



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

KONCEPCE ŘADOVÉHO VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA PRO TLAKY 120 MPA

THE CONCEPT OF IN-LINE INJECTION PUMP FOR 120 MPA PRESSURES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Tichý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

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

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

Koncepce řadového vstřikovacího čerpadla pro tlaky 120 MPa

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S ohledem na splnění parametrů motoru a předpokladu splnění emisních limitů navrhnout řadové vstřikovací čerpadlo pro dieselové motory pro trhy, kde je efektivní použít klasickou koncepci vstřikovacího čerpadla se zvýšeným vstřikovacím tlakem doplněného o elektronické řízení.

Elektronické řízení čerpadla není součástí této práce.

Cíle diplomové práce:

1. Zhodnocení efektivnosti navrhovaného řešení vůči ostatním známým způsobům vstřikování, zejména systému common rail. Možné způsoby dosažení emisních limitů.
2. Navržení základních parametrů čerpadla. Stanovení koncepce základních dílů (vstřikovací jednotka, vačkový hřídel s ložisky). Definování ostatních dílů a zařízení, které budou součástí čerpadla
3. Vypracování studie čerpadla - 3D model sestavy - rozměrové a funkční zdůvodnění základních prvků (vstřikovací jednotka, vačkový hřídel s ložisky, skříň apod.).
4. Kontrolní výpočet kritických prvků (dle výběru)
5. Navržení tvaru regulační hrany v návaznosti na způsobech ovládní vstřikovacího čerpadla a v tomto smyslu úprava konstrukční dokumentace.
6. Zhodnocení dosažených výsledků a předpoklady splnění požadované funkce.

Seznam literatury:

FERENC, Bohumil. Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 80-251-0207-6.

INDRA, Jaromír (ed.). Příslušenství spalovacích motorů: určeno pro posl. fak. strojní. Dotisk [1. vyd.]. Praha: SNTL, 1966, 189, [1] s. Učební texty vysokých škol.

ROBERT BOSCH GMBH. Dieselmotor-Management: [Systeme und Komponenten ; mit Partikelfilter]. 4., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2004. ISBN 3528238739.

ROBERT BOSCH GMBH. [CHEFRED.: HORST BAUER .. AUTOREN: HANS BINDER ..]. Diesel-Reiheneinspritzpumpen [Kraftfahrzeugtechnik ; Einspritzpumpenausführungen ; Reglerausführungen ; Werkstatt-Technik]. 1. Ausg. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Automotive Aftermarket, Abt. Product Marketing, Diagnostics and Test Equipment (AA/PDT5), 2002. ISBN 3778220578.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce obsahuje celkové zhodnocení koncepce řadového vstřikovacího čerpadla pro tlak 120 MPa. Toto čerpadlo nese označení Mj a jedná se o produkt společnosti MOTORPAL, a.s. V této diplomové práci je rovněž obsažena analýza kontaktních tlaků mezi palcem vačkového hřídele čerpadla a kladkou zvedáku vstřikovací jednotky. Zahrnuto je porovnání tří různých druhů tvaru kladky a jejich vlivu na velikost kontaktních tlaků a dále je také řešen výpočet regulační hrany pístu a vliv velikosti dodávky paliva na natočení pístu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Řadové vstřikovací čerpadlo, vačkový hřídel, MKP, Hertzova teorie, vstřikovací jednotka, píst, regulační hrana.

ABSTRACT

This thesis provides an overall evaluation of the concept of inline injection pump for pressure 120 MPa. The name of this pump is "Mj" and it is a product of the Motorpal, a.s. company. This thesis also contains an analysis of the contact pressures between the cam lobe and the pumping element's roller tappet. This includes comparing three different shapes of the roller and their influence on the magnitude of contact pressures. Calculations of the plunger helix and of the fuel delivery's impact on the relative position of plunger are also present.

KEYWORDS

Inline injection pump, camshaft, FEM, Hertz theory, pumping element, plunger, plunger helix



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TICHÝ, O. *Koncepce řadového vstřikovacího čerpadla pro tlaky 120 MPa*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Ondřej Tichý



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji společnosti MOTORPAL, a.s. za možnost zpracovat toto téma diplomové práce, zejména pánům Ing. Romanu Staňkovi a Ing. Lukáši Časarovi za ochotu, trpělivost a cenné rady při konzultacích, a vedoucímu diplomové práce Ing. Radimu Dundálkovi, PhD., za připomínky k vypracování diplomové práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině a své přítelkyni za podporu nejen v průběhu psaní této práce, ale i během celého studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Emisní limity	11
1.1 Zákon výstřiku	13
2 Tvorba směsi vznětových motorů	15
2.1 Common Rail	15
2.2 Vstřikování nafty do spalovacího prostoru pomocí konvenčního vstřikování	17
2.2.1 Nepřímé vstřikování	17
2.2.2 Přímé vstřikování	18
2.2.3 Rotační vstřikovací čerpadla	19
2.2.4 Řadová vstřikovací čerpadla	20
3 Koncepce čerpadla Mj	24
3.1 Požadované parametry a funkce	25
3.2 Konstrukční uspořádání	28
3.2.1 Vstřikovací jednotka	28
3.2.2 Regulační tyč	33
3.2.3 Vačkový hřídel	34
3.3 Porovnání čerpadel Mi a Mj	38
3.4 Zkušební měření	39
3.4.1 Zhodnocení výsledků	41
4 Analýza kontaktního tlaku	42
4.1 3D model sestavy	42
4.2 Úprava modelu pro tvorbu výpočetní sítě	42
4.3 Vytvoření tří konstrukčních variant	43
4.4 Sestava výpočtového modelu	44
4.4.1 Tvorba výpočetní sítě	44
4.4.2 ANSYS Workbench	45
4.4.3 Tvorba sítě pomocí metody Sweep	45
4.4.4 Generování vlastní sítě	46
4.4.5 Hodnocení kvality sítě	48
4.5 Tvorba kontaktů těles	55
4.6 Okrajové podmínky	55
4.6.1 Vazby	55
4.6.2 Zátěžná síla	56
4.7 Výpočet napětí pomocí MKP	58
4.8 Analytický výpočet kontaktního napětí	61



4.8.1	Hertzova teorie	61
5	Regulační hrana pístu	63
5.1	Výpočet regulační hrany	63
5.1.1	Převod mezi zdvihem regulační tyče a úhlem natočení pístu.....	65
5.1.2	Teoretický výpočet velikosti dodávky.....	66
	Závěr.....	71
	Seznam použitých zkratek a symbolů	73



ÚVOD

Tato diplomová práce byla zpracována ve spolupráci se společností MOTORPAL, a.s. sídlem v Jihlavě, Humpolecká 313/5, IČ: 276 22 819, která byla rovněž zadavatelem tohoto tématu. Cílem bylo celkově popsat novou koncepci modernizovaného řadového vstřikovacího čerpadla Mj a zhodnotit jeho přínos pro moderní vznětové motory.

Tato koncepce konvenčního vstřikování stále najde své uplatnění tam, kde není možné provozovat nebo je provoz moderních vstřikovacích systémů Common Rail příliš nákladný. Systém se zásobníkem paliva Common Rail je sice neustále vyvíjen a zdokonalován, ale jeho velkou slabinou zůstává vysoký požadavek na kvalitu paliva. Právě v těchto situacích nalézá své uplatnění osvědčená a z tohoto pohledu odolnější koncepce řadového vstřikovacího čerpadla. Ačkoliv původní konstrukce tohoto čerpadla lze z pohledu času hodnotit jako již nevyhovující, po zavedení elektromagnetického aktuátoru a moderních materiálů je tato koncepce stále dostačující pro běh soudobých pomaloběžných motorů pro mimo silniční aplikaci.

