



# 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

# APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO PALIVOVÉHO SYSTÉMU NA VZNĚTOVÝ MOTOR

THE HIGH PRESSURE FUEL SYSTEM APPLICATION FOR CI-ENGINE

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Ševčík

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

BRNO 2018

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Ondřej Ševčík**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Radim Dundálek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

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:

### **Aplikace vysokotlakého palivového systému na vznětový motor**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Dle zadaných požadavků prošetřete zástavbu komponentů nově aplikovaného vysokotlakého palivového systému na čtyřválcový vznětový motor. Navrhněte případné úpravy stávajících součástí a výsledky prezentujte pomocí kontrolních výpočtů. Vytipujte vhodné komponenty nízkotlaké části a proveďte návrh vysokotlakého vstřikovacího potrubí včetně uchycení vstřikovače.

#### **Cíle diplomové práce:**

Získání přehledu o aktuálních i vývojových trendech zadané problematiky. Návrh nového konstrukčního řešení, provedení příslušných výpočtů a vytvoření nové výkresové dokumentace.

#### **Seznam doporučené literatury:**

MERKER, G.; TEICHMANN R. Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014 [cit. 2015-08-29]. 7. Auflage, 1154 S. ISBN 978-3-658-03195-4. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658031947>.

BRAESS, H.; SEIFFERT U. Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013 [cit. 2015-09-07]. 7. Auflage, 1311 S. ISBN 978-3-658-01691-3. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658016906>.

REIF, K. Diesel Engine Management. Systems and Components [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014 [cit. 2015-10-15]. 1. Auflage, 370 S. ISBN 978-3-658-03981-3. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658039806>.

ŠMERDA, T.; ČUPERA J.; FAJMAN M. Vznětové motory vozidel: biopaliva, emise, traktory. Brno: CPress, 2013, 136 s. ISBN 978-80-264-0160-5.

MTZ - Motortechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 1939-. ISSN: 0024-8525.

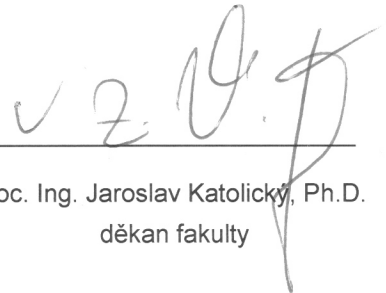
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 30. 10. 2017



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



---

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

## ABSTRAKT

Tato práce si klade za cíl vytvořit návrh nového konstrukčního řešení vysokotlakého palivového systému pro vznětový motor. Návrh se odvíjel od požadavků zadavatele, tedy společnosti Zetor. Byl vybrán palivový systém Common Rail od firmy Bosch. Dílčím úkolem bylo vytipování vhodných komponent nízkotlaké části, konstrukční návrh odpadního systému paliva a vysokotlakého vstřikovacího potrubí včetně uchycení vstřikovače. Vzhledem k použitým vstřikovačům bylo nutností navrhnout nové ventilové víko hlavy válců a systém přívodu vodičů z vnější strany motoru ke vstřikovačům. Práce je zejména soustředěna na konstrukční návrh uchycení vstřikovače. Vstřikovač je uchycen šroubovým spojem, jehož součástí šroub a třmen vstřikovače jsou podrobeny analytickým výpočtům. Třmen vstřikovače je navíc analyzován pomocí metody konečných prvků s ohledem na jeho únavovou životnost. Nakonec je zpracována výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

zetor, vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník, hlava válců, ventilové víko, třmen, spalovací tlak, cyklické namáhání, Creo, ANSA, MKP, APDL, metoda konečných prvků, konečnoprvková síť, únavové namáhání

## ABSTRACT

This thesis focuses on the design of new high pressure injection system application on diesel engine. The design came from company Zetor's demands. For this application was chosen system Common Rail supplied by company Bosch. Assignment was separated into several tasks. Research of suitable components for low pressure section, design of waste system and high pressure injection tubes design including injector clamping. Due to injectors used in this system was necessary to redesign cover for valves and even new system to lead wires from outside of the engine to injectors. Injector is attached by screw connection, which is composed from screw and clamping jaw. These parts are subjected to an analytic calculations. Clamping jaw of injector is even subjected to a FEM analysis, which focuses on fatigue life. Finally, the drawings were documented.

## KEYWORDS

Zetor, injector, high pressure pump, pressure accumulator, cylinder head, valves cover, clamping jaw, combustion pressure, cyclic stress, Creo, ANSA, FEM, APDL, finite element method, finite element mesh, fatigue life

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠEVČÍK, O. *Aplikace vysokotlakého palivového systému na vznětový motor*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 103 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D..

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Ondřej Ševčík

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svým rodičům za významnou podporu při studiu. Děkuji vedoucímu své diplomové práce, panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za cenné rady a konzultace, které mi umožnily zpracovat tuto diplomovou práci. Dále bych chtěl poděkovat členům vývoje motorů ve společnosti Zetor za jejich cenné rady. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Kamilu Řehákovi a panu doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za cenné rady při výpočtech deformačně napěťové analýzy třmene vstřikovače a jeho únavovému porušování.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Přehled o problematice .....	10
1.1 Vstřikovací systém common rail .....	10
1.2 Přívod vodičů ke vstřikovačům .....	16
1.3 Emisní testy ve společnosti Zetor .....	19
1.4 Šroubové spojení s předpětím .....	20
1.5 Únavová životnost třmenu vstřikovače .....	26
2 Konstrukční návrh .....	30
2.1 Hlava válců .....	31
2.2 Aplikace vysokotlakého palivového systému .....	51
2.3 Aplikace nízkotlakého palivového systému .....	54
3 Výpočet šroubového spoje .....	57
3.1 Zatížení šroubového spoje .....	58
3.2 Kontrola šroubového spoje na otláčení .....	60
3.3 Výpočet tuhostí spojovacích a spojovaných součástí .....	62
3.4 Únavové poškozování šroubového spoje .....	64
4 Počítačová simulace .....	66
4.1 Model geometrie .....	66
4.2 Materiálové vlastnosti .....	69
4.3 Okrajové podmínky .....	70
4.4 Konečnoprvková síť .....	73
4.5 Výsledky deformačně napěťové analýzy .....	75
5 Optimalizace třmenu vstřikovače .....	78
5.1 Optimalizace 1 .....	78
5.2 Optimalizace 2 .....	80
5.3 Optimalizace 3 .....	83
5.4 Optimalizace 4 .....	85
5.5 Aplikace finální verze třmenu na redukovanou hlavu válců .....	89
Závěr .....	96
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	99
Seznam příloh .....	103



## ÚVOD

Vývoj vznětových traktorových motorů jde stále kupředu. Proto se již od zastaralých palivových systémů upustilo. Na motorech Zetor jsou stále aplikovány systémy s řadovým vstřikovacím čerpadlem s mechanickou či elektronickou regulací od společnosti Motorpal. Trendem dnešních traktorových motorů je systém common rail. Proto se společnost Zetor rozhodla k aplikaci vysokotlakého palivového systému common rail od firmy Bosch na jeden ze svých vznětových motorů.

Předkládaná diplomová práce se zabývá návrhem nového konstrukčního řešení vysokotlakého palivového systému pro vznětový motor. Jedná se o aplikaci systému na sériově vyráběný motor. S ohledem na rozpočet projektu je konstrukční návrh omezen příslušnými požadavky. Jedním z nich je co možná nejmenší zásah do dosavadního řešení, dosažitelnost použitých komponent a jednoduchá sériová výroba. Některé ze stávajících komponent budou upraveny, jiné budou navrženy nově. Významnou částí bude návrh šroubového spoje pro uchycení vstřikovače, kterému bude předcházet analytický výpočet jeho statického a dynamického zatěžování. Třmen vstřikovače bude následně navrženo tak, aby vyhovoval z hlediska únavového poškození. Pro tuto analýzu bude využito analytického výpočtu na základě hodnot získaných pomocí metodou konečných prvků. Návrh konstrukčního řešení bude následně doplněn o výkresovou dokumentaci.

# 1 PŘEHLED O PROBLEMATICE

Tato práce se zabývá příslušenstvím vznětového traktorového motoru Zetor. Dosavadní traktorové motory Zetor užívají vstřikovacích systémů vyvíjených společností Motorpal, poslední používanou technologií je systém VERMI (very electrical system Mi). Ten dokáže plnit požadované emisní normy, avšak jeho provozní vlastnosti nejsou pro potřeby společnosti Zetor do budoucna dostačující. Z toho důvodu bylo přistoupeno k aplikaci vysokotlakého palivového systému od společnosti Bosch. Hlavním cílem práce bylo konstrukčně navrhnout třmen vstřikovače a jeho následné posouzení vůči únavovému poškození. K tomu se váže také výpočet šroubového spoje, zejména kontrola šroubu na otlacení a únava spoje. Problémem, zjištěným při umístování vstřikovačů, byla také zástavba víka ventilů. Proto byl navrhnout nový odlitek ventilového víka.

## 1.1 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM COMMON RAIL

*„Požadavky na nižší spotřebu paliva, malý obsah škodlivých látek ve spalinách a na tišší chod motoru kladou vysoké nároky na motor a vstřikovací soustavu. Tyto nároky mohou splnit jen vstřikovací systémy, které jsou schopny zajistit vysoký vstřikovací tlak nutný pro jemné rozprášení paliva v trysce, velmi přesné dávkování vstřikovaného množství, přesný průběh vstřikování a rovněž pilotní vstříky. Nároky na vstřikovací systémy vznětových motorů se neustále zvyšují. Vyšší tlaky, rychlejší spínací časy a pružné přizpůsobení průběhu vstřiku provoznímu stavu motoru činí vznětový motor úsporným, čistým a výkonným.“ [1]*

Tento systém je dodáván několika společnostmi. Celkem jsou ve světě čtyři, mezi nimiž i firma Bosch a Liebherr. Společnost Liebherr dodává systémy zejména pro svou produkci stavebních strojů. S touto společností již byla ze strany firmy Zetor a.s. spolupráce ve vývojové sekci motorů, ale z jistých důvodů byla ukončena a proto byl hledán jiný dodavatel. Byla vybrána společnost Bosch se systémem Bosch Common Rail (CR).

*Provozní přednosti systému CR pro motory Zetor*

Výhodou je, že palivo je přesně dávkováno a v přesný okamžik odpovídající zatížení motoru. Pro daný jízdní režim je udržován přibližně stejný tlak v tlakovém zásobníku. Tento tlak je regulován regulačním ventilem railu podle aktuálního zatížení. Proto dochází k čistšímu a tiššímu spalování a ke zvýšení citlivosti na všechna zatížení a rychlost. Dále dochází k rozšíření pracovního rozsahu při nižším počtu otáček a v důsledku toho ke snížení spotřeby paliva [2]. Při nízkých otáčkách (cca 1000 min<sup>-1</sup>) motor dosahuje vyšších hodnot točivého momentu než s VERMI. Common Rail dává také možnost měnit předstřík pomocí map, kde u VERMI byl předstřík měněn naklápěním čerpadla.

### 1.1.1 ZPŮSOB ČINNOSTI SYSTÉMU CR

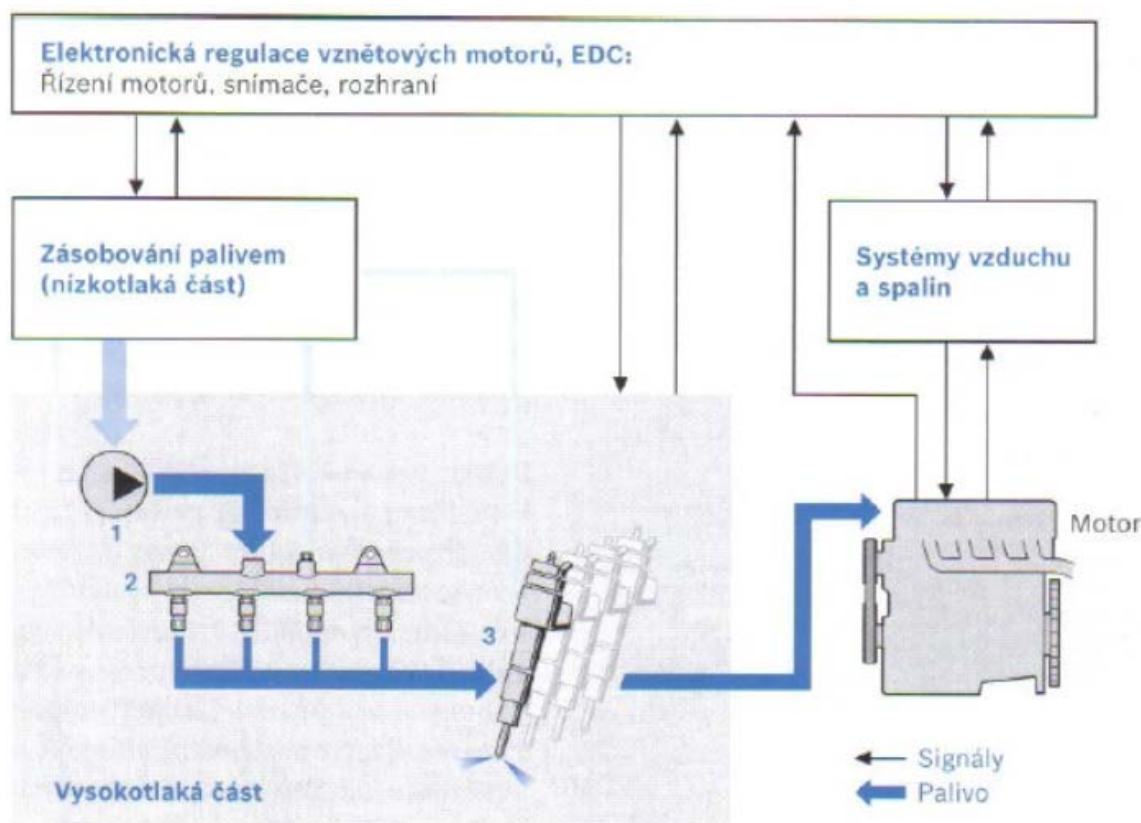
Hlavním prvkem systému je vstřikovač, který existuje ve dvou provedeních. Jedním z nich je vstřikovač s elektromagnetickým ventilem a od roku 2004 také piezoelektrický vstřikovač inline. Dalším důležitým prvkem je elektronická regulace (EDC), která slouží k řízení systému z hlediska emisní legislativy. Systém Common Rail je v současné době nejvíce používaný vstřikovací systém jak pro moderní rychloběžné vznětové motory pro osobní vozy, tak pro traktory. [1]

Jedná se o systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory s přímým vstřikem paliva (Direct-Injection, DI). [1]

System se skládá z:

- Nízkotlaká část s komponentami pro zásobování palivem
- Vysokotlaká část s komponentami vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník, vstřikovače a vysokotlaká palivová vedení
- Elektronická regulace vznětových motorů (EDC) se systémovými bloky snímačů, řídicí jednotka a akční členy

Vstřikovače obsahují ventil s rychlým spínáním, elektromagnetický akční člen nebo piezoelektrický člen, který otvírá a zavírá vstřikovací trysku, průběh vstřiku řízen jednotlivě pro každý válec. [1]



Obr. 1- 1 Systémové bloky řízení motoru se vstřikováním Common Rail [1]

Pozn.: 1- vysokotlaké čerpadlo, 2 – vysokotlaký zásobník, 3 - vstřikovače

Pro systém Common Rail je charakteristickým znakem, že systémový tlak může být nastaven v závislosti na provozním stavu motoru. Tlak se nastavuje pomocí regulačního tlakového ventilu nebo pomocí dávkovací jednotky.

Vytváření tlaku a vstřikování je u vstřikování s vysokotlakým zásobníkem Common Rail odděleno. Vstřikovací tlak je vytvářen nezávisle na otáčkách motoru a vstřikované dávce. Existencí určitého objemu paliva v zásobníku je umožněno oddělené vytváření tlaku a vstřikování. Palivo umístěné v zásobníku je pod tlakem a je připraveno ke vstřikování. Vzhledem k nepřetržitému provozu vysokotlakého čerpadla poháněného motorem je vytvářen požadovaný vstřikovací tlak. [1]

### *Regulace tlaku*

Podle použití jsou používány různé způsoby regulace tlaku. Patří mezi ně regulace na straně vysokého tlaku, regulace množství na sací straně, dvojitý regulační systém. Regulace na straně vysokého tlaku je užívána u systémů osobních vozidel a umožňuje rychlé přizpůsobení tlaku v Railu při změnách zatížení. Regulací množství na sací straně je množství paliva stlačeného na vysoký tlak nižší, čímž je nižší také odebíraný výkon čerpadla. Mimo to je ve srovnání s vysokotlakou regulací snížena teplota paliva přitékajícího do nádrže zpětným palivovým potrubím. Dvojitý regulační systém je kombinací výhod těchto dvou variant.

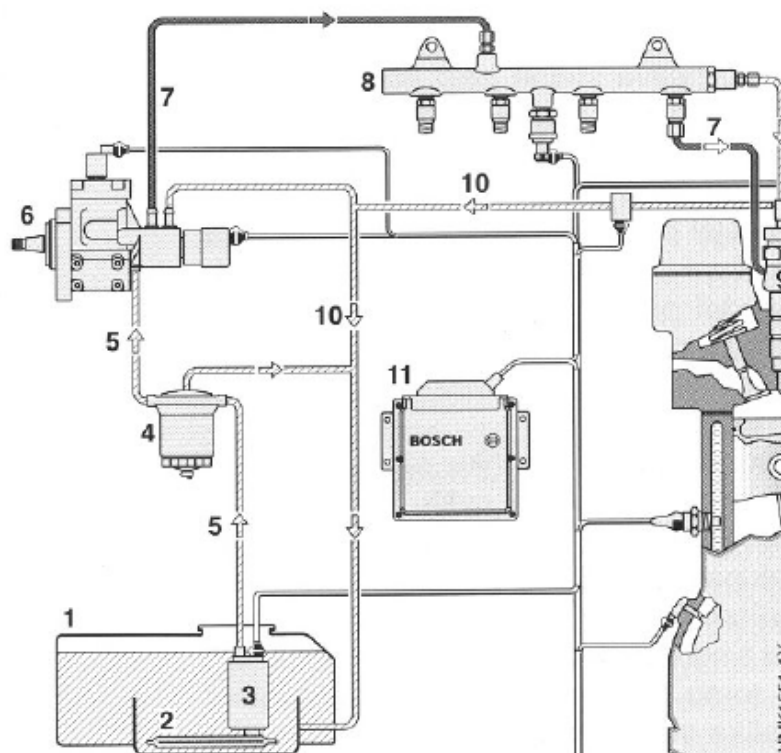
### *Vstřikování*

Vstřikovače vstřikují palivo přímo do spalovacího prostoru motoru. Z railu jsou vstřikovače zásobovány krátkým vysokotlakým palivovým potrubím. Řídící jednotka motoru řídí spínací ventil integrovaný ve vstřikovači tím, že otevírá a zavírá vstřikovací trysku. Množství vstřikovaného paliva je určováno dobou otevření vstřikovače a systémovým tlakem. To je při konstantním tlaku přímo úměrné době sepnutí spínacího ventilu a tím nezávislé na otáčkách motoru případně čerpadla, tj. časové řízení vstřikování. Funkce vytváření tlaku a vstřikování jsou vzájemně odděleny, jedná se o nekonvenční vstřikovací systém. Tím se vstřikovací tlak dostane do pole charakteristik jako další volně volitelná veličina. Se systémem CR je umožněno při využití úvodních případně vícenásobných vstřiků dalšího poklesu emisí výfukových plynů a významného snížení hluku při spalování. Díky vícenásobnému ovládání spínacích ventilů vstřikovačů lze vytvořit až pět vstřiků na jeden vstřikovací cyklus. Rychlý konec vstřiku je zaručen uzavíráním jehly s hydraulickou podporou. [1]

### *Řídící jednotka*

Řídící jednotka získává potřebná data (vstupní signály) která vyhodnocuje a vypočítává synchronně se spalováním řídicí signály pro akční členy, kterými jsou například dávkovací jednotka, vstřikovače, ventil zpětného vedení spalin, regulátor turbodmychadla. Získává informace o poloze plynového pedálu, otáčkách a úhlu natočení klikové hřídele, tlaku v railu, plnicím tlaku; teplotě nasávaného vzduchu, chladicí kapaliny a paliva; hmotnosti nasávaného vzduchu, rychlosti jízdy atd. [1]

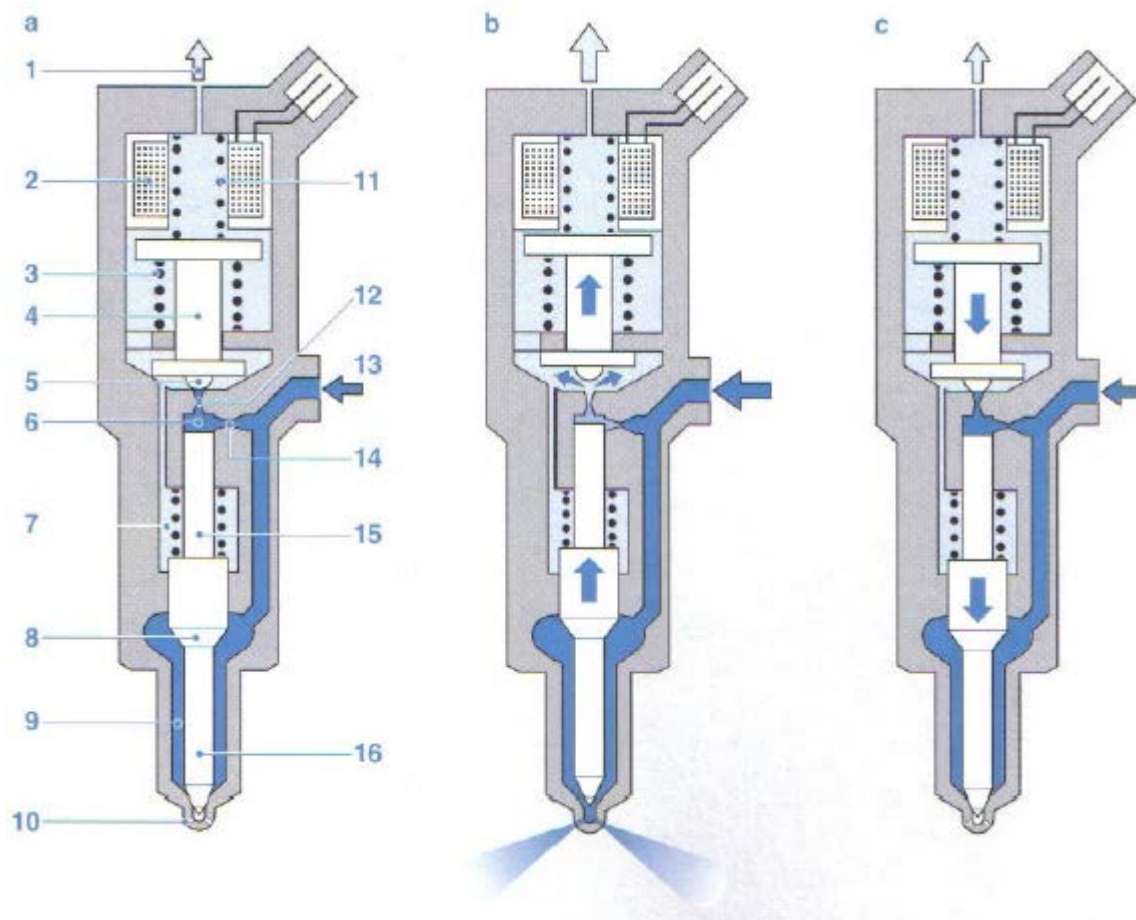
- 1 palivová nádrž
- 2 předčistič
- 3 podávací čerpadlo
- 4 palivový filtr
- 5 nízkotlaké palivové potrubí
- 6 vysokotlaké čerpadlo
- 7 vysokotlaké palivové potrubí
- 8 Rail
- 9 vstřikovač
- 10 zpětné palivové potrubí
- 11 řídicí jednotka



Obr. 1- 2 Palivový systém vstřikovacího zařízení Common Rail [3]

### 1.1.2 VSTŘIKOVAČE

Vstřikovače jsou poslední částí vysokotlakého okruhu palivových systémů u spalovacích motorů. Ke vstřikovačům jsou připevněna hradla, na která jsou napojena krátká potrubí vedoucí do vysokotlakého zásobníku. Se zásobníkem je spojeno vysokotlaké čerpadlo dalšími potrubími, touto cestou je dopravováno palivo od čerpadla ke vstřikovačům. Pro utěsnění vstřikovačů u spalovacího prostoru se používají měděné těsnící podložky. K hlavě válců jsou potom vstřikovače upevněny pomocí šroubového spoje třmenem vstřikovače. Specifickým znakem systému je, že vytváření vstřikovacího tlaku je nezávislé na otáčkách motoru a vstřikovaném množství. Počátek vstřiku a vstřikované množství jsou řízeny elektricky aktivovaným vstřikovačem. Součástí systému je systém elektronické regulace vznětového motoru (EDC). Pro tento systém jsou potřebné informace, které EDC získává pomocí snímačů. Snímače jsou nutné pro určení polohy klikové hřídele, polohy vačkové hřídele. Pro určení množství nasávaného vzduchu je potřebné čidlo škrtkové klapky, čidlo množství nasávaného vzduchu, čidlo tlaku v sacím potrubí. Jako zpětná vazba se používá lambda sonda. Korekci dávky paliva určují čidla teploty chladicí kapaliny, teploty oleje, teploty nasávaného vzduchu, tlaku paliva. Používanými vstřikovači jsou: vstřikovač s elektromagnetickým ventilem a vstřikovač s piezoelektrickým členem. Pro účely a nároky na traktorový motor Zetor byly použity vstřikovače s elektromagnetickým ventilem, proto bude dále popisován jen tento typ vstřikovačů. Vstřikovač s piezoelektrickým členem se využívá tehdy, když je požadováno většího počtu vstřiků na jeden cyklus, než umožňuje vstřikovač s elektromagnetickým ventilem.[1]



Obr. 1- 3 Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem (princip činnosti) [1]

Provozní stavy:

a – klidový stav, b – vstřikovač se otvírá, c – vstřikovač se zavírá

Popisky:

1 - zpětné palivové potrubí, 2 - cívka elektromagnetu, 3 - pružina přeběhu, 4 - kotva, 5 - kulička ventilu, 6 - řídicí prostor ventilu, 7 - pružina trysky, 8 - tlačné mezikruží jehly trysky, 9 - objem komory, 10 - vstřikovací otvor, 11 - pružina elektromagnetického ventilu, 12 - škrcení na odpadu, 13 - vysokotlaká přípojka, 14 - škrcení na přívodu, 15 - píst ventilu, 16 - jehla trysky; [1]

Tento typ vstřikovače pracuje na elektromagnetickém principu, kdy je pomocí konektoru přiváděn tzv. „přitahovací proud“ do cívky elektromagnetu. Tím dochází k nadzvednutí kotvy, čímž je způsobeno snížení tlaku v řídicím prostoru ventilu. Tlak v objemové komoře pak nazvedává jehlu trysky a tak dochází ke vstřiku paliva do spalovacího prostoru. [1]

Mezi hlavní části vstřikovače patří vstřikovací trysky, které jsou u systému common rail součástí vstřikovačů. Na vstřikovací trysky jsou kladeny velké nároky, jejich přesnost a odolnost vůči mechanickému a tepelnému namáhání způsobených spalovacím procesem. Na vstřikovací trysky působí tlak až 250 MPa. Tlak se v provozu neustále mění a tím dochází k cyklickému namáhání nejen vstřikovací trysky.

### 1.1.3 TŘMENY VSTŘIKOVAČŮ

Třmeny zajišťují polohu vstřikovačů tak, aby nedocházelo k jejich natačení v hlavě válců, čímž by došlo k rozpojení vstřikovačů s hrdly. Další funkcí je stlačování vstřikovače v souvislosti s působením tlaků spalin na trysku vstřikovače, která má tendenci vstřikovače vytlačovat ven z hlavy válců. K průběhům spalovacích tlaků se váže cyklické namáhání třmene vstřikovače.

Třmeny vstřikovačů se vyrábějí odléváním, pro požadavky na jejich rozměrovou přesnost se nejčastěji využívá metody vytavitelného vosku. Na odlitku se následně obrábí jen některé z kontaktních ploch se vstřikovačem a kulovou podložkou, proto nedochází k takovému narušení vláken materiálu a je tak odolnější proti destrukci. Dalšími možnostmi je výroba třmenu obráběním nebo kováním.

Třmeny vstřikovačů se rozdělují na dva základní typy, na třmeny pro upevnění jedním šroubovým spojem (s jedním otvorem) a třmen pro upevnění dvěma šroubovými spoji (se dvěma otvory). První varianta se skládá z přitlačné vidlice (dosedací válcové plochy na vstřikovač), těla třmenu a podpěry kulového či válcového tvaru viz obr. 1-4. Druhá z variant se skládá z prstence, který je nasazen na vstřikovač a třmen je dotahován dvěma šrouby, které musí být dotahovány souměrně viz obr. 1-5.



Obr. 1- 4 Třmen vstřikovače s vidlicí a kulovou podpěrou [4]



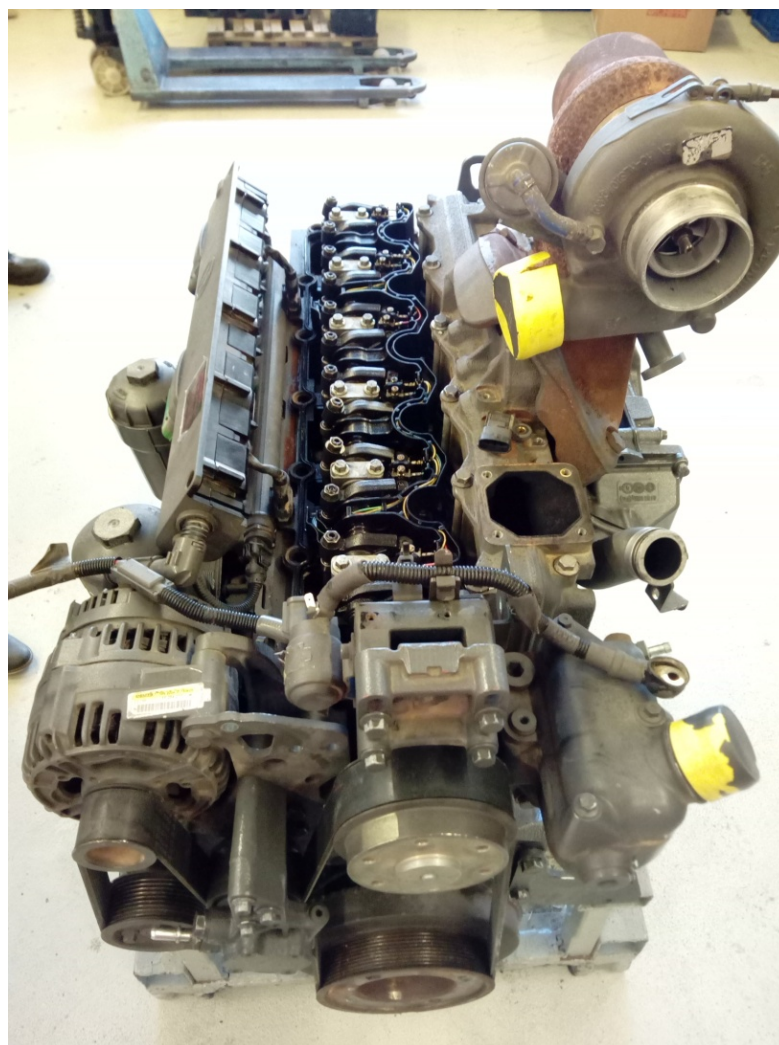
Obr. 1- 5 Třmen s prstencem a dvěma otvory [5]

## 1.2 PŘÍVOD VODIČŮ KE VSTŘIKOVAČŮM

V dnešní době se využívá několika přístupů, jak dopravit vodiče z vně motoru ke vstřikovačům. Společnost Deutz vyrábí těsnění ventilového víka, na něž je napojen konektor s vodiči. Společnost Bosch produkuje vstřikovací systém s označením čerpadlo - tryska (Pumpe Düse - PD). Pro přívod vodičů k PD vstřikovačům užívají specifickou hlavici.

### 1.2.1 DEUTZ

Jedná se o systém využívající specifické těsnění, ve kterém je spojeno těsnění ventilového víka, konektor a vedení vodičů v jeden kus. Vodiče jsou uloženy staticky ve vodičkách, čímž je zaručeno jejich pevné uložení. Toto provedení je velice důmyslné avšak také velmi nákladné. Celek je vyroben ze speciálního umělého materiálu odolávající vysokým teplotám a chemickým reakcím s palivem mazivem. Výroba je pravděpodobně prováděna vysokotlakým vstřikováním zahřáté směsi plastické hmoty do formy. Tato metoda je efektivní, avšak výhodná jen pro velkosériovou výrobu. Vzhledem k produkci motorů společností Deutz je tento přístup na místě. Systém vykazuje požadovanou těsnost a je velmi spolehlivý.



*Obr. 1- 6 Šestiválcový motor Deutz*





*Obr. 1- 7 Konektor připojen na těsnění víka ventilů*

### **1.2.2 SYSTÉM ČERPADLO - TRYSKA**

Systém čerpadlo - tryska (PD) je postaven na použití hlavice vodičů, pro kterou byl vytvořen prostor v bloku motoru. Tímto jsou kladeny velké nároky na navýšení prostoru pro uložení motoru jako celku. Hlavice je zakončena konektorem, ze kterého vychází vodiče dále do plastového profilu, který je jejich vodičkem. Vodičko je rozebíratelné, čímž je umožněna opakovatelná montáž vodičů. Plechové spony slouží k usednutí palice do připravených otvorů, čímž dochází k zamezení posuvů hlavice. Řešení je velice specifické a také důmyslné. Konektor je umístěn do vybrání v bloku motoru a utěsněn pomocí o-kroužků a šroubového spoje.



