



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**APLIKACE VYSOKOTLAKÉHO PALIVOVÉHO SYSTÉMU
NA VZNĚTOVÝ MOTOR**

THE HIGH PRESSURE FUEL SYSTEM FOR CI-ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Strouhal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Pavel Strouhal
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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

Aplikace vysokotlakého palivového systému na vznětový motor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dle zadaných požadavků prošetřete zástavbu komponentů nově aplikovaného vysokotlakého palivového systému na čtyřválcový vznětový motor. Navrhněte případné úpravy stávajících součástí a výsledky prezentujte pomocí kontrolních výpočtů.

Cíle diplomové práce:

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

Seznam literatury:

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

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

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

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Předložená diplomová práce je zaměřena na prošetření možnosti zástavby vznětového traktorového motoru novějším vstřikovacím systémem, přesněji systémem Common-Rail. Jedná se hlavně o aplikaci vysokotlakého palivového čerpadla, palivového zásobníku a vstřikovačů. S ohledem na použité komponenty jsou na motoru provedeny patřičné úpravy a ty následně kontrolovány pomocí dostupných výpočtů. Krátká zmínka je věnována teoretickému shrnutí soudobého stavu aplikovaného vstřikovacího systému a jeho vývojového trendu. Volba úprav vychází převážně ze zjištěných provozních zatížení. Je však také dbáno na jejich co nejjednodušší provedení. Nedílnou součástí této práce je výkresová dokumentace nově navržených součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

vznětový motor, vstřikovací systém, common-rail, tlakový zásobník, palivové potrubí

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on examining the development of a diesel tractor engine with a newer injection system, concretely common-rail system. Mainly it is about the application of the high pressure fuel pump, fuel rail and injectors. With regard to the used components are appropriate adjustments made on the engine, and then checked using the available calculations. Brief mention is given to the theoretical summary of the contemporary state of applied injection system and its development trend. Selecting adjustments is primarily based on observed operating load. However, it is also striving to their simplest implementation. An integral part of this work is drawing documentation of newly designed components.

KEYWORDS

diesel engine, injection system, common-rail, pressure rail, fuel pipes



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROUHAL, Pavel. *Aplikace vysokotlakého palivového systému na vznětový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Pavel Strouhal



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych velice rád poděkoval panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za vstřícnost a cenné rady během zpracování této diplomové práce. Především pak za trpělivost při jejím čtení. Dále bych tímto rád vyjádřil veliký dík mé rodině a všem blízkým přátelům za jakoukoliv podporu během celé doby studia.



OBSAH

Úvod	15
1 Vstřikovací systém Common-Rail	16
1.1 Nízkotlaký okruh	16
1.2 Vysokotlaký okruh.....	17
1.3 Regulace a řízení systému.....	21
1.4 Možnosti ošetření výfukových plynů vznětového motoru	22
EGR	23
DOC.....	24
SCR.....	25
DPF.....	26
1.5 Soudobá nabídka předních výrobců CRS	27
1.6 Možné poruchy komponent CRS.....	31
2 Výchozí konstrukce a její úpravy	33
2.1 Umístění vysokotlakého čerpadla	34
2.2 Umístění vstřikovačů paliva	35
2.2.1 Silové poměry ve šroubovém spoji	36
2.2.2 Kontrola šroubu na statické zatížení.....	43
2.2.3 Kontrola šroubu na dynamické zatížení	44
2.2.4 Kontrola těmene na statické zatížení	45
2.2.5 Kontrola těmene na dynamické zatížení	53
2.3 Umístění vysokotlakého zásobníku	56
2.3.1 Modální analýza uchycení palivového zásobníku	57
2.4 Vysokotlaké palivové potrubí	59
2.4.1 Kontrola palivového potrubí na statické zatížení	60
2.4.2 Modální analýza palivového potrubí	63
2.5 Zpětné vedení paliva	67
3 Umístění snímačů	69
Závěr.....	72
Použité informační zdroje.....	73
Seznam použitých zkratk a symbolů	75
Seznam použitých jednotek	76
Seznam obrázků.....	77
Seznam příloh.....	79





ÚVOD

Není tomu tak dávno, co byly zavedeny nové emisní předpisy, a již se chystají další. Od prvního zavedení emisních limitů zaznamenaly povolené hodnoty sledovaných sloučenin razantní propad. Ačkoliv dnes už nejsou legislativní změny tak skokové, mohou některé pohonné jednotky vykazovat nedostatky k jejich plnění. Zatím dosud nejúčinnější způsob eliminace škodlivin je v dosažení co nejpřesnějšího procesu spalování paliva. Problematika zejména osobních vozidel je nestálost provozního režimu a z toho vyplývající náročnost regulace ve všech pracovních stavech. Mezi vznětovými motory tomuto požadavku nejlépe vyhovuje již řadu let známý vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem. V současnosti je na takové úrovni, že je možné naprogramovat časy vstřiku do kteréhokoliv pracovního bodu nezávisle na otáčkách motoru. Zmíněná výhoda je hlavní důvod, proč je tak hojně využíván. Cílem této práce je navrhnout způsob umístění systému s tlakovým zásobníkem na vznětový přeplňovaný motor s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Důvodem nejsou ani tak emise, jak možnost dosažení jemnějšího chodu motoru. Snížení podílu některých škodlivin je až důsledek lepší tvorby směsi případně přesnějšího časování jednotlivých vstřiků. Ostatní systémy vznětových motorů prozatím krok s emisními předpisy spolehlivě drží, jsou však limitovány svým konstrukčním provedením a od toho se odvíjejícím dosažení potřebného vstřikovacího tlaku. Co bude nová zástavba obnášet je uvedeno v následujících odstavcích. Ty jsou doplněny o stručný teoretický úvod do dané problematiky.

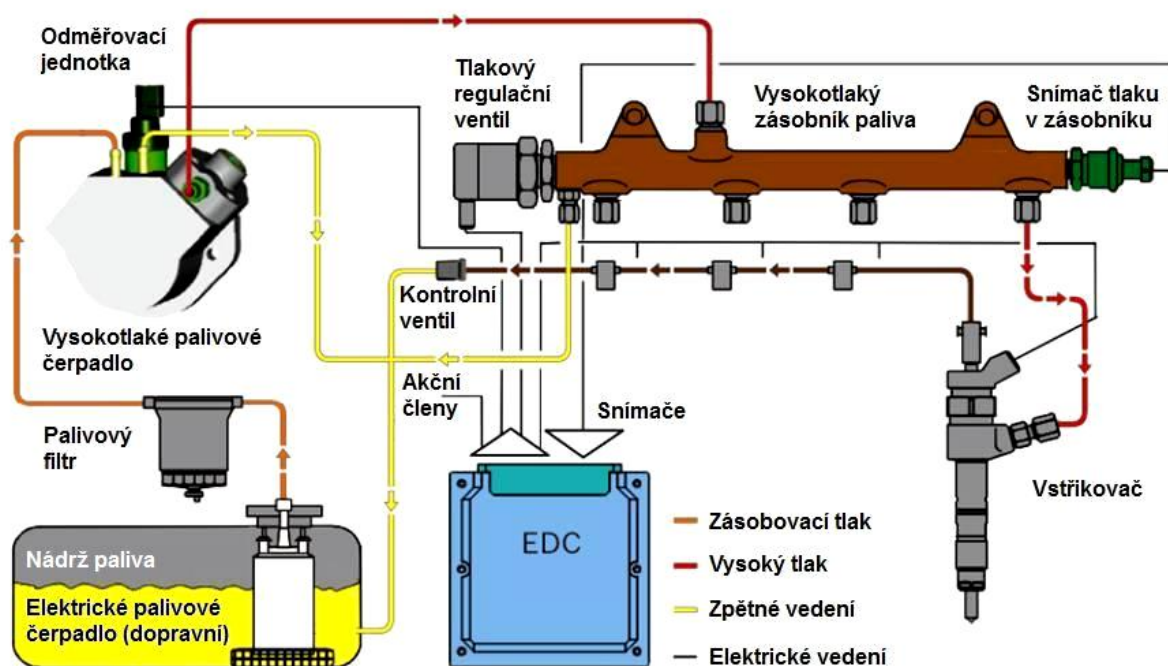
1 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM COMMON-RAIL

Celkově již bylo o systému Common-Rail napsáno mnoho knižních titulů a lze se o něm dočíst v různých periodikách. Snahou této rešerše je stručně vysvětlit principy funkce, popsat konstrukční uspořádání a určit některé charakteristické hodnoty a odlišnosti různých, v současnosti používaných, provedení.

Vstřikování nafty Common-Rail je dnes nejčastěji užitý vysokotlaký přímý vstřikovací systém vznětových motorů. Jedná se o systém, ve kterém je palivo vysokotlakým čerpadlem dopraveno z nádrže do palivového zásobníku (tzv. railu), v něm udržováno na konstantním požadovaném tlaku a následně rozděleno na jednotlivé vstřikovače. Typická hodnota maximálního tlaku paliva u osobních vozidel se nedávno pohybovala od 180 do 200 MPa. Soudobé varianty disponují maximálním tlakem až 250 MPa. V budoucnu by se měl tlak vyšplhat až na 300 MPa, předpokládané využití však směřuje zatím pouze k motoristickému sportu a k velkoobjemovým vznětovým motorům [3] [9].

Hlavní předností systému Common-Rail je jeho flexibilita, na sobě nezávislé vytváření vysokého tlaku a elektronicky řízené časování vstřiků. Uplatnění lze nalézt nejen u vozidel osobních, nákladních, stavebních a zemědělských, ale i v konstrukci motorů lodí. Mezi další výhody patří také nízká hlučnost chodu.

Z hlediska hodnot tlaku paliva lze Common-Rail, jehož schéma je na obrázku č. 1, rozdělit na dva okruhy, a to na nízkotlaký a vysokotlaký.



Obr. 1: Schéma vstřikovacího systému Common-Rail [19]

1.1 NÍZKOTLAKÝ OKRUH

Nízkotlaký okruh slouží nejen ke spolehlivému zásobování systému palivem, ale i k zajištění jeho nejvyšší čistoty. Skládá se z palivové nádrže, palivového dopravního čerpadla, palivového filtru a nízkotlakého palivového potrubí. Jako palivové čerpadlo se používá buď elektrické (lamelové), umístěné v palivové nádrži, nebo mechanické (zubové, trochoidní),



keré se ve většině případů nachází ve vysokotlakém čerpadle jako integrovaný člen. Tento blok je pak poháněn spalovacím motorem. Náročnější provedení systému může obsahovat kombinaci obou zmíněných možností.

Základní požadavek na elektrické čerpadlo je takový, aby již při dodávce elektrického napětí z palubní sítě vygenerovalo v nízkotlaké části potřebný zásobovací tlak paliva. Ten se pohybuje v rozmezí od 0,3 do 0,7 MPa. Přebytečné palivo proudící okruhem pak obtéká přes regulační tlakový ventil zpět do nádrže. Množství paliva dodávaného elektrickým čerpadlem je nezávislé na provozním režimu motoru. Oproti tomu mechanické zubové čerpadlo dodává palivo až při jeho spuštění. U mechanického čerpadla je požadována schopnost rychlého dosažení systémového tlaku. Zubové čerpadlo je používáno zejména pro svůj bezúdržbový provoz. Jednou z dalších možností je umístit elektrické zásobovací čerpadlo přímo na palivové potrubí. Výhodou je lepší přístup v případě poruchy [1].

Palivový filtr zbavuje proudící palivo, konkrétně naftu, která obsahuje na rozdíl od jiných paliv větší množství nečistot, od částic menších jak 3 μm . Většina pohyblivých součástí moderního vstřikovacího systému jsou totiž naftou mazány. Kvůli jejich náročnosti na přesnost jsou velice náchylné i na malé částice ve styčných plochách, kde by mohlo dojít k jejich poškození. Při používání méně kvalitních pohonných hmot se spolu s palivovým filtrem používá i tzv. odlučovač vody, který, jak již plyne z jeho názvu, zbavuje palivo zbytkového množství vody. Jejím působením by se části, jimiž palivo proudí, zanášely např. korozi, vodním kamenem apod. V současné době je vzhledem ke spolehlivému provozu požadována až 98 % filtrace. Té lze dosáhnout velice jemnými filtry, nebo několika filtry s různou hrubostí [1].

Užíváním pohonné jednotky za velice nízkých teplot může parafin obsažený v naftě krystalizovat a palivový filtr ucpat. Z toho důvodu se lze v některých variantách setkat se zabudovaným předehříváním paliva, jenž následně také napomáhá k rychlejšímu spouštění studeného motoru [1].

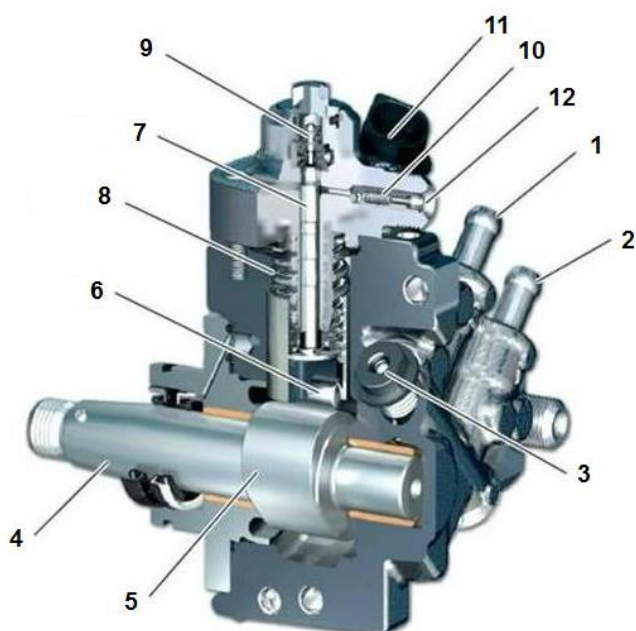
1.2 VYSOKOTLAKÝ OKRUH

Vysokotlaký okruh systému Common-Rail lze podle činnosti jednotlivých komponent rozčlenit do tří oblastí, a to na oblast vytváření vysokého tlaku, oblast zásoby vysokého tlaku a na oblast odměřování dávky paliva. Skládá se tedy z vysokotlakého čerpadla, vysokotlakého palivového zásobníku, jednotlivých vstřikovačů a z vysokotlakého palivového potrubí.

Vysokotlaké čerpadlo představuje člen, ve kterém nízkotlaký okruh přechází v okruh vysokotlaký. Je poháněno rozvodovým ústrojím motoru, konkrétně ozubeným převodem od klikového hřídele. Hlavním úkolem tohoto čerpadla je nejen co nejrychleji dosáhnout požadovaného tlaku paliva pro správný chod motoru, ale i co nejdříve zajišťovat dostatečnou rezervu paliva v případě náhlých změn provozního režimu (např.: plné zatížení). Jednoduše řečeno je potřeba, aby čerpadlo pokrylo množstevní bilanci systému, a zároveň udržovalo shodné podmínky pro dávkování v každém okamžiku vstřiku.

Důležitým krokem při návrhu je tedy převod mezi motorem a vysokotlakým čerpadlem. Závisle na počtu válců jak motoru, tak čerpadla, jsou užívány převodové poměry 1:2 nebo 3:2 vzhledem k otáčkám klikového hřídele. Při použití čerpadla s nižším počtem pístů je třeba kompenzovat dodávané množství při plném zatížení větším objemem čerpacích elementů nebo zvýšením počtu otáček. Naopak při malém zatížení je požadován nízký odběr výkonu motoru. U osobních automobilů se běžně užívá radiální pístové čerpadlo. Často aplikovaná čerpadla se třemi písty v současnosti nahrazují čerpadla jednopístová (důvodem je také trend

zmenšování velikosti pohonných jednotek). Ta jsou vzhledem ke svým rozměrům poháněna převodovým poměrem 1:1. Pomocí tohoto typu je vysvětlen princip jeho funkce. Lze však použít i čerpadlo jiné, např. řadové (některá užitková a nákladní vozidla) [1].



Obr. 2: Jednopístové radiální vysokotlaké palivové čerpadlo [14]

- 1 - přípojka vstupního vedení
- 2 - přípojka zpětného vedení
- 3 - ventil zpětného vedení
- 4 - vačkový hřídel čerpadla
- 5 - excentrická vačka
- 6 - kontaktní váleček
- 7 - píst čerpadla
- 8 - pružina pístu
- 9 - vstupní ventil
- 10 - výstupní ventil
- 11 - odměřovací jednotka (regulační ventil)
- 12 - přípojka výstupního vedení

Silové působení excentrické vačky (5) je na píst čerpadla (7) přenášeno odvalujícím se válečkem (6) z důvodu zamezení bodového kontaktu. Radiálním pohybem pístu vzhledem k ose hřídele (4) vyvolaným pružinou (8) je z nízkotlakého okruhu (respektive z dopravního čerpadla) nasáváno palivo vstupním ventilem (9) a následným vratným pohybem vytlačováno výstupním ventilem (10). Pod vysokým tlakem je dopraveno do jednoho společného zásobníku v podobě kovové trubice. Zde je regulací udržován na konstantním tlaku, který je snímán tlakovým senzorem. Přebytné palivo proudí zpět do nádrže. U vícepístové konstrukce svírají dva písty zpravidla úhel 90° , tři písty pak úhel 120° [1].

Princip řadového čerpadla je stejný jen s tím rozdílem, že pracovní písty jsou umístěny vedle sebe v jedné řadě.

Zásobník paliva je navržen jako ocelový svařenec nebo opracovaný výkovek. Musí odolávat vysokému systémovému tlaku a co nejvíce redukovat tlakové rázy a výkyvy v palivu vzniklé pulsacemi na výstupu z čerpadla a odběrem na vstřikovači. Tento jev ovlivňuje zejména jak přesnost a kvalitu dávky paliva, tak životnost jednotlivých komponent. Na základě těchto požadavků je důležitý také objem zásobníku, který má spolu s dalšími faktory vliv na celkovou pružnost vstřikovacího systému. Tlakové vlny lze také redukovat malým integrovaným zásobníkem v tělese objemnějšího vysokotlakého čerpadla. Pro lepší pevnostní vlastnosti railu se provádí technologická úprava zvaná autofrettage, jež spočívá ve vnesení tlakového napětí do materiálu vysokotlakého zásobníku, čímž je následně sníženo celkové napětí při provozním tlaku paliva. Autofrettage také dovoluje použít zásobník s menší tloušťkou stěny. Více se lze dočíst v různých informačních zdrojích některých výrobců těchto komponent [1] [18].

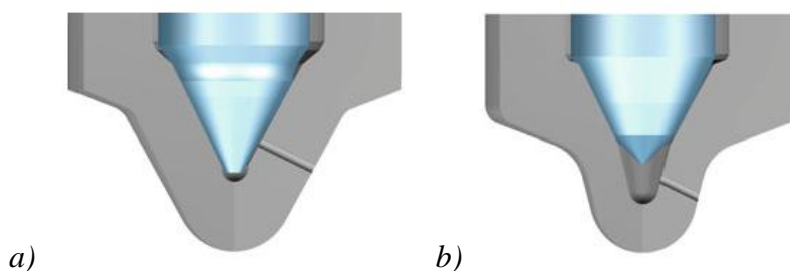
Vysokotlaké palivové potrubí z railu k jednotlivým vstřikovačům by mělo být co možno nejkratší, stejně dlouhé a dostatečně tuhé. Je připojeno kuželovým zakončením a zajištěno



převlečnou maticí buď přímo, nebo pro lepší montážní přístup či jiný konstrukční důvod přes hrdlo vedené hlavou bloku motoru.

V současnosti se u systému Common-Rail používají (dle principu ovládní) dva typy vysokotlakých vstřikovačů. V základu jsou tvořeny ze vstřikovací trysky (zpravidla otvorové), její jehly, tělesa vstřikovače, řídicího ventilu, obtokového ventilu a určitého řídicího prostoru. Výraznou odlišností Common-Rail od ostatních vstřikovacích systémů vznětových motorů je způsob řízení jehly v trysce vstřikovače. Zatímco u ostatních systémů je doba otevření trysky dána tlakem paliva, u Common-Rail je toto realizováno elektronicky řízeným zdvihem jehly. Ten vzniká právě díky elektromagnetickému nebo piezoelektrickému členu (průběh funkce je upřesněn v následujících odstavcích). Výhodou je nejen přesnější časování vstřiku, ale i dávkování vstříknutého paliva. Uvedené vstřikovače také umožňují vícenásobný vstřik během jednoho cyklu (až 9 vstřiků). Celková doba otevření trysky bývá do 2 ms [1].

Otvorové trysky vstřikovačů lze rozdělit podle vyhotovení jejich hrotu na trysky se slepým vývrtem a trysky s vývrtem do sedla. Geometrie hrotu a velikost vývrtů má značný vliv na tvar a velikost paprsku paliva, na kvalitu jeho rozprášení a i na emise vzniklé následným spalováním, při kterém hraje důležitou roli tzv. škodlivý prostor trysky (místo, ve kterém se usazuje palivo po vstřiku a odkud dochází k jeho odkapávání do spalovacího prostoru). Každopádně jednotlivé paprsky se nesmí protínat, jinak by docházelo ke zvýšené tvorbě sazí v důsledku spalování v místech s nízkým obsahem kyslíku. Pro lepší rozptýlení paliva ve spalovacím prostoru se používají víceotvorové trysky (7 - 9 otvorů). Počet otvorů závisí na tvaru spalovacího prostoru a na víření vzduchu v něm. Z pevnostních důvodů je vzdálenost otvorů u trysek s vývrtem do sedla větší než u trysek se slepým vývrtem. Průměr otvorů se pohybuje mezi 105 - 135 μm , hloubka pak mezi 0,7 - 1 mm. Dodávané palivo slouží zároveň jako chladící médium vysokotepečně namáhaných vstřikovačů. Jejich teplotní odolnost je navrhována hlavně na režim motorové brzdy, kdy je dodávka paliva přerušena a teplota vstřikovače prudce narůstá [1].

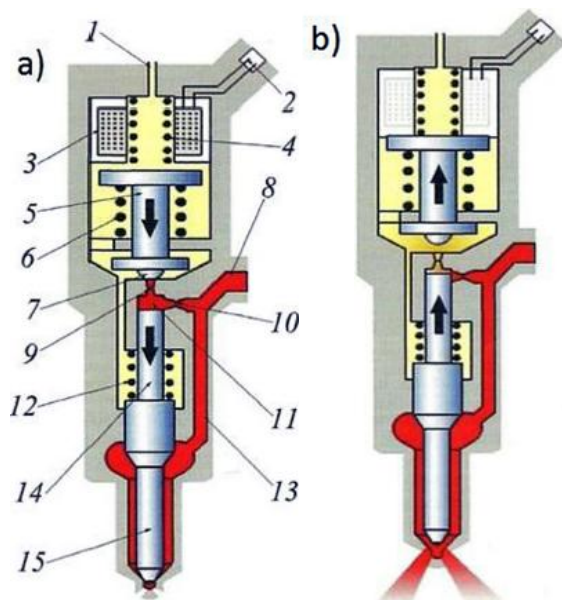


Obr. 3: Hroty otvorových trysek vstřikovačů [1]
a) s vývrtem do sedla b) se slepým vývrtem

Existují dva typy řídicích členů (ventilů) elektromagneticky ovládaných vstřikovačů. Ventil s jednodílnou nebo dvoudílnou kotvou. Na obr. č. 4 je v řezu zobrazen vstřikovač s elektromagneticky ovládanou jednodílnou kotvou.

Palivo proudí do vstřikovače vysokotlakým potrubím (8) a přes přívodní kanál (13) putuje až k trysce. V klidové poloze, tj. je-li kuličkový ventil (7) uzavřen, se v palivu akumuluje vysoký tlak z railu. Ten má v místě tlakové komory tendenci působit na kuželovou plochu jehly. Jehla je proti pohybu zajištěna nejen tlakem paliva v přívodní komoře, kde působí na plochu pístku (11), ale i pomocí pružiny (12) v samotném tělese vstřikovače. Při požadavku vstřiku je

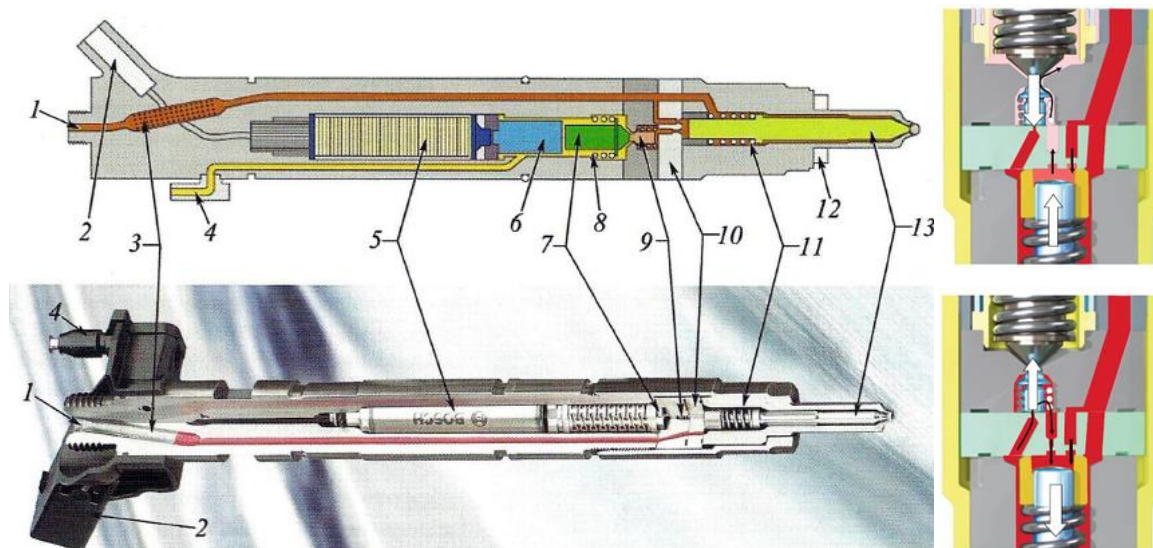
elektromagnetickým členem otevřen kuličkový ventil (7) a palivo tak může proudit odtokovým kanálem (1), kudy se vrací zpět do nádrže (případně do čerpadla). Tím ve vstřikovači klesne tlak paliva a účinek působení na plochu pístku (11), čímž je jehle umožněn zdvih. Přívodní komora je navržena tak, aby nedocházelo k okamžitému vyrovnání poklesu tlaku způsobeného odtokem paliva. Průběh vstřiku by byl těmito výkyvy rušen a k zamezení tohoto jevu slouží škrcení přítoku (10).



Obr. 4: Schematický řez elektromagnetickým vstřikovačem [11] a) uzavřen b) otevřen

- 1 - odtokový kanál
- 2 - elektrická přípojka
- 3 - cívka elektromagnetu
- 4 - pružina elmg. ventilu
- 5 - kotva elmg. ventilu
- 6 - pružina přeběhu
- 7 - kuličkový ventil
- 8 - vstup vysokotlakého potrubí
- 9 - škrcení odtoku
- 10 - škrcení přítoku
- 11 - řídicí prostor (spolu s plochou pístku)
- 12 - pružina pístku
- 13 - přívodní kanál
- 14 - pístek ventilu
- 15 - jehla trysky

Vstřikovač s dvoudílnou kotvou je konstrukčně obdobný, jen s tím rozdílem, že kuličkový ventil je nahrazen válcovým ventilem s kuželovou plochou, oddělující dva meziprostory uvnitř ventilu.



Obr. 5: Řez piezoelektrickým vstřikovačem a funkce přepážkového tělesa [11]

- 1 - vstupní kanál, 2 - elektrická přípojka, 3 - dodatečný filtr paliva, 4 - odtokový kanál,
- 5 - piezoelektrický člen, 6 - hydraulický převodník, 7 - pístek ventilu, 8 - pružina pístku,
- 9 - řídicí ventil, 10 - přepážkové těleso, 11 - pružina jehly, 12 - podložka, 13 - jehla trysky



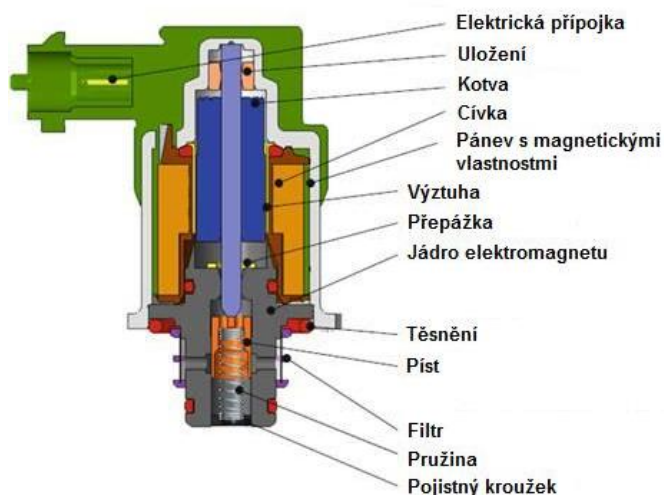
Na obr. č. 5 je znázorněna konstrukce tzv. piezovstřikovače. V tomto případě je zdvih jehly řízen piezoelektrickým elementem (5). Tento element se v daném směru deformuje závisle na přivedeném elektrickém napětí. Přes hydraulický převodník (6) je posunutí piezoelementu přenášeno na řídicí ventil (9), který podle požadavku otevírá nebo uzavírá přepážky mezi přívodní komorou a obtokovým ventilem. Způsob činnosti jehly je shodný s výše uvedeným elektromagneticky ovládaným ventilem. Výhodou je však přesnější a rychlejší časování jednotlivých vstřiků z důvodu téměř okamžité reakce piezoelektrického elementu na změnu přiváděného elektrického napětí. Nevýhodou se u těchto vstřikovačů jeví tepelná roztažnost a s ní spojená netěsnost některých součástí. Tu částečně snižuje hydraulický převodník, který zároveň násobí poměrně malou deformaci piezoelementu.