Součástí práce je také analýza kontaktního spojení mezi palcem vačky a kladkou zvedáku vstřikovací jednotky metodou konečných prvků, a to při použití tří variant tvaru profilu kladky. Následně byl porovnán vliv tohoto tvaru na velikost kontaktního napětí. Dalším úkolem byl návrh regulační hrany pístu pro zjištění regulační charakteristiky čerpadla a také vlivu tvaru regulační hrany na velikost dodávky paliva v závislosti na natočení pístu vůči sacím otvorům ve válci čerpadla.



1 EMISNÍ LIMITY

Podobně jako u osobních vozidel je i provoz dieselových motorů non-road strojů v zemích Evropské unie podmíněn poměrně přísnými emisními limity. Emisní limity pro non-road motory jsou nazývány jako tzv. etapy, v zahraničí se používají výrazy Stage nebo Tier a jsou označovány římskými číslicemi od Stage I do aktuální Stage IV. Dále se k číslu etapy přidává ještě označení písmeny A až R pro různé úrovně výkonů těchto motorů. Systém regulace emisí non-road motorů byl poprvé schválen 16. prosince 1997 a je platný od roku 1999, kdy proběhla první vlna regulace v rámci Stage I. Jednotlivé výkonové kategorie se také liší v datu účinnosti daného emisního omezení, například Stage I pro kategorie A a B je platná od ledna roku 1999, ale kategorie C až od dubna stejného roku. [1]

Tab. 1 - Hodnoty emisních limitů pro Stage I [1]

STAGE I						
KATEGORIE	Datum zavedení	Efektivní výkon	CO	HC	NO _x	Pevné částice
		kW				
A	leden 1999	$130 \leq P \leq 560$	5,0	1,3	9,2	0,54
B	leden 1999	$75 \leq P < 130$	5,0	1,3	9,2	0,70
C	duben 1999	$37 \leq P < 75$	6,5	1,3	9,2	0,85

Emisní limity Stage I-IV omezovaly hmotnost jednotlivých škodlivých látek ve výfukových plynech na jednotku kilowatthodiny. Jednalo se o tyto škodliviny: oxid uhličitý, uhlovodíky, oxidy dusíku a pevné částice. Stage V, která nabude platnosti od 1. 1. 2019, ještě dále omezuje počet pevných částic na jednu kilowatthodinu. Také pro motory do maximálního výkonu 56 kW omezuje množství uhlovodíků a oxidu dusíku dohromady. V následujících tabulkách jsou pro ilustraci uvedeny emisní limity pro počáteční Stage I, pro aktuální Stage IV a pro budoucí Stage V. [1]

Tab. 2 - Hodnoty emisních limitů pro Stage IV [1]

STAGE IV						
KATEGORIE	Datum zavedení	Efektivní výkon	CO	HC	Nox	Pevné částice
		kW				
R	říjen 2014	$56 \leq P < 130$	5,0	0,19	0,4	0,025
Q	leden 2014	$130 \leq P \leq 560$	3,5	0,19	0,4	0,025



Tab. 3 - Hodnoty emisních limitů pro Stage V [1]

STAGE V

KATEGORIE	Datum zavedení	Efektivní výkon	CO	HC	NO _x	Pevné částice	Počet pevných částic
		kW					g/kWh
NRE-V/C-1	2019	$P < 8$	8,0	7,50	0,40	-	
NRE-V/C-2	2019	$8 \leq P < 19$	6,60	7,50	0,40	-	
NRE-V/C-3	2019	$19 \leq P < 37$	5,00	4,70	0,015	1×10^{12}	
NRE-V/C-4	2019	$37 \leq P < 56$	5,00	4,70	0,015	1×10^{12}	
NRE-V/C-5	2020	$56 \leq P < 130$	5,00	0,19	0,40	0,015	1×10^{12}
NRE-V/C-6	2019	$130 \leq P \leq 560$	3,50	0,19	0,40	0,015	1×10^{12}
NRE-V/C-7	2019	$P > 560$	3,50	0,19	0,40	0,045	-

Produkcí samotných škodlivin ve výfukových plynech lze ovlivnit mnoha faktory. Ty lze v zásadě rozdělit do tří skupin: procesy před spalováním, samotné spalování a procesy po spalování neboli tzv. Aftertreatment.

- a) Procesy před spalováním
 - Typ plnění spalovacího prostoru vzduchem (atmosférické nebo přeplňované)
 - Teplota, kvalita a proudění nasávaného vzduchu do spalovacího prostoru
 - Typ, teplota a cetanové číslo paliva
 - Koncepte vstřikování nafty (Common rail nebo konvenční vstřikování)
 - Způsob vstřikování nafty do spalovacího prostoru (přímé nebo nepřímé)
 - Tlak vstřiku a úroveň rozprášení nafty
 - Kombinace více vstřiků (předvstřík, hlavní vstřík a dovstřík)
- b) Ovlivnění samotného spalování
 - Tvorba víru ve spalovacím prostoru
 - Recirkulace výfukových plynů
 - Kompresní poměr
 - Tvar spalovacího prostoru
- c) Procesy po spalování
 - Filtrace pevných částic
 - Selektivní katalytická redukce

