



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SYSTÉM COMMON RAIL PRO ŠESTIVÁLCOVÝ VZNĚTOVÝ MOTOR

COMMON RAIL FOR SIX-CYLINDER CI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL BOŽIK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Božik

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Systém common rail pro šestiválcový vznětový motor

v anglickém jazyce:

Common Rail for Six-cylinder CI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte instalaci vstřikovacího systému pro vznětový traktorový motor a proveďte nezbytné zásahy do konstrukce motoru. Umístěte vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo a vstřikovací trubky. Proveďte pevnostní kontrolu nově navržených součástí.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu o zadané problematice. Stanovení základních vývojových trendů, návržení nového konstrukčního řešení a provedení příslušných výpočtů.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [4] Baumruk, P.: Příslušenství spalovacích motorů, ČVUT Praha, 1996

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá inštaláciou vysokotlakového vstrekovacieho systému common rail na šesťvalcový traktorový vznietový motor. V prvej časti diplomovej práce je rozobraná problematika vstrekovacích systémov a s tým súvisiacich aspektov. V ďalšej časti práce je prevedená inštalácia vstrekovacieho systému, ktorá zahŕňa umiestnenie komponentov systému common rail, prevedenie nevyhnutných zásahov do konštrukcie motora a návrh nových súčastí. V záverečnej časti sú prevedené kontrolné výpočty a pevnostná analýza nových komponentov vstrekovacieho systému.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

vstrekovací systém, common rail, traktorový motor, vstrekovač, vysokotlakové čerpadlo, vysokotlakové potrubia, tlakový zásobník

ABSTRACT

This thesis deals with the installation of high-pressure common rail injection system for six cylinder tractor diesel engine. In the first part of the thesis is dismantled issue injection systems and related aspects. The next part is the installation of a fuel injection system, which involves placing components common rail system, the implementation of necessary interventions in engine design and the design of new components. The final section effect control calculations and stress analysis of new injection system components.

KEYWORDS

Injection system, Common Rail, tractor engine, injector, high-pressure pump, high-pressure pipes, pressure accumulator



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

BOŽIK, M. Systém common rail pro šestiválcový vznětový motor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 74 s. Vedúci diplomovej práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D..



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dňa 22. mája 2013

.....

Michal Božik



POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som chcel poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za ochotu a cenné pripomienky pri vypracovaní tejto práce.



OBSAH

Úvod	11
1 História	12
1.1 Vznik myšlienky vznetrového motora	12
1.2 Ďalší vývoj vznetrového motora	12
1.3 Vývoj vstrekovacích systémov	13
2 Palivá pre vznetrové motory	15
2.1 Motorová nafta.....	15
2.1.1 Legislatíva	15
2.1.2 Aditíva	16
2.1.3 Vplyv vlastností nafty na chod motora.....	17
2.2 Alternatívne palivá.....	18
3 Traktorové motory.....	20
4 Emisie	22
4.1 Problematika emisií vznetrových motorov	22
4.2 Legislatívne predpisy	24
4.3 Riešenia pre splnenie emisných limitov	27
5 Vstrekovací systém common rail	28
5.1 História systému common rail	28
5.2 Generácie systému common rail.....	29
5.3 Výhody systému common rail	30
5.4 Konštrukcia systému common rail	31
5.5 Nízkotlaková časť systému common rail.....	31
5.5.1 Palivová nádrž	31
5.5.2 Palivové čerpadlo	32
5.5.3 Palivový filter	33
5.5.4 Palivové vedenia.....	35
5.6 Vysokotlaková časť systému common rail	35
5.6.1 Vysokotlakové palivové čerpadlo	36
5.6.2 Vysokotlakový zásobník - rail.....	39
5.6.3 Vstrekovacie systému common rail.....	42
5.7 Elektronická regulácia vznetrových motorov	44
5.7.1 Riadiaca jednotka	45
5.7.2 Regulácia tlaku v tlakovom zásobníku.....	46
5.7.3 Vstrekovanie paliva	47
6 Systém common rail pre šesťvalcový motor	49



6.1	Technické parametre predmetného motora	49
6.2	Inštalácia komponentov systému common rail	50
6.2.1	Inštalácia vysokotlakového čerpadla	51
6.2.2	Inštalácia vysokotlakového zásobníka	52
6.2.3	Inštalácia vstrekovačov	54
6.2.4	Prívod paliva ku vstrekovačom	56
6.2.5	Návrh vysokotlakových potrubí	57
6.2.6	Nový vstrekovací systém	60
6.2.7	Kryt hlavy valcov	62
7	Výpočtové riešenie	63
7.1	Kontrolný výpočet skrutkového spoja	63
7.2	Pevnostná analýza vidlice vstrekovača	64
	Záver	70
	Použité informačné zdroje	71
	Zoznam použitých symbolov a skratiek	73
	Zoznam príloh	74



ÚVOD

Spaľovacie motory sú v súčasnosti najrozšírenejším kompaktným zdrojom mechanickej energie. V oblasti nákladnej autodopravy, u autobusov, v železničnej a lodnej preprave a pre pohon poľnohospodárskych a stavebných strojov sú dnes takmer bez výnimky používané vznetrové motory. Hlavným dôvodom ich rozšírenia a obľúbenosti je vysoká efektivita premeny energie uloženej v palive na energiu mechanickú. Pri tejto premene však vznikajú aj vedľajšie nežiadúce produkty chemických reakcií prebiehajúcich pri spaľovaní – škodlivé emisie. Úmerne sa tak so vzrastajúcim počtom automobilov a počtom prejetých kilometrov zvyšuje množstvo vyprodukovaných exhalátov obsiahnutých vo výfukových plynach. Z tohto dôvodu boli zavedené emisné normy, ktoré limitujú množstvo škodlivín vo výfukových plynach. Pre osobné a nákladné automobily sú záväzné normy Euro, u poľnohospodárskych, stavebných a ťažobných strojov sú to normy Tier / Stage. Tieto normy sú pre výrobcov motorov záväzné a každý motor musí pri svojom uvedení na trh spĺňať emisné limity predpísané aktuálne platnou emisnou normou.

Splnenie predpísaných limitov je možné docieľiť predovšetkým dvomi spôsobmi. Jednou z možností je použitie dodatočného zariadenia, pomocou ktorého je prevádzaná následná úprava už vyprodukovaných emisií. Druhým spôsobom je úprava samotného spaľovacieho procesu. To je možné dosiahnuť zdokonalením vstrekovacieho systému. V súčasnej dobe sa toto zdokonaľovanie týka najmä zvyšovania vstrekovacieho tlaku, ktorý sa dnes u moderných vstrekovacích systémov pohybuje nad hranicou 2000 bar. Pri vyššom vstrekovacom tlaku dochádza k dokonalejšiemu rozprášeniu paliva, a tým k zlepšeniu priebehu spaľovania. Pre ďalšie zlepšenie priebehu spaľovania je možné rozdeliť dávku paliva počas jedného cyklu na 5-7 menších dávok. Staršie vstrekovacie systémy nie sú schopné tieto parametre dosiahnuť, preto dochádza aj u rokmi overených konštrukcií motorov k prestavbám na modernejší vstrekovací systém.

Takáto prestavba je práve predmetom tejto diplomovej práce. Prestavba bude prevádzaná na šesťvalcovom vznetrovom traktorovom motore. Pre aplikáciu bol zvolený v súčasnosti najrozšírenejší systém vysokotlakového vstrekovania – common rail. Hlavným cieľom tejto práce je získanie širokého prehľadu o problematike vstrekovacieho systému common rail a následne prevedenie konštrukčného návrhu prestavby spomínaného motora a príslušných výpočtov.



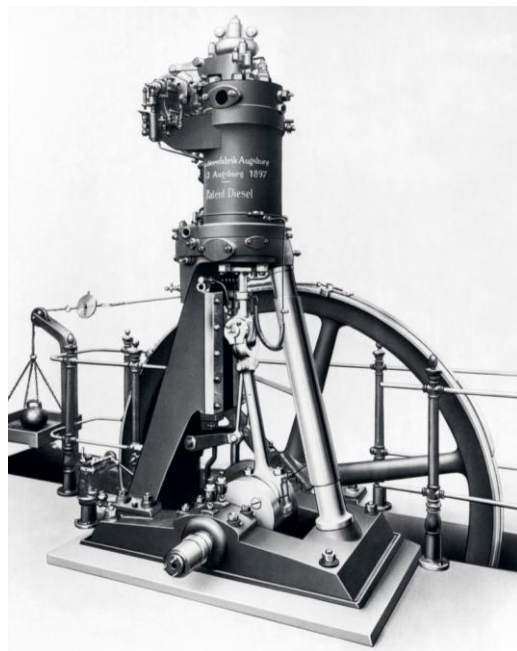
1 HISTÓRIA

Vynález parného stroja a jeho praktické nasadenie predstavovalo technickú revolúciu, ktorá ovplyvnila celý svet. Jeho aplikácia a prevádzka však bola spočiatku možná len vo väčších podnikoch. Dôvodom boli veľké rozmery, nakoľko sa jedná o tepelný stroj s vonkajším spaľovaním. Ďalším problémom, brzdiacim jeho masové rozšírenie, boli vysoké obstarávacie a prevádzkové náklady. To výrazne znevýhodňovalo menšie manufaktúry a remeselníkov, ktorí strácali konkurencieschopnosť.

Aj keď pohon parným strojom predstavoval výrazný pokrok v porovnaní s využívaním vodnej alebo veternej energie, jeho účinnosť bola stále nízka (10 – 12 %). To viedlo k hľadaniu kompaktnejšieho a efektívnejšieho zdroja energie. Prvý použiteľný plynový motor bol predstavený v roku 1860. Jednalo sa o dvojčinný dvojdobý motor so šúpatkovým rozvodom a zapáľovaním pomocou elektrickej iskry. Ako palivo bol použitý svietiplyn, ktorý bol neskôr nahradený benzínom. Autorom tohto motora bol belgický vynálezca J. J. Etienne Lenoir.

1.1 VZNIK MYŠLIENKY VZNETOVÉHO MOTORA

V osemdesiatych rokoch 19. storočia boli zážihové motory ešte len v počiatkoch svojho vývoja, a preto sa výrobcovia a konštruktéri stretali s mnohými problémami. Mezi najväčšie problémy patrilo vytvorenie dostatočne silnej iskry pre zapálenie paliva a taktiež aj tvorba zmesi. Chod zážihových motorov bol do veľkej miery ovplyvnený kvalitou a čistotou paliva. Autorom myšlienky vznetrového motora je Rudolf Diesel (1858 – 1913). V rokoch 1890-1892 vypracoval koncept motora s vnútorným spaľovaním, ktorý by fungoval aj pri použití menej kvalitných palív na báze biomasy a bol by efektívnejší pri premene energie. Taktiež nepotreboval iskru pre iniciáciu horenia paliva, pretože teplota potrebná na jeho vznietenie bola dosiahnutá kompresiou vzduchu vo valci. Dňa 27. februára 1892 si nechal vznetrový motor v Nemecku patentovať. Po patentovaní a podpise zmlúv so spoločnosťou Frederick Krupp a s ďalšími výrobcami strojov začal so stavbou prvých prototypov. Prvý model vznetrového motora predstavil v roku 1893. Tento motor mal účinnosť 26%, čo bolo viac ako dvojnásobok účinnosti parného stroja. Nasledovali ďalšie štyri roky vývoja, a vo februári 1897 bol predstavený prvý vznetrový motor vhodný pre praktické použitie. Jeho výkon bol 14,7 kW pri otáčkach 170 min⁻¹. V roku 1898 predstavil Diesel svoj motor na medzinárodnej výstave v Paríži. [8]



Obr. 1-1 Prvý model vznetrového motora [8]

1.2 ĎALŠÍ VÝVOJ VZNETOVÉHO MOTORA

Hlavnými výhodami Dieselovho motora bola vysoká efektívnosť a ekonomická prevádzka. Problémom však bola hmotnosť, rozmery a nutnosť použitia vysokotlakého kompresora,



ktorý v prúde stlačeného vzduchu dopravoval palivo do valca. To výrazne obmedzovalo jeho použitie, a preto bol až do roku 1910 používaný ako stacionárny alebo na pohon lodí.

Stacionárne a lodné motory:

1898: Prvé použitie dvojvalcového vznetového motora v továrni na zápalky v Kemptene

1899: Prvý dvojdobý vznetový motor MAN

1903: Prvé použitie dvojdobého vznetového motora pre pohon riečnej lode

1904: Prvá elektráreň so vznetovými motormi MAN

1910: Prvá oceánska loď poháňaná výhradne vznetovými motormi

Masovejšie rozšírenie vznetového motora umožnilo až nahradenie kompresora vstrekovacím čerpadlom. Motor so vstrekovacím čerpadlom mal kompaktnejšie rozmery a nižšiu hmotnosť a bolo ho možné použiť aj na pohon vozidiel. [4] [9]

Vozidlové motory:

1912: Prvý bezkompresorový motor Deutz vyrábaný sériovo

1913: Prvá lokomotíva so vznetovým motorom Sulzer o výkone 1000 k

1923: Prvý komôrkový vznetový motor pre nákladný automobil (Benz)

1924: Prvý vznetový motor pre nákladný automobil s priamym vstrekom paliva (MAN)

1931: Prvý letecký vznetový motor JUMO 204 (Junkers) s výkonom 530 kW

1933: Prvé európske osobné vozidlo s dieselovým motorom (Citroen Rosalie)

1936: Prvý osobný automobil poháňaný dieselovým motorom (Mercedes-Benz 260 D)

1.3 VÝVOJ VSTREKOVACÍCH SYSTÉMOV

Dieselov pôvodný motor využíval na dopravu paliva do valcov stlačený vzduch generovaný prídavným kompresorom. Prúd vzduchu dopravoval palivo do valca cez trysku, a tým dochádzalo k jeho rozprášeniu na jemné čiastočky. Otváranie a zatváranie prívodu paliva do valca cez trysku zabezpečoval ventil, ktorý bol poháňaný od vačkového hriadeľa. Ako už bolo spomenuté, práve princíp tohto systému zabráňoval použitiu vznetového motora vo vozidlách, z dôvodu jeho rozmerov a hmotnosti.

Zmena nastala v roku 1910, kedy James Kechnie vyriešil problém priameho vstrelu paliva do valca. V 20-tych rokoch začal Robert Bosch s vývojom radového vstrekovacieho čerpadla. Po dokončení vývoja bola v roku 1927 spustená sériová výroba radových vstrekovacích čerpadiel a vstrekovacích trysiek pre vznetové motory nákladných vozidiel. Výroba radových vstrekovacích čerpadiel pre motory osobných automobilov bola zahájená v roku 1936. [10]



Vývoj vznetrových motorov prebiehal aj mimo Európy. V rokoch 1943-1946 vynášiel americký vynálezca Clessie Cummins vstrekovací systém označovaný Common Rail (CRD), ktorý si následne nechal patentovať. Jednalo sa však len o prvotný návrh, takže vývoj tohto systému pokračoval až do 90-tych rokov. [9]

V roku 1975 bolo na trh firmou Bosch uvedené prvé rotačné čerpadlo s jedným axiálnym piestom. V roku 1986 uviedla na trh automobilka BMW model 524tD. Tento automobil bol vybavený rotačným čerpadlom s elektronickým riadeným systémom vstrekovania paliva pre vznetrové motory Electronic Diesel Control (EDC). O rok neskôr zaviedol Bosch systém elektronickej regulácie aj u radového čerpadla. Koncom roku 1993 bolo predstavené prvé elektronicke riadené radové čerpadlo so zdvihovými šúpatkami.

Ďalší krok vo vývoji dieselových vstrekovacích systémov predstavovalo uvedenie vstrekovacej jednotky PD (Pumpeduse). Tento systém bol uvedený v roku 1994. Pri jeho použití mal každý valec motora vlastnú elektronicke riadenú vstrekovaciu jednotku. Združený vstrekováč predstavuje spojenie vstrekovacej trysky a výtlačného piestu. Tento systém používal vo svojich vozidlách koncern VW až do roku 2008. [9]

Vývoj rotačného čerpadla však pokračoval a v roku 1996 použila automobilka Opel u svojich motorov radiálne rotačné čerpadlo s magneticky riadenými ventilmi. Jednalo sa o vznetrový motor s priamym vstrekom paliva a štyrmi ventilmi na valec.

Aktuálne poslednou etapou vývoja vstrekovacích systémov vznetrových motorov je systém Common Rail. Princíp a konštrukcia systému Common Rail sú prebraté v kapitole 5.



2 PALIVÁ PRE VZNETOVÉ MOTORY

Rudolf Diesel už od počiatku vývoja svojho motora presadzoval použitie paliva z biomasy, ako ekonomický zdroj energie dostupný aj pre malých živnostníkov a poľnohospodárov. Prvý prototyp motora využíval ako palivo uhoľný prach. Motor predstavený na výstave v Paríži však už spaľoval arašídový olej. Túto myšlienku podporovala aj francúzska vláda, nakoľko Francúzsko malo kolónie v Afrike a arašídový olej bol ľahko dostupný. To však nebolo akceptovateľné pre petrochemický priemysel, a preto bol vznetový motor ďalej vyvíjaný pre spaľovanie uhl'ovodíkových palív.

Základným procesom pre získavanie kvapalných uhl'ovodíkových palív je frakčná destilácia ropy. Podstatou tohto procesu je zahrievanie ropy v destilačných vežiach bez prístupu vzduchu. Pri tomto procese dochádza k rozdeleniu na frakcie, ktoré sa líšia hodnotami bodu varu. Zahrievaním jednotlivých frakcií dochádza k ich odparovaniu a následne sú pomocou kondenzácie skvapalnené:

- Oblasť s bodom varu do 180°C tvoria ľahké motorové palivá, predovšetkým benzín. Táto frakcia obsahuje hlavne parafíny a cykloparafíny
- Oblasť od 180°C do 280°C obsahuje stredne ťažké palivá (kerozín). Tieto palivá sa používajú v prúdových motoroch lietadiel a v spaľovacích turbínach
- V oblasti od 210°C do 360°C sa nachádzajú ťažké palivá pre dieselové motory
- Z poslednej frakcie, v oblasti nad 360°C sa získavajú mazacie oleje. Zo zvyšku sa vyrába vosk a asfalt

Pre zvýšenie podielu a kvality užitočných palív vyrobených z ropy sa využíva mnoho ďalších postupov. [12]

2.1 MOTOROVÁ NAFTA

Vznetové motory sú vhodné pre spaľovanie širokého spektra palív, no v súčasnosti je najrozšírenejším palivom používaným pre ich prevádzku motorová nafta vyrobená z ropy. Motorová nafta je kvapalné palivo, ktoré tvorí zmes ťažšie odpariteľných uhl'ovodíkov získaných z ropy. Molekuly uhl'ovodíkov tvoriacich základ zmesi majú zvyčajne 9 až 22 atómov uhlíka.

2.1.1 LEGISLATÍVA

Požiadavky na kvalitu motorovej nafty sú špecifikované v norme EN 590, ktorá je prevzatá do systému českých noriem ako ČSN EN 590. V tejto norme sú v plnom rozsahu obsiahnuté všetky požiadavky smernice 98/70/EC, v znení smernice 2003/17/EC. Tabuľka 2-1 uvádza výber kvalitatívnych požiadaviek na motorovú naftu podľa aktuálne platnej normy. V závislosti na ročnom období sa na trh dodáva motorová nafta s rozdielnymi nízkoteplotnými vlastnosťami. Pre úpravu týchto vlastností sa používajú aditíva. [11]

Obdobia distribúcie jednotlivých tried motorovej nafty v EU:



- Letná motorová nafta – motorová nafta pre miernu klímu triedy B od 15. 04. do 30. 09.
- Prechodová motorová nafta - motorová nafta pre miernu klímu triedy D od 1. 03. do 14. 04. a od 1. 10. do 15. 11.
- Zimná motorová nafta - motorová nafta pre miernu klímu triedy F od 16. 11. do 28. 02.

V prípade veľmi silných mrazov je do distribučnej siete ČS dodávaná tzv. arktická motorová nafta triedy 2. Filtrovateľnosť je u tohto druhu nafty je nižšia ako -32°C a bod zákalu nižší ako -22°C . Požadované hodnoty filtrovateľnosti u jednotlivých tried podľa ČSN EN 590 sú uvedené v tabuľke 2-1. [11]

Tab. 2-1 Výber kvalitatívnych požiadaviek na motorovú naftu [11]

Parametr	Mezní hodnota podle ČSN EN 590	Typická hodnota cca
Hustota/ 15°C , kg/m^3	820,0 až 845,0	840
Bod vzplanutí, $^{\circ}\text{C}$	nad 55	60
Obsah síry, mg/kg	max. 10,0	8
Obsah polyaromatických uhlovodíků, % m/m	max. 8,0	5
Obsah vody, mg/kg	max. 200	150
Destilační zkouška: při 250°C predestiluje, % V/V při 350°C predestiluje, % V/V 95 % (V/V) predestiluje, $^{\circ}\text{C}$	max. < 65 min. 85 max. 360	39 97 350
Cetanové číslo	min. 51,0	52
Obsah FAME (MEŘO), % V/V	max. 7,0	6
Filtrovateľnosť (CFPP), $^{\circ}\text{C}$: třída B třída D třída F	max. 0 max. -10 max. -20	-5 -12 -22
Bod zákalu (Cloud point), $^{\circ}\text{C}$ třída F	informativně max. -8	-8
Mazivost (HFRR), μm	max. 460	300

V súčasnosti je do motorovej nafty z dôvodu znižovania závislosti od fosílnych palív pridávaná biozložka FAME. Jedná sa o metylester repkového oleja. Norma ČSN EN 590 povoľuje prídanie maximálne 7% objemového množstva.

2.1.2 ADITÍVA

Do nafty sa pridávajú aj ďalšie prísady nazývané aditíva. Slúžia na zlepšenie úžitkových vlastností. Medzi najvýznamnejšie prísady patrí:

- zvyšovač cetánového čísla - zlepšuje spaľovacie vlastnosti paliva a tým prispieva ku zvýšeniu výkonu motora a zníženiu spotreby paliva

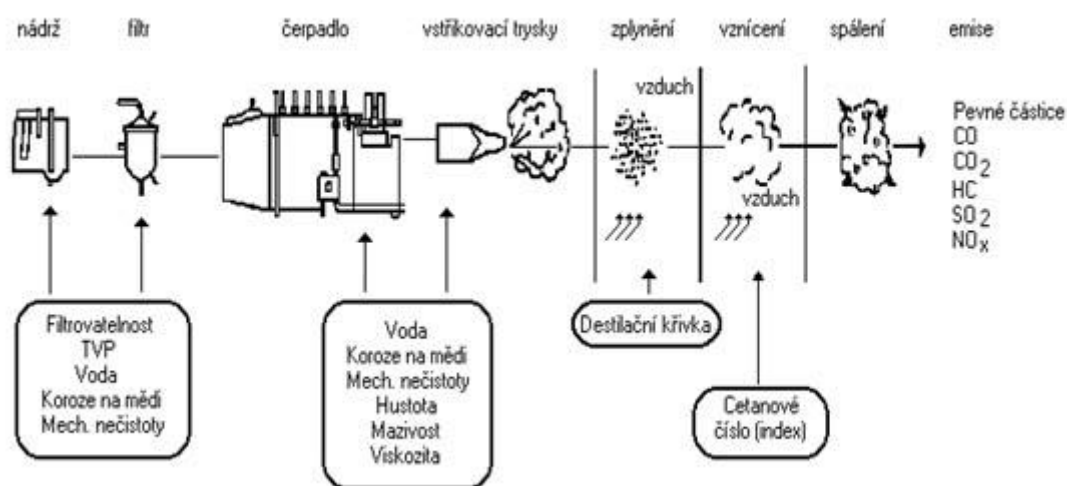


- mazivostná prísada - napomáha minimalizovať opotrebenie pohyblivých častí vstrekovacieho systému, čím predlžuje ich životnosť
- vodivostná prísada – zvyšuje bezpečnosť pri manipulácii s palivom, pretože zabraňuje vzniku elektrostatického náboja
- prísada na zníženie penivosti paliva - znižuje straty pri čerpaní spôsobené penením paliva a tým zefektívňuje manipuláciu
- deemulgátor - má vodo-odpudivý účinok, čím zamedzuje palivu absorbovať vlhkosť zo vzduchu
- antikoročná prísada – slúži na ochranu motora a palivového systému vozidla pred koróziou
- antioxidant - zabraňuje oxidácii paliva a udržiava jeho stabilné vlastnosti počas dlhodobiejšieho skladovania

Pre zabezpečenie dostatočnej tekutosti paliva aj pri nízkych teplotách, obsahuje zimný druh nafty prísadu, tzv. depresant. Táto prísada zabraňuje kryštalizácii parafínov nachádzajúcich sa v palive.

2.1.3 VPLYV VLASTNOSTÍ NAFTY NA CHOD MOTORA

Kvalitné palivo splňujúce predpísané normy je základom pre efektívny chod motora. Pri použití nekvalitného paliva nebude ani ten najdokonalejší motor pracovať správne. Predovšetkým dnešné moderné vznetové motory, pracujúce s vysokými tlakmi sú veľmi citlivé na kvalitu nafty. Obr. 2-1 znázorňuje, ktoré vlastnosti nafty ovplyvňujú jednotlivé časti palivovej sústavy, priebeh spaľovania a tým aj tvorbu emisií.

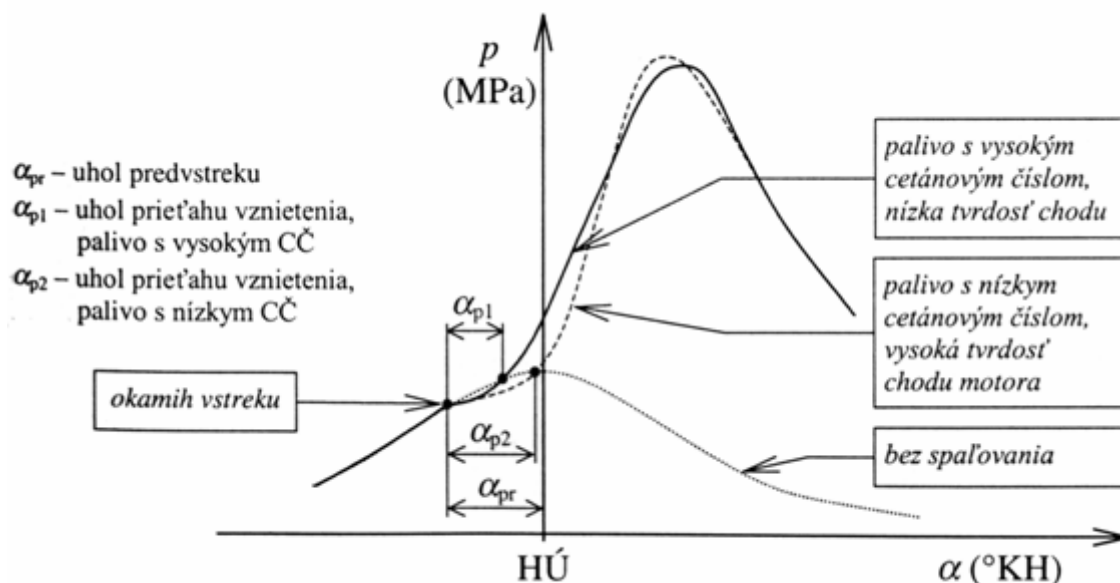


Obr. 2-1 Vplyv vlastností motorovej nafty na chod motora [5]

Vznetový motor je tepelný stroj, ktorého podstatou je premena chemickej energie obsiahnutej v palive na energiu mechanickú. Práve z tohto dôvodu je najdôležitejšou vlastnosťou motorovej nafty jej cetánové číslo, ktoré výrazne ovplyvňuje priebeh spaľovacieho procesu,



a taktiež aj jeho efektvnosť. Obr. 2-2 znázorňuje porovnanie priebehu tlaku vo valci pri spaľovaní paliva s nízkym a s vysokým cetánovým číslom.



Obr. 2-2 Vplyv cetánového čísla na priebeh spaľovania [5]

2.2 ALTERNATÍVNE PALIVÁ

Hlavnými dôvodmi pre vývoj a používanie alternatívnych palív sú neustále sa znižujúce svetové zásoby ropy a tlak ekologov a politikov na znižovanie produkovaného CO_2 . Do popredia sa dostávajú najmä palivá získavané spracovaním biomasy. Narozdiel od palív na báze ropy sa jedná o palivá obnoviteľné. Biopalivá sú biologicky odbúrateľné, a preto pri ich úniku nepredstavujú záťaž pre životné prostredie. Spaľovaním biopalív taktiež vniká CO_2 , ktorý je však spätne transformovaný pri fotosyntéze do rastlín, určených na produkciu biomasy. U vznetových motorov je možné použiť nasledujúce alternatívne palivá:

Dimetyléter (DME)

Jednému litru dimetyléteru odpovedá 0,97 litra motorovej nafty. To znamená, že sa jedná o palivo s najvyššou energetickou účinnosťou spomedzi všetkých alternatívnych palív. Na výrobu dimetyléteru sa využíva fosílna surovina alebo biomasa. V prípade využitia fosílnj suroviny sa jedná o palivo GTL (Gas-to-Liquid) a v prípade využitia biomasy je toto palivo označované skratkou BTL (Biomass-to-Liquid). Do budúcnosti má perspektívu hlavne palivo BTL, ktoré prispieva ku znižovaniu množstva vyprodukovaného CO_2 . Na výrobu tohto paliva je možné použiť široké spektrum surovín. Nevžaduje žiadne rozsiahle úpravy motora a pri použití sa vyznačuje nižšou dymivosťou a lepšou zápalnosťou v porovnaní s naftou, a navyše neobsahuje žiadnu síru. Rozšíreniu tohto paliva bránia v súčasnej dobe vysoké investície do technológií na jeho výrobu. [13]

Rastlinný olej (PPO)

Jedná sa čistý rastlinný olej, ktorý je vyrábaný lisovaním semien olejnin. V Európe sa na jeho výrobu používa repka olejná. Jednému litru PPO odpovedá 0,96 litra motorovej nafty, čo znamená, že jeho energetická účinnosť je pomerne vysoká. Použitie PPO v moderných



vznetových motoroch s vysokotlakým vstrekováním však nie je možné, z dôvodu jeho fyzikálnych vlastností (Tab. 2-2). Pre spaľovanie PPO je prispôsobený Elsbethov duotermický motor. Spaľovanie PPO je možné po úpravách aj u motorov s nízkotlakými vstrekovacími systémami, no jeho použitie je obmedzené, pretože motory poháňané týmto palivom neplnia súčasné emisné limity. Výhodou tohto paliva však je jednoduchá výroba a dostupnosť. [13]

Bionafta (FAME)

Na jeho výrobu je použitý repkový olej, ktorý sa ďalej upravuje procesom tranesterifikácie. Pri tomto procese sú za prítomnosti metanolu a katalyzátora veľké molekuly oleja štiepené na menšie. Výsledkom tohto procesu je podstatné zníženie viskozity, čím sa jeho vlastnosti podstatne priblížia vlastnostiam motorovej nafty (Tab. 2-2). Takto vzniknuté palivo je označované skratkou MERO (methyl esters of rapeseed oil). Jeho energetická účinnosť je o niečo nižšia ako u nafty (1 litru MERO odpovedá 0,91 litra motorovej nafty). Pri použití MERO v naftovom motore dochádza k nepatrnému zníženiu výkonu a zvýšeniu spotreby, no k podstatnému zníženiu dymivosti. Nevýhodou je agresívne pôsobenie na lak a gumené tesnenia a hadice. [13]

Ako už bolo spomenuté, v súčasnosti platná norma umožňuje pridávanie biozložky do motorovej nafty v množstve do 7%. V praxi sa však používa aj zmesná nafta podľa normy ČSN 65 6508, označovaná ako SMN30, ktorá obsahuje najmenej 30% FAME alebo čistá bionafta, podľa normy EN 14214, označovaná B100.

