různých pohonech.

Výpočetní síť zůstala taktéž stejná. Došlo však k výměně vstřikovače za zapalovací svíčku a její podložku, výpočetní síť prošla procesem škálování se stejnými hodnotami.

Identická situace nastala i s okrajovými podmínkami zavazbení sestavy, i zde zůstaly zachovány vazby z okrajových podmínek vazeb při pohonu na naftu.

4.7.1 Stanovení vstupních hodnot a okrajových podmínek do simulace tepelného zatížení sestavy motoru

Stejná úvaha jako při pohonu na naftu zůstala i při pohonu na vodík.

Vlivem nedokonalého kontaktu dvou vzájemných dotykových ploch, přechodu dvou materiálů a rozdílných drsností je nutné definovat správně součinitel přestupu tepla dvou komponent.

Na rozdíl od pohonu na naftu zde došlo k odstranění kontaktu hlavy válce se vstřikovačem. Naopak došlo k definování kontaktu mezi hlavou válce a těsnícím kroužkem svíčky, dále pak k definování kontaktu hlavy válce se zapalovací svíčkou a v poslední řadě k definování kontaktu zapalovací svíčky s hlavou válce.

Odhad hodnot proběhl obdobně jako při pohonu na naftu z [48], o-kroužek zde představuje těsnící kroužek zapalovací svíčky. Hodnota součinitele přestupu tepla mezi zapalovací svíčkou a hlavou válce byla převzata z pohonu na naftu a jeho kalibrací tak, aby si tyto hodnoty co nejvíce korespondovali v závislosti na otáčkách, zobrazeno v Tab. 29.



Tab. 29 - Tabulka součinitelů přestupu tepla na rozhraní komponent – pohon vodík

Rozhraní definovaného součinitele přestupu tepla	[W/(m ² ·K)]
Sedlo sacího ventilu - Hlava válce	6 000 [48]
Sedlo výfukového ventilu - Hlava válce	6 000 [48]
Vodítko sacího ventilu - Hlava válce	600 [48]
Vodítko výfukového ventilu - Hlava válce	600 [48]
Vodítko sacího ventilu - Sací ventil	6 000 [48]
Vodítko výfukového ventilu - Výfukový ventil	6 000 [48]
Sedlo sacího ventilu - Sací ventil	6 000 [48]
Sedlo výfukového ventilu - Výfukový ventil	6 000 [48]
Kroužek svíčky - Hlava válce	6 000 [48]
Kroužek svíčky - Zapalovací svíčka	6 000 [48]
Zapalovací svíčka - Hlava válce	2 000

Z teplotní analýzy zatížení sestavy motoru došlo k převzetí okrajových podmínek chlazení vzduchu a olejem i pro pohon na vodík. Předpokládá se užití ve stejných podmínkách obou motorů. Stejně zůstaly i jejich oblasti.

Pro přehlednost uvedeno i zde, tj. v kapitole vodíku, viz. Tab. 30.

Tab. 30 - Převzaté okrajové podmínky z analýzy namáhání hlavy válce při pohonu na naftu

Oblast	Teplota	Součinitel přestupu tepla
	[°C]	[W/(m ² ·K)]
OlejKapalný	104	1 250
OlejKapalnýPlynný	104	80
OkolníVzduch	25	20
ChladícíVzduchŽebraHorní	39	110
ChladícíVzduchSání	26	90
ChladícíVzduchVýfuk	48	100
ChladícíVzduchŽebraDolní	41	125
Kryt	30	100

4.7.2 Přejít tepelné simulace ze sestavy na samotnou hlavu válce

Stejně jako v případě simulace tepelného zatížení při pohonu na naftu došlo ke konverzi simulace tepelného zatížení na samotnou hlavu motoru.

Důvodů je více (zmněno v kapitole 4.4.4), tím hlavním je však snaha o vyhnutí se simulace kontaktní úlohy v případě simulace kombinovaného zatížení. Tento přechod však s sebou



přináší nutnost další kalibrace původního tepelného zatížení jednotlivých komponent simulací tepelného zatížení tepelným výkonem.

O náhradě sedel ventilů a ventilů a vodítek ventilů pojednává kapitola 4.4.4.1, jejíž princip byl zachován i pro simulaci tepelného namáhání hlavy válce při pohonu na vodík.

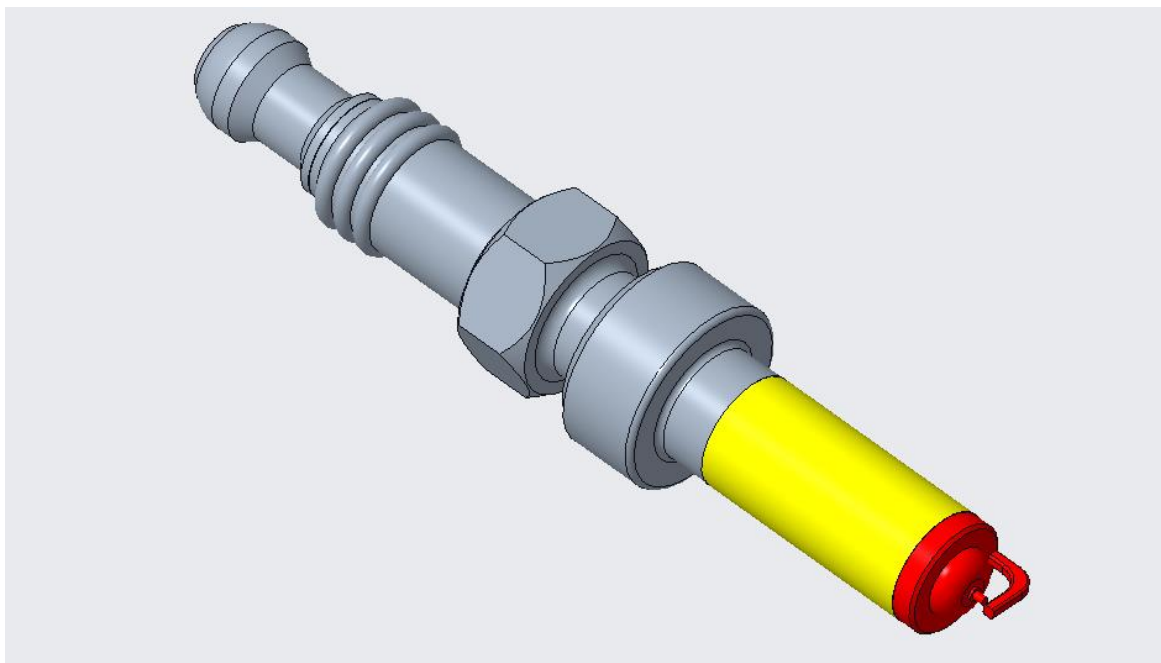
4.7.2.1 Nahrazení zapalovací svíčky

Tepelná náhrada zapalovací svíčky probíhala stejně jako v případě sedel, vodítek a ventilů.

V úvahu bylo vzato, že zapalovací svíčka je v kontaktu s hlavou válce pouze v místě závitů a částečně skrze těsnící kroužek zapalovací svíčky i v oblasti dosedací plochy těsnícího kroužku zapalovací svíčky s hlavou válce – jedná se však o malý tepelný výkon, který byl zanedbán. Na rozdíl od vstřikovače zapalovací svíčkou žádná nafta neproudí.

Červená oblast označuje oblast tepelného zatížení od spalování paliva a žlutá oblast označuje kontaktní oblast zapalovací svíčky s hlavou motoru v závitě, kde dochází k přejímce/předávce tepla.

Ilustrováno na Obr. 93.



Obr. 93 - Oblasti příjmu/odběru tepla na zjednodušeném modelu zapalovací svíčky [46]

4.7.2.2 Výpočet tepelných náhrad

Náhrada tepelného výkonu byla provedena obdobně jako při pohonu na naftu pomocí tepelného výkonu.

Úvaha byla taktéž stejná, bylo však nutné změřit plochu přestupu tepla ovlivněné oblasti zapalovací svíčky ve spalovacím prostoru.



Výpočet vychází z již dříve zmíněné kapitoly 4.4.4.3 ze vzorce dle [50]:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_{oblasti} - T_{povrchu\ tělesa}) \quad (4.17)$$

kde: α je součinitel přestupu tepla, A plocha oblast výměny tepla, $T_{oblasti}$ je teplota získaná simulacemi z GT-SUITE a $T_{povrchu\ tělesa}$ je teplota povrchu tělesa.

Tepelný výkon oblasti Spalovací prostor je dle Tab. 31 nižší než při pohonu na naftu.

Tab. 31 - Výpočet tepelného výkonu úvahy o ochlazování/ohřívání ventilů a zapalovací svíčky

Oblast	Tepelný výkon [W]	Plocha oblasti [mm ²]	Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]	Teplota oblasti [°C]	Teplota povrchu tělesa [°C]
Spalovací prostor	3 292,0	12 566,3	476,3	1 172,5	622,5
Sací ventil obl. sací kanál	-213,0	2 846,4	218,7	34,0	376,1
Výfukový ventil obl. výf. kanál	503,4	2 377,2	511,0	960,7	546,3
Sací ventil obl. dříku	-5,1	1 344,5	80	104	151,0
Výfukový ventil obl. dříku	-6,1	1 344,5	80	104	161,0

Veškeré výpočetní se užily z kapitoly 4.4.4.3, změna došla u zapalovací svíčky

$$Q_{Celk.Svíčka} = \frac{Q_{Sp.pr.}}{A_{C.Sp.pr.}} \cdot A_{Svíčka} \quad (4.18)$$

kde: $Q_{Sp.pr.}$ je celkové teplo ve spalovacím prostoru z GT-SUITE, $A_{C.Sp.pr.}$ je celková plocha spalovacího prostoru, $A_{Hl.}$ je plocha hlavy spalovacího prostoru, $Q_{Svíčka}$ je tepelný výkon z geometrie přenášený na zapalovací svíčku.

Pro přehlednost uvedeno v Tab. 32.



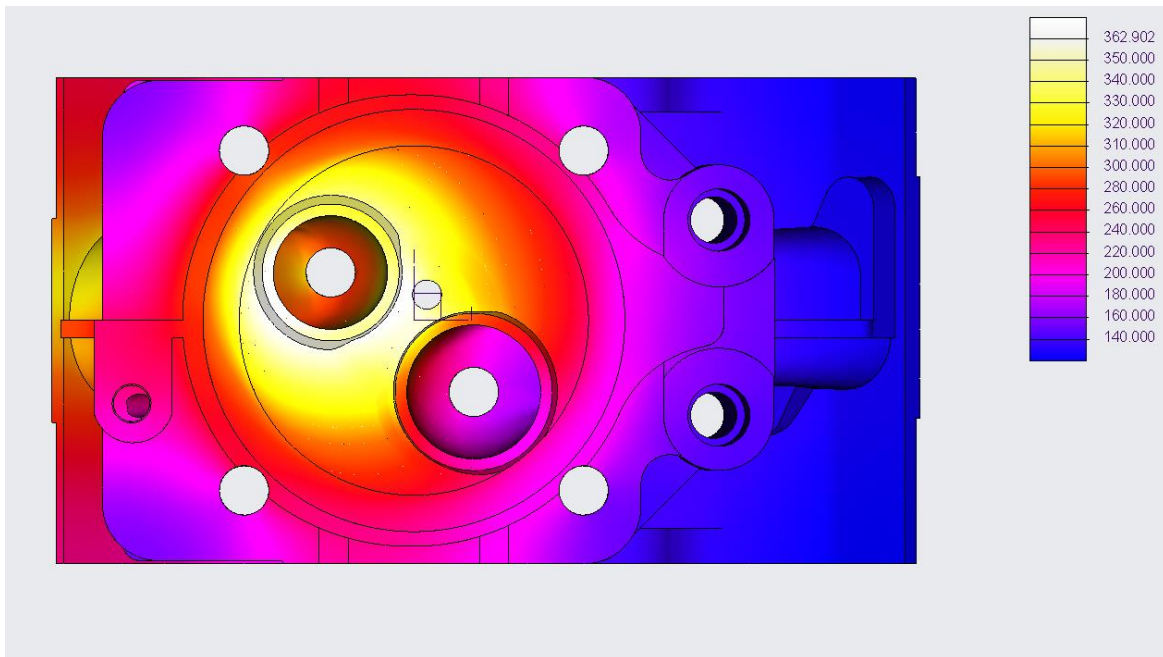
Tab. 32 - Výpočet celkového tepelného výkonu vystupujícího z vodítek a sedel – pohon na vodík

Oblast	Tepelný výkon celk. [W]	Tep. výkon do sedla [W]	Tep. výkon do vodítka [W]
Plocha spal. prostoru hlavy válce	2 264,0	-	-
Sací ventil obl. spalování	350,5	262,9	87,6
Výfukový ventil obl. spalování	924,8	693,6	231,2
Zapalovací svíčka obl. spalování	52,4		

Ze srovnávací tabulky Tab. 33 plyne, že se povedlo postupnými kalibracemi dosáhnout zhruba stejných hodnot teplot v měřených bodech jak pro sestavu, tak pro samotnou hlavu válce. Rozložení teplot samotné hlavy je pak vyobrazeno na Obr. 94.

