

Obsah

1	ÚVOD.....	8
2	Doprava a její závazné normy	9
2.1	Normy pohonných hmot	9
2.2	Limity emisí ve výfukových plynech	11
2.3	Limity imisí ve výfukových plynech	11
2.4	Limity hlukové zátěže a vibrací.....	11
3	Vstřikovací systémy vznětových motorů a jejich limity	12
4	Moderní vstřikovací systémy vznětových motorů.....	13
4.1	Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem common rail.....	13
4.1.1	Vývojové generace systému common rail.....	14
4.1.2	Konstrukce a princip činnosti systému common rail	15
4.1.3	Nízkotlaká část	17
4.1.4	Vysokotlaká část.....	22
4.1.5	Elektronická regulace vznětových motorů EDC (Electronic Diesel Control)....	43
5	Zástavba systému common rail do stávajícího motoru	46
5.1	Výběr a upevnění vysokotlakého čerpadla	46
5.2	Umístění vysokotlakého zásobníku (railu)	50
5.3	Výběr a montáž vstřikovače common rail	51
5.4	Vysokotlaké palivové vedení.....	53
6	Pevnostní výpočet.....	56
6.1	Materiálové vlastnosti a parametry šroubového spoje pro výpočet programem MathCad 13	56
6.2	Pevnostní výpočet v programu ANSYS	62
6.2.1	Cíl výpočtu v MKP	62
6.2.2	Geometrie a umístění upínací vidlice	62
6.2.3	Materiál třmenu upínací vidlice vstřikovače	62
6.2.4	Postup výpočtu	62
6.2.5	Analýza výsledků	64

7	Závěr	67
8	Seznam použitých symbolů a zkratk	68
9	Použitá literatura.....	71
10	Seznam příloh	72

1 ÚVOD

V moderní civilizaci mají své nezeměnitelné místo automobily a tím ruku v ruce i spalovací motory, které jsou převážně založeny na základě spalování uhlovodíkových paliv pocházejících z ropy. Ovšem spalováním těchto paliv se uvolňují do atmosféry emise, způsobující různou ekologickou zátěž životního prostředí. V dnešní době je nejčastěji diskutovaným problémem emise plynů způsobujících skleníkový efekt, přičemž tímto plynem se rozumí především CO_2 . A také emise karcinogenních látek tvořených nespálenými uhlovodíky a prachovými částicemi.

Možnosti jak snižovat emise spalovacích motorů jsou zpravidla dvě: snížení spotřeby paliva a zkvalitnění procesu spalování. Pro zachování ekologické rovnováhy, ale i ekonomického hlediska provozu spalovacích motorů, je v zájmu každého výrobce, co nejlepším způsobem splňovat obě zmíněné podmínky současně a splnit přitom požadavky kladené zákazníkem. Jedná se převážně o požadavky na ekonomičnost provozu, dynamiku a v neposlední řadě na komfort jízdy. Pro urychlení vývoje nových technologií je uplatňována přísná legislativa, bez níž je nemožné uvést motorové vozidlo na trh dané země či společenství zemí (evropská unie, spojené státy americké).

Výjimku z přísné legislativy netvoří ani zemědělské traktory a stroje pro lesnickou techniku. Z tohoto důvodu je zcela zřejmé, proč český výrobce zemědělských a lesních traktorů Zetor, rovněž vyvíjí snahu o zkvalitnění svých pohonných jednotek. Pro představbu byl firmou Zetor a.s. zvolen řadový čtyřválcový vznětový motor o objemu 4,15 l s konvenčním vstřikováním a dvou-ventilovou hlavou. Klasické řadové čerpadlo by mělo být odstraněno a nahrazeno moderním vstřikovacím systémem common rail. Tento palivový systém vyvinutý pro vznětové motory a do výroby zaveden v roce 1997 se jeví jako nejlepší cesta pro uspokojení zákazníka, ale i pro dosažení přísných emisních limitů. Tato cesta úsporného, čistého a výkonného motoru by měla traktory vyráběné firmou Zetor posunout mezi výrobce s vyšší prestiží a navýšit i výrobu traktorů v budoucnosti. Jelikož Zetor plánuje v příštích pěti letech uvést do provozu novou výrobní halu o předpokládané výměře 10 000 m² a navýšit výrobu traktorů až na 15 000 ročně, je investice do zkvalitnění pohonných agregátů jistě rozumným činem.

2 Doprava a její závazné normy

Škodlivé látky, s nimiž je provozování silniční dopravy spojeno, významně ovlivňují kvalitu životního prostředí. Proto je nutné životní prostředí chránit legislativními nařízeními a průběžnou revizí norem, určujících limity těchto škodlivin. Česká republika je zavázána přibližovat se zákonům od 1.2.1993, takzvanou Evropskou asociační dohodou, týkající se škodlivin pocházejících z automobilové dopravy, která byla později revidována a její současné znění je platné od roku 1995 (viz sdělení Ministerstva zahraničních věcí 7/1995sb. o sjednání evropské dohody). Pro resort dopravy jsou závazné části této smlouvy uvedeny v článku 82 Doprava. V tomto článku se jedná zejména o sladění ekologických požadavků na vozidla, pohonné hmoty a další návazné procesy vytvářející odpovídající předpoklady pro optimální realizaci přepravy na žádoucí mezinárodní úrovni. Předpokladem je aproximace i harmonizace právních předpisů Evropského společenství (tzv. *acquis communautaire*). Nová česká legislativa musí plně respektovat požadavky příslušných směrnic. V Evropské unii obecně platí, že jednotlivé směrnice musí být členskými státy transponovány a implementovány během stanoveného časového období od přijetí předpisu nebo jeho novelizace.

Analýza současného stavu harmonizace legislativy z oblasti životního prostředí a dopravy v České republice se směrnicemi Evropské unie je prováděna v následujících oblastech:

- limity pro paliva
- požadavky na výfukové emise
- požadavky na kvalitu ovzduší – limity imisí
- požadavky na hlukovou zátěž a vibrace

Přehled směrnic Evropské unie zahrnující vztah životního prostředí a dopravy, které jsou závazné pro ministerstvo dopravy a reflexe těchto směrnic do české legislativy jsou uvedeny v tabulce 1. Následující přehled norem je určen obecně pro motorová vozidla a doprovodné prvky související s jejich provozem. Nařízení, dle kterých se řídí traktorové motory, jsou evidovány pod normou Tier. V dnešní době je již platná direktiva Tier II. Tyto nařízení plně korespondují s vývojovým trendem níže uvedených direktiv.

2.1 Normy pohonných hmot

Obsahy maximálně přípustných škodlivin v pohonných hmotách jsou taktéž normativně určeny. V říjnu 1998 schválil Evropský parlament a Rada Směrnicí 98/70/EC, ve které s platností od 1.1.2000 zavedl přísnější kritéria, než uváděla starší norma pro motorová paliva EN 228/1998. Platná direktiva byla následně revidována Směrnicí komise 2000/71/EC která je v účinnosti od 1.1.2005. Tyto závazné směrnice jsou uvedeny v tabulce 2. Tyto normy jsou následně doplněny Směrnicemi 2003/17/EC týkajícími se bez-sírných paliv a 2003/30/EC, která hovoří o užití biopaliv v dopravě. Tyto poslední směrnice jsou již v platnosti, ovšem jejich plnění je neúplné.

Číslo předpisu [CELEX]	Název (překlad)	Transpozice do čs. práva
97/68/EC [31997L0068] rozšíření : 2002/88/EC [32002L0088]	Směrnice Evropského parlamentu a Rady ze dne 16. prosince 1997 o sblížení zákonů členských států ohledně opatření proti emisím plyných škodlivin a vzduch znečišťujících částic ze spalovacích motorů vestavěných do mimosilničních pojezdových strojních zařízení Směrnice Evropského parlamentu a Rady ze dne 9. prosince 2002 upravující směrnici 97/68/EC o sblížení zákonů členských států týkajících se opatření proti emisím plyných a tuhých znečišťujících látek ze spalovacích motorů instalovaných v nesilničních mobilních strojích	Zákon č. 56/2001 Sb., prováděcí vyhlášky MD: č. 341/2002 Sb., č. 100/2003 Sb.
1999/94/EC 31999L0094 doplnění 2003/73/EC	Směrnice 1999/94/ES Evropského parlamentu a Rady ze dne 13. prosince 1999 týkající se dostupnosti informací pro spotřebitele o palivové ekonomice a emisích CO ₂ při obchodování s novými osobními automobily Směrnice Komise 2003/73/EC ze dne 24. července 2003 doplňující Přílohu III Směrnice 1999/94/EC Evropského parlamentu a Rady	Vyhláška č. 341/2002 Sb., příloha č. 1, čl. 28
2002/30/EC 32002L0030	Směrnice Evropského parlamentu a Rady ze dne o stanovení a Směrnice postupů s ohledem na zavádění omezení týkajících se hluku na letištích EU	Zákony: č. 49/1997 Sb., č. 258/2000 Sb.
2003/30/EC 32003L0030	Směrnice Evropského parlamentu a Rady ze dne 8. května 2003 o podpoře používání biopaliv nebo jiných obnovitelných paliv v dopravě	

Tab. 1 Předpisy evropské unie týkající se dopravy a životního prostředí [7]

Benzinové pohonné hmoty	Jednotka	Od 01.01. 2000	Od 01.01. 2005
max. obsah síry	mg.kg ⁻¹	150	50
max. obsah benzenu	% obj.	1,0	1,0
max. obsah aromatických uhlovodík	% obj.	42	35
max. obsah olefinu	% obj.	18	18
max. obsah kyslíku	% hm.	2,7	2,7
max. obsah olova	g.l ⁻¹	0,005	0,005
Naftové pohonné hmoty		Od 01.01 2000	Od 01.01. 2005
max. obsah síry	mg.kg ⁻¹	350	50
max. obsah polyaromatických uhlovodíků	% obj.	11	11
max. obsah cetanových čísel		51	51

Tab. 2 Trend předpisů pro pohonné hmoty dle Směrnice 98/70/EC a 2000/71/EC [7]

2.2 Limity emisí ve výfukových plynech

V dnešní době jsou emise výfukových plynů asi nejsledovanější škodlivinou vznikající v důsledku provozu spalovacích motorů. I jejich hodnoty jsou normativně nařízeny a jejich nesplnění vede k zákazu uvedení daného vozidla na trh. K platným předpisům Evropské hospodářské komise 24, 49 a 83 vydává Evropská unie ekvivalentní předpisy, pro plnění emisních limitů, známé pod označení EURO. Trend a ekologické smýšlení moderní společnosti je zřejmé z tabulky 3, která udává hodnoty v gramech na jednu kWh. Tabulka je závazná pro těžká nákladní vozidla a autobusy, přičemž do této kategorie spadají i zemědělské traktory jejichž tématem je tato diplomová práce.

Směrnice EU	88/77/ES	91/542/ES		99/96/EC			
Polutant	EURO 0 od 1988/90	EURO 1 od 1992/93	EURO 2 od 1995/96	EURO 3 od 2000/01		EURO 4 od 2005	EURO 5 od 2008
CO	12,3	4,9	4,0	2,1	5,45	4,0	4,0
HC	2,6	1,23	1,1	0,66	0,78	0,55	0,55
metan	-	-	-	-	1,6	1,1	1,1
NO _x	15,8	9,0	7,0	5,0	5,0	3,5	2,0
částice	-	0,4/0,68	0,15	0,1/0,13	0,16/0,21	0,03	0,03
zákal kouře	-	-	-	0,8m ⁻¹	-	0,5m ⁻¹	0,5m ⁻¹
jízdní test	13ti úrovňový test	13ti úrovňový test	13ti úrovňový test	ESC test ELR test	ETC test		

Tab. 3 Limity emisí EURO pro těžká nákladní vozidla a autobusy [g/kWh] [7]

2.3 Limity imisí ve výfukových plynech

Stejně jako u emisí jsou i imisní hodnoty legislativně limitovány. Problematika imisí se začala legislativně sledovat později než emise ve výfukových plynech. Dnes jsou již v platnosti normy, které byly revidovány roku 2002 a to normou NV č. 305/2002 Sb. Tato norma plně reflektuje předpisy Evropské unie.

2.4 Limity hlukové zátěže a vibrací

Ochranu před hlukem v České republice upravuje zákon č. 471/2005 Sb. platný od 1.1.2006. Tento zákon doplňuje starší verzi zákona č. 502/2000 Sb. později novelizován zákonem č. 88/2004 Sb. o ochraně veřejného zdraví. Evropská unie se taktéž zabývá normalizací hlukové zátěže a Směrnice Společenství 2002/49/ES je v současné době v zemích Evropské unie ve stádiu větší či menší implementace.

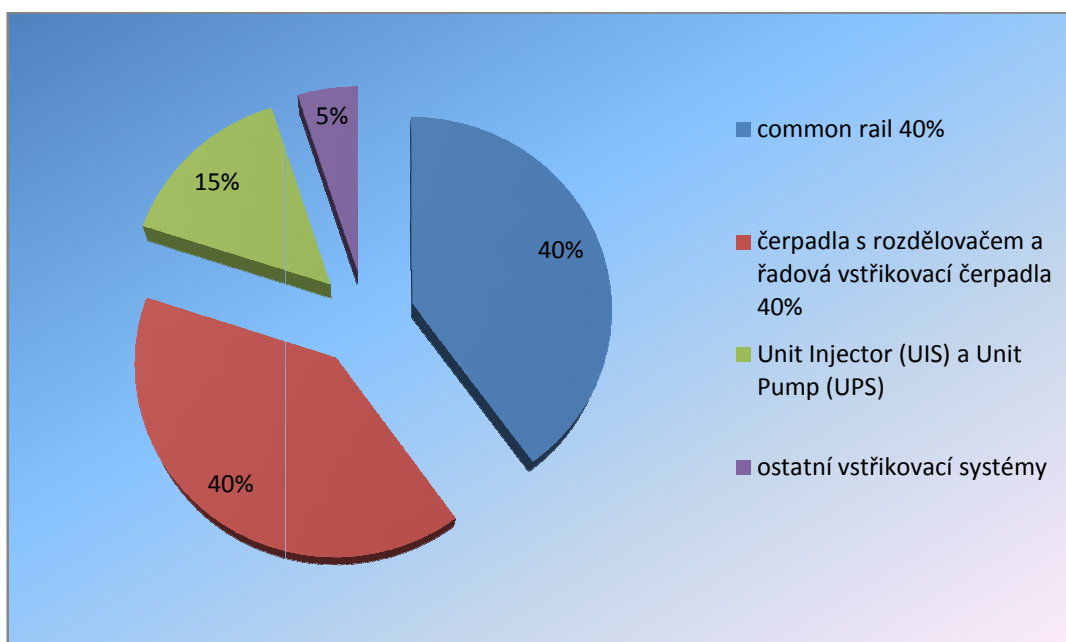
3 Vstřikovací systémy vznětových motorů a jejich limity

Vznětové spalovací motory si během posledních 15ti let nacházejí stále více svých zákazníků a tudíž se i vstřikovací systémy v posledních letech velice rychle zdokonalují. To je dáno taktéž již zmíněnou přísnou legislativou na škodliviny vznikající při provozu vozidel.

Novodobé materiály a simulační programy se postaraly o prodloužení života starších modelů vstřikovacích systémů určených pro vznětové motory, které po menších úpravách byly schopny plnit závazné normy Euro II a dokonce i EURO III. Ovšem přísnější normy EURO IV platné od roku 2005 a od příštího roku normy EURO V jsou již natolik přísné, že je téměř nemožné jich s mechanickými vstřikovacími systémy dosáhnout.

Proto bylo nutné vyvinout vstřikovací systém s plně variabilním vstřikováním paliva, který je pod neustálou regulací řídicí jednotky, přičemž dávkování a tlak vstřikovaného paliva je regulováno dle aktuálních jízdních podmínek. Tyto systémy bývají standardně vybaveny recirkulací výfukových plynů, lapačem pevných částic a převážně nákladní automobily jsou dnes vybaveny taktéž SCR katalyzátorem. Následná úprava výfukových plynů se liší dle typu vozidla a výrobce daného agregátu.

Na následujícím grafu č.1 je vyobrazeno rozložení vstřikovacích systémů dodávaných automobilkám firmou Bosch. Celkový počet vyrobených vstřikovacích systémů pro vznětové motory touto firmou v udávaném roce 2002, byl 9,5 milionů. V dnešní době je udáván podíl čerpadel s rozdělovačem a klasických řadových vstřikovacích čerpadel na celosvětovém trhu pouze okolo 20%.



Graf 1 rozložení vstřikovacích systémů dodávaných společnostmi BOSCH v roce 2002

4 Moderní vstříkovací systémy vznětových motorů

Požadavky na klidný a tichý chod motoru, nižší spotřebu paliva a nízký obsah škodlivin ve spalínách kladou vysoké nároky na motor a vstříkovací soustavu. Tyto požadavky jsou schopny dokonale splnit pouze systémy, které disponují vysokým vstříkovacím tlakem, nutným pro dokonalé rozprášení paliva v trysce, velmi přesné dávkování, definovaný průběh vstříkování a rovněž pilotní a následné vstřiky paliva.

Tyto požadavky splňují moderní vstříkovací systémy vyvinuté pro vznětové motory. Mezi tyto systémy se řadí:

- Systém „common rail“
- Sdružené vstřikovače
 - PDE (Pumpe Düse Einheit)
 - PLD (Pumpe Leitung Düse)

4.1 Systém vstříkování s tlakovým zásobníkem common rail

Tento moderní systém určený pro vznětové motory, s přímým vstřikem paliva, byl uveden na trh v roce 1997 a je neustále modernizován. V dnešní době je na trh uváděna již čtvrtá generace systému s tlakovým zásobníkem paliva common rail. Tento systém byl původně určen pro osobní vozy s rychloběžnými vznětovými motory, ovšem je vhodný a užívaný i v lodních motorech, jak prezentuje tabulka 4. Jak je z tabulky patrné je systém common rail všestranným vstříkovacím systémem s vysokou flexibilitou pro vznětové motory.



Obr. 1 Vstříkovací systém common rail [2]

Oblast využití systému common rail:

- Osobní vozidla s úspornými tříválcovými motory od objemu 0,8 l, výkonem 30kW, točivým momentem 100 Nm a spotřebou od 3,5 l /100 km až do osmiválcových motorů automobilů vyšší třídy o objemu 4 l, výkonem 180 kW a točivým momentem 560 Nm
- Lehká užitková vozidla s výkonem do 30 kW/válec
- Těžká nákladní vozidla, lokomotivy a lodě s výkonem cca 200 kW/válec

Flexibility tohoto systému je dosaženo za pomoci vysokých vstřikovacích tlaků výjimečně až 2500 bar, přizpůsobení vstřikovacích tlaků danému provoznímu stavu motoru (200 až 2500 bar), proměnný počátek vstřiku, více možných úvodních a následných vstřiků paliva (zejména možnost velmi pozdních následných vstřiků). Těmito možnostmi systém common rail přispívá k zvýšení měrného výkonu, snížení spotřeby paliva, snížení hlučnosti a emisí škodlivin.

Common Rail System							
Unit Pump System							
Unit Injector System							
Radial piston distributor pump							
Axial piston distributor pump							
Camshaftless pump							
Inline pump							

Tab. 4 Oblasti použití systémů vstřikování Bosch u vznětových motorů [2]

4.1.1 Vývojové generace systému common rail

Tzv. „generační“ vývoj systému common rail je nejpatrnější v použití různých druhů vysokotlakých čerpadel, postupném zvyšování maximálních vstřikovacích tlaků a zlomovým okamžikem mezi druhou a třetí generací je počátek využití piezoelektrického inline vstřikovače. Využití a systémové prvky různých generačních stupňů jsou uvedeny v tabulce 5. Firma BOSCH pokračuje ve vývoji tohoto vstřikovacího systému a pracuje na 5. a současně i 6. generaci common railu, jejichž vstřikovací tlaky se mají zvýšit na 3000bar u 5. generace a předpokládá se až 4000bar u 6. generace. Jak uvádí technický vývoj BOSCH, mezi největší úskalí zvyšování vstřikovacích tlaků patří především utěsnění vysokotlaké části systému.

Generace	Maximální tlak	Vstřikovač	Vysokotlaké čerpadlo
1. Generace Osobní vozidla	1350 až 1450 bar	Vstřikovač s elektro- magnetickým ventilem	CP1 Regulace tlaku na straně vysokého tlaku s regulačním tlakovým ventilem
1. Generace Nákladní vozidla	1400 bar	Vstřikovač s elektro- magnetickým ventilem	CP2 Regulace množství na straně sání s dvěma elektromagnetickými ventily
2. Generace osobní a nákladní vozidla	1600 bar	Vstřikovač s elektro- magnetickým ventilem	CP3, CP1H Regulace množství na straně sání s dávkovací jednotkou
3. Generace Osobní vozidla	1600 až 1800 bar	Piezelektrický vstřikovač Inline	CP3, CP1H Regulace množství na straně sání s dávkovací jednotkou
3. Generace Nákladní vozidla	1800 bar	Vstřikovač s elektro- magnetickým ventilem	CP3, 3NH dávkovací jednotka (škrťací ventil)
4. generace	až 2050 bar	Piezelektrický vstřikovač Inline	CP4 Regulace množství na straně sání s dávkovací jednotkou

Tab. 5 Přehled generací systémů common rail

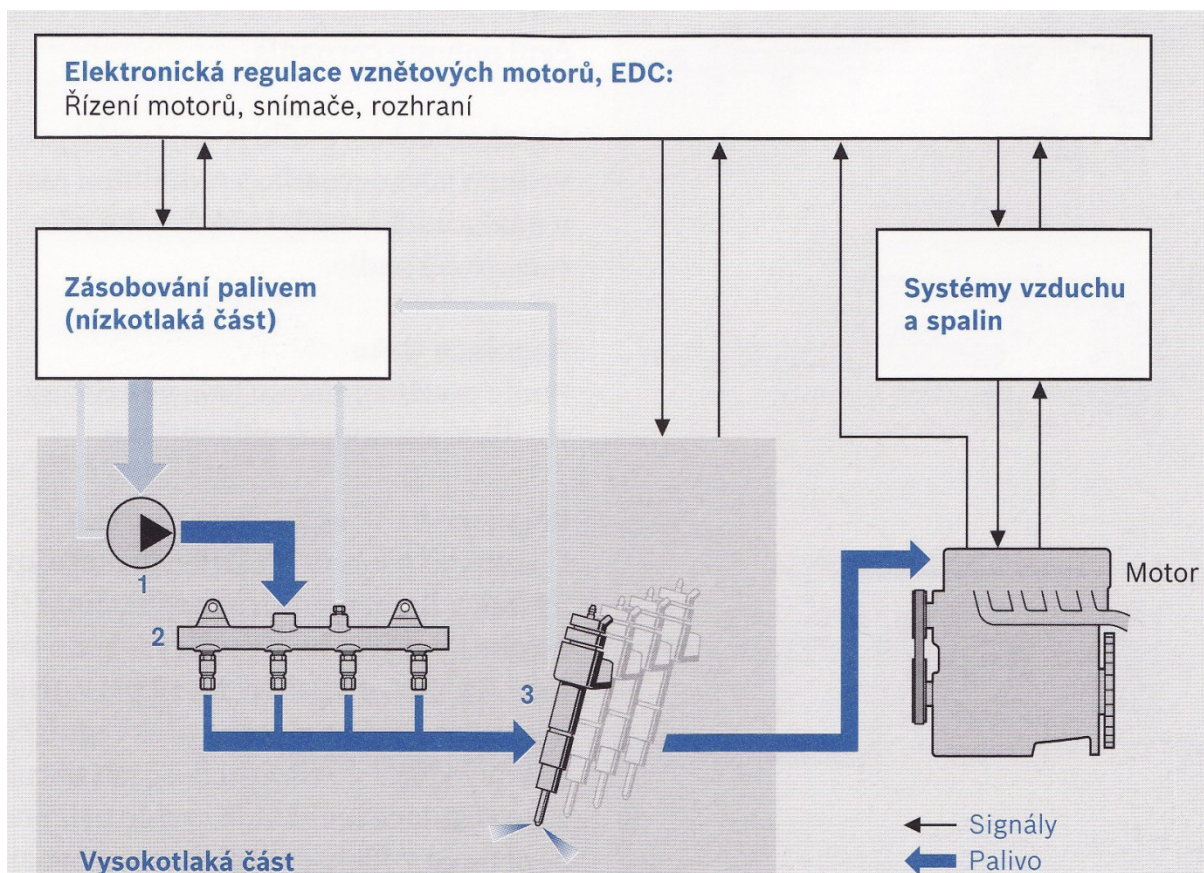
4.1.2 Konstrukce a princip činnosti systému common rail

Systém common rail je řešen jako modulární systém. Díky této konstrukci se výrazně usnadňuje zástavba systému do různých vznětových motorů. Pro tuto skutečnost se v dnešní době vyrábí několik desítek typů vysokotlakých čerpadel a railů, umožňujících optimalizovanou zástavbu systému na již existující motory.

Systém se skládá ze tří hlavních skupin, které jsou v následujících kapitolách detailně popsány.