Tab. 2-2 Porovnanie vlastností alternatívnych palív s vlastnosťami motorovej nafty [5]

PARAMETR			Motorová nafta	Řepkový olej rafinovaný	Metylester
kinematická viskozita při teplotě	-25 °C	mm ² .s ⁻¹	5 ÷ 30	300	
	0 °C		3 ÷ 14	180 ÷ 220	10
	20 °C		2 ÷ 8	65 ÷ 100	6.3 ÷ 8.1
	100 °C		0.7 ÷ 2	6 ÷ 8	1.7
cetanolové číslo			45	35 ÷ 50	54 ÷ 55
spalné teplo		MJ.kg ⁻¹	45.3	39.6	39.1 ÷ 42.9
výhřevnost hmotnostní		MJ.kg ⁻¹	42.5	37.4	37.1 ÷ 40.7
výhřevnost objemová		MJ.l ⁻¹	35.2	34.4	32.7
měrná hmotnost		kg.dm ⁻³	0.8 ÷ 0.86	0.91 ÷ 0.94	0.87 ÷ 0.88
bod vzplanutí		°C	min. 55	300 ÷ 330	130
bod tuhnutí		°C	0 ÷ (-12)	0 ÷ (-18)	-7
molekulová hmotnost			200	850 ÷ 900	300

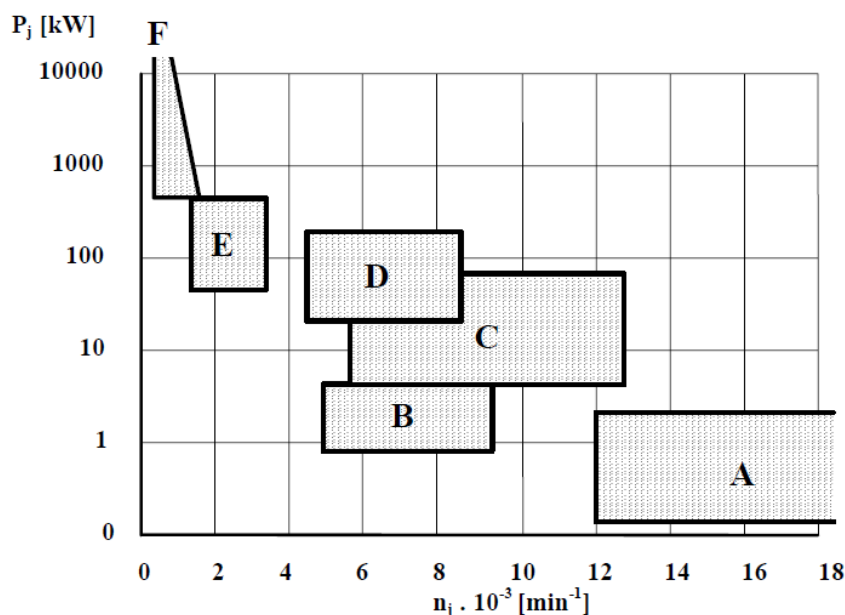


3 TRAKTOROVÉ MOTORY

Vznetový motor je v súčasnej dobe hlavným zdrojom energie pre pohon úžitkových automobilov a poľnohospodárskych a stavebných strojov. Konštrukčné riešenie traktorového motora sa odvíja od jeho plánovaného nasadenia. U traktorov nižších výkonových tried býva často použitá monobloková konštrukcia. U takéhoto typu konštrukcie musí byť blok motora dostatočne dimenzovaný na prenos síl a momentov medzi prednou nápravou a ostatnými strojnými skupinami traktora. U traktorov vyšších výkonových tried sa využíva polorámová alebo celorámová konštrukcia. V týchto prípadoch nemusí byť blok motora tak dimenzovaný, pretože nemá nosnú funkciu. [4]

Medzi hlavné požiadavky na motory patrí hlavne vysoká životnosť a spoľahlivosť, vysoký objemový výkon, nízka spotreba paliva, splnenie emisných limitov a dlhé servisné intervaly. Okrem týchto všeobecných požiadaviek sú na traktorové motory kladené aj ďalšie špeciálne požiadavky, a to najmä vysoké prevýšenie krútiaceho momentu a schopnosť práce pri veľkom kolísaní zaťaženia a širokom rozmedzí otáčok.

Obr. 3-1 znázorňuje kategorizáciu spaľovacích motorov do skupín v závislosti na ich výkonovom a otáčkovom rozpätí. Vznetové traktorové motory spadajú do skupiny E.



Obr. 3-1 Kategorizácia spaľovacích motorov v závislosti na výkone a otáčkach [4]

V dnešnej dobe sú u traktorov používané takmer bez výnimky štvordobé radové vznetové motory s počtom valcov 3 až 6 a priamym vstrekom paliva. Tab. 3-1 a 3-2 udávajú hodnoty charakteristických parametrov u súčasných motorov poľnohospodárskych traktorov.

Z dôvodu stáleho sprísňovania emisných noriem aj pre traktorové motory a rastúcich nárokov používateľov, je nutný ich neustály vývoj a zlepšovanie parametrov. V súčasnosti je vývoj zameraný hlavne na zdokonaľovanie vstrekovacích systémov a aplikáciu elektroniky v oblasti riadenia motora. Tieto systémy umožňujú na základe vstupných informácií z rôznych druhov



snímačov prevádzať kontrolu a reguláciu motora, ktorá zaručuje jeho optimálny chod v daných podmienkach.

Tab. 3-1 Charakteristické parametre šesťvalcových traktorových motorov [4]

veličina	V _m	Z/D	C _s	p _e	P _l	m _{pe}
	l		m/s	MPa	kW/l	g/kWh
průměr	6.509	1.14	9.2	0.86	16.3	230
medián	6.234	1.13	8.9	0.85	15.9	231
max	8.268	1.36	11.5	1.54	27.0	255
min	5.419	1.00	7.7	0.59	10.8	209

Tab. 3-2 Charakteristické parametre štvorvalcových traktorových motorov [4]

veličina	V _m	Z/D	C _s	p _e	P _l	m _{pe}
	l		m/s	MPa	kW/l	g/kWh
průměr	4.143	1.16	9.2	0.78	14.8	234
medián	4.086	1.14	9.3	0.77	14.7	233
max	5.005	1.40	11.2	1.17	22.5	266
min	3.456	1.00	8.1	0.63	12.2	204



4 EMISIE

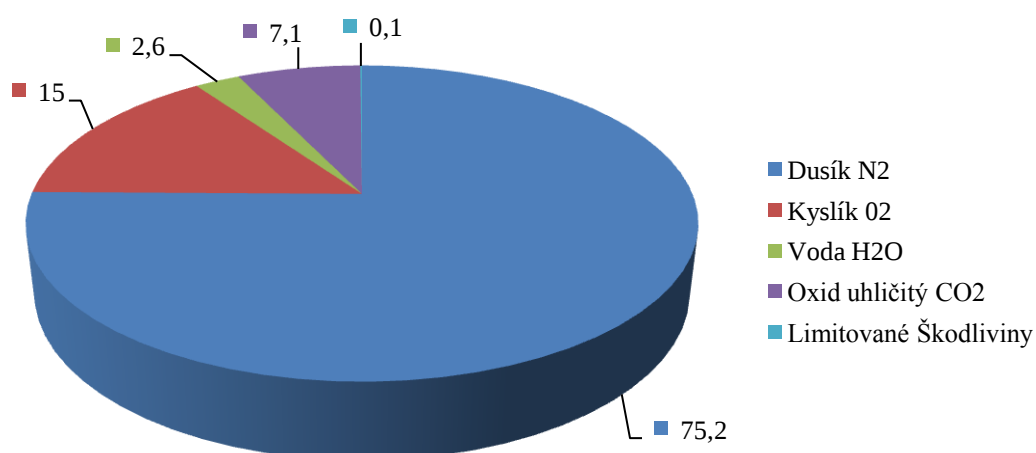
Doprava sa stala neoddeliteľnou súčasťou života veľkej časti svetovej populácie napriek tomu, že má rad negatívnych vplyvov na živé organizmy a kvalitu životného prostredia. Jedným z najvýznamnejších negatívnych vplyvov dopravy je znečisťovanie ovzdušia emisiami výfukových plynov. Napriek snahe o zníženie množstva produkovaných emisií neustálym zdokonaľovaním spaľovacích motorov, dochádza v dôsledku stále sa zvyšujúceho počtu vozidiel ku každoročnému nárastu celkového množstva vyprodukovaných emisií. Emisie z dopravných prostriedkov taktiež prispievajú ku globálnym klimatickým zmenám.

4.1 PROBLEMATIKA EMISIÍ VZNETOVÝCH MOTOROV

Chemická energia obsiahnutá v palive je počas spaľovacieho procesu premieňaná na energiu mechanickú. Pri ideálnom priebehu spaľovania prebehne dokonalá oxidácia. Výslednými produktmi reakcií uhlíka a vodíka obsiahnutého v palive s kyslíkom obsiahnutým v nasávanom vzduchu je vodná para (H_2O) a oxid uhličitý (CO_2). Ostatné látky obsiahnuté v nasávanom vzduchu sa procesu spaľovania nezúčastňujú.

Iná situácia nastáva pri skutočnom priebehu spaľovania, kedy nedochádza k dokonalému premieseniu paliva so vzduchom a taktiež doba spaľovanie je veľmi krátka. V tomto prípade prebieha nedokonalá oxidácia, ktorej výslednými produktmi sú oxid uhoľnatý (CO) a vodík (H_2). Oxidáciou dusíka z nasávaného vzduchu vznikajú pri procese spaľovania za vysokých teplôt oxidy dusíka (NO_x). Spaľovaním paliva za nepriaznivých podmienok dochádza ku vzniku nespalených uhlíkovodíkov (HC). Pri spaľovaní neodparených kvapiek paliva za vysokých teplôt v prostredí s veľmi nízkou koncentráciou kyslíka dochádza ku vzniku pevných častíc (PM). Ak palivo obsahuje síru, dochádza k tvorbe oxidu siričitého (SO_2).

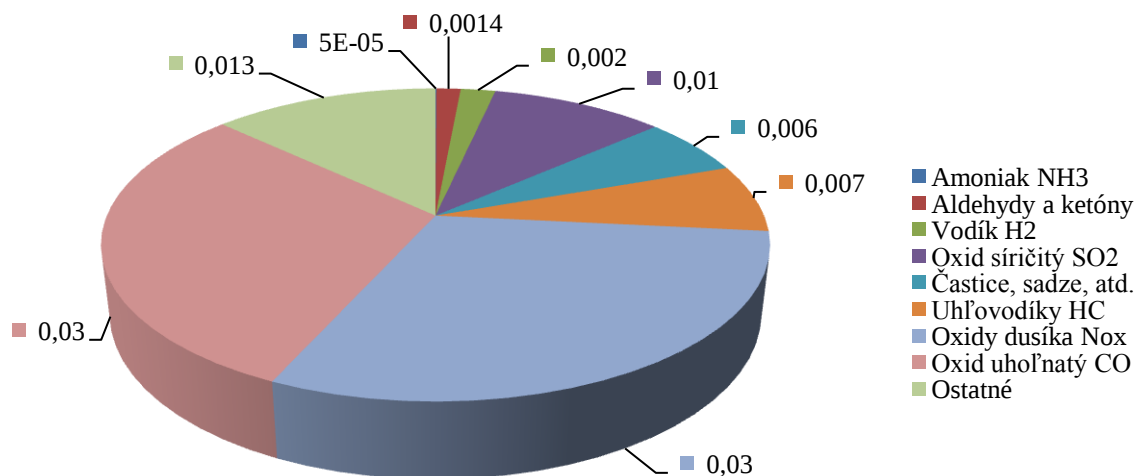
Sledované zložky výfukových plynov sa z hľadiska škodlivosti rozdeľujú na škodlivé (CO , NO_x , HC , SO_2 a pevné častice) a neškodlivé (N_2 , H_2O , CO_2 , O_2). Zaradenie CO_2 medzi neškodlivé látky je diskutabilné, pretože nie je škodlivý pre živé organizmy, no podieľa sa na vytváraní skleníkového efektu. Percentuálne zastúpenie zložiek, nachádzajúcich sa vo výfukových plynov produkovaných vznetrovým motorom je znázornené na obr. 4-1.



Obr. 4-1 Zložky výfukových plynov produkovaných vznetrovým motorom [14]

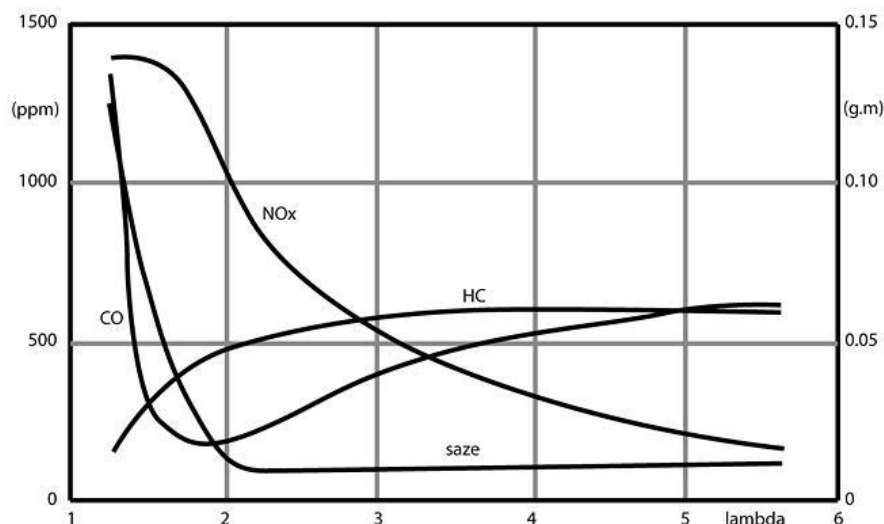


Z celkového množstva vyprodukovaných emisií tvoria škodlivé zložky približne 0,1%. Percentuálne zastúpenie škodlivých zložiek vo výfukových plynch vznetrového motora je zobrazené na obr. 4-2.



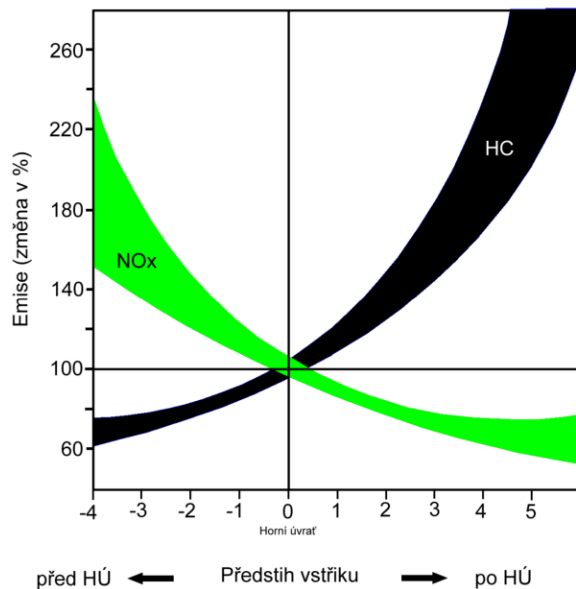
Obr. 4-2 Škodlivé zložky obsiahnuté vo výfukových plynch vznetrového motora [14]

Hlavným parametrom, od ktorého sa odvíja výsledné zloženie spalín, je súčiniteľ prebytku vzduchu lambda. Pre efektívnu prácu vznetrového motora sú potrebné oveľa vyššie hodnoty prebytku vzduchu ako je tomu u motora zážihového. Problémom je však vyváženie tvorby emisií. So zvyšujúcim sa súčiniteľom prebytku vzduchu dochádza k znižovaniu tvorby NO_x, no obsah nespálených uhl'ovodíkov a oxidu uhoľnatého narastá. Pevné častice vznikajú pri záťaži, kedy je potrebná bohatšia zmes a súčiniteľ prebytku vzduchu je nízky. Obr. 4-3 znázorňuje približný priebeh škodlivých zložiek výfukových plynov v závislosti na súčiniteli prebytku lambda u vznetrového motora.



Obr. 4-3 Priebeh vzniku škodlivých zložiek výfukových plynov v závislosti na súčiniteli prebytku lambda [15]

Ďalším parametrom, ktorý má vplyv na výsledné zloženie spalín u vznetového motora, je predvstrek paliva. Vstrekom paliva pred HÚ dochádza k nárastu tvorby NO_x a ku zníženiu množstva HC. Nízka tvorba HC znamená, že motor pracuje s vysokou účinnosťou. Graficky je závislosť množstva NO_x a HC zobrazená na obr. 4-4.



Obr. 4-4 Závislosť produkcie emisií na hodnote predvstreku paliva [14]

4.2 LEGISLATÍVNE PREDPISY

V dôsledku rastúceho znečistenia ovzdušia sa príslušné regulačné orgány rozhodli stanoviť pre oblasť svojej pôsobnosti jednotné emisné predpisy, ktoré sú pre výrobcov spaľovacích motorov záväzné. Tieto normy obsahujú nielen maximálne hodnoty jednotlivých zložiek výfukových plynov, ale aj nariadenia týkajúce sa metodiky testov. Spočiatku sa normy zameriavali len na osobné a nákladné vozidlá v cestnej premávke. V EU majú v súčasnosti tieto normy označenie EURO.

Zmena nastala v roku 1997, kedy bola prijatá smernica 97/68/ES, ktorou boli zavedené emisné limity aj pre mobilné prostriedky určené pre prevádzku v teréne. Označenie týchto noriem je však odlišné od označenia noriem pre vozidlá v cestnej premávke. V EU sú normy pre tieto vozidlá označované termínom Stage a v USA termínom Tier. Limitovanými emisiami sú oxid uhoľnatý, uhlíkovodíky, pevné častice a oxidy dusíka. Normy Stage boli zavádzané postupne. Stage I bola zavedená v roku 1999. Nasledovala norma Stage II ktorej zavedenie prebiehalo v rokoch 2001 – 2004. Smernica 97/68/ES bola novelizovaná v roku 2004 smernicou 2004/26/ES. Norma Stage III bola rozdelená na Stage III A a Stage III B. Zavádzanie týchto noriem prebieha od roku 2006 až do súčasnosti. Vstup konečnej normy Stage IV do platnosti je plánované na rok 2014. [17]

Pre poľnohospodárske a lesnícke traktory bola vydaná smernica 2000/25/ES s novelou 2005/13/ES. Emisné limity stanovené touto smernicou boli prevzaté zo smernice 97/68/ES a jej novely, no rozdielne boli termíny implementácie týchto limitov. Jednotlivé výkonové kategórie dieselových motorov musia spĺňať limity emisií uvedené v tab. 4-1, 4-2, 4-3 a 4-4.

**Tab. 4-1 Stage I/II [17]**

Cat.	Net Power	Date*	CO	HC	NO _x	PM
	<i>kW</i>		<i>g/kWh</i>			
Stage I						
A	130 ≤ P ≤ 560	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.54
B	75 ≤ P < 130	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.70
C	37 ≤ P < 75	1999.04	6.5	1.3	9.2	0.85
Stage II						
E	130 ≤ P ≤ 560	2002.01	3.5	1.0	6.0	0.2
F	75 ≤ P < 130	2003.01	5.0	1.0	6.0	0.3
G	37 ≤ P < 75	2004.01	5.0	1.3	7.0	0.4
D	18 ≤ P < 37	2001.01	5.5	1.5	8.0	0.8

Tab. 4-2 Stage III A [17]

Cat.	Net Power	Date†	CO	NO _x +HC	PM
	kW		g/kWh		
H	130 ≤ P ≤ 560	2006.01	3.5	4.0	0.2
I	75 ≤ P < 130	2007.01	5.0	4.0	0.3
J	37 ≤ P < 75	2008.01	5.0	4.7	0.4
K	19 ≤ P < 37	2007.01	5.5	7.5	0.6

† dates for constant speed engines are: 2011.01 for categories H, I and K; 2012.01 for category J.

† dates for constant speed engines are: 2011.01 for categories H, I and K; 2012.01 for category J.

Tab. 4-3 Stage III B [17]

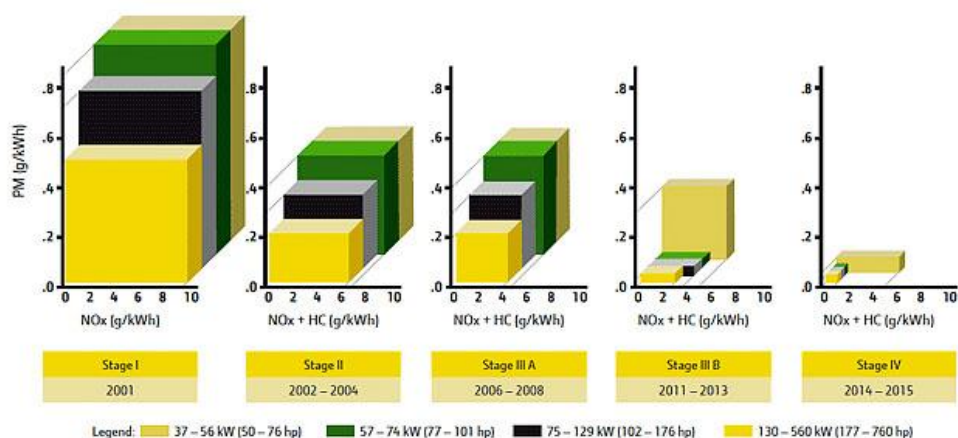
Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO _x	PM
	kW		g/kWh			
L	130 ≤ P ≤ 560	2011.01	3.5	0.19	2.0	0.025
M	75 ≤ P < 130	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
N	56 ≤ P < 75	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
P	37 ≤ P < 56	2013.01	5.0	4.7†		0.025
† NO _x +HC						

† NO_x+HC

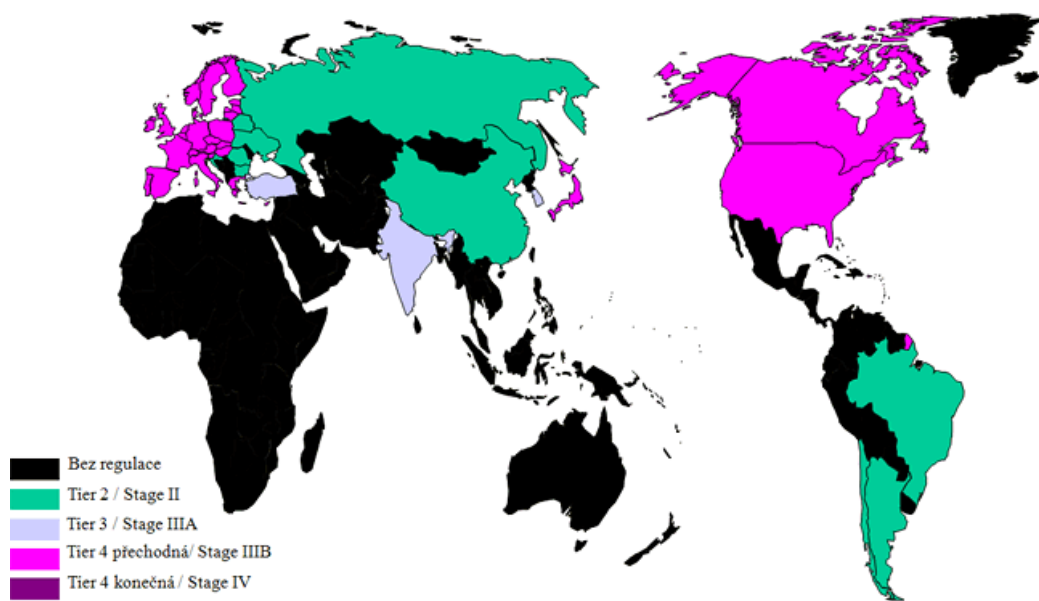
Tab. 4-4 Stage IV [17]

Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO _x	PM
	kW		g/kWh			
Q	130 ≤ P ≤ 560	2014.01	3.5	0.19	0.4	0.025
R	56 ≤ P < 130	2014.10	5.0	0.19	0.4	0.025

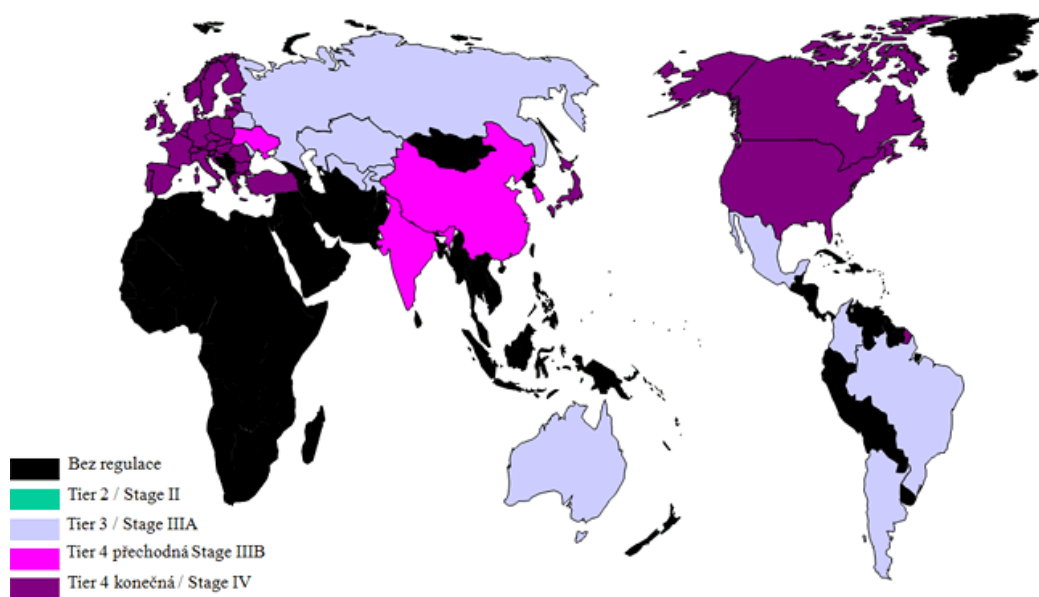
Grafické porovnanie emisných limitov noriem Stage I až Stage IV pre jednotlivé kategórie dieselových motorov je znázornené obrázku 4-5. V súčasnosti platná norma Stage III B znížila povolené množstvo pevných častíc takmer o 90% a množstvo oxidov dusíka o 50%. Zavedenie normy Stage IV prinesie ďalšie výrazné zníženie oxidov dusíka vo výfukových plynoch.

**Obr. 4-5 Porovnanie noriem Stage I – Stage IV [16]**

Výrobcovia spaľovacích motorov vytvárajú tlak na regulačné orgány s cieľom celosvetovej harmonizácie emisných noriem. Hlavným dôvodom je zefektívnenie vývoja motorov, a taktiež zjednodušenie schvaľovacieho procesu pre rozdielne trhy. Európske normy Stage III / Stage IV sú plne zosúladené s normami Tier 3 / Tier 4. Obr. 4-6 znázorňuje súčasný stav regulácie emisií vo svete. Na obr. 4-7 je znázornený predpokladaný stav regulácie emisií vo svete v roku 2016.



Obr. 4-6 Celosvetová regulácia emisií platná od roku 2012 [18]



Obr. 4-7 Celosvetová regulácia emisií platná od roku 2016 [18]



4.3 RIEŠENIA PRE SPLNENIE EMISNÝCH LIMITOV

Splnenie legislatívnych požiadaviek je možné dosiahnuť dvoma spôsobmi. Prvým spôsobom je úprava spaľovacieho procesu, ktorej podstata bola popísaná v časti 4.1. Podstatou druhého spôsobu je následná úprava už vyprodukovaných emisií vo výfukovom potrubí.

Motor, ktorý by splňoval v súčasnosti platné limity produkcie oxidov dusíka a pevných častíc v podstate nie je možné skonštruovať bez následnej úpravy výfukových plynov. Pevné častice a oxidy dusíka majú pri procese spaľovania nezlúčiteľné chemické faktory a nastávajú dve situácie:

- V prípade práce motora v oblasti najvyššej účinnosti dochádza k vysokej produkcii oxidov dusíka, no množstvo produkovaných pevných častíc je nízke. (obr. 4-8)
- Pri recirkulácii výfukových plynov späť do sania dochádza k zníženiu produkcie oxidov dusíka, no zvyšuje sa množstvo produkovaných pevných častíc. (obr. 4-9) [19]



Obr. 4-8 Maximálny výkon [19]



Obr. 4-9 Recirkulácia výf. plynov [19]

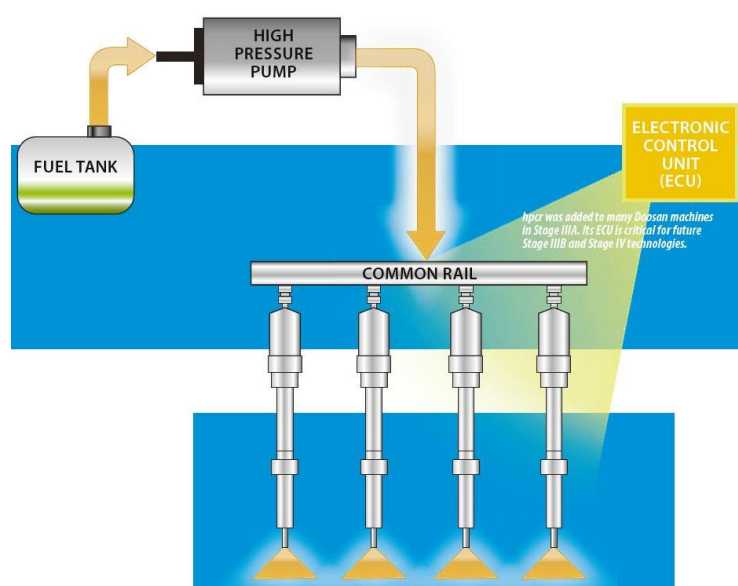
Pre následnú úpravu výfukových plynov a redukciu škodlivín boli vyvinuté dve technológie:

- **Selektívna katalytická redukcia (SCR)** je systém, pomocou ktorého je znižované množstvo oxidov dusíka vo výfukových plynch, pri zachovaní maximálneho výkonu motora. Pre svoju funkciu potrebuje prídavnú kvapalinu AdBlue. Pri prebiehajúcich reakciách za pôsobenia katalyzátora dochádza k premene oxidov dusíka na dusík N_2 a vodu H_2O
- **Recirkulácia výfukových plynov (EGR)** je systém, ktorý vracia časť výfukových plynov späť do sania. Motor je prevádzkovaný s menším predstihom vstreku paliva, v dôsledku čoho produkuje menej NO_x , no produkcia pevných častíc sa tým zvýši. Z tohto dôvodu je nutné do systému zaradiť filter pevných častíc, ktorý tieto častice pri prechode výfukových plynov zachytáva



5 VSTREKOVACÍ SYSTÉM COMMON RAIL

Common rail je systém priameho vysokotlakového vstrekovania nafty s tlakovým zásobníkom a elektronicky riadenými vstrekovacími. Vstrekovací tlak je vytváraný vysokotlakovým čerpadlom a jeho veľkosť nie je závislá na otáčkach motora a vstrekanom množstve paliva. Palivo v zásobníku je pod stálym tlakom a vstrekovanie môže byť ľubovoľne upravované. Samotné vstrekovanie je realizované pomocou vstrekováčov, ktoré sú ovládané riadiacou jednotkou. Množstvo vstreknutého paliva je určené jeho tlakom a dobou otvorenia vstrekovacích trysiek. Tento systém je v súčasnosti celosvetovo najrozšírenejším vstrekovacím systémom pre osobné vozidlá so vznetrovými motormi. Podstata systému common rail je znázornená na obr. 5-1.



