



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍST ZÁŽEHOVÉHO MOTORU NA BIOETHANOL

PISTON FOR BIOETHANOL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Žilinský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Ondřej Žilinský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Píst zážehového motoru na bioethanol

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový spalovací motor spalující jako palivo bioethanol proveďte návrh pístu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení pístů zážehových spalovacích motorů spalujících jako palivo bioethanol.
2. Pro zadaný spalovací motor proveďte návrh pístu.
3. Proveďte dostupnou FEM simulaci.
4. Zhodnoťte získané výsledky a v případě potřeby navrhnete další úpravy vedoucí ke zlepšení konstrukce.

Seznam literatury:

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen: Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Heisler, H.: Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Stotsky, A.: Automotive Engines: Control, Estimation, Statistical Detection. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 209 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Hiereth, H., Prenninger, P.: Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3.

Macek, J.: Spalovací motory I. ČVUT, První vydání, Praha, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.

Pavelek, M.: Termomechanika: Termodynamika proudění,
http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/11_Proudění.pdf, 2015.

Štětina, J.: Podzvukové a nadzvukové proudění, <http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/sat/SeminatAT-09.pdf>,
2015.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 20. 10. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je navrhnout píst pro motor Husqvarna FE 501 přeplňovaný turbodmychadlem pro potřeby soutěže Formula Student používající jako palivo bioethanol. Navržená konstrukce vychází z rešerše konstrukčního provedení současných pístů spalovacích motorů. Pro návrh pístu jsou využity FEM simulace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Píst, pístní čep, pístní kroužky, válec, přeplňovaný motor, FEM

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design Husqvarna FE 501 turbocharged engine piston for Formula Student competition using bioethanol as its fuel. Proposed concept originates in background research on design solutions of modern combustion engine pistons. FEM simulations are used for piston design.

KEYWORDS

Piston, piston pin, piston rings, cylinder, turbocharged engine, FEM



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽILINSKÝ, O. *Píst zážehového motoru na bioethanol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Ondřej Žilinský



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě chci poděkovat panu Ing. Davidovi Svídovi, Ph.D. za vedení při psaní této práce. Velký dík také patří Ing. Pavlu Ramíkovi za cenné rady. Dále bych rád poděkoval rodině za neocenitelnou podporu během celého vysokoškolského studia. V neposlední řadě patří dík týmu TU Brno Racing za poskytnutí podkladů pro vznik mé práce a prostředí, ve kterém jsem mohl svou diplomovou práci vytvářet.



OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Pístní skupina zážehového motoru | 11 |
| 1.1 Píst | 11 |
| 1.1.1 Tepelné zatížení pístu | 14 |
| 1.1.2 Vůle pístu ve válci | 15 |
| 1.1.3 Klopení pístu ve válci | 16 |
| 1.1.4 Materiály pístů | 17 |
| 1.1.5 Ochranná záběhová vrstva na plášti pístu, povrchové úpravy pístu | 17 |
| 1.1.6 Značení pístů | 18 |
| 1.1.7 Chlazení pístu | 18 |
| 1.2 Pístní kroužky | 19 |
| 1.2.1 Těsnící pístní kroužky | 19 |
| 1.2.2 Materiály, zatížení a tvary pístních kroužků | 20 |
| 1.2.3 Stírací pístní kroužky | 21 |
| 1.3 Pístní čep | 22 |
| 1.4 Bioethanol, E85 | 23 |
| 2 Kontext formule student a tým TU Brno Racing | 24 |
| 2.1 Formule student | 24 |
| 2.2 Tým TU Brno Racing | 24 |
| 2.3 Koncepce monopostu Dragon | 24 |
| 3 Úpravy motoru vyžadující návrh nového pístu | 25 |
| 3.1 Základní pravidla soutěže Formula Student spojená s motorem | 25 |
| 3.2 Přepřínování motoru turbodmychadlem | 25 |
| 3.3 Úpravy motoru | 26 |
| 3.4 Nutnost změny pístu | 26 |
| 3.5 Výpočet kompresního poměru a objemu | 29 |
| 4 Návrh 3D modelu nového pístu | 31 |
| 5 Kinematika a dynamika klikového mechanismu | 34 |
| 5.1 Popis obecné redukce tělesa | 34 |
| 5.1.1 Redukce ojnice do tří hmotných bodů | 34 |
| 5.1.2 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů | 35 |
| 5.1.3 Steinerova věta | 35 |
| 5.1.4 Měření odkývání ojnice | 36 |
| 5.2 Redukce ojnice Husaberg FE 570 | 37 |
| 5.3 Výpočet dráhy pístu | 38 |



| | | |
|-------|--|----|
| 5.4 | Výpočet rychlosti pístu | 39 |
| 5.5 | Výpočet zrychlení pístu | 40 |
| 6 | Síly působící na píst..... | 42 |
| 6.1 | Měření na motorové brzdě | 43 |
| 6.2 | Síla od tlaku plynů | 46 |
| 6.3 | Setrvačná síla | 46 |
| 6.4 | Boční síla na píst..... | 48 |
| 7 | FEM simulace..... | 51 |
| 7.1 | ANSYS | 51 |
| 7.2 | Mechanické zatížení pístu..... | 51 |
| 7.3 | 3D model pro FEM analýzu při maximálním spalovacím tlaku..... | 51 |
| 7.4 | FEM simulace pro stav maximálního spalovacího tlaku | 53 |
| 7.4.1 | Nastavení kontaktů mezi jednotlivými částmi sestavy..... | 53 |
| 7.4.2 | Vytvoření konečno prvkové sítě..... | 54 |
| 7.4.3 | Nastavení jednotlivých zatěžujících účinků a vazeb | 54 |
| 7.4.4 | Výsledné deformace modelu při maximálním spalovacím tlaku | 55 |
| 7.4.5 | Výsledná napětí v modelu při maximálním spalovacím tlaku | 57 |
| 7.5 | FEM simulace pro stav maximálního zrychlení pístu – výměna náplně válce..... | 59 |
| 7.5.1 | Výsledné deformace modelu při maximálním zrychlení pístní skupiny | 60 |
| 7.5.2 | Výsledné napětí v modelu při maximálním zrychlení pístní skupiny | 62 |
| 7.6 | Návrhy na řešení nevyhovujících částí pístu | 64 |
| 7.7 | Možnosti vývoje pístu vedoucí ke zpřesnění a optimalizaci návrhu | 64 |
| | Závěr..... | 65 |
| | Použité informační zdroje..... | 66 |
| | Seznam použitých zkratk a symbolů | 68 |



ÚVOD

Jsem členem týmu TU Brno Racing účastnícího se světové soutěže vysokých škol Formula Student. Úkolem týmu je během jednoho roku postavit jednomístný závodní vůz formulového typu. Soutěž má dynamické, ale i statické disciplíny. Je svázána striktními pravidly, která se zaměřují nejen na bezpečnost, ale i na technické parametry monopostů. Tým TU Brno Racing se účastní soutěže Formula Student již šestým rokem, staví tedy šestý monopost. Své vozy označuje pod názvem Dragon a pro jejich pohon využívá zážehového spalovacího motoru Husqvarna FE 501 spalujícího jako palivo bioethanol. Při návrhu koncepce pátého vozu, tedy Dragon 5, se tým rozhodl přepřehovat tento motor turbodmychadlem.

Aby mohl být motor Husqvarna FE 501 přestavěn z motoru s přirozeným sáním vzduchu na motor přepřehovaný, bylo třeba udělat velké množství technických úprav. Přepřehováním dosáhneme vyšších výkonnostních parametrů motoru, ty s sebou ovšem přináší i komplikace. Jde především o nárůst spalovacích tlaků a teplot, které mají za následek mnohem vyšší zatížení jednotlivých komponent motoru. Aby nedošlo k tak markantnímu nárůstu zatížení motoru, byl snížen jeho kompresní poměr.

Jednou z nejvíce namáhaných součástí motoru je píst. Z důvodu nárůstu zatěžujících účinků pístu a změnou kompresního poměru vznikla potřeba nového pístu pro náš motor. Píst jsme si nechali vyrobit na zakázku subdodavatelskou firmou. Tento píst ovšem nebyl zcela ideální. Jelikož se účastníme světové soutěže, kde je velmi silná konkurence ze strany ostatních světových univerzit, nastala potřeba píst zdokonalit pro dosažení lepších výsledků nejen v dynamických disciplínách soutěže, ale i v disciplínách statických. Tato skutečnost dala prostor pro vznik mé diplomové práce.

Cílem mé diplomové práce je tedy navrhnout nový píst pro již zmíněný motor. V úvahu je nutné vzít vyšší zatížení pístu, vyšší otáčky motoru, změnu kompresního poměru, kterou realizují právě pístem, zachovat výšku antidetonační šterbiny a změnit velikost oka pro pístní čep. V neposlední řadě je nutné dbát na hmotnost pístu, aby byl motor co nejlépe vyvážen. Návrh nového pístu ověřím FEM simulací a navrhnu případné úpravy, na základě kterých by bylo možné píst ještě vylepšit.

Velkou motivací je pro mne dosažení co nejlepších výsledků týmu TU Brno Racing v soutěži Formula Student.



1 PÍSTNÍ SKUPINA ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Pístní skupina zážehového motoru je tvořena pístem, těsníci a stíracími kroužky, dále pístním čepem zajištěným proti axiálnímu pohybu pojistnými kroužky.



Obr. 1 Pístní skupina KTM EXC 500

Pístní skupina plní tyto funkce:

- Zabezpečuje přenos síly od tlaků plynů na ojnici.
- Zachycuje boční síly způsobené klikovým mechanismem a přenáší je na stěnu válce.
- Zajišťuje utěsnění spalovacího prostoru – zabraňuje tedy úniku spalin do skříně motoru a průniku oleje ze skříně motoru do spalovacího prostoru.
- Odvádí teplo ze dna pístu do chlazené stěny válce.
- U dvoutaktních motorů plní funkci rozvodového ústrojí pro výměnu náplně válce.
- Vhodným tvarem dna pístu se podílí na tvorbě směsi paliva a vzduchu.

Pístní skupina spolu s ojnici a klikovým hřídelem tvoří klikový mechanismus, jehož úkolem je převádět přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele; tím převádí energii získanou spalováním pohonných látek působících na píst na točivý moment, který pak odebíráme z klikového hřídele. [1]

1.1 PÍST

Píst je nejvíce namáhanou součástí klikového mechanismu. Píst je namáhán jak mechanicky, tak tepelně. Mechanické namáhání způsobují tlaky od plynů a setrvačné síly vratného pohybu pístu, proto by měl mít píst co nejnižší hmotnost. Tepelné zatížení způsobují vysoké teploty spalin v pracovním prostoru válce.

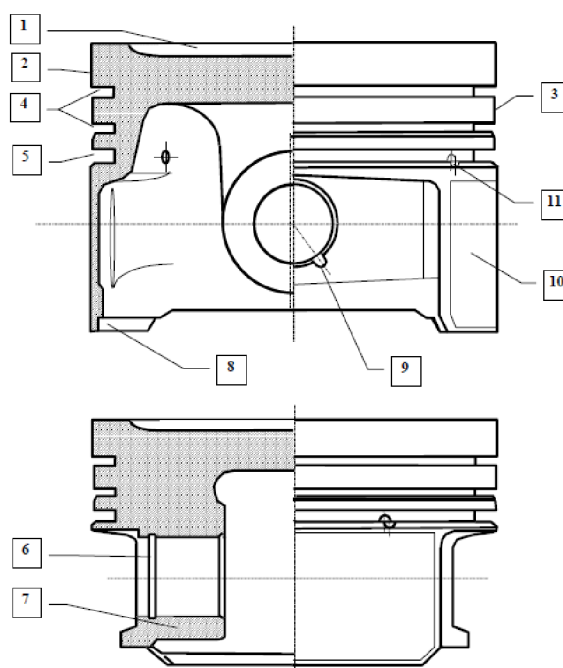
Zatěžující účinky mají rázový charakter, který je vyvolán prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Současně, v důsledku cyklických změn těchto zatěžujících účinků, dochází i k únavovému namáhání materiálu pístu.



Požadavky na píst:

- Vysoká konstrukční pevnost pístu.
- Přizpůsobivost provozním podmínkám motoru.
- Nízké tření pístu ve válci motoru.
- Nízké opotřebení.
- Plynulý chod a současně odolnosti proti vibracím.
- Nízká hmotnost se zachováním tvarové stálosti.
- Nízká spotřeba oleje.
- Nízké hodnoty emisí nečistot.

Výše zmíněné požadavky na píst spolu se správnou funkcí pístní skupiny jsou často protichůdné jak z pohledu návrhu pístu, tak z hlediska volby materiálu pístu. Tyto požadavky musí být pečlivě koordinovány pro každý konkrétní motor zvlášť.



Obr. 2 Schéma pístu čtyřdobého zážehového motoru [1]

- 1) Dno pístu
- 2) Horní můstek
- 3) Můstek mezi drážkami pro těsnící pístní kroužky
- 4) Drážky pro těsnící pístní kroužky
- 5) Drážka pro stírací pístní kroužek
- 6) Drážka pro axiální pojištění polohy plovoucího pístního čepu
- 7) Nálitky pro pístní čep
- 8) Vyztužení pláště pístu
- 9) Drážka pro snadné vyjímání pojistky pístního čepu
- 10) Plášť pístu
- 11) Otvory pro odvádění setřené oleje



Dno pístu bývá u současných zážehových motorů rovné. U některých motorů je ve dně pístu umístěna část spalovacího prostoru z důvodu lepšího průběhu spalování směsi. U motorů se skloněnými ventily vůči ose válce se používají písty s vytvořenými vybráními pro talířky ventilů tak, aby při překrytí ventilů nedošlo ke kolizi mezi ventilem a pístem; tj. když píst dobíhá do horní úvratí na konci výfuku a na začátku sání. U motorů s přímým vstříkem paliva se používají písty s vytvořeným deflektorem na dně pístu, který usměrňuje proudění vzduchu a vstříkovaného paliva do oblasti elektrod zapalovací svíčky, což umožňuje spalovat při nízkých zatíženích velmi chudou směs. Výška dna pístu je určována jeho mechanickým a tepelným zatížením. Čím je dno pístu tlustší, tím má píst vyšší schopnost odvádět teplo a vyrovnávají se teploty v oblasti pístních kroužků, které pak mohou lépe plnit svou funkci. Dno pístu bývá z důvodu zvýšení pevnosti vyztuženo ze spodní strany žebra; v případě že je dno pístu z důvodu lepšího chlazení ostříkováno olejem, mají tato žebra velký vliv na odvod tepla z pístu.

Výška horního můstku je určována teplotou drážky pro první pístní kroužek. Musí být navržena tak, aby nedocházelo ke karbonizaci oleje, která je u běžných minerálních olejů okolo 220 °C, u syntetických olejů 240 °C až 260 °C. Překročením karbonizační teploty daného oleje vede ke tvorbě karbonových částic, které omezí pohyb pístního kroužku v axiálním i radiálním směru v drážce pro pístní kroužek, což vede k tzv. zapečení pístního kroužku. To způsobí zablokování pístního kroužku v úrovni stěny můstku pístu a tím přestává plnit svou funkci, přestává těsnit. Netěsností proudí horké spaliny, které dále ohřívají píst. Ten vlivem teplotní roztažnosti zvětšuje svůj průměr, až dojde k vymezení jeho vůle ve válci a následnému zadření motoru.

Výška prvního můstku je určována značným mechanickým namáháním, které vyplývá z rozložení tlaků spalin, které působí z horní a spodní strany na plochu můstku. U současných zážehových spalovacích motorů jsou nejčastěji používány dva těsnící pístní kroužky. Vzhledem ke konstrukci stíracího pístního kroužku musí být drážka pro něj větší, než pro těsnící pístní kroužky. Drážka pro stírací pístní kroužek je opatřena otvory pro odvod setřené oleje do vnitřního prostoru pístu.

Nálitky pro pístní čep jsou nejčastěji spojeny se dnem pístu pomocí žeber. U současných pístů se z důvodu uspořené hmotnosti používají krátké pístní čepy, které umožňují zapuštění nálitky pro pístní čep do obrysu pístu.

Plášť pístu má za úkol vést píst ve válci. Zachycuje boční sílu pístu na stěnu válce. Napomáhá rovnoměrnému rozložení olejového filmu na povrchu válce a předává část tepla z pístu do mazacího oleje. Z důvodu dalšího odlehčení bývá odstraněna ta část pláště pístu, která nezachycuje normálovou sílu klikového mechanismu. Délka pláště má vliv na tření a opotřebení pístu, protože na této délce závisí klopení pístu a to má přímý vliv na opotřebení pístních kroužků. Klopením pístu se mění vůle mezi pláštěm pístu a válcem motoru, to má za následek čerpání oleje do spalovacího prostoru motoru.

Rozeř otvoru pro pístní čep bývá navržen tak, že v případě, kdy je motor studený, je pístní čep uložen v nálitce bez vůle, teprve po zahřátí pístu na provozní se čep uvolní – tzv. plovoucí pístní čep. Osa pístního čepu nebývá totožná se svislou osou pístu, ale bývá vyosená, tedy posunutá o určitou vzdálenost, asi o 0,5 až 1,5 mm od svislé osy pístu na stranu zatíženou tlakem. Potom píst mění svou dotykovou stranu; překlápí se ještě při pomalu se zvětšujícím kompresním tlakem před horní úvratí, ale ne až při náhlém nárůstu spalovacího



tlaku krátce za horní úvratí. Tím to vyosením dosáhneme omezení intenzity hluku, které vyvolává překlápění pístu až za horní úvratí při expanzi.

V drážkách pro axiální pojištění plovoucího pístního čepu bývají nejčastěji drátěné kroužky dle ČSN 02 2925, proto má drážka půlkruhový tvar; dále je opatřena frézovanou nebo odlitou drážkou pro snadné vyjímání drátěného pojistného kroužku.

Pohyb pístu je přímočarý vratný a pístní rychlost je vysoká, proto by měl být píst co nejlehčí, aby se co nejvíce snížily jeho setrvačné síly. [1], [5], [6], [9]

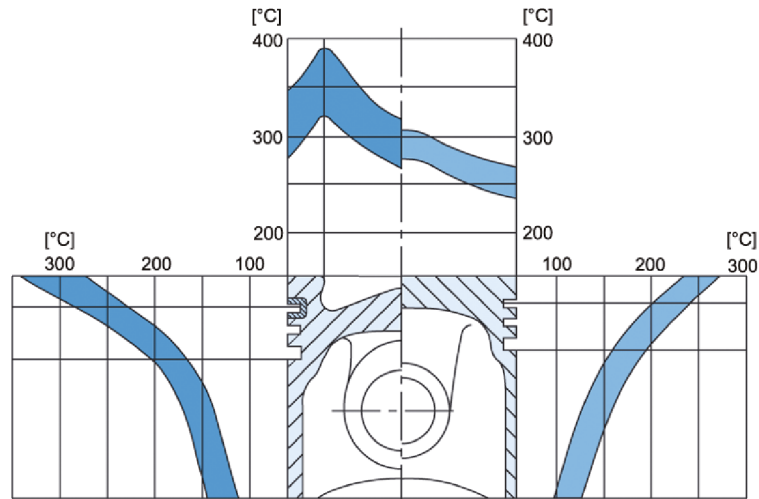
1.1.1 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ PÍSTU

Píst motoru je v přímém kontaktu se spaliny, které dosahují teploty až 3000 K a píst velmi tepelně zatěžují. Část tepla spalovaných plynů se odvádí ze spalovacího prostoru právě pístem. Značně tepelně namáháno je dno pístu a horní můstek; nevíce jsou však tepelně namáhány přechodové hrany mezi dnem pístu a prvním můstkem.

Vzrůstající teplota výrazně snižuje mechanické vlastnosti materiálu pístu. U běžných pístů litých z lehkých slitin hliníku nastává pokles mechanických vlastností již při povrchové teplotě 320 °C. Tepelné napětí v pístu zvětšuje namáhání od tlaků plynů a setrvačných sil. Příčinou tohoto tepelného napětí je především nerovnoměrný ohřev pístu, nerovnoměrné rozložení spalování ve spalovacím prostoru a konstrukční nedostatky.

Na odvodu tepla z pístu se podílí několik faktorů. Největší část tepla, 40 až 60 %, u pístu běžné konstrukce, který není chlazen olejem, se odvádí přes dno pístu a těsnící pístní kroužky do stěny válce motoru a dále do chladícího média motoru. Pláštěm pístu je odváděno 20 až 30 % tepla. V případě, že je zajištěn dobrý styk mezikroužkových můstků se stěnou válce, je možné přes ně odvést až 30 % tepla. Přesto dna pístů z lehkých slitin hliníku dosahují provozních teplot 200 °C až 350 °C; teplota pláště pístu dosahuje až 180 °C. Proto by měl být píst navržen tak, aby byl minimalizován přestup tepla ze spalin do dna pístu a zároveň zabezpečen co nejlepší odvod tepla ze dna pístu. To lze ovlivnit tím, že povrch dna pístu má jen nezbytně velkou plochu a chladící prostor válce je co nejblíže dosedací ploše hlavy válce, aby pístní kroužky zasahovaly v obou úvratích do chlazené oblasti povrchu válce.

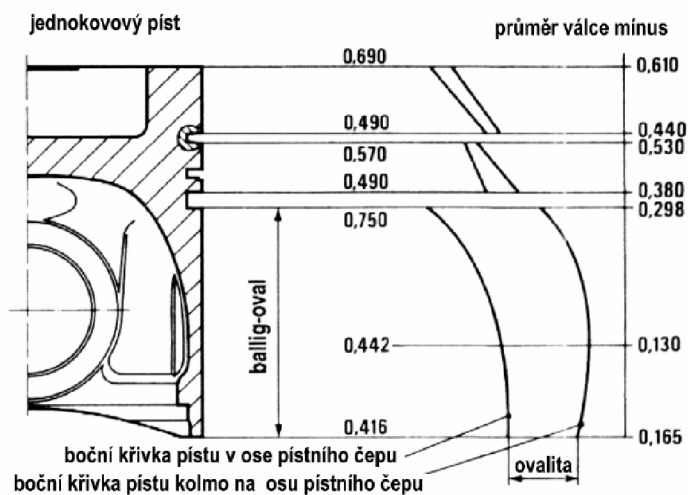
Píst není zatížen jen teplem spalin, ale i třecím teplem vzniklým třením pístních kroužků o stěnu válce. U rychloběžných motorů představují třecí ztráty mezi pístními kroužky a stěnou válce 45 až 65 % celkových třecích ztrát motoru. [1], [6], [7], [8]



Obr. 3 Teplotní profil pístu z hliníkové slitiny vznětového a zážehového motoru [9]

1.1.2 VŮLE PÍSTU VE VÁLCI

Vůle pístu ve válci by při všech provozních stavech motoru měla být co nejmenší. Jedním důvodem je omezit průnik spalin do skříně motoru, druhým důvodem je snížení hluku vyvolaného překlápěním pístu ve válci motoru. Dno pístu spolu s oblastí pístních kroužků jsou vystaveny vyšším teplotám než plášť pístu, proto se také roztahují více než plášť. Požadavkem je, aby měl píst při maximálním výkonu motoru, tedy při celkovém prohřátí, kruhový tvar. Proto u studeného pístu jsou jeho vůle po celém tělese pístu různé. Píst není v příčném průřezu kruhový, ale elipsovitý, protože v řezu v ose náliček pro pístní čep je větší masa materiálu, proto se zde teplotní roztažnost projeví více, než v řezu kolmém na osu pístního čepu, kde je materiálu méně. Stejně tak v podélném směru, musíme vytvořit určitou boční křivku pístu, aby měl píst po zahřátí válcový tvar. Proto není píst za studena válcovitý, nýbrž kuželovitý či sudovitý.