Tab. 33 - Porovnání hodnot dosažených simulací sestavy (sestava) a simulací hlavy válce s náhradou tep. zatížení (hlava) – pohon na vodík

Měřené body	1000 ot/min sestava [°C]	1000 ot/min hlava [°C]	1000 ot/min odchylka [-]	1200 ot/min sestava [°C]	1200 ot/min hlava [°C]	1200 ot/min odchylka [-]	1600 ot/min sestava [°C]	1600 ot/min hlava [°C]	1600 ot/min odchylka [-]
H1	278,6	277,8	0,3	311,3	312,2	0,3	339,7	340,5	0,2
H2	249,5	248,9	0,2	274,9	275,5	0,2	293,1	293,3	0,1
H3	278,2	276,5	0,6	310,3	310,9	0,2	338,2	338,4	0,1
H4	191,9	187,9	2,1	203,4	199,8	1,8	203,4	199,0	2,1
H5	214,5	213,5	0,5	230,6	230,3	0,2	234,8	233,9	0,4
H6	314,2	311,4	0,9	342,1	341,7	0,1	356,3	355,6	0,2
T1	236,7	238,1	0,6	266,7	269,6	1,1	298,1	300,7	0,9
T2	138,6	139,3	0,4	147,1	148,2	0,7	151,3	152,1	0,5
T3	194,3	196,0	0,9	215,6	218,3	1,2	236,2	238,6	1,0



Obr. 94 - Rozložení teplot - vodík při 1200 ot/min [46]

4.8 Simulace silového zatížení při pohonu na vodík

Stejně jako v případě simulace silového zatížení při pohonu na naftu se silového zatížení při pohonu na vodík zabývá silami a tlaky, které působí na hlavu válce.

I zde je nutné sledovat hodnoty maximální meze kluzu slitiny hliníku AlSi10Mg, která se pohybuje v rozmezí 220-250 MPa. [54]

Na rozdíl od silového zatížení při pohonu na naftu se z výpočtů předpokládá nižší vliv tlaků a sil na hodnoty napětí. To je mimo jiné dáno i nižším maximálním tlakem spalin. Zatížení od utažení vstřikovače nahradilo silové zatížení v závitě zapalovací svíčky od předeprnutí šroubového spoje.

I zde do simulace silového zatížení vstupovala samotná hlava válce, nikoliv celá sestava – to umožnilo podstatné zrychlení výpočtu.

Jak je již z Tab. 34 patrné bude silového zatížení nejvyšší v případě 1200 ot/min.



Tab. 34 - Vstupní hodnoty zatížení vstupujících do silového zatížení – pohon vodík

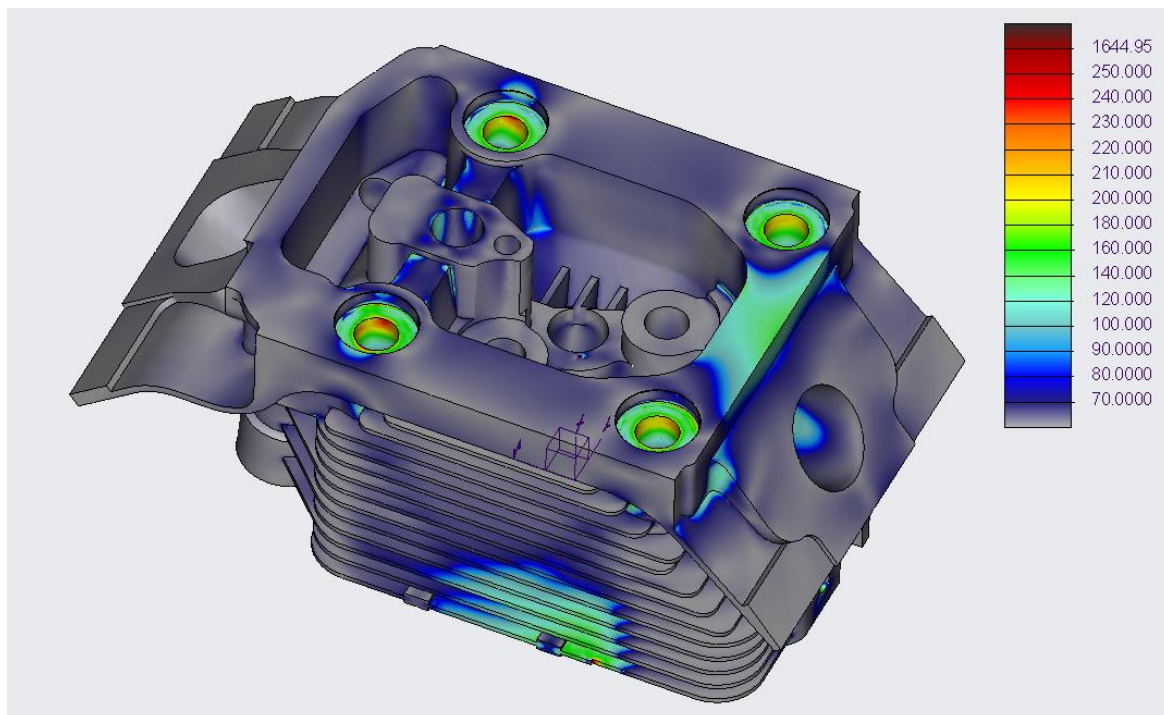
Veličina	Jednotka	Otáčky		
		1000 ot/min	1200 ot/min	1600 ot/min
Tlak na dosedací plochu hlavy válce od předeprnutí šroubu	[MPa]	210,1	210,1	210,1
Tlak spalin	[MPa]	12,4	13,0	12,0
Radiální tlak od nalisování - sací sedlo	[MPa]	20,5	20,5	20,5
Radiální tlak od nalisování - výfukové sedlo	[MPa]	15,0	15,0	15,0
Síla půs. na sací ventil	[N]	26 770,2	28 073,7	24 425,0
Síla půs. na výfukový ventil	[N]	20 130,5	21 110,7	18 367,0
Výsl. osová síla apl. v závitě svíčky	[N]	968,8	1 016,0	883,9

4.9 Kombinované zatížení při pohonu na vodík

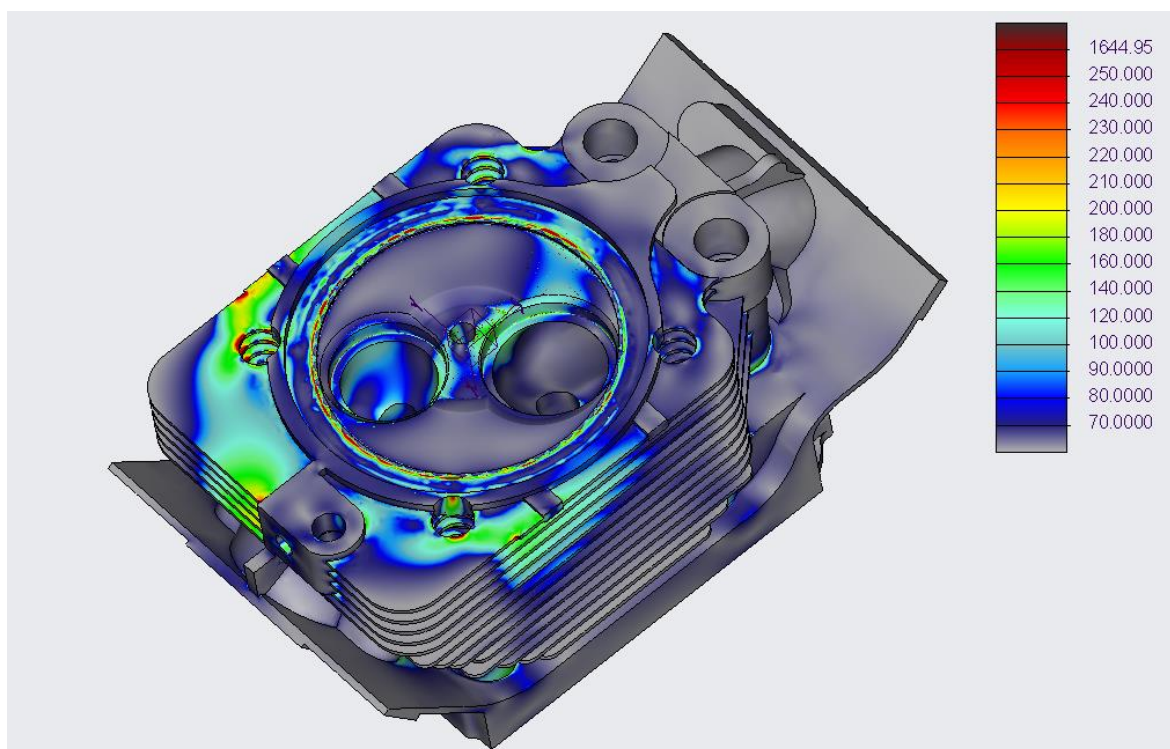
Jelikož je největšího silového a tepelného zatížení dosahováno při pohonu na vodík při otáčkách 1200 ot/min, má význam studovat rozložení napětí právě při těchto otáčkách.

Všechna zvýšená napětí, která nejsou v oblasti spalovacího prostoru napětí zmíněná v kapitole 4.6, jsou viditelná i při pohonu na vodík. Rozložení napětí zobrazují Obr. 95 a Obr. 96.

Nejdůležitější je však kontrola hlavy válce v oblasti spalovacího prostoru, konkrétně v oblasti implementace zapalovací svíčky místo vstřikovače, kde došlo k nejpodstatnějším změnám okrajových podmínek.



Obr. 95 - Pohled shora – kombinované zatížení a 1200 ot/min [46]



Obr. 96 - Pohled zdola – kombinované zatížení a 1200 ot/min [46]

4.10 Porovnání okrajových podmínek

Před porovnáním výstupních hodnot simulací je vhodné pro srovnání obou zatěžujících stavů uvést shrnující tabulky okrajových podmínek obou pohonů.



Tab. 35 porovnává hodnoty okrajových podmínek součinitelů přestupů tepla jednotlivých oblastí.

Jak je z tabulky patrné, vyšších součinitelů přestupu tepla je dosahování v sacím a výfukovém potrubí a ve spalovacím prostoru při pohonu na naftu.