Obr. 5-1 Podstata systému Common Rail [20]

5.1 HISTÓRIA SYSTÉMU COMMON RAIL

Prvý funkčný prototyp systému Common Rail bol vytvorený koncom šesťdesiatych rokov minulého storočia. Jeho autorom bol švajčiarsky technik Robert Huber. V ďalšom vývoji tohto systému pokračovali technici z technologického inštitútu v Zürichu. Systém Common Rail sa zdal perspektívny aj pre japonskú firmu Denso, ktorá sa pustila do jeho ďalšieho vývoja. Výsledkom bol systém priameho vstrekovania ECD-U2. Tento systém bol určený pre nákladné automobily a svoju premiéru mal v automobile Hino Raising Ranger, ktorý sa zúčastnil Rally Dakar. Systém Common Rail bol ďalej vyvíjaný aj v Európe. Na jeho vývoji spolupracovali firmy Magneti Marelli, Centro Ricerche Fiat a Elasis. Výsledkom tejto spolupráce bol systém UniJet. O tento systém prejavila záujem aj firma Bosch, ktorá v roku 1993 odkúpila patenty a ďalej sa venovala jeho vývoju a zdokonaľovaniu. Systém Common Rail od firmy Bosch sériovo použila po prvýkrát automobilka Alfa Romeo v roku 1997 pre motor 1.9 JTD u svojho modelu 156. Ďalšou automobilkou bol Mercedes-Benz, ktorý použil tento systém pre motor 3.2 CDI a koncern PSA ktorý ho použil v motoroch HDi. [21]



5.2 GENERÁCIE SYSTÉMU COMMON RAIL

V súčasnej dobe sa vývojom a výrobou systému common rail zaoberajú viaceré popredné spoločnosti pôsobiace v automobilovom priemysle, medzi ktoré patrí Bosch, L'Orange, Delphi, Denso, Magneti Marelli a Siemens-VDO. Najväčším producentom tohoto systému je firma Bosch. Od svojho uvedenia na trh prešiel systém common rail rozsiahlym vývojom a v súčasnosti je k dispozícii už jeho IV. generácia. S uvedením každej novej generácie dochádzalo ku zvyšovaniu vstrekovacích tlakov, zvyšovaniu počtu vstrekov počas jedného cyklu a znižovaniu energetickej náročnosti vstrekovacieho čerpadla.

I. Generácia

Vstrekovací tlak u prvej generácie dosahoval hodnôt 1350 – 1450 bar. Ovládanie vstrekovačov bolo zabezpečené elektromagnetickým ventilom. Vstrekovanie paliva počas jedného pracovného cyklu bolo rozdelené do dvoch fáz. Prvou fázou bol predvstrek malého množstva paliva, ktorý zabezpečoval zníženie nárastu spaľovacieho tlaku, a tým aj zníženie hluku produkovaného motorom. Po ňom nasledoval hlavný vstrek. Pre reguláciu tlaku v zásobníku bol použitý regulačný tlakový ventil, umiestnený vo vysokotlakovej časti. Vysokotlakové čerpadlo tak dodávalo plný objem paliva pri všetkých prevádzkových režimoch motora, ktoré však bolo následne prepúšťané do spätného okruhu. [13]

II. Generácia

Systém common rail druhej generácie bol predstavený v roku 2001. Druhá generácia pracuje na rovnakom princípe ako predošlá. Rozdielny je vstrekovací tlak, ktorý dosahuje 1600 bar. Pridaná je tretia fáza vstreku paliva nazývaná dovstrek, ktorým je dokončená celková dávka paliva za pracovný cyklus. Táto fáza je dôležitá pre funkciu filtra pevných častíc. Rozdielna je aj regulácia množstva paliva, ktorá je u tejto generácie realizovaná pomocou dávkovacej jednotky umiestnenej na strane nízkeho tlaku. V systéme sa nachádza aj obmedzovací tlakový ventil, ktorý v prípade poruchy zabraňuje tlaku v zásobníku dosiahnuť neprípustné hodnoty. Pri tomto type regulácie vysokotlakové čerpadlo nepracuje pri všetkých prevádzkových režimoch motora na plný výkon a dodáva len potrebné množstvo paliva. [13]

III. Generácia

Tretia generácia systému common rail bola uvedená na trh v roku 2003. Došlo k ďalšiemu nárastu vstrekovacieho tlaku, ktorý dosahuje až 1800 bar. V tejto generácii sú použité piezoelektrické inline vstrekovače, ktoré sú až 4x rýchlejšie v porovnaní elektromagnetickými vstrekovačmi. Vstrekovanie paliva môže byť počas jedného cyklu rozdelené do 5 a viac rozdielne veľkých dávok, čo vedie ku zníženiu hluku a emisií. Regulácia množstva paliva je zabezpečená pomocou dvojitého regulačného systému, ktorý kombinuje výhody regulácie na nízkej a vysokej strane tlaku. [13]

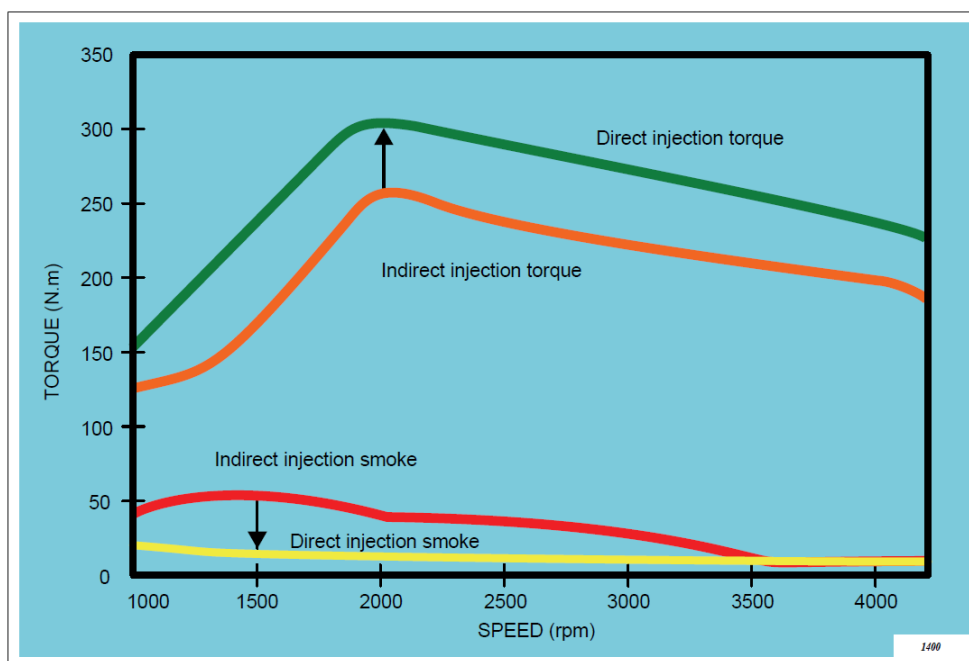


IV. Generácia

Vstrekovací tlak u štvrtej generácie dosahuje 2100 – 2500 bar. Tieto hodnoty sú dosiahnuté dvojstupňovým vytváraním tlaku. Systém využíva lacnejšie a odolnejšie elektromagneticky ovládané vstrekovače, ktorých súčasťou je hydraulický zosilňovač tlaku. Vysokotlakové čerpadlo dodáva palivo do zásobníka a odtiaľ je rozvádzané k jednotlivým vstrekovačom pod tlakom 900 – 1350 bar, kde dochádza k jeho zvýšeniu na približne dvojnásobnú hodnotu. Systém tak pracuje z nižším tlakom, čo znižuje energetické nároky vstrekovacieho čerpadla, a taktiež nároky na konštrukciu vysokotlakovej časti systému. [13]

5.3 VÝHODY SYSTÉMU COMMON RAIL

U systému common rail sú funkcie vytvárania vysokého tlaku a vstrekovania paliva rozdelené. V porovnaní s nepriamym vstrekom alebo so systémami s vačkovým pohonom je tým zabezpečená výrazne vyššia flexibilita vstrekovacieho systému. Vstrekovanie paliva do valca prebieha pod vysokým tlakom. To zabezpečuje rozprášenie na jemnejšie čiastočky a výsledná zmes lepšie horí. Vstrekovanie riadené riadiacou jednotkou umožňuje lepšie prispôbiť okamih, trvanie a priebeh otvorenia ventilu a taktiež rozdeliť vstrekovanie paliva počas jedného cyklu do viacerých dávok. Prostredníctvom týchto vlastností je dosiahnutá vyššia účinnosť motora, vyšší výkon a krútiaci moment. Medzi ďalšie výhody patrí zníženie spotreby paliva, zaistenie tichšieho chodu motora a zníženie obsahu škodlivých látok vo výfukových plynoch. Na obr. 5-2 sú znázornené krivky krútiaceho momentu a dymivosti u motora s priamym (CR) a nepriamym vstrekom.

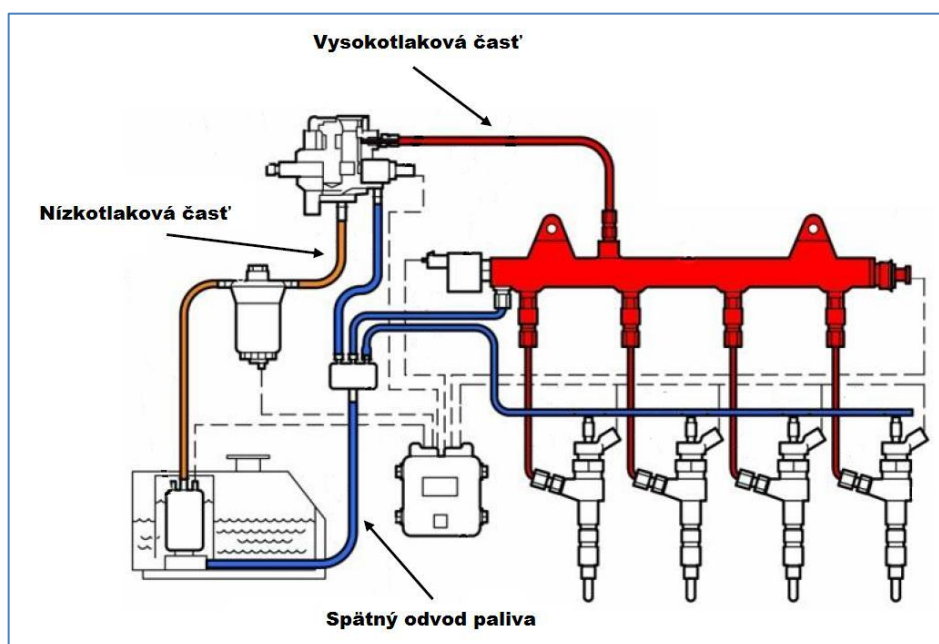


Obr. 5-2 Porovnanie motora s priamym (direct) a nepriamym vstrekom (indirect) [22]



5.4 KONŠTRUKCIA SYSTÉMU COMMON RAIL

Systém common rail pozostáva z troch základných okruhov, ktoré sú vyznačené na obr. 5-3.



Obr. 5-3 Základné časti systému common rail [23]

5.5 NÍZKOTLAKOVÁ ČASŤ SYSTÉMU COMMON RAIL

Hlavnou úlohou nízkotlakovej časti je zásobovanie vysokotlakovej časti systému palivom. Dodávané palivo musí byť prefiltrované a tým zbavené prípadných nečistôt. Takto upravené palivo musí byť za všetkých prevádzkových podmienok dodávané pod podávacím tlakom do vysokotlakového čerpadla. Do nízkotlakovej časti patrí aj spätý odvod prebytočného paliva späť do nádrže.

Nízkotlakovú časť tvoria tieto komponenty:

- palivová nádrž
- palivové (dopravné) čerpadlo
- jemný čistič paliva (palivový filter)
- nízkotlakové palivové vedenie
- späté palivové vedenie

Pri použití vysokotlakovej regulácie býva do systému zaradený aj chladič paliva.

5.5.1 PALIVOVÁ NÁDRŽ

Palivová nádrž je zásobníkom paliva. Musí spĺňať požiadavky na tesnosť pri miernom pretlaku, a taktiež musí odolávať korózii. Palivová nádrž musí byť vo vozidle vhodne umiestnená, aby sa predišlo vznieteniu paliva pri prípadnej nehode.



5.5.2 PALIVOVÉ ČERPADLO

Úlohou palivového (dopravného) čerpadla je nasávanie paliva z palivovej nádrže a jeho doprava do vysokotlakového vstrekovacieho čerpadla. V súčasnosti existujú rôzne konštrukcie palivového čerpadla. Voľba vhodného palivového čerpadla je závislá na požadovaných parametroch vstrekovacieho systému. V súčasnosti sa na dopravu paliva používajú elektrické alebo mechanicky poháňané palivové čerpadlá. Vyskytujú sa aj prípady, kedy je v systéme použitá kombinácia týchto čerpadiel.

Elektrické palivové čerpadlo

Elektrické palivové čerpadlo sa používa len u osobných a ľahkých úžitkových vozidiel. Tieto čerpadlá sú k dispozícii v dvoch prevedeniach:

- Intank – čerpadlo umiestnené v palivovej nádrži
- Inline – čerpadlo umiestnené v palivovom potrubí vedúcemu k vysokotl. čerpadlu

Chod elektrického čerpadla nie je závislý na otáčkach motora a pri spustenom motore je v činnosti nepretržite. Palivo je dopravované cez filter do vysokotlakovej časti. Prepúšťací ventil prepúšťa prebytočné palivo späť do nádrže. Na obr. 5-4 sú dve rôzne prevedenia elektrických palivových čerpadiel.



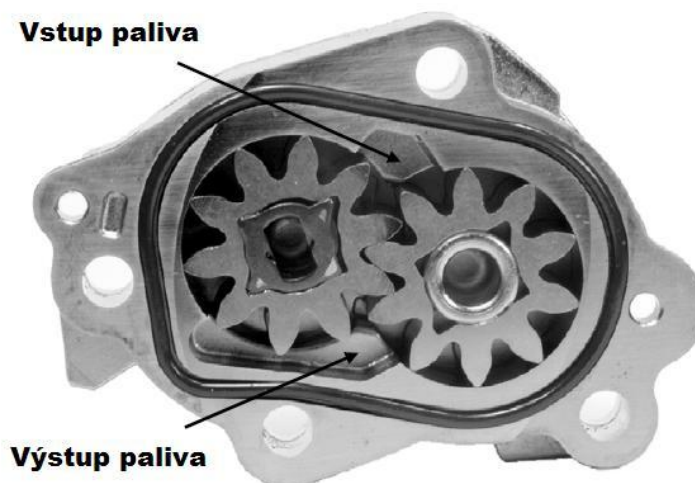
Obr. 5-4 Elektrické palivové čerpadlo [24]

Zubové palivové čerpadlo

Zubové palivové čerpadlo je možné použiť v širokom spektre aplikácií, od motorov osobných vozidiel až po veľké motory poľnohospodárskych a stavebných strojov. Zubové čerpadlo môže byť integrované priamo vo vysokotlakovom čerpadle. V tomto prípade je poháňané spoločne s vysokotlakovým čerpadlom. Taktiež môže byť umiestnené samostatne a pohon je zabezpečený cez ozubené koleso alebo ozubený remeň.



Množstvo paliva dopravovaného do vysokotlakovej časti systému je závislé na otáčkach motora. Z tohto dôvodu je nutná regulácia paliva, ktorá je zabezpečená prepúšťacím ventilom na výtláčnej strane alebo škrtením prietoku na sacej strane. Palivo je dopravované prostredníctvom zubových medzier dvoch spoluzaberajúcich ozubených kolies. Konštrukcia zubového čerpadla je zrejmä z obr. 5-5.



Obr. 5-5 Zubové palivové čerpadlo [23]

5.5.3 PALIVOVÝ FILTER

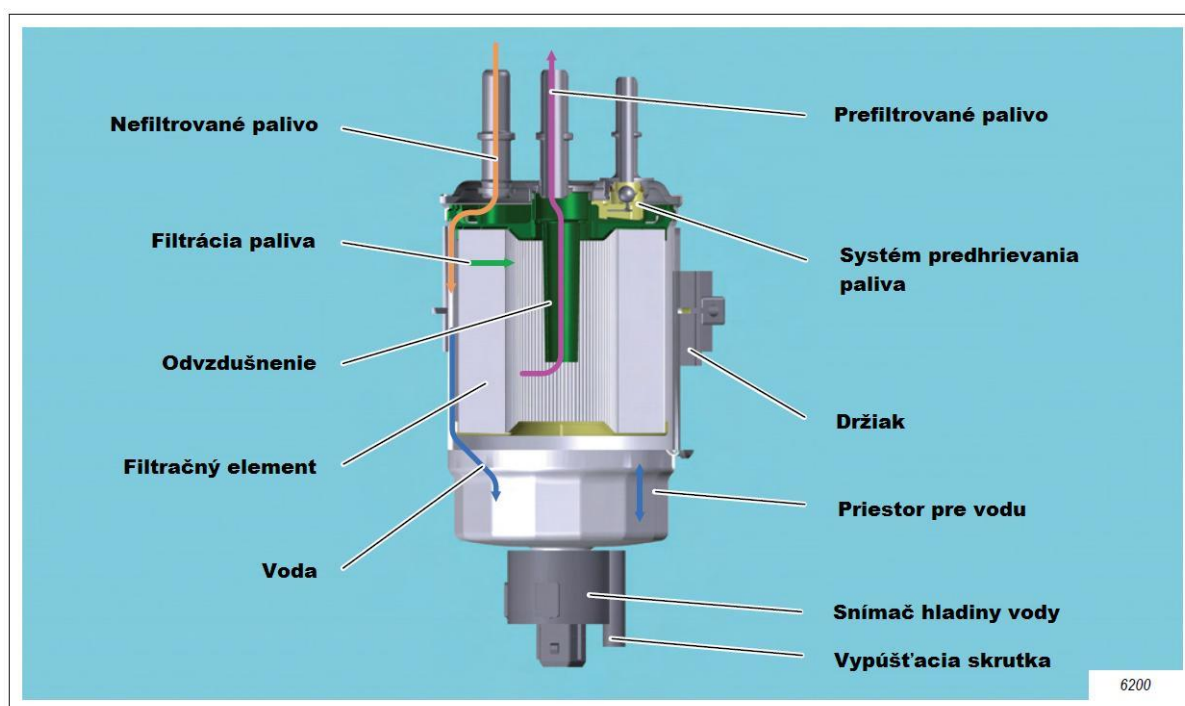
Z podstaty systému common rail je zrejmé, že pre svoju bezproblémovú funkciu vyžaduje kvalitné palivo zbavené nečistôt. Z tohto dôvodu je nutné do vstrekovacieho systému zaradiť kvalitnú filtráciu paliva. Palivový filter býva umiestnený v nízkotlakovej časti vstrekovacieho systému a do vysokotlakového čerpadla je tak už dodávané prefiltrované palivo. Palivový filter plní dve hlavné funkcie:

Zníženie množstva pevných nečistôt obsiahnutých v palive

Nefiltrované palivo obsahuje veľké množstvo pevných častíc, ktoré spôsobujú eróziu. Vhodná filtrácia paliva zabezpečuje ochranu vstrekovacieho systému pred opotrebením, a tým predlžuje jeho životnosť. Palivové filtre musia poskytovať dostatočnú kapacitu pre ukladanie odfiltrovaných nečistôt. Preto musí byť vhodne dimenzovaný s ohľadom na servisné intervaly, aby nedošlo k jeho upchatiu. Vložka palivového filtra je výmenná a jej výmena sa prevádza vždy pri výmene olejovej náplne motora. V súčasnosti sa používa systém predhrievania palivového filtra, ktorý zabraňuje jeho upchatiu parafrínmi, vznikajúcimi v naftě za nízkych teplôt.

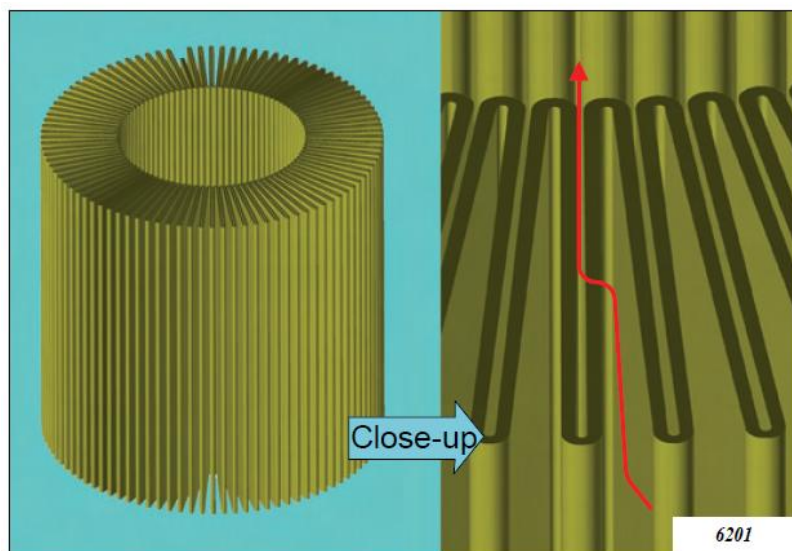
Separácia vody obsiahnutej v palive

Kondenzáciou vodnej pary v nádrži dochádza k zvyšovaniu obsahu vody v palive. Vodu z paliva je nutné v maximálne možnej miere odstrániť, pretože by mohla spôsobovať koróziu vstrekovacieho systému. Prechodu vody cez filtračný element zabraňujú vodoodpudivé vlastnosti jeho povrchu a veľkosť pórov. Voda odlúčená z paliva sa zhromažďuje v nádržke v spodnej časti telesa filtra a jej množstvo je sledované snímačom. Palivové filtre môžu byť rôznej konštrukcie, no v súčasnosti sú najviac rozšírené filtre s výmennou vložkou. Príklad konštrukcie takéhoto typu filtra je na obr. 5-6.



Obr. 5-6 Konštrukcia palivového filtra s výmennou vložkou a odlučovačom vody [22]

Na obr. 5-7 je príklad výmenného, hviezdicovo skladaného filtračného elementu. Filtračný materiál je zložený z viacerých vrstiev umelých vlákien a celulózy. Červená šípka znázorňuje smer prúdenia paliva.



Obr. 5-7 Hviezdicovo skladaný filtračný element [22]

U nákladných automobilov a pracovných strojov bývajú ešte pred vstupom paliva do hlavného filtra umiestnené predradné filtre. Ich úlohou je odstránenie väčších nečistôt s veľkosťou nad 300 μm .



5.5.4 PALIVOVÉ VEDENIA

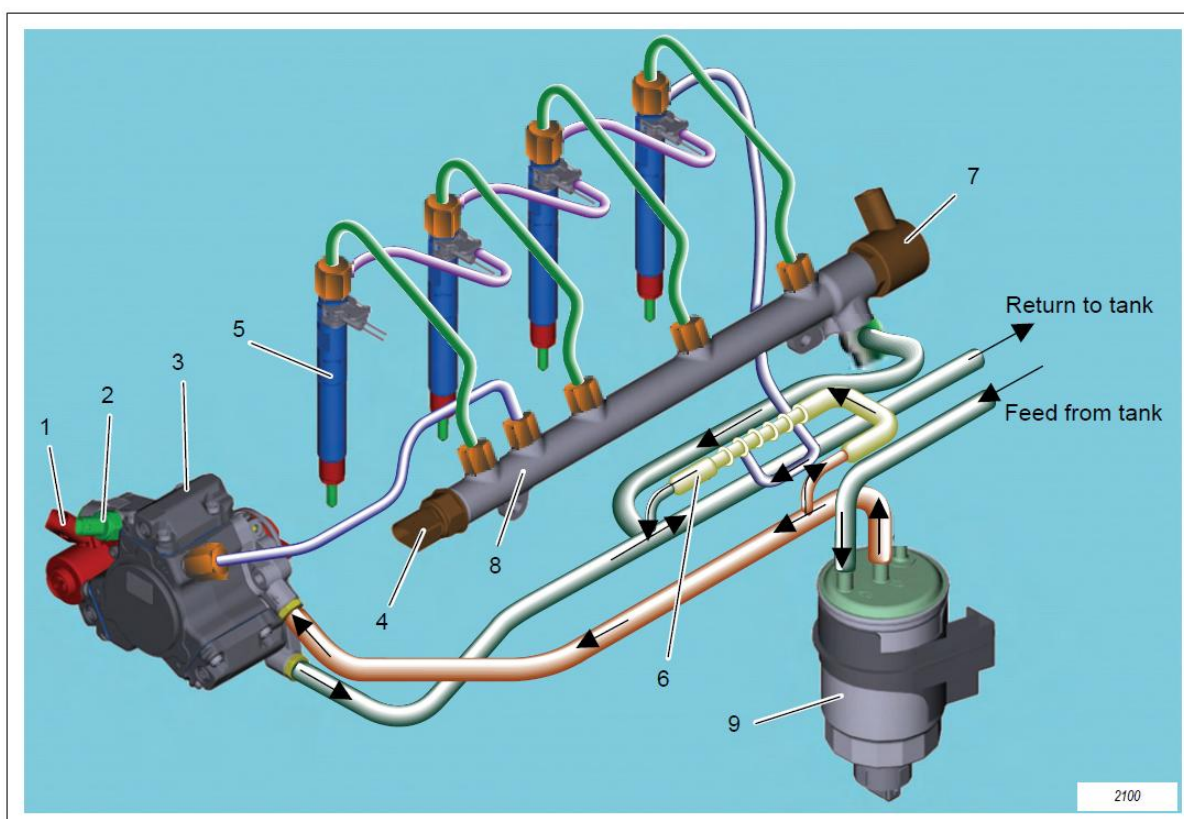
Okrem kovových vedení môžu byť pre dopravu paliva v nízkotlakovej časti použité aj pružné vedenia, ktoré však musia byť odolné voči teplu a chemickému pôsobeniu paliva. Vedenia musia byť umiestnené tak, aby nedošlo k ich mechanickému poškodeniu pohybujúcimi sa časťami hnacieho ústrojenstva.

5.6 VYSOKOTLAKOVÁ ČASŤ SYSTÉMU COMMON RAIL

Hlavnou úlohou vysokotlakovej časti systému Common Rail je tvorba a udržiavanie požadovaného tlaku paliva, a taktiež jeho odmeriavanie a rozdeľovanie.

Vysokotlakovú časť tvoria nasledovné komponenty (obr. 5-8):

- Dávkovacia jednotka (škrtiaci ventil) (1)
- Snímač teploty paliva (2)
- Vysokotlakové čerpadlo (3)
- Snímač tlaku paliva (4)
- Vstrekovač (5)
- Regulačný tlakový ventil (7)
- Rail (8)



Obr. 5-8 Komponenty vysokotlakovej časti systému Common Rail [22]

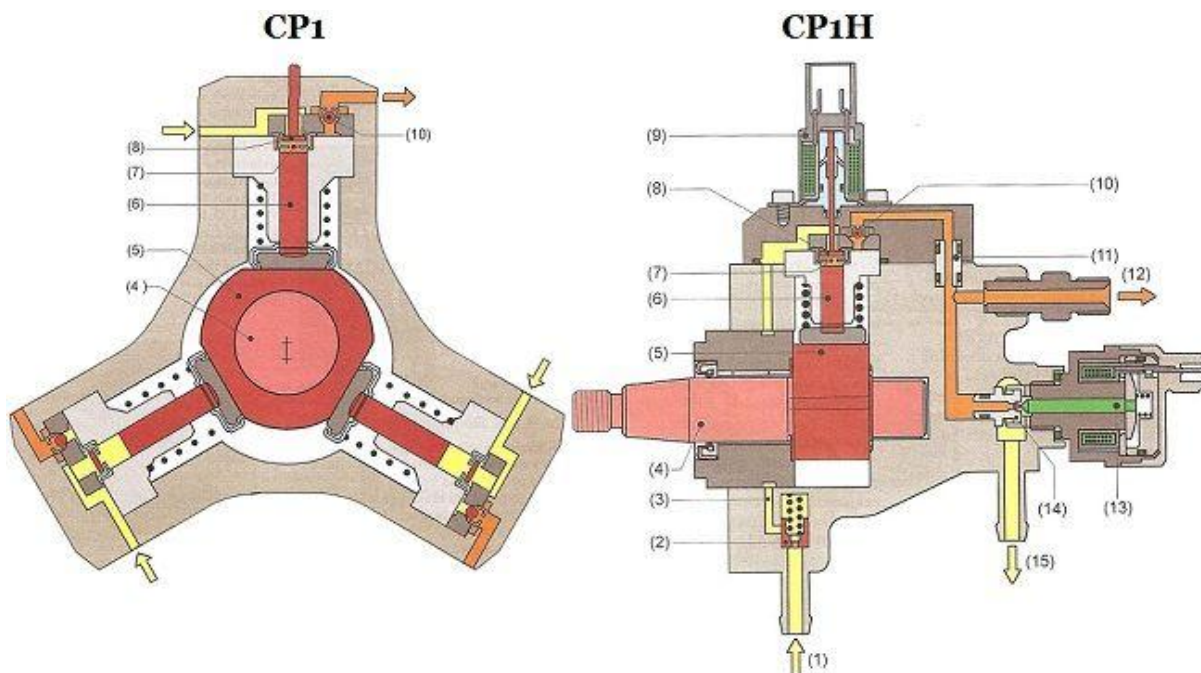


5.6.1 VYSOKOTLAKOVÉ PALIVOVÉ ČERPADLO

Základnou úlohou vysokotlakového palivového čerpadla je za každých prevádzkových podmienok dodávať potrebné množstvo paliva pod vysokým tlakom do tlakového zásobníka – railu nezávisle na vstrekanom množstve. Konštrukčne je čerpadlo najčastejšie riešené v prípade osobných vozidiel ako trojpiestikové radiálne a ako dvojpiestikové radové pri nákladných vozidlách. Ich mazanie a chladenie je najčastejšie zabezpečované samotným palivom. Pri nákladných vozidlách sa používajú aj čerpadlá mazané olejom, čím sa zvyšuje odolnosť voči horšej kvalite paliva. Čerpadlá sú poháňané cez spojku, ozubené koleso, reťaz alebo ozubený remeň od kľukového hriadeľa motora.

