



# 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

# ZKUŠEBNÍ STANOVISŤE PRO PALIVOVÉ VSTŘIKOVACÍ JEDNOTKY

TESTING STAND FOR FUEL INJECTION UNITS

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matěj Rytina

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2019

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Matěj Rytina</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. David Svída, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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:

## **Zkušební stanoviště pro palivové vstřikovací jednotky**

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

Cílem je navrhnout testovací stanoviště pro zkoušení palivových vstřikovacích jednotek se zaměřením na alternativní paliva.

### **Cíle diplomové práce:**

Vytvořit přehled palivových vstřikovacích jednotek a zkušebních stanovišť pro jejich testování. Pro zvolený palivový systém provést návrh testovacího zařízení a sestavit měřicí řetězec. Provést dostupné měření a zhodnotit navržené řešení.

### **Seznam doporučené literatury:**

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

SKOTSKY, Alexander. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční řešení zkušebního stanoviště pro sdružené vstřikovací jednotky použité v motorech Iveco Trakker. Pomocí vhodných úprav však může sloužit pro testování široké škály sdružených vstřikovacích jednotek. Simulace výpočtového modelu byla provedena v programu GT Suite. Pevnostní analýza napjatosti byla provedena v softwaru Ansys Workbench 18.1.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Sdružená vstřikovací jednotka, testování, konstrukce, vačkový mechanismus, simulace

## ABSTRACT

Master's thesis is focused on construction of testing stand for unit injector system mounted in Iveco Trakker engines. Testing stand can be with appropriate changes used for testing wide variates of unit injector systems. Simulation of computational model was computed in GT Suite software. Stress strength analysis was computed in Ansys Workbench 18.1 software.

## KEYWORDS

Unit injector system, testing, construction, cam mechanism, simulation

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RYTINA, M. *Zkušební stanoviště pro palivové vstříkovací jednotky*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Matěj Rytina

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za jeho cenné rady, ochotu a trpělivost při vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za nekonečnou podporu nejen při psaní této práce.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Paliva pro pístové spalovací motory .....	11
1.1 Paliva pro zážehové motory .....	11
1.1.1 Benzin .....	11
1.1.2 Etanol .....	12
1.1.3 Metanol .....	13
1.1.4 LPG .....	13
1.1.5 Zemní plyn .....	14
1.1.6 Bioplyn .....	15
1.2 Paliva pro vznětové motory .....	15
1.2.1 Motorová nafta .....	15
1.2.2 Methylester řepkového oleje – MEŘO .....	18
1.2.3 Emulzní motorová nafta .....	21
2 Systémy vstřikování paliva u vznětových motorů .....	22
2.1 Řadová vstřikovací čerpadla .....	22
2.2 Rotační vstřikovací čerpadla .....	23
2.2.1 Rotační vstřikovací čerpadla s axiálním pístem .....	23
2.2.2 Rotační vstřikovací čerpadla s radiálními písky .....	24
2.3 Sdružená vstřikovací jednotka – UIS Unit Injektor System .....	25
2.4 Sdružený vstřikovací systém – UPS Unit Pump System .....	27
2.5 Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail .....	28
3 Testování vstřikovacích systémů .....	30
3.1 Bezdemontážní testování vstřikovačů .....	30
3.1.1 Měření korekční dávky diagnostickým přístrojem .....	30
3.1.2 Test přepadů vstřikovačů .....	30
3.2 Testování demontovaných vstřikovačů a vstřikovacích jednotek .....	31
3.2.1 Tester vstřikovacích trysek .....	31
3.2.2 Zkušební stanice .....	32
4 Zkušební stanoviště .....	36
4.1 Popis známých součástí řetězce .....	36
4.2 Návrh zkušebního stanoviště .....	37
4.3 Konstrukce zkušebního stanoviště .....	39
4.4 Analýza tvaru vačky .....	44
5 Výpočetní model GT Suite .....	47
5.1 Popis matematického modelu .....	47



---

5.2	Zadání parametrů .....	48
5.3	Výsledky simulací.....	51
6	Kontrolní výpočty zkušebního stanoviště .....	58
6.1	Výpočet zatížení hnacího hřídele.....	58
6.2	Výpočet únavové pevnosti hnacího hřídele .....	59
6.3	Výpočet zatížení svěrného spoje.....	60
6.4	Pevnostní analýza napjatosti upínacího přípravku vstřikovače .....	61
	Závěr.....	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	71
	Seznam příloh.....	73

## ÚVOD

Sdružené vstřikovací jednotky jsou jedním ze systémů vstřikování paliva používaných u vznětových motorů. Tyto systémy se nadále používají u nákladních vozidel a velkých stacionárních motorů z důvodu malých zástavbových rozměrů a vysokého generovaného vstřikovacího tlaku. Lze je tedy považovat za ekologické a ekonomické. V moderních osobních vozidlech se vznětovým motorem je však používán systém Common Rail, jenž umožňuje vyšší množství vstřiků, což je potřeba například pro regeneraci filtru pevných částic.

Jako u všech jiných systémů je potřeba sdružené vstřikovací jednotky testovat, zda jejich funkce s časem přetrvává a odpovídá požadovaným nárokům na provoz. Pořízení nové zkušební stanice a určené nastavby však není pro mnoho autoservisů z ekonomických důvodů možné.

V této diplomové práci je navrženo řešení pro testování sdružené vstřikovací jednotky pracující v motorech Iveco Trakker za použití zkušební stolice Motorpal NC-128. Vhodnými úpravami lze však toto zkušební zařízení použít pro širokou škálu jiných sdružených vstřikovacích jednotek. V práci je také řešen matematický model v programu GT Suite vhodný pro porovnání simulace s reálně naměřenými hodnotami.

# 1 PALIVA PRO PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

V dnešní době máme na výběr z širokého spektra paliv pro pohon pístových spalovacích motorů, nicméně každé palivo má své výhody a nevýhody. Proto je potřeba při volbě dbát zvláštní pozornost. Pokud hledáme palivo pro provoz stacionárního či lodního motoru, je nejlepší volbou vzhledem k účinnosti a ekonomičnosti provozu vznětový motor spalující motorovou naftu. U nákladních vozidel je ze stejných důvodů použit taktéž vznětový motor, který je pro zvýšení účinnosti přepřínován turbodmychadlem. Co se týče osobních automobilů, je třeba brát v potaz mnoho dalších aspektů, které ovlivňují náš výběr, přičemž je kladen čím dál větší důraz na ekologičnost provozu.

## 1.1 PALIVA PRO ZÁŽEHOVÉ MOTORY

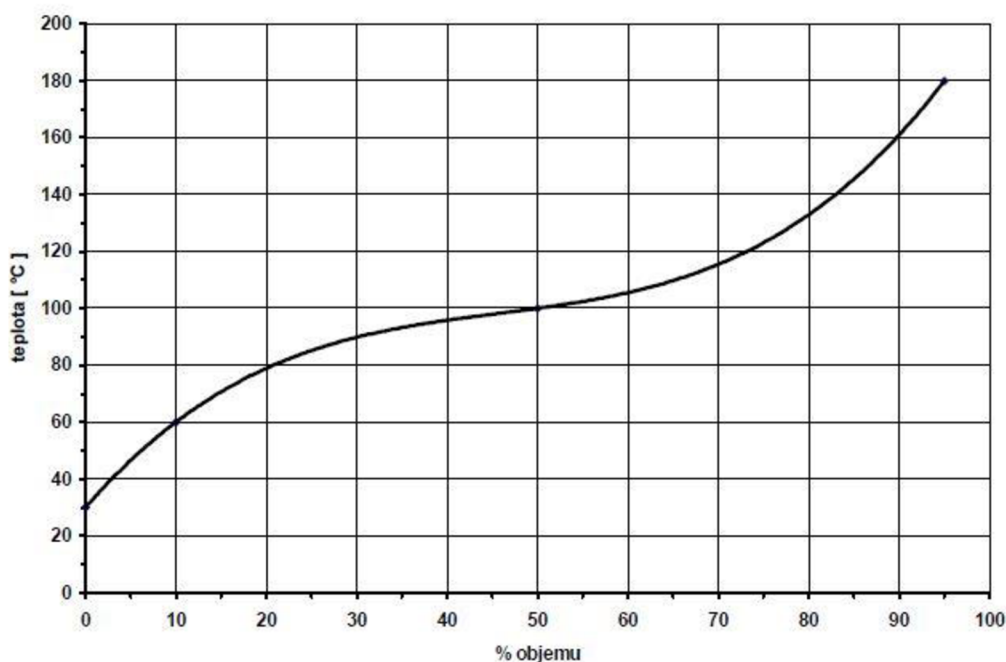
Na počátku 20. století byl hlavně v USA používán petrolej, který byl později nahrazen automobilovým benzinem z důvodu nízké účinnosti a špatných antidetonačních vlastností. Dalšími kapalnými palivy mohou být například etanol, metanol, aj. Zážehový motor může spalovat taktéž plynná paliva, která mají oproti kapalným palivům lepší antidetonační vlastnosti a nižší emise. [1]

### 1.1.1 BENZIN

Benzin se vyrábí v rafineriích frakční destilací a krakováním z ropy, jedná se o směs kapalných uhlovodíků.

Pro zažehnutí směsi paliva se vzduchem je nutné, aby v okolí elektrod zapalovací svíčky byla v okamžiku přeskoku jiskry vhodně bohatá směs. Toto je obzvlášť obtížné v případě startování studeného motoru na což má výrazný vliv obsah nízkou vroucích frakcí použitého benzínu. Na druhou stranu při zahřátí motoru na provozní teplotu napomáhá odpařování frakcí paliva s vyšším bodem varu až ve válci motoru k ochlazení dna pístu a stěn válce, kdy se zvyšuje také hmotnostní množství vzduchu dopraveného do válce motoru. Proto musí použitý benzin obsahovat lehce odpařitelné frakce, které zabezpečují bezproblémovou startovatelnost motoru, a zároveň nesmí obsahovat frakce s bodem varu nad  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , které by mohly ředit olejovou náplň motoru tím, že by se neodpařily. [1]

Destilační křivka je zjišťována destilační zkouškou a ukazuje množství benzínu odpařeného při určitých teplotách. Tvar křivky a zejména její počátek je ovlivňován zeměpisnou pozicí, kde chceme daný benzin používat. Tedy v severských zemích bývá tato teplota  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , v našem podnebí  $30\text{ až }35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . [1]



Obr. 1 Destilační křivka benzínu [1]

Další důležitou vlastností paliva je jeho odolnost vůči detonačnímu spalování, což je vyjádřeno oktanovým číslem. Detonační hoření je charakterizováno místním vzplanutím části směsi paliva se vzduchem a následnou tlakovou vlnou šířící se spalovacím prostorem rychlostí zvuku. Jakmile tato tlaková vlna dorazí na stěny válce a dno pístu, vyvolá velké rázy v klikovém mechanismu, což může mít při delším vystavení motoru těmto vlnám až destruktivní účinky. [1]

Oktanové číslo je procentuální objemový podíl isooktanu (oktanové číslo 100) a n-heptanu (oktanové číslo 0) ve směsi, která má stejnou odolnost vůči vzniku detonací při spalování jako zkoušené palivo. Oktanové číslo paliva je zjišťováno měřením na zkušebním jednoválcovém motoru s variabilním kompresním poměrem. Motor může pracovat v jednom z režimů práce, a to výzkumnou metodou nebo motorovou metodou. Výběrem jedné z testovacích metod a postupným zvyšováním kompresního poměru je zjištěn počátek klepání u testovaného benzínu. Následně kompresní poměr ponecháme na dané hodnotě a v porovnávacím palivu hledáme změnu objemového poměru isooktanu a n-heptanu takovou směs, která má stejné antidetonační vlastnosti jako testovaný benzin. [1]

Oktanové číslo je v současnosti navyšováno přidáváním dalších organických sloučenin, jež nazýváme antidetonátory. Jsou to zejména MTBE (metylterciárbutyléter) a etanol. [1]

### 1.1.2 ETANOL

Etanol je vyráběn alkoholovým kvašením a následnou destilací, přičemž jsou používány suroviny obsahující cukr, celulózu a škrob. Nejznámější je Brazílie výrobou etanolu z cukrové třtiny. U nás se pro výrobu etanolu používají brambory, cukrová řepa a obilniny. Pro pohon vozu je nutno zvýšit množství dodávaného paliva do motoru, jelikož má etanol oproti benzínu nižší výhřevnost. Stechiometrický poměr směsi etanolu se vzduchem je 9,0:1. Dále je nutno

upravit díly palivového systému a motoru pro omezení korozivních vlivů paliva. Etanol má však dobré antidetonační vlastnosti, protože má vysoké oktanové číslo (107), čímž je možno dosáhnout vyšších výkonů motoru zvýšeným kompresním poměrem. Proto také mnoho závodních motorů je přímo konstruováno pro spalování etanolu. Výhodou etanolu je také jeho pozitivní přínos pro životní prostředí, kdy i směs 10 % etanolu a 90 % benzínu snižuje tvorbu CO o více než 25 % při porovnání s benzinem. [1], [2], [4]

Etanol má však několik nevýhod. Jak již bylo psáno, způsobuje rychlejší korozi kovových materiálů, jelikož na sebe váže vodu, a taktéž má detergentní účinek, kdy odstraňuje oleje z míst, kde jsou potřeba. Jeho výpary mají negativní vliv na řidičovu schopnost ovládat vozidlo. Dále má etanol vyšší zápalnou teplotu (425 °C), což se projevuje horší startovatelností motoru při nízkých teplotách. A vzhledem k nižší výhřevnosti má motor spalující etanol vyšší spotřebu paliva než motor spalující benzin. [4]

### 1.1.3 METANOL

Metanol je vyráběn ze zemního plynu. Další možností je výroba metanolu pyrolytickým zplynováním dřeva, tato možnost je však značně dražší. Stechiometrický poměr směsi metanolu se vzduchem je 6,5:1. Metanol má ještě vyšší oktanové číslo (110) než etanol, ovšem také nižší výhřevnost. Pro provoz vozu na metanol je také nutno zvýšit množství dodávaného paliva do motoru a upravit díly pro vyšší korozivzdornost. Ve srovnání s etanolem existuje pro výrobu metanolu širší potenciál vstupních surovin a celkově je metanol levnější. Při havárii je také bezpečnější než benzin, jelikož se případný požár dá uhasit i vodou, a to na malou vzdálenost od ohně, díky nízké teplotě plamene. Toto palivo se již dříve používalo pro pohon plochodrážních motocyklů. [1], [4]

Metanol má taktéž několik nevýhod. Je to například jeho toxicita při vdechnutí a při styku s kůží, což může být problém při čerpání paliva. Taktéž způsobuje rychlejší korozi kovových materiálů a má detergentní účinek. Problémem může být i to, že má metanol neviditelný plamen a vzhledem k vyšší zápalné teplotě způsobuje problémy se startovatelností při nízkých teplotách. Nevýhodou je také formaldehydový zápach, který vzniká při studených startech a zahřívání motoru vozidla. [4]

### 1.1.4 LPG

LPG vychází z anglického „Liquefied Petroleum Gas“, čili zkapalněný ropný plyn. Jedná se o směs zkapalněných uhlovodíkových plynů, nejčastěji směs propanu a butanu. Vyrábí se v rafinériích při frakční destilaci ropy, kdy se uvolňují jako nejlehčí frakce, či jako vedlejší produkt při těžbě ropy a zemního plynu. Výfukové plyny zážehových motorů spalujících LPG se vyznačují nízkou toxicitou, díky čemuž se pohon na LPG rozšířil především pro provoz vysokozdvížných vozíků. [1], [2]

Za normálních podmínek je směs propanu a butanu plynná, přičemž lze směs snadno zkapalnit již poměrně nízkým tlakem. Propan zkapalňuje při teplotě 20 °C při tlaku 0,85 MPa a butan již při 0,23 MPa. Zkapalnění propan-butanu je velmi výhodné pro zmenšení objemu, jelikož z 250 l plynné fáze získáme 1 l kapaliny. Z Tab. 1 lze vyčíst, že objemová výhřevnost propanu a butanu je oproti benzinu nižší čili motor spalující pouze LPG má vyšší spotřebu a nižší výkon

(cca o 10 %) při zachování kompresního poměru. Provoz na LPG je však vzhledem k nízkým cenám paliva ekonomičtější než provoz na benzin. [1], [2], [4]

Tab. 1 Vlastnosti propanu, butanu a benzínu [2]

Parametr	propan	butan	benzín
Hustota při 15 °C [g.cm <sup>-3</sup> ]	0,508	0,584	0,73-0,78
Tlak par při 37 °C [kPa]	1 210	260	50-90
Teplota varu [°C]	-42,6	-0,6	30-225
Oktanové číslo	97	89	85-87
Výhřevnost hmotnostní [MJ.kg <sup>-1</sup> ]	46,37	45,78	44,03
Výhřevnost objemová [MJ.l <sup>-1</sup> ]	23,28	26,51	32,3

Pro spalování LPG v zážehovém motoru je nutné, aby bylo vozidlo pro tento pohon přestavěno. Je třeba však podotknout, že přestavbou vozidlo neztrácí schopnost spalovat automobilový benzin, je zde tedy možnost libovolně přepínat mezi jednotlivými režimy. Existuje mnoho různých systémů, ať už pro vstřikování směsi LPG s benzinem nebo vstřikování kapalné fáze LPG přímo do válce. Mezi schválené systémy v ČR patří AG Autogas systems, BRC, Landi Renzo, Tartarini, a další. [3]

Velkou výhodou provozu vozidla na LPG je, kromě ekonomických důvodů, zvýšení životnosti motoru. Spalováním se totiž nevytvářejí karbonové usazeniny a plynné palivo taktéž neředí motorový olej, což zase zvyšuje životnost použitého oleje. Spalováním LPG se také sníží hluchnost motoru. [3]

Mezi nevýhody provozu na LPG patří počáteční investice do přestavby a vyšší spotřeba, avšak tyto náklady se časem vyrovnají nízkou cenou paliva. Dále je potřeba počítat se snížením výkonu vozidla, zákazem vjezdu do některých podzemních garáží, jelikož směs propanu a butanu je těžší než vzduch. Při případné havárii a úniku paliva do ovzduší by mohlo dojít k jeho zápalu. Další nevýhodou je zmenšení objemu zavazadlového prostoru z důvodu umístění tlakové nádrže. [3]

### 1.1.5 ZEMNÍ PLYN

Zemní plyn se skládá z metanu, jakožto nejjednoduššího uhlovodíku, a jeho spalování vylučuje mnohem menší podíl škodlivých emisí ve výfukových plynech zážehových motorů. Zemní plyn se používá čím dál častěji ve vozidlech městské dopravy (autobusy, taxi). Oproti LPG má však nevýhodu ve velkém zástavbovém objemu a velké hmotnosti palivových zásobníků. [1], [2], [3], [4]

Uchovávání je možno ve dvou stavech. Buď jako CNG, z angličtiny „Compressed Natural Gas“, tedy stlačený zemní plyn nebo jako LNG, z angličtiny „Liquefied Natural Gas“,

tedy zkapalněný zemní plyn. CNG bývá stlačen v tlakových láhvích s plnicím tlakem  $20 \text{ MPa}$ , kdy dochází ke zmenšení objemu v poměru  $200:1$ . Objemová výhřevnost je v porovnání s kapalnými uhlovodíkovými palivy až *5krát* nižší. LNG je podchlazen na teplotu  $-162 \text{ °C}$  a uchováván při přetlaku  $0,15 \text{ MPa}$  v kryogenních nádržích. V tomto případě dochází ke zmenšení objemu v poměru  $600:1$ . Zde však dochází ke ztrátám odparem, jelikož je nutno plyn odpouštět při nárůstu tlaku v kryogenní nádrži. I zde dochází k poklesu výkonu až o  $15 \%$ , ovšem tato ztráta může být eliminována zvýšením kompresního poměru, jelikož zemní plyn může mít, dle svého složení, oktanové číslo až  $130$ . [1], [2], [3], [4]

### 1.1.6 BIOPLYN

Bioplyn je látka získávaná metanogením kvašením organických látek, jako jsou chlévská mrva, prasečí kejda nebo kalový plyn z odpadů v městských čistírnách. Je tvořen směsí metanu, oxidu uhličitého a dalšími plyny. Většinou je bioplyn používán pro pohon stacionárních motorů vyrábějících elektrickou energii s kogeneračními jednotkami, tedy že plně využívají odpadní teplo. Pro pohon dopravních prostředků je potřeba zbavit bioplyn nežádoucích příměsí, a to zejména oxidu uhličitého a sirovodíku, tak aby odpovídal požadavkům na zemní plyn. Pro čerpání je bioplyn stlačen na tlak  $250$  až  $300 \text{ barů}$ , v nádrži je pak stlačen na  $50$  až  $100 \text{ barů}$ . [1], [2], [4]

Bioplyn má nižší emise a náklady oproti benzínu. Nevýhodou však je nutnost udržovat teplotu fermentačních procesů na hodnotě kolem  $40 \text{ °C}$ , což je problematické v zimě a je nutné fermentor částí vyrobeného plynu vyhřívát. Taktéž je problém jeho omezeného množství a pouze lokální možnosti použití. [1], [2], [4]

## 1.2 PALIVA PRO VZNĚTOVÉ MOTORY

Základním palivem pro vznětové motory je užívána motorová nafta, což je směs těžších frakcí získaných frakční destilací ropy. V dnešní době se u čerpacích stanic vyskytuje směsná motorová nafta, do které je přidáváno až  $5 \%$  methylesterů mastných kyselin. V rámci zvyšování ekologičnosti provozu se čím dál více používá bionafta, methylester řepkového oleje či rostlinný olej. [2]