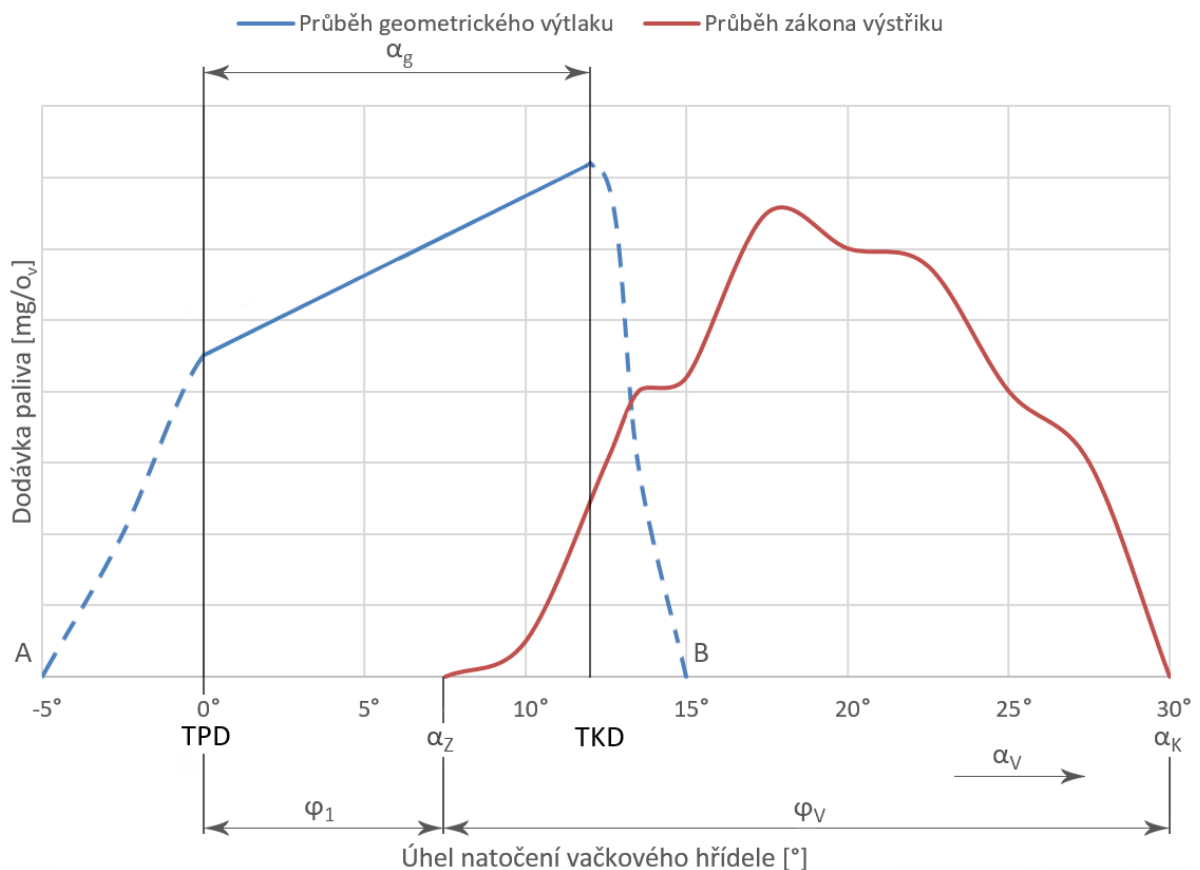


1.1 ZÁKON VÝSTŘIKU

Pro určité množství vzduchu nasátého do spalovacího prostoru válce lze za jeden cyklus spálit efektivně pouze dané množství paliva. Při vstřikování paliva nejde pouze o to jej jakkoliv dopravit do spalovacího prostoru, ale je nutno splnit také celou řadu dalších podmínek, aby byla zajištěna co nejefektivnější přeměna tepelné energie v mechanickou práci. Na spalování má vliv mnoho činitelů, mezi které lze zařadit stupeň komprese, tvar spalovacího prostoru a jeho konstrukční řešení, tvorba vzduchových vírů, míra rozprášení paliva a jeho rozprostření v kompresním objemu aj. Nicméně jedním z hlavních činitelů je charakteristika vstřiku neboli zákon vstřiku, dle něhož probíhá přísun paliva do spalovacího prostoru během jednoho cyklu. Způsob přísunu paliva značně ovlivňuje rychlost spalování a tím i nárůst spalovacích tlaků. Do značné míry má také vliv na tvorbu škodlivých emisních plynů. [2]

Zákon vstřiku definuje průběh vstřikovaného množství paliva v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele čerpadla. Základními údaji charakteristiky vstřiku jsou:

- α_Z = začátek vstřiku (začátek zdvihu jehly v trysce)
- α_K = konec vstřiku (dosednutí jehly do sedla)
- φ_V = délka (úhel) vstřiku
- množství dodaného paliva [mg/o_V]



Obr. 1 - Průběh geometrického výtlačku a příslušného zákona vstřiku [2]



V diagramu na Obr. 1 lze názorně vidět rozdíl mezi teoretickým počátkem TPD, respektive koncem dodávky paliva TKD a začátkem a koncem pohybu pístu A; B. Teoretickým počátkem dodávky se rozumí okamžik, kdy píst dosáhne takového zdvihu, ve kterém začne docházet ke kompresi paliva. Úhel φ_1 dále označuje zpoždění vstřiku a je dán zpožděním mezi TPD a skutečným okamžikem výstřiku α_Z . Hodnota φ_V náleží délce skutečného výstřiku, kdy α_K je jeho konec a α_g pak délka geometrického výtlaku. [2]

Dle znění zákona výstřiku by nejvyšší termodynamickou účinnost měl motor s konstantním objemem při přívodu tepla, tedy s nekonečně velkou rychlostí spalování. Praxe toto ale neumožňuje, protože hoření paliva vyžaduje konečný čas a také by díky tomu došlo k enormnímu nárůstu spalovacího tlaku. Tato skutečnost by znamenala extrémní namáhání klikového mechanismu. Proto je délka výstřiku volena v rámci kompromisu mezi efektivní spotřebou paliva a tvrdostí chodu motoru. [2]

Velikost vstřikovaného množství paliva je nutné optimalizovat pro každý typ spalovacího motoru. Všeobecně ale platí, že délka výstřiku roste se zdvihovým objemem válců spalovacího motoru a otáčkami klikového hřídele. [2]



2 TVORBA SMĚSI VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Hlavní podmínkou pro správné vstřikování nafty je její rovnoměrné rozprašení a promísení se vzduchem v celém objemu spalovacího prostoru.

Ke vznícení směsi nedochází následkem zapálení svíčkou jako u zážehových motorů, ale vlivem vysoké teploty ve spalovacím prostoru po kompresi vzduchu. Paprsek paliva proto začíná hořet již v průběhu samotného vstřiku a nikdy nedosáhne úplného rozprostření v kompresním objemu. [3]

2.1 COMMON RAIL

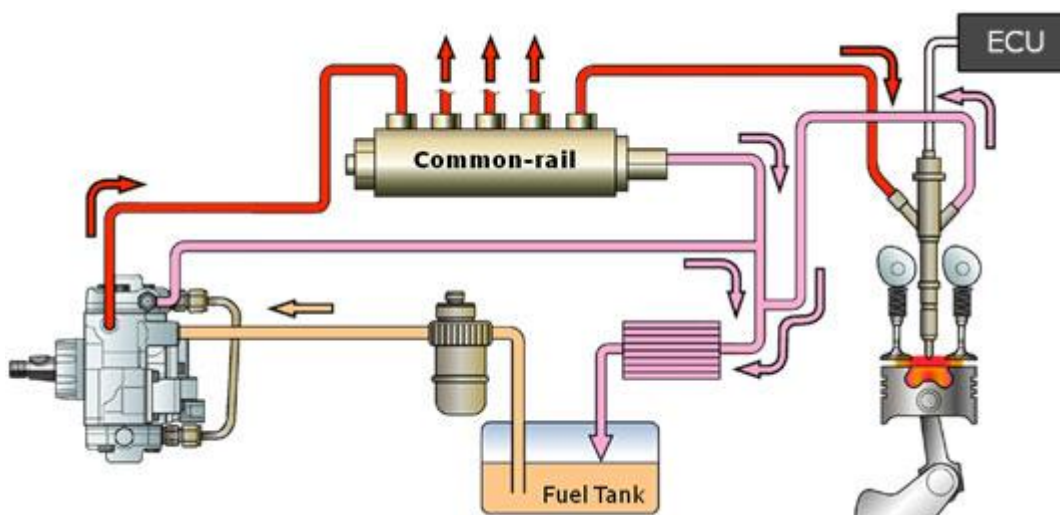
Common rail je systémem vstřikování paliva se stálým tlakem. Vysokotlaké čerpadlo poháněné pomocí rozvodů spalovacího motoru může plnit zásobník ('rail') palivem o tlaku až 300 MPa u motorů použitých v závodních speciálech. Zásobník může mít objem od několika jednotek cm^3 u osobních vozů až po několik desítek cm^3 v agregátech těžkých nákladních strojů. Zásobník slouží také k rozdělování paliva k jednotlivým vstřikovacím tryskám, k čemuž musí být tvarově uzpůsoben. Musí také tlumit pulsace tlaku, které vznikají činností vysokotlakého čerpadla a také podtlakovými vlnami vznikajícími během vstřikování paliva. Tyto pulsace by mohly způsobit výrazné zhoršení emisí a v extrémním případě i opakované vynechání výstřiku, což by mohlo vést k trvalému poškození motoru a systému Aftertreatmentu. Proto jsou v zásobníku umístěny clonící ventily, které tyto pulsace zachycují.