Přímé řízení pohybu jehly vstřikovačů není z důvodu příliš vysokých ovládacích sil možný. Bylo by nutné přivádět na řídicí ventily mnohem vyšší systémové napětí.

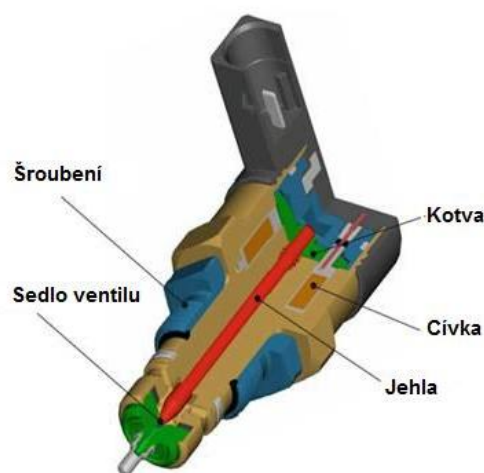
V současné době se na trhu objevuje také vstřikovač se zabudovaným tlakovým zesilovačem. Takový vstřikovač obsahuje přídatný elektromagnetický člen ovládající píst k násobení tlaku. Hlavní elektromagnetický ventil je pak umístěn blíže k trysce. Tato změna uspořádání snížila délku jehly a tím i její setrvačné účinky. Díky násobiči je možné vystavit vysokotlaký okruh nižšímu zatížení a maximálního tlaku dosáhnout až ve vstřikovači [1].

1.3 REGULACE A ŘÍZENÍ SYSTÉMU

Celý systém je primárně řízen elektronickou řídicí jednotkou motoru, která přijímá signály od jednotlivých akčních snímačů. Mezi hlavní patří snímač otáček klikového a vačkového hřídele, snímače tlaku paliva, snímač teploty paliva (směsi) a motoru, snímač polohy akceleračního pedálu a v neposlední řadě také snímače a členy pro úpravu výfukových plynů. Dodávané množství paliva a jeho tlak v jednotlivých okruzích je regulovatelný dvěma způsoby. Regulaci lze realizovat buď na straně sání, tj. kdy je regulační tlakový ventil umístěn na vysokotlakém čerpadle, nebo na straně vysokého tlaku, kdy je regulační tlakový ventil umístěn na jednom konci vysokotlakého zásobníku. Druhá strana zásobníku je zpravidla osazena tlakovým snímačem. Regulaci na straně sání dodává vysokotlaké čerpadlo pouze takové množství paliva, které systém v danou chvíli potřebuje. Přebytečné palivo proudí regulačním ventilem zpět do nádrže. Výhodou je nižší množství paliva stlačeného na vysoký tlak a tím nižší nárok na výkon vysokotlakého čerpadla. Nevýhodou pak nižší dynamika odezvy systému na změnu provozních podmínek. V případě regulace na straně vysokého tlaku dodává čerpadlo maximální množství paliva a v zásobníku je udržováno na požadovaném tlaku. Přebytečné palivo opět proudí přes regulační ventil a nízkotlakým potrubím zpět do nádrže. Výhodou této regulace je lepší přizpůsobování tlaku na změnu zatížení motoru. Nevýhodou je rostoucí teplota většího množství stlačovaného paliva a tím klesající mazací schopnost. Z toho důvodu mohou některé varianty obsahovat mezichladič paliva, nebo při použití moderních čerpadel, tzv. odměřovací jednotku. Jde o přídatný obtokový ventil, jímž je elektronicky omezováno maximální množství paliva dodávaného čerpadlem. Mnohdy se využívá kombinace všech možností regulace zároveň. Tím lze sloučit uvedené výhody a řídit tak oba okruhy dle potřeby. Regulační ventily, ale i odměřovací jednotka bývají zpravidla ovládány elektromagneticky a pro čtyřválcové motory mohou být nastaveny na maximální objemový průtok až do $120 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ [1].



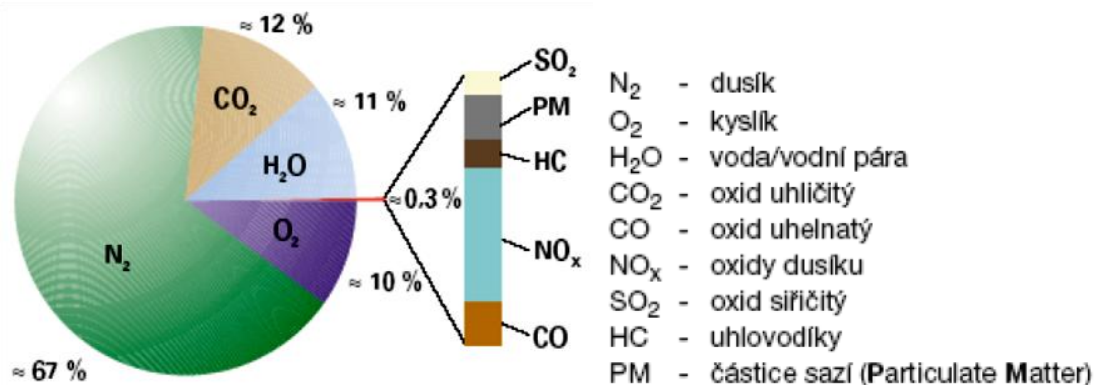
Obr. 6: Odměrovací jednotka [1]



Obr. 7: Regulační tlakový ventil [1]

1.4 MOŽNOSTI OŠETŘENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ VZNĚTOVÉHO MOTORU

Obr. 8 názorně ukazuje podíl škodlivin ve výfukových plynech vznětového motoru. Jejich vznik během spalování není předmětem této práce a lze se o dané problematice dočíst v mnoha různých publikacích. Proto zde tyto jevy nebudou popsány. Následující kapitola však shrnuje možnosti jejich snížení, což má značný vliv nejen na životní prostředí, ale i na technickou způsobilost vozidel z hlediska plnění předepsaných norem. Od jejich prvního zavedení byly sledované složky výfukových plynů sníženy o 80 až 90 % své původní hodnoty. V tabulce 1 je uveden vývoj limitních hodnot norem nesilničních vozidel se vznětovými motory pro Evropu, Spojené státy americké a Čínu.



Obr. 8: Složení výfukových plynů vznětového motoru [16]

Tab. 1: Vývoj limitních hodnot emisí pro nesilniční vozidla [17]

Emisní předpis	Platnost	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
Stage I	1999	5	1,3	9,2	0,54
Stage II	2002	3,5	1	6	0,2
Stage III	2011	3,5	0,19	2	0,025
Stage IV	2014	3,5	0,19	0,4	0,025
Tier 1	1996	11,4	1,3	9,2	0,54
Tier 2	2002	3,5	1	5,4	0,2
Tier 3	2006	3,5	0,5	3,5	0,12
Tier 4	2011	3,5	0,19	0,4	0,02



Tab. 1 (pokračování)

Emisní předpis	Platnost	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
China Stage I	2007	5	1,3	9,2	0,54
China Stage II	2009	3,5	1	6	0,2
China Stage III	2014	3,5	0,19	2	0,025

Ošetření výfukových plynů ve všech provozních režimech vznětového motoru je velice složitý proces a v současnosti se používá různých kombinací níže uvedených metod. Informace jsou však dostačující k pochopení spojitosti se vstřikovacím systémem Common-Rail.

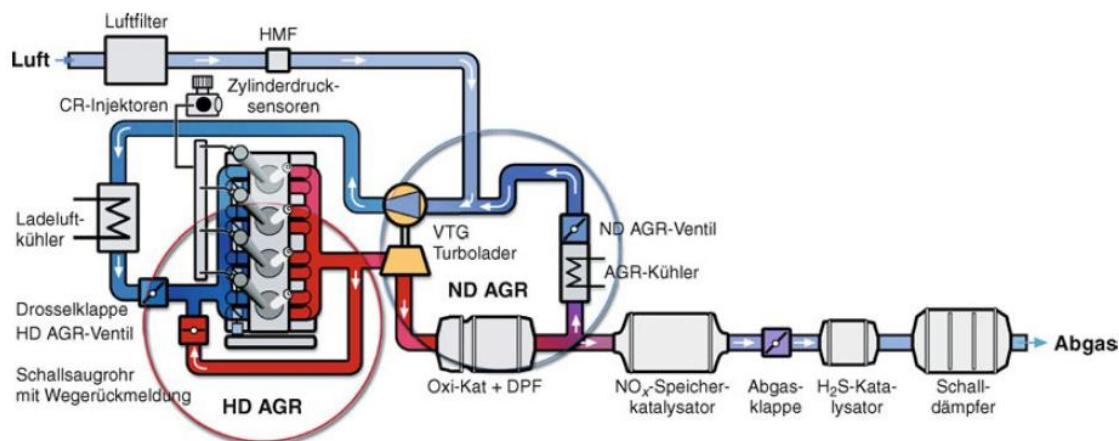
Snižování škodlivin je v první řadě možné provést úpravou a optimalizací parametrů vstupujících do celého procesu spalování. Rozumí se tím například charakter proudění vzduchu a s ním spojená geometrie dutin, jimiž toto medium proudí (kompresní poměr, poměr vrtání/zdvih, škodlivý prostor apod.), jeho teplota, tlak, dále potom teplota a tlak paliva, kvalita jeho rozprášení ve spalovacím prostoru, složení spalované směsi a hodnoty maximálních spalovacích teplot. Další možností, kterou lze škodlivé látky eliminovat uvnitř motoru, je již několikrát zmíněný vícenásobný vstřík paliva. K tomuto je nutné brát v úvahu samotnou konstrukci vstřikovačů a jejich možné pracovní odchylky. Nicméně rozdělení vstříku paliva na jednotlivé časové intervaly má pozitivní dopad na průběh spalování. Předvstřík a vysoký tlakový gradient při hlavním vstříku výrazně ovlivňuje tvorbu oxidů dusíku (NO_x) a tvrdost chodu motoru, vysoký konstantní tlak během hlavního vstříku snižuje obsah pevných částic (PM) a nespálených uhlovodíků (HC) a následný dovstřík slouží k regeneraci filtru pevných částic.

Nezbytným krokem je pak úprava a ošetření plynů procházejících výfukovým potrubím. Současné vznětové motory užívají zejména recirkulaci spalin (AGR, EGR), oxidačního katalyzátoru (DOC), zásobníkového NO_x katalyzátoru (NSC), selektivní katalytické redukce (SCR) a filtru pevných částic (DPF). Tyto části se různě kombinují, vždy dle potřeby. Často užívanou sestavu tvoří kombinace EGR - DOC - DPF - SCR.

EGR

Metodu recirkulace výfukových plynů lze brát jako přechodnou metodu úpravy spalin v motoru a za motorem. Část spalin je vracena do sacího traktu a smíchávána se vzduchem. Ke zvýšení jejich hustoty jsou mezitím ochlazovány. Výsledkem je nižší obsah oxidů dusíku (NO_x) díky nižšímu obsahu přebytečného vzduchu a vyšší tepelné kapacitě výfukových plynů ve směsi. V moderních pohonných agregátech může být recirkulováno až 40 %, avšak s rostoucím podílem se zvyšuje i obsah nespálených uhlovodíků (HC), oxidu uhelnatého (CO) a pevných částic (PM) z důvodu nedokonalého spalování. V současné době existují dva způsoby recirkulace. Vysokotlaká (HD AGR), při které jsou spaliny odkloněny téměř na výstupu z válců motoru, a nízkotlaká (ND AGR), při které jsou spaliny vráceny do oběhu až po průchodu některou částí výfukového traktu. Výhoda nízkotlaké recirkulace je lepší mezichlazení pracovního média, nevýhodou však jeho větší dynamický objem kontaminovaný výfukovými plyny. Schéma recirkulace se nachází na obr. 9 [2].

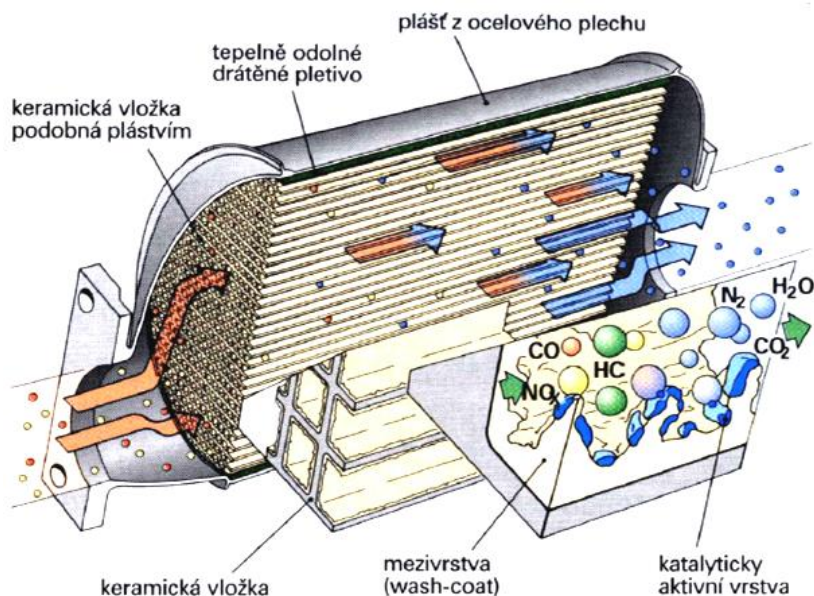
Obdobně funguje také odvětrávání klikové skříně. Plyny v ní rozptýlené jsou cíleně odváděny do sacího potrubí, avšak u takového systému je logicky zapotřebí odlučovač oleje.



Obr. 9: Schéma recirkulace výfukových plynů [2]

DOC

Oxidační katalyzátor svou konstrukcí odpovídá třicestnému katalyzátoru. Na keramickém, popř. kovovém tělese je pro zvětšení účinného povrchu nanесena vrstva (wash-coat) z oxidu hliníku. Na této vrstvě se nachází vlastní katalyzátor, skládající se asi z 2 gramů platiny nebo palladia. Platina (palladium) jako katalyzátor podporuje dva chemické oxidační procesy, aniž by se přitom spotřebovávala. Oxid uhelnatý (CO) se přeměňuje na oxid uhličitý (CO₂) a nespálené uhlovodíky (HC) z 90 % na oxid uhličitý (CO₂) a vodu ve formě páry (H₂O). Redukce oxidů dusíku (NO_x) je kvůli přebytku vzduchu možná jen ve velmi omezené míře. Kvůli vysokému obsahu kyslíku ve výfukových plynech začíná oxidační katalyzátor účinkovat již při 170 až 200 °C. Optimální provozní teplota je mezi 250 až 350 °C. K rychlému dosažení provozní teploty se umísťuje co nejbližší výfukovým svodům. S rostoucí teplotou výfukových plynů lze částečně eliminovat i obsah pevných částic, které oxidují na oxid uhličitý (CO₂) [16].



Obr. 10: Oxidační katalyzátor (keramický) [16]

Pro možnost současného snížení oxidů dusíků slouží tzv. zásobníkový NO_x katalyzátor. Ke katalytickým vrstvám z platiny nebo palladia jsou většinou na stejné nosiče navíc přidány



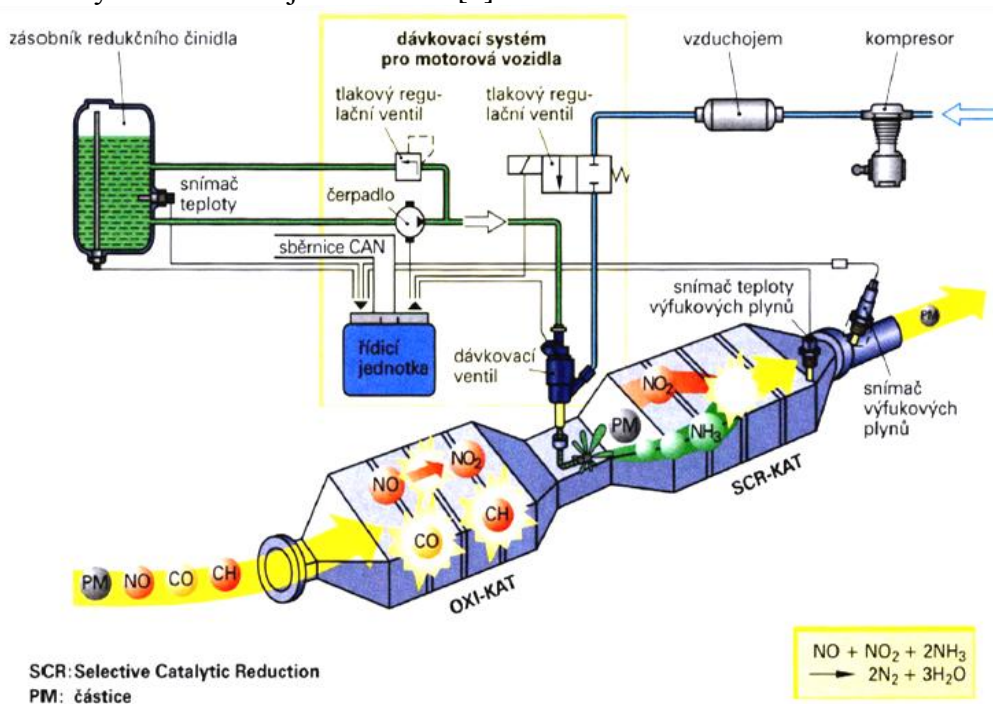
speciální příměsi, které jsou schopny akumulovat oxidy dusíku. Typickými akumulacími materiály jsou např. oxidy draslíku, vápníku, stroncia, zirkonia, lanthanu nebo barya. V provozu s homogenní směsí funguje akumulací NO_x katalyzátor stejně jako oxidační katalyzátor. Navíc však přeměňuje oxidy dusíku, které nebyly v režimu s bohatou směsí redukovány. K této přeměně nedochází nepřetržitě jako u oxidu uhelnatého a uhlovodíků, ale probíhá postupně v určitých fázích. Doba naplnění činí v závislosti na provozní době motoru 30 až 60 sekund, regenerace probíhá za jednu až dvě sekundy [3].



Obr. 11: Ukládání a regenerace v zásobníkovém NO_x katalyzátoru [16]

SCR

K dalšímu potlačení oxidů dusíku obsažených ve výfukových plynech se používá tzv. selektivní katalytická redukce. Jedná se o metodu vstřikování reakčního činidla na bázi dusíku (nejčastěji vodný roztok močoviny) do výfukového potrubí. Ve spalínách se toto činidlo rozloží na oxid uhličitý a čpavek, který pak reaguje s oxidy dusíku na dusík (N₂) a vodní páru (H₂O). Proces přeměny probíhá v rozmezí teplot 250 až 450 °C. Důležitým provozním parametrem je poměr redukovaných oxidů dusíku k vzniklému čpavku, aby nevznikalo jeho přebytečné množství, které by pak proudilo do ovzduší. Případný přebytek lze však ošetřit dodatečným oxidačním katalyzátorem. V současnosti je v Evropě užívaný roztok močoviny označovaný obchodním názvem AdBlue, ve Spojených státech amerických DEF (Diesel Exhaust Fluid). Další informace o takovém systému lze získat i pod názvem BlueTec. Schéma selektivní katalytické redukce je na obr. 12 [3].

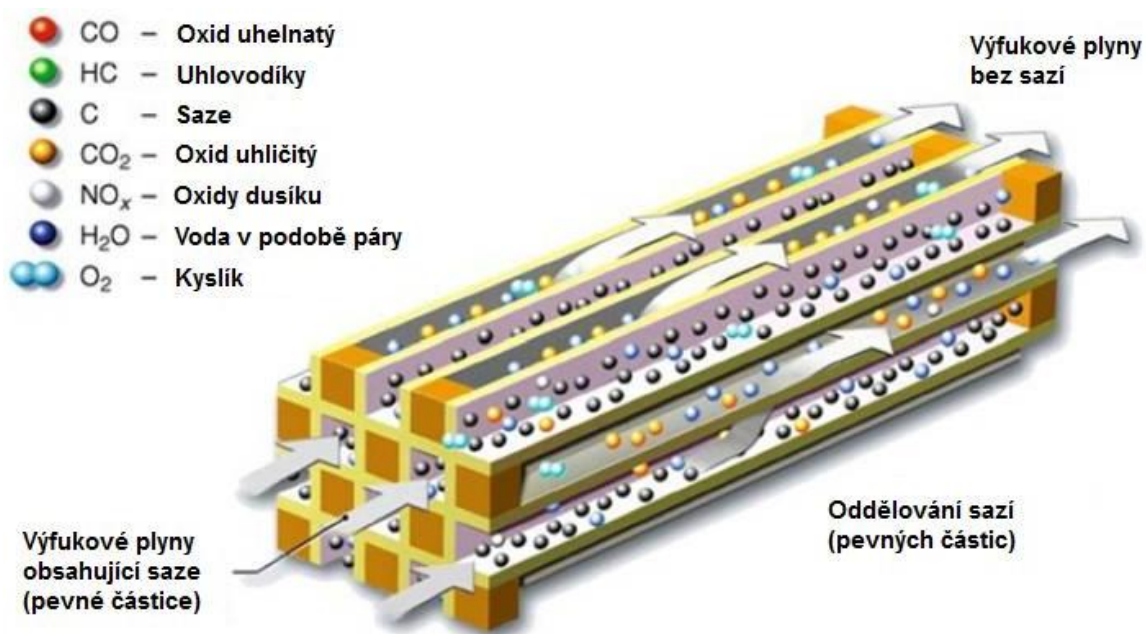


Obr. 12: Schéma systému SCR [16]



DPF

Filtr pevných částic, jak již z názvu vyplývá, odděluje výfukové plyny od pevných částic nebo sazí. Mohou být přepážkové či průchozí. Část přepážkového filtru je zobrazena na obr. 13. Skládá se z kanálek, jež jsou střídavě uzavřeny. Plyny proudí porézní filtrační stěnou, na které se pevné částice usazují a čímž ji postupně ucpávají. Velikost pórů bývá mezi 300 až 400 μm . Postupné zanesení je zjištěno rozdílem tlaku výfukových plynů před a za filtrem. Regenerace filtru probíhá buď pomocí oxidačních aditiv přidaných do paliva, nebo cíleným navýšením vstříknutého paliva (resp. dovstřík) a točivého momentu a tím dosažení vyšší teploty výfukových plynů. Částice s vyšší teplotou oxidují (jsou tzv. vypáleny) a mění se na oxid uhličitý (CO_2) a vodní páru (H_2O). Proces regenerace trvá přibližně 15 minut. Účinnost současných filtrů pevných částic dosahuje 95 % [3].



Obr. 13: Funkce filtru pevných částic [16]



1.5 SOUDOBA NABÍDKA PŘEDNÍCH VÝROBCŮ CRS

Následující kapitola krátce shrnuje současné přední výrobce systému Common-Rail a jejich nejnovější nabídku produktů či jejich trend.

Ačkoliv mezi prvními stála asijská společnost Denso, která tento vstřikovací systém instalovala do některých užitkových vozů, odkup patentových práv umožnil, že v roce 1997 uvedla německá společnost Robert Bosch GmbH na trh první vysokotlaký systém Common-Rail pro osobní vozidla. Od té doby se komponenty nemálo změnily, zejména kvůli rostoucím požadavkům na provozní hodnoty vznětových motorů. Avšak princip zůstal stejný. I když je výrobců dnes více, neustálý výzkum v této oblasti posunul společnost Bosch, hlavně v Evropě, na pozici určující směr technického vývoje tohoto systému. Současný trend však poukazuje na jisté podobnosti nabízených komponent, zejména v oblasti konstrukce vysokotlakých čerpadel [2].

Z hlediska vlastního vývoje se systém Common-Rail společnosti Bosch dělí na jednotlivé generace. Aktuálně je dosaženo již čtvrté. Jejich hlavní odlišnosti jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Tab. 2: Generace CRS společnosti Bosch [19]

	Maximální tlak paliva [MPa]	Vstřikovač, počet vstřiků
I. gen.	145	Elektromagnetický ventil, předstřík a jeden hlavní vstřík
II. gen.	160	Elektromagnetický ventil, vícenásobný vstřík (3/cyklus)
III. gen.	180 - 200	Piezoelektrický ventil, vícenásobný vstřík (5/cyklus)
IV. gen.	250 a více	Piezoelektrický ventil, vícenásobný vstřík (9/cyklus), Elektromagnetický ventil s násobičem tlaku

VYSOKOTLAKÁ PALIVOVÁ ČERPADLA

Bosch CP4, CPN5 a PF45 [19]

Vysokotlaké čerpadlo Bosch CP4 existuje ve dvojnásobném provedení. CP4/1 (Obr. 15) jako jednopístové a CP4/2 jako dvoupístové s úhlem rozevření válců 90°. Čerpadlo dosahuje tlaku 200 MPa a v současnosti rozšířená dvojitá vačka dovoluje dva pracovní zdvihy za jednu otáčku. Pro jednopístové provedení je dostačující hnací převod 1:1.

CPN5 je dvoupístové řadové vysokotlaké čerpadlo. Tlak dosahuje až 250 MPa. Je určeno zejména pro nákladní nebo mimosilniční vozidla. Lze jím zásobovat až šestnáctiválcový motor a sám výrobce vyčíslil jeho životnost až na 1 600 000 km.

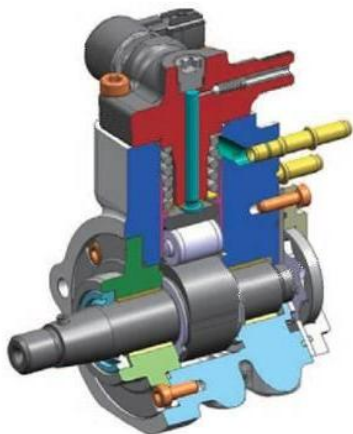
Alternativně lze použít i čerpací jednotku PF45, která je poháněna přímo od vačkového hřídele motoru. Konstrukčně se podobá níže zobrazenému produktu UPCR společnosti Delphi. Dosahuje tlaku 200 MPa.

Denso HP5S [21]

Jednopístové čerpadlo poháněné převodem 1:1 dosahuje tlaku 250 MPa. Jako integrované dopravní čerpadlo používá společnost Denso mechanické trochoidní. Mezi předchůdce patří



vysokotlaká čerpadla HP3 a HP4. Budoucí produkt s označením HP7 by měl zastupovat vysokotlaká čerpadla u systémů s dosažitelnými tlaky až 300 MPa a využívat by jej měla zejména těžká nákladní vozidla.



Obr. 14: HP5S [21]



Obr. 15: CPN5 [19]

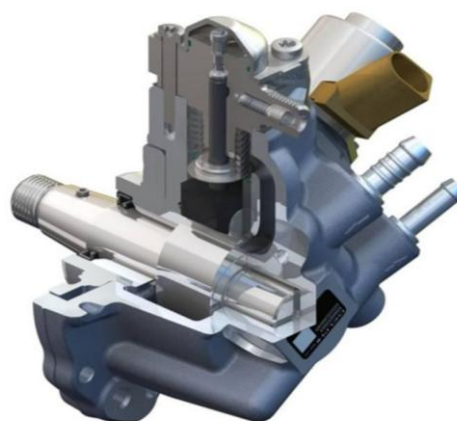
Delphi UPCR a DFP6 [4]

UPCR (Unit Pump Common Rail) představuje jednopístovou čerpací jednotku. Hodí se pro malé vznětové motory a její výhodná kompaktnost a konstrukce umožňuje umístění na motor tak, že je dosaženo pohonu přímo od vačkového hřídele. Jiná možnost je uložení do vlastní vačkové skříně. Tlaková maxima se pohybují nad 200 MPa a hnací převod je 1:1.