Tab. 35 - Tabulka okrajových podmínek hodnot součinitelů přestupu tepla konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Součinitel přestupu tepla oblasti	Jednotka	Nafta	Vodík
SacíKanál	[W/(m ² ·K)]	276	219
VýfukovýKanál	[W/(m ² ·K)]	875	511
OlejKapalný	[W/(m ² ·K)]	1 250	1 250
OlejKapalnýPlynný	[W/(m ² ·K)]	80	80
OkolníVzduch	[W/(m ² ·K)]	20	20
Vstřikovač	[W/(m ² ·K)]	500	X
ChladícíVzduchŽebraHorní	[W/(m ² ·K)]	110	110
ChladícíVzduchSání	[W/(m ² ·K)]	90	90
ChladícíVzduchVýfuk	[W/(m ² ·K)]	100	100
ChladícíVzduchŽebraDolní	[W/(m ² ·K)]	125	125
Kryt	[W/(m ² ·K)]	100	100
SpalovacíProstor	[W/(m ² ·K)]	720	476

Z Tab. 35 a Tab. 36 je zřejmé, že nafta má sice vyšší součinitele přestupu tepla oblastí sacího a výfukového kanálu a spalovacího prostoru, avšak má naopak nižší hodnoty teplot v těchto oblastech.

Lze tedy předpokládat, že bude pohon na vodík dosahovat vyšších hodnot teplot, což již bylo mimo jiné patrné při kalibracích tepelných náhrad při přechodu ze sestavy na samotnou hlavu válce.

Ještě však nelze tvrdit, zda bude i vyšší tepelné zatížení při jednom z pohonů, neboť tepelný výkon je ovlivněn jak součinitelem přestupu tepla, ale také tepelným spádem.



Tab. 36 - Tabulka okrajových podmínek hodnot teplot konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Teplota oblasti	Jednotka	Nafta	Vodík
SacíKanál	[K]	305	307
VýfukovýKanál	[K]	871	1 234
OlejKapalný	[°C]	104	104
OlejKapalnýPlynný	[°C]	104	104
OkolníVzduch	[°C]	25	25
Vstřikovač	[°C]	35	X
ChladícíVzduchŽebraHorní	[°C]	39	39
ChladícíVzduchSání	[°C]	26	26
ChladícíVzduchVýfuk	[°C]	48	48
ChladícíVzduchŽebraDolní	[°C]	41	41
Kryt	[°C]	30	30
SpalovacíProstor	[K]	1 198	1 446

Tabulka okrajových podmínek součinitelů přestupu tepla mezi komponenty Tab. 37 spíše než porovnává, zdůrazňuje, že při přechodu z nafty na pohon vodíkem nedošlo ke změnám těchto součinitelů přestupů tepla.

Rozdíly však jsou v tom, že při pohonu na naftu v sestavě nefiguruje zapalovací svíčka a kroužek zapalovací svíčky.

Tab. 37 - Tabulka okrajových podmínek hodnot součinitelů přestupu tepla mezi různými komponenty - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Součinitel přestupu tepla mezi komponenty	Jednotka	Nafta	Vodík
SedloSacíVentilHlava	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
SedloVýfukovýVentilHlava	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
VodítkoSacíhoVentiluHlava	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
VodítkoVýfukovéhoVentiluHlava	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
VodítkoSacíhoVentiluVentilSací	[W/(m ² ·K)]	600	600
VodítkoVýfukovéhoVentiluVentilVýfukový	[W/(m ² ·K)]	600	600
SedloSacíVentilSací	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
SedloVýfukovéVentilVýfukový	[W/(m ² ·K)]	6 000	6 000
VstřikovačHlava	[W/(m ² ·K)]	1 850	X
KroužekSvickyHlava	[W/(m ² ·K)]	X	6 000
KroužekSvickyZapalovacíSvíčka	[W/(m ² ·K)]	X	6 000
ZapalovacíSvíčkaHlava	[W/(m ² ·K)]	X	1 950



Z Tab. 38 vyplývá, že vstřikovač má očekávaně zápornou hodnotu tepelného výkonu, neboť proudící nafta hlavu motoru na kontaktní ploše se vstřikovačem ochlazuje.

Naopak při pohonu na vodík došlo k záměně vstřikovače za zapalovací svíčku a již zde nedochází k ochlazení tak, jako v případě vstřikovače.

Možná překvapivé jsou hodnoty tepelných výkonů vstupujících do výfukových sedel a vodítek, které jsou v případě pohonu na vodík vyšší než při pohonu na naftu. Jedním vlivem je dotčený tepelný spád a druhým vlivem je také fakt, že je při pohonu na naftu bylo dosahováno vyšších teplot a měřících body H1 až H6 bylo nutné při přechodu ze sestavy motoru na samotnou hlavu motoru více ohřívát, a to právě přes sedla. Jen tak bylo dosaženo stejných teplot v měřících bodech v sestavě a při simulacích samotné hlavy motoru.

Tab. 38 - Tabulka okrajových podmínek hodnot tepelných výkonů vstupujících do konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Tepelný výkon	Jednotka	Nafta	Vodík
SedloSacíVentil	[W]	382	263
SedloVýfukovýVentil	[W]	561	694
VodítkoSacíVentil	[W]	127	88
VodítkoVýfukovýVentil	[W]	187	231
Vstřikovač	[W]	-284	X
Zapalovací svíčka	[W]	X	52

Tabulka Tab. 39 porovnává okrajové podmínky hodnot napětí a sil, které se podílejí na silovém namáhání hlavy válce motoru.

Jelikož je utahovací moment stejný u obou pohonů (dimenzování probíhalo při pohonu na naftu, jelikož jsou zde dosahovány vyšší tlaky ve spalovacím prostoru), jsou i hodnoty dosedacích tlaků hlavy šroubů na hlavu válce stejné.

Při pohonu na naftu je dosahováno ve spalovacím prostoru zhruba o 45% vyšší hodnoty tlaku od rozpínajících se spalin. Tento fakt se odráží i na hodnotách celkového silového zatížení sacího a výfukového ventilu na radiální ploše v axiálním směru.



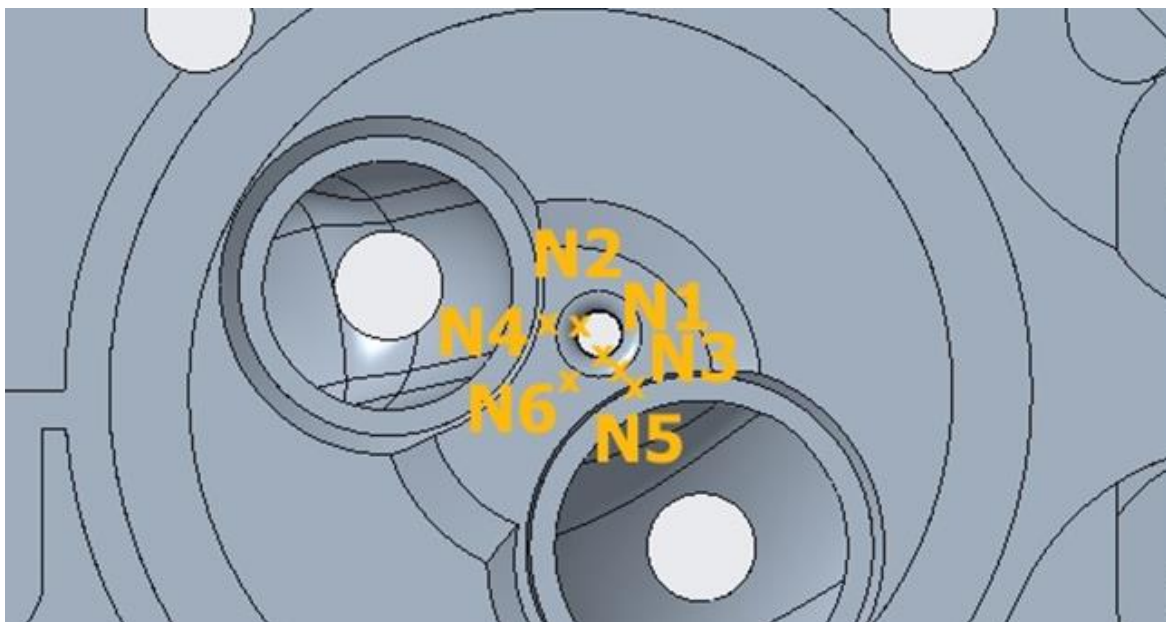
Tab. 39 - Tabulka okrajových podmínek vstupních hodnot silového zatížení do konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Typ silového zatížení	Jednotka	Nafta	Vodík
Tlak na dosedací plochu hlavy válce od předeprnutí šroubu	[MPa]	210	210
Tlak spalin	[MPa]	19	13
Radiální tlak od nalisování - sací sedlo	[MPa]	21	20
Radiální tlak od nalisování - výfukové sedlo	[MPa]	15	15
Síla půs. na sací ventil	[N]	41800	28074
Síla půs. na výfukový ventil	[N]	31432	21111
Výsl. tlak na dos. plochu vstříkovače	[MPa]	69	X
Výsl. osová síla apl. v závitě svíčky	[N]	X	1016

4.11 Porovnání a vyhodnocení dosažených hodnot napětí a teplot v porovnávacích bodech

Pro posouzení, zda konverze pohonu na vodík je možné, je nutné porovnávat jak okrajové podmínky, tak i dosažené stavy napětí a teplot pro oba zatěžující stavy.

Za tímto účelem byla vytvořena sada měřících bodů N1-N6 (pro měření napětí v konkrétních bodech) a sada měřících bodů teploty N1T-N6T. Jejich rozmístění je identické, viz. Obr. 97.



Obr. 97 - Vyobrazení poloh měřených bodů [46]

Rozmístění měřených bodů proběhlo podle rozložení napětí při kombinovaném namáhání pro pohon na naftu a vodík.



Měřicí body N1 a N2 náleží maximálnímu napětí dosahovanému na přechodu rovné plochy a zaoblení. Zde je však již nutné zmínit, že mimo jiné tento přechod zapříčiňoval zvýšená napětí v této oblasti.

Měřicí body N3 a N5 náleží oblastem pozorovaného zvýšeného napětí směrem od zapalovací svíčky (vstřikovače) k sacímu kanálu.

Měřicí bod N4 náleží pozorovanému zvýšenému napětí v přechodu mezi zapalovací svíčkou (vstřikovačem) a výfukovým kanálem.

Měřicí bod N6 pak náleží oblasti mezimůstkového přechodu mezi sacím a výfukovým kanálem a zapalovací svíčkou (vstřikovačem).

Pro měření napětí byla v PTC Creo umístěna do měřících bodů informace, aby byla napětí měřena v perimetru 1,5 mm od určeného měřícího místa.

Hodnoty teplot pro oba pohony jsou zobrazeny v Tab. 40.

Tab. 40 - Tabulka výsledných simulovaných teplot - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Měřicí bod	Jednotka	Nafta	Vodík
N1-T	[°C]	312	340
N2-T	[°C]	313	359
N3-T	[°C]	320	343
N4-T	[°C]	332	365
N5-T	[°C]	319	343
N6-T	[°C]	327	354

Očekávajíc z okrajových podmínek se hodnoty teplot v měřených bodech teploty N1-T až N6-T pohybovali při pohonu na vodík podstatně výše.

To mimo jiné již naznačovaly předešlé kalibrace přechodu sestavy na samotnou hlavu motoru, kdy taktéž vyšší teploty měřící body teploty H1-H6 vykazovaly vyšší hodnoty při pohonu na vodík.

Z Tab. 41 plyne, že při kombinovaném namáhání došlo ke zhoršení napětí v měřících bodech N1, N3, N4 a N5.