*Obr. 1- 8 „Hlavice“ vodičů ke vstříkovačům PD*



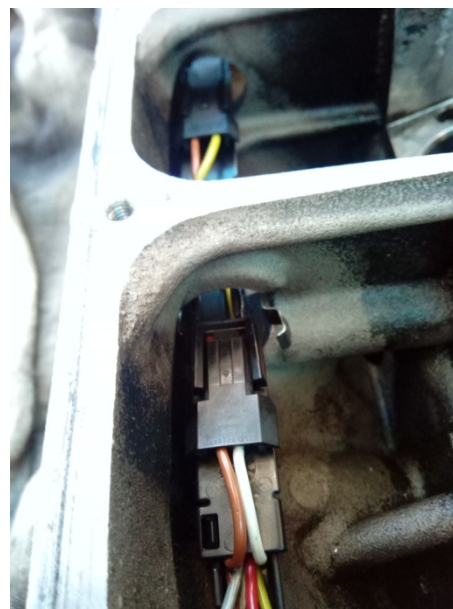
*Obr. 1- 9 Dosednutí konektoru PD k bloku motoru*



*Obr. 1- 10 Blok motoru pro vstřikovací systém PD*



*Obr. 1- 11 Umístění "hlavice" – detail 1*



*Obr. 1- 12 Umístění "hlavice- detail 2*

### 1.3 EMISNÍ TESTY VE SPOLEČNOSTI ZETOR

Diagnostice spalovacího motoru je třeba se dostatečně věnovat, protože má zásadní vliv na ekologickou a ekonomickou stránku provozu. Emise a spotřeba paliva jsou spolu úzce spjaty, některé složky produkovaných emisí je možné empiricky spočítat za ideálních podmínek, ale jaké hodnoty emisí jsou ve skutečném provozu je problematické odhadovat. Využitím moderní výpočetní techniky lze provádět modelování, která na základě naměřených dat poskytnou odhady o předpokládané spotřebě a produkci emisí za daného provozu. V současnosti se používají emisní zkoušky stacionární osmibodový test (NRSC – non road steady cycle) a transientní test (NRTC), ve společnosti Zetor se provádí zkouška NRSC. Daty se myslí veličinové plochy spotřeby paliva, oxidu uhelnatého (CO), oxidu uhličitého (CO<sub>2</sub>), uhlovodíků (HC), oxidu dusnatého a pevných částic. Na základě znalostí těchto veličinových ploch je možné provádět výpočetní modelování provozních zkoušek [6]. Pro emisní testy jsou zvoleny hodnoty otáček 1480 min<sup>-1</sup> a 2200 min<sup>-1</sup>. U VERMI nastaven předstřík pro tyto dvě hodnoty otáček, systém CR u těchto hodnot otáček mění předstřík pomocí map.

Tab. 1- 1 Test NRSC

Bod	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Zatížení [%]	Bod	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Zatížení [%]
<b>1</b>	2200	100	<b>5</b>	1480	100
<b>2</b>	2200	75	<b>6</b>	1480	75
<b>3</b>	2200	50	<b>7</b>	1480	50
<b>4</b>	2200	10	<b>8</b>	1480	volnoběh

Tab. 1- 2 Ukázka výsledků testu NRSC [6]

Veličina	Vážený průměr měrné veličiny (g/kWh)		
	Forterra 8641	Case III	Fendt Vario
Spotřeba paliva	282,1	246,0	296,1
CO	2,12	1,291	1,425
CO <sub>2</sub>	1099	1048	1034
NO <sub>x</sub>	10,353	7,44	5,029
HC	0,057	0,022	0,012
PM	0,623	0,188	0,188

V ukázkovém testu byly porovnány tři traktory, každý od jiného výrobce. Test byl prováděn pod záštitou České zemědělské univerzity Praha.

### Test NRTC

- celková doba trvání 20 minut
- každou vteřinu jsou nastavena jiná zatížení točivého momentu a jiné otáčky
- více reflektuje běžný provoz než emisní test NRSC

Postup:

1. vytemperovaný motor nachystán ke zkoušce
2. start - běh motoru po dobu 20 minut
3. motor je zastaven
4. další start motoru - běh motoru po dobu 20 minut

Souhrn výsledků z obou běhů motoru určí celkové emise oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ).

Emisní normy motorů Zetor

- Stage III A – rozvojové země (Ukrajina, Afrika, Kongo,...)
- Stage III B – Evropská Unie
- Stage IV – Evropská Unie

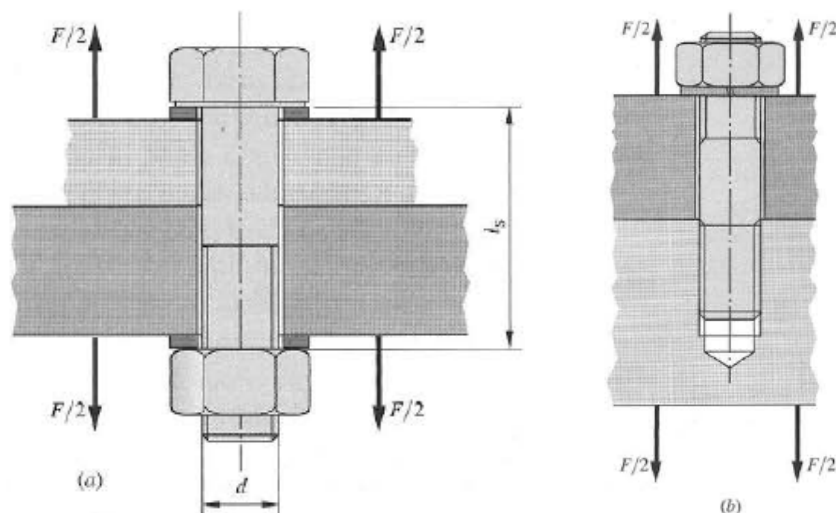
-

## **1.4 ŠROUBOVÉ SPOJENÍ S PŘEDPĚTÍM**

K tomuto typu spojení náleží většina šroubových spojů, při tomto spojení působí zátěžné síly stále nebo proměnlivě v průběhu času v ose šroubu. Šroubové spojení s předpětím je soustavou pružných těles, kde vnější zátěžné podmínky jsou v nejjednodušším případě dány nutnou silou předpětí spoje a silami provozními. Napětí v částech spoje je funkcí jejich tuhostí. Z dostupných teoretických a experimentálních výsledků prací zaměřených na pevnost, životnost a provozní spolehlivost šroubových spojení s předpětím lze dosáhnout optimálního návrhu spoje. Avšak dostatečně přesně vystihnout mezní stav šroubového spoje s předpětím, zvláště cyklicky zatěžovaného je velice problematické. [7]

### **1.4.1 TUHOST ŠROUBU**

Účelem šroubu je spojit dvě nebo více součástí dohromady, při jeho utahování, případně při dotahování matice se prodlužuje šroub. Tím se stlačují spojované součásti a ve šroubu je vyvozena síla  $F_i$ , která se nazývá předpětí. Montáží jsou součásti spojeny a stejně velká síla předpětí vyvolávající tah ve šroubu vyvolává tlak ve spojovaných součástech. Síla předpětí působí ve spoji po utažení ještě před působením provozního zatížení, tedy síly  $F$ . [8]



Obr. 1- 13 Vybrané druhy šroubových spojů - a), b) [8]

#### 1.4.2 TUHOST SPOJOVACÍCH A SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

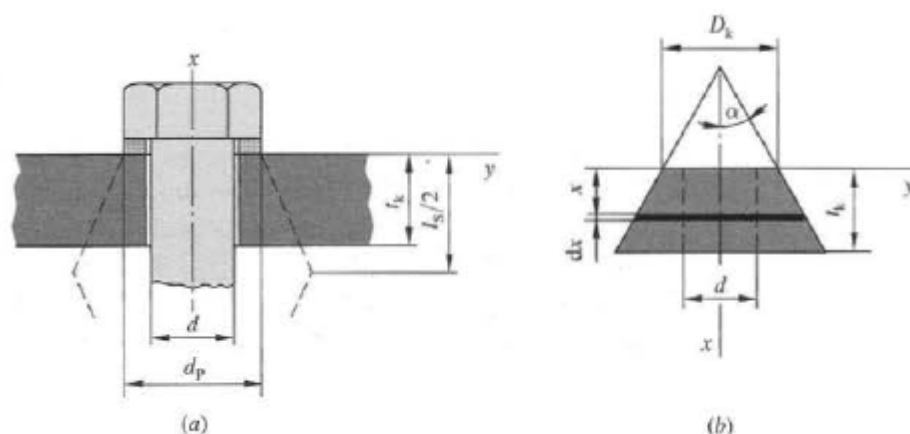
Při navrhování a kontrole předepjatých šroubových spojů je nutné znát tuhost spojovacích součástí. Tuhost je poměr mezi silou působící na součást a deformací od této síly. Při návrhu je nutno stanovit jednak tuhost šroubu a jednak tuhost spojovaných součástí. Tuhost šroubu lze obecně stanovit z tuhostí jeho dílčích částí, tj. z tuhosti hladké válcové části dříku a z tuhosti části šroubu se závitem. Tuhost šroubu lze stanovit z tuhostí částí šroubu, které můžeme modelovat jako dvě sériově řazené pružiny. [8]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \text{ nebo } k = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (1-1)$$

Další tuhostí je tuhost spojovaných součástí, jež si můžeme představit jako tlačené pružiny v sérii a tudíž celková poddajnost spojovaných součástí je následující.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (1-2)$$

Je obtížné získat tuhosti spojovaných součástí jinak než experimentem. Zkoumání spojovaných součástí ultrazvukem ukazuje, že tlak zůstává poměrně vysoký až do vzdálenosti asi 1,5 násobku poloměru šroubu, ve větší vzdálenosti os šroubu tlak klesá. Z tohoto předpokladu pro výpočty tuhosti vychází nahrazení spojované součásti komolými kužely s neproměnným vrcholovým úhlem. Je-li použita podložka a spojované součásti jsou z oceli, litiny nebo hliníku, je vhodné používat vrcholový úhel 25 až 33°. V této práci jsou používány vrcholové úhly 30°, s výjimkou případů, kdy rozměry průřezu spojovaných součástí kolem šroubu by byly malé na to, aby byla možná jejich náhrada pomocí komolého kužele. [8]



Obr. 1- 14 Nahrazení spojovaných součástí dutým komolým kuželem [8]

Podle obr. 1-13b) je stlačení elementárního prvku kužele o tloušťce  $dx$ , zatíženého tlakovou silou  $F$ .

$$d\delta = \frac{F \cdot dx}{ES} , \quad (1-3)$$

kde  $E$  a  $S$  jsou modul pružnosti v tahu a průřez elementárního prvku. Po dosazení jednotlivých vztahů do rovnic a následnou integrací dostaneme tuhost komolého kužele.

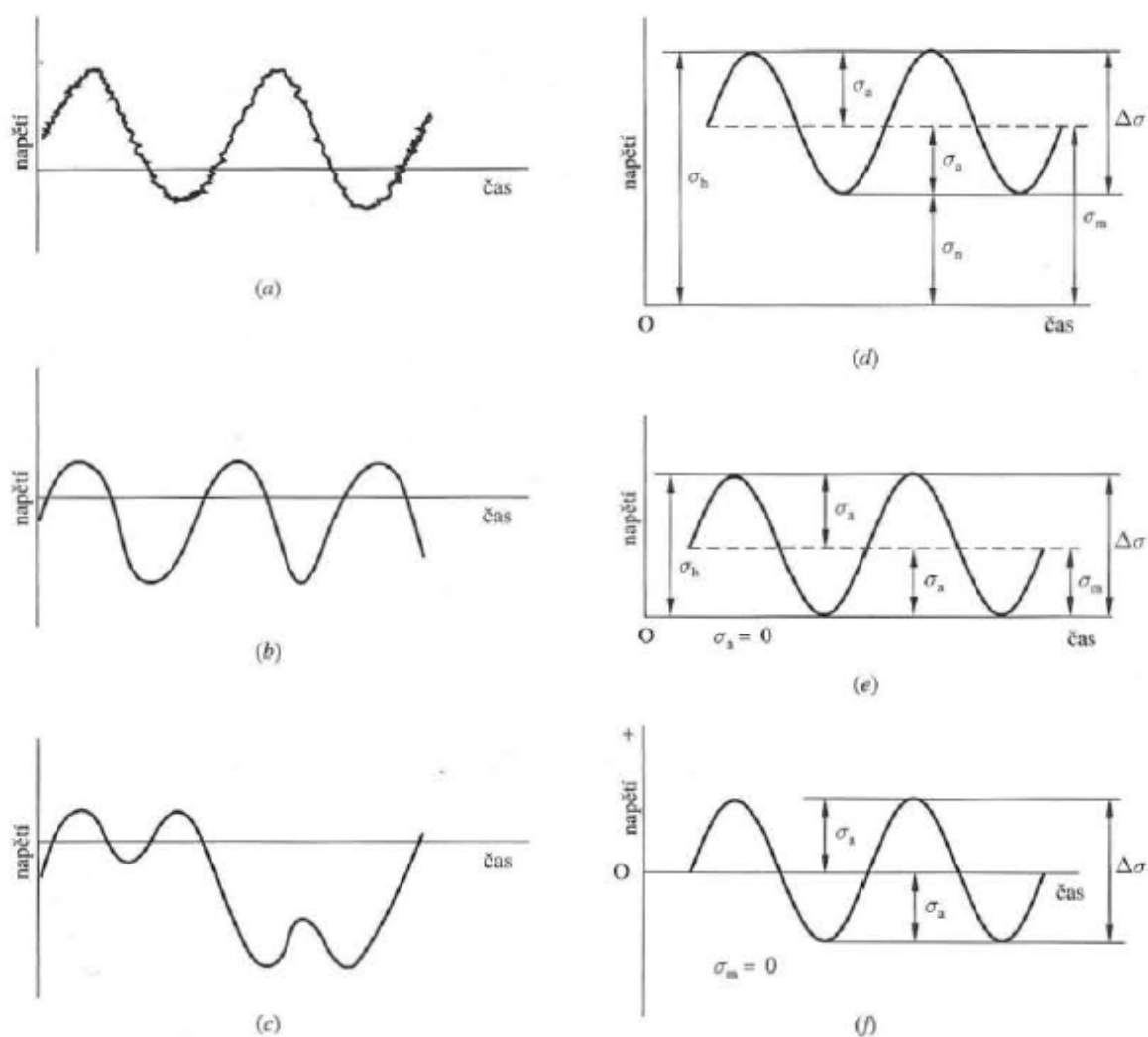
$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t_k \cdot \tan \alpha + D_k - d)(D_k + d)}{(2 \cdot t_k \cdot \tan \alpha + D_k + d)(D_k - d)}} \quad (1-4)$$

### 1.4.3 ÚNAVOVÉ ZATĚŽOVÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

V důsledku rotačního charakteru činnosti strojů, v tomto případě spalovacího motoru, má proměnlivé namáhání jejich částí harmonický (sinusový) charakter. Časový průběh periodického zatěžování je charakterizován střídajícími se maximy a minimy zatěžující síly. Hodnoty síly odpovídající těmto extrémům využíváme pro popis silového cyklu. „Označíme-li maximální hodnotu síly v cyklu  $F_{max}$  a minimální  $F_{min}$ , potom můžeme silový cyklus charakterizovat následovně:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}, \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|, \quad (1-5)$$

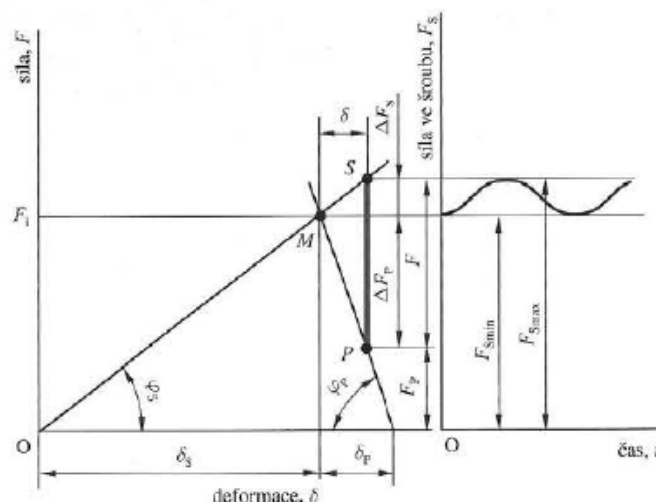
kde  $F_m$  značí střední hodnotu síly a  $F_a$  značí amplitudu síly. Některé typy časových průběhů napětí, se kterými se můžeme setkat, jsou popsány na obr. 1-14. [8]



Obr. 1- 15 Některé typy časových průběhů napětí při proměnlivém zatěžování [8]

- Popis obrázků:
- a) střídavý cyklus napětí se superponovanou vysokofrekvenční složkou
  - b), c) neharmonický průběh napětí
  - d) pulzující harmonický cyklus napětí v tahu
  - e) mříjivý harmonický cyklus napětí v tahu
  - f) souměrný střídavý harmonický cyklus napětí

Jelikož na šroubový spoj působí časově závislá složka zatížení, tedy proměnný spalovací tlak vytlačující vstřikovač, je spoj ovlivňován cyklickým zatěžováním. Síla předpětí stlačující spojované součásti je mnohonásobně vyšší než síla vzniklá od spalovacího tlaku, která šroub natahuje. Provozní síla má v čase mříjivý cyklus v tahu. Šroubovému spoji na obr. 1-12 a) odpovídá graf závislosti provozní síly na deformaci (mříjivý cyklus v tahu). [8]



Obr. 1- 16 Montážní a pracovní diagram – mĳivý cyklus v tahu [8]

Vysvětlivky:

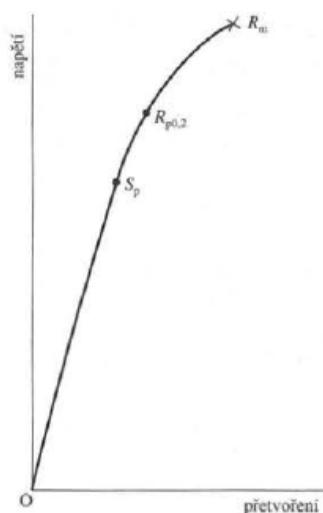
- $\Delta F_S$  - část provozní síly  $F$  přenášená šroubem (přírůstek síly ve šroubu v provozním stavu),
- $\Delta F_P$  - část provozní síly  $F$  přenášená spojovanými součástmi (úbytek síly ve spojovaných součástech v provozním stavu),
- $F_S = F_i + \Delta F_S$  - výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
- $F_P = F_i - \Delta F_P$  - výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu,
- $C$  - hodnota udávající část provozní síly  $F$  přenášené šroubem
- $1-C$  - hodnota udávající část provozní síly  $F$  přenášené spojovanými součástmi
- $S$  - bod odpovídající provoznímu stavu ve šroubu
- $P$  - bod odpovídající provoznímu stavu spojovaných součástí

Působení předepjatého šroubového spoje provozní silou  $F$  způsobuje další prodlužování šroubu, popřípadě stlačování spojovaných součástí o určitou délku  $\delta$ . Tuto deformaci je možné vyjádřit v závislosti na tuhostech. Výše uvedený obrázek 1-16 je pouze ilustrativní pro osvětlení teorie mĳivého cyklu v tahu. [8] Pro případ šroubového spoje se třmenem vstřikovače, kterým se tato práce zabývá je tuhost spojovaných součástí naopak menší, než je tuhost šroubu a deformace spojovaných součástí je menší než deformace šroubu ( $\Delta F_S > \Delta F_P$ ). Z toho důvodu bude montážní a pracovní diagram vypadat odlišně.

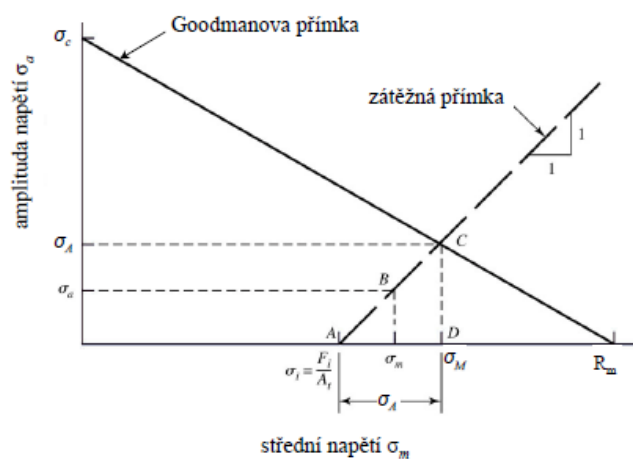
Při utahování je šroub namáhán jednak tahem do síly předpětí a jednak krutem od utahovacího momentu. Část utahovacího momentu namáhá dřík šroubu, druhá část je třeba pro překonání tření mezi maticí a podložkou. Kritické je tedy z hlediska možného porušení spojovacího šroubu jeho utahování (krut). Závislost „napětí - přetvoření“ pro materiál šroubu bez výrazné meze kluzu (výrazná mez kluzu je vlastnost nízkouhlíkových ocelí - tj. do 0,25 % uhlíku). Zkušební napětí je  $S_p$ , smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$  a pevnost v tahu  $R_m$ . [8]. Redukované napětí ve šroubu lze vypočítat podle podmínky měrné energie napjatosti změny tvaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (1-6)$$





Obr. 1- 17 Závislost napětí – přetvoření šroubu



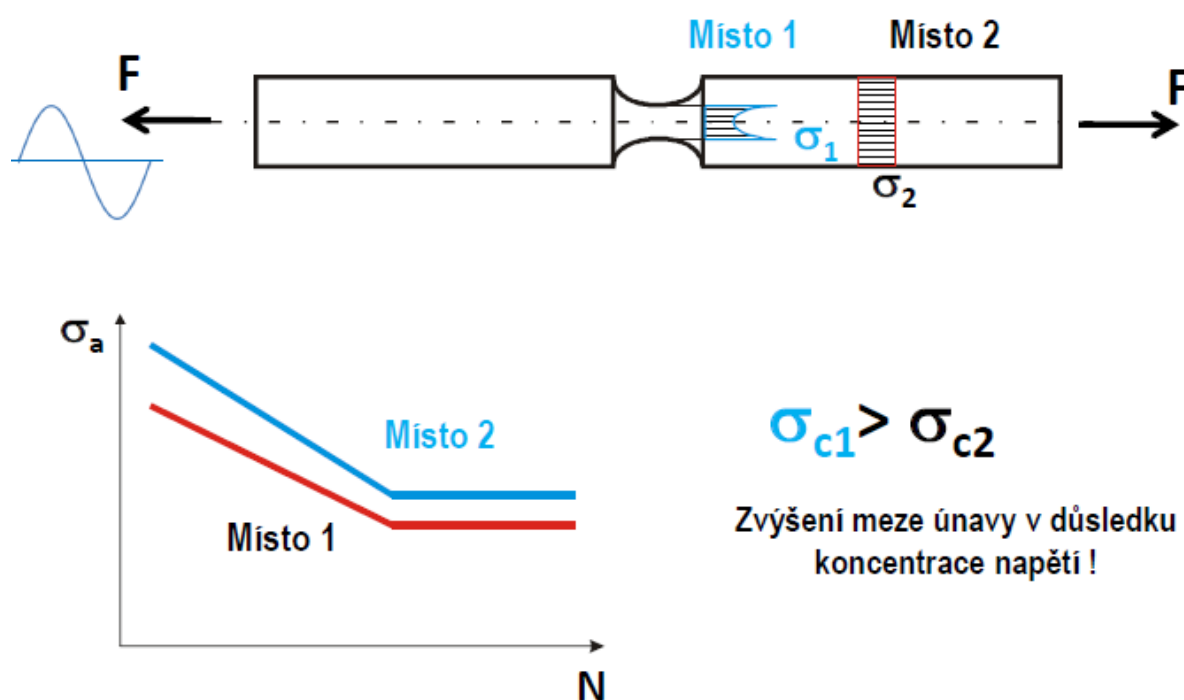
Obr. 1- 18 Haigh diagram [8]

Haighův diagram s mezní čarou Goodmanova kritéria únavového porušení se zatěžovací dráhou pro stanovení součinitele bezpečnosti předpjatých šroubových spojů při konstantním dolním napětí. Bod A odpovídá stavu po montáži spoje, bod B odpovídá provoznímu stavu, bod C odpovídá meznímu stavu únavy. [8]

## 1.5 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST TRMENU VSTŘIKOVAČE

Přibližný analytický výpočet s využitím MKP (metody konečných prvků) na základě skutečných elastických MKP-napětí, postup výpočtu označen jako LSA. Využito analytických výpočtů a hodnot získaných z programu ANSYS. Jak bylo zmíněno v kapitole 1-4-3, jedná se o mívivý zatěžovací cyklus. [9]

Při výpočtu bezpečnosti vůči únavovému poškození není známo potřebné nominální napětí, výpočty MKP udávají výsledky hodnot lokálního napětí. Proto je nutností uvažovat součinitel tvaru  $\alpha$ , jehož pomocí je možný přepočet mezi nominálním a lokálním napětím. [9]



Obr. 1- 19 Wöhlerova křivka – vliv koncentrace napětí [9]

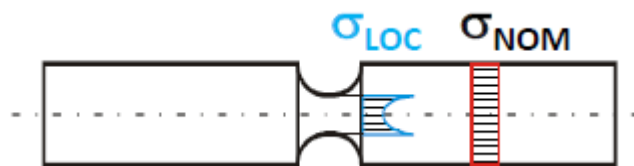
Amplituda napětí označena jako  $\sigma_a$  a počet cyklů jako  $N$ . Lokální napětí  $\sigma_1$  se nachází v místě 1 a nominální napětí  $\sigma_2$  se nachází v místě 2. Místo 1 i místo 2 jsou vyznačeny ve Wöhlerově křivce pro stanovení meze únavy. V důsledku vyšší koncentrace napětí budou v místě 2 zvýšené hodnoty meze únavy v porovnání s místem 1. Proto je třeba dbát zřetel na přítomnost vrubu při výpočtech. [9]

Součinitel bezpečnosti vůči únavovému poškození (Goodman):

$$k_{\dot{u}} = \left( \frac{\sigma_{a,nom}}{\sigma_{c^*}} + \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{-1} \quad (1-7)$$

Vyjádření vztahu pro nominální napětí při použití součinitele tvaru  $\alpha$ :

$$\sigma_{a,MKP} = \alpha \cdot \sigma_{a,nom} \rightarrow \sigma_{a,nom} = \frac{\sigma_{a,MKP}}{\alpha} \quad (1-8)$$



Obr. 1- 20 Nominální a lokální napětí [9]

Korigovaná mez únavy vrubovaného vzorku:

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_C \cdot \eta \cdot \nu \cdot f_G}{\beta} \quad (1-9)$$

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cohyb}}{\sigma_{cta h}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R \quad (1-10)$$

Vliv velikosti:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 \text{ pro } d < 8 \text{ mm} \\ \eta &= 1,189 \cdot d^{-0,097} \text{ pro } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \end{aligned} \quad (1-11)$$

Tab. 1- 3 Vliv pravděpodobnosti přežití [9]

Pravděpodobnost [-]	$\nu$
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

Poměr mezi součinitelem vrubu  $\beta$  a součinitelem tvaru  $\alpha$ :

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 \cdot \frac{R_e}{810}\right)} \quad (1-12)$$

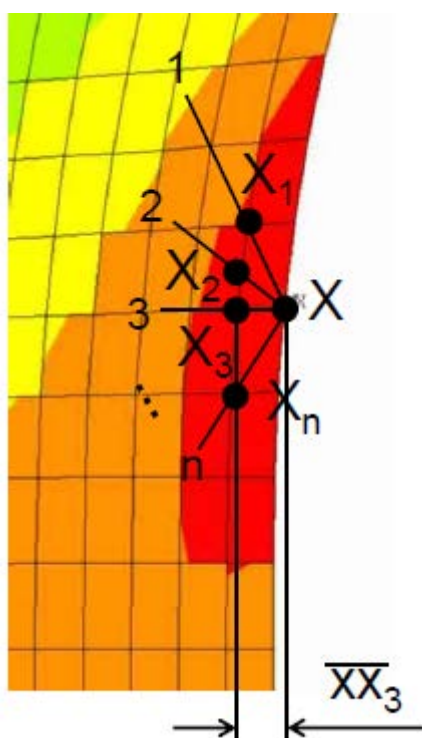
Koncentraci napětí je možné popsat pomocí gradientu napětí, event. poměrného gradientu napětí pomocí hodnot získaných z MKP analýzy.

Gradient napětí:

$$\chi = \frac{d\sigma}{dx} \quad (1-13)$$

Poměrný (relativní) gradient napětí:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{max}} \cdot \left( \frac{d\sigma}{dx} \right) \cong \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \max \left( \frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eXi}}{|\bar{x}x_i|} \right) \quad (1-14)$$



Obr. 1- 21 Příklad pro určování relativního gradientu napětí [9]

Součinitel bezpečnosti vůči únavovému poškození po úpravách, dosazení do rovnice (1-7):

$$k_u = \left( \frac{\sigma_{a,nom}}{\sigma_C^*} + \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{-1} = \left( \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{a,MKP}}{\sigma_C \cdot \eta \cdot \nu \cdot f_G} + \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{-1} \quad (1-15)$$

Ekvivalentní napětí pro víceosou napjatost je napětí charakterizující napětí v kritické rovině. [9]

Víceosá napjatost:

$$k_{\dot{u}} = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_e} \quad (1-16)$$

$\sigma_e$  je ekvivalentní napětí odpovídající trojosé napjatosti.

Definice redukovaného napětí Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} \quad (1-17)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  jsou hlavní napětí a platí:  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

Ekvivalentní napětí Von Mises se znaménkem (sign) největšího hlavního napětí:

$$\sigma_e = \text{sign}(\sigma_{hn}) \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} \quad (1-18)$$

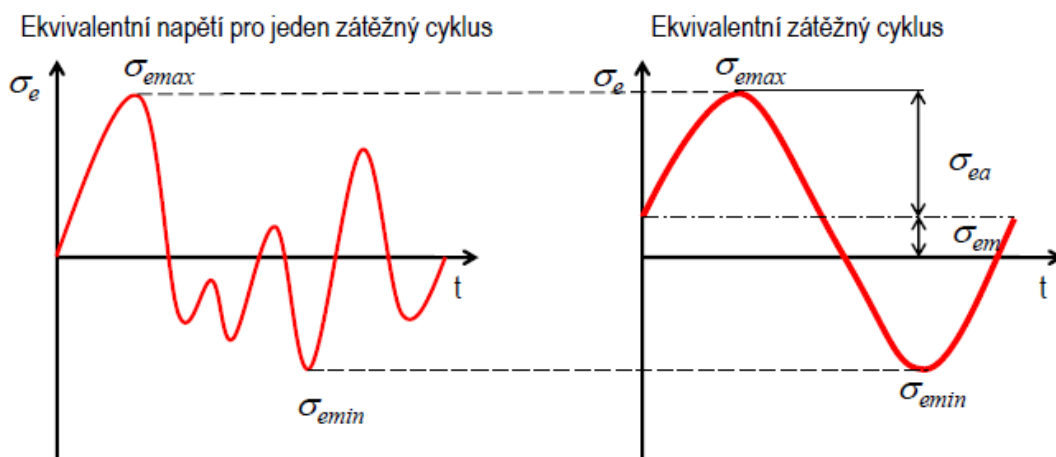
$$\sigma_{hn} = \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|) \quad (1-19)$$

Amplituda ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{e,a} = \frac{\sigma_{e,max} - \sigma_{e,min}}{2} \quad (1-20)$$

Střední hodnota ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{e,m} = \frac{\sigma_{e,max} + \sigma_{e,min}}{2} \quad (1-21)$$



Obr. 1- 22 Ekvivalentní napětí [9]

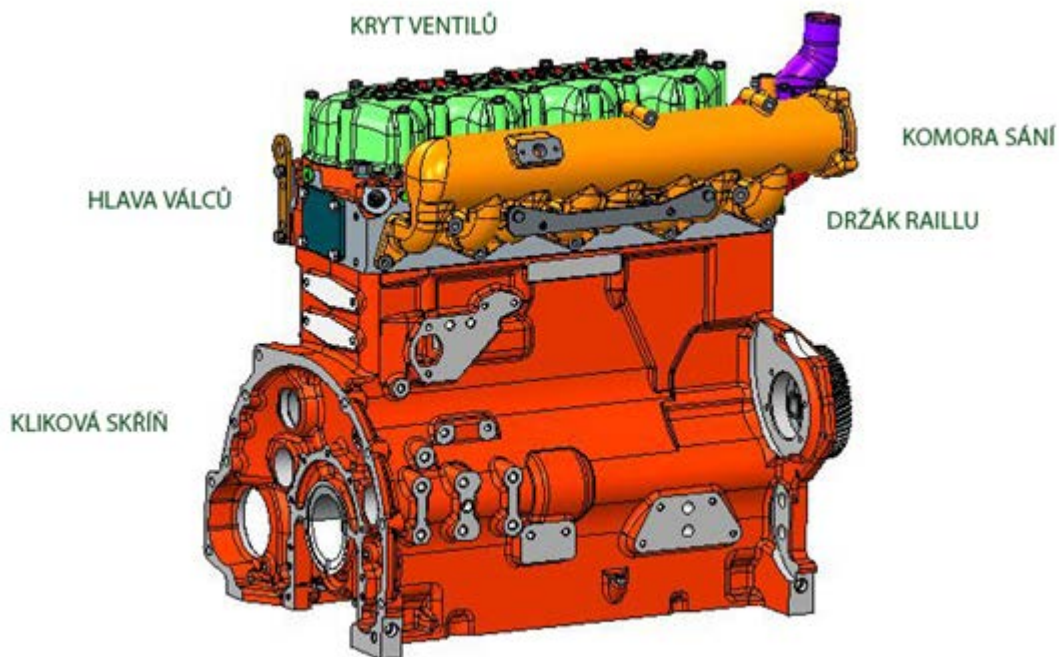
## 2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Tato kapitola pojednává o problematice vzniklé při aplikaci vysokotlakého palivového systému na vznětový motor, který má vyhovovat několika předpokladům. Dle určení zadavatele byl vybrán a instalován systém Bosch Common Rail do čtyřválcového vznětového motoru Z 1717.