Bosch CP1 / CP1H

Bosch CP1 je radiálne piestové čerpadlo, ktorého základ tvoria tri piestové jednotky, ktoré sú umiestnené radiálne k hriadeľu a vzájomne pootočené o 120° . V čerpadle je centrálné umiestnený hnací hriadeľ, na ktorom je nasadený výstredník vyvolávajúci otáčaním vratný pohyb jednotlivých piestov čerpadla. Za prívodom je inštalovaný poistný ventil nastavený na tlak (0.5 až 1.5 bar). Ten sa skladá z pružiny a piestika v ktorom je malý redukčný otvor, cez ktorý je palivo tlačené do mazacieho a chladiaceho okruhu čerpadla. Po prekročení nastavenej hodnoty začne palivo prúdiť do mazacieho a chladiaceho okruhu čerpadla a následne vstupuje palivo cez sací ventil do piestikovej jednotky – valca pri pohybe piesta smerom nadol. Po zmene na pohyb smerom nahor sa uzavrie vstupný ventil a palivo je uzavreté v elementu čerpadla. Po dosiahnutí požadovaného tlaku je otvorený výstupný ventil a palivo odchádza do railu. Čerpadlo je schopné vytvoriť tlak 145 MPa – 1450 bar. [2]



Obr. 5-9 Konštrukcia vysokotlakového čerpadla Bosch CP1 / CP1H [2]

1 – prívod paliva, 2 – poistný ventil so škrtiacim otvorom, 3 – nízkotlakový kanál k jednotke čerpadla, 4 – hnací hriadeľ čerpadla, 5 – výstredníková vačka, 6 – piest jednotky čerpadla, 7 – priestor vo valci jednotky čerpadla, 8 – sací ventil, 9 – odpájací ventil piest. jednotky čerpadla, 10 – výtláčny ventil, 11 – tesniaca vložka, 12 – vysokotlaková prípojka k tlak. zásobníku, 13 – regulátor tlaku paliva, 14 – guľčkový ventil, 15 – spätný odvod paliva

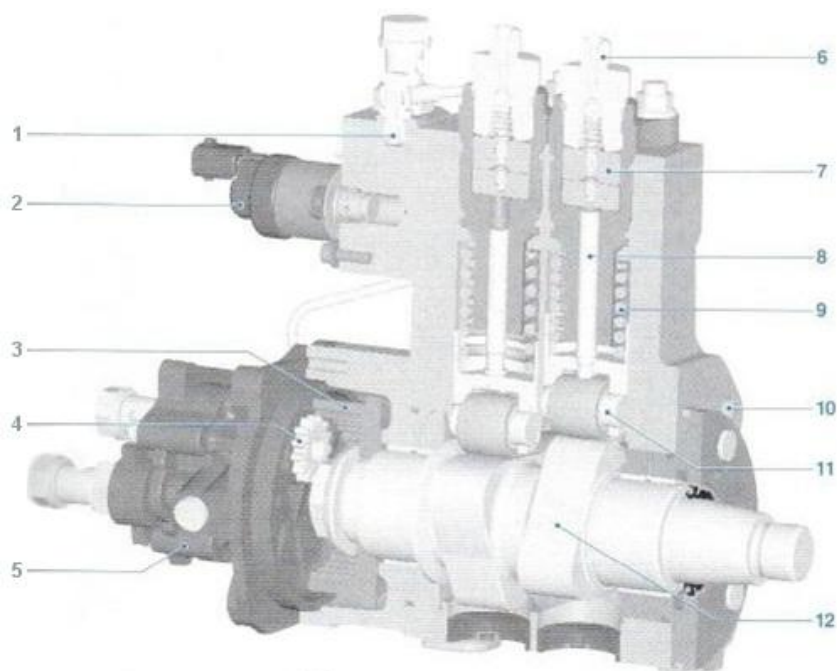


Výtlachový tlak čerpadla je nastavovaný pomocou elektronicky ovládaného regulátora v závislosti na aktuálnych podmienkach motora. Regulácia je tak na vysokotlakovej časti systému. Pri voľnobehu alebo malom zaťažení prebytočné palivo odteká cez guľčkový ventil späť do palivovej nádrže. Konštrukcia je znázornená na obr. 5-9.

V prípade čerpadla CP1H bola oproti CP1 zvýšená energetická účinnosť zaradením regulácie množstva paliva v nízkotlakovej časti. O reguláciu sa stará dávkovacia jednotka. Tá dávkuje množstvo paliva pre vysokotlakové čerpadlo a rail podľa aktuálnych potrieb motora. Tým sa znižuje príkon čerpadla a tiež maximálna teplota paliva. Čerpadlo CP1H dokáže vytvárať tlak až 160 MPa. [2]

Radové piestové čerpadlo CP2

Radové čerpadlo CP2 sa používa najmä u dieselových motorov nákladných automobilov. Na rozdiel od CP1 je vysokotlakové čerpadlo konštruované ako radiálne. Tlak paliva sa tu vytvára pomocou dvoch piestov usporiadaných do radu. Čerpadlo je mazané olejom a podávacie zubové čerpadlo je súčasťou celku s vysokotlakovým čerpadlom a poháňané je od vačkového hriadeľa. V hornej časti telesa čerpadla je umiestnená dávkovacia jednotka. Palivo je do piestových jednotiek čerpadla privádzané prostredníctvom jednotného vstupného/výstupného ventilu. Konštrukcia je znázornená na obr. 5-10. [2]



Obr. 5-10 Konštrukcia radového piestového čerpadla Bosch CP2 [1]

1 – regulácia paliva pri nulovom odbere, 2 – dávkovacie jednotka, 3 – duté koleso, 4 – pastorok, 5 – podávacie zubové čerpadlo, 6 – vysokotlaková prípojka, 7 – dvojdielny vstupný/výstupný ventil, 8 – potiahnutý piest, 9 – pružina piestu, 10 – otvor pre prívod oleja, 11 – potiahnuté valčeky, 12 – konkávna vačka.

Bosch CP3

Radiálne vysokotlakové čerpadlo CP3 (obr. 5-11) pracuje na takmer rovnakom princípe ako CP1, odlišuje sa reguláciou tlaku, ktorá je podobná ako v prípade CP1H. Oproti CP1H sa



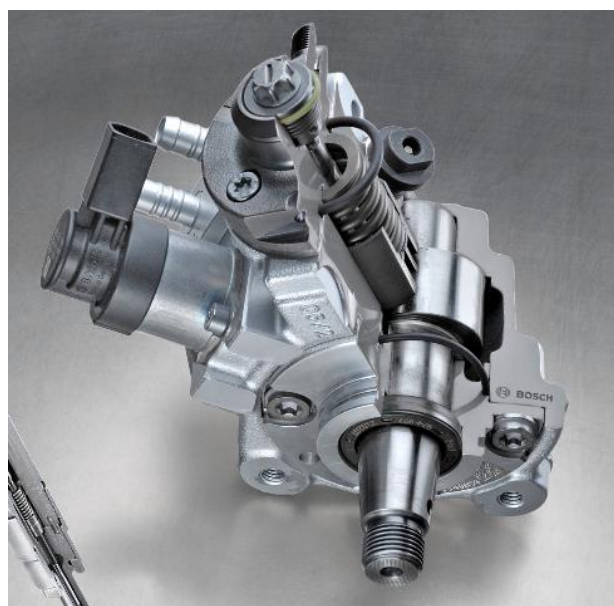
čerpadlo CP3 odlišuje rozdielnou konštrukciou. Pre zníženie množstva tesnených miest je použitá monobloková konštrukcia ktorej súčasťou je aj zubové čerpadlo. Tým je umožnené dosiahnutie vyšších tlakov. Pre prenos síl od vačiek výstredníkov sú použité tanierové zdvihátka, čo umožňuje väčšie tlaky paliva, až 180 – 205 MPa. [2]



Obr. 5-11 Konštrukcia vysokotlakového čerpadla Bosch CP3 [25]

Bosch CP4

Posledná generácia vysokotlakového čerpadla umožňuje vytvárať tlak cez 200 MPa. Hlavnou odlišnosťou oproti predchádzajúcim generáciám je použitie dvojitej vačky otáčajúceho sa hriadeľa, ktorá cez zdvihátko poháňa piest na stlačovanie paliva (obr. 5-12). To umožňuje vykonať dva podávacie zdvihy na jednu otáčku čerpadla, oproti starším typom, u ktorých bol možný iba jeden zdvih. Z toho vyplývajú nižšie otáčky čerpadla a teda aj pomer medzi otáčkami motora a čerpadla 1:1. Čerpadlo CP4 je dostupné v dvoch konštrukčných prevedeniach – CP4.1 s jednou vysokotlakovou hlavou valca a CP4.2 s dvoma hlavami. [2]



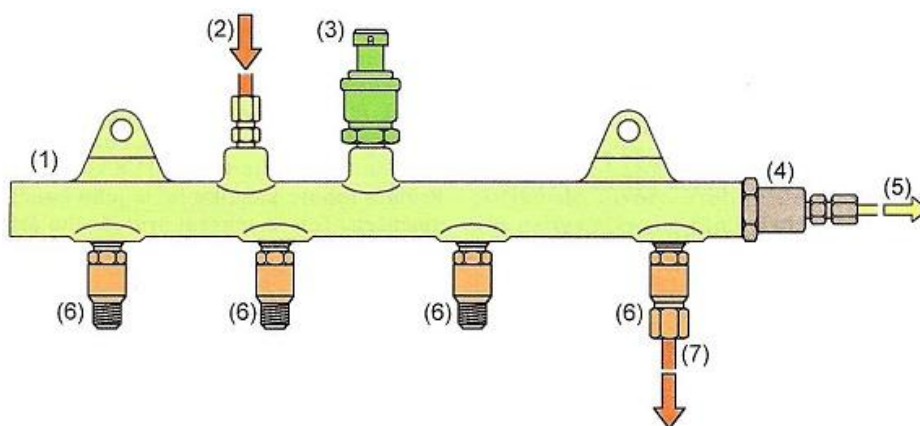
Obr. 5-12 Konštrukcia vysokotlakového čerpadla Bosch CP4 [26]



5.6.2 VYSOKOTLAKOVÝ ZÁSOBNÍK - RAIL

Funguje ako akumulátor paliva pod vysokým tlakom a zároveň tlmí kolísanie (kmitanie) tlaku, ku ktorému dochádza pulzujúcou dodávkou paliva z vysokotlakového čerpadla a neustálym otváraním a zatváraním vstrekovačov. Musí mať dostatočný objem na obmedzenie týchto kmitov. Tento objem však nesmie byť príliš veľký, aby sa po štarte rýchlo vytvoril potrebný konštantný tlak pre naštartovanie a chod motora. Objem paliva vstrekovaného do valcov je do railu neustále dopĺňaný dodávkou paliva z čerpadla. Na dosiahnutie zásobníkového efektu sa využíva stlačiteľnosť paliva pri vysokom tlaku.

Ďalšou úlohou railu je rozdeľovanie paliva ku vstrekovačom jednotlivých valcov. Zásobníky sa vyrábajú kovaním alebo zváraním laserom. Ich konštrukcia musí umožniť montáž snímača tlaku a obmedzovacieho resp. regulačného tlakového ventilu. Regulačný ventil upravuje tlak na požadovanú hodnotu, zatiaľ čo obmedzovací ventil iba obmedzuje tlak na maximálnu povolenú hodnotu. Stlačené palivo z čerpadla sa privádza vysokotlakovým potrubím cez prívodný otvor. Zo zásobníka je potom rozdeľované prostredníctvom vysokotlakových potrubí k jednotlivým vstrekovačom. Konštrukcia a ďalšie prvky vysokotlakového zásobníka sú zobrazené na obr. 5-13.



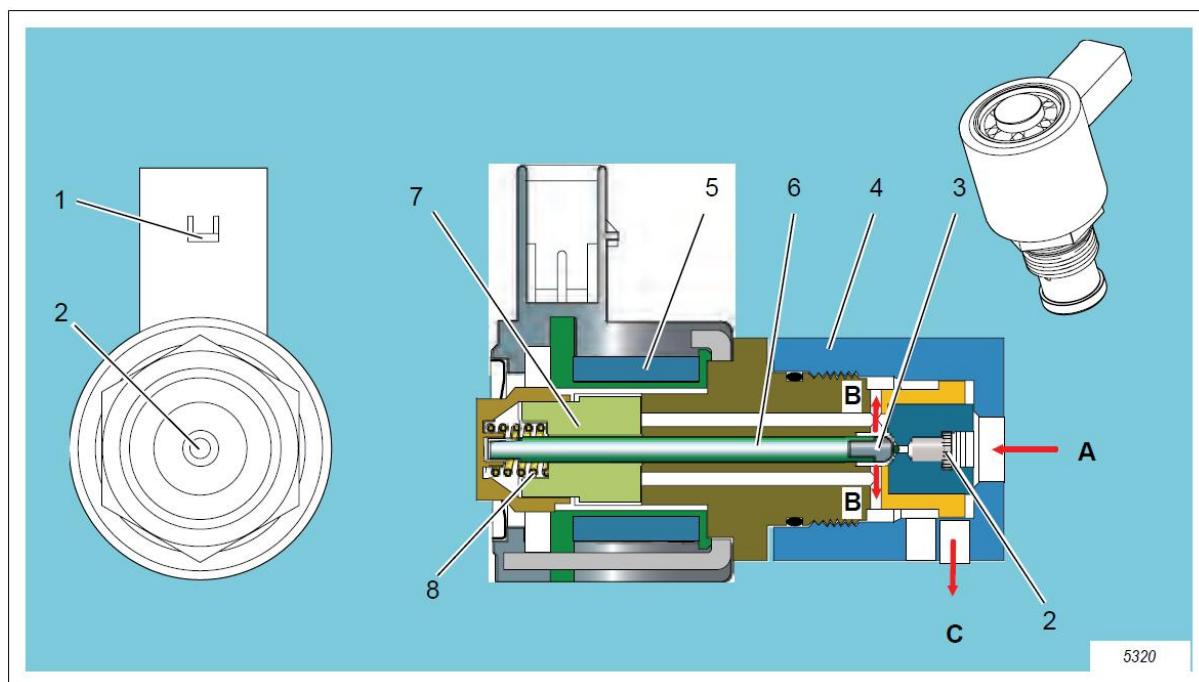
Obr. 5-13 Vysokotlakový zásobník [2]

1 – vysokotlakový zásobník (rail), 2 – prívod od vysokotlakového čerpadla, 3 – snímač tlaku paliva, 4 – tlakový poistný ventil, 5 – spätný odvod paliva, 6 – obmedzovač prietoku, 7 – potrubie k vstrekovačom.

Ďalšie prvky vysokotlakového zásobníka:

Regulačný tlakový ventil

V zásobníku tlaku paliva je potrebné udržiavať takmer stály tlak nezávisle na zaťažení a otáčkach motora. Ak je potrebný nižší tlak paliva, v regulátore sa otvorí guľčkový ventil a prebytočné palivo sa odvedie spätným potrubím do palivovej nádrže. Ak naopak poklesne tlak v zásobníku paliva, ventil sa uzavrie a tlak paliva vzrastie. Regulátor tlaku paliva je umiestnený buď na vysokotlakovom čerpadle alebo na zásobníku paliva. Konštrukcia regulačného tlakového ventilu je zobrazená na obr. 5-14. [2]

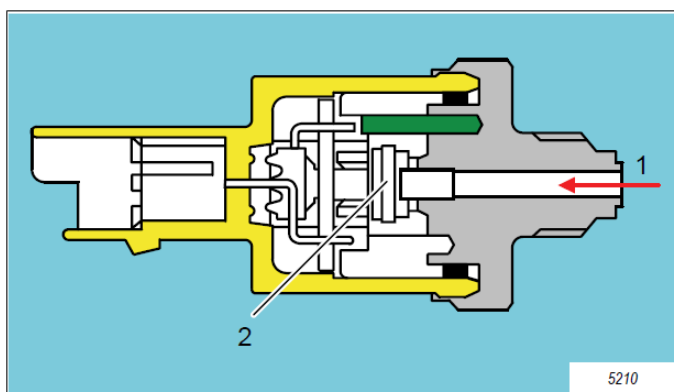


Obr. 5-14 Konštrukcia regulačného tlakového ventilu [22]

1 – pripojovací konektor, 2 – filter, 3 – guľčkový ventil, 4 – rail, 5 – cievka, 6 – kolík, 7 – piest, 8 – pružina

Snímač tlaku paliva

Tlakový snímač (obr. 5-15) využíva riadiaca jednotka motora na presné stanovenie okamžitého tlaku v zásobníku paliva. Najdôležitejšou časťou snímača je membrána, ktorá sa nachádza na konci prírodného kanáliku a na ktorú tlačí privádzané palivo. Na membráne je umiestnený polovodičový prvok ako snímací člen. Tento člen premieňa deformáciu na el. signál, ktorý je po úprave zasielaný do riadiacej jednotky na vyhodnotenie, kde sa s pomocou uloženej charakteristiky vypočíta tlak paliva. Ten je v prípade odchýlky upravovaný regulač. tlakovým ventilom. Tlak je takmer konštantný a nezávisí na zaťažení a otáčkach. [1]



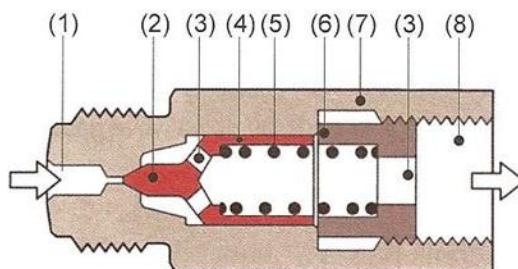
Obr. 5-15 Snímač tlaku paliva [22]

1 – palivo pod tlakom, 2 – membrána



Poistný tlakový ventil

Tlakový poistný ventil (obr. 5-16) obmedzuje tlak na maximálnu povolenú hodnotu. Ventil pracuje čisto na mechanickom princípe. Na strane pripojenia k railu má otvor, ktorý je uzavretý kužeľovitým koncom piestu v sedle. Pri prevádzkovom tlaku je piest pritláčaný pružinou do sedla. Pri prekročení maximálneho tlaku paliva je prekonaná sila pružiny a piest je zo sedla odsunutý. Nadbytočné palivo tak odteká cez prietokové otvory späť do zberného potrubia a ďalej do palivovej nádrže. Týmto sa chráni zariadenie proti deštrukcii vplyvom veľkého vzrastu tlaku pri funkčnej poruche. [1]

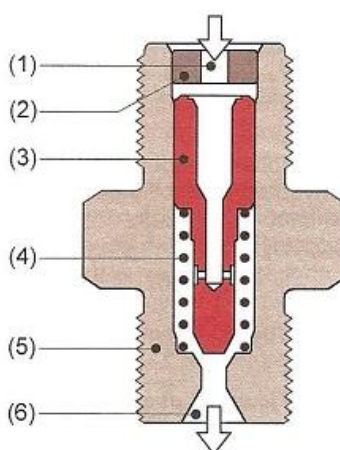


Obr. 5-16 Poistný tlakový ventil [2]

1 – prívodný kanálik, 2 – kužeľový ventil, 3 – prietokové otvory, 4 – piest, 5 – tlačná pružina, 6 – doraz, 7 – teleso ventilu, 8 – spätný odvod paliva.

Obmedzovač prietoku

Obmedzovač prietoku je namontovaný na raili a prechádza ním palivo ku vstrekovačom. Každý vstrekovač má vlastný obmedzovač prietoku. Úlohou obmedzovača prietoku je eliminovať únik paliva v prípade poruchy na vstrekovači. Deje sa to v prípade, ak odber paliva jedného zo vstrekovačov presiahne maximálne prípustné množstvo nastavené výrobcom. V prípade poruchy sa uzavrie prívod paliva k chybnému vstrekovaču a zamedzí sa k nekontrolovateľnému úniku paliva do spaľovacieho priestoru. Jeho konštrukcia je zobrazená na obr. 5-17. [2]



Obr. 5-17 Obmedzovač prietoku [2]

1 – pripojenie k railu, 2 – uzatváracia vložka, 3 – piest, 4 – tlačná pružina, 5 – puzdro, 6 – pripojenie ku vstrekovačom



5.6.3 VSTREKOVACÉ SYSTÉMU COMMON RAIL

Vstrekovače sú pripojené k railu a sú elektricky ovládané pomocou riadiacej jednotky, ktorá na základe informácií zo snímačov vysiela do vstrekovača signál o počiatku vstreku a jeho dĺžke. Z pohľadu zástavby sú vstrekovače vhodné pre priame aj šikmé osadenie do hlavy valcov. Uchytené sú pomocou upínacích príložiek, tesnenie spaľovacieho priestoru je zaistené medenými tesniacimi podložkami.

Vstrekovače sa z hľadiska konštrukcie delia na dva typy:

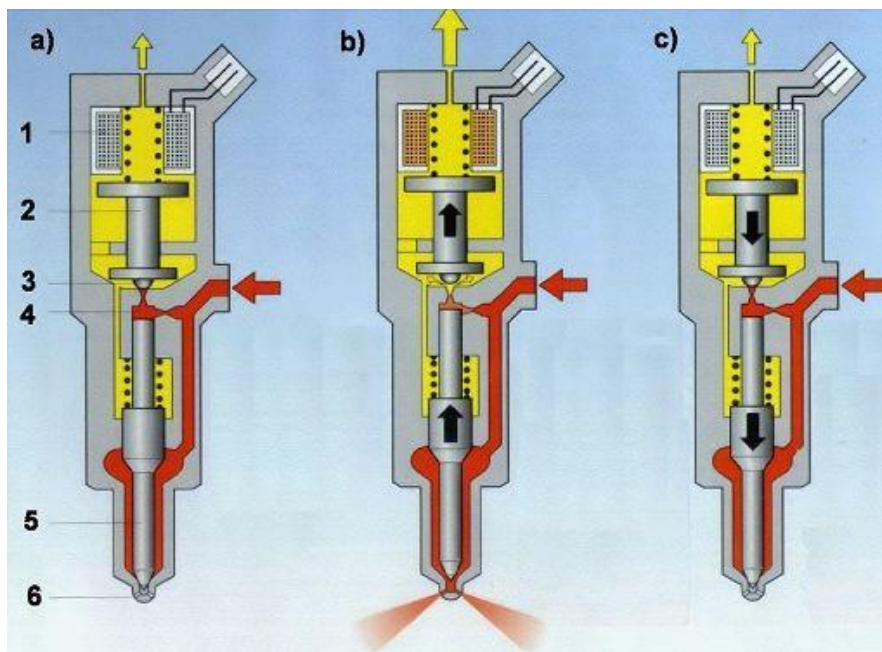
- Elektromagneticky ovládané
- Piezoelektricky ovládané

Elektromagneticky ovládaný vstrekovač

Jeho konštrukcia pozostáva zo vstrekovacej trysky, hydraulického ovládacieho systému a elektromagnetického ventilu. Podľa konštrukcie kotvy rozlišujeme dve základné koncepcie vstrekovačov s elektromagnetickým ventilom:

- Vstrekovače s jednodielnou kotvou (jednoprúžinový systém).
- Vstrekovače s dvojdielnou kotvou (dvojprúžinový systém).

Pre dosiahnutie čo najkratších intervalov medzi jednotlivými vstrekmami je potrebné, aby kotva pri zatváraní čo najrýchlejšie dosiahla pokojovej polohy. To najlepšie umožňuje vstrekovač s dvojdielnou kotvou s dorazom proti prebehu. Doska kotvy sa tu pohybuje tvarovým vybraním a jej prepruženie zamedzuje tzv. doraz proti prebehu, vďaka ktorému dosiahne rýchlejšie pokojovej polohy. Odsakovanie trvá kratší čas aj vďaka rozdeleniu hmôt kotvy. [1]



Obr. 5-18 Elektromagneticky ovládaný vstrekovač a jeho funkcia [1]

1 – cievka elektromagnetu, 2 – kotva, 3 – guľčkový ventil, 4 – ovládací priestor ventilu, 5 – ihla trysky, 6 – vstrekovací otvor



Palivo vstupuje do vstrekovača cez vysokotlakovú prípojku. Odtiaľ smeruje do ovládacieho priestoru cez vstupnú škrtiacu trysku a tiež prírodným kanálikom k ihle trysky. Ovládací priestor je spojený so spätným odvodom paliva pomocou odtokovej škrtiacej trysky a guľôčkového ventilu. Ihlu trysky tlačí do sedla pružina a tlak paliva v ovládacom priestore. V pokojovej polohe kedy je vstrekovač uzavretý je tlak v ovládacom priestore nad tryskou rovnaký ako tlak v komore trysky. Pružina pôsobiaca na trysku tak spolu s tlakom pôsobiacim nad ňou drží trysku v jej sedle a nedochádza ku vstrekovaniu paliva. [2]

Pri otváraní vstrekovača je privedený prúd do elektromagnetu. Elektromagnet pritiahne kotvu s guľčkovým ventilom, čím sa otvorí škrtenie na odpadovom kanáliku a dôjde k zníženiu tlaku v ovládacom priestore. Pokles tlaku v ovládacom priestore je spôsobený menším priemerom prírodnej škrtiacej trysky ako je priemer odtokovej škrtiacej trysky. Tak viac paliva uniká spätným kanálikom ako priteká do ovládacieho priestoru. Menší tlak v ovládacom priestore vyvolá menšiu silu na vrchnú plochu riadiaceho piestu, ktorá je spolu silou pružiny menšia ako sila tlaku paliva v skosenej časti ihly trysky a ventil sa otvára. Vstrekovač je naplno otvorený ak riadiaci piest dosiahne svojej hornej polohy. Ak je vstrekovač úplne otvorený, palivo prúdi do valcov pod tlakom takmer rovným ako je v raili.

Koniec vstrekovania začne prerušením dodávky prúdu do elektromagnetického ventilu. Vtedy pružina dotlačí guľčkový ventil s kotvou do sedla, čím dôjde k nárastu tlaku v ovládacom priestore a počas krátkej doby dosiahne rovnaké hodnoty ako tlak v komore. Sily pôsobiace na vrchnú časť trysky-ihly sa zväčšia a tryska sa opäť. Konštrukcia a funkcia elektromagneticky ovládaného vstrekovača je znázornená na obr. 5-18 [2]

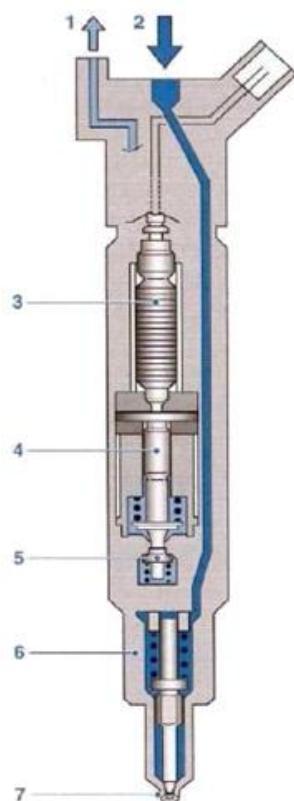
Piezoelektrický vstrekovač

Piezoelektrický inline vstrekovač sa skladá zo štyroch základných konštrukčných prvkov:

- modul akčného člena,
- hydraulický väzobný člen alebo prevodník,
- riadiaci ventil alebo servoventily,
- modul trysky.

Piezoelektrický vstrekovač pracuje na princípe piezoelektrického javu. V prípade privedenia el. napätia na kryštál, dochádza k jeho rýchlej deformácii. Táto deformácia sa využíva pre otváranie trysky vo vstrekovači. Piezoelektrický člen je obyčajne vyrobený z niekoľkých stoviek veľmi tenkých keramických fólií, poskladaných do valca s výškou cca 25-30 mm. Po privedení napätia o veľkosti 110-150 V na tento prvok dôjde k jeho predĺženiu približne o 0,04 mm. Tento zdvih sa ďalej prevádza pomocou piestov a pružiniek na konečné zdvihnutie približne o 0,08-0,1 mm, ktoré postačuje k otvoreniu vstrekovacej trysky. [2]

Vďaka rýchlej reakčnej dobe aktivácie piezoelektrického člena spolu s reakciou ihly, ktorá zaberie približne 150 ms, umožňuje piezoelektrický vstrekovač 5-7 vstrekov za jeden spaľovací cyklus. Konštrukcia piezoelektrického vstrekovača je znázornená na obr. 5-19. [2]



Obr. 5-19 Konštrukcia piezoelektrického vstrekovača [1]

1 – spätné palivové potrubie, 2 – vysokotlaková prípojka, 3 – piezoelektrický regulačný modul, 4 – hydraulický väzobný člen, 5 – servoventil, 6 – modul trysky s ihlou trysky, 7 – vstrekovací otvor.