Tab. 41 - Tabulka výsledných simulovaných napětí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min

Měřící bod	Jednotka	Kombinované zatížení		Silové zatížení		Tepelné zatížení	
		Nafta	Vodík	Nafta	Vodík	Nafta	Vodík
N1	[MPa]	252	279	37	13	283	274
N2	[MPa]	199	190	35	13	223	194
N3	[MPa]	137	153	30	21	150	149
N4	[MPa]	103	110	26	15	108	106
N5	[MPa]	153	156	71	51	154	143
N6	[MPa]	107	105	37	22	107	103

Vhodné je zmínit, že hodnota napětí při kombinovaném zatížení při pohonu na naftu je již za mezí kluzu AlSi10Mg a téměř atakuje maximální napětí meze pevnosti. Zde již docházelo k domněnkám, že toto napětí bude pravděpodobně silně zatíženo vlivem přechodů okrajových podmínek, či nízké hustotě sítě elementů. U ostatních zkoumaných napětí smluvní mez kluzu překročena nebyla i jistou rezervou.

Ze silového namáhání je jasné, že jelikož je okrajovou podmínkou pro pohon na naftu podstatně vyšší tlak ve spalovacím prostoru, dali se předpokládat i vyšší namáhání a vyšší napětí.

Z porovnání tepelného zatížení taktéž plyne, že vyšších hodnot napětí je dosahováno při pohonu na naftu. Pohon na vodík má sice okrajovou podmínku vyšších teplot, ale podstatně menšího součinitele přestupu tepla.

Jelikož měřící body N1, N3, N4 a N5 vykazovaly vyšší hodnoty napětí pro pohon na vodík než na naftu, bylo učiněno několik pokusů, jak snížit napětí v těchto bodech několika úpravami:

- VODÍK - POSUV SVÍČKY: excentrický posuv svíčky o 0,7 mm, tj. co největší vzdálenost při převrtání díry pro vstřikovač o průměru 7 mm a závit M10
- VODÍK - OLEJ + POSUV SVÍČKY: uvažováno zvýšení účinnosti chlazení oleje a zrychlení jeho proudění v nízkotlaké části motoru
- VODÍK - VZDUCH + POSUV SVÍČKY: uvažováno zvýšení účinnosti ventilátoru (optimalizace tvaru lopatek, zvýšení počtu lopatek)
- VODÍK - KANÁL + OLEJ + POSUV SVÍČKY: zlepšení chlazení oleje a zároveň vytvoření chladicího kanálku, který by ochlazoval ventilový můstek, rovnou je však nutno podotknout, že by toto řešení ve skutečnosti nebylo přínosné, neboť by po kratší době došlo k zapečení oleje na dně tohoto kanálku – tato myšlenka nebyla vzhledem k nezmenšení napětí dále rozvíjena



Ze všech zkoumaných úprav z Tab. 42 plyne, že největší vliv na snížení napětí měla úprava excentrického posuvu zapalovací svíčky.

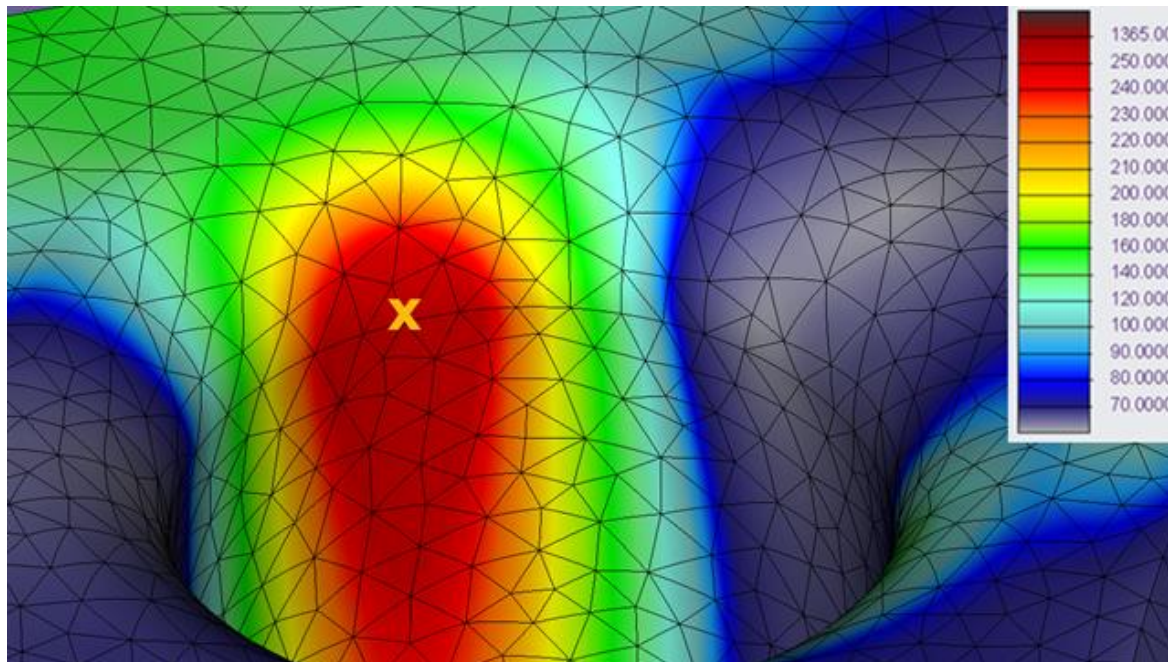
Tab. 42 - Tabulka variace konstrukčních úprav a jejich vliv na napětí při 1200 ot/min

Měřicí bod	Jednotka	VODÍK	VODÍK - POSUV SVÍČKY	VODÍK - OLEJ + POSUV SVÍČKY	VODÍK - VZDUCH + POSUV SVÍČKY	VODÍK - KANÁL + OLEJ + POSUV SVÍČKY
N1	[MPa]	279	275	277	282	282
N2	[MPa]	190	197	202	203	204
N3	[MPa]	153	144	145	147	150
N4	[MPa]	110	105	109	105	113
N5	[MPa]	156	149	149	152	154
N6	[MPa]	105	97	102	102	108

Zbylá konstrukční řešení napětí v měřených bodech nezmenšila, někdy dokonce i zvýšila.

Po této úpravě zbyla vyšší napětí již jen v měřených bodech N1, N3, N4. V bodech N3 a N4 jen o nepatrně vyšší hodnotu.

Detail na měřicí bod teploty a napětí N1 a N1-T je učiněn na Obr. 98.

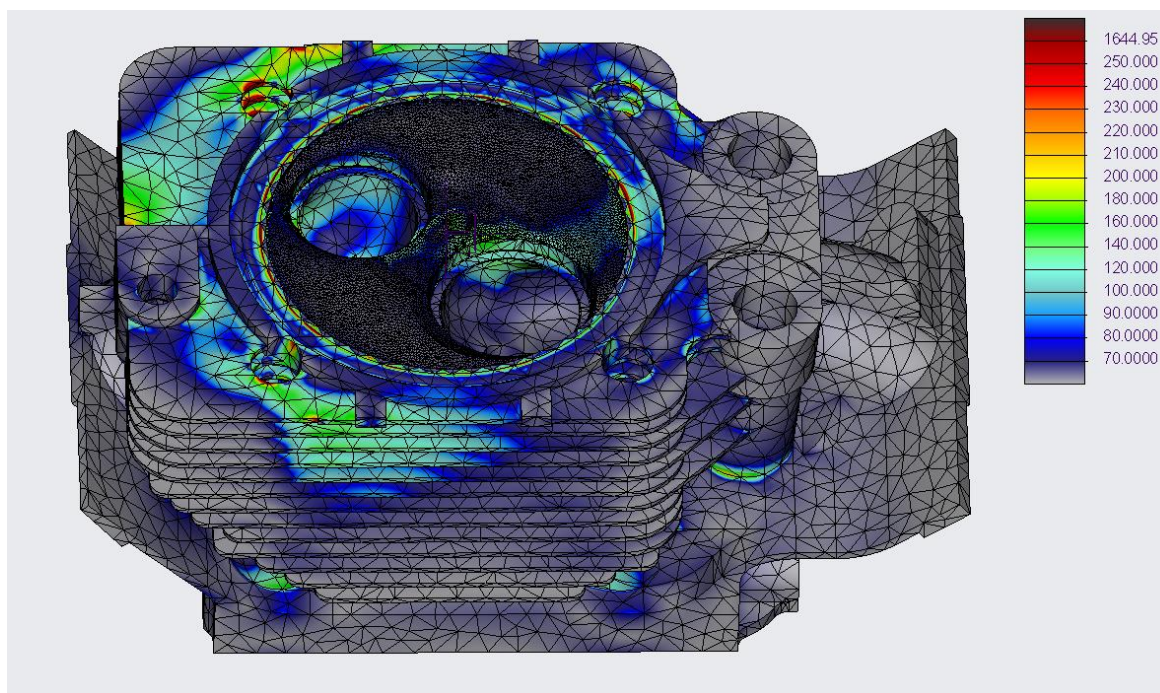


Obr. 98 - Zvýšené napětí v oblasti měřicího bodu N1 -- vizualizace mapy napětí a výpočetní sítě [46]

Stále objevující se zvýšené napětí v měřicím bodě napětí N1 při pohonu na naftu a vodík si vynutilo ověření ve snaze snížit toto napětí několika opatřeními:



- přesun vazby rotace mimo oblast svíčky: nová vazba rotace hlavy motoru umístěná na horní části do tuhé výztuhy vstřikovače a svíčky lehce excentricky mimo osu válce - bez efektu snížení napětí
- úprava sítě měřících bodů: předchozí rozdělení spalovacího prostoru ještě z kalibrací teplot způsobovala nepravidelné tvarování sítě v oblasti spalovacího prostoru - velmi drobné zlepšení napěťové mapy a lehké snížení napětí v řádu jednotek MPa v měřícím bodu napětí N1
- prohození osově síly ve šroubu a vazby posuvu válce: stejně jako při ověřování okrajové podmínky vazby posuvu sestavy - došlo k extrémnímu nárůstu napětí v řádu 10% u měřených bodů napětí N1, N2, N6 zbylé zvětšeny do 3%, a to hlavně vlivem toho, že šrouby jsou rozmístěny v podstatě v rozích a osovou sílu zde není jak zachytávat, což vede k prohnutí hlavy válce v ose válce
- zahuštění oblasti spalovacího prostoru: nová velikost elementu lokálního zahuštění výpočetní sítě 1,5 mm – došlo k drobnému snížení napětí, výpočetní čas však narůstal extrémně, detail Obr. 99
- odstranění tepelného zatížení v oblasti zaoblení u zapalovací svíčky (vstřikovače): tato varianta měla za úkol simulovat lehké zastínění této oblasti vstřikovačem a zapalovací svíčkou, jelikož by se dalo předpokládat, že do takového koutu nebude vstupovat stejné tepelné zatížení, jako na rovné části spalovacího prostoru – došlo ke snížení napětí v oblasti měřícího bodu N1 a N2



Obr. 99 – Ukázka zahuštění výpočetní sítě elementy menšího rozměru v oblasti spalovacího prostoru [46]



Z výše zmíněných opatření pro snížení napětí v bodě N1 lze konstatovat, že zvýšená napětí v tomto místě jsou způsobena jak nízkým zahuštěním sítě (to však s ohledem na používanou výpočetní techniku a extrémní časovou náročnost výpočtu bylo možné snižovat pouze do určité velikosti elementu), tak přechodem tvaru zaoblení i simulací, která není schopna dostatečně podchytit očekávatelné snížení tepelného zatížení v zaoblení v ploše, kde zaoblení již přechází v závit nebo díru.