- Nízkotlaká část (zásobování palivem)
- Vysokotlaká část (vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník (rail), vstřikovače, vysokotlaká palivová vedení)
- Elektronická regulace vznětových motorů (EDC) (systémové bloky snímačů, řídicí jednotka, akční členy)

Následující obrázek prezentuje hlavní skupiny a komunikaci jednotlivých systémových bloků při řízení motoru se vstřikováním common rail.



Obr. 2 Systémové bloky řízení motoru se vstřikováním common rail [1]

Centrem systému common rail jsou vstřikovače. Obsahují ventil s rychlým spínáním (elektromagnetický ventil nebo piezoelektrický člen), který ovládá trysku vstřikovače. Tímto způsobem je průběh vstřiku řízen jednotlivě pro každý válec. Vstřikovače, které jsou umístěny v hlavě válců, jsou připojeny na jeden společný vysokotlaký zásobník. Odtud pochází název systému „common rail“ z angličtiny značící „na společné přípojnici/trubce“. Vstřikovače jsou připojeny k tlakovému zásobníku pomocí ocelových, vysokotlakých trubiček, taktéž je provedeno spojení mezi vysokotlakým čerpadlem a zásobníkem tlaku (railem).

Předností systému je možnost nastavení vstřikovacího tlaku vyhovujícího ideálním podmínkám pro chod motoru. Toto nastavení tlaku je realizováno regulačním tlakovým ventilem, který je řazen ve vysokotlaké části systému, a nebo pomocí dávkovací jednotky řazené v nízkotlaké části. Vstřikovací tlak je vytvářen nezávisle na otáčkách motoru a vstřikované dávce paliva. Jednotlivé komponenty řídí elektronická regulace vznětových motorů (EDC) a tímto je zcela odděleno vytváření tlaku a proces vstřikování.

4.1.3 Nízkotlaká část

Úkolem nízkotlaké části je kontinuální dodávka paliva o nízkém tlaku (3 až 7bar) k vysokotlaké větvi, která začíná vysokotlakým čerpadlem.

Komponenty nízkotlaké části:

- Palivová nádrž
- Předřadný filtr
- Chladič řídicí jednotky (není podmínkou)
- Podávací palivové čerpadlo
- Palivový filtr
- Regulační tlakový ventil
- Chladič paliva (není podmínkou)
- Nízkotlaká palivová vedení

4.1.3.1 Podávací palivové čerpadlo

Úkolem palivového čerpadla umístěného v nízkotlaké větvi je zásobovat vysokotlaké palivové čerpadlo dostatečným množstvím paliva.

Podmínky provozu podávacího palivového čerpadla:

- Dodávat palivo při každém provozním stavu
- Dodávat palivo při minimální úrovni hluku
- Dodávat palivo po celou dobu životnosti vozidla
- Dodržení předepsaného tlaku pro nízkotlakou část

Dodávka paliva pro vysokotlakou větev musí být dostatečná, aby pokryla množství vstřikovaného i proplachovacího paliva pro vysokotlaké komponenty. Ovšem zbytečně vysoká dodávka má za následek nežádoucí ohřev paliva, které se vrací zpět do nádrže. Dodávané množství se pohybuje dle požadavků různých motorů v rozmezí 60 až 500 l/hod. Hodnota tlaku v nízkotlaké větvi odpovídá 300 až 700kPa. Čerpadla bývají vybavena samočinným odvzdušňovacím ventilem, který umožňuje nastartování i po zcela vyprázdněné palivové nádrži. Následující uvedená čerpadla je možno v případě potřeby i navzájem kombinovat. Velmi častou variantou je kombinace elektrických a zubových čerpadel a to především pro větší motory a taktéž motory více vzdálené od palivové nádrže.

Typy podávacích čerpadel pro systém common rail:

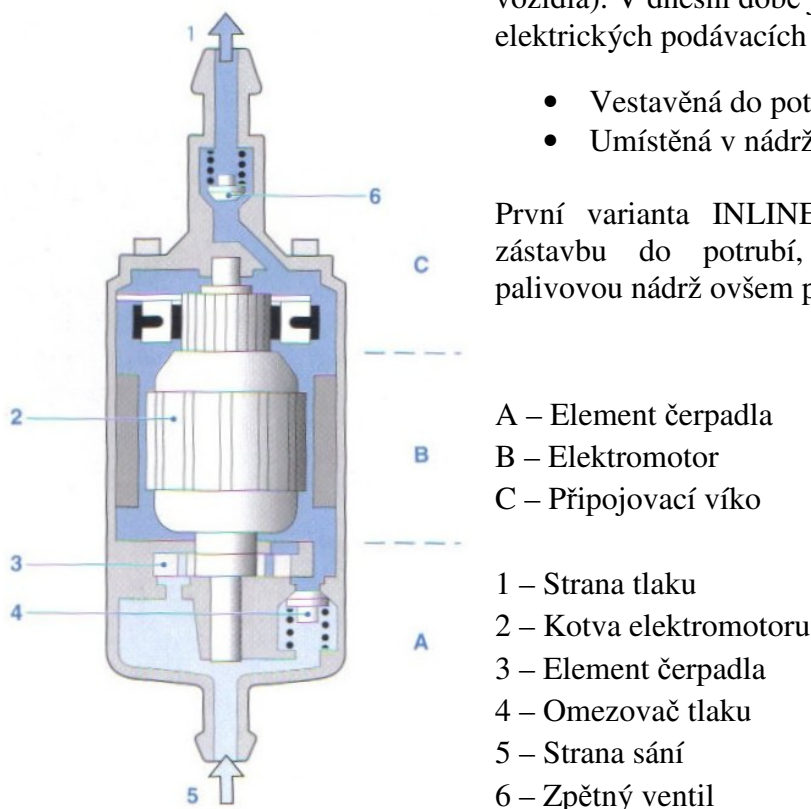
- Elektrická palivová čerpadla (EKP)
- Mechanicky poháněná zubová palivová čerpadla
- Tandemová palivová čerpadla (UIS)

Elektrické podávací palivové čerpadlo

Elektrické palivové čerpadlo (EKP) se užívá pouze pro osobní vozidla a lehké užitkové automobily. Mezi funkce tohoto čerpadla patří i odpojení dodávky paliva v případě potřeby (např. zapnuté zapalování při stojícím motoru; havárie vozidla). V dnešní době jsou používány dvě varianty elektrických podávacích čerpadel:

- Vestavěná do potrubí (INLINE)
- Umístěná v nádrži (INTANK)

První varianta INLINE, tedy čerpadlo určené pro zástavbu do potrubí, je zakomponováno mimo palivovou nádrž ovšem před palivový filtr.



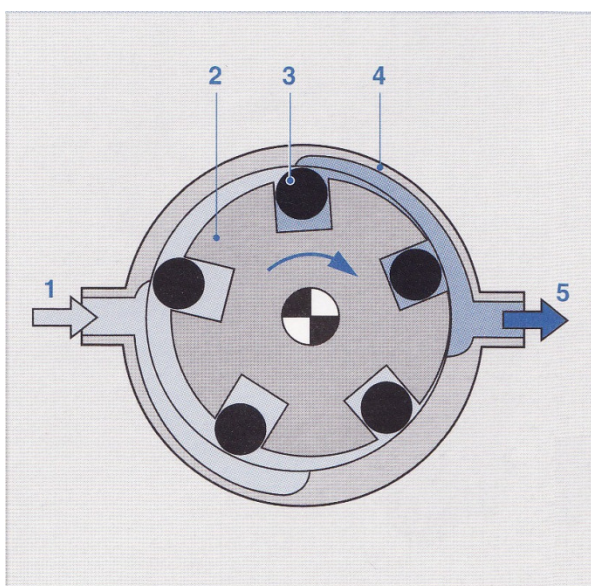
Obr. 3 Jednostupňové elektrické palivové čerpadlo [1]

Varianta INTANK je umístěna v palivové nádrži ve speciálním držáku, který navíc indikuje množství paliva v nádrži a je vybaven palivovým čistícím sítím na sací straně, rovněž obsahuje spirálovitou nádobku určenou jako zásobník paliva. V držáku jsou také integrovány elektrické a palivové přípojky.

Od počátku spuštění motoru běží palivové čerpadlo nepřetržitě a nezávisle na otáčkách motoru. Doprava paliva je kontinuální. Před čerpadlem je předřadný filtr, odstraňující hrubé nečistoty obsažené v palivu. Po elektrickém palivovém čerpadle následuje jemný palivový filtr a snímač teploty. Dále je palivo dodáváno přímo do vysokotlakého čerpadla.

Samotný element elektrického palivového čerpadla se skládá ze tří funkčních prvků umístěných v jednom tělese (viz. obr.3):

- Element čerpadla
- Elektromotor
- Připojovací víko



Obr. 4 Schéma válečkového lamelového čerpadla [1]

Element čerpadla (na obrázku uveden pod písmenem „A“) se vyskytuje v různém provedení. Ovšem pro čerpání paliva vznětových motorů se jeví jako nejpraktičtější varianta válečkového lamelového čerpadla. Jedná se o objemové čerpadlo skládajícího se z excentricky umístěné základní desky (4), v níž se otáčí drážkový kotouč (2). V každé drážce se nachází volně uložený váleček (3). Při působení odstředivé síly jsou volně uložené válečky tlačeny do jejich vnějších oběžných drah a kopírují vnitřní segment čerpadla. Čerpacího efektu je docíleno zmenšováním objemu při uzavřeném přívodním kanálku. Tento prostor aktuálně vyplňuje palivo o nízkém tlaku. Ovšem otáčením excentru je docíleno jeho zmenšování a volně uložené válečky ho vyplňují. Tím dochází k nárůstu

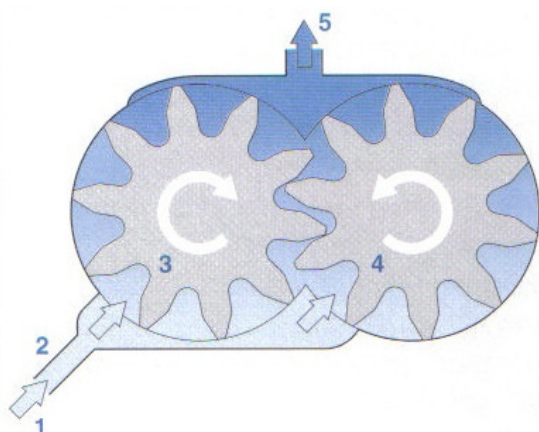
tlaku paliva a přes nastavený výtlačný ventil k jeho odvodu do části se zvýšeným tlakem. Palivo protéká přes teplotní čidlo do vysokotlakého čerpadla.

Elektromotor je složen ze soustavy permanentních magnetů a jedné kotvy (2) (viz. obr. 3). Chlazení elektromotoru je zabezpečeno protékajícím palivem. Touto konstrukcí je dosažen vysokého výkonu motoru aniž by bylo nutné řešit těsnění mezi elementem čerpadla a elektromotorem.

Přípojovací víko je vybaveno elektrickou přípojkou pro napájení elektromotoru, dále obsahuje přípojku vedení paliva na straně zvýšeného tlaku a zpětný ventil (6) (viz. obr.3) pro zabezpečení zpětného proudění paliva.

Zubové palivové podávací čerpadlo

Zubového čerpadla se využívá jako podávacího palivového čerpadla u systému common rail především u nákladních vozidel, zemědělské techniky a velkých motorů. Zubové čerpadlo je



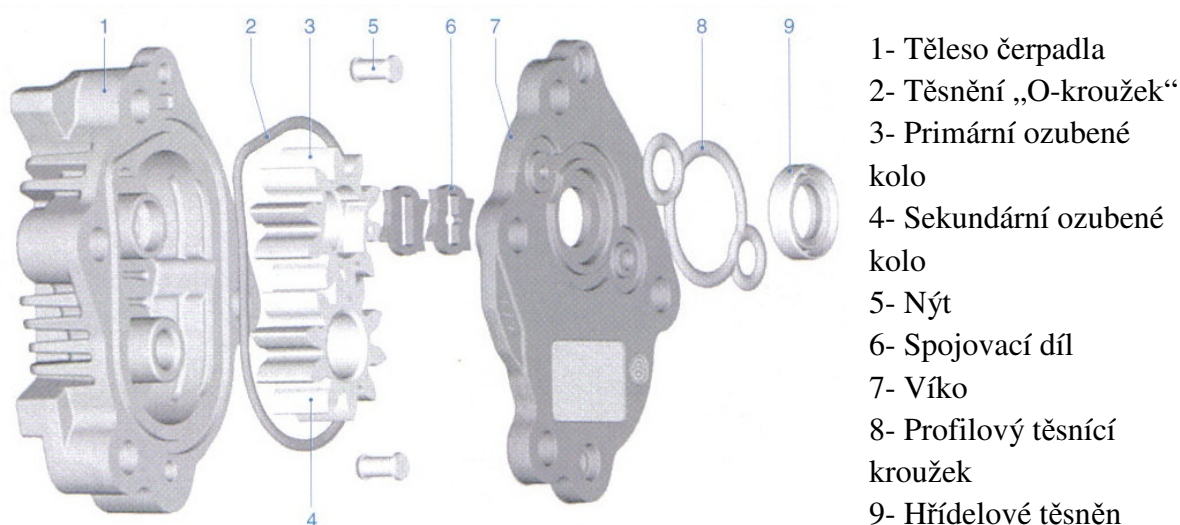
Obr. 5 Proudění paliva v zubovém čerpadle [1]

mechanicky poháněno od motoru přes spojku, ozubené kolo nebo ozubený řemen. Většinou bývá součástí vysokotlakého čerpadla, ovšem výjimečně se vyskytuje i jako samostatný modul umístěný na bloku motoru.

Jednoduchý princip činnosti dává čerpadlu vysokou spolehlivost a životnost. Základním prvkem čerpadla jsou dvě protiběžně se otáčející ozubená kola (viz obr.5 pozice 3 a 4), jejichž hlavové kružnice kopírují segment čerpadla. Při průchodu zubové mezery přes sací kanálek (1) dochází k naplnění mezery palivem a otáčením se dopravuje ke straně zvýšeného tlaku (5).

V tomto místě je palivo vytlačeno díky spolu-zabírajícímu kolu (4), jehož zub vyplní objem zabíraný palivem. Takto dojde ke zvýšení tlaku a přes výtlačný ventil (5), který zabraňuje zpětnému proudění, dochází k plnění okruhu palivem o zvýšeném tlaku. Jako těsnění proti úniku paliva zpět do části s nižším tlakem je užito stykové plochy (teoreticky u evolventního ozubení přímky) zabírajících kol.

U zubového čerpadla je dodávané množství paliva úměrné otáčkám motoru. Z tohoto důvodu se provádí regulace dodávaného množství regulačním členem, který škrtí průtok paliva na sací straně (2), a nebo propouštěcím regulačním členem, který propouští palivo z oblasti zvýšeného tlaku zpět do palivové nádrže.



Obr. 6 Komponenty zubového čerpadla [1]

Zubové palivové čerpadlo je zcela bezúdržbové. Pro odvětrání čerpadla při vyprázdnění palivové nádrže se užívá ruční čerpadlo (pumpa), která bývá součástí segmentu zubového čerpadla, nebo může být umístěna na přívodním potrubí mimo těleso čerpadla.

4.1.3.2 Požadavky na čistotu a filtrování paliva

Systém common rail pracuje s běžným palivem pro vznětové motory, tedy s motorovou naftou. Toto palivo je však mnohem více znečištěno nežli palivo pro zážehové motory. Proto především u moderních vstřikovacích systémů pro vznětové motory je kladen velký důraz na čistotu a filtraci paliva. A to především z důvodu vysokých vstřikovacích tlaků, přesných lapovaných funkčních ploch čerpadel a vstřikovačů.

Pro zdokonalování filtrovacích vložek probíhá vyhodnocování použitých filtrů z různých druhů vozidel provozovaných v rozdílných prostředích. Z těchto studií je zřejmé, že palivo obsahuje rez, vodu, organické látky (především pryskyřice), směsi z vláken, minerální látky (prach, písek) a produkty mechanického opotřebení palivové soustavy. Tyto cizorodé nečistoty je možno rozdělit do dvou skupin a to dle důsledků, které z nich plynou pro vstřikovací systém. Do první skupiny patří tvrdá cizí tělesa, která při kontaktu s přesnou plochou vyvolávají výrazné mechanické opotřebení. Do druhé skupiny se řadí organické látky, které mají za následek stárnutí paliva a degradaci ve smyslu vylučování parafinu, které mohou v krátké době vyvolat ucpání filtrační vložky a přerušování dodávky paliva.

Parafin je běžně obsažený v motorové naftě a k jeho vylučování v neupraveném palivu dochází již při teplotách těsně nad bodem mrazu a při nižších teplotách krystalizuje. Proto se během ročních období do motorové nafty v rafineriích přidávají aditiva, která zabezpečují tekutost paliva i při nízkých teplotách. Přidávaná aditiva ovšem nedokážou plně zabránit vzniku krystalizace parafinu, ovšem redukuje maximální rozměry krystalů na velikost menší, než pórovitost v palivovém filtru. Norma upravující odolnost motorové nafty proti chladu je označena EN 590 a nařizuje podíl aditiv pro různá roční období a danou oblast použití paliva.

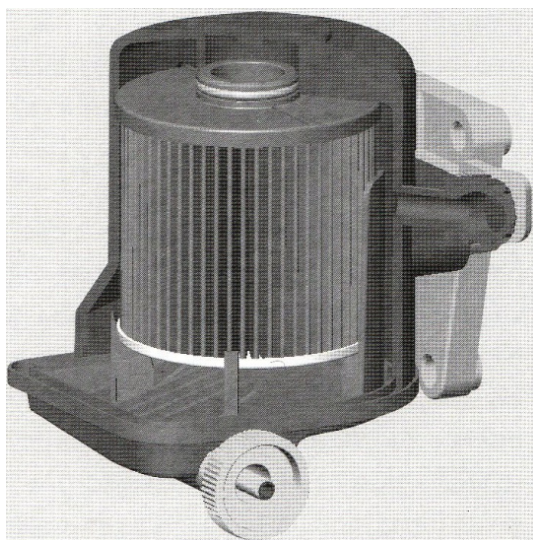
Voda v palivu se vyskytuje ve dvou formách. Forma emulgovaná a forma volná, která vzniká převážně při velkých a rychlých změnách teploty, vysrážením na vnitřních plochách palivové nádrže. Voda je pro vstřikovací systém nežádoucí především pro své korozivní vlastnosti. Proto musí filtry obsahovat systém pro odstranění vody v obou formách z paliva.

Palivový filtr

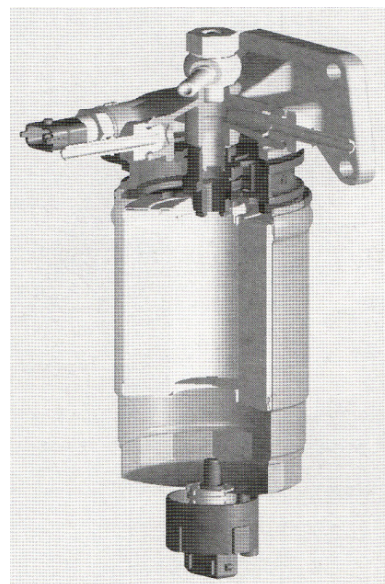
Pro systém common rail je nutno připravit vysoce kvalitní palivo, ze kterého je nutno v závislosti na znečištění nafty odstranit 65 až 98,6% pevných částic. Maximální povolená velikost pevných částic vpuštěných do systému je u 4. generace maximálně $3\text{ až }4\mu\text{m}$ (ISO/TR 13353:1994). Zároveň pro komfort je zákazníkem požadována delší životnost filtračních vložek z čehož plyne zvýšení ukládacích prostor pevných částic. Palivový filtr vznětových motorů je umístěn v nízkotlakém okruhu. U elektrických čerpadel je umístěn mezi podávacím palivovým čerpadlem a vysokotlakým čerpadlem, z tohoto důvodu je nutno užít předřadný filtr pro podávací čerpadla (jedná se o hrubý filtr umístěný převážně v palivové nádrži). U čerpadel zubových je filtr umístěn v přívodním potrubí před nízkotlakým čerpadlem. Široce rozšířena jsou výměnné filtry k našroubování, filtry do potrubí (inline) a rovněž nekovové filtrační elementy jako výměnné díly do těles filtrů z hliníku, plastu nebo ocelového plechu, který se užívá pro zvýšení odolnosti vůči nárazu. Tyto filtry s výměnnou vložkou jsou dnes nejvíce užívány z hlediska ekologického i ekonomického. Jako filtračních médií se užívá vícevrstvá vložka složená ze syntetických a buničitých materiálů. Tyto materiály využívají výhod hrubého filtru s maximální ukládací kapacitou uvnitř struktury vložky. Přičemž samotná vložka je složena do tvarů zabírajících maximální plochu. Odlučovač vody je integrován do hlavního filtru a probíhá ve filtračním médiu. Tento děj probíhá díky odpuzování vody a tvoření kapek, uvnitř filtrovacích kapilár, v důsledku rozdílného povrchového napětí vody a paliva. Voda postupně ucpává filtrační kapiláry, až dojde díky nízkému počtu volných kapilár ke zvýšení tlaku ve filtru a protlačení vody přes filtrační vložku. Zde pro relativně velký rozdíl povrchového napětí klesá do spodních prostor filtru, odkud je automaticky a nebo zásahem obsluhy odstraněna.

Přídavné integrované funkce filtrů:

- Předehřívání paliva (provádí se elektricky, pomocí chladicí vody nebo teplem z paliva ve zpětném vedení. V zimním období tato funkce zabraňuje ucpání pórů filtru parafiny)
- Diagnostika zanesení filtru (indikací rozdílu tlaků před a za filtrem)
- Nástroje pro odvzdušnění a plnění



Obr. 8 Výměnný filtr pro vznětové motory s filtračním elementem skládaným hvězdovitě [4]



Obr. 7 Palivový filtr pro vznětové motory s odlučovačem a snímačem vody [4]

4.1.3.3 Nízkotlaké palivové vedení

Pro vedení paliva o nízkém tlaku jsou užívány ocelové trubky, ovšem je možno užít i pružného vedení, které je provedeno z materiálu se sníženou hořlavostí a po povrchu opatřeno ocelovou výztuží. Provedení trubek musí splňovat bezpečnostní předpisy, především zabránění shromažďování případného odkapávajícího nebo odpařujícího se paliva a znemožnění jeho vznícení. Současně musí být všechny komponenty vedoucí palivo chráněny vůči teplu narušujícímu bezpečný provoz systému.

4.1.4 Vysokotlaká část

Vysokotlaká větev se dělí na části vytváření tlaku, kterou obstarává vysokotlaké čerpadlo, část udržování tlaku, kterou obstarává zásobník tlaku rail spolu se snímači tlaku a regulačním ventilem a část odměřování paliva. Tuto úlohu plní elektromagnetické nebo piezoelektrické vstřikovače. Jednotlivé komponenty jsou propojeny vysokotlakým vedením z tlustostěnných ocelových trubek o vysoké tuhosti. Nejdůležitější částí jsou vstřikovače a tvoří páteř systému common rail. Z tohoto důvodu jsou uvedeny na prvním místě komponent vysokotlaké větve.

4.1.4.1 Vstřikovače

U vstřikovacího systému common rail pro vznětové motory, jsou vstřikovače připojeny k vysokotlakému zásobníku rail krátkým vysokotlakým palivovým potrubím. Těsnění vstřikovačů u spalovacího prostoru je provedeno pomocí měděné těsnící podložky. Upevněny jsou pomocí upínacích prvků k hlavě válců a zajištěny vůči pootočení. Vstřikovače common rail jsou podle provedení vstřikovacích trysek vhodné pro přímou nebo šikmou vestavbu do vznětových motorů s přímým vstřikem. [1]

Charakteristickým znakem systému je, že vytváření vstřikovacího tlaku je nezávislé na otáčkách motoru a vstřikovaném množství. Počátek vstřiku a vstřikované množství jsou

řízeny elektricky aktivovaným vstřikovačem. Okamžik vstřiku je řízen systémem úhel-čas elektronické regulace vznětového motoru (EDC). K tomu jsou na klikovém hřídeli a k rozpoznání válců na vačkovém hřídeli (rozpoznání fáze) potřebné dva snímače otáček. Požadavky na snížení škodlivin emisí výfukových plynů a rovněž na stálé snižování hlučnosti vznětových motorů vyžadují optimální přípravu směsi, přičemž je od vstřikovačů vyžadován předstřík s velmi malým množstvím a rovněž několikanásobné vstřikování.