DFP6 je označováno vysokotlaké čerpadlo v provedení s jedním pístem. Maximální tlak se může pohybovat od 200 do 220 MPa a převod od klikového hřídele je rovněž 1:1.



Obr. 16: UPCR s vlastní vačkovou skříní [13]



Obr. 17: DFP6 [14]

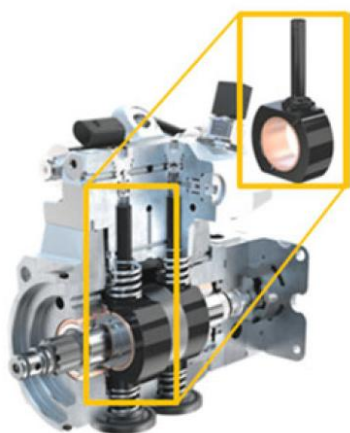
Liebherr LCR-P 11.2 [4]

Firma Liebherr se přímým vstříkáním CR zabývá oproti ostatním výrobcům celkem krátkou dobu. Zaměřuje se na provoz vznětových motorů vyšších objemů používaných ve

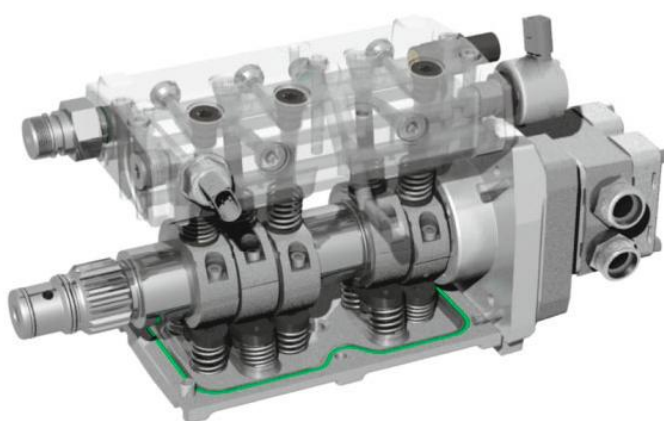


stavebnictví a těžké dopravní technice. Prozatím komponenty instaluje pouze na motory své vlastní výroby, avšak v budoucnu má v plánu nabízet své produkty i širší veřejnosti.

Vysokotlaké řadové čerpadlo LCR-P 11.2 existuje již jako druhá generace. Pracovní skupinu tvoří dva písty poháněné přes kluzný člen excentrickou vačkou. Součástí je také nejen tlakový, ale i objemový regulační ventil. Nejvyšší tlak se pohybuje kolem 220 MPa. Toto čerpadlo je určeno pro vznětové motory o výkonu do 750 kW, výjimečně do 1 MW. Mazání pohyblivých částí je realizováno motorovým olejem. Ve vývoji se nachází nástupce s označením LCR-P 11.5. Dosažitelný systémový tlak zůstane na 220 MPa, zvýší se však průtok čerpadlem. Pyšnit by se jím měly motory dosahující výkonu až 4 MW. Úpravou prošla hlavně pracovní jednotka, která bude obsahovat pět pístů (viz. Obr. č. 19).



Obr. 18: LCR-P 11.2 [4]



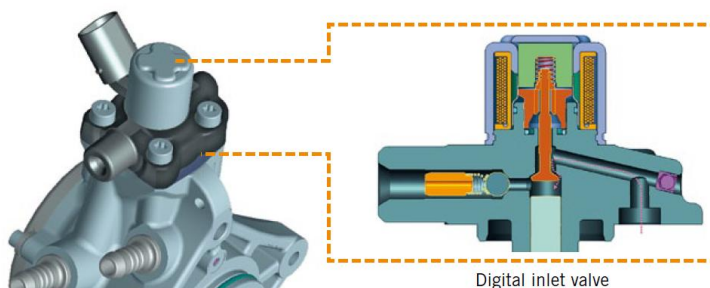
Obr. 19: LCR-P 11.5 [4]

Continental DHP1 [22]

Toto jednopístové radiální čerpadlo je navrženo pro nejnovější generaci systému Common-Rail. I když dosahuje tlaku 250 MPa, je velice kompaktní a disponuje ve svých aplikacích nízkým odběrem výkonu. Dále mezi jeho přednosti patří tzv. digitální vstupní ventil. Ten plní funkci dvou ventilů zároveň, a to funkci elektromagnetického regulačního ventilu a mechanického vstupního ventilu. Tímto řešením je snížen počet pohyblivých částí v čerpadle.



Obr. 20: DHP1 [22]



Obr. 21: Detail digitálního vstupního ventilu [10]



VSTŘIKOVAČE

Bosch CRIN2, CRIN3 a CRIN4 [19]

Firma Robert Bosch GmbH používá elektromagnetický vstřikovač CRIN2-20 s tlakem do 200 MPa a piezoelektrický vstřikovač CRIN3-25 dosahující 250 MPa. Mezi její nejnovější vstřikovače na trhu patří elektromagnetický vstřikovač CRIN4 s násobičem tlaku.

Denso G3P a G4S [21]

G4S je nový elektromag. vstřikovač společnosti Denso. Jeho velikou předností jsou menší rozměry. Dosahuje tlaku 250 MPa (jeho předchůdce G3S s tlakem 200 MPa). V nabídce se také nachází piezoelektrický vstřikovač s označením G3P dosahující tlaku 200 MPa. Spolu s G4S má řídicí člen umístěný v těsné blízkosti jehly, tj. není zde žádný pomocný píst.

Delphi DFI4 a PiezoTEC [4]

Základem elektromagnetického vstřikovače DFI4 je vstřikovač DFI1.5. Patříčnou úpravou bylo dosaženo vyššího tlaku ze 180 MPa na 250 MPa. Upraven byl zejména vnitřní objem samotného vstřikovače.

Piezoelektrický vstřikovač DFI3 s obchodním názvem Delphi PiezoTEC pracuje s tlakovým maximem 200 MPa. Jeho unikátnost tkví v bezpřepadovém konstrukčním provedení, jež bylo původně navrženo na zakázku.

Liebherr G2 [4]

Jedná se elektromagnetický vstřikovací ventil druhé generace s integrovaným zásobníkem paliva, který slouží k redukci tlakových ztrát během otevírání a zavírání trysky. Vysoká rychlost řízení pohybu jehly v trysce je zaručena třicestným servoventilem.

Continental PCR5 [22]

Piezo vstřikovače Continental PCR5 obsahují, oproti jiným konkurenčním piezo vstřikovačům, menší, ale za to velice silný piezoelektrický řídicí člen, který je zároveň využit jako snímač tlaku v trysce. Jsou primárně nastaveny na 200 MPa, avšak se správně vybraným čerpadlem lze dosáhnout až na 250 MPa. Vzhledem k předchozím variantám klesl zpětný tok paliva vstřikovačem na 80 % původního množství. Pokles zaznamenala také emise hluku.

VYSOKOTLAKÝ ZÁSObNÍK

Vysokotlaké zásobníky jsou stejně jako jiné komponenty jednotlivých výrobců specifické. K jejich odlišnostem patří zejména tloušťka stěny potrubí, velikost a s ní spojený objem zásobníku, materiál, způsob výroby apod. Výše uvedené informace jsou však pro pochopení funkce systému dostačující.

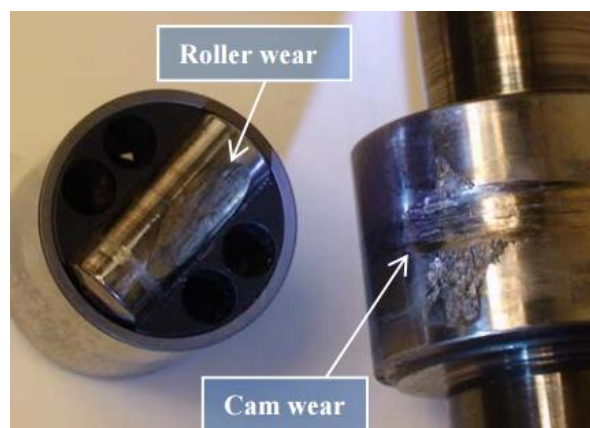


1.6 MOŽNÉ PORUCHY KOMPONENT CRS

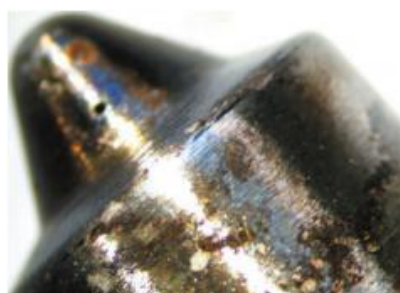
Hlavním zdrojem poruch součástí vstřikovacího systému Common-Rail jsou nečistoty obsažené v palivu. Ty lze minimalizovat filtrací a kvalitou pohonných hmot. Pronikne-li však některá částice do oběhu, může mít za následek silné poškození nejen funkčních ploch jednotlivých komponent. Mezi další zdroje patří charakter proudění paliva spojený s vysokým tlakem. V takovém systému pak může docházet k turbulentnímu proudění a v horším případě ke kavitačnímu poškození určitých oblastí, jako jsou přechody různých vývrtů, válcové plochy řídicích členů komponent apod. Výskyt těchto poruch lze snížit vhodně navrženým tvarem zmíněných přechodů, vnitřních dutin součástí a parametry přívodních potrubí. Poruchy spojené s vysokým tlakem se projevují také trhlinami vysokotlakého zásobníku. Zde je nutné jej správně dimenzovat, vyrobit či následně technologicky upravit. Další možné poškození způsobuje například nízká odolnost proti vysokým teplotám, jež se objevuje zejména u vstřikovačů. Vysoká teplota snižuje tribologické vlastnosti mazacích prostředků a způsobuje zapékání jak oleje, tak i zbytků nafty. Mezi problematické jevy je také nutné uvažovat možnost výskytu koroze. Následující obrázky názorně ukazují některé ze zmíněných poruch.



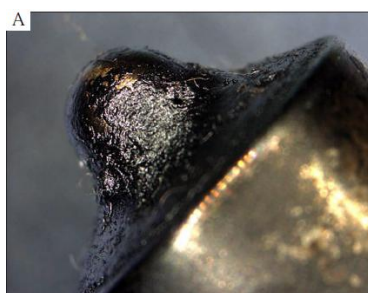
Obr. 22: Nečistoty zachycené palivovým filtrem [11]



Obr. 23: Poškození místa kontaktu váčky a pístu čerpadla [11]



Obr. 24: Koroze na hrotu trysky [12]



Obr. 25: Poškození trysky způsobené příliš vysokou teplotou [11]
a) po vyjmutí vstřikovače b) po očištění - charakteristické zbarvení materiálu

Každé závady mají své specifické příznaky. U čerpadla to mohou být vzhledem k jeho funkci nedostatečné množství dodávaného paliva, nízký tlak či jeho kolísání. Problémy s tlakem se však mohou objevit v různých oblastech systému. Co se týče vstřikovačů, jsou příznaky jejich opotřebení či závady zejména pomalejší reakce na signál z řídicí jednotky, která může být způsobena právě korozí funkčních ploch. Ta vede k nárůstu vnitřního tření a vyšší hlučnosti



chodu a spotřebě paliva. Dále pak špatné rozprašování, kdy je tryska jakkoliv poškozená či zanesená. Výsledkem může být vyšší kouřivost motoru z důvodu horšího promísení směsi ve spalovacím prostoru, hlučnost nebo nízký výkon. Mezi další vlivy patří také netěsnosti jednotlivých ventilů řídicích i regulačních. V takovém případě je omezena přesnost dávkování paliva nebo dosažení jeho provozního tlaku.

Opotřebením jednotlivých dílů vstřikovacího systému nebývá mnohdy jednoduché objevit. Nicméně v současnosti nemusí být komponenta nahrazena novou, ale jednotliví výrobci nabízí ke svým produktům i vhodnou diagnostiku a patřičný servis. Týká se to hlavně vstřikovačů, které jsou na poruchy výrazně náchylnější. Mnoho výrobců uvádí, že po repasování jsou jako nové, jen s rozdílem ceny. Nový vstřikovač vyjde na 10 000 Kč a více, cena opravených se pohybuje od 3500 do 7000 Kč za jeden vstřikovač. V případě jakékoliv opravy je však vhodné nechat prošetřit celý palivový okruh, zda někde nezůstaly nečistoty, které by tak „nové“ díly opět znehodnotily [15].



2 VÝCHOZÍ KONSTRUKCE A JEJÍ ÚPRAVY

Předním cílem této diplomové práce je navrhnout a popsat zástavbu nového vstřikovacího systému na zadaný čtyřválcový vznětový motor. Výchozí objekt je turbodmychadlem přeplňovaný traktorový motor společnosti Zetor tractors a.s. nesoucí označení Z 1606 s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Aplikován bude vysokotlaký vstřikovací systém známý pod názvem Common-Rail s označením CRSN3-18 od společnosti Robert Bosch GmbH. Mezi hlavní komponenty patří vysokotlaké čerpadlo, palivový zásobník, vstřikovače a různé důležité snímače. Hlavním důvodem tohoto kroku je možnost snížení škodlivin ve výfukových plynech, zejména pevných částic, díky lepšímu rozprášení paliva. Ačkoliv daný motor spolu se současným příslušenstvím bez problémů nově platné emisní normy splňuje, nedostatkem se jeví převážně tlakové omezení řadového vstřikovacího čerpadla.

V další řadě může použití přesnějšího palivového a vstřikovacího systému také snížit hlučnost během chodu motoru. Celková změna s sebou nese různé dílčí úpravy, které budou v následujících odstavcích uvedeny, popsány a doprovázeny potřebnými kontrolními výpočty. Tato část práce má za úkol podat jistou představu o možnosti, jakým způsobem lze novou zástavbu realizovat.



Obr. 26: Motor Zetor Z1606 [20]

Tab. 3: Technické parametry motoru Zetor Z1606 [20]

Počet válců	4
Počet ventilů	16
Vrtání / zdvih	105 mm / 120 mm
Zdvihový objem	4 156 cm ³
Plnění motoru	Turbodmychadlem s mezichladičem
Kompresní poměr	17



Tab. 3: (pokračování)

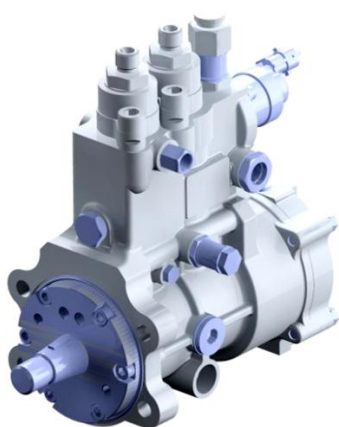
Jmenovitý výkon dle normy 2000 / 25 / EC	100,2 kW
Jmenovité otáčky	2 200 [min ⁻¹]
Volnoběžné otáčky	800 ± 25 [min ⁻¹]
Maximální přeběhové otáčky	2 460 [min ⁻¹]
Max. točivý moment	581 [Nm]
Pořadí vstřiku	1-3-4-2

2.1 UMÍSTĚNÍ VYSOKOTLAKÉHO ČERPADLA

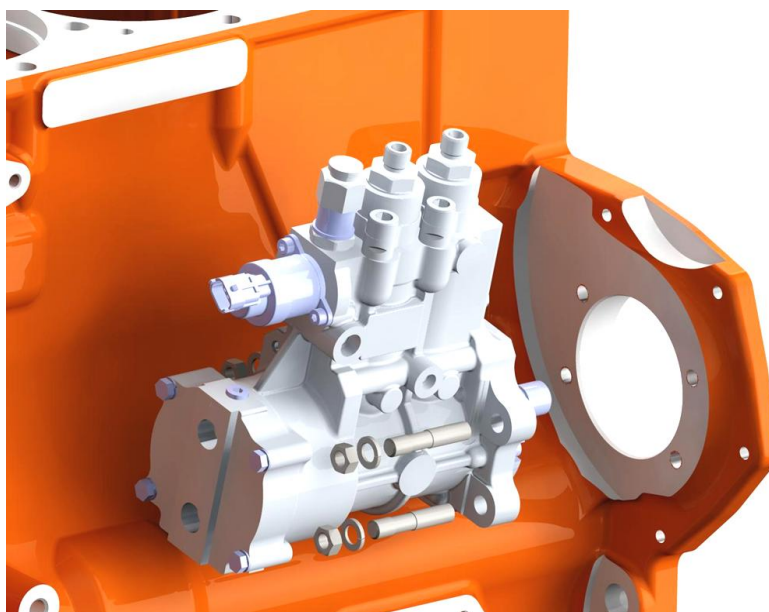
Původní řadové vstřikovací čerpadlo typu PP.M.i společnosti Motorpal a.s. dosahující maximálního tlaku cca. 110 MPa je od klikového hřídele poháněno ozubeným převodem v poměru 1:2. Obsahuje čtyři pracovní písty, tj. jeden píst na válec motoru. Z čerpadla je palivo ke vstřikovačům dopraveno potrubím a přes hrdla vedená hlavou. Mazání čerpadla je realizováno motorovým olejem.

Nově umístěné vysokotlaké čerpadlo, konkrétně Bosch CB28-18/2 na obr. 27, je dvoupístové, řadové a dosahuje maximálního tlaku 180 MPa. Mazání je realizováno rovněž motorovým olejem. Z nádrže putuje palivo do předřazeného palivového filtru obsahující odlučovač vody. Ještě před vstupem do vysokotlaké části čerpadla proudí palivo z integrovaného dopravního lamelového čerpadla přes hlavní palivový filtr, na výstupu z vysokotlaké hlavy je dále vedeno dvěma trubkami do palivového zásobníku a odtud rozděleno na jednotlivé vstřikovače. Regulace tohoto čerpadla je jednak na straně sání, tj. na vysokotlaké hlavě, tak na straně výtlačku, o což se stará pojistný tlakový ventil vysokotlakého zásobníku.

Pro použití zmíněného vysokotlakého čerpadla není potřeba žádných lokálních úprav, protože rozměry jeho příruby, otvorů a roztečí pro šrouby odpovídají rozměrům čerpadla původního. Z montážních důvodů je maticemi M10x1,25 ČSN 02 1402 uchyceno na čtyři závrtné šrouby M10x40 ČSN 02 1176 v nálitku klikové skříně. Normalizované matice lze dotahovat na moment předepisovaný dle velikosti závitu, v tomto případě na rozmezí 25 - 30 Nm.



Obr. 27: CB28-18/2



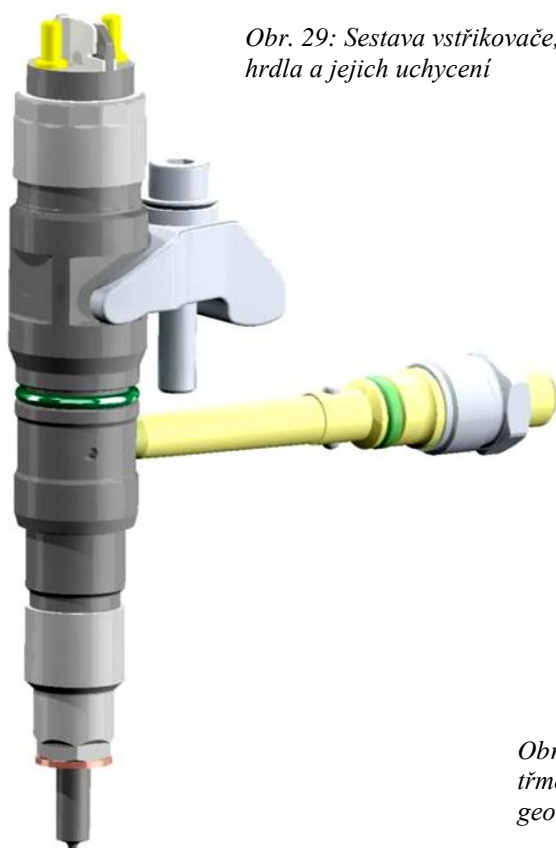
Obr. 28: Umístění vysokotlakého čerpadla



Hodnota převodového poměru pohonu se v podobně řešených případech obvykle zachovává, tudíž i po náhradě čerpadlem CB28-18/2 zůstává 1:2. Vyšší převodový poměr, tj. 3:2, by bylo vhodné použít v případě požadavku spolehlivé dodávky paliva i v režimu vysokého zatížení (režim vysokých otáček), což se však při provozu zemědělské techniky a vzhledem k rozsahu přeběhových otáček daného motoru vyskytuje poměrně zřídka. Pokud je však vyšší převodový poměr předepsán, je nezbytné tomu přizpůsobit rozvodový mechanismus pohonné jednotky.

2.2 UMÍSTĚNÍ VSTŘIKOVAČŮ PALIVA

Vyšší tlak paliva tvořený nově umístěným čerpadlem vyžaduje použití i odolnějších vstřikovačů. Kvůli šestnáctiventilové technice motoru jsou vstřikovače umístěny centrálně ke spalovacímu prostoru a palivo je k nim dopraveno hrdly v hlavě válců. Pro takové řešení jsou dodavatelem komponent určeny vstřikovače CRIN3-18, elektromagneticky ovládané, s dosažitelným tlakem až 180 MPa. K jejich umístění je nutné upravit stávající vývrty jak pro vstřikovače, tak pro jejich hrdla. Aby byl vstřikovač uložen s jistou vůlí, je zapotřebí průměr jeho vývrt v místě nad zalisovaným pouzdrem zvětšit o 0,2 mm. Z rozměrových důvodů vstřikovače je díra pro šroub jeho uchycení v hlavě válců posunuta na vzdálenost 25 mm. Důležité je, aby byla tato vzdálenost co nejkratší. Dále budou vstřikovače v pouzdrech v hlavě válců podloženy těsnícími měděnými podložkami 16x8-1,5 ČSN 02 9310, aby byl jejich kontakt na dosedací ploše pouzdra utěsněn a vstupní otvory paliva v osách jednotlivých hrdel. Rozměry hrdel se od původních podstatně liší, proto je nutných úprav více. Odtok paliva ze vstřikovače je řešen bočním otvorem a vývrty v hlavě válců. Zmíněné kroky se týkají pouze jiného postupu obrábění, tudíž není nutné je detailněji rozebírat. Podrobnější náhled umožní přiložená výkresová dokumentace. Palivová hrdla jsou nadále uchycena přítlačnou maticí s vnějším závitem, avšak pro upevnění vstřikovačů byla navržena součást nová.



Obr. 29: Sestava vstřikovače, hrdla a jejich uchycení



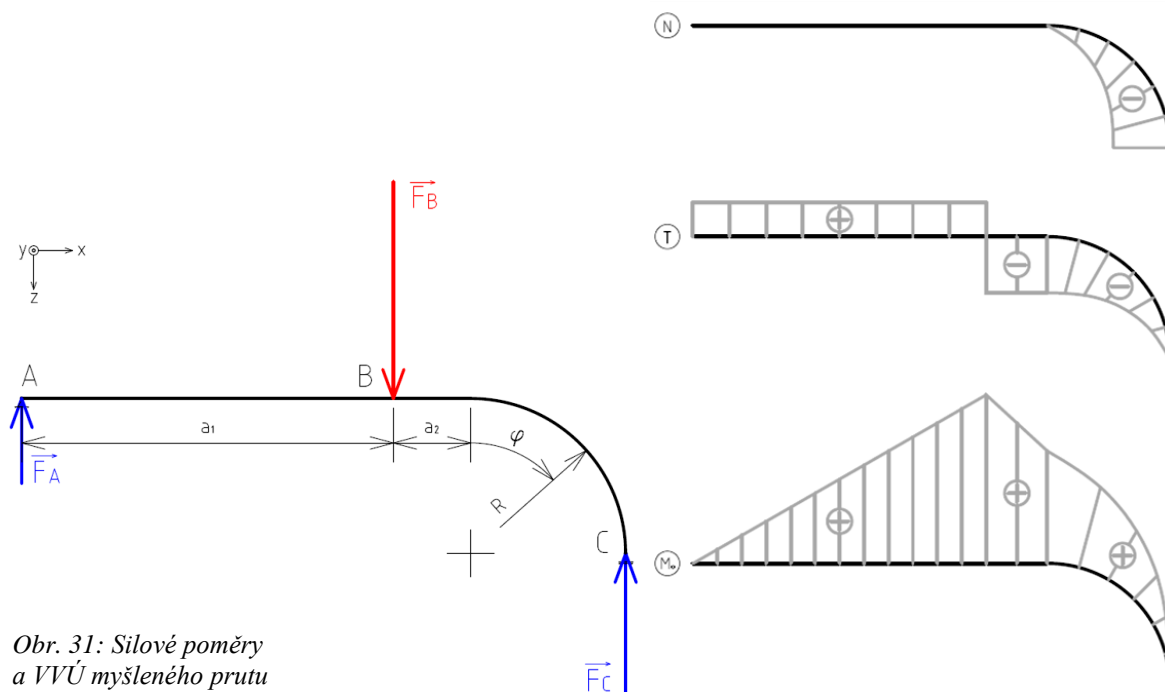
Obr. 30: Tvar upínacího třmene a jeho geometrická omezení



Navržená součást má dle obr. 30 tvar upínky. Její geometrické rozměry jsou limitovány umístěním pružin ventilového rozvodu, velikostí plochy hlavy válců v místě kontaktu stopky třmene a vybráním na vstřikovači. Nicméně byl tento omezený prostor plně využit. Pro zamezení plošných styků se vstřikovači a hlavou válců jsou konce třmene tvarově zaobleny. Předpokládaný materiál této součásti je ocel ke tváření s označením 15 230 dle ČSN EN 10020, obvykle užívaná pro vysoce namáhané strojní součásti, např. ojnice, tlakové nádoby, vahadla ventilů apod. Pro šroubový spoj pod sestavy třmene a vstřikovače je zvolen šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M8x1x45 ISO 4672 - 10.9, kulová podložka DIN 6319 C a kuželová pánev DIN 6319 D. Typ šroubu z montážních důvodů, protože výška vstřikovače přesahuje úroveň hlavy šroubu, a jeho velikost k získání dostatečně silného průřezu třmene v ose průchozí díry. Vkládáním podložek se obecně snižuje tuhost šroubového spoje, naopak se tím ale zvyšuje celková tuhost sevřených částí. Vzhledem k vlastnostem vybraného materiálu a navržené velikosti bude tato upínací součást vyráběna zápusťkovým kováním. Ostatně je k tomu daný materiál také vhodný.

2.2.1 SILOVÉ POMĚRY VE ŠROUBOVÉM SPOJI

K jednoduchému určení silových poměrů v navržené sestavě šroubového spoje vstřikovače je model třmene nahrazen zahnutým prutem a z podmínek statické rovnováhy jsou poté dopočteny hledané hodnoty sil v jednotlivých bodech. Zakřivený konec prutu reprezentuje stopku třmene, kde je patrná změna charakteru působící síly z posouvající na normálovou (tlakovou).



Obr. 31: Silové poměry a VVÚ myšleného prutu

Délka I. úseku prutu	$a_1 = 25\text{mm}$
Délka II. úseku prutu	$a_2 = 5\text{mm}$
Poloměr zakřivení prutu	$R = 10\text{mm}$
Úhel zakřivení prutu	$\phi = \frac{\pi}{2}$
Vodorovná délka prutu	$l_h = a_1 + a_2 + R \cdot \sin(\phi) = 40\text{mm}$



Volba předpětí vychází z požadavku na těsnost uložení vstřikovače v pouzdru, tj. je potřeba vytvořit na šroubu takovou sílu, která zamezí profuku kolem těsnící podložky pod vstřikovačem. K zajištění těsnosti se předpokládá síla potřebná ke stlačení její nerovnosti povrchu, která v případě použití broušené těsnící podložky činí $0.25 \mu\text{m}$ (pozn.: hodnota udává střední aritmetickou odchylku nerovnosti R_a). Provozní síla na vstřikovač je způsobena tlakem plynů během spalování. Pro kontrolní výpočty je stanoven na maximální hodnotu 15 MPa. Skutečný spalovací tlak řešeného motoru je sice menší, avšak je vhodné uvažovat možný tlakový nárůst v důsledku aplikace nového palivového systému.