Z důvodu, kdy není vždy potřebné mít zásobník natlakován na maximální hodnotu tlaku, je nutno jej regulovat. V rámci Common railu existují dva základní typy regulací, a to vysokotlaká a nízkotlaká. [3]

V prvním případě vysokotlaké čerpadlo pumpuje stále stejné množství paliva a udržuje stálý tlak v systému. Samotný regulátor je umístěn na konci railu a zbytkové palivo přepouští zpět do palivové nádrže. Toto řešení je velmi energeticky náročné, neboť čerpadlo pracuje stále na plný výkon a také je nutné zbytkové palivo, které se vysokým tlakem ohřívá, chladit. [4]

Naopak nízkotlaký regulátor je umístěn přímo v tlakovém čerpadle a to vždy pumpuje přímo potřebné množství paliva. Nízkotlaká regulace je sice energeticky efektivnější a není nutné chlazení paliva, ale vzhledem k tomu, že čerpadlo není konstrukčně součástí railu, dochází zde k regulačním prodlevám. Právě z toho důvodu se v současných generacích Common railu používají oba typy regulátoru, jejichž činnost závisí na aktuálním provozním stavu motoru. [4]

Vzhledem ke koncepci, kdy je tlak v systému v daný okamžik pro všechny vstřikovače jednotlivých válců motoru stejný, nelze použít vstřikovače ovládané tlakem paliva jako u systému se vstřikovacím čerpadlem, ale je nutné použít elektronicky ovládané vstřikovače. Ovládání probíhá buď elektromagneticky anebo piezoelektricky a lze poměrně snadno aplikovat změny časování jednotlivých dílčích výstřiků paliva do spalovacího prostoru. Díky této kombinaci procesů výstřiků lze výrazně ovlivnit produkci škodlivin ve výfukových plynech. Elektromagnetické vstřikovače jsou konstrukčně jednodušší, robustnější a umožňují větší zdvih jehly. Otevírání jehly je však i díky vyšší hmotnosti pomalejší. Tyto vstřikovače jsou energeticky náročnější. [3], [4]



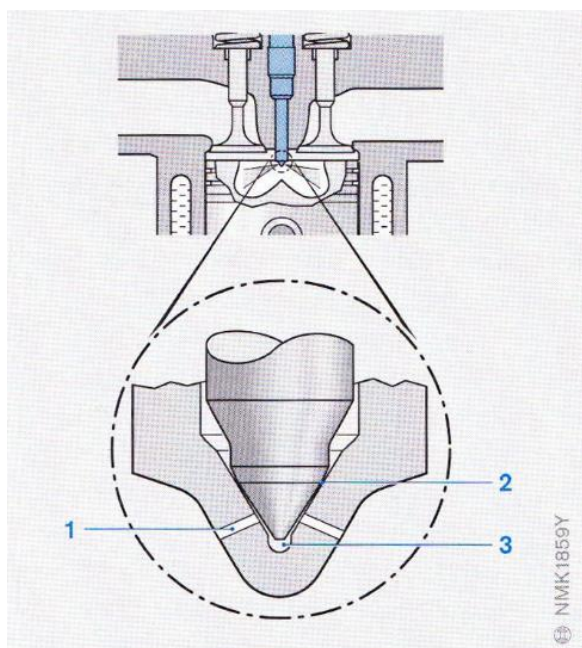
Obr. 2 - Schéma vstřikování Common rail s vysokotlakou i nízkotlakou regulací [5]

Obě řešení ovládání vstřikovačů vyžadují přívod napětí v řádu desítek až stovek voltů a samozřejmě zvláštní řídicí jednotku. Piezo-krystal otevírá ventil, který vpouští palivo do prostoru trysky. Ovládání piezoelektrickým prvkem je zvlášť náchylné na kvalitu použitého paliva, neboť přivedením napětí na piezoelektrický krystal se změní jeho velikost o pouhé 0,04 mm a jakákoliv nečistota v palivu by znamenala kolaps celého vstřikovače. Pokud tedy již dojde k poškození vstřikovače a je potřeba jej vyměnit za nový, je nutné také upravit charakteristiku vstřikování v řídicí jednotce pro tento nový vstřikovač. Použití systému Common rail není dle názoru některých výrobců vhodné zejména pro východoevropské a asijské trhy, kde jednak není tolik dostupný kvalitní servis, který by byl schopný nefunkční vstřikovač opravit, ale také zde není kladen takový důraz na emisní limity. Proto se stále lze setkat i s konvenčním vstřikováním. [4]

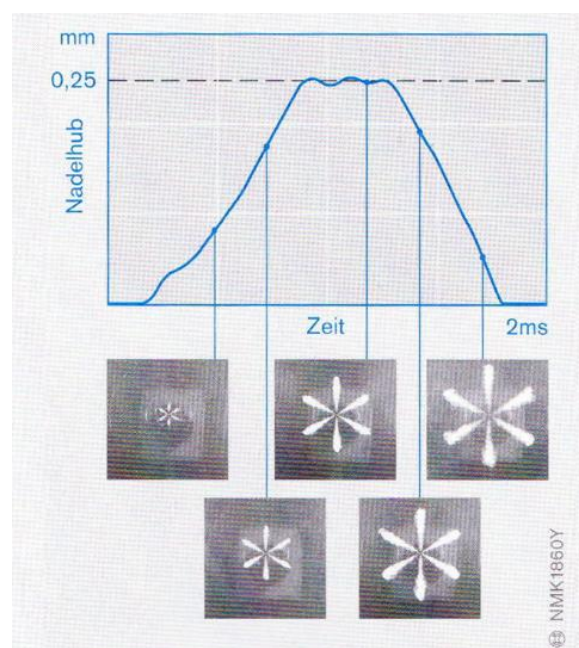


2.2 VSTŘIKOVÁNÍ NAFTY DO SPALOVACÍHO PROSTORU POMOCÍ KONVENČNÍHO VSTŘIKOVÁNÍ

U dieselových spalovacích motorů klasické koncepce existují dva typy vstřikování paliva, tzv. nepřímé vstřikování do komůrky, které se již u současných motorů nepoužívá, a přímé vstřikování do spalovacího prostoru. Při použití vstřikovacích čerpadel se používají čepové a otvorové trysky v závislosti na typu vstřikování, obě ale mají společný způsob otvírání tlakem paliva. Není proto nutné použít dalších ovládacích prvků, protože po dosažení potřebného otevíracího tlaku v potrubí systému dojde k otevření samotné trysky a vstřiku paliva do spalovacího prostoru nebo komůrky. [3], [6]



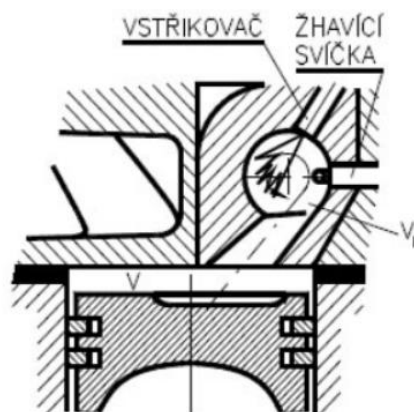
Obr. 3 - Jehla trysky vstřikovače, 1 – Vstřikovací otvor, 2 – sedlo jehly, 3 – slepý otvor (Sackloch) [6]



Obr. 4 - Průběh zdvihu jehly trysky v závislosti na čase [6]