V současné době jsou sériově používány tři typy vstřikovačů:

- Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem s jednodílnou kotvou
- Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem s dvoudílnou kotvou
- Vstřikovač s piezoelektrickým členem. [1]

Vstřikovače s elektromagnetickým ventilem

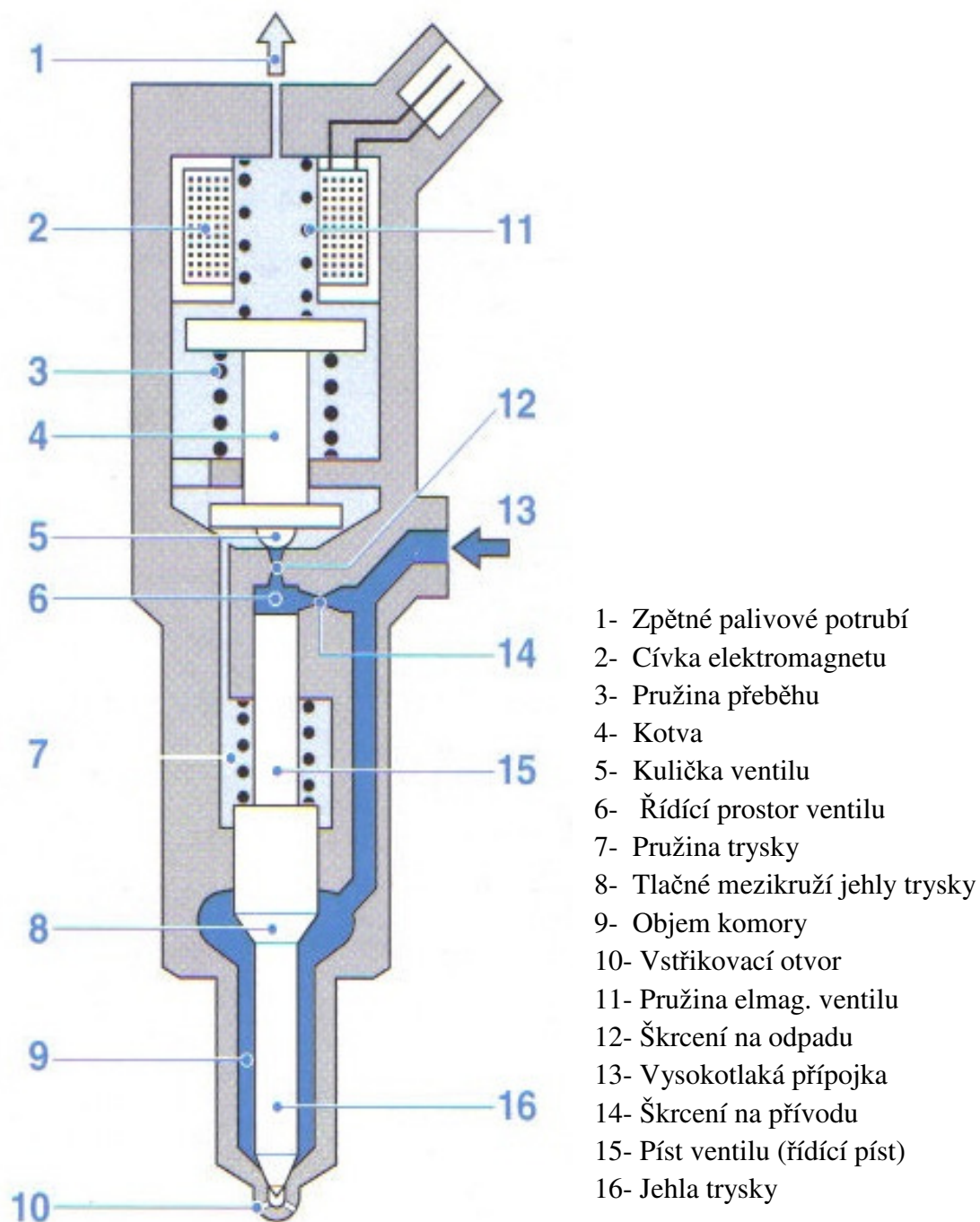
Konstrukce elektromagnetických vstřikovačů je rozdělena do tří funkčních částí:

- Elektromagnetický ventil
- Hydraulický servosystém
- Otvorová tryska

Činnost vstřikovače lze popsat čtyřmi stavy, které jsou popsány níže (viz a; b; c; d).

a) Klidový stav (vstřikovač uzavřen):

V tomto stavu není elektromagnetický ventil aktivován a kulička (5) je přitlačována díky pružině elektromagnetického ventilu (11) do sedla a utěsňuje část mezi přívodním tlakovým palivem a zpětným palivovým vedením. Ventil je tedy uzavřen. Palivo je ke vstřikovači přiváděno krátkým vedením od zásobníku tlaku rail přes vysokotlakou přípojku (13) přívodním kanálem ke vstřikovací trysce a dále škrcením na přívodu (14) do řídicího prostoru (6) kde v klidovém stavu je palivo o stejném tlaku jako v objemu vstřikovací komory (9). Uzavření řídicího prostoru (6) je při klidovém stavu provedeno již zmíněnou kuličkou ventilu (5), která uzavírá sedlo po průchodu paliva škrcením na odpadu (12). V tomto stavu působí síla vyvolaná tlakem paliva na tlačné mezikruží jehly trysky (8), která má tendenci se otevřít. Tomu ovšem zabráňuje pružina trysky (7), která vyvíjí sílu nepatrně větší nežli je síla od tlaku paliva na tlačném mezikruží při maximálním tlaku, který systém dokáže vyvinout. Takto dosedá jehla trysky (16) do sedla trysky a zabráňuje průchodu paliva vstřikovacím otvorem (10).



Obr. 9 Princip elektromagnetického vstřikovače (klidový stav) [1]

b) Počátek vstříku (vstříkovač se otevírá):

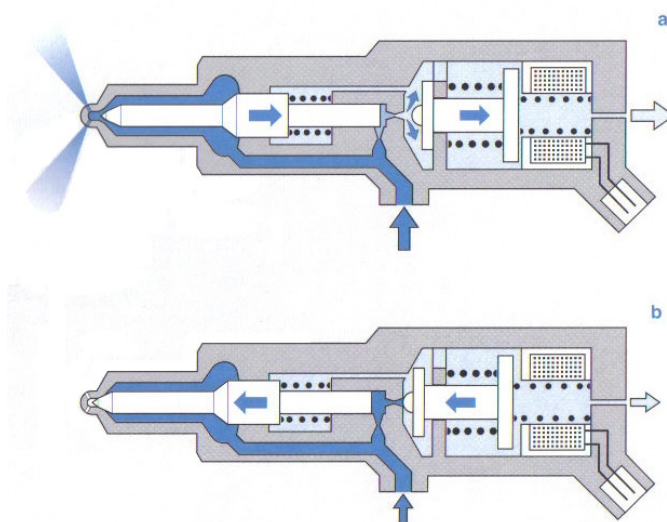
Při aktivaci elektromagnetického ventilu díky přesně definované velikosti přitahovacího proudu dojde k pohybu kotvy (4) směrem proti síle přitlačné pružiny elektromagnetického ventilu (11). Tímto pohybem kulička ventilu (5) uvolní dosedací plochu a otevře se škrcení na odpadu (12). Po otevření odpadního vedení dochází k odtoku paliva z řídicího prostoru (6) zpět do palivové nádrže. Díky škrcení na přívodu (14) nedojde k úplnému vyrovnání tlaků mezi prostorem přívodního potrubí (13) a řídicím prostorem (6). Tímto poklesne tlak v řídicím prostoru (6) díky čemuž dochází k porušení rovnováhy sil pružiny trysky (7) a síly vyvolané tlakem paliva na tlačné mezikruží jehly trysky (8). Rozdíl sil vyvolá posunutí jehly trysky (16) směrem proti pružině trysky (7) a otevření vstříkovacích otvorů (10). Po otevření vstříkovacích otvorů je palivo vystřikováno do oblasti spalovacího otvoru tlakem, který téměř odpovídá tlaku v zásobníku rail.

Vstříkovač je zcela otevřen:

Rychlost otevírání jehly trysky je závislá na rozdílu škrtících průtočných průřezů na vstupu (14) a výstupu (12) řídicího prostoru (6). Jelikož právě tyto průřezy ovlivňují rozdíl tlaků mezi prostorem s vysokým tlakem paliva (9) (odpovídajícímu tlaku v railu) a řídicím prostorem (6). Při maximálním otevření jehly trysky (16) dosedne píst ventilu (15) na hydraulický doraz, který je vytvořen z paliva proudícím řídicím prostorem (6). V této fázi je vstřikováno maximální množství paliva o tlaku téměř odpovídajícímu tlaku paliva v railu. Vstřikovaná dávka v této fázi je přímo úměrná době aktivace elektromagnetického ventilu.

c) Konec vstříku (vstříkovač se uzavírá):

Ve chvíli kdy řídicí jednotka na základě dat dodaných akčními členy motoru vyhodnotí ukončení vstříku je vypnut přívod proudu do elektromagnetického ventilu. Tím dojde díky pružině elektromagnetického ventilu (11) k posunutí kotvy (4) s těsnící kuličkou (5) do sedla výstupu paliva z řídicího prostoru (6) a vyrovnáním tlaku mezi prostorem s vysokým tlakem (9) a řídicím prostorem (6). Ve chvíli kdy dojde k vyrovnání tlaku, přestane působit síla od tlaku paliva na tlačné mezikruží (8) a pružina trysky (7) přitlačí jehlu trysky zpět do sedla vstříkovacích otvorů a vstřik paliva se ukončí.



Obr. 10 Princip vstříkovače a) vstříkovač otvírá b) vstříkovač zavírá [1]

Nepřímá aktivace jehly trysky:

Nepřímá aktivace jehly trysky prostřednictvím hydraulického posilovacího systému se použije tehdy, když síly potřebné k rychlému otevření jehly trysky nelze dosáhnout přímo pomocí elektromagnetického ventilu. „Řídicí množství“ nutné navíc k vstřikovanému množství paliva, projde přes škrcení řídicího prostoru ve zpětném palivovém potrubí.

Kromě řídicího množství je zde také uniklé množství na jehle trysky a ve vedení pístu ventilu. Řídicí množství a uniklé množství jsou odváděny přes zpětné palivové potrubí pomocí sběrného vedení, k němuž je připojen přepouštěcí ventil, vysokotlaké čerpadlo a regulační tlakový ventil, zpět do palivové nádrže.

Varianty elektromagnetických vstřikovačů:

U vstřikovačů s elektromagnetickým ventilem je třeba rozlišovat mezi dvěma koncepcemi provedení.

- Vstřikovače s jednodílnou kotvou (jedno-pružinový systém)
- Vstřikovače s dvoudílnou kotvou (dvou-pružinový systém)

Krátké intervaly mezi jednotlivými vstřiky mohou být zajištěny tehdy, když kotva při zavírání velmi rychle dosáhne klidové polohy. To lze nejlépe realizovat pomocí dvoudílné kotvy s dorazem proti přeběhu. Během zavírání se deska kotvy pohybuje přes tvarové vybrání směrem dolů. Propnutí desky kotvy je omezeno dorazem proti přeběhu, aby se celá kotva dostala do klidové polohy. Díky rozdělení hmot kotvy a přizpůsobení parametrů nastavení je rychleji ukončeno odsakování kotvy při zavírání. Koncepce dvoudílné kotvy umožňuje dosažení kratších intervalů mezi dvěma vstřiky.

Aktivace vstřikovače s elektromagnetickým ventilem:

V klidovém stavu není vysokotlaký elektromagnetický ventil ve vstřikovači aktivován a je proto uzavřen. Vstřik dávky paliva probíhá při otevřeném elektromagnetickém ventilu. Aktivace je rozdělena do pěti fází, které jsou níže popsány a graficky znázorněny v grafu 2:

- Fáze otevírání
- Fáze přitahovacího proudu
- Fáze udržovacího proudu
- Vypnutí
- Dobíjení pomocí zvyšovacího převodníku

a) Fáze otvírání

K otevření elektromagnetického ventilu musí proud nejprve vzrůst s příkrým, přesně definovaným čelem impulsu na cca 20A, aby se docílila úzká tolerance a vysoká reprodukovatelnost (opakovatelnost) vstřikovaného množství. Toho se dosahuje zvyšovacím napětím (boostrem) a hodnotě až 50V. Toto napětí je vytvářeno v řídicí jednotce a ukládáno v kondenzátoru (zvyšovacím kondenzátoru). Pro připojení tohoto napětí k elektromagnetickému ventilu vzroste proud s mnohonásobně vyšší strmostí než při připojení napětí akumulátoru.

b) Fáze přitahovacího proudu

Ve fázi přitahovacího proudu je elektromagnetický ventil napájen napětím akumulátoru. To podporuje rychlé otevření. Přitahovací proud je pomocí regulace proudu omezen na cca 20A.

c) Fáze udržovacího proudu

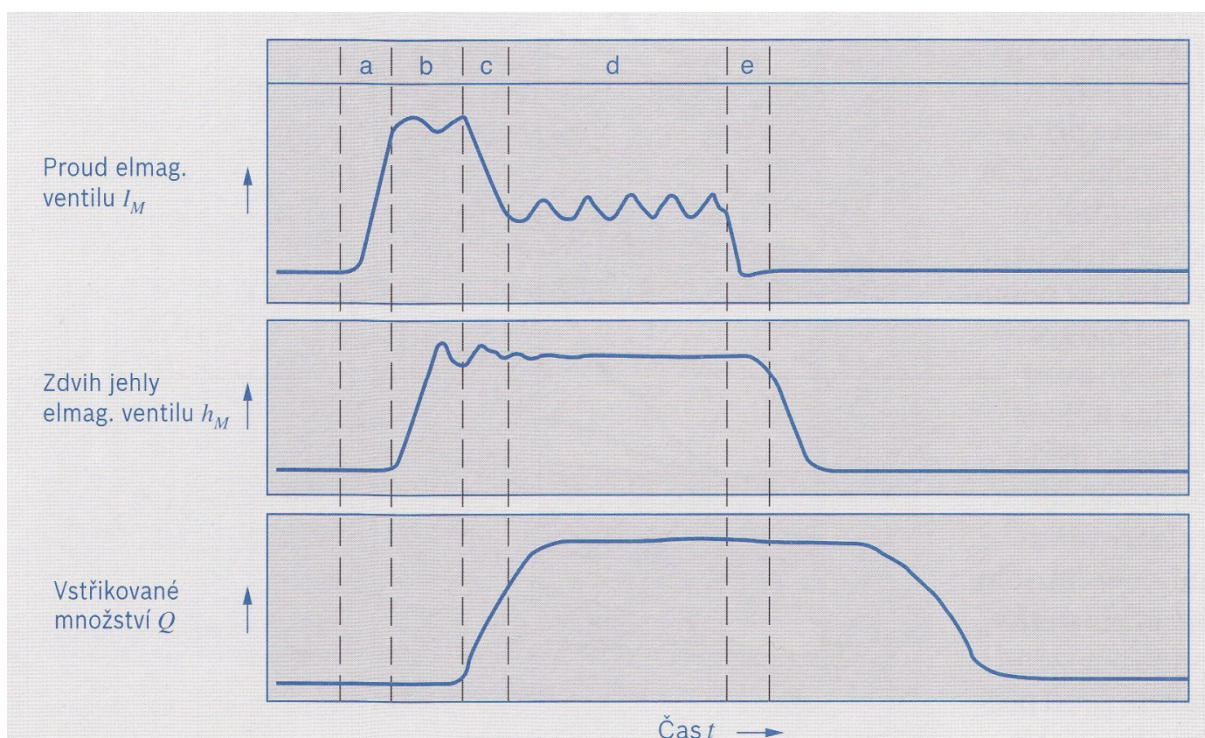
Ve fázi udržovacího proudu se proud sníží na cca 13A, aby se omezil ztrátový výkon v řídicí jednotce a ve vstřikovači. Při poklesu přitahovacího proudu na udržovací proud se uvolní energie. Ta je přivedena do zvyšovacího kondenzátoru.

d) Vypnutí

Při vypnutí proudu a navazujícím uzavření elektromagnetického ventilu se rovněž uvolní energie. Také tato energie je přivedena do zvyšovacího kondenzátoru.

e) Dobíjení pomocí zvyšovacího převodníku

Dobíjení se provádí prostřednictvím zvyšovacího převodníku integrovaného v řídicí jednotce. Již od počátku fáze přitažení dochází k dobíjení energií získanou ve fázi otvírání. To bude probíhat tak dlouho, dokud nebude dosažena původní úroveň energie, která je nezbytná k otevření elektromagnetického ventilu. [1]

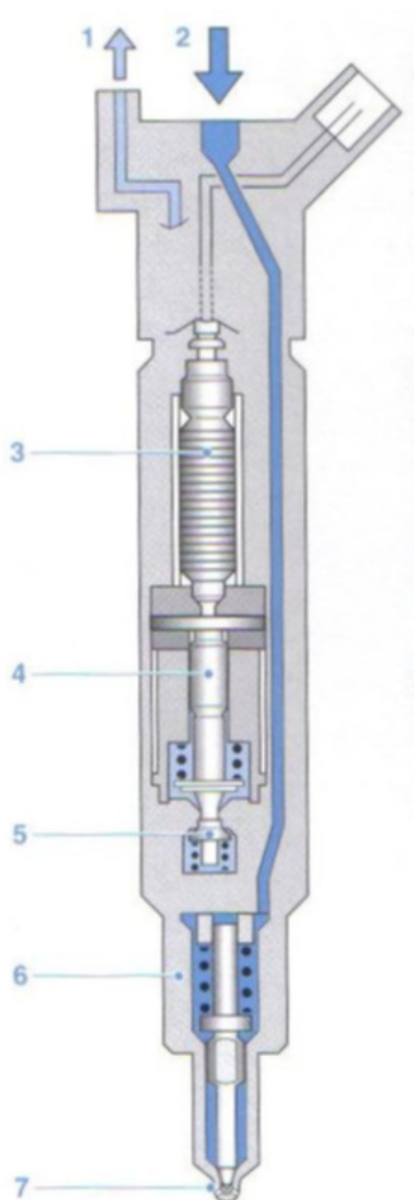


Graf 2 Postup aktivace vysokotlakého elektromagnetického ventilu při jednom vstřiku [1]

Piezoelektrické vstřikovače inline

Konstrukce piezoelektrických vstřikovačů inline se dělí schematicky podle podstatných konstrukčních skupin. (viz. obr.11).

- Modul akčního členu (3)
- Hydraulický vazební člen nebo převodník (4)
- Řídící ventil nebo servoventil (5)
- Moduly trysky (6)



- 1 – Zpětné palivové potrubí
- 2 – Vysokotlaká přípojka
- 3 – Piezoelektrický regulační člen
- 4 – Hydraulický vazební člen (převodník)
- 5 – Servoventil (řídící ventil)
- 6 – Modul trysky s jehlou trysky
- 7 – Vstřikovací otvor

Obr. 11 Konstrukční provedení piezoelektrického vstřikovače [1]

Při návrhu vstřikovače bylo pamatováno na to, aby bylo dosaženo vysoké celkové tuhosti regulačního řetězce složeného z akčního členu, hydraulického vazebního členu a řídicího ventilu. Další konstrukční zvláštností je vyloučení mechanických sil na jehle trysky, k nimž mohlo docházet působením tlačné tyče u dřívějších vstřikovačů s elektromagnetickým ventilem. Mohly tak být účinně redukovány setrvačné hmoty, tření, zlepšena stabilita a drift vstřikovače oproti konvenčním systémům.

Dále vstřikovací systém nabízí možnost realizovat velmi krátké intervaly mezi vstřiky. Díky technologii dávkování paliva lze realizovat až pět vstřiků na jeden vstřikovací cyklus a tím docílit optimálních podmínek vhodných pro motor v daném okamžiku

Díky úzké vazbě servoventilu (5) s jehlou trysky je dosaženo bez prostřední reakce jehly na aktivaci akčního členu. Doba prodlevy mezi počátkem elektrické aktivace a hydraulickou reakcí jehly trysky činí přibližně 150 mikrosekund. V důsledku toho mohou být splněny protichůdné požadavky na vysokou rychlost jehly a současnou realizaci co nejmenších reprodukovatelných vstřikovaných množství.

Vstřikovač díky svému principu také neobsahuje žádná místa přímého úniku z oblasti vysokého tlaku do oblasti nízkého tlaku. Výsledkem je zvýšení hydraulické účinnosti celého systému.

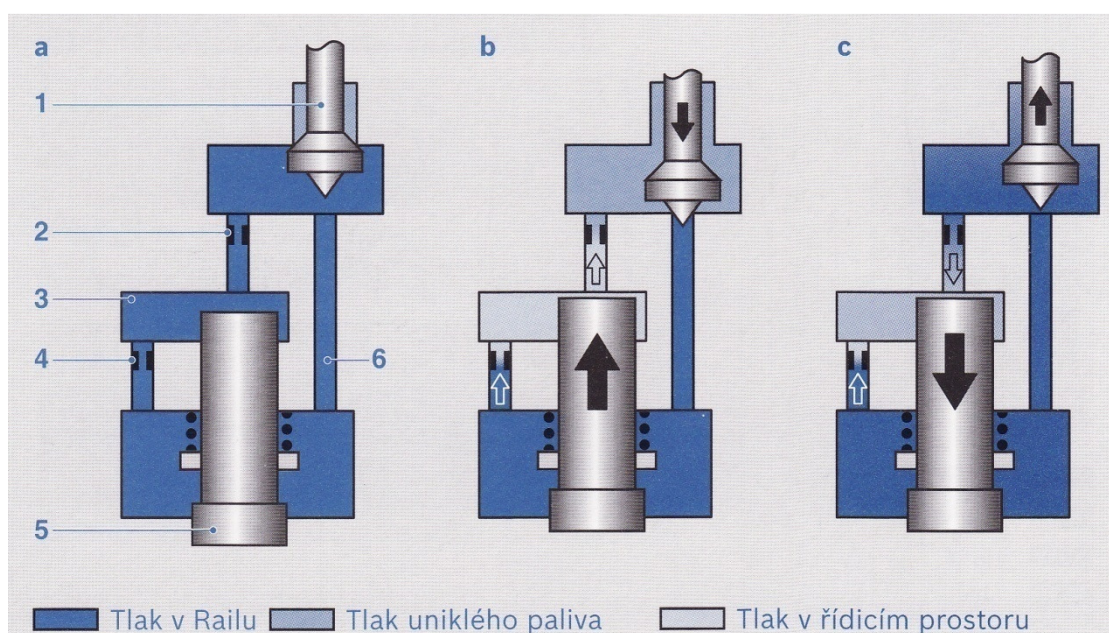
Způsob činnosti:

Jehla trysky piezoelektrického inline vstřikovače je nepřímo aktivována prostřednictvím servoventilu. Potřebné vstřikované množství je regulováno dobou aktivace ventilu. V neaktivovaném stavu se akční člen nachází ve výchozí poloze se zavřeným servoventilem (obr.12a) to znamená, že vysokotlaká oblast je oddělena od nízkotlaké oblasti.

Tryska je udržována v uzavřeném stavu tlakem railu v řídicím prostoru (3). Aktivací piezoelektrického akčního členu se otevře servoventil a uzavře otvor obtoku (obr.12b). V důsledku rozdílu průtoku mezi škrcením na výstupu (2) a škrcením na přívodu (4) tlak v řídicím prostoru poklesne a tryska (5) se otevře. S tím spojený řídicí objem odtéká přes servoventil do nízkotlaké části okruhu.

Aby se zahájilo zavírání, vybije se akční člen a servoventil opět uvolní obtok. Prostřednictvím škrcení na přívodu a výstupu v opačném směru se nyní řídicí prostor znovu naplní a tlak v řídicím prostoru se zvýší. Jakmile je dosažena požadovaná úroveň tlaku, začne se pohybovat jehla trysky a ukončí se cyklus vstřikování.

V důsledku konstrukce ventilu popsané výše a vysoké dynamiky regulační soustavy se oproti vstřikovačům konvenčního provedení, docílí výrazně kratší doby vstřiku, což se příznivě projeví na emisích a výkonu motoru.