Jelikož jsou napětí v okolí měřícího bodu napětí N1 vyšší i v případě zatížení na naftu, kde už by překročily lokálně i mez pevnosti, zároveň je takto vysoké napětí v podstatě v jednom bodě a s jistotou by se dalo říci, že hlavy motoru Tatra 815 netrpěly na časté praskání (ztrátu homogenity materiálu), lze tvrdit, že tato napětí se ve skutečnosti v takovéto výši na hlavě motoru nevyskytují a tato chyba je dána spíše výpočetním a simulačním modelem.

Mimo napětí na můstcích se dají pozorovat i vyšší hodnoty napětí ve spalovacím prostoru směrem od sacího kanálu k sací přírubě a od výfukového ventilu směrem k výfukové přírubě. Hodnoty těchto napětí se při pohonu na vodík pohybují kolem 100 MPa a nepřesahují 150 MPa, což je srovnatelné s napětími pozorovanými při pohonu na naftu.

V sacím kanálu (znázorňuje Obr. 90) se lokálně na stěnách zhruba v prostředku kanálu vyskytují lokálně vyšší napětí, která jsou pravděpodobně vyvolána spíše složitější geometrií vedení sacího ventilu. Tato napětí v maximech při pohonu na vodík dosahují 150 MPa a jsou opět zhruba porovnatelná s naftovým pohonem.

Obdobná situace je u výfukového kanálu (znázorňuje Obr. 91), který je však jednodušší a dá se přepokládat, že napětí jsou v tomto případě spíše ovlivněna tepelným spádem mezi teplým výfukovým kanálem a chladnou stěnou kanálu, kterou teplotně bezprostředně ovlivňuje chladící vzduch nebo olej na dně žeber hlavy válce. Další napětí jsou pochopitelně vyvolána vysokými teplotami mezi horkým výfukovým kanálem a spalovacím prostorem. Tato napětí se pohybují kolem 120 MPa a jsou srovnatelná s pohonem na naftu.

V závěru srovnání vzniklých napětí při obou pohonech je vhodné diskutovat i mez únavy cyklického zatěžování hlavy válce motoru.

Vhodné je rozdělení dvou zatěžujících stavů hlavy motoru. Jedním je teplotní zatížení, které lze považovat za nízkocyklové, neboť se počítá s tím, že hlava motoru se poměrně rychle ohřeje do provozního stavu a motor pak běží ohřátý pod dlouhou dobu. Samozřejmě je nutné zmínit změnu teploty, která vzniká zažehnutím zapalované směsi a rozpínáním plynů. Vstupní data okrajových podmínek teplotního zatížení tedy byly aplikovány jako průměrné hodnoty za celý cyklus provozu motoru.



Kdežto silové zatížení hlavy je bez diskuze zatížením vysokocyklovým, a to hlavně protože průběh zapalování směsi probíhá v jednotlivých fázích (cyklech) naprosto pravidelně v celém spektru provozu motoru.

Hodnota smluvní meze únavy vychází z meze pevnosti, a to s koeficientem (0,3-0,5) vynásobeným mezí pevnosti materiálu, což pro materiál slitiny hlavy motoru odpovídá hodnotě v rozmezí 80 až 130 MPa. Přitom uvažovaný počet cyklů do porušení je $5 \cdot 10^5$, což je u slitin hliníku hodnota vyšší asi pětkrát než u slitin hořčíku. [56]

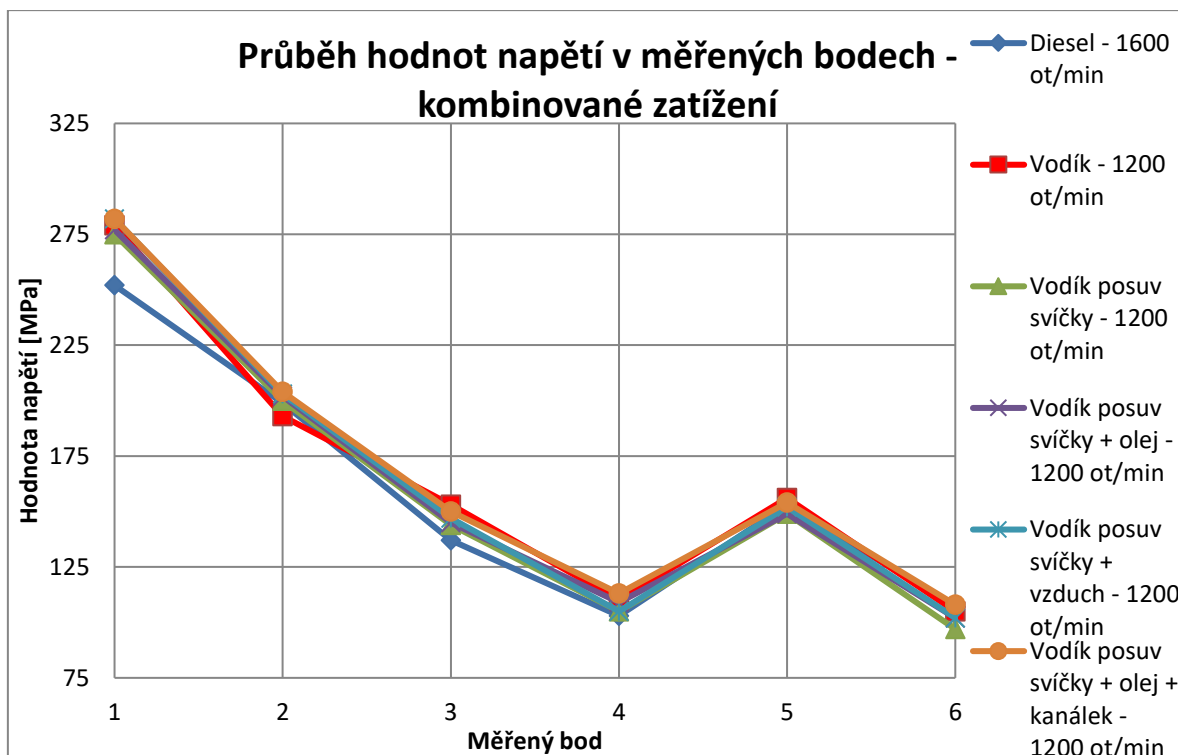
Při uvažování vyššího teplotního zatížení je vhodné uvažovat spíše tu nižší z hodnot smluvní meze únavy.

Vyšších hodnot, než je hodnota smluvní meze únavy, dosahují napětí v měřených bodech N1 a N2, u nichž je však výskyt takto vysokých hodnot napětí mimo simulační model diskutabilní, dále pak měřící body napětí N3 a N5, u kterých se dá předpokládat, že po absolvování vyššího počtu cyklů je jejich náchylnost k únavovým lomům nejvyšší.

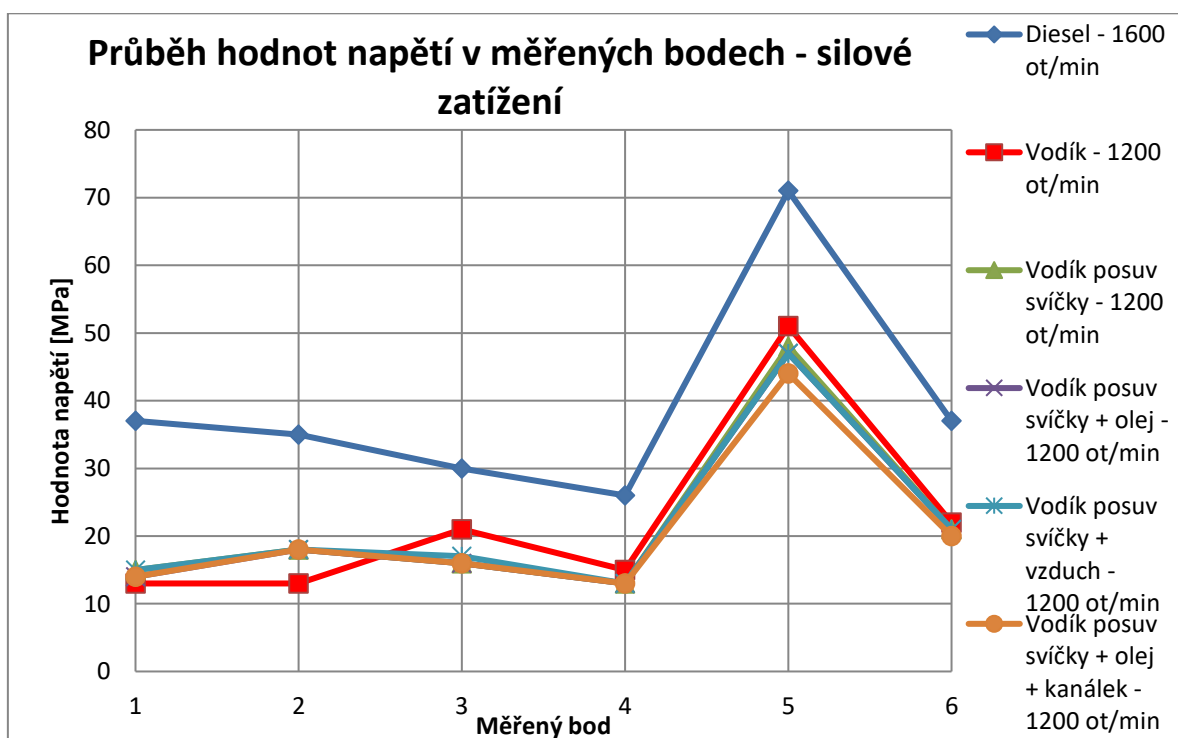
Dlouholeté zkušenosti s užíváním těchto motorů však naznačují, že jejich náchylnost k únavovým trhlinám je i po mnoha letech užívání minimální, a že hlava motoru byla navržena s velmi vysokou předpokládanou a uskutečněnou životností. Jelikož hodnoty napětí při pohonu na vodík, vyjma měřícího bodu napětí N1 (kde může napětí zvyšovat i přechod okrajová podmínky osově síly v závitě), jsou si velmi porovnatelné, dá se předpokládat slibná životnost hlavy motoru Tatra i při pohonu na vodík v současné konfiguraci.

Nutné je však doplnit, že úvahy o porovnávání napětí s hodnotou smluvní meze únavy jsou více než velmi teoretické, neboť pro tuto bakalářskou práci nebyly známy kompletní průběhy hodnot teplot a tlaků, jelikož by to bylo více než náročné zkoumat kompletní zátěžové spektrum provozu motoru. Dalo by se tedy tvrdit, že byla bakalářská práce a zátěžové cykly vyšetřovány pro statické zatížení maximálních hodnot silového zatížení a průměrných hodnot tepelného zatížení.