2.2.1 NEPŘÍMÉ VSTŘIKOVÁNÍ

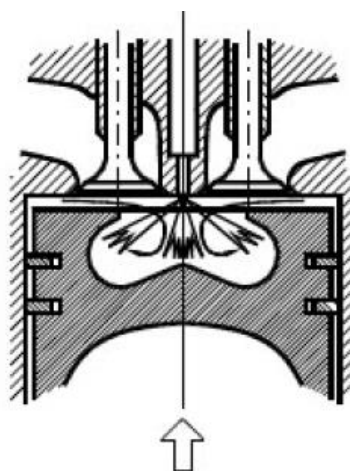
V případě vstřikování do komůrky je větší část samotného spalovacího prostoru umístěna v hlavě motoru ve formě tzv. vírové komůrky, kde za pomoci tangenciálního víru nasátého vzduchu a paliva vstříknutého pomocí čepových trysek dochází k vytvoření směsi. Předností nepřímého vstřikování je tišší chod motoru, a to díky rozložení spalování směsi v komůrce a v hlavním spalovacím prostoru válce. Tato výhoda je ale zastíněna nevýhodami, které plynou ze samotné koncepce, a těmi jsou složitá konstrukce hlavy válců a také příliš vysoké tepelné a mechanické namáhání prostoru mezi těmito dvěma spalovacími prostory. Díky velkému kompresnímu objemu dochází také k obtížím při studených startech motoru a nerovnoměrnému spalování, což ústí v nárůst škodlivin ve výfukových plynech. [3]



Obr. 5 - Nepřímé vstřikování do vírové komůrky [7]

2.2.2 PŘÍMÉ VSTŘIKOVÁNÍ

Pro vstřík nafty se v případě přímého vstřikování používají víceotvorové vstříkovací trysky. Ty mají souměrně uspořádaný několik vstříkovacích otvorů, které mohou mít průměr v řádu desetin milimetru. Nafta svým tlakem působí na jehlu trysky, která se po nárůstu tlaku na přibližně 25 – 30 MPa otevře a palivo začne pronikat do spalovacího prostoru. Samotný spalovací prostor je pak konstrukčně řešen v pístu válce, což s sebou nese výhodu v jednoduchosti konstrukce hlavy válce a také v systému jejího chlazení. Píst naopak musí být masivnější a také chlazen nástřikem oleje. [3]



Obr. 6 - Přímé vstřikování do spalovacího prostoru [7]

Pro získání potřebného vstříkovacího tlaku existují dva typy čerpadel. Jedná se o čerpadla rotační a řadová.

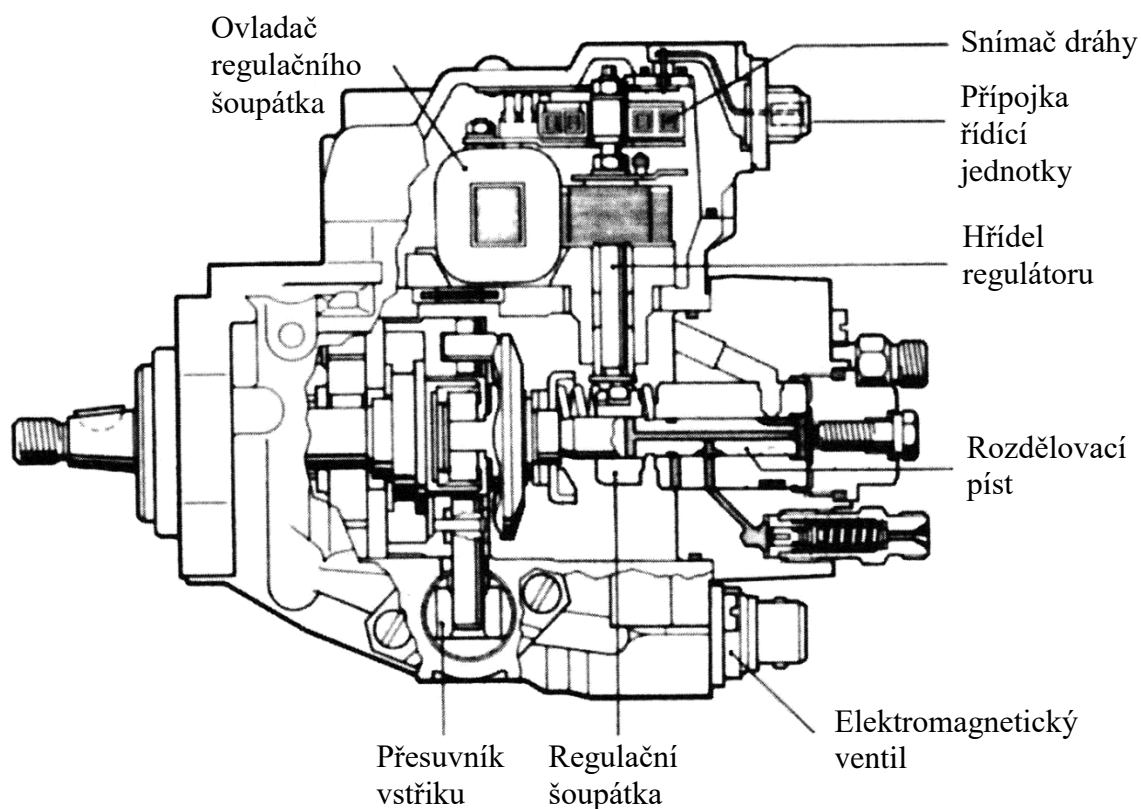


2.2.3 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Rotační vstřikovací čerpadla jsou vhodná zejména pro rychloběžné motory osobních automobilů, u nichž je také kladen důraz na kompaktní rozměry, které tyto čerpadla splňují. Dle pohybu pístu se rotační čerpadla ještě dále dělí na axiální a radiální. Rotační čerpadla obsahují společnou výtlakovou sekci pro všechny válce motoru, musí proto obsahovat ještě rozdělovací píst, který usměrní tlak paliva k požadovanému vstřikovači. [3]

ROTAČNÍ ČERPADLA S AXIÁLNÍM PÍSTEM

Axiální čerpadlo představuje jednodušší variantu rotačních čerpadel, protože obsahuje pouze jeden píst. Díky tomu je i životnost takového čerpadla vyšší. Zároveň to přináší ale i nevýhodu, protože tlak vytlačeného paliva ke vstřikování nemůže dosáhnout vyšších hodnot v porovnání s ostatními typy čerpadel. [3]



Obr. 7 - Rotační vstřikovací čerpadlo VE Bosch [3]

ROTAČNÍ ČERPADLA S RADIÁLNÍMI PÍSTY

Díky stále přísnějším emisním limitům výfukových zplodin je nutné dosáhnout vyšších vstřikovacích tlaků, které ale není čerpadlo s axiálním pístem schopno poskytnout. Proto se používají čerpadla radiální s dvěma až čtyřmi písty, která jsou schopná generovat vyšší vstřikovací tlak. [3]