### Předpoklady:

- 1) Minimální zásah do dosavadního řešení.
- 2) Dosažitelnost použitých komponent.
- 3) Dosažitelná výrobitelnost vzhledem k nákladům.
- 4) Funkčnost systému s ohledem na jeho následný vývoj.
- 5) Opakovatelnost montáže systému na tentýž motor.
- 6) Upevnění vstřikovačů předpjatým šroubem.
- 7) Maximální využitelnost sériových dílů.

### Dodané komponenty:



*Obr. 2- 1 Sestavení dodaných komponent motoru*

Tab. 2- 1 Technické parametry motoru Zetor UŘ3 Z 1717

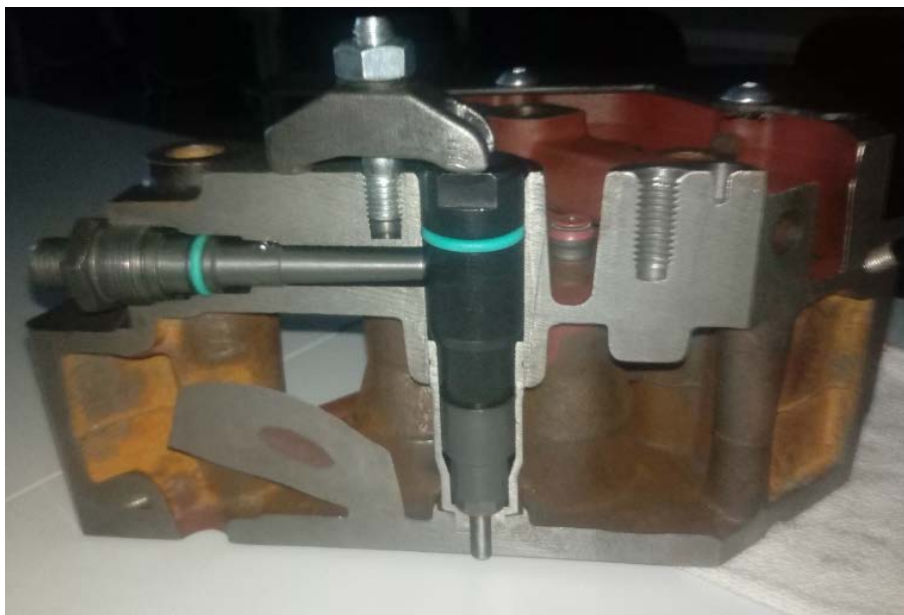
Jmenovitý výkon (kW / HP)	108 / 145
Plnění motoru	Turbodmychadlem s mezichlazením
Počet válců	4
Počet ventilů na válec	4
Objem [cm <sup>3</sup> ]	4156
Zdvih / vrtání [mm]	120/105
Jmenovité otáčky [min <sup>-1</sup> ]	2200
Maximální přeběhové otáčky [min <sup>-1</sup> ]	2460
Pořadí vstřiku	1342
Max. točivý moment [Nm]	597
Nominální točivý moment [Nm]	470
Převýšení točivého momentu [%]	27
Emisní limity	Stage IV

## 2.1 HLAVA VÁLCŮ

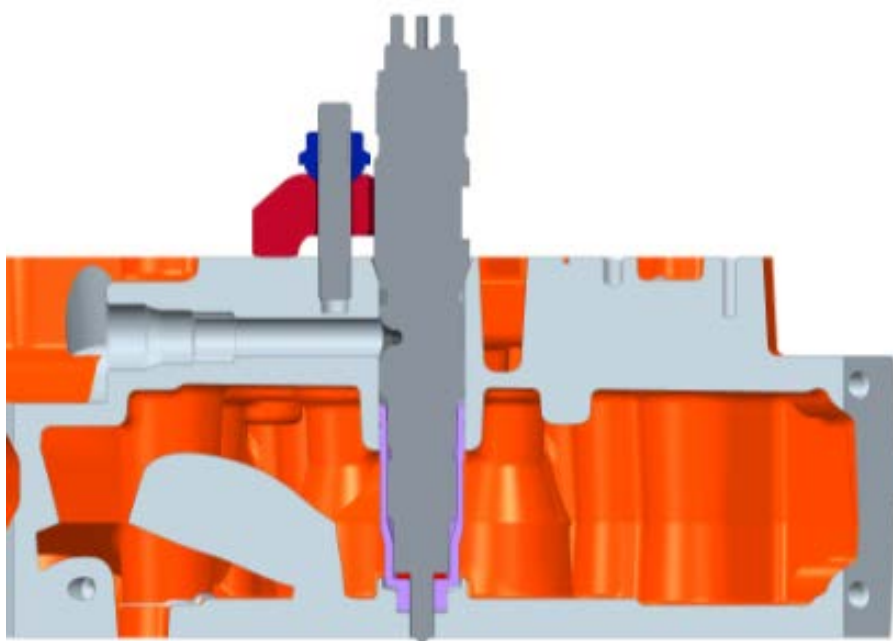
Bylo využito upravených stávajících komponent a nově vyvinutých dílů umístěných v hlavě válců. Bylo třeba navrhnout upevnění vstřikovače, vedení vodičů ke vstřikovačům, nové ventilové víko. Součástí návrhu ventilového víka bylo také zvolit konektor propojující přívod napětí ke vstřikovačům a konektor dále utěsnit ve víku ventilů pomocí redukčního členu.

### 2.1.1 UPEVNĚNÍ VSTŘIKOVAČE

Bylo snahou vycházet, v používaných komponentách, z konstrukčního návrhu 16V motoru. Hrdlo vstřikovače, pouzdro vstřikovače, podložky mezi hlavou válců a pouzdrům vstřikovače, kulová podložka třmenu vstřikovače a pevnostní matice třmenu vstřikovače budou převzaty ze sériové výroby pro návrh 16V motoru. Vstřikovač bude nakupován od společnosti Bosch. Závrtný šroub bude normalizovaná nakupovaná součást a návržení třmenu vstřikovače je jedním z cílů této práce. Převzatá součást pouzdro vstřikovače zastává prostor mezi hlavou válců a vstřikovačem. K zabránění profukování spalin ze spalovacího prostoru se využívají podložky. Mezi hlavou válců a pouzdrům použita podložka hliníková o tloušťce 0,32 mm a mezi pouzdrům a vstřikovačem podložka měděná o tloušťce 1,5 mm. Palivo je přiváděno z palivového zásobníku přes hrdlo do vstřikovače. Vstřikovač zasunut do pouzdra a upevněn pomocí třmenu stlačovaným předepjatým šroubovým spojem.



*Obr. 2- 2 Řez stávající 16V hlavou válců*



*Obr. 2- 3 Řez hlavou se systémem Common Rail*

Pro tento konstrukční návrh byl použit elektromagnetický vstřikovač Common Rail. Pro jeho zástavbové rozměry bylo nutno upravit také systém jeho upevnění. Pouzdro vstřikovače (fialová barva) nalisováno do hlavy válců s předpětím a vymezeno podložkou.

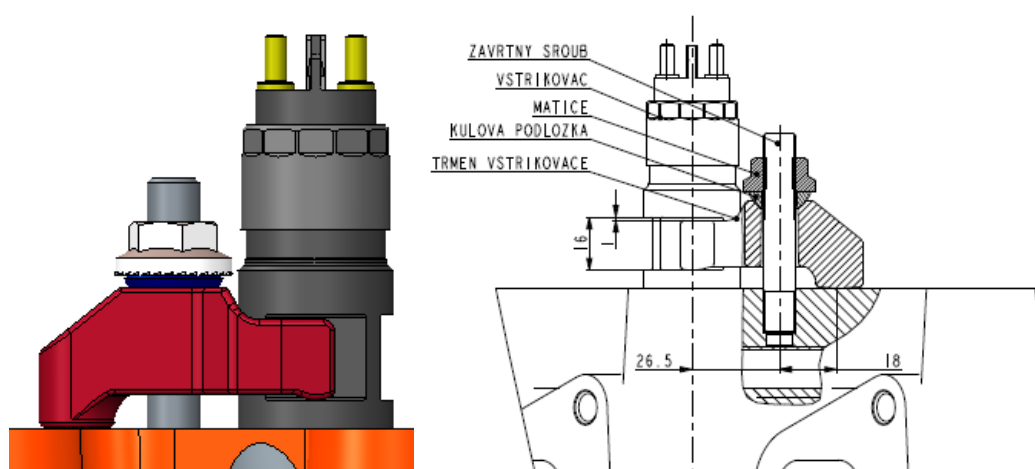


### Třmen vstřikovače

V této části je popsán konstrukční návrh třmenu vstřikovače v rozsahu zástavbových omezení, optimalizace třmenu je popsána v kapitole počítačové simulace.

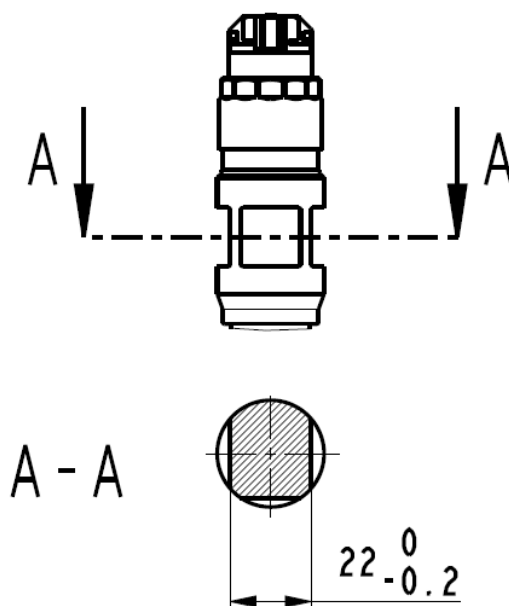
Dodržení předem stanovených parametrů:

- průřez vstřikovače v kontaktu se třmenem 22 mm,
- výška vybrání ve vstřikovači 16 mm,
- vzdálenost od osy šroubu k ose vstřikovače 26,5 mm
- použití sériového závrtného šroubu M10 a patřičné kulové podložky
- omezení zástavbových rozměrů třmenu sousedícími vahadly



Obr. 2- 4 Zástavbové rozměry a upnutí vstřikovače

Vůle mezi třmenem a vstřikovačem 1 mm je zakreslena na obrázku vpravo.



Obr. 2- 5 Tolerovaný průřez vstřikovače 22 mm

Omezení zástavbových rozměrů třmenu sousedícími vahadly:

Provozní podmínky vahadel a ventilových můsteků přímo ovlivňují zástavbové rozměry třmenu vstřikovače. Natočení vahadla je závislé na zdvihu vačkového hřídele, s ohledem na přepákování vahadla. Proto je třeba znát zdvih vačkového hřídele a pákový poměr vahadla. Z pákového poměru vahadla se určí jeho natočení a tedy jeho mezní provozní stav.

Výpočet natočení vahadel z HÚ do DÚ:

- zdvih vačky: 6,3 mm
- rameno vahadla sání: 34,7 mm
- potřebný vypočtený úhel natočení vahadla: 10,5 °

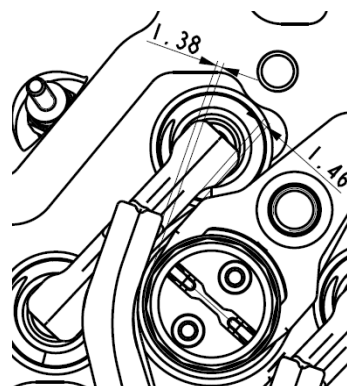
Třmen vstřikovače byl zástavbově prozkoumán v celém rozsahu chodu vahadel spolu s ventilovými můstky. Třmen je zvýrazněn tmavě modře, ventilové můstky červeně, vahadlo sání světle modře a vahadlo výfuku hnědou barvou. Vzdálenost ventilových můsteků od třmenu vstřikovače se vzhledem k přímočarému pohybu můsteků nemění, proto budou platit stejné hodnoty pro horní úvrať (HÚ) i dolní úvrať (DÚ) zdvihu ventilů. Vahadla konají pohyb po kružnici, hodnoty vzdáleností se však taktéž nebudou měnit. Tabulka č. 2-1 potvrzuje tento předpoklad. Vahadla výfuku jsou vzdálenější než vahadla sání, proto nebyla zkoumána.

Tab. 2- 2 Mezní stavy pohybu vahadel sání.

	vzdálenost v HÚ [mm]	vzdálenost v DÚ [mm]	Vyhovuje / nevyhovuje
ventilový můstek	1,46	1,46	vyhovuje
vahadlo sání	1,38	1,38	vyhovuje



Obr. 2- 6 Horní úvrať vahadel – půdorys



Obr. 2- 7 Rozměry pro tabulku 2-1

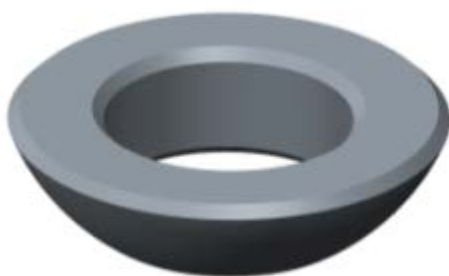
Vzdálenost mezi pohybujícími se součástmi v blízkosti třmene jsou vzdáleny více než 1 mm. U sériového třmene používaného se stejnými vahadly a ventilovými můstky je nejmenší vzdálenost (mezi vahadlem a hlavou) 0,96 mm a při provozu motoru nedochází ke konfliktu. Proto je vzdálenost větší než 1 mm považována za bezpečnou a schválenou. Zobrazení stavu v DÚ není nutné, neboť vzdálenosti se nemění.

Spojovací součásti třmenu vstřikovače

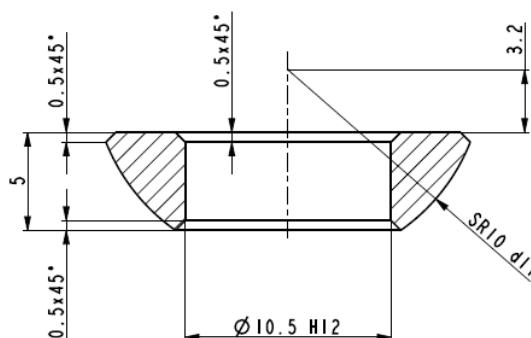
- kulová podložka
- pevnostní matice
- závrtný šroub

*Kulová podložka*

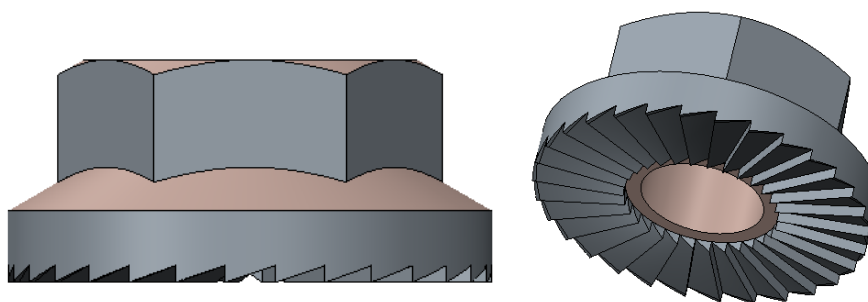
- sériová podložka pro stávající 16 V hlavu válců
- zušlechtěna na 740 až 930 MPa
- ostatní informace uvedeny v technické dokumentaci



Obr. 2- 8 Kulová podložka



Obr. 2- 9 Rozměry podložky

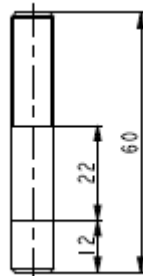
*Pevnostní matice M10 x 1,25*

Obr. 2- 10 Pevnostní matice třmenu vstřikovače

Dříve byla používána matice s rovnou dosedací plochou, která se v provozu uvolňovala. Tato pevnostní matice je opatřena drážkováním zamezující uvolnění v provozu a její provozní schopnosti jsou prověřeny jejím užíváním v sériových traktorových motorech.

## Závrtný šroub M10 x 1,25

- označení: M10 x 1,25 - 60
- pevnostní třída: 10.9
- norma: ČSN 02 1176.20 - do šedé litiny



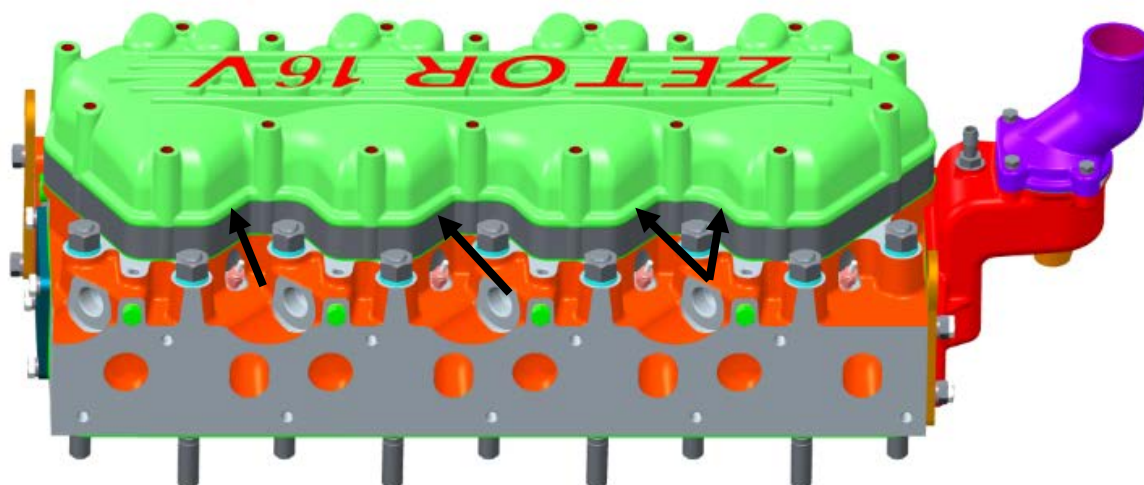
Obr. 2- 11 Závrtný šroub

**2.1.2 PŘÍVOD VODIČŮ KE VSTŘIKOVAČŮM**

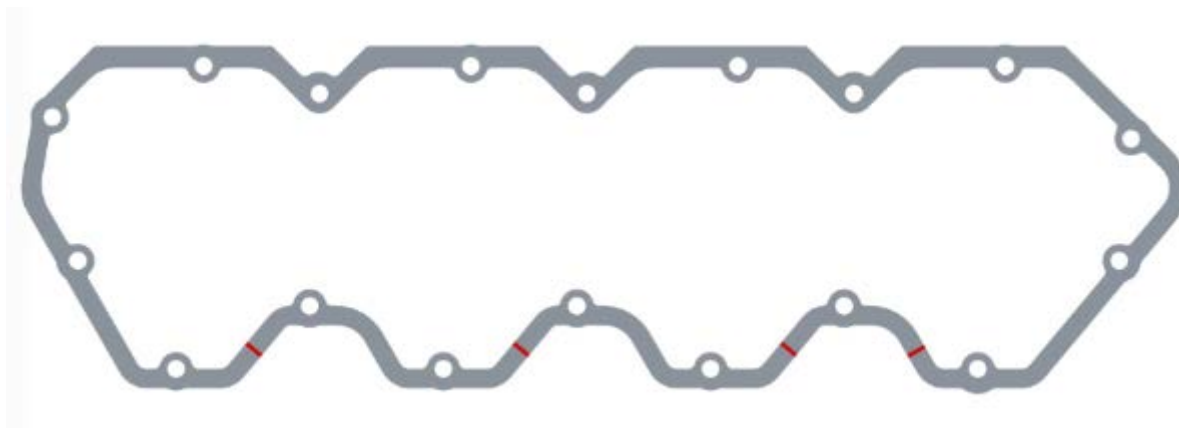
Jedná se o vstřikovací systém s elektromagnetickými vstřikovači, které doposud nebyly u motorů Zetor používány. V porovnání se sériově používanými mechanickými vstřikovači jsou elektromagnetické rozměrově vyšší a zachází tak do konfliktu se sériovým ventilovým víkem. Vzhledem k této skutečnosti bylo nutné provést analýzu zástavby hlavy válců spolu s víkem ventilů pro konstrukční návrh uzavření hlavy válců a přívodu kabeláže ke vstřikovačům. Jak již bylo zmíněno, při konstrukčním konceptu byl kladen důraz na cenu a sériovost. V tomto případě navíc na těsnost víka ventilů. Prostor vně hlavy válců je značně omezen okolními komponenty, jako jsou EGR ventil apod. Bylo vybíráno ze dvou variant, první vodiče v celku, utěsnění ve ventilovém víku průchodkou. Druhá varianta pomocí konektoru, který spojuje dva úseky vodičů. Byla vybrána varianta s konektory. Pro snadnou montáž a demontáž motoru jako celku byl zvolen přechod mezi elektroinstalací traktoru a vnitřního prostoru hlavy válců pomocí konektoru. Jednoduchost spočívá v postupu, kdy motor je složen, vodiče spojeny ke konektoru a nakonec je spojen konektor s jeho protikusem. V návrhu jsou uvažovány varianty, kdy je konektor jak umístěn do víka ventilů, tak je umístěn vně motoru. Umístění ve víku ventilů přiřazuje konektoru požadavek na těsnost a odolnost teplotám zahřátého oleje. Dalším přístupem by bylo zatavení vodičů do kabelu a jejich následné protažení příslušným otvorem. To by však vedlo ke vztlínání oleje netěsnými prostory.

**Dosavadní prototypové provedení**

Prostor mezi víkem ventilů a vnějšími komponenty činil 32 mm. Z toho důvodu bylo umožněno využít výpalek mezi-kusu a to mezi hlavou válců a víkem ventilů o výšce 25 mm. Jednotlivé vodiče byly ustaveny do vyfrézovaných drážek výpalku mezi-kusu a uzavřeny ventilovým víkem. Toto provedení bylo jen provizorní, jelikož není vhodné pro opakovatelnou montáž a demontáž. Dále nemusí odpovídat požadavkům na těsnost, olej může vztlínat v meziprostorech průchodu vodičů ven z motoru.



Obr. 2- 12 Průchod pro jednotlivé vodiče ke vstříkovačům



Obr. 2- 13 Umístění drážek pro vodiče v mezi-kusu

#### Varianta A (použití sériového muzikusu)

- vysoký mezi-kus a rovné víko ventilů
- konektor umístěn v otvoru mezi-kusu
- tloušťka stěny mezi-kusu 10 mm (požadovaných 12 mm), konektor vymezen distančním kroužkem

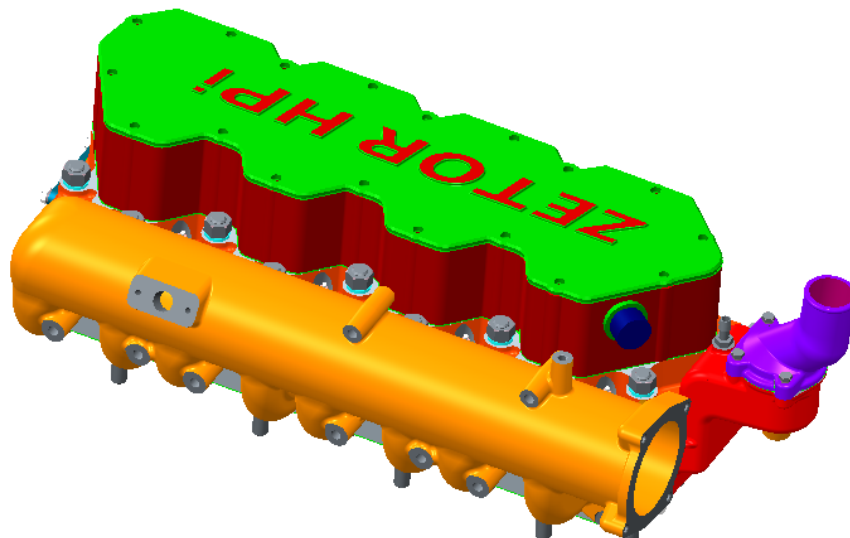
výhody:

- dostatečná poloha výšky konektoru, nedojde ke konfliktu vodičů s vahadly
- utěsnění konektoru lícováním otvoru pro konektor v mezi-kusu
- nízká cena a snadná výroba víka ventilů

nevýhody

- technologicky náročná výroba mezi-kusu
  - 80 mm nelze vypálit v požadované přesnosti
  - tenká stěna pro odlitek – deformace odlitku

- Problematika rovnostěnného prostoru vzhledem k šíření vibrací
  - rovné víko ventilů – šíření hluku - velmi nevhodné
  - (pro zamezení prostupu vibrací je vhodná kulová plocha)



Obr. 2- 14 Varianta A – hlava válců



Obr. 2- 15 Var. A - umístění konektoru



Obr. 2- 16 Upevnění mezi-kusu víka

Aby při montáži nedocházelo k volnému pohybu mezi-kusu, byl by na dvou místech upevněn rolnou šroubu. V hlavě válců by byla vyfrézována osazení v místech otvorů pro šrouby stahující ventilové víko. Do otvorů by byly umístěny rolny s vhodným přesahem a následně nasazen mezi-kus ventilového víka. Po montáži konektoru spolu s vodičí by byl prostor hlavy válců uzavřen rovným ventilovým víkem. Tato varianta však nevyhovuje v důležitých aspektech, proto nebylo řešení vybráno.

**Varianta B** (vedení vodičů hlavou válců)

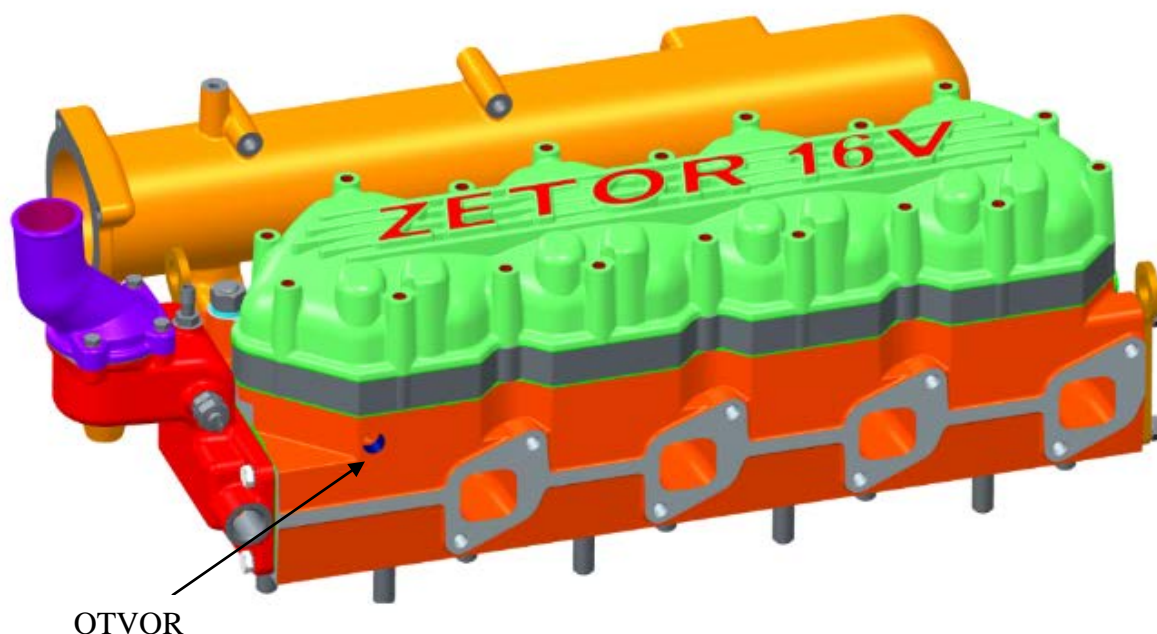
Dále byl prošetřen prostor hlavy válců, kde bylo hledáno místo pro vývrt ke vstřikovačům. Pro tyto účely byl využit výpalek mezi-kusu použitého v dosavadním prototypovém řešení a sériového ventilového víka užívaného u motorů 16 V. Bylo vybráno místo, kudy by byl veden kabel s vodiči ke vstřikovačům. Bylo by nutné najít způsob, jak utěsnit prostor mezi kabelem a hlavou válců.

Výhody:

- Demontáž ventilového víka nezávislá na přímé manipulaci s vodiči

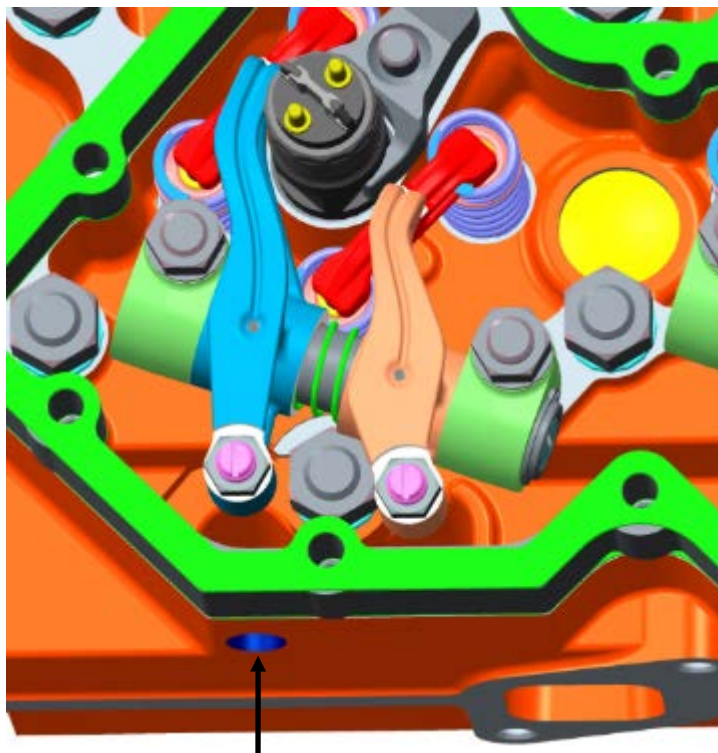
Nevýhody

- Složitý přívod vodičů ke vstřikovačům v prostorách vahadel
- Problematika utěsnění prostoru mezi hlavou válců a bužírkou s vodiči



*Obr. 2- 17. Sestava hlavy válců – vývrt hlavou*

Alternativou by bylo protažení kabelu boční stěnou víka ventilů. Vyřešil by se problém vedení vodičů mezi vahadly, utěsnění kabelu ve víku ventilů by však nebylo nutně zaručeno.



Obr. 2- 18 Prostor pro přívod vodičů mezi vahadly

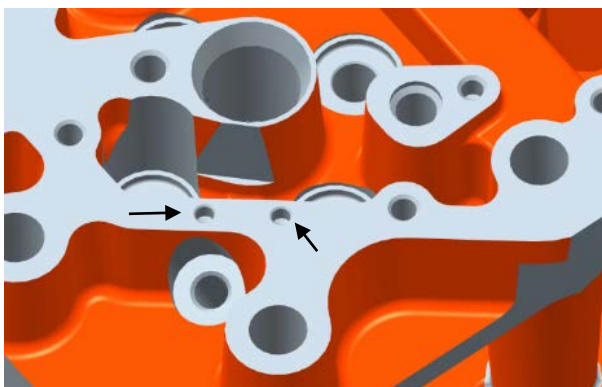
### Varianta C (domek pro konektor)

Sestava hlavy válců byla podrobena úpravám. Úpravy byly provedeny na dílci hlavy válců a ventilovém víku a to z důvodu včlenění konektoru vodičů spolu s jeho domkem. Do hlavy válců byly vytvořeny otvory pro středící čepy. Nový návrh ventilového víka obsahoval také náliček pro umístění domku konektoru. Jelikož bylo nutností zvýšit ventilové víko kvůli použitým vyšším vstřikovačům, nebyly na víku vytvářeny výstupky zdvihací tyč ventilů. V dílci hlavy válců byly vyvrtány dva otvory o průměru 5 mm do hloubky 5 mm v dané toleranci. Do nich byly nalícovány středící čepy s přechodným uložením pro snadnou montáž a demontáž domku konektoru. Těsnění mezi hlavou válců a ventilovým víkem bylo opatřeno dvěma otvory pro středící čepy. Ustavení domku konektoru a na hlavu válců a následné nasazení ventilového víka a ustavení vloženými šrouby víka. Nastíněný postup je víceméně technologický montážní, takto sestavená hlava válců bude připravena na montážní lince, následně usazena na blok motoru a přidány další komponenty. Jde o zjednodušení montáže, kde jsou jednotlivé podsestavy zmontovány pokud možno odděleně. Domek pro konektor bude zajištěn záslepkou, aby nedošlo ke vniku nečistot.

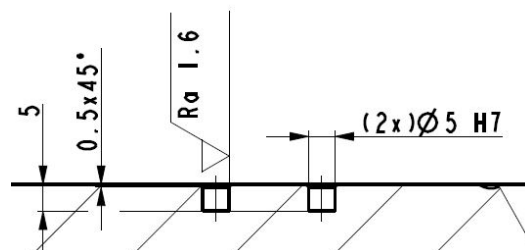


*Sestavení hlavy válců:*

*Těleso hlavy válců*



*Obr. 2- 19 Umístění středících čepů*



*Obr. 2- 20 Otvory pro čepy*

*Středící čep*

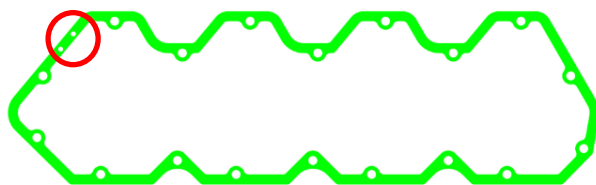


*Obr. 2- 21 Středící čep*

*Tab. 2- 3 Parametry čepu*

norma	ČSN EN 22 340
materiál	Ocel 11 107
rozměry	Ø5h7 x 22

*Těsnění pod ventilovým víkem*



*Obr. 2- 22 Upravené těsnění ventilového víka*



*Obr. 2- 23 Detail otvorů v těsnění*

## Konektor vodičů

Protože byl konektor umístěn do stěny ventilového víka, jsou na něj kladeny vyšší nároky na odolnost vůči vnějším vlivům a také na samotnou těsnost vodičů v jejich spojení. Analýza dostupných konektorů u dosavadních dodavatelů vedla k výběru modelu, který vyhovuje nezbytným požadavkům.