Obr. 12 Funkce servoventilu [1]

- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| a) Poloha start | 1 – Servoventil (řídící ventil) |
| b) Jehla trysky se otevírá | 2 – Škrčení na odpadu |
| c) Jehla trysky se zavírá | 3 – Řídící prostor |
| | 4 – Škrčení na přívodu |
| | 5 – Jehla trysky |
| | 6 – Obtok |

Funkce hydraulického vazebního členu:

Dalším důležitým konstrukčním prvkem piezoelektrického vstřikovače inline je hydraulický vazební člen, který musí provádět následující funkce:

- Převod a zesilování zdvihu akčního členu
- Kompenzace případné vůle (např. v důsledku tepelné roztažnosti) mezi akčním členem a servoventilem
- Funkce Fail-Safe (samočinné bezpečnostní vypnutí vstřikovače v případě závady v důsledku ztráty elektrického kontaktu)

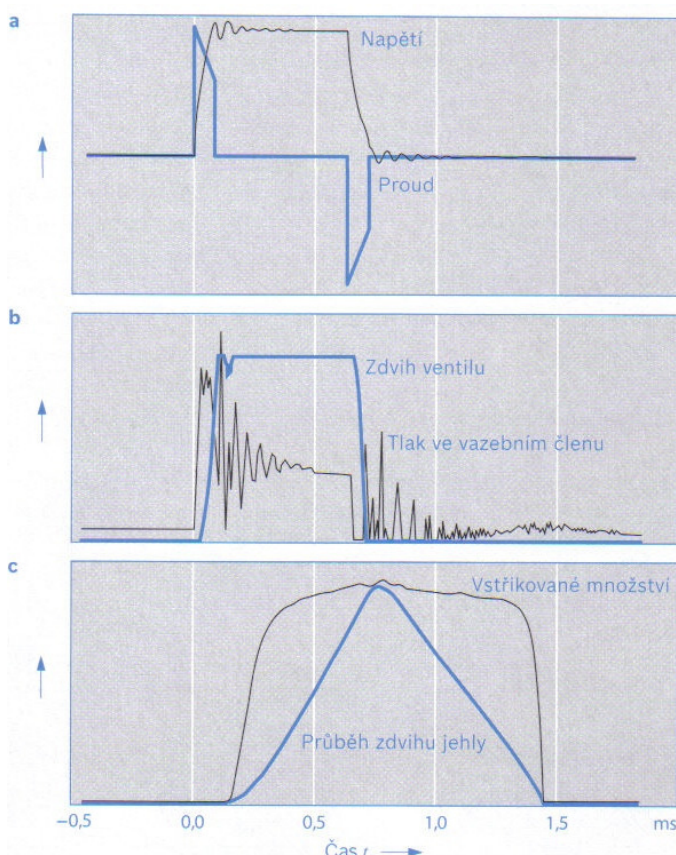
Modul akčního členu a hydraulický vazební člen jsou obklopeny palivem, které je pod tlakem cca 10bar. V neaktivovaném stavu akčních členů je tlak v hydraulickém vazebním členu v rovnováze s jeho okolím. Délkové změny v důsledku teplotních vlivů jsou kompenzovány malým únikem ve vůli vedení mezi oběma písty, takže v každém okamžiku zůstává zachována silová vazba mezi akčním členem a spínacím ventilem.

Aby nyní došlo ke vstřiku, je akční člen tak dlouho pod napětím (cca 110 až 150 V), až dojde k porušení rovnováhy sil mezi spínacím ventilem a akčním členem. V důsledku toho tlak ve vazebním členu vzroste a malé množství unikne vůlí vedením pístu v nízkotlaké části vstřikovače.

Poté, co je vstupní krok vstřikování dokončen, musí být opět doplněno chybějící množství v hydraulickém vazebním členu. K tomu nyní dochází v opačném směru prostřednictvím vůle ve vedení pístu v důsledku rozdílu tlaku mezi hydraulickým vazebním členem a nízkotlakým okruhem vstřikovače. Soulad vůle ve vedení a úrovně nízkého tlaku je zvolen tak, aby před následujícím vstřikovacím cyklem byl hydraulický vazební člen zcela naplněn.[1]

Aktivace piezoelektrického vstřikovače inline v systému common rail:

Aktivace vstřikovače se provádí pomocí řídicí jednotky motoru, jejíž koncový stupeň je navržen speciálně pro tyto vstřikovače. V závislosti na tlaku v railu pro nastavitelný pracovní bod je stanoveno předepsané aktivační napětí. Napájení pracuje ve formě pulsů (viz.graf 3) tak dlouho, až se dosáhne minimální odchylky mezi předepsaným a regulačním napětím. Vzestup napětí je úměrný zdvihu piezoelektrického akčního členu. Pomocí hydraulického převodníku vyvolává zdvih akčního členu zvýšení tlaku ve vazebním členu, až dojde k porušení rovnováhy na spínacím ventilu, který se tímto otevře. Jakmile spínací ventil dosáhne své koncové polohy, začne tlak v řídicím prostoru nad jehlou klesat a vstřik bude dokončován.



a) Průběh proudu a napětí při aktivaci vstřikovače

b) Průběh zdvihu ventilu a tlaku vazebního členu

c) Průběh zdvihu jehly a vstřikovaného množství

Graf 3 Průběh aktivace piezoelektrického vstřikovače inline pro jeden vstřik [1]

Výhody piezoelektrických vstřikovačů [1]:

- Několikanásobný vstřik s pružným počátkem vstřiku a prodlevami mezi jednotlivými vstřiky
- Velmi malé množství při předstřiku
- Malé konstrukční rozměry a nízká hmotnost vstřikovače (cca 270g)
- Nízká hlučnost (-3dB oproti el. mag. vstřikovači)
- Nižší spotřeba paliva (-3% oproti el. mag. vstřikovači)
- Nižší emise (-20%)
- Zvýšení výkonu motoru (až +7%)

4.1.4.2 Vysokotlaká čerpadla

Vysokotlaké čerpadlo tvoří mezník ve vstřikovacím systému a zvyšuje nízký tlak od podávacího čerpadla (cca 3-7bar) na tlak vysoký dle potřeby (až do maximálního tlaku systému). Jeho úkolem je rovněž dodávat dostatek paliva pod tlakem do všech provozních oblastí systému po celou dobu životnosti vozidla. Obsahuje rezervu paliva, která je nutná pro rychlejší nastartování a pro rychlý nárůst tlaku v zásobníku tlaku rail.

Vysokotlaké čerpadlo vytváří trvale, nezávisle na vstřikování, systémový tlak pro vysokotlaký zásobník paliva. Jako vysokotlaké jednotky se u systému common rail využívá výhradně třípístkového radiálního čerpadla. U nákladních vozidel se někdy vyskytují i dvoupístková řadová čerpadla. Všechny typy jsou přednostně montovány na témže místě vznětového motoru jako běžná rotační vstřikovací čerpadla. Jsou poháněny motorem přes spojku, ozubené kolo, řetěz nebo ozubený řemen. Otáčky čerpadla jsou takto vázány pevným převodovým poměrem k otáčkám motoru.

Písty vysokotlakého čerpadla provádějí kompresi paliva. Při třech zdvizích na jednu otáčku pohonné hřídele dochází u radiálního pístového čerpadla k překrývání pracovních zdvihů bez přerušování dodávky paliva. Tímto způsobem se snižuje maximální špičkový hnací moment a pohon čerpadla je zatěžován rovnoměrně.

Čerpadlo	Tlak barech	Mazání
CP1	1350	Palivo
CP1+	1350	Palivo
CP1H	1600	Palivo
CP1H-OHW	1100	Palivo
CP3.2	1600	Palivo
CP3.2+	1600	Palivo
CP3.3	1600	Palivo
CP3.4	1600	Olej
CP3.4+	1600	Palivo
CP2	1400	Olej
CPN2.2	1600	Olej
CPN2.2+	1600	Olej
CPN2.4	1600	Olej

Točivý moment u systémů osobních vozidel dosahuje jen cca 16Nm, což je jen 1/9hnacího momentu potřebného u rotačního palivového čerpadla. Systém common rail tak klade nižší požadavky na pohon čerpadla než je tomu u konvenčních vstřikovacích systémů. Výkon potřebný k pohonu čerpadla roste úměrně s tlakem nastaveným v railu a s otáčkami čerpadla (dodávaným množstvím).

Vysokotlaká radiální pístová čerpadla používaná u osobních vozidel jsou mazána palivem. U nákladních vozidel se užívá, díky vyššímu namáhání, mazání jak palivem, tak i olejem. Čerpadla mazaná olejem mají, mimo jiné, podstatně vyšší odolnost proti horší kvalitě paliva.

Tab. 6 Vysokotlaká čerpadla Bosch v roce 2006 [1]

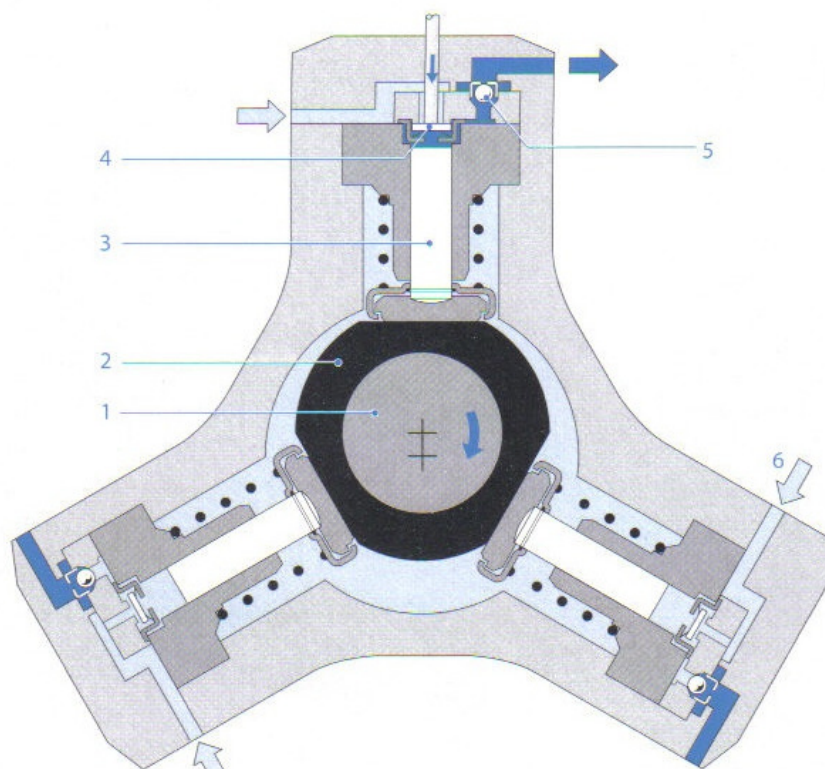
Radiální pístové čerpadlo CP1[1]:

V tělese CP1 je uložen centrální hnací hřídel (obr.13 pozice 1). Radiálně k němu jsou v roztečích 120° uspořádány jednotlivé elementy čerpadla (3). Výstředník (2) nasazený na hnacím hřídeli vyvolává vratný pohyb pístu čerpadla. Přenos síly mezi výstředníkem a pracovními písty se provádí s použitím oběžné vačky, kluzného kroužku uloženého na výstředníku a patní desce pístu upevněné na patě pístu.

Způsob činnosti:

Podávací čerpadlo dodává palivo přes filtr s odlučovačem vody k přívodu do vysokotlakého čerpadla (6). U systémů pro osobní vozidla se zubovým čerpadlem, upevněným pomocí příruby na vysokotlakém čerpadle, se přívod nachází uvnitř tělesa. Za přívodem je zařazen pojistný ventil. Když pracovní tlak podávacího čerpadla překročí otvírací tlak pojistného ventilu (0,5 až 1,5bar), je palivo jeho škrtkými otvory vytlačeno do mazacího a chladicího okruhu vysokotlakého čerpadla. Hnací hřídel s výstředníkem vyvolává vratný pohyb tří pístů čerpadla v souladu se zdvihem výstředníků. Palivo přichází vstupním ventilem (4) vysokotlakého čerpadla do prostoru příslušného elementu, když se píst čerpadla pohybuje dolů (sací zdvih).

Jakmile píst čerpadla překročí dolní úvrat', zavře se vstupní ventil a palivo v prostoru elementu nemá možnost uniknout. Nyní může dojít k jeho kompresi na tlak vyšší než je tlak podávacího čerpadla. Vytvořený tlak otevře výstupní ventil (5) v okamžiku dosažení tlaku v zásobníku paliva (railu), stlačené palivo se dostane do vysokotlaké části okruhu.



Obr. 13 Vysokotlaké čerpadlo (řez) [1]

- 1- Hnací hřídel
- 2- Výstředník
- 3- Element čerpadla
- 4- Sací ventil
- 5- Výstupní ventil
- 6- Přívod paliva

Píst čerpadla dodává palivo tak dlouho, až dosáhne horní úvratě (dopravní zdvih). Poté tlak poklesne a výstupní ventil se zavře. Píst se začíná pohybovat směrem k dolní úvratí. Jakmile poklesne tlak pod úroveň podávacího čerpadla, vstupní ventil se otevře a celý cyklus se znovu opakuje.

Převodový poměr:

Množství dodávané vysokotlakým čerpadlem je úměrné jeho otáčkám. Otáčky čerpadla jsou opět závislé na otáčkách motoru. Tyto jsou při aplikaci vstříkovacího systému u motoru stanoveny tak, aby na jedné straně nadbytečné množství dodávaného paliva nebylo příliš velké a na druhé straně byla pokryta spotřeba paliva při plném výkonu motoru. Použitelné převody jsou 1:2 a 2:3 vztaženo k otáčkám klikového hřídele.

Dopravní výkon:

Vysokotlaké čerpadlo je konstruováno pro velká dodávaná množství, a proto při volnoběhu a částečném zatížení vzniká přebytek stlačeného paliva. Toto palivo dodávané navíc je u systému první generace s CP1 odváděno přes regulační tlakový ventil zásobníku rail zpět do palivové nádrže. Přitom palivo ztrácí tlak, ztrácí se energie potřebná k jeho stlačení a celková účinnost klesá. Komprimace a následné uvolnění paliva vede rovněž k zahřívání paliva.

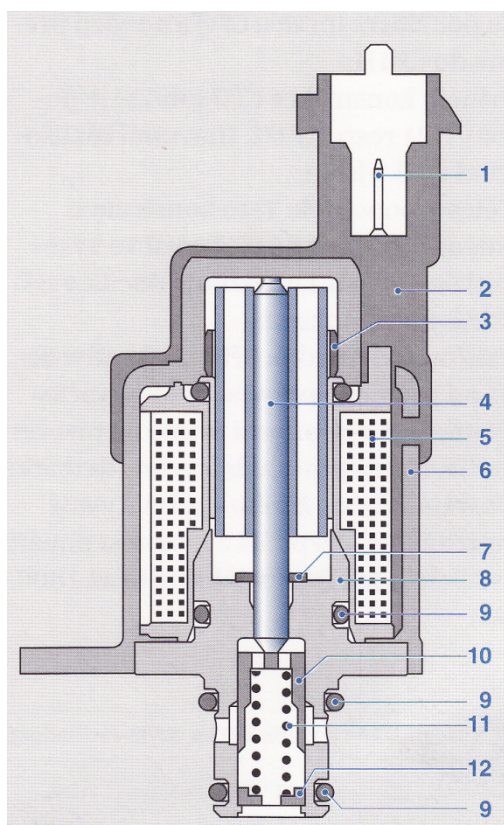
Radiální pístové čerpadlo CP1H [1]

Jedná se o modifikované čerpadlo CP1. Zlepšení energetické účinnosti je možné zařazením regulace množství na straně přívodu paliva (na sací straně) vysokotlakého čerpadla. Přitom je palivo přitékající do elementů čerpadla dávkováno pomocí plynule regulovatelného elektromagnetického ventilu (dávkovací jednotka ZME viz níže). Tento ventil přizpůsobuje množství paliva dodávaného do railu potřebám systému. Díky této regulaci se nejen sníží příkon vysokotlaké jednotky, ale také maximální teplota paliva. Tento systém byl do CP1H převzat z CP3.

Oproti vysokotlakému čerpadlu CP1 je CP1H určeno pro vyšší tlaky, a to až 1600bar. Bylo toho dosaženo zesílením pohonu, změnou ventilových jednotek s opatřením vedoucím ke zvýšení pevnosti tělesa.

Konstrukce dávkovací jednotky ZME:

Na obr.14 je znázorněna konstrukce dávkovací jednotky. Píst, ovládaný silou elektromagnetu, uvolňuje změnou své polohy větší nebo menší průtokový průřez. Aktivace elektromagnetického ventilu se provádí pomocí signálů PWM (z angl. Pulse Wide Modulation) tedy pulzní šířkovou modulací.



- 1- Konektor s elektrickým rozhraním
- 2- Pouzdro elektromagnetu
- 3- Ložisko
- 4- Kotva se zdvihátkem
- 5- Vinuté s tělesem cívky
- 6- Těleso jednotky
- 7- Podložka těsnící vzduch
- 8- Jádru elektromagnetu
- 9- Těsnící „O-kroužek“
- 10- Píst s řídicími výřezy
- 11- Pružina
- 12- Pojistný prvek

Obr. 14 Konstrukce dávkovací jednotky ZME [1]

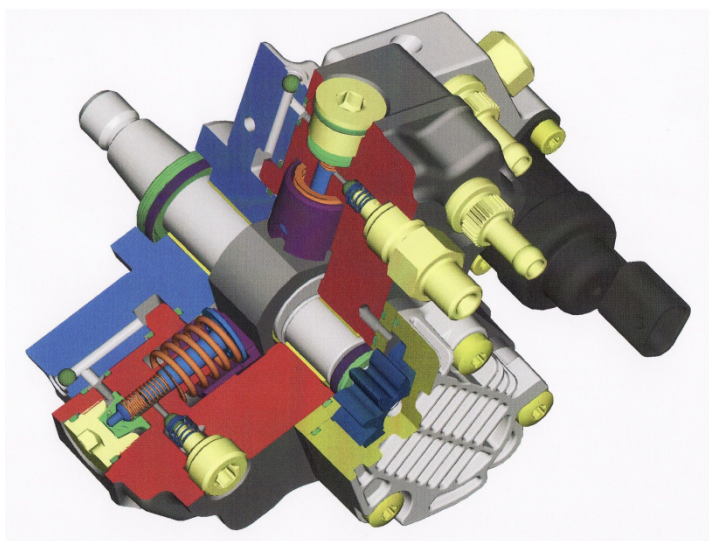
Radiální pístové čerpadlo CP3 [1]

U CP3 se jedná o vysokotlaké čerpadlo s regulací množství na straně sání pomocí dávkovací jednotky (ZME). Tato regulace byla použita nejprve u CP3 a později převzata do CP1H.

Princip konstrukce CP3 je podobný jako u CP1 respektive CP1H. Hlavními rozlišovacími znaky jsou:

- Těleso monoblok: Tato konstrukce snižuje počet těsněných míst ve vysokotlaké oblasti a umožňuje docílit vyšší dodávané množství.
- Talířové zdvihátko: Příčná síla odvozená od příčného pohybu oběžné vačky výstředníku nepůsobí přímo na píst čerpadla, nýbrž prostřednictvím zdvihátka na stěnu tělesa. Z toho vyplývá vyšší zatížitelnost čerpadla a možnost použití vyšších tlaků. Potenciálně je to až 1800bar.

Čerpadla řady CP3 se užívají jak u osobních, tak u nákladních vozidel. Podle potřebného dopravního výkonu se používají různé varianty velikosti, a tím také dopravní výkony, jsou od CP3.2 do CP3.4. přičemž čerpadlo CP3.4 s mazáním tlakovým olejem se používají jen u nákladních vozidel „HEAVY DUTY“. U dodávkových vozů nebo lehkých nákladních vozidel se mohou používat také čerpadla, která jsou původně určena pro osobní vozidla.



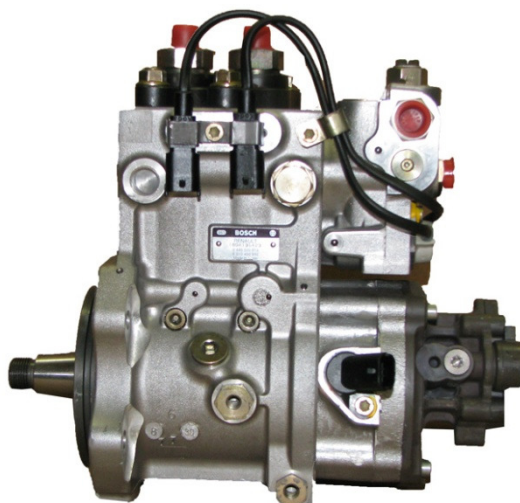
Obr. 15 Řez modelem vysokotlakého čerpadla CP3 [2]

Řadové pístové čerpadlo CP2

Vysokotlaké čerpadlo CP2 mazané olejem s regulací množství paliva se používá jen v oboru nákladních vozidel. Jedná se o dvoupístové čerpadlo v řadovém provedení. Na prodloužení vačkového hřídele se nachází předřadné vačkové čerpadlo s převodovým poměrem pro zvýšení otáček, které nasává palivo z nádrže a přivádí je k jemnému filtru. Odtud se dostává dalším potrubím do dávkovací jednotky, která je umístěna v horní části vysokotlakého čerpadla. Tato reguluje množství paliva přivedeného ke komprimaci dle aktuální potřeby. Jak u předchozích modelů.

Dodávka mazacího oleje se provádí přímo nebo nepřímo, prostřednictvím montážní příruby CP2 nebo bočního přívodu.

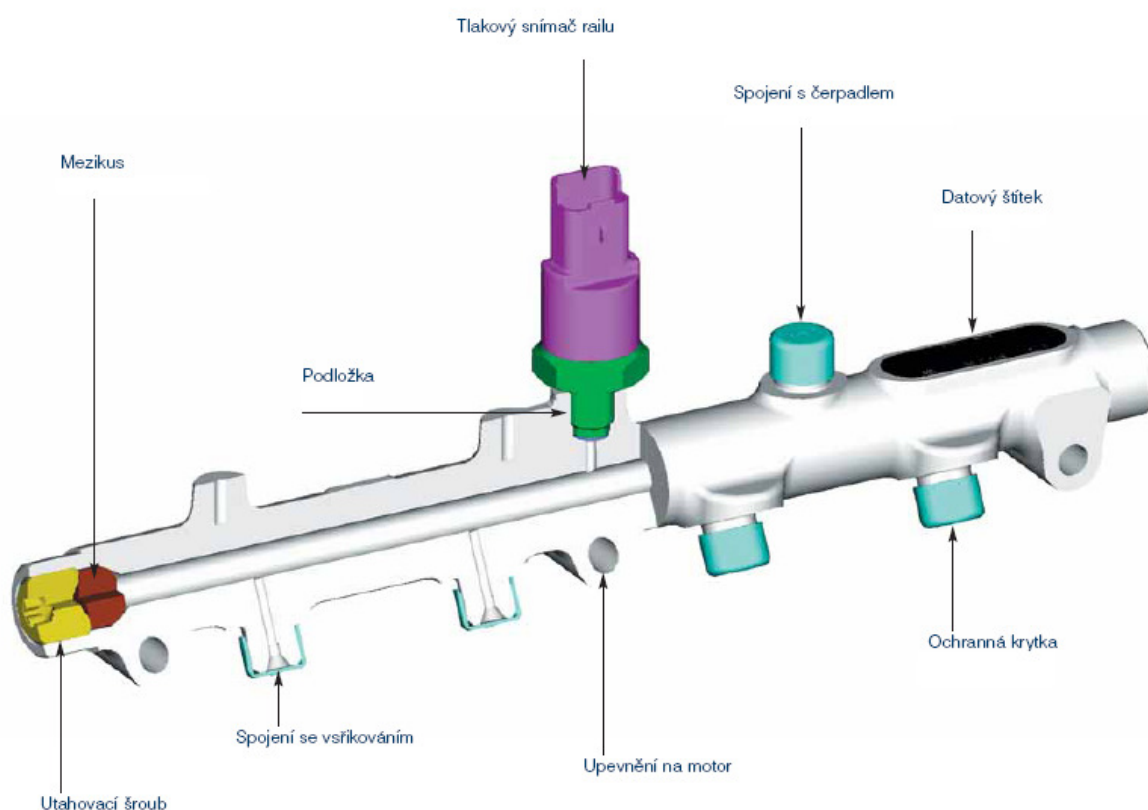
Převodový poměr pohonu je 1:2. CP2 je proto po montážní stránce plně kompatibilní s běžnými vstřikovacími čerpadly.



Obr. 16 Vysokotlaké čerpadlo CP2

4.1.4.3 Vysokotlaký zásobník (rail)

Vysokotlaký zásobník slouží pro akumulaci tlakového paliva, přičemž v jeho objemu musí být utlumen tlakové kmitání, které vzniká v důsledku pulzující dodávky čerpadla a rovněž úbytku paliva při vstřikování. Tímto je zajištěno, že při otevření vstřikovače zůstává vstřikovací tlak konstantní. Tlakový zásobník musí být dostatečně velký, aby splňoval zmíněné požadavky, zároveň však relativně malý, pro rychlou reakci na požadovaný tlak nastavený řídicí jednotkou. Kromě funkce ukládání paliva je úlohou railu rozdělovat palivo ke vstřikovačům.



Obr. 17 Model tlakového zásobníku (rail) [2]

Palivo stlačené čerpadlem je přiváděno vysokotlakým palivovým potrubím k přívodu spojení railu s čerpadlem. Dále je rozdělováno do několika vstřikovačů (odtud termín common rail tj. společný zásobník).

Tlak paliva je měřen snímačem tlaku v railu a pomocí regulačního tlakového ventilu regulován na požadovanou hodnotu. Omezovací tlakový ventil je (v závislosti na požadavcích systému) použit jako alternativa k regulačnímu tlakovému ventilu a jeho úkolem je omezovat tlak paliva v zásobníku rail na maximální povolenou hodnotu. Pomocí vysokotlakých potrubí je palivo stlačené na definovaný tlak v zásobníku rail přiváděno k jednotlivým vstřikovačům.

Objem railu je neustále doplňován vysokotlakým čerpadlem. Stlačitelnosti paliva, které je při tomto tlaku dosaženo, se využívá k zachování zásobníkového efektu. Z tohoto důvodu je tlak při vstřikování téměř konstantní.