5.7 ELEKTRONICKÁ REGULÁCIA VZNETOVÝCH MOTOROV

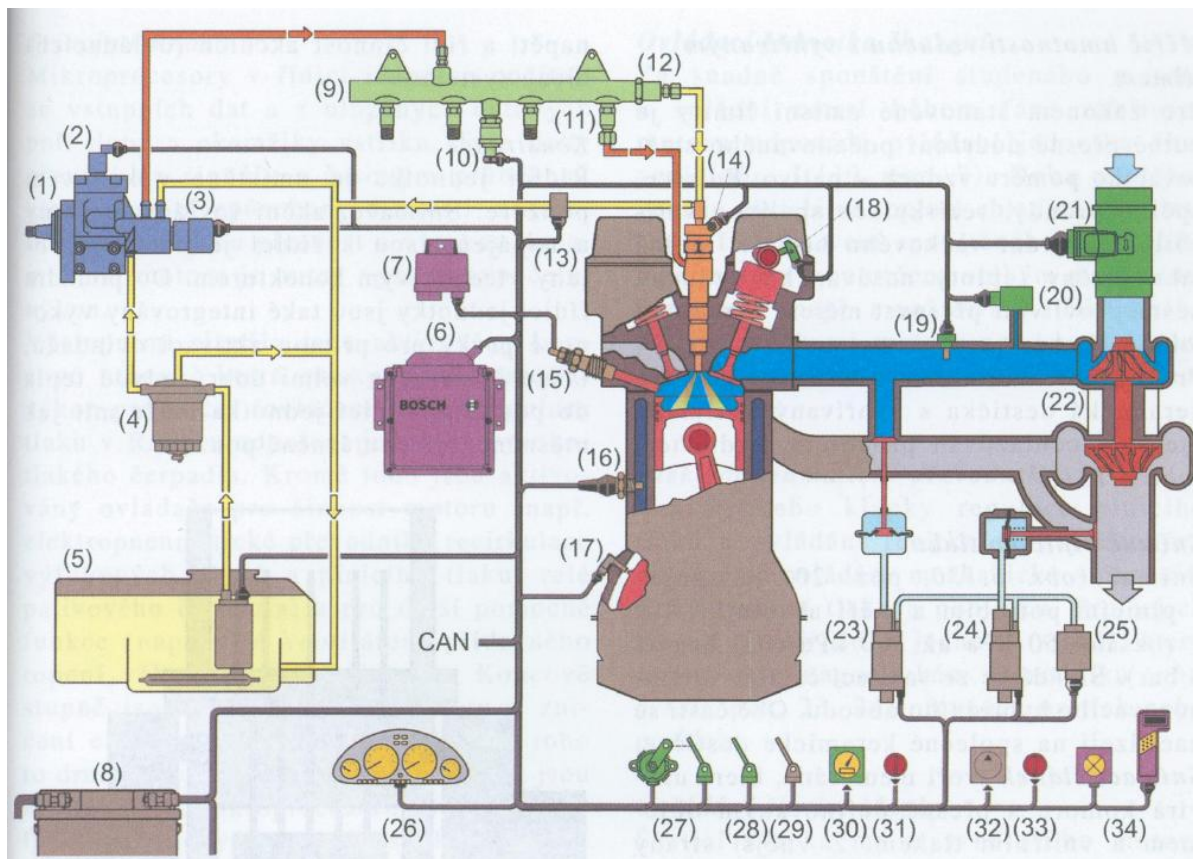
Rozsiahle požiadavky kladené v súčasnosti na vznetrový motor, týkajúce sa spotreby paliva a s tým spojeného znižovania škodlivých emisií, je možné splniť len s využitím elektronického riadenia. To spolu s priamym vstrekom umožňuje presné a diferencované modelovanie priebehu vstrekovania. Pre čo najefektívnejšiu prácu motora je nutné riadiť vstrekomované množstvo paliva, plniaci tlak a počiatok vstreku v závislosti na prevádzkových podmienkach motora. V súčasnej dobe tvorí elektronická regulácia motora komplexný systém, ktorý umožňuje spracovávať v reálnom čase veľké objemy dát. Taktiež umožňuje prepojenie s ostatnými elektronickými systémami vozidla, ako sú napríklad ASR a ESP. Príklad riadiaceho systému vznetrového motora so vstrekovacím systémom common rail je znázornený na obr. 5-20.

Elektronická regulácia vznetrového motora sa skladá z troch základných systémových blokov:

- **Snímače a čidlá** – slúžia na snímanie prevádzkových podmienok a požadovaných hodnôt. Zabezpečujú vstupné elektrické signály pre riadiacu jednotku prevodom fyzikálnych veličín.
- **Riadiaca jednotka** – spracováva informácie zo snímačov a čidiel a riadi akčné členy



- **Akčné členy** – slúžia na prevod elektrických výstupných signálov z riadiacej jednotky na mechanické. [1]



Obr. 5-20 Riadiaci systém vstrekovania Common Rail [2]

1 – vysokotlakové čerpadlo, 2 – odpojovací ventil jednotky čerpadla, 3 – regulátor tlaku paliva, 4 – jemný čistič paliva, 5 – palivová nádrž a dopravné čerpadlo, 6 – riadiaca jednotka motora, 7 – ovládacia jednotka žhavenia, 8 – akumulátor, 9 – rail, 10 – snímač tlaku paliva, 11 – obmedzovač prietoku paliva, 12 – poistný ventil, 13 – snímač teploty paliva, 14 – vstrekovač, 15 – žeraviaca sviečka, 16 – snímač teploty chladiacej kvapaliny, 17 – snímač polohy a otáčiek kľukového hriadeľa, 18 – snímač polohy a otáčiek vačkového hriadeľa, 19 – snímač teploty plniaceho vzduchu, 20 – snímač plniaceho tlaku, 21 – merač hmotnosti nasávaného vzduchu, 22 – turbodúchadlo, 23 – elektropneumat. prevodník recirk. spalín, 24 – elektropneumat. prevodník regulácie plniaceho tlaku turbodúchadla, 25 – podtlakové čerpadlo, 26 – prístrojová doska, 27 – snímač polohy akceleračného pedálu, 28 – spínač brzdy, 29 – spínač spojky, 30 – snímač rýchlosti vozidla, 31 – ovládanie tempomatu, 32 – kompresor klimatizácie, 33 – ovládanie klimatizácie, 34 – diag. kontrolka a zásuvka

5.7.1 RIADIACA JEDNOTKA

Riadiaca jednotka (obr. 5-21) je srdcom vstrekovacieho systému. Vyhodnocuje vstupné signály zo snímačov a čidiel a pomocou akčných členov vykonáva zásahy do riadenia vstrekovacieho systému. Mikroprocesor na základe vstupných dát a dátových polí uložených v pamäti vypočítava optimálny okamžik a taktiež aj dobu trvania vstreku. Okrem toho

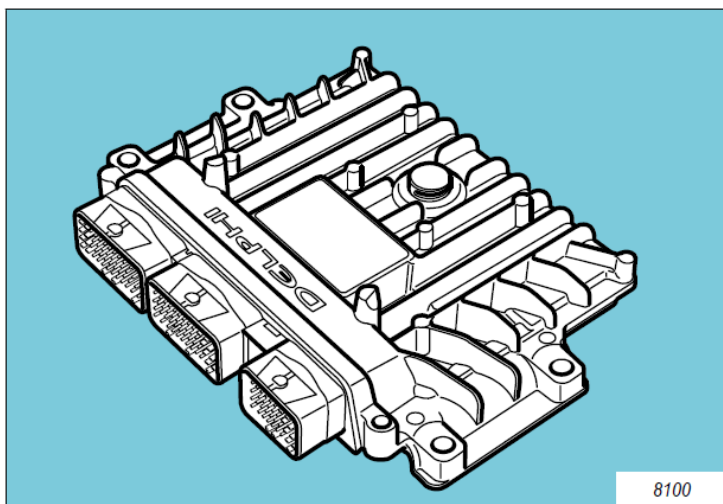


riadiaca jednotka zabezpečuje riadenie ďalších akčných členov, ako sú napr. regulácia recirkulácie spalín, regulácia plniaceho tlaku, žhavenie, ventilátor.

Pre označenie riadiacej jednotky vznetrového motora sa používa niekoľko názvov:

- **ECU** – Electronic Control Unit
- **DCU** – Diesel Control Unit
- **DCM** – Diesel Control Module

Riadiaca jednotka býva spravidla umiestnená v kovovom púzdre, ktoré slúži na jej ochranu a odvod vyprodukovaného tepla.



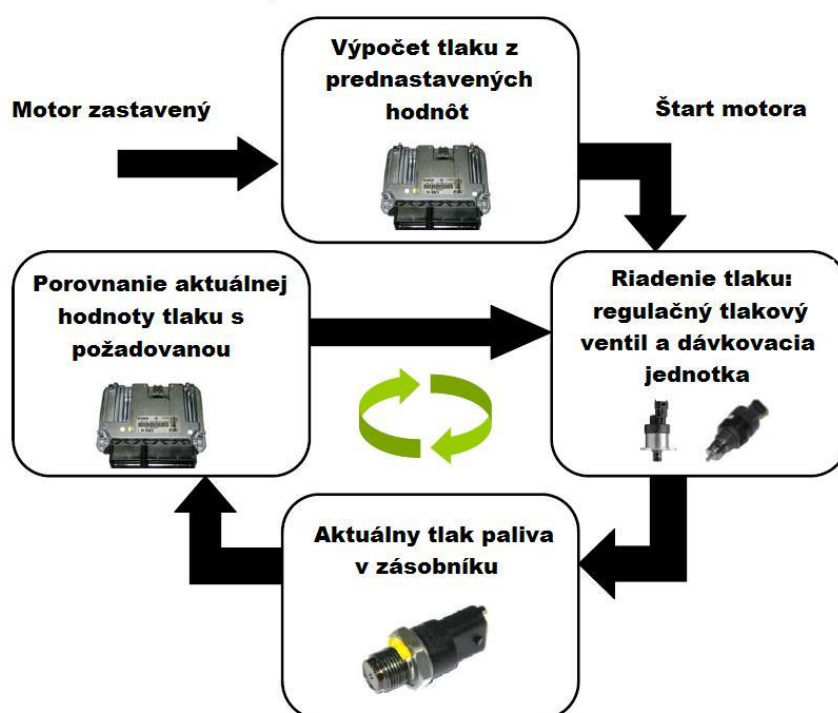
Obr. 5-21 Riadiaca jednotka systému vstrekovania Common Rail od firmy Delphi [22]

5.7.2 REGULÁCIA TLAKU V TLAKOVOM ZÁSOBNÍKU

Požiadavka na výšku tlaku paliva v tlakovom zásobníku je stanovená v závislosti na otáčkach a zaťažení motora. Regulácia tlaku v tlakovom zásobníku predstavuje uzatvorený cyklus. Snímač tlaku v zásobníku odosiela namerané hodnoty do riadiacej jednotky, kde dochádza k ich spracovaniu a porovnaniu s požadovanými hodnotami. Na základe získaných údajov upraví riadiaca jednotka pomocou akčných členov tlak v zásobníku. Schéma tohto cyklu je znázornená na obr. 5-22. Reguláciu tlaku v tlakovom zásobníku je možné prevádzať tromi spôsobmi:

- Regulačný tlakový ventil vo vysokotlakovej časti systému
- Dávkovacia jednotka v nízkotlakovej časti systému
- Kombinácia regulačného tlakového ventilu a dávkovacej jednotky

Popis regulácie tlaku používaných u jednotlivých generácií systému Common Rail je uvedený v kapitole 5.2.

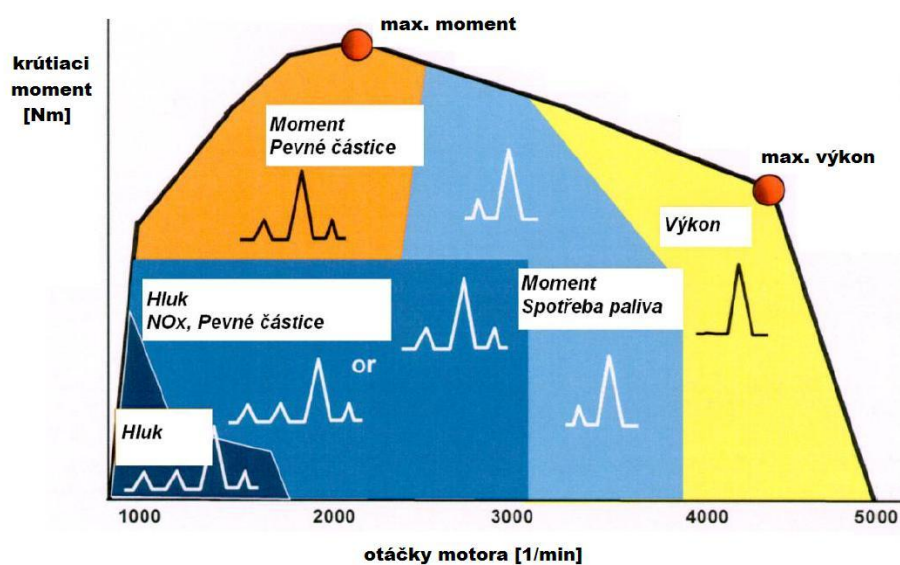


Obr. 5-22 Schéma regulácie tlaku v tlakovom zásobníku [23]

5.7.3 VSTREKOVANIE PALIVA

Súčasná generácia vstrekovacieho systému common rail umožňuje počas jedného pracovného cyklu valca rozdeliť vstrekovanie paliva do 5 a viac rozdielne veľkých dávok. Rozlišujú sa tri základné fázy vstrek:

- **Predvstrek** (pilotný vstrek) – predchádza hlavnému vstrek, dochádza ku vstreknutiu malého množstva paliva. Táto fáza je určená je k zníženiu nárastu spaľovacieho tlaku. Tým je redukovaný hluk produkovaný spaľovaním a dochádza k hladšiemu chodu motora a zníženiu vibrácií. U posledných verzií systém common rail sú použité dva pilotné vstreky a ešte jeden ďalší predvstrek realizovaný tesne pred hlavným vstrekom.
- **Hlavný vstrek** – hlavná dávka paliva
- **Dovstrek** – nasleduje po hlavnom vstrek, dokončuje celkovú dávku paliva za cyklus motora. Určený je pre zvýšenie teploty vo výfukovom potrubí. Toto zvýšenie zabezpečuje zníženie množstva emisií a správnu funkciu katalyzátora. Dovstrek s väčším odstupom od hlavného vstrek je určený pre regeneráciu filtra pevných častíc.



Obr. 5-23 Vstrekovanie paliva v rôznych režimoch motora [13]

Na obrázku 5-23 je znázornená stratégia rozdelenia vstrekovanej dávky paliva počas jedného cyklu v rôznych prevádzkových režimoch motora.



6 SYSTÉM COMMON RAIL PRE ŠEŠŤVALCOVÝ MOTOR

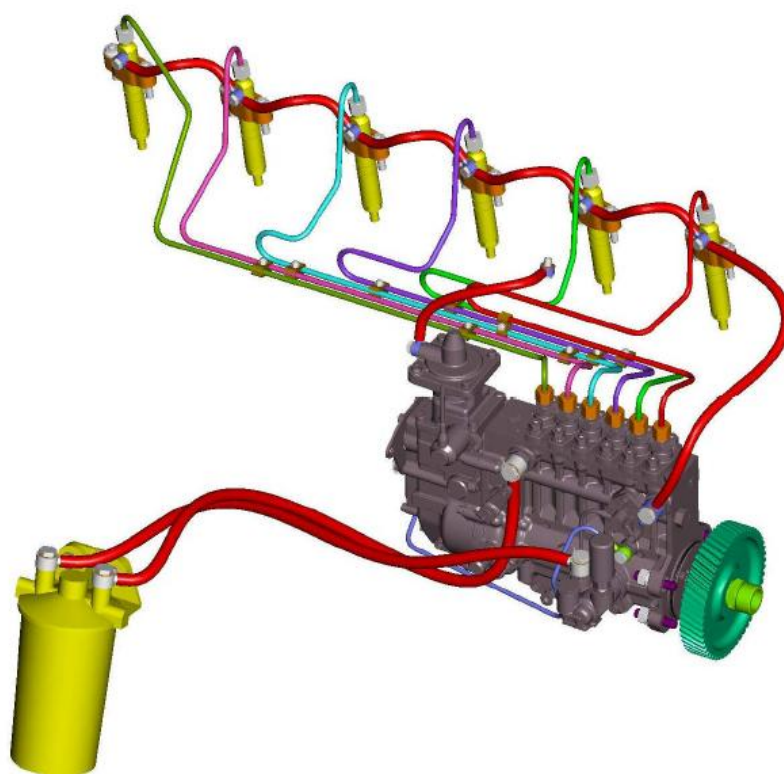
Podstatou tejto diplomovej práce je inštalácia komponentov vysokotlakovej časti systému common rail na vznietový šesťvalcový traktorový motor, ako náhrada za súčasný systém vstrekovania s radovým čerpadlom. Konkrétne sa jedná o umiestnenie vysokotlakového vstrekovacieho čerpadla, vysokotlakového zásobníka - railu a elektromagnetického vstrekoča systému common rail, ktoré budú dodávané firmou Motorpal a.s. Ďalej bolo potrebné navrhnuť vysokotlakové vedenia s prípojkami pre prívod paliva z vysokotlakového zásobníka k jednotlivým vstrekočom, a taktiež vedenie, ktorým je palivo dopravované z čerpadla do vysokotlakového zásobníka. Z dôvodu použitia nových vstrekočov bolo potrebné navrhnuť strmeň pre ich upevnenie v hlave valcov, previesť jeho pevnostnú kontrolu a kontrolný výpočet skrutkového spoja. Návrh vstrekovacieho systému bol prevádzaný s ohľadom na čo najnižšiu cenu a jednoduchosť prestavby. Z toho vyplývajú požiadavky na zachovanie odliatkov súčasných komponentov motora, nakoľko zmena formy pre ich výrobu je veľmi nákladnou záležitosťou. Ďalšou požiadavkou bola minimalizácia počtu novonavrnutých súčastí systému a zachovanie maximálneho počtu súčastí zo súčasného vstrekovacieho systému. Hlavným dôvodom pre nahradenie súčasného vstrekovacieho systému systémom common rail sú predpisy limitujúce obsah sledovaných zložiek obsiahnutých vo výfukových plynch. Táto problematika, ako aj vlastnosti a výhody systému common-rail sú popísané v predchádzajúcich kapitolách.

6.1 TECHNICKÉ PARAMETRE PREDMETNÉHO MOTORA

Prestavba je realizovaná na šesťvalcovom traktorovom vznietovom motore. Tento motor je vybavený štvorventilovou technikou a rozvodom OHV. V súčasnej dobe nemá tento šesťvalcový motor spoločnosť Zetor Tractors a. s. nasadený v žiadnom zo svojich aktuálnych modelov, pripravovaný je pre vyššiu radu traktorov, ktorá má byť uvedená v priebehu nasledujúcich rokov.

Zdvihový objem valcov (cm ³):	6234
Nominálny výkon: (kW / HP)	129 / 175
Nominálne otáčky: (min ⁻¹)	2200
Max. výstupné otáčky (min ⁻¹)	2460
Poradie zapalovania:	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
Predvstrek:	11°
Preplňovanie:	turboúchadlo s medzichladičom vzduchu
Mezichladienie vzduchu:	vzduch / vzduch
Emisná norma:	Tier III A

Motor je vybavený radovým vstrekovacím čerpadlom Motorpal PP.Mi. Maximálny vstrekovací tlak u tohto čerpadla je 1000 bar. Pôvodný vstrekovací systém s radovým vstrekovacím čerpadlom je zobrazený na obr. 6-1.

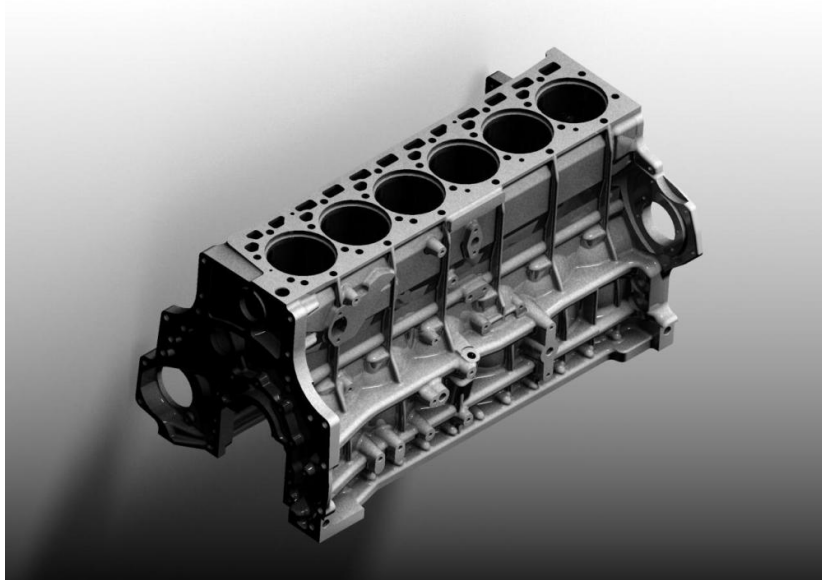


Obr. 6-1 Pôvodný vstrekovací systém s radovým čerpadlom [6]

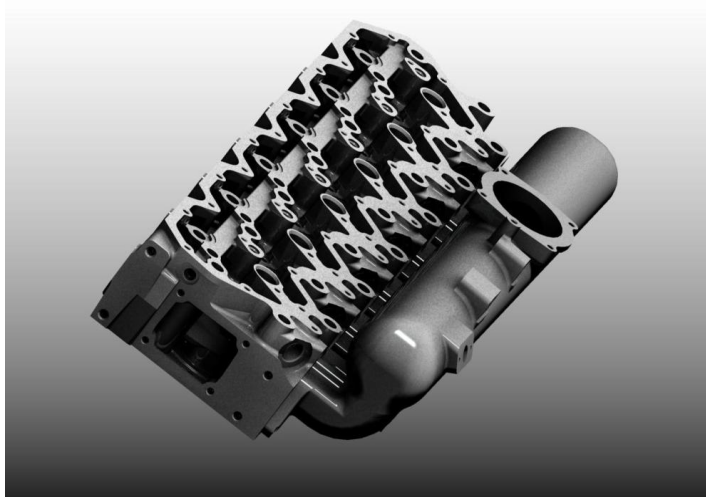
6.2 INŠTALÁCIA KOMPONENTOV SYSTÉMU COMMON RAIL

Inštalácia dodaných komponentov vstrekovacieho systému a návrh nových súčastí boli uskutočnené v 3D CAD systéme od firmy PTC – Pro/ENGINEER Wildfire 5.0. Ako základ pre prestavbu vstrekovacieho systému boli dodané nasledujúce modely komponentov motora:

- kľuková skriňa
(obr. 6-2)
- hlava valcov
(obr. 6-3)
- komora sania
(obr. 6-3)



Obr. 6-2 3D model kľukovej skrine



Obr. 6-3 3D model hlavy valcov s komorou sania

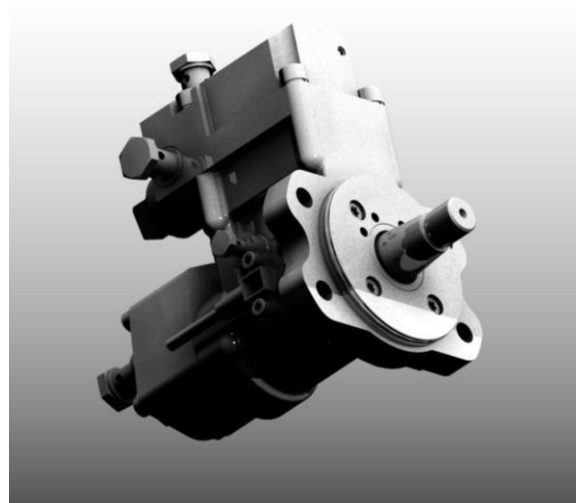
Ďalej boli dodané 3D modely komponentov systému common rail. Tieto komponenty budú dodávané výrobcou vstrekovacieho systému, takže v rámci tejto práce je riešené len ich umiestnenie a upevnenie na motore. Jedná sa o nasledujúce komponenty:

- Vysokotlakové vstrekovacie čerpadlo Motorpal
- Elektromagnetický vstrekovač
- Hrdlo tlakovej trubky
- Prevláčná matica pre upevnenie hrdla tlakovej trubky

Všetky modely boli dodané vo formáte STEP a následne nainportované do programu Pro/ENGINEER, kde bolo vyriešené ich vhodné umiestnenie a taktiež boli využité pre návrh nových komponentov.

6.2.1 INŠTALÁCIA VYSOKOTLAKOVÉHO ČERPADLA

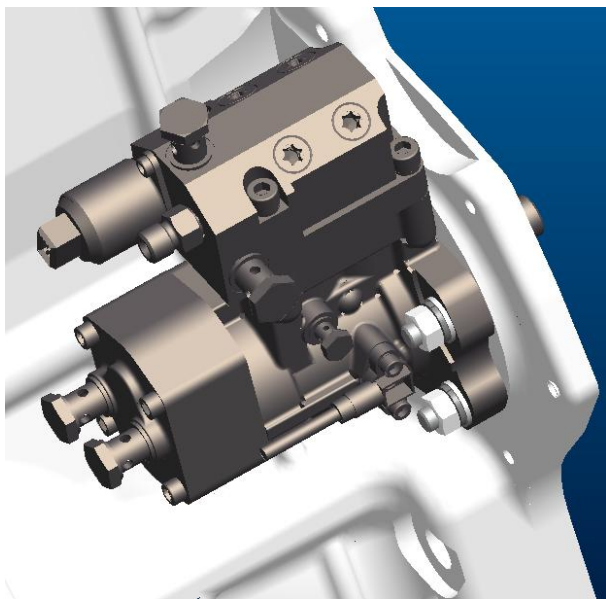
Jednou z najdôležitejších častí vstrekovacieho systému common rail je vysokotlakové vstrekovacie čerpadlo. Pre prestavbu vstrekovacieho systému bolo zvolené vysokotlakové čerpadlo M3 od spoločnosti Motorpal a.s. (obr. 6-4). Toto čerpadlo je vybavené dvomi piestami umiestnenými v rade a je schopné dodávať do vysokotlakového zásobníka palivo pod tlakom 1600 bar. V telese čerpadla je taktiež integrované podávacie zubové čerpadlo.



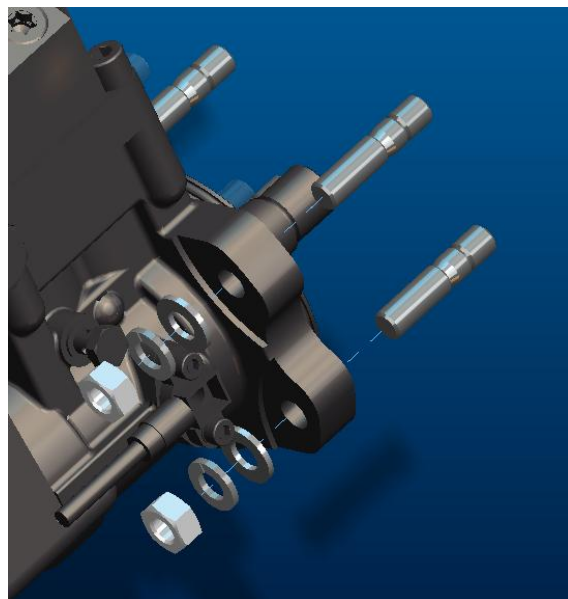
Obr. 6-4 Vysokotlakové čerpadlo M3



Rozteč dier na príruby čerpadla M3 je zhodná s roztečou dier radového čerpadla, a taktiež pohon oboch čerpadiel je rovnaký. Z tohoto dôvodu je možné čerpadlo upevniť bez potreby návrhu nového rozloženia dier na náliatku. Upevnenie čerpadla je zobrazené na obr. 7-4



Obr. 6-5 Upevnenie čerpadla M3



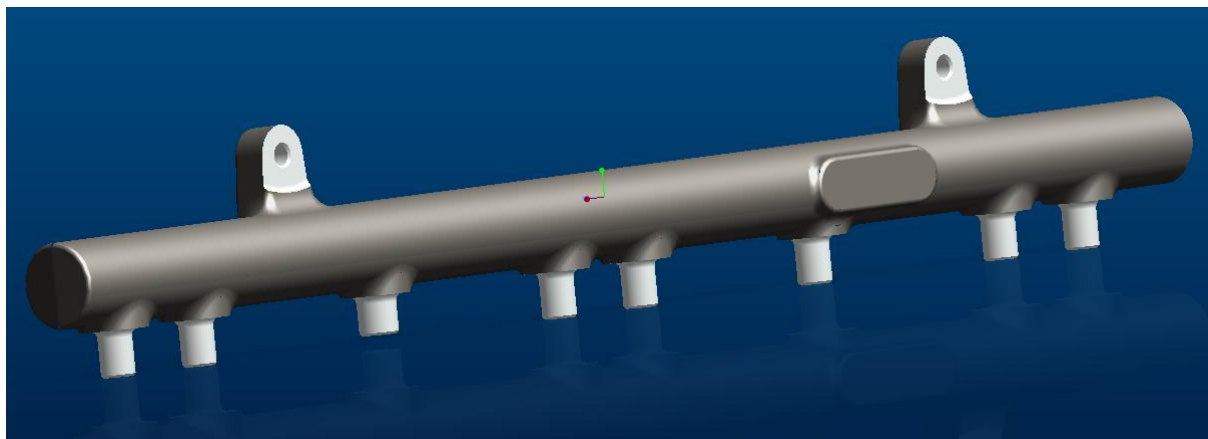
Obr. 6-6 Upevňovacie prvky čerpadla M3

Na náliatku kľukovej skrine je čerpadlo uchytené pomocou štyroch závrtných skrutiek do liatiny. Ďalej sú použité štyri šesťhranné matice, štyri ploché kruhové podložky a štyri pružné podložky (obr. 6-6). Pre upevnenie čerpadla boli zvolené nasledujúce spojovacie prvky:

Závrtné skrutky do liatiny:	Šroub ČSN 02 1176 – M10 x 45 – 5.8
Ploché kruhové podložky:	Podložka ISO 7089 – 10 – 200 HV
Pružné podložky:	Podložka ČSN 02 1741.01 – 10
Šesťhranné matice:	Šesťhranná matice ISO 4032 – M10 – 8

6.2.2 INŠTALÁCIA VYSOKOTLAKOVÉHO ZÁSOBNÍKA

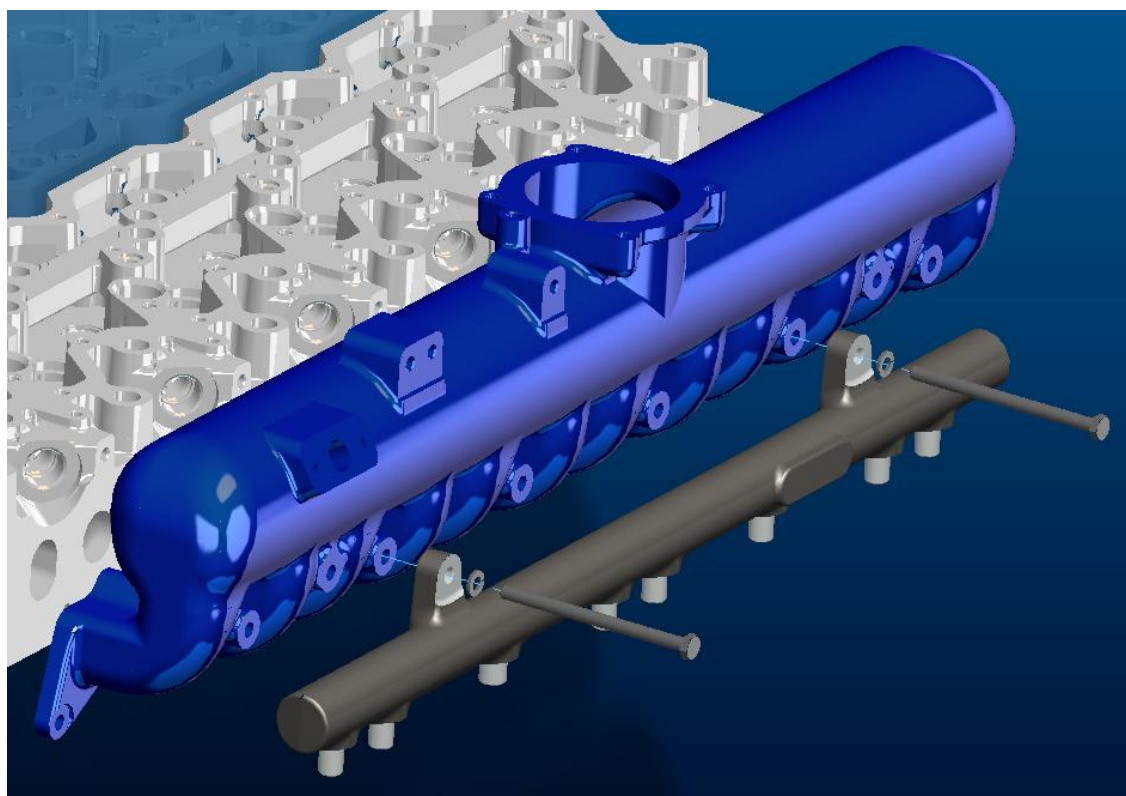
Vysokotlakový zásobník – rail, bude tak ako aj ostatné najvýznamnejšie prvky prestavby dodávaný dodávateľom vstrekovacieho systému. Samotný návrh konštrukcie zásobníka je natoľko rozsiahlou a komplexnou úlohou, že v tejto práci je prevedený len návrh vonkajších rozmerov railu, umiestnenia držiakov zásobníka a návrh rozmiestnenia vysokotlakových prípojok pre rozvod paliva k jednotlivým vstrekovačom a pre prívod paliva z čerpadla. Pri návrhu railu bolo nutné zvoliť jeho primeranú dĺžku, ktorá je dôležitá pre utlmenie tlakových pulzácií v palive a zabezpečenie dostatočne vysokého tlaku potrebného pri štarte motora. Rozmiestnenie tlakových vývodov výrazne ovplyvňuje tvar a dĺžku samotných palivových potrubí. Dôležitým parametrom potrubia je najmä jeho dĺžka, ktorá by mala byť čo najkratšia z dôvodu tlakových strát. Preto bolo rozmiestnenie tlakových vývodov riešené súbežne s návrhom vysokotlakových potrubí. Celková dĺžka zásobníka je 680 mm. Na zásobníku sa okrem prívodu a vývodov nachádza ešte snímač tlaku a poistný tlakový ventil. Vysokotlakový zásobník je zobrazený na obr. 6-7.