Vstupní materiálové charakteristiky:

	ocel	šedá litina	měď
Modul pružnosti v tahu	$E_o = 210\text{GPa}$	$E_{\text{šl}} = 105\text{GPa}$	$E_m = 119\text{GPa}$
Poissonovo číslo	$\mu_o = 0.30$	$\mu_{\text{šl}} = 0.25$	$\mu_m = 0.35$

Vnější průměr těsnící podložky	$D_{\text{tp}} = 16\text{mm}$
Vnitřní průměr těsnící podložky	$d_{\text{tp}} = 8\text{mm}$
Výška těsnící podložky	$h_{\text{tp}} = 1.5\text{mm}$
Střední odchylka nerovností povrchu těsnící podložky (broušeno)	$R_{a,\text{tp}} = 0.25\mu\text{m}$
Plocha těsnící podložky	$S_{\text{tp}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{tp}}^2 - d_{\text{tp}}^2)}{4} = 150.796 \cdot \text{mm}^2$
Síla potřebná ke stlačení nerovnosti podložky	$F_{\text{tp}} = S_{\text{tp}} \cdot E_m \cdot \frac{R_{a,\text{tp}}}{h_{\text{tp}}} = 2.991 \times 10^3 \text{N}$
Průměr otvoru hrotu trysky vstřikovače	$d_{\text{ht}} = 7.5\text{mm}$
Maximální spalovací tlak	$p_{\text{max}} = 15\text{MPa}$
Maximální síla od tlaku plynů na vstřikovači	$F_{p,\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{ht}}^2}{4} = 662.68 \text{N}$

Jelikož je spolehlivé těsnění požadováno i za zvýšené teploty během provozu motoru, je síla potřebná ke stlačení nerovnosti podložky navýšena o 60 %. Výsledná hodnota pak představuje minimální těsnící sílu, které by mělo být na podložce dosaženo. Z tohoto zjištění lze dopočítat potřebné předpětí zvoleného šroubu a reakční sílu v místě styku třmene s hlavou válců.

Minimální těsnící síla	$F_{\text{tmin}} = F_{\text{tp}} \cdot 1.60 = 4.785 \times 10^3 \text{N}$
Potřebné předpětí šroubu	$F_{\text{ps}} = \frac{F_{\text{tmin}} \cdot (a_1 + a_2 + R \cdot \sin(\phi))}{a_2 + R \cdot \sin(\phi)} = 1.276 \times 10^4 \text{N}$

Přesné hodnoty se v praxi těžko dosahuje, proto je minimální spočtené předpětí zaokrouhleno na 13000 N. Za provozu síly od předpětí navýší o část přenesené síly od tlaku plynů.



$$\begin{aligned} \text{Síla působící v místě B} & F_B = 13000\text{N} \\ \text{Síla působící na v místě A} & F_A = \frac{F_B \cdot (a_2 + R \cdot \sin(\phi))}{a_1 + a_2 + R \cdot \sin(\phi)} = 4.875 \times 10^3 \text{N} \\ \text{Reakční síla v místě C} & F_C = F_B - F_A = 8.125 \times 10^3 \text{N} \\ \text{Celková síla v A} & F_{A.\text{celk}} = F_A + F_{p.\text{max}} = 5.538 \times 10^3 \text{N} \\ \text{Celková síla v B} & F_{B.\text{celk}} = \frac{F_{A.\text{celk}} \cdot (a_1 + a_2 + R \cdot \sin(\phi))}{a_2 + R \cdot \sin(\phi)} = 1.477 \times 10^4 \text{N} \\ \text{Celková síla v C} & F_{C.\text{celk}} = F_{B.\text{celk}} - F_{A.\text{celk}} = 9.229 \times 10^3 \text{N} \end{aligned}$$

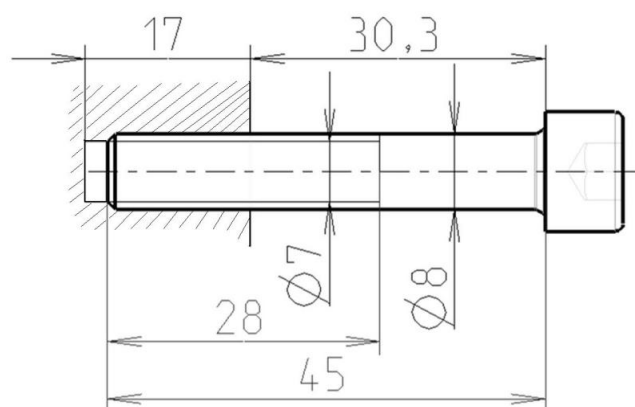
Celková síla působící v ose šroubu činí 14,77 kN. Základní důležitou kontrolou zvoleného šroubu je zjištění, zda šroub uvedenému zatížení vydrží. K tomu je potřeba vypočítat skutečné síly působící ve šroubovém spoji a jejich účinek. Ty jsou totiž ovlivněny tuhostí spojovacích a spojovaných součástí.

Jmenovitý průměr závitu šroubu	$d_s = 8\text{mm}$
Rozteč závitu šroubu	$P_s = 1\text{mm}$
Malý průměr závitu matice	$d_1 = 6.917\text{mm}$
Střední průměr závitu šroubu	$d_2 = 7.350\text{mm}$
Malý průměr závitu šroubu	$d_3 = 6.773\text{mm}$
Vzdálenost od dosedací plochy hlavy šroubu k ploše hlavy válců	$t = 30.3\text{mm}$
Hloubka díry pro šroub v hlavě válců	$t_2 = 17\text{mm}$
pro $t_2 > d$	
Minimální délka šroubu	$l_{s\text{min}} = t + 1.5 \cdot d_s = 42.3 \cdot \text{mm}$
Délka šroubu volená dle norm. součástí	$l_s = 45\text{mm}$
Délka části dřívku se závitem	$b_s = 28\text{mm}$
Účinná svěrná délka šroubu	$l_{us} = t + \frac{d_s}{2} = 34.3 \cdot \text{mm}$

Tuhost spojovací součásti, tj. šroubu, lze určit například rozdělením dřívku šroubu na dvě části, a to na část dřívku bez závitu a na část dřívku se závitem v sevření. Důvodem rozdělení je



rozdílná plocha průřezu. Tyto dvě části si pak lze pro výpočet tuhosti představit jako dvě za sebou řazené pružiny.



Obr. 32: Rozměry jednotlivých úseků dřívku zvoleného šroubu [mm]

Délka části dřívku bez závitu $l_g = l_s - b_s = 17 \cdot \text{mm}$

Délka části dřívku se závitem v sevření $l_b = l_{us} - l_g = 17.3 \cdot \text{mm}$

Plocha průřezu části dřívku bez závitu $S_d = \pi \cdot \frac{d_s^2}{4} = 50.265 \cdot \text{mm}^2$

Výpočtový průřez části dřívku se závitem $A_s = 39.2 \text{mm}^2$

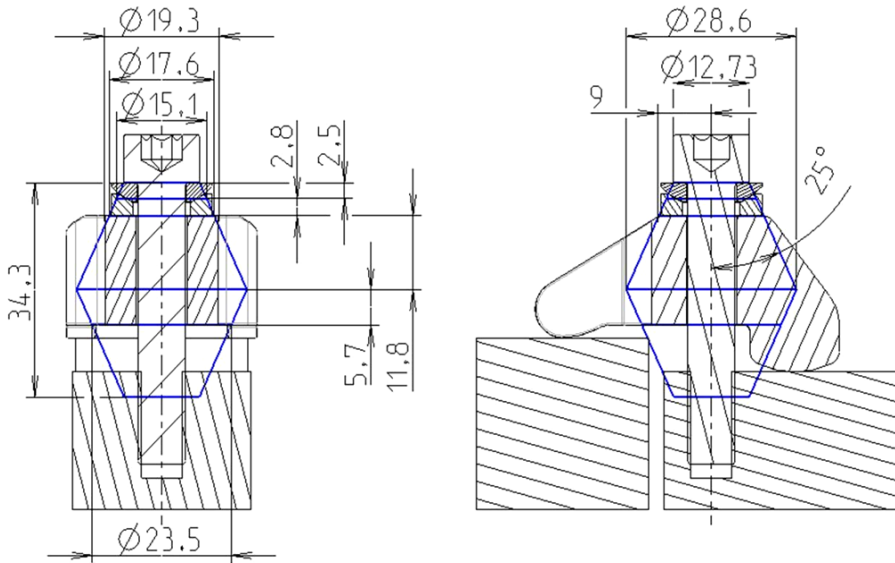
Tuhost první části šroubu $C_{s1} = \frac{E_o \cdot S_d}{l_g} = 620.927 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Tuhost druhé části šroubu $C_{s2} = \frac{E_o \cdot A_s}{l_b} = 475.838 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Celková tuhost spojovací součásti $C_s = \left(\frac{1}{C_{s1}} + \frac{1}{C_{s2}} \right)^{-1} = 269.393 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Oproti tomu tuhost spojovaných součástí se určuje poměrně složitě, neboť skutečnou hodnotu je možné zjistit nejlépe jen experimentálně. Nicméně existují některé zjednodušené výpočty, pomocí nichž se dá hledaná tuhost přinejmenším odhadnout.

V souvislosti se šroubovými spoji se často užívá metoda náhrady tlakovými komolými dvojkuželů. Avšak jak je patrné z obr. 33, je tato metoda pro daný případ nevhodná z toho důvodu, že tlakové dvojkužely nezasahují do veškerého materiálu těmene. Tímto dochází k silnému nadhodnocení tuhosti. Bylo by nutné postup výpočtu provést pomocí náhrady jinak složitějšího geometrického útvaru než je komolý kužel. To, co lze z tohoto výpočtu využít, jsou pouze tuhosti kulové podložky a kuželové pánve, které do oblasti náhradních kuželů ještě spadají a nelze je spolehlivě zjistit jiným způsobem.



Obr. 33: Rozměry náhradních tlakových kuželů [mm]

Vrcholový úhel komolého kužele

$$\alpha_k = 25^\circ$$

Vrcholové průměry jednotlivých částí kuželů

Výšky jednotlivých částí kuželů

$$D_{k1} = 12.73 \text{ mm}$$

$$t_{k1} = 2.5 \text{ mm}$$

$$D_{k2} = 15.1 \text{ mm}$$

$$t_{k2} = 2.8 \text{ mm}$$

$$D_{k3} = 17.6 \text{ mm}$$

$$t_{k3} = 11.8 \text{ mm}$$

$$D_{k4} = 23.5 \text{ mm}$$

$$t_{k4} = 5.7 \text{ mm}$$

Tuhost kulové podložky

$$C_{pk1} = \frac{\pi \cdot E_o \cdot d_s \cdot \tan(\alpha_k)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{k1} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k1} - d_s) \cdot (D_{k1} + d_s)}{(2 \cdot t_{k1} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k1} + d_s) \cdot (D_{k1} - d_s)} \right]} = 8.367 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Tuhost kuželové pánve

$$C_{pk2} = \frac{\pi \cdot E_o \cdot d_s \cdot \tan(\alpha_k)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{k2} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k2} - d_s) \cdot (D_{k2} + d_s)}{(2 \cdot t_{k2} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k2} + d_s) \cdot (D_{k2} - d_s)} \right]} = 1.194 \times 10^4 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Tuhosti částí upínacího třmene

$$C_{pk3} = \frac{\pi \cdot E_o \cdot d_s \cdot \tan(\alpha_k)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{k3} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k3} - d_s) \cdot (D_{k3} + d_s)}{(2 \cdot t_{k3} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k3} + d_s) \cdot (D_{k3} - d_s)} \right]} = 6.059 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

$$C_{pk4} = \frac{\pi \cdot E_o \cdot d_s \cdot \tan(\alpha_k)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{k4} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k4} - d_s) \cdot (D_{k4} + d_s)}{(2 \cdot t_{k4} \cdot \tan(\alpha_k) + D_{k4} + d_s) \cdot (D_{k4} - d_s)} \right]} = 1.771 \times 10^4 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$



Tuhost třmene pomocí náhradních komolých kuželů

$$C_{pu1} = \left(\frac{1}{C_{pk3}} + \frac{1}{C_{pk4}} \right)^{-1} = 4.515 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost spojovaných součástí na základě náhradních komolých kuželů

$$C_{pk} = \left(\frac{1}{C_{pk1}} + \frac{1}{C_{pk2}} + \frac{1}{C_{pu1}} \right)^{-1} = 2.354 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Další možností, jak určit tuhost třmene, je použití průhybové rovnice myšleného prutu z výpočtu silových poměrů. Problém je však v průřezové charakteristice navrženého modelu, která se podél myšlené rovnice mění. Tato metoda je vhodnější spíše pro nosníky konstantního průřezu.

V řešeném případě této práce je nejjednodušší určit tuhost pomocí skutečného průhybu modelu zjištěného počítačovou analýzou.

Průhyb třmene od síly v ose šroubu $y_{skut} = 0.025\text{mm}$

Tuhost třmene na základě průhybu z MKP analýzy

$$C_{pu3} = \frac{F_{B.celk}}{y_{skut}} = 590.686 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost spojovaných součástí na základě analyzovaného průhybu

$$C_{py.skut} = \left(\frac{1}{C_{pk1}} + \frac{1}{C_{pk2}} + \frac{1}{C_{pu3}} \right)^{-1} = 527.368 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost spojovací součásti $C_s = 269.393 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Celková tuhost spojovaných součástí $C_p = C_{py.skut} = 527.368 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$

Konstanta tuhosti šroubového spoje $C_{sp} = \frac{C_s}{C_s + C_p} = 0.338$

$$\Delta F_A = F_{A.celk} - F_A = 662.68 \text{ N}$$

Části provozní síly v jednotl. bodech $\Delta F_B = F_{B.celk} - F_B = 1.767 \times 10^3 \text{ N}$

$$\Delta F_C = F_{C.celk} - F_C = 1.104 \times 10^3 \text{ N}$$



$$F_{A.skut} = F_A + (1 - C_{sp}) \cdot \Delta F_A = 5.314 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{B.skut} = F_B + C_{sp} \cdot \Delta F_B = 1.36 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{C.skut} = F_C + (1 - C_{sp}) \cdot \Delta F_C = 8.856 \times 10^3 \text{ N}$$

Skutečné velikosti sil
v jednotliv. bodech

Dále je třeba určit utahovací moment, kterým lze požadovaného předpětí dosáhnout.

Dovolený tlak v závitech šroubu pro lit. matici $p_{dovs} = 125 \text{ MPa}$

Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou $f_{o.o} = 0.20$

Součinitel tření mezi závity šroubu a matice $f_{o.šl} = 0.25$

Úhel profilu závitu $\alpha_z = 60^\circ$

Průměr hlavy šroubu $D_{ks} = 12.73 \text{ mm}$

Vnější průměr kulové podložky $D_{kp} = 17 \text{ mm}$

Vnitřní průměr kulové podložky $d_{kp} = 9.4 \text{ mm}$

Počet zašroubovaných závitů $n_z = \frac{l_s - t}{P_s} = 14.7$

Tlak v závitech; $< p_{dovs}$ $p_z = \frac{F_{B.celk}}{n_z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_1^2)} = 79.173 \cdot \text{MPa}$

Střední průměr dosedací plochy hlavy šroubu a kulové podložky $d_o = \frac{d_{kp} + D_{ks}}{2} = 11.065 \cdot \text{mm}$

Úhel stoupání závitu $\psi = \text{atan}\left(\frac{P_s}{\pi \cdot d_2}\right) = 2.48^\circ$

Utahovací moment

$$M_{k.ut} = \frac{F_B \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\psi) \cdot f_{o.šl} \cdot \sec\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}{1 - f_{o.šl} \cdot \tan(\psi) \cdot \sec\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)} \right) + \frac{F_B \cdot f_{o.o} \cdot d_o}{2} = 14.989 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Zaokrouhleně je minimální utahovací moment stanoven na $M_{ks} = 15 \text{ Nm}$.



Na získané hodnoty bude navazovat kontrola šroubu na statické a dynamické zatížení. Statické zatížení je tvořeno předpětím a utahovacím momentem, dynamické pak částí přenesené provozní síly.

2.2.2 KONTROLA ŠROUBU NA STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Jmenovitá mez pevnosti v tahu šroubu třídy 10.9 $R_{ms} = 1000\text{MPa}$

Jmenovitá smluvní mez kluzu šroubu třídy 10.9 $R_{p0.2s} = 900\text{MPa}$

Zkušební napětí šroubu třídy 10.9 $\sigma_{zs} = 830\text{MPa}$

Mez únavy šroubu třídy 10.9 $\sigma_{cs} = 162\text{MPa}$

Tahové napětí ve šroubu v provozním stavu $\sigma_s = \frac{C_{sp} \cdot \Delta F_B}{A_s} + \frac{F_B}{A_s} = 346.875 \cdot \text{MPa}$

Tahové napětí od předpětí $\sigma_{sp} = \frac{F_B}{A_s} = 331.633 \text{MPa}$

Smykové napětí od utahovacího momentu sníženého o třecí moment pod hlavou šroubu $\tau_s = \frac{16 \cdot \left(M_{ks} - \frac{F_B \cdot f_{o.o} \cdot d_o}{2} \right)}{\pi \cdot d_3^3} = 10.089 \cdot \text{MPa}$

Redukované napětí ve šroubu při utahování $\sigma_{red.s} = \sqrt{\sigma_{sp}^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = 332.093 \cdot \text{MPa}$

Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí šroubu $k_{\sigma zs} = \frac{\sigma_{zs} \cdot A_s - F_B}{C_{sp} \cdot \Delta F_B} = 32.697$

Bezpečnost vůči zániku sevření $k_{\sigma z} = \frac{F_B}{\Delta F_B \cdot (1 - C_{sp})} = 11.114$

Bezpečnost k MSP šroubu při utahování $k_{MSPs} = \frac{R_{p0.2s}}{\sigma_{red.s}} = 2.71$

Bezpečnost k MSP šroubu při plném zatížení $k_{MSPs.celk} = \frac{R_{p0.2s}}{\sigma_s} = 2.595$



2.2.3 KONTROLA ŠROUBU NA DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Dolní jmenovité napětí $\sigma_{ns} = \frac{F_B}{A_s} = 331.633 \cdot \text{MPa}$

Amplituda jmenovitého napětí $\sigma_{as} = \frac{C_{sp} \cdot \Delta F_B}{2 \cdot A_s} = 7.621 \cdot \text{MPa}$

Horní jmenovité napětí $\sigma_{hs} = \sigma_{ns} + 2 \cdot \sigma_{as} = 346.875 \cdot \text{MPa}$

Střední jmenovité napětí $\sigma_{ms} = \frac{C_{sp} \cdot \Delta F_B}{2 \cdot A_s} + \frac{F_B}{A_s} = 339.254 \cdot \text{MPa}$

Goodmanovo kritérium

Mezní hodnota amplitudy napětí

$$\sigma_{A.Go} = \frac{\sigma_{cs} \cdot (R_{ms} - \sigma_{ns})}{R_{ms} + \sigma_{cs}}$$

$$\sigma_{A.Go} = 93.18 \cdot \text{MPa}$$

Mezní hodnota středního napětí

$$\sigma_{M.Go} = \sigma_{A.Go} + \sigma_{ns} = 424.813 \cdot \text{MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP šroubu
dle Goodmana

$$k_{uGo} = \frac{\sigma_{A.Go}}{\sigma_{as}} = 12.227$$

Gerberovo kritérium

Mezní hodnota amplitudy napětí

$$\sigma_{A.Ge} = \frac{1}{2 \cdot \sigma_{cs}} \left[R_{ms} \cdot \sqrt{R_{ms}^2 + 4 \cdot \sigma_{cs} \cdot (\sigma_{cs} + \sigma_{ns})} - R_{ms}^2 - 2 \cdot \sigma_{ns} \cdot \sigma_{cs} \right]$$

$$\sigma_{A.Ge} = 127.805 \text{ MPa}$$

Mezní hodnota středního napětí

$$\sigma_{M.Ge} = \sigma_{A.Ge} + \sigma_{ns} = 459.437 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP šroubu
dle Gerbera

$$k_{uGE} = \frac{\sigma_{A.Ge}}{\sigma_{as}} = 16.77$$



Eliptické kritérium dle ASME

Mezní hodnota amplitudy napětí

$$\sigma_{A.ASME} = \frac{\sigma_{CS}}{\sqrt{\sigma_{ZS}^2 + \sigma_{CS}^2}} \cdot \left(\sigma_{ZS} \cdot \sqrt{\sigma_{ZS}^2 + \sigma_{CS}^2 - \sigma_{NS}^2} - \sigma_{NS} \cdot \sigma_{CS} \right)$$

$$\sigma_{A.ASME} = 134.093 \text{ MPa}$$

Mezní hodnota středního napětí

$$\sigma_{M.ASME} = \sigma_{A.ASME} + \sigma_{NS} = 465.726 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP šroubu
dle ASME

$$k_{uASME} = \frac{\sigma_{A.ASME}}{\sigma_{as}} = 17.595$$

Uvedená výpočetní kontrola je pro zvolenou normalizovanou spojovací součást dostačující. Hlubší zkoumání šroubu by bylo požadováno například v případě návrhu šroubu dle zvláštního předpisu. Z výsledků vyplývá, že použitý šroub je pro dané zatížení vhodný. Výskyt provozních nedostatků lze řešit zvýšením třídy pevnosti šroubu. Následně zde bude uvedena kontrola třmene. Ačkoliv je provozní síla od tlaku plynů spíše dynamického charakteru, tj. časově proměnlivého, je jako statické zatížení uvažováno dosažení maximální vypočtené síly působící ve šroubovém spoji. To dává kontrole třmene zejména k MSP jistou rezervu při stanovení požadovaných provozních bezpečností.

2.2.4 KONTROLA TŘMENE NA STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Minimální mez pevnosti třmene	$R_m = 980 \text{ MPa}$
Minimální mez kluzu třmene	$R_e = 835 \text{ MPa}$
Šířka průřezu třmene v místě M_{omax}	$b = 19.3 \text{ mm}$
Výška průřezu třmene v místě M_{omax}	$h = 17.5 \text{ mm}$
Průměr díry pro šroub	$d = 8.5 \text{ mm}$
Mez únavy v ohybu třmene	$\sigma_{Co} = 0.504 \cdot R_m = 493.92 \cdot \text{MPa}$
Mez únavy v tahu třmene	$\sigma_{Ct} = 0.450 \cdot R_m = 441 \cdot \text{MPa}$
Charakteristický rozměr vzorku	$h_1 = 10 \text{ mm}$
Min. ohybový moment v ose šroubu (F_B)	$M_{omin} = 121.875 \text{ N} \cdot \text{m}$
Max. ohybový moment v ose šroubu ($F_{B.celk}$)	$M_{omax} = 138.442 \text{ N} \cdot \text{m}$
Teoretický průřez. modul v ohybu v místě M_{omax}	$W_{o.t} = \frac{(b-d) \cdot h^2}{6} = 551.25 \cdot \text{mm}^3$
Skutečný průřez. modul v ohybu v místě M_{omax}	$W_o = 546 \text{ mm}^3$

- zahrnuto zaoblení hran; zjištěno pomocí počítačového 3D modeláře



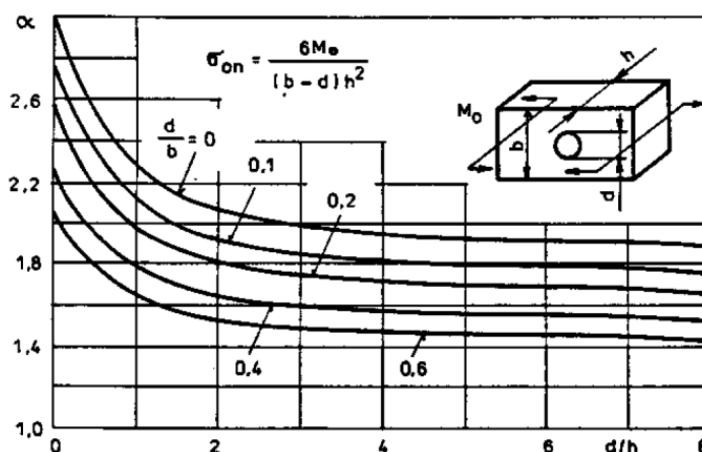
Nominální napětí v místě M_{omax} $\sigma_{\text{o.nom}} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_{\text{O}}} = 253.557 \cdot \text{MPa}$

Maximální smykové napětí za ohybu $\tau_{\text{max}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_{\text{max}}}{(b-d) \cdot h} = -73.25 \cdot \text{MPa}$

Poměr průměru díry pro šroub k šířce b průřezu $\frac{d}{b} = 0.44$

Poměr průměru díry pro šroub k výšce h průřezu $\frac{d}{h} = 0.486$

Součinitel koncentrace napětí v místě M_{omax} $\alpha = 2$



Obr. 34: Nomogram pro zjištění součinitele koncentrace napětí součástí s průchozí dírou zatíženou ohybem [7]

Extrémní napětí v místě M_{omax} $\sigma_{\text{omax}} = \alpha \cdot \sigma_{\text{o.nom}} = 507.114 \cdot \text{MPa}$

Redukované napětí v místě M_{omax} $\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{omax}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} = 522.743 \cdot \text{MPa}$

Bezpečnost k MSP třmene v místě M_{omax} $k_{\text{MSP}} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = 1.597$

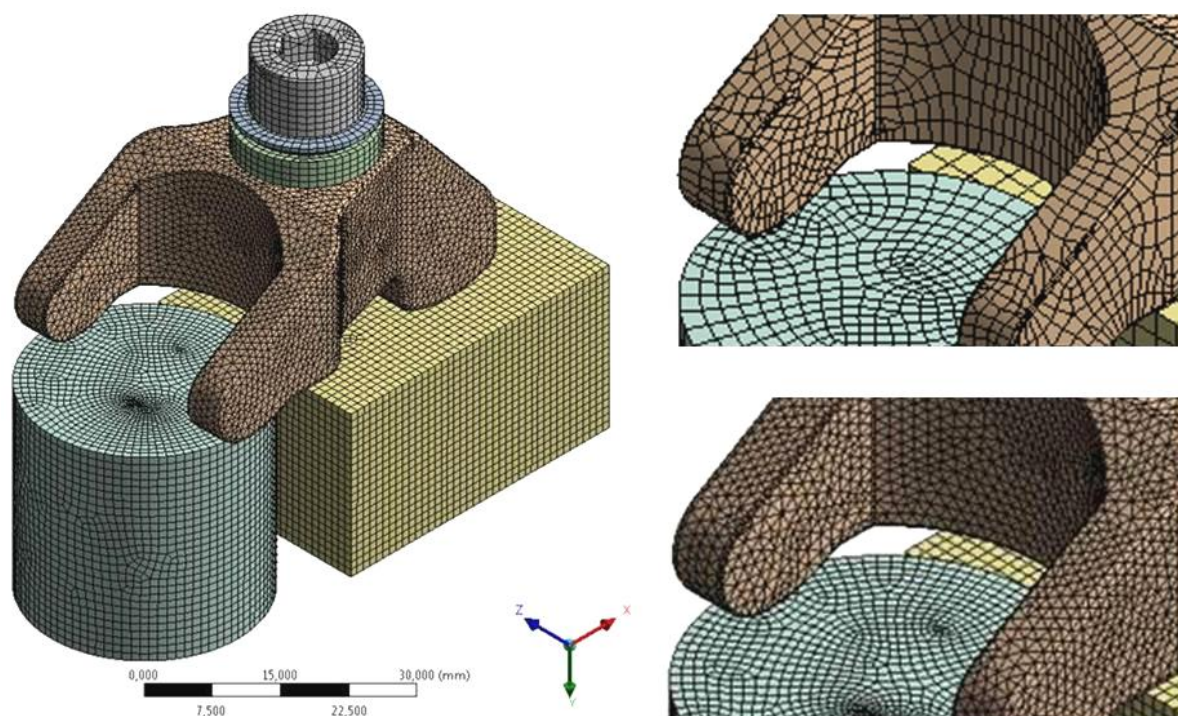
Vypočtená bezpečnost k MSP třmene se zdá plně dostačující. Pozice výpočtu byla zvolena vzhledem k maximálnímu ohybovému momentu a kvůli výskytu hlavního koncentrátoru napětí (průchozí díra pro šroub). Jelikož se ale geometrie průřezu, a tím i jeho charakteristika, podél jakkoliv myšlené střednice mění, je třeba brát v úvahu bezpečnosti i v jiných místech než je M_{omax} , tj. osa šroubu. Provedené kontroly v různých průřezích však vykazují shodné či dokonce vyšší hodnoty k_{MSP} . Celkový tvar třmene je pro analytické výpočty poměrně složitý, a proto je k jejich ověření a přesnějšímu zhodnocení vlivu zatížení na navrhovanou součást provedena počítačová analýza.



Pro počítačovou analýzu je vytvořen pomocný model sestavy uchycení vstřikovače z důvodu výpočtové náročnosti v případě použití modelů skutečných komponent palivového systému. Mnohem přesnějších výsledků lze docílit zavedením více propracovanějších geometrií. Uvedený pomocný model je přesto použit kvůli paměťovému omezení dostupné výpočetní techniky.

Geometrie třmene, kulové podložky a kuželové pánve odpovídá skutečným součástem. Ostatní části jsou zjednodušené, a to vstřikovač na válcový výřez, plocha hlavy válců na krychlový výřez a šroub pouze na jeho hlavu. Všechny jsou mezi sebou spojeny pomocí kontaktních ploch.