*Požadavky na konektor:*

- Propojení vodiče z vně do vnitřního prostoru hlavy válců
- Těsnost a zaručená spolehlivost spoje
- Teplotní odolnost do 110°C, nárazově až do 130°C
- Aplikovatelnost na konstrukční návrh víka ventilů
- Minimální počet 8 pinů, pro každý vstřikovač minimálně 2 vodiče

*Požadavky vstřikovače na vodiče:*

- Pracovní napětí: 60 V
- Proud vstřikovače: 35 A
- Teplotní odolnost do 110°C, nárazově až do 130°C

*Zástavbové parametry a volba materiálu vodičů:*

Vzhledem k požadavku dodání proudu na vstřikovač 35 A je nutno použít vodič o průřezu 1 mm<sup>2</sup>. Konektorem projde vodič o průřezu maximálně 0,75 mm<sup>2</sup>, proto bylo nutno použít všech 16 pinů konektoru pro 16 vodičů. Dvojice vodičů má v součtu průřez 1,5 mm<sup>2</sup>, vodiče byly spojeny ve dvojicích do spojovacího oka vstřikovače. Na každý vstřikovač připadají 4 vodiče. Budou vedeny ve svazku, průřez jednoho vodiče s izolací tvoří maximálně 2 mm<sup>2</sup>. K prvnímu vstřikovači se vodiče svazkovat nebudou, proto stačí délka stahovací pásky 100 mm, aby stáhla svazek o přibližném průměru 22 mm.



*Obr. 2- 24 Vodič 0,75 mm<sup>2</sup> se zakončením pro konektor*

Pro úsek mezi řídicí jednotkou a konektorem (vně motoru) budou aplikovány vodiče doposud používané v sérii. Na vodiče vně motoru jsou kladeny výše uvedené požadavky, proto budou použity odolnější. Bude použit vodič s teflonovou izolací, specifický název materiálu izolace je Fluorethylenpropylen (FEP), materiál vodiče CuSn. Teplotní odolnost v rozsahu -100°C až +205°C, krátkodobě až 230°C. Nominální napětí 600 V, vysoký izolační odpor 2 GOhm x km, nízké dielektrické ztráty, nehořlavý. [10]



Obr. 2- 25 Konektor vodičů - pohled 1



Obr. 2- 26 Konektor vodičů - pohled 2



*Obr. 2- 27 Protikus konektoru [11]*

*Domek konektoru*

Domek je frézován z hliníkového obdélníkového polotovaru, opatřen otvorem o průměru 33 mm pro vsunutí konektoru a vybráním pro ustavení konektoru proti jeho otáčení a dvěma otvory pro jeho ustavení k hlavě válců. Zmíněné otvory vyrobeny s tolerancí protikusu středícího čepu. Dvěma rádiusovými drážkami připraveno umístění těsnících o-kroužků pro utěsnění prostoru mezi víkem ventilů a samotným domkem. Úkos bočních stěn domku navržen vzhledem k rovnoměrnějšímu rozložení působícího tlaku od kontaktu s ventilovým víkem. Dalším smyslem je snížení přísavné schopnosti utěsněných dílů při demontáži, tedy domku spolu s konektorem, čímž bude víko snadněji odnímatelné a domek se tak nebude samovolně demontovat spolu s víkem.

*Obr. 2- 28 Domek konektoru – pohled 1**Obr. 2- 29 Domek konektoru – v řezu*

### *Ventilové víko Zetor HPi*

Ventilové víko bude odlito ze slitiny hliníku do formy. Odlitek navýšen v porovnání s 16-ti ventilovým sériovým víkem o 14 mm (nynější výška víka je 89 mm), dále zrušeny nálitky pro zdvihací tyče ventilů a vytvořen nálipek pro umístění domku konektoru. Zkratka HPi znamená z anglického překlada vstřikování pod vysokým tlakem, tedy High Pressure Injection.



*Obr. 2- 30 Odlitek ventilového víka Zetor HPi*



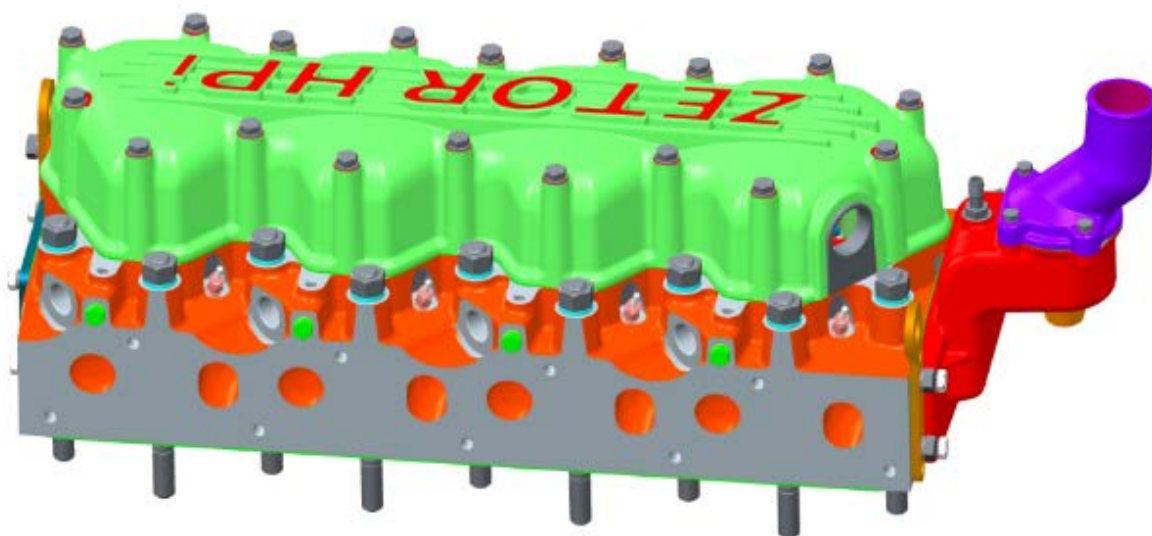
*Obr. 2- 31 Nálipek pro domek konektoru*



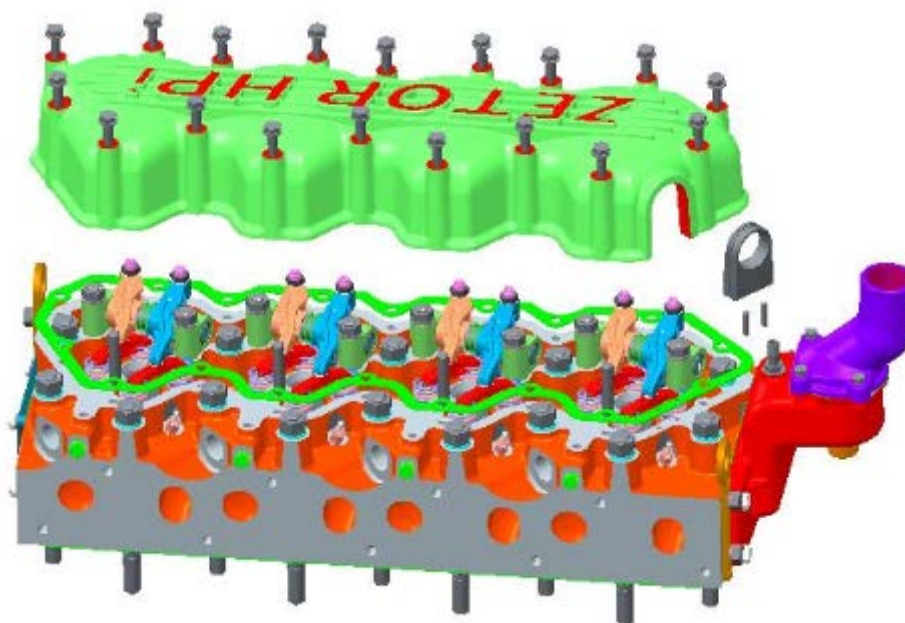
*Obr. 2- 32 Obrobený nálipek*



*Obr. 2- 33 Ventilové víko HPi*



*Obr. 2- 34 Sestavení hlavy válců*



*Obr. 2- 35 Rozpad hlavy válců*

## Vodící lišta pro vodiče

Tato část se zabývá problematikou přívodu vodičů vstřikovačům v prostoru hlavy válců. Protože jsou vahadla a ventilové můstky pohyblivými členy, vodiče se nesmí dostat do jejich kontaktu. Tím by mohlo dojít k poškození vodičů a tak přerušení napájení vstřikovačů. Z těchto důvodů byl navržen systém, který povede vodiče ke vstřikovačům. Uchycení navrhovaného vodítka bylo zvoleno k závrtnému šroubu šroubového spoje třmene vstřikovače. Protože není žádoucí výrazně navyšovat délku závrtného šroubu a ani hmotnost vodítka, byl navržen tenký plech s otvory pro upevnění. Bylo nutno přizpůsobit tvar vodítka celkové zástavbě hlavy válců. Kvůli prostoru zástavby nezbylo, než se řídit obrysem ventilového víka a proto navržené vodítko vodičů kopíruje tvar víka ventilů. Šířka vodítka byla omezena prostorem mezi závrtným šroubem a vstřikovačem. Prvkem ovlivňujícím polohu vodítka vodičů jsou vahadla. Vodítko uloženo tak, aby nedošlo k jeho kontaktu s vahadly. Na obrázku 2-39 jsou vahadla v horní úvratí, je tedy zřejmé že ke konfliktu nedojde. Jelikož je vodítko nasazeno na závrtné šrouby a spojeno přes normalizovanou podložku a matici, bylo nutné tento prostor vymežit. Výška matice a podložky byla vymezena, aby nedocházelo ke kontaktu vodičů se spojovacími prvky (šroubem a maticí). Potřebná minimální výška vymežovacího prvku je 7,5 mm, zvolená výška je 10 až 15 mm dle volby materiálu. Dalším smyslem vyložení je, aby u vodičů nedocházelo k jejich nadbytečnému ohýbání. Vzhledem k tomu, že jsou vodiče vystaveny zvýšeným teplotám od unikající energie chodu motoru, a taky od kontaktu s olejem, mají tendenci ke stárnutí. Proto je důležité, aby byly vodiče uloženy staticky.

Vodítko navrženo jako výpalek. Vymežovací člen byl navržen s ohledem na hmotnost a odolnost proti podmínkám prostředí. Za nejvhodnější materiál byla vybrána pryž odolávající zvýšeným teplotám a kapalinám, jako nafta a olej, se kterým přijde do styku. Spojení plechového vodítka a pryžového vymežovacího členu bude provedeno lepeným spojením. Vhodným lepidlem by mohlo být Loctite 406, kde je nutný aktivátor 7239/Primer. Vibrace a hluk vzniklé vložením vodící lišty do hlavy válců jsou očekávány, zjištění vzniklé akustické hladiny hluku bude součástí provozních zkoušek.

*Volba materiálu pryže vodící lišty*

### a) BUTYL (IIR) AG30 [12]

Pryž je na bázi syntetického kopolymeru isobutylen isopren, nabývá černé barvy

- Specifická hmotnost: **1,2 g/cm<sup>3</sup>**
- Teplotní odolnost: **-40 až +160 °C**
- Dodávané rozměry: role šíře 1200 mm až 1400 mm, tloušťka **1 až 50 mm**
- Přednosti
  - minimální nasákavost plynů, vody a páry
  - výborná odolnost kyselinám, výborné dielektrické vlastnosti
  - dobrá odolnost vyšším teplotám

## b) VITON 80 AG 37 [12]

Esafluorpropylen, nazývaný také jako fluoruhlíková pryž je materiál pro své výjimečné vlastnosti používaný pro výrobu prvků používaných petrochemii, leteckém průmyslu, jaderné energetice, atd.

- Specifická hmotnost: **2,2 g/cm<sup>3</sup>**
- Teplotní odolnost: **-30 až +250 °C**
- Dodávané rozměry: role šíře 1200 mm, tloušťka **1 až 10 mm**
- Odolnost vůči:
  - vysoce agresivním chemikáliím
  - lubrikantům a olejům
  - vysokým teplotám

Na základě konstrukčních požadavků byl vybrán materiál BUTYL (IIR) AG30, jelikož je dostupný ve větším rozmezí jeho tloušťky. Má nižší hmotnost, dostačující teplotní odolnost a odolnost vůči kyselinám. Práce je ve fázi výzkumu, proto byl zvolen materiál, který je méně odolný proti vnějším vlivům v porovnání s materiálem VITON, avšak pro sériovou výrobu se ušetří náklady. Pokud by materiál po zkouškách nevyhovoval, byl by nahrazen materiálem VITON.[12]

*Volba materiálu a výroba plechového vodička*

Vzhledem ke složitosti tvaru vodička bude jeho výroba provedena vypálením tenkého plechu o tloušťce 1 mm. Tato technologie také umožní snadno vyrobit drážky po stranách vodička pro upevnění vodičů k vodící liště. Za materiál polotovaru byl zvolen hliník pro jeho výhody, měkkost a tím snížení hluku a také pro jeho nízkou hmotnost. Upevnění vodička a vymezení člena bude provedeno stahovací páskou, proto je nutno odstranit hrany z drážek pro pásy.

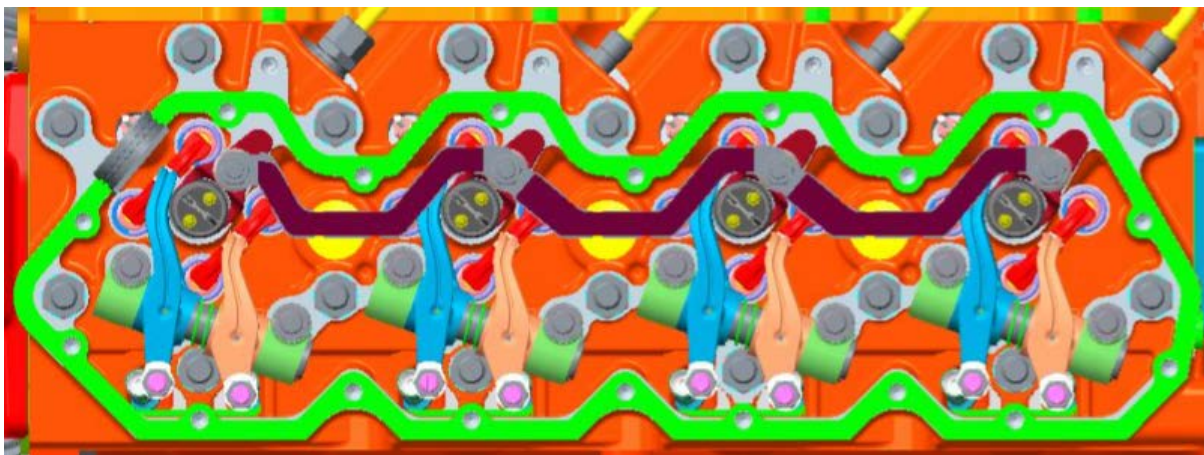
*Volba materiálu stahovací pásky:*

Nejběžnější pásy se vyrábějí z polyvinylchloridu (PVC), z polyamidu. Šetrnější na stahované součásti jsou pásy z polyuretanu. Jejich teplotní odolnost je uvažována do 85°C. Teplota, které musí pásy odolávat při plném zatížení je až 130 °C. Z toho důvodu byly použity kabelové vazací pásy do vysokých teplot. Firma Foxel dodává pásy z materiálu VMP+, tj. modifikovaný polymer ETFE. Modrá nejodolnější páska odolává provozním teplotám až 170°C. Je navíc odolná vůči rozpouštědlům, benzínu, olejům. Zvolená páska s parametry VPM+ 2,5 x 100 (šířka x délka), průměr svazku 22 mm. Balení po 100 ks - 1 408 Kč, tedy 14 Kč za kus. Spotřeba pásek na jednu vodící lištu bude 20 ks, tedy 280 Kč. [13]



Obr. 2- 36 Vodící lišta

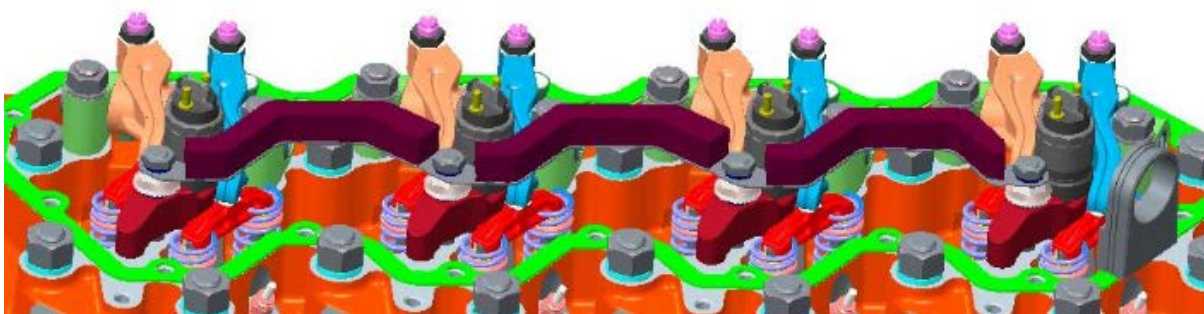




*Obr. 2- 37 Umístění vodící lišty – půdorys*



*Obr. 2- 38 Detail prostoru pro umístění vodící lišty*



*Obr. 2- 39 Umístění vodící lišty - pohled 2*

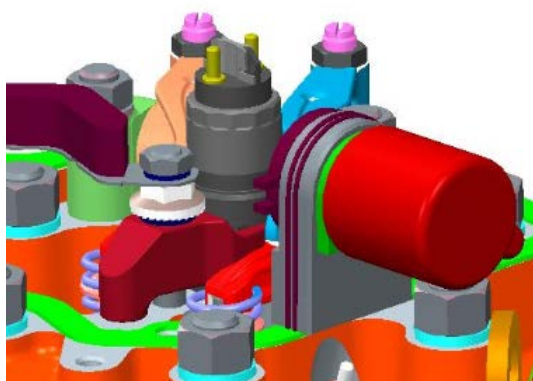
Z vodící lišty bude vždy vyvedena čtveřice vodičů zvláště ke každému vstřikovači. Na každou svorkovnici vstřikovače připojena dvojice vodičů.

Při montáži vodičů je postup následující. Nejprve jsou upevněny vodiče ke konektoru, dále jsou o-kroužky umístěny do připravených drážek v domku (další varianta, o-kroužky jsou navulkanizovány přímo do drážek domku) vymazaných vazelínou. Konektor aretován proti otáčení kolem své osy vybráním v domku a proti axiálnímu posuvu svorkou. Domek spolu s konektorem a vodiči nasazen na středící čepy. Upevnění vodičí lišty k závrtným šroubům. Přivedení vodičů ke vstřikovačům na vodičí liště a následné vysvazkování páskami. Uzavření hlavy válců víkem ventilů a utahení šrouby. Konektor je nutno nejprve spojit s domkem a až následně sestavení upevnit na hlavu válců kvůli zástavbě vahadel, viz obr. 2-41.

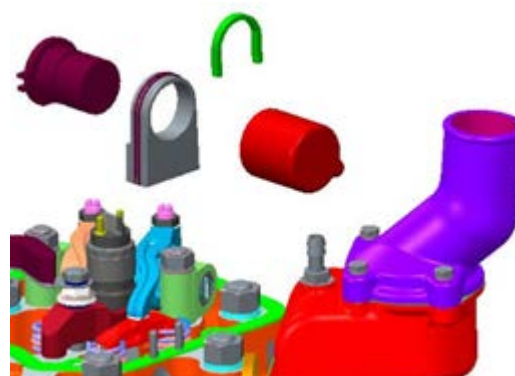
Tab. 2- 4 Technické parametry o-kroužku [14]

Elastomer	Označení	Tvrdość [ShA]	Teplotní rozsah	Norma	Rozměr
Nitril-butadien kaučuk	NBR 80 1078	80	-40°C až 125°C	PN 029280.2	125x2,3

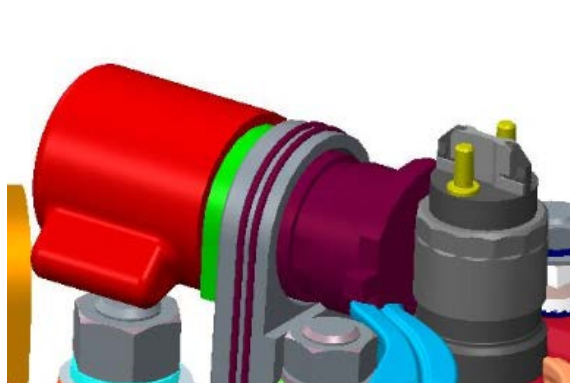
O-kroužek odolný motorovým a převodovým olejům, benzinu.



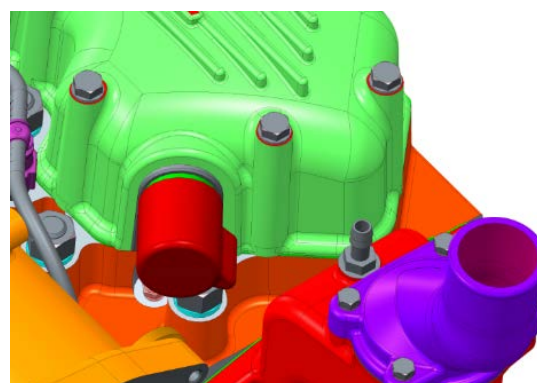
Obr. 2- 40 Sestava konektoru



Obr. 2- 41 Rozpad sestavy konektoru



Obr. 2- 42 Kolize konektoru



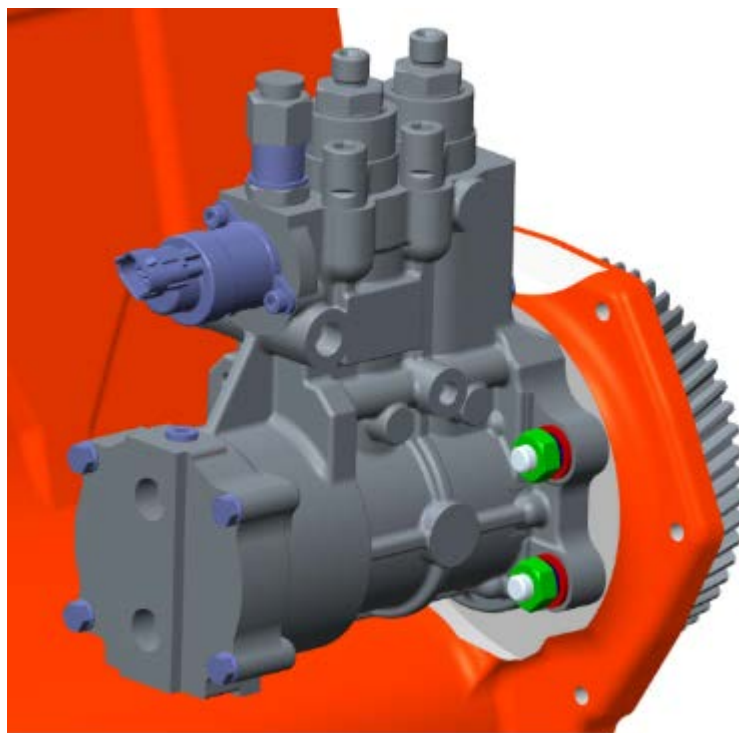
Obr. 2- 43 Sestava konektoru – pohled 2

## 2.2 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO PALIVOVÉHO SYSTÉMU

System Bosch se mj. skládá z vysokotlakého čerpadla, vysokotlakého zásobníku a vstřikovačů. Úkolem bylo k těmto komponentám navrhnout uchycení a navrhnout vysokotlaké potrubí. Mezi vysokotlakým zásobníkem a vstřikovači byly potřeba čtyři trubky a mezi palivovým čerpadlem a vysokotlakým zásobníkem další dvě trubky, celkem šest trubek s tvarovým zakončením. Každá z trubek musí být upevněna maticí, kde dosedací plochy trubka – matice musí těsnit.

### 2.2.1 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO ČERPADLA

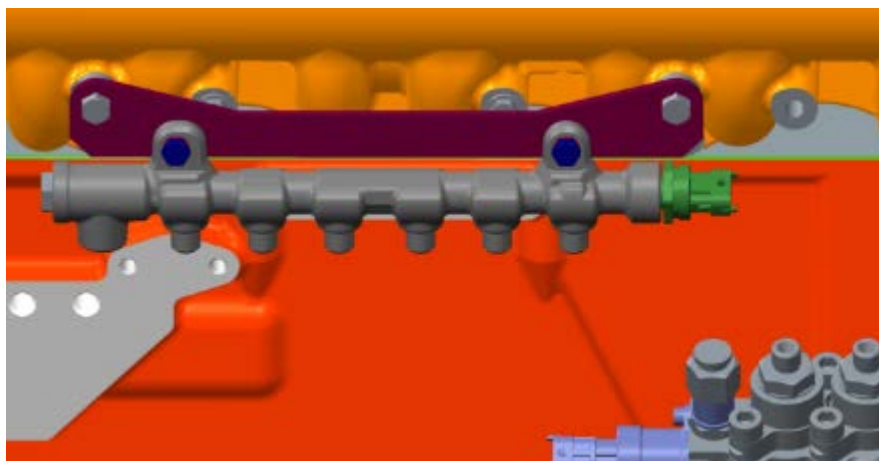
Zadavatelem bylo zvoleno vysokotlaké palivové čerpadlo Bosch. Jedná se o čerpadlo typu CB28, tedy axiální čerpadlo. Tlak zde vytvářejí dva do řady uspořádané písty. Čerpadlo je mazáno olejem s možností regulace množství. Čerpadlo se dělí na dvě části, podávací nízkotlakou část, která dopravuje palivo k vysokotlaké části a je poháněna od vačkové hřídele. Vysokotlaká část dopravuje palivo pod tlakem trubkami do railu. Převodový poměr pohonu CB28 je 1:2 jako tomu je u běžných řadových čerpadel. [15] Zvolené čerpadlo má rozteč otvorů pro uchycení kompatibilní s čerpadlem dříve používaným pro tuto klikovou skříň. Pak bylo pro spojení použito čtyř závrtných šroubů M10x47 ČSN 02 1176-10.8 pro zašroubování do litiny, čtyř podložek 10,5 ČSN 02 1741.11, čtyř normalizovaných šestihranných matic M10 ČSN EN ISO 4032.



Obr. 2- 44 Aplikace vysokotlakého čerpadla

### 2.2.2 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO ZÁSOBNÍKU

Vysokotlaký zásobník je také dodáván firmou Bosch, systém Common Rail. Jedná se o typ HFR-18-OHW. Zásobník je upevněn k držáku railu dvěma šrouby M8x25 ČSN EN ISO 4014 -8.8 a dvěma podložkami 8,4 ČSN EN ISO 7089-8. Držák vysokotlakého zásobníku byl převzat od zadavatele práce.

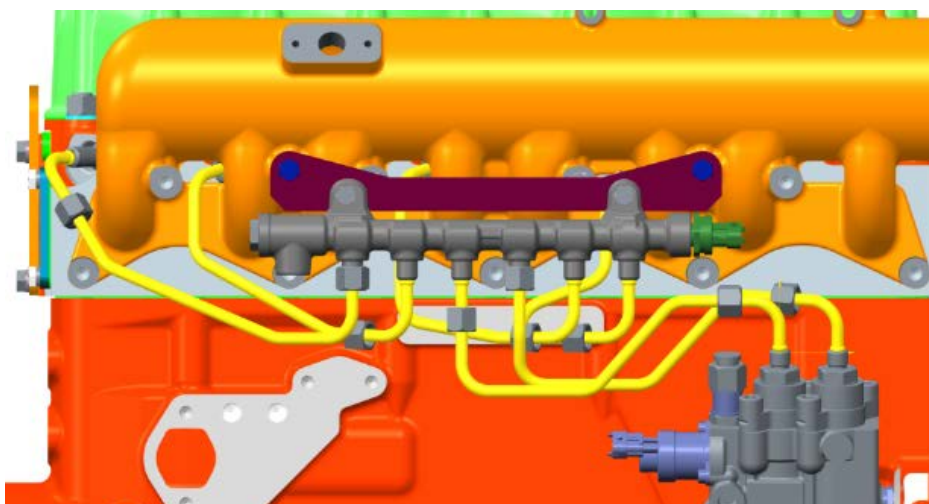


Obr. 2- 45 Aplikace vysokotlakého zásobníku

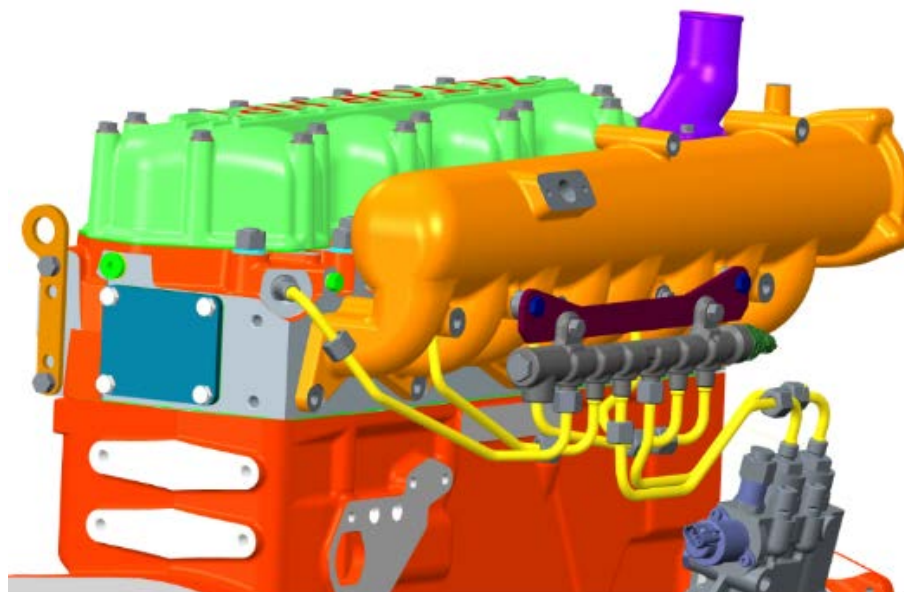
Poloha zásobníku má vliv na délky vysokotlakého vedení, ty musí být stejné, aby nebyl ovlivněn přívod dodávaného paliva do zásobníku.

### 2.2.3 APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO VEDENÍ

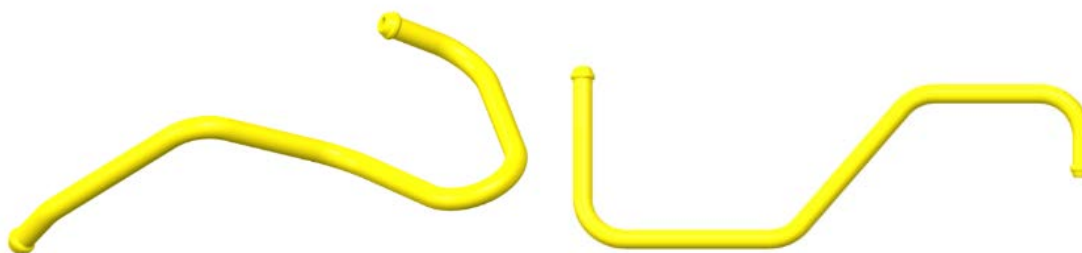
Parametry vysokotlakého vedení se odvíjely od polohy umístění vysokotlakého zásobníku a vysokotlakého palivového čerpadla. Celkem bylo navrženo šest trubek s tvarovým zakončením. Trubky jsou vyráběny rovné bez zakončení, následně jsou umístěny přesuvné matice, tvářením vyhotovena zakončení a nakonec jsou trubky ohýbány dle výkresové dokumentace. Matice mají za úkol spojit trubky s jednotlivými komponentami. Proto je dosedací plocha matice a zakončení trubky navržena tak, aby dotažením matice zaručovali těsnost spoje.



Obr. 2- 46 Čelní pohled na vysokotlaké vedení



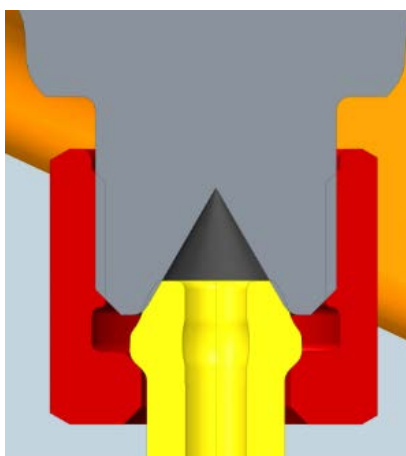
*Obr. 2- 47 Natočený pohled na vysokotlaké vedení*



*Obr. 2- 48 Vysokotlaká trubka pro 1. válec*

*Obr. 2- 49 Vedení od čerpadla k railu*

Zapojení trubek k jednotlivým komponentám bylo, jak již bylo zmíněno výše, provedeno pomocí přesuvných matic. Matice a zakončení trubek byly jedním z konstrukčních konceptů této práce. Závit matice byl stanoven podle závitů připojovaných komponent M14 x 1,5 6H . Kompletní parametry přesuvné matice jsou uvedeny v technické dokumentaci.