### 1.2.1 MOTOROVÁ NAFTA

Motorovou naftou rozumíme směs uhlovodíků, jejichž bod varu se nachází v rozmezí  $150$  až  $360 \text{ °C}$ . Ve směsi nalezneme petrolej a plynový olej, což je ještě těžší destilační produkt. Motorové nafty mohou obsahovat přísady ke zlepšení vlastností, např. depresanty, detergenty, mazivostní přísady, inhibitory koroze, přísady proti pění atd. Obsah lehkých podílů je dán požadavkem na bod vzplanutí, obsah těžkých podílů je omezen vznikem úsad ve válci. [2], [6]

Pro použití ve vznětovém motoru jsou nejdůležitějšími jakostními parametry motorové nafty destilace, hustota, viskozita, karbonizační zbytek, cetanové číslo, korozivnost paliva a jeho spalin, čistota a při nízkých venkovních teplotách také filtrovatelnosti paliva a teplota vylučování parafinů. [6]

Optimální frakční složení motorové nafty závisí na konstrukci motoru, jenž bude dané palivo spalovat. Pomaluběžné stacionární motory mohou spalovat i těžká zbytková paliva. U rychloběžných vznětových motorů jsou na frakční složení paliva nejméně náročné ty motory, které mají předkomůrku či vyhřívanou komůrku. Takové motory mohou spalovat palivo s širokým destilačním rozmezím  $150\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nejcitlivějšími motory jsou přímovstříkové. Pro ně jsou nejvhodnější motorové nafty destilované v rozmezí  $160\text{--}370\text{ }^{\circ}\text{C}$ . [6]

Vzhledem k charakteru vznětového motoru má velký význam tzv. prodleva, při které dojde k ohřátí rozprášených kapiček paliva a k jeho částečnému odpaření a dále k chemickým reakcím se vzdušným kyslíkem. Tato prodleva mj. závisí na chemickém složení paliva, které ovlivňuje jeho vznícení a zpoždění zážehu. Dále je ovlivněna cetanovým číslem, jež charakterizuje schopnost paliva se vznítit a přispívá ke snadné startovatelnosti a chodu motoru. [6]

Cetanové číslo vyjadřuje spalovací vlastnosti nafty, je to přímý ekvivalent oktanového čísla u benzínu. Cetanové číslo je měřítkem pro průběh spalování motorové nafty. Vyšší hodnota cetanového čísla znamená kratší prodlevu vznícení nafty, nárůst tlaku ve spalovacím prostoru není tak náhlý a spalování je taktéž tišší. Při vysoké hodnotě cetanového čísla může být tato prodleva až tak krátká, že palivo začne hořet velmi blízko u trysky, kdy není palivo dostatečně promíšeno se vzduchem. Tehdy dochází k nedokonalému hoření a ke značné tvorbě sazí. Při takovém spalování dochází ke vzniku karbonových úsad ucpávajících výstřikové otvůrky trysky. Naopak nízká hodnota cetanového čísla znamená delší prodlevu vznícení a v okamžiku vznícení je ve spalovacím prostoru rozprášeno a částečně i odpařeno velké množství paliva. Toto množství se tedy vznítí v jednom okamžiku, což způsobí příliš rychlý nárůst tlaku ve spalovacím prostoru. Tato skutečnost se projevuje zvýšenou hlučností motoru a jeho „tvrdým chodem“. [6]

Cetanové číslo udává objemové procento n-hexadekanu ve směsi s 1-methylnaftalenem, která se chová ve zkušebním motoru za stejných podmínek stejně jako testované palivo. Ke stanovení cetanového čísla slouží stejný jednoválcový motor, jako pro stanovení oktanového čísla, jen je opatřen hlavou pro přímý vstřík paliva. Cetanové číslo však nemá takový význam jako oktanové číslo u benzínů. [6]

Cetanový index byl zaveden pro porovnání paliv vzhledem k jejich cetanovému číslu. Na rozdíl od cetanového čísla lze cetanový index vypočítat ze znalosti hustoty a vybraných bodů destilační křivky paliva. Číselně jsou si hodnoty velmi podobné. [6]

Rychlost odpaření paliva je závislá na velikosti kapek rozprášeného paliva, je tedy ovlivněna jeho viskozitou. Čím je nižší viskozita, tím se lépe palivo rozpráší, vznítí a také čistěji shoří. Viskozita paliva při  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  by neměla být nižší než  $1,2\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ , aby nedocházelo k nežádoucímu zadírání a opotřebením vstřikovacího čerpadla. Při vysoké viskozitě nad  $6\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$  rostou hydraulické odpory potrubí a filtrů, klesá výkon čerpadla a ve spalovacím prostoru dochází ke tvorbě velkých kapek znemožňujících tvorbu homogenní směsi paliva se vzduchem, čímž se tvoří velké množství sazí. Viskozitu paliva lze ovlivnit přidáním aditiv. [6]

Měrná hustota nafty je důležitý parametr pro správný chod vznětového motoru, jelikož cetanové číslo závisí na obsahu n-alkanů, což jsou uhlovodíky s nejmenší hustotou. Hustota paliva se musí pohybovat v daném optimálním intervalu, protože množství paliva vstříknuté do spalovací komory je čerpadlem měřeno objemově a pokud by měla nafta vyšší hustotu, tak by při stejném objemu byla do spalovací komory přivedena větší hmota a motor



by byl přeplněn. Měl by nedostatek vzduchu a zvýšila by se kouřivost motoru. Obecně lze říct, že nižší hustota motorové nafty znamená nižší obsah pevných částic ve výfukových emisích a nižší kouřivost motoru. [6]

Conradsonovo číslo charakterizuje sklon paliva k vytváření karbonových úsad na stěnách spalovacího prostoru. Karbonové úsady jsou vytvářeny složkami paliva s vyšším bodem varu, které se kompletně neodpaří. Jsou to zejména aromáty a oleofíny. [6]

Na životnost palivového systému a dalších částí motoru a motorového oleje má značný vliv obsah síry v naftě. Tento obsah se však z ekologických důvodů neustále snižuje, jelikož vytvářené oxidy síry mají za následek vytváření tzv. kyselých dešťů. Snižování obsahu síry však přináší negativní dopady na mazivost motorové nafty, proto se do ní přidávají aditiva, jež zlepšují její mazivostní vlastnosti. Taktéž vzhledem k relativní nedostupnosti nízkosírné ropy a vysokým nákladům na odsíření nafty hydrogenací roste její výrobní cena. [6]

Oxidační stabilita nafty je parametr, který limituje obsah látek se sklonem k tvorbě pryskyřic. Ty by následně mohly zanášet vstřikovací trysky paliva a negativně ovlivňovat množství a kvalitu výfukových emisí a taktéž výkon motoru. [6]

Motorová nafta obsahuje parafíny, což jsou uhlovodíky s velkými molekulami s teplotou tání nad  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při nízké teplotě nafty vypadávají v podobě krystalků, které při startování za nízkých teplot zanášejí palivový filtr a znemožňují provoz vozidla. Jakmile se nafta ohřeje, krystalky se rozpustí a motor dále bez problémů pracuje. Z tohoto důvodu se v zimním období dodává do čerpacích stanic nafta o jiné filtrovatelnosti. Dalším důležitým parametrem pro posouzení nízkoteplotních vlastností nafty je teplota vylučování parafínů, jelikož by mohly ucpávat palivové potrubí a filtr. [6]

Stabilita motorové nafty z hlediska skladování s časem klesá. Po určité době dochází k tvorbě rozpustných i nerozpustných oxidačních zplodin. Skladovatelnost motorové nafty je taktéž negativně ovlivňována přidávkou methylesterů mastných kyselin a narůstajícím obsahem aditiv. [6]

V našich klimatických podmínkách jsou do čerpacích stanic dodávány dva druhy motorové nafty. Dle ČSN EN 590 jsou to nafta motorová třídy B a nafta motorová třídy E. Nafta motorová třídy B je letní druh nafty dodávaný v období od *1. 4.* do *31. 10.* se zaručenou filtrovatelností až do teploty  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nafta motorová třídy E je zimní druh nafty dodávaný v období *1. 11.* do *31. 3.* se zaručenou filtrovatelností až do  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pokud nastanou velmi nízké teploty, jsou dodávány speciální motorové nafty pro arktické klimatické podmínky. Jedná se o naftu motorovou třídy 1 s filtrovatelností do  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$  a naftu motorovou třídy 2 s filtrovatelností do  $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$ . [2]

Tab. 2 Požadavky na motorovou naftu dle EN 590 [5]

Parametr	Nafta motorová
Cetanové číslo	$\geq 51$
Cetanový index	$\geq 46$
Bod vzplanutí [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\geq 55$
Hustota při 15 $^{\circ}\text{C}$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	820-845
Kinematická viskozita při 40 $^{\circ}\text{C}$ [ $\text{mm}^2\cdot\text{s}$ ]	2,00-4,50
Mazivost [ $\mu\text{m}$ ]	$\leq 460$
Obsah síry [ $\text{mg}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]	$\leq 10$
Obsah vody [ $\text{mg}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]	$\leq 200$
Celkový obsah nečistot [ $\text{mg}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]	$\leq 24$
Obsah methylesterů mastných kyselin [% V/V]	$\leq 5$

### 1.2.2 METHYLESTER ŘEPKOVÉHO OLEJE – MEŘO

Pro výrobu methylesteru řepkového oleje je základní surovinou řepkový olej získávaný lisováním semen řepky olejné. Ve velkých zpracovatelských závodech se olej lisuje za tepla při teplotě 80 až 90  $^{\circ}\text{C}$ . První stupeň lisování je prováděn kontinuálními šnekovými lisy, jimiž se získá asi 50 % oleje. Dále jsou výlisky dopravovány do extraktoru, kde se pomocí organických rozpouštědel získává velká část zbytkového oleje. Destilací je od oleje oddělováno rozpouštědlo, které je dále recyklováno. Takto vzniklý olej je třeba rafinovat z důvodu velkého obsahu rozpustných příměsí, jako např. sloučeniny fosforu, stopy kovů a síry. Po rafinaci má olej stejnou kvalitativní úroveň jako jedlý olej. Jako odpadní produkt vzniká tzv. filtrační koláč, který však může být využit jako krmivo díky vysokému obsahu proteinů. V malých zpracovatelských závodech se olej lisuje za studena čili bez přehřevu olejnatých semen i bez následné extrakce. Olej tedy obsahuje méně rozpustných příměsí a není nutno jej následně rafinovat. Jako odpadní produkt vznikají řepkové výlisky se zbytkovým obsahem 10 až 15 % oleje. Tyto výlisky lze využít stejně jako filtrační koláč. [3]

Tab. 3 Fyzikální vlastnosti rostlinných olejů ve srovnání s motorovou naftou [4]

Parametr	Olej					Motorová nafta
	Řepkový	Slunečnicový	Lněný	Sójový	Podzemnicový	
Měrná hmotnost [g.cm <sup>-3</sup> ]	0,920	0,927	0,935	0,934	0,925	0,855
Bod vzplanutí [°C]	317	316		330	333	> 55
Bod tuhnutí (zákalu) [°C]	0 až -2	-16 až -18	-18 až -27	-8 až -18	-2 až -3	0 až -2
Kinematická viskozita při 20 °C [mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	97,7	65,8	51	63,5	84,3	3 až 8
Spalné teplo [MJ.kg <sup>-1</sup> ]	40,56	39,81	39,51	39,73	39,99	45,02

Methylestery jsou označovány dle použitého oleje jako: [3]

- RME (Rapes-Methyl-Ester) methylester řepkového oleje
- SME (Sunflower-Methyl-Ester) methylester slunečnicového oleje
- SOME (Soya-Methyl-Ester) methylester ze sójových bobů
- FAME (Falty-acid-Methyl-Ester) methylester mastných kyselin
- VUOME (Vaste Used Oil-Methyl-Ester) methylester z použitých fritovacích olejů

MEŘO vzniká chemickou reakcí triglyceridů rostlinného oleje s methanolem za přítomnosti katalyzátorů, jímž obvykle bývá hydroxid draselný nebo sodný. Prvně se v methanolu rozpustí daný katalyzátor. Tato směs látek se společně s rostlinným olejem dávkuje do uzavřeného reaktoru k transesterifikaci. Reakce trvá 1 až 8 hodin při reakční teplotě 50 až 80 °C. U jednotek s menší výrobní kapacitou se k této reakci používá vsádkový reaktor, nebo je možné pracovat kontinuálně při použití reaktorů s pístovým tokem nebo míchaných reaktorů. Po transesterifikaci dochází k oddělení glycerolu od methylesterů, jelikož obě složky obsahují methanol. Prvně se obě oddělené složky neutralizují minerálními kyselinami a až poté dochází k oddestilování methanolu, jenž je recyklován. MEŘO zbavený methanolu je třeba promýt teplou vodou a odstranit tak zbytky katalyzátoru a mýdel, a nakonec dochází k oddělení vody. [3]

Tab. 4 Porovnání vlastností motorové nafty, methylesteru řepkového oleje a rafinovaného řepkového oleje [6]

Parametr		Motorová nafta	Rafinovaný řepkový olej	Methylester
Kinematická viskozita při teplotě [ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]	-25 °C	5 až 30	300	
	0 °C	3 až 14	180 až 220	10
	20 °C	2 až 8	65 až 100	6,3 až 8,1
	100 °C	0,7 až 2	6 až 8	1,7
Cetanové číslo [-]		45	35 až 50	54 až 55
Spalné teplo [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]		45,3	39,6	39,1 až 42,9
Výhřevnost hmotnostní [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]		42,5	37,4	37,1 až 40,7
Výhřevnost objemová [ $\text{MJ} \cdot \text{l}^{-1}$ ]		35,2	34,4	32,7
Měrná hmotnost [ $\text{kg} \cdot \text{dm}^{-3}$ ]		0,8 až 0,86	0,91 až 0,94	0,87 až 0,88
Bod vzplanutí [°C]		Min 55	300 až 330	130
Bod tuhnutí [°C]		0 až -12	0 až -18	-7
Molekulová hmotnost [-]		200	850 až 900	300

Při použití methylesteru řepkového oleje v přímovstříkových vznětových motorech dochází k následujícím změnám: [3]

- Pokles výkonu přibližně o 5 %, snížení kouřivosti o cca 50 %, zvýšení spotřeby paliva přibližně o 4 %
- Nárůst emisí  $\text{NO}_x$ , „fritovací zápach“ a obtížná rozptylnost výfukových plynů
- Zhoršování vlastností oleje
- Zhoršování startovatelnosti

Použití samotného methylesteru řepkového oleje jako paliva je nazýváno jako „bionafta první generace“. Výroba tohoto methylesteru je dražší než běžná motorová nafta, proto se mísí s některými lehkými ropnými produkty nebo s lineárními alfa-olefiny. Tyto produkty se nazývají „bionafta druhé generace“ a musí obsahovat alespoň 30 % methylesteru řepkového oleje. Zachovávají si svou biologickou odbouratelnost (90 % během 21 dní) a svými vlastnostmi se více přibližují běžné motorové naftě. Motory však musí být pro spalování bionafty přizpůsobeny, zejména jejich pryžové prvky, z důvodu agresivity methylesteru. [4], [6]

### 1.2.3 EMULZNÍ MOTOROVÁ NAFTA

Toto palivo je emulzí obsahující 85 % motorové nafty, 13 % vody a 2 % dalších přísad. Těmito přísadami se rozumí převážně emulgační činidla, jež zajišťují velmi malou velikost kapek rozptýlené vody. Vozidla provozovaná na běžnou motorovou naftu mohou bez úprav spalovat i tuto emulzi pod obchodním názvem Aquazole od společnosti Elf. Provoz na Aquazole vykazuje významná snížení emisních hodnot tuhých částic až o 80 % a oxidů dusíku  $\text{NO}_x$  až o 30 % oproti provozu na běžnou motorovou naftu. Provoz na tuto emulzi příznivě ovlivňuje průběh spalovacího procesu. Dochází ke snížení kouřivosti motoru a v důsledku snížení teploty plamene a menšího přebytku vzduchu potřebného pro spalování k poklesu obsahu oxidů dusíku  $\text{NO}_x$ . [4]

Problémem však je zabezpečení stability emulze při dlouhodobém skladování. Dále také náklady na výrobu emulzní motorové nafty značně zvyšují její cenu. A při nezměněném seřízení palivové soustavy dochází ke snížení výkonu motoru o 10 až 15 %. [4]

## 2 SYSTÉMY VSTŘIKOVÁNÍ PALIVA U VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

V současných vznětových motorech se používá pouze nedělený spalovací prostor s přímým vstřikem paliva. Systémy vstřikování paliva u vznětových motorů lze rozdělit podle typu použitého vysokotlakého vstřikovacího čerpadla. Tato čerpadla jsou výhradně pístová. Palivové čerpadlo je integrováno do axiálních a radiálních rotačních vstřikovacích čerpadel. U systému Common Rail je palivové čerpadlo také částečně integrováno do vysokotlakého čerpadla. [2], [7]

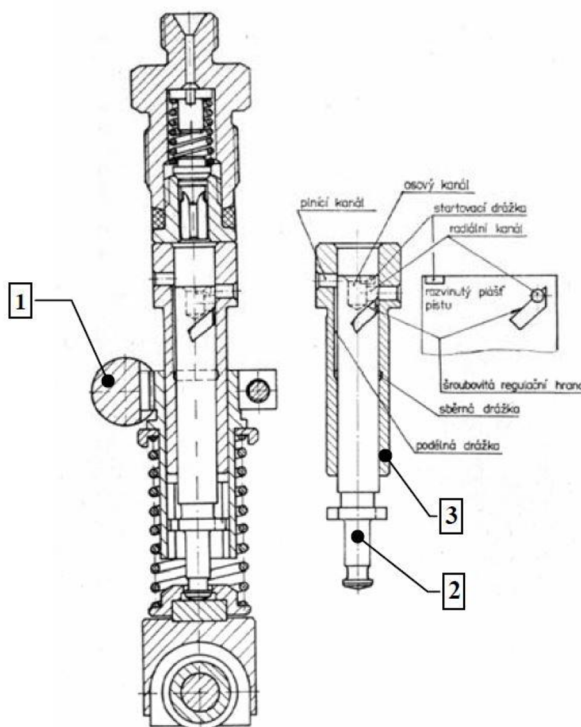
### 2.1 ŘADOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Řadová vstřikovací čerpadla mají jeden element čerpadla pro každý válec motorů. Tento element je skládán z válce čerpadla a pístu čerpadla. Píst se pohybuje působením vačkového hřídele ve směru dodávky nahoru. Vačkový hřídel je integrován ve vstřikovacím čerpadle a je poháněn od klikového hřídele přes ozubení s převodovým poměrem  $1:2$ . Píst se následně vrací do původní polohy působením pružiny. Jednotlivé elementy čerpadla jsou uspořádány řadově. Maximální vstřikovací tlak je u těchto čerpadel roven hodnotě  $120 \text{ MPa}$ . Nespornou výhodou použití tohoto systému je jeho nenáročnost na kvalitu paliva. [2]

Zdvih pístu je konstantní a je určen tvarem vačky vstřikovacího čerpadla. Je-li uzavřen sací otvor horní hranou pístu, začíná se tvořit vysoký tlak, tento moment je nazýván počátkem dodávky. Píst pokračuje v pohybu vzhůru, čímž se zvýší tlak paliva, který překoná otevírací tlak vstřikovače, otevře se tryska a dochází ke vstříknutí paliva. Jakmile šikmo umístěná řídicí hrana uvolní sací otvor, může palivo odtékat a tlak poklesne. Následně se uzavře jehla trysky a je ukončen vstřík. [2], [7]

Dráha pístu mezi okamžiky uzavření a otevření sacího otvoru je označena jako využitelný zdvih. Řídicí hranu je možno natáčet za pomoci regulační hřebenové tyče, viz Obr. 2 poloha 1, čímž se mění využitelný zdvih a vstřikované množství paliva. Regulační tyč lze ovládat buď mechanickým odstředivým regulátorem nebo elektromagnetickým regulátorem. [2], [7]

Dalším typem jsou řadová vstřikovací čerpadla se zdvihovým šoupátkem. Ty se liší od běžného řadového vstřikovacího čerpadla právě zdvihovým šoupátkem umístěným kluzně na pístu čerpadla. Tímto šoupátkem lze měnit úvodní zdvih za pomoci ovládacího hřídele, čímž se mění počátek dodávky. [2]



Obr. 2 Vkládaná jednotka vstřikovacího čerpadla [7]

## 2.2 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

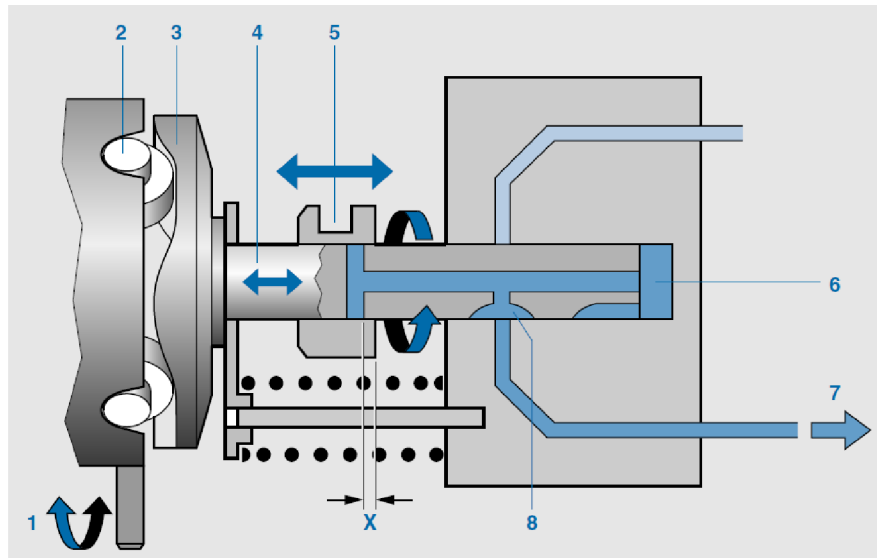
Rotační vstřikovací čerpadla se rozšířila u malých rychloběžných motorů pro osobní a lehké nákladní automobily. Oproti klasickým řadovým vstřikovacím čerpadlům mají menší hmotnost a všechny vnitřní součásti jsou mazány palivem. Tato čerpadla mají jeden vysokotlaký element čerpadla, který dopravuje palivo do všech válců motoru. Rotující centrální rozdělovací píst otvírá a zavírá řídicí drážku a řídicí kanály, čímž rozděluje palivo do jednotlivých válců motoru. Doba vstřiku je regulovatelná šoupátkem nebo vysokotlakým elektromagnetickým ventilem. Rotační vstřikovací čerpadla, stejně jako ta řadová, jsou poháněna ozubením od klikového hřídele s poměrem otáček 1:2. Maximální vstřikovací tlak dosahuje hodnoty 190 MPa. [2], [8]