K vytvoření diskretizační sítě byla původně uvažována metoda sestavující šestistěnné prvky. Jejich velikost byla nastavena na 2 mm a kontaktní oblasti zjemněny na 1 mm. Výsledky však mohou být z důvodu hrubšího průměrování méně přesné. Pro tvarově složitější model třmene se jako vhodnější nabízí metoda síťování se čtyřstěnnými prvky. Nakonec je velikost veškerých prvků nastavena na 1 mm, čímž vznikne síť mnohem pravidelnější a navíc je dosaženo většího počtu prvků.



Obr. 35: Zjednodušený model šroubového spoje a rozdíl v použité metodě síťování (vpravo nahoře - šestistěň, vpravo dole - čtyřstěň)

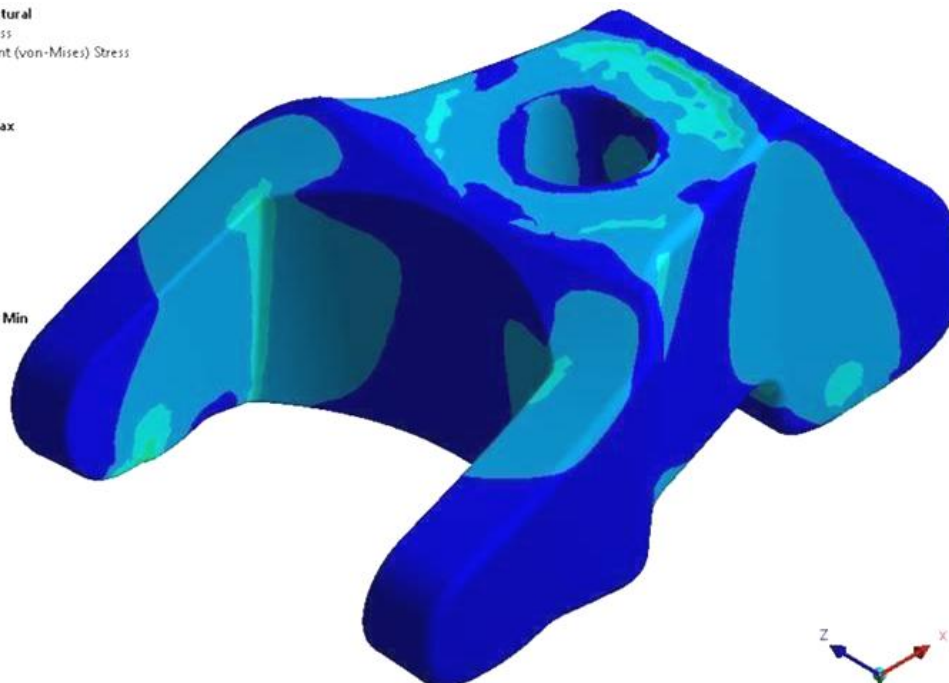
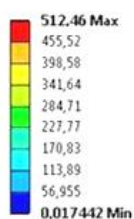
Počet uzlů konečné sítě třmene: 158 714

Počet prvků konečné sítě třmene: 110 258

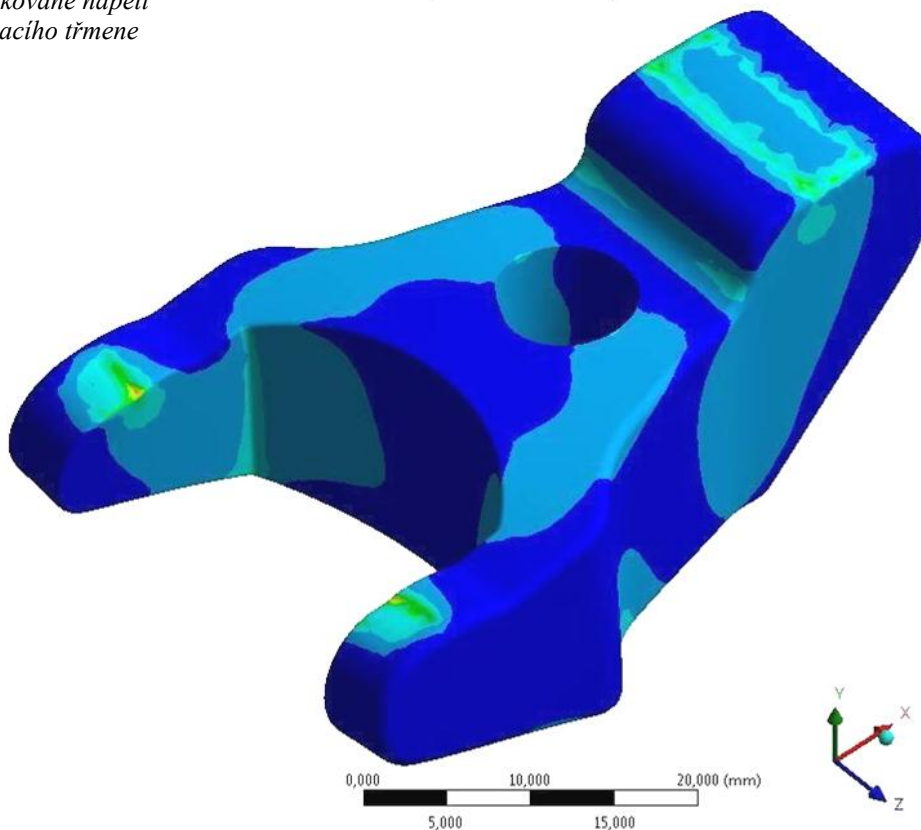
Nepohyblivost sestavy jako celku zajišťuje pevná vazba definovaná na spodních plochách výřezu vstřikovače a hlavy válců. Oba tyto výřezy jsou modelovány dostatečně silné, aby pevná vazba neovlivňovala horní plochu, tj. plochu kontaktů. Zatížení celkovou silou je umístěno na vrchní část hlavy šroubu.



A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



Obr. 36: Pohled na redukované napětí upínacího třmene



V ose díry pro šroub, tj. v místě M_{omax} , je redukované napětí ve skutečnosti odlišné, jak dokazuje uvedený výsledek napěťové analýzy. Jednou z možností je, že analytický výpočet nezahrnuje celkový tvar třmene a tím celkové rozložení zátěže v materiálu. Hodnota zjištěného napětí je nižší, proto není v této oblasti třeba dalších kontrol na mez pružnosti. Avšak největší, a také očekávané napětí, se vyskytuje v místech kontaktu třmene s ostatními součástmi sestavy, zejména vstříkovače. Problematiku kontaktů hodnotí následující odstavce.



V sestavě uchycení vstříkovače lze nalézt dvě hlavní místa kontaktů. Vidlice třmene se vstříkovačem a stopka třmene s hlavou válců. Stopka třmene je původně navržena ve čtyřech tvarech. Dva jsou válcové a dva kulové, vždy s odlišným poloměrem. Výběr závisí na hodnotě tlaku v místě kontaktu s hlavou válců. Porovnání jednotlivých tvarů je znázorněno v uvedených grafech závislostí složek napětí Hertzova tlaku na hloubce z [mm] od povrchu kontaktní plochy. Všechna normálová napětí jsou tlaková. Již z výpočtu vychází nejlépe stopka varianty č. 2 (označena jako Kontakt č. 3), tedy válcová plocha s větším poloměrem. Vybraný tvar již dále nebyl upraven, neboť případné zmenšení šířky stopky vedlo k tlakovému nárůstu. Níže je uveden výpočet složek napětí obou kontaktních způsobů.

Průměr stopky třmene	$d_1 \cdot (\text{mm})$
Průměr plošky dotyku	$d_r \cdot (\text{mm})$
Délka dotykové plošky	$l_1 \cdot (\text{mm})$
Zatěžující síla	$F_1 \cdot (\text{N})$
Modul pružnosti v tahu	$E \cdot (\text{MPa})$
Poissonovo číslo	$\mu_i \cdot (.)$
Hloubka pod povrchem	$z_1 \cdot (\text{mm})$

Kontakt válcové plochy s rovinou

Šířka dotykové plošky (mm)

$$b_i = \sqrt{\frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot l_1} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_i} + \frac{1}{d_r}}}$$

Maximální Hertzův tlak (MPa)

$$p_{i.\max} = \frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot b_i \cdot l_1}$$

Složky napětí Hertzova tlaku (MPa)

$$\sigma_x(z_1) = -p_{i.\max} \cdot \left(\frac{1 + 2 \cdot \frac{z_1^2}{b_i^2}}{\sqrt{1 + \frac{z_1^2}{b_i^2}}} - 2 \cdot \left| \frac{z_1}{b_i} \right| \right)$$

$$\sigma_{..z}(z_1) = \frac{-p_{i.\max}}{\sqrt{1 + \frac{z_1^2}{b_i^2}}}$$

$$\sigma_y(z_1) = -2 \cdot \mu_i \cdot p_{i.\max} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{z_1^2}{b_i^2}} - \left| \frac{z_1}{b_i} \right| \right)$$

$$\tau_{\max i}(z_1) = \frac{\sigma_x(z_1) - \sigma_{..z}(z_1)}{2}$$



Kontakt kulové plochy s rovinou

Poloměr dotykové plošky (mm)

$$a_i = \sqrt[3]{\frac{(3 \cdot F_i) \left[\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2} \right]}{\frac{1}{d_i} + \frac{1}{d_r}}}$$

Maximální Hertzův tlak (MPa)
$$P_{i,max} = \frac{3 \cdot F_i}{2 \cdot \pi \cdot a_i^2}$$

Složky napětí Hertzova tlaku (MPa)

$$\sigma_{.x}(z_i) = -P_{i,max} \cdot \left[\left(1 - \frac{z_i}{a_i} \right) \cdot \operatorname{atan} \left(\frac{1}{\frac{z_i}{a_i}} \right) \cdot (1 + \mu_i) - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{z_i^2}{a_i^2} \right)} \right]$$

$$\sigma_{.y}(z_i) = \sigma_{.x}(z_i)$$

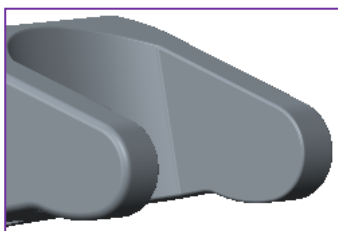
$$\sigma_{.z}(z_i) = \frac{-P_{i,max}}{1 + \frac{z_i^2}{a_i^2}} \quad \tau_{.maxi}(z_i) = \frac{\sigma_{.x}(z_i) - \sigma_{.z}(z_i)}{2}$$

Kontakt vidlice třmene se vstříkovačem

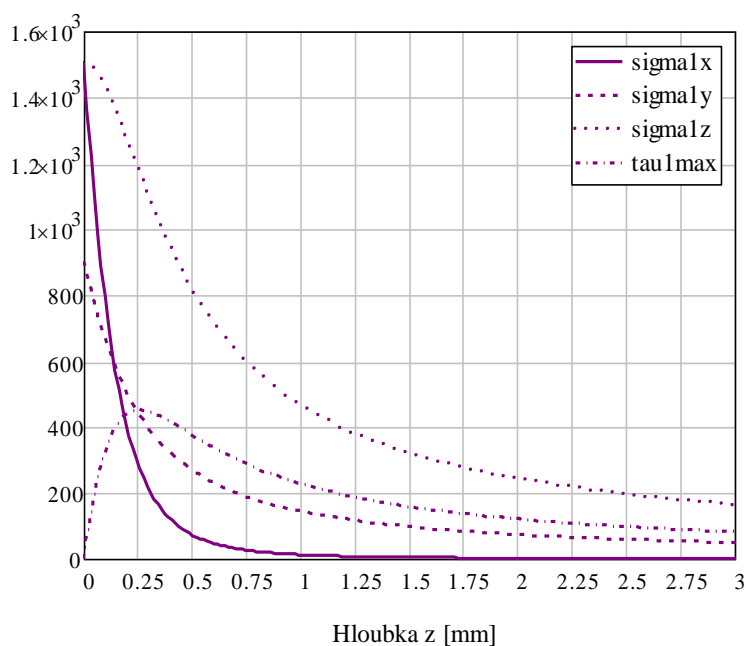
$$d_r = \infty \cdot \text{mm}$$

$$d_i = 25 \text{mm}$$

$$P_{i,max} = 1503 \text{MPa}$$



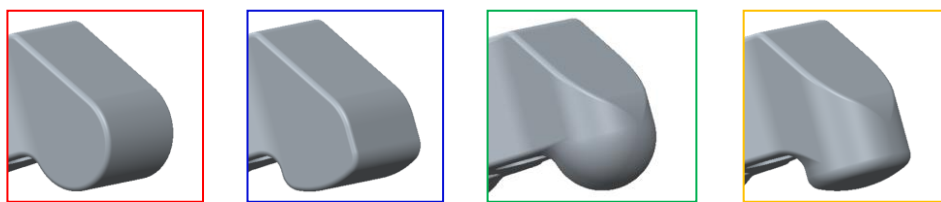
Napětí [MPa]



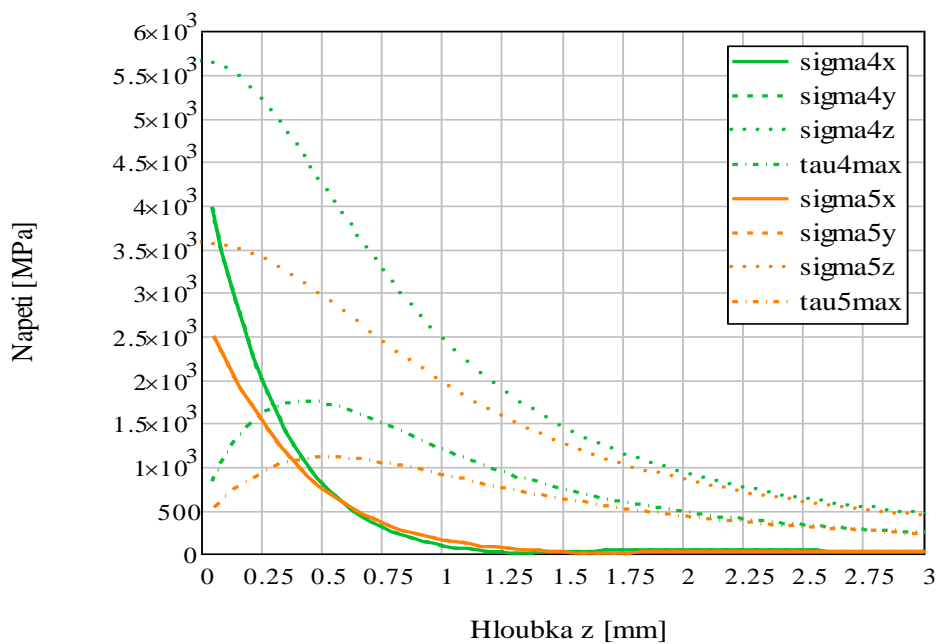
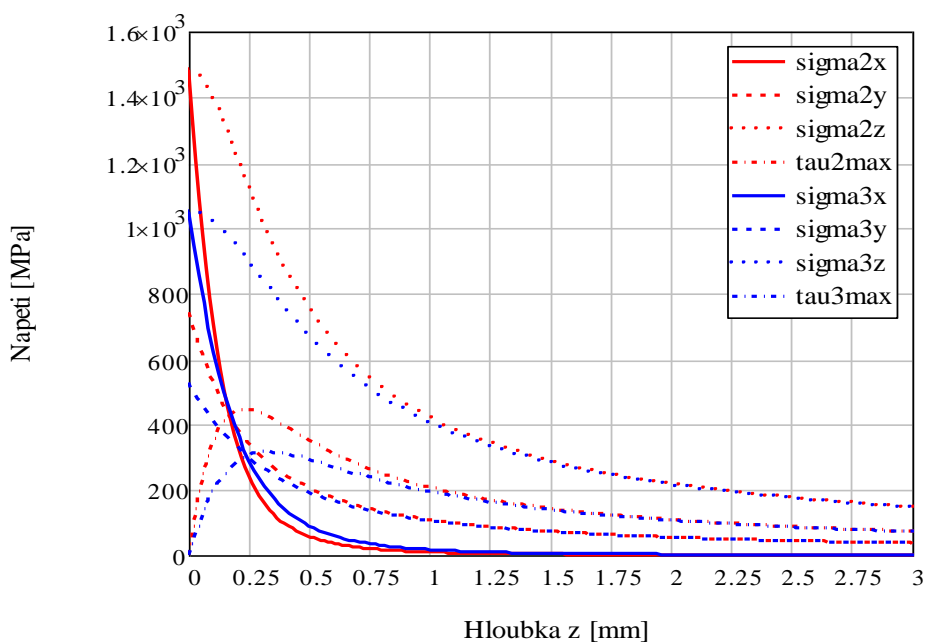
Obr. 37: Průběhy napětí v kontaktu vidlice se vstříkovačem



Kontakt stopky třmene s hlavou válců



d_r			∞ · mm	
d_j	15mm	30mm	15mm	30mm
$P_{i.max}$	1485MPa	1050MPa	5652.12MPa	3560.24MPa



Obr. 38: Průběhy napětí v kontaktu jednotlivých typů stopky s hlavou válců



Maximální kontaktní napětí se vyskytuje těsně pod povrchem styčné plochy, odkud nadále klesá (viz grafy). Rozdílné hodnoty získané počítačovou analýzou jsou zřejmě způsobeny typem definovaného kontaktu. Použitý software umožnil pouze kontakt pevný, ten však úplně neodpovídá realitě. Na napěťové špičky na výřezu vstřikovače má také značný vliv ostrá krajní hrana nebo skutečné rozměry dotykové plošky. Proto je důležité přistupovat k výsledkům počítačové analýzy obezřetně. Názorně je uveden rozdíl v redukovaném napětí. I v případě zahrnutí vyšší hodnoty je bezpečnost k MSP $R_e/\sigma_{H,red1}=1,388$ dostatečná (jedná se o malé deformace). Snížení vlivu kontaktu lze docílit úpravou styčných povrchů součástí.

Hodnoty vypočtené

$$\sigma_{H,red} = \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_{H,red1} = [-901.7 - (-1503.2)]\text{MPa} = 601.5\text{MPa}$$

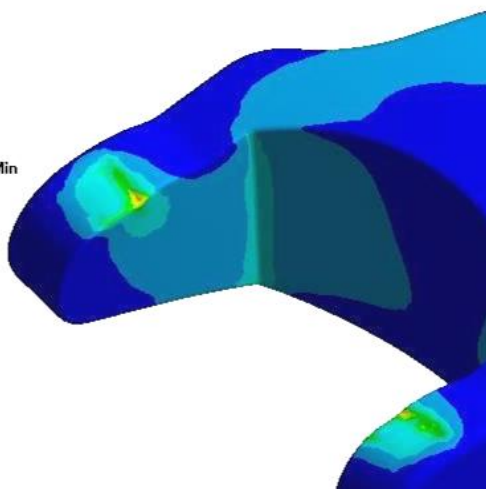
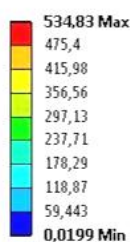
$$\sigma_{H,red3} = [-524.8 - (-1050.1)]\text{MPa} = 525.3\text{MPa}$$

Hodnoty získané analýzou

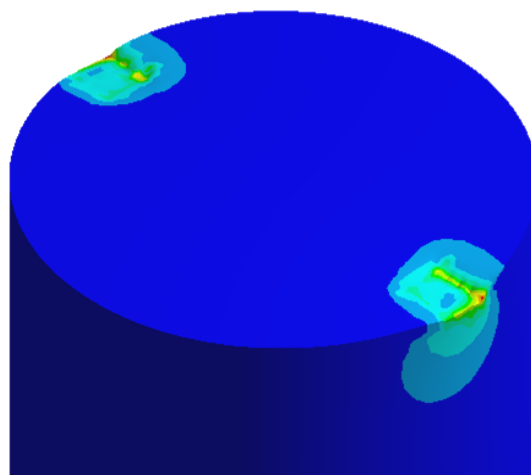
$$\sigma_{Hred1} = 534.8\text{MPa}$$

$$\sigma_{Hred3} = 375.3\text{MPa}$$

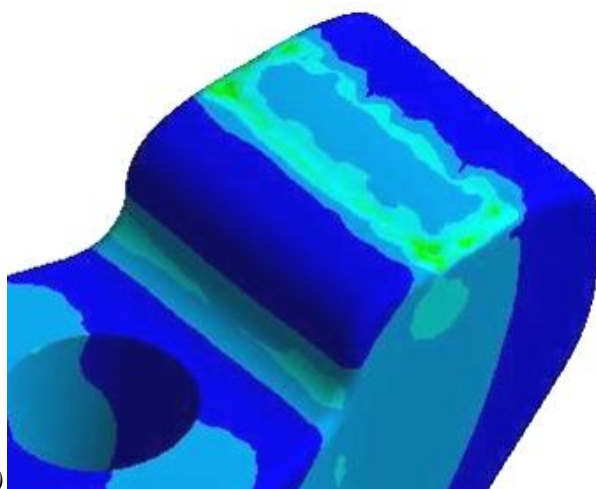
A: Static Structural
Stress Intensity
Type: Stress Intensity
Unit: MPa



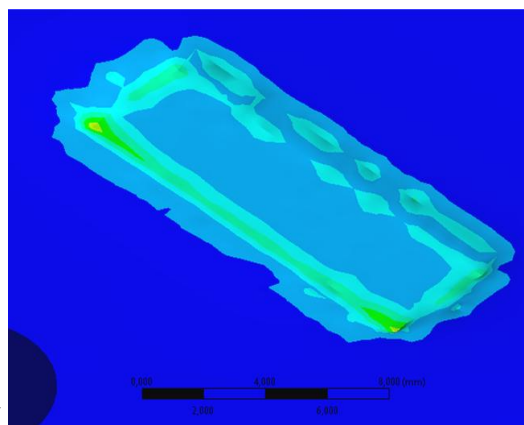
a)



b)



c)



d)

Obr. 39: Redukované napětí v jednotlivých dotykových ploškách
a) vidlice třmene, b) vstřikovač, c) stopka třmene, d) hlava válců



2.2.5 KONTROLA TŘMENE NA DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Jelikož je provozní síla časově proměnlivá, je nutné kontrolovat třmen na možnost únavového porušení. Hlavní sledované místo je opět průchozí díra z již výše zmíněných důvodů. K výpočtu bezpečnosti k MSÚP poslouží například koncepce nominálních napětí. I nadále jsou použity hodnoty maximálních sil získané základními výpočty.

Součinitel velikosti

$$v_1 = 1 - \sqrt{0.02 \cdot \log\left(\frac{h}{h_1}\right)} = 0.93$$

$$v_2 = 1$$

$$v = v_1 \cdot v_2 = 0.93$$

Součinitel vrubu

$$\beta = \frac{\alpha}{\frac{360(\text{MPa})}{1 + \frac{\alpha - 1}{\alpha} \cdot \frac{R_m}{\sqrt{\frac{d}{2(\text{mm})}}}}} = 1.836$$

Součinitel povrchu

$$\eta_1 = 0.85$$

$$\eta_2 = 1$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0.85$$

Korigovaná mez únavy třmene dle koncepce nominálních napětí

$$\sigma_{\text{Cox}} = \frac{v \cdot \eta}{\beta} \cdot \sigma_{\text{Co}} = 212.679 \cdot \text{MPa}$$

Dolní jmenovité napětí

$$\sigma_{\text{nu}} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = 253.557 \cdot \text{MPa}$$

Amplituda jmenovitého napětí

$$\sigma_{\text{au}} = \frac{M_{\text{omax}} - M_{\text{omin}}}{W_o} = 30.342 \cdot \text{MPa}$$

Horní jmenovité napětí

$$\sigma_{\text{hu}} = \sigma_{\text{nu}} + 2 \cdot \sigma_{\text{au}} = 314.242 \cdot \text{MPa}$$

Střední jmenovité napětí

$$\sigma_{\text{mu}} = \frac{\sigma_{\text{hu}} + \sigma_{\text{nu}}}{2} = 283.899 \cdot \text{MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP třmene v místě M_{omax}

$$k_{\text{MSÚP}} = \frac{\sigma_{\text{Cox}}}{\sigma_{\text{au}}} = 7.009$$

K určení bezpečnosti k MSÚP je možné použít také Marinovu rovnici, která zahrnuje další různé faktory ovlivňující únavovou pevnost součástí, jako je spolehlivost provozu, teplotní vliv apod.



Součinitel vlivu jakosti povrchu

Parametry součinitele vlivu jakosti
(pro obráběný povrch)

$$a_{\text{exp}} = 4.51 \quad b_{\text{exp}} = -0.265$$

$$k_a = a_{\text{exp}} \cdot \left(\frac{R_m}{\text{MPa}} \right)^{b_{\text{exp}}} = 0.727$$

Součinitel vlivu velikosti

Efektivní rozměr
(pro obdélníkový průřez)

$$d_e = 0.808 \cdot \sqrt{(b-d) \cdot h} = 11.108 \cdot \text{mm}$$

$$k_b = \left[\frac{\frac{d_e}{(\text{mm})}}{7.62} \right]^{-0.107} = 0.96$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

(pro ohyb)

$$k_c = 1$$

Součinitel vlivu teploty

(pro teplotu 100°C)

$$k_d = 1.020$$

Součinitel spolehlivosti

(pro spolehlivost 99,99%)

$$k_e = 0.702$$

Součinitel zahrnující další vlivy

(bez vlivu)

$$k_f = 1$$

Korigovaná mez únavy $\sigma_{\text{Coxx}} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{\text{Co}} = 246.934 \cdot \text{MPa}$
třmene zahr. ostatní vlivy

Poměr amplitudy a středního napětí
(směrnice zatěžovací dráhy)

$$r_{\text{krit}} = \frac{\sigma_{\text{au}}}{\sigma_{\text{mu}}} = 0.107$$

Mezní hodnota amplitudy napětí

$$\sigma_{\text{A.Langer}} = \frac{r_{\text{krit}} \cdot R_e}{1 + r_{\text{krit}}} = 80.626 \cdot \text{MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP třmene dle Langer

$$k_{\text{u.Langer}} = \frac{\sigma_{\text{A.Langer}}}{\sigma_{\text{au}}} = 2.657$$

Bezpečnost k MSÚP třmene dle Gerber

$$k_{\text{u.Gerber}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_{\text{mu}}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{\text{au}}}{\sigma_{\text{Coxx}}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{\text{mu}} \cdot \sigma_{\text{Coxx}}}{R_m \cdot \sigma_{\text{au}}} \right)^2} \right] = 2.797$$

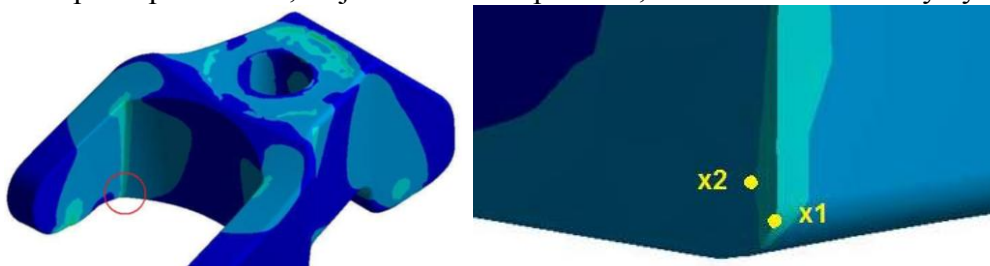
Bezpečnost k MSÚP třmene dle ASME

$$k_{\text{u.ASME}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{\text{au}}}{\sigma_{\text{Coxx}}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\text{mu}}}{R_e} \right)^2}} = 2.766$$



Uvedené bezpečnosti se vztahují pouze k místu s největším ohybovým momentem. Je vidět, že zahrnutím více vlivů klesá únavová bezpečnost. Jelikož mnohé analytické metody spolehlivě slouží při splnění prutových předpokladů, je důležité hodnotit z hlediska únavy také kritická místa na součásti, jako jsou různé přechody, slabá místa apod. Již návrh třmene má snahu vyhnout se slabým průřezům, avšak přechod z vidlice do tělesa třmene jedno možné kritické místo zahrnuje. Pro jeho posouzení je použita metoda odhadu únavové bezpečnosti na základě skutečných elastických napětí (LSA).

K tomu je potřeba znát napětí ze dvou zátěžných stavů. Stav I je zatížení od předpětí, stav II při dosažení maximální síly. Vybrané kritické místo je na obrázku červeně kroužkované. Byť se na první pohled zdá, že je toto místo v pořádku, nemusí tomu tak vždy být.