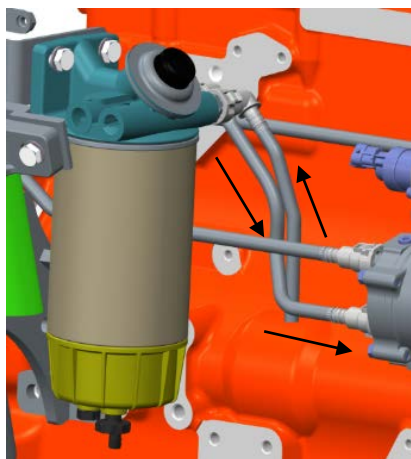
*Obr. 2- 50 Těsnící tvar trubky s přesuvnou maticí*

## 2.3 APLIKACE NÍZKOTLAKÉHO PALIVOVÉHO SYSTÉMU

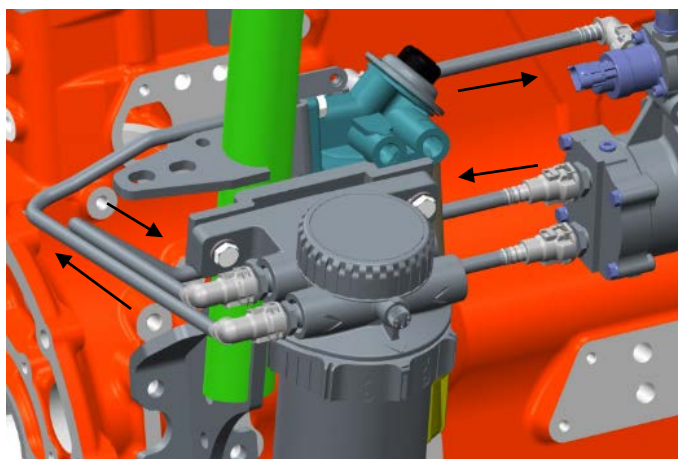
Za nízkotlaký palivový systém se považuje přívod paliva k vysokotlakému čerpadlu a zpětný okruh přebytečného paliva do nádrže. Pro tyto účely bylo využito spigotů, jímky odpadu a rychlospojek, jejichž návrh odpovídá náležitostem normy SAE J2044.

### *Přívod a filtrace paliva*

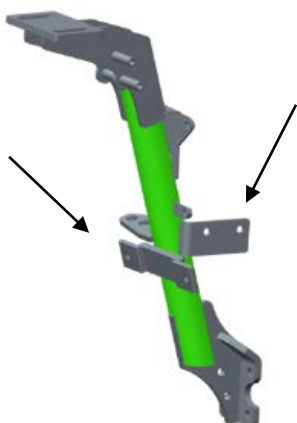
Palivo je dopravováno z palivové nádrže do předfiltru, odtud do podávacího čerpadla (obr. 2-50), dále palivo putuje do hlavního filtru (obr. 2-51). Z hlavního filtru jde palivo do části podávacího čerpadla spojené s vysokotlakou částí čerpadla. Tento cyklus byl zaveden pro dopravu paliva s požadovanou čistotou danou jemností filtrů. Spojovacími prvky byly spigoty, rychlospojky, trubičky. Byla také upravena konzola pro uchycení předního a hlavního filtru.



Obr. 2- 51 Přívod paliva z předfiltru



Obr. 2- 52 Přívod paliva z hlavního filtru



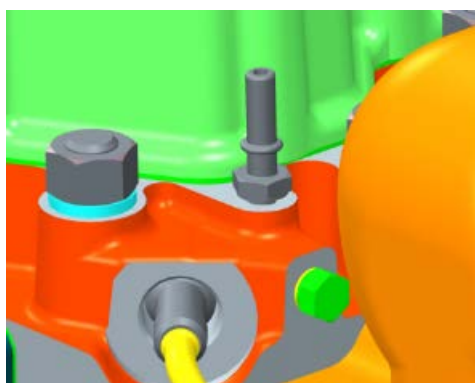
Obr. 2- 53 Konzola palivových filtrů



Obr. 2- 54 Přidané prvky konzoly

*Přepad od vstřikovačů*

Přívod paliva k elektromagnetickým vstřikovačům je navržen tak, že palivo je dopravováno s určitým přebytkem. Proto je nutno přebytečné palivo odvádět zpět do nádrže. K tomu slouží systém přepadu od vstřikovačů. Systém přepadu od vstřikovačů používaný v sérii bylo nutné nahradit vhodnějším konstrukčním řešením kvůli složitosti montáže a demontáže a nízké spolehlivosti. Po delší době docházelo ke stárnutí hadiček a tím k přísávání vzduchu. V tomto návrhu byly použity hadičky z materiálu PE, které se ohřevem spojí s rychlospojkami pro zaručení stálé těsnosti.



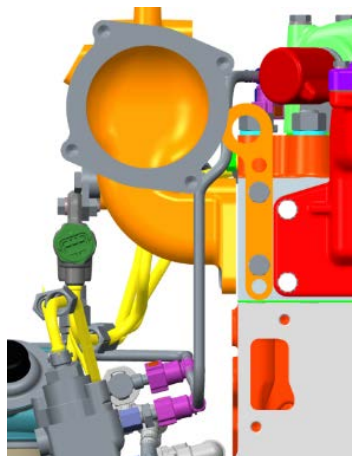
Obr. 2- 55 Spigot přepadu od vstřikovačů



Obr. 2- 56 Rychlospojka na spigotu



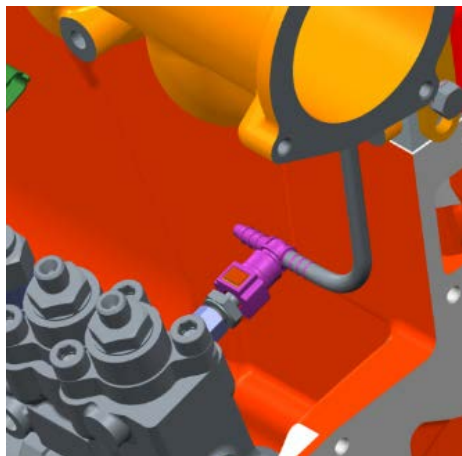
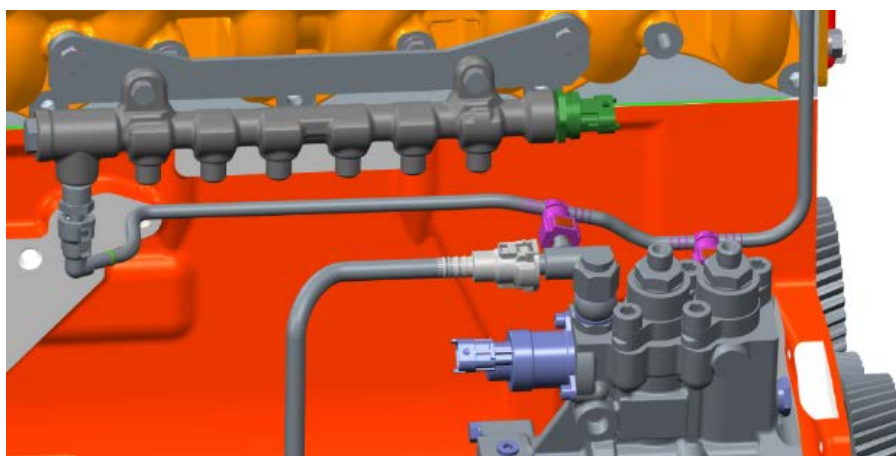
Obr. 2- 57 Přepad od vstřikovačů – spojení spigoty, rychlospojky, hadičky



Obr. 2- 58 Vedení odpadu od vstřikovačů k čerpadlu

*Odpad z vysokotlakého čerpadla a zásobníku*

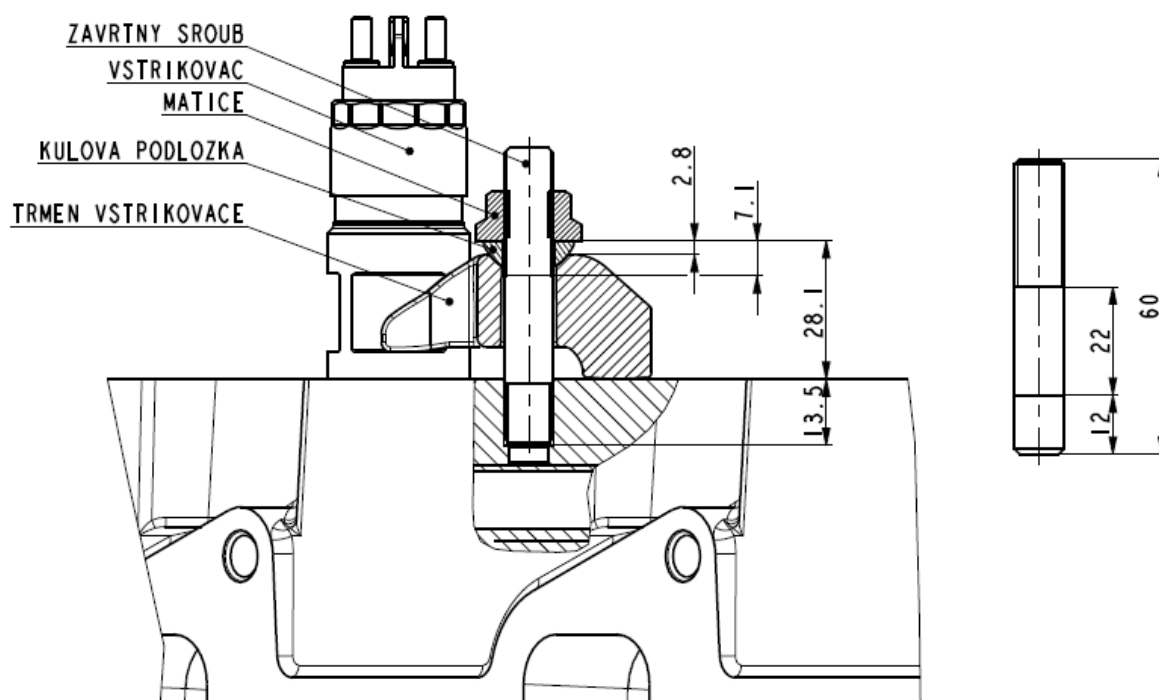
Na vedení odpadu od vstřikovačů se napojuje odpad z vysokotlakého čerpadla. Toto spojení je realizováno trubičkou a rychlospojku tvaru T. Dále je napojen odpad od nízkotlaké části čerpadla a odpad z vysokotlakého zásobníku pomocí jímky odpadu. Odtud jde přebytečné palivo zpět do nádrže.

*Obr. 2- 59 Odpad z čerpadla**Obr. 2- 60 Jímka odpadu**Obr. 2- 61 Odpad paliva – čerpadlo a rail*



### 3 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE

Jedná se o analytický výpočet šroubového spojení třmenu vstřikovače se vstřikovačem.



Obr. 3- 1 Šroubový spoj – parametry

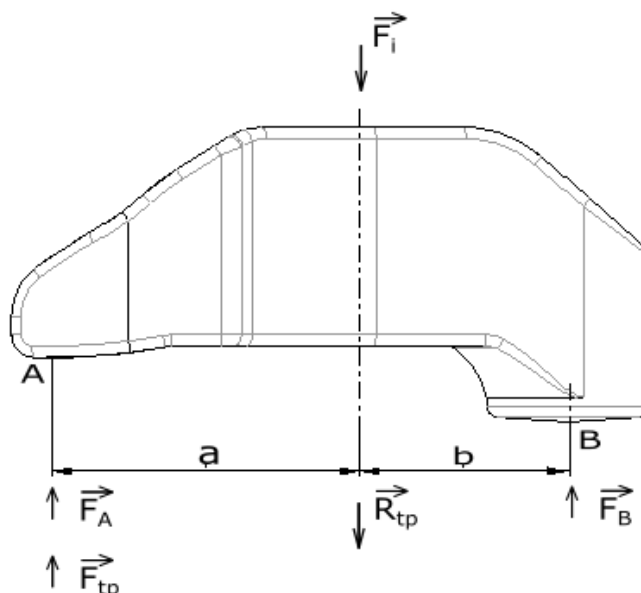
Modul pružnosti oceli	$E_1 = 210\,000\text{ MPa}$
Mez kluzu materiálu šroubu	$R_e = 940\text{ MPa}$
Mez pevnosti materiálu šroubu	$R_m = 1\,000\text{ MPa}$
Korigovaná mez únavy šroubu	$\sigma_c = 162\text{ MPa}$
Rozteč závitů (stoupání závitu)	$p_z = 1,25\text{ mm}$
Průměr šroubu	$d = 10\text{ mm}$
Střední průměr závitu šroubu	$d_1 = 8,647\text{ mm}$
Velký průměr závitu šroubu	$d_2 = 9,188\text{ mm}$
Malý průměr závitu šroubu	$d_3 = 8,466\text{ mm}$
Malý průměr závitu matice	$D_1 = 8,647\text{ mm}$
Délka válcové části dříku bez závitu	$L_g = 22\text{ mm}$
Délka části dříku se závitem v sevření	$L_{b1} = 22\text{ mm}$
	$L_{b2} = 22\text{ mm}$
Délka sevření šroubu	$t = 28,1\text{ mm}$

### 3.1 ZATÍŽENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Při utahování pevnostní matice šroubového spoje bude předepsaná hodnota utahovacího momentu 45 až 50 Nm. Proto je tento šroubový spoj dimenzován směrodatnou hodnotou utahovacího momentu 50 + 5 Nm.

Maximální utahovací moment šroubu	$M_t = 45 - 50 \text{ Nm}$
Pákový poměr a/b	$a = 0,0265 \text{ m}$ $b = 0,018 \text{ m}$
Síla působící na vstřikovač (max. 15 kN)	$F_A = 9\,303 \text{ N}$
Spalovací tlak získaný z indikovaného diagramu (viz Příloha 1)	$p_p = 14 \text{ MPa}$
Průřez trysky vstřikovače (průměr trysky 7,2 mm)	$S_T = 40,715 \text{ mm}^2$

Síla působící na vstřikovač  $F_A$  byla zvolena tak, aby byl při pákovém poměru  $a/b$  zaručen utahovací moment požadované hodnoty, hodnota síly se postupně měnila.



Obr. 3- 2 Silové účinky na třmen

Výpočet síly předpětí:

$$\sum M(\text{v místě } B) = 0: \quad F_i \cdot b - F_A \cdot (a + b) = 0 \quad (3-1)$$

$$F_i = F_A \cdot \frac{(a + b)}{b} \quad F_i = 23\,000 \text{ N} \quad (3-2)$$

Síla od spalovacího tlaku na vstřikovač:

$$F_{tp} = p_p \cdot S_T \quad F_{tp} = 570,01 \text{ N} \quad (3-3)$$

Reakční síla od tlaku plynů na šroubový spoj:

$$\sum M(v \text{ místě } B) = 0: \quad R_{tp} \cdot b - F_{tp} \cdot (a + b) = 0 \quad (3-4)$$

$$R_{tp} = F_{tp} \cdot \frac{(a + b)}{b} \quad R_{tp} = 1409 \text{ N} \quad (3-5)$$

Maximální síla působící na šroubový spoj:

$$F_{max} = F_i + R_{tp} \quad F_{max} = 24\,410 \text{ N} \quad (3-6)$$

### Výpočet utahovacího momentu pro předpětí

Součinitel tření v drážce metrického závitu	$\mu_1 = 0,14$
Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou	$\mu_2 = 0,17$
Maximální průměr dosedací plochy podložky	$D_p = 17,6 \text{ mm}$
Minimální průměr dosedací plochy podložky	$d_p = 11,5 \text{ mm}$

Podmínka samosvornosti šroubového spoje:

Třecí úhel:

$$\rho = \text{atan}(\mu_1) \quad \rho = 7,97^\circ \quad (3-7)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma_S = \text{atan}\left(\frac{p_z}{\pi \cdot d_2}\right) \quad \gamma_S = 2,48^\circ \quad (3-8)$$

$$\text{Podmínka samosvornosti platí} \quad 2,48 < 7,97 \quad (3-9)$$

Třecí moment v závitech:

$$M_{tz} = F_{max} \cdot \tan(\gamma_S + \rho) \cdot \frac{d}{2} \quad M_{tz} = 22,51 \text{ Nm} \quad (3-10)$$

Třecí moment mezi maticí a podložkou:

$$M_{tmp} = F_{max} \cdot \mu_2 \cdot \frac{(D_p + d_p)}{4} \quad M_{tmp} = 30,187 \text{ Nm} \quad (3-11)$$

Celkový utahovací moment pro předpětí:

$$M_t = M_{tz} + M_{tmp} \quad M_t = 52,694 \text{ Nm} \quad (3-12)$$

Výpočet celkového utahovacího momentu navržen na větší hodnotu, než je horní hranice doporučených hodnot pro utahování.

### 3.2 KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJE NA OTLAČENÍ

Šroub M10x60 -10.9 (ČSN 02 1176.20)

Smluvní mez kluzu šroubu	$R_{p0,2} = 940 \text{ MPa}$
Dovolený tlak v závitech šroubu (ocel) [16]	$p_{ds} = 200 \text{ MPa}$
Dovolený tlak v závitech hlavy válců (šedá litina) [16]	$p_{dh} = 125 \text{ MPa}$
Délka závitové části šroubu	$L_{zs} = 12 \text{ mm}$
Modul průřezu šroubu pro krut	$W_K = 1,191 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$

Počet závitů v hlavě válců:

$$i = \frac{L_{zs}}{p_z} \qquad i = 9,6 \qquad (3-13)$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4 \cdot F_{max}}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \qquad p = 128,313 \text{ MPa} \qquad (3-14)$$

Bezpečnost šroubového spoje na otláčení:

$$k_o = \frac{p_{dh}}{p} \qquad k_o = 0,974 \qquad (3-15)$$

$$\text{Podmínka bezpečnosti není splněna} \qquad p > p_{dh}, p_{ds} \qquad (3-16)$$

Toto provedení, s bezpečností téměř 1, bylo schváleno vývojevou konstrukcí motorů Zetor. V případě, že by docházelo k otláčení závitového otvoru v hlavě válců bude použit vyráběný přesnější závrtný šroub s delší závitovou částí šroubu. Pro pevnostní šrouby platí:

$$L_{min} = 1,2 \cdot d \qquad L_{min} = 12 \text{ mm} \qquad (3-17)$$

Výsledky při použití vyráběného távrtného šroubu:

$$\begin{aligned} L_z &= 13,5 \text{ mm} \\ i &= 10,8; \\ p &= 114,05 \text{ MPa} \\ k_o &= 1,1 \end{aligned} \qquad p < p_{dh}, p_{ds} \qquad (3-18)$$

Vyráběný šroub navržen na stejnou pevnostní třídu jako normalizovaný. Normalizované šrouby dosahují přesnosti počtu závitů +/- 2, vyráběný je počtem závitů přesnější. Vzhledem malé tloušťce stěny mezi šroubem a hrdlem vstřikovače není možné vyrábět závit o

větší hloubce než 13.5 mm. Vyráběný šroub by se dostal jen o 1,5 mm hlouběji, dorazem ve výběhu závitů. Výběh závitů je 1,8 mm, pro toleranci přesnosti výroby uvažováno 1,5 mm. Vybrán normalizovaný pevnostní šroub, hloubka závitového otvoru v hlavě válců připravena pro obě varianty.

### Bezpečnost šroubu

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_n = \frac{F_{max}}{A_S} \qquad \sigma_n = 398,9 \text{ MPa} \qquad (3-19)$$

Smykové napětí ve šroubu:

$$\tau_K = \frac{M_t}{W_K} \qquad \tau_K = 442,3 \text{ MPa} \qquad (3-20)$$

Redukované napětí ve šroubu dle podmínky měrné energie napjatosti:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \qquad \sigma_{red} = 863,7 \text{ MPa} \qquad (3-21)$$

Bezpečnost šroubu vůči plastickým deformacím:

$$k_{SS} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \qquad k_{SS} = 1,09 \qquad (3-22)$$

$$\text{Podmínka platí} \qquad k_{SS} > 1 \qquad (3-23)$$

### 3.3 VÝPOČET TUHOSTÍ SPOJOVACÍCH A SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

#### 3.3.1 TUHOST ŠROUBU

Účinná svěrná délka (podmínka  $t > d$ ):

$$L_S = t + \frac{d}{2} \qquad L_S = 33,1 \text{ mm} \qquad (3-24)$$

Délka části dřívku se závitem v sevření:

$$L_b = L_{b1} + L_{b2} \qquad L_b = 19,1 \text{ mm} \qquad (3-25)$$

Výpočtový průřez šroubu:

$$A_S = \frac{\pi}{4} + \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \qquad A_S = 61,195 \text{ mm}^2 \qquad (3-26)$$

Plocha průřezu válcové části dřívku bez závitu:

$$S_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \qquad S_d = 78,54 \text{ mm}^2 \qquad (3-27)$$

Tuhost části šroubu se závitem:

$$K_b = \frac{A_S \cdot E_S}{L_b} \qquad K_b = 672\,800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \qquad (3-28)$$

Tuhost částí šroubu bez závitu:

$$K_d = \frac{S_d \cdot E_S}{L_g} \qquad K_d = 749\,700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \qquad (3-29)$$

Vypočtená tuhost šroubu v oblasti sevření:

$$K_S = \frac{S_d \cdot A_S \cdot E_S}{S_d \cdot L_b + A_S \cdot L_g} \qquad K_S = 354\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \qquad (3-30)$$

**3.3.2 TUHOST SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ PŘEDEPJTÉHO SPOJENÍ**

Modul pružnosti litiny - hlava válců	$E_H = 130\,000\text{ MPa}$
Průměr válce komolého kužele - hlava válců	$D_{kh} = 15\text{ mm}$
Průměr válce komolého kužele - podložka	$D_{kp} = 15\text{ mm}$
Délka strany komolého kužele – hlava válců	$t_{kh} = 12\text{ mm}$
Délka strany komolého kužele – podložka	$t_{kp} = 2,8\text{ mm}$
Průhyb třmenu vstřikovače (MKP analýza)	$w = 0,0869\text{ mm}$

Tuhost hlavy válců:

$$K_h = \frac{0,557 \cdot \pi \cdot E_H \cdot d}{\ln \left[ \frac{(1,155 \cdot t_{kh} + D_{kh} - d) \cdot (D_{kh} + d)}{(1,155 \cdot t_{kh} + D_{kh} + d) \cdot (D_{kh} - d)} \right]} \quad K_h = 2\,566\,000\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3-31)$$

Tuhost podložky:

$$K_p = \frac{0,557 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[ \frac{(1,155 \cdot t_{kp} + D_{kp} - d) \cdot (D_{kp} + d)}{(1,155 \cdot t_{kp} + D_{kp} + d) \cdot (D_{kp} - d)} \right]} \quad K_p = 9\,743\,000\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3-32)$$

Tuhost třmenu vstřikovače:

$$K_t = \frac{F_{max}}{w} \quad K_t = 260\,800\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3-33)$$

Celková tuhost spojovaných součástí:

$$K_{CS} = \frac{K_h \cdot K_p \cdot K_t}{K_p \cdot K_t + K_t \cdot K_h + K_h \cdot K_p} \quad K_{CS} = 231\,100\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3-34)$$

Deformační konstanta spoje:

$$C_S = \frac{K_S}{K_S + K_{CS}} \quad C_S = 0,605 \quad (3-35)$$

### 3.4 ÚNAVOVÉ POŠKOZOVÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Uvažujeme míjivý cyklus únavového poškození.

Část provozní síly  $R_{tp}$  přenášené šroubem:

$$\Delta F_S = C_S \cdot R_{tp} \qquad \Delta F_S = 853,16 \text{ N} \qquad (3-36)$$

Část provozní síly  $F$  přenášené spojovanými součástmi:

$$\Delta F_P = \Delta F_S \cdot \frac{K_{CS}}{K_S} \qquad \Delta F_P = 556,04 \text{ N} \qquad (3-37)$$

Výsledné zatížení šroubu v provozním stavu:

$$F_S = F_i + \Delta F_S \qquad F_S = 23\,850 \text{ N} \qquad (3-38)$$

Výsledné zatížení spojovaných součástí v provozním stavu:

$$F_P = F_i - \Delta F_P \qquad F_P = 22\,440 \text{ N} \qquad (3-39)$$

Napětí od síly předpjetí:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_S} \qquad \sigma_i = 375,84 \text{ MPa} \qquad (3-40)$$

Napětí ve šroubu v provozním stavu:

$$\sigma_S = \frac{F_S}{A_S} \qquad \sigma_S = 389,78 \text{ MPa} \qquad (3-41)$$

Amplituda síly ve šroubu:

$$F_a = \frac{F_S - F_i}{2} \qquad F_a = 426,58 \text{ N} \qquad (3-42)$$



Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_S} \qquad \sigma_a = 6,97 \text{ MPa} \qquad (3-43)$$

Střední nominální napětí ve šroubu:

$$\sigma_m = \frac{C_S \cdot R_{tp}}{2 \cdot A_S} + \frac{F_i}{A_S} \qquad \sigma_m = 382,80 \text{ MPa} \qquad (3-44)$$

Bezpečnost vůči únavovému poškození dle Goodmanova kritéria [8]:

$$k_{\dot{u}} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \qquad k_{\dot{u}} = 2,35 \qquad (3-45)$$

## 4 POČÍTAČOVÁ SIMULACE

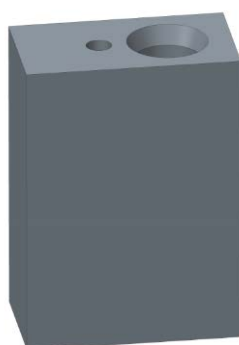
Cílem počítačové simulace je návrh úchytného třmenu vstřikovače systému Common Rail s respektováním současné zástavby hlavy válců, vahadel, ventilových můstků. Geometrie třmenu uzpůsobena tvaru dodaného vstřikovače Bosch. Konstrukce navržena na požadovaný utahovací moment předpjetí šroubového spoje, přičemž posouzení únavového života zohledňuje proměnný tlak ve spalovacím prostoru. Pro vytvoření konečnoprvkové sítě bylo použito programu ANSA v 18.0.0 a pro samotnou simulaci bylo využito softwaru ANSYS Mechanical APDL 18.0, dále jen ANSA a ANSYS.

### 4.1 MODEL GEOMETRIE

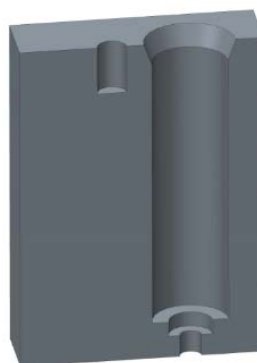
Model geometrie byl značně zjednodušen vzhledem ke složitosti různých tvarů, malých plošek a dalších prvků, které nemají značný vliv na výsledky řešení úlohy. Model sestavy byl vytvořen v prostředí Creo, kde byl následně zjednodušen. Hlava válců byla zredukována na rozsah jediného válce. Pro složitost modelu hlavy válců, ke které se váže také její skeleton, bylo nutné sestavu exportovat do formátu STEP, následně otevřít jako sestavu a znovu exportovat do formátu STEP. Bez tohoto postupu by se zachovaly prvky modelu skeletonu odebrané části hlavy válců, což by pro dále komplikovalo práci. Takto vygenerovaná sestava byla kompatibilní s programem ANSA, který byl využit pro síťování sestavy. Při síťování byly zjištěny další složité tvary, které byly již v programu ANSA zjednodušeny. Výstupem byla objemová síť spolu s plošnými uzlovými body připravenými pro zadávání okrajových podmínek v prostředí ANSYS.

#### 4.1.1 GEOMETRIE HLAVY VÁLCŮ

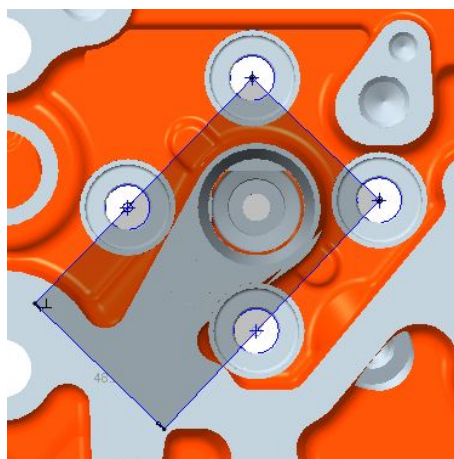
Hlava válců je velmi složitý odlitek se specifickou tuhostí. Značná část nezabírá žádný objem. Tvary po odlévání a obrábění podstatně neovlivňující výsledky analýzy byly odebrány. Zejména osazení pro šrouby, tvary v otvoru pro hrdlo vstřikovače by tvořili nepřiměřenou složitost modelu. Nespojitě plochy po odlévání vytvářely záporné objemy při tvorbě sítě. Otvor pro upevnění šroubu M10 byl vytvořen s průměrem 10 mm kvůli aplikaci okrajové podmínky šroubového spoje, tedy dosažení patřičné hodnoty penetrace mezi šroubem a otvorem. Nejprve byla hlava válců uvažována jako plná kostka s patřičnými prvky pro umístění komponent, na níž bylo odladěno nastavení výpočtu a částečně optimalizována konstrukce třmenu vstřikovače.



Obr. 4- 1 Hlava kostka



Obr. 4- 2 Hlava kostka - v řezu



Obr. 4- 3 Výřez hlavy válců



Obr. 4- 4 Redukovaná hlava válců

#### 4.1.2 GEOMETRIE POUZDRA VSTŘIKOVAČE

Pouzdro vstříkovače je jednoduchý model, nebylo nutné redukovat geometrii za účelem zjednodušení výpočetního modelu. Pro zjednodušení celkového výpočtového modelu byla podložka nacházející se mezi pouzdem a hlavou spojena s pouzdem vstříkovače. Umístění podložky znázorněno na obr. 4-5 červenou barvou.



Obr. 4- 5 Upravený model pouzdra vstříkovače

#### 4.1.3 GEOMETRIE VSTŘIKOVAČE

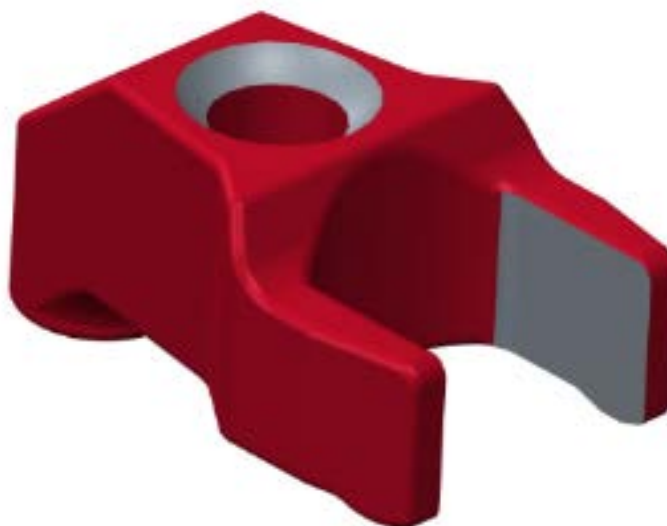
Model vstříkovače byl pro potřeby deformačně napěťové analýzy složitý, proto došlo k několika úpravám. Část vstříkovače pro přívod napětí byla odstraněna úplně, otvor pro hrdlo vstříkovače zaplněn. Špička trysky vstříkovače seříznuta do tvaru kruhové plochy. Přejechy a složité tvary eliminovány. Měděná podložka pro vymezení vůle mezi pouzdem a vstříkovačem spojena se vstříkovačem, zvýrazněno červenou barvou na obr. 4-7.



*Obr. 4- 6 Vstupní model vstřikovače    Obr. 4- 7 Zjednodušený model vstřikovače*

#### **4.1.4 GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE**

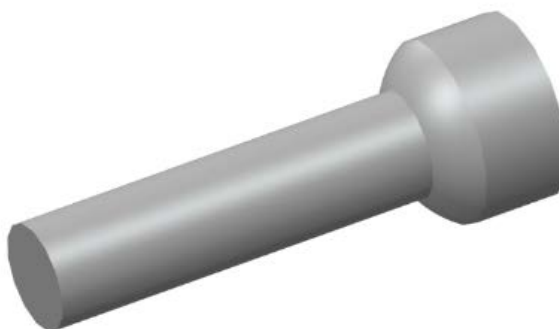
Tento dílec je pomocí deformačně napěťové analýzy konstrukčně navrhován. Veškeré úpravy prvotního návrhu a veškerá zjednodušení provedena vůči optimalizaci k meznímu stavu plastických deformací a meznímu stavu únavového porušování. Tvar třmenu byl podroben optimalizacím na základě výsledků deformačně - napěťové analýzy. Na obrázku níže je zobrazen první návrh třmenu. Průběh optimalizace třmenu znázorněn v kapitole optimalizace třmenu vstřikovače. Třmen vstřikovače dále nazýván pouze jako třmen.



*Obr. 4- 8 Prvotní návrh třmenu vstřikovače*

#### 4.1.5 GEOMETRIE ŠROUBU

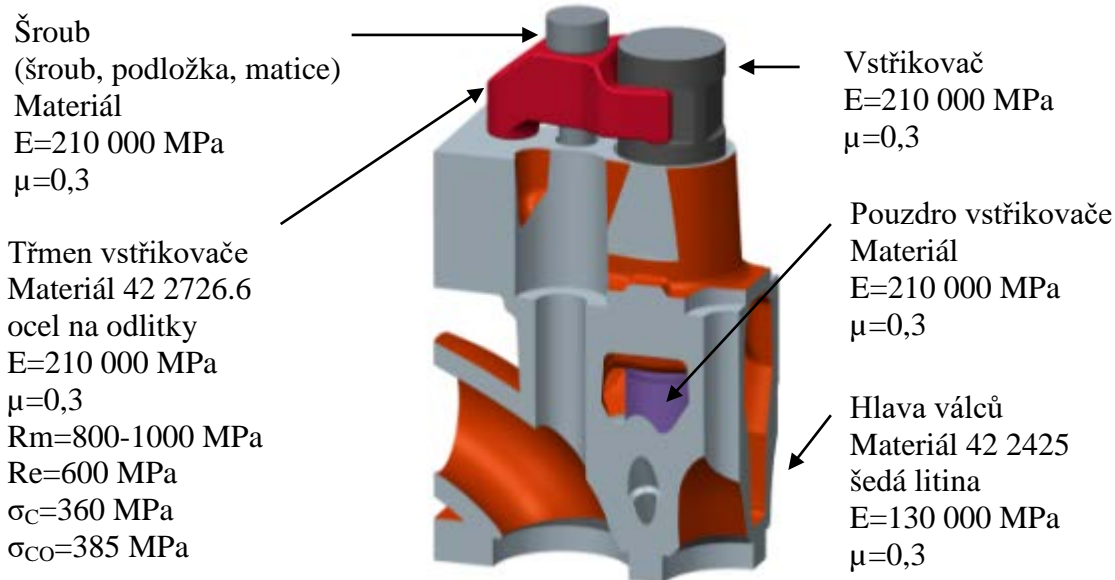
Sestavení závrtného šroubu, kulové podložky a matice bylo pro zjednodušení výpočtu spojeno v jeden celek, který je dále nazýván jako šroub. Prvek matice proveden velmi zjednodušeně, tvar nebyl podstatný, nahrazena jen válcovým objemem. Šroub je v kontaktu se třmenem kulovou plochou nahrazující prvek kulové podložky. Kontakt s hlavou válců, jejím redukovaným objemem, je tvořen válcovou plochou šroubu o stejném průměru, jako je vytvořen otvor v hlavě.