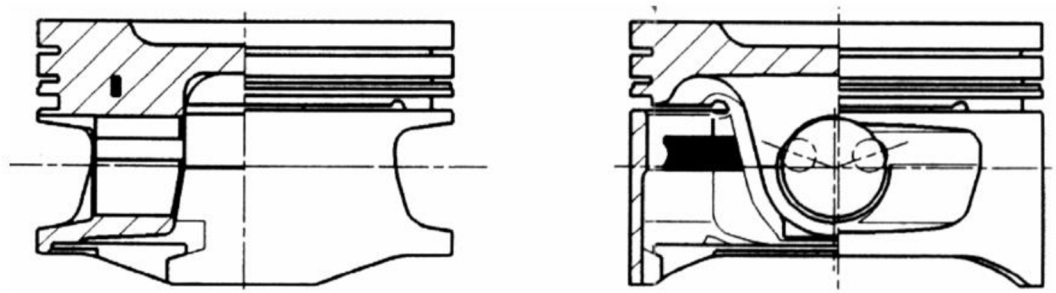


Obr. 4 Boční křivka jednokovového pístu [7]

Tepelnou roztažnost pístu v různých směrech lze ovlivnit. Používají se bimetalické písty, nazývané také termoregulační písty, které mají do lehkého kovu zalitou ocelovou vložku.



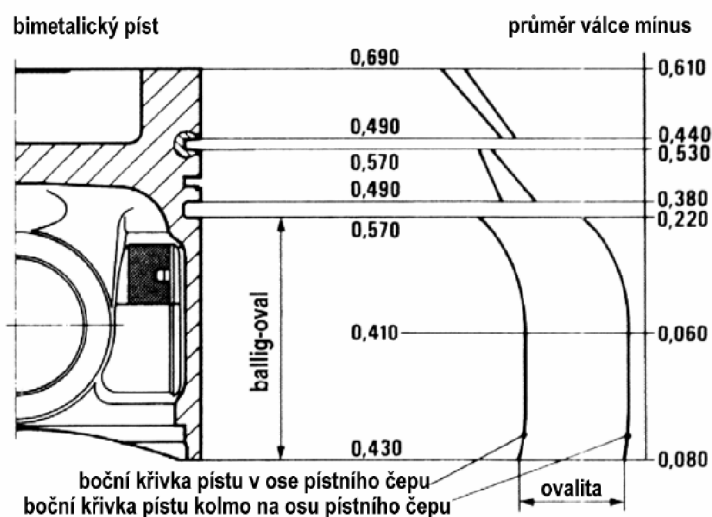
Používají se nedělené ocelové prstence nebo dělené ocelové pásy, které při zahřátí pístu omezují nebo usměrňují jeho tepelnou roztažnost v určitém směru. Tyto vložky se vyrábí z materiálů o minimální teplotní roztažnosti; jsou to často slitiny železa a niklu s obsahem niklu do 36 %. Tato slitina vyhovuje do teploty cca 100 °C. Pro vyšší teploty se část podílu niklu nahrazuje kobaltem.



Obr. 5 Příklad bimetalického pístu se dvěma ocelovými vložkami ve tvaru pásků [7]

Takto usměrňovanou roztažností pístu dosáhneme lepšího přizpůsobení tvaru studeného a provozně zahřátého pístu ve válci a tím dosáhneme menší montážní vůle pístu. To vede k lepším vlastnostem při chodu motoru, jako je snížení hluku, opotřebení a spotřeby oleje.

Kromě kovových vložek se k regulaci roztažnosti pístu používá vodorovná drážka po obvodu pístu, která omezuje prostupu tepla z koruny pístu do pláště pístu za současného odvádění oleje z prostoru stíracího kroužku. [6], [7]



Obr. 6 Boční křivka bimetalického pístu [7]

1.1.3 KLOPENÍ PÍSTU VE VÁLCI

Klopení pístu ve válci posouvá pístní kroužky v radiálním směru od jedné ke druhé straně válce třikrát za jednu otáčku. To zvyšuje tření pístu ve válci a opotřebení. Má-li píst ve válci větší vůli, dochází ke zvýšení namáhání přepážek pístních kroužků. To má za následek velký hluk motoru. Zmenšení negativních účinků překlápění pístu napomáhá vyosení pístního čepu



z osy pístu ve směru působení normálové síly, na stranu pístu zatíženou tlakem, jak jsem již zmiňoval v kapitole Píst. [6], [8]

1.1.4 MATERIÁLY PÍSTŮ

Uvážíme-li funkci pístu, jeho tepelné a mechanické zatížení, které se cyklicky opakuje, musí jeho materiál splňovat tyto požadavky:

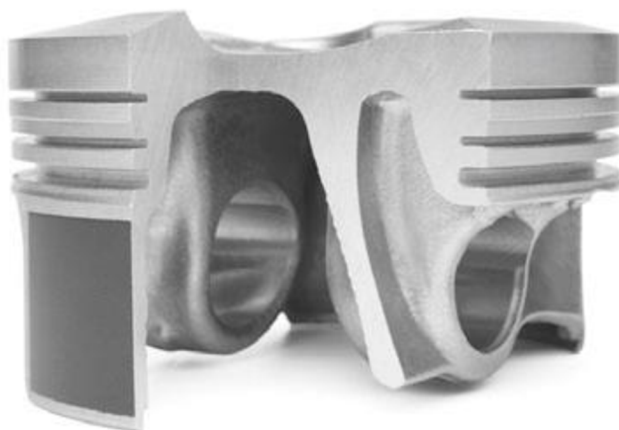
- Vysokou pevnost za vysokých teplot při proměnném zatížení.
- Malou měrnou hmotnost pro snížení setrvačné síly.
- Dobrou tepelnou vodivost.
- Nízký součinitel teplotní roztažnosti.
- Velkou odolnost vůči opotřebení za vysokých teplot a při zhoršeném mazání.
- Malý součinitel tření.

Z důvodu nízké hmotnosti ($\rho=2,7 \text{ kg.dm}^{-3}$) a vysoké tepelné vodivosti se používají jako materiál pístu slitiny hliníku a křemíku. S rostoucím obsahem křemíku klesá teplotní roztažnost a opotřebení pístu, zhoršuje se však obrobitelnost. Slitiny Al-Si mají velmi dobré lití vlastnosti. Nejčastěji se používají pro písty zážehových motorů eutektické slitiny hliníku s obsahem cca 11 % křemíku; tato slitina má stejnoměrnou jemně rozptýlenou směs obou složek. Pro zlepšení odolnosti proti korozi se přidává hořčík. Mechanické a slévárenské vlastnosti se zlepšují přidáním manganu.

Kované (lisované) písty se používají především u motorů značně mechanicky i tepelně namáhaných pro jejich vyšší pevnost. Jsou výrobně náročnější, než písty lité, protože se kovají do zápustek. [6], [8]

1.1.5 OCHRANNÁ ZÁBĚHOVÁ VRSTVA NA PLÁŠTI PÍSTU, POVRCHOVÉ ÚPRAVY PÍSTU

Ochranná záběhová vrstva na plášti pístu slouží ke snížení nebezpečí zadření pístu při záběhu, dále omezuje oxidaci povrchu pístu při jeho skladování. Ochranná vrstva je tvořena povlakem grafitu o tloušťce 10 až 20 μm . Na povrch pístu se nanáší nástřikem nebo použitím metody sítotisku a dále se pak zvýšenou teplotou vypaluje. Aby grafitová vrstva lépe přilnula k povrchu pístu, jeho plochu je nutné nejdříve fosfátovat.



Obr. 7 Ochranná záběhová vrstva na plášti pístu [9]



Vysoce namáhané písty se kuličkují, díky čemuž lze docílit o 5 až 15 % vyšší únavovou pevnost. Únavová pevnost otvoru pro pístní čep se zvyšuje tak, že se vyrábí metodou protlačování za studena. U zážehových motorů, u kterých je možnost výskytu detonačního hoření, které způsobuje místní poškozování dna pístu, horního můstku i drážky pro první pístní kroužek, se tomuto jevu zabraňuje galvanicky vytvořenou vrstvou chromu, případně chemicky nanesenou vrstvou niklu o tloušťce 10 až 15 μm . [6]

1.1.6 ZNAČENÍ PÍSTŮ

Značení pístů bývá vyraženo do dna pístu. Obsahuje tyto náležitosti.

- Výrobce včetně data výroby
- Značku polohy při montáži
- Toleranční třídu v rámci jmenovitého rozměru pístu a to velkými písmeny A, B, C pro výrobce, který může třídít písty do tří tříd. (Jsou výrobci, kteří mohou třídít i do pěti tříd, používají i písmena D a E.)
- Rozměrové označení pístu označující opravárenské toleranční rozměry pro výbrus válce – značí se číslem.
- Hmotnostní skupina pístu, dělí se na 2 až 3 hmotnostní skupiny.

Písty se vyrábí v několika jmenovitých rozměrech, většinou ve třech. První je rozměr základní, normální. Následující dva, případně tři rozměry, jsou opravárenské pro jednotlivé výbrusy. Ty jsou odstupňovány po 0,2 až 0,5 mm. Každý jmenovitý rozměr má svých tři až pět tolerančních tříd, označených stejným způsobem jako vložené válce motoru A až D. U zážehových motorů je odstupňování jednotlivých tříd v rozsahu 0,01 mm, u vznětových motorů 0,02 mm. Dále se pak písty třídí do hmotnostních skupin. Je důležité, aby při montáži pístů do motoru, měly všechny písty co nejmenší váhovou odchylku, aby byly co nejméně rozdílné jejich setrvačné síly. Váhová odchylka je předepisována v rozsahu 1 až 5 g podle velikosti pístu. [6]

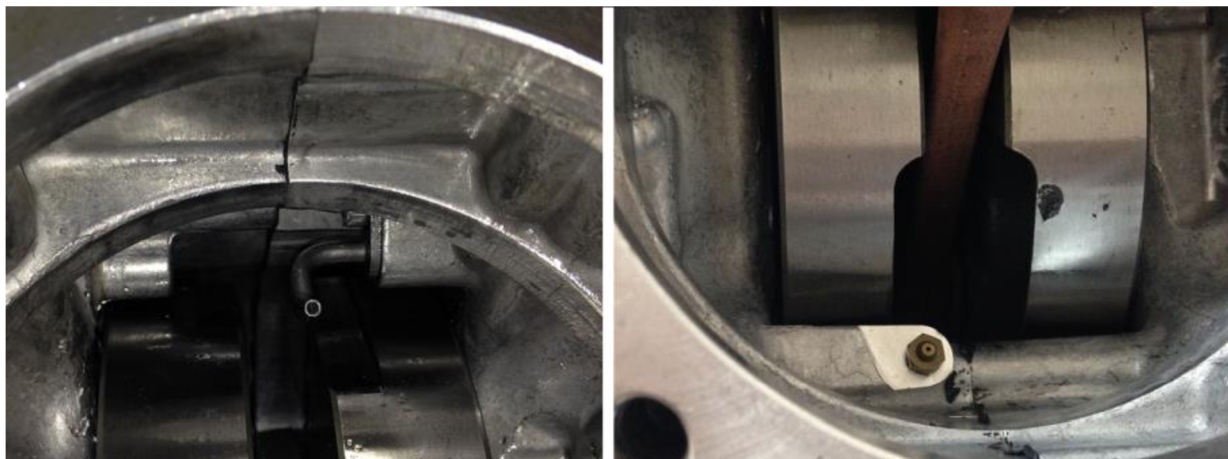
1.1.7 CHLAZENÍ PÍSTU

Vysoce zatěžované písty, které již nejsou schopné se chladit přirozeně, tedy přestupem tepla z pístu do válce motoru či do olejové mlhy ve skříni motoru, je nutné chladit nuceně. Umělé chlazení pístu musí být ovšem optimalizováno, protože nadměrné ochlazování pístu zvětšuje gradient teploty v pístu, v důsledku čehož vzrůstá napětí v pístu.

Nejčastěji se využívá ostříku vnitřních stěn pístu olejem. Olej vystřikuje z čel ojnicích ložisek nebo z trysek, které jsou pevně umístěny ve skříni motoru. Turbulentní proud oleje zvětšuje odvod tepla v místech, na které dopadá. Množství vstřikovaného oleje lze regulovat v závislosti na zatížení motoru. Takto lze dosáhnout snížení teploty drážky pro první pístní kroužek až o 30 °C.

Většího chladicího účinku lze dosáhnout nástřikem oleje do okrajových kanálů po obvodu pístu v oblasti pístních kroužků. Podobným řešením je zdvojené dno pístu. Tímto řešením lze snížit teplotu v oblasti prvního pístního kroužku až o 60 °C.

Další možností, jak snížit teplotu v oblasti pístních kroužků, je vhodně upravený tvar pístu, či drážkou nad prvním pístním kroužkem ovlivnit vedení tepla v pístu. [8]



Obr. 8 Ostřiky pístu u motoru Husqvarna FE 501

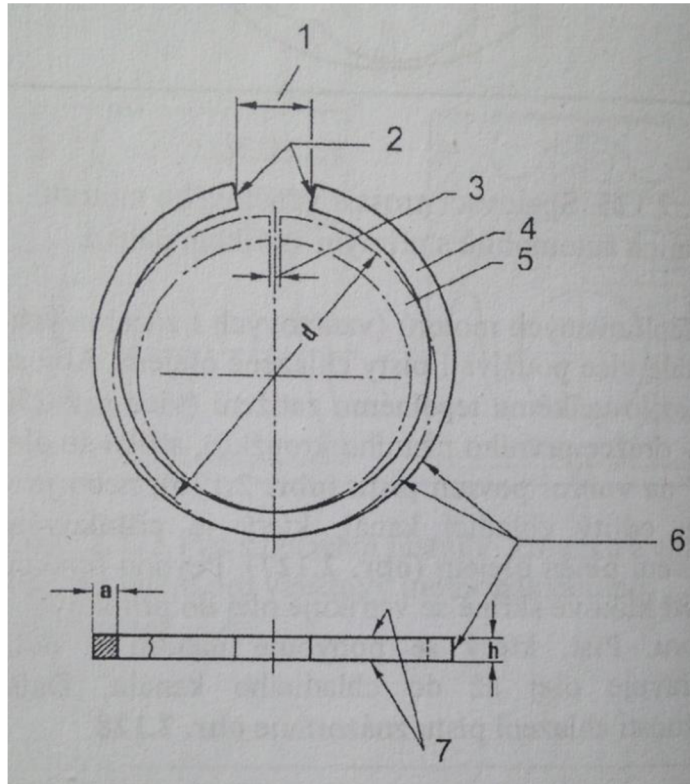
1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Funkce pístních kroužků je především utěsnit spalovací prostor, dále odvádějí teplo z pístu do stěny válce motoru a také řídí výšku olejové vrstvy mezi stěnou válce a pláštěm pístu. [6]

1.2.1 TĚSNÍCÍ PÍSTNÍ KROUŽKY

Jejich úkolem je utěsnit spalovací prostor proti úniku spalin do klikové skříně. Jsou umístěny v horní části koruny pístu. První pístní kroužek je v přímém kontaktu s horkými spalinami. Těsnící pístní kroužky se podstatně podílejí na odvodu tepla z pístu.

Hlavní rozměry pístních kroužků jsou výška h , radiální šířka a a vůle v zámku 3 volného kroužku. Výška h je podmíněna co největším odvodem tepla z pístu do válce. Čím je kroužek nižší, tím má menší hmotnost, díky tomu má menší setrvačné síly, ale zase odvádí méně tepla z pístu a působí větším měrným tlakem na stěnu válce, díky tomu roste těsnící účinek kroužku. [6]



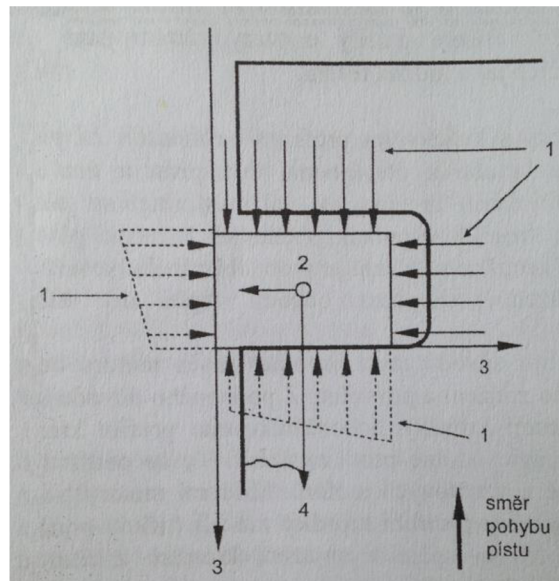
Obr. 9 Názvosloví a rozměry pístního kroužku [6]

1- rozevření, 2- konce zámku, 3- vůle zámku, 4- volný pístní kroužek, 5- stlačený pístní kroužek, 6- pracovní plocha kroužku, 7- boky pístního kroužku, a- tloušťka kroužku, h- výška kroužku, d- jmenovitý průměr

Zámek pístního kroužku (rozříznutí) se provádí zpravidla rovný, někdy šikmý. Slouží k navlečení pístního kroužku do drážky v pístu pro něj určené; dále zajišťuje možnost roztahení pístního kroužku vlivem tepla. Vůle v zámku pístního kroužku musí být za studena tak velká, aby po jeho zahřátí nedošlo k vymezení této vůle. Běžně se používá velikost zámku od 0,2 mm do 1 mm. Zámky jednotlivých kroužků se vůči sobě pootáčejí o 180°. Vlivem provozního opotřebení se vůle pístního kroužku zvětšuje, což vede ke zvětšování profuku spalin do klikové skříně motoru. U stíracích kroužků se projevuje zvětšení vůle v zámku poklesem přitlačné síly, tím se zvýší pronikání oleje nad píst, kde olej hoří; to se projeví zvýšenou spotřebou oleje a zvýšením hodnot emisí produkovaných motorem. [6]

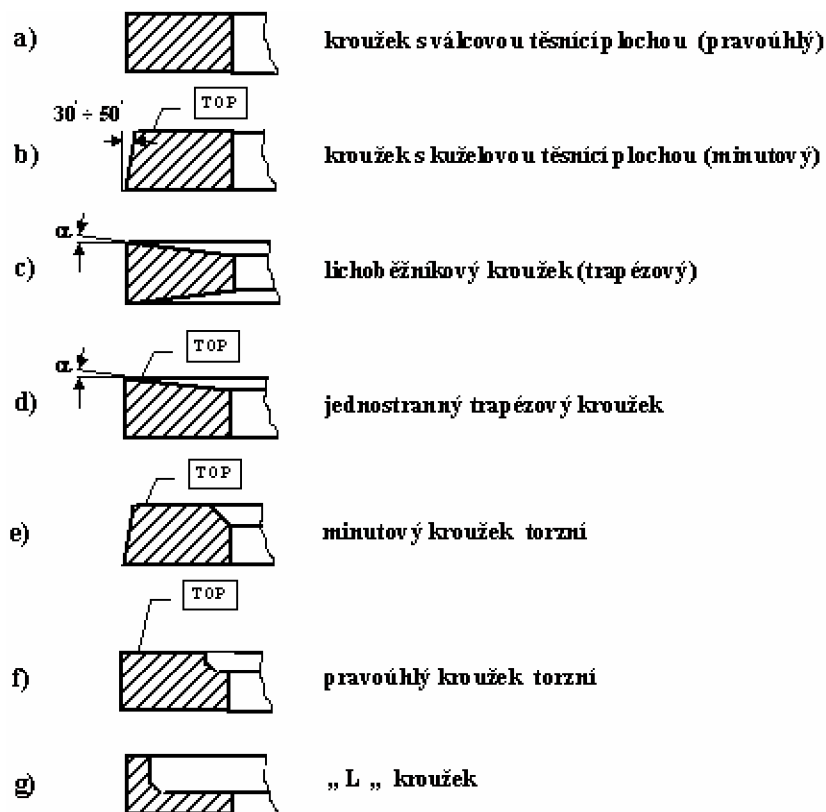
1.2.2 MATERIÁLY, ZATÍŽENÍ A TVARY PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Pístní kroužky jsou často vyráběny z šedé litiny, z oceli obráběním z odstředivě litých pouzder nebo jednotlivým odléváním. Moderní metodou je výroba kroužků z práškových ocelí. Kroužky mohou být pokoveny titanem nebo s keramickou vrstvou. Boční stěna kroužku bývá jemně broušená. První kroužek může být z důvodu zvýšení odolnosti proti otěru chromován. [6]



Obr. 10 Síly působící na pístní kroužek [6]

1- tlak plynů, 2- pružná síla kroužku, 3- třecí síla kroužku v drážce, 4- setrvačná síla



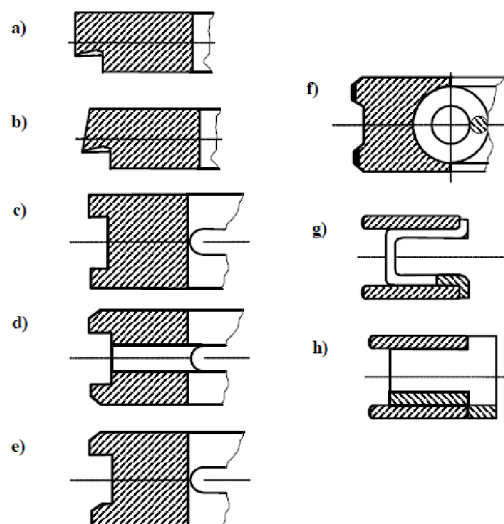
Obr. 11 Základní charakteristické tvary řezů těsnících pístních kroužků [6]

1.2.3 STÍRACÍ PÍSTNÍ KROUŽKY

Řídí vhodnou tloušťku olejového filmu mezi válcem a pístem. Ovlivňují přívod oleje k těsnícím kroužkům a na povrch pístu. Omezují pronikání oleje do spalovacího prostoru a



jeho následné spalování tak, že stírají přebytečný olej ze stěn válce a zajišťují jeho odvod zpět do klikové skříně motoru. [6]



Obr. 12 Základní charakteristické tvary řezů stíracích pístních kroužků [6]

a), b) – kroužky s nosem, někdy také nazývané polostírací, c), d), e) – stírací kroužky s výřezem, f) – stírací kroužek s výřezy a expandérem, g), h) – stírací pístní kroužky skládané

1.3 PÍSTNÍ ČEP

Funkce pístního čepu je přenášet silové účinky mezi pístem a ojnicí. Směr i velikost sil zatěžujících pístní čep jsou proměnlivé, pístní čep je tedy namáhán únavově. Působí na něj síly od tlaku plynů i síly setrvačné.

Malý relativní pohyb ploch pístního čepu, nálitků v pístu a ložisku ojničního čepu způsobuje nedostatečné mazání těchto styčných ploch. Pístní čep by měl mít nízkou hmotnost z důvodu co nejnižších setrvačných sil, velkou odolnost vůči rázovému namáhání, velkou pevnost při střídavém namáhání, velkou tuhost omezující provozní deformace, vysokou odolnost proti opotřebení a jednoduchou montáž a demontáž.

Pístní čep bývá většinou trubkovitého tvar. Používají se i čepy s kuželovými dutinami, díky kterým má čep tvar nosníku o stejné pevnosti v ohybu, lze tedy zde snížit jeho hmotnost, ovšem je složitější na výrobu. Pístní čepy mohou být i chlazeny olejem příčnými a podélnými otvory; mají uzavřené konce vrtání.

Čep je většinou uložen volně v oku ojnice i v nálitcích pro pístní čep v pístu. V tomto případě pak musí být zajištěn proti pohybu drátěnými pojistnými kroužky. Volné uložení je vymezeno až ohřevem pístu na cca 110 °C. U zážehových motorů se používá i pevný pístní čep, který je nalisován do ojničního oka.

Vnější válcová plocha pístního čepu je cementována a kalena do hloubky 0,5 až 1 mm, dále pak broušena, lapována a leštěna. Vnitřní povrch čepu je cementován a kalen do hloubky 0,5 až 1,5 mm. Čelní plochy čepu jsou broušeny pro snížení opotřebení pojistných kroužků. Přechod mezi válcovou a čelní plochou tvoří rádius s poloměrem 0,5 až 1 mm.



1.4 BIOETHANOL, E85

Bioetanol je etanol vzniklý alkoholovým kvašením biomasy; u nás je to nejčastěji zrnová kukuřice nebo cukrová řepa, díky tomu je etanol ekologické palivo a patří do skupiny obnovitelných zdrojů. Jeho spalováním vznikají nižší emise CO₂ než spalováním benzínu. Čistý etanol se jako palivo pro zážehové motory běžně nepoužívá. Používá se ve směsi s automobilovým benzínem označeným jako Natural 95. Palivo E85 je složeno z 85 % bioetanolu a 15 % benzínu.