### 2.2.1 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA S AXIÁLNÍM PÍSTEM

Rotující axiální vačkový kotouč je poháněn ozubením od klikového hřídele, přičemž počet výstupků vačkového kotouče odpovídá počtu válců motoru. Tento vačkový kotouč se odvaluje po kladkách unášeče, což u rozdělovacího pístu vyvolává kromě rotačního pohybu také pohyb translační. Během jedné otáčky hnacího hřídele vykoná píst počet zdvihů roven počtu válců motoru, kterým je třeba dodávat palivo. [2]

Využitelný zdvih určuje regulační šoupátko, které dávkuje vstřikovanou dávku. Regulační šoupátko je možné posouvat ovládací pákou a mechanickým odstředivým regulátorem

nebo elektronickým regulátorem. Počátek dodávky lze měnit pootáčením unašeče s kladkami přesuvníkem vstřiku. [2]



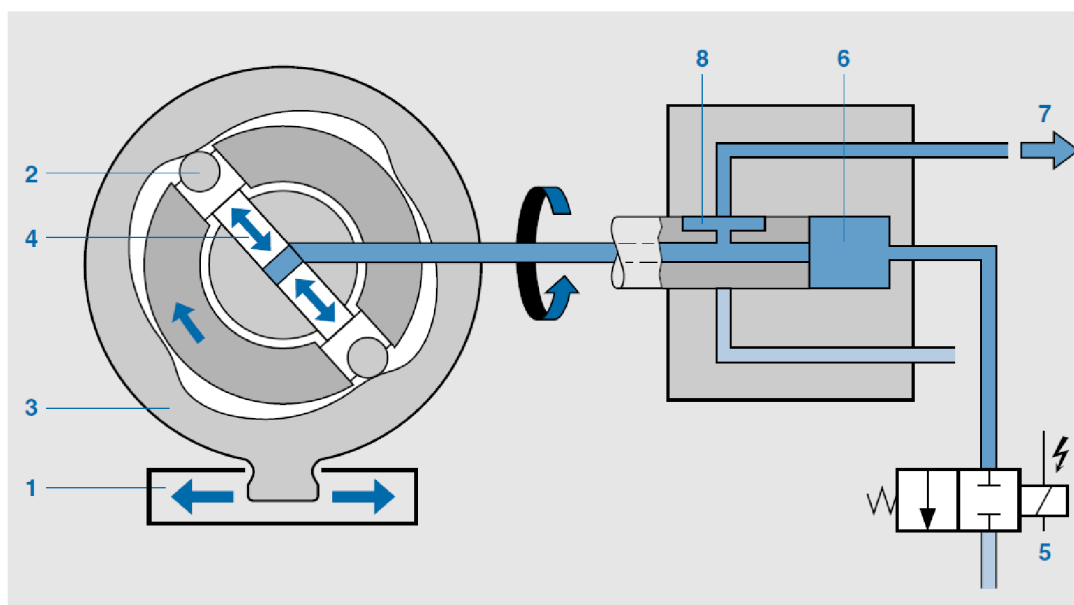
Obr. 3 Schéma rotačního vstřikovacího čerpadla s axiálním pístkem [5]

### 2.2.2 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA S RADIÁLNÍMI PÍSTY

U tohoto typu čerpadel vytváří vysoký tlak čerpadlo se dvěma až čtyřmi radiálními písty a vačkovým prstencem. Čerpadla s radiálními písty dosahují vyšších vstřikovacích tlaků než čerpadla s axiálním pístem, přičemž však musí vykazovat vyšší mechanickou pevnost. Počátek vstřiku a jeho trvání jsou řízeny elektromagnetickým ventilem, který je umístěn na výstupu vstřikovacího čerpadla. Tímto způsobem jsou regulována všechna rotační vstřikovací čerpadla s radiálními písty. [2]

V závislosti na stoupajícím počtu otáček je nutné regulovat začátek vstřiku paliva. Tento problém je u rotačních čerpadel řešen za pomoci elektromagnetického nebo hydraulického ovládání přesuvníku vstřiku. Při trvale otevřeném elektromagnetickém ventilu se přestavuje směrem k pozdějšímu vstřiku, při zcela uzavřeném ventilu se přestavuje směrem k dřívějšímu počátku vstřiku. [2], [8]





Obr. 4 Schéma rotačního vstřikovacího čerpadla s radiálními pistky [5]

### 2.3 SDRUŽENÁ VSTŘIKOVACÍ JEDNOTKA – UIS UNIT INJEKTOR SYSTEM

Systém, také nazývaný jako čerpadlo – tryska, tvoří jednu jednotku vstřikovací čerpadlo a vstřikovací tryska. Tyto jednotky jsou umístěny v hlavě válce motoru pro každý válec. Vysoký tlak paliva, až  $220 \text{ MPa}$ , je vyvolán vačkovým hřídelem buď přímo přes zdvihátko nebo nepřímo přes vahadlo. [2], [5], [8]

Vačka je tvarována pro co nejrychlejší stlačení přiváděného paliva na nejvyšší tlak a pružina přidržující píst je zde pro zajištění průtoku paliva bez bublin. Řídicí jednotka vypočítává vstřik, který je řízen otevíráním a zavíráním vysokotlakého elektromagnetického ventilu. Impulzy zajišťují rychlé otevření ventilu, což má za následek náhlé ukončení vstřiku paliva. Takovýto způsob vstřiku paliva je důležitý pro jeho dokonalého shoření. [2], [8]

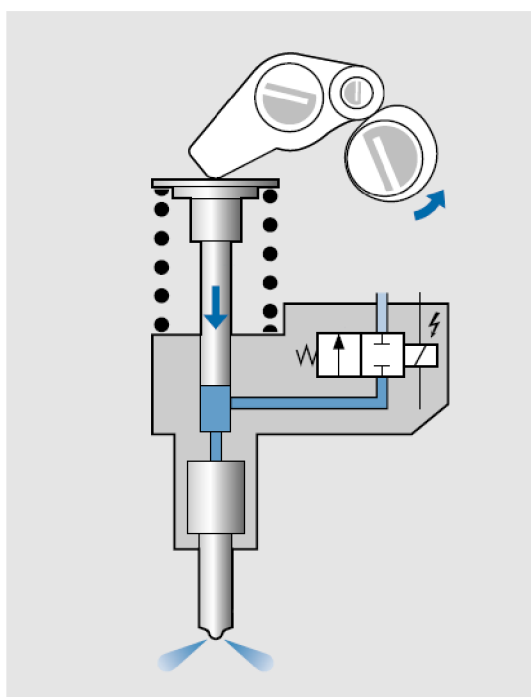
Pro hladký chod motoru a snížení jeho hlučnosti je důležité rozdělit vstřik paliva o vysokém tlaku do válce na tzv. předvstřik a hlavní vstřik. Tlak ve válci díky tomu nestoupá skokově, ale plynule. U předchozích systémů je rozdělení vstřiku zajišťováno nejčastěji montáží dvou pružin. U systému UIS je prováděno mechanicko-hydraulicky. [8]

Při pohybu pístu vstřikovače směrem vzhůru proudí skrze otevřený elektromagnetický ventil palivo do prostoru pod pístem. Při obráceném pohybu pístu se palivo vrací zpět do plnicího okruhu. Jakmile řídicí jednotka zahájí proces vstřikování, dochází k aktivaci a uzavření elektromagnetického ventilu, v prostoru pod pístem a s ním spojeném prostoru pod jehlou trysky stoupá tlak, až dochází působením tlaku k překonání síly pružiny. V tomto okamžiku dochází ke vstřiku paliva do válce motoru, jedná se o již zmiňovaný předvstřik. V momentě, kdy tlumicí píst dosáhne okraje otvoru v tělese trysky a začne se zasouvat do otvoru, palivo nad jehlou trysky uniká do prostoru s pružinou jen štěrbínou. Tímto vzniká hydraulický polštář a jehla již dále nepokračuje ve zdvihu. Ukončení předvstřiku následuje bezprostředně po nadzvednutí jehly trysky. Kuželový pístek je zatlačen působením zvýšeného tlaku, díky čemuž dojde ke zvětšení objemu vysokotlakého prostoru. Tímto poklesne na malou chvíli

tlak i jehla trysky a tryska se uzavře. Jakmile je kuželový pístek zatlačen, dochází k ještě většímu předepnutí pružiny. Proto je potřeba k dalšímu nadzvednutí jehly trysky vyšší tlak paliva. Jakmile se tlak paliva pokračujícím pohybem pístu čerpadla navýší nad danou mez, dochází k hlavnímu vstřiku. Hlavní vstřik je ukončen deaktivací elektromagnetického ventilu řídicí jednotkou. V tento okamžik dochází k otevření systému, palivo začne proudit zpět do plnicího kanálu a tlak paliva poklesá. Poklesem tlaku klesne jehla trysky a kuželový pístek se působením pružiny vrátí do základní polohy. [2]

Vzhledem k faktu, že sružené vstřikovací jednotky jsou vestavěny v hlavě válců, jsou vystaveny vysokým teplotám. Z tohoto důvodu musí být ochlazovány palivem proudícím kanálky ve vstřikovací jednotce do kanálu zpětného vedení. Palivo proudí plnicím okruhem i v okamžiku, kdy je aktivován elektromagnetický ventil a je uzavřen kanál do vysokotlakého prostoru. [5]

Tento systém lze nalézt u osobních automobilů vyrobených od roku 1998. Díky vysoké míře přizpůsobitelnosti k různým typům motorů byl tento systém používán v široké škále motorů pro osobní a lehké nákladní vozy, od tříválcových motorů o objemu 1,2 l produkujících výkon 45 kW a točivý moment 195 Nm po desetiválce o objemu 5 l produkujících výkon 230 kW a točivý moment 750 Nm. Dále byl používán v motorech pro těžké nákladní vozy produkujících až 80 kW na válec. [5]

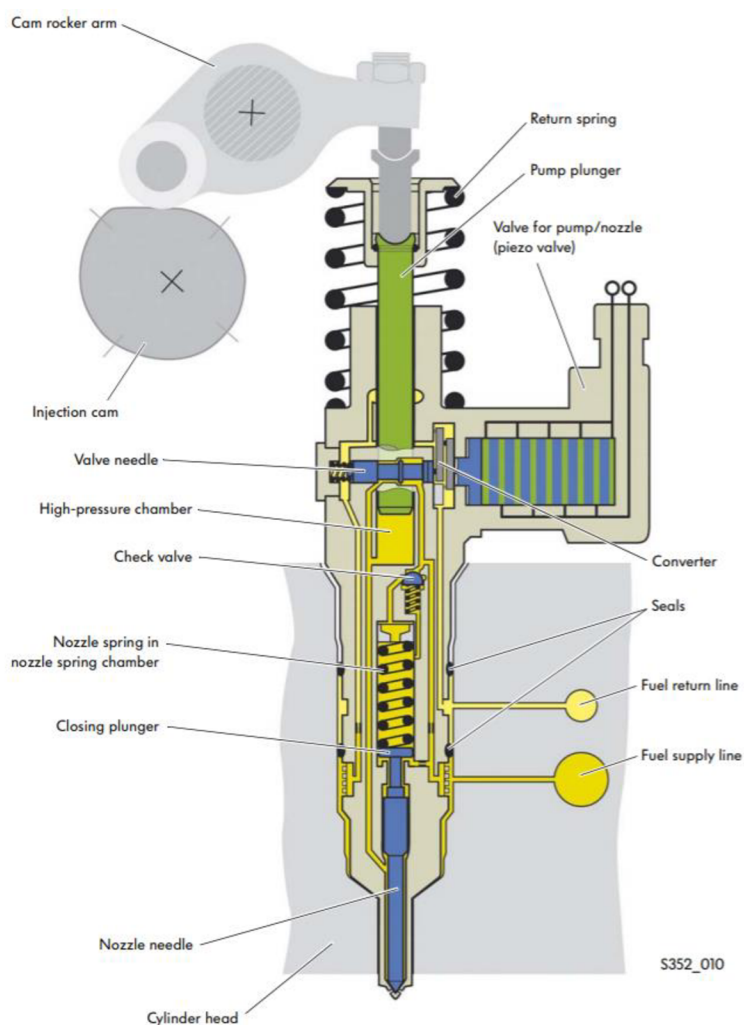


Obr. 5 Schéma sružené vstřikovací jednotky UIS [5]

Další generací je piezoelektricky ovládaná sružená vstřikovací jednotka. Minimální vstřikovací tlak má hodnotu 13 MPa, maximální vstřikovací tlak byl navýšen na hodnotu 220 MPa. Jak již z názvu napovídá, elektromagnetický ventil byl nahrazen piezoelektrickým akčním členem, jenž umožňuje čtyřikrát rychlejší otevření jehly ventilu. Piezoelektrický ventil umožňuje až pět variabilních vstřiků. První dva jsou předvstřiky, následované hlavním vstřikem a dvěma dovstřiky. Tyto dovstřiky se používají pro regeneraci

filtru pevných částic. Palivo je vstřikováno do válce motoru, kdy jsou otevřeny výfukové ventily. Díky tomu se palivo spálí později, navýší se teplota spalin a může dojít ke zmiňované regeneraci filtru pevných částic. Piezoelektrický ventil umožňuje také variabilní dobu mezi jednotlivými vstřiky. [20]

Přivedeným napětím k piezo-elementům dochází k jejich roztažení, přičemž v piezoelektrickém akčním členu je předem definovaný počet těchto piezo-elementů tak, aby výsledná změna délky akčního členu byla  $0,04\text{ mm}$ . Pro ovládání jehly je však potřeba pohyb  $0,1\text{ mm}$ , což je zajištěno převodníkem mezi akčním členem a jehlou uzavírající přístup paliva do vysokotlakého prostoru. [20]



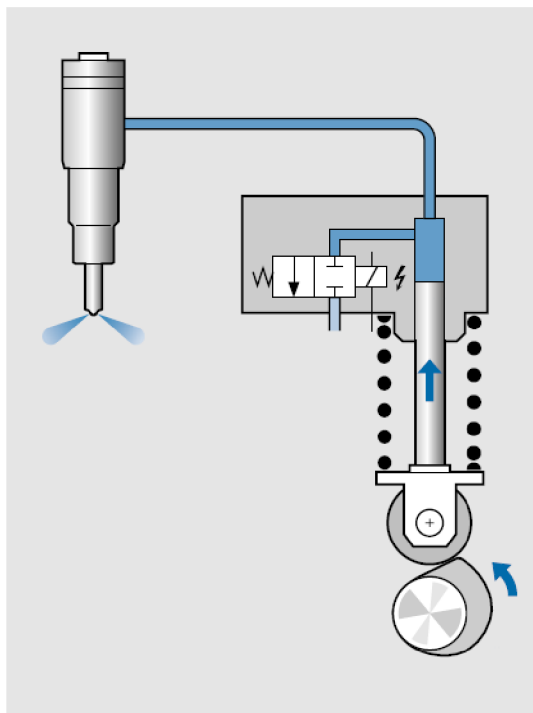
Obr. 6 Schéma sdrúžené vstřikovací jednotky ovládané piezoelektrickým akčním členem [20]

## 2.4 SDRUŽENÝ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM – UPS UNIT PUMP SYSTEM

Stavebnicový systém UPS, nazývaný také jako čerpadlo – vedení – tryska, pracuje na stejném principu jako systém UIS. Na rozdíl od systému sdrúžené vstřikovací jednotky je vstřikovač a palivové čerpadlo propojeno krátkým vysokotlakým vedením, speciálně navrženým pro komponenty systému. Takto oddělená vstřikovací jednotka od vstřikovače umožňuje

jednodušší montáž k motoru. Pro každý válec je montován jeden sdružený vstřikovací systém. [5]

Pohon čerpadla je zajištěn přes válečkové zdvihátko vačkovým hřídelem ventilového rozvodu OHV. Stejně jako u systému UIS je vstřikovací jednotka elektronicky kontrolována rychle spínacím elektromagnetickým ventilem pro regulaci délky a počátku vstřiku. [5], [7]



Obr. 7 Schéma sdruženého vstřikovacího systému UPS [5]

## 2.5 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM S TLAKOVÝM ZÁSOBNÍKEM COMMON RAIL

Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail je charakteristický tlakovým zásobníkem, v němž je palivo připraveno pro vstřikování pod vysokým tlakem. Pro každý válec motoru je zabudován jeden vstřikovač. Elektronická řídicí jednotka udává dobu vstřiku a množství vstřikovaného paliva otevřením a zavřením elektromagnetického ventilu vstřikovače nebo piezoelektrického inline vstřikovače. [1], [2], [5]

První systém pod názvem Unijet byl použit firmou Fiat v roce 1989. Tento systém velmi zaujal firmu Bosch, která poté zahájila sériovou výrobu. Oproti systémům s řadovým čerpadlem nebo s čerpadlem rotačním má motor se systémem Common Rail vyšší výkon až o 20 %, vyšší točivý moment v režimu nízkých otáček až o 50 %, nižší spotřeba paliva až o 20 %, výrazně nižší emise výfukových plynů a tišší a měkčí chod. Na tomto faktu se výrazně podílí rozdělení vstřikované dávky paliva na předvstřik, hlavní vstřik a dovstřik. [8]

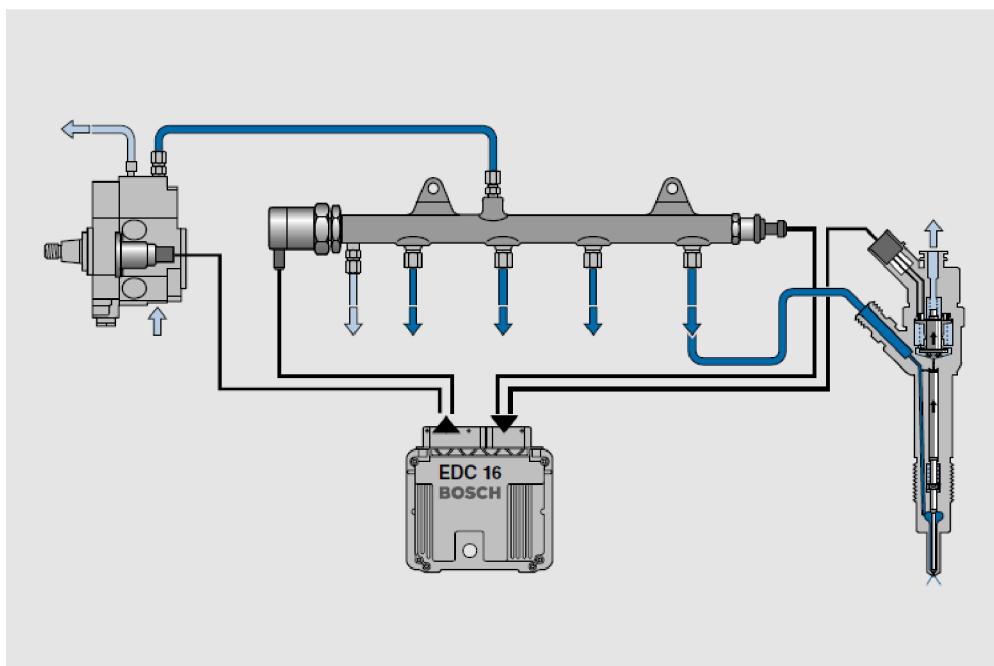
Systém Common Rail je použit v osobních vozidlech od motorů se třemi válci o objemu 0,8 l, o výkonu 30 kW a točivém momentu 100 Nm po motory o objemu 4 l, o výkonu 180 kW a točivém momentu 560 Nm. Dále je použit u nákladních vozidel s motory produkujícími až 30 kW na válec, či u stacionárních motorů produkujících až 200 kW na válec. [5]

Dopravní palivové čerpadlo dodává palivo skrz palivový čistič do vysokotlakého čerpadla. Toto vysokotlaké čerpadlo zajišťuje konstantně vysoký tlak paliva v tlakovém zásobníku. Řídicí jednotka vypočítává dobu vstřiku a množství vstřikovaného paliva na základě provozního stavu motoru, okolních podmínek a tlaku v tlakovém zásobníku. [5]

Vstřikovač je připojen k tlakovému zásobníku pomocí krátkého vysokotlakého vedení. Vstřikovače s elektromagnetickými ventily byly používány u předchozích generací systému Common Rail. Nejnovější generace používá piezoelektrické inline vstřikovače. [5]

Úkolem vysokotlakého čerpadla je dodávat dostatek paliva pod vysokým tlakem (až  $250 \text{ MPa}$ ) do všech provozních oblastí po celou dobu životnosti vozu. Čerpadlo obsahuje rezervu paliva nutnou pro rychlý nárůst tlaku v tlakovém zásobníku a pro rychlejší nastartování motoru. Tlak vytváří čerpadlo trvale a nezávisle na vstřikování. U osobních vozidel se používá třípístové radiální čerpadlo. Je poháněno motorem přes spojku, ozubené kolo, řetěz nebo ozubený řemen. Otáčky čerpadla jsou vázány pevným převodovým poměrem k otáčkám motoru. Čerpadla používaná u osobních vozidel jsou mazána palivem, proto jsou náchylná na horší kvalitu paliva. [2]

Piezoelektrické vstřikovače jsou konstruovány tak, aby bylo dosaženo vysoké tuhosti regulačního řetězce. Dále byly regulovány setrvačné hmoty a tření a zlepšena stabilita vstřikovače vyloučením mechanických sil na jehle trysky. U tohoto vstřikovacího systému je možné uskutečnit velmi krátké intervaly mezi vstřiky, díky čemuž je možno na jeden vstřikovací cyklus realizovat až pět vstřiků, což je velmi vhodné pro přizpůsobení požadavkům na různé pracovní body motoru. Je to dáno úzkou vazbou servoventilu s jehlou trysky. Doba prodlevy mezi počátkem elektrické aktivace a hydraulickou reakcí jehly trysky činí  $150 \mu\text{s}$ . Použití těchto vstřikovačů má tedy několik výhod. Jsou menší s nižší hmotností, pracují s nižší hlučností, vykazují nižší spotřebou paliva a emise a vyšší výkon motoru. [2]



Obr. 8 Schéma systému Common Rail [5]

## 3 TESTOVÁNÍ VSTŘIKOVACÍCH SYSTÉMŮ

Základní otázka pro testování vstřikovacích systémů je, zda je potřeba daný vstřikovač či vstřikovací jednotku z motoru vymontovat či ne. Základní informativní testování se provádí skrze diagnostický přístroj, pokud chceme zjistit například tlak dávky paliva nebo provést zkoušku těsnosti vstřikovače, je potřeba vstřikovač vymontovat.