Obr. 4- 9 Zjednodušený model šroubu

#### 4.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Byl použit lineární elastický model materiálu.



Obr. 4- 10 Materiálové vlastnosti

### 4.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jako okrajové podmínky byly využity dva různé druhy zatížení, předpětí šroubu a tlak od spalin působící na vstřikovač. Úloha byla počítána v prostředí programu ANSYS, kde byly všechny okrajové podmínky nastavovány za pomoci Component Manageru.

#### 4.3.1 KONTAKTY

Mezi jednotlivými prvky modelu se využily dva typy kontaktů (Bonded a Standard). Oba typy jsou lineární.

Bonded

- Kontaktní plochy jsou pevně spojeny, není možné jejich vzájemné oddělení.
- Využito jako vetknutí.

Standard

- Obdobné jako bonded, je však umožněn malý pohyb mezi kontaktními plochami.
- Využito mezi volně dosedacími plochami jednotlivých těles.

Spojení Bonded využito pro kontakt mezi hlavou válců a šroubem, bráno jako pevný šroubový spoj. Dále pro kontakt mezi pouzdrem vstřikovače a hlavou válců, jež jsou ve skutečnosti spojeny s jistým předpjetím. Typ kontaktu Standard byl využit u spojovaných součástí všude tam, kde jsou stupně volnosti eliminovány tvarem jejich dosedacích ploch. U kontaktu typu standard použit koeficient tření 0,2.

Hlava - pouzdro:

- kruhová část  
- nejprve zvoleno Bonded, po zjištění tahových hodnot napětí v kontaktu převedeno na Standard
- plochá část  
- vzhledem k předpjetí dílů zvoleno Bonded

Vstřikovač

- kontakty s pouzdrem a třmenem zamezují posuvy ve směru osy rotace
- zamezení protáčení vstřikovače kontaktem s vidličkou třmenu

Třmen

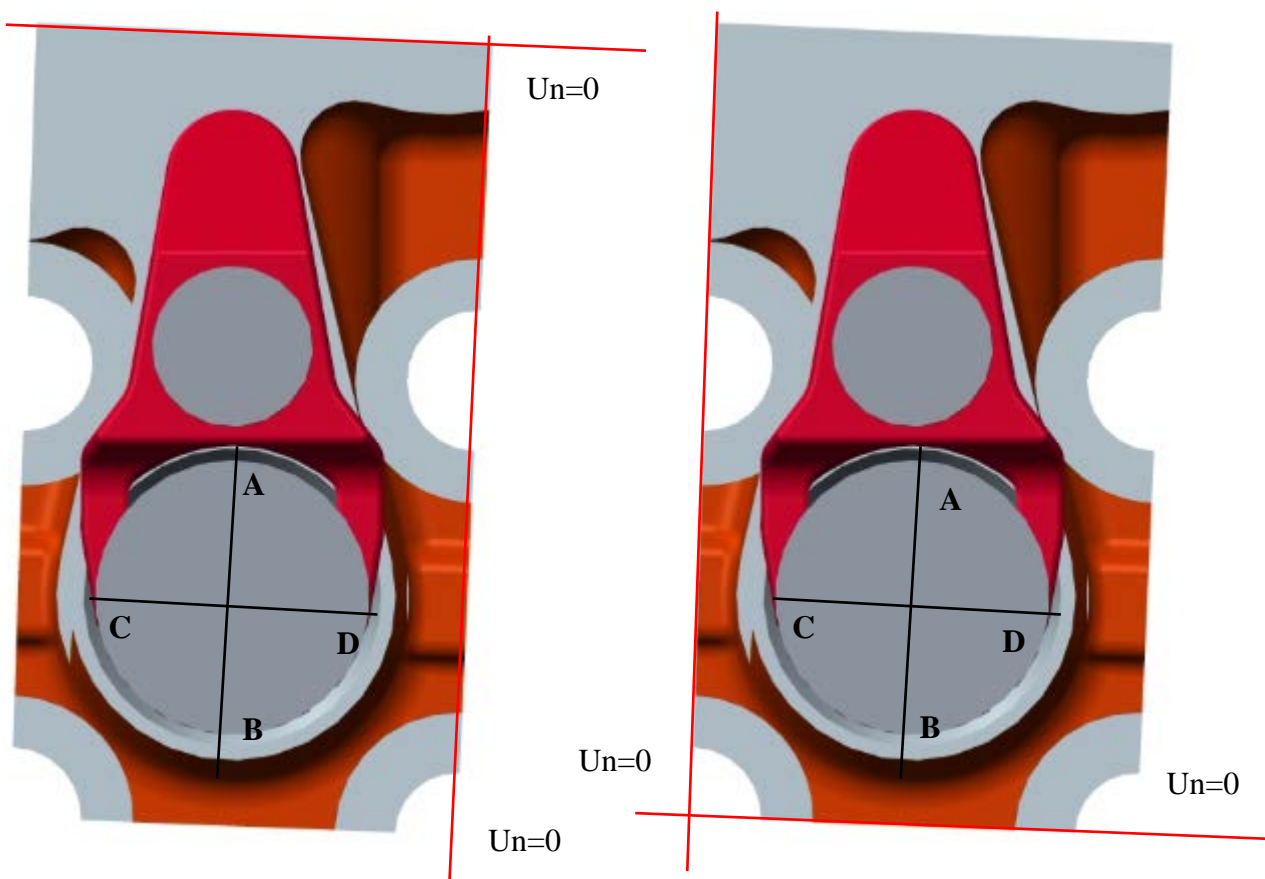
- kontakt kulových ploch šroubu a kulového vybrání ve třmenu zamezuje pohybu
- posuv v jednom směru osy rotace šroubu a kolmo na ni zamezen kontaktem kulových ploch
- posuv v opačném směru osy rotace šroubu zamezen kontaktem tečných ploch hlavy válců a nosíku třmenu vstřikovače

Šroub

- pro simulaci pevného šroubového spojení využito mezi šroubem a hlavou válců kontaktu Bonded

### 4.3.2 ZAMEZENÍ POSUVŮ

Pro upevnění hlavy válců, jako základního tělesa, v prostoru bylo využito zamezení posuvů jeho krajních ploch v normálovém směru. Tím bylo základní těleso spojeno se zemí. V případě zjednodušeného modelu hlavy válců ve tvaru kostky, bylo aplikováno zamezení posuvů na spodní plochu, kolmá na osu vstřikovače, a všechny čtyři plochy boční, rovnoběžné s osou vstřikovače. To spělo k symetrickému zatížení a deformaci všech dílů sestavy. Hlava válců s redukovanou geometrií má proměnnou tuhost a proto bylo snahou vybrat jen některé boční plochy, aby se dostalo symetrického zatížení a deformací. Byly provedeny analýzy různých variant, avšak žádná z nich nedosahovala požadavků symetrie jako využití všech bočních ploch. Proto byla zvolena plocha spodní a všechny čtyři okolní plochy jako při využití hlavy ve tvaru kostky.



Obr. 4- 11 Zamezení posuvů - var. 1      Obr. 4- 12 Zamezení posuvů - var. 2

Tab. 4- 1 Chování vstřikovače při zatížení var. 1 a var. 2

		Var. 1	Var. 2
Deformace	maximální	B	A
	minimální	A	B
Redukované napětí	maximální	D	C
	méně než max.	C	D

Pozn.: Deformace je deformací v ose x, charakterizovanou spojnicí bodů A a B.

### 4.3.3 PŘEDPĚTÍ ŠROUBU

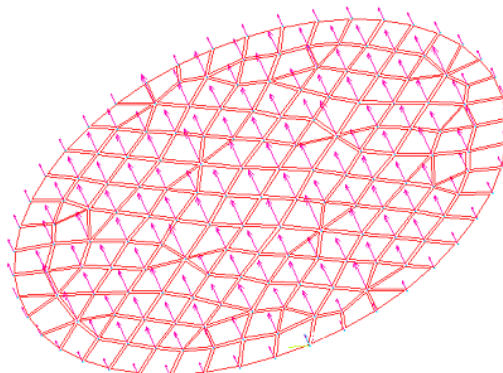
Předpětí reálného šroubového spoje aplikováno pro deformačně napěťovou analýzu prvkem Pretension Section. Umístění na dřívku šroubu v oblasti mezi kontaktem šroubu s hlavou a šroubu se třmenem. Síla působí ve směru osy šroubu a nabývá hodnoty 23 kN, odpovídající výpočtům v kapitole 3.1. Místo aplikace předpětí zobrazeno zoubkováním na obr. 4-13.



Obr. 4- 13 Místo nastavení předpětí šroubu

### 4.3.4 APLIKACE SPALOVACÍHO TLAKU NA TRYSKU VSTŘIKOVAČE

Špička trysky vstřikovače má složitý tvar, proto byla jeho geometrie omezena na kruhovou plochu. Maximální hodnota tlaku spalin ve spalovacím prostoru působící na vstřikovač byla odečtena z indikovaného diagramu viz Příloha 1. Na uzlové body obsahující plochu trysky vstřikovače byl aplikován tlak 14 MPa a to proti vstřikovači v jeho ose.



Obr. 4- 14 Aplikace spalovacího tlaku



#### 4.3.5 PRINCIP NASTAVENÍ VÝPOČTU

Výpočet úlohy byl rozdělen do tří kroků. Nejprve bylo spočítáno zatížení soustavy pouze od předpjetí šroubu, ve druhém kroku bylo předpjetí uzamčeno a ve třetím kroku bylo přidáno zatížení vstřikovače od tlaku spalin. Takto bylo simulováno zatížení ve více krocích (časech), každý následující krok udává časový interval zatížení.

Available Data Sets:				
Set	Time	Load Step	Substep	Cumulative
1	1.0000	1	1	20
2	2.0000	2	1	21
3	3.0000	3	1	22

Obr. 4- 15 Ukázka krokování výpočtu

#### 4.4 KONEČNOPRVKOVÁ SÍŤ

Model se zjednodušenou geometrií byl převeden do programu ANSA ve formátu „STEP“. Zde byla nejprve vytvořena plošná síť všech dílů pomocí prvku Batch Mesh, kde byly nastavovány parametry sítě pro každé těleso zvlášť. Byla vybrána síť typu Quad (quadratic), přidána funkce 2nd Order. Síť typu Quad je čtyřúhelníková síť, kde každý element je popsán čtyřmi uzlovými body, jejichž spojnice jsou na sebe až kolmé. Funkce 2nd Order přidává další uzlový bod na spojnici dvou sousedních uzlových bodů. To umožní zkrácení výpočetního času a výsledky výpočtu se více blíží realitě [17]. Následně byla vytvořena objemová síť každého dílu jednotlivě, typ objemových prvků Tetra Rapid. Lineární tetra (Tetrahedral) elementy jsou elementy se čtyřmi hlavními uzlovými body a dalšími šesti na spojnici hlavních, celkem deset. Tyto elementy jsou definovány ve trojrozměrném prostoru se třemi stupni volnosti (posuvy v ose x, y, z) pro každý uzlový bod. Deseti uzlový element je „isoparametrický“ a napětí jsou počítány v uzlových bodech.[18] Jak plošná síť, tak i objemová byla ošetřena pomocí funkce Quality Criteria, přičemž prvky této funkce Jacobian, Aspect Ratio a Minimum Length hlídaly tvorbu prvků sítě, jedním z hlídaných problémů byly záporné objemy sítě. Záporné objemy byly problémem v načtení úlohy v programu APDL. Prvky plošné sítě následně využívány pro vzájemný kontakt součástí byly odděleny, aby mohly být identifikovány k výběru v APDL pomocí Component Manageru. U vybraných byla síť dále zjemněna. Za typ objemových elementů byl vybrán SOLID 185. Je definován osmi uzlovými body, které mají tři stupně volnosti v každém uzlovém bodě, tedy posuvy v osách x, y, z.[19] Následně byla exportována úloha v podobě objemové sítě, uzlových bodů, do formátu „.cdb“, jenž je kompatibilní se systémem ANSYS.

Target length	<input type="text" value="2."/>
Minimum target length	<input type="text" value="1.2"/>
Maximum target length	<input type="text" value="0."/>
Distortion distance	<input type="text" value="20%"/>
Distortion angle	<input type="text" value="30."/>

Obr. 4- 16 Parametry Batch Mesh - základní síť třmenu

Vysvětlivky:

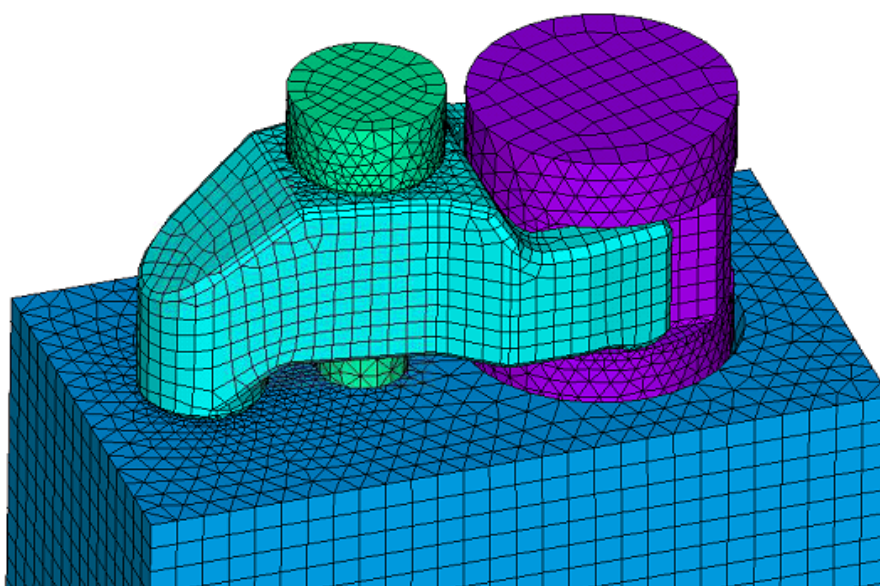
- Target length - vzdálenost mezi uzlovými body
- Minimum a maximum target length - min. a max. vzdálenost uzlových bodů
- Distorsion distance – procentuální poměr vzdálenosti uzlových bodů a převýšení objemu nad úroveň uzlových bodů
- Distorsion angle: úhel mezi dvěma uzlovými body popsany spojnici tečen na křivku objemu

Tab. 4- 2 Quality Criteria pro všechny komponenty

	Criteria	Calculation	Failed
Shell	Aspect ratio	ANSYS	3
	Jacobian	ANSA	0.7
	Min. length	-	0.1
Solid	Aspect ratio	ANSYS	8
	Jacobian	ANSA	0.7
	Min. length	-	0.1

Vysvětlivky:

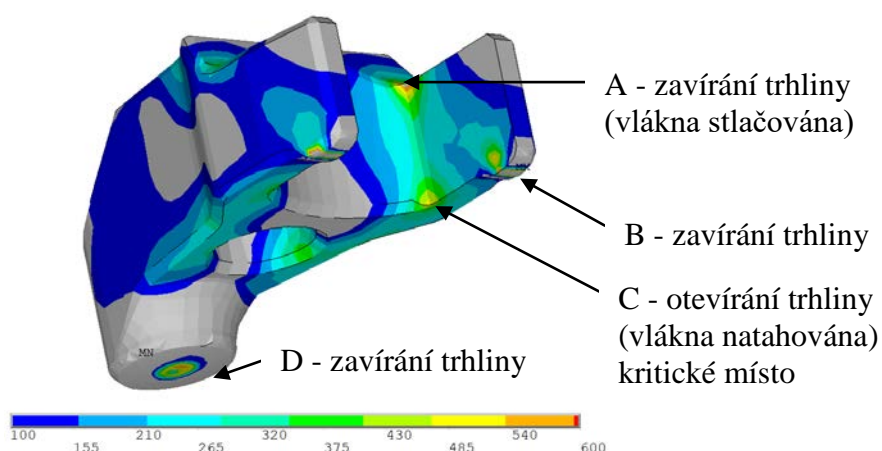
- Aspect ratio - měřítko protažení buňky (ohraničující uzové body) [20]
- Jacobian - zkoumá, zda je mapování mezi prostorem elementu a reálným prostorem výpočetně spolehlivé. Určuje se v rohových uzlových bodech. [21]
- Min. length – minimální vzdálenost mezi uzlovými body



Obr. 4- 17 Základní konečnoprvková síť

## 4.5 VÝSLEDKY DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

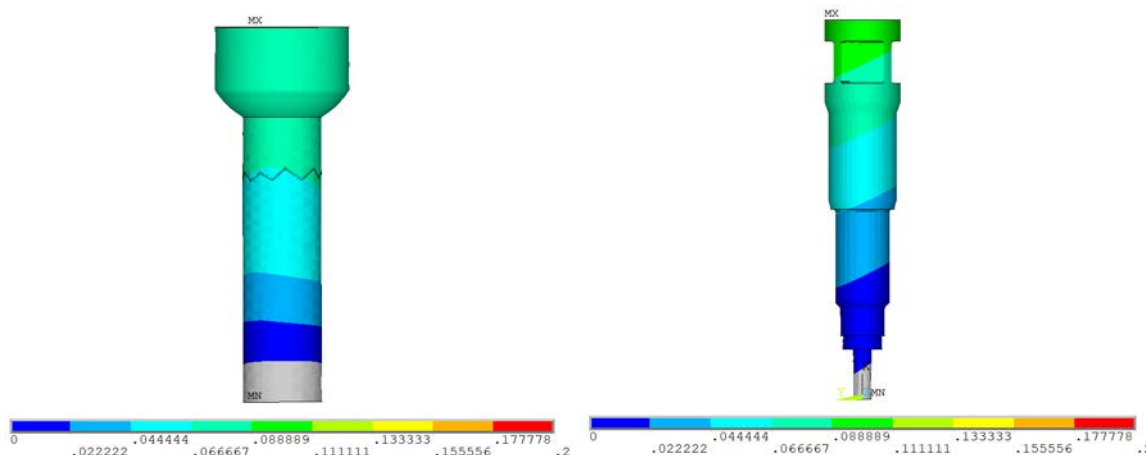
Třmen vstřikovače má za úkol držet vstřikovač v jeho předepsané poloze ve všech provozních režimech. Pokud by toho nebyl schopen, byl by narušen chod spalovacího procesu. Třmen je přitlačován ke vstřikovači předepjatým šroubovým spojením, které je navíc zatěžováno reakcí na tlak od spalín. Předpětím je šroub stlačován a tlakem spalín zase natahován. Předpětí musí být nastaveno takové, aby eliminovalo možnost natažení šroubu a tím uvolnění vstřikovače. Tlak od spalín způsobuje svou opakovatelností v cyklech motoru cyklické namáhání nejen šroubového spoje. Proto bylo kromě posouzení únavového života šroubového spoje posuzováno také posuzováno únavové poškození třmenu vstřikovače. Třmen vstřikovače je cyklicky zatěžován na ohyb a tlak. Na obrázku níže popsáno chování zatěžovaného třmene. Třmen je v místech kontaktu se vstřikovačem stlačován, proto bezpečnost v těchto místech posuzována vůči mezi pevnosti. Ostatní místa jsou posuzována vůči mezi kluzu.



Obr. 4- 18 Kritická místa – zobrazeno redukované napětí HMM

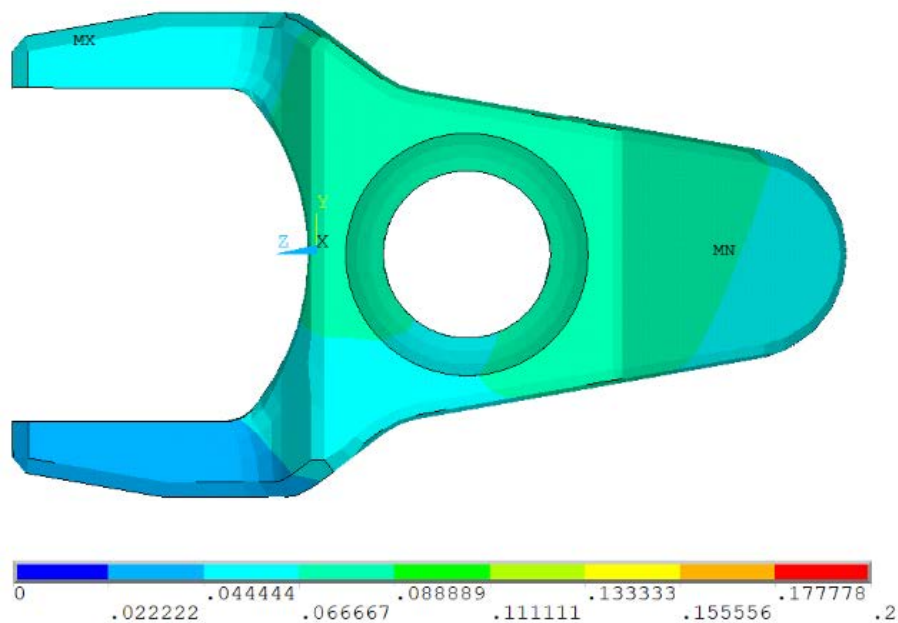
### 4.5.1 DEFORMACE DÍLŮ SOUSTAVY

Deformace jednotlivých dílů poukazují na jistou míru nesymetrie jejich uložení.



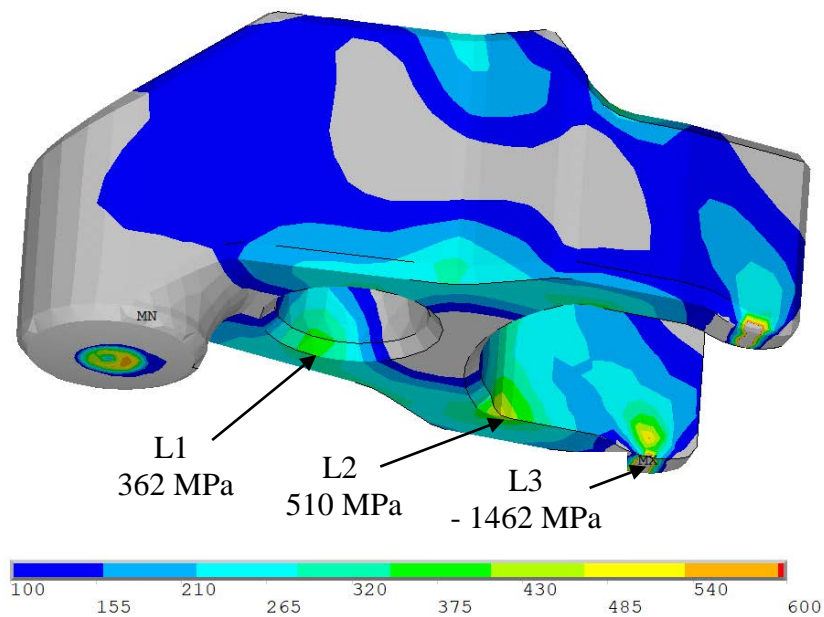
Obr. 4- 19 Deformace v ose šroubu

Obr. 4- 20 Deformace v ose vstřikovače

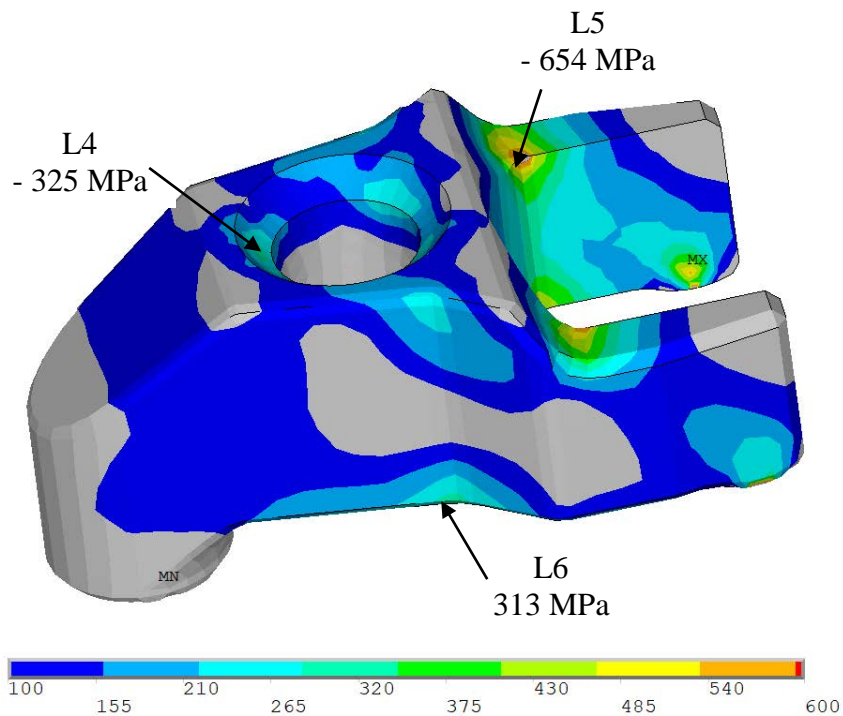


Obr. 4- 21 Celková deformace třmenu

#### 4.5.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ TŘMENU VSTŘIKOVAČE - VON MISES



Obr. 4- 22 Redukované napětí HMH – lokalita 1



Obr. 4- 23 Redukované napětí HMH – lokalita 2

#### Hodnocení výsledků a cíle optimalizace:

Na základě deformačně napěťové analýzy prvotního konstrukčního návrhu lokalizováno šest kritických míst. Bylo dále snahou redukovat hodnoty napětí v těchto místech na požadované hodnoty.

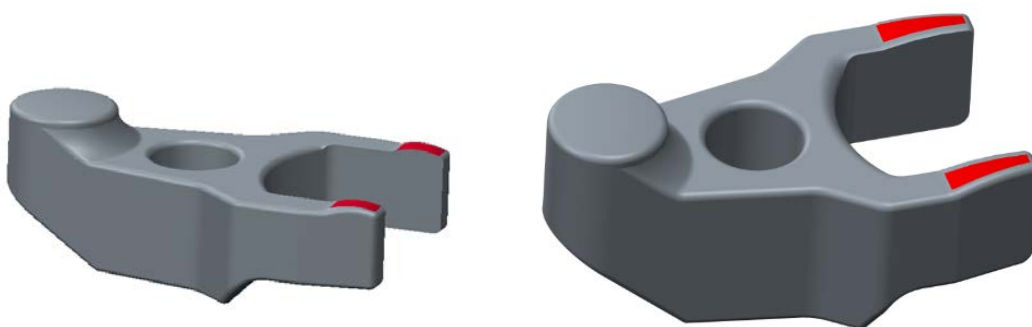
- L1 - zaoblení přechodové hrany otvoru pro závrtný šroub
- L2 - hrana rádiusového vybrání spodní plochy třmenu
- L3 - dosedací plocha třmene na vstříkovač
- L4 - dosedací plocha pro kulovou podložku matice závrtného šroubu
- L5 - hrana rádiusového vybrání horní plochy třmene
- L6 – zaoblení přechodové plochy boční stěny třmenu

V místě L3 dochází ke stlačování třmene v kontaktu se vstříkovačem. Bude snahou, aby se hodota redukovaného napětí v místě L3 držela pod mezí pevnosti. Rádiusová plocha třmene v tomto kontaktu měla zaoblení 7 mm, zaoblení bude dále zvětšováno. Hodnoty redukovaných napětí v místě L5 přesahují mez kluzu. Tato „špičková“ napětí jsou způsobena koncentrátorem napětí vzniklým po obrábění. Cílem optimalizace je tyto hodnoty redukovat.

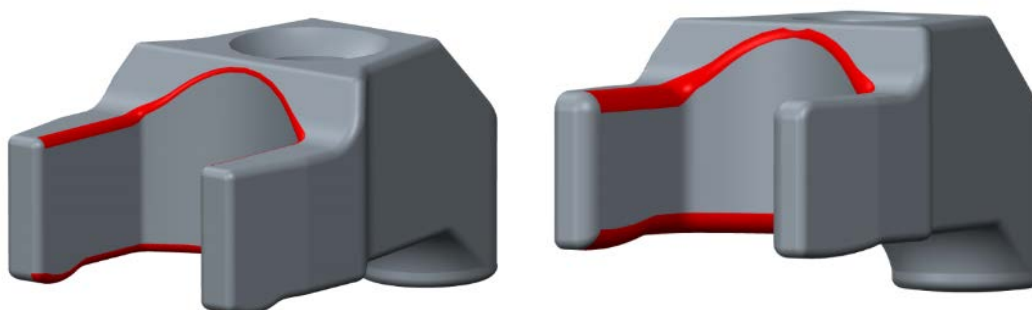
## 5 OPTIMALIZACE TRMENU VSTRIKOVACE

### 5.1 OPTIMALIZACE 1

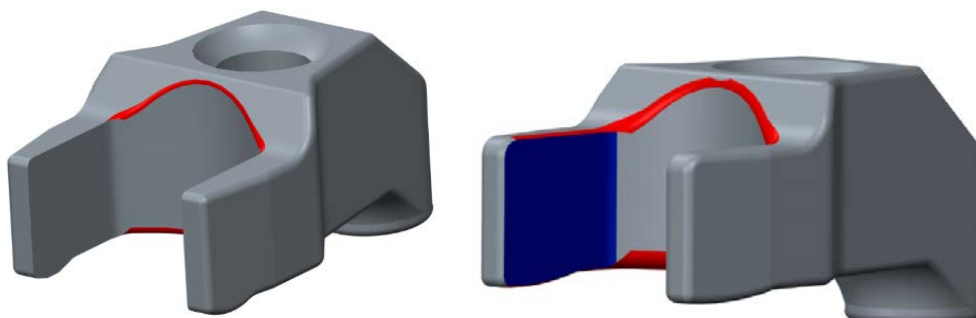
Vzhledem k nevyhovujícím hodnotám redukovaného napětí první deformačně napět'ové analýzy bylo nutno konstrukční návrh třmenu vstřikovače optimalizovat. Postupně byl zvětšován rádius dosedací plochy třmenu na vstřikovač, ze 7 mm až na hodnotu 30 mm. Plochy třmene určené pro uchycení vstřikovače v jeho radiálním směru musí být vzhledem k toleranci uložení obráběny, rozměrové tolerance po odlití jsou pro tyto potřeby nedostačující. Odlitek má hrany zaobleny a toto zaoblení bylo v prvním konstrukčním návrhu kompletně odebráno obráběním kontaktních ploch. Smyslem optimalizace bylo tento rádius zvětšit natolik, aby po obrobení část zaoblení zůstala a tak se v této oblasti snížilo redukované napětí. Zaoblení bylo zvětšeno z hodnoty 1 mm na hodnotu 2 mm.



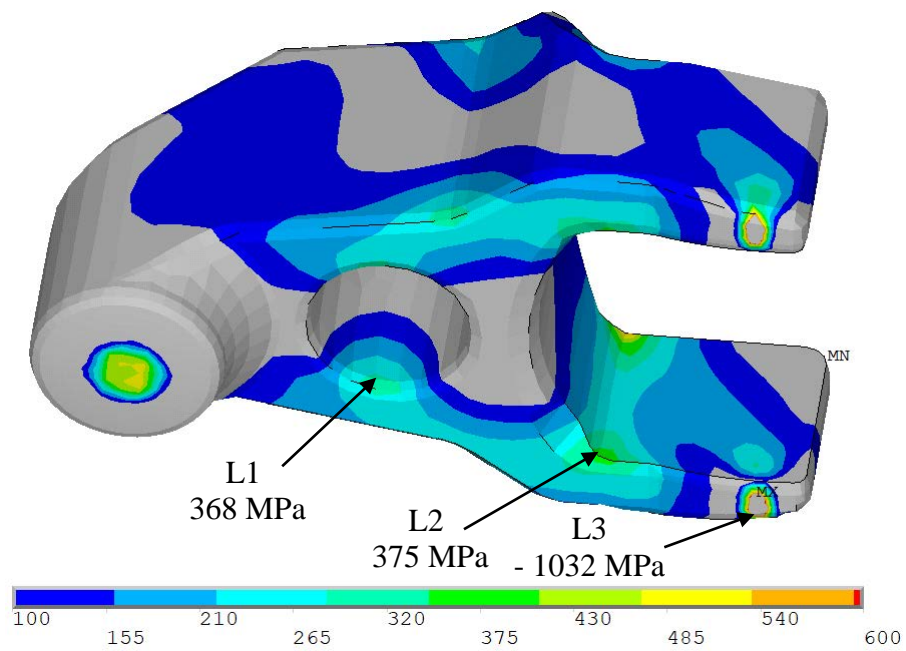
Obr. 5- 1 Optimalizace dosedacích ploch třmenu na vstřikovač



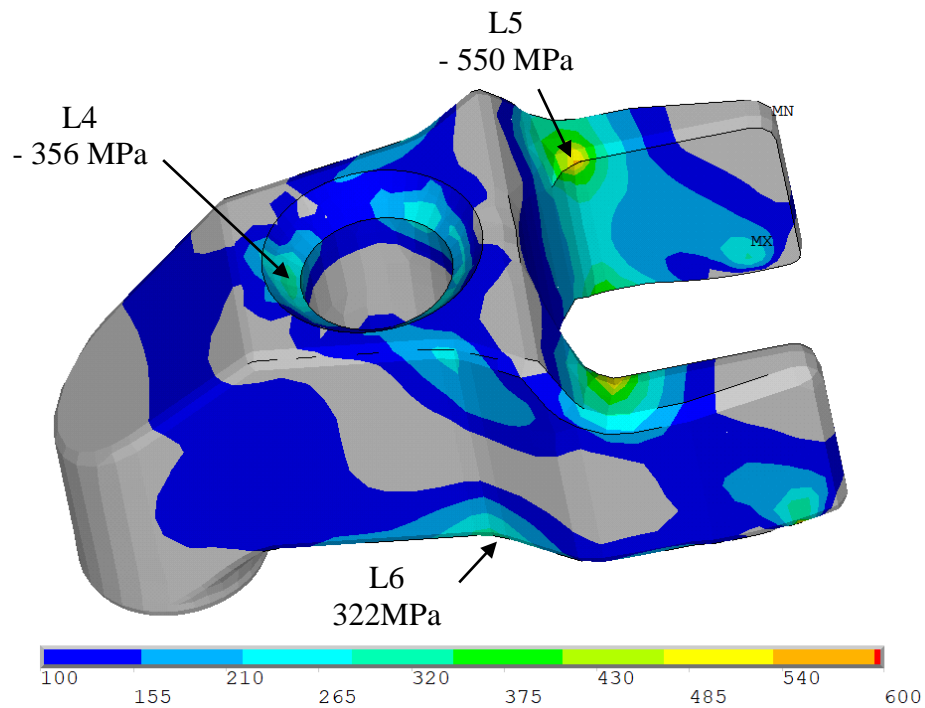
Obr. 5- 2 Zaoblení hran odlitku třmene



Obr. 5- 3 Zaoblení hran třmene po obrábění



Obr. 5- 4 Optimalizace 1 - redukované napětí 1



Obr. 5- 5 Optimalizace 1 – redukované napětí 2

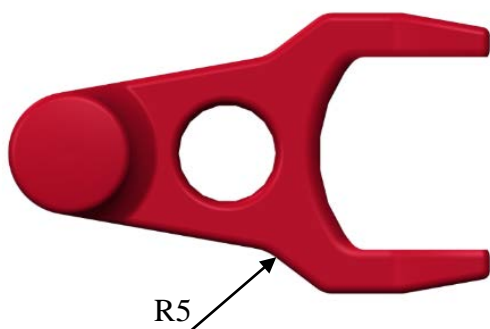
Tab. 5- 1 Výsledky optimalizace 1

	L1	L2	L3	L4	L5	L6
HMH	368	375	- 1032	- 356	- 550	322
$k_p$	1,63	1,6	0,6	1,7	1,1	1,86

Hodnoty redukovaného napětí v místech L2, L3 a L5 byly zvětšením jednotlivých zaoblení sníženy. Hodnota redukovaného napětí v místě L2 je vyhovující, v místě L5 je sice nižší než mez kluzu, ale ne dostatečně. Hodnota redukovaného napětí v místě L3 stále překračuje mez pevnosti materiálu, proto bude i místo L3 dále optimalizováno.