4.1.4.4 Vysokotlaké snímače

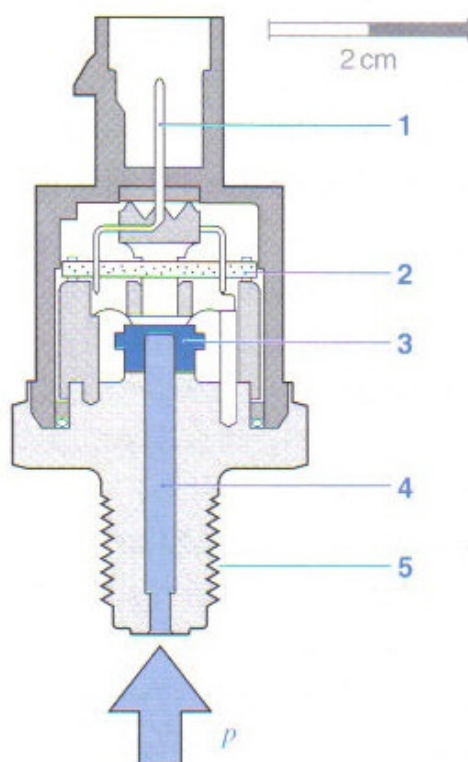
Snímač tlaku v railu pro vznětové motory

Tento snímač měří tlak v zásobníku paliva (railu). Maximální pracovní tlak u systému common rail čtvrté generace je 2050 bar.

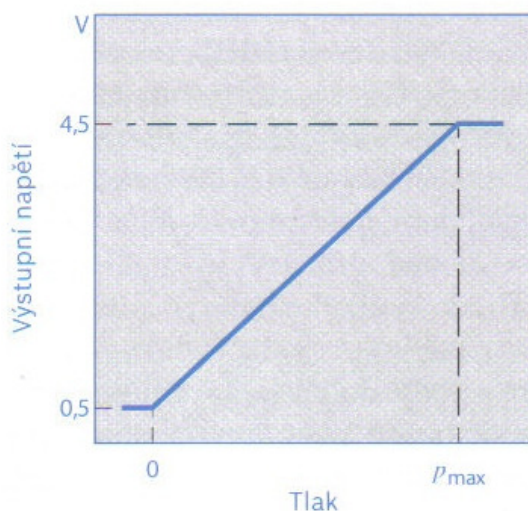
Konstrukce snímače:

Jádro snímače je tvořeno ocelovou membránou, na které jsou napařeny elastické rezistory v můstkovém zapojení (obr.18). Měřicí rozsah snímače závisí na tloušťce membrány (silnější membrána pro vyšší tlaky, tenčí membrána pro nižší tlaky). Když měřený tlak přes tlakovou přípojku (4) zapůsobí na jednu stranu membrány, elastické rezistory změni svůj odpor v důsledku prohnutí membrány (cca 20 μm při 1500 bar).

Výstupní napětí 0 až 80mV vzniklé v můstku je propojovacími vodiči vedeno k vyhodnocovacímu obvodu (2) ve snímači. Ten zesílí signál můstku v rozsahu 0 až 5V a vede jej k řídicí jednotce, kde je s pomocí uložené charakteristiky vypočítán tlak (obr.19).



Obr. 18 Vysokotlaký snímač [1]



Obr. 19 Charakteristika vysokotlakého snímače [1]

Regulační tlakový ventil

Úkolem regulačního tlakového ventilu je řídit a udržovat tlak railu v závislosti na zatížení motoru.

- Otvírá se při vysokém tlaku v railu, aby se určitá část paliva odvedla přes sběrné potrubí zpět do nádrže.
- Zavírá se při nízkém tlaku v railu a slouží jako těsnící prvek mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví.

Regulační tlakový ventil je pomocí příruby upevněn k vysokotlakému čerpadlu nebo k railu. Cívka elektromagnetu (5) (viz obr. 20) přitlačuje kuličku ventilu (6) do těsnícího sedla, aby se utěsnila vysokotlaká strana proti nízké větví: za tímto účelem přitlačí ventilová pružina (2) kotvu směrem dolů a současně elektromagnet vyvine sílu na kotvu. Mazání a chlazení ventilu je docíleno obtékáním kotvy palivem.

Ventil je vybaven dvěma regulačními okruhy:

- Pomalejší elektrický regulační okruh slouží k nastavení proměnné střední hodnoty tlaku v zásobníku rail.
- Rychlejší mechanicko-hydraulický regulační okruh vyrovnává vysokofrekvenční tlakové kmitání.

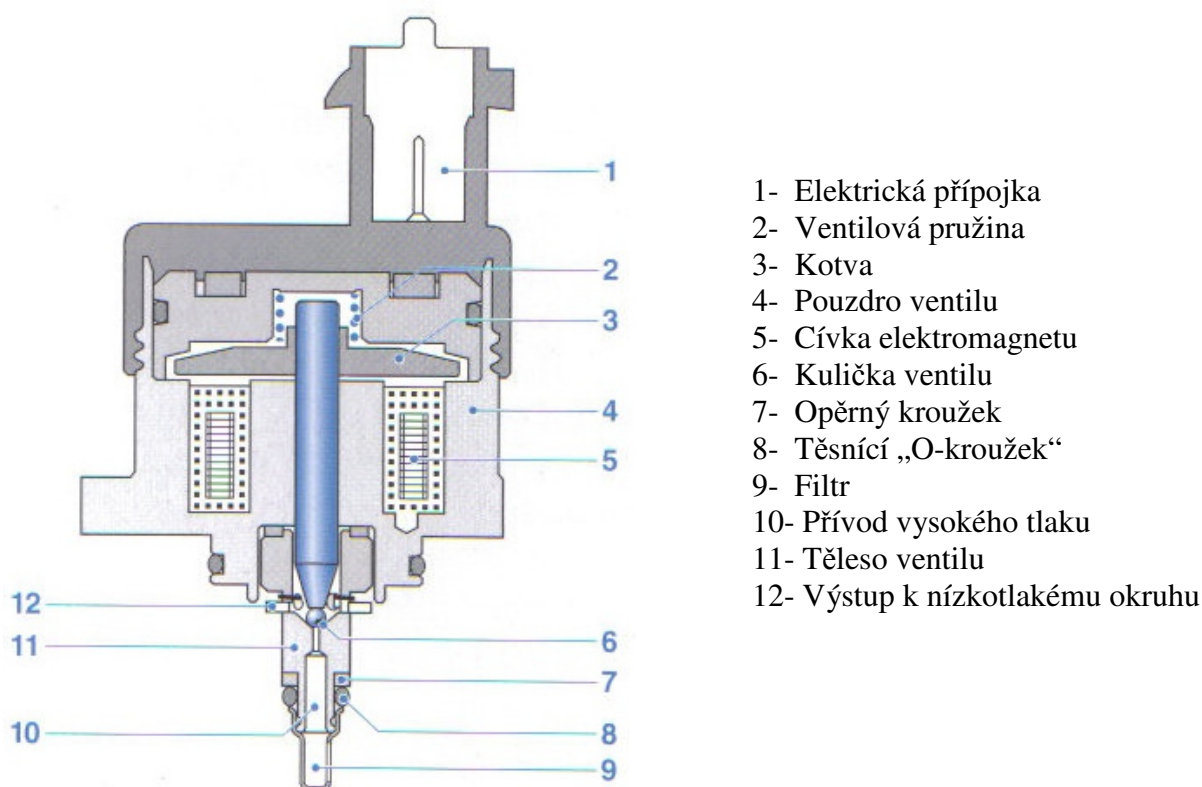
Princip činnosti při neaktivovaném regulačním tlakovém ventilu:

Tlak v zásobníku rail, nebo na výstupu vysokotlakého čerpadla, je přiváděn potrubím k regulačnímu tlakovému ventilu. Elektromagnet bez proudu nevyvíjí žádnou sílu, a proto síla vysokého tlaku převažuje sílu pružiny, takže se regulační tlakový ventil otevře a podle dodávaného množství zůstává více či méně otevřen. Pružina je navržena tak, aby nastavovala tlak přibližně 100 bar.

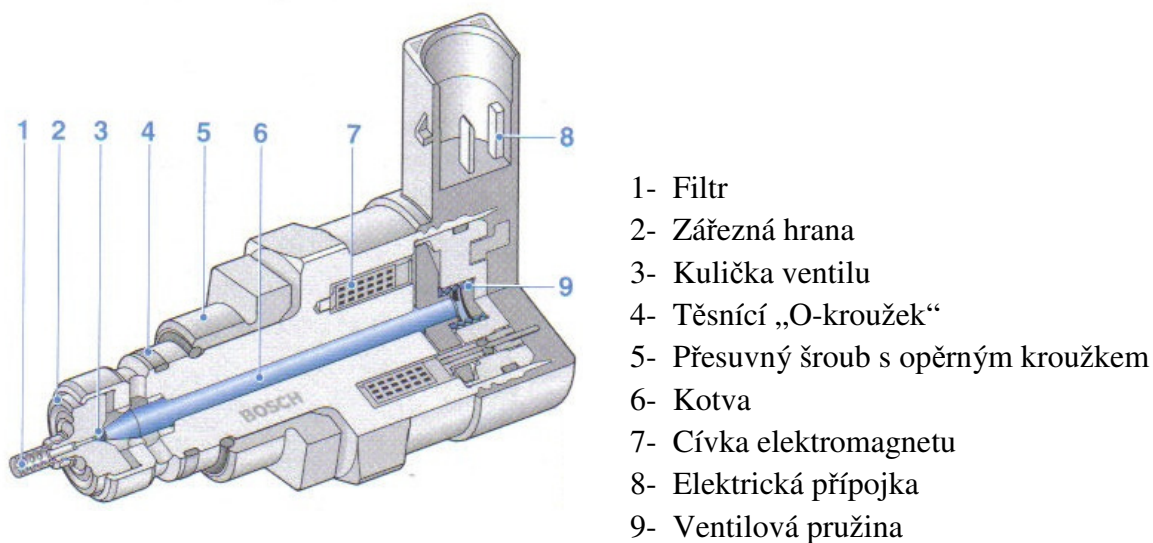
Princip činnosti při aktivovaném regulačním tlakovém ventilu:

Když má být tlak ve vysokotlakém okruhu zvýšen, musí být kromě síly pružiny vytvořena ještě elektromagnetická síla. Regulační ventil je aktivován a uzavřen do doby, než mezi silou vysokého tlaku na jedné straně a silou elektromagnetu a pružiny na druhé straně, dojde k rovnováze. Poté zůstává v otevřeném stavu a udržuje tlak na konstantní úrovni. Mění se množství dodávané vysokotlakým čerpadlem a odběr paliva z vysokotlaké části vstřikovačů je vyrovnáno různou polohou otevření. Síla elektromagnetu je úměrná aktivacímu proudu. Změna aktivacího proudu se provádí pomocí modulace šířkou impulzu (taktování). Taktovací frekvence 1 kHz je dostatečně vysoká, aby se vyloučily rušivé pohyby kotvy a případné kolísání tlaku v railu.

S rozdílnými požadavky a modernizací systému common rail se pro různé generace používají dva typy regulačních tlakových ventilů. DRV1 pro první generaci a ventil DRV2 pro modernější generace systémů common rail.



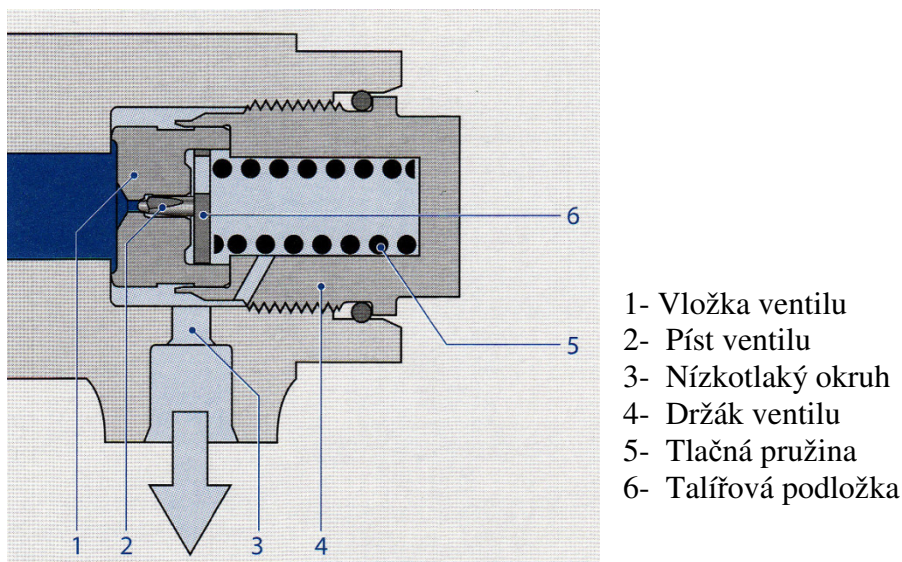
Obr. 20 Regulační tlakový ventil DRV1 [1]



Obr. 21 Regulační tlakový ventil DRV2 [1]

Omezovací tlakový ventil

Úloha omezovacího tlakového ventilu odpovídá přetlakovému ventilu, přičemž do nejnovější verze byla integrována funkce nouzového chodu. Tento ventil slouží jako záložní systém při poruše regulačního ventilu. Skládá se z mechanických prvků a při překročení maximálního tlaku v railu přepouští palivo do nízkotlaké větve, aby nedošlo k porušení vysokotlakých komponent.



Obr. 22 Omezovací tlakový ventil DRV4 [1]

4.1.4.5 Vstřikovací trysky

Vstřikovací trysky tvoří rozhraní mezi palivovým systémem a válcem motoru. U vstřikovacího systému common rail se užívají otvorové trysky typu „P“ integrované ve vstřikovači. Otvorové trysky lze rozdělit:

- Trysky se slepým vývrtem
- Trysky s otvorem do sedla

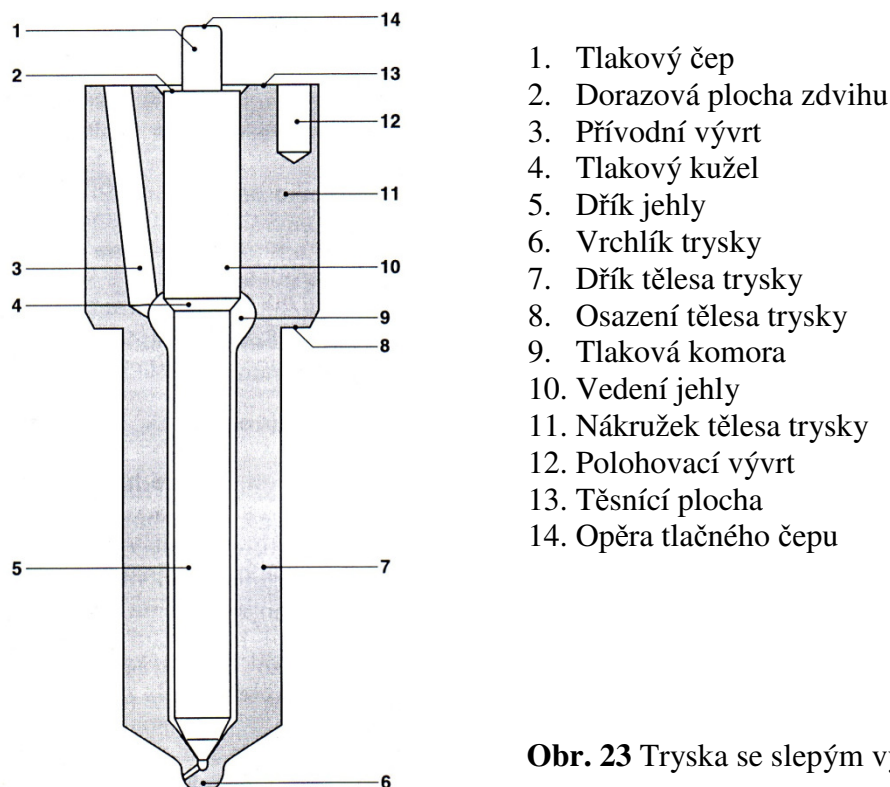
Dále můžeme otvorové trysky rozdělit dle velikosti:

- Typ „P“ s průměrem jehly 4mm (užívané jak u trysek se slepým vývrtem, tak i u trysek s otvorem do sedla)
- Typ „S“ s průměrem jehly 5 a 6mm (užívaných u velkých motorů, pouze u trysek se slepým vývrtem)

Trysky se slepým vývrtem:

Tyto trysky mají výstřikové otvory umístěny ve slepém vývrtnu. Slepý vývrt přitom může mít tvar válcový nebo kuželový. Vrchlík trysek může být kulatý nebo kónický. Tvary vývrtnu a vrchlíku pak určují počet, geometrii a způsob obrábění výstřikových otvorů a výstřikového úhlu. Největší volnost připouští kombinace válcového vývrtnu a kulového vrchlíku. Z hlediska emisí zbytkových uhlovodíků vychází nejlépe kombinace kuželového vývrtnu a kónického vrchlíku.

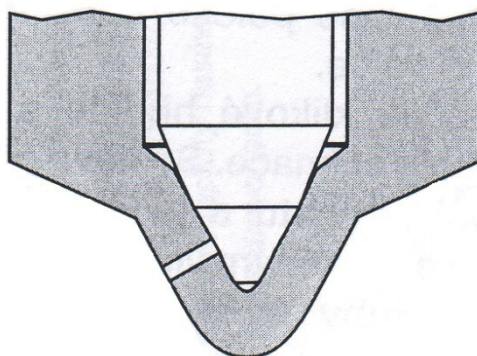
Pro snížení emisí uhlovodíků je důležité, aby zbytkový objem pod hranou sedla jehly trysky byl co nejmenší. Tento objem je totiž po uzavření trysky vyplněn palivem, které pomalu ukapává a přispívá tak k tvorbě sazí a zbytkových uhlovodíků.



Obr. 23 Tryska se slepým vývrtem [2]

Trysky s otvorem do sedla:

Nejmenší škodlivý objem je dosažen u trysek s otvory do sedla. Začátek výstřikového otvoru leží v kuželu sedla trysky a při uzavřené trysce je zakryt jehlou. Tyto trysky však mají daleko nižší hranici zatížení než trysky se slepým vývrtem. Tvar vrchlíku trysky bývá z pevnostních důvodů kónický.



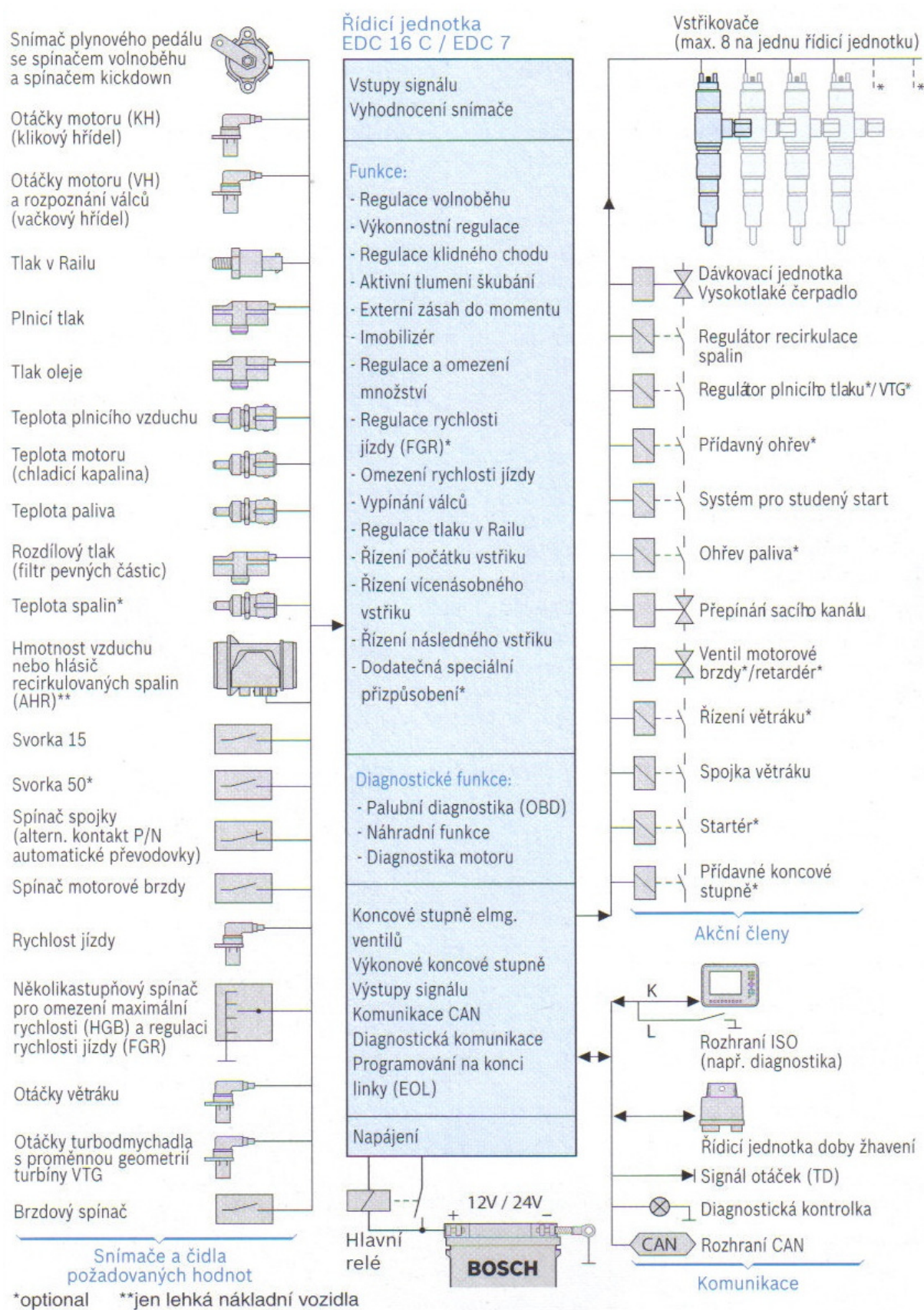
Obr. 24 Tryska s otvory dosedla [2]

4.1.5 Elektronická regulace vznětových motorů EDC (Electronic Diesel Control)

Systém EDC byl vyvinut především pro snížení škodlivin a tím i částečně spotřeby paliva. Na rozdíl od konvenčních systémů, nemá řidič ve vozidle s elektronickou regulací přímý vliv na dávku vstřikovaného paliva, poloha akceleračního pedálu je pouze jednou ze vstupních veličin, kterou vyhodnotí řídicí jednotka motoru. Veličiny vstupující do řídicí jednotky jsou:

- Požadavek řidiče (poloha plynového pedálu)
- Hodnoty dodávané akčními členy
- Teplota motoru
- Zásahy dalších systémů (např. ASR)
- Požadavek na emise škodlivých látek
- Provozní stav

Z těchto veličin vypočítá řídicí jednotka vstřikované množství paliva a okamžik vstřiku. Elektronické řízení motoru EDC umožňuje také výměnu dat s jinými elektronickými systémy jako např. protiprokluzová regulace (ASR), elektronické řízení převodovky (EGS) nebo regulace dynamiky jízdy s elektronickým programem stabilizace (ESP).

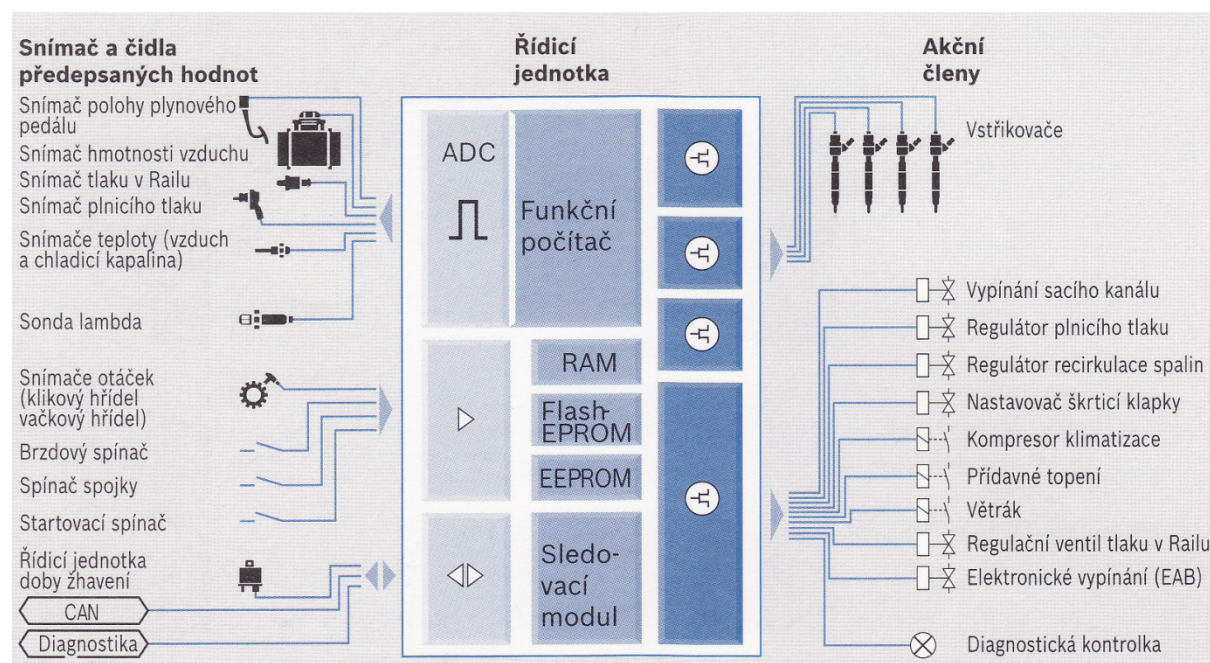


Obr. 25 Přehled komponent systému EDC pro nákladní vozidla [2]

Systémové bloky:

Elektronická regulace vznětového motoru (EDC) je rozčleněna do tří systémových bloků.