### 3.1 BEZDEMONTÁŽNÍ TESTOVÁNÍ VSTŘIKOVAČŮ

Pro měření na vozidle je nutné, aby byl motor v chodu. Tyto metody testování vstřikovačů jsou však spíše informativní, nedokáží určit přesnou příčinu případného problému. Pokud je na vstřikovači nalezen problém, je třeba jej demontovat a otestovat na zkušební stanici.

#### 3.1.1 MĚŘENÍ KOREKČNÍ DÁVKY DIAGNOSTICKÝM PŘÍSTROJEM

Diagnostický přístroj je zapojen do automobilu skrze zásuvku OBD, čímž se připojí k řídicí jednotce automobilu. Jedním z parametrů, které lze vyčíst, je korekční množství paliva vstřikovaného do válce. Jedná se o zvětšení či zmenšení objemu vstřikovaného paliva tak, aby byl zajištěn rovnoměrný chod motoru při volnoběžných otáčkách. Při překročení mezi korekčních dávek lze předpokládat, že je vstřikovač poškozen. [5]

#### 3.1.2 TEST PŘEPADŮ VSTŘIKOVAČŮ

Jedná se o jednoduchý test, kde místo hadičky pro zpětné vedení paliva je nasazena měřicí nádobka pro měření množství přepadu paliva. Tyto nádoby by se měly palivem plnit při volnoběžných otáčkách rovnoměrně. Pokud je některý ze vstřikovačů poškozen, měřicí nádobka k němu připojená se plní rychleji.



Obr. 9 Sada na měření množství zpětně vedeného paliva [9]

## 3.2 TESTOVÁNÍ DEMONTOVANÝCH VSTŘIKOVAČŮ A VSTŘIKOVACÍCH JEDNOTEK

Demontované vstřikovače lze testovat buď na testerech vstřikovačů, jejichž princip spočívá na ručním vyvinutí tlaku, nebo na automatických zkušebních stanicích. Zkušební stanice existují v mnoha variantách, ať už se jedná o stanice univerzální nebo přímo určené na konkrétní druh vstřikovacích jednotek a vstřikovačů.

### 3.2.1 TESTER VSTŘIKOVACÍCH TRYSEK

Jedná se o ručně ovládané palivové čerpadlo. Vysokotlaké potrubí propojuje vstřikovač k testeru. Požadovaný tlak kalibračního oleje je produkován ruční pákou, přičemž hodnota tlaku je ukazována manometrem. [5]

Vstřikovač je doporučeno před testováním vyčistit ultrazvukem. Pomocí tohoto typu testeru lze uskutečnit například test rozprachu. Za pomoci ruční páky se zvýší tlak oleje a následně je vypuštěn skrz vstřikovač. Tento test informuje o stavu otvorů na trysce. [5]

Dalším typem testu je zkouška otevíracího tlaku. Jakmile je tlak paliva vyšší než otevírací tlak, jehla vstřikovače je nadzvednuta ze sedla a palivo může proudit skrze otvory na trysce. Tento specifický otevírací tlak je nutné udržovat pro správné fungování vstřikovacího systému. Pracovník na testeru pomalu stlačuje páku do maximální možné hodnoty tlaku paliva. V tento moment se otevírá ventil a tryska vypouští palivo. Otevírací tlak může být seřízen výměnou vymežovací podložky, která je umístěna naproti stlačovací pružiny v držáku jehly. Pokud je otevírací tlak nízký, umísťuje se tenčí podložka, v opačném případě se umísťuje tlustší podložka. [5]

Test těsnosti vstřikovače je prováděn nastavením tlaku na hodnotu *20 barů* nad hodnotu otevíracího tlaku. Po dobu *10 vteřin* by neměla ze vstřikovače ukápnout žádná kapka, je však přípustné, aby se kapka utvořila v místě otvoru trysky. V případě neúspěšného testu se vyměňuje buď samotná tryska nebo celý vstřikovač. [5]



*Obr. 10 Zkušební zařízení pro vstřikovací trysky Bosch EPS 100 [10]*

### **3.2.2 ZKUŠEBNÍ STANICE**

Zkušební stanice slouží k různým typům měření vstřikovacích čerpadel či vstřikovačů. Tyto stanice mohou být rovněž univerzální a za pomoci různých nástavců a příslušenství na nich mohou být testovány jak čerpadla, tak vstřikovače.

Zkušební stanicí pro testování vstřikovacích čerpadel může být např. Motorpal NC 135. Na této zkušební stanici lze provádět například kontrolu a seřízení dodávky kontrolní kapaliny dodávané vstřikovacím čerpadlem, kontrolu přesunutí vstřiku automatickým přesuvníkem vstřiku pomocí stroboskopu, seřízení přetlakového a podtlakového korektoru vstřikovacích soustav a dále. [11]





Obr. 11 Zkušební stanice Motorpal NC 135 [11]

Tab. 5 Technické údaje zkušební stanice Motorpal NC 135 [11]

Napájecí napětí, frekvence	3 x 400/220 V; 50 Hz
Výkon motoru	8,5 kW
Otáčky náhonového hřídele v obou směrech otáčení	50 - 4000 min <sup>-1</sup>
Smysl otáčení	vlevo/vpravo
Otáčkoměr	0 - 9999 min <sup>-1</sup>
Počítání zdvihů	1 - 9999 min <sup>-1</sup>
Výška osy lamelové stojky od pracovní desky stolu	128 mm
Počet měřících sekcí	12
Objem odměrek	40 cm <sup>3</sup>
Objem nádrže kontrolní kapaliny	45 l
Výkon elektrického topení	2 kW
Chlazení	vodní - průtočné
Udržování nastavené teploty paliva	± 1 °C
Regulace teploty paliva	20 - 50 °C
Osvětlení zkušební stanice	220 V / 20 W    24 V / 10 A
Zdroj pro přídavný elektromagnet	12 V / 4 A
Zdroj pro spínač motorové brzdy	5 V
Celkový příkon	13 kW
Rozlišování schopností kruhování	dynamicky 0,2°    staticky 0,1°
Elektrické krytí	IP 54
Hmotnost zkušební stanice	
- bez kontrolní kapaliny	700 kg
- s kontrolní kapalinou	750 kg

Pro testování vstřikovačů lze použít například zkušebnu vstřikovačů Bosch EPS 200. Tato zkušebna je navržena pro testování UI-trysek, držáků trysek s jednou nebo dvěma pružinami či pro testování Common Rail injektorů. Injektory je možno přezkoušet na bázi měření dávek v režimech předvstřík, volnoběh i plné zatížení. Zkušebna slouží také pro přezkoušení těsnosti vstřikovače, přezkoušení těsnosti sedla, elektrické přezkoušení vrzání a pro měření otevíracích tlaků trysky. [10]



Obr. 12 Zkušebna vstřikovačů Bosch EPS 200 [10]

Univerzální testovací stanicí pro testování jak vstřikovacích čerpadel, tak vstřikovačů samotných, je například Hartridge AVM2-PC. Její výhodou je možnost rychlé přestavby a intuitivní pracovní prostředí. Stanice je navržena pro testování všech řadových, rotačních a Common Rail čerpadel pro až dvanáctiválcové motory a také pro testování všech UIS, UPS a Common Rail vstřikovačů. [12]

Motor s výkonem 15 kW pracuje v rozmezí otáček 30 až 4000  $l.min^{-1}$ . Obsluha stanice je prováděna skrze zabudovaný počítač. Univerzálnost testovací stanice je zajištěna širokou škálou příslušenství. [12]



*Obr. 13 Zkušební stanice Hartridge AVM2-PC [14]*

Testování systémů sdružených vstřikovacích jednotek a sdružených vstřikovacích systémů je prováděno na nástavbě HK1400. Na této nástavbě je možno testovat širokou škálu vstřikovačů díky vačce, pomocí níž lze nastavit délka zdvihu. Hlavními zkušebními funkcemi jsou měření doby odezvy, měření elektrického odporu, konfigurovatelné šířky pulzů, počítání množství vstřiků a automatická generace zkušebních limitů. [13]

## 4 ZKUŠEBNÍ STANOVIŠTĚ

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zkušební stanoviště pro palivové vstříkovací jednotky. Byla navržena možnost využití zkušební stanice Motorpal, kterou již Ústav automobilního a dopravního inženýrství disponuje. Návrh a koncepce byly tedy optimalizovány pro použití na dané stanici.

### 4.1 POPIS ZNÁMÝCH SOUČÁSTÍ ŘETĚZCE

Jak již bylo zmíněno, v rámci dílen ÚADI se nachází zkušební stanice Motorpal. Jedná se o stanici Motorpal NC 128-3208, která se používá pro zkoušení řadových a rotačních vstříkovacích čerpadel.



Obr. 14 Zkušební stanice Motorpal NC 128-3208

Zkušební stanoviště je primárně určeno ke zkoušení UIS vstříkovacích jednotek Bosch použitých v motorech Iveco Trakker C13 ENS M33 a C13 ENT M50. Tyto vstříkovací jednotky lze nalézt pod obchodním označením 0 414 701 013. [15]

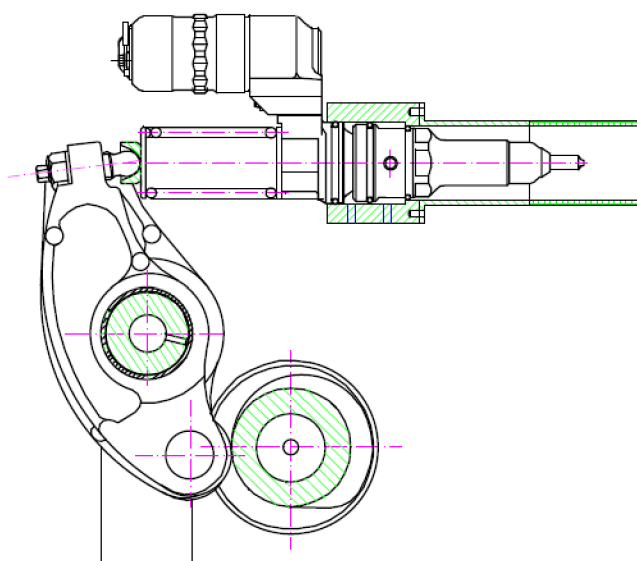


Obr. 15 UIS vstřikovací jednotka Bosch 0 414 701 013

## 4.2 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO STANOVIŠTĚ

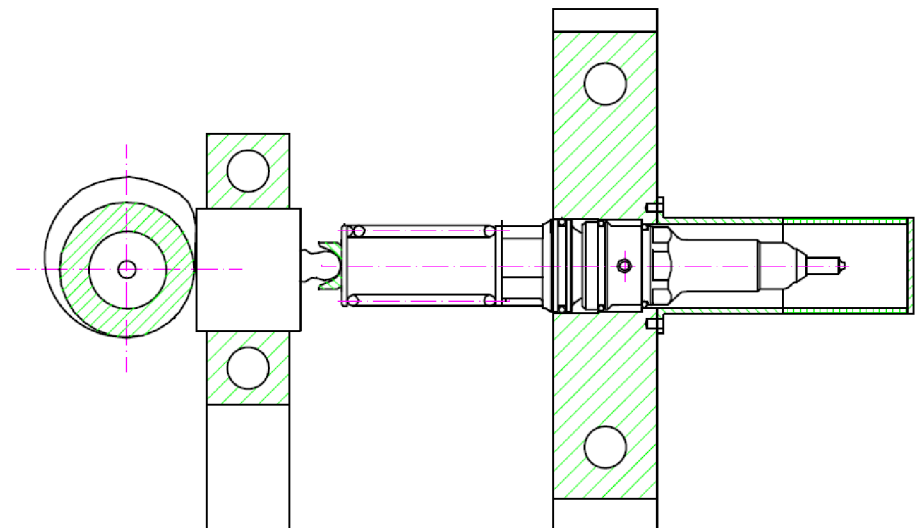
Sdružené vstřikovací jednotky vytvářejí vysoký tlak paliva ve vysokotlakém prostoru samotného vstřikovače. Za účelem vytvoření tohoto tlaku je zapotřebí stlačit píst čerpadla. U vznětových motorů používajících systém UIS se objevují dvě možnosti. První možností je stlačení pístu čerpadla vačkou přímo přes zdvihátko. Druhou možností je stlačení pístu čerpadla vačkou nepřímo přes vahadlo. Právě systém s vahadlem je použit u motorů Iveco Trakker.

Návrhy stanovišť byly vytvořeny v programu AutoCAD 2017. První varianta návrhu zahrnovala použití vačky a vahadla, jak je znázorněno na Obr.16. Tuto variantu však nebylo možno uskutečnit z důvodu možné kolize mezi upevněním vačky a upevněním vstřikovací jednotky.



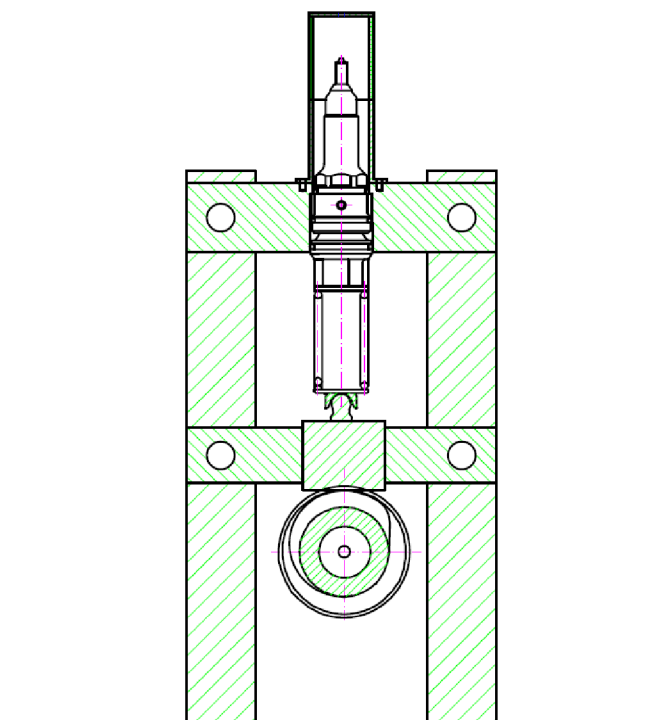
Obr. 16 Varianta 1 návrhu zkušebního zařízení

Druhá varianta návrhu zahrnovala použití vačky a translačního členu mezi vačkou a vstřikovací jednotkou, přičemž tato varianta byla umístěna horizontálně (viz. Obr.17). Použití této varianty by však nemohlo být uskutečněno z důvodu nemožného upnutí vstřikovače na pracovní desku zkušební stanice, která disponuje pouze jednou drážkou pro šrouby s T hlavou.



Obr. 17 Varianta 2 návrhu zkušebního zařízení

Třetí a finální varianta návrhu zahrnovala znovu využití vačky a translačního členu, avšak tato varianta byla seskládána vertikálně se vstřikovací jednotkou umístěnou vertikálně směrem vzhůru (Obr.18). Tato verze byla vybrána jako optimální pro další pokračování práce.



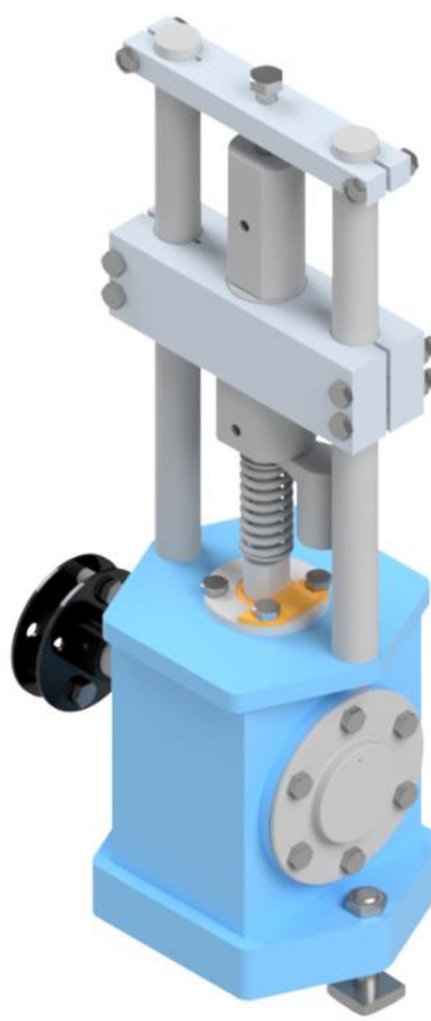
Obr. 18 Varianta 3 návrhu zkušebního zařízení

### 4.3 KONSTRUKCE ZKUŠEBNÍHO STANOVIŠTĚ

Pro modelování byl zvolen program Autodesk Inventor Professional 2018. Konstrukce byla volena s ohledem na jednoduchost výroby a cenovou dostupnost polotovarů. Sestava se skládá z vačkové skříně, translačního členu, dvou tyčí, dvou příčníků, přípravku pro upnutí vstříkovače a měřící součásti, jak je vyobrazeno na Obr. 19 a 20.



Obr. 19 Sestava zkušebního stanoviště



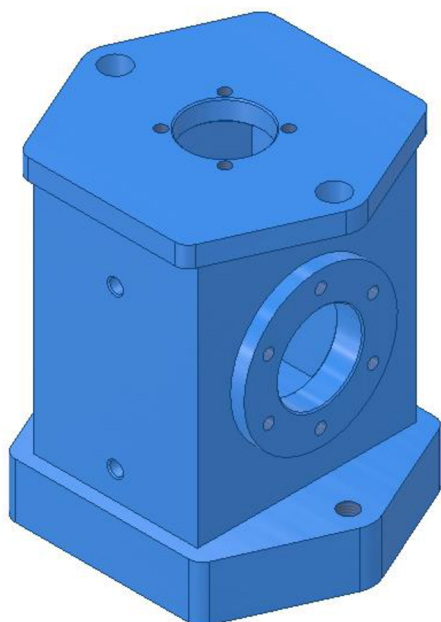
Obr. 20 Sestava zkušebního stanoviště

Profil vačkové skříně je svařen z plechů z oceli 11 375 o tloušťce 10 mm. Skříň je připevněna k pracovnímu stolu zkušební stanice pomocí dvou šroubů s T hlavou M16. Krouticí moment od zkušební stanice je přenášen přes křížovou spojku na hřídel osazeným vačkou. Hřídel je upnut ve dvou jednořadých kuželíkových ložiscích SKF 32006X. Kuželíková ložiska jsou nalisována ve víkách. Tato víka jsou ke skříni připevněna vždy šesti šrouby M10. Jedno víko je průchozí pro hřídel. Skrze otvor pro druhé neprůchozí víko se umísťuje vačka na hřídel.

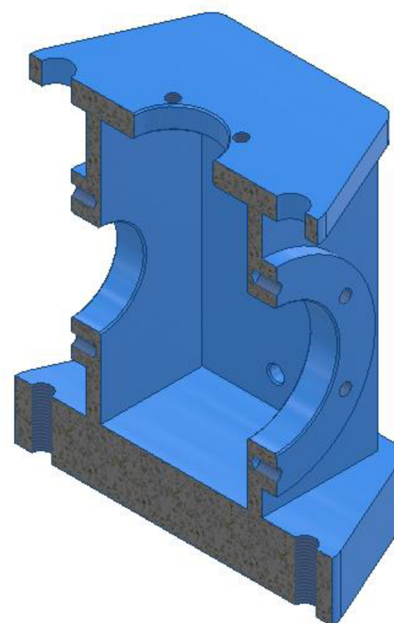


Obr. 21 Kuželikové ložisko SKF 32006X

Kontakt vačky s translačním členem musí být mazán, proto je skříň částečně zaplavena olejem. Pro kontrolu množství oleje a jeho případné doplnění jsou ve skříni dva otvory, mezi nimiž se nachází transparentní gumová hadička sloužící jako měřka oleje.