## 5.2 OPTIMALIZACE 2

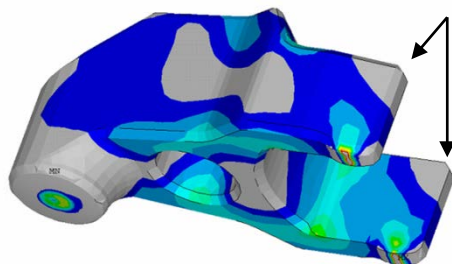
Vzhledem k napětí vznikajícím v místě L6 byla tloušťka materiálu mezi boční stěnou třmene a otvorem pro závrtný šroub zvětšena. Tato změna nebude mít vliv na kontakt třmene s vahadly. Jelikož hodnoty napětí na horní části vidličky dosahovaly velmi nízkých hodnot, byl odtud materiál odebrán.



Obr. 5- 6 Třmen - rádius R5



Obr. 5- 7 Třmen - rádius R25



Obr. 5- 8 Část třmene bez napětí



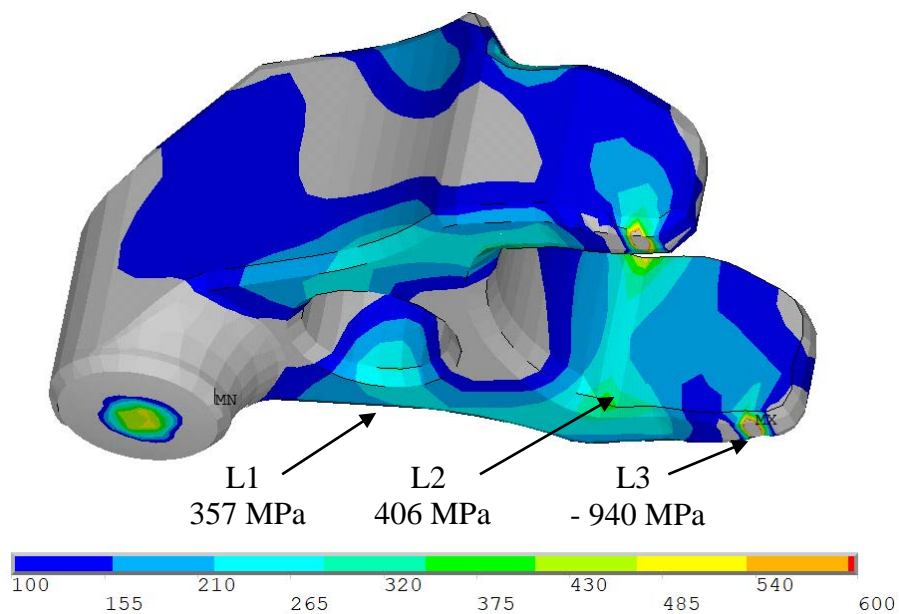
Obr. 5- 9 Optimalizovaný třmen

Tab. 5- 2 Výsledky Optimalizace 2

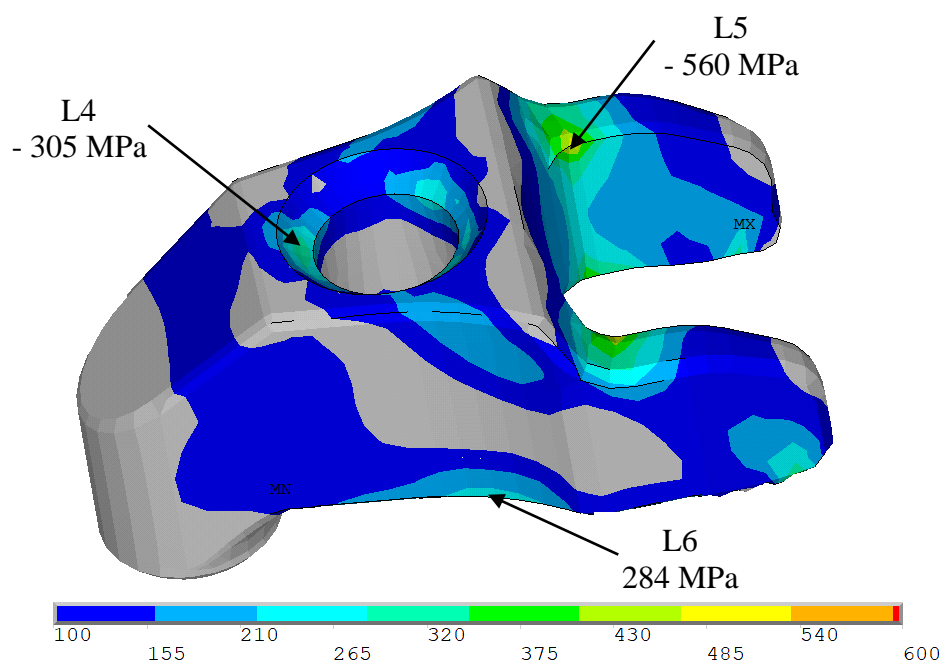
	L1	L2	L3	L4	L5	L6
HMH	357	406	- 940	- 305	- 560	<b>284</b>
$k_p$	1,7	1,5	0,64	1,97	1,07	2,1
$k_{\dot{u}}$	2,23 - 2,8	1,96 - 2,45	0,85 - 1,06	2,61 - 3,26	1,42 - 1,77	2,81 - 3,51

Po výše uvedených úpravách se hodnoty redukovaného napětí ve zkoumaných místech změnili. Požadovaného snížení redukovaného napětí v místě L6 bylo dosaženo. Hodnoty redukovaného napětí v místě L2, L3 a L5 je nutno dále redukovat. Hodnoty bezpečnosti vůči únavovému poškození jsou uvedeny v rozsahu minimální a maximální meze pevnosti.





Obr. 5- 10 Redukované napětí HMH – lokalita 1



Obr. 5- 11 Redukované napětí HMH – lokalita 2

Příklad výpočtu únavového poškození (optimalizace 2) - vybráno místo L5

Tlak od spalin	$p = 14 \text{ MPa}$
Při otáčkách motoru	$n = 1450 \text{ min}^{-1}$
Povrch třmene převážně	<i>odlitek</i>
Maximální hodnota redukovaného napětí ve vybraném okolí L5	$\sigma_{ex} = 559,56 \text{ MPa}$
Nejbližší nižší hodnota redukovaného napětí v okolí L5	$\sigma_{ex1} = 521,26 \text{ MPa}$
Vzdálenost mezi jednotlivými body	$ \bar{x}\bar{x}_1  = 0,0869 \text{ mm}$
Průměr vzorku z tahové zkoušky	$d_{vzorek} = 7,5 \text{ mm}$
Vliv velikosti pro $d < 8 \text{ mm}$	$\eta = 1$
Vliv pravděpodobnosti přežití - při pravděpodobnosti 0,99 [-]	$\nu = 0,814$
Maximální ekvivalentní napětí v uzlu L5 (krok 3)	$\sigma_{e,max} = 559,56 \text{ MPa}$
Minimální ekvivalentní napětí v uzlu L5 (krok 2)	$\sigma_{e,min} = 558,19 \text{ MPa}$

Poměrný gradient:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{ex}} \cdot \left( \frac{\sigma_{ex} - \sigma_{ex1}}{|\bar{x}\bar{x}_1|} \right) \quad \chi_R = 0,121 \text{ mm}^{-1} \quad (4-1)$$

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cohyb}}{\sigma_{ctah}} - 1}{\frac{d_{vzorek}}{2}} \cdot \chi_R \quad f_G = 1,031 \quad (4-2)$$

Poměr  $\beta/\alpha$ :

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 \cdot \frac{R_e}{810}\right)} \quad \frac{\beta}{\alpha} = 2,626 [-] \quad (4-3)$$

Stanovení amplitudy ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{e,a} = \frac{\sigma_{e,max} - \sigma_{e,min}}{2} \quad \sigma_{e,a} = 0,685 \text{ MPa} \quad (4-4)$$

Stanovení střední hodnoty ekvivalentního napětí:

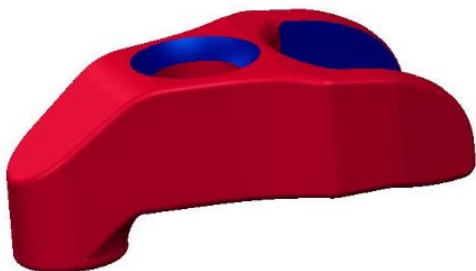
$$\sigma_{e,m} = \frac{\sigma_{e,max} + \sigma_{e,min}}{2} \quad \sigma_{e,m} = 558,875 \text{ MPa} \quad (4-5)$$

Bezpečnost vůči únavovému poškození - vztah pro prosté zatěžování:

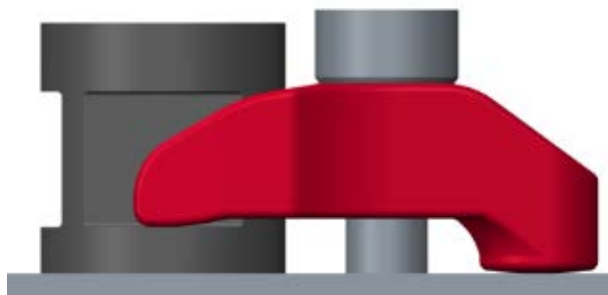
$$k_{\dot{u}} = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{ohyb} \cdot \eta \cdot \nu} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}} \quad k_{\dot{u}} = 1,772 \quad (4-6)$$

### 5.3 OPTIMALIZACE 3

Místo přechodu L5 bylo posouzeno jako koncentrátor napětí. Proto, aby se snížila hodnota redukovaného napětí v místě L5, a zároveň se zvýšila bezpečnost, byla upravena geometrie třmenu. Vidlička třmenu upravena v plynulý přechod se zbytkem třmene, prvky optimalizace 1 a optimalizace 2 byly zachovány. Horní plocha třmenu (v dosednutí kulové podložky) byla důsledkem úprav snížena o 4 mm. Proto se tuhost třmenu změnila a ovlivnila tak výpočet tuhosti spojovaných součástí.

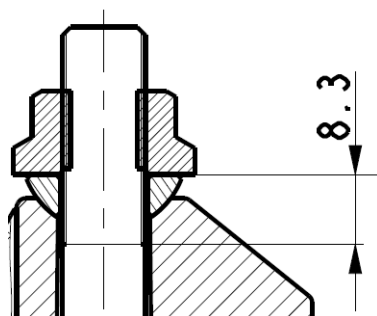


Obr. 5- 12 Třmen – optimalizace 3



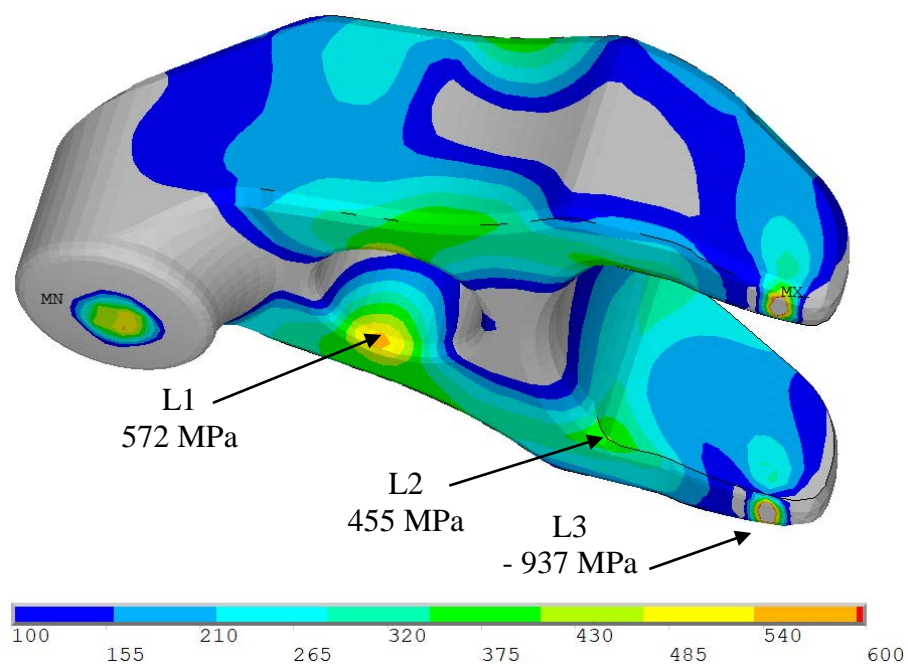
Obr. 5- 13 Uchycení třmene optimalizace 3

Ačkoliv byl třmen snížen o 4 mm, nemělo to vliv na zašroubování matice. Závitová část šroubu mezi maticí a třmenem měla délku 8.3 mm, po optimalizaci třmene tedy zbyla rezerva 4 mm. Jedinou konstrukční úpravou by byla úprava třmenu.

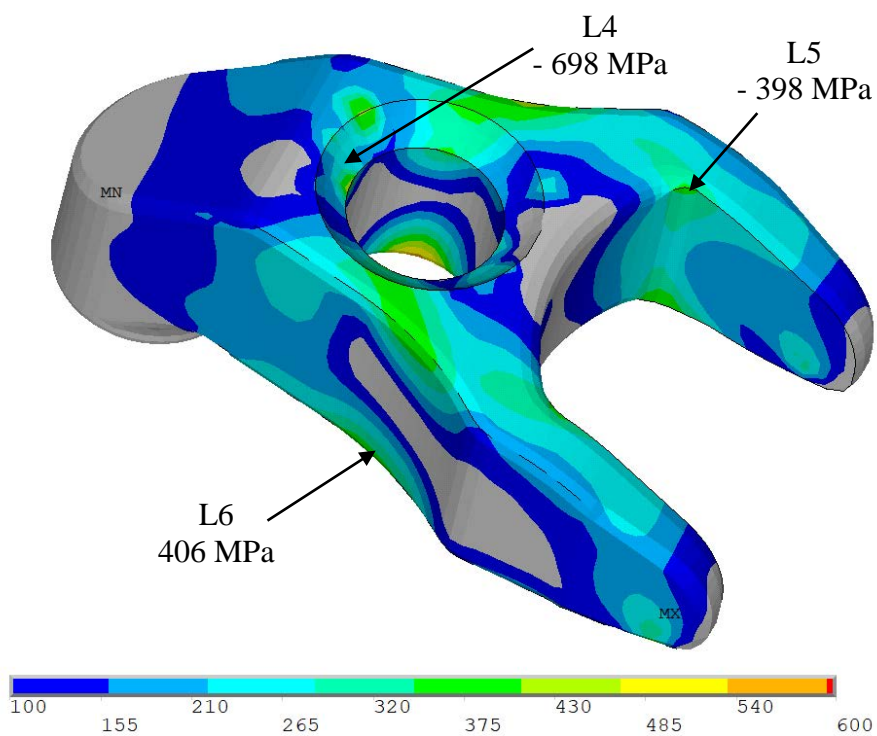


Obr. 5- 14 Rezerva závitové části šroubu

Výhodou úběru materiálu je usnadnění procesu odlévání. Analytické výpočty netřeba upravovat, třmen je nutno dále optimalizovat kvůli výsledkům bezpečnosti vůči plastické deformaci. Cílem optimalizace bylo upravit třmen vstřikovače tak, aby byly sníženy hodnoty napětí v místech L2 a L5, čehož bylo dosaženo. Na druhou stranu hodnoty napětí v místech L1, L4, L6 jsou výrazně zvýšeny v porovnání s optimalizací 2, protože byl třmen o 4 mm snížen a tím byl snížen také jeho kvadratický moment průřezu. Snížením výšky třmenu by se snížila cena jeho výroby. Výsledky analýzy však ukázaly, že bude vhodnější tento parametr nesnižovat. Tento návrh nevyhovuje a je nutno přistoupit ke kompromisu optimalizace 2 a 3.



Obr. 5- 15 Optimalizace 3 – HMH 1



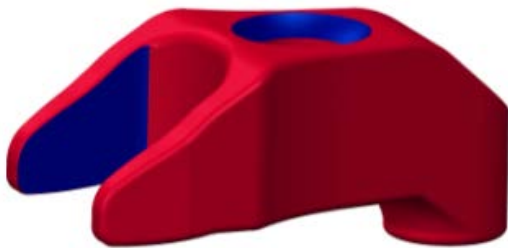
Obr. 5- 16 Optimalizace 3 – HMH 2

Tab. 5- 3 Výsledky optimalizace 3

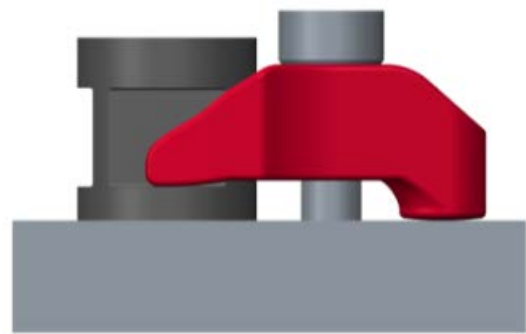
	L1	<b>L2</b>	L3	L4	<b>L5</b>	L6
HMH	572	<b>455</b>	- 937	- 698	<b>- 398</b>	406
$k_p$	1,05	1,32	0,64	0,86	<i>1,51</i>	1,48
$k_{\dot{u}}$	1,4 - 1,75	1,76 - 2,2	0,85 - 1,06	1,14 - 1,43	2,0 - 2,5	1,97 - 2,46

#### 5.4 OPTIMALIZACE 4

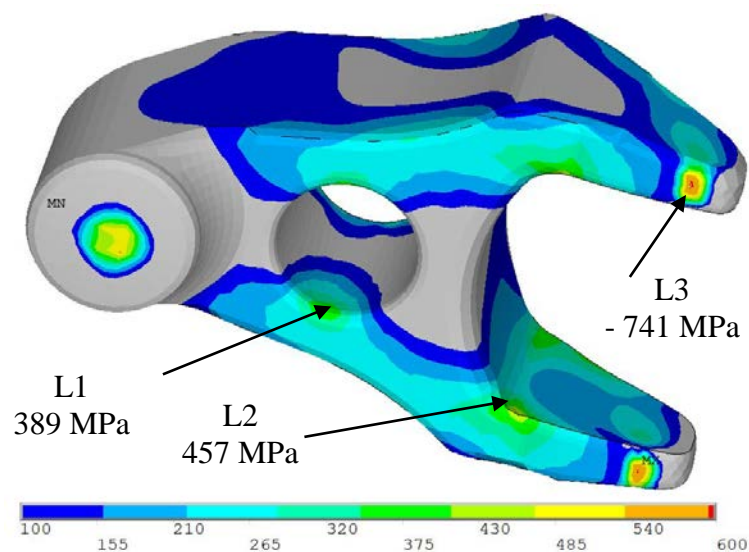
Třmen vstřikovače byl v porovnání s optimalizací 3 zvýšen o 3 mm a tak byl navýšen kvadratický moment průřezu. Třmen nabývá hodnoty jeho výšky 25,3 mm, viz obr. 3-1. Byla upravena také vidlička třmenu, tedy část třmenu v kontaktu se vstřikovačem. Podstatnou částí optimalizace vzhledem ke zkoumanému místu L3 bylo zvětšení rádiusu třmenu z R 30 mm na R 50 mm.



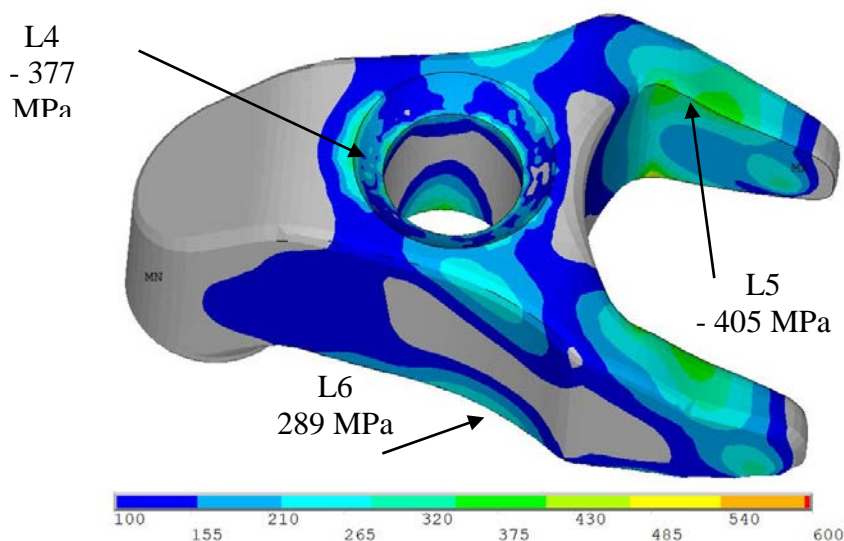
Obr. 5- 17 Třmen – optimalizace 4



Obr. 5- 18 Uchycení třmene optimalizace 4



Obr. 5- 19 Optimalizace 4 - redukované napětí 1



Obr. 5- 20 Optimalizace 4 - redukované napětí 2

Tab. 5- 4 Výsledky optimalizace 4

	<b>L1</b>	<b>L2</b>	<b>L3</b>	L4	<b>L5</b>	L6
HMH	<b>389</b>	<b>457</b>	<b>- 741</b>	- 377	<b>- 405</b>	289
$k_p$	1,54	1,31	0,81	1,59	1,48	2,08
$k_{\dot{u}}$	2,06 - 2,6	<b>1,75 - 2,2</b>	<b>1,1 - 1,3</b>	2,1 - 2,64	1,97- 2,46	2,76 -3,45

Zvýšením kvadratického momentu průřezu třmene bylo dosaženo vyhovující snížení hodnot redukovaného napětí v místě L1. Maximální hodnota redukovaného napětí v místě L2 je nižší než mez kluzu a je vyhovující. V místě L3 byl zvětšen rádius natolik, že maximální hodnota redukovaného napětí v tomto místě nepřesahuje mez pevnosti. Maximální hodnota redukovaného napětí v místě L5 dosahuje podobných hodnot jako je tomu v optimalizaci 3 při zvětšené výšce třmenu. Třmen vzhledem k hodnotám redukovaných napětí vyhovuje všem požadavkům.

Tab. 5- 5 Redukovaná napětí v kritických místech jednotlivých optimalizací

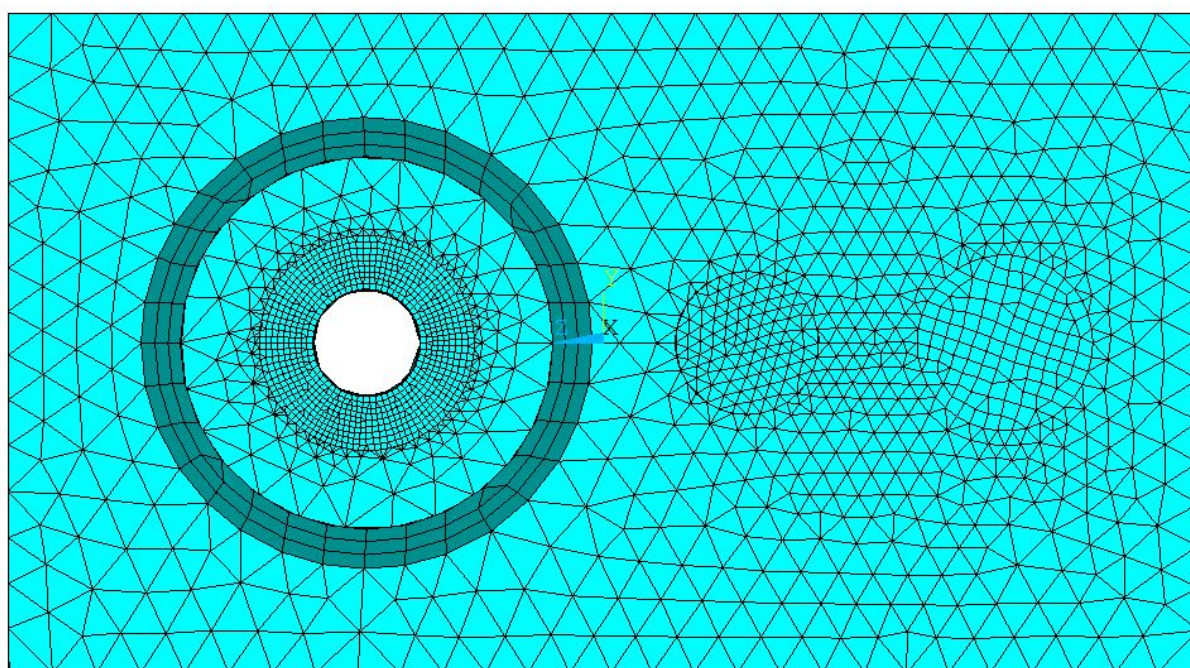
HMH [MPa]	L1	L2	L3	L4	L5	L6
OPT1	368	375	- 1032	- 356	- 550	322
OPT2	357	406	- 940	- 305	- 560	284
OPT3	572	455	- 937	- 698	- 398	406
OPT4	389	<b>457</b>	<b>- 741</b>	- 377	<b>- 405</b>	289

Tab. 5- 6 Tabulka s počtem objemových prvků uzlových bodů

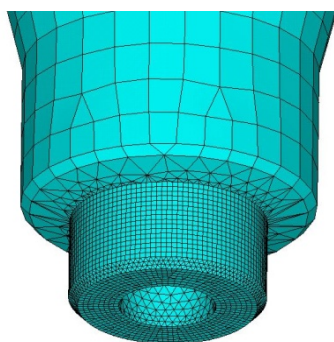
	Počet uzlů třmenu	Celkový počet uzlů
Prvotní výpočet	21 873	164 161
OPT1	24 748	167 012
OPT2	57 484	181 154
OPT3	60 315	184 397
OPT4	82 970	262 405

Nastavení jemnosti sítě v kontaktech mělo význam pro nutnou konvergenci. Problém tvořila síť v kontaktu mezi šroubem a hlavou válců, po jejich úpravách mohl výpočet proběhnout. Na kontaktních plochách byla nastavena jemnost sítě délkou hrany elementu 0,5 mm, přičemž globální síť třmenu byla nastavena na hodnotu 1 mm.

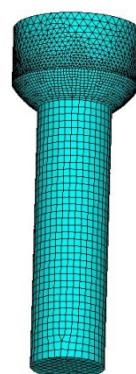
*Vybrané díly soustavy - lokální zjemnění sítě optimalizace 4:*



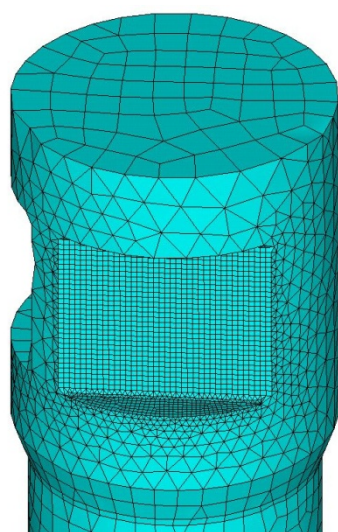
Obr. 5- 21 Lokální zjemnění sítě optimalizace 4 - hlava válců



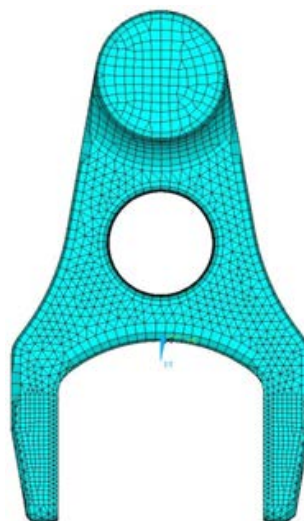
Obr. 5- 22 Zjemnění síť pouzdra vstřikovače



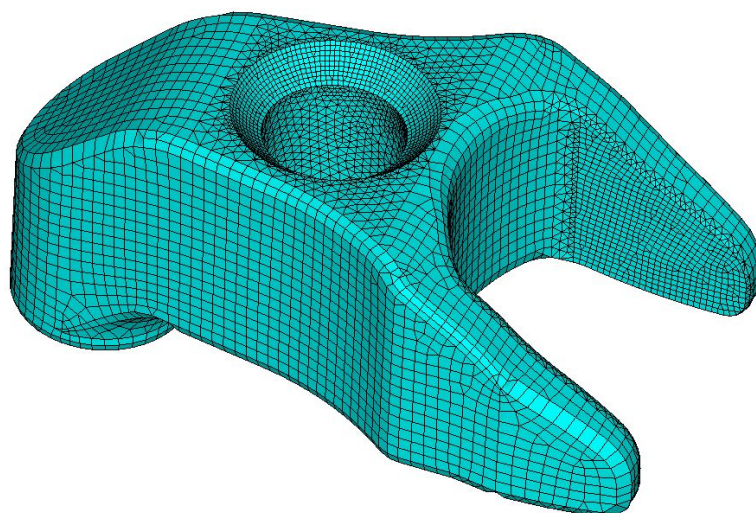
Obr. 5- 23 Zjemnění síť šroubu



Obr. 5- 24 Zjemnění síť vstřikovače



Obr. 5- 25 Zjemnění síť třmenu

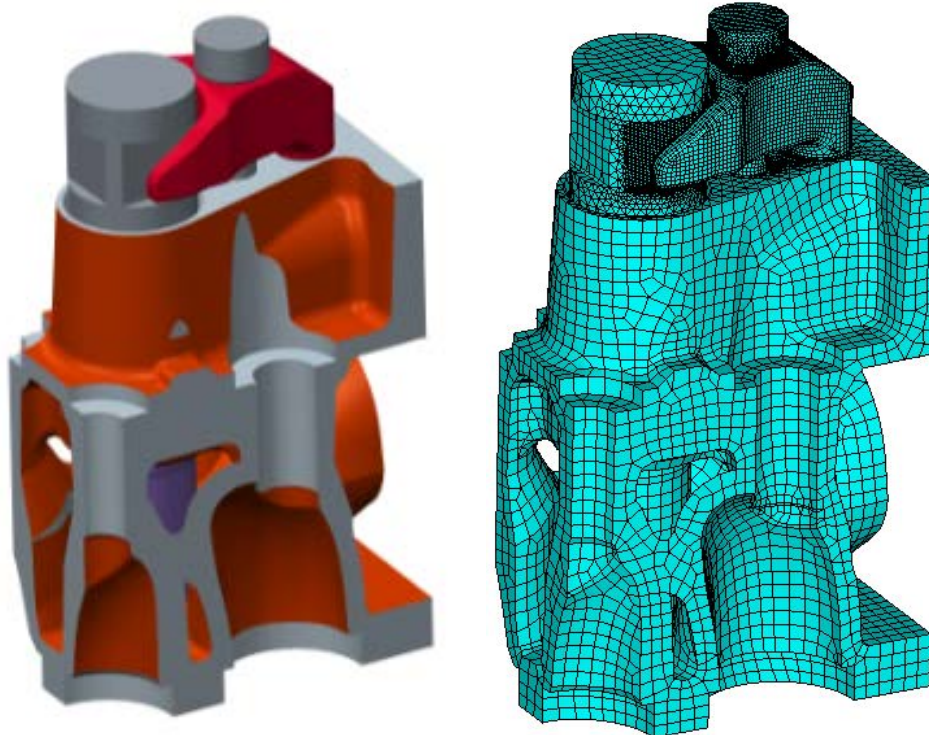


Obr. 5- 26 Lokální zjemnění síť třmenu vstřikovače optimalizace 4

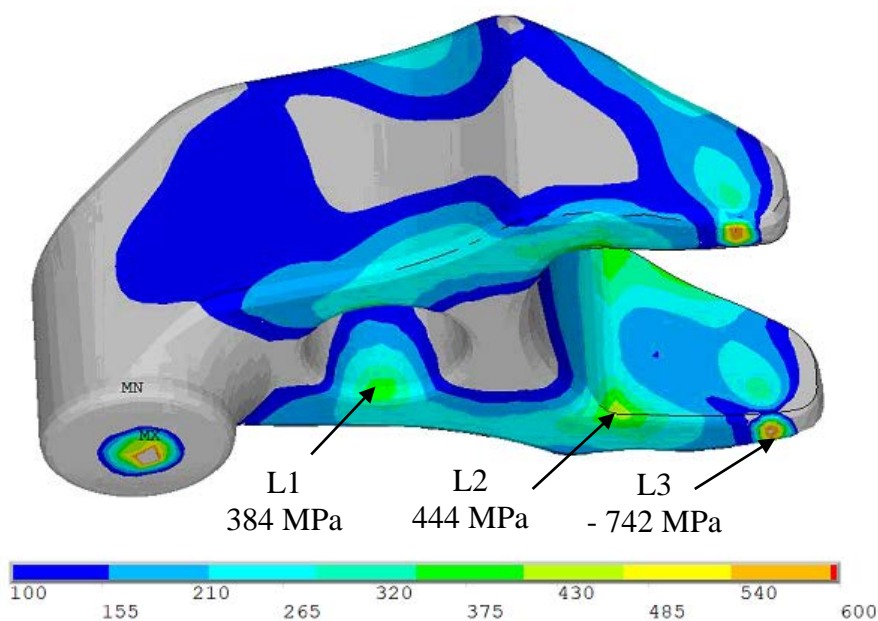


## 5.5 APLIKACE FINÁLNÍ VERZE TRMENU NA REDUKOVANOU HLAVU VÁLCŮ

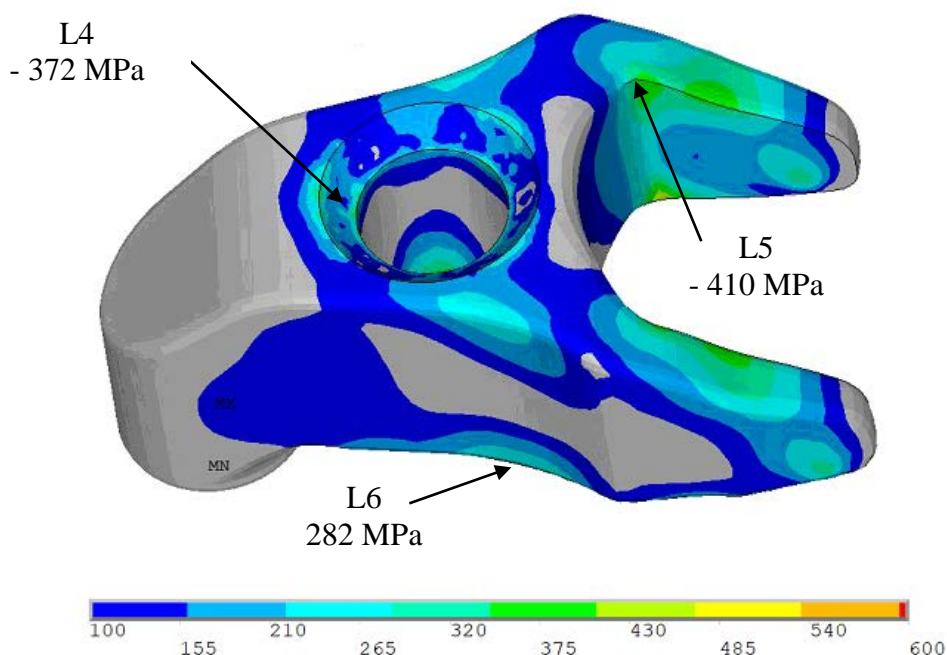
Pro simulaci výpočtu deformačně napěťové analýzy třmene vstřikovače aplikovaného na redukovanou hlavu válců bylo nejprve použito stejného nastavení sítě jako pro optimalizaci 4. A to jak globálního nastavení sítě, tak nastavení sítě v kontaktech. Také nastavení sítě třmene bylo využito, přičemž postupnou optimalizací sítě se globální síť svou jemností blížila síti v kontaktních plochách.