2.2.4 ŘADOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

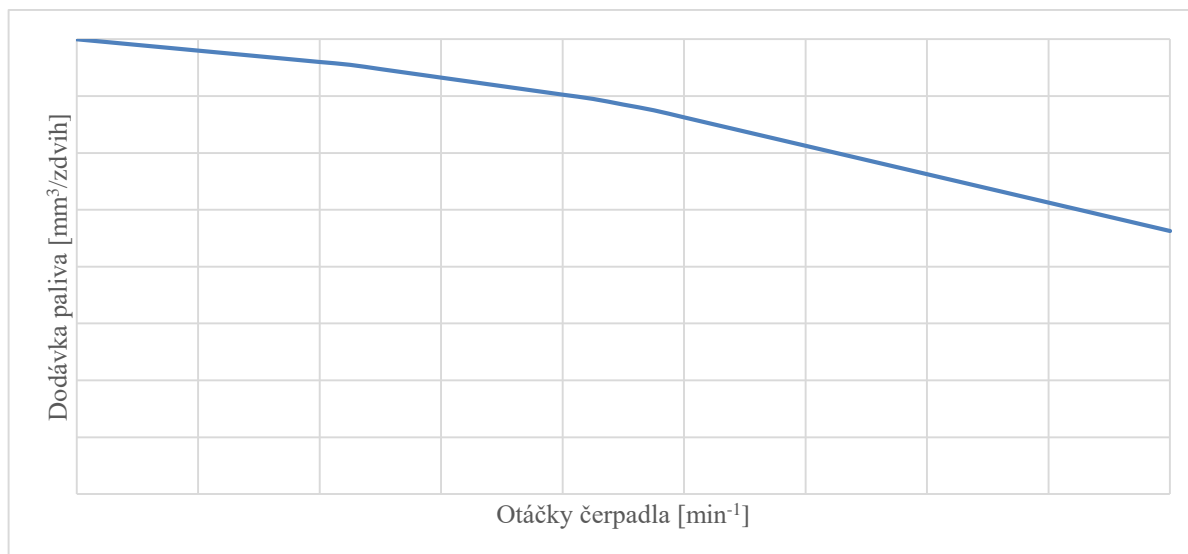
Řadová vstřikovací čerpadla jsou podobně jako ta rotační poháněna vačkovým hřídelem. Řadové čerpadlo se skládá z několika samostatných výtlačných jednotek, jejichž počet odpovídá počtu válců spalovacího motoru. Každá jednotka se skládá z pístu a válce čerpadla. Pohyb pístu ve směru dodávky paliva je zajištěn vačkovým hřídelem přes zvedák, zpětný – sací pohyb zaručuje válcová pružina pístu. [3]



Obr. 8 – Vstřikovací jednotka čerpadla Mj

Vačkový hřídel čerpadla je poháněn rozvodem motoru. Rychlost vačkového hřídele čerpadla je ale poloviční k otáčkám klikového hřídele motoru. Poloviční rychlost je nutná kvůli načasování vstříků vzhledem k taktosti motoru, kdy je u čtyřtaktních motorů výstřik prováděn jednou za dvě otáčky klikového hřídele.

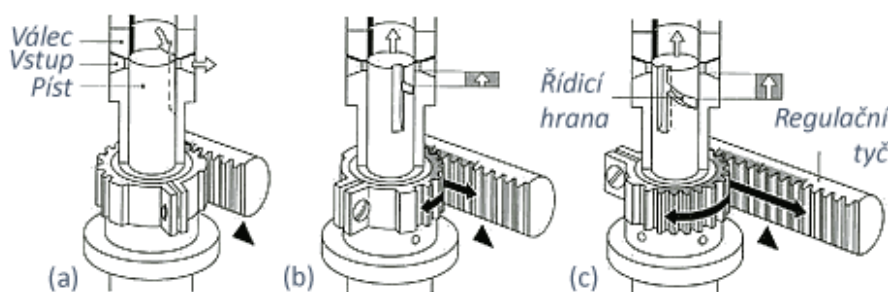
Řízení vznětových motorů probíhá především regulací vstřikovaného množství do spalovacího prostoru motoru. Proto je potřeba u této koncepce regulovat výtlak paliva přímo na čerpadle a to se realizuje natáčením samotného výtlačného pístu uvnitř válce čerpadla. Obr. 9 demonstruje, jak se projevuje přirozená – neregulovaná charakteristika dodávky paliva u čerpadla.



Obr. 9 - Charakteristika čerpadla bez regulace

MECHANICKÁ REGULACE

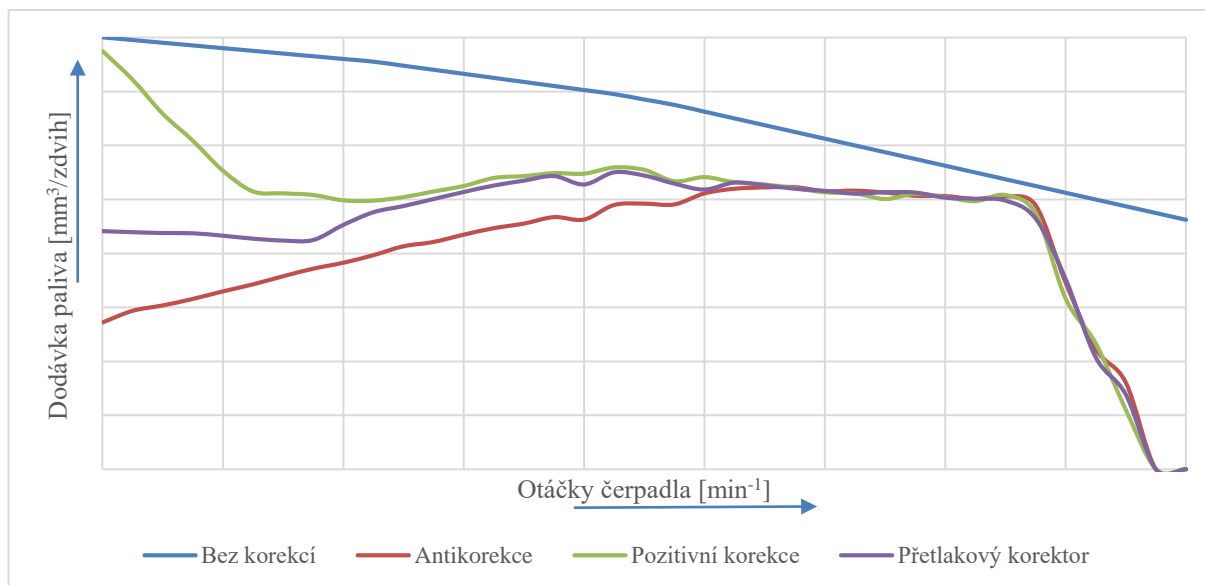
V samotném pístu čerpadla jsou vyhloubeny různě orientované drážky. Ve většině případů se jedná o kombinaci svislé drážky a drážky s šikmou regulační hranou. Mechanická regulace spočívá v pootáčení pístu a tím i změně orientace drážek v pístu vůči přepouštěcím otvorům ve válci čerpadla. Natočením se tedy mění užitečný zdvih pístu a tím i množství dodávaného paliva. Natáčení pístu probíhá regulační tyčí na základě činnosti regulátoru.