Obr. 22 ISO pohled na vačkovou skříň

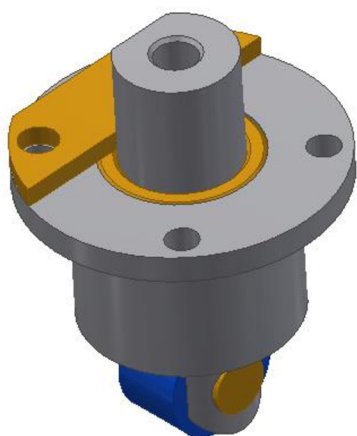


Obr. 23 Řez vačkovou skříňí

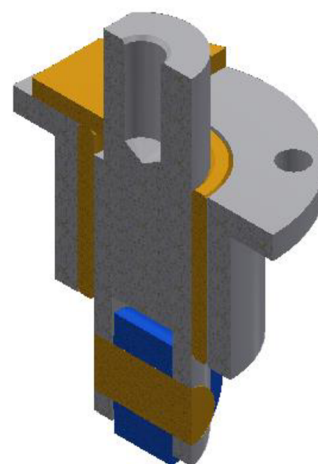


Na vrchní podstavě lze nalézt dva otvory, pomocí nichž jsou vystředěny tyče o celkové délce  $412\text{ mm}$ , které slouží k upnutí příčníků. Tyče jsou k podstavě přišroubovány šrouby s šestihrannou hlavou se závitem k hlavě M14. Třetím otvorem, umístěným uprostřed, se pohybuje translační člen, prostřednictvím něhož vačka stlačuje píst čerpadla.

Translační člen je součástí, skládající se z několika dílů. Rolna, která je v přímém kontaktu s vačkou, je čepem připevněna ke zdvihátku. Zdvihátko se pohybuje v axiálním bronzovém ložisku, které je nalisováno do trubky s přírubou. Translační člen je k vačkové skříni připevněn čtyřmi šrouby s šestihrannou hlavou se závitem k hlavě M10. Dva z těchto šroubů taktéž slouží k připevnění příložky k přírubě. Příložka slouží k zamezení rotace zdvihátka v rámci translačního členu.

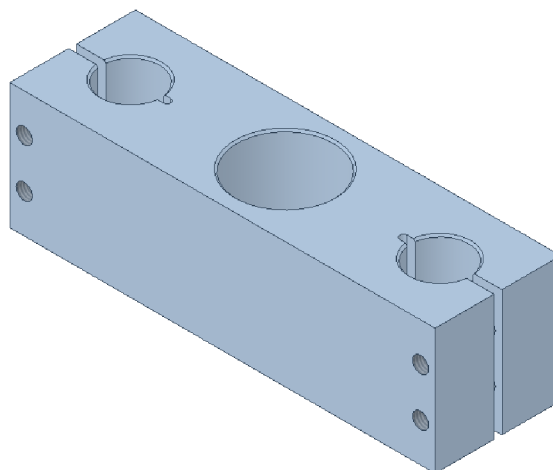


Obr. 24 ISO pohled na translační člen

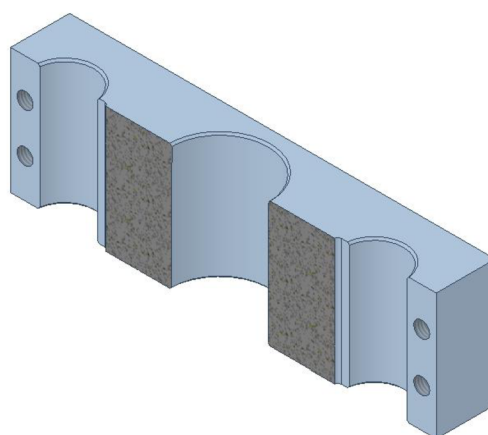


Obr. 25 Řez translačním členem

Spodní příčník je k tyčím připevněn svěrným spojem za pomoci čtyř šroubů s šestihrannou hlavou se závitem k hlavě M10. Do příčníku je vložen upínací přípravek vstříkovače.

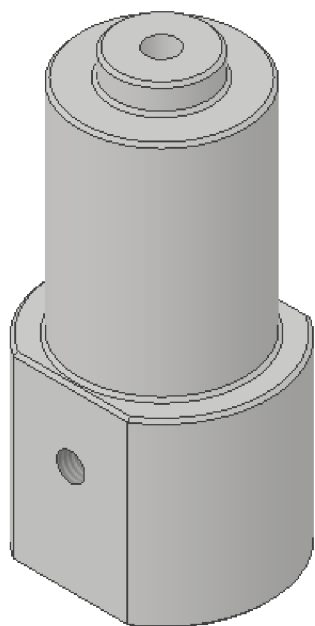


*Obr. 26 ISO pohled na spodní příčník*

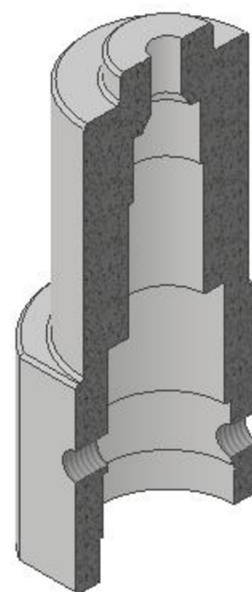


*Obr. 27 Řez spodním příčníkem*

Upínací přípravek je opatřen dvěma dírami se závity M10 pro vložení šroubení s vnějšími závity. Tato šroubení slouží k připojení tlakových hadic pro přívod a odvod paliva do a ze vstříkovací jednotky.

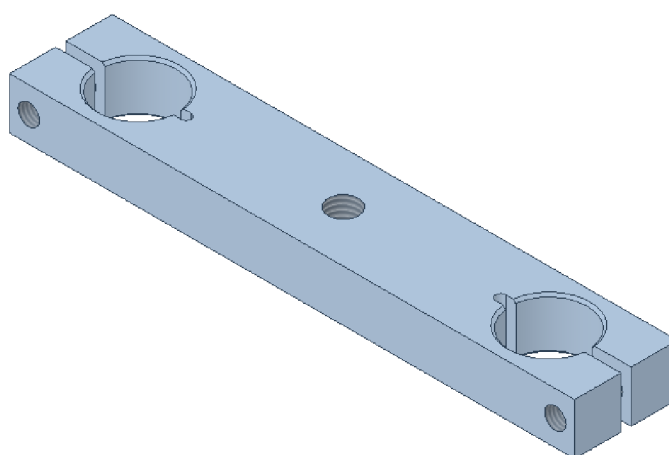


*Obr. 28 ISO pohled na upínací  
přípravek vstřikovače*

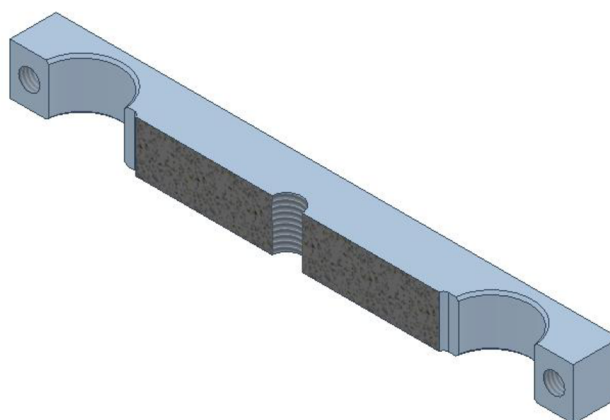


*Obr. 29 Řez upínacím přípravkem  
vstřikovače*

Vrchní příčník je k tyčím připevněn také svěrným spojem a dvěma šrouby s šestihlannou hlavou se závitem k hlavě M10. Do příčníku je dále zašroubován šroub s šestihlannou hlavou se závitem k hlavě M14. Tento šroub slouží k zajištění pohybu měřicí součásti. Ze spodní strany je měřicí součást vystředěna pomocí díry a nasunuta na upínací přípravek vstřikovače.



*Obr. 30 ISO pohled na vrchní příčník*



Obr. 31 Řez vrchním příčnickem

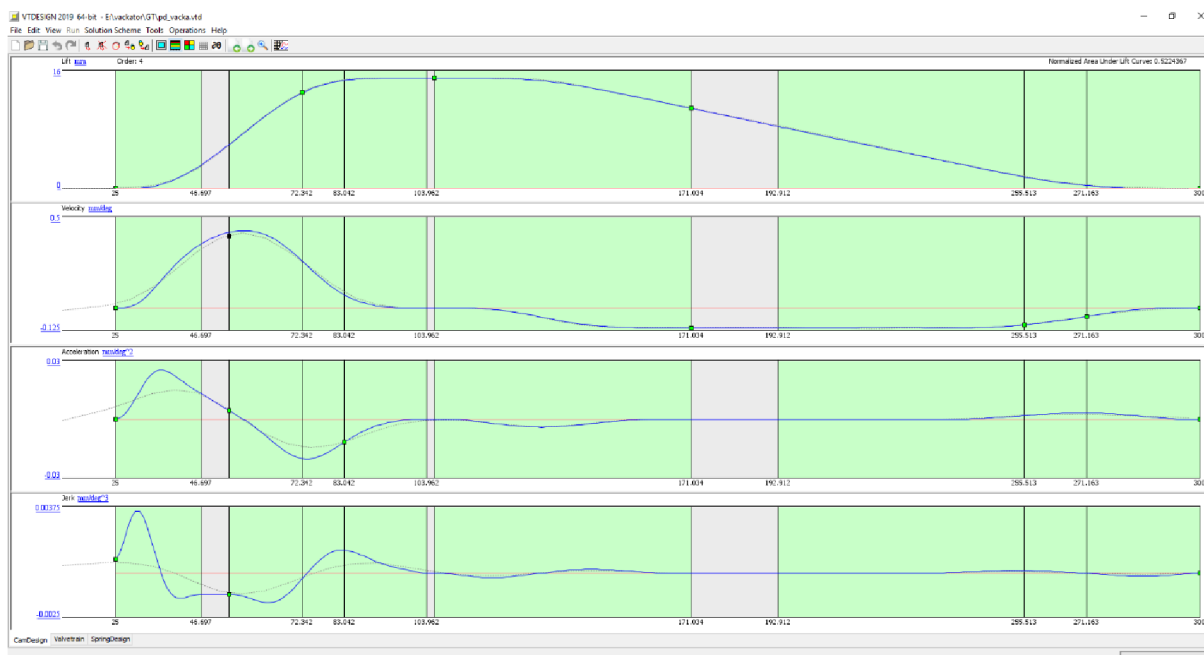
#### 4.4 ANALÝZA TVARU VAČKY

Vzhledem k faktu, že v hlavě válců se zdvih vačky promítá na vstříkovací jednotku přes vahadlo a zkušební stanoviště využívá pohybu translačního členu, bylo nutné tvar vačky předefinovat tak, aby zdvih mechanismu s translačním členem korespondoval se zdvihem mechanismu užitého v hlavě válců. Nejprve tedy bylo nutné získat křivku zdvihu vačky použité v motoru Iveco. Tato křivka byla získána měřením na samotném motoru. Bylo otáčeno klikovým hřídelem a bylo změřeno stlačení pružiny na vstříkovací jednotce.

Tato data byla vložena do modulu Valve Train Design, který je součástí balíčku GT Suite. Vzhledem k nepřesnostem měření a počtu změřených bodů bylo potřeba vytvořenou křivku vyhladit za pomoci definujících bodů. Zároveň byl zadán poloměr základní kružnice vačky. Tento program byl použit z důvodu nemožnosti vyhlazení křivek v programu Lotus Concept Valve Train.

Tab. 6 Maximální absolutní hodnoty kinematických parametrů vačky

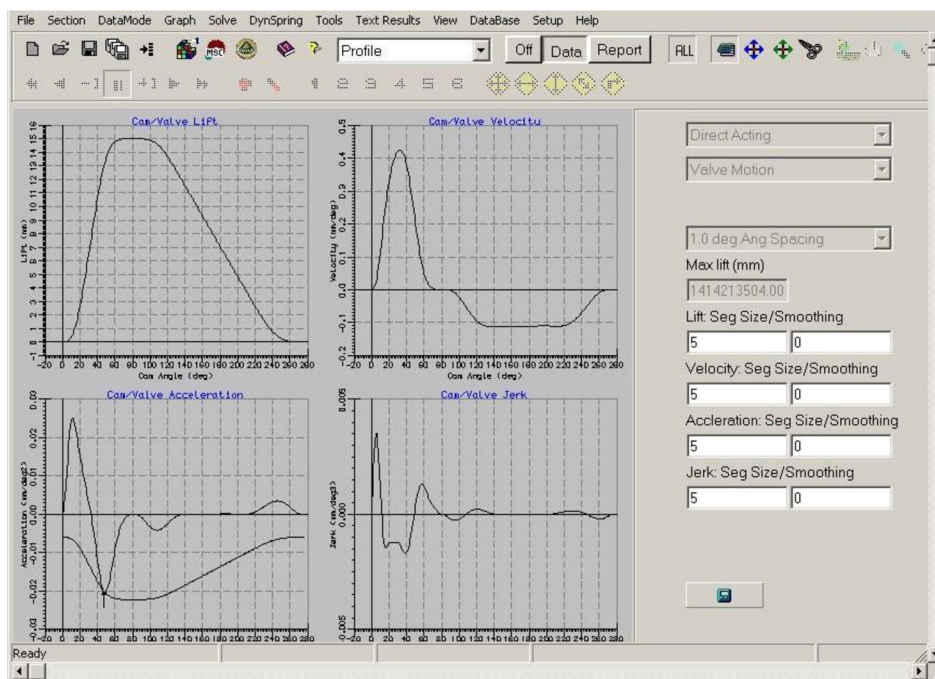
Parametr	Maximální absolutní hodnota	Úhel natočení vačkového hřídele [°]
Zdvih [mm]	15	103
Rychlost [mm.deg <sup>-1</sup> ]	0,424	57
Zrychlení [mm.deg <sup>-2</sup> ]	0,025	36
Jerk [mm.deg <sup>-3</sup> ]	0,003 5	30



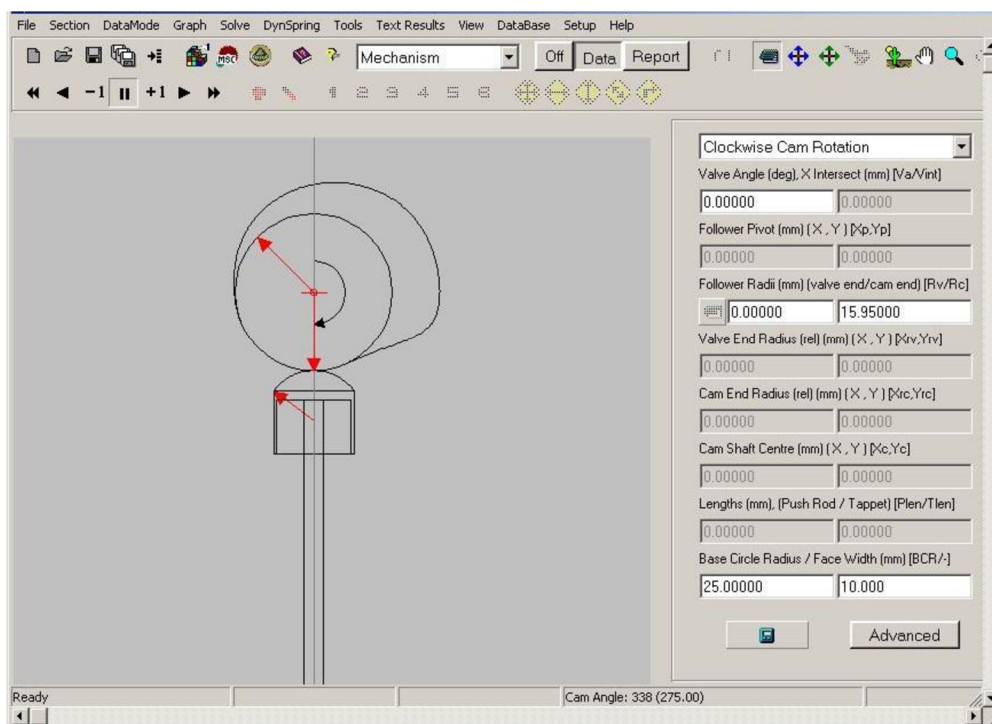
Obr. 32 Vytvořené křivky v programu Valve Train Design

Na Obr. 32 lze vidět vytvořené křivky v prostředí programu Valve Train Design. Jedná se o závislost zdvihu vačky na natočení vačkového hřídele, závislost rychlosti na natočení vačkového hřídele, závislost zrychlení na natočení vačkového hřídele, a nakonec závislost jerku na natočení vačkového hřídele.

Profily křivek byly následně exportovány do programu Lotus Concept Valve Train, ve kterém byl vygenerován mechanismus a tvar vačky.



Obr. 33 Profily křivek vačky v programu Lotus Concept Valve Train



Obr. 34 Vygenerovaný mechanismus v programu Lotus Concept Valve Train

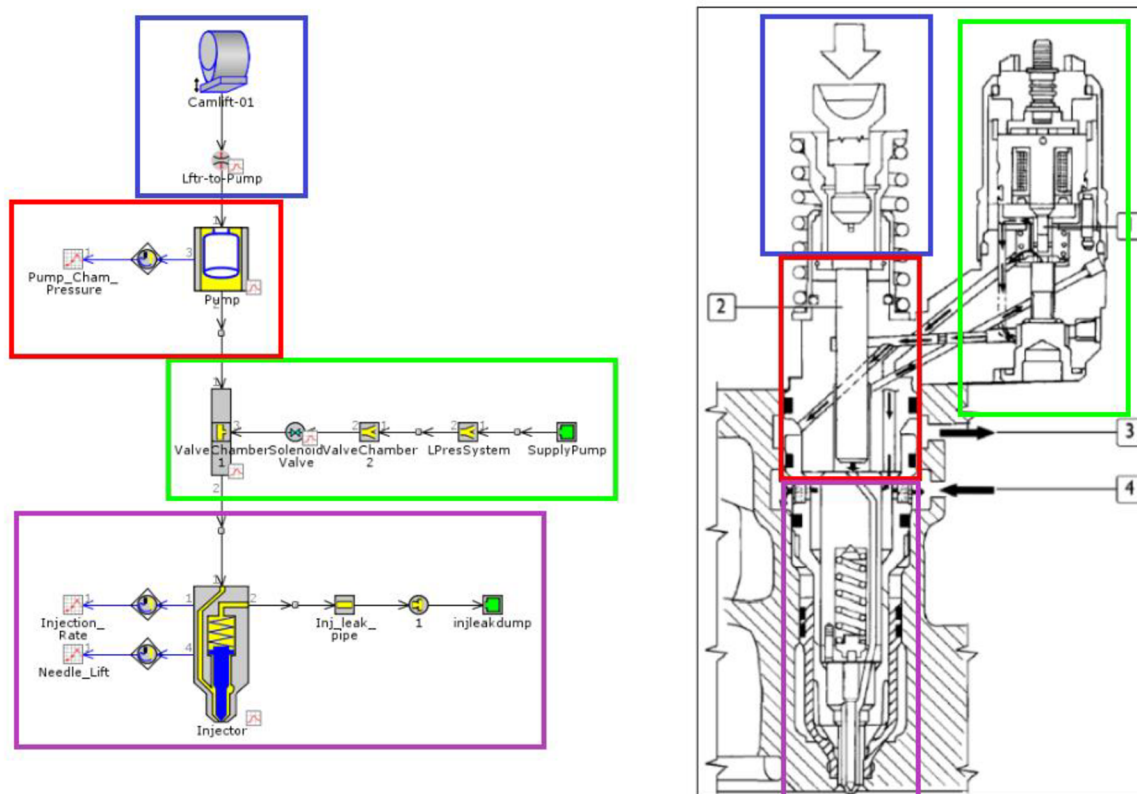
Souřadnice vygenerovaného tvaru vačky byly následně vloženy do programu Autodesk Inventor a byl vytvořen model vačky.

## 5 VÝPOČETNÍ MODEL GT SUITE

V programu GT Suite byl vytvořen matematický model sružené vstřikovací jednotky. V rámci analýzy bylo vytvořeno více simulací pro různé zatížení vstřikovací jednotky. Tento model může v budoucnu posloužit pro porovnání výsledků simulace a reálně naměřených výsledků na zkušebním stanovišti.

### 5.1 POPIS MATEMATICKÉHO MODELU

Pracovní plocha je prostor, na který se umísťují jednotlivé prvky, které se nazývají šablonami. Poskládáním těchto šablon a jejich následným propojením vznikl daný model, viz Obr.35.



Obr. 35 Model vstřikovací jednotky v programu GT Suite

Pro jednodušší orientaci byl k modelu připojen řez sruženou vstřikovací jednotkou Bosch a jednotlivé příslušné části barevně zvýrazněny. Modře zvýrazněná část značí prostor styku vačky s pístem čerpadla. Do šablony Camlift\_01 byl vložen průběh zdvihu vačky v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele. Červeně zvýrazněnou oblastí je oblast pístu čerpadla a vysokotlakého prostoru vstřikovací jednotky. Zelená oblast značí elektromagnetický ventil a konečně fialově zvýrazněná část značí prostor trysky vstřikovací jednotky.

Na pracovní plochu lze dále umisťovat tzv. senzory. Tyto prvky slouží pro zjištění hodnot námi zvolených parametrů a pro jejich následné zobrazení v grafu. Zobrazení veličin bylo zvoleno v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele.



*Obr. 36 Rozložená sdrúžená vstřikovací jednotka Bosch*



*Obr. 37 Rozložená tryska sdrúžené vstřikovací jednotky Bosch*

## 5.2 ZADÁNÍ PARAMETRŮ

Do matematického modelu byla třeba zadat široká škála různých parametrů vstřikovací jednotky. Některé z parametrů bylo možno změřit, ať už se jednalo o různé rozměrové parametry či hmotnostní parametry, některé však změřit nebylo možno. Z tohoto důvodu bylo provedeno externí testování vstřikovací jednotky v Bosch Service Brno na zkušební stanici Hartridge AVM2-PC. Následně bylo možno optimalizovat model tak, aby výsledky simulace byly srovnatelné s výsledky měření.