Samotný bioetanol má oproti benzínu o 40 % nižší výhřevnost. Výhřevnost benzínu je 43,5 MJ/kg bioetanolu jen 28 MJ/kg. Důsledkem nižší výhřevnosti není nižší výkon motoru, ale vyšší objemová spotřeba paliva při stejném výkonu; přibližně stejné výhřevnost směsi je dána nižším stechiometrickým směšovací poměrem. Stechiometrický poměr pro etanol je 9:1, zatím co pro benzín je směšovací poměr 14,7:1. Směšovací poměr pro tvorbu stechiometrické směsi E85 je 9,765:1.

Etanol je vysoce citlivý vůči vodě; to má za následek neustálou absorpci vzdušné vlhkosti, která může vést až k rozvrstvení paliva v nádrži, přičemž nejnižší vrstva v nádrži je tvořena lihovodným roztokem, který může zablokovat chod motoru.

Legislativa omezuje přidávání tzv. oxygenátů do paliv (paliv obsahující vázaný kyslík). Pro benzín je maximální hranice obsahu vázaného kyslíku 2,7 %hm. Etanol obsahuje 34,7 %hm kyslíku.

Etanol má oproti benzínu vyšší oktanové číslo, tudíž má vyšší odolnost proti detonačnímu hoření, díky tomu může motor pracovat s vyššími spalovacími tlaky. Oktanové číslo etanolu se pohybuje kolem hodnoty 108.

Etanol má také mnohem vyšší výparné teplo. Výparné teplo etanolu je 920 kJ/kg, benzínu jen 340 kJ/kg. Díky tomu etanol intenzivně napomáhá chlazení spalovacího prostoru motoru a tudíž i pístu. To však může negativně ovlivnit studený start motoru.

Negativně působí i na některé plasty a pryže, které rozpouští, také způsobuje korozi některých součástí. [2], [3], [4]

Tab. 1 Vybrané vlastnosti benzínu a etylalkoholu

| Vlastnost | Benzín | Etanol |
|---|-----------|--------|
| Hustota při 15 °C [kg.m ⁻³] | ~ 750 | 794 |
| Výhřevnost [kWh.kg ⁻¹] | ~12 | 7,44 |
| Výhřevnost [kWh.litr ⁻¹] | ~ 9,1 | 5,9 |
| Výhřevnost [MJ/kg] | 44 | 27 |
| Hmotnostní podíl kyslíku [%] | < 2,7 | 34,7 |
| Oktanové číslo VM | 91 až 100 | 108 |
| Výparné teplo [kJ/kg] | 340 | 920 |
| Stechiometrický poměr | 14,7:1 | 9:1 |



2 KONTEXT FORMULE STUDENT A TÝM TU BRNO RACING

2.1 FORMULE STUDENT

Formule student je celosvětovou soutěží pro studenty technických univerzit v inženýrských dovednostech. Cílem je navrhnout, vyrobit a otestovat prototyp jednomístného závodního vozu formulového typu, se kterým se pak účastní závodního seriálu. Tým má simulovat prostředí fiktivní firmy, která produkuje sérii těchto vozů pro víkendového jezdce. Soutěž vznikla ve Spojených Státech Amerických v roce 1981 za účelem co nejlépe připravit studenty na praxi. Soutěž Formula Student má svá vlastní pravidla. Této soutěže se účastní přes 500 univerzitních týmů, které využívají pro pohon svých monopostů spalovací motory, dalších přibližně 100 univerzitních týmů má monoposty poháněné elektromotory. Hodnocení a celkové umístění jednotlivých týmů ve světovém žebříčku záleží nejen na dynamických disciplínách, ale do soutěže jsou zahrnuty i disciplíny statické, kde se hodnotí inženýrské návrhy a použité technologie, náklady na výrobu či marketingová strategie na prodej série těchto závodních vozů.

2.2 TÝM TU BRNO RACING

TU Brno Racing je tým účastnící se soutěže Formula Student, který vznikl v roce 2010 na akademické půdě Vysokého učení technického v Brně pod záštitou Fakulty strojního inženýrství. Dílnu TU Brno Racing již úspěšně opustilo 5 monopostů, se kterými se tým účastnil mnoha závodů po celé Evropě. Monoposty nesou označení Dragon. Největší úspěch přinesl Dragon 5, díky kterému se tým probjoval do světové špičky v soutěži Formula Student. V současné době čeká na svou příležitost nově postavený monopost nesoucí označení Dragon 6.

2.3 KONCEPCE MONOPOSTU DRAGON

Tým TU Brno Racing zvolil pro své monoposty již v první sezóně koncepci trubkového rámu s jednoválcovým motorem. Dragon 4 byl prvním vozem v této sérii prototypů, který měl vlastní aeropaket a začal tak využívat přítlaku. Při vývoji Dragon 5 se tým rozhodl přepřinovat jeho motor turbodmychadlem a dosáhnout tak výkonu konkurenčních čtyřválcových motorů, avšak s minimálním nárůstem hmotnosti. Proto zde vzešla potřeba vývoje nového pístu, který by vyhovoval novým požadavkům motoru.



Obr. 13 Dragon 6



3 ÚPRAVY MOTORU VYZADUJÍCÍ NÁVRH NOVÉHO PISTU

3.1 ZÁKLADNÍ PRAVIDLA SOUTĚŽE FORMULA STUDENT SPOJENÁ S MOTOREM

Pravidla soutěže Formula Student stanovují maximální možný objem válců motoru na 610 cm^3 . Motory mohou být pouze pístové, čtyřtaktní. Dalším omezujícím faktorem výkonu motoru je, že všechen nasávaný vzduch musí do motoru proudit přes restriktor umístěný v sacím ústrojí. Průměr restriktoru závisí na palivu, jež motor spaluje; pro benzín je maximální průměr 20 mm, pro etanol E85 19 mm. Dále pravidla soutěže zakazují pro pohon monopostu použít přeplňovaný motor již z výroby. Týmy účastníci se soutěže Formula Student mají tedy možnost využívat motory čtyřválcové, které i při značné restrikci nasávaného vzduchu disponují vysokými výkony, mají však vysokou hmotnost. Další možností je využití jednoválcových motorů, které mají sice menší výkon, ale výrazně nižší hmotnost. Jakýsi kompromis mezi hmotností, výkonem a točivým momentem tvoří skupina dvouválcových motorů.

3.2 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU TURBODMYCHADLEM

Ke značnému zvýšení výkonu a točivého momentu přispívá možnost vlastního přeplňování jednoválcového motoru, který byl původně navržen jako motor s přirozeným sáním. To vede ke značným úpravám motoru. Sériový motor je možné přeplňovat jen v určitých mezích, aby nedošlo k značnému zkrácení jeho životnosti. Poměr váhy monopostu k jeho výkonu určuje velkou měrou jeho výslednou dynamičnost.

Výhodou turbodmychadla je nezávislost jeho pohonu na mechanickém propojení s výstupním hřídelem motoru. Výkon motoru tedy není nijak významně ovlivněn potřebou výkonu pro stlačování plnicího vzduchu, protože výfuková turbína využívá velkou část entalpie proudu spalin, která by jinak neměla žádné využití. Zvolením vhodné zástavby turbodmychadla je tedy možné docílit vysokého měrného výkonu motoru. Musí však být zachováno výkonové omezení motoru; před kompresorem plnicího vzduchu musí být umístěn restriktor. Škrticí klapka musí být umístěna mezi kompresorem a motorem, to vede k nutnosti použít ochranný ventil, který uvolní protitlak na výstupu z kompresoru. Tím jej chrání proti poškození i proti pumpování při náhlém uzavření škrticí klapky. Dle pravidel však konstrukce ochranného ventilu nesmí umožnit přímou recirkulaci stlačeného vzduchu zpět do kompresoru. Tým TU Brno Racing se rozhodl přeplňovat motor Husqvarna FE 501. [10]

Tab. 2 Porovnání parametrů vybraných motorů [10]

| | Husqvarna FE 501 | Husqvarna FE 501 | Yamaha YZF R6 | Aprilia 550 SXV |
|-------------------------|------------------|------------------|---------------|-----------------|
| Zdvihový objem | 510 ccm | 510 ccm | 599 ccm | 549 ccm |
| Počet válců | 1 | 1 | 4 | 2 |
| Plnění | přirozené | nucené | přirozené | přirozené |
| Hmotnost | 32 kg | 32 kg + 8 kg | 62 kg | 38 kg |
| Nominální výkon | 38 kW | ≈60 kW | 64 kW | 52 kW |
| Nominální točivý moment | 55 Nm | ≈70 Nm | 65 Nm | 66 Nm |



Obr. 14 Motor Husqvarna FE 501 [11]

3.3 ÚPRAVY MOTORU

Aby mohl být motor osazen funkčním turbodmychadlem, bylo třeba udělat na motoru velké množství úprav. Všechny tyto úpravy bylo třeba koncipovat tak, aby došlo jen k minimálnímu nárůstu hmotnosti. Bylo třeba navrhnout úpravy rozvodu oleje i vody v motoru, na kterých je závislé i turbodmychadlo. Proto byla upravena již stávající vodní pumpa motoru, její výkon byl zvýšen o 30 %. Motor měl původně dvě olejová čerpadla, proto bylo na společný hřídel přidáno třetí olejové čerpadlo, díky kterému je mazací okruh turbodmychadla nezávislý na olejové náplni motoru.

Z důvodu navýšení točivého momentu motoru bylo třeba použít spojku z motoru, který byl používán dříve – Husaberg FE 570 a posílit ji silnějšími přitlačnými pružinami.

Dále bylo nutné vyřešit zcela nový systém řízení motoru, nové sací ústrojí se dvěma vstříkovači pro nepřímé vstříkování paliva i nové výfukové porubí.

3.4 NUTNOST ZMĚNY PÍSTU

Motor Husqvarna FE 501 má originální kompresní poměr 11,8:1 s maximálním spalovacím tlakem 75 bar. Dle návrhových parametrů by při přepřínování s navýšením plnicího tlaku na 1,6 bar a zachování kompresního poměru měl přepřínovaný motor spalovací tlaky přibližně 140 bar. Téměř dvojnásobně zvýšené mechanické namáhání by motor s největší pravděpodobností nevydržel, proto se přistoupilo ke snížení kompresního poměru. Tím se oddálila i mez detonačního spalování. Tato změna bohužel vede ke snížení tepelné účinnosti motoru a tím i ke snížení výkonu motoru. Dle prováděných simulací bylo rozhodnuto snížit kompresní poměr na 9,5:1, při tomto poměru dosahovaly maximální spalovací tlaky přibližně hodnoty 105 bar, což je nárůst spalovacích tlaků o 40 %.



Snížení kompresního poměru je technický problém, který se obvykle řeší podložením hlavy válce nebo podložením samotného válce. To ovšem nebylo možné z důvodu malé vůle rozvodového řetězu. Prodloužením rozvodového řetězu přidáním jednoho článku by vznikla nepřiměřená provozní vůle. Kompresní poměr nebylo možné snížit ani zvětšením kompresního objemu v pístu, protože pístní čep je usazen velmi blízko stíracího kroužku, tudíž nelze dále snižovat kompresní výšku pístu - tedy výšku okraje koruny nad osou pístního čepu.



Obr. 15 Původní píst motoru Husqvarna FE 501s přirozeným sáním

Proto bylo nutné změnit geometrii klikového mechanismu. Jednou možností je úprava klikového hřídele, který je ovšem náročný na výrobu, nebo změna délky ojnice. Zde se naskytla možnost využít ojnice z již zmiňovaného a dříve používaného motoru Husaberg FE 570, jehož ojnice má délku 120,8 mm a je kompatibilní s klikovým hřídelem motoru Husqvarna FE 501. Původní ojnice motoru Husqvarna FE 501 má délku 122,4 mm. Rozdíl délek ojníc je tedy 1,6 mm. Zkrácení ojnice o 1,6 mm vede ke snížení kompresního poměru z původní hodnoty 11,8:1 na požadovanou hodnotu 9,5:1. Při použití kratší ojnice a původního pístu došlo k nárůstu výšky antidetonační štěrbině z původní hodnoty 1,1 mm na hodnotu 2,7 mm. Proto bylo třeba upravit výšku koruny pístu o 1,6 mm, aby byla zajištěna vyhovující výška antidetonační štěrbině. Ojnice použitá z motoru Husaberg FE 570 je silnější, má tedy vyšší únosnost, zmiňovaný motor má vrtání 100 mm. Rozdíl ploch pístů s vrtáním 95 mm a 100 mm činí 11%. Obě ojnice se od sebe liší i průměrem otvoru pro pístní čep. Zatím co ojnice motoru Husqvarna FE 501 disponuje pístním čepem o průměru 19 mm, motor Husaberg FE 570 má pístní čep průměru 20 mm. Tyto souvislosti vedly k nutnosti nového návrhu pístu. Nový píst byl vyroben na zakázku. [10]



Obr. 16 Nový píst pro přeplňovanou verzi motoru Husqvarna FE 501

Nový píst má ale vyšší hmotnost. Originální pístní skupina motoru Husqvarna FE 501 váží 309,7 g a originální ojnice 320,6 g; hmotnost originální pístní skupiny a ojnice je tedy 630,3 g. Pístní skupina nového pístu s pístním čepem o průměru 20 mm váží 401,4 g. Ojnice z motoru Husaberg FE 570 váží 335,5 g; celková hmotnost pístní skupiny a ojnice pro přeplňovaný motor je 736,6 g. Nárůst hmotnosti pístní skupiny a ojnice činí pro přeplňovanou verzi 106,3 g.

Původní vyvažovací hřídel motoru Husqvarna FE 501 váží 222,8 g, jeho poloměr těžiště od osy rotace činí 5,351 mm, jeho statický moment je tedy 1192,2 kg.m. Posuvné části původního motoru jsou vyváženy ze 75 %. Z důvodu nárůstu váhy nové pístní skupiny byl vyroben nový vyvažovací hřídel o hmotnosti 316,9 g s poloměrem těžiště od osy rotace 6,967 mm; statický moment tohoto vyvažovacího hřídele je 2207,84 kg.m. Posuvné části motoru s novým vyvažovacím hřídelem jsou vyvážené z 66,4 %. Rozdíl hmotností mezi původním a novým vyvažovacím hřídelem činí 94,1 g, nárůst statického momentu je 1015,64 kg.m. Procento vyvážení kleslo o 8,6 %.

Aby byl motor lépe vyvážen a tím byly sníženy nežádoucí účinky vibrací způsobených nevyváhou motoru, je třeba zvýšit statický moment vyvažovacího hřídele. To ovšem není možné ze dvou důvodů. Aby se zvýšil statický moment vyvažovacího hřídele, je nutné buď zvýšit jeho hmotnost, nebo poloměr těžiště od jeho osy rotace. To ovšem v našem případě není možné, jelikož vyšší statický moment vyvažovacího hřídele by neunesla ložiska, ve kterých je vyvažovací hřídel uložen. Dalším důvodem jsou omezené zástavbové možnosti v karterech našeho motoru.

Vysoké vibrace motoru způsobují značné namáhání nejen uložení motoru, ale také celého monopostu. Dalším problémem je značné zvýšení akustických emisí motoru a celého monopostu. Vlivem vibrací rezonuje aeropaket a další části vozu. Monopost ovšem dle pravidel musí splňovat určité hodnoty akustických emisí.

Proto jsem se rozhodl navrhnout nový píst pro tento motor, který by měl nižší hmotnost, která by přispěla k lepšímu vyvážení tohoto motoru a došlo by tak ke snížení nežádoucích vibrací. Tímto krokem bych rád přispěl k lepším výsledkům a hodnocení týmu TU Brno Racing ve světovém žebříčku Formula Student.



3.5 VÝPOČET KOMPRESNÍHO POMĚRU A OBJEMU

Kompresní poměr ε , je poměr celého pracovního objemu válce k objemu spalovacího prostoru válce. Kompresní poměr je někdy označován i jako stupeň stlačení směsi. Je to poměr objemu nasáté směsi k objemu směsi stlačené.

Tab. 3 Vybrané parametry přeplňovaného motoru Husqvarna FE 501

| Parametr | Označení | Hodnota |
|---|---------------------------------|---------|
| Vrtání | D [mm] | 95 |
| Zdvih | z [mm] | 72 |
| Zdvihový objem | V_Z [cm ³] | 510,4 |
| Max. výkon při 6500 min ⁻¹ | P [kW] | 60 |
| Max. točivý moment při 6500 min ⁻¹ | M _k [N.m] | 72 |
| Max. otáčky | n_{\max} [min ⁻¹] | 11 500 |
| Kompresní poměr | ε [-] | 9,5 |
| Kompresní objem | V_k [cm ³] | 60,04 |
| Plnicí tlak | p_{pl} [bar] | 1,6 |
| Délka ojnice | l [mm] | 120,8 |
| Poloměr klikového hřídele | r [mm] | 36 |
| Průměr pístního čepu | d [mm] | 20 |

Kompresní poměr je dán vztahem:

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_Z}{V_k} \quad (1)$$

Zdvihový objem je dán vztahem:

$$V_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \quad (2)$$

Z rovnice pro výpočet kompresního poměru si vyjádřím rovnici pro výpočet kompresního objemu. Původní kompresní poměr motoru Husqvarna FE 501 je 11,8. Nový kompresní poměr má být 9,5.

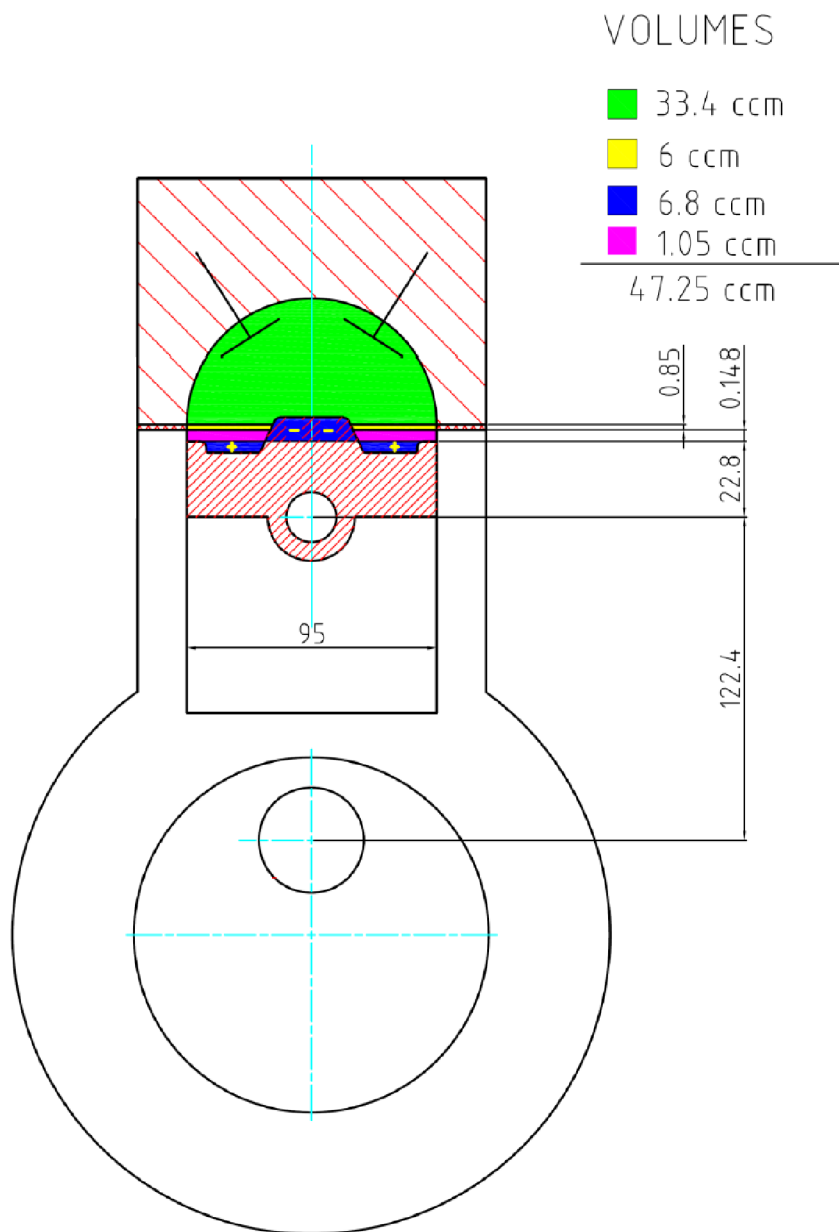
$$V_k = \frac{V_Z}{\varepsilon - 1} \quad (3)$$

Kompresní objem původního motoru je tedy 47,25 cm³. Pro přeplňovanou verzi motoru je třeba kompresní poměr $\varepsilon = 9,5$. Proto je nutné zvýšit kompresní objem na 60,04 cm³. Nárůst kompresního objemu je 12,79 cm³.

Kompresní objem motoru je složen z několika částí. Největší část zaujímá prsto v hlavě válce, ten má hodnotu 33,4 cm³. Výška antidetonační štěrbiny činí 0,148 mm, zaujímá tedy 1,05 cm³ kompresního objemu. Tloušťka těsnění pod hlavu válce je 0,85 mm; vytváří část kompresního objemu o hodnotě 6 cm³. Ve dně pístu je 6,8 cm³ kompresního objemu. Součtem těchto dílčích objemů dostáváme hodnotu 47,25 cm³. Jelikož je třeba kompresní poměr o



hodnotě 9,5, je potřeba navýšit kompresní objem ve dně pístu o 12,79 cm³ na celkovou hodnotu 19,59 cm³.



Obr. 17 Jednotlivé části kompresního objemu motoru Husqvarna FE 501



4 NÁVRH 3D MODELU NOVÉHO PÍSTU

Při návrhu geometrie nového pístu jsem inspiroval původním pístem Husqvarna FE 501. Pro modelování jsem využil program PTC CREO Parametric 3.0.

Nový píst však musí mít několik podstatných rozdílů. Důležitým parametrem bylo zachovat výšku antidetonační štěrbin, jelikož se použila kratší ojnice o 1,6 mm. Tento rozdíl jsem musel vykompenzovat zvětšením výšky koruny pístu o požadovanou hodnotu. Aby došlo ke snížení kompresního poměru, musel jsem zvětšit část kompresního objemu ve dně pístu z původní hodnoty 6,8 cm³ o 12,79 cm³ na konečných 19,59 cm³ při zachování poloh vybrání pro ventily v koruně pístu. Další podstatnou změnou bylo zvětšení otvoru pro pístní čep z 19 mm na 20 mm, v důsledku této změny bylo třeba vymodelovat masivnější nálitky pro pístní čep. Osa pístního čepu je totožná s osou pístu.

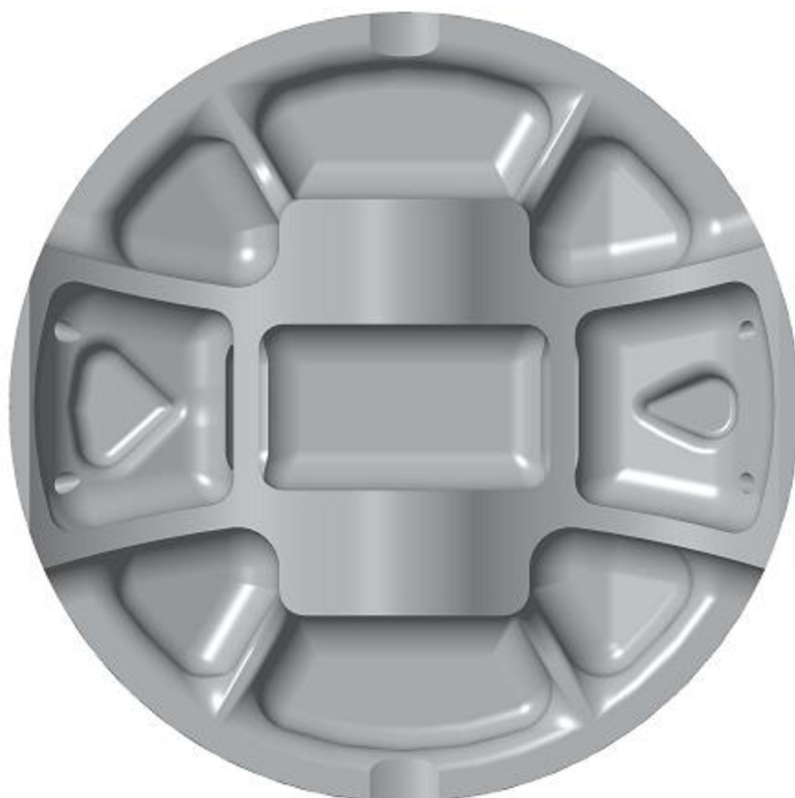
Vlivem vyšších spalovacích tlaků je píst mechanicky namáhán více, než píst u atmosférické verze. Proto jsem navrhl masivnější žebra pístu i plášť pístu. Bylo zřejmé, že v důsledku těchto změn bude nový píst mít větší hmotnost, než píst tovární. Vlivem vyšší hmotnosti pístu naroste i boční síla na píst, proto jsem prodloužil plášť pístu.