Obr. 40: Možné kritické místo třmene a vybrané uzly průřezu

Zátěžný stav	Uzel	Redukované napětí	1. hlavní napětí	3. hlavní napětí
I	1.	$\sigma_{redI1} = 102.72 \text{MPa}$	$\sigma_{1I1} = 146.23 \text{MPa}$	$\sigma_{3I1} = 30.07 \text{MPa}$
	2.	$\sigma_{redI2} = 78.51 \text{MPa}$	$\sigma_{1I2} = 91.97 \text{MPa}$	$\sigma_{3I2} = 11.71 \text{MPa}$
II	1.	$\sigma_{redII1} = 145.51 \text{MPa}$	$\sigma_{1II1} = 168.11 \text{MPa}$	$\sigma_{3II1} = 37.29 \text{MPa}$
	2.	$\sigma_{redII2} = 90.16 \text{MPa}$	$\sigma_{1II2} = 106.93 \text{MPa}$	$\sigma_{3II2} = 13.34 \text{MPa}$

Vzdálenost mezi sledovanými uzly $x1x2 = 1.84 \text{mm}$

Poměrný gradient
$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{redII1}} \cdot \left(\frac{\sigma_{redII1} - \sigma_{redII2}}{x1x2} \right) = 0.207 \cdot \text{mm}^{-1}$$

Korekční součinitel
$$f_g = 1 + \frac{(\sigma_{Co} \cdot \sigma_{Ct}^{-1}) - 1}{2 \cdot h_1^{-1}} \cdot \chi_R = 1.124$$

Poměr β/α
$$\beta_\alpha = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot (\text{mm}^{0.5}) \cdot 10^{-\left[0.35 + \frac{R_e}{810(\text{MPa})}\right]} = 1.019$$

Extrémní hodnoty ekvivalentního napětí
$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1II1}) \cdot \sigma_{redII1} = 145.51 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1I1}) \cdot \sigma_{redI1} = 102.72 \cdot \text{MPa}$$

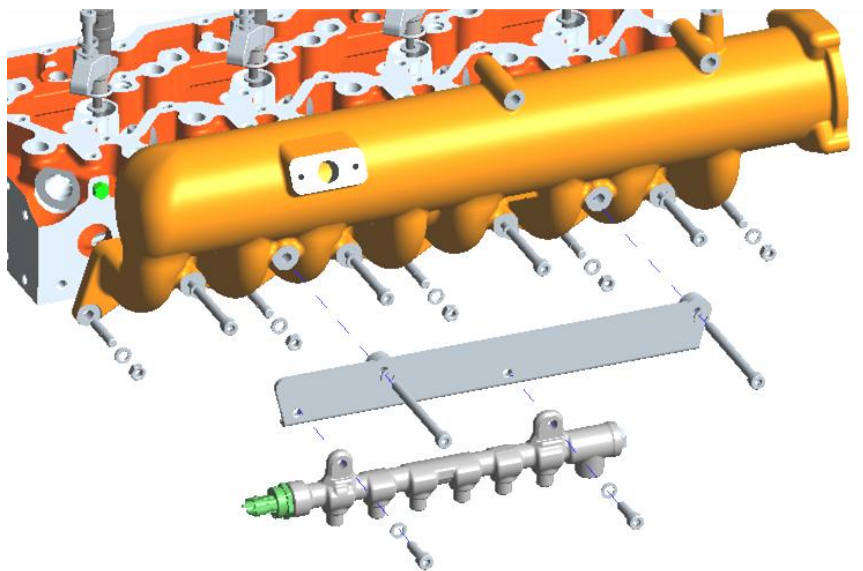
Amplituda ekvivalentního napětí
$$\sigma_{ea} = (\sigma_{emax} - \sigma_{emin}) \cdot 0.5 = 21.395 \cdot \text{MPa}$$

Střední ekvivalentní napětí
$$\sigma_{em} = (\sigma_{emax} + \sigma_{emin}) \cdot 0.5 = 124.115 \cdot \text{MPa}$$

Bezpečnost k MSÚP třmene dle LSA
$$k_p = \left(\beta_\alpha \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{Ct} \cdot 0.82 \cdot 0.75 \cdot f_g} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \right)^{-1} = 5.047$$

2.3 UMÍSTĚNÍ VYSOKOTLAKÉHO ZÁSOBNÍKU

Umístění vysokotlakého zásobníku paliva je na obr. 41. Jedná se o opracovaný zápustkový výkovek velice kompaktních rozměrů. Obsahuje dva vstupy od vysokotlakého čerpadla a pět výstupů, z toho čtyři slouží vstříkovačům a jeden zpětnému vedení paliva ze zásobníku. Dále je na jednom jeho konci vložen snímač tlaku paliva a na druhém tlakový pojistný ventil, který se na zásobník umísťuje především k zamezení jakémukoliv poškození při překročení limitních tlakových hodnot paliva (například při tlakové rázové vlně).

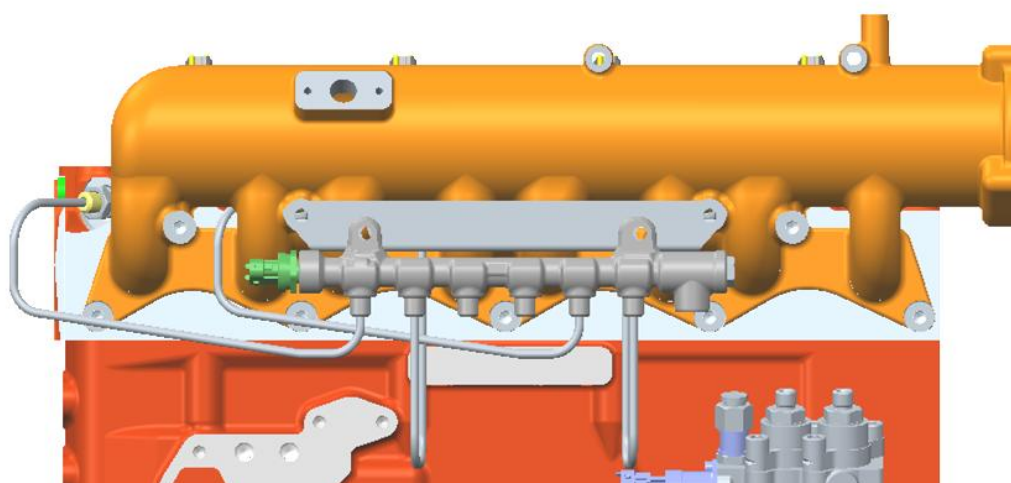


Obr. 41: Umístění palivového zásobníku

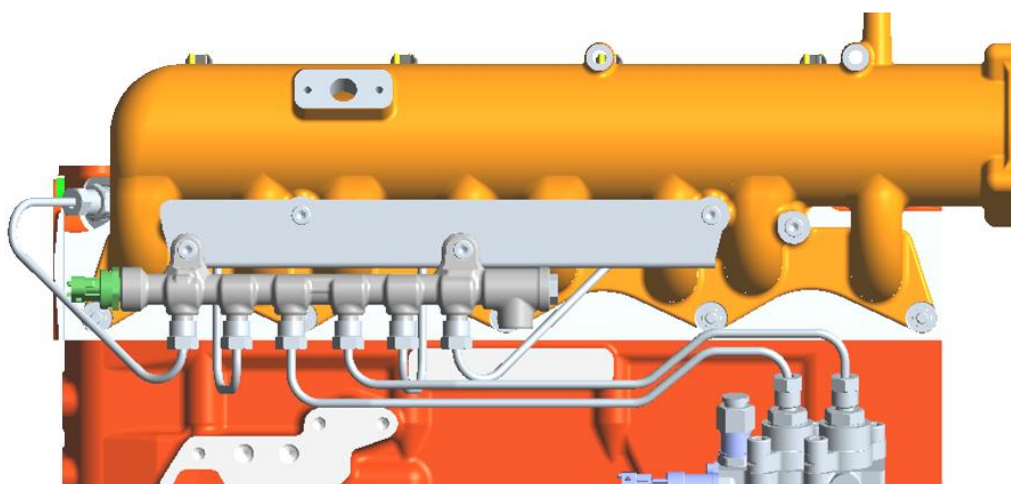
Zásobník paliva je obecně umístěn na komoře sání a slouží k tomu dvě průchozí díry, jak je zřejmé z obr. 41. Jelikož se rozteče průchozích děr pro šrouby na komoře sání a na zásobníku výrazně liší, slouží k detailnějšímu připevnění zásobníku lišta ze silného, laserem vyřezávaného plechu o tloušťce 4 mm. Plně dostačující je základní konstrukční materiál, důležitá je dobrá svařitelnost. K zamezení styku s koleny sání jsou na lištu navařeny distanční kroužky o šířce 10 mm a odpovídajících průměrů. Pro zvýšení tuhosti je spodní hrana ohnutá o 90°. Samotný zásobník je pak přichycen šrouby M8x25 ISO 4672 - 8.8 do navařovacích matic M8 DIN 929 na zadní straně lišty. Na níže uvedených obrázcích jsou dva možné návrhy vycházející z pozice zásobníkových výstupů a k možnosti jejich snadného propojení s hrdly.

V případě varianty č. 1 je palivový zásobník umístěn tak, že střed rozteče děr pro šrouby leží ve středu rozteče děr lišty (s jistou tolerancí). Nabízí tak možnost menších rozměrů plechové části, tím i použití méně materiálu a její jednodušší výrobu. Varianta č. 2 posouvá palivový zásobník směrem dále od čerpadla. Zde je lišta sice delší a větší, zásobník je ale celkově ve výhodnější pozici vůči hrdlům vstříkovačů. Také je zřejmý výhodnější tvar palivového potrubí. Možných návrhů lze při dodržení jistých požadavků vytvořit celou řadu, avšak snahou je dosažení pokud možno stejného tvaru jednotlivých palivových trubek spojujících zásobník a vstříkovače, nebo alespoň dvou ze čtyř, ke zjednodušení jejich výroby. Ta je ovšem ovlivněna i tvarem trubek, tj. rozmístěním potřebných ohybů.

Další postup práce bude zaměřen na variantu č. 2. Hlavní důvod je vhodnější tvar palivových trubek.



Obr. 42: Návrh palivových trubek od zásobníku k hrdlům - varianta č. 1



Obr. 43: Návrh palivových trubek od zásobníku k hrdlům - varianta č. 2

2.3.1 MODÁLNÍ ANALÝZA UCHYCENÍ PALIVOVÉHO ZÁSOBNÍKU

Ke zjištění charakteru chování podstavy zásobníku a plechové lišty během provozu byla provedena modální analýza této skupiny. Zásobník nelze nijak zanedbat, neboť pro lištu představuje přidanou, nerovnoměrně rozloženou hmotnost.

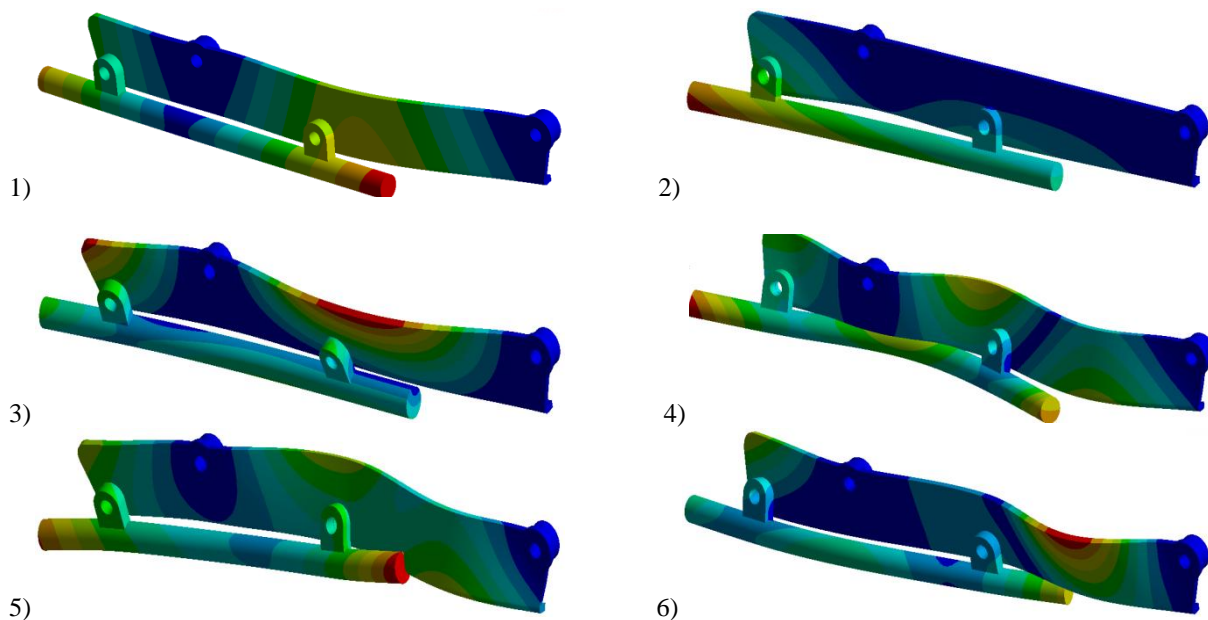
Z důvodu tvarové složitosti modelu skutečného zásobníku je tato součást nahrazena jednodušším, avšak hmotnostně ekvivalentním válcem s odpovídajícími konzolami.

Metoda vytvoření diskretizační sítě byla ponechána automatické volbě programu, velikost prvku je 1mm.

Lišta a zásobník jsou spojeny pevným kontaktem, samotná lišta je pak pevně zavazbena na kruhových ploškách distančních kroužků. Výpočtový software modální analýzy automaticky vazbí jen jednu stranu tělesa, čímž je pak prvních šest frekvenčních módů nulových. Vazba obou kroužků je nezbytná k přiblížení skutečnosti uchycení lišty na komoru sání.

Tab. 4: Vlastní frekvence sestavy lišta + zásobník (původní)

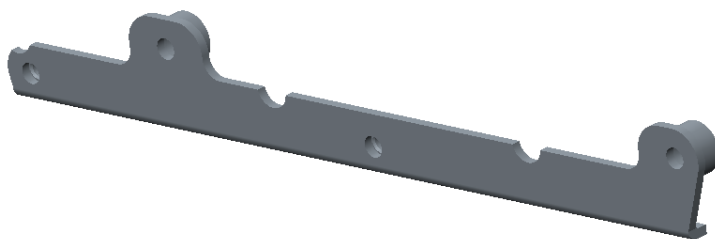
Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	253,23	6	1204,8	11	2230,9	16	3615,1
2	317,13	7	1456,4	12	2521,2	17	3633,6
3	657,82	8	1638,9	13	2808,8	18	3938,4
4	1011,5	9	1798,3	14	2840,9	19	4046,8
5	1184,8	10	2043,4	15	3231,1	20	4347,2



Obr. 44: Tvary vlastního kmitání sestavy lišty a zásobníku (původní)

V tabulce 4 je dvacet vlastních frekvencí sestavy lišty a zásobníku, obrázky znázorňují prvních šest tvarů kmitání. Je vidět, že uvedené frekvence jsou mimo provozní oblast otáček pohonné jednotky. To ovšem neznamená, že lze tuto skutečnost brát jako vyřešenou. Pro lepší zhodnocení je třeba znát frekvenční spektrum buzení od užitého motoru a porovnávat výsledky modální analýzy s jeho dominantními frekvenčními složkami, které se mohou nacházet ve vyšších řádech. Pro základní srovnání bude stačit frekvence otáček klikového hřídele, která v případě volnoběhu činí $13,33 \text{ Hz}$ (800 min^{-1}), v režimu maximálního točivého momentu $36,66 \text{ Hz}$ (2200 min^{-1}) a při maximálním zatížení 41 Hz (2460 min^{-1}).

Na první pohled je zřejmé, že rozměry zvolené lišty jsou poněkud neohrabané. Už jen proto, že zakrývá a tím výrazně snižuje přístupnost šroubů spojovací komoru sání a hlavu válců. Při jakémkoliv změně rozměrů je nutné dbát na zachování jisté tuhosti. Jako jednoduchá úprava je provedeno odlehčení a výřezy dle obr. 45. Dle opětovné modální analýza posunul tento zásah vlastní frekvence do nižších hodnot, avšak stále jsou dostatečně vzdálené od provozního intervalu motoru.

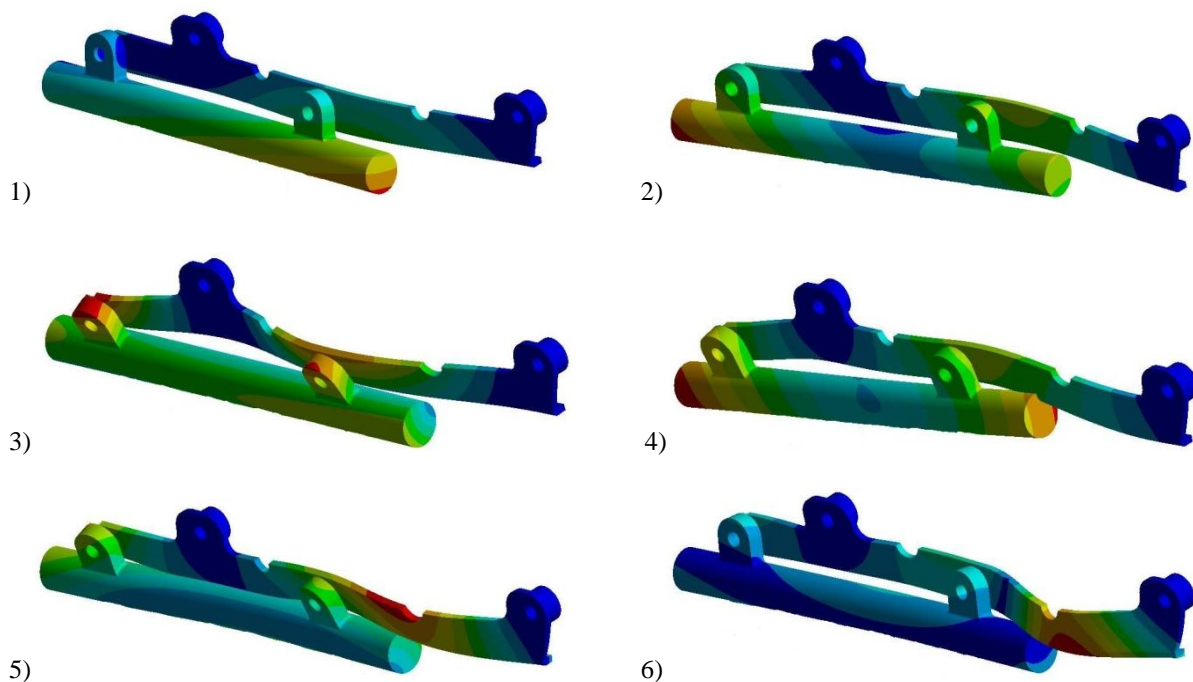


Obr. 45: Upravená lišta palivového zásobníku



Tab. 5: Vlastní frekvence sestavy lišta + zásobník (odlehčená)

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	156,07	6	1286,9	11	2641,3	16	4093,3
2	189,05	7	1478,8	12	3024,3	17	4498,6
3	525,97	8	1986,8	13	3342,9	18	4690,8
4	670,71	9	2230,1	14	3466,3	19	5409,5
5	975,32	10	2420,8	15	3696,9	20	6168,3

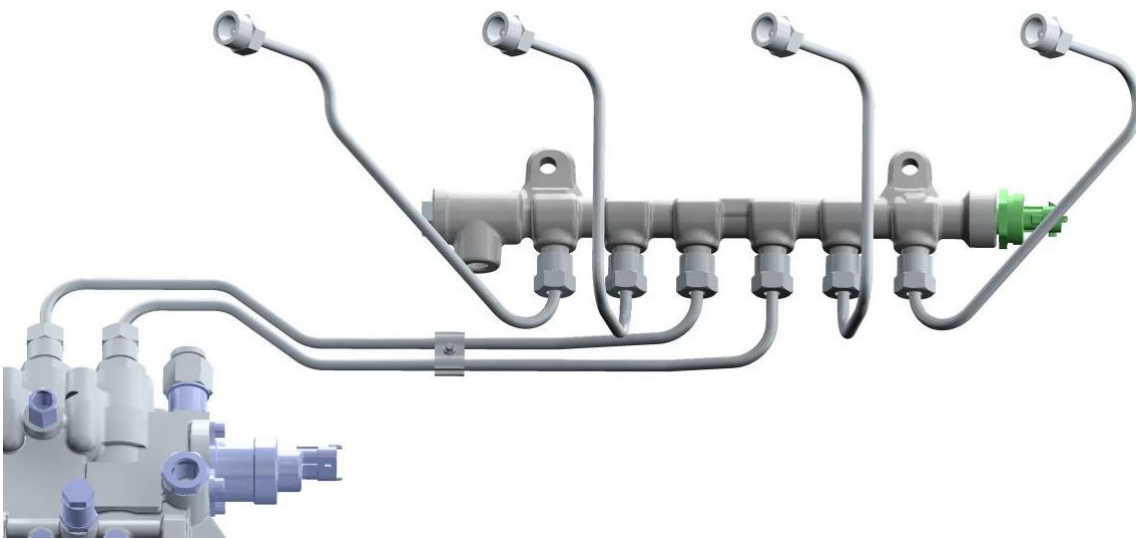


Obr. 46: Tvary vlastního kmitání sestavy lišty a zásobníku (odlehčená)

2.4 VYSOKOTLAKÉ PALIVOVÉ POTRUBÍ

Vysokotlakové palivové potrubí slouží k přenosu paliva z čerpadla do zásobníku a ze zásobníku k hrdlům vstříkovačů. Polotovarem je ocelová trubka s vnějším průměrem $\phi 6$ mm a tloušťkou stěny 2 mm. Ta je ohýbána do požadovaného tvaru. Rozlisované kuželové zakončení slouží k připojení s patřičnými součástmi pomocí podložky a převlečné matice DIN 73365. Doporučovaná délka potrubí od zásobníku k hrdlům bývá kolem 250 mm a od čerpadla k zásobníku do 500 mm. Také je důležité, aby jednotlivá palivová potrubí nikterak nepřekážela jinému příslušenství motoru nebo sami sobě.

V řešeném případě vyplývají tvary palivových trubek z výše uvedených návrhů umístění palivového zásobníku. Jak již bylo zmíněno, je další postup zaměřen na variantu č. 2. Délka potrubí od čerpadla k zásobníku je 405 mm, od zásobníku k hrdlům 273 mm. Delší potrubí je spolu sepnuto malou sponou skládající se ze dvou tvarovaných tenkých plechů a šroubu. Kratší potrubí sepnuto není, neboť zvolená geometrie tento detail neumožňuje, respektive jeho řešení by bylo zbytečně složité a zřejmě i neestetické. Ohybové poloměry všech palivových trubek činí 20 mm. Předpokládaný materiál je pro vhodné vlastnosti stejný jako v návrhu upínacího třmene, tj. ocel ke tváření 15 230 ČSN EN 10020.



Obr. 47: Tvary jednotlivých palivových trubek

2.4.1 KONTROLA PALIVOVÉHO POTRUBÍ NA STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Mez kluzu palivového potrubí $R_{e.pt} = 835\text{MPa}$

Vnější poloměr potrubí $r_0 = 3\text{mm}$

Vnitřní poloměr potrubí $r_i = 1\text{mm}$

Vnější tlak (atmosférický tlak) $p_0 = 0.101\text{MPa}$

Vnitřní tlak (tlak paliva) $p_i = 180\text{MPa}$

$$\text{Radiální napětí} \quad \sigma_r(r) = \frac{p_i \cdot r_i^2 - p_0 \cdot r_0^2 + r_i^2 \cdot r_0^2 \frac{(p_0 - p_i)}{r^2}}{r_0^2 - r_i^2}$$

$$\text{Obvodové napětí} \quad \sigma_t(r) = \frac{p_i \cdot r_i^2 - p_0 \cdot r_0^2 - r_i^2 \cdot r_0^2 \frac{(p_0 - p_i)}{r^2}}{r_0^2 - r_i^2}$$

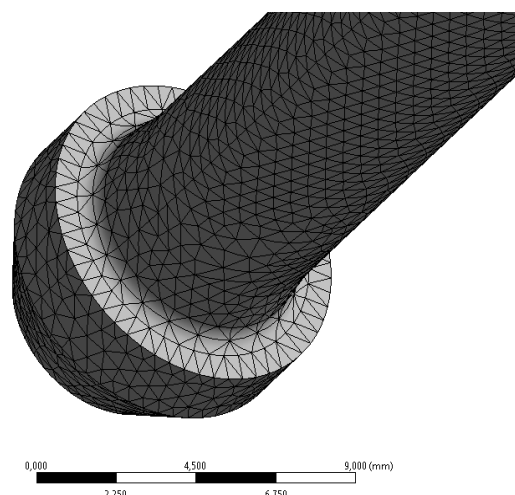
$$\text{Osově napětí} \quad \sigma_z = \frac{p_i \cdot r_i^2}{r_0^2 - r_i^2}$$

$$\text{Redukované napětí potrubí} \quad \sigma_{red.pt}(r) = \sigma_t(r) - \sigma_r(r)$$

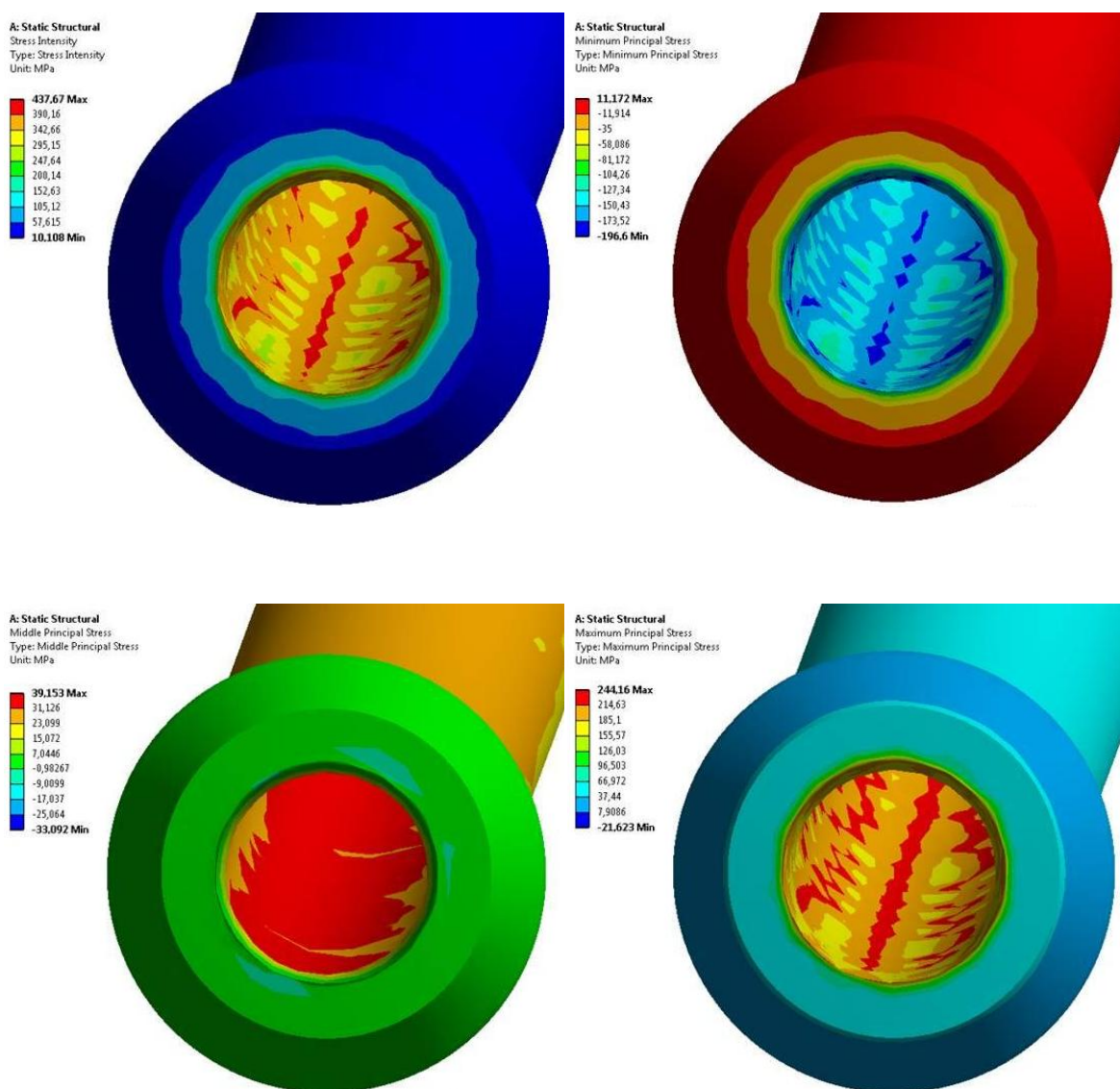
$$\text{Bezpečnost MSP potrubí} \quad k_{MSP.pt} = \frac{R_{e.pt}}{\sigma_{red.pt}(r_i)} = 2.063$$



Obdobně předešlým kapitolám byl i výpočet statického zatížení palivového potrubí ověřen výpočetní technikou. Ani zde není nutné modely trubek nějakým způsobem nahrazovat. Síť je automatická s velikostí prvku 0,5 mm (pro lepší přesnost výsledků). Pro zjištění vlivu zatížení na uložení kuželových zakončení, je kuželovým ploškám zamezen posuv ve všech směrech. Zatížení je voleno v podobě tlaku na vnitřní stěnu potrubí o velikosti 180 MPa, tj. kolik maximálně dodává vysokotlaké čerpadlo (při maximálním možném zatížení). Výsledky znázorňují rozložení redukovaného a třech hlavních napětí.