Obr. 10 - Natáčení pístu regulační tyčí: (a) - nulová dodávka, (b) - částečná dodávka, (c) - maximální dodávka. [8]

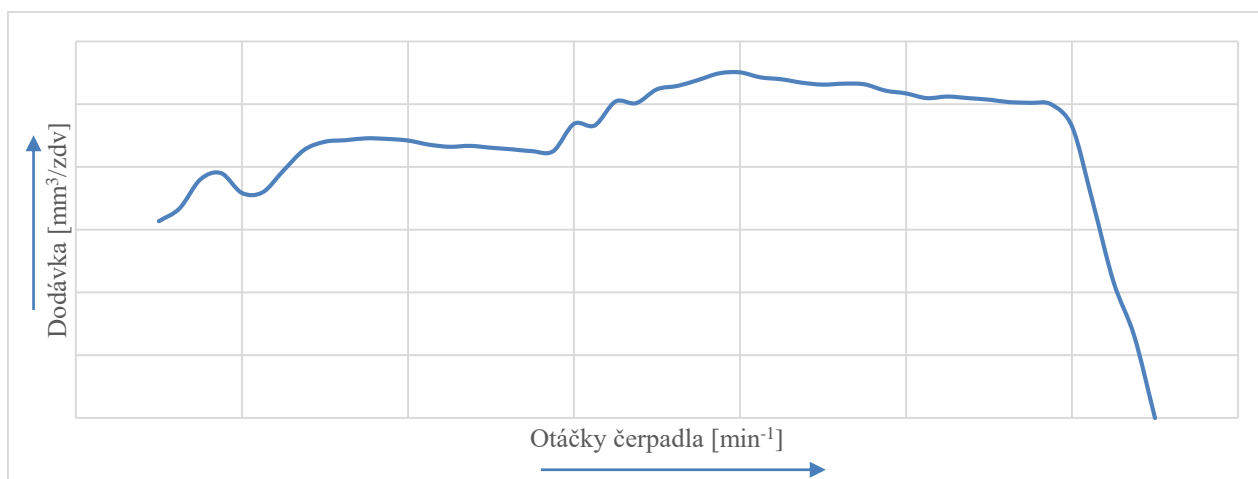
REGULACE MNOŽSTVÍ PALIVA

Mechanický regulátor, aby plnil svoji funkci v dávkování paliva, obsahuje několik komponent, které zajišťují regulaci maximálních otáček motoru, volnoběžných otáček a startovacího režimu. Pro tvarování vnější charakteristiky dále slouží přetlakový korektor, který má za úkol regulovat dodávku paliva v závislosti na plnicím tlaku turbodmychadla, a to za účelem zamezení nadměrné kouřivosti motoru. Dále je v sestavě namontován pozitivní korektor a negativní korektor. Zatímco negativní korektor tvaruje přirozenou charakteristiku směrem ke snížení dodávky paliva, pozitivní korektor naopak tuto dodávku zvyšuje v oblasti, kde je to žádoucí, tedy pro převýšení krouticího momentu. Jednotlivé vlivy korektorů jsou znázorněny na Obr. 11.



Obr. 11 – Průběh dodávky paliva v závislosti na činnosti korektorů

Příklad seřízené charakteristiky čerpadla pro přeplňovaný motor Deutz řady 914 je na Obr. 12. Průběh charakteristiky má dodávkovou špičku, která úzce souvisí s výkonovou špičkou samotného motoru. Lze tedy předpokládat, že v dané oblasti otáček bude mít použitý motor největší krouticí moment. Také je zde oblast konstantního výkonu, která navazuje na toto maximum. Toto naladění motoru, respektive čerpadla je výhodné zejména pro stroje táhnoucí těžký náklad, protože pokud je motor udržován v rozmezí otáček odpovídajícímu konstantnímu výkonu a dojde například vlivem změny terénu ke snížení rychlosti vozidla a tím i snížení otáček motoru, motor se nezahltí, protože právě díky tomuto průběhu dojde k převýšení točivého momentu a tahová síla vozidla zůstane na potřebné velikosti.



Obr. 12 - Výsledná charakteristika čerpadla Mi pro motor Deutz řady 914

Vstřikovací čerpadlo je dále možné vybavit dalšími komponenty, například nezávislým stopovacím zařízením, ovládaným bowdenem nebo elektromagnetem, který přesune regulační tyč do polohy 'STOP', tedy do oblasti nulové dodávky.



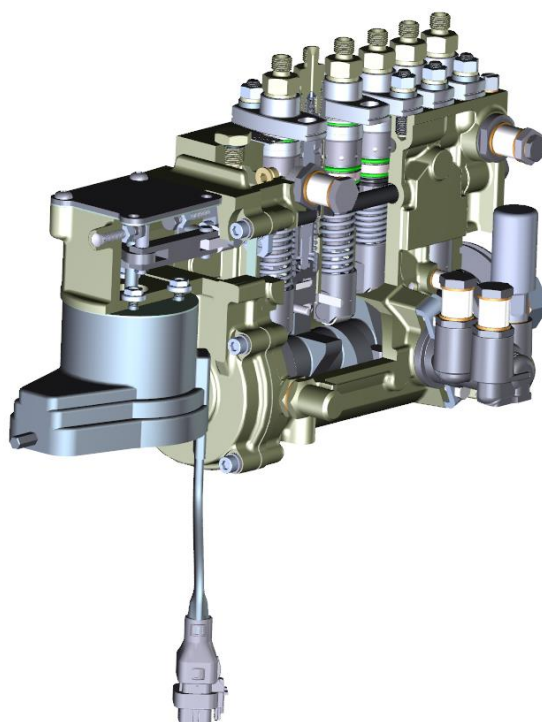
POČÁTEK VSTŘIKU

Součástí čerpadla dále může být přesuvník vstřiku, který v závislosti na otáčkách klikového hřídele motoru upravuje počátek výstřiku paliva. Změna počátku výstřiku se provádí pomocí změny natočení vačkové hřídele čerpadla vůči klikovému hřídeli motoru. Silový účinek je vyvozen pomocí odstředivého regulátoru. Pomocí tohoto zařízení se dá optimalizovat počátek výstřiku v závislosti na otáčkách motoru. [3]

ELEKTRONICKÁ REGULACE

Kvůli rozvoji přeplňovaných motorů a zpříšňování emisních limitů bylo nutné upustit od mechanické regulace vstřikovacího čerpadla. Elektronická regulace umožňuje preciznější tvarování dodávkové charakteristiky pro snížení emisí ve výfukových plynech. Dále komunikuje s EOBD pro diagnostiku poruchy čerpadla a souvisejících zařízení. Další funkcí je nouzové omezení výkonu motoru při zjištění závady v systémech redukcí emise výfukových plynů.

Princip regulace zůstal stejný, pouze posouvání regulační tyče probíhá pomocí elektromagnetického aktuátoru. Tím se výrazně zjednodušila konstrukce samotného čerpadla, protože není nutné použití tolika mechanických prvků. Aktuátor je regulován řídicí jednotkou ECU, která upravuje jeho činnost v závislosti na požadavku řidiče a také na aktuálních potřebách motoru. To znamená na plnicím tlaku, na nastavení EGR ventilu pro recirkulaci výfukových zplodin a na stavu filtru pevných částic. Umožňuje také použití tempomatu a spolupracuje se silovou regulací traktoru. Použití elektronické regulace je také nutné kvůli platným předpisům Evropské unie o povinném napojení zařízení motoru na datovou sběrnici CAN. [3], [8]



Obr. 13 - Čerpadlo VERMI pro šestiválcový motor splňující normu Stage IV



3 KONCEPCE ČERPADLA MJ

Koncepce nového čerpadla Mj společnosti MOTORPAL, a.s. vychází z konstrukce stávající a velmi osvědčené generace řady Mi. Řada Mi je převážně osazena mechanickým regulátorem, který již nesplňuje požadavky v současnosti kladené na moderní čerpadla, a to jak z provozních tak i z legislativních důvodů. Proto byla vyvinuta nová generace čerpadel s označením Mj. Čerpadla tohoto typu jsou vybavena elektronickým systémem regulace VERMI.