Hmotnost nově navrženého pístu je 230 g, hmotnost pístní skupiny tedy činí 320 g.

Píst jsem modeloval jako solid. Stačilo modelovat pouze polovinu pístu, druhou polovinu pístu jsem získal zrcadlením. Rotací boční křivky pístu vznikl základní tvar, ze kterého jsem následně odebíral jednotlivé části, dále jsem pak vytvářel žebra.



Obr. 18 Pohled shora



Obr. 19 Pohled zdola



Obr. 20 Boční pohled



Obr. 21 Řez pístem podle osy symetrie



Obr. 22 Pist



Obr. 23 Pist



5 KINEMATIKA A DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pohyb klikového mechanismu je doprovázen vznikem sil, které do značné míry určují provozní podmínky a namáhání všech částí klikového mechanismu, tedy i pístu. Je tedy nutné provést kinematické a dynamické řešení, které zjednodušíme tak, že jej řešíme za konstantních otáček klikového hřídele, tedy při ustálených stavech motoru.

Díky výslednému rovnoměrnému rotačnímu pohybu klikového hřídele můžeme vyjádřit dráhu, rychlost a zrychlení pístu v závislosti nikoli na čase, ale na úhlu natočení klikového hřídele. To vede ke značnému zjednodušení rovnic. Základní polohou je horní úvrať, od které měříme úhel natočení klikového hřídele. [13]

Pro výpočet dráhy, rychlosti a zrychlení pístu jsem použil program Matlab. Nejprve jsem však musel provést redukci ojnice do dvou hmotných bodů.

V případě mého pístu se jedná o symetrický klikový mechanismus, osa pístního čepu je tedy totožná s osou pístu.

5.1 POPIS OBECNÉ REDUKCE TĚLESA

Těleso o libovolném tvaru je možné nahradit soustavou hmotných bodů pevně spojených. Jejich poloha i velikost musí být taková, aby statické i dynamické účinky této redukované soustavy odpovídaly statickým i dynamickým účinkům původního tělesa. Musí být zachovány tři základní podmínky:

- Součet hmotností náhradní soustavy musí být roven hmotnosti původního tělesa.
- Poloha těžiště náhradní soustavy musí odpovídat poloze těžiště původního tělesa.
- Hmotnostní moment setrvačnosti k ose procházející těžištěm náhradní soustavy musí být roven hmotnostnímu momentu setrvačnosti náhradní soustavy ke stejné ose.

Podmínky redukce tělesa do tří hmotných bodů vyjádřené matematicky:

$$m_P + m_K + m_T = m_o \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

$$m_P l_P = m_K l_K \quad [\text{kg.m}] \quad (5)$$

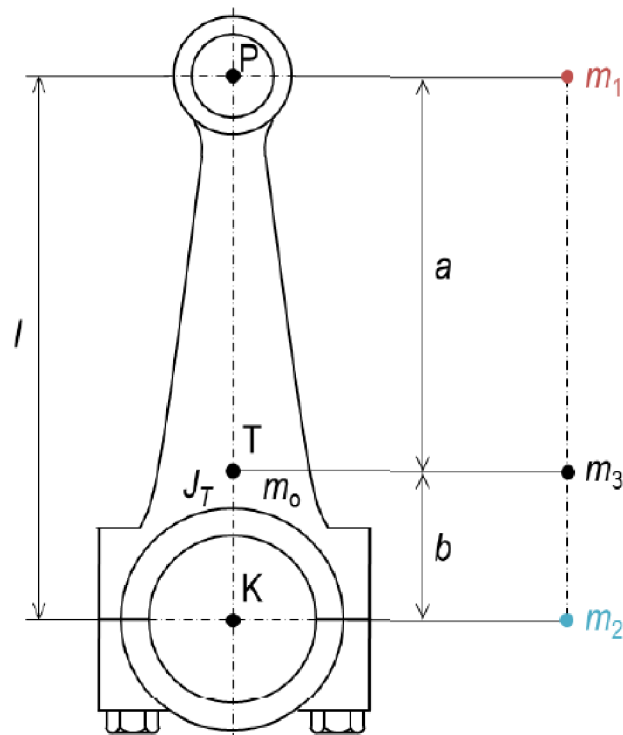
$$m_P l_P^2 + m_K l_K^2 = J_T \quad [\text{kg.m}^2] \quad (6)$$

[12]

5.1.1 REDUKCE OJNICE DO TŘÍ HMOTNÝCH BODŮ

Jelikož koná ojnice obecný rovinný pohyb, přímý výpočet setrvačných sil v tomto případě je velmi složitý. Proto se využívá možnosti redukovat ojnici do dvou nebo tří hmotných bodů, ve kterých je možné jednoznačně definovat jejich pohyb a je zde tedy možné jednoduše spočítat silové účinky v těchto bodech. Tři významné body na ojnici jsou: Bod P v horním oku ojnice, bod K v dolním oku ojnice a bod T, který leží v těžišti ojnice.

Tříbodovou redukci ojnice lze redukovat na dvoubodovou, která je v mém případě výpočtů zcela dostačující. Tedy redukce do bodu P a K. Jde o rozdělení hmotnosti z těžiště do dvou bodů ležících v horním a dolním oku ojnice za použití momentové rovnováhy. [12]



Obr. 24 Redukce ojnice do tří hmotných bodů [15]

5.1.2 REDUKCE OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

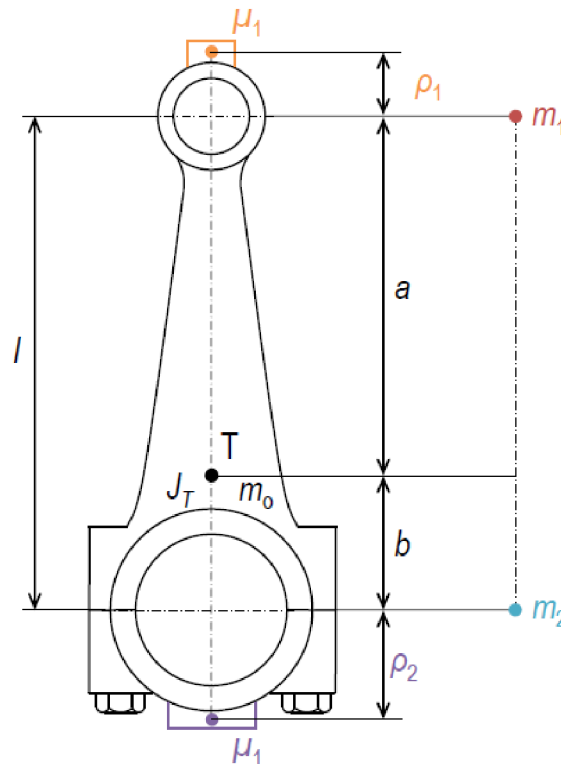
Převod tříbodové redukce ojnice na dvoubodovou se provádí použitím Steinerovy věty. Ta umožňuje vypočítat moment setrvačnosti tělesa rotujícího kolem osy, která neprochází těžištěm daného tělesa. Je tedy možné vypočítat moment setrvačnosti tělesa složeného z několika základních těles. Je nutné znát momenty setrvačnosti jednotlivých těles a vzdálenost těžišť těchto těles od těžiště složeného tělesa. [12]

5.1.3 STEINEROVA VĚTA

Za předpokladu, že „ J_T “ představuje moment setrvačnosti tělesa k ose procházející jeho těžištěm, m je hmotnost tělesa a „ r_T “ představuje vzdálenost osy rotace od těžiště, potom moment setrvačnosti „ J “ k dané ose je dán vztahem:

$$J = J_T + m r_T^2 \quad [\text{kg.m}^2] \quad (7)$$

Transformací tříbodové redukce tělesa na dvoubodovou hmotnost v bodech K a P mírně vzroste, protože se mezi ně rozdělí hmotnost v těžišti v poměru jejich vzdáleností od těžiště. [12]



Obr. 25 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů [15]

5.1.4 MĚŘENÍ ODKÝVÁNÍ OJNICE

Měření odkývání ojnice je metoda, jak zjistit polohu těžiště ojnice nezbytnou pro výpočet redukce ojnice. Ojnici uvažujeme jako matematické kyvadlo. Ojnice se umístí nejprve horním nebo spodním okem na břitu ve stojánku a vychýlí se z rovnovážné polohy. Poté se měří čas, za který provede ojnice určitý počet kmitů. Aritmetickým průměrem se pak počítá doba jednoho kmitu, tedy doba, kdy se ojnice vrátí do původní polohy, z níž byla uvolněna. Analyticky se změří doba kmitu i druhého oka ojnice. Ideální fyzikální kyvadlo neuvazuje tření, proto se používá břitu, kde je tření minimální, stejně tak je zanedbatelný odpor vzduchu.

Pro malé výchylky z rovnovážné polohy lze říci: $\sin \omega \cong \omega$.

Když spojíme rovnice pro úhlovou rychlost ω a rovnici pro periodu harmonického kmitu T , můžeme vyjádřit vztah pro moment setrvačnosti J .

$$\omega^2 = \frac{m g a}{J} \quad (8)$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (9)$$

$$J = \frac{T^2 m g a}{4 \pi^2} \quad (10)$$

Poté již můžeme ze Steinerovy věty vypočítat vzdálenost těžiště od jednoho i druhého oka ojnice. [16]



5.2 REDUKCE OJNICE HUSABERG FE 570

Redukce ojnice do dvou hmotných bodů sice není tak přesná, ovšem vede k jednodušším výpočtům a v mém případě je zcela dostačující. Jak jsem již zmiňoval dříve, v motoru Husqvarna FE 501 je použita ojnice z motoru Husaberg FE 570.

Pro výpočet dvoubodové redukce ojnice je důležité znát polohu těžiště. Tu je možné zjistit dvěma způsoby. Buď využijeme metody odkývání, nebo nalezneme polohu těžiště pomocí CAD modelu. Já jsem měl k dispozici CAD model této ojnice, proto jsem si polohu těžiště odměřil z něj.

Tab. 4 Rozměry ojnice Husaberg FE570

| Parametr | Označení | Hodnota |
|--------------------------------------|---------------|---------|
| Délka ojnice | l [mm] | 120,8 |
| Průměr horního oka ojnice | d_A [mm] | 20 |
| Průměr spodního oka ojnice | d_B [mm] | 40 |
| Vzdálenost mezi body A a B | L [mm] | 150,8 |
| Hmotnost ojnice | m_{oj} [kg] | 0,3355 |
| Vzdálenost těžiště od horního oka | a [mm] | 80,28 |
| Vzdálenost těžiště od spodního oka | b [mm] | 40,52 |
| Redukovaná hmotnost rotujících částí | m_{or} [kg] | 0,22296 |
| Redukovaná hmotnost posuvných částí | m_{op} [kg] | 0,11254 |

Redukovaná hmotnost rotujících částí ojnice:

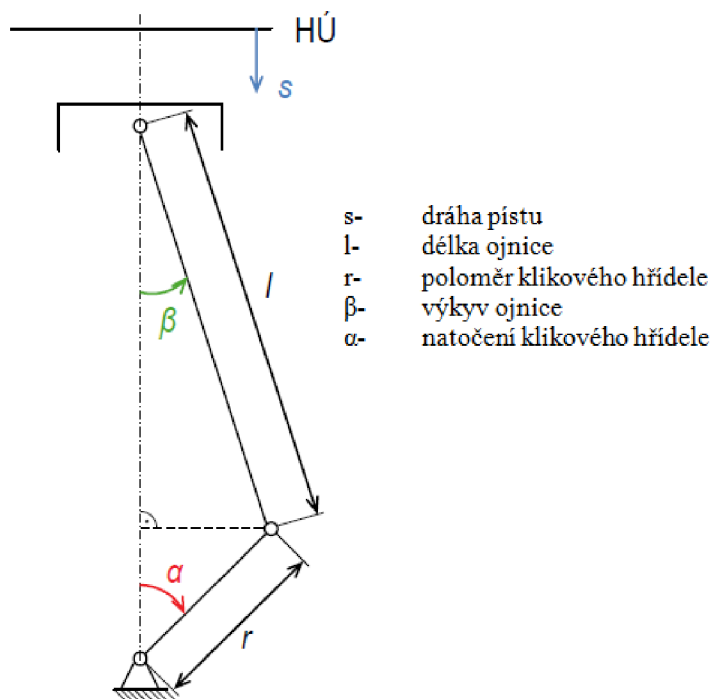
$$m_{or} = \frac{m_{oj} a}{l} \quad (11)$$

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice:

$$m_{op} = m_{oj} - m_{or} \quad (12)$$



5.3 VÝPOČET DRÁHY PÍSTU



Obr. 26 Dráha pístu [15]

Dráha pístu závisí na délce ojnice, poloměru klikového hřídele, úhlu natočení klikového hřídele a na výkyvu ojnice. Dráha pístu je stejná jako zdvih pístu.

Vzorec pro výpočet dráhy pístu:

$$s = (r + l) - r \cos \alpha - l \cos \beta \quad (13)$$

Klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (14)$$

Po úpravách:

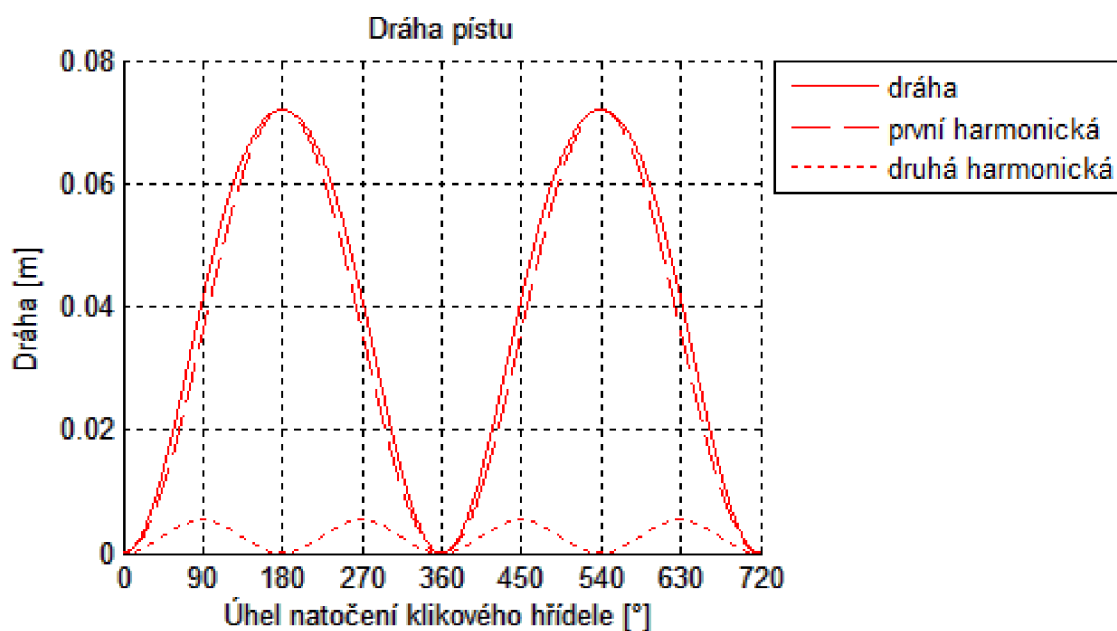
$$s = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (-\cos 2\alpha) \right] \quad (15)$$

Výpočet I. a II. harmonické dráhy pístu složky:

$$s_I = r (1 - \cos \alpha) \quad (16)$$

$$s_{II} = r \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (17)$$

[15]



Obr. 27 Průběh dráhy (zdvihu) pístu v závislosti na natočení klikového hřídele

5.4 VÝPOČET RYCHLOSTI PÍSTU

Vzorec pro rychlost pístu získáme derivací dráhy pístu podle času.

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (18)$$

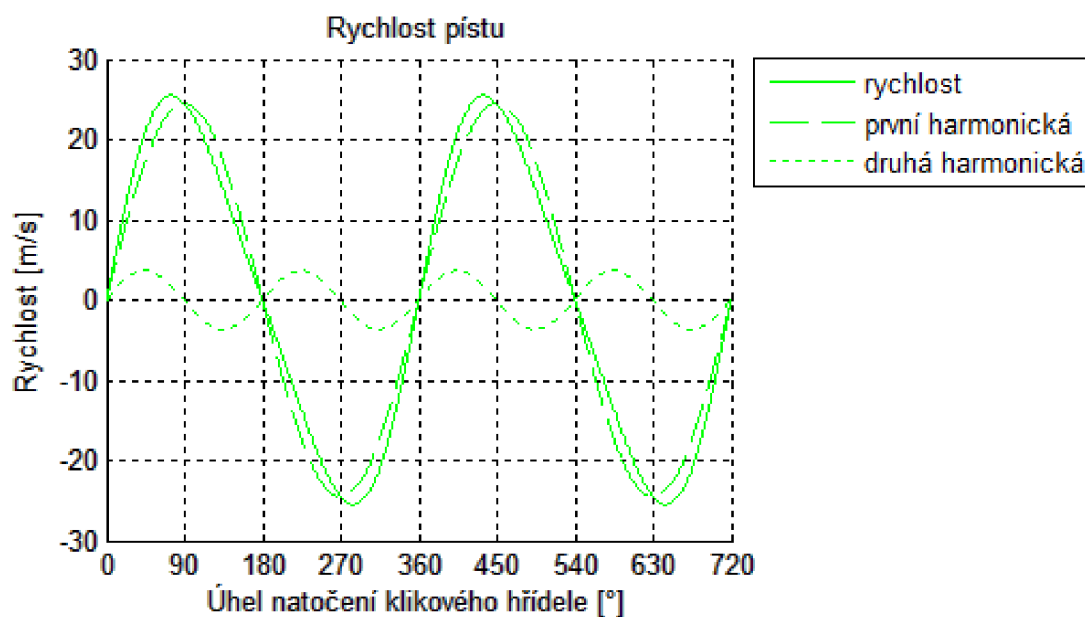
$$v = r \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (19)$$

Výpočet I. a II. harmonické složky rychlosti pístu:

$$v_I = r \omega \sin \alpha \quad (20)$$

$$v_{II} = r \omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \quad (21)$$

[15]



Obr. 28 Závislost rychlostí pístu na úhlu natočení klikového hřídele pro $6\,500\text{ min}^{-1}$

5.5 VÝPOČET ZRYCHLENÍ PÍSTU

Vzorec pro zrychlení pístu získáme derivací rychlostí pístu podle času nebo jako druhou derivaci dráhy podle času.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (22)$$

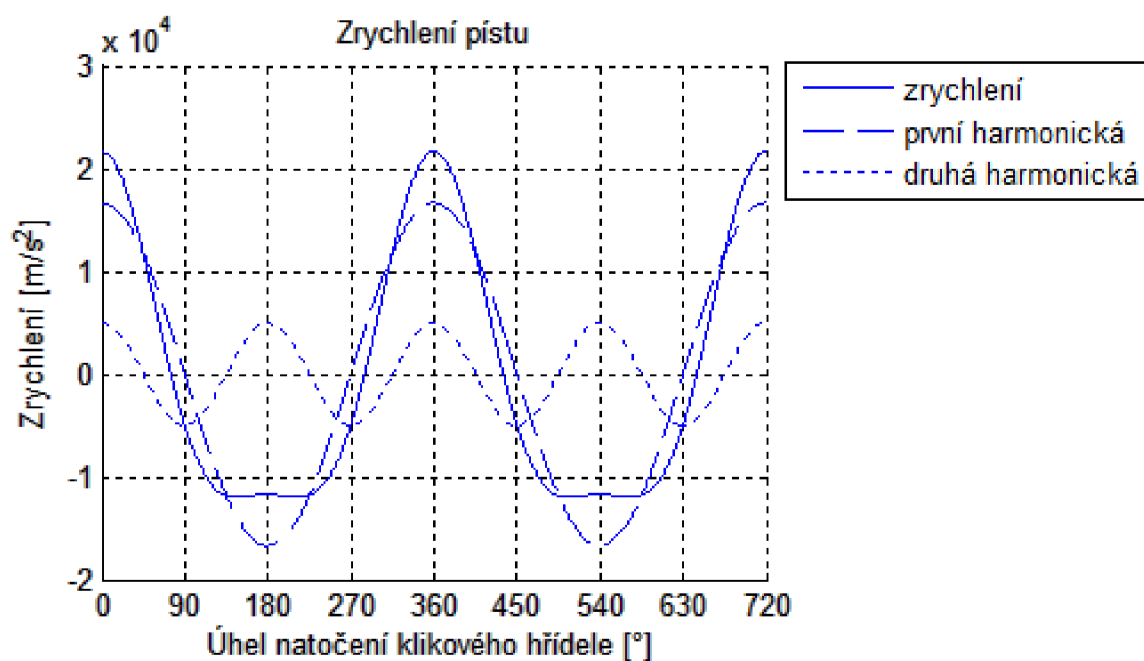
$$a = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (23)$$

Výpočet I. a II. harmonické složky zrychlení pístu:

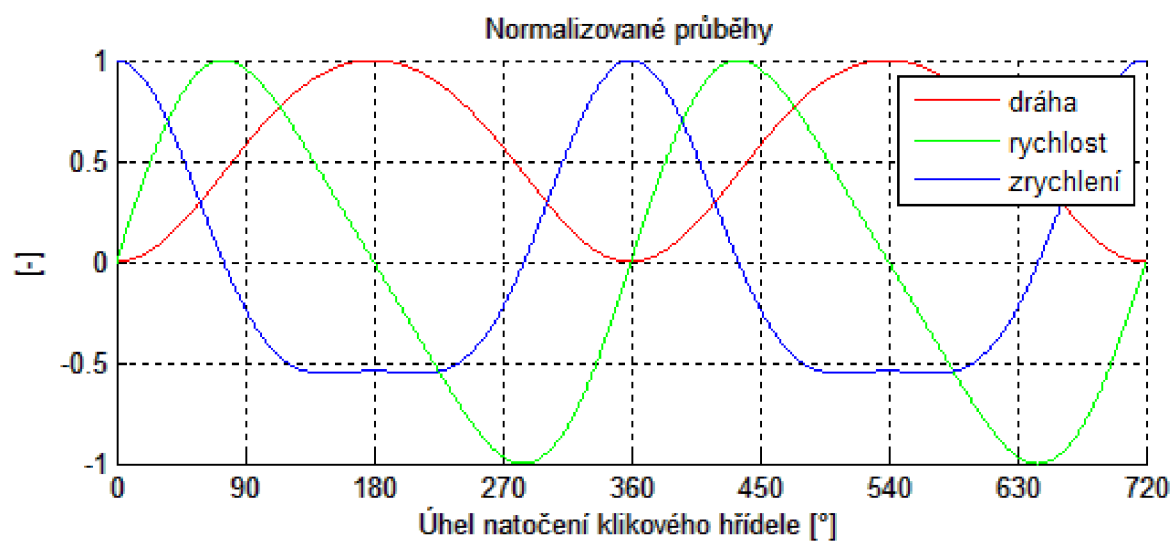
$$a_I = r \omega^2 \cos \alpha \quad (24)$$

$$a_{II} = r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (25)$$

[15]



Obr. 29 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele pro $6\,500\text{ min}^{-1}$



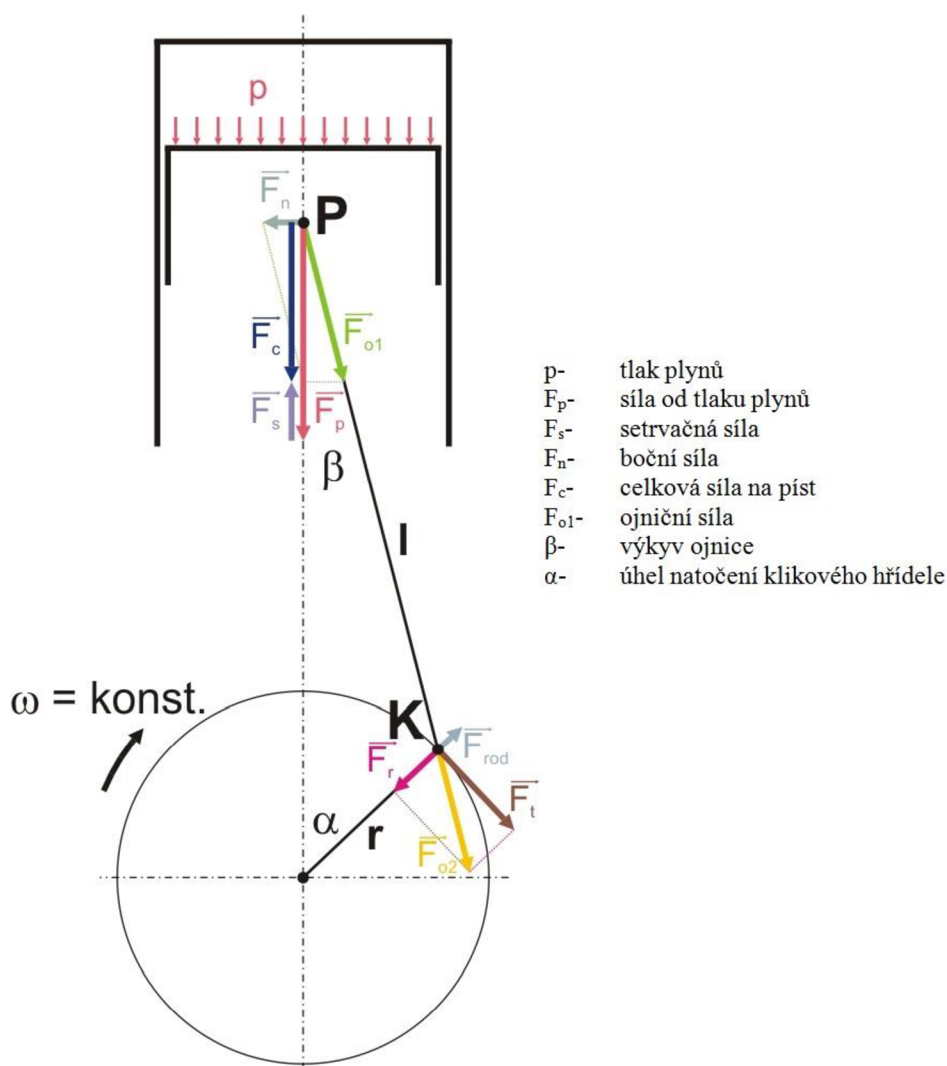
Obr. 30 Normalizované průběhy dráhy, rychlosti a zrychlení v závislosti na natočení klikového hřídele pro $6\,500\text{ min}^{-1}$



6 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍST

Jak jsem již zmínil v kapitole 1.1, píst je velmi namáhanou součástí. Je namáhán jak tepelně, tak mechanicky. Mezi hlavní síly, které na něj působí, patří síla od tlaku plynů, dále pak síly setrvačné, vzniklé přímočarým vratným pohybem pístu. Setrvačné síly působí na pístní čep v ose válce. Síly působící na píst se rozkládají do dvou směrů. Do směru kolmého na osu válce, zde vzniká síla boční, která je přenášena pláštěm pístu na stěnu válce. Druhý směr je v ose ojnice.