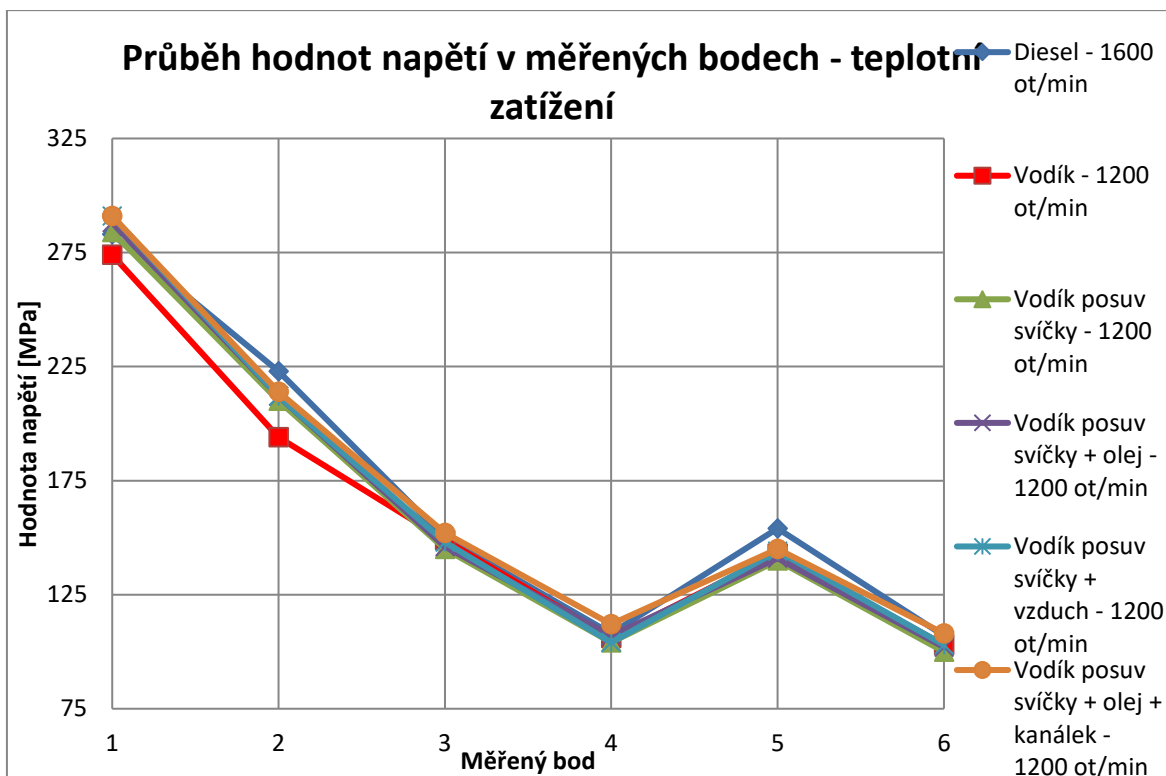
Grafy Obr. 100 pro porovnání kombinovaného zatížení, Obr. 101 pro porovnání silového zatížení, Obr. 102 pro porovnání tepelného zatížení a Obr. 103 pro porovnání hodnot teplot přehledně porovnávají průběhy hodnot napětí a teplot v měřících bodech N1-N6 a N1-T a N6-T.



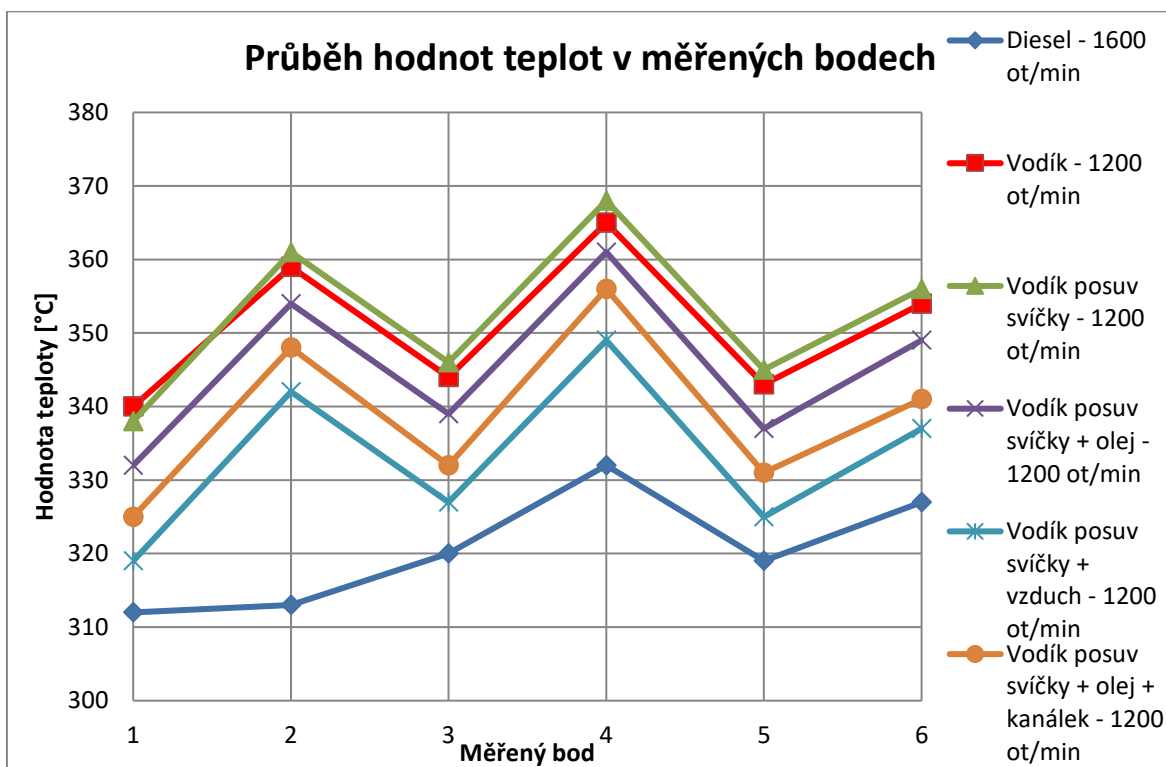
Obr. 100 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 – kombinované zatížení



Obr. 101 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 - silové zatížení



Obr. 102 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 – tepelné zatížení



Obr. 103 – Graf - Průběh hodnot teplot ve sledovaných bodech N1-N6



5 Závěr

Ze zadání této bakalářské práce vyplývá, že výstupním a závěrečným hodnocením má být posouzení možnosti spalování vodíku v původně vznětovém spalovacím motoru.

Před samotnou praktickou a výpočetní částí nejdříve celé práci přecházela rešeršní část a hlavně výpočetní část.

V praktické části ze známé geometrie hlavy válce vodíkového motoru došlo zprvu k vytvoření nového modelu hlavy válce spalovacího motoru, kdy následně ze známých vstupních dat byly nejprve provedeny kalibrace modelu pro pohon na naftu a následně došlo k simulacím tohoto modelu za účelem zjištění napětí od silového, tepelného a kombinovaného zatížení hlavy motoru.

Okrajové podmínky byly převzaty jak z dat výrobce hlavy motoru, tak z výpočetního softwaru GT-SUITE, tak některé výpočty okrajových podmínek byly učiněny v rámci výpočetní části této bakalářské práce, kdy byly postupy výpočtů podrobně rozepsány a následně v jednotlivých tabulkách porovnány.

Z porovnání okrajových podmínek vstupujících do silového zatížení je zřejmé, že se očekává vyšší napětí v oblasti spalovacího prostoru při pohonu na naftu. Což bylo následnými simulacemi potvrzeno.

Naopak z porovnání okrajových podmínek vstupujících do tepelného zatížení nebylo možné jednoznačně určit, při jakém pohonu dojde při výpočtech napěťové napy k vyšším napětím. Z výsledných grafů je zřejmé, že napětí při tepelném zatížení jsou si zhruba porovnatelná.

Z kombinovaného namáhání vzešlo, že v některých měřících bodech napětí jsou vyšší hodnoty napětí při pohonu na naftu, u některých jsou zas na vodík. Snahou o snížení těchto napětí byly uskutečněné variace konstrukčních úprav i úpravy okrajových podmínek, z nichž jako nejefektivnější vzešla konstrukční úprava posuvu zapalovací svíčky směrem do nejdále od sacího kanálu.

Zvýšená napětí v měřícím bodu N1 byla pravděpodobně způsobena právě přechodem okrajových podmínek a tvarů, a tak se dá říci, že takto zvýšená napětí se ve skutečnosti na hlavě motoru nevyskytují, a že se jedná spíše o problém simulace a výpočetní sítě.

V závěru se dá říci, že změnou zapalované směsi z nafty na vodík nedošlo k radikálnímu zvýšení napětí, v některých konstrukčních uzlech dokonce došlo ke snížení napětí, a tak lze dle uskutečněných výpočtů a simulací usuzovat, že konverze pohonů, včetně ohledu na dlouhodobou životnost provozu motoru, je možná.



Použitá literatura

- [1] JAN, Zdeněk, ŽDÁRSKÝ, Bronislav a TRESNER, Marek. *Automobily, Motory, 7. vydání*. Brno : Avid, spol. s r.o., 2022. ISBN 978-80-87143-47-6.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno : František Vlk, 2003. ISBN 8023887564.
- [3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York : McGraw-Hill, 2018. ISBN 978-1-26-011611-3.
- [4] BRACE, Edward, BRAILSFORD, Julia a DRESNER, Julia. *Encyklopedie vědy a techniky: Junior science encyclopedia*. Praha : Albatros, 1986. ISBN 13-818-86.
- [5] FALLAH, Saber. *Electric and Hybrid Vehicles - Technologies, Modeling and Control: A Mechatronic Approach*. ResearchGate [online]. ResearchGate GmbH, 2014 [cit. 2024-07-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/260878177_Electric_and_Hybrid_Vehicles_-_Technologies_Modeling_and_Control_A_Mechatronic_Approach. ISBN 978-1-118-34151-3
- [6] STŘECHOVSKÝ, Filip. *Toyota CH-R skrývá pod kapotou technický skvost. Šetří palivo a dává naději na přežití spalovacím motorům*. AutoŽivě [online]. abcMedia Network, s.r.o., 2022 [cit. 2022-11-06]. Dostupné z: <https://www.autozive.cz/ottuv-atkinsonuv-cyklu>
- [7] VOLF, Michal. *Termomechanika – cvičení*. Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni, Katedra elektronických strojů a zařízení [online]. ZČU, 2020 [cit. 2022-11-20] http://home.zcu.cz/~novakm42/termomechanika-KKE-TM_2019_2020/tm_cv_06.pdf
- [8] HROMÁDKO, Jan, HROMÁDKO Jiří, HÖNIG, Vladimír a MILER, Petr. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha : Grada, 2011. ISBN 978-80-2473-475-0.
- [9] GSCHEIDLE, Rolf. *Tabulky pro automechaniky: tabulky, vztahy, přehledy, normalizované postupy : matematika, vedení podniku, základní odborné znalosti, materiály, technické kreslení, odborné znalosti, elektrické vybavení, předpisy*. [překl.] ISBN 978-80-86706-21-4. Praha : Europa-Sobotáles, 2009. ISBN 978-80-86706-21-4.
- [10] PAVELEK, Milan. *Termomechanika. 3. přep. vyd.* Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.