- Snímače a čidla předepsaných hodnot snímají provozní podmínky (např. otáčky motoru) a předepsané hodnoty (např. polohu snímačů). Převádějí fyzikální veličiny na elektrické signály.
- Řídicí jednotka zpracovává informace snímačů a čidel požadovaných hodnot podle určitých pravidel výpočtu (řídicí a regulační algoritmy). Dále tvoří rozhraní k dalším systémům a diagnostice vozidla.
- Akční členy převádějí elektrické signály řídicí jednotky na mechanické veličiny.



Obr. 26 Systémové bloky EDC [2]

Zpracování dat:

Důležitou úlohou elektronické regulace vznětových motorů (EDC) je řízení vstřikovaného množství a okamžiku vstřiku. Tyto hodnoty se významnou měrou podílejí na emisích škodlivin ve výfukových plynech. U systému common rail je rovněž regulován vstřikovací tlak a počet vstřiků za jeden cyklus.

Řídicí jednotka vyhodnocuje signály snímačů a omezuje jejich napětí na přípustnou úroveň. Jednotlivé vstupní signály jsou rovněž kontrolovány po stránce věrohodnosti. Mikroprocesor propočítává ze vstupních hodnot a uložených datových polí optimální nastavení pro daný stav motoru. Například i systém recirkulace výfukových plynů, regeneraci nádobky odvětrávání palivové nádrže, žhavení atd.

5 Zástavba systému common rail do stávajícího motoru

Pro zástavbu systému common rail do reálného traktorového motoru byl vybrán firmou Zetor a.s. řadový čtyřválcový vznětový motor o objemu 4156 ccm, s vrtáním 105 mm, zdvihu 120 mm, a dvouventilovou hlavou. Systém common rail byl vybrán na základě pozitivního poměru vlastností systému vůči ceně. Jelikož cena systému common rail je výrazně nižší než-li cena např. systémů PDE nebo PLD. Tyto systémy dosahují v některých oblastech ještě lepších výsledků, ovšem jejich aplikací by se významně zvýšila cena pohonné jednotky.



Obr. 27 Současný motor Zetor UŘIII

5.1 Výběr a upevnění vysokotlakého čerpadla

V dnešní době se užívá třípístkových radiálních čerpadel jak pro osobní automobily, tak i pro nákladní automobily, stavební stroje, zemědělskou a lesnickou techniku, která je vybavena vstřikovacím systémem common rail. Pouze ojediněle jsou motory nákladních automobilů osazeny dvoupístkovým řadovým vysokotlakým čerpadlem CP2.

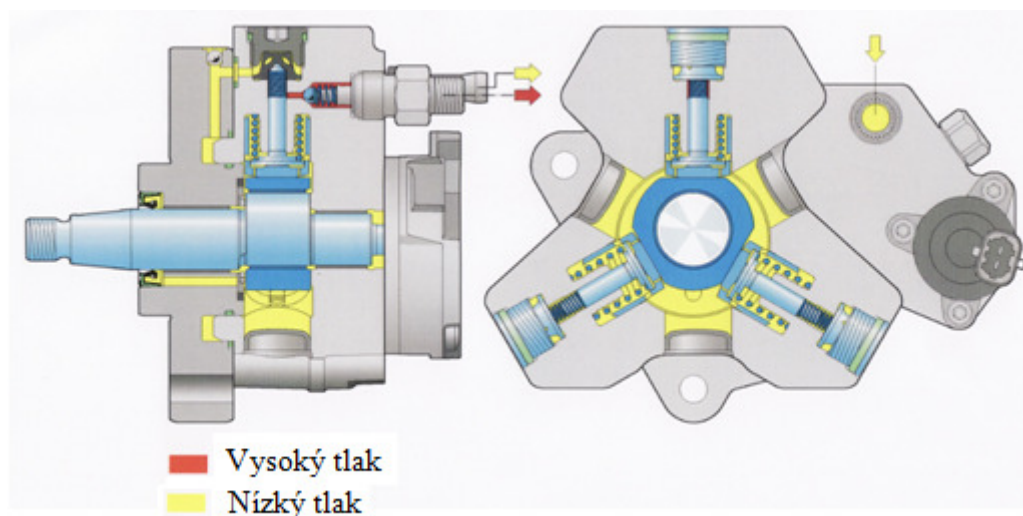
Pro traktorový motor, který pracuje s maximálními otáčkami 2200 min^{-1} je možno v dnešní době vybrat tři vhodná vysokotlaká čerpadla.

- Modernizované vysokotlaké čerpadlo první generace CP1H
- Vysokotlaké čerpadlo třetí generace CP3
- Vysokotlaké čerpadlo čtvrté generace CP4

První možností, kterou je čerpadlo CP1H je plně dostačující. Pro potřeby traktorového motoru o objemu 4.156l je schopno dodávat dostatek paliva a příznivější je i cena tohoto čerpadla, která činí dle výrobce firmy Bosch s.r.o. cca 2/3 ceny vysokotlakého čerpadla CP3. Toto čerpadlo ovšem nebylo zvoleno z důvodu jeho větších zástavbových rozměrů. Z tohoto důvodu není možno umístit čerpadlo do míst stávajícího řadového čerpadla.

Nejmodernějším vysokotlakým čerpadlem určeným pro common rail systémy je model CP4. Jedná se o čerpadlo čtvrté generace, které je zhotoveno z modernějších materiálů. Vstřikovací tlak dosahuje maximální hodnoty 2050bar. Rozměry tohoto čerpadla jsou takřka stejné jako rozměry vysokotlakého čerpadla CP3. Ovšem použít čerpadlo CP4 je neopodstatněné, jelikož v dnešní době je montováno pouze do motorů osobních automobilů a rovněž jeho cena, která je výrazně vyšší než cena vysokotlakého čerpadla CP3, nasvědčuje nepoužít tento model.

Jako nejvhodnější bylo vybráno čerpadlo třetí generace CP3 o maximálním vstřikovacím tlaku 1600bar. Zátěžové vlastnosti, vstřikovací tlak, zástavbové rozměry i cena tohoto čerpadla jsou v příznivém poměru a tudíž je tento model pravděpodobně nejvhodnější pro zadaný pohonný agregát. Vysokotlaké čerpadlo je na trhu v pěti variantách, které jsou voleny dle charakteristiky motoru. Každá varianta je dále konstrukčně řešena dle polohy na motoru, možnostech přívodu a vývodu paliva a dalších podmínek.

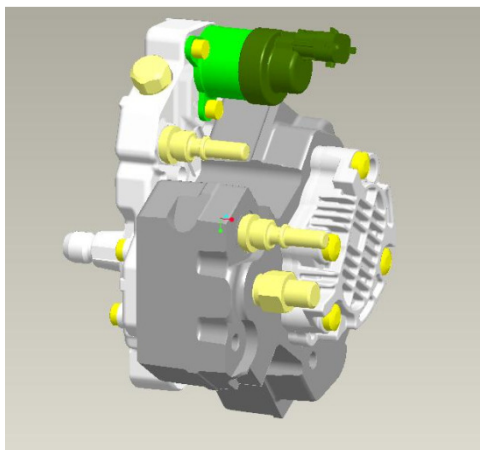


Obr. 28 Schéma vysokotlakého čerpadla CP3 [2]

Dle (tabulky 7) poskytnuté firmou Bosch diesel s.r.o. byla zvolena varianta CP3.2 s vhodným konstrukčním uspořádáním polohy nízkotlakého přívodu i přepadu a vysokotlakého výstupu pro připojení zásobníku paliva (rail). Pro potřeby diplomové práce bylo toto čerpadlo poskytnuto firmou Bosch diesel Jihlava s.r.o. jako model v programu ProENGINEER. Z důvodu zástavby je tento reálný model vysokotlaké jednotky nutný, převážně pro vyšetření kolizí na skutečném motoru.

class	gear ratio	displ. / rev. [mm ³]	engine power (kW)	Piston Ø [mm]	Stroke [mm]	Peak torque (1600 bar)	Housing Ø [mm] **(length)	CP
Pass.car	2/3; 5/6	677	60...100	6,5	6,8	22 Nm	149	3.2
=		866	100...140	7,0	7,5	30 Nm	152/+7	3.2+
Pass.car/ MD	2/3; 5/6	1087	140...180	7,5	8,2	50 Nm	169	3.3
HD1	5/3; 2	1259	250...380	7,5	9,5	94 Nm	198	3.4
HD2	5/3; 2	1432	380...440	8	9.5	105 Nm*	198	3.4+

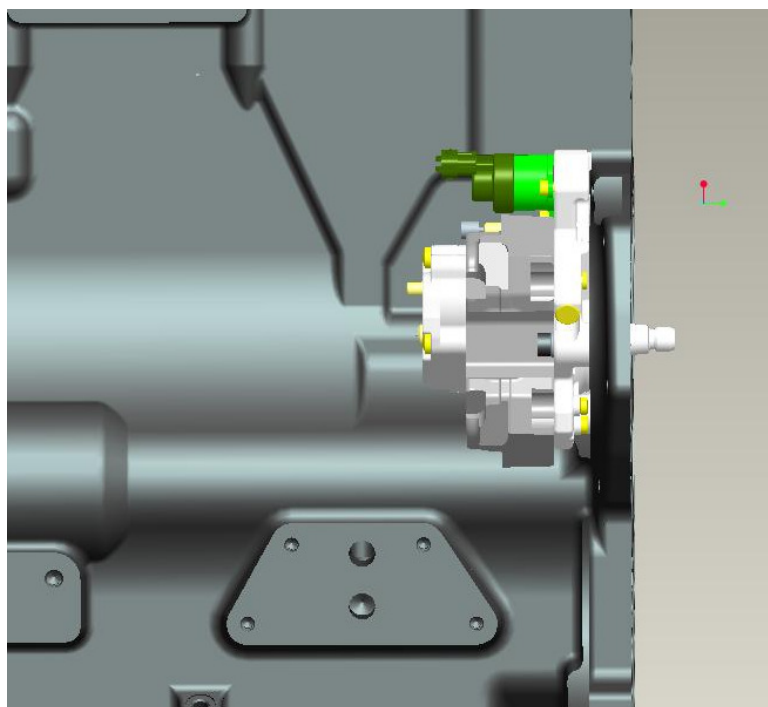
Tab. 7 Návrh vysokotlakého čerpadla CP3



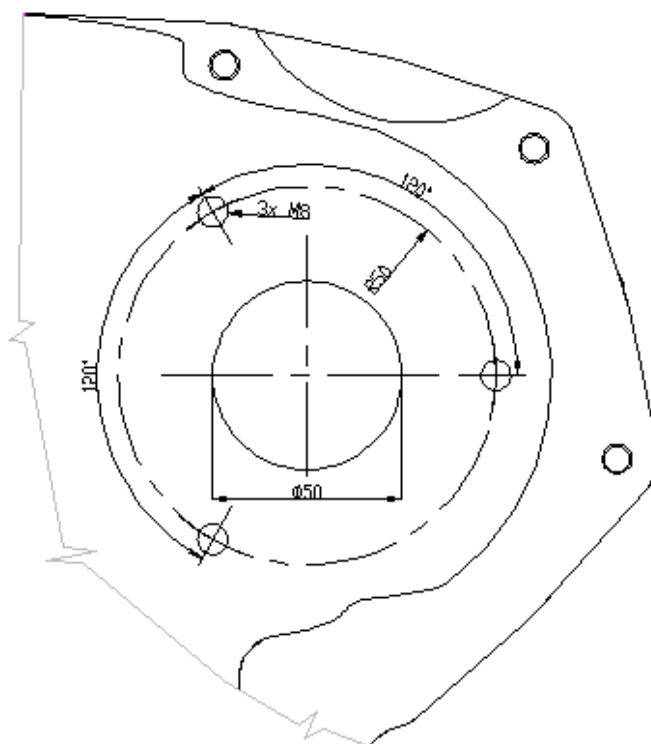
Obr. 29 Reálný model vysokotlakého čerpadla CP3.2

Vysokotlaké čerpadlo CP3.2 je standardně dodáváno s integrovaným, zubovým podávacím čerpadlem, které může být v případě nutnosti (převážně při dlouhém palivovém vedení) doplněno o elektrické podávací čerpadlo varianty INTANK nebo INLINE.

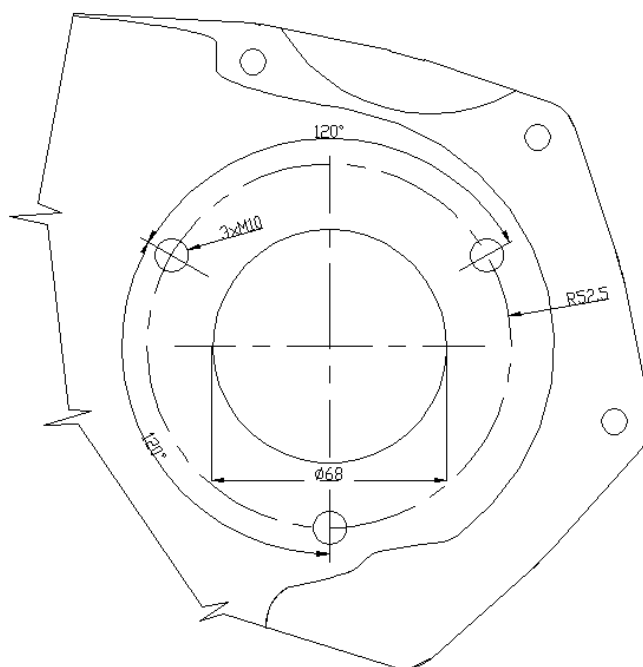
Pro umístění vysokotlaké jednotky je nevýhodnější použít stávajícího nálitku současného řadového čerpadla, pouze s minimální úpravou. Jedná se o zmenšení průměru příruby čerpadla ze současných 68mm na 50mm. A vhodného umístění otvorů pro tři závrtné šrouby, kterými je vybaveno vysokotlaké čerpadlo common rail. Rovněž vzpěra, kterou bylo přichyceno řadové čerpadlo, již není potřebná a tudíž je možno nálietek pro uchycení této vzpěry ke klikové skříni odstranit. Prostor pro umístění čerpadla je dostatečný a vhodným natočením je vyřešen i problém kolizí s klikovou skříní. Čerpadlo je možné, dle výrobce, natáčet podle osy pohonné hřídele v libovolném úhlu.



Obr. 30 Zástavba vysokotlakého čerpadla – pohled ze strany

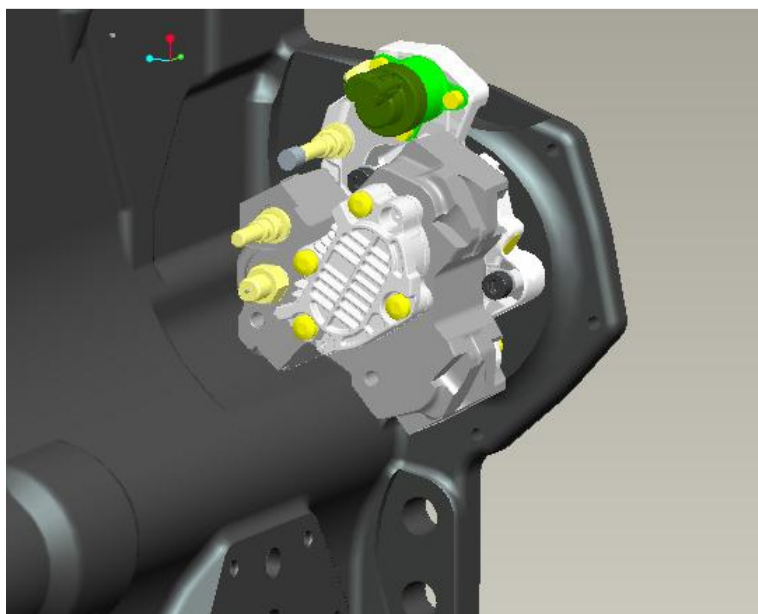


Obr. 31 Náčrtek upraveného nálitku upevnění vysokotlakého čerpadla



Obr. 32 Náčrtek původního nálitku řadového čerpadla

Obr. 31 a 32 částečně zobrazují minimální změnu, která je provedena na nálitku upevnění čerpadla. Tj. změna centrálního průměru příruby vysokotlakého čerpadla common rail a uspořádání nových otvorů vysokotlaké jednotky.



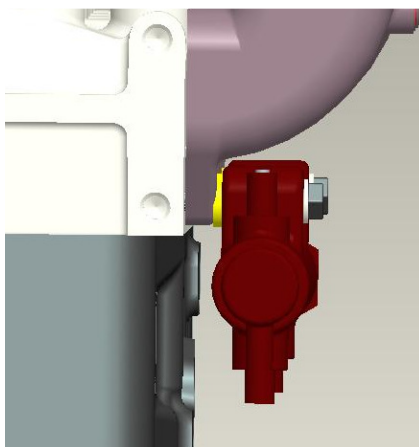
Obr. 33 Zástavba vysokotlakého čerpadla -pohled šikmý zezadu

5.2 Umístění vysokotlakého zásobníku (railu)

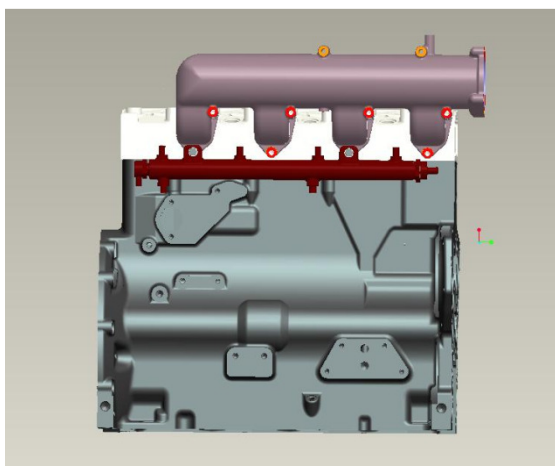
Tlakový zásobník byl vymodelován v programu ProENGINEER dle stávajícího railu používaného v nákladním automobilu Iveco se čtyřválcovým vznětovým motorem o objemu 4l.

Návrh tlakového zásobníku je volen dle objemu motoru, počtu válců, výkonu, generace systému common rail a dle předpokládané měrné spotřeby paliva.

Umístění railu na motoru může být provedeno na prodloužených šroubech plnicí komory. Tomuto vyhovuje i současný upevňovací systém tlakového zásobníku. Pro upevnění je třeba použít standardních šroubů M8x75 ISO 4041-8.8 a podložky 8,4 ČSN 02 1702.10. Pro zamezení kolize upevňovacích částí zásobníku rail je třeba použít podložku o tloušťce 3mm, která je umístěna mezi tlakovým zásobníkem a plnicí komorou. Tento problém je možno vyřešit i po konzultaci s výrobcem tlakového zásobníku, úpravou držáku railu.



Obr. 34 Tlakový zásobník (rail)- pohled zezadu



Obr. 35 Tlakový zásobník (rail)- pohled z boku

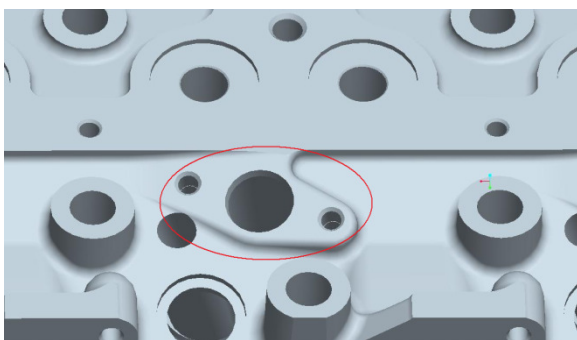
5.3 Výběr a montáž vstříkovače common rail

Na trhu jsou k dispozici dva základní typy vstříkovačů:

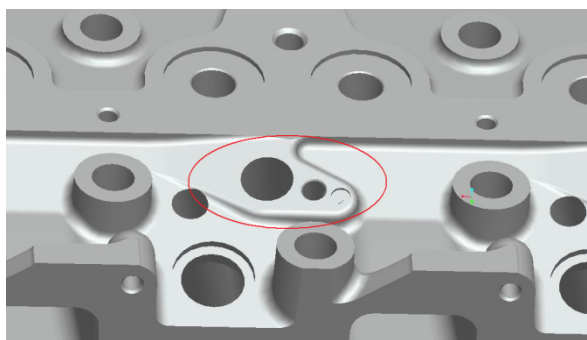
- Elektromagnetický vstříkovač
- Piezoelektrický vstříkovač

Pro nákladní vozidla, stavební stroje, zemědělskou a lesnickou techniku jsou v dnešní době užívány pouze elektromagnetické vstříkovače, které svými parametry plně dostačují provozním podmínkám těchto motorů. Z tohoto důvodu byl zvolen elektromagnetický vstříkovač. Tyto vstříkovače jsou na trhu ve dvou variantách, tzv. mokré a suché provedení. Jelikož je u zadaného motoru vstříkovač umístěn mimo víko ventilů a není tedy ostříkován olejovou lázní, bude u tohoto motoru užito tzv. suchého vstříkovače common rail. Model vstříkovače byl vytvořen v programu ProENGINEER dle reálného modelu, který byl demontován z osobního vozu Alfa Romeo 156 s pohonným agregátem 2.4 JTD.

Pro umístění vstříkovače není mnoho možností, jelikož se jedná, jak již bylo řečeno, o hlavu s dvouventilovou technikou. Po prostudování problematiky bylo zjištěno, že není možno, alespoň bez velkých zásahů do konstrukce hlavy spalovacího prostoru, umístit vstříkovací jednotku do jiného místa, než do polohy vstříkovače řadového čerpadla. Současný vstříkovač je k rovině hlavy spalovacího prostoru skloněn pod dvěma rovinami. Z tohoto plyne problém se správným rozstříkem paliva ve spalovacím prostoru. Tento problém se vyřeší použitím správné vstříkovací trysky, které vyrábí firma Bosch dle přání zákazníka. Některé často používané trysky jsou běžně vyráběny. Volbu trysky je třeba ještě prokonzultovat s výrobcem vstříkovacího zařízení, aby bylo zajištěno správné promísení paliva se vzduchem ve spalovacím prostoru. Úprava hlavy válců spočívá ve zmenšení průměru otvoru pro vstříkovač cca o 2mm a úpravou nálitku pro upevnění třmenu vstříkovače. Samotný tvar nálitku zůstává nezměněn, ovšem úchytkové zařízení vstříkovače common rail vyžaduje jiný způsob uchycení. Tudíž je nutno změnit polohu otvoru pro upevňovací šroub třmenu a provést zahlbubení pro oporu vidlice vstříkovače. Tyto úpravy jsou ovšem jen nepatrné a proto by s přechodem na vstříkovací systém common rail neměly být větší problémy.