Pro výpočet sil působících na píst se použil software MATLAB. Vstupní data byly naměřeny na motorové brzdě při vývoji přeplňované verze motoru.



Obr. 31 Rozložení sil v klikovém mechanismu [14]



6.1 MĚŘENÍ NA MOTOROVÉ BRZDĚ

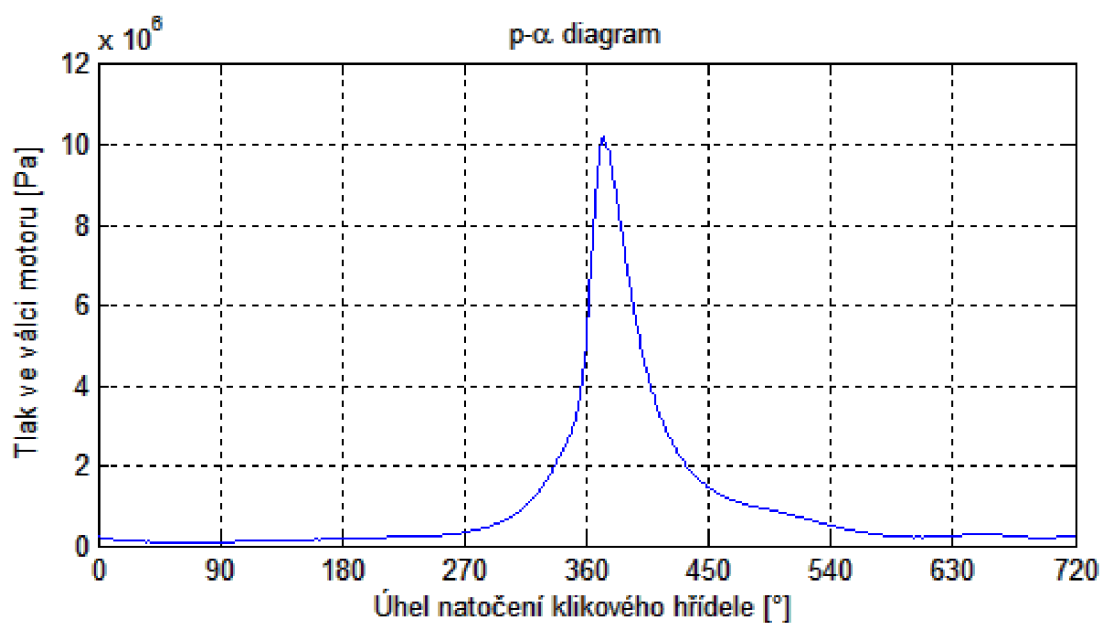
V rámci vývoje přeplňované verze motoru Husqvarna FE 501 byly prováděny měření na hydrodynamické motorové brzdě SuperFlow SF 902 kterou vlastní Ústav automobilního a dopravního inženýrství pod VUT v Brně.

Aby bylo možné vyhodnotit některé termodynamické veličiny, jako na příklad průběh vývinu tepla spalováním ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, byla použita indikace spalovacích tlaků. Byla použita měřící aparatura Kistler KiBox 2893A. Připojení vysokotlakého piezoelektrického snímače 6053BB o rozsahu do 150 bar zajišťoval zásuvný modul 5064C1 s dvoukanálovým zesilovačem náboje. [10]

Z těchto měření jsem pro svou diplomovou práci využil naměřené hodnoty okamžitých spalovacích tlaků, ze kterých mě zajímala nejvyšší hodnota pro správné zatížení navrhovaného pístu ve FEM simulaci.

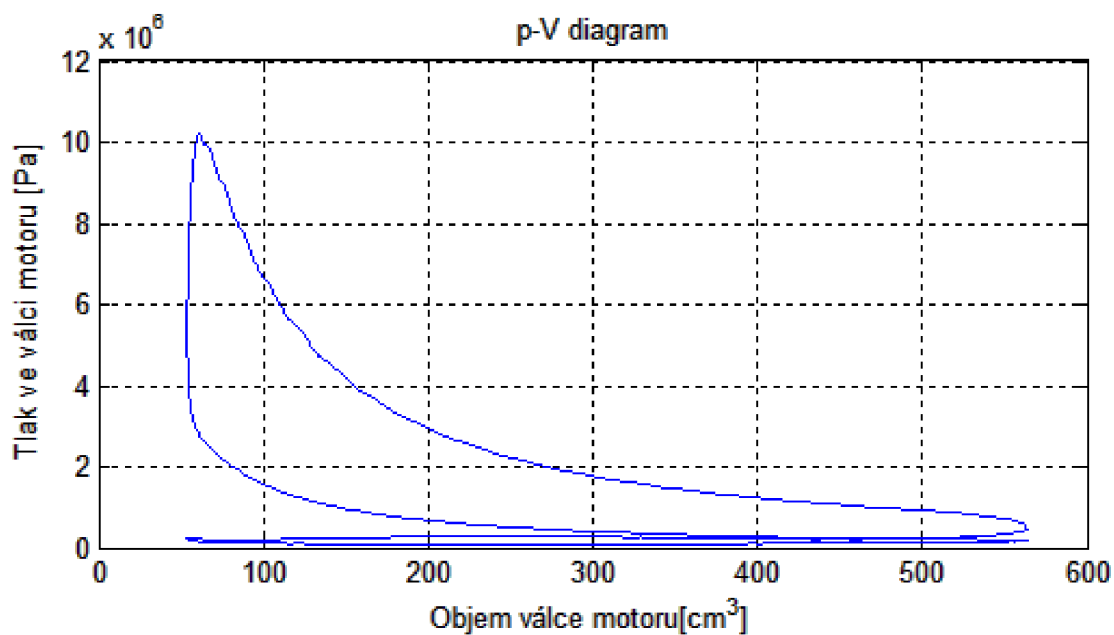


Obr. 32 Motor Husqvarna FE 501 na motorové brzdě SuperFlow SF 902

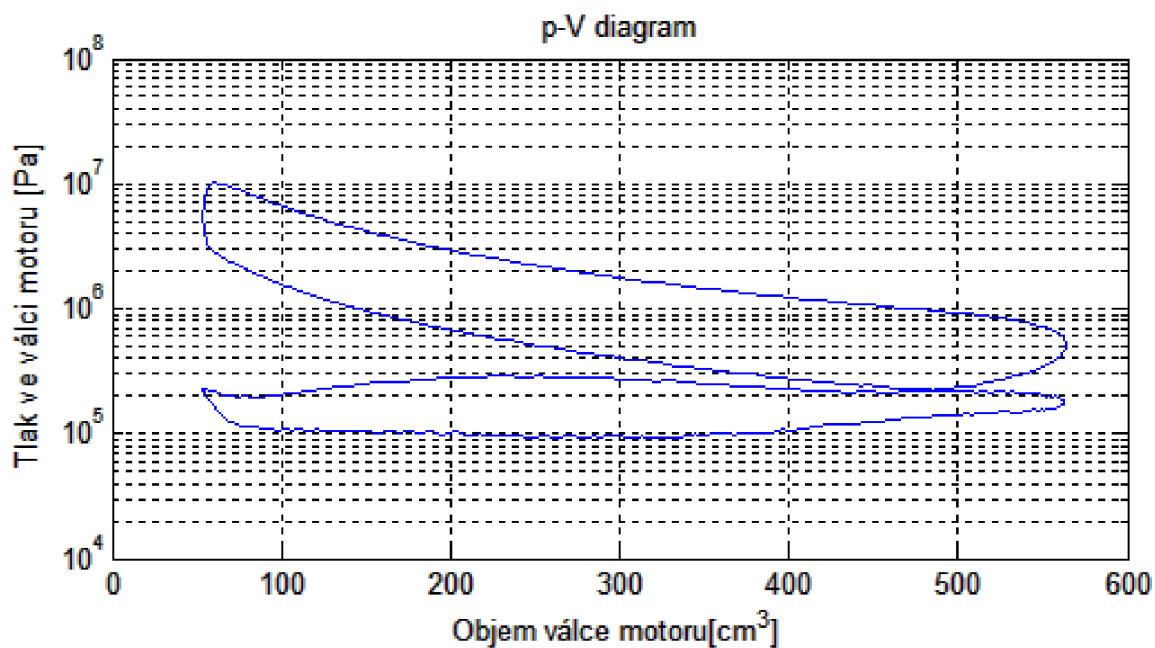


Obr. 33 závislost okamžitých spalovacích tlaků na natočení klikového hřídele – 6500 min^{-1} , data byla naměřena na motorové brzdě

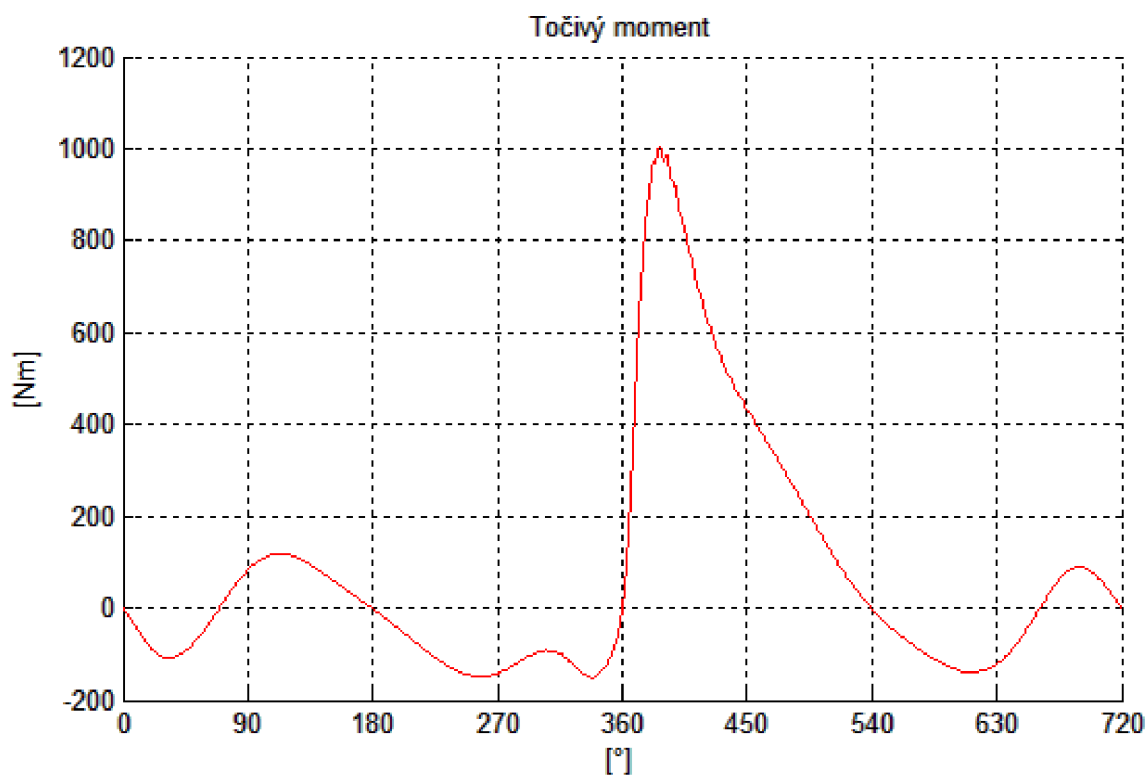
p-V diagramy znázorňují průběh tlaků ve spalovacím prostoru v závislosti na proměnném objemu během jednoho pracovního cyklu. Data byla naměřena na motorové brzdě.



Obr. 34 p-V diagram při otáčkách 6500 min^{-1}



Obr. 35 p-V diagram při otáčkách 6500 min⁻¹



Obr. 36 Průběh točivého momentu v závislosti na natočení klikového hřídele



6.2 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ

Tlak spalin nad pístem působí na plochu pístu a vytváří tak sílu. Verze motoru Husqvarna FE 501 s přirozeným sáním a kompresním poměrem má maximální naměřený spalovací tlak 75 bar. Vrtání motoru je 95 mm. Přepřlovaná verze motoru s absolutním plnicím tlakem 1,6 bar a kompresním poměrem 9,5 má maximální naměřený spalovací tlak 105 bar.

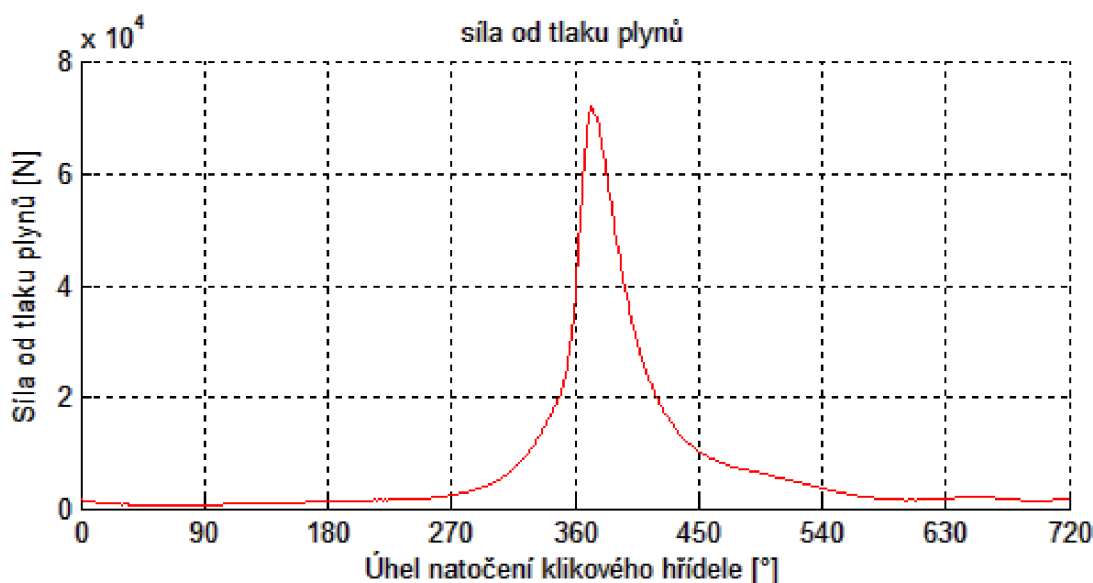
Výpočet síly od tlaku plynů působící na píst:

$$p = \frac{F}{S} \quad (26)$$

$$F = p S \quad (27)$$

$$F_{pmax} = p_{max} \frac{\pi D^2}{4} \quad (28)$$

Síla od tlaků plynů původní verze motoru je 53 162 N; síla od tlaku plynu přepřlované verze má hodnotu 74 426 N. Nárůst síly činí 21 162 N, což je 40 % původní hodnoty. Tyto maximální hodnoty síly od tlaku plynů nastávají při maximálním výkonu motoru.

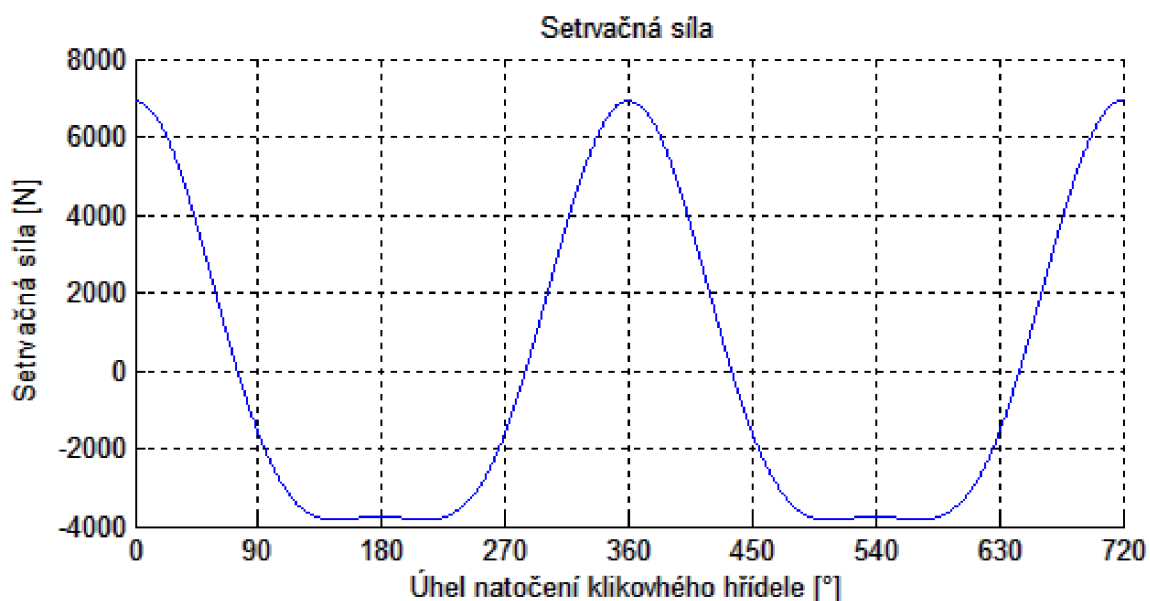


Obr. 37 závislost velikosti boční síly na úhlu natočení klikového hřídele

6.3 SETRVAČNÁ SÍLA

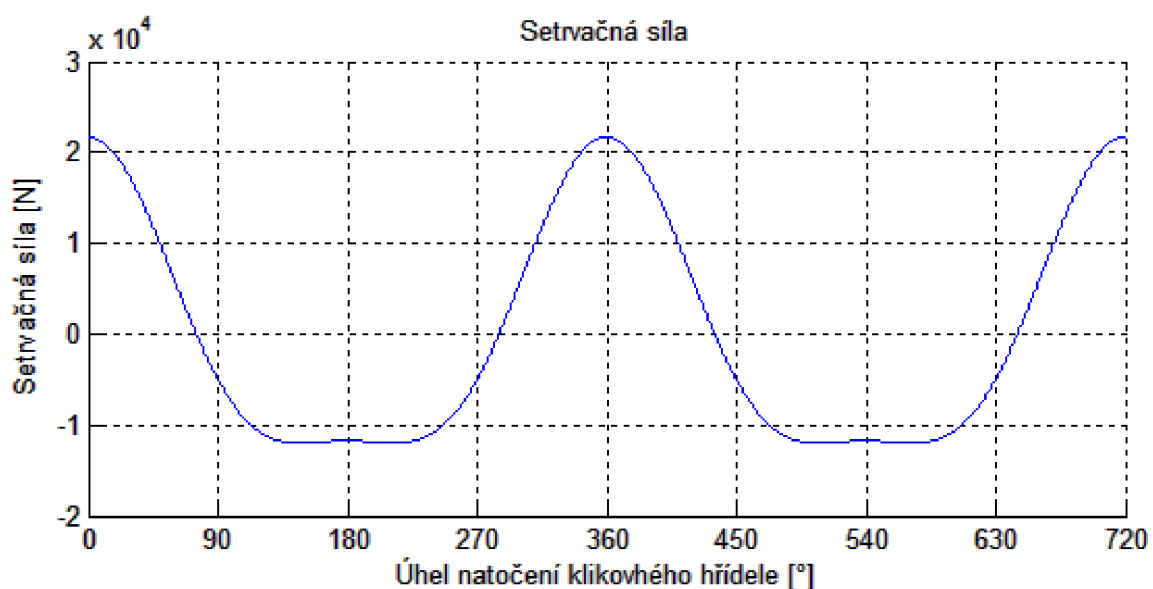
Setrvačná síla působí proti síle od tlaků plynů. Vzniká jako nežádoucí efekt vratného pohybu pístu. Její hodnota závisí na hmotnosti pístní skupiny a na hodnotě zrychlení pístní skupiny. Největší hodnoty dosahuje setrvačná síla při maximálních otáčkách motoru kdy je největší zrychlení pístní skupiny a zároveň při výměně náplně ve válci motoru, kdy proti ní nepůsobí síla od tlaku plynů, ale pouze síla vyvozená tlakem nasávaného vzduchu; je zde tedy pouze plnicí tlak motoru, který má hodnotu 1,6 bar absolutně.

$$F_s = m_{ps} a - F_p \quad (29)$$



Obr. 38 Závislost setrvačné síly na úhlu natočení klikového hřídele pro otáčky 6500 min^{-1}

Maximální hodnota setrvačné síly je v případě našeho motoru při otáčkách $11\,500 \text{ min}^{-1}$. Dosahuje hodnoty $20\,127 \text{ N}$. Zrychlení pístu nabývá při těchto otáčkách maximální hodnoty $67\,770 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.



Obr. 39 Průběh setrvačné síly při maximálních otáčkách motoru $11\,500 \text{ min}^{-1}$



6.4 BOČNÍ SÍLA NA PÍST

Síla od tlaku plynů se rozkládá do dvou směrů. Směr kolmý na osu válce vytváří boční sílu na píst, druhý směr je do osy ojnice, vytváří tak ojniční sílu. Velikost boční síly je závislá na výkyvu ojnice β .