- [11] *Hydrogen*. Periodic Table [online]. Royal Society of Chemistry [cit. 2024-04-14].
Dostupné z: <https://www.rsc.org/periodic-table/element/1/hydrogen>
- [12] CÍDLOVÁ, H., KOHOUTKOVÁ, B., KŘIVÁNKOVÁ P., ŠTĚPÁNEK, K. a VALOVÁ B. *Vodík* [online]. Masarykova univerzita, Pedagogická fakulta, 2011 [cit. 2022-10-01].
Dostupné z: <https://www.ped.muni.cz/wchem/sm/hc/hist/chemlat/vodik.html>
- [13] *Vodík. Periodická tabulka* [online]. www.prvky.com, 2009 [cit. 2022-10-02].
Dostupné z: <http://www.prvky.com/1.html>
- [14] *Základní informace k vodíku*. Česká vodíková technologická platforma (HYTEP) [online]. Česká vodíková technologická platforma z.s., 2022 [cit. 2022-10-08].
Dostupné z: <https://www.hytep.cz/o-vodiku/ve-zkratce>
- [15] PLAMENA, Tisheva. *France seeks green label for pink hydrogen - report*. *Renewable energy news & research*. Renewables Now [online]. SeeNews EOOD, 2022 [cit. 2022-10-02]. Dostupné z: <https://renewablesnow.com/news/france-seeks-green-label-for-pink-hydrogen-report-798443/>
- [16] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. Praha : České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [17] BEROUN, Stanislav a PÁV, Karel. *Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program)*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2013. ISBN 978-80-7372-957-8.
- [18] KNOTEK, Luboš. *Specifika analýzy rizik vodíku*. *Automa – časopis pro automatizační techniku* [online]. Automa – časopis pro automatizační techniku, s. r. o., 2006 [cit. 2024-01-13]. Dostupné z: https://www.automa.cz/cz/casopis-clanky/specifika-analyzy-rizik-vodiku-2006_11_31466_639/
- [19] MACKERLE, Julius. *Automobil s lepší účinností*. Praha : STNL, 1985. L13-B2-IV-31/22790.
- [20] HROMÁDKO, Jan. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha : Grada, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.
- [21] BRANDEJSKÁ, Eva, PROKEŠ, Ondřej a TENKRÁT, Daniel. *Získávání vodíku z obnovitelných zdrojů, Energie z biomasy V – odborný seminář* [online]. Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, 2006 [cit. 2022-10-08]. Dostupné z: <https://eu.fme.vutbr.cz/file/Sbornik-EnBio/2006/08%20-%20Brandejska.pdf>



- [22] KAMEŠ, Josef. *Vodík - alternativní palivo*. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-254-1686-0.
- [23] *Vodíkové hospodářství* [online]. ČEZ, a. s. [cit. 2023-07-17]. Dostupné z: https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/03/hospodar_9.html
- [24] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika. 3. přeprac. vyd.* [překl.] Jiří HANDLÍŘ Zdeněk MICHŇA. Praha : Europa - Sobotáles, 2007. ISBN 80-86706-17-6.
- [25] KOLMANOVÁ, Marie. *Vysokoteplotní elektrolýza: „čistá“ výroba vodíku s možností zpětné konverze, technickyportal.cz Technický týdeník* [online]. Business Media CZ s.r.o., 2016. [cit. 2022-10-08]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/veda-vyzkum-inovace/vysokoteplotni-elektrolyza-cista-vyroba-vodik-u-s-moznosti-zpetne-konverze_35526.html
- [26] DUSIL, Tomáš. *Může běžný benzinový motor běžet na vodík? Zkusit to můžete...* Auto.cz [online]. CZECH NEWS CENTER a.s., 2019 [cit. 2022-10-08]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/muze-bezny-benzinovy-motor-bezet-na-vodik-zkusit-to-muzete-126822>
- [27] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno : František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [28] *Vodíkový palivový článek - pohon budoucnosti?* [online]. MM Průmyslové spektrum, 2006 [cit. 2022-10-15]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vodikovy-palivovy-clanek-pohon-budoucnosti>
- [29] *Palivový článek* [online]. DEVINN s.r.o., 2019 [cit. 2022-10-15]. Dostupné z: <https://www.devinn.cz/blog/palivovy-clanek>
- [30] *Dílenská příručka nákladních automobilů Tatra 815*. Kopřivnice : Tatra Kopřivnice, 1989.
- [31] ARABASZ, Jindřich. *Motory nákladních automobilů Tatra po roce 1945*. Kopřivnice : Technické muzeum Tatra při RMK, 2017. ISBN 978-80-270-0876-6.
- [32] Kolektiv VÚNV a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé: určeno pro vývojové a projekční pracovníky, konstruktéry naftových motorů i i technický dorost vysokých i vyšších technických škol*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [33] KOVAŘÍK, Ladislav. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha : Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.



- [34] PALÁT, Hynek. *Klikový mechanismus* [online]. Střední škola průmyslová a umělecká, Opava, příspěvková organizace, 2011 [cit. 2022-11-12]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-14.pdf
- [35] BERAN, Libor. *Výpočet hlavních rozměrů čtyřtaktního spalovacího motoru* [online]. DocPlayer.cz, 2015 [cit. 2022-11-13]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/281223-Vypocet-hlavnich-rozmeru-ctyrtaktniho-spalovaciho-motoru.html>
- [36] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly : Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.*
- [37] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu kruhového přírubového spoje*. VŠB Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů [online]. DocPlayer.cz, 2018 [cit. 2022-11-21]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/107760345-Navrh-a-vypocet-dynamicky-namahaneho-sroubu-kruhoveho-priroveho-spoje.html>
- [38] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [39] MITCalc – Miroslav Petele, Ing. MITCalc, Strojírenské, průmyslové a technické výpočty. [software]. Děčín, Česká republika : MITCalc – Miroslav Petele, Ing., 2023 [cit. 2024-05-044]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/cz/download.htm>
- [40] *Předepjatý šroubový spoj*. MITCalc.com [online]. MITCalc – Miroslav Petele, Ing [cit. 2023-09-17]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/boltcon/Help/cz/boltcon.htm>
- [41] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav, T 11 Opravy hlav válců a ventilů* [online]. Publi knihovna, Code Creator, s.r.o., 2015 [cit. 2023-11-11]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/11.html>. ISBN: 978-80-88058-21-2
- [42] *Rotačně symetrické úlohy*. fsid.cvut [online]. Kolektiv Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, Odbor pružnosti a pevnosti, ČVUT FS. [cit. 2023-11-11]. Dostupné z: http://drone.fsid.cvut.cz/pp2/Rotacne_symetricke.pdf
- [43] *Technické informace - Zapalovací svíčky - Servis - Správná instalace zapalovacích svíček - Utahovací moment* [online]. BRISK Tábor a.s. [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: <https://www.brisk.cz/technicke-informace/zapalovaci-svicky/servis/spravna-instalace-zapalovacich-svicek/utahovaci-moment>



- [44] *Technické značení - Zapalovací svíčky - Informace - Systém značení* [online]. BRISK Tábor a.s. [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: <https://www.brisk.cz/technicke-informace/zapalovaci-svicky/informace/system-znaceni/b-rozmary-pouzdra>
- [45] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Praha : České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [46] PTC Inc. PTC Creo 7.0. [software]. Boston, Spojené státy americké : PTC Inc., 2020 [cit. 2024-05-04]. Dostupné z: <https://www.ptc.com/en/store>
- [47] *Material Properties Database* [online]. MakeItFrom.com, Iron Boar Labs Ltd [cit. 2023-11-02]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/>
- [48] ŠPANIEL, Miroslav a MACEK, Jan. *Diesel engine head steady state heat analysis*. Acta Polytechnica [online]. Czech Technical University Publishing House, 2003. ISSN 1210–2709. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/server/api/core/bitstreams/448129b8-31de-42e9-a1b3-b479dfc85e06/content>
- [49] CERDOUN, Mahfoudh, KHALFALLAH, Smail a BENIAICHE, Ahmed. *Investigations on the heat transfer within intake and exhaust valves at*. International Journal of Heat and Mass Transfer [online]. Elsevier Ltd., 2019 [cit. 2023-11-11]. Dostupné z: https://flore.unifi.it/retrieve/handle/2158/1191794/476051/2020_01_ICE_Valve_J_HeatMassTransfer.pdf
- [50] ŠESTÁK, Jiří a RIEGER, František. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1993. ISBN 8001009572.
- [51] *Hodnoty vody a vzduchu pro výpočet přestupu tepla* [online]. tzbinfo, Topinfo s.r.o. [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/55-hodnoty-vody-a-vzduchu-pro-vypocet-prestupu-tepla>
- [52] KOZUBKOVÁ, Milada, BLEJCHAŘ, Tomáš a BOJKO, Marian. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. [online] Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2019 [cit. 2023-11-04]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/338/cs/studium/studijni-opory/Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-SKRIPTA.pdf
- [53] *Návod pro instalaci - Výměna ventilů, vodítek a vložek sedel ventilů* [online]. ČESOMOT, s.r.o., Federal-Mogul Corporation [cit. 2023-12-02]. Dostupné z: https://www.cesomot.cz/files/tinyMCE/files/technicke-informace/AE_pokyny_pro_vymenu_ventilu_voditek_a_vlozek_sedel_ventilu.pdf



- [54] *Slitina hliníku AlSi10Mg*. ONE 3D [online]. ONE3D s.r.o. [cit. 2023-12-03]. Dostupné z: <https://www.one3d.cz/materialy/slitina-alsi10mg/>
- [55] MACEK, Karel a ZUNA, Petr. *Strojírenské materiály*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 9788001027981.
- [56] *Únava materiálu* [online]. Ústav fyziky materiálů Akademie věd České republiky [cit. 2024-04-25]. Dostupné z: <https://www.ipm.cz/group/fracture/vyuka/doc/P10.pdf>



Seznam obrázků

Obr. 1 - Řez čtyřválcovým zážehovým motorem [3]	14
Obr. 2 - Komponenty a pracovní fáze Wankelova motoru [3]	15
Obr. 3 - Systém přeplňování turbodmychadlem čtyřtaktu zážehového motoru [3]	15
Obr. 4 – Pracovní fáze čtyřdobého zážehového spalovacího motoru [5]	16
Obr. 5 - Pracovní fáze čtyřdobého vznětového spalovacího motoru [5]	17
Obr. 6 - Způsoby dodávky paliva do spalovacího prostoru - (a) - nepřímý jednobodový vstřík paliva do sacího potrubí, (b) - nepřímý vícebodový vstřík paliva do sacího potrubí, (c) - nepřímá dodávka paliva do sacího potrubí pomocí karburátoru [3]	18
Obr. 7 - Názorný Ottův (výbušný) cyklus v p-V a T-s diagramu [7]	18
Obr. 8 – Teoretický cyklus zážehového motoru v p-V diagramu [8]	19
Obr. 9 - Názorný smíšený Sabatův cyklus v p-V a T-s diagramu [7]	20
Obr. 10 – Teoretický cyklus vznětového motoru v p-V diagramu [8]	20
Obr. 11 - Vodík ve formě molekul H_2 [15]	22
Obr. 12 - Motor Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]	26
Obr. 13 - Uspořádání válců motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]	27
Obr. 14 - Hlava motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 při opracovávání sedel ventilů [30]	28
Obr. 15 - Válec motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 při opracovávání výměně pístních kroužků [30]	28
Obr. 16 - Píst motoru Tatra 815 v modifikaci T3B-930-30 [30]	29
Obr. 17 - Píst sestavy motoru Tatra T3C spalující naftu	30
Obr. 18 - Píst sestavy motoru Tatra T3C spalující vodík	30
Obr. 19 – Graf – Vnější zatěžovací charakteristika jednoválcového zkušební motoru – nafta	32
Obr. 20 – Graf - Vnější zatěžovací charakteristika jednoválcového zkušební motoru – vodík	32
Obr. 21 – Graf - Porovnání průběhu efektivní hodnoty teploty plynů	33
Obr. 22 – Graf - Porovnání průběhu hodnoty maximálního tlaku plynů	33