Obr. 6-7 Vysokotlakový zásobník

Zásobník bude pripevnený cez upevňovacie otvory komory sania priamo do hlavy valcov. Na odliatku komory sania sa nachádzajú dva nevyužitú náliatky s otvormi, ktoré by mohli byť použité pre uchytenie zásobníka, no v tomto prípade bolo rozhodnuté použiť skrutky s väčšou dĺžkou a zásobník pripojiť priamo ku hlave valcov, z dôvodu možnosti vhodnejšieho rozmiestnenia úchytoz zásobníka. Pripevnenie zásobníka bude realizované pomocou dvoch skrutiek so šesťhrannou hlavou a dvoch pružných podložiek (obr. 6-8). Pre upevnenie zásobníka boli zvolené nasledujúce spojovacie prvky:

Skrutky:	Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4014 – M8 x 120 – 8.8
Ploché kruhové podložky:	Podložka ISO 7089 – 8 – 200 HV

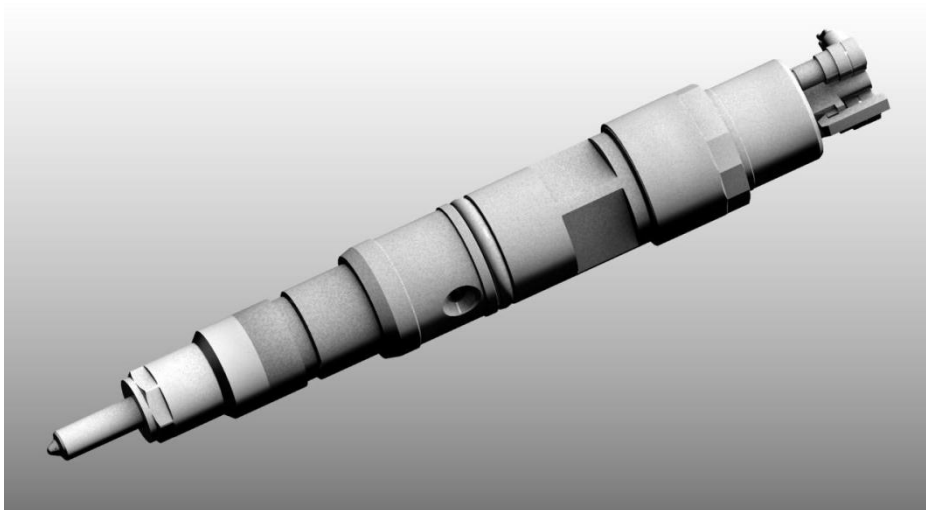


Obr. 6-8 Upevnenie vysokotlakového zásobníka



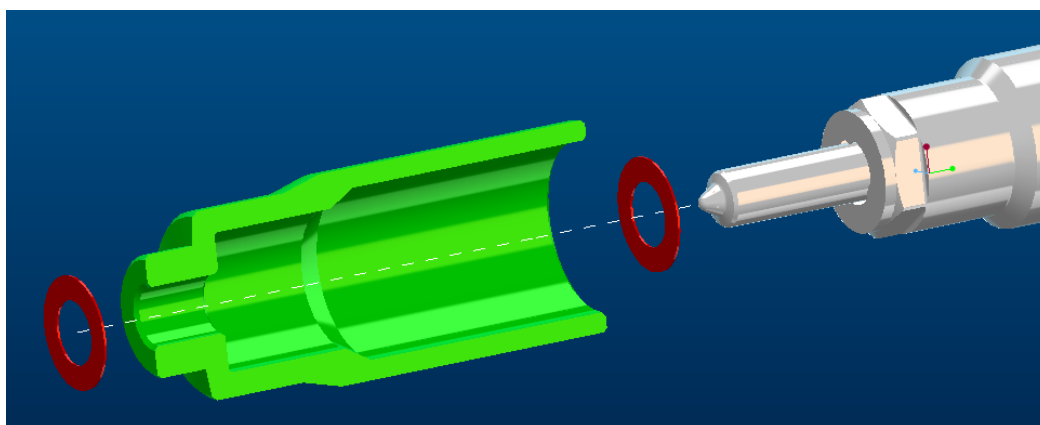
6.2.3 INŠTALÁCIA VSTREKOVAČOV

Ako už bolo spomínané, pri prestavbe budú použité vstrekovače vyvinuté firmou Motorpal a.s. (obr. 6-9). Jedná sa o elektromagnetické vstrekovače, ktoré sú u systému common-rail v súčasnej dobe najpoužívanejším typom vstrekovačov. Tieto vstrekovače je potrebné umiestniť do pôvodných otvorov pre vstrekovače v hlave valcov. Vstrekovače systému common-rail však majú odlišný tvar a rozmery. Oproti pôvodným vstrekovačom majú väčšiu dĺžku a menší priemer.



Obr. 6-9 Elektromagnetický vstrekovač systému common-rail

Umiestnenie vstrekovača v pôvodnom otvore hlavy valcov je vyriešené použitím púzdra. Vonkajšia časť púzdra kopíruje tvar pôvodného vstrekovača a je vyrobená s presahom. Pred montážou samotných vstrekovačov je sedlo nalisované do otvoru v hlave valcov. Vnútro púzdra je prispôbené tvaru vstrekovača systému common-rail a tým je zabezpečené jeho presné ustavenie voči spaľovaciemu priestoru. Vstrekovač a sedlo musia byť voči spaľovaciemu priestoru utesnené. To je zabezpečené dvomi medenými podložkami s hrúbkou 0,3 mm (obr. 6-10). Jedna podložka zabezpečuje utesnenie sedla vstrekovača voči hlave valcov a druhá je určená na utesnenie sedla voči vstrekovaču. Prvá podložka sa vkladá pred lisovaním sedla a druhá pred umiestnením vstrekovača.



Obr. 6-10 Púzdro s podložkami pre umiestnenie vstrekovača

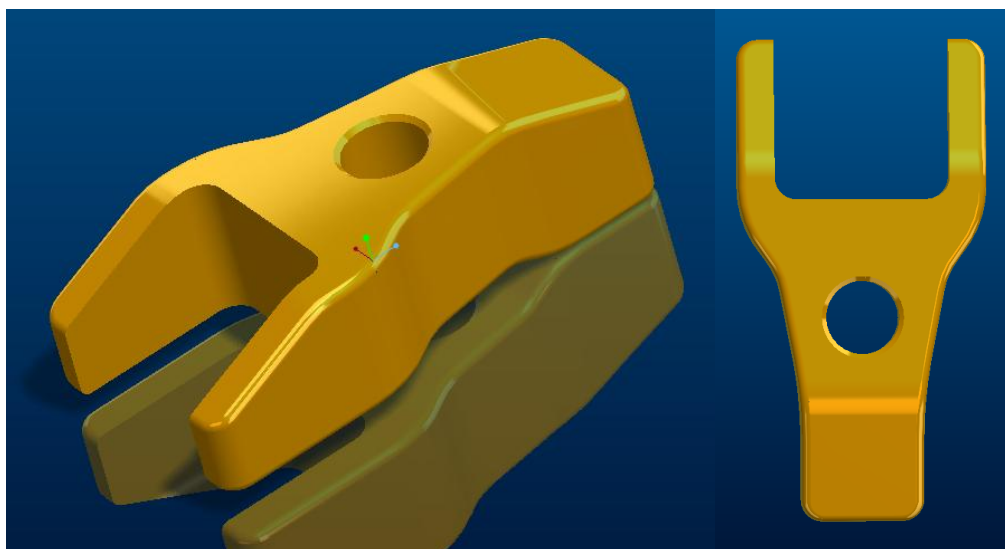


Pre spoľahlivé utesnenie spaľovacieho priestoru je nutné vyvodiť na vstrekovač určitú prítlačnú silu pôsobiacu v axiálnom smere. Zaistenie vstrekovača v axiálnom smere býva zabezpečené pomocou upínacej vidlice. Pre vyvodenie požadovanej prítlačnej sily je nutné upínaciu vidlicu upevniť pomocou predpätého skrutkového spoja. Na vstrekovač, a tým aj na upínaciu vidlicu bude počas chodu motora pôsobiť aj ďalšia sila, a to sila od cyklicky sa meniaceho tlaku plynov vo valci. Z uvedeného vyplýva, že predpätý skrutkový spoj bude zaťažovaný staticky a pri chode motora aj dynamicky. Preto je nutné previesť pevnostnú analýzu upínacej vidlice vstrekovača a kontrolný výpočet skrutkového spoja.

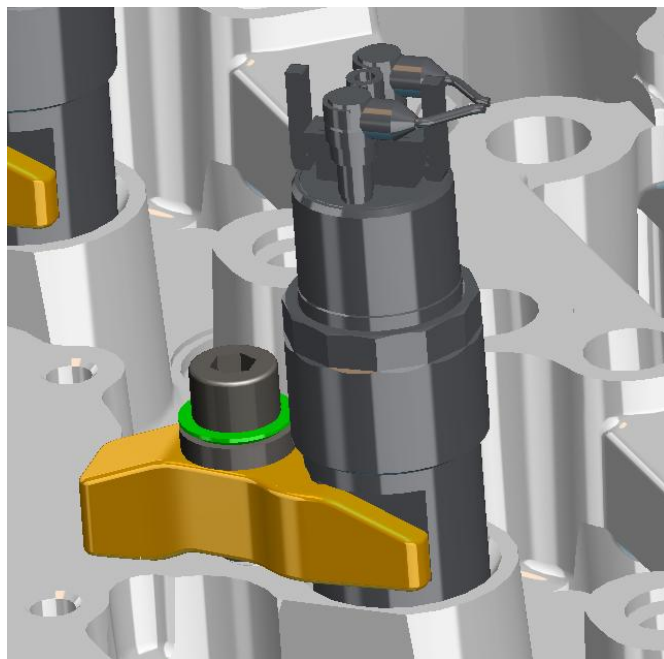
Z dôvodu rozdielneho tvaru vstrekovača systému common-rail nebolo možné použiť pôvodnú upínaciu vidlicu vstrekovača a bolo potrebné navrhnuť vidlicu novú. Nakoľko sa jedná o motor so 16-ventilovou hlavou, tvar upínacej vidlice je výrazne obmedzený, a to najmä pružinami ventilov (obr. 7-12). Tvar rozvidlenia upínacej vidlice je daný tvarom vyfrézovaných drážok vo vstrekovači a samotný tvar bočného profilu vidlice je navrhnutý na základe predpokladaného priebehu pôsobiaceho ohybového momentu. Počas návrhu upínacej vidlice bolo rozhodnuté zväčšiť vzdialenosť osi skrutky od osi vstrekovača a zmenšiť jej priemer pre zabezpečenie dostatočného miesta pre skrutku a guľové podložky. Pôvodná vzdialenosť medzi osou vstrekovača a osou diery bola 22 mm. Táto vzdialenosť bola zväčšená o 1,5 mm na hodnotu 23,5 mm. Pre zabezpečenie jednoduchšej montáže bola zvolená skrutka s valcovou hlavou s vnútorným šesťhranom.

Na predpätý skrutkový spoj pôsobí ohybová sila, ktorá vzniká pôsobením tlaku plynov vo valci. Ohybová sila však nie je pre takýto typ spoja priaznivá, a mohlo by dôjsť k jeho porušeniu. Z tohoto dôvodu je nutné použiť podložku s guľovou dosedacou plochou, ktorá toto ohybové namáhanie výrazne znižuje. Zvolené boli normalizované guľové podložky podľa normy DIN. Pre uchytenie vidlice boli zvolené nasledujúce spojovacie prvky:

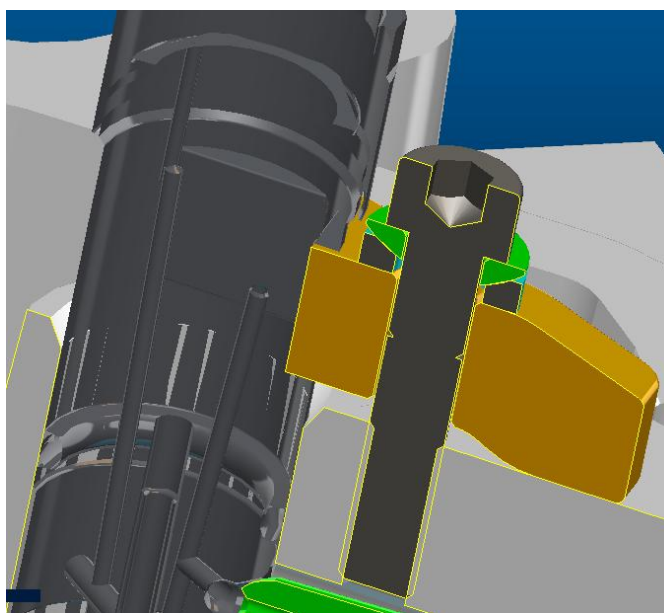
Skrutky:	Šroub s valcovou hlavou s vnútorným šesťhranom ISO 4762 – M8 x 40 – 8.8
Podložky:	Guľová podložka DIN 6319 C 8.4
Podložky:	Kuželová podložka DIN 6319 D 9.6



Obr. 6-11 Upínacia vidlica vstrekovača



Obr. 6-12 Upevnenie vstrekača v hlave valcov



Obr. 6-13 Rez upevnením vstrekača

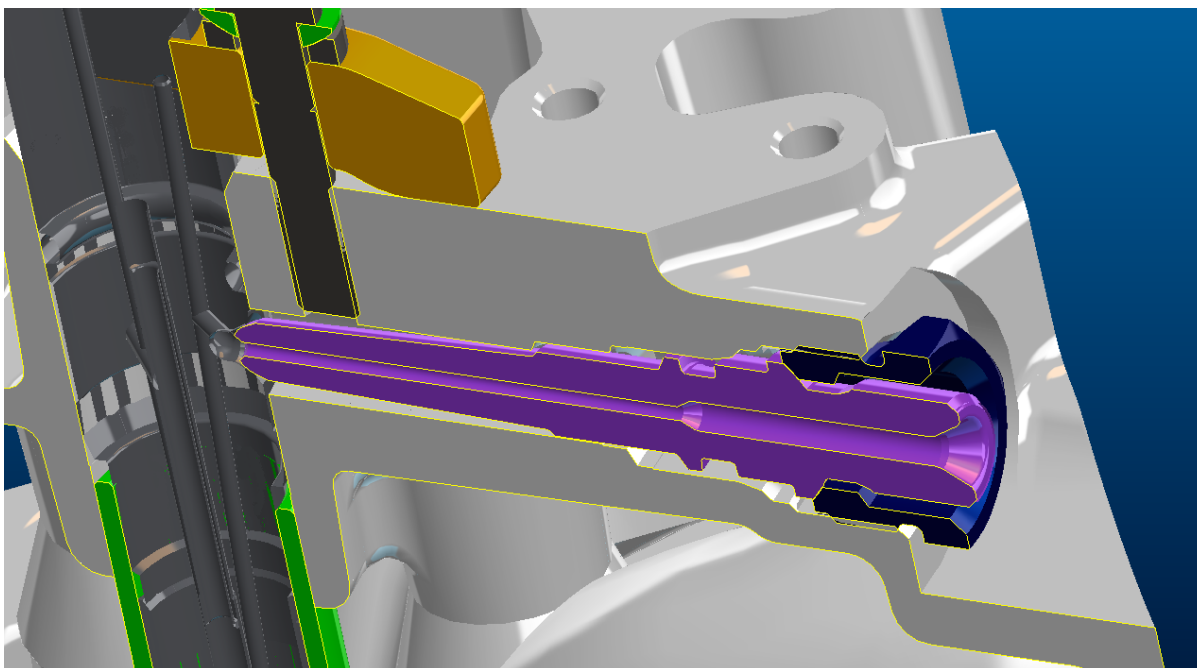
6.2.4 PRÍVOD PALIVA KU VSTREKOVÁČOM

Prívod paliva ku vstrekačom je zabezpečený pomocou hrdla tlakovej trubky (obr. 6-14). Toto riešenie sa používa u motorov nákladných vozidiel a traktorov. Hlavnou výhodou tohto riešenia je možnosť použitia kratších palivových potrubí, pretože ich nie je nutné viesť okolo hlavy valcov priamo ku vstrekaču. Hrdlo sa nasunie do otvoru v hlave valcov a následne je pomocou prevlečnej matice utiahnuté. Správna poloha hrdla v otvore je zabezpečená pomocou guľovej dosedacej plochy vytvorenej na hrdle, o ktorú sa opiera prevlečná matica.



Po utiahnutí matice je cez tlakovú prípojku hrdlo dotlačené ku vstrekováču, a tým dôjde k utiesneniu tohto spoja. Prevlečná matica sa dotahuje až po dotiahnutí upevňovacej skrutky vidlice vstrekováča. Po opätovnom povolení prevlečnej matice v prípade opravy je nutné hrdlo tlakovej trubky vždy vymeniť za nové, pretože pri jeho opätovnom použití by nebola zaručená tesnosť tlakového spoja.

Hrdlo tlakovej trubky, ako aj prevlečnú maticu sa podarilo zachovať z pôvodného vstrekovacieho systému. Prevlečná matica má závit M24. Pri umiestňovaní vstrekováča bolo nutné brať do úvahy polohu otvoru pre prívod paliva a pomocou vhodných podložiek upraviť jeho polohu tak, aby bol otvor vo vstrekováči a v hrdle súosý.



Obr. 6-14 Prívod paliva ku vstrekováču pomocou hrdla tlakovej trubky

6.2.5 NÁVRH VYSOKOTLAKOVÝCH POTRUBÍ

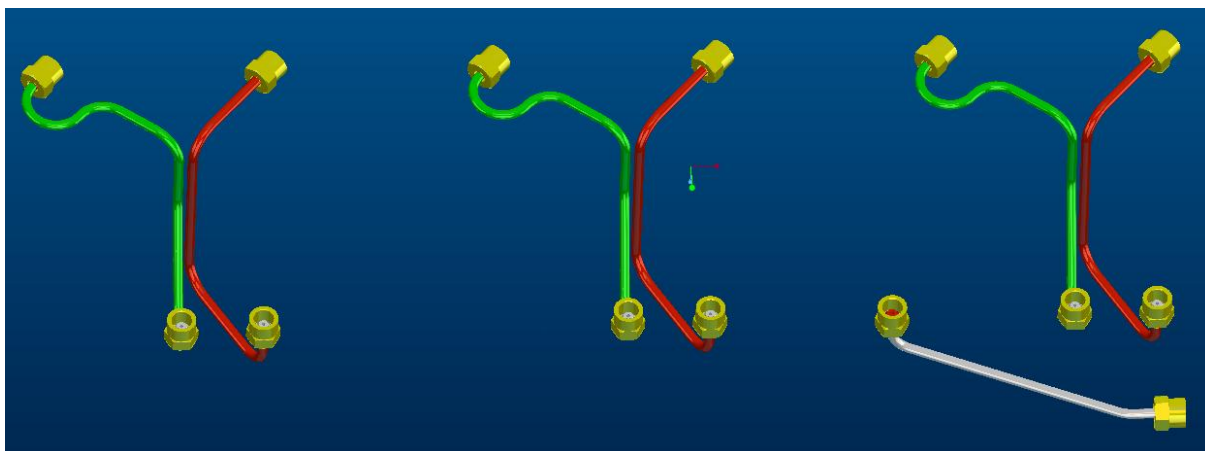
Vysokotlakové palivové potrubia zabezpečujú prívod paliva z vysokotlakového čerpadla do railu a odtiaľ ku vstrekováčom. Palivové potrubie musí byť vhodne dimenzované, aby zvládalo odolávať maximálnemu tlaku dodávanému čerpadlom do systému a taktiež znášať tlakové kmity v systéme. Tab. 6-1 udáva základné rozmery trubiek vysokotlakových vedení. Používajú sa bezošvé oceľové trubky. V tomto prípade boli zvolené trubky s vonkajším priemerom 6 mm a hrúbkou steny 2 mm.

Všetky parametre zvoleného potrubia majú vplyv na priebeh vstrekovania. Pre dosiahnutie čo najlepších vlastností vstrekovacieho systému by mali byť palivové potrubia čo najkratšie. S narastajúcou dĺžkou potrubia dochádza k zvyšovaniu tlakových strát. Potrubia pre prívod paliva z railu ku vstrekováčom musia byť rovnako dlhé. Ak by táto podmienka nebola splnená, dochádzalo by k rozdielom v dodávkach paliva pre jednotlivé valce.

Tab. 6-1 Základné rozmery vysokotlakových potrubí [1]

d_1	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,6	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
d	Tloušťka stěny s																
4	1,3	1,25	1,2														
5	1,8	1,75	1,7	1,6													
6		2,25	2,2	2,1	2	1,9	1,75	1,6	1,5								
8					3	2,9	2,75	2,6	2,5	2,2	2						
10							3,75	3,6	3,5	3,2	3	2,75	2,5				
12								4,5	4,2	4	3,75	3,5					
14										5	4,75	4,5	4			3	
17												6	5,5	5	4,5		
19																	5
22																7	

Rozvrhnutie a trasa jednotlivých potrubí bolo navrhované súčasne s návrhom vysokotlakového zásobníka. Trajektória potrubí privádzajúcich palivo ku vstrekovačom je výrazne obmedzená tvarom komory sania. Pri návrhu boli brané do úvahy vyššie uvedené požiadavky na parametre potrubia a pred konečným návrhom bolo zvažovaných viacero variánt riešenia. Nakoniec bola zvolená varianta s tromi dvojicami potrubí pre prívod paliva ku vstrekovačom. Ako prvé bolo navrhnuté potrubie vedúce ku vstrekovaču druhého valca, ktoré bolo vedené čo najkratšou trasou od vývodu hrdla tlakovej trubky k vývodu na zásobníku. Konečná dĺžka tohto potrubia je 322 mm. Následne bolo potrebné navrhnuť potrubie vedúce ku vstrekovaču prvého valca, ktorého dĺžka musela byť kvôli vyššie uvedeným dôvodom rovnaká ako u prvého potrubia. To bolo dosiahnuté predĺžením priamych úsekov a zmenšením polomerov ohybu v spodnej časti potrubia. Nakoniec bolo navrhnuté potrubie pre prívod paliva z čerpadla. Tu nebol tvar potrubia ničím obmedzený, a preto bolo vedené najkratšou možnou trajektóriou od vývodu čerpadla k railu. Dĺžka tohto potrubia je 229 mm. Návrh palivových potrubí je na obr. 6-15.


Obr. 6-15 Návrh palivových potrubí

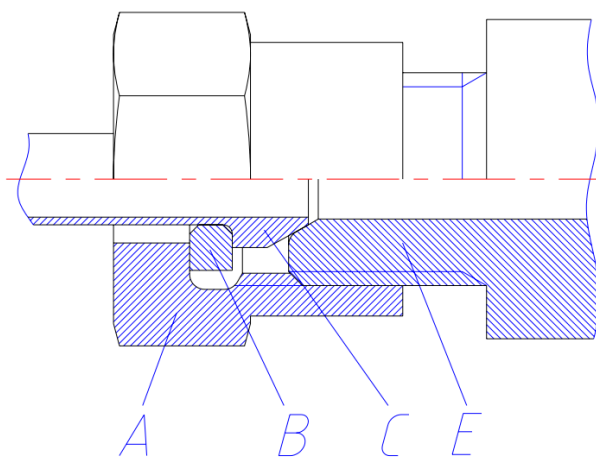


Na oboch koncoch palivových potrubí sa nachádzajú vysokotlakové prípojky s tesniacim kužeľom. Prípojky sú vytvorené rozlisovaním potrubia na jeho koncoch a ich tvar je podľa normy DIN 73365-3.

Vysokotlakové spojenie je realizované pomocou presuvných matíc, ktoré sa na potrubie nasunú pred rozlisovaním jeho koncov. Matice majú závit M14 x 1,5. Po ich dotiahnutí vzniká utesnené vysokotlakové spojenie medzi vývodom a vysokotlakovou prípojkou. Toto spojenie je normalizované podľa normy DIN a jeho súčasťou musí byť prítlačná podložka.

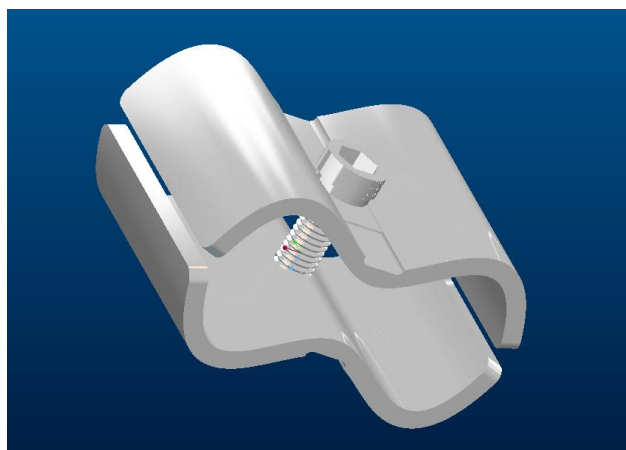
Pre realizáciu vysokotlakového spojenia boli zvolené nasledujúce prvky (obr. 6-16):

Presuvná matica (A):	DIN 73365-3 A 14
Prítlačná podložka (B):	DIN 73365-3 B 12/6
Vysokotlaková prípojka (C):	DIN 73365-3 C 6
Vysokotlakový vývod (E):	DIN 73365-3 E 14



Obr. 6-16 Prvky vysokotlakového spojenia [27]

Pre utlmenie kmitania, ktoré vzniká tlakovými pulzáciami paliva v potrubí a taktiež prenosom vibrácií z motora boli použité potrubné spony. Zvolená bola potrubná spona od firmy Normhydro pre trubky s priemerom 6 mm (obr. 6-17). Zložená je z dvoch plechových výliskov rovankého tvaru. Pre spojenie je použitá skrutka s vnútorným šesťhranom a matica.