Obr. 48: Diskretizační síť kuželového zakončení palivové trubky



Obr. 49: Redukované a hlavní napětí palivové trubky



Maximální hodnoty napětí

Hodnoty vypočtené

$$\sigma_{\text{red.pt}}(r_i) = 404.773 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_t(r_i) = 224.773 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_z = 22.5 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_r(r_i) = -180 \cdot \text{MPa}$$

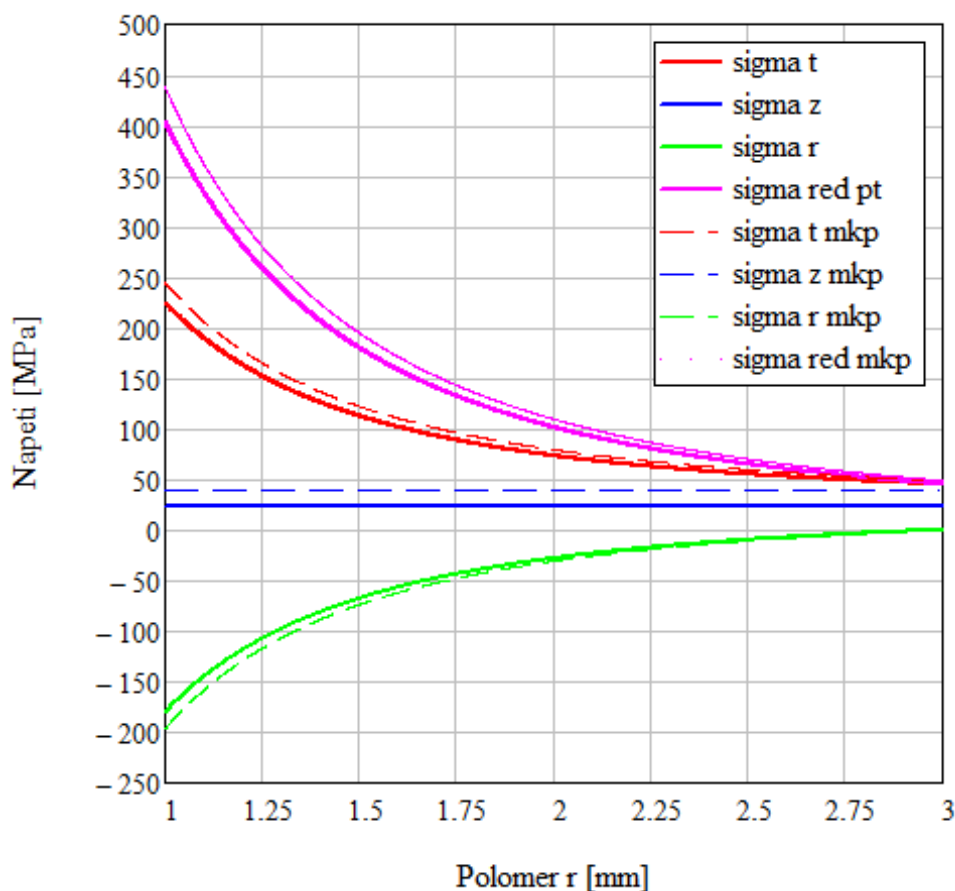
Hodnoty zjištěné pomocí MKP

$$\sigma_{\text{red.pt.mkp}} = 437.67 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{t.mkp} = 244.16 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{z.mkp} = 39.15 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{r.mkp} = -196.6 \cdot \text{MPa}$$



Obr. 50: Průběhy napětí stěnou palivové trubky

Bezpečnost k MSP potrubí dle MKP

$$k_{\text{MSP.pt.mkp}} = \frac{R_{e.\text{pt}}}{\sigma_{\text{red.pt.mkp}}} = 1.908$$

Obr. 50 uvádí průběh napětí stěnou trubky od vnitřního k vnějšímu poloměru. Nejkritičtější místem takto zatíženého válcového tělesa je vnitřní stěna. Dostatečná bezpečnost k meznímu stavu pružnosti je však zaručena. Rozdílné velikosti napětí z analýzy oproti výpočtu jsou způsobeny zahrnutím možných koncentrátorů napětí, jako jsou například kolena apod. Součinitel koncentrace napětí se souhrnně pohybuje v rozmezí od 1,081 do 1,74.



2.4.2 MODÁLNÍ ANALÝZA PALIVOVÉHO POTRUBÍ

S využitím počítače byly také trubky podrobeny modální analýze. Sít' i uložení je ponechána ze statické analýzy. Následující tabulky uvádějí prvních dvacet zjištěných vlastních frekvencí palivových trubek a obrázky znázorňují první tři (případně čtyři) vlastní tvary kmitání při daných frekvencích.

Tab. 6: Vlastní frekvence Trubka1

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	182,62	5	730,99	9	1785,8	13	3428,6	17	5658,1
2	191,74	6	1132,1	10	2323,3	14	3868,1	18	6558,5
3	427,87	7	1255,4	11	2857,2	15	4410,9	19	6703,6
4	668,42	8	1469,9	12	3117,1	16	5572,2	20	7341,3

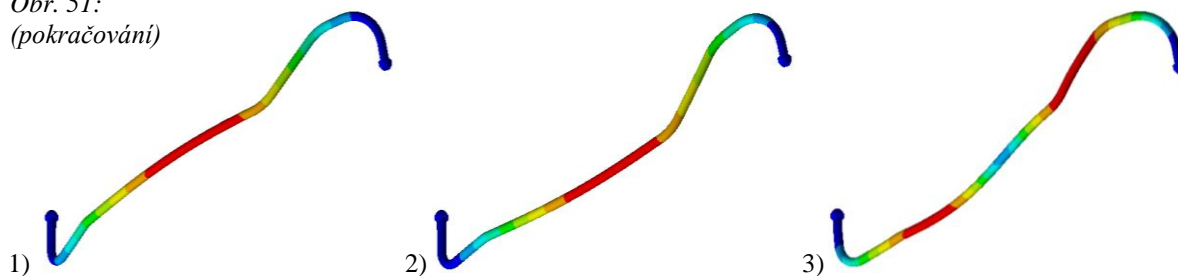
Obr. 51: Tvary vlastního kmitání palivových trubek



Tab. 7: Vlastní frekvence Trubka2

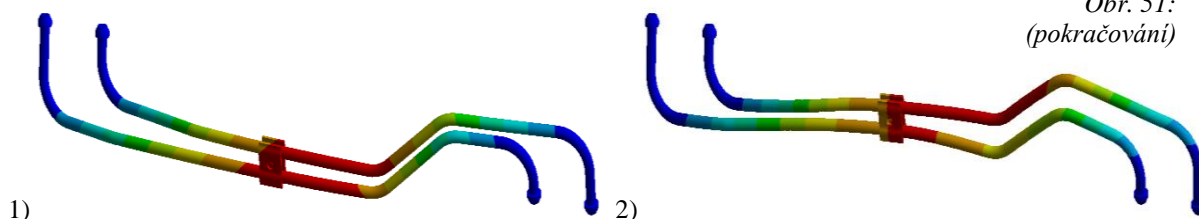
Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	182,01	5	734,35	9	1894,9	13	3304,9	17	5860,7
2	237,1	6	879,69	10	2354,5	14	4401,4	18	6156,6
3	495,47	7	1118,8	11	2758,6	15	4603,8	19	6869,1
4	570,25	8	1483,8	12	3084,3	16	5694,7	20	7439,1

Obr. 51: (pokračování)

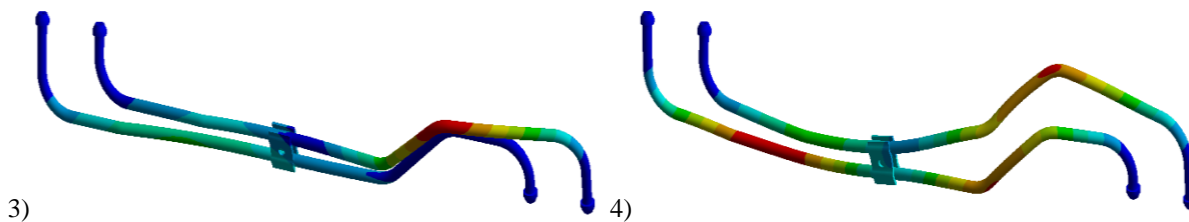


Tab. 8: Vlastní frekvence Trubka1 + Trubka2 (1 spona)

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	187,9	5	638,27	9	1028,4	13	1647,5	17	2286,4
2	271,44	6	740,28	10	1232,8	14	1756,2	18	2594,3
3	444,21	7	850,78	11	1269,7	15	2040,2	19	2886,2
4	595,16	8	892,88	12	1473,1	16	2116,1	20	2924,1

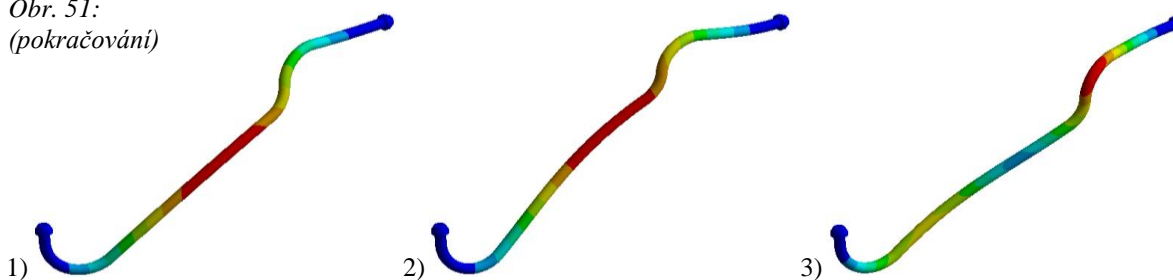


Obr. 51: (pokračování)



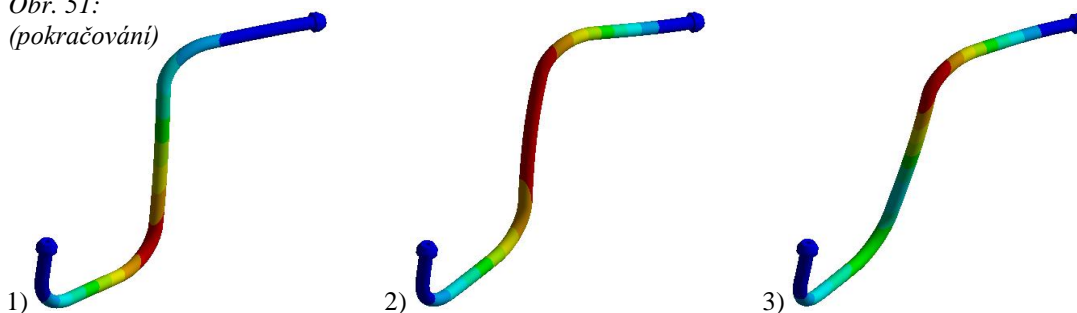
Tab. 9: Vlastní frekvence Trubka3

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	455,36	5	1735,6	9	4698,3	13	7566,2	17	13036
2	508,12	6	1995,2	10	5980,1	14	9469,4	18	14264
3	1030,6	7	2604,3	11	6264,7	15	10080	19	14686
4	1440,5	8	4117,9	12	7067,3	16	11384	20	14914

Obr. 51:
(pokračování)

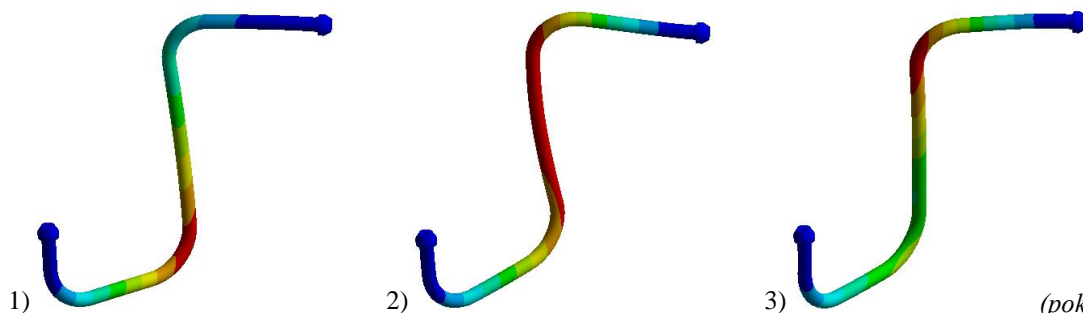
Tab. 10: Vlastní frekvence Trubka4

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	416,09	5	1654,6	9	4529,5	13	7668,3	17	13132
2	554,6	6	2440,6	10	5884,8	14	10547	18	15018
3	711,33	7	2729,1	11	6239,9	15	10858	19	15507
4	1228,7	8	4290,3	12	7436,6	16	12039	20	16404

Obr. 51:
(pokračování)

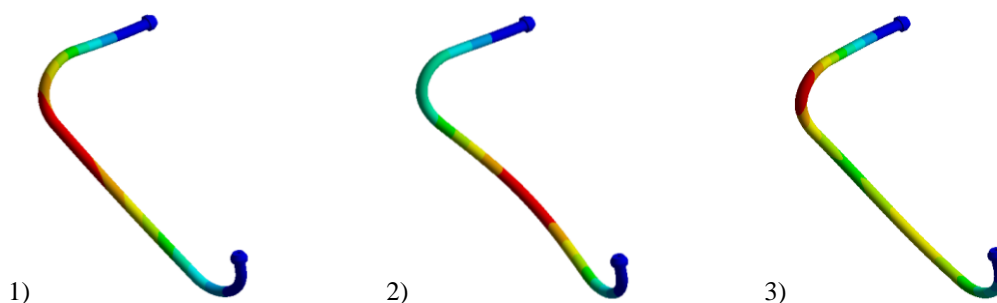
Tab. 11: Vlastní frekvence Trubka5

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	410,74	5	1607,9	9	4525,4	13	7706,5	17	13184
2	581,07	6	2486,8	10	5798,3	14	10588	18	14849
3	699,63	7	2693,9	11	6215,2	15	10813	19	15479
4	1287,3	8	4316,2	12	7469,4	16	12083	20	16446

Obr. 51:
(pokračování)

Tab. 12: Vlastní frekvence Trubka

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	420,34	5	1686,1	9	4363,5	13	8174,2	17	13212
2	739,73	6	2385,2	10	5966,9	14	9417,2	18	13931
3	859,6	7	2604,2	11	6385,9	15	10308	19	15182
4	1324,1	8	4034,7	12	7873,6	16	11187	20	15751

Obr. 51:
(pokračování)

I zde platí nejen to, že vlastní frekvence sice jsou mimo provozní oblast motoru, ale i že tím tato problematika není zcela vyřešena. Je nutné dodat, že pevná vazba konců trubek není úplně vhodná, neboť samotný motor by musel mít charakter dokonale tuhého tělesa. Pro lepší nahléd byla provedena modální analýza celé podstavy od čerpadla po trubky, která zaručuje zahrnutí alespoň spojení mezi komponenty. Dodatečně byl ještě zjednodušen model vysokotlakého čerpadla, který však nemá na výsledek podstatný vliv. Také z toho důvodu je možné volit pro tuto součást větší velikost prvku sítě a tím zkrátit výpočtový čas.



Obr. 52: Zjednodušená sestava komponent



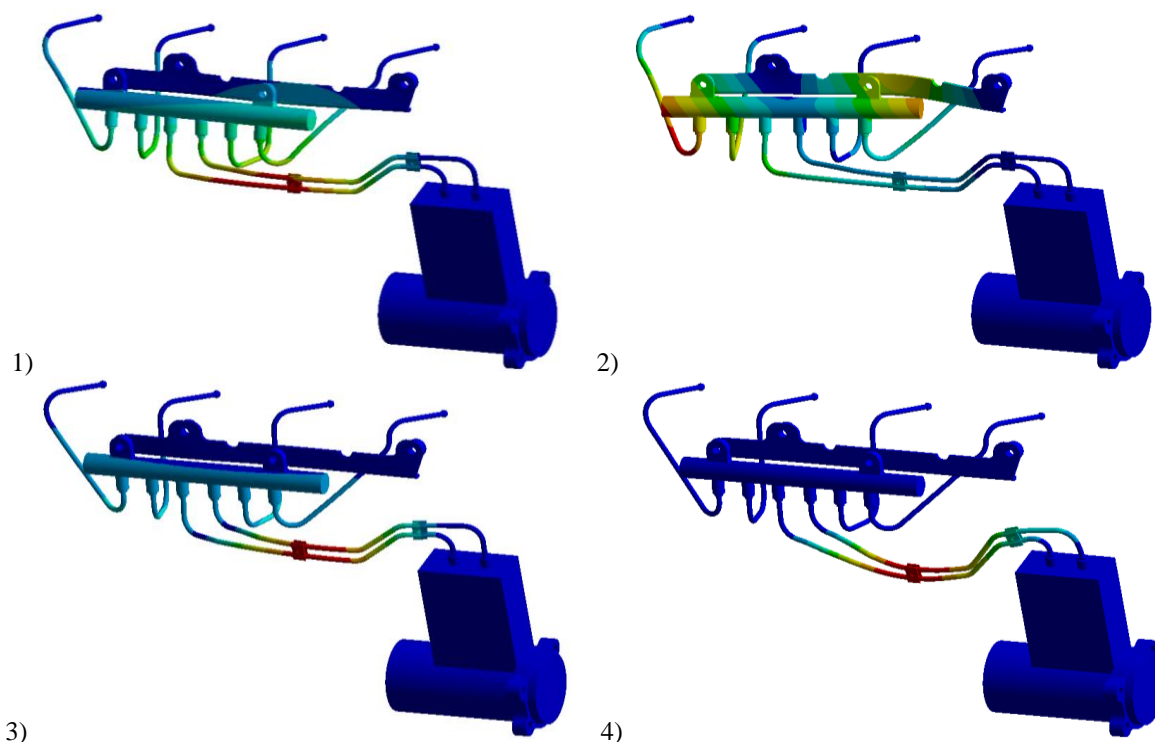
Vazby řešené sestavy se nacházejí na volných koncích kratších trubek, na distančních kroužcích lišty a na přírubě čerpadla. Je nadále ponechána vazba pevná, neboť k této problematice není zjištěno dostatečné množství informací. Pro návrh je toto nastavení však již dostačující. V tabulkách 13 a 14 jsou vypsány frekvence patnácti vlastních kmitů sestavy s původní a odlehčenou lištou. Z těchto výsledků lze minimálně usoudit, že jako problematický se může jevit pár delších trubek spojující čerpadlo se zásobníkem. Má totiž ve vybraném rozmezí nejčastější výskyt vlastních frekvencí, jak uvádí obrázky prvních čtyř tvarů kmitání. Zvýšení vlastní frekvence je možné bez zásahu do trubek docílit například přidáním další spony na vhodnou pozici, případně zvolit jiné místo spárování.

Tab. 13: Vlastní frekvence sestavy trubek a komponent (původní)

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	169,78	6	397,02	11	523,4
2	214,71	7	408,19	12	532,53
3	227,99	8	434,11	13	547,02
4	266,63	9	458,48	14	616,9
5	392,29	10	471,75	15	660,27

Tab. 14: Vlastní frekvence sestavy trubek a komponent (odlehčená)

Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	169,51	6	395,76	11	522,58
2	196,54	7	406,92	12	546,2
3	237,79	8	429,3	13	578,32
4	330,99	9	470,68	14	631,68
5	388,79	10	473,04	15	666,4

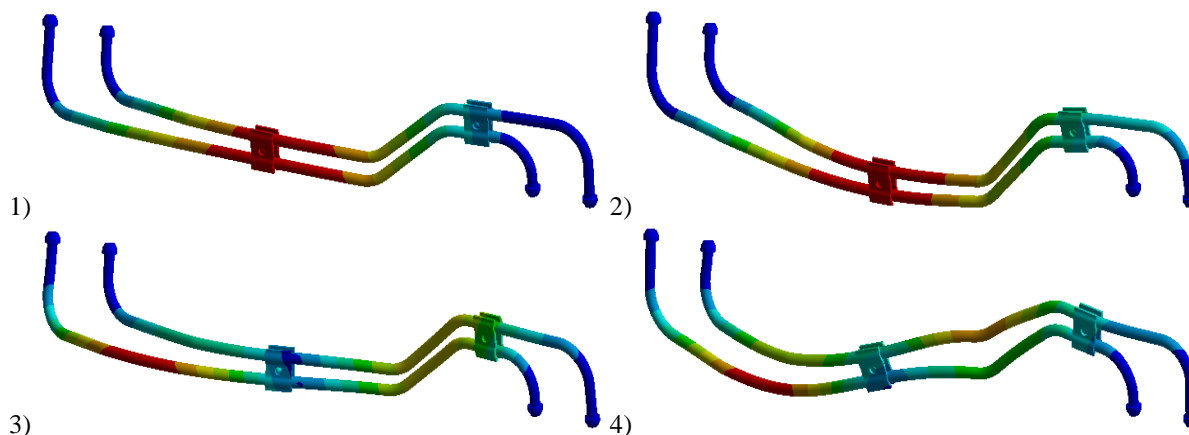


Obr. 53: Tvary vlastních kmitů sestavy komponent



Tab. 15: Vlastní frekvence Trubka1 + Trubka2 (2 spony)

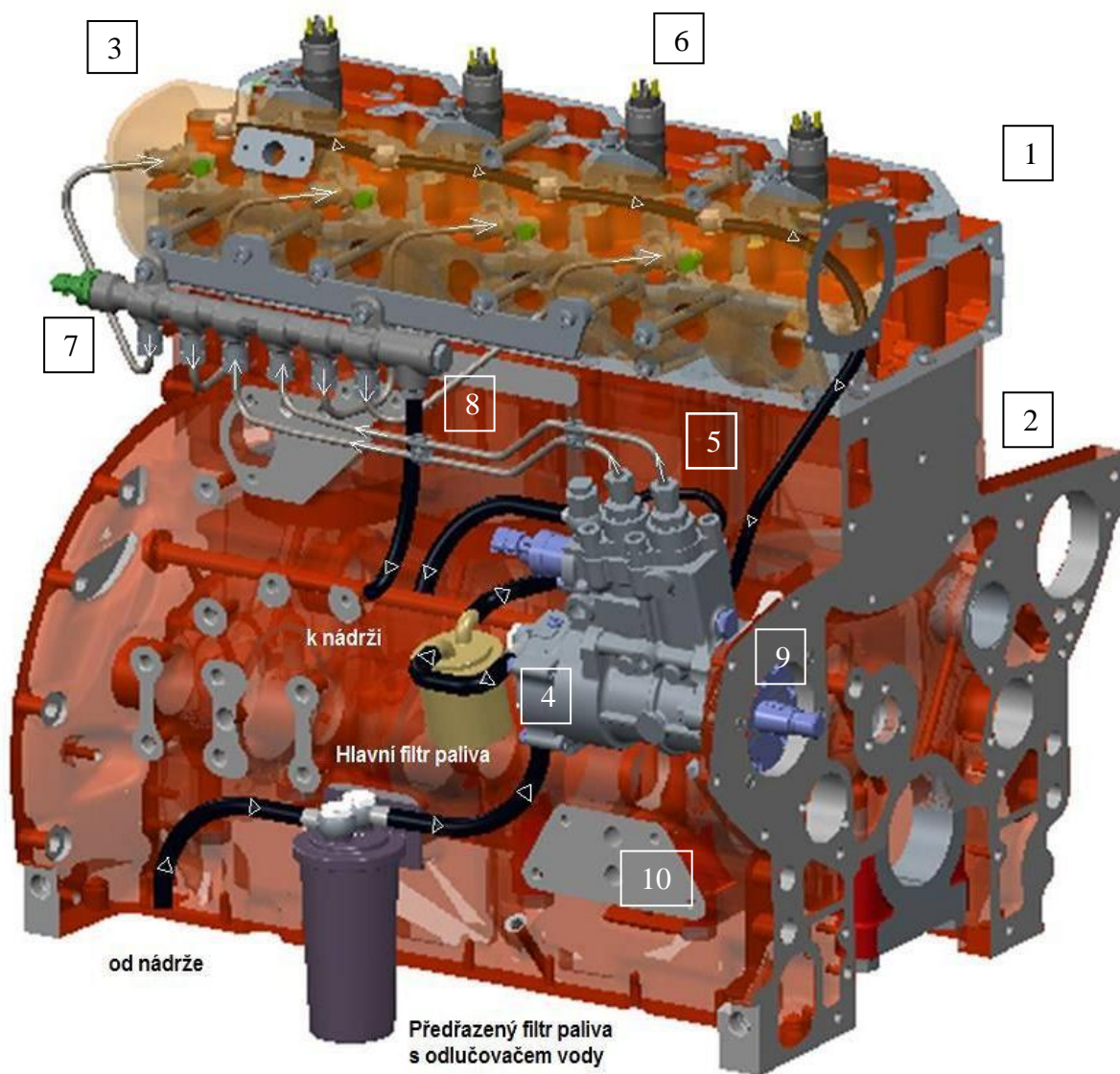
Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]	Mód	ω_{vl} [Hz]
1	223,65	5	854,55	9	1276,7	13	2195,8	17	2925,3
2	341,64	6	879,9	10	1502,6	14	2472,3	18	3128,4
3	567,56	7	1060,4	11	1764,3	15	2606,9	19	3298,4
4	711,81	8	1242,4	12	1852,6	16	2795,8	20	3888,3



Obr. 54: Tvary vlastních kmitů delších trubek se dvěma sponami

2.5 ZPĚTNÉ VEDENÍ PALIVA

Nedílnou součástí palivového systému, v tomto případě hlavně nízkotlakého okruhu, je zpětný odvod přebytečného paliva do nádrže. Slouží také k jeho částečnému mezichlazení, avšak nikterak výrazně. Jak již bylo uvedeno, jeden způsob zpětného vedení paliva je řešen vývrty v hlavě válců. Vývrty jsou nasměrovány do uložení hrdel a zaslepeny zátkami. Přístup k těmto odváděcím kanálům je umožněn otvory na horní ploše hlavy. Tyto jsou mezi sebou propojeny hadičkami, přípojkami a průtokovými šrouby. Celé toto spojení pak dále pokračuje do vysokotlakého čerpadla, kde navazuje na odměřovací jednotku, odkud je odváděno již jako přebytečně stlačovaný objem. Třetí způsob je záležitost palivového zásobníku, ve kterém se o proudící množství stará na konci vložený pojistný tlakový ventil. Jednotlivé výstupy lze různě svést dohromady a docílit tak jediné hadice vstupující do palivové nádrže. Ilustrační návrh zpětného vedení paliva je na obr. č. 55. Vnitřní průměry jednotlivých hadic se pohybují od 4mm do 12mm, dle požadovaného průtoku. Uvedené provedení se principiálně podobá výchozí variantě, nicméně jde spíše o úsek celkového zapojení čerpadla. Zobrazena je také dvoustupňová filtrace. Výběr palivových filtrů nemá až tak zásadní vliv. Mezi možné dodavatele lze zařadit společnost Mann Hummel či Weber. Co do jednotlivých součástí nízkotlakého okruhu, jedná se převážně o nakupované hadice, přípojky apod. A protože je v této větvi systémový tlak již mnohonásobně menší, není zapotřebí jakýchkoliv kontrolních výpočtů. Přesnější tvar a rozměry zpětného vedení je vhodnější navrhnout až po případném skutečném umístění čerpadla a jiných komponent.