Obr. 23 – Graf - Porovnání průběhu hodnoty součinitele prostupu tepla v oblasti hlavy válce	34
Obr. 24 – Graf - Průběh nejvyšších dosažených tlaků ve spalovacím prostor – nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	34
Obr. 25 – Graf - Indikátorový p-V diagram spalovacích oběhů - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	35
Obr. 26 - Schéma kinematického rozkladu klikového mechanismu [8]	36
Obr. 27 – Graf - Průběh dráhy pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928	37
Obr. 28 – Graf - Průběh rychlosti pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928	38
Obr. 29 – Graf - Průběh zrychlení pístu pístového spalovacího motoru TATRA T3C 928 ...	38
Obr. 30 - Síly od tlaku plynů působící v klikovém mechanismu [34]	40
Obr. 31 – Graf - Simulací získaný průběh síly tlaků plynů spalovacího motoru působící na píst v závislosti na úhlu natočení klikového mechanismu – porovnání diesel a vodík - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min.....	41
Obr. 32 - Nahrazení hmotnosti ojnice dvěma hmotnými body [33]	42
Obr. 33 – Graf - Silové průběhy včetně vlivu sekundárních sil vznětového spalovacího motoru Tatra T3C – při 1600 ot/min	43
Obr. 34 – Graf - Silové průběhy včetně vlivu sekundárních sil zážehového spalovacího motoru Tatra T3C – při 1200 ot/min	44
Obr. 35 – Graf - Průběh točivého momentu jednoválcového vznětového a zážehového spalovacího motoru TATRA T3C – nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	46
Obr. 36 - Příklady řešení šroubového spojení včetně izostatických křivek [38].....	48
Obr. 37 – Graf - Dynamická bezpečnost šroubového spojení dle výpočtu VDI 2230.....	52
Obr. 38 – Graf - Dynamická bezpečnost šroubového spojení dle výpočtu ze základních předpokladů.....	53
Obr. 39 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – součinitele, teploty a deformace [39]	54
Obr. 40 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – faktor zavedení síly, svírané části [39]	55
Obr. 41 - Zadání do výpočtu v softwaru MITCalc – informace o šroubu a závitovém spojení [39].....	56
Obr. 42 - Výsledky výpočtu v softwaru MITCalc [39]	57
Obr. 43 - Tabulka volby doporučeného předpětí šroubového spoje [40].....	58



Obr. 44 - Tabulka volby doporučeného součinitele tření v závitu [40].....	59
Obr. 45 - Tabulka volby doporučeného součinitele tření na dosedací ploše šroubu [40]..	59
Obr. 46 - Dodaný model sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46].....	74
Obr. 47 - Vytvořený model sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]	74
Obr. 48 - Dodaný model sedla sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]	74
Obr. 49 - Vytvořený model sedla sacího ventilu motoru TATRA T3C 928 [46]	74
Obr. 50 - Dodaný model hlavy válce motoru TATRA T3C 928 [46]	75
Obr. 51 - Vytvořený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]	75
Obr. 52 - Originální model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46].....	76
Obr. 53 - Zjednodušený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]	76
Obr. 54 - Originální model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46].....	77
Obr. 55 - Zjednodušený model hlavy válce modelu TATRA T3C 928 [46]	77
Obr. 56 - Umístění měřících bodů teploty [46]	79
Obr. 57 - Umístění snímačů teploty na horní části hlavy válce [46]	79
Obr. 58 - Odběr možnosti posuvu sestavy ve svislém směru [46]	81
Obr. 59 - Odběr možnosti rotace sestavy dle svislé osy v cylindrickém souřadném systému [46]	81
Obr. 60 - Rozdělená oblast žeber hlavy válce ChladícíVzduchSání [46].....	86
Obr. 61 - Rozdělená oblast žeber hlavy válce ChladícíVzduchVýfuk [46]	86
Obr. 62 - Rozdělená oblast žeber hlavy válce ChladícíVzduchŽebraDolní [46].....	87
Obr. 63 - Rozdělená oblast žeber hlavy válce ChladícíVzduchŽebraHorní [46]	88
Obr. 64 - Oblasti příjmu/odběru tepla na ventilu [46]	90
Obr. 65 - Oblasti příjmu/odběru tepla na ventilu [46]	90
Obr. 66 - Oblasti příjmu/odběru tepla na zjednodušeném modelu vstřikovače nafty [46]	91
Obr. 67 - Rozložení teplot - nafta při 1600 ot/min [46]	95
Obr. 68 - Pohled shora OP1 [46]	97
Obr. 69 - Pohled zdola OP1 [46]	97
Obr. 70 - Pohled na problematické místo přechodu okrajové podmínky OP1 I [46].....	98
Obr. 71 - Pohled shora OP2 [46]	98



Obr. 72 - Pohled zdola OP2 [46]	99
Obr. 73 - Pohled na oblast dosedací plochu hlavových šroubů [46]	99
Obr. 74 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP2 [46]	100
Obr. 75 - Pohled shora OP3 [46]	100
Obr. 76 - Pohled zdola OP3 [46]	101
Obr. 77 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP3II [46]	101
Obr. 78 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace v nové oblasti vstřikovače OP3 [46]	102
Obr. 79 - Pohled shora OP4 [46]	103
Obr. 80 - Pohled zdola OP4 [46]	103
Obr. 81 - Pohled na oblast přechodu okrajové podmínky rotace OP4 I [46]	104
Obr. 82 - Pohled shora – kombinované zatížení a 1600 ot/min [46]	104
Obr. 83 - Pohled zdola – kombinované zatížení a 1600 ot/min [46]	105
Obr. 84 - Pohled na dosedací plochu hlavy válce s hlavou šroubu [46]	106
Obr. 85 - Pohled na přechod vytužení hlavy válce do masa materiálu hlavy válce [46] ...	106
Obr. 86 - Pohled na přechod žebra a nálitku pro šroub příruby [46]	107
Obr. 87 - Pohled na přechod žeber a nálitku pro odvod oleje [46]	108
Obr. 88 - Pohled na přechod mezi různými šířkami žeber [46]	108
Obr. 89 - Oblast přechodu sacího kanálu a masa materiálu hlavy motoru [46]	109
Obr. 90 - Pohled na přechod dvou na sebe kolmých stěn poblíž zaoblení u sacího kanálu [46]	109
Obr. 91 - Pohled na přechod dvou na sebe kolmých stěn poblíž zaoblení u výfukového kanálu [46]	110
Obr. 92 - Oblast napětí přechodu díry pro vstřikovač a výfukového kanálu [46]	110
Obr. 93 - Oblasti příjmu/odběru tepla na zjednodušeném modelu zapalovací svíčky [46]	113
Obr. 94 - Rozložení teplot - vodík při 1200 ot/min [46]	116
Obr. 95 - Pohled shora – kombinované zatížení a 1200 ot/min [46]	118
Obr. 96 - Pohled zdola – kombinované zatížení a 1200 ot/min [46]	118
Obr. 97 - Vyobrazení poloh měřených bodů [46]	122



Obr. 98 - Zvýšené napětí v oblasti měřícího bodu N1 -- vizualizace mapy napětí a výpočetní sítě [46].....	125
Obr. 99 – Ukázka zahuštění výpočetní sítě elementy menšího rozměru v oblasti spalovacího prostoru [46]	126
Obr. 100 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 – kombinované zatížení.....	129
Obr. 101 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 - silového zatížení	129
Obr. 102 – Graf - Průběh hodnot napětí ve sledovaných bodech N1 - N6 – tepelné zatížení	130
Obr. 103 – Graf - Průběh hodnot teplot ve sledovaných bodech N1-N6.....	130



Seznam tabulek

Tab. 1 - Vlastnosti paliv [16] [17] [18]	22
Tab. 2 - Porovnání vybraných parametrů motoru Tatra T3C spalujícího naftu a vodík	31
Tab. 3 - Vstupní parametry pro kinematiku klikového ústrojí.....	36
Tab. 4 - Vstupní parametry silového namáhání klikového mechanismu	39
Tab. 5 - Vstupní parametry dimenzování hlavových šroubů [36]	47
Tab. 6 - Tabulka s doporučenými hodnotami k určení náhradní trubky [38].....	49
Tab. 7 - Porovnání výsledků výpočtu utahovacího momentu šroubového spojení	58
Tab. 8 - Vstupní data výpočtu nalisování sacího a výfukového sedla	60
Tab. 9 - Porovnání výsledků hodnot tlaků působících na hlavu válce od nalisování sedel v radiálním směru.....	64
Tab. 10 - Vstupní data výpočtu tlaku působícího sedly na hlavu od působení tlaku plynů na ventil	65
Tab. 11 - Porovnání výsledků hodnot sil působících na hlavu válce od silového působení rozpínajících se plynů na ventily v axiálním směru na radiální ploše.....	66
Tab. 12 - Porovnání výsledných celkových axiálních a radiálních tlaků a sil na hlavu válce pro pohon na naftu a vodík	66
Tab. 13 - Vstupní data výpočtu tlaku na dosedací ploše vstřikovače s hlavou válce [30] [36]	67
Tab. 14 - Výsledné hodnoty tlaku vstřikovače na dosedací plochu s hlavou válce	68
Tab. 15 - Vstupní hodnoty výpočtu silového působení svíčky na hlavu válce po dotažení [36] [43]	69
Tab. 16- Výsledné hodnoty výpočtu osově síly aplikované do modelu hlavy válce.....	72
Tab. 17 - Tabulka užitých materiálů a materiálových vlastností komponent sestavy – pohon nafta	77
Tab. 18 - Tabulka užitých materiálů a materiálových vlastností komponent sestavy – pohon vodík.....	78
Tab. 19 - Tabulka součinitelů přestupu tepla na rozhraní komponent – pohon nafta	82
Tab. 20 - Vstupní data do tepelné analýzy z GT-SUITE.....	83
Tab. 21 - Vstupní data do tepelné analýzy od výrobce motoru Tatra.....	83



Tab. 22 - Stanovené prvotní okrajové podmínky tepelné analýzy.....	83
Tab. 23 - Výsledná kalibrace tepelného výkonu	85
Tab. 24 - Porovnání simulovaných a naměřených hodnot teploty při 1800 ot/min.....	89
Tab. 25 - Výpočet tepelného výkonu úvahy o ochlazování/ohřívání ventilů a vstřikovače	92
Tab. 26 - Výpočet celkového tepelného výkonu vystupujícího z vodítek a sedel – pohon na naftu	94
Tab. 27 - Porovnání hodnot dosažených simulací sestavy (sestava) a simulací hlavy válce s náhradou tep. zatížení (hlava) – pohon na naftu.....	94
Tab. 28 - Vstupní hodnoty zatížení vstupujících do silového zatížení.....	96
Tab. 29 - Tabulka součinitelů přestupu tepla na rozhraní komponent – pohon vodík.....	112
Tab. 30 - Převzaté okrajové podmínky z analýzy namáhání hlavy válce při pohonu na naftu	112
Tab. 31 - Výpočet tepelného výkonu úvahy o ochlazování/ohřívání ventilů a zapalovací svíčky	114
Tab. 32 - Výpočet celkového tepelného výkonu vystupujícího z vodítek a sedel – pohon na vodík	115
Tab. 33 - Porovnání hodnot dosažených simulací sestavy (sestava) a simulací hlavy válce s náhradou tep. zatížení (hlava) – pohon na vodík.....	115
Tab. 34 - Vstupní hodnoty zatížení vstupujících do silového zatížení – pohon vodík.....	117
Tab. 35 - Tabulka okrajových podmínek hodnot součinitelů přestupu tepla konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	119
Tab. 36 - Tabulka okrajových podmínek hodnot teplot konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min.....	120
Tab. 37 - Tabulka okrajových podmínek hodnot součinitelů přestupu tepla mezi různými komponenty - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	120
Tab. 38 - Tabulka okrajových podmínek hodnot tepelných výkonů vstupujících do konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min.....	121
Tab. 39 - Tabulka okrajových podmínek vstupních hodnot silového zatížení do konkrétních oblastí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min	122
Tab. 40 - Tabulka výsledných simulovaných teplot - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min.....	123



Tab. 41 - Tabulka výsledných simulovaných napětí - nafta při 1600 ot/min, vodík při 1200 ot/min 124

Tab. 42 - Tabulka variace konstrukčních úprav a jejich vliv na napětí při 1200 ot/min.... 125



Seznam elektronických příloh práce

Příloha 1:	Výpočty okrajových podmínek a výstupní hodnoty simulací
Název souboru:	hlava_vypocty_parametry_okrajove_podminky_simulace.xlsx