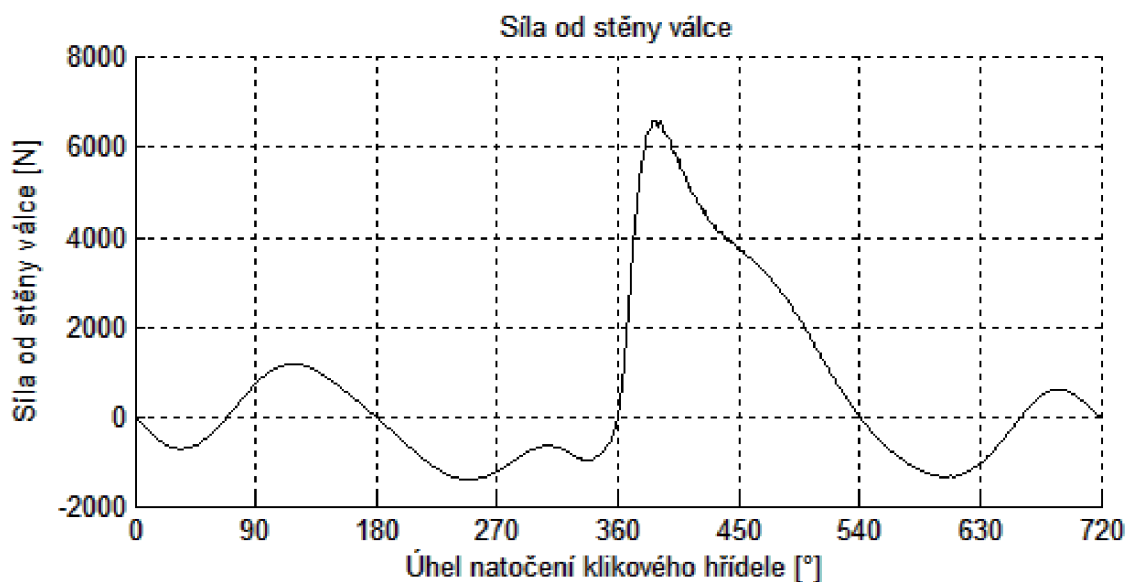
Výsledná síla na píst ve směru osy válce je tedy síla od tlaku plynů zmenšená o hodnotu setrvačné síly.

$$F_c = F_p - F_s \quad (30)$$

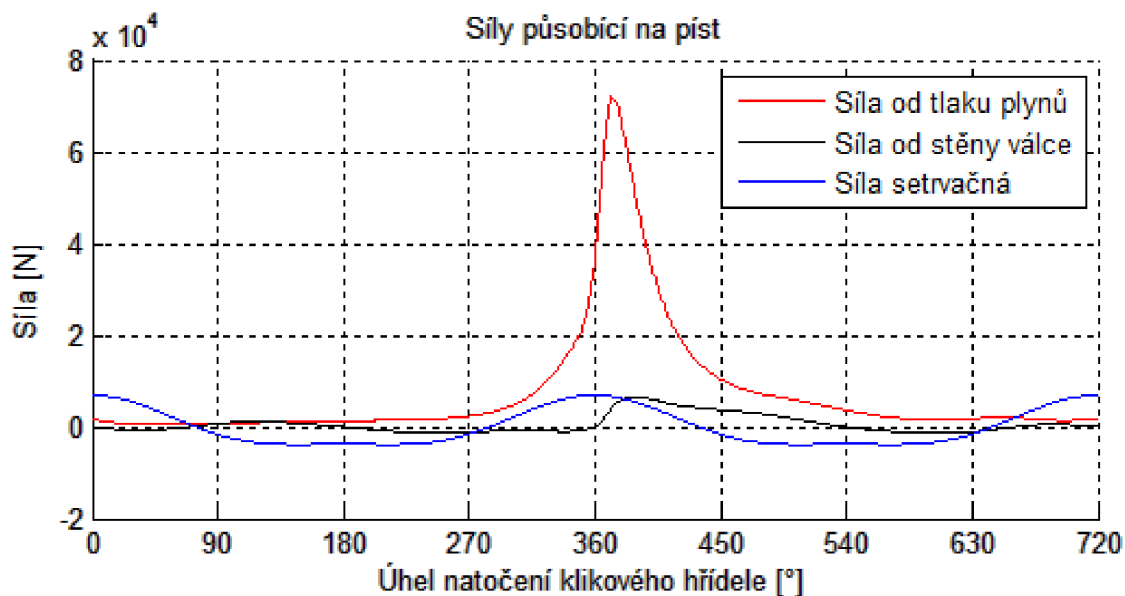
Boční síla na píst je pak dána vztahem:

$$F_n = F_c \tan(\beta) \quad (31)$$

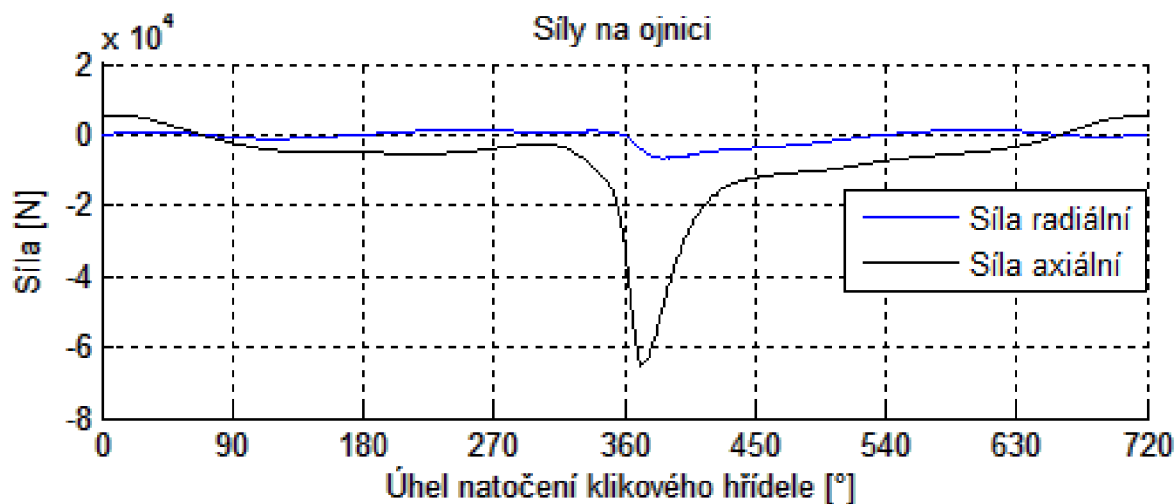
V případě našeho motoru je maximální boční síla na píst při maximálním výkonu motoru, tedy za otáček $6\,500 \text{ min}^{-1}$. Zde dosahuje hodnoty $6\,622 \text{ N}$.



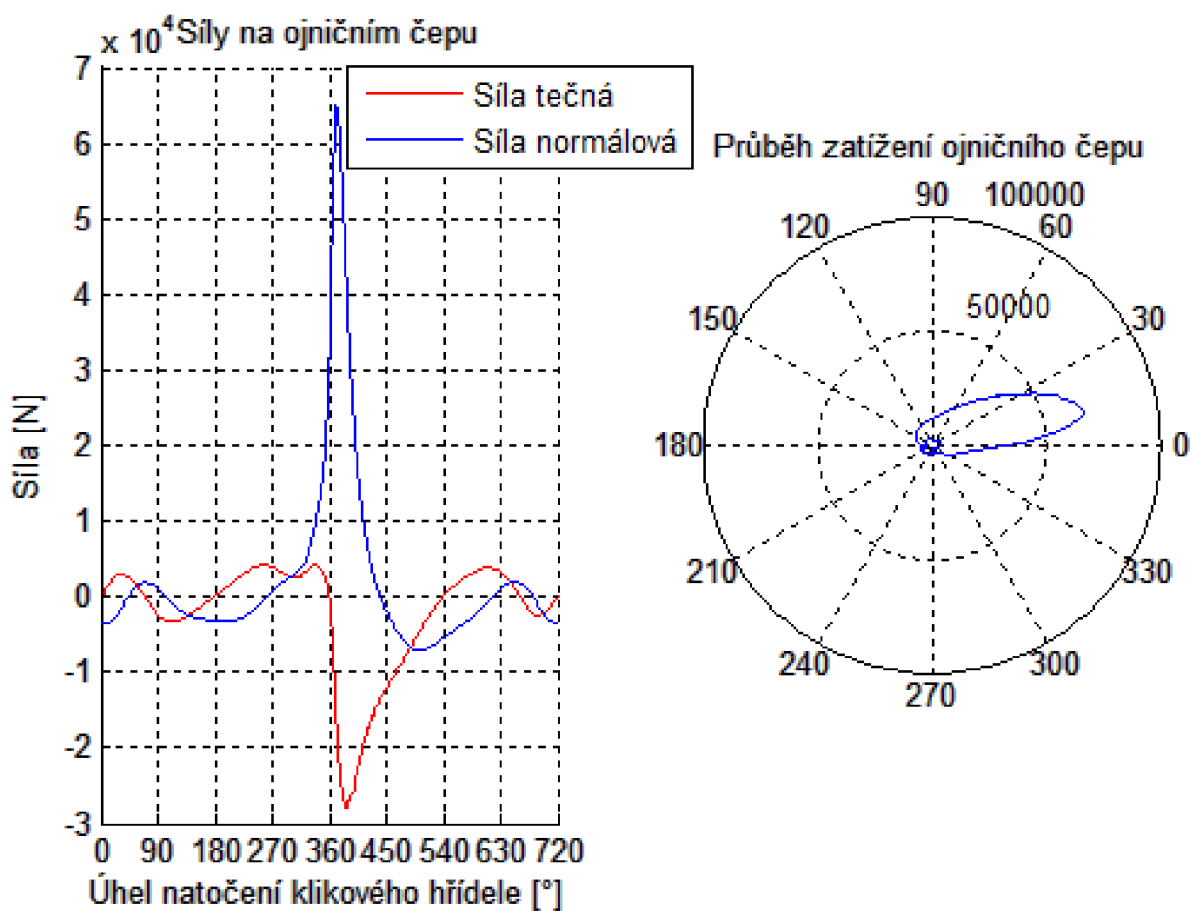
Obr. 40 Velikost boční síly na stěnu válce v závislosti na natočení klikového hřídele



Obr. 41 Průběh sil působících na píst při otáčkách maximálního výkonu motoru – 6500 min^{-1}



Obr. 42 Síly působící na ojnici



Obr. 43 Síly působící na ojničném čepu



7 FEM SIMULACE

7.1 ANSYS

ANSYS je inženýrský systém využívající metodu konečných prvků (FEM). Pomocí něj je možné provádět velké množství analýz, jako jsou například strukturální a termodynamická analýza a podobně. Tyto analýzy je možné provádět jednotlivě, ale i ve společné analýze díky multifyzikálnímu propojení ANSYSu. ANSYS umožňuje nejen kontrolní výpočty, ale díky parametrizovaným výpočtovým modelům i citlivostní a optimalizační analýzy, dále i výpočty spolehlivosti. [17]

Pro výpočet svého modelu jsem použil právě systém ANSYS Workbench, jehož studentskou verzi jsem měl k dispozici ve školní učebně.

7.2 MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ PÍSTU

Abych mohl píst co nejdříve pevnostně prověřit z mechanického hlediska, zvolil jsem si dva zátěžové stavy. První stav je při maximálním výkonu motoru, na začátku expanze, několik stupňů natočení klikového hřídele za horní úvratí, kdy je píst namáhán největší silou od tlaku plynů, a tedy i největší boční silou. Druhý stav jsem zvolil při maximálních otáčkách motoru, při výměně náplně válce motoru, na konci výfuku. To proto, že na píst působí maximální zrychlení, tedy nejvyšší setrvačné účinky, proti nim působí jen minimální tlak ve válci; v tomto případě plnicí tlak.

Tab. 5 Zátěžné účinky pro řešení MKP modelu

| Zátěžový stav 1 – maximální tlak (6 500 min ⁻¹) | Označení | Hodnota |
|---|-------------------------------------|---------|
| síla od tlaku plynů | F _{p1} [N] | 72 281 |
| boční síla na stěnu válce | FR ₁ [N] | 6 623 |
| zrychlení pístu | a ₁ [m.s ⁻²] | 21 650 |
| Zátěžový stav 2- maximální otáčky (11 500 min ⁻¹) | Označení | Hodnota |
| síla od tlaku plynů (při výměně náplně válce) | F _{p2} [N] | 1 134 |
| boční síla na stěnu válce (při pracovní době motoru) | FR ₂ [N] | 5 140 |
| zrychlení pístu | a ₂ [m.s ⁻²] | 67 770 |

7.3 3D MODEL PRO FEM ANALÝZU PŘI MAXIMÁLNÍM SPALOVACÍM TLAKU

3D model jsem si vytvořil stejně jako model pístu v programu PTC CREO Parametric 3.0. Můj 3D model se skládá z pístu, pístního čepu, ojnice a vložky válce. Důležité je, aby se model co nejvíce blížil reálné situaci, proto jsem použil celou sestavu pístní skupiny, kde jsem dodržel jednotlivé vazby a kontakty. Mezi jednotlivými díly sestavy musely být zachovány montážní vůle. Celá sestava je v polovičním řezu, v řezu podle roviny symetrie. Díky symetrii mohu uvažovat jen polovinu sestavy, což vede k výraznému zkrácení výpočtového času.

Maximální síla od tlaku plynů působí při úhlu $\alpha=12,2^\circ$ natočení klikového hřídele za horní úvratí pracovního cyklu motoru. Je potřeba znát při tomto natočení klikového hřídele úhle odklonu ojnice β .

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha) \quad (32)$$



Uvažujeme-li $\alpha = 12,2^\circ$, pak úhel beta je $\beta = 3,61^\circ$.

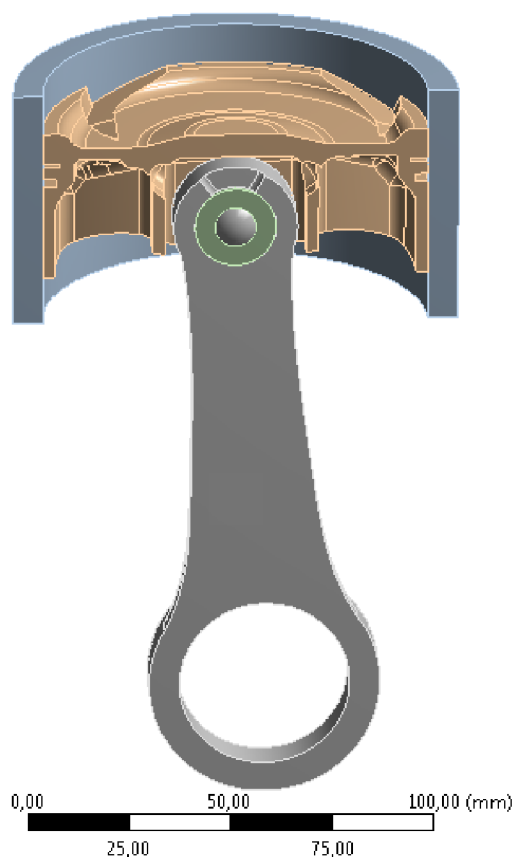
U boční síly na píst jsem zadal jen polovinu její hodnoty, protože počítám s polovičním modelem.

Jelikož zrychlení bylo zadáno pro celý model, musel jsem u vložky válce a ojnice použít materiál s nulovou hmotností. Musel jsem však uvažovat hmotnost posuvných částí ojnice, v tomto případě polovinu posuvných částí ojnice tj. 56 g a polovinu hmotnosti pístních kroužků - 7 g, které nejsou v sestavě. Tyto hmotnosti jsem do modelu přidal pomocí hmotného bodu o hmotnosti 63 g, zavazbeného na ojnici na vnitřní plochu ojničního oka do středu jeho tloušťky pro symetrické rozložení silových účinků.

Materiál pístu byl nastaven dle tabulky 6. Tentýž materiál byl použit pro vložku válce. Pro ojnici a píst byla použita strukturální ocel.

Tab. 6 Vybrané vlastnosti hliníkové slitiny použité ve FEM simulaci [9]

| slitina MAHLE 124 P | Označení | Hodnota při 20 °C |
|---------------------|------------------------------|-------------------|
| hustota | ρ [g.cm ⁻³] | 2,7 |
| modul pružnosti | E [MPa] | $0,81 \cdot 10^5$ |
| Poissonovo číslo | μ [-] | 3,3 |



Obr. 44 Poloviční model pro FEM analýzu při maximálních spalovacích tlacích

Dále bylo nutné zadat v programu symetrii v rovině řezu modelem.



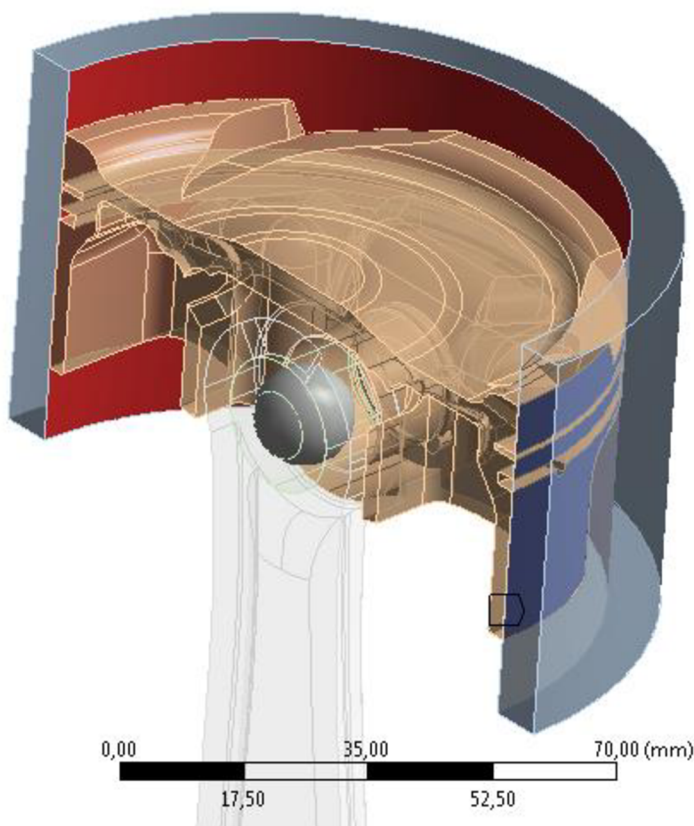
7.4 FEM SIMULACE PRO STAV MAXIMÁLNÍHO SPALOVACÍHO TLAKU

Jde o mechanickou, lineárně statickou analýzu napjatosti do hodnoty meze kluzu. Jedná se tedy o malé deformace a posuvy, aby nedocházelo k plastickým deformacím. Vše se tedy odehrává v oblasti pružných deformací. Uvažuji pouze mechanické zatížení pístu. Neuvažuji zde tepelné zatížení pístu, které s rostoucí teplotou značně snižuje mez kluzu použitého materiálu.

7.4.1 NASTAVENÍ KONTAKTŮ MEZI JEDNOTLIVÝMI ČÁSTMI SESTAVY

Nejprve bylo nutné nastavit kontakty mezi jednotlivými komponentami sestavy. Prvním byl kontakt pístního čepu a ojnice. Zde jsem nastavil koeficient smykového tření na hodnotu 0,05, tuhost 0,1 a faktor tlumení 10. Druhý kontakt je vložky válce s pístem se stejně nastavenými podmínkami. Pouze u kontaktu pístního čepu s pístem jsem použil vyšší koeficient tření 0,2.

Tomuto nastavení kontaktů předcházelo velké množství iterací. Model zpočátku nekonvergoval. Zpočátku jsem použil všechny vazby tuhé, čímž vzniklo tuhé těleso. Takto vytvořený model sice konvergoval, ale výsledky byly značně zkreslené. Dále jsem pokračoval postupným uvolňováním jednotlivých vazeb a nastavováním jejich parametrů, než jsem dospěl k řešení, jehož výsledky odpovídají reálnému zatížení a podmínkám pístu ve válci motoru. Tomuto procesu přecházelo vytvoření konečno prvkové sítě, viz kapitola 7.4.2.

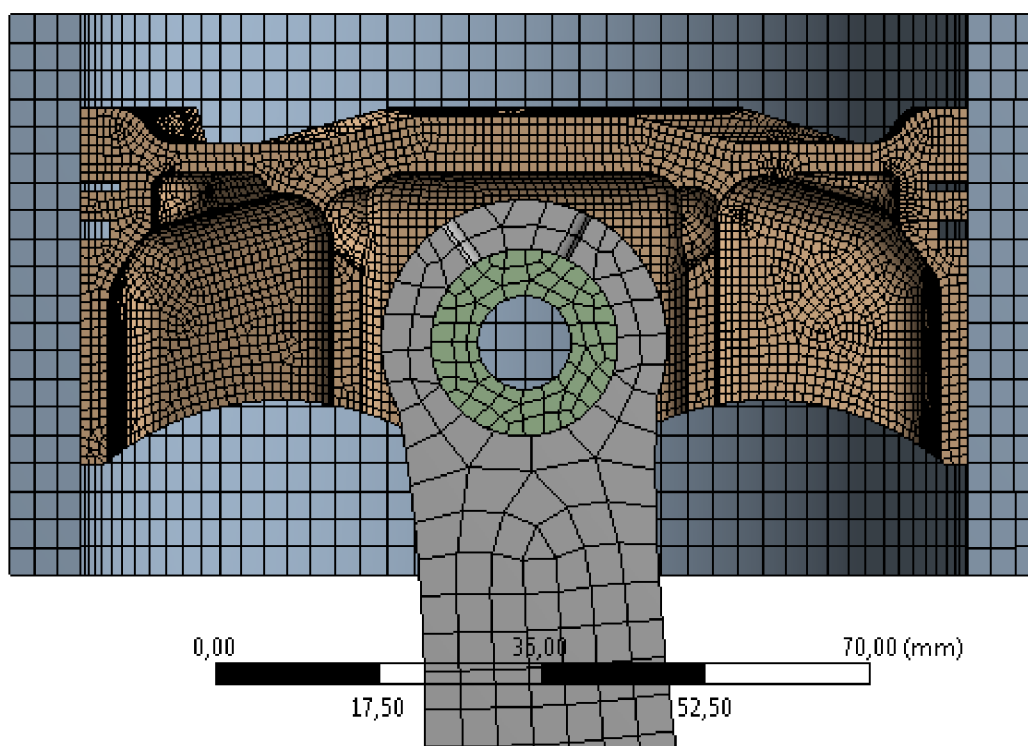


Obr. 45 Nastavování kontaktů v programu ANSYS



7.4.2 VYTVORENÍ KONEČNO PRVKOVÉ SÍŤE

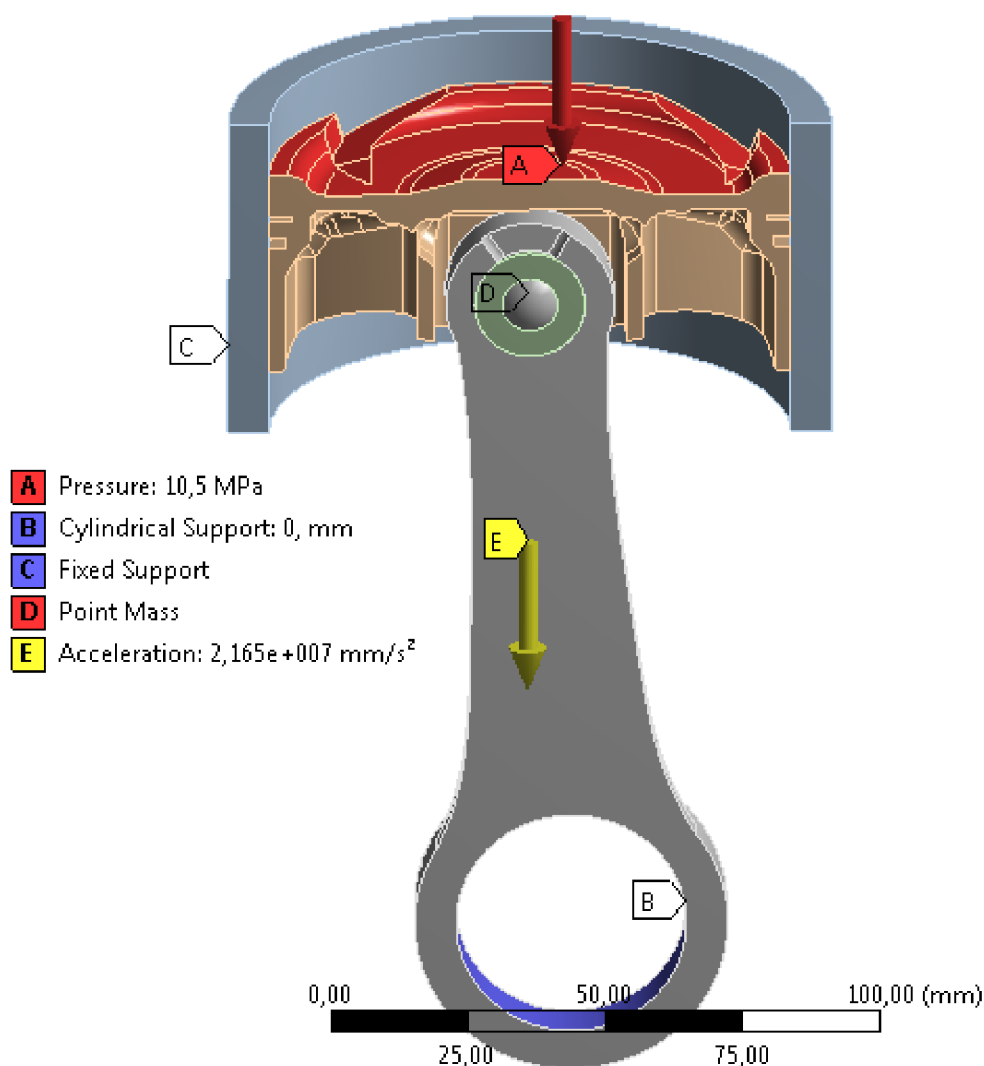
Bylo potřeba vytvořit konečno prvkovou síť, tedy rozdělit celý objem součástí na malé elementy. Jako síťovací metodu jsem pro všechny komponenty modelu použil Hex-dominant. Velikost elementů ovlivňuje přesnost výpočtu. Proto jsem u pístu zvolil jemnou síť s velikosti elementů 1 mm pro přesný výpočet. U vložky válce, pístního čepu a ojnice jsem použil elementy větší, protože výsledky v těchto součástech pro mne nejsou tak důležité. Počet elementů modelu přímo souvisí s počtem uzlových bodů. Právě v těchto bodech jsou pro mne důležité výsledky výpočtu, jako jsou napětí či posunutí. Počet těchto elementů, tedy uzlových bodů, má zásadní vliv na výpočtový čas. Malý počet elementů nebo jejich nevhodně zvolená velikost či tvar, vedou ke zkreslení výpočtu v některých částech ověřovaného tělesa. Proto jsem nevyužil možnosti volného síťování. Výsledná síť v této simulaci obsahuje 91 960 elementů, čemuž odpovídá 321 420 uzlových bodů.