Obr. 55: Možná zástavba nízkotlakého okruhu

- 1 - hlava válců, 2 - kliková skříň, 3 - komorá sání, 4 - dopravní čerpadlo,
5 - vysokotlaké čerpadlo, 6 - vstřikovače a upínací třmeny,
7 - vysokotlaký palivový zásobník, 8 - pojistný tlakový ventil,
9 - hřídel vys. tlak. čerp., 10 - místo pro ventil odvětrávání klikové skříně

nízkotlaký okruh



vysokotlaký okruh





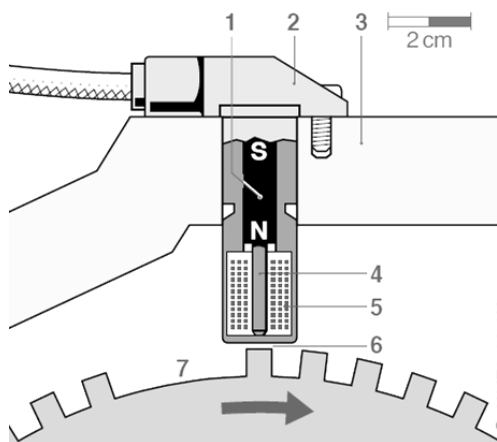
3 UMÍSTĚNÍ SNÍMAČŮ

Každý palivový systém má svoji vlastní řídicí jednotku, která přijímá signály z odpovídajících snímačů. Ty převádějí fyzikální či chemické veličiny na elektrické napětí. Zpravidla jsou součástí produktů jednotlivých výrobců. I když je obecně možné snímače různých výrobců kombinovat, nepřinesl by takovýto krok žádný prospěch, zejména kvůli špatné komunikaci řídicí jednotky se snímači z důvodu odlišné kalibrace.

Základní elektrická čidla, ze kterých CR systém čerpá, lze rozdělit do funkčních skupin. Do první skupiny, konkrétně snímače polohy, patří snímač hladiny paliva v nádrži, snímač polohy akceleračního pedálu a snímač otáček (natočení) jak klikového, tak vačkového hřídele.

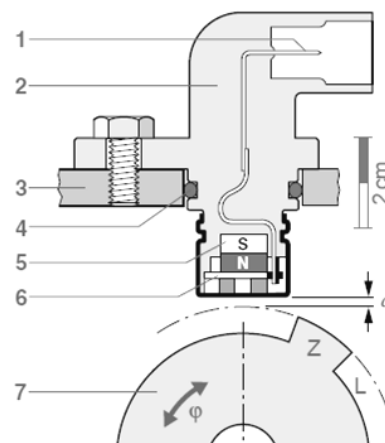
Hladina v nádrži je zjišťována klasickým plovákovým mechanismem. Plovák, ponořený do kapaliny, je spojen táhlem s tělesem snímače, jehož základ tvoří potenciometr. Jak se plovák pohybuje s hladinou kapaliny, otáčí táhlo pohyblivý kontakt snímače. Tím se zkracuje dráha kontaktu (obvodu) a mění odpor, na základě kterého je následně vyhodnocen úhel natočení. Potenciometr je užit také pro vyhodnocení úhlu akceleračního pedálu. Často bývá tento snímač přímo zabudovaný na čepu pedálu pro kompaktnější rozměry, výjimečně se nachází externě. V modernějších vozidlech se lze setkat s měřením polohy pedálu pomocí indukčního snímače. Ten je však doménou spíše měření otáček klikového či vačkového hřídele a jejich natočení [3].

Indukční snímač se skládá z permanentního magnetu spojeného s jádrem z magneticky měkkého materiálu, cívky a obalu. Pracuje na principu elektromagnetické indukce a bývá umístěn v těsné blízkosti specificky ozubeného věnce, ať už v převodové skříní, nebo na klikovém hřídeli. Ozubením, obsahující jednu větší zubovou mezeru, je uzavřen magnetický obvod a v cívkce se indukuje napětí. Větší zubová mezera vyvolává v napětové odezvě výraznější změnu. Na základě průběhu signálu a počtu zubů věnce pak jednotka vyhodnocuje otáčky. Indukční snímač není třeba nijak napájet elektrickou energií, avšak zpracování průběhu signálu je pro jeho nepravidelnost složitější. Druhý typ snímače užívaného pro měření otáček je tzv. Hallův snímač. Ten funguje na principu Hallova jevu, tudíž je nutné jej elektricky napájet. Avšak signál vzniklý tímto způsobem je pravidelný a mnohem jednodušší ke zpracování. Výstupní signál obou zmíněných typů silně ovlivňuje vzduchová mezera mezi snímačem a ozubeným věncem [3].



Obr. 56: Indukční snímač [3]

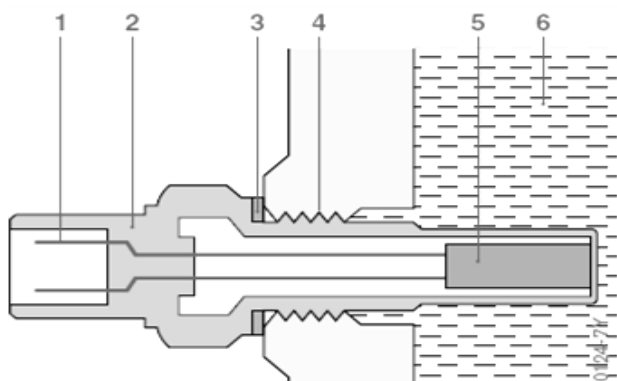
1 - permanentní magnet, 2 - obal snímače, 3 - blok motoru, 4 - jádro, 5 - cívka, 6 - vzduchová mezera, 7 - ozubené kolo



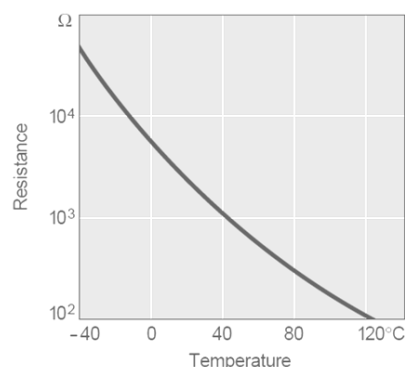
Obr. 57: Hallův snímač [3]

1 - el. přípojka, 2 - obal snímače, 3 - blok motoru, 4 - těsnění, 5 - permanentní magnet, 6 - Hallův prvek, 7 - ozubené kolo

Druhou skupinu tvoří teplotní čidla. Sledované veličiny jsou teplota motoru (na základě teploty chladicí kapaliny), plnicího vzduchu, paliva a oleje, případně výfukových plynů. Většina takovýchto čidel pracuje na principu elektrického odporu, který se s rostoucí či klesající teplotou mění (s rostoucí teplotou klesá). Snímač teploty motoru je, jak již bylo zmíněno, umístěn v okruhu chladicí kapaliny. Tento parametr je důležitý pro režim studeného startu. Teplotu plnicího vzduchu měří snímač upevněný na vnější straně sacího potrubí, v našem případě na komoře sání a informaci o teplotě paliva zajišťuje čidlo vsazené do nízkotlakého palivového okruhu [3].

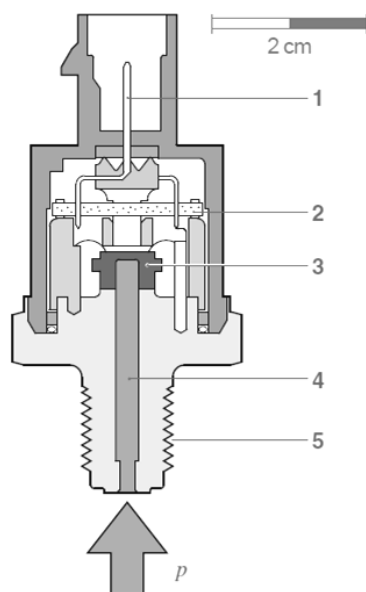


Obr. 58: Indukční snímač [3]
1 - el. přípojka, 2 - obal snímače, 3 - těsnění, 4 - závit,
5 - měřící rezistor, 6 - snímané médium

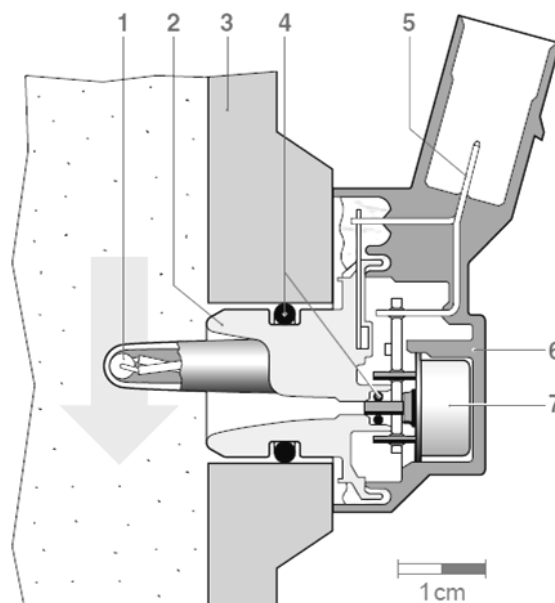


Obr. 59: Závislost odporu na teplotě [3]

Třetí skupinu tvoří snímače tlaku. Palivo je měřeno ve dvou místech. Nejprve na vysokotlakém čerpadle v podobě odměřovací jednotky a podruhé tlakovým snímačem v palivovém zásobníku. Snímač tlaku plnicího vzduchu se nachází, obdobně jako snímač teploty, na sacím potrubí. Princip funkce spočívá na tzv. piezorezistivním jevu. Působící tlak deformuje piezokrystal, čímž se mění jeho odporové vlastnosti. Někdy se také vyskytuje kombinovaný snímač, spojující měření tlaku a teploty zároveň [3].



Obr. 60: Snímač tlaku paliva [3]
1 - el. přípojka, 2 - funkční obvod, 3 - deformační
rezistor, 4 - přívod tlaku, 5 - montážní závit

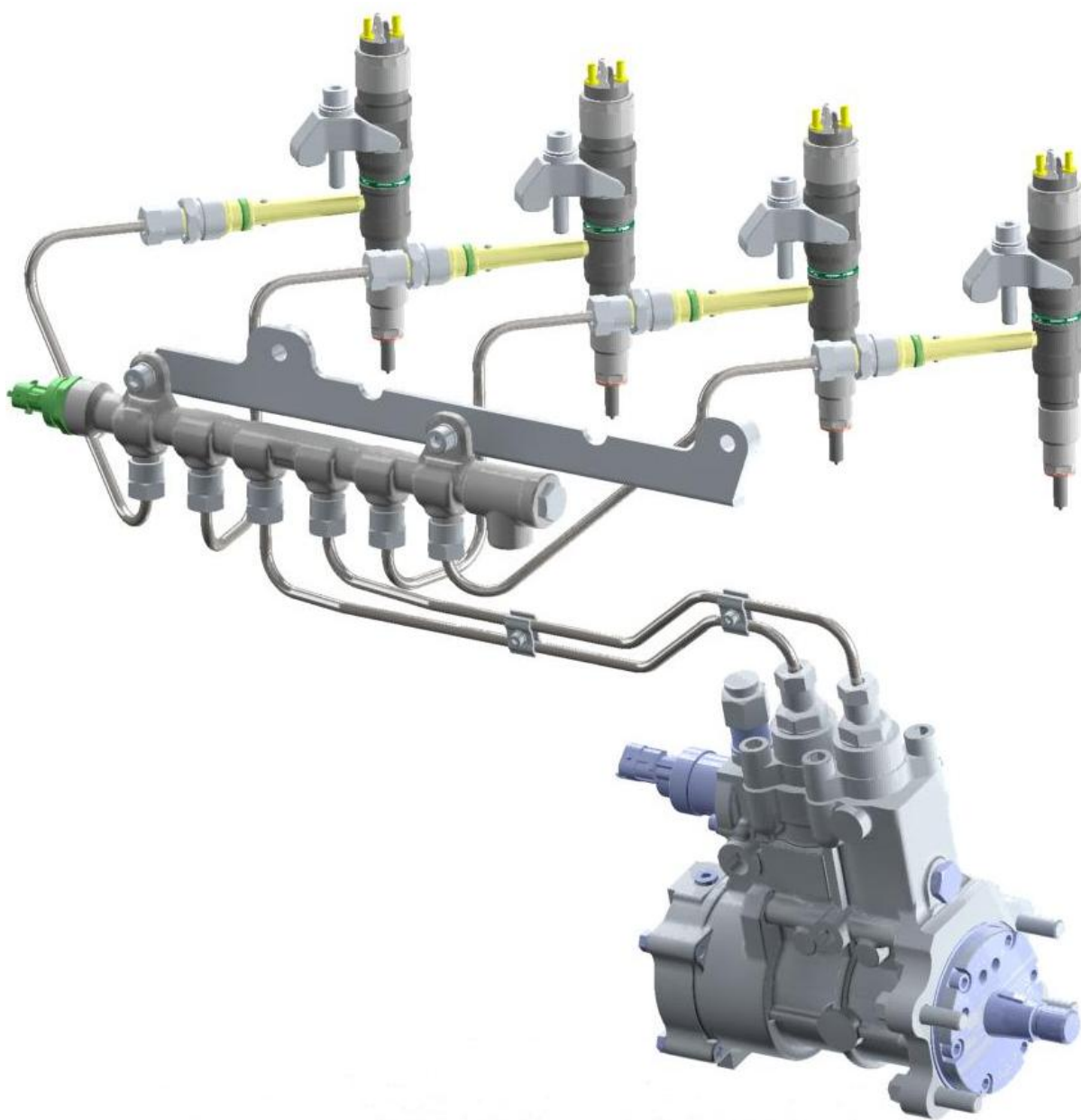


Obr. 61: Snímač tlaku a teploty plnicího vzduchu [3]
1 - snímač teploty, 2 - těleso snímače,
3 - sací potrubí, 4 - těsnění, 5 - el. přípojka,
6 - obal snímače, 7 - měřící prvek



Mezi důležité snímače zajišťující správnou dávku paliva patří neomylně také snímač přebytku vzduchu, tj. lambdasonda. Slouží převážně ke spolehlivé funkci oxidačního katalyzátoru. Existují dva základní typy, lambdasonda skoková a širokopásmová. Liší se hlavně v měřicím rozsahu. Skoková určuje, zda je směs buď chudá, nebo bohatá, kdežto širokopásmová je schopna sdělit i hodnotu bohatosti. Toho se využívá zejména u vznětových motorů, jehož režimy se pohybují v oblasti $\lambda > 1$.

Další sledované parametry jsou teplota výfukových plynů a jejich tlak před a za filtrem pevných částic k určení vhodného okamžiku pro jeho regeneraci.



Obr. 62: Celková sestava hlavních komponent CRS



ZÁVĚR

Systém přímého vstřikování Common-Rail vykazuje oproti jiným vstřikovacím systémům značné výhody. Hlavní parametry, jako je již zmiňovaný vysoký tlak paliva, geometrie trysek a elektronicky řízený počátek a konec jednotlivých vstřiků jsou dnes důležité aspekty vzhledem k přípravě směsi ke spalování a potlačení tím vznikajících emisí škodlivin. Je-li palivo vstřikováno moc brzo, narůstají emise oxidu dusíku. V opačném případě roste obsah nespálených uhlovodíků atd. Kvalitní elektromagnetické nebo piezoelektrické vstřikovače zajišťují přesné dávkování paliva, čímž mají také značný vliv na jeho spotřebu. Velikou výhodou je i mírný nárůst výkonu a točivého momentu díky lepšímu průběhu spalovacího procesu (lepší průběh spalovacího tlaku). V souvislosti nejen s legislativním, ale také s technickým trendem je systém Common-Rail označován za budoucí nejrozšířenější vstřikovací systém vznětových motorů právě díky jeho pružnosti. Další vývoj by se měl zaměřit například na počet a geometrii vývrtů v hrotu trysky pro ještě lepší rozprášení paliva do válce, na časování jednotlivých vstřiků nebo se stále více nastupujícím downsizingem na nižší energetické nároky na vysokotlaké čerpadlo.

Aplikovaný systém je jednou z nejjednodušších možností náhrady vstřikovacího systému s řadovým čerpadlem. Z obsahu diplomové práce vyplívají minimální nutné úpravy pro úspěšnou instalaci. Od základních návrhů byly některé součásti upraveny tak, aby byl využit veškerý možný zástavbový prostor, ale nadále zachována dostatečná robustnost, která se v oblasti zejména zemědělské techniky preferuje dosti často. Také je vhodné, aby dostupnost již stávajících součástí nebyla nijak zvlášť omezena. Konečně tvary byly ověřeny výpočty, ze kterých vyplývá, že navržené díly předpokládanému zatížení bezpečnostně vyhovují. Avšak výpočty, byť velice přesné, nemusí vždy vypovídat o skutečném chování voleného materiálu.

Tato domněnka vede k možnosti rozšířit uvedenou návrhovou práci o reálnou aplikaci jednotlivých komponent na zkušební motor a podrobit jej sofistikovanějšímu měření, které by zmíněné návrhy buď potvrdilo, či naopak vyvrátilo a dalo tak prostor jisté optimalizaci.

Úprava kteréhokoliv systému s sebou nese jistá úskalí. Ani v tomto případě tomu nebylo jinak. Je však obecně známý fakt, že během úprav je vhodné prověřovat současně i další podsystémy podílející se na tvorbě směsi. Například vysoký tlak vstřikovaného paliva je sice pozitivní pro snížení množství pevných částic, nicméně s rostoucím systémovým tlakem narůstá během spalování podíl oxidů dusíku. Může se také vyskytnout riziko, při kterém jsou pevné částice díky jemnějšímu rozprášení paliva řádově menší, čímž se déle udrží volně v ovzduší. Je pak žádoucí ověřit funkci například výfukové tratě apod.

Diplomová práce tedy dává určitou představu, jakým způsobem lze zástavbu realizovat. Možných variant je samozřejmě mnoho, avšak záleží na jejich složitosti a hlavně na požadavcích zadavatele, který má v této problematice určitě dostatek zkušeností.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Literatura

- [1] MERKER, G.; TEICHMANN R. *Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik* [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014 [cit. 2015-08-29]. 7. Auflage, 1154 S. ISBN 978-3-658-03195-4. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658031947>
- [2] BRAESS, H.; SEIFFERT U. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013 [cit. 2015-09-07]. 7. Auflage, 1311 S. ISBN 978-3-658-01691-3. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658016906>
- [3] REIF, K. *Diesel Engine Management. Systems and Components* [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014 [cit. 2015-10-15]. 1. Auflage, 370 S. ISBN 978-3-658-03981-3. Dostupné z: <http://www.springer.com/de/book/9783658039806>
- [4] TSCHÖKE, H. *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014. 537 S. ISBN 978-3-658-07649-8.
- [5] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Vutium, Překlady vysokoškolských učebnic, svazek 3, Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] PŘEMYSL, J.; ONDRÁČEK, E.; VRBKA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0468-X.
- [8] ONDRÁČEK, E. a kol. *Mechanika těles – Pružnost a pevnost II*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.

Periodikum

- [9] *3000 bar Common Rail System*. MTZ worldwide. Wiesbaden: Springer Automotive Media, 2011. ISSN 2192-9114.
- [10] *Servo-Driven Piezo Common Rail Diesel Injection System*. MTZ worldwide. Wiesbaden: Springer Automotive Media, 2012. ISSN 2192-9114.
- [11] *Advances in Science and Technology Research Journal*. Lublin: Society of Polish Mechanical Engineers and Technicians, 2014. ISSN 2299-8624.
- [12] Statistical Evaluation of the Corrosive Wear of Fuel Injector Elements Used in Common Rail Systems. Poland: Journal of Mechanical Engineering, 2014. DOI:10.5545/sv-jme.2014.1687.



Internet

- [13] Delphi's diesel Unit Pump Common Rail System. [online]. 2012 [cit. 2015-10-12]. Dostupné z: <https://delphi.com/images/news/2012/Delphi-UPCR-System-SIA-Diesel%20Rouen-2012.pdf>
- [14] TDICLUB. [online]. ©2000 - 2016 [cit. 2015-10-12]. Dostupné z: <http://forums.tdiclub.com/printthread.php?t=332425&pp=100>
- [15] VACULÍK, M.. *Dieselová Pro a Proti VIII: Opravy vstřikovačů common railu*. Auto.cz. [online]. 21.6. 2012 [cit. 2015-10-13]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/dr-diesel-opravy-vstrikovacu-common-railu-od-tri-do-ctnactitisc-67684>
- [16] STEJSKALÍK, J. *Snižování emisí škodlivin u vznětových motorů*. Moderní metody v dopravě a přepravě pro 21. století. [online]. 2012 [cit. 2015-10-13]. Dostupné z: <http://www.ssamp-krnov.cz/upload/soubory/00032.pdf>
- [17] ECOpoint Inc. *Emission Standards*. DieselNet. [online]. © 1997 – 2016 [cit. 2015-10-13]. Dostupné z: <https://www.dieselnets.com/standards/>
- [18] KORANE, K. Understanding the basics of autofrettage. Machine Design. [online]. 5. 4. 2011 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: <http://machinedesign.com/news/understanding-basics-autofrettage>

Firemní podklady

- [19] Produktové materiály společnosti Robert Bosch GmbH
- [20] Produktové materiály společnosti Zetor Tractors a. s.
- [21] Produktové materiály společnosti Denso Inc.
- [22] Produktové materiály společnosti Continental Automotive GmbH



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

(Pozn.: Obsahuje pouze zkratky a symboly, které nejsou v textové části práce popsány)

CO	[-]	oxid uhelnatý
CO ₂	[-]	oxid uhličitý
NO _x	[-]	oxid dusíku
PM	[-]	pevná částice (particulate matter)
HC	[-]	nespálené uhlovodíky
AGR	[-]	recirkulace výfukových plynů (Abgasrückführung)
EGR	[-]	recirkulace výfukových plynů (Exhaust Gas Recirculation)
HD AGR	[-]	vysokotlaká recirkulace výf. pl. (Hochdruck AGR)
ND AGR	[-]	nízkotlaká recirkulace výf. pl. (Niederdruck AGR)
λ	[-]	celkový součinitel přebytku vzduchu
DOC	[-]	oxidační katalyzátor (diesel oxydation catalyst)
DPF	[-]	filtr pevných částic (diesel particulate filter)
SCR	[-]	selektivní katalytická redukce (selective catalytic reduction)
NSC	[-]	zásobníkový NO _x katalyzátor (nitrous storage catalyst)
H ₂ O	[-]	voda, vodní pára
ČSN	[-]	Česká státní norma
EN	[-]	Evropská norma
ISO	[-]	Mezinárodní norma
MSP	[-]	mezní stav pružnosti
MSÚP	[-]	mezní stav únavové pevnosti
CR	[-]	Common-Rail
CRS	[-]	Common-Rail Systém
ω_{vl}	[Hz]	vlastní frekvence

**SEZNAM POUŽITÝCH JEDNOTEK**

°C	stupeň Celsia
Hz	Hertz
mm ⁻¹	převrácená hodnota milimetru
μm	mikrometr
mm	milimetr
km	kilometr
mm ²	milimetr čtvereční
mm ³	milimetr krychlový
cm ³	centimetr krychlový
l·h ⁻¹	litr za hodinu
min ⁻¹	otáčky za minutu
MPa	megapascal
GPa	gigapascal
kW	kilowatt
MW	megawatt
N	Newton
Nm	Newtonmetr
kN/mm	kilonewton na milimetr
%	procento
°	stupeň
ms	milisekunda
g/kW·h	gram na kilowatthodinu
Kč	koruna česká



SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1: Schéma vstřikovacího systému Common-Rail</i>	16
<i>Obr. 2: Jednopístové radiální vysokotlaké palivové čerpadlo</i>	18
<i>Obr. 3: Hroty otvorových trysek vstřikovačů</i>	19
<i>Obr. 4: Schematický řez elektromagnetickým vstřikovačem</i>	20
<i>Obr. 5: Řez piezoelektrickým vstřikovačem a funkce přepážkového tělesa</i>	20
<i>Obr. 6: Odměřovací jednotka</i>	22
<i>Obr. 7: Regulační tlakový ventil</i>	22
<i>Obr. 8: Složení výfukových plynů vznětového motoru</i>	22
<i>Obr. 9: Schéma recirkulace výfukových plynů</i>	24
<i>Obr. 10: Oxidační katalyzátor (keramický)</i>	24
<i>Obr. 11: Ukládání a regenerace v zásobníkovém NO_x katalyzátoru</i>	25
<i>Obr. 12: Schéma systému SCR</i>	25
<i>Obr. 13: Funkce filtru pevných částic</i>	26
<i>Obr. 14: HP5S</i>	28
<i>Obr. 15: CPN5</i>	28
<i>Obr. 16: UPCR s vlastní vačkovou skříní</i>	28
<i>Obr. 17: DFP6</i>	28
<i>Obr. 18: LCR-P 11.2</i>	29
<i>Obr. 19: LCR-P 11.5</i>	29
<i>Obr. 20: DHP1</i>	29
<i>Obr. 21: Detail digitálního vstupního ventilu</i>	29
<i>Obr. 22: Nečistoty zachycené palivovým filtrem</i>	31
<i>Obr. 23: Poškození místa kontaktu vačky a pístu čerpadla</i>	31
<i>Obr. 24: Koróze na hrotu trysky</i>	31
<i>Obr. 25: Poškození trysky způsobené příliš vysokou teplotou</i>	31
<i>Obr. 26: Motor Zetor Z1606</i>	33
<i>Obr. 27: CB28-18/2</i>	34
<i>Obr. 28: Umístění vysokotlakého čerpadla</i>	34
<i>Obr. 29: Sestava vstřikovače, hrdla a jejich uchycení</i>	35
<i>Obr. 30: Tvar upínacího třmene a jeho geometrická omezení</i>	35
<i>Obr. 31: Silové poměry a VVÚ myšleného prutu</i>	36
<i>Obr. 32: Rozměry jednotlivých úseků dřívku zvoleného šroubu [mm]</i>	39
<i>Obr. 33: Rozměry náhradních tlakových kuželů [mm]</i>	40
<i>Obr. 34: Nomogram pro zjištění součinitele koncentrace napětí součásti s průchozí dírou zatíženou ohybem</i>	46
<i>Obr. 35: Zjednodušený model šroubového spoje a rozdíl v použité metodě síťování</i>	47
<i>Obr. 36: Pohled na redukované napětí upínacího třmene</i>	48
<i>Obr. 37: Průběhy napětí v kontaktu vidlice se vstřikovačem</i>	50
<i>Obr. 38: Průběhy napětí v kontaktu jednotlivých typů stopky s hlavou válce</i>	51
<i>Obr. 39: Redukované napětí v jednotlivých dotkových ploškách</i>	52
<i>Obr. 40: Možné kritické místo třmene a vybrané uzly průřezu</i>	55
<i>Obr. 41: Umístění palivového zásobníku</i>	56
<i>Obr. 42: Návrh palivových trubek od zásobníku k hrdlům - varianta č. 1</i>	57
<i>Obr. 43: Návrh palivových trubek od zásobníku k hrdlům - varianta č. 2</i>	57
<i>Obr. 44: Tvary vlastního kmitání sestavy lišty a zásobníku (původní)</i>	58
<i>Obr. 45: Upravená lišta palivového zásobníku</i>	58
<i>Obr. 46: Tvary vlastního kmitání sestavy lišty a zásobníku (odlehčená)</i>	59



<i>Obr. 47: Tvary jednotlivých palivových trubek</i>	60
<i>Obr. 48: Diskretizační síť kuželového zakončení palivové trubky</i>	61
<i>Obr. 49: Redukované a hlavní napětí palivové trubky.....</i>	61
<i>Obr. 50: Průběhy napětí stěnou palivové trubky</i>	62
<i>Obr. 51: Tvary vlastního kmitání palivových trubek</i>	63
<i>Obr. 52: Zjednodušená sestava komponent</i>	65
<i>Obr. 53: Tvary vlastních kmitů sestavy komponent</i>	66
<i>Obr. 54: Tvary vlastních kmitů delších trubek se dvěma sponami</i>	67
<i>Obr. 55: Možná zástavba nízkotlakého okruhu</i>	68
<i>Obr. 56: Indukční snímač</i>	69
<i>Obr. 57: Hallův snímač</i>	69
<i>Obr. 58: Indukční snímač</i>	70
<i>Obr. 59: Závislost odporu na teplotě</i>	70
<i>Obr. 58: Indukční snímač</i>	70
<i>Obr. 60: Snímač tlaku paliva</i>	70
<i>Obr. 61: Snímač tlaku a teploty plnicího vzduchu</i>	70
<i>Obr. 62: Celková sestava hlavních komponent CRS.....</i>	71



SEZNAM PŘÍLOH

- [1] Výkres sestavy systému CRSN3-18
- [2] Výkres úpravy hlavy válců
- [3] Výkres upínacího třmene
- [4] Výkres lišty palivového zásobníku
- [5] Výkres palivové trubky 1
- [6] Výkres palivové trubky 2
- [7] Výkres palivové trubky 3
- [8] Výkres palivové trubky 4
- [9] Výkres palivové trubky 5
- [10] Výkres palivové trubky 6