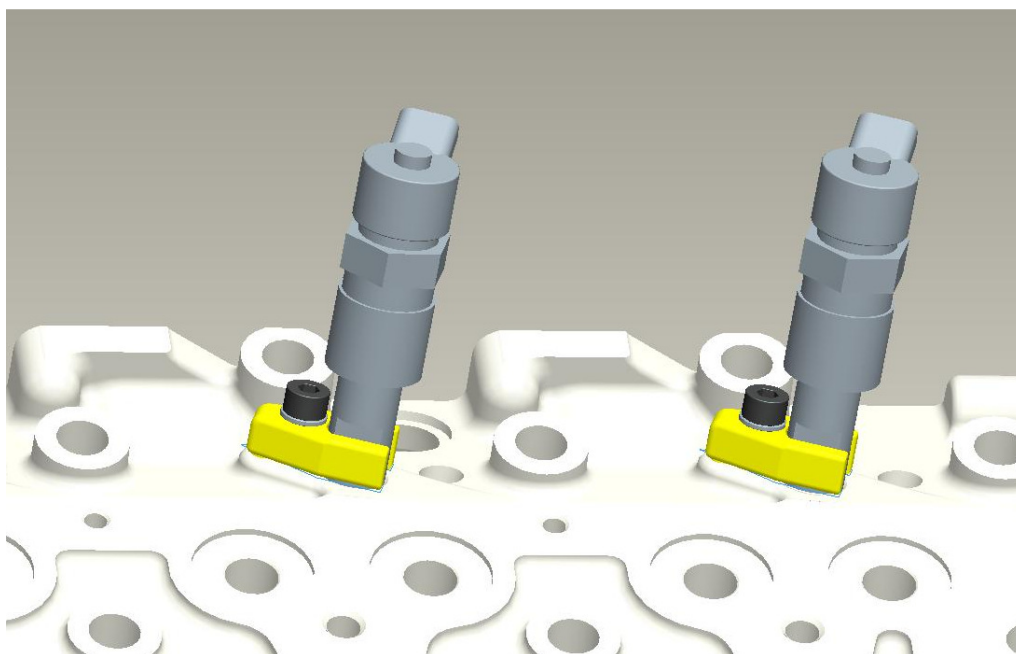


Obr. 37 Původní nálitek

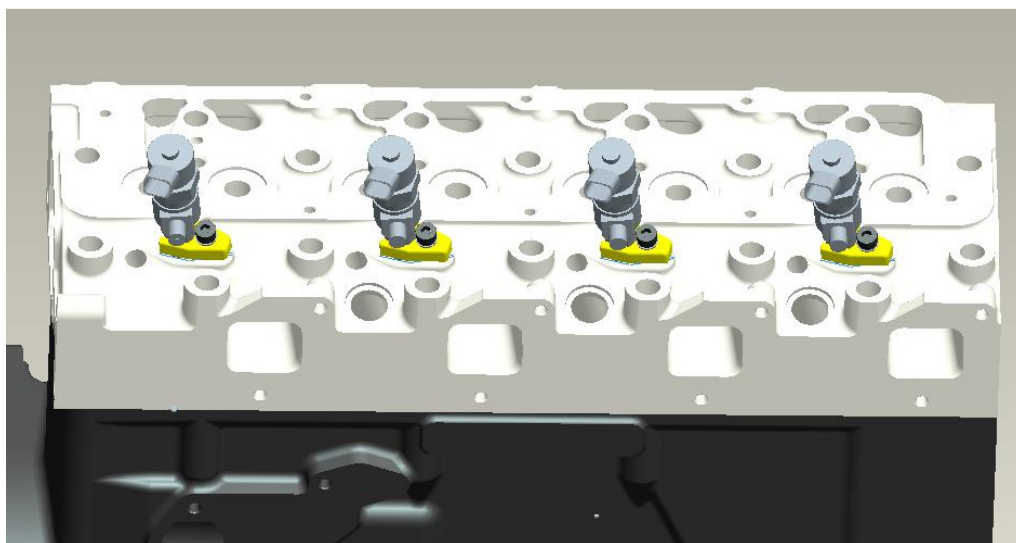


Obr. 36 Upravený nálitek

Po prostudování možností byl pro upevnění třmenu zvolen nálitek původního držáku vstřikovače řadového čerpadla, který poskytuje relativně dostatek prostoru. Tento postup byl zvolen převážně pro zmenšení nákladů, při přechodu stávajícího motoru s řadovým čerpadlem na vstřikovací systém common rail. Upevnění vstřikovače je standardně řešeno třmenem ve tvaru vidlice. I v tomto případě je použito stejného řešení. Upevňovací vidlice vstřikovače common rail bývá často konstruována s přihlédnutím na tzv. pákové pravidlo, pomocí něhož je vstřikovač tlačěn do hlavy válců větší silou, než tlačí opěrné rameno třmenu na dosedací plochu hlavy válců. Tohoto pravidla ovšem nelze v tomto případě použít, jelikož rozměry nálitku pro upevnění vstřikovače toto nedovolují.



Obr. 38 Upevnění vstřikovače - pohled zleva



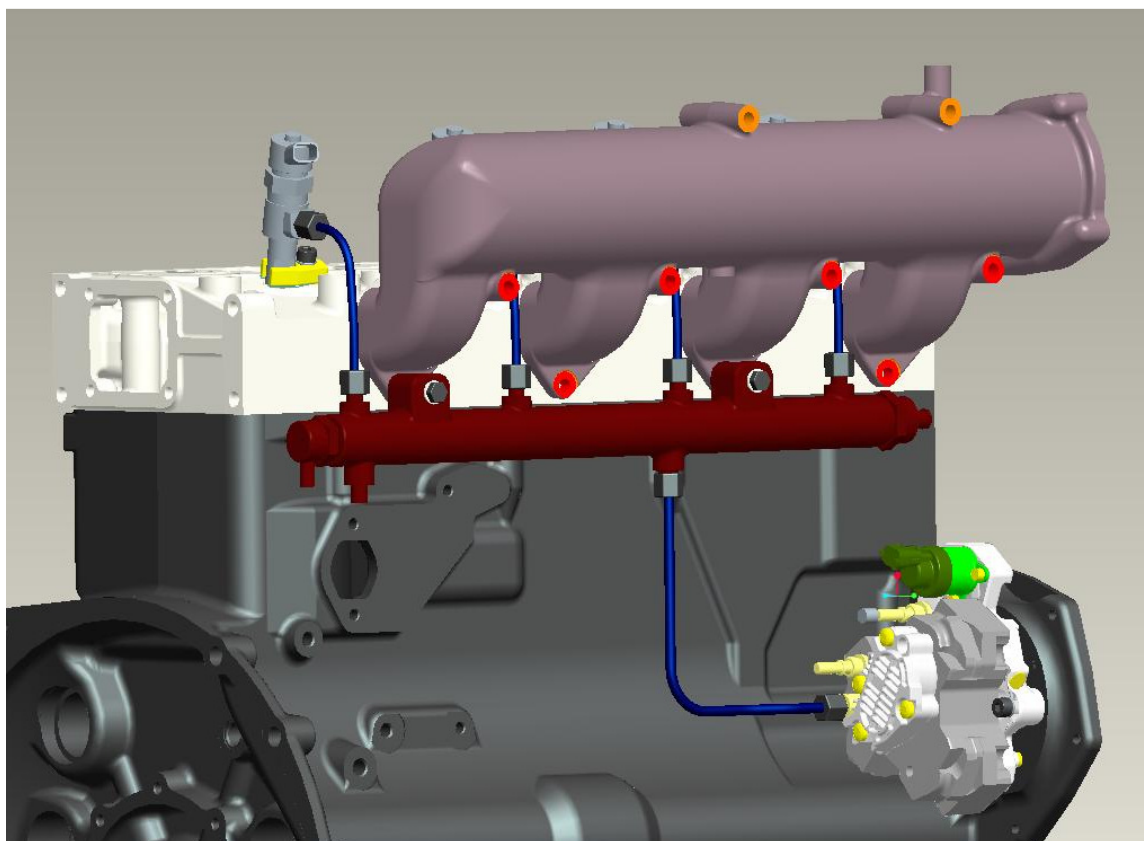
Obr. 39 Upevnění vstřikovačů - pohled zprava

Pro upevnění těmenu vstřikovačů je použito normalizovaného šroubu M8x30 ISO 4762-12.9 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Tohoto šroubu bylo použito z důvodu snadné montáže standardními postupy. Šroubu s šestihrannou hlavou nelze užít pro nedostatek místa, kterého by při montáži bylo třeba pro klasické utahovací nářadí.

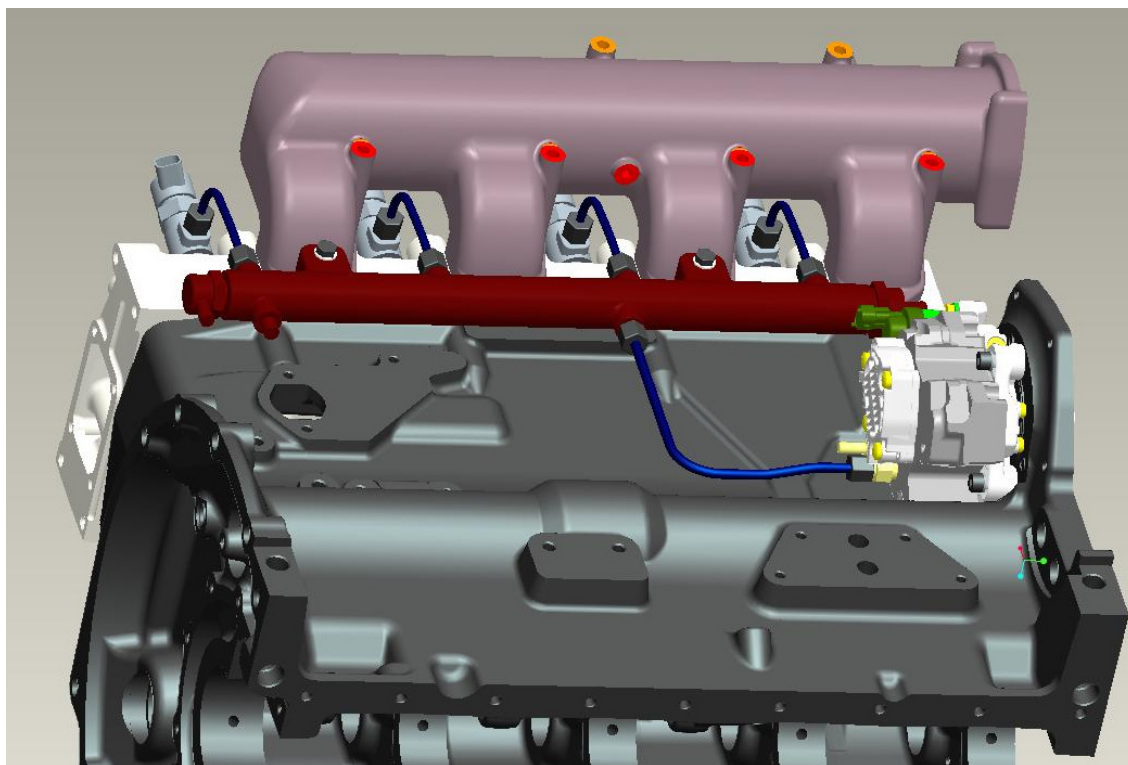
5.4 Vysokotlaké palivové vedení

Vysokotlaké vedení je modelováno za pomoci přímých úseků a definovaných poloměrů křivosti tak, aby jej bylo možno vyrobít na standardních ohýbacích stanicích. Vysokotlaké vedení bývá po dohodě standardně dodáváno výrobcem vstřikovacího systému. Rovněž je možno objednat ho dle dokumentace u jiné firmy. Vedení je zhotoveno z tlustostěnných trubek, které musí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo k jejich přílišné pulzaci.

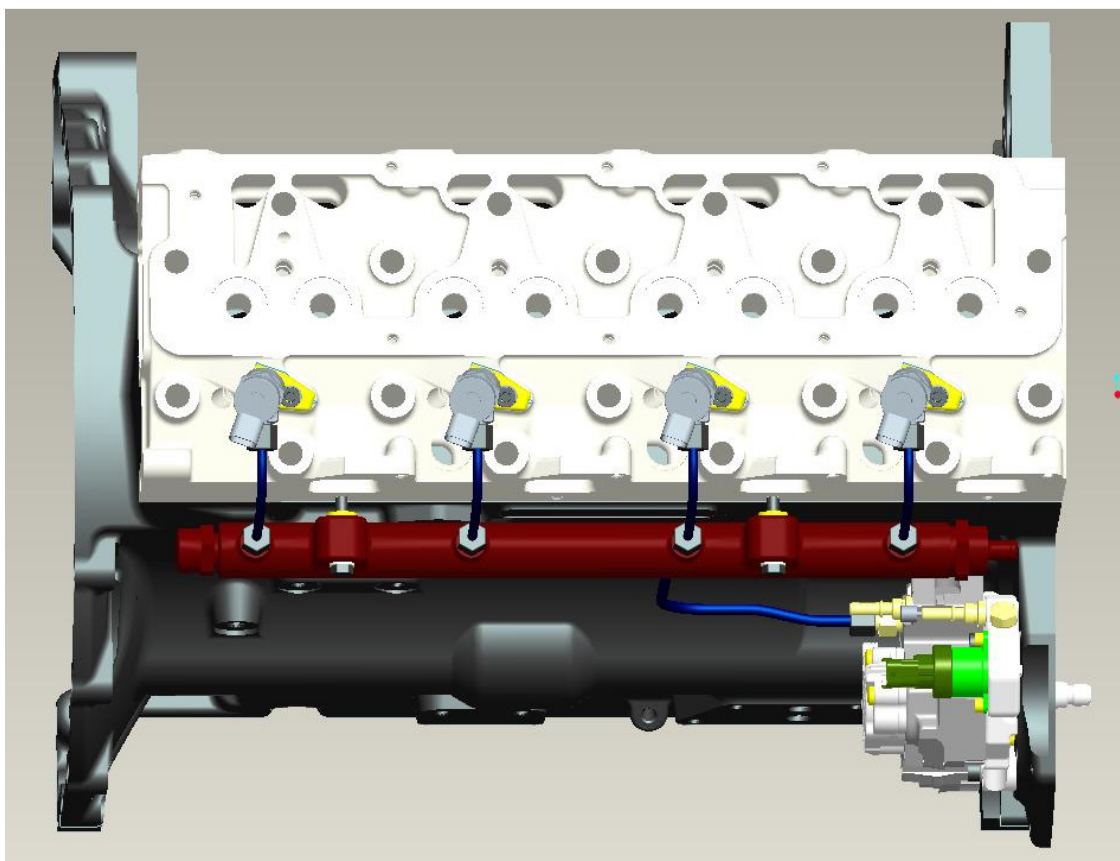
Pro tvarování vysokotlakých trubek propojujících vysokotlaký zásobník rail se vstřikovači common rail jsou kladeny požadavky párování. U čtyřválcového motoru je nutno párovat vedení vždy pro 1. a 4. válec a pro 2. a 3. válec. Jelikož u motoru je dostatek místa a i rozložení vysokotlakých přípojek na zásobníku tlaku rail je možno definovat vhodně, byl proveden tvar všech vysokotlakých trubek stejný. Tímto odpadá problém s párováním vedení a rovněž také s dalšími negativními vlivy rozdílnosti tvaru potrubí a maximální délkové difference. Vysokotlaké přípojky vstřikovačů jsou vedeny stejným způsobem jako přípojky vstřikovačů řadového čerpadla a to prostorem mezi hlavou válců a plnicí komorou. Vše ukazují následující obrázky (40, 41, 42 a 43).



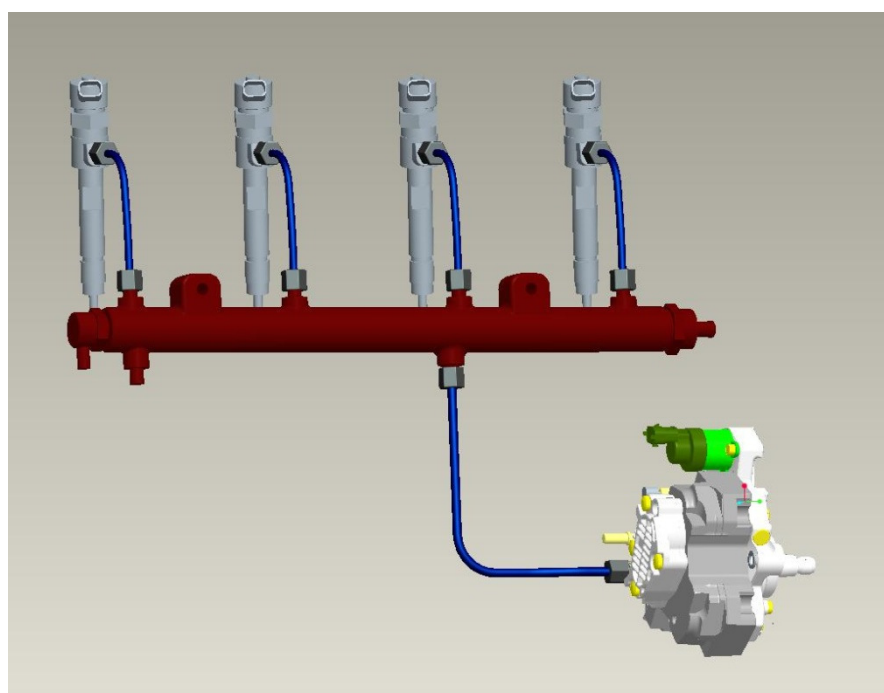
Obr. 40 Vysokotlaké vedení - pohled šikmo zezadu



Obr. 41 Vysokotlaké vedení - pohled zdola



Obr. 42 Vysokotlaké vedení - pohled shora přes plnicí komoru



Obr. 43 Sestava vysokotlakých komponent

6 Pevnostní výpočet

Výpočet byl proveden v programech MathCad 13 a ANSYS.

6.1 Materiálové vlastnosti a parametry šroubového spoje pro výpočet programem MathCad 13

Modul pružnosti:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

Mez kluzu:

$$R_{p0.2} = 1080 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti:

$$R_m = 1200 \text{ MPa}$$

Mez únavy:

$$\sigma_c = 130 \text{ MPa}$$

Rozteč závitu:

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

Průměr šroubu:

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

Střední průměr závitu:

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

Průměr jádra šroubu:

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

Úhel sklonu metrického závitu:

$$\psi = 30 \text{ deg}$$

Vzdálenost osy šroubu od osy podpory:

$$a = 10 \text{ mm}$$

Vzdálenost osy vstřikovače od osy šroubu:

$$b = 17.5 \text{ mm}$$

Přítlačovací síla vstřikovače:

$$F_1 = 5500 \text{ N}$$

Součinitel tření v drážce metrického závitu:

$$\mu_1 = 0.15$$

Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou:

$$\mu_2 = 0.14$$

Mez kluzu materiálu třmenu:

$$\sigma_k = 835 \text{ MPa}$$

Délka šroubu bez závitu:

$$l_{zs1} = 8 \text{ mm}$$

Délka šroubu s nezašroubovaným závitem:

$$l_{zs2} = 7.6 \text{ mm}$$

Délka zašroubované části šroubu:

$$l_{zs3} = 14.4 \text{ mm}$$

Největší průhyb vidličky (ANSYS):

$$w = 0.0262 \text{ mm}$$

Průměr otvoru vstřikovací trysky:

$$d_{tr} = 7 \text{ mm}$$

Maximální tlak plynu:

$$p_{max} = 12.9 \text{ MPa}$$

Průměr válcové hlavy šroubu:

$$d_k = 13 \text{ mm}$$

Výpočet osově síly šroubu:

Dle doporučení firmy Bosch diesel, s.r.o. byla zvolena přitlačovací síla vstřikovače do sedla v intervalu (4500 N; 6000 N) a to na hodnotu 5500 N.

$$F_Q = \frac{F_1 \cdot (a + b)}{a}$$

$$F_Q = 1.513 \times 10^4 \text{ N}$$

Výpočet napětí ve šroubu:

Průřez šroubu:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

$$A_s = 36.606 \text{ mm}^2$$

Napětí šroubu od osově síly:

$$\sigma = \frac{F_Q}{A_s}$$

$$\sigma = 413.186 \text{ MPa}$$

Výpočet namáhání šroubu na otlačení:

Počet závitů matice:

$$i = \frac{l_{zs3}}{P}$$

$$i = 11.52$$

Nosná výška závitu:

$$H_1 = \frac{d - d_3}{2}$$

$$H_1 = 0.767 \text{ mm}$$

Tlak v závitech sešroubované části:

$$p = \frac{4 \cdot F_Q}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_3^2)}$$

$$p = 75.332 \text{ MPa}$$

tlak v závitech (kontrola):

$$p_{\text{ww}} = \frac{F_Q}{i \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1}$$

$$p = 75.804 \text{ MPa}$$

Kontrola šroubu na tah:

$$\sigma_h = \frac{F_Q}{A_s} \qquad \sigma_h = 413.186 \text{ MPa}$$

Výpočet dovoleného tahového napětí:

Bezpečnost pro šroubové spoje se volí dle literatury v rozmezí 1,67 až 6,3. Pro tento případ byla volena bezpečnost 1,8.

$$\sigma_d = \frac{R_{p0.2}}{1.8} \qquad \sigma_d = 600 \text{ MPa}$$

Podmínka byla splněna: $\sigma_h < \sigma_d$

Výpočet utahovacího momentu šroubu:

Výsledný utahovací moment je složen ze dvou složek.

Z třecího momentu v závitech šroubu:

$$M_Z = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\tan(\psi) + \mu_1) \qquad M_Z = 39.538 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z třecího momentu mezi hlavou šroubu a podložkou:

$$M_{PH} = F_Q \cdot \mu_2 \cdot \frac{D_a}{2} \qquad M_{PH} = 14.823 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledný moment potom bude:

$$M_U = F_Q \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot (\tan(\psi) + \mu_1) + \mu_2 \cdot \frac{D_a}{2} \right] \qquad M_U = 54.361 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet tuhosti šroubu a upínací vidličky vstřikovače:

Příčný průřez šroubu bez závitu:

$$S_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \qquad S_s = 50.265 \text{ mm}^2$$

Příčný průřez šroubu se závitem:

$$S_j = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \qquad S_j = 32.837 \text{ mm}^2$$

Tuhost šroubu:

$$K_s = \frac{l_{zs1}}{E \cdot S_s} + \frac{l_{zs2}}{E \cdot S_j} \qquad K_s = 1.86 \times 10^{-9} \frac{\text{m}}{\text{N}}$$

Výpočet tuhosti upínací vidličky vstřikovače:

Pro výpočet tuhosti této součásti je použito výsledků z programu ANSYS, určení největšího průhybu upínací vidličky.

$$K_v = \frac{w}{F_Q} \qquad K_v = 1.732 \times 10^{-9} \frac{\text{m}}{\text{N}}$$

Součinitel základního zatížení šroubového spoje:

$$\kappa = \frac{K_v}{K_v + K_s} \qquad \kappa = 0.482$$

Výpočet namáhání v důsledku působení plynu při běhu motoru:

Síla působící na vstřikovač v důsledku tlaku plynu:

$$F_{vsp} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot p_{max} \qquad F_{vsp} = 496.45 \text{ N}$$

Síla od tlaku plynů namáhající šroubový spoj:

$$F_{svsp} = F_{vsp} \cdot \frac{a+b}{a} \qquad F_{svsp} = 1.365 \times 10^3 \text{ N}$$

Celková síla zatěžující šroubový spoj (předpětí + síla od tlaku plynu):

$$F_c = F_Q + \kappa \cdot F_{svsp} \qquad F_c = 1.578 \times 10^4 \text{ N}$$

Reakce v podpoře upínací vidličky vstřikovače:

$$F_{c2} = F_c \cdot \frac{b}{a+b} \qquad F_{c2} = 1.004 \times 10^4 \text{ N}$$

Reakce mezi třmenem a vstřikovačem:

$$F_{c1} = F_c \cdot \frac{a}{a+b} \qquad F_{c1} = 5.739 \times 10^3 \text{ N}$$

Kontrola stykového tlaku pod maticí:

Dosedací plocha hlavy šroubu:

$$A_g = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \qquad A_g = 132.732 \text{ mm}^2$$

Stykový tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{pm} = \frac{F_c}{A_g} \qquad p_{pm} = 118.911 \text{ MPa}$$

Stykový tlak pod válcovou hlavou šroubu vyhovuje podmínce $p_{pm} < p_{pmD}$

Dovolený stykový tlak pod maticí šroubu třídy 8.8 je 900MPa [9]

Výpočet únavového namáhání šroubu:

Maximální napětí:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_c}{S_j} \qquad \sigma_{\max} = 480.66 \text{ MPa}$$

Minimální napětí:

$$\sigma_{\min} = \frac{F_Q}{S_j} \qquad \sigma_{\min} = 460.611 \text{ MPa}$$

Střední napětí:

$$\sigma_s = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \qquad \sigma_s = 470.635 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = 10.024 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu velikosti: $\epsilon_{\sigma} = 1$ [9]

Součinitel vlivu povrchu: $\epsilon_{\sigma 1} = 0.5$

Součinitel vlivu asymetrie cyklu: $\psi_{\sigma} = 0.1$

Součinitel koncentrace napětí v závitu: $X_{\sigma} = 4$ [9]

Míra bezpečnosti proti cyklickému porušení:

$$k_{\sigma c} = \frac{\sigma_c}{\frac{\sigma_a}{\epsilon_{\sigma} \cdot \epsilon_{\sigma 1}} \cdot X_{\sigma} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_s}$$

$$k_{\sigma c} = 1.1$$

Míra bezpečnosti proti plastické deformaci:

$$k_{\sigma p} = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_a + \sigma_s}$$

$$k_{\sigma p} = 2.247$$

6.2 Pevnostní výpočet v programu ANSYS

Výpočet byl proveden v programu ANSYS 11, který je založen na metodě konečných prvků. Výpočet byl řešen jako kontaktní úloha se čtyřmi kontakty:

- Mezi zatěžujícím tělesem (simulující velikost šroubu) a podložkou šroubu
- Mezi podložkou šroubu a upevňovací vidličkou vstřikovače
- Mezi tělesem vidličky vstřikovače a hlavou spalovacího prostoru
- Mezi tělesem upevňovací vidličky vstřikovače a tělesem vstřikovače

Zatěžující síly bylo docíleno pomocí definovaného přetvoření v ose šroubu, tedy zatěžujícího tělesa. Toto těleso bylo vytvořeno z materiálu s modulem pružnosti o řád vyšší než-li je modul pružnosti oceli, tedy modul pružnosti zatěžujícího tělesa je $E=2,1 \times 10^6$. Tohoto bylo použito pro docílení nejefektivnějších výsledků z hlediska samotné upínací vidlice vstřikovače.

6.2.1 Cíl výpočtu v MKP

Cílem byla pevnostní kontrola upínací vidlice vstřikovače, která je zcela novým prvkem v konstrukci motoru a byla navržena na nevelký prostor stávajícího nálitku pro upínací třmen vstřikovače řadového čerpadla.