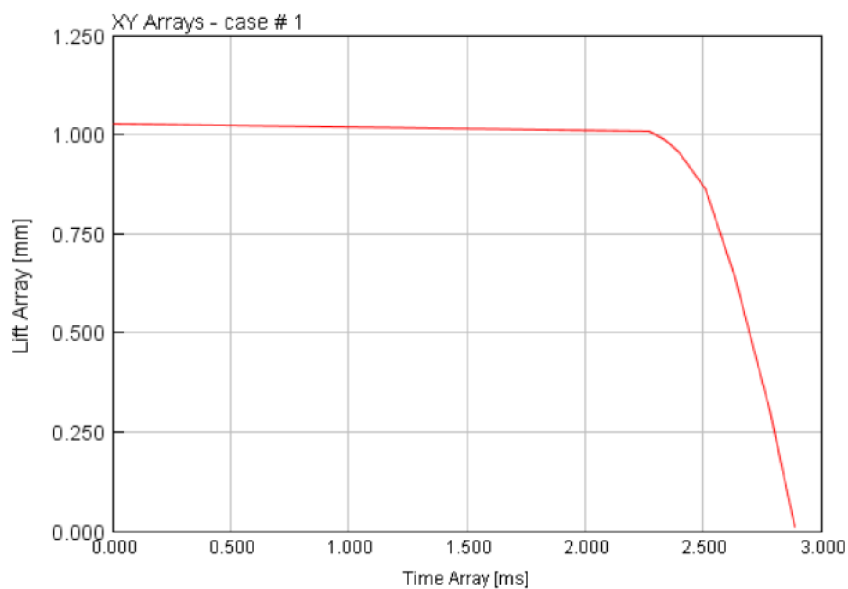
Jak již bylo avizováno, šablona Camlift\_01 obsahuje profil zdvihu vačky v závislosti na natočení vačkového hřídele. Šablona Pump obsahuje parametry spojené s pístem čerpadla a vysokotlakým prostorem vstřikovací jednotky, viz. Tab.7.



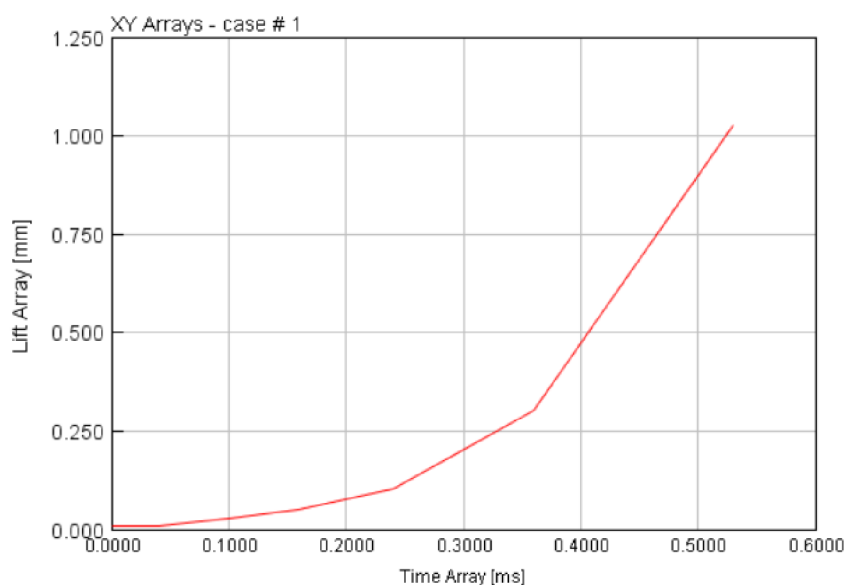
Tab. 7 Vybrané zadávané parametry do šablony Pump

Objem vysokotlakého prostoru [mm <sup>3</sup> ]	1402
Průměr pístu čerpadla [mm]	9,96
Hmotnost pístu čerpadla [g]	89,3
Hmotnost pružiny a misky pístu [g]	228,1
Hmotnost pohyblivých částí čerpadla [g]	203,35
Tuhost pružiny [N.m <sup>-1</sup> ]	65 000
Předpětí pružiny [N]	280
Součinitel tlumení [N.s.m <sup>-1</sup> ]	150

V šabloně Solenoid Valve bylo upřesněno chování elektromagnetického ventilu. Jelikož se jehla ventilu v reálném prostředí nezavírá a neotevírá skokově a tedy okamžitě, nýbrž s jistou prodlevou, musela být tato prodleva definována taktéž v matematickém modelu.



Obr. 38 Graf průběhu prodlevy uzavírání jehly elektromagnetického ventilu



Obr. 39 Graf průběhu prodlevy otevírání jehly elektromagnetického ventilu

Šablona Injector obsahuje parametry týkající se trysky vstřikovací jednotky, viz. Tab.8.

Tab. 8 Vybrané zadávané parametry do šablony Injector

Počet otvorů trysky [-]	8
Průměr otvorů trysky [mm]	0,18
Výtokový součinitel otvorů trysky [-]	0,8
Tloušťka stěny trysky [mm]	1,5
Hmotnost pohyblivých částí trysky [g]	3,2
Průměr sedla jehly trysky [mm]	2,3
Maximální zdvih jehly trysky [mm]	0,25
Objem palivového vedení [mm <sup>3</sup> ]	180
Délka palivového vedení v držáku trysky [mm]	60

Pro spuštění simulace bylo potřeba zadat okrajové podmínky simulace v rámci Case Setup. Pro odpovídající srovnání byly zadány podmínky simulace podobné reálnému měření vstřikovací jednotky na stanici Hartridge. Case 1 odpovídá režimu odvzdušnění, Case 2 odpovídá režimu volnoběhu, Case 3 znázorňuje motor ve stavu maximálního krouticího momentu a Case 4 znázorňuje motor pracující v režimu maximálního výkonu.

Case 5 byl vytvořen pro zjištění chování vstřikovací jednotky ve stavu stálého otevření jehly elektromagnetického ventilu. Dané okrajové podmínky jsou znázorněny v Tab.9.

Tab. 9 Case Setup simulací

Parametr	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Rychlost otáčení vačkového hřídele [ $l \cdot \text{min}^{-1}$ ]	300	275	650	1 050	300
Moment uzavírání jehly elektromagnetického ventilu v závislosti na natočení vačkového hřídele [ $^{\circ}$ ]	41,65	41,65	35,65	35,65	350
Moment otevírání jehly elektromagnetického ventilu v závislosti na natočení vačkového hřídele [ $^{\circ}$ ]	55,65	50,65	63,1	71	350
Tlak přiváděného paliva [bar]	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3
Teplota přiváděného paliva [ $^{\circ}\text{C}$ ]	40	40	40	40	40

### 5.3 VÝSLEDKY SIMULACÍ

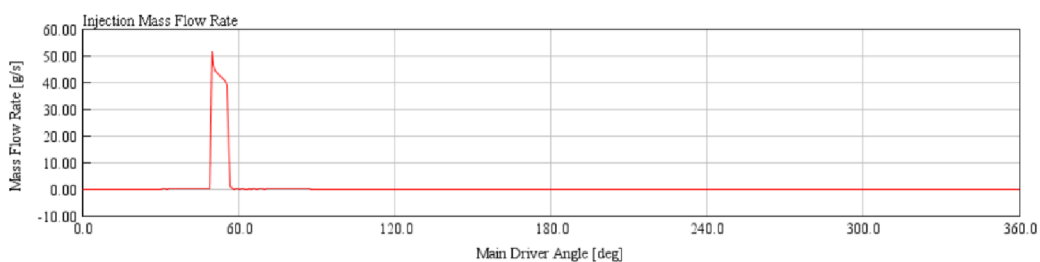
Jak bylo zmiňováno, výsledky simulací byly srovnávány s reálně naměřenými hodnotami ze zkušební stanice Hartridge. Tyto výsledky lze nalézt v Tab.10. Program GT Suite však nevypočítává objem vstřikovaného paliva, proto bylo nutné vypočtenou hmotnost vstřikovaného paliva vynásobit vypočtenou průměrnou hustotou paliva. Dále program GT Suite neumožňuje výpočet vstřikovacího tlaku, proto jako náhrada byla zvolena maximální hodnota tlaku paliva ve vedení paliva tryskou vstřikovací jednotky.

Tab. 10 Naměřené hodnoty na zkušební stanici Hartridge AVM2-PC

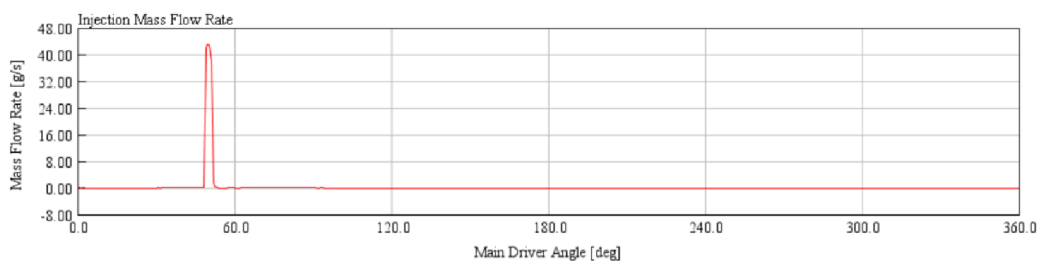
Parametr	Odvzdušnění	Volnoběh	Max moment	Max výkon
Objem vstřikovaného paliva za otáčku vačkového hřídele [ $\text{mm}^3$ ]	195,5	49,3	359,8	253,4
Vstřikovací tlak [bar]	658	448	1 480	1 270



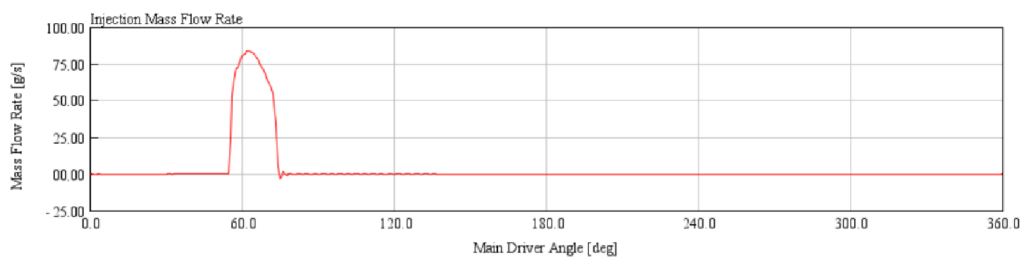
Na následujících grafech lze pozorovat průběhy hmotnostních toků vstřikovaného paliva v závislosti na natočení vačkového hřídele. Tyto závislosti jsou znázorněny na Obr.41 až 45.



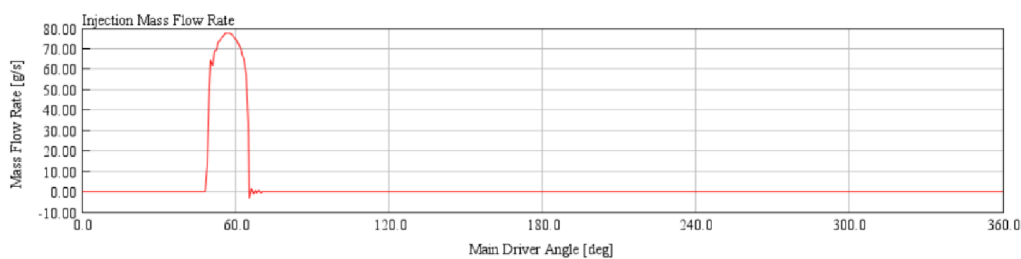
Obr. 41 Průběh hmotnostního toku vstřikovaného paliva, Case 1



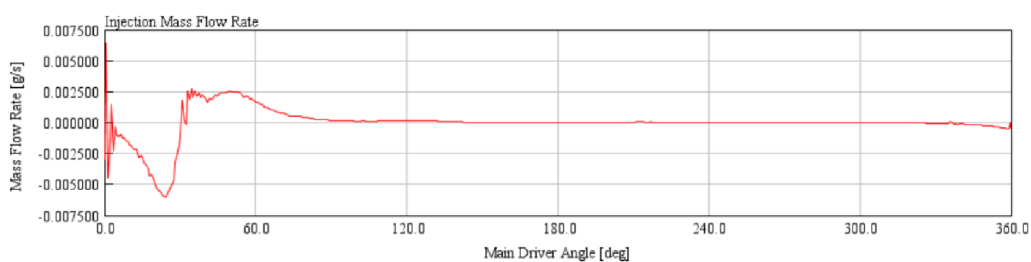
Obr. 42 Průběh hmotnostního toku vstřikovaného paliva, Case 2



Obr. 43 Průběh hmotnostního toku vstřikovaného paliva, Case 3



Obr. 44 Průběh hmotnostního toku vstřikovaného paliva, Case 4



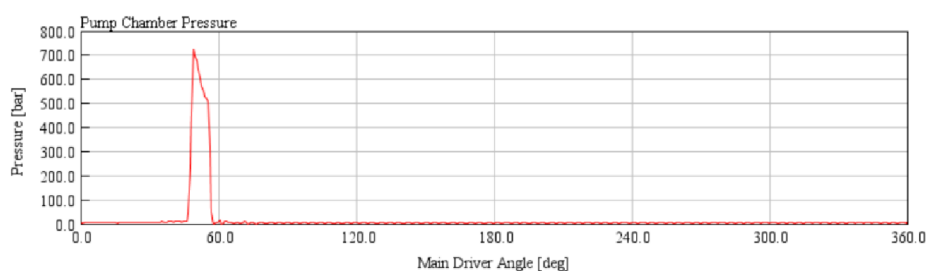
Obr. 45 Průběh hmotnostního toku vstřikovaného paliva, Case 5

Průběh hmotnostního toku v režimu stálého otevření jehly elektromagnetického ventilu na Obr.45 jasně vyjadřuje chybu výpočtu, proto nejsou výsledky z tohoto režimu prezentovány v Tab.12.

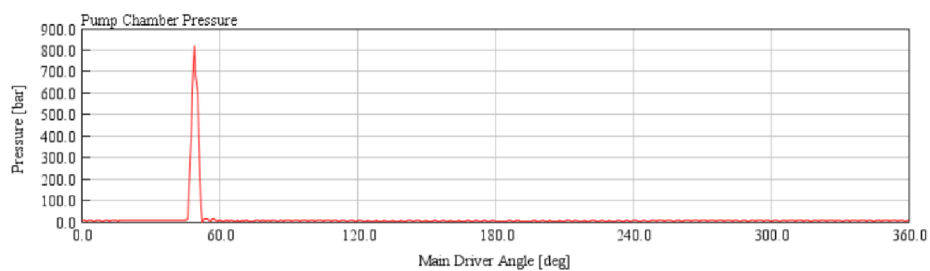
Tab. 12 Maximální hodnoty hmotnostního toku vstřikovaného paliva v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele

Parametr	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Maximální hodnota hmotnostního toku vstřikovaného paliva [ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	51,6	43	77,9	83,9
Úhel natočení vačkového hřídele [ $^{\circ}$ ]	49,7	49,7	56,9	62,7

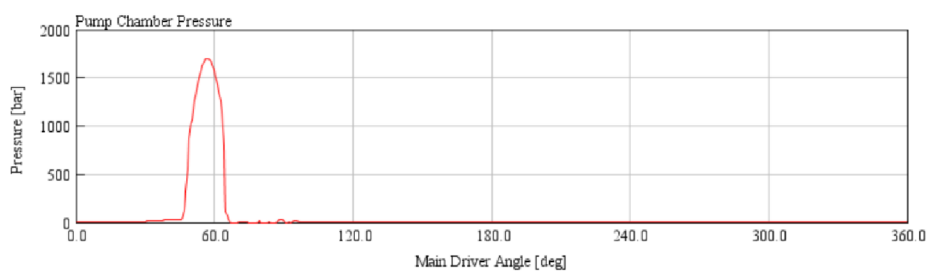
Pomocí senzoru Pump\_Cham\_Pressure byly zjištěny průběhy tlaků ve vysokotlakém prostoru vstřikovací jednotky. Na Obr.46 až 50 lze nalézt tyto průběhy v závislosti na natočení vačkového hřídele.



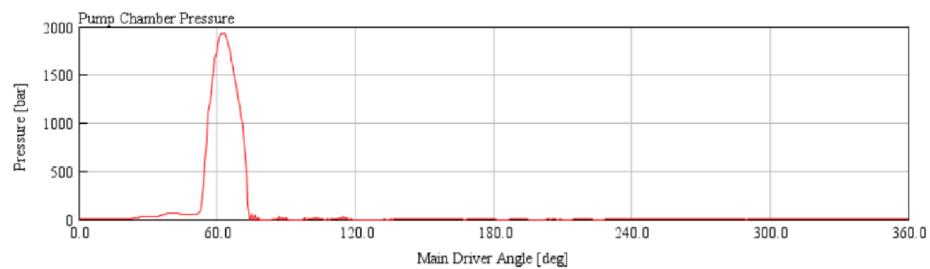
Obr. 46 Průběh tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru, Case 1



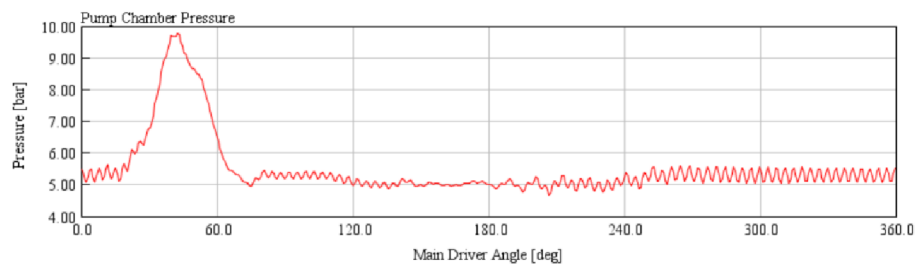
Obr. 47 Průběh tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru, Case 2



Obr. 48 Průběh tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru, Case 3



Obr. 49 Průběh tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru, Case 4



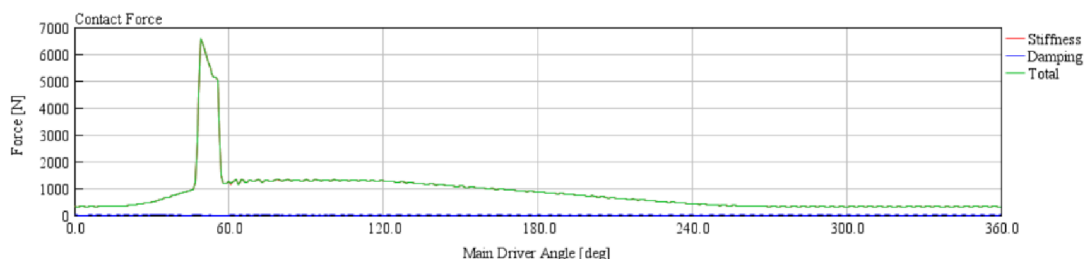
Obr. 50 Průběh tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru, Case 5

Tab. 13 Maximální hodnoty tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele

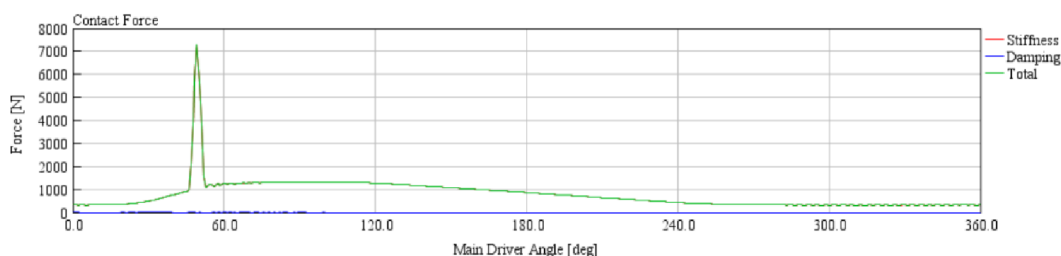
Parametr	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Maximální hodnota tlaku paliva ve vysokotlakém prostoru [bar]	841	830	1705	1940	10
Úhel natočení vačkového hřídele [°]	49	49	56,9	62,7	42,5

Výsledné maximální hodnoty, uvedené v Tab.13, korespondují s maximálními hodnotami tlaku paliva ve vysokotlakém vedení. Zajímavý je průběh grafu v případě Case 1, jelikož maximální hodnota vykreslená v grafu je o 100 bar nižší než maximální hodnota uvedená v tabulce. Toto může být způsobeno skokovým nárůstem tlaku spolu s nízkým počtem vykreslených bodů v grafu.

Důležitou hodnotou, která byla potřebná pro kontrolní výpočty, byl průběh a velikost síly, jež se nachází v kontaktu translačního členu s pístem čerpadla. Tato hodnota a průběh kontaktní síly byly zjištěny pomocí senzoru Lftr-to-Pump. Průběhy jsou zobrazeny na Obr. 51 až 55.