Obr. 46 Model s konečno prvkovou sítí

7.4.3 NASTAVENÍ JEDNOTLIVÝCH ZATĚŽUJÍCÍCH ÚČINKŮ A VAZEB

Ve statické strukturální analýze bylo třeba zadat jednotlivá zatížení a vazby modelu. Nejprve zrychlení celého modelu. Poté tlak plynů působící na plochu pístu, v tomto případě maximální spalovací tlak $P_{\max}=105$ bar. Boční síla na stěnu válce vznikla díky přesně definovanému výkyvu ojnice v modelu. Spodní oko ojnice bylo zavazbeno cylindrickou vazbou a vložka válce vazbou Fix, aby se nepohybovala v žádném směru. Hmotný bod byl přichycen k vnitřní ploše horního oka ojnice.

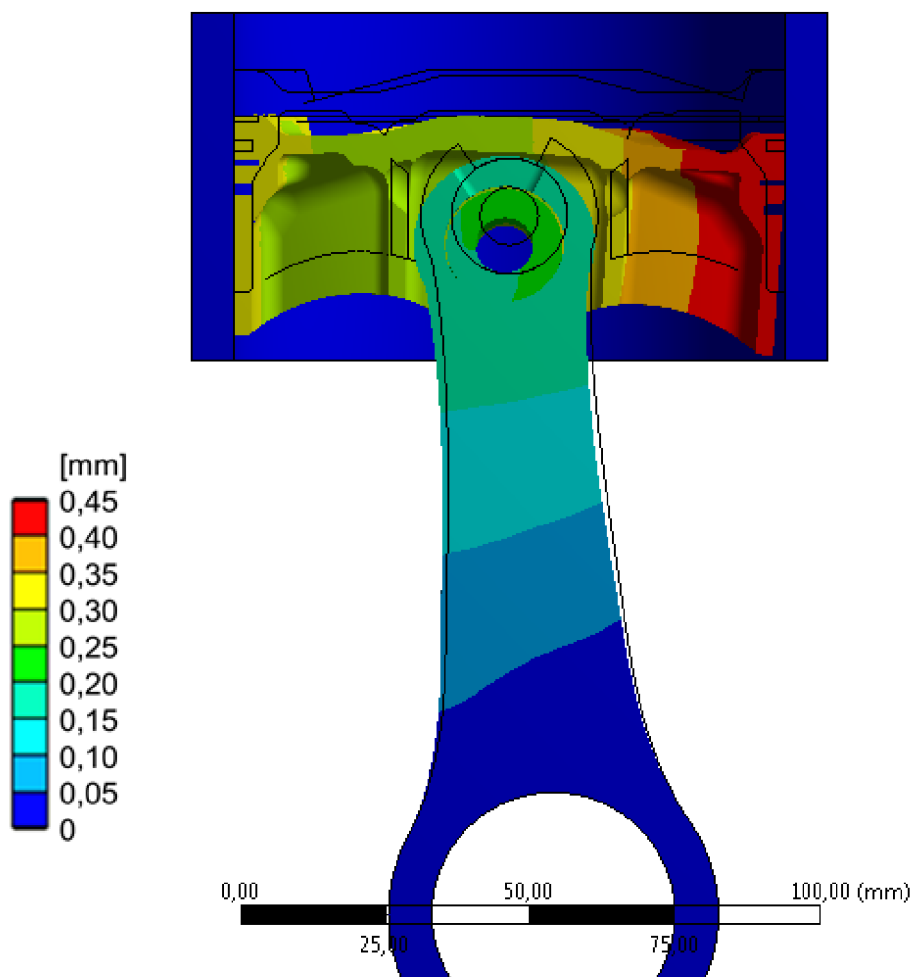


Obr. 47 Použité vazby a zatížení modelu

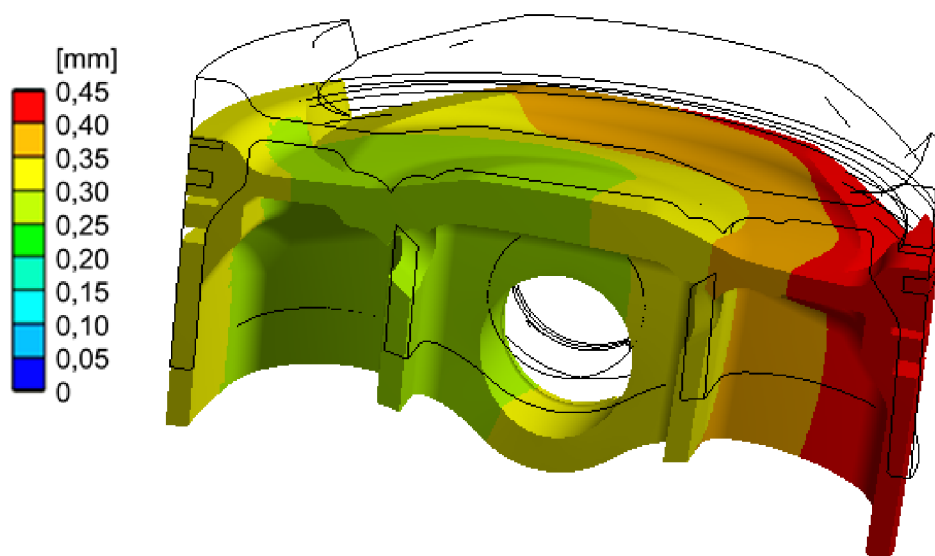
A- tlak 10,5 MPa; B- válcová vazba; C- pevná vazba, D- hmotný bod; E- zrychlení 2,165e7 mm.s⁻²

7.4.4 VÝSLEDNÉ DEFORMACE MODELU PŘI MAXIMÁLNÍM SPALOVACÍM TLAKU

Z charakteru deformace pístu je patrné, že přitlačením pístu boční silou na stěnu válce došlo k vymezení vůle, tudíž je na této straně omezená deformace oproti straně druhé. Na druhé straně (pravé) došlo k deformacím většího rozsahu. Zde však deformace nebyla omezena kontaktem stěny válce a pláště pístu, což je v tomto případě velmi dobré.



Obr. 48 Celkové deformace při zatížení maximálním spalovacím tlakem



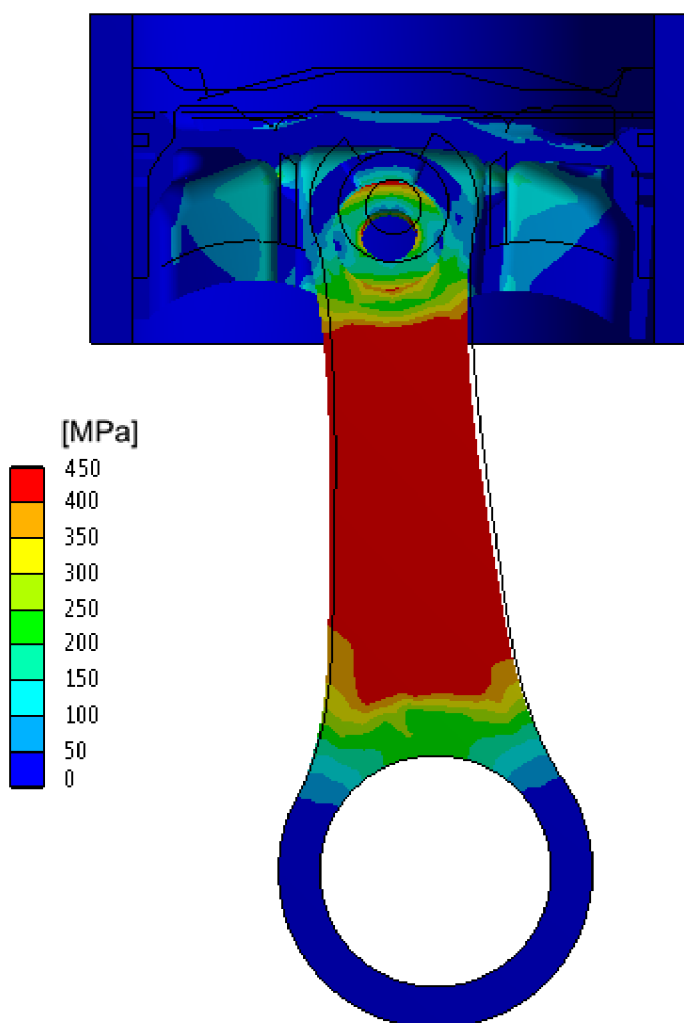
Obr. 49 Celkové deformace při zatížení maximálním spalovacím tlakem



7.4.5 VÝSLEDNÁ NAPĚTÍ V MODELU PŘI MAXIMÁLNÍM SPALOVACÍM TLAKU

Z výpočtu vyplývá, že nejvíce namáhána je ojnice, jejíž analýza není předmětem této diplomové práce. Proto jsem upravil škálu napětí pouze pro potřeby pístu.

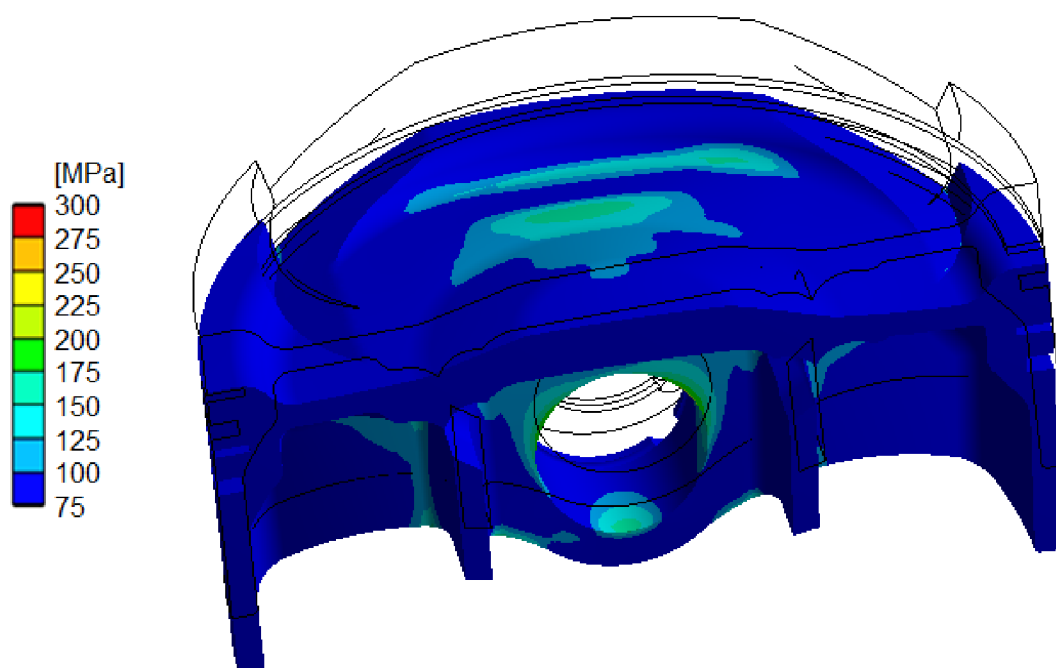
Dovolená napětí pro materiál MAHLE 124P jsou: Mez kluzu 280-340 MPa při teplotě 20 °C. (Mez pevnosti je 300-370 MPa.) Ovšem tato pevnost materiálu značně klesá s rostoucí teplotou.



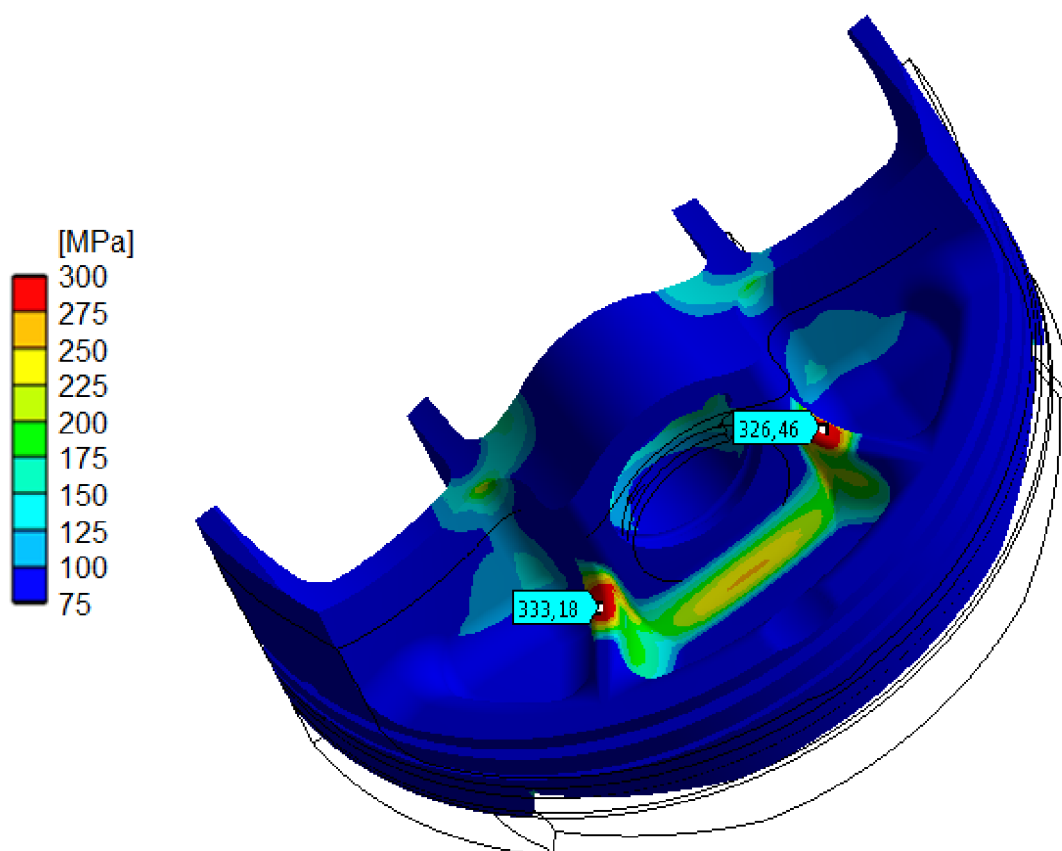
Obr. 50 Redukované napětí von-Mises při zatížení maximálním spalovacím tlakem

Vysoká napětí vyšla na hranách nálitků pro pístní čep, ta však nejsou směrodatná, protože je zde hrana, na které vypočítaná napětí nejsou reálná. Nejvyšší napětí vyšla v zaobleních na žebrech pístu. V těchto místech odpovídá teplota pístu teplotě oleje, ta činí 120 °C. Příručka Mahle uvádí pro použitou slitinu mez kluzu při teplotě 150 °C je 230-280 MPa. Z toho vyplývá, že žebra by měla být v těchto místech zpevněna.

Dalšími silně namáhanými místy jsou přechodové plochy dna pístu a nálitků pro pístní čep, jak je vidět na obrázku 52. Zde by bylo vhodné upravit poloměr této přechodové plochy.



Obr. 51 Redukované napětí von-Mises při zatížení maximálním spalovacím tlakem

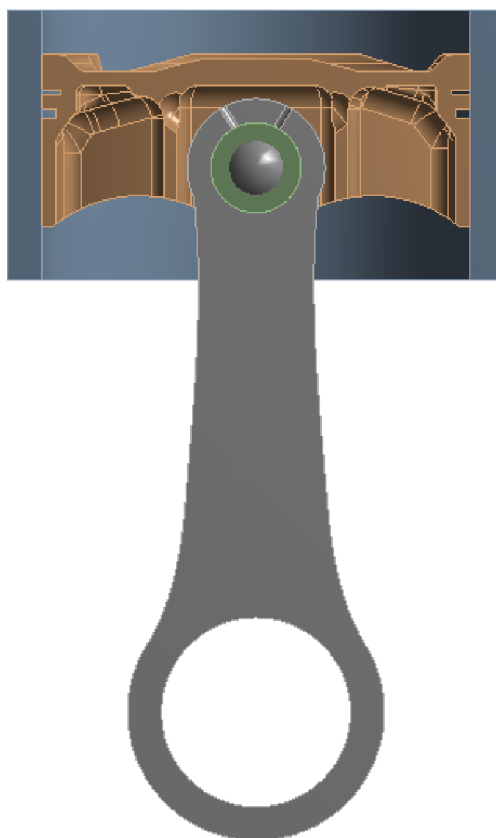


Obr. 52 Redukované napětí von-Mises při zatížení maximálním spalovacím tlakem



7.5 FEM SIMULACE PRO STAV MAXIMÁLNÍHO ZRYCHLENÍ PÍSTU – VÝMĚNA NÁPLNĚ VÁLCE

Samotný model zůstává při simulaci maximálního zrychlení v podstatě stejný. Rozdíl je v úhlu odklonu ojnice. V tomto případě je osa ojnice totožná s osou válce, tedy úhel odklonu ojnice je nulový. Zůstal i hmotný bod nahrazující posuvné části ojnice a hmotnost pístních kroužků, stejně tak materiály jednotlivých komponent.

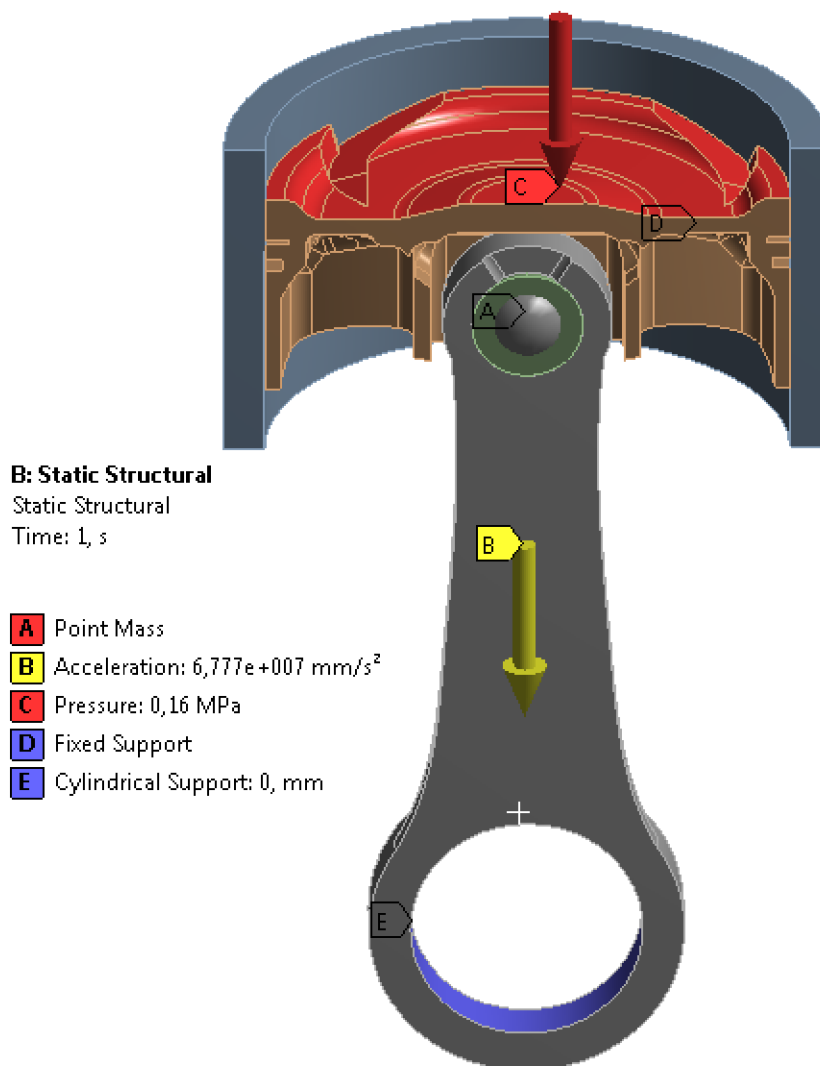


Obr. 53 Model pro FEM analýzu při výměně náplně válce

Kontakty mezi tělesy jsou rovněž totožné se zátěžným stavem při maximálních spalovacích tlacích.

Vysíťování modelu jsem zvolil stejné, protože se ukázalo, že je vyhovující, tedy metodu Hex-dominant. Nejjemnější je síť pístu, velikost prvků 1 mm, pro ostatních částí byla použita síť hrubší, stejně jako v předchozím případě. Pro pístní čep jsem zvolil velikost prvku 2 mm, pro ojnici 4 mm a pro vložku válce 3 mm.

Rozdíl nastal v zatížení pístu. Při tomto stavu nepůsobí boční síla na píst. Původně jsem počítal s boční silou o velikosti $F_n=1$ N, aby byly vymezeny vůle ve vazbách, ale ukázalo se, že výpočet konverguje i bez boční síly. Bylo zde nastaveno maximální zrychlení pístní skupiny $a_2=67\,770$ m.s⁻² a hodnota tlaku plynů nad pístem odpovídá plnicímu tlaku turbodmychadla tedy 1,6 bar.