6.2.2 Geometrie a umístění upínací vidlice

Třmen byl vytvořen jako 3D těleso v programu ProENGINEER s ohledem na velikost zástavbového prostoru hlavy motoru. Po prostudování možností se jeví jako nejvhodnější návrh třmenu na stávající nálitku, kde byl upevněn vstřikovač řadového čerpadla. Největší přínos tohoto řešení je v zachování stávajícího odlitku hlavy spalovacího prostoru, což přináší úsporu nákladů na přechod od systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem na systém common rail. Třmen vstřikovače s řadovým čerpadlem je řešen jiným způsobem, než-li upevnění vstřikovače common rail. Proto zástavbový prostor na umístění vidličky neposkytuje mnoho místa. Ovšem i přes tyto problémy bylo docíleno uspokojivého výsledku a výpočet v MKP potvrdil možnost realizace tohoto návrhu.

6.2.3 Materiál třmenu upínací vidlice vstřikovače

Třmen bude vyráběn přesným litím z materiálu 15230.7 s následujícími materiálovými vlastnostmi:

- mez kluzu $R_e = \min 835 \text{ MPa}$
- modul pružnosti $E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$
- součinitel příčné kontrakce $\mu_k = 0,3$

Materiál je pro účely výpočtu chápán jako homogenní a izotropní, bez skrytých vad.

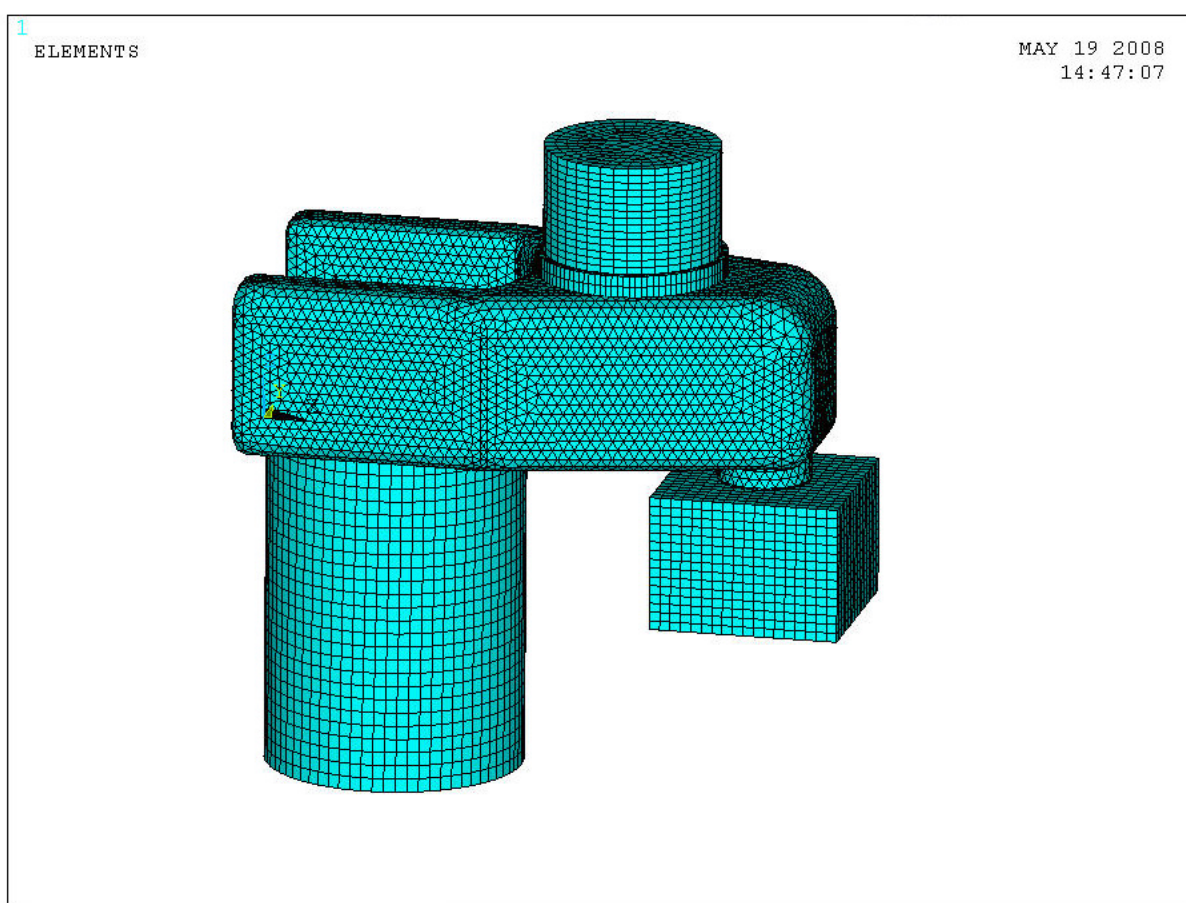
6.2.4 Postup výpočtu

Geometrie upínací vidlice a podložky upevňovacího šroubu byly exportovány do programu ANSYS 11. V tomto programu byly vytvořeny tělesa simulující těleso hlavy válců a těleso elektromagnetického vstřikovače, jehož kontaktní plocha se třmenem má obecný tvar částečného mezikruží. Všem součástem byly přiřazeny příslušné materiálové charakteristiky.

- Upínací vidlice vstřikovače - ocel
- Podložka pro upínací šroub – ocel
- Hlava spalovacího prostoru – litina
- Těleso vstřikovače – ocel

Mezi tělesy byl nedefinován kontakt, jedná se tedy, jak již bylo řečeno o kontaktní úlohu. Zatížení tělesa bylo provedeno definovaným přetvořením v tělese simulující upínací šroub. Takto byla vygenerována potřebná síla pro přitlačení vstřikovače do sedla v hlavě válců a to $F=5500N$.

Vysíťování těles proběhlo dle možností a vhodnosti pro následný výpočet. Toho bylo docíleno sweepovanou sítí prvků solid 45, což je lineární 8 nodový prvek.



Obr. 44 Náhled generované sítě výpočtového modelu

Symetričnost tělesa umožňuje neřešit úlohu jako celek, ale zatížit pouze polovinu těmenu, což podstatně zkrátí výpočtové časy a sníží nároky na výpočetní techniku. Tento postup však nebyl nutný a model vidličky byl řešen jako celek. Převážně díky vhodnému počtu síťovaných elementů, které s rostoucím počtem výrazným způsobem prodlužují výpočtový čas, ale také zpřesňují výsledky. Proto musí být síť prvků volena s ohledem na předpokládané výsledky a v místech očekávaného maximálního napětí je vhodné zvolit hustější síť.

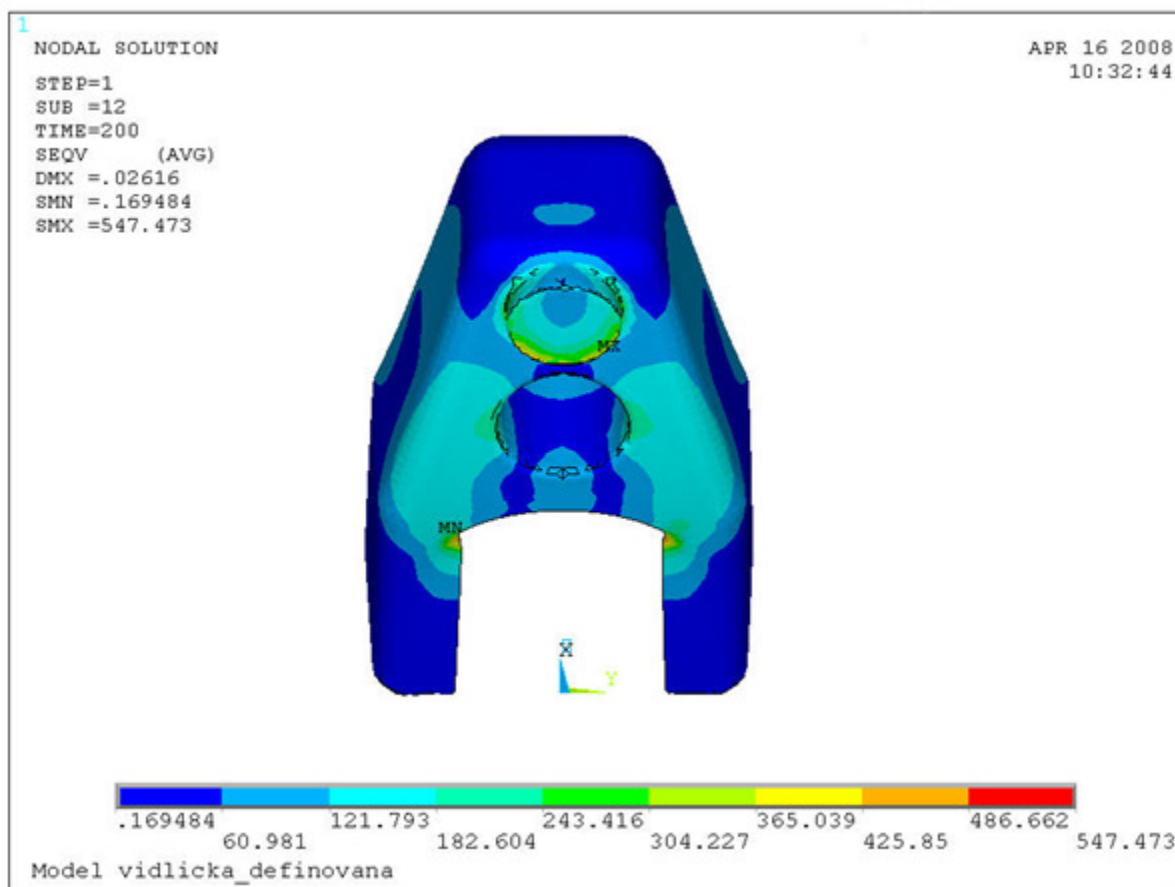
Pevnostní výpočet, tedy analýza intenzity napětí v tělese, po zadání a definici potřebných údajů trval přibližně 1 hodinu. Tento čas je standardním výpočtovým časem nenáročných úloh

programu ANSYS na běžné výpočetní technice. Výpočet definovaného třmenu byl proveden dvakrát se změnou počtu elementů. Výsledky obou výpočtů poskytují téměř identické výsledky.

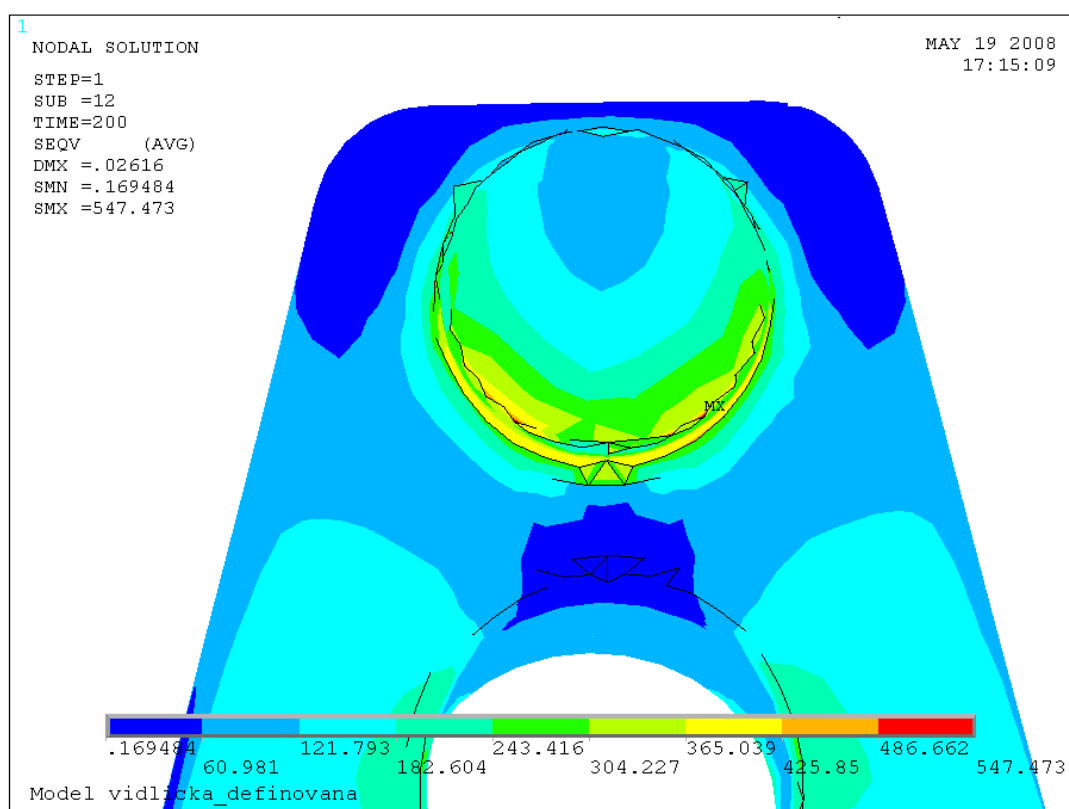
6.2.5 Analýza výsledků

Na obr. 45, 46, 47 jsou vyobrazeny výsledky výpočtu. Nejvyššího napětí je dosaženo dle očekávání v oblasti kontaktních ploch třmenu. Významně namáhaným místem je rovněž přechod tělesa do rozvidlení. Toto místo by se za předpokladu většího zástavbového prostoru dalo řešit jiným, vhodnějším způsobem. Ovšem pro předem danou délku i výšku třmenu, přičemž výška činní pouhých 13mm, nebylo možné vhodnějšího tvaru vidličky docílit takovým způsobem aby výpočet v MKP poskytl vyhovující výsledky.

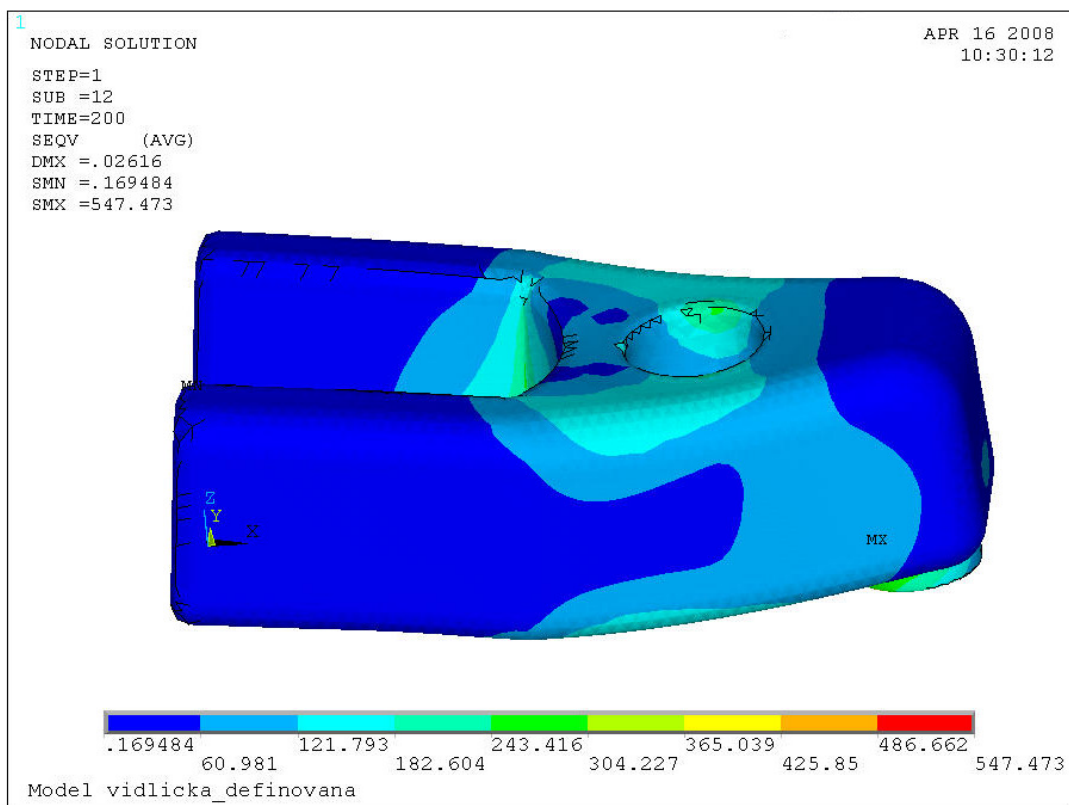
Maximální hodnota napětí v tělese byla vypočtena na hodnotu 547,5MPa a maximální posuv je roven 0.026mm a nachází se ve středové oblasti rozvidlení třmenu. Tak jako oblast největšího napětí, rovněž i oblast maximálního posuvu se nachází v oblasti očekávané, což podporuje předpoklad správnosti výpočtu. Maximální napětí se vyskytuje pouze v osamoceném elementu sítě, z toho plyne, že lze v reálném prostředí předpokládat částečné navýšení bezpečnosti vůči plastické deformaci tělesa vidličky.



Obr. 45 Grafické znázornění výsledků třmenu vstřikovače



Obr. 46 Náhled na místo nejvyššího namáhání.



Obr. 47 Těleso třmenu (pohled namáhání pod hlavou šroubu)

Výraznému namáhání v místě počátku kontaktu vidličky a tělesa vstřikovače (nedaleko od místa rozvidlení) je možno předejít v případě použití kulových kontaktních ploch. Tohoto řešení bývá často užíváno a to především u vstřikovačů řadových čerpadel. Výrobci systému common rail ovšem doporučují u svých vstřikovačů nižší přitlačovací sílu a tudíž není nutné volit kontaktní plochy jako kulové. Pro návrh vidlice vstřikovače bylo jako předlohy užito třmenu z vozu Alfa Romeo 156, kde výrobce rovněž nevyužívá možnosti volby kulových ploch. Důvodem je patrně jednodušší a levnější výroba součástí. Jak potvrzují výsledky, je možné navrhnout upevňovací třmen i bez kulových kontaktních ploch, tak aby splňoval podmínky na něj kladené.

Z naměřených hodnot a materiálových vlastností upínacího třmenu vstřikovače, plyne bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$\sigma_k = 835 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 1} = 547.5 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\max 1}} \qquad k = 1.525$$

Kontaktní úloha velice dobře simuluje skutečné namáhání dané součásti v reálném motoru. Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti, je pro daný typ součásti, dle literatury, obvyklá.

7 Závěr

V diplomové práci byly provedeny nejnútnejší úpravy stávajícího čtyřválcového, vznětového, traktorového motoru Zetor s dvouventilovou hlavou a řadovým čerpadlem, pro zástavbu moderního vstřikovacího systému common rail.

Motor byl vybaven třípístkovým radiálním vysokotlakým čerpadlem CP3 s regulací množství paliva na straně sání, elektromagnetickým vstřikovačem, zásobníkem tlakového paliva (rail) a vysokotlakým palivovým vedením. Při konstrukci byl dán zřetel na ekonomickou stránku přestavby, a proto byla zástavba nového systému provedena způsobem minimálního zásahu do konstrukce stávajícího motoru.

V dnešní době je výměna zastaralých řadových čerpadel za moderní vstřikovací systémy častou záležitostí, pro nutnost plnění přísnějších emisních norem. A snad i proto byl navázán kontakt s výrobcem vstřikovacího zařízení common rail, firmou Bosch diesel s.r.o. Volba čerpadla a dalších komponent byla konzultována s konstruktéry Bosch diesel Jihlava s.r.o. Všechny komponenty dodané výrobcem vstřikovacího zařízení jsou modelovány dle již stávajících komponent a nebo přímo dodané jako model ProENGINEERU od firmy Bosch diesel s.r.o. A proto je zaručena jejich vyrobiteľnost a možnost montáže.

8 Seznam použitých symbolů a zkratek

A_s	mm^2	výpočtový průřez závitu
A_g	mm^2	dosedací plocha
E	MPa	modul pružnosti
F_1	N	přítlačovací síla vstřikovače
F_c	N	celková síla zatěžující šroub
F_{c1}	N	reakce vznikající mezi třmenem a vstřikovačem za chodu motoru
F_{c2}	N	reakce v podpoře vidlice za chodu motoru
F_{svsp}	N	síla od tlaku plynů namáhající šroubový spoj
F_{vsp}	N	síla od tlaku plynů působící na vstřikovač
F_Q	N	osová síla ve šroubu za klidu motoru
H_1	mm	nosná výška závitu šroubu
K_s	$\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$	tuhost šroubu
K_v	$\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$	tuhost vidlice
M_{PH}	Nm	třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou
M_U	Nm	celkový utahovací moment pro šroub vidlice
M_z	Nm	třecí moment v závitu šroubu a matice
P	mm	rozteč závitu
R_m	MPa	mez pevnosti šroubu
$R_{p0.2}$	MPa	mez kluzu šroubu
S_j	mm^2	minimální plocha jádra šroubu se závitem
S_s	mm^2	plocha válcové části šroubu bez závitu
X_σ	-	součinitel koncentrace napětí v závitu
a	mm	parametry vidlice (vzdálenost osy šroubu od osy podpory)
b	mm	parametry vidlice (vzdálenost osy vstřikovače od osy šroubu vidlice)

d	mm	průměr šroubu
d_2	mm	střední průměr závitu
d_3	mm	průměr jádra šroubu
d_k	mm	průměr válcové hlavy šroubu
d_{tr}	mm	průměr trysky vstřikovače
i	-	počet závitů matice
l_{zs1}	mm	délka šroubu bez závitu
l_{zs2}	mm	délka nezašroubované části šroubu se závitem
l_{zs3}	mm	délka zašroubované části šroubu
$k_{\sigma c}$	-	míra bezpečnosti proti cyklickému porušení
$k_{\sigma p}$	-	míra bezpečnosti proti plastické deformaci
p	MPa	tlak v závitech zašroubované části
p_{pmD}	MPa	dovolený stykový tlak pod hlavou šroubu
p_{max}	MPa	maximální spalovací tlak
p_{pm}	MPa	stýkový tlak pod hlavou šroubu
w	mm	maximální průhyb vidlice
ε_{σ}	-	součinitel vlivu velikosti
$\varepsilon_{\sigma 1}$	-	součinitel vlivu povrchu
κ	-	součinitel základního zatížení šroubového spojení
μ_1	-	součinitel tření v klínové drážce závitu
μ_2	-	součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou
ψ	°	úhel sklonu metrického závitu
ψ_{σ}	-	součinitel vlivu asymetrie cyklu
σ	MPa	napětí šroubu od osově síly
σ_a	MPa	amplituda napětí
σ_d	MPa	dovolené napětí pro šroub

σ_h	MPa	napětí šroubu od osově síly pro kontrolu na tah
σ_k	MPa	mez kluzu materiálu vidlice
$\sigma_{\max}$	MPa	maximální napětí cyklu při běhu motoru
$\sigma_{\max I}$	MPa	maximální napětí v tělese vidlice
$\sigma_{\min}$	MPa	minimální napětí cyklu při běhu motoru
σ_s	MPa	střední napětí cyklu při běhu motoru

9 Použitá literatura

- [1] LANDHÄÜßER, Felix, et al. *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. Ing. Stanislav Hanák. Pod Vyšňovkou 35/1661 14 000 Praha 4 : Robert Bosch odbytová spol. s r.o., 2005. 93 s.
- [2] *Literatura firmy Bosch diesel Jihlava s.r.o.* : Robert Bosch odbytová spol. s r.o., 2008. rozměrová dokumentace čerpadla CP3, domunetace taktování čerpadla, schémata vysokotlakých komponent.
- [3] RAUSCHER, J. *Vozidlové motory*. FSI VUT Brno : Studijní opory, 2003.
- [4] KOEHLER, E. *Verbrennungsmotoren*. Braunschweig : Vieweg ferlag, 1998.
- [5] BAUMRUK, P. *Příslušenství spalovacích motorů*. Praha : ČVUT, 1996.
- [6] Service Akademie. *Dílenská příručka MAN*. : MAN service akademie, 2003. 1020 s.
- [7] ADAMEC, Vladimír. *VÝZKUM ZÁTĚŽE ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ*. Brno : Centrum dopravního výzkumu, 2005. 86 s.
- [8] LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, spol. s r.o., 1999. 985 s.
- [9] CÍSAŘ, Josef. *Zástavba systému Common Rail do 4V hlavy*, 2007. 89 s. FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim dundálek, Ph.D.
- [10] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I : Zásady konstruování - spoje*. 3. vyd. Brno : VUT Brno, 1992. 319 s.
- [11] www.bosch.cz [online]. 25.2.2008 [cit. 2008-04-05]. Dostupný z WWW: <<http://www.bosch.cz/press/obr-archiv.asp>>.

10 Seznam příloh

- Příloha č. 1** - Zástavbový výkres čerpadla CP3, výkres číslo 1
Zástavbový výkres čerpadla CP3, výkres číslo 2
Zástavbový výkres čerpadla CP3, výkres číslo 3
- Příloha č. 2** - Výkres sestavy, výkres číslo 01-53861-2008
- Příloha č. 3** - Výkres hlavy spalovacího prostoru, výkres číslo 02-53861-2008
- Příloha č. 4** - Výkres vidličky vstřikovače, číslo výkresu 04-53861-2008
- Příloha č. 5** - CD