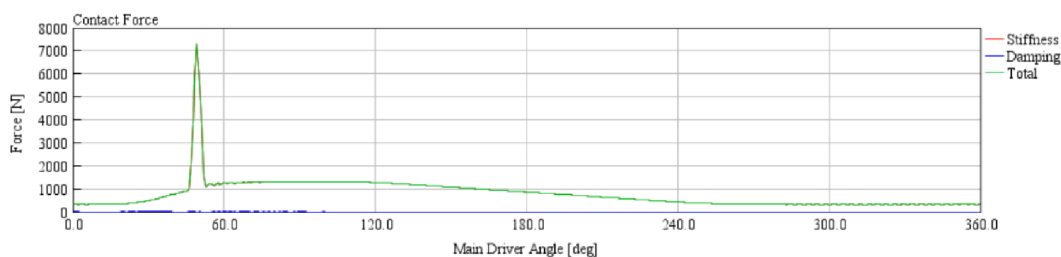


Obr. 51 Průběh kontaktní síly, Case 1

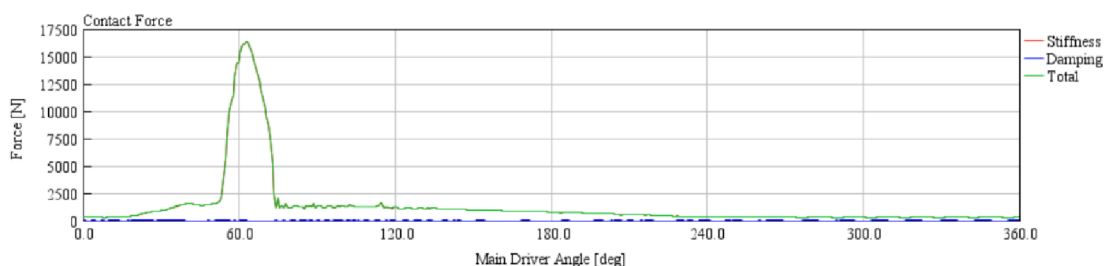


Obr. 52 Průběh kontaktní síly, Case 2

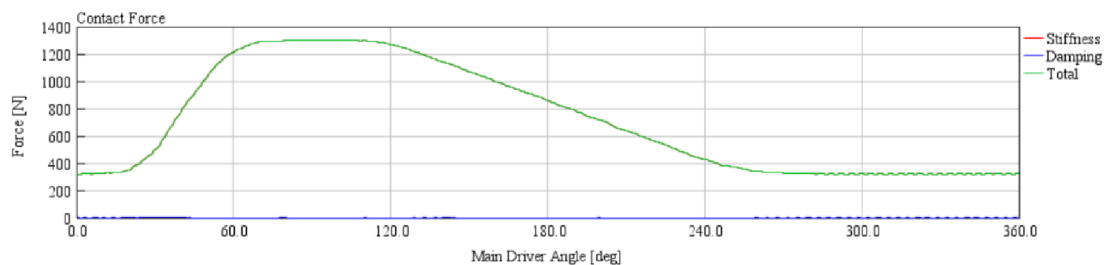




Obr. 53 Průběh kontaktní síly, Case 3



Obr. 54 Průběh kontaktní síly, Case 4



Obr. 55 Průběh kontaktní síly, Case 5

V Tab.14 lze nalézt maximální hodnoty kontaktních sil v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele. Maximální hodnota 16 381 N, naměřená při Case 4, byla použita pro následné kontrolní pevnostní výpočty a analýzy. Znovu je zajímavé pozorovat rozdíl v grafické a tabulkové hodnotě při Case 1. Důvod tohoto rozdílu může být stejný, jako v předchozím případě.

Tab. 14 Maximální hodnoty kontaktních sil v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele

Parametr	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Maximální hodnota kontaktní síly [N]	7 572	7 471	14 458	16 381	1 300
Úhel natočení vačkového hřídele [°]	49	49	56,9	63,4	91,5

## 6 KONTROLNÍ VÝPOČTY ZKUŠEBNÍHO STANOVISŤE

V této kapitole bylo provedeno několik kontrolních výpočtů a analýz pro zjištění, zda dané komponenty budou pevnostně vyhovovat silám a napětím od vstřikovací jednotky při jejím testování. Hodnoty a průběhy sil byly zjištěny z vytvořeného výpočetního modelu vstřikovací jednotky v programu GT Suite. Tyto hodnoty byly následně použity do matematických výpočtů a do pevnostní analýzy napjatosti.

### 6.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ HNACÍHO HŘÍDELE

Vzdálenost kuželíkových ložisek na hřídeli je rovna  $116 \text{ mm}$ . Působení zatěžující síly na vačku je ve vzdálenosti  $58 \text{ mm}$  od ložisek čili v polovině hřídele. Průměr hřídele je roven  $36 \text{ mm}$  a zatěžující síla na vačku je rovna hodnotě  $16\,381 \text{ N}$ . Dle následujících vzorců bylo vypočteno napětí v ohybu  $\sigma_o$ .

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32}, \quad (1)$$

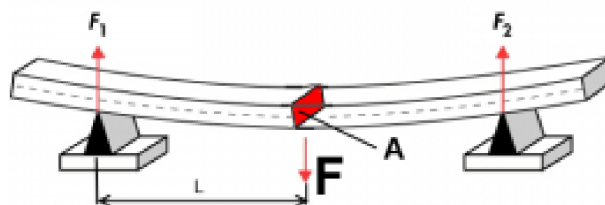
kde  $d_h$  je průměr hřídele.

$$M_o = \frac{F_a \cdot x}{2}, \quad (2)$$

kde  $F_a$  je zatěžující axiální síla na vačku a  $x$  je vzdálenost působíště síly od ložiska

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}, \quad (3)$$

Výsledné napětí v ohybu  $\sigma_o$  je rovno hodnotě  $103,7 \text{ MPa}$ . Při použití nelegované oceli obvyklých jakostí  $E360 (11\,700)$ , její dovolené napětí v ohybu pro míjivý cyklus  $\sigma_{Do}$  je rovno rozmezí hodnot  $150\text{--}220 \text{ MPa}$ , je hodnota bezpečnosti zaručeně vyšší než 1.



Obr. 56 Zjednodušené schéma počítaného problému [17]

## 6.2 VÝPOČET ÚNAVOVÉ PEVNOSTI HNACÍHO HŘÍDELE

Jak bylo vypočítáno v minulé podkapitole, napětí v ohybu  $\sigma_o$  je rovno hodnotě  $103,7 \text{ MPa}$ . Vzhledem k tomu, že se jedná o cyklické zatěžování, bylo potřeba hřídel podrobit výpočtu pro počet cyklů do porušení.

V důsledku rotačního charakteru je hřídel zatěžován proměnlivým namáháním. Z charakteru pohybu lze říci, že hřídel je namáhán mívivým harmonickým cyklem. Pro mívivý cyklus platí, že hodnota amplitudy napětí  $\sigma_a$  je totožná s hodnotou středního napětí  $\sigma_m$ . Tyto hodnoty napětí jsou rovny hodnotě napětí v ohybu  $\sigma_o$ . [21]

Zvoleným materiálem hnacího hřídele je ocel  $E360 (11\ 700)$  pro níž platí hodnota minimální meze pevnosti v tahu  $R_m = 670 \text{ MPa}$ . Dále bylo třeba určit hodnotu součinitele  $f$ , což je číslo vyjadřující poměr  $(\sigma_N)_{10^3 \text{ cyklů}}$  a  $R_m$ . Ze zkušenosti se nejčastěji volí hodnota součinitele  $f = 0,9$ . [21]

Korigovaná mez únavy  $\sigma'_C$  byla určena z následujícího vztahu [21]:

$$\sigma'_C = 0,504 \cdot R_m \quad (4)$$

Následně byly určeny konstanty  $a_k$ ,  $b_k$ , což jsou konstanty definované body o souřadnicích  $[10^3; (\sigma_N)_{10^3}]$  a  $[10^6; \sigma_C]$ , přičemž  $(\sigma_N)_{10^3} = fR_m$ . Tyto konstanty byly určeny z následujících rovnic [21]:

$$a_k = \frac{(f \cdot R_m)^2}{\sigma'_C}, \quad (5)$$

$$b_k = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f \cdot R_m}{\sigma'_C} \right). \quad (6)$$

Pro výpočet počtu cyklů do porušení součásti  $N$  bylo vybráno modifikované Goodmanovo kritérium. K celkovému řešení nás přivedly následující vztahy [21]:

$$\sigma_{AN} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}}, \quad (7)$$

$$2N = \left( \frac{\sigma_{AN}}{a_k} \right)^{1/b_k}. \quad (8)$$

Celkový počet cyklů do porušení součásti  $N$  byl stanoven na hodnotu  $8,8 \cdot 10^{10}$  cyklů.

### 6.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ SVĚRNÉHO SPOJE

Příčnick, do nějž je vložena vstřikovací jednotka v upínacím přípravku, je pro zamezení pohybu přichycen k tyčím pomocí svěrného spoje se čtyřmi šrouby. Kontrolní výpočet zahrnuje výpočet dotykového tlaku  $p_D$  a síly připadající na jeden šroub  $F_s$ . [18]

$$p_D = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot T}{\pi \cdot d_t^2 \cdot L \cdot \vartheta}\right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d_t \cdot L \cdot \vartheta}\right)^2}, \quad (9)$$

kde  $k_s$  je zabezpečení vůči skluzu,  $T$  je působící kroutící moment,  $d_t$  je průměr tyče,  $L$  je délka náboje,  $\vartheta$  je součinitel sevření a  $F_a$  je zatěžující axiální síla. V našem případě je působící kroutící moment  $T$  roven nule, jelikož tyč se nijak neotáčí.

Hodnota součinitele sevření  $\vartheta$  byla stanovena z následující tabulky:

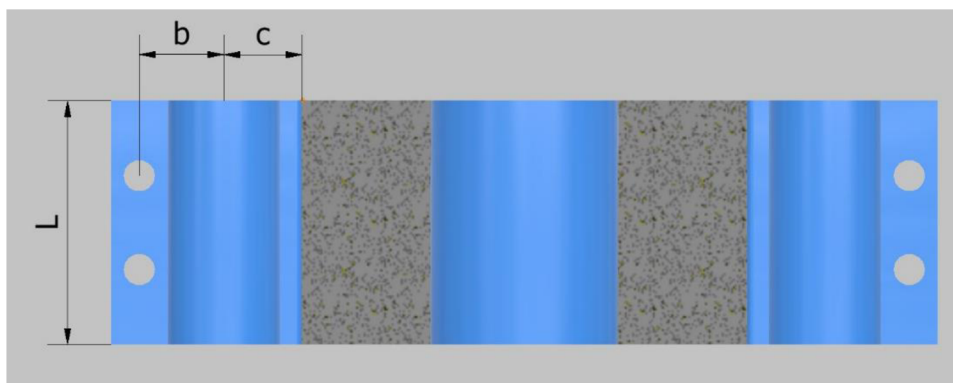
Tab. 15 Hodnoty součinitele sevření  $\vartheta$  [19]

Dvojice materiálů	Součinitel sevření $\vartheta$	
	Suché plochy	Mazané plochy
Ocel/ocel nebo ocel na odlitky	0,065 až 0,16	0,055 až 0,12
Ocel/šedá litina nebo bronz	0,15 až 0,2	0,03 až 0,06
Šedá lit./šedá lit. nebo bronz	0,15 až 0,25	0,02 až 0,1
Ocel/lehké slitiny	0,05 až 0,06	
Ocel/mosaz	0,05 až 0,14	

Síla připadající na jeden šroub  $F_s$  je vypočítána dle následující rovnice:

$$F_s = \frac{p_D \cdot L \cdot d_t \cdot c}{i \cdot (c + b)}, \quad (10)$$

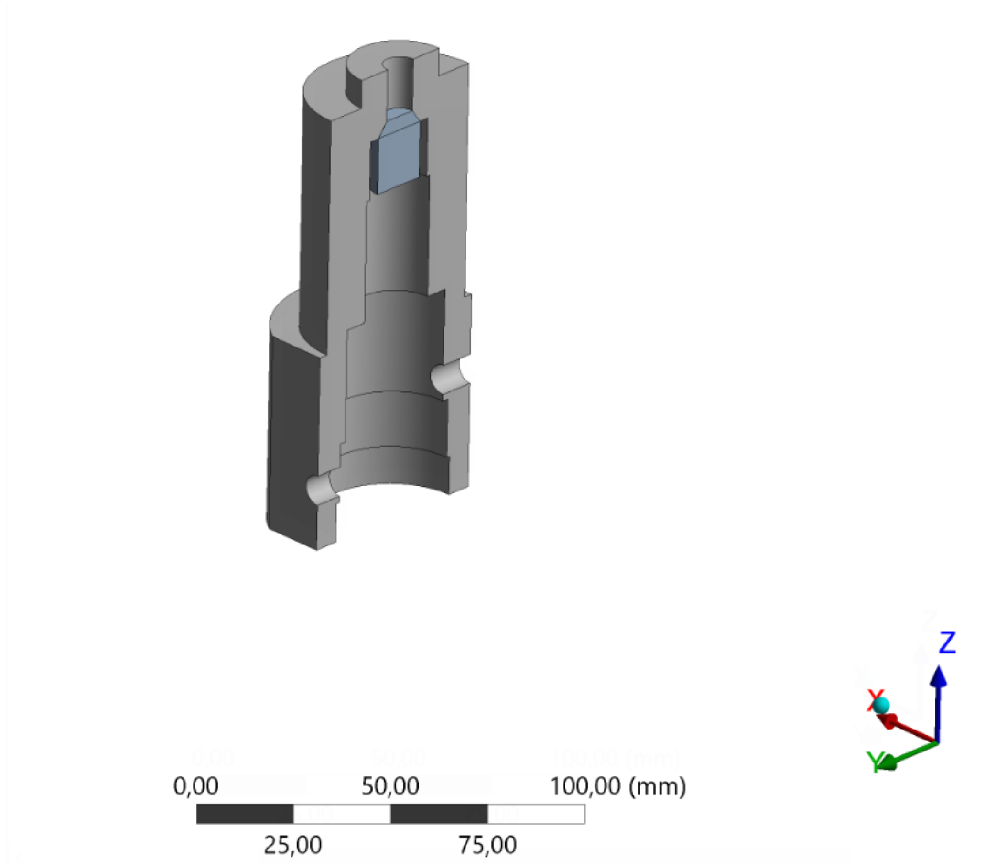
kde  $p_D$  je dotykový tlak,  $L$  je délka náboje,  $d_t$  je průměr tyče,  $c$  je vzdálenost mezi středem tyče a koncem rozříznutí náboje,  $i$  je počet šroubů a  $b$  je vzdálenost mezi středem tyče a šroubením. Síla  $F_s$  vyšla 6 272 N, přičemž dovolená maximální síla ve šroubu pro šroub M10 z neušlechtilé konstrukční oceli S235JRG1 (11 343) je rovna 9 500 N. Zaručená bezpečnost je tedy vyšší než hodnota 1.



Obr. 57 Zakótování veličin v řezu příčnicku

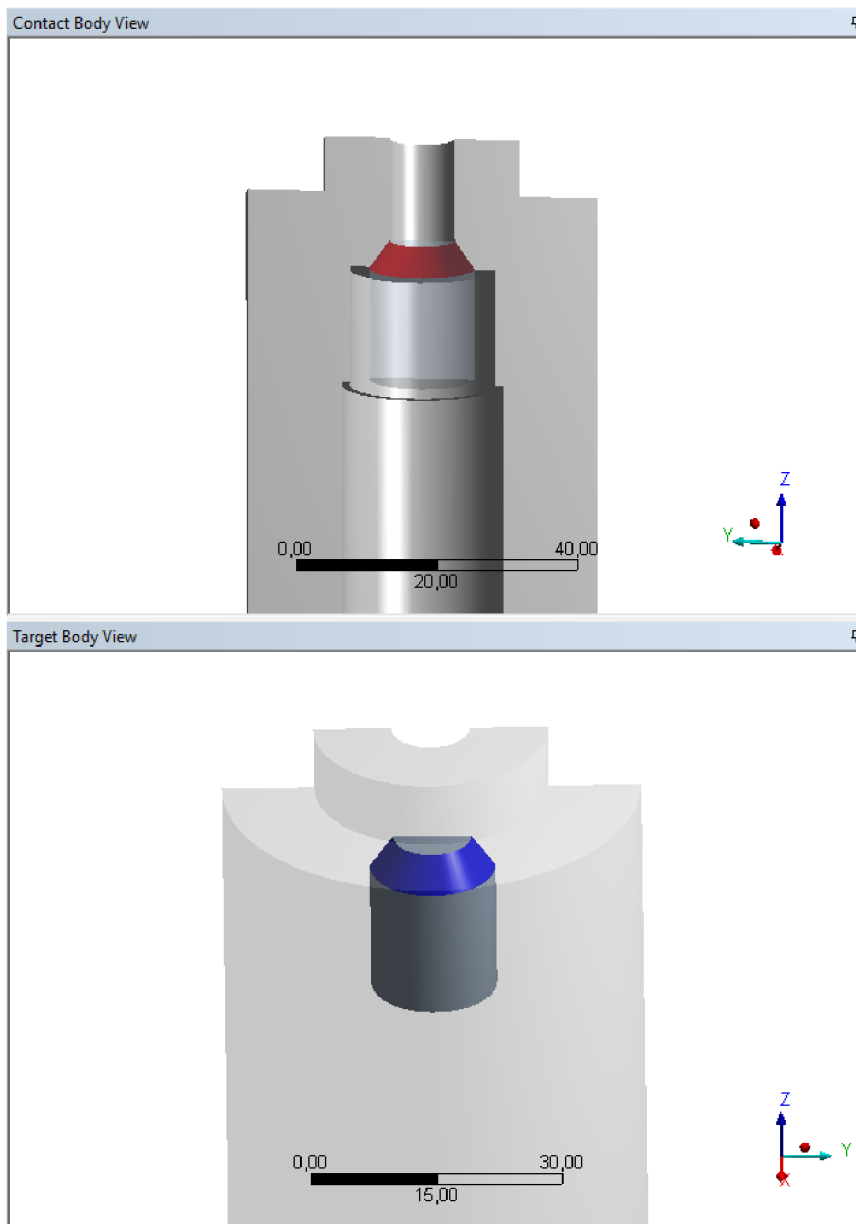
#### 6.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NAPJATOSTI UPÍNACÍHO PŘÍPRAVKU VSTŘIKOVAČE

Upínací přípravek vstřikovače byl zanalyzován za pomoci programu ANSYS Workbench 18.1. V tomto programu byla vytvořena konečnoprvková síť a následně byla provedena statická pevnostní analýza. Kvůli symetričnosti přípravku bylo vhodné provést analýzu pouze jedné poloviny, což se projevilo značným snížením výpočtového času při zajištění stejných výsledků.



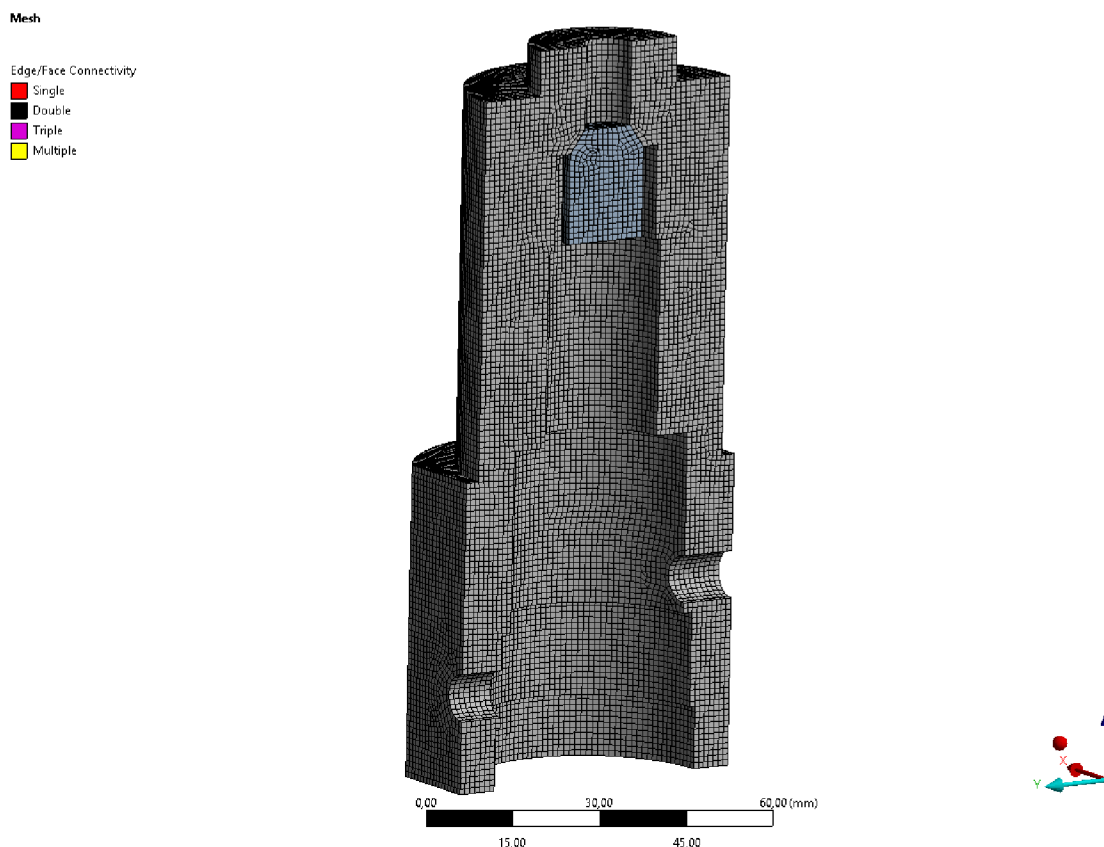
Obr. 58 Přípravek pro upnutí vstřikovače

Pro reálnější simulaci byla vytvořena náhrada za vstřikovač. Nachází se v místě kuželového vybrání přípravku, jak je vidět na Obr.58. K přípravku je zavazbena kuželovou plochou pomocí Bonded Contact, viz. Obr.59.