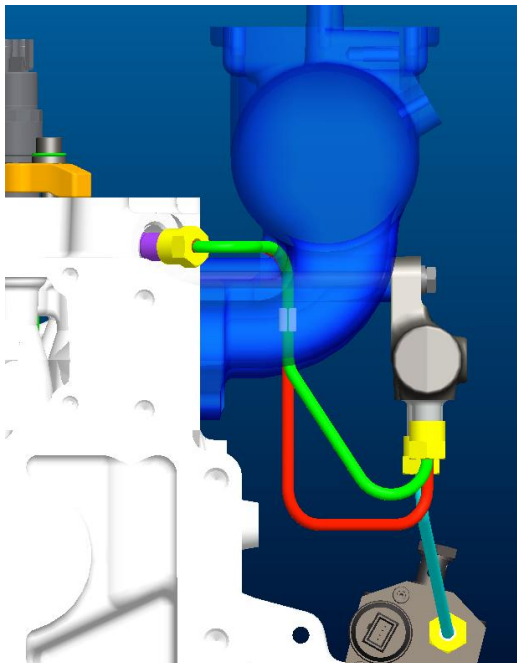


Obr. 6-17 Potrubná spona

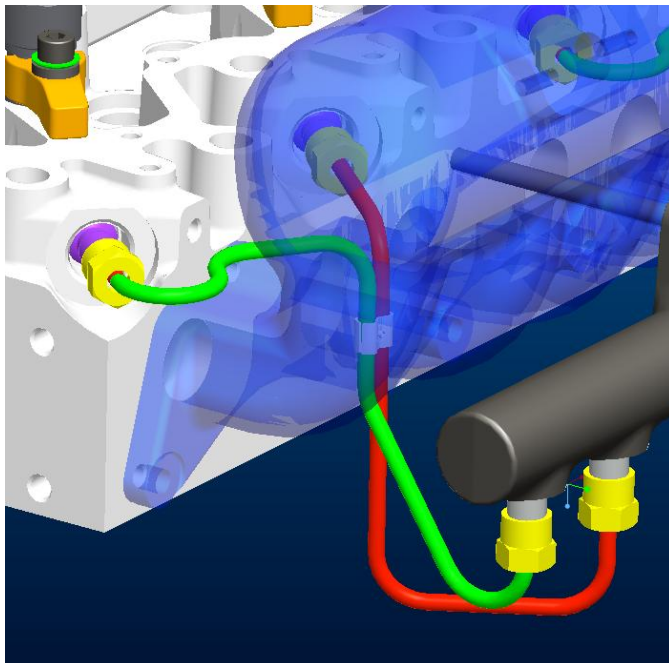


6.2.6 NOVÝ VSTREKOVACÍ SYSTÉM

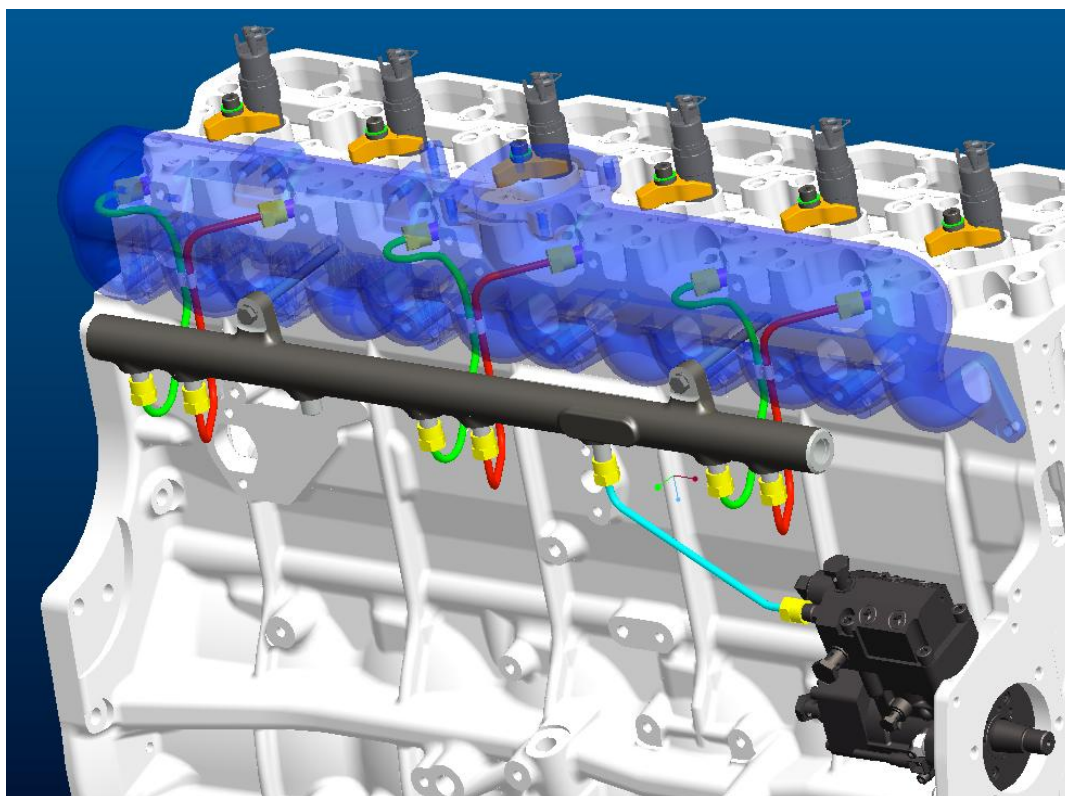
Na obr. 6-18, 6-19, 6-20, 6-21, 6-22 je zobrazený návrh nového vstrekovacieho systému common rail pre šesťvalcový vznetrový traktorový motor



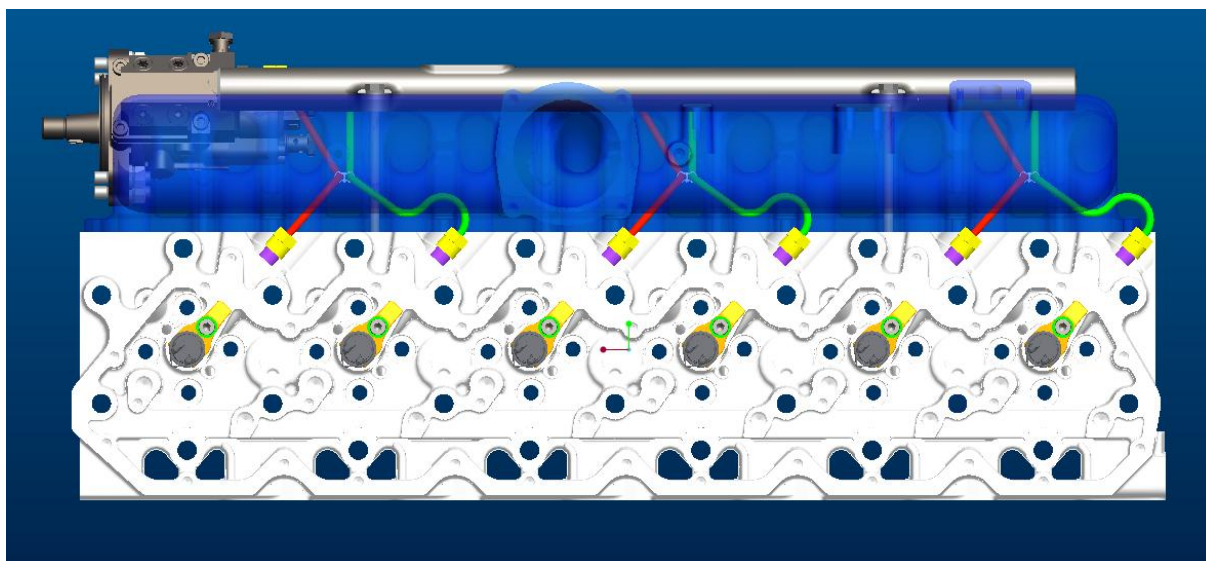
Obr. 6-18 Zadný pohľad



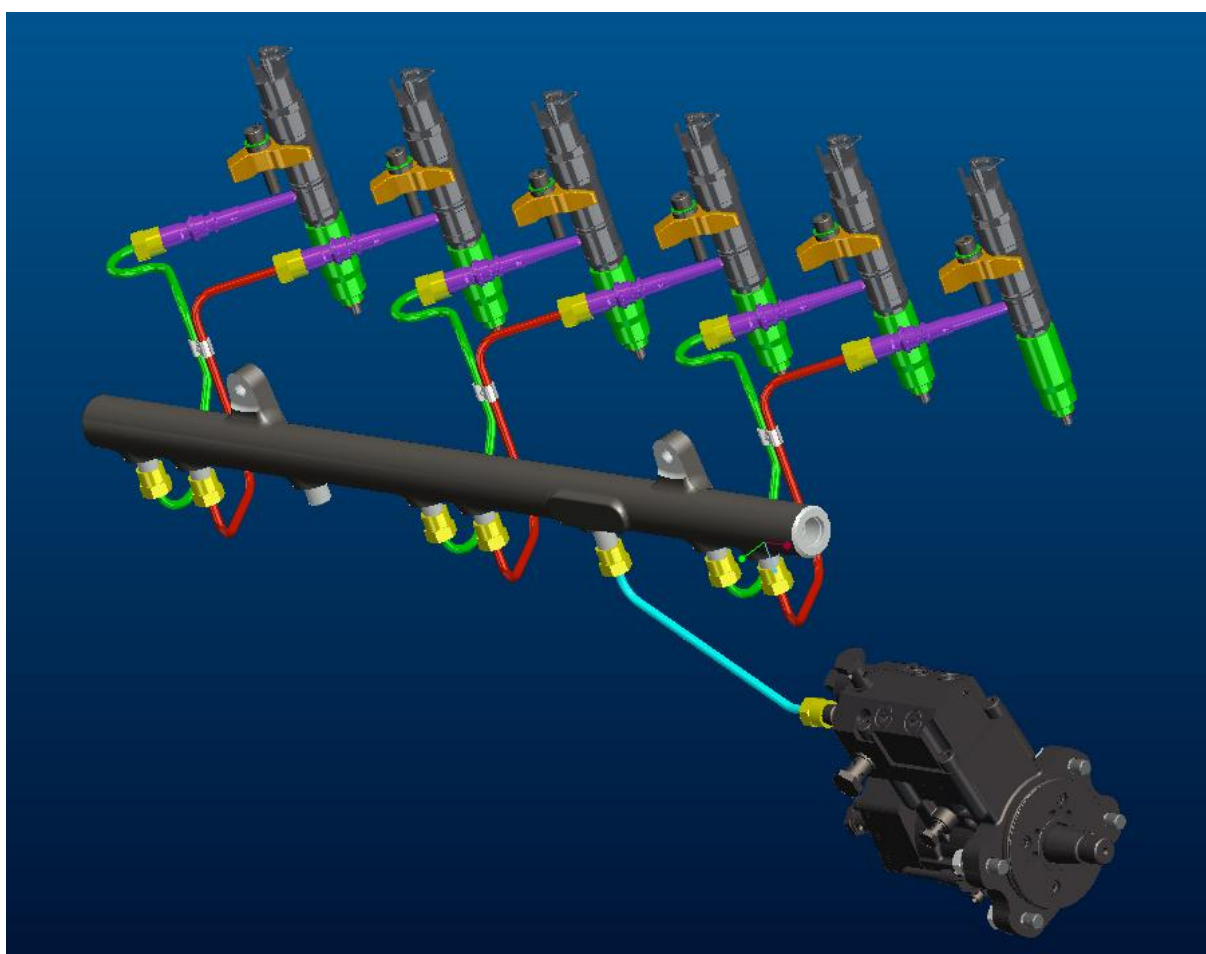
Obr. 6-19 Vývodné potrubia



Obr. 6-20 Inštalácia palivového potrubia



Obr. 6-21 Palivový systém - pohľad zhora

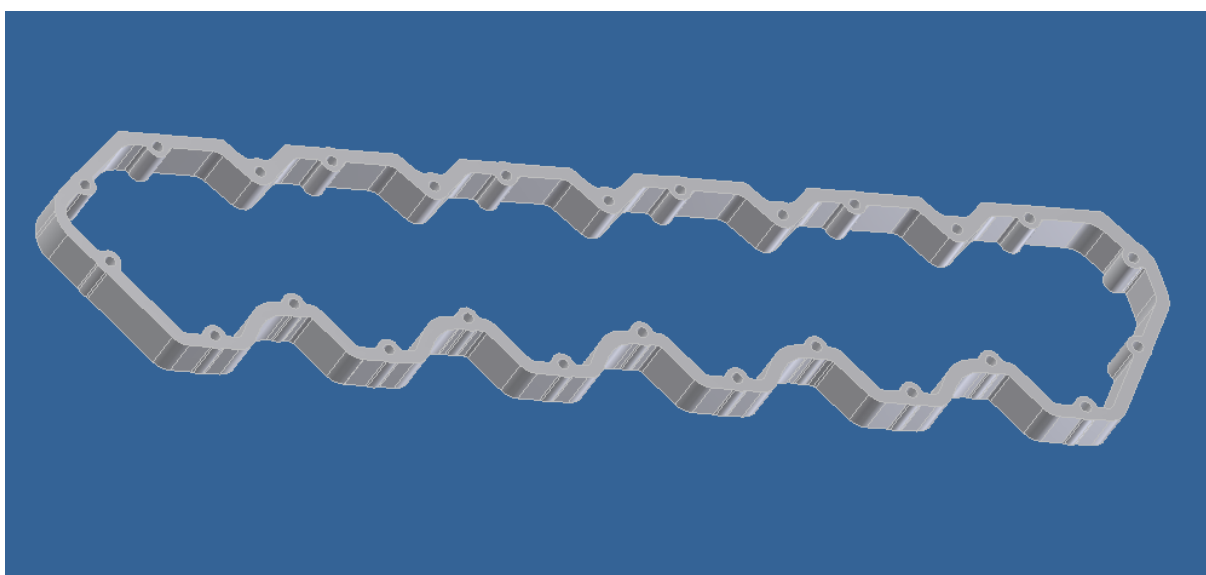


Obr. 6-22 Kompletný palivový systém



6.2.7 KRYT HLAVY VALCOV

Ako už bolo spomínané v predchádzajúcich kapitolách, vstrekovače systému common rail majú iný tvar ako vstrekovače pôvodného vstrekovacieho systému. Nové vstrekovače sú užšie a vyššie. Problematika menšieho priemeru nových vstrekovačov bola vyriešená použitím púzdra. Nové vstrekovače však kvôli svojej výške zasahujú do pôvodného krytu hlavy valcov, pretože pôvodné vstrekovače vyčnievali nad dosedaciu rovinu krytu hlavy valcov len niekoľko milimetrov. Z tohto dôvodu bolo nutné upraviť kryt hlavy valcov a zväčšiť tak jeho výšku. Toto bolo možné previesť viacerými spôsobmi, no najjednoduchším spôsobom bolo použitie podložky, ktorá kopíruje tvar dosedacej plochy krytu a taktiež aj rozmiestnenie dier pre skrutky. Výška podložky bude 34 mm a bude vložená medzi kryt hlavy valcov a hlavu, čo zabezpečí dostatočný priestor pre nové vstrekovače. Vyrobená bude z hliníku.



Obr. 6-23 Podložka krytu hlavy valcov

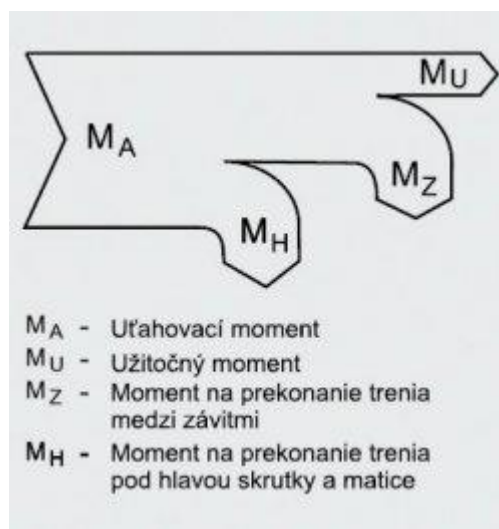


7 VÝPOČTOVÉ RIEŠENIE

V tejto časti diplomovej práce je prevedený kontrolný výpočet skrutkového spoja, ktorý je zaťažovaný staticky a pri chode motora aj dynamicky a pevnostná analýza upínacej vidlice vstrekočača.

7.1 KONTROLNÝ VÝPOČET SKRUTKOVÉHO SPOJA

Skrutkové spoje je možné rozdeliť na spoje s predpätím a spoje bez predpätia. Väčšina skrutkových spojov je však konštruovaná ako spoje s predpätím, čo je aj prípad skrutkového spoja použitého pre upevnenie vstrekočača v hlave valcov. Pri tomto druhu spoja musí zostava skrutky a spojovaných dielcov vykazovať určité zostatkové predpätie, ktoré je dôležité pre zachytenie prípadných pričných síl a v prípade potreby zabezpečiť utesnenie spojovaných dielov.



Obr. 7-1 Energetická bilancia skrutkového spoja [28]

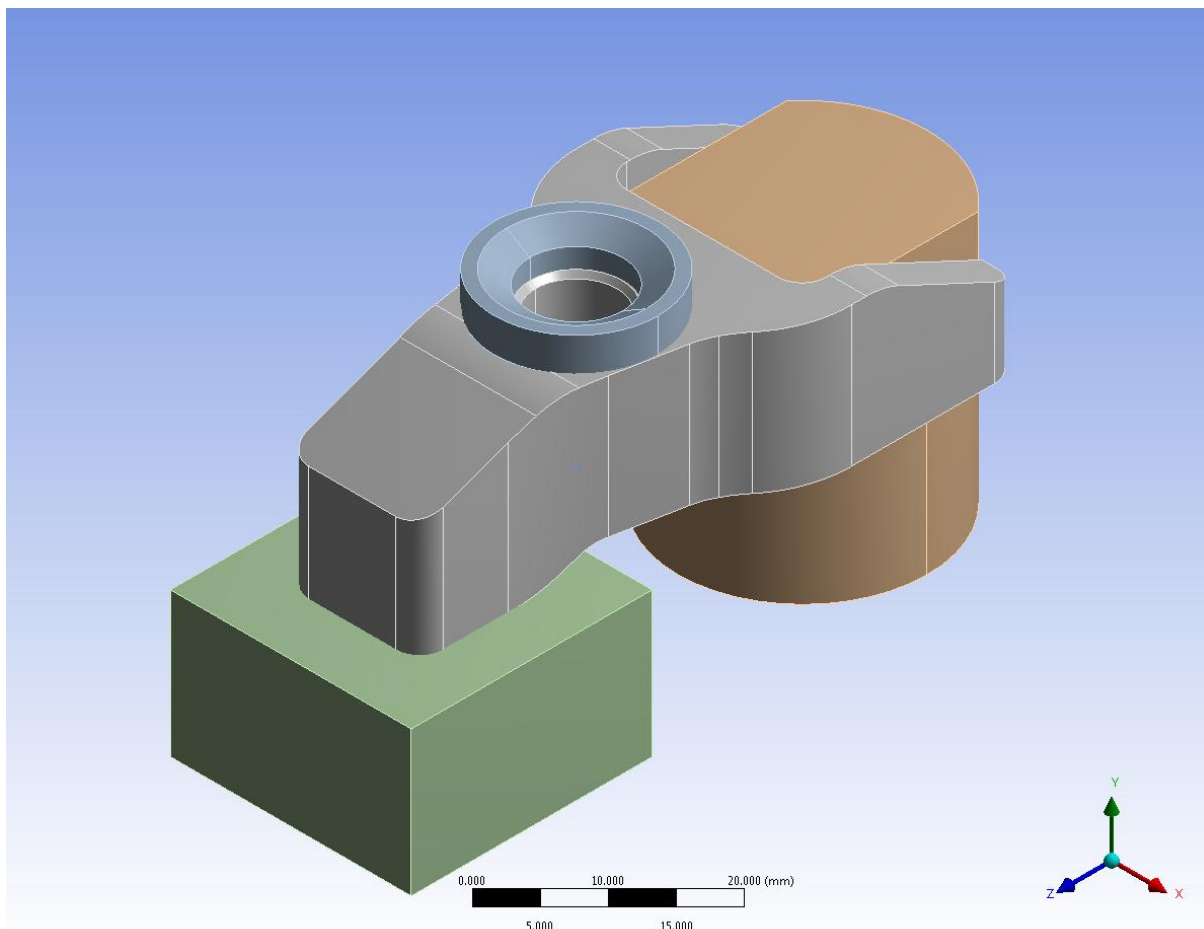
Uťahovací moment M_A , ktorým sa dosahuje požadované predpätie sa skladá z troch zložiek (obr. 7-1). Zložka M_H predstavuje moment, ktorý sa pri montáži spotrebuje na prekonanie trenia pod hlavou skrutky a zložka M_Z moment, ktorý sa spotrebuje na prekonanie trenia v závitoch. Na vytvorenie predpätia skrutky sa využije iba malá časť (M_U) uťahovacieho momentu. [28]

Pri kontrolnom výpočte predpätého skrutkového spoja bolo postupované podľa [5]. Výpočet je uvedený v prílohe č. 1.



7.2 PEVNOSTNÁ ANALÝZA VIDLICE VSTREKOVAČA

V tejto časti diplomovej práce bola prevedená pevnostná analýza upínacej vidlice vstrekoča. Pre tento účel bol použitý MKP program ANSYS Workbench 14. Pred prevedením samotnej analýzy boli v programe Pro/ENGINEER vytvorené zjednodušené modely hlavy valcov a vstrekoča. Taktiež boli odstránené nepodstatné polomery zaoblenia na upínacej vidlici (obr. 7-2). Toto zjednodušenie bolo uskutočnené z dôvodu skrátenia trvania samotného výpočtu. Po týchto úpravách bola vytvorená zostava, ktorá bola následne vyexportovaná do formátu IGES.



Obr. 7-2 Zjednodušený model zostavy

Prvou činnosťou v programe ANSYS po načítaní modelu bolo zadanie materiálových konštánt. Vidlica, vstrekoč a podložka sú z ocele, hlava valcov z liatiny:

Modul pružnosti v ťahu pre ocel: $E_{oc} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Poissonovo číslo pre ocel: $\nu_{oc} = 0,3$

Súčiniteľ trenia ocel - ocel: $\mu_{oo} = 0,16$



Modul pružnosti v ťahu pre liatinu: $E_{\text{liat}} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Poissonovo číslo pre liatinu: $\nu_{\text{liat}} = 0,26$

Súčiniteľ trenia ocel - litina: $\mu_{\text{ol}} = 0,19$

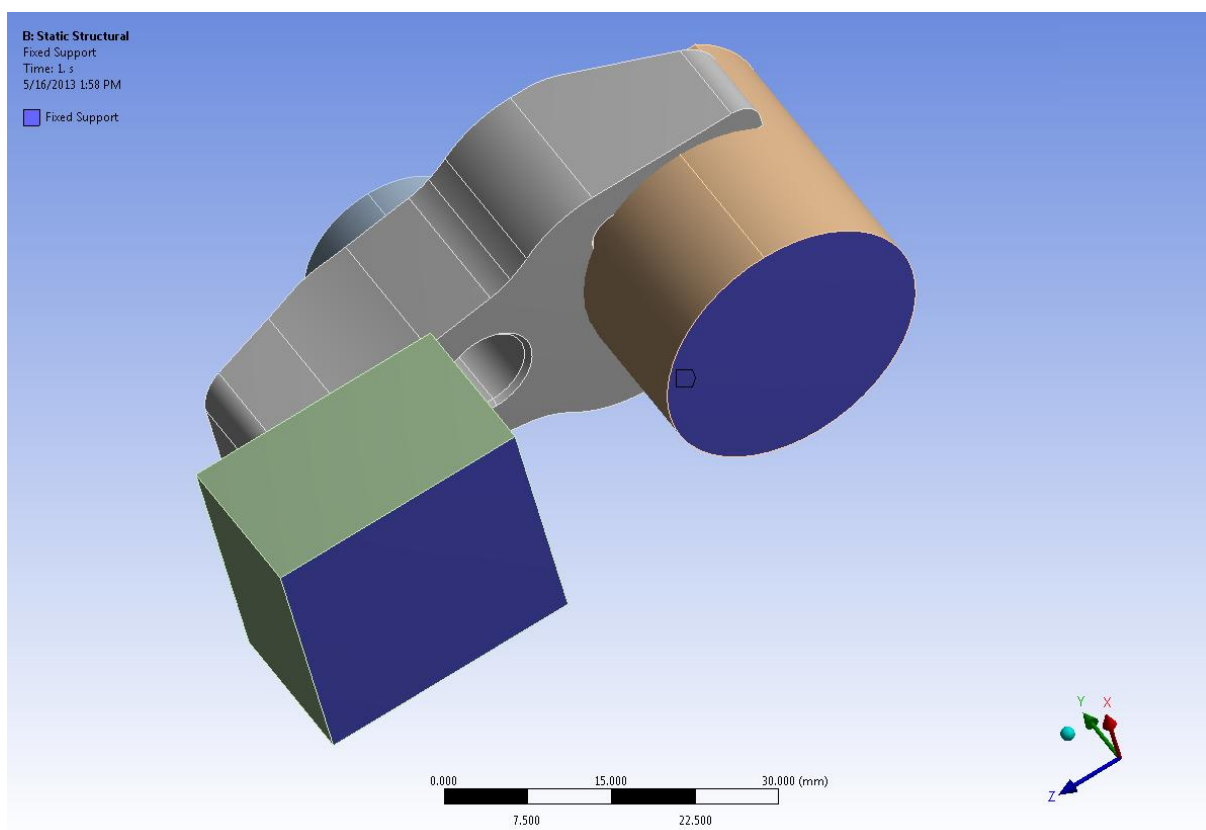
MKP úloha je riešená ako kontaktná s nasledujúcimi kontaktmi v poradí kontakt - cieľ:

Upínacia vidlica – hlava valcov

Upínacia vidlica - vstrekoávač

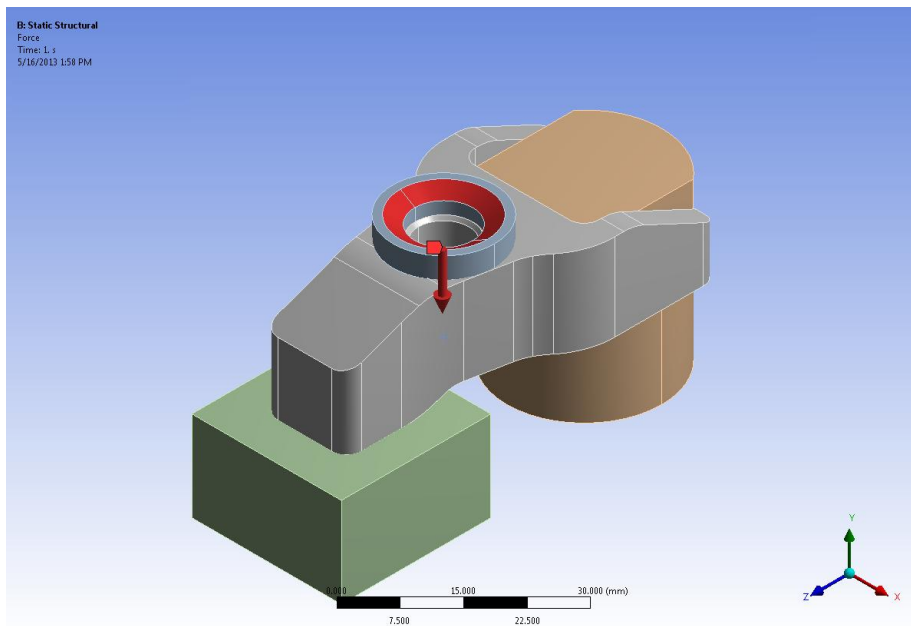
Podložka – upínacia vidlica

Pri vhodnej príprave výpočtových modelov ANSYS automaticky identifikuje a vytvorí kontakty medzi telesami, čo v tomto prípade prebehlo úspešne. Po kontrole kontaktov bolo možné pristúpiť k ďalšej časti úlohy, ktorou nadefinovanie zaťaženia a posuvov. Motor je v tomto prípade považovaný za tuhé teleso, preto boli modely hlavy valcov a vstrekoávača uchytené za spodnú podstavu a bol im zamedzený posuv vo všetkých osiach (obr. 7-3).



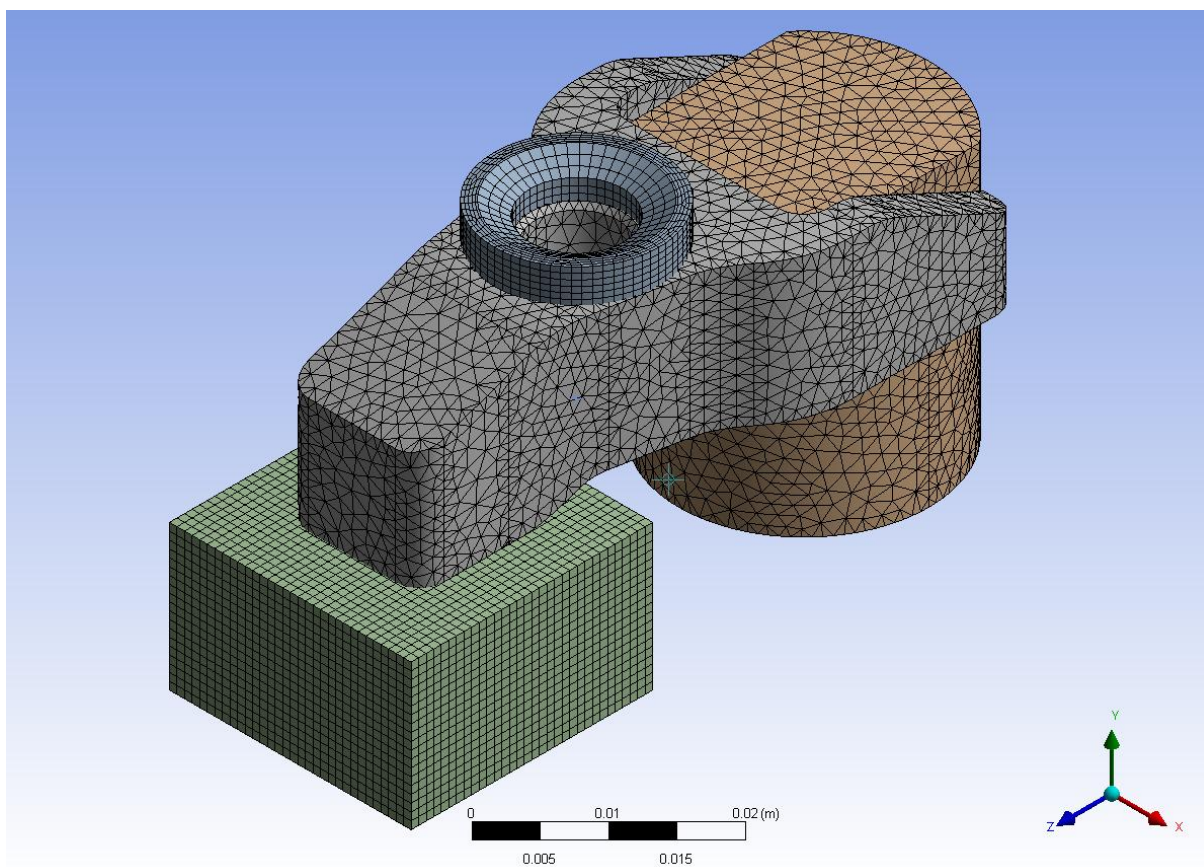
Obr. 7-3 Zamedzenie posuvov modelu hlavy a vstrekoávača

Následne bolo nadefinované vypočítané zaťaženie od osovej sily skrutky (obr. 7-4).



Obr. 7-4 *Nadefinovanie zaťaženia od skrutky*

System ANSYS Workbench taktiež automaticky prevedie návrh výpočtovej siete, ktorá však v tomto prípade bola nevyhovujúca a musela byť predefinovaná. Výsledná podoba výpočtovej siete na obrázku 7-5.