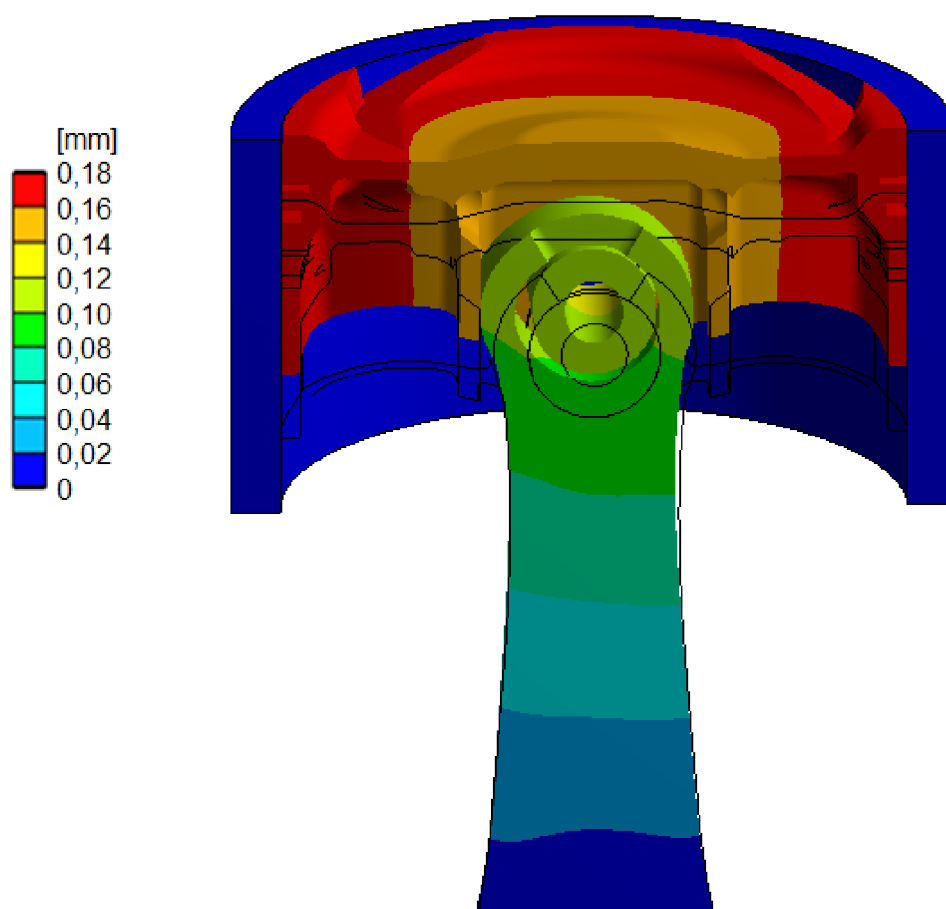


Obr. 54 Zatížení pístu při maximálním zrychlení

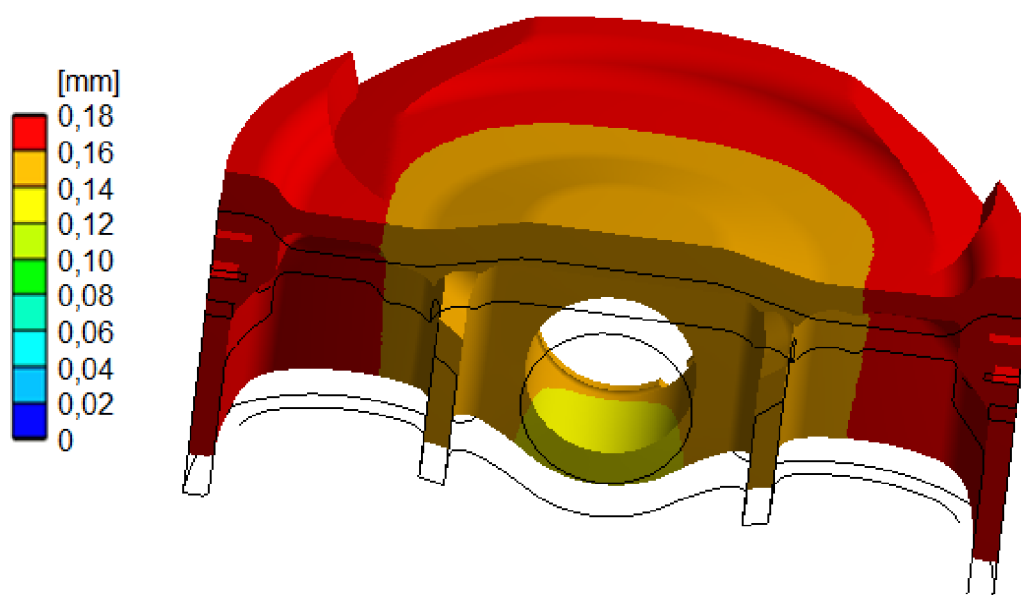
A- hmotný bod; B- zrychlení 6,777e7 mm.s⁻²; C- tlak 0,16 MPa; D- pevná vazba, E- válcová vazba

7.5.1 VÝSLEDNÉ DEFORMACE MODELU PŘI MAXIMÁLNÍM ZRYCHLENÍ PÍSTNÍ SKUPINY

Výsledná deformace vyšla jako rovnoměrně rozložená. Přestože byl tento výsledek očekáván, je to velmi dobré. Velikost plastické deformace je malá v porovnání s předchozím zátěžovým stavem od maximálního tlaku plynů, proto není nutné se jí v tomto zátěžovém stavu dále zabývat.



Obr. 55 Výsledné deformace při maximálním zrychlení pístu.



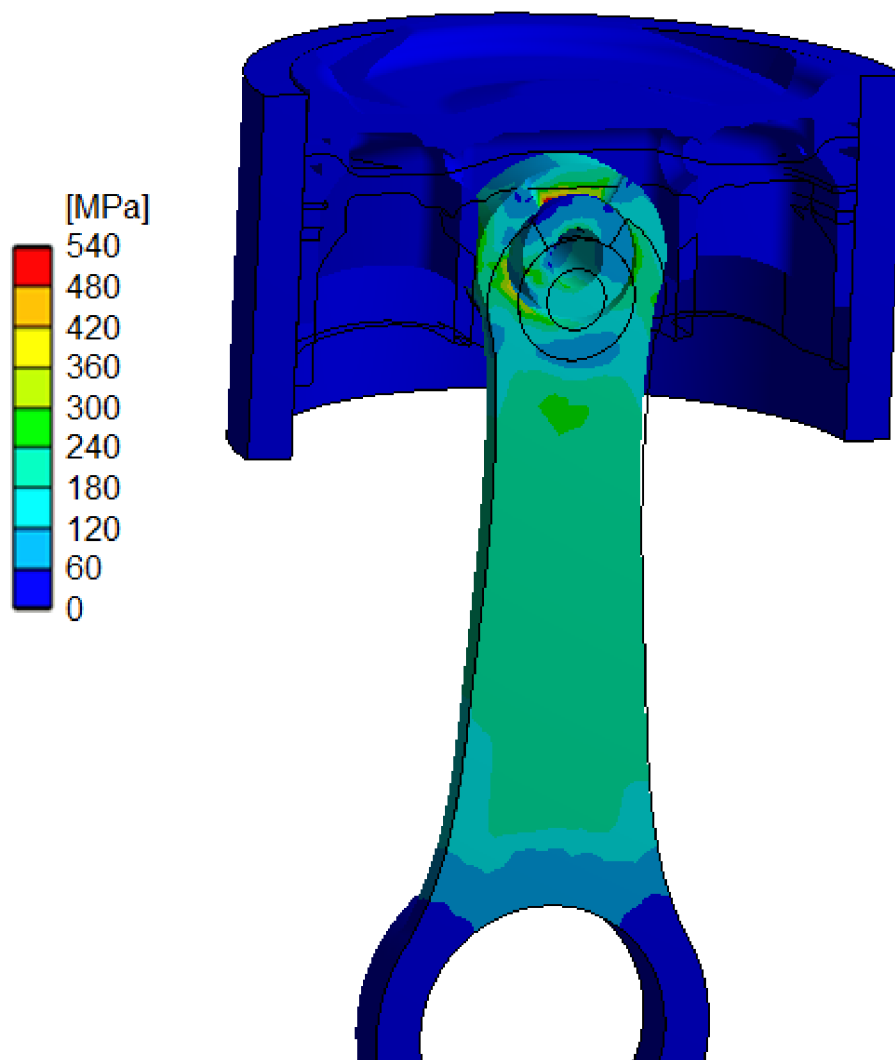
Obr. 56 Výsledné deformace při maximálním zrychlení pístu.



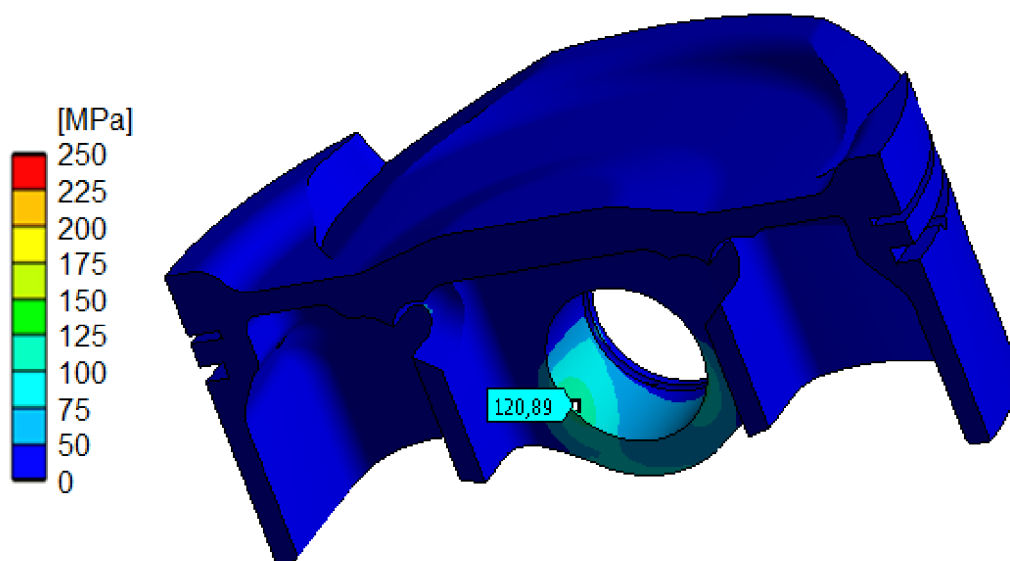
7.5.2 VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ V MODELU PŘI MAXIMÁLNÍM ZRYCHLENÍ PÍSTNÍ SKUPINY

Ze simulace vyšlo, že zatěžující účinky maximálního zrychlení pístu při výměně náplně válce nejsou tak vysoké, jak jsem předpokládal. Zde jsou nejvíce namáhány spodní části nálitků pro pístní čep, kde je maximální redukované napětí 121 MPa. Dalšími namáhanými místy jsou přechodové poloměry na žebrech pístu, kde redukované napětí 69 MPa. Obě tyto hodnoty jsou dle použitého materiálu vyhovující i bychom brali v potaz únavu materiálu, protože teplota v těchto místech nepřekračuje 120 °C. Mez únavy použitého materiálu je 90-120 MPa při 150 °C.

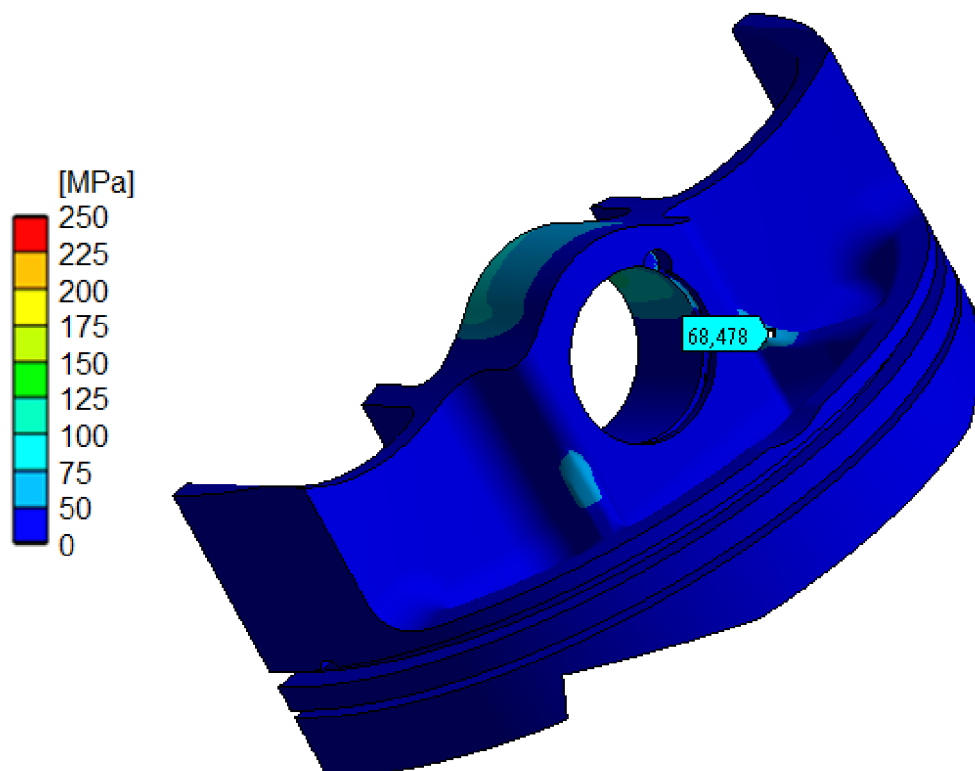
Z této simulace vyplývá, že tento zátěžný stav nepřináší tak vysoké hodnoty z hlediska mechanického namáhání pístu a proto bych se zaměřil pouze na stav při maximálních spalovacích tlacích motoru.



Obr. 57 Redukovaná napětí von-Mises sestavy při zatížení pístu maximálním zrychlením



Obr. 58 Redukovaná napětí v pistu zatíženého jeho maximálním zrychlením



Obr. 59 Redukovaná napětí v pistu zatíženého jeho maximálním zrychlením



7.6 NÁVRHY NA ŘEŠENÍ NEVYHOVUJÍCÍCH ČÁSTÍ PÍSTU

Píst je nutné upravit, aby bylo docíleno snížení koncentrace napětí ve výše uvedených částech geometrie. Jedná se především o žebra vyztužující dno pístu po stranách nálitků pro pístní čep. Preferovaným řešením by bylo zvětšení poloměru přechodu žebra do nálitku pístního čepu, případně tloušťka žebra. Alternativně by se dalo uvažovat o použití materiálu s vyšší mezí kluzu.

Druhým nevyhovujícím místem jsou zaoblení paty nálitků pro pístní čep. Zde by bylo vhodné rovněž navrhnout větší poloměr zmíněného přechodu vedoucí ke snížení koncentrace napětí.

7.7 MOŽNOSTI VÝVOJE PÍSTU VEDOUcí KE ZPŘESNĚNÍ A OPTIMALIZACI NÁVRHU

Z provedené mechanické analýzy pístu vyplývá, že je možné píst odlehčit v místech nízkého namáhání, v případě že dané plochy nejsou funkční, jako například vnější plochy nálitků pro pístní čep, či zmenšení poloměru zaoblení přechodové plochy mezi korunou pístu a žebrem vyztužujícím plášť pístu.

Pro větší přesnost výpočtu je nutné zahrnout vliv únavových parametrů, které na píst působí kvůli cyklickému charakteru namáhání pístu.

Dalším vhodným krokem je využití tepelné analýzy. Vhodným nastavením teplotních podmínek zatěžujících píst získat rozložení teplot v materiálu pístu. Píst tepelně zatížit a na základě změny jeho vnějších rozměrů navrhnout boční křivku pístu a jeho ovalitu. Tento píst pak znovu zatížit už nejen mechanicky, ale současně i tepelně a zjistit tak napětí zatěžující píst a takto optimalizovat jeho tvar i hmotnost.

Pro přesnější výsledky v místech, kde jsou napětí nereálně vysoká, jedná se především o některé hrany, je vhodné tyto hrany nahradit malými poloměry a v těchto místech nastavit jemnější síťování modelu.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout píst a provést jeho mechanickou analýzu pro turbodmychadlem přepřínovaný motor Husqvarna FE 501 využívaný jako pohonná jednotka monopostu Dragon 6 týmem TU Brno Racing účastnícího se světové soutěže Formula Student. Právě potřeby zmíněného týmu a prostředí soutěže Formula Student poskytly nezbytně nutné vstupní parametry a okrajové podmínky na základě kterých jsem mohl spočítat hodnoty jednotlivých zatížení pístu nezbytné pro následující FEM analýzu.

Vytvořil jsem 3D návrh pístu, ve kterém jsem zohlednil nové požadavky a provozní podmínky. Upravil jsem dno pístu pro změnu kompresního poměru, nálitky jsem přizpůsobil použití pístního čepu o vyšším průměru a použití kratší ojnice s ohledem na zachování výšky antidetonační šterbiny. V neposlední řadě jsem píst přizpůsobil markantnímu nárůstu spalovacího tlaku a maximálních otáček motoru.

Nový návrh pístu jsem zatížil v rámci mechanické analýzy v programu ANSYS Workbench reálnými podmínkami. Provedl jsem pro dva nejvýznamnější zátěžové stavy pístu; tedy pro stav maximálního spalovacího tlaku, kdy na píst působí nejvyšší síla od tlaku plynů i nevyšší boční síla a pro stav maximálních otáček motoru při výměně náplně válce, kdy na píst působí největší zrychlení.

Získané poznatky mechanické FEM analýzy jsem zhodnotil a navrhl úpravy pro další zlepšení navrženého pístu. Samotný návrh pístu vyžaduje jen malé úpravy, jako jsou zvětšení přechodových poloměrů vedoucí ke snížení napětí.

Vysoká napětí vyšla v zaobleních výstužných žeber pístu v přechodu do nálitku pístního čepu. Při analýze maximálního tlaku zde vyšla maximální redukovaná napětí 333 MPa. Teplota žeber v těchto místech odpovídá teplotě oleje, tedy 120 °C. Dle příručky Mahle je mez kluzu použité slitiny při 150 °C 230 až 280 MPa. Tyto místa jsou sice namáhána tlakem, což je méně závažné, než při namáhání tahem, ale i tak je nutné tyto místa zpevnit, nejlépe zvětšit přechodový poloměr. Při zatížení pístu maximálním zrychlením vyšla napětí v těchto přechodech pouze 69 MPa, z hlediska tohoto zátěžového stavu vyhovují.

Vysoká napětí vyšla i v zaoblení paty nálitku pro pístní čep. Napětí zde dosáhlo hodnoty 260 MPa, proto i zde je nutné zvětšit přechodový poloměr a tak docílit snížení napětí v těchto místech.

Při zatížení pístu maximálním zrychlením vyšla nejvyšší napětí ve spodní části nálitku pro pístní čep. Zde dosáhla hodnoty 121 MPa, což je s ohledem na použitý materiál a provozní teploty vyhovující.

Zátěžový stav při maximálním zrychlením pístu vyšel podstatně méně nebezpečný, než zátěžový stav od maximálního tlaku plynů, proto postačí se při dalším vývoji pístu zabývat jen stavem maximálního tlaku.

Naopak v některých místech pístu nastala velmi malá napětí. Například na vnějších plochách nálitků pro pístní čep, kde napětí nepřekročilo hodnotu 30 MPa, stejně tak přechodové plochy mezi korunou pístu a žebrem vyztužujícím plášť pístu, či na některých místech koruny pístu. V těchto místech je naopak možné materiál odebrat a píst tak odlehčit.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, J. Vozidlové motory, Studijní opory [online]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovaci%20motory%202005.pdf>
- [2] HONIG, Vladimír; MILER, Petr; HROMÁDKO, Jan. Bioetanol jako inspirace do budoucna. Listy cukrovarnické a řepařské. 2008, 7-8, s. 203-206.
- [3] KVASNÝ LÍH V MOTOROVÝCH PALIVECH V ČESKÉ REPUBLICE, doc. Ing. Josef Laurin, CSc., Technická univerzita v Liberci. Dostupné z: <http://docplayer.cz/7099531-Kvasny-lih-v-motorovych-palivech-v-ceske-republice.html>
- [4] MACEK, Jan. Spalovací motory I. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [5] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů. díl 1. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [6] VLK, František. Automobilová technická příručka. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [7] RAUSCHER, J., Spalovací motory, Studijní opory VUT v Brně, 2005.
- [8] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. II. Vyd. 1. Praha: Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury; Alfa, vydavatelství technické a ekonomické literatury, 1983.
- [9] MAHLE GMBH (ED.). Pistons and engine testing with 20 tables. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN 9783834815903.
- [10] VONDRÁK, A. Spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [11] HUSQVARNA MOTORCYCLES. *FE 501 2014* [online]. 2014 [cit.7.12.2015]. Dostupné z WWW: <<http://www.husqvarna-motorcycles.com/enduro/fe-501.html>>.
- [12] BŘEČKA, L. Čtyřdobý motor pro malý motocykl. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 124 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher, CSc.
- [13] JADRNÝ, Jan. Výpočtový model vyvažovací jednotky řadového pětiválcového motoru v multi-body systému. Brno, 2008. 65 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [14] Ústav konstruování [online]. 2006 [cit. 2016-05-03]. Síly od tlaku plynů. Dostupné z WWW: <<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/sily.jpg>>.
- [15] PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L. Hnací ústrojí – Kinematika centrálního klikového mechanismu. Prezentace prezentována: [Přednášky QHL UADI, zimní semestr 2015]



- [16] ZATLOUKAL, L. Odlehčení ojnice vznětového řadového čtyřválce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [17] SVS FEM s.r.o. | *FEM Specialista pro ANSYS, LS-DYNA, CFD, Fluent.* [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z WWW: <<https://www.svsfem.cz/content/produkty-firmy-ansys-inc>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| μ | [-] | Poissonovo číslo |
| a | [m.s ⁻²] | zrychlení pístu |
| a_1 | [m.s ⁻²] | zrychlení pístní skupiny při maximálním tlaku |
| a_2 | [m.s ⁻²] | maximální zrychlení |
| a_I | [m.s ⁻²] | I. harmonická složka zrychlení pístu |
| a_{II} | [m.s ⁻²] | II. harmonická složka zrychlení pístu |
| d | [mm] | průměr pístního čepu |
| D | [mm] | vrtání válce |
| d_A | [mm] | průměr horního oka ojnice |
| d_B | [mm] | průměr spodního oka ojnice |
| E | [Pa] | Youngův modul |
| F_c | [-] | výsledná síla na píst |
| F_n | [N] | boční síla na píst |
| F_p | [N] | síla od tlaku plynů |
| F_{P1} | [N] | síla od tlaku plynů při maximálním tlaku |
| F_{P2} | [N] | síla od tlaku plynů při maximálním zrychlení |
| $F_{p_{max}}$ | [N] | maximální síla od tlaku plynů |
| F_{R1} | [N] | boční síla při maximálním tlaku |
| F_{R2} | [N] | boční síla při maximálním zrychlení |
| F_s | [N] | setrvačná síla |
| g | [m.s ⁻²] | gravitační zrychlení |
| J | [kg.m ²] | moment setrvačnosti k nové ose |
| J_T | [kg.m ²] | moment setrvačnosti v ose procházející těžištěm |
| l | [mm] | délka ojnice |
| L | [mm] | vzdálenost mezi body A a B |
| l_k | [mm] | vzdálenost těžiště od bodu K |
| l_p | [mm] | vzdálenost těžiště od bodu P |
| m | [kg] | hmotnost tělesa |
| M_k | [N.m] | točivý moment |
| m_K | [kg] | hmotnost ojnice v bodě K |
| m_{oj} | [kg] | hmotnost ojnice |
| m_{op} | [kg] | redukovaná hmotnost posuvné části ojnice |



| | | |
|---------------|-----------------------|---|
| m_{or} | [kg] | redukována hmotnost rotační části ojnice |
| m_p | [kg] | hmotnost ojnice v bodě P |
| m_{ps} | [s ⁻¹] | hmotnost pístní skupiny |
| m_T | [kg] | hmotnost ojnice v těžišti |
| n_{1max} | [min ⁻¹] | maximální otáčky motoru |
| P | [kW] | maximální výkon |
| p | [Pa] | tlak plynů |
| p_{max} | [Pa] | maximální spalovací tlak |
| p_{pl} | [Pa] | plnicí tlak |
| r | [mm] | poloměr kliky |
| r | [mm] | poloměr kliky |
| r_T | [mm] | vzdálenost osy rotace od těžiště |
| s | [m] | dráha pístu |
| S | [m ²] | plocha pístu |
| s_I | [m] | I. harmonická složka dráhy pístu |
| s_{II} | [m] | II. harmonická složka dráhy pístu |
| T | [s] | perioda harmonického kmitu |
| v | [m.s ⁻¹] | rychlost pístu |
| v_I | [m.s ⁻¹] | I. harmonická složka rychlosti pístu |
| v_{II} | [m.s ⁻¹] | II. harmonická složka rychlosti pístu |
| V_k | [cm ³] | kompresní objem |
| V_z | [cm ³] | zdvihový objem |
| z | [mm] | zdvih |
| α | [°] | úhel natočení klikového hřídele |
| β | [°] | výkyv ojnice |
| ε | [-] | kompresní poměr |
| λ | [-] | klikový poměr |
| ρ | [kg.m ⁻³] | hustota |
| ω | [s ⁻¹] | úhlová rychlost otáčení klikového hřídele |