Obr. 59 Grafické znázornění kontaktu

Síť byla vytvořena metodou Hex Dominant. Velikost prvků byla vybrána s ohledem na přesnost analýzy a délku výpočetního času. V tomto případě byly zvoleny prvky o velikosti  $1\text{ mm}$ . Počet vytvořených prvků byl roven hodnotě  $132\ 010$  a počet vytvořených uzlů roven hodnotě  $522\ 590$ .



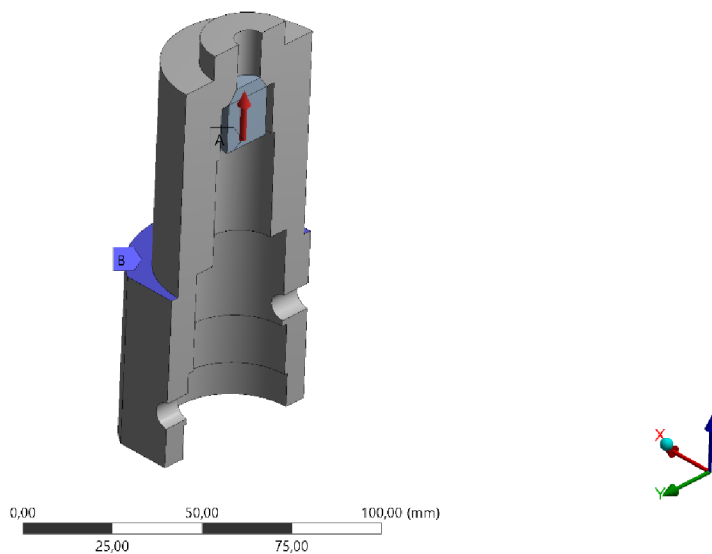
Obr. 60 Vytvořená konečnoprvková síť

Samotné analýze předcházelo určení okrajových podmínek. Byla použita vazba typu Fixed Support (viz. Obr. 61 a Obr. 62). Vazba byla použita na plochu  $B$ , kterou je plocha styku přípravku s příčnickem, v němž je samotný přípravek zasunut. Tato vazba byla použita z důvodu upevnění vstřikovače k příčnicku pomocí upevňovací vidlice. Pohyb příčnicku je zamezen svěrným spojem.

Další okrajovou podmínkou bylo zavedení síly  $F_a$  na spodní plochu součásti nahrazující vstřikovač ve směru osy  $Z$ . Hodnota této síly použité pro analýzu je z důvodu symetričnosti poloviční oproti reálné síle. Byla tedy použita hodnota  $8\ 190\ N$ .

**B: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s

**A** Force: 8190, N  
**B** Fixed Support 2

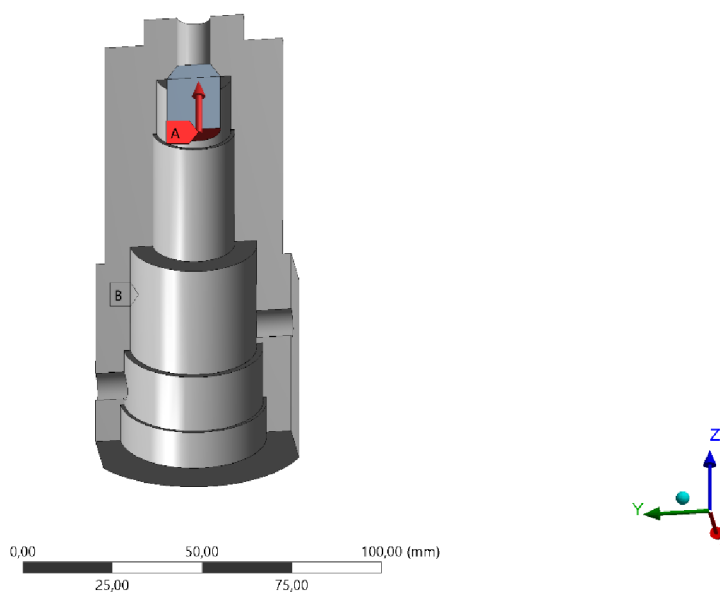


*Obr. 61 Zavedení okrajových podmínek na sestavu*

Na Obr.62 lze nalézt zavedení okrajových podmínek v pohledu ze spodu pro lepší znázornění působišťe síly.

**B: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s

**A** Force: 8190, N  
**B** Fixed Support 2

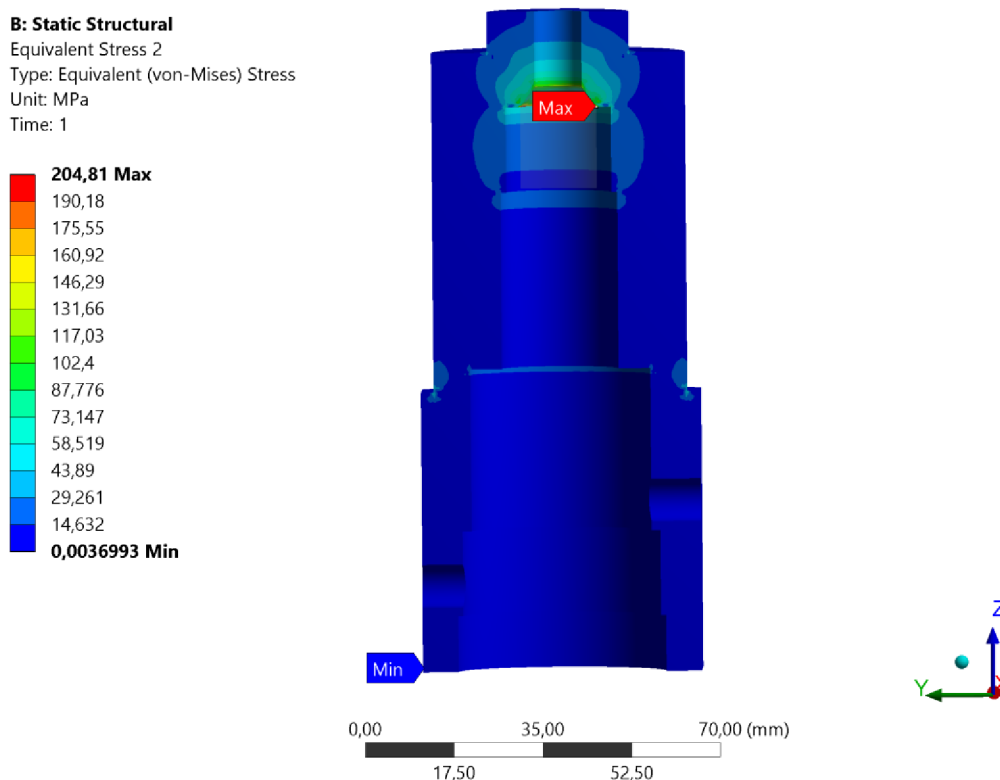


*Obr. 62 Zavedení okrajových podmínek na sestavu*



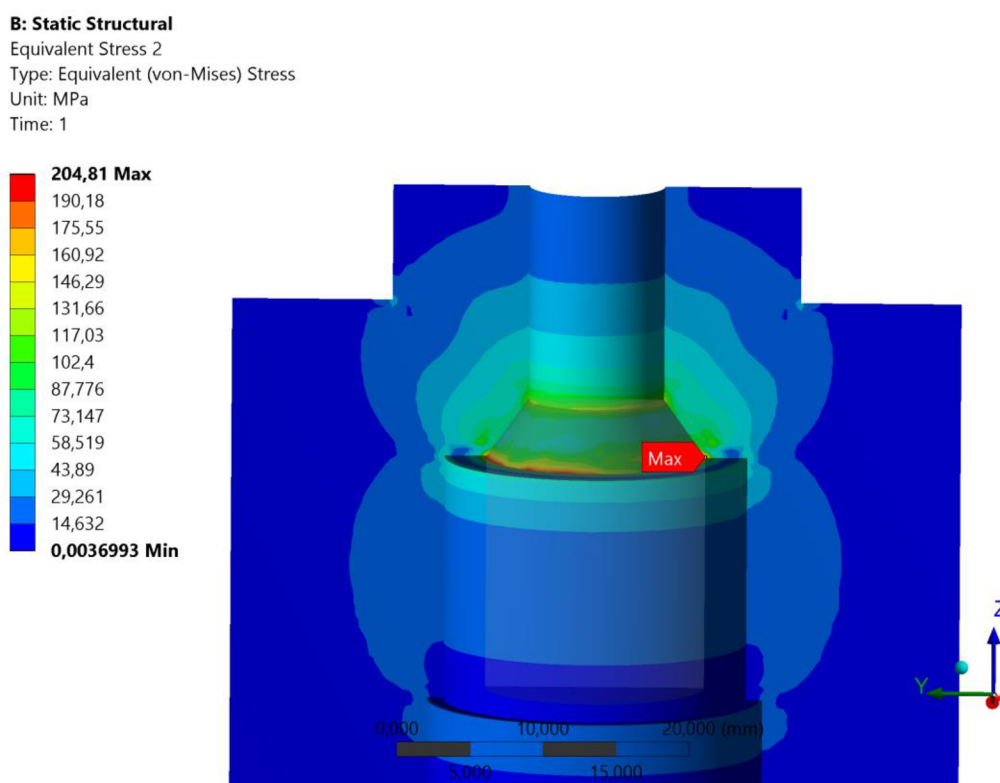
Nakonec bylo potřeba zavést materiálové konstanty přípravku. Pro materiál byly použity následující hodnoty korespondující s vlastnostmi oceli. Jsou jimi hustota  $\rho_o = 7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , Youngův modul pružnosti  $E_o = 210\text{ GPa}$  a Poissonovo číslo  $\mu = 0,3$ .

Pro zobrazení výsledků statické pevnostní analýzy bylo zvoleno grafické znázornění redukovaného napětí dle hypotézy HMM. Největší hodnota redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  měla hodnotu  $204,8\text{ MPa}$  nacházející se na přechodu mezi kuželovou plochou a válcovou plochou (viz. Obr. 63 a 64).



Obr. 63 Grafické znázornění výsledku analýzy napjatosti

Na Obr.64 lze názorněji vidět místo působení maximálního redukovaného napětí.



Obr. 64 Detail místa působení maximálního redukovaného napětí

Při použití nelegované oceli obvyklých jakostí  $E360$  (11 700), jejíž hodnota meze kluzu  $R_e$  je minimálně  $355 \text{ MPa}$ , je bezpečnost součásti zaručeně vyšší než 1.

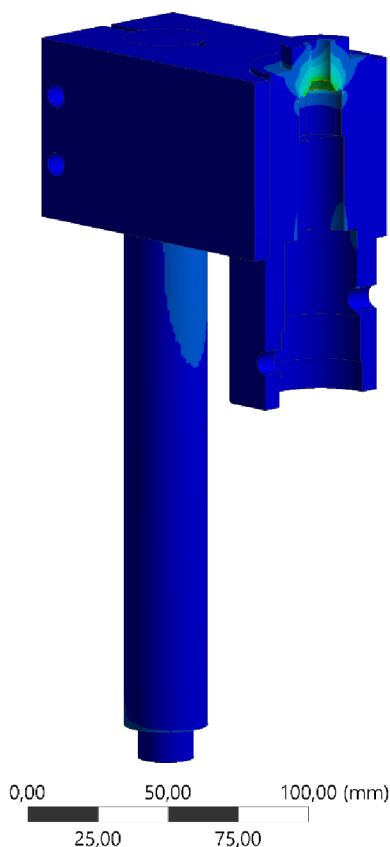
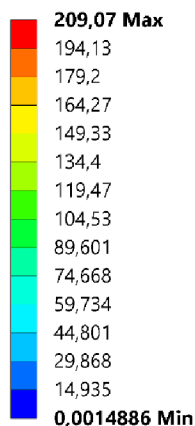
**B: Static Structural**

Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1



Obr. 65 Grafické znázornění výsledků analýzy napjatosti

Pro porovnání byla zpracována pevnostní analýza napjatosti sestavy zahrnující kromě upínacího přípravku také spodní příčník a tyč. Byla použita vazba typu Fixed Support na plochu dosedající na vačkovou skříň. Mezi tyčí a příčníkem byl použit Bonded Contact, stejně jako na dosedající ploše mezi upínacím přípravkem a příčníkem, a dále byl použit na kuželovou plochu mezi náhradou vstřikovače a upínacím přípravkem. Síla byla, stejně jako v předchozí analýze, zadána na spodní plochu součásti nahrazující vstřikovač.

Konečnoprvková síť byla vytvořena metodou Hex Dominant, kdy pro náhradu vstřikovače a upínacího přípravku byly použity prvky o velikosti  $1\text{ mm}$  a pro příčník a tyč byly použity prvky o velikosti  $2\text{ mm}$ .

Výsledek analýzy je graficky znázorněn na Obr.43. Maximální hodnota redukovaného napětí se nepatrně zvýšila na hodnotu  $209,1\text{ MPa}$ . Z grafického znázornění je však patrné, že se na příčník, resp. tyč, přenáší hodnota redukovaného napětí nižší než  $50\text{ MPa}$ .

## ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout testovací stanoviště pro zkoušení palivových vstřikovacích jednotek se zaměřením na paliva. Po konzultaci s vedoucím práce byl zvolen systém nástavby na zkušební stanici pro testování vstřikovacích čerpadel Motorpal NC-128.

První část práce je rešeršního charakteru a pojednává o palivech pro pístové spalovací motory, přičemž je tato kapitola rozdělena na část zkoumající paliva pro zážehové motory a část zkoumající paliva pro vznětové motory. V těchto podkapitolách je rovněž pojednáno o alternativních palivech.

Druhá a třetí část práce jsou taktéž rešeršního charakteru a zkoumají možnosti vstřikování paliva u vznětových motorů, resp. možnosti testování vstřikovacích systémů. Zvláštní důraz je kladen na popis sdružených vstřikovacích jednotek, jelikož zkušební stanoviště bylo navrženo pro testování tohoto systému vstřikování paliva.

Čtvrtá část práce se zabývá návrhem a konstrukcí zkušebního stanoviště. Z daných návrhů byla vybrána neoptimálnější varianta pro použití jako nástavby na danou zkušební stanici. Konstrukce byla dimenzována s ohledem na probíhající síly při vstřiku paliva. Zvláštní pozornost vyžadovala vačka a mechanismus přenosu zdvihu z vačky na píst čerpadla vstřikovací jednotky, jelikož z rozměrových důvodů bylo nutné použít jiný mechanismus, než je použit v samotném motoru.

Pátá část práce zahrnuje sestavení výpočtového modelu v programu GT Suite s cílem predikovat průběhy sil od vačkového mechanismu, přičemž maximální hodnota generované síly byla použita pro kontrolní pevnostní výpočty součástí. Dalším cílem bylo spuštění simulace vstřiků se zadanými parametry tak, aby výsledky simulace korelovaly s výsledky z reálného měření na zkušební stanici Hartridge AVM2-PC.

Poslední část práce je věnována kontrolním výpočtům a analýzám. Jedná se o kontrolní pevnostní výpočty vybraných součástí, a především pevnostní analýzy napjatosti upínacího přípravku vstřikovače zpracované v programu Ansys Workbench 18.1.

Závěrem je možno říci, že všechny body zadání diplomové práce byly splněny. Navržené zkušební stanoviště odpovídá potřebám pro testování dané sdružené vstřikovací jednotky. Výhodou navrženého stanoviště je možnost testování různých typů vstřikovacích jednotek. Z časových důvodů nebylo možné provést reálné měření, což je ovšem kompenzováno sestaveným výpočtovým modelem v programu GT Suite. Jako další postup by bylo vhodné sestavit zkušební stanoviště a provést analýzu možností měření reálného průběhu hmotnostního toku paliva vstřikovacími otvory v závislosti na natočení vačkového hřídele.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory*. VUT FSI Brno, 2004.
- [2] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011, 296 s. ISBN 80-247-3475-3.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2012, 158 s. ISBN 80-247-4455-4.
- [4] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2004, 234 s. ISBN 80-239-1602-5.
- [5] REIF, Konrad. *Diesel engine management: Systems and Components*. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2014. ISBN 978-3-658-03980-6.
- [6] VLK, František. *Paliva a maziva motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006, 376 s. ISBN 80-239-6461-5.
- [7] VLK, František a Jaroslav RAUSCHER. *Příslušenství motorových vozidel: Studijní opory*. Vysoké Učení Technické v Brně, Fakulta Strojního Inženýrství.
- [8] MOTEJL, Vladimír. *Vstřikovací zařízení vznětových motorů: učební text pro učební obor 23-68-4/001 automechanik*. České Budějovice: Kopp, 2001. ISBN 80-723-2142-0.
- [9] Sada na měření množství paliva v přepadu. In: *TROST* [online]. [cit. 2019-02-18]. Dostupné z: <http://www.vybavenitrost.cz/zkusebni-a-merici-pristroje/sada-na-mereni-mnozstvi-paliva-v-prepadu/>
- [10] *Přípraveno na budoucnost: vše pro diesel servis*. Robert Bosch odbytová s.r.o., 2010. Dostupné také z: <http://aa.bosch.cz/download/automobilova-diagnostika/diesel-katalog.pdf>
- [11] *Katalog výrobků*. MOTORPAL, a.s., 2008. Dostupné také z: [http://www.motorpal.cz/media/pdf/katalog\\_cz\\_en.pdf](http://www.motorpal.cz/media/pdf/katalog_cz_en.pdf)
- [12] *Hartridge AVM2-PC*. Hartridge, c2005. Dostupné také z: [https://cdn2.hubspot.net/hubfs/641117/brochures/English\\_brochures/avm2pc\\_uk\\_lo\\_8pp\\_v1.pdf](https://cdn2.hubspot.net/hubfs/641117/brochures/English_brochures/avm2pc_uk_lo_8pp_v1.pdf)
- [13] *Hartridge HK1400*. Hartridge, [2015]. Dostupné také z: [http://cdn2.hubspot.net/hubfs/641117/brochures/Czech\\_brochures/hk1400\\_csy\\_2pp\\_lo\\_v3.pdf](http://cdn2.hubspot.net/hubfs/641117/brochures/Czech_brochures/hk1400_csy_2pp_lo_v3.pdf)
- [14] AVM2-PC Test Stand. In: *Hartridge* [online]. Stonehouse, c2015 [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <http://www.hartridge.com/products/diesel-test-equipment-avm2-pc/>
- [15] C13 ENS M33, C13 ENT M50: Technical and Repair Manual. IVECO PowerTrain, 2007.

- [16] SKF 32006 X Kuželíkové ložisko. In: *Mateza* [online]. c1991-2019 [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/lozisko-skf-32006-x-q#gallery>
- [17] Výpočet napětí v ohybu. In: *E-konstruktor* [online]. c2013-2017 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: [https://e-konstruktor.cz/files/calculations/270x140\\_pf0b1z3shtatjhz5tqiqvq1h6lbexd.png](https://e-konstruktor.cz/files/calculations/270x140_pf0b1z3shtatjhz5tqiqvq1h6lbexd.png)
- [18] Vzorce pro metrické výpočty proříznutých nábojů. *Autodesk Inventor 2016: Nápověda* [online]. [2016] [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/CSY/?guid=GUID-7FCB9D64-E8D0-4F5B-AB9B-D7792886B0FD>
- [19] Součinitel sevření v. *Spoje hřídele s nábojem* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://www.czech-ware.net/mojzik/pmk/txt/hs.html>
- [20] *Self-study Programme 352 Unit Inejctors with Piezo Valves: Design and Function*. Wolfsburg, 2005. Dostupné také z: [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_352.pdf](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_352.pdf)
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_k$	[MPa]	Konstanta definovaná bodem o souřadnicích [ $10^3$ ; $(\sigma_N)_{10^3}$ ]
$b$	[m]	Vzdálenost mezi středem tyče a šroubením v ose x
$b_k$	[-]	Konstanta definovaná bodem o souřadnicích [ $10^6$ ; $\sigma_C$ ]
$c$	[m]	Vzdálenost mezi středem tyče a koncem rozříznutí náboje v ose x
CNG		Compressed Natural Gas
CO		Oxid uhelnatý
$d_h$	[mm]	Průměr hnací hřídele
$d_t$	[m]	Průměr tyče
$E_o$	[GPa]	Youngův modul pružnosti
$f$	[-]	Koeficient vyjadřující poměr $(\sigma_N)_{10^3}$ cyklů a $R_m$
$F_a$	[N]	Zatěžující axiální síla
FAME		Fatty Acid Methyl Ester
$F_s$	[N]	Síla připadající na jeden šroub
$i$	[-]	Počet šroubů
$k_s$	[-]	Zabezpečení vůči skluzu
$L$	[m]	Délka náboje
LNG		Liquefied Natural Gas
LPG		Liquefied Petroleum Gas
MEŘO		Methylester řepkového oleje
$M_o$	[Nmm]	Ohybový moment
MTBE		Methylterciárbutyléter
$N$	[-]	Počet cyklů do porušení součásti
NO <sub>x</sub>		Oxidy dusíku
OBD		On-Board Diagnostics
$p_D$	[Pa]	Dotykový tlak
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
RME		Rapes Methyl Ester
SME		Sunflower Methyl Ester
SOME		Soya Methyl Ester
$T$	[Nm]	Působící krouticí moment
UIS		Unit Injector System

UPS		Unit Pump System
USA		Spojené státy americké
VUOME		Vaste Used Oil Methyl Ester
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti v ohybu
$x$	[mm]	Vzdálenost působíště síly od ložiska
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$\rho_o$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota oceli
$\sigma'_c$	[MPa]	Korigovaná mez únavy
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_{AN}$	[MPa]	Únavová pevnost
$\sigma_{Do}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_m$	[MPa]	Střední hodnota napětí
$\sigma_o$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\nu$	[-]	Součinitel sevření



## SEZNAM PŘÍLOH