Obr. 7-5 *Vysieťovaná zostava*

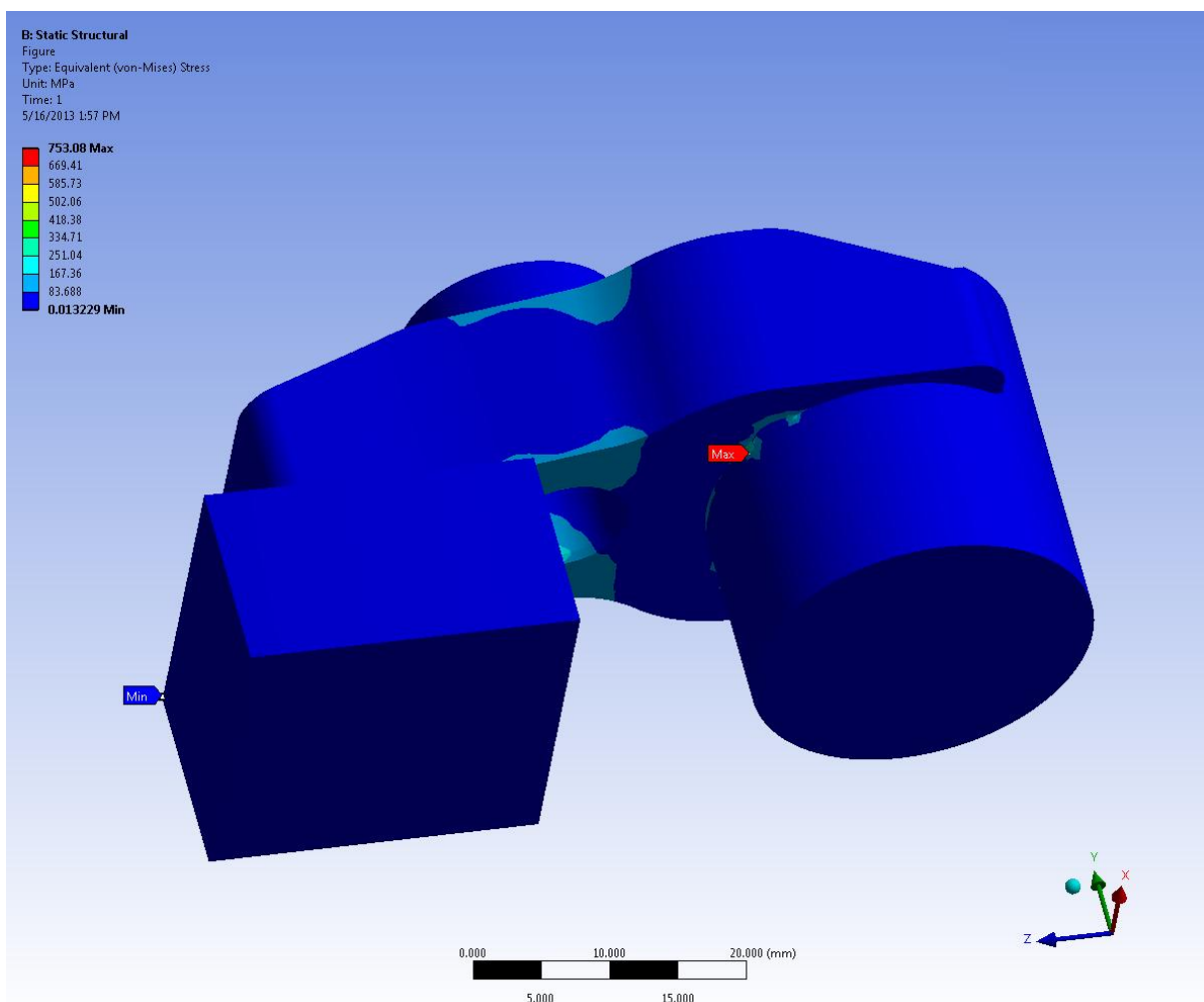


Výsledky pevnostnej analýzy upínacej vidlice potvrdili očakávania. Napätosti boli zobrazené podľa kritéria Von Miseses. Najvyššie napätie sa prejavilo v mieste styku upínacej vidlice so vstrekovačom. Hodnota tohto napätia je približne 750 MPa no vyskytuje sa len v nepatrnej časti hrany upínacej vidlice. Ďalším ohrozeným miestom, v ktorom bolo predpokladané zvýšené napätie je oblasť diery pre skrutku v telese upínacej vidlice. Tu napätie dosiahlo hodnoty približne 250 MPa. Grafické výsledky analýzy sú zobrazené na obrázkoch 7-6, 7-7, 7-8, 7-9. Ako materiál pre výrobu vidlice bola zvolená ocel 15 230.6 s nasledujúcimi charakteristikami:

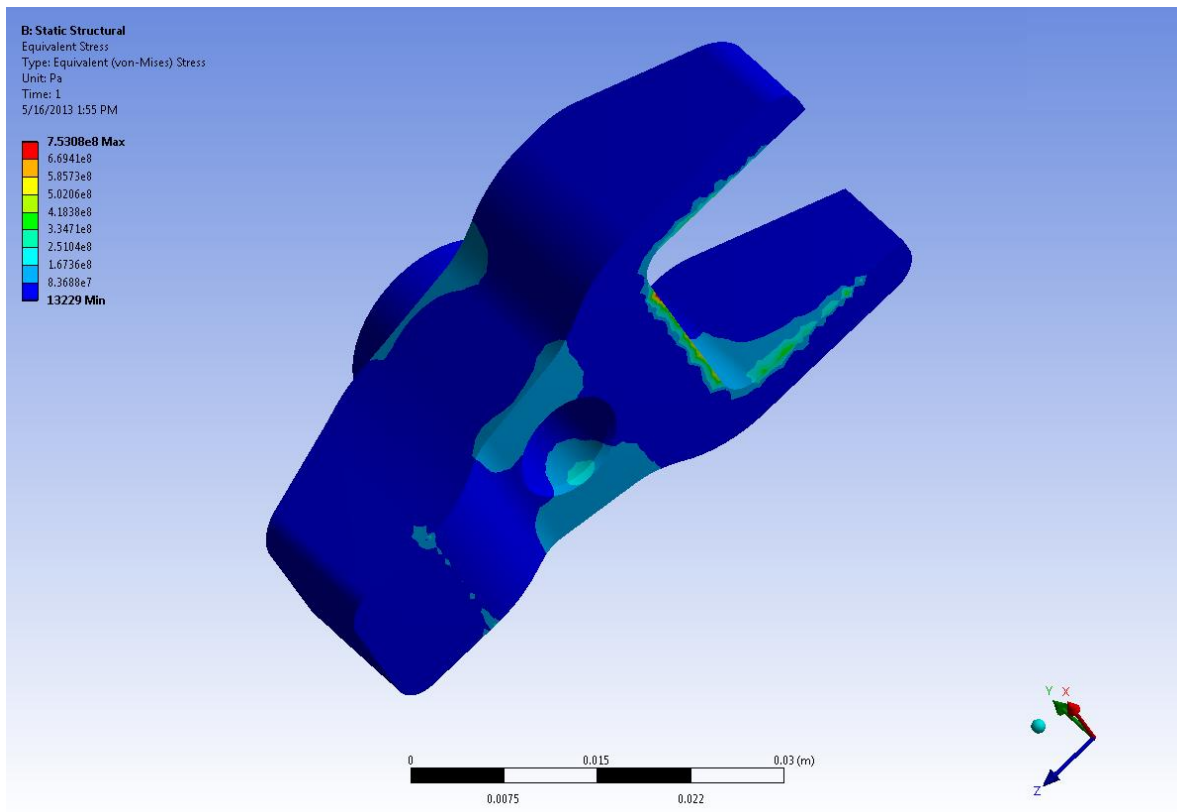
Minimálna medza pevnosti: $R_m = 780 \text{ MPa}$

Minimálna medza klzu: $R_e = 635 \text{ MPa}$

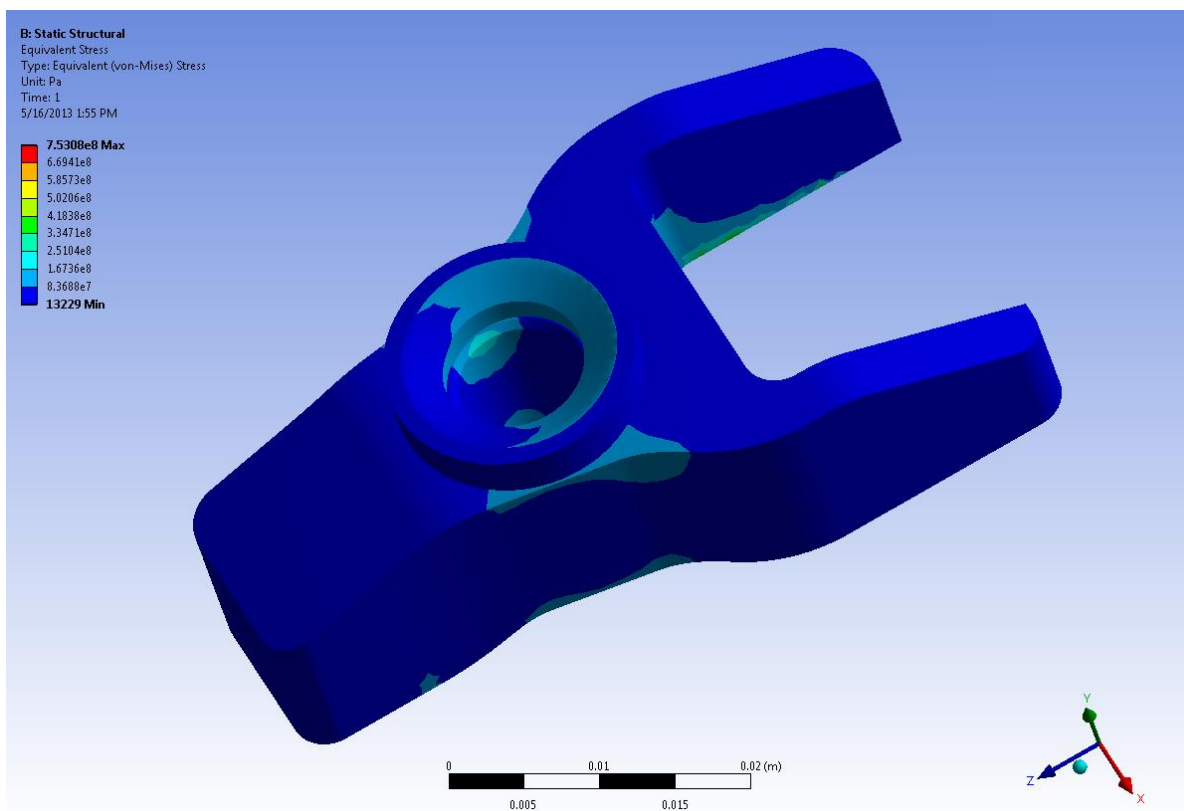
V oblasti maximálneho napätia možno očakávať miernu deformáciu no navrhnutá upínacia vidlica je pre túto aplikáciu plne postačujúca.



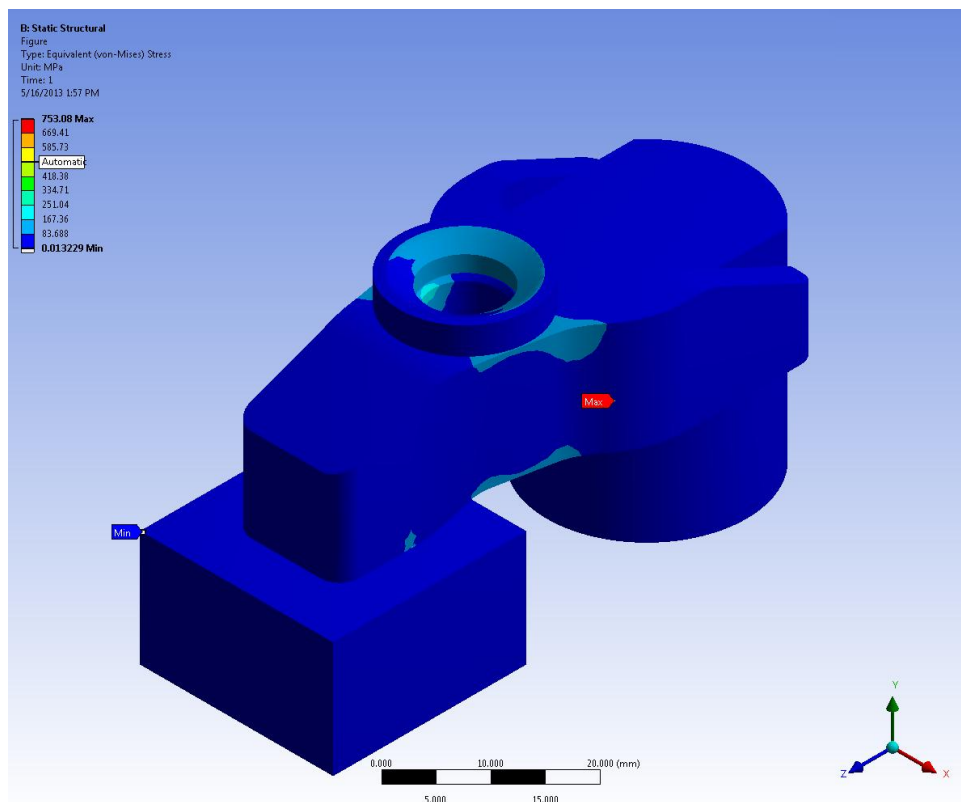
Obr. 7-6 Výsledok pevnostnej analýzy, pohľad zospodu



Obr. 7-7 Výsledok pevnostnej analýzy vidlice, pohľad zospodu



Obr. 7-8 Výsledok pevnostnej analýzy vidlice, pohľad zhora



Obr. 7-9 Výsledok pevnostnej analýzy, pohľad zhora



ZÁVER

Táto diplomová práca sa zaoberala návrhom inštalácie moderného vysokotlakového vstrekovacieho systému common rail na šesťvalcový traktorový motor. V prvej, teoretickej časti práce bola stručne popísaná história vývoja vznetrových motorov a s tým súvisiaci vývoj vstrekovacích systémov. Ďalej boli rozobraté vlastnosti paliva pre vznetrové motory a ich vplyv na chod motora. Taktiež boli spomenuté možné alternatívne palivá. Nasledovalo rozobratie problematiky emisií u vznetrových motorov a prehľad legislatívy v oblasti emisií týkajúcej sa predmetného motora. Podstatná časť teoretickej časti bola venovaná popisu samotného vstrekovacieho systému common rail. Rozobratá bola nízkotlaková a vysokotlaková časť tohoto systému, a taktiež aj jeho elektronická regulácia.

V konštrukčnej časti práce bola prevedená samotná inštalácia systému common rail. Veľkou výhodou systému common rail je jeho pomerne jednoduchá zástavba do motorov s radovým vstrekovačím čerpadlom, pretože vo väčšine prípadov nie je nutné meniť podstatné časti motora, ako je napríklad hlava valcov, čo by prestavbu motora výrazne predražilo. Prvým umiestneným komponentom bolo vstrekovacie čerpadlo. Použité vysokotlakové čerpadlo má rovnakú rozteč dier ako čerpadlo pôvodné, preto nebolo nutné meniť rozloženie dier na náliatku kľukovej skrine. Následne boli navrhnuté umiestnenia vývodov a prívodu vysokotlakového zásobníka. Po návrhu bol zásobník upevnený priamo ku hlave valcov. Umiestnenie vstrekovačov v pôvodných otvoroch v hlave valcov, ktoré majú väčší priemer ako nové vstrekovače bolo vyriešené použitím púzdra, ktorého vonkajší povrch kopíroval tvar otvoru v hlave valcov a vnútorný povrch kopíroval tvar vstrekovača. Pre axiálne zaistenie vstrekovača a utesnenie spaľovacieho priestoru bola navrhnutá upínacia vidlica a skrutkový spoj. Následne bola vyriešená dodávka paliva ku vstrekovačom umiestnením hrdiel tlakovej trubky a návrhom potrubí. Boli navrhnuté dva tvary potrubia, prvé pre prívod paliva ku vstrekovaču 1., 3. a 5. valca a druhé pre prívod paliva ku vstrekovaču 2., 4. a 6. valca. Ďalej bolo navrhnuté potrubie pre prívod paliva z čerpadla do vysokotlakového zásobníka. Poslednou konštrukčnou úpravou bol návrh podložky pre zväčšenie priestoru pod krytom hlavy valcov, z dôvodu kolízie pôvodného krytu s novým vstrekovačom.

V poslednej časti práce bol prevedený kontrolný výpočet skrutkového spoja a pevnostná analýza upínacej vidlice vstrekovača. Kontrolný výpočet, ako aj pevnostná analýza preukázali vhodnosť návrhu.

Veľkou konkurenčnou výhodou motorov Zetor je práve použitie vstrekovacieho systému s radovým vstrekovacím čerpadlom, nakoľko tento systém nie je taký citlivý na kvalitu používaného paliva ako systém common rail. Práve z tohoto dôvodu je momentálne ďalší vývoj motorov zameraný na systémy úpravy spalín. V prípade rozhodnutia prejsť na systém common rail prispeje táto práca k posúdeniu možností a variánt inštalácie tohoto systému.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] LANDHÄUßER, Felix. Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory. 1. české vyd. Praha: Robert Bosch odbytová s.r.o. - Automobilová technika [distributor], 2005, 95 s. Technické vzdělávání. ISBN 80-903-1327-2.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. Automobily 4: Příslušenství. 2. vyd. Brno: Avid, 2008, 313 s. ISBN 978-80-87143-08-7. BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. Traktory. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [3] RAUSCHER, J. Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003.
- [4] RAUSCHER, J. Spalovací motory, studijní opory, FSI VUT Brno, 2004
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] PACOVSKÝ, T. *Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový šestiválcový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [7] LEDUC, Martin. Biography of Rudolph Diesel. [online]. 2008 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.dieselduck.net/historical/01%20diesel%20engine/rudolph_diesel.htm
- [8] Wikipedia contributors. Diesel engine [online]. Wikipedia, The Free Encyclopedia; 2013 May 23, [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Diesel_engine&oldid=556381159. >
- [9] The History of the Diesel Engine. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.uniquecarsandparts.com.au/history_diesel.htm
- [10] Motorová nafta. In: [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.cappo.cz/res/data/000068.pdf>
- [11] prispievatelia Wikipédie. Motorová nafta [online]. Wikipédia, Slobodná encyklopédia; 2013 mar 9, 17:17 UTC [cit. 2013-05-21]. Dostupné na: http://sk.wikipedia.org/w/index.php?title=Motorov%C3%A1_nafta&oldid=5266460. >
- [12] SCHOLZ, Celestýn. Moderní systémy vstřikování paliva vhodné pro vznětové motory. In: [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2008/2008_021_01.pdf
- [13] Emise vznětového motoru a systém SCR. In: ŠMERDA, Tomáš a Jiří ČUPERA. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.agrics.cz/emise-vznetoveho-motoru-a-system-scr>



- [14] Dostupné z WWW: < <http://media.novinky.cz/247/82473-article-ywkyc.jpg>>
- [15] Emisná norma Interim Tier4 / Stage IIIB. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.agroservis.sk/emisne-normy-566.aspx>>
- [16] Nonroad Diesel Engines. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad.php>>
- [17] Regulace emisí. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.bel.cz/perkins/emisni-predpisy.php>>
- [18] Emisní norma TIER IV. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.vobosystem.cz/emisni-norma-tier-4>>
- [19] Stage IIIB/Tier 4 Interim brochure - English [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.doosanequipment.eu/doosanequipment/products/stageIIIB/stageIIIB_overview.page?>
- [20] Vstrekovacia sústava dieslového motora – common rail. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.autorubik.sk/technika/palivova-sustava-a-emisie/vstrekovacia-sustava-diesloveho-motora-common-rail/>>
- [21] DELPHI. DDGX200 Principles Of Operation - Common Rail Manual [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.kovsh.com/media/library/235/DDGX200%20Principles%20Of%20Operation%20-%20Common%20Rail%20Manual.pdf>>
- [22] KITCHEN, Tony. Common Rail Diesel Fuel Systems. In: [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.yildiz.edu.tr/~sandalci/dersnotu/AKTraining.pdf>>
- [23] Dostupné z WWW: < http://www.sae.org/dlymagazineimages/9124_10403_ART.jpg>
- [24] Dostupné z WWW: < <http://img42.imageshack.us/img42/4862/cp3a.jpg>>
- [25] Dostupné z WWW: < <https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQHDmcy2wo1bUyRl5ww0AkWaLWuNTDwwjs8PPGAPmAQsDF366HN>>
- [26] Tlakový zásobník – rail, regulátor tlaku, snímač tlaku a teploty kľukového a vačkového hriadeľa. [online]. [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <<http://www.autorubik.sk/tag/common-rail/>>
- [27] Díly pro nákladní vozidla. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.cadenas.de/data/catalogs/din_standards/cz/content/fahrzeugtechnik-kraftfahrzeugtechnik.html>
- [28] SMART MONT – sofistikovaná montáž skrutkových spojov. [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <<http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-1-2009/smart-mont-sofistikovana-montaz-skrutkovych-spojov.html>>



Zoznam Použitých Symbolov a Skratiek

E_{oc}	[MPa]	Modul pružnosti v ťahu pre ocel
E_{liat}	[MPa]	Modul pružnosti v ťahu pre liatinu
μ_{oo}	[-]	Súčiniteľ trenia ocel - ocel
μ_{ol}	[-]	Súčiniteľ trenia ocel - liatina
ν_{liat}	[-]	Poissonovo číslo pre liatinu
ν_{oc}	[-]	Poissonovo číslo pre ocel
R_m	[MPa]	Medz pevnosti
R_e	[MPa]	Medz klzu



Zoznam príloh

- Príloha č. 1: Kontrolný výpočet skrutkového spoja
- Príloha č. 2: Výkres upínacej vidlice, č.: 2013-MB-01
- Príloha č. 3: Výkres potrubia prvého vstrekača, č.: 2013-MB-02
- Príloha č. 4: Výkres potrubia druhého vstrekača, č.: 2013-MB-03
- Príloha č. 5: Výkres potrubia čerpadla, č.: 2013-MB-04
- Príloha č. 6: Výkres rozloženia výstupov railu, č. 2013-MB-05
- Príloha č. 7: DVD s elektronickou verziou diplomovej práce



PRÍLOHA 1

Menovitá dĺžka skrutky

$$l := 40\text{mm}$$

Rozteč závitov skrutky

$$P := 1.25\text{mm}$$

Dĺžka zaskrutkovanej časti skrutky

$$l_Z := 17.9\text{mm}$$

Prítlačná sila vstrekovala do sedla

$$F_P := 5200\text{N}$$

Vzdialenosť osi skrutky od osi podpery

$$a := 17.2\text{mm}$$

Vzdialenosť osi skrutky od osi vstrekovala

$$b := 23.5\text{mm}$$

Veľký priemer závit

$$d := 8\text{mm}$$

Stredný priemer závit

$$d_2 := 7.188\text{mm}$$

Malý priemer závit

$$d_3 := 6.466\text{mm}$$

Uhol stúpania závit

$$\gamma := 2.84\text{deg}$$

Treť uhol

$$\rho := 8.53\text{deg}$$

Súčiniteľ trenia v závitoch

$$\mu_Z := 0.15$$

Súčiniteľ trenia medzi hlavou skrutky a podložkou

$$\mu_H := 0.18$$

Min. priemer styčnej plochy skrutky a podložky

$$d_{SP} := 8\text{mm}$$



Max. priemer styčnej plochy skrutky a podložky

$$D_{SP} := 13\text{mm}$$

Max. ťahovací moment skrutky (trieda 8.8)

$$M_{\max} := 33\text{N}\cdot\text{m}$$

Max. dovolený tlak v závitoch skrutky (trieda 8.8)

$$p_{ZS} := 200\text{MPa}$$

Max. dovolený tlak v závitoch hlavy valcov

$$p_{HV} := 125\text{MPa}$$

Priemer otvoru pre vstrekovaciu trysku

$$d_I := 7.5\text{mm}$$

Maximálny tlak plynov vo valci

$$p_p := 13.5\text{MPa}$$

Výpočtový prierez skrutky

$$A_S := 36.6\text{mm}^2$$

Bezpečnosť skrutkového spoja

$$k := 2$$

Medza klzu zvolenej skrutky

$$R_e := 640\text{MPa}$$

Skúšobné napätie zvolenej skrutky

$$S_p := 580\text{MPa}$$

Medza pevnosti zvolenej skrutky

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

Modul pružnosti v ťahu oceli

$$E_{OC} := 207000\text{MPa}$$

Modul pružnosti v ťahu liatiny

$$E_{li} := 110000\text{MPa}$$

Výška oceľových podložiek

$$h := 5.1\text{mm}$$



Výška upínacej vidlice

$$t_1 := 17\text{mm}$$

Dĺžka závitu skrutky

$$b_Z := 28\text{mm}$$

Korigovaná medza únavy skrutky

$$\sigma_c := 162\text{MPa}$$

STATICKÉ ZAŽAŽENIE SKRUTKOVÉHO SPOJA

Uťahovací moment

Potrebná osová sila skrutky

$$F_O := F_P \cdot \frac{(a + b)}{a}$$

$$F_O = 12304.65\text{N}$$

Moment na prekonanie trenia medzi závitmi

$$M_Z := F_O \cdot \tan(\gamma + \rho) \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$M_Z = 8.893 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Moment na prekonanie trenia medzi hlavou skrutky a podložkou

$$M_H := \frac{F_O \cdot \mu_H \cdot (D_{SP} + d_{SP})}{4}$$

$$M_H = 11.628 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Celkový uťahovací moment

$$M_A := M_Z + M_H$$

$$M_A = 20.521 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_A < M_{\max}$$

Tlak v závitoch

Počet zaskrutkovaných závitov

$$n_Z := \frac{l_Z}{p}$$

$$n_Z = 14.32$$

**Tlak v závitoch**

$$p := \frac{2 \cdot F_O}{\pi \cdot d_2 \cdot n_Z \cdot P}$$

$$p = 60.882 \cdot \text{MPa}$$

$$p < p_{ZS}$$

$$p < p_{HV}$$

Sila pôsobiaca na skrutku pri max. tlaku plynu vo valci**Sila od tlaku plynov pôsobiaca na vstrekoč**

$$F_{PV} := \frac{\pi \cdot (d_I)^2 \cdot p_P}{4}$$

$$F_{PV} = 596.412 \text{ N}$$

Sila od tlaku plynov pôsobiaca na skrutkový spoj

$$F_{PS} := F_{PV} \cdot \frac{(a + b)}{a}$$

$$F_{PS} = 1411.277 \text{ N}$$

Maximálna sila pôsobiaca na skrutkový spoj

$$F_{\text{celk}} := F_{PS} + F_O$$

$$F_{\text{celk}} = 13715.928 \text{ N}$$

Výpočet napätia pôsobiaceho v skrutke**Napätie v ose skrutky**

$$\sigma_O := \frac{F_{\text{celk}}}{A_S}$$

$$\sigma_O = 374.752 \cdot \text{MPa}$$

Dovolené ťahové napätie v skrutke

$$\sigma_D := \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_D = 320 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_O < \sigma_D$$

Napätie v ose skrutky σ_O je menšie ako dovolené napätie σ_D takže spoj vyhovuje



DYNAMICKÉ ZAŤAŽENIE SKRUTKOVÉHO SPOJA

Výška upínacej vidlice s podložkami

$$t := h + t_1$$

$$t = 22.1 \cdot \text{mm}$$

Účinná zverná dĺžka

$$l_s := t + \frac{d}{2}$$

$$l_s = 26.1 \cdot \text{mm}$$

Dĺžka valcovej časti drieku bez závitů

$$l_g := l - b_z$$

$$l_g = 12 \cdot \text{mm}$$

Dĺžka časti drieku so závitom nachádzajúca sa v zovrení

$$l_b := l_s - l_g$$

$$l_b = 14.1 \cdot \text{mm}$$

Plocha prierezu valcovej časti drieku bez závitů

$$S_d := \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$S_d = 50.265 \cdot \text{mm}^2$$

Tuhosť skrutky

$$k_S := \frac{S_d \cdot A_S \cdot E_{oc}}{S_d \cdot l_b + A_S \cdot l_g}$$

$$k_S = 331742.297 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Výška horného komolého kužela

$$t_{k1} := \frac{l_s}{2}$$

$$t_{k1} = 13.05 \cdot \text{mm}$$

Priemer horného komolého kužela

$$D_{k1} := 1.5 \cdot d$$

$$D_{k1} = 12 \cdot \text{mm}$$

**Výška stredného komolého kužela**

$$t_{k2} := t - \frac{l_s}{2}$$

$$t_{k2} = 9.05 \cdot \text{mm}$$

Priemer stredného komolého kužela

$$D_{k2} := D_{k1} + 2 \cdot (l_s - t) \cdot \tan(30\text{deg})$$

$$D_{k2} = 16.619 \cdot \text{mm}$$

Výška spodného komolého kužela

$$t_{k3} := l_s - t$$

$$t_{k3} = 4 \cdot \text{mm}$$

Priemer spodného komolého kužela

$$D_{k3} := D_{k1}$$

$$D_{k3} = 12 \cdot \text{mm}$$

Tuhosť horného komolého kužela

$$k_{p1} := \frac{(0.5774) \cdot \pi \cdot E_{oc} \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.155 \cdot t_{k1} + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{(1.155 \cdot t_{k1} + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right]}$$

$$k_{p1} = 3.003 \cdot \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

Tuhosť stredného komolého kužela

$$k_{p2} := \frac{(0.5774) \cdot \pi \cdot E_{oc} \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.155 \cdot t_{k2} + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{(1.155 \cdot t_{k2} + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right]}$$

$$k_{p2} = 6.821 \cdot \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

Tuhosť spodného komolého kužela

$$k_{p3} := \frac{(0.5774) \cdot \pi \cdot E_{li} \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.155 \cdot t_{k3} + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{(1.155 \cdot t_{k3} + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right]}$$

$$k_{p3} = 2.851 \cdot \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

**Tuhosť spojovaných súčastí**

$$k_P := \frac{k_{P1} \cdot k_{P2} \cdot k_{P3}}{k_{P2} \cdot k_{P3} + k_{P1} \cdot k_{P3} + k_{P1} \cdot k_{P2}}$$

$$k_P = 1.204 \cdot \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

Tuhostná konštanta spoja

$$C := \frac{k_S}{k_S + k_P}$$

$$C = 0.216$$

Celková sila pôsobiaca na skrutkový spoj

$$F_{CS} := F_O + F_{PS} \cdot C$$

$$F_{CS} = 12609.455 \text{ N}$$

Minimálne napätie

$$\sigma_n := \frac{F_O}{A_S}$$

$$\sigma_n = 336.193 \cdot \text{MPa}$$

Maximálne napätie

$$\sigma_h := \frac{F_{CS}}{A_S}$$

$$\sigma_h = 344.521 \cdot \text{MPa}$$

Amplitúda napätia

$$\sigma_a := \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2}$$

$$\sigma_a = 4.164 \cdot \text{MPa}$$

Stredné napätie

$$\sigma_m := \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2}$$

$$\sigma_m = 340.357 \cdot \text{MPa}$$



Posúdenie bezpečnosti podľa Goodmana

Medzná hodnota amplitúdy napätia podľa Goodmana

$$\sigma_{AGo} := \frac{\sigma_c \cdot (R_m - \sigma_n)}{R_m + \sigma_c}$$

$$\sigma_{AGo} = 78.105 \cdot \text{MPa}$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k medznému stavu únavy podľa Goodmana

$$k_{uGo} := \frac{\sigma_{AGo}}{\sigma_a}$$

$$k_{uGo} = 18.757$$

Posúdenie bezpečnosti podľa Gerbera

Medzná hodnota amplitúdy napätia podľa Gerbera

$$\sigma_{AGe} := \frac{1}{2 \cdot \sigma_c} \cdot \left[R_m \cdot \sqrt{R_m^2 + 4 \cdot \sigma_c \cdot (\sigma_c + \sigma_n)} - R_m^2 - 2 \cdot \sigma_n \cdot \sigma_c \right]$$

$$\sigma_{AGe} = 111.31 \cdot \text{MPa}$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k medznému stavu únavy podľa Gerbera

$$k_{uGe} := \frac{\sigma_{AGe}}{\sigma_a}$$

$$k_{uGe} = 26.732$$

Posúdenie bezpečnosti podľa ASME Eliptic

Medzná hodnota amplitúdy napätia podľa ASME Eliptic

$$\sigma_{AAS} := \frac{\sigma_c}{S_p^2 + \sigma_c^2} \cdot \left(S_p \cdot \sqrt{S_p^2 + \sigma_c^2 - \sigma_n^2} - \sigma_n \cdot \sigma_c \right)$$

$$\sigma_{AAS} = 105.12 \cdot \text{MPa}$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k medznému stavu únavy podľa ASME Eliptic

$$k_{uAS} := \frac{\sigma_{AAS}}{\sigma_a}$$

$$k_{uAS} = 25.245$$