Obr. 5- 27 Aplikace redukované hlavy válců      Obr. 5- 28 Síť prvků na red.hlavě



Obr. 5- 29 Aplikace redukované hlavy válců - redukované napětí 1



Obr. 5- 30 Aplikace redukované hlavy válců - redukované napětí 2

Tab. 5- 7 Výsledky aplikace redukované hlavy válců

	L1	L2	L3	L4	L5	L6
HMH	384	444	- 742	- 372	- 410	282
$k_p$	1,56	1,35	0,81	1,61	1,46	2,13
$k_{\dot{u}}$	2,08	<b>1,79</b>	<b>1,08</b>	2,14	1,95	2,8

Výsledky hodnot redukovaného napětí se v porovnání s optimalizací 4 mírně liší. Rozdíl hodnot je v řádu 5 %. V místech L1, L2, L4, L6 jsou maxima redukovaného napětí nižší než je tomu v optimalizaci 4, v místech L3 a L5 jsou maxima naopak vyšší. Důvodem odlišnosti hodno je nehomogenní tuhost aplikované hlavy válců v obou simulacích.

### Zjemnění sítě - krok 1

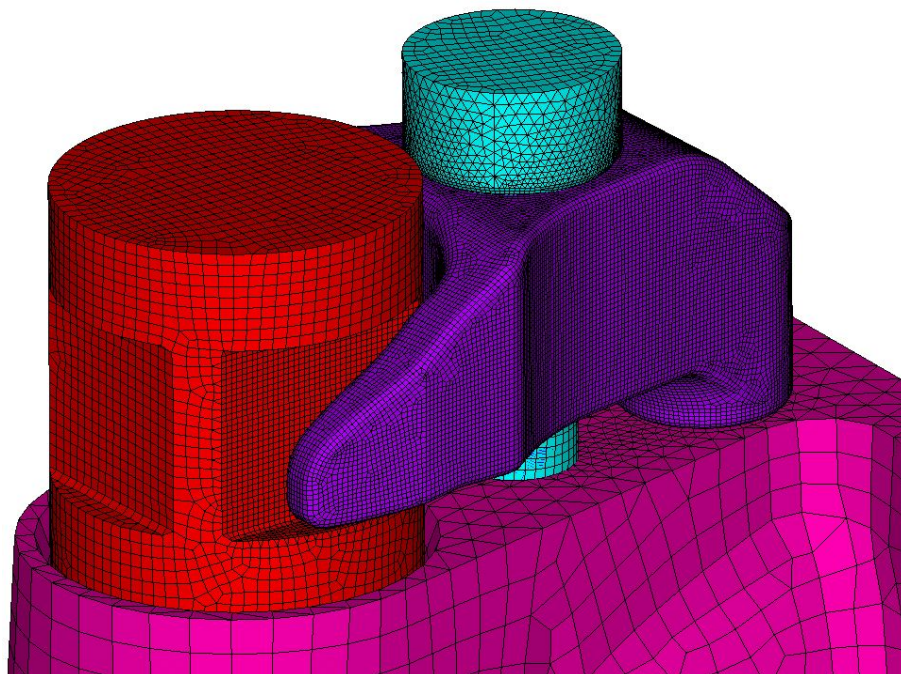
Konečnoprvková síť trmenu byla zjemněna délkou hrany elementu z 1 mm na 0,5 mm.

Tab. 5- 8 Výsledky prvního zjemnění sítě

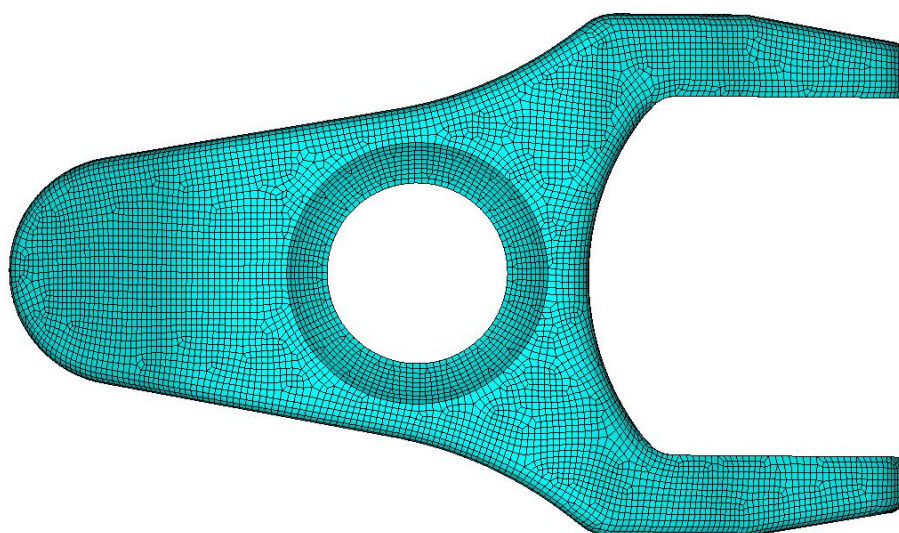
	L1	L2	L3	L4	L5	L6
HMH	406	458	- 717	- 354	- 419	288
$k_p$	1,48	1,31	0,84	1,7	1,43	2,08
$k_{\dot{u}}$	1,97	<b>1,74</b>	<b>1,104</b>	2,26	1,905	2,76

### Zjemnění sítě - krok 2

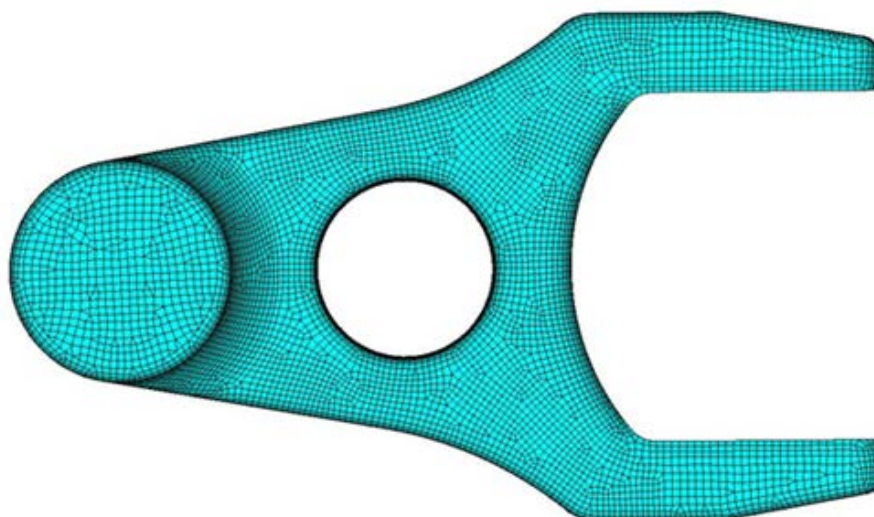
Konečnoprvková síť třmene byla zjemněna délkou hrany elementu z 0,5 mm na 0,4 mm, přičemž síť vstříkovače byla také zjemněna.



*Obr. 5- 31 Zjemnění sítě - krok 2*



*Obr. 5- 32 Zjemněná síť třmene krok 2 - pohled shora*



Obr. 5- 33 Zjemněná síť třmene krok 2 - pohled zdola

Tab. 5- 9 Výsledky druhého zjemnění sítě

	L1	L2	L3	L4	L5	L6
HMH	403	473	- 728	- 377	- 422	291
$k_p$	1,49	1,27	0,82	1,59	1,42	2,06
$k_{\dot{u}}$	1,98	<b>1,69</b>	<b>1,097</b>	2,12	1,89	2,74

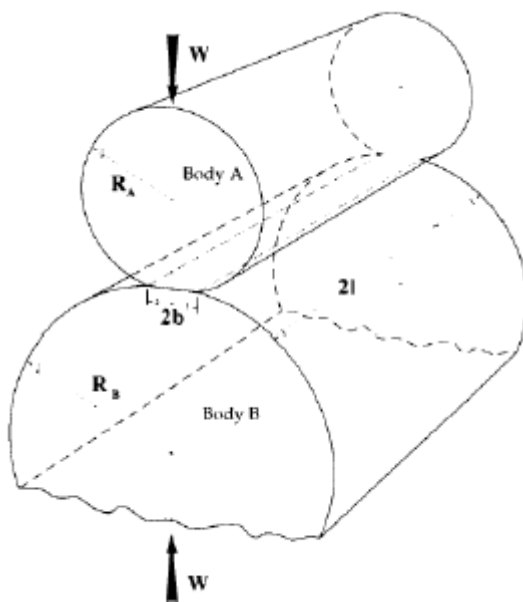
Výsledky mezi výpočty zjemnění 1 a zjemnění 2 se neliší více než v rozsahu cca 5%, hodnoty se při dalším zjemňování sítě nebudou významně měnit. Proto jsou hodnoty redukovaného napětí a bezpečností považovány za konečné.

Tab. 5- 10 Optimalizace konečnoprvkové sítě

	Počet objemových prvků třmenu	Celkový počet objemových prvků
Redukovaná hlava	94 086	393 536
Zjemnění 1	268 339	560 094
Zjemnění 2	420 317	899 714

Výpočet kontaktního (Hertzova) tlaku v kontaktu vidličky třmene se vstřikovačem [22]

Pro ověření správnosti výpočtu redukovaného napětí v oblasti L3 bylo přistoupeno k analytickému výpočtu. Byl uvažován kontakt mezi válcovou a rovinnou plochou, přičemž za rovinnou plochu je považována plocha vstřikovače a za válcovou plochu zaoblení vidličky.



Obr. 5- 34 Kontakt dvou válcových ploch [22]

Modul pružnosti oceli

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti materiálu šroubu

$$R_m = 800 \text{ MPa}$$

Redukovaný poloměr zakřivení

$$R_{RED} = 50 \text{ mm}$$

Normálové zatížení

$$W_f = 4\,652 \text{ N}$$

Délka kontaktní plochy

$$L_{kp} = 1,8 \text{ mm}$$

Šířka kontaktní plochy:

$$b_{kp} = \left( \frac{4 \cdot W_f \cdot R_{RED}}{\pi \cdot L \cdot E} \right)^{\frac{1}{2}} \quad b_{kp} = 0,885 \text{ mm} \quad (5-1)$$

Střední kontaktní tlak:

$$p_{stř} = \frac{W_f}{4 \cdot b \cdot L} \quad p_{stř} = 729,9 \text{ MPa} \quad (5-2)$$

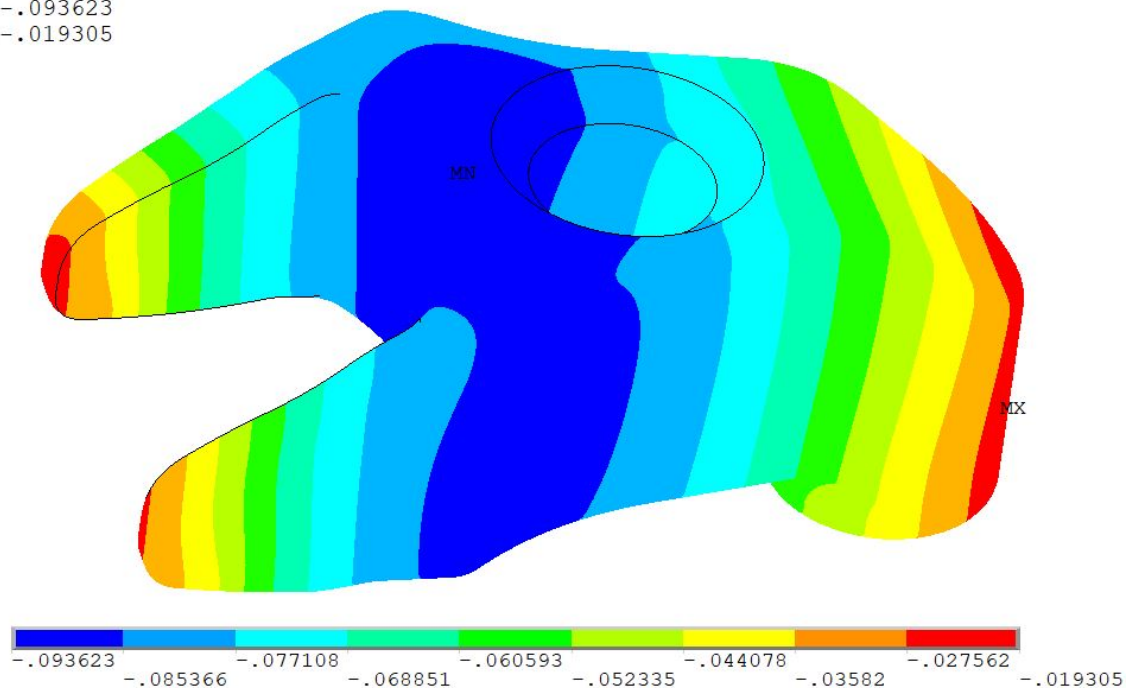
Vypočtená hodnota Hertzova kontaktního tlaku se v porovnání s výsledky redukovaného napětí v místě L3 získané pomocí MKP analýzy liší o 2 MPa. Toto ověření poukazuje na dostatečně malou odchylku mezi oběma použitými metodami.

Průhyb třmene vstřikovače - finální verze:

Maximální hodnota deformace (průhybu) třmene v směru osy šroubu je 0,0936 mm. Tato hodnota byla využita pro výpočet tuhosti třmene a následné tuhosti spojovaných součástí.

NODAL SOLUTION

STEP=3  
SUB =1  
TIME=3  
UZ (AVG)  
RSYS=0  
DMX =.103184  
SMN =-.093623  
SMX =-.019305



Obr. 5- 35 Deformace třmene vstřikovače ve směru osy šroubu

Shrnutí dosažených výsledků deformačně-napěťové analýzy

Tab. 5- 11 Redukovaná napětí v kritických místech jednotlivých optimalizací

HMH [MPa]	L1	L2	L3	L4	L5	L6
Počáteční řešení	362	510	- 1462	- 325	- 654	313
OPT4	389	457	- 741	- 377	- 405	289
Red. hlava	384	444	- 742	- 372	-410	282
Red. hlava Zjemnění 2	403	473	- 728	- 377	- 422	291

Tab. 5- 12 Bezpečnosti vůči meznímu stavu plastických deformací

bezpečnost	L1	<b>L2</b>	L3	L4	<b>L5</b>	L6
Počáteční řešení	1,66	1,17	0,41	1,85	0,92	1,92
OPT4	1,54	1,31	0,81	1,59	1,48	2,1
Red. hlava	1,56	1,35	0,81	1,61	1,46	2,13
Red. hlava Zjemnění 2	1,49	1,27	0,82	1,59	1,42	2,06

Tab. 5- 13 Bezpečnost vůči únavovému porušování

bezpečnost	L1	<b>L2</b>	L3	L4	<b>L5</b>	L6
OPT4	2,04	1,75	1,1	2,1	1,97	2,76
Red. hlava	2,08	1,79	1,08	2,14	1,95	2,8
Red. hlava Zjemnění 2	1,98	1,69	1,097	2,12	1,89	2,74

V místě L3 je maximální hodnota redukovaného napětí vyšší než mez kluzu, proto dojde k plastickým deformacím. Materiálový model přiřazený třmenu vstřikovače s mezí kluzu  $R_e = 600$  MPa není vhodný pro posuzování únavového porušování nad tuto mez. Jedná se o kontaktní napětí, proto lze reálnou hodnotu redukovaného napětí v místě L3 očekávat nižší než je uvedena ve výsledcích. K plastickým deformacím může také dojít v kontaktu kulové podložky šroubu se třmenem.

Výsledky v místě L2 a L5 poukazují na přítomnost koncentrátorů napětí. Hodnoty redukovaného napětí v místě L2 jsou tahové, v místě L5 tlakové. Pokud by v těchto místech došlo k překročení meze kluzu a také k únavovému porušení, vzniklá trhlinka v místě L2 by se otevírala a došlo by k lomu, v místě L5 by se trhlinka zavírala a k lomu by nedošlo. Hodnoty bezpečnosti vůči únavovému porušování jsou však brány jako konzervativní, protože jsou vztaženy k dolní hranici meze pevnosti. Ve skutečnosti se únavové bezpečnosti v místě L2 mohou pohybovat v rozmezí 1,7 až 2,1. Konstrukční návrh třmene vstřikovače byl odsouhlasen vývojovou konstrukcí motorů společnosti Zetor a schválen pro následné uchycení vstřikovače v traktorovém motoru.

## ZÁVĚR

Tato práce pojednává o konstrukčním návrhu vysokotlakého palivového systému pro vznětový motor. V první části práce byla stručně nastíněna problematika spojená s vstřikovacím systémem Common Rail, emisními testy, výpočtem šroubového spoje s předpětím a výpočtem únavové životnosti. Také bylo uvedeno několik konstrukčních řešení přívodu vodičů ke vstřikovačům používaných v automobilním a traktorovém průmyslu.

Druhá část práce popisuje tvorbu konstrukčního návrhu komponent spojených s hlavou válců motoru. Dále popisuje aplikaci vysokotlakého a nízkotlakého palivového systému. Na stávající hlavu válců byly aplikovány dodané vstřikovače a vzhledem k jejich odlišnosti od předchozích vstřikovačů bylo nutností jim přizpůsobit nově navrhované součásti. Byl navrhnout nový odlitek ventilového víka spolu se systémem přívodu vodičů ke vstřikovačům. Součástí konstrukčního návrhu bylo uchycení vstřikovače a to šroubovým spojením. Aby vstřikovač zachoval svou polohu při jeho cyklickém zatěžování od spalovacího tlaku, je přitlačován třmenem, na který působí síla předpětí šroubu. Vzhledem k rozměrům a tvaru vstřikovače a taky kvůli součástem sousedícím s třmenem byl návrh třmenu rozměrově i tvarově omezen. Dále bylo navrženo vysokotlaké vstřikovací potrubí a odpadní palivový systém.

Třetí část práce se zabývá analytickým výpočtem šroubového spoje. Šroubový spoj byl navrhován s ohledem na statické a dynamické zatěžování. Požadavkem zadavatele bylo, aby byl šroubový spoj navrhnout na hodnotu předpětí určenou utahovacím momentem 45 až 50 Nm. Pro posouzení šroubového spoje vůči únavovému poškození byly vypočteny tuhosti spojovacích a spojovaných součástí. Přičemž pro výpočet tuhosti třmenu vstřikovače byla využita analýza pomocí metody konečných prvků pro určení maximální deformace třmene ve směru osy šroubu. Nakonec byl šroubový spoj posouzen vůči únavovému porušení jako vyhovující a to hodnotou bezpečnosti 2,35.

Ve čtvrté části práce se zjednodušený model šroubového spoje podrobil MKP analýze. Ta měla za účel simulovat reálné zatížení třmene vstřikovače silou od předpětí a šroubu a od spalovacího tlaku působícího na vstřikovač. Jednalo se o kontaktní úlohu. S ohledem na výsledky redukováného napětí na třmenu byla vybrána kritická místa, ve kterých by mohlo dojít k plastickým deformacím a tím i k únavovému porušení.

V další části byl třmen vstřikovače podroben tvarové optimalizaci a následně posuzován vůči plastickým deformacím a únavovému porušení. Celkem byly provedeny čtyři tvarové optimalizace třmene aplikovaného na zjednodušenou hlavu válců o tvaru kostky. Dále byl třmen z poslední optimalizace aplikován na redukovanou hlavu válců s její specifickou tuhostí. Výsledky deformačně napěťové analýzy poukazují na kritické hodnoty napětí v místech L2, L3 a L5. Místa L2 a L5 vyhovují z hlediska únavového porušení. Dle výsledků je místo L3 z hlediska mechaniky nevyhovující, protože zde došlo k překročení meze kluzu materiálu. Přestože dojde k plastickým deformacím třmene, k meznímu stavu porušení však dojít nemusí. Následně byla vytvořena výkresová dokumentace navržených komponent.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. 1. Praha 4: Robert Bosch odbytová, 2005. ISBN 80-903132-7-2.
- [2] ING. ŠŤASTNÝ, Milan. Vývoj traktorového motoru. *Www.agronavigator.cz* [online]. Agronavigator, 2007, 3.3.2007 [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: <http://www.agronavigator.cz/service.asp?act=email&val=56740>
- [3] ISENBURG, Ralf a Micha MUNZRNMAY. *Elektronické řízení vznětových motorů: Systém vstřikování nafty s tlakovým zásobníkem Common Rail*. Praha 4: Robert Bosch odbytová spol, 1998. ISBN 80-902585-6-5.
- [4] *Injector clamp. Cirex* [online]. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://cirex.cz/producten/injector-clamp/>
- [5] *Genuine Ford Fuel Injector Pipe Clamp 1487874* [online]. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.ebay.co.uk/itm/Genuine-Ford-Fuel-Injector-Pipe-Clamp-1487874-/162213108667>
- [6] NRSC, ESC A EHK 49 TEST U ZETORU FORTERRA 8641, CASE IH JX 90 A FENDT FARMER 412 VARIO. *Www.vuzt.cz* [online]. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2010 [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: <http://www.vuzt.cz/svt/vuzt/publ/P2010/020.PDF>
- [7] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I: Základy konstruování, Spoje*. Druhé. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1984.
- [8] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vitium, 2011. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] NOVOTNÝ, Pavel. *Aplikované metody řešení únavového poškození I.: Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II*. Brno, 2017.
- [10] *Lanko CuSn 0,75mm<sup>2</sup>, teflonová izolace, 600V, -100 - +205°C, prům. 1,62mm, černé* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.ges.cz/cz/teflon-0-75-bl-GES06915082.html>
- [11] *Automotive Connectors 16W LKS 1,5 SWS-U SOCKET HSG* [online]. [cit. 2018-05-15].
- [12] *Základní pryže* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.sittech.cz/zakladni-pryze>
- [13] *Foxel elektro - stahovací pásky do vysokých teplot* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.foxel.cz/2061/>
- [14] *Rubena Náchod: O-kroužky* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: [https://eshop.rubena.cz/Files/flash/rubena-old/Tesnici-prvky\\_2015\\_CZ.pdf](https://eshop.rubena.cz/Files/flash/rubena-old/Tesnici-prvky_2015_CZ.pdf)
- [15] DUNDÁLEK, Radim. *Systém Common Rail: Příslušenství motorových vozidel*. 2018.

- [16] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Třetí. Brno: Scientia, spol., 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [17] *SimScale CAE Forum: Use of a second order mesh* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/forum/t/when-should-i-use-a-second-order-mesh/25899>
- [18] *Tetrahedral Elements* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: [http://download.autodesk.com/us/algos/userguides/mergedprojects/setting\\_up\\_the\\_analysis/linear/elements/tetrahedral\\_elements.htm](http://download.autodesk.com/us/algos/userguides/mergedprojects/setting_up_the_analysis/linear/elements/tetrahedral_elements.htm)
- [19] *SOLID 185 Element Description* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_SOLID185.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_elem/Hlp_E_SOLID185.html)
- [20] *Mesh Quality: Aspect ratio* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu\\_ug/flu\\_ug\\_mesh\\_quality.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu_ug/flu_ug_mesh_quality.html)
- [21] *Jacobian Ratio: Jacobian Ratio Calculation* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb\\_msh/msh\\_jacobian\\_ratio.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_jacobian_ratio.html)
- [22] NOVOTNÝ, Pavel. *Valivá ložiska: Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II*. Brno, 2017.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SYMBOL	JEDNOTKA	VÝZNAM
$a$	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače
$b$	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy podpory
$b_{kp}$	[mm]	Šířka kontaktní plochy
$C_S$	[–]	Deformační konstanta spoje
$d$	[mm]	Průměr šroubu
$d_p$	[mm]	Minimální průměr dosedací plochy podložky
$D_p$	[mm]	Maximální průměr dosedací plochy podložky
$D_{kh}$	[mm]	Průměr válce komolého kužele - hlava válců
$D_{kp}$	[mm]	Průměr válce komolého kužele - podložka
$d_1$	[mm]	Střední průměr závitu šroubu
$d_2$	[mm]	Velký průměr závitu šroubu
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
$D_1$	[mm]	Malý průměr závitu matice
$E$	[MPa]	Modul pružnosti
$E_H$	[MPa]	Modul pružnosti litiny - hlava válců
$E_1$	[MPa]	Modul pružnosti oceli
$F$	[N]	Provozní síla
$F_a$	[N]	Amplituda síly
$F_A$	[N]	Síla od třmenu působící na vstřikovač
$F_i$	[N]	Síla předpětí
$F_m$	[N]	Střední hodnota síly
$F_{max}$	[N]	Maximální síla působící na šroubový spoj
$F_p$	[N]	Výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu
$F_S$	[N]	Výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
$F_{tp}$	[N]	Síla od spalovacího tlaku na vstřikovač
$f_G$	[–]	Korekční součinitel
$i$	[–]	Počet závitů v hlavě válců
$k_O$	[–]	Součinitel bezpečnosti šroubového spoje na otláčení
$k_p$	[–]	Součinitel bezpečnosti vůči vzniku plastických deformací
$k_{SS}$	[–]	Součinitel bezpečnosti šroubu vůči plastickým deformacím
$k_{ú}$	[–]	Součinitel bezpečnosti vůči únavovému poškození

$K_b$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost části šroubu se závitem
$K_{CS}$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Celková tuhost spojovaných součástí
$K_d$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost části šroubu bez závitu
$K_h$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost hlavy válců
$K_p$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost podložky
$K_S$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost šroubu v oblasti sevření
$K_t$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost třmenu vstřikovače
$L_b$	[mm]	Délka části dříku se závitem v sevření
$L_{b1}, L_{b1}$	[mm]	Délka části dříku se závitem v sevření
$L_g$	[mm]	Délka válcové části dříku bez závitů
$L_{kp}$	[mm]	Délka kontaktní plochy
$L_{min}$	[mm]	Minimální délka závitové části šroubu
$L_S$	[mm]	Účinná svěrná délka
$L_{zs}$	[mm]	Délka závitové části šroubu
$M_t$	[Nm]	Celkový utahovací moment pro předpětí
$M_{tmp}$	[Nm]	Třecí moment mezi maticí a podložkou
$M_{tz}$	[Nm]	Třecí moment v závitech
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
$N$	[–]	Počet cyklů
$p$	[MPa]	Tlak v závitech
$p_{stř}$	[MPa]	Střední kontaktní tlak
$p_z$	[–]	Počet závitů
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti materiálu v tahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu materiálu
$R_{RED}$	[mm]	Redukovaný poloměr
$R_{tp}$	[MPa]	Reakční síla od tlaku plynů na šroubový spoj
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu válcové části dříku bez závitu
$S_p$	[MPa]	Zkušební napětí
$S_T$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez trysky vstřikovače
$t$	[mm]	Délka sevření šroubu
$t_{kh}$	[mm]	Délka strany komolého kužele - hlava válců
$t_{kp}$	[mm]	Délka strany komolého kužele - podložka

$w$	[mm]	Průhyb třmenu vstřikovače (MKP analýza)
$W_f$	[N]	Normálové zatížení
$W_K$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$X$	[mm]	Uzlový bod kritického napětí
$X_i$	[mm]	Uzlový bod v okolí bodu X nejbližšího nižšího napětí než kritické
$ \overline{xx}_i $	[mm]	Vzdálenost mezi uzlovými body X a $X_i$
$\alpha$	[–]	Součinitel tvaru
$\beta$	[–]	Součinitel vrubu
$\gamma_S$	[°]	Úhel stoupání závitu
$\Delta F_S$	[N]	Část provozní síly $R_{tp}$ přenášená šroubem
$\Delta F_P$	[N]	Část provozní síly F přenášená spojovanými součástmi
$\eta$	[–]	Součinitel vlivu velikosti
$\mu$	[–]	Poissonova konstanta
$\mu_1$	[–]	Součinitel tření v drážce metrického závitu
$\mu_2$	[–]	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou
$\nu$	[–]	Vliv pravděpodobnosti přežití
$\pi$	[–]	Ludolfovo číslo
$\rho$	[°]	Třecí úhel
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_{a,MKP}$	[MPa]	Lokální napětí vypočtené metodou konečných prvků
$\sigma_{a,nom}$	[MPa]	Nominální napětí
$\sigma_C$	[MPa]	Mez únavy materiálu v tahu
$\sigma_C^*$	[MPa]	Korigovaná mez únavy vrubového vzorku
$\sigma_{CO}$	[MPa]	Mez únavy materiálu v ohybu
$\sigma_e$	[MPa]	Ekvivalentní napětí odpovídající trojosé napjatosti
$\sigma_{e,a}$	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí
$\sigma_{e,m}$	[MPa]	Střední hodnota ekvivalentního napětí
$\sigma_{eX}$	[MPa]	Hodnota ekvivalentního napětí v uzlovém bodě X
$\sigma_{eX_i}$	[MPa]	Hodnota ekvivalentního napětí v uzlovém bodě $X_i$
$\sigma_{hn}$	[MPa]	Hlavní napětí
$\sigma_i$	[MPa]	Napětí od síly předpětí
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximální napětí

$\sigma_n$	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_{VM}$	[MPa]	Redukované napětí Von Mises
$\sigma_S$	[MPa]	Napětí ve šroubu v provozním stavu
$\sigma_1$	[MPa]	První hlavní napětí v Mohrově prostoru
$\sigma_2$	[MPa]	Druhé hlavní napětí v Mohrově prostoru
$\sigma_3$	[MPa]	Třetí hlavní napětí v Mohrově prostoru
$\tau_K$	[MPa]	Smykové napětí ve šroubu
$\chi$	[mm <sup>-1</sup> ]	Gradient napětí
$\chi_R$	[mm <sup>-1</sup> ]	Poměrný gradient napětí

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 - Indikovaný diagram při  $1450 \text{ min}^{-1}$

### Příloha 1 - Indikovaný diagram při $1450 \text{ min}^{-1}$

Indikovaný diagram při otáčkách  $1450 \text{ min}^{-1}$