Obr. 14 - Čerpadlo řady Mj



3.1 POŽADOVANÉ PARAMETRY A FUNKCE

Důvodem k vyvinutí konceptu další generace vstřikovacího čerpadla jsou mimo jiné stále se zvyšující nároky výrobců motorů na toto příslušenství. Proto byly na začátku vývoje stanoveny tyto základní parametry, které čerpadlo musí splnit:

Tab. 4 - Porovnání zadávacích parametrů pro čerpadla Mi a Mj

<i>Emisní norma</i>	<i>Stávající čerpadlo Mi</i>	<i>Nové čerpadlo Mj</i>
	Stage III B	Stage III B + Stage IV
<i>Počet vstřikovacích jednotek [-]</i>	3 – 8	3 – 8
<i>Zdvih pístu [mm]</i>	14	15
<i>Max. průměr pístu [mm]</i>	10	11
<i>Velikost dodávky paliva [mm³/zdvih]</i>	270	310
<i>Max. délka vstřiku paliva [°]</i>	11	12
<i>Max. otáčky čerpadla [min⁻¹]</i>	1350	1350
<i>Max. vstřikovací tlak u hrdla čerpadla [MPa]</i>	100	120

Velikost dodávky paliva za jeden zdvih pístu byla při návrhu čerpadla Mj zvolena výrazně nižší než v případě stávajícího čerpadla Mi. K tomuto kroku nás vedla vyšší preciznost regulace a vyšší vstřikovací tlak nového čerpadla. Hodnotu 160 mm³/zdvih jsme určili pro samotný vývoj. Modifikace tohoto čerpadla pro různé motory ale umožňují zvýšit velikost dodávky až na 310 mm³ za jeden zdvih.

Mezi dalšími požadavky na čerpadlo Mj bylo nasazení plně elektronické regulace systému VERMI, který ovládá čerpadlo elektromagnetickým aktuátorem. Tento způsob regulace umožňuje nejen plnění legislativních předpisů, ale umožňuje přidat k motoru vozidla další funkce, či rozšířit ty stávající. VERMI umožňuje přesnější naladění průběhu točivého momentu motoru, umožňuje korekci množství paliva v závislosti na jeho teplotě a také teplotě a tlaku nasávaného vzduchu. Dále spolupracuje se systémem recirkulace výfukových plynů, kde dokáže podrobněji upravovat činnosti EGR ventilu v závislosti na provozních otáčkách, zatížení motoru a jeho teplotě. Řídí také obtok a geometrii lopatek v turbodmychadle. Umožňuje pokročilou spolupráci řídicí jednotky s tempomatem a automatickou převodovkou. V neposlední řadě rovněž jednotka ECU spolupracuje se systémy pro následnou redukci emisí ve výfukových plynech.

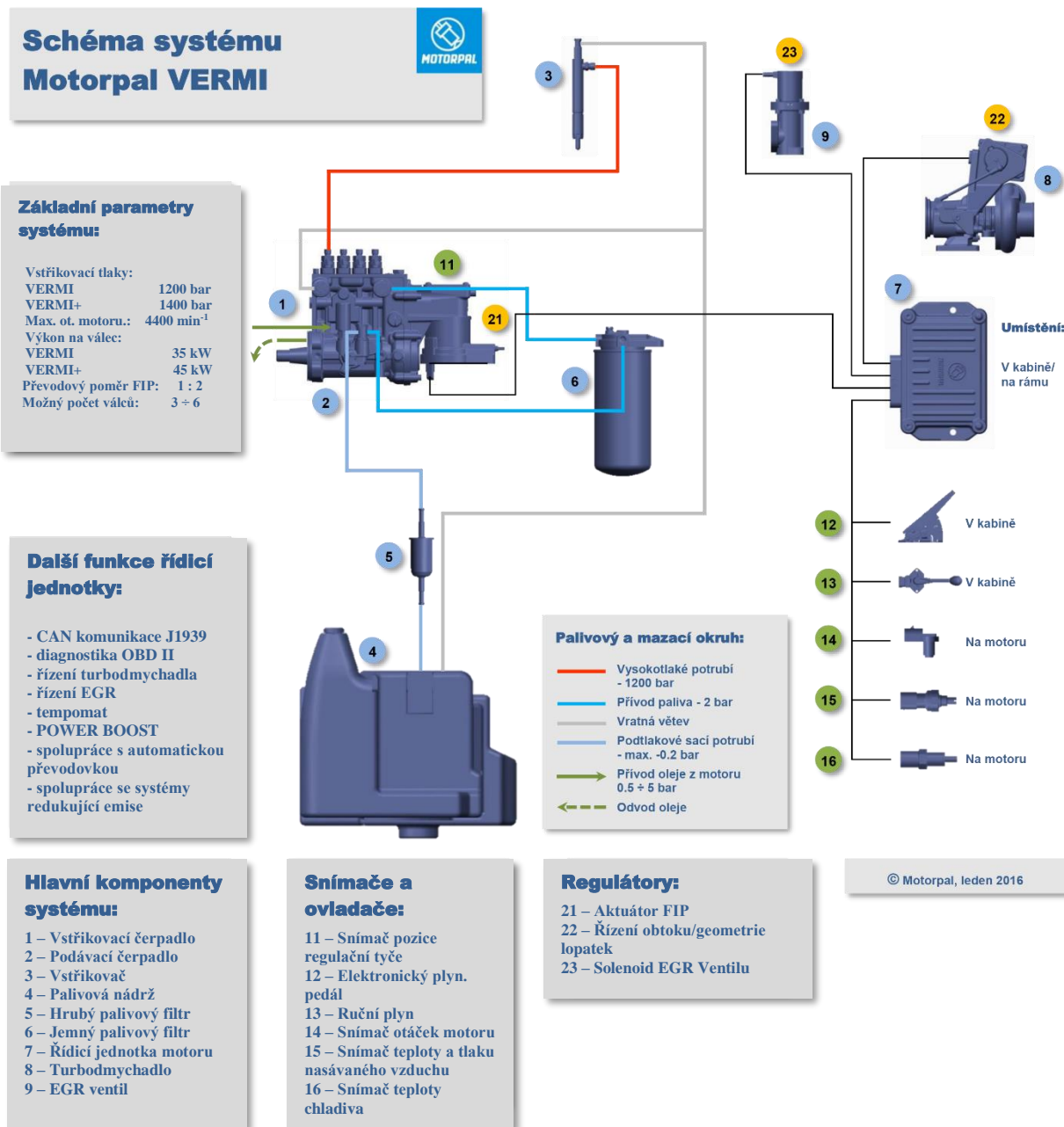
Veškerá komunikace všech komponent motoru a systémů příslušenství zde probíhá přes normovanou sběrnici dat CAN. To je sběrnice, která využívá pouze dvě datová vedení, CAN high a CAN low, díky čemuž dochází k výrazné úspoře množství kabelů ve vozidle. Přenos dat



mezi komponenty probíhá pomocí standardizovaných zpráv, kdy každá komponenta má svůj vlastní identifikátor.

Rychlost a frekvence řízení aktuátoru se volí s ohledem na potřeby regulace motoru a jsou zatím stále ve fázi vývoje, přičemž v současné chvíli je aktuátor schopen přesunout tyč z maximální polohy do nulové za 80 ms. Pracovní frekvence změny požadovaného stavu je 500 Hz.

Dalším velkým požadavkem kladeným na čerpadlo je klimatická odolnost. Řadová vstříkovací čerpadla jsou určena nejen na evropské, ale i na východně orientované trhy, kde se mohou vyskytovat poměrně rozdílné klimatické podmínky. Celá vstříkovací soustava musí být schopná provozu v teplotách od -20°C do $+100^{\circ}\text{C}$. Je zde připuštěno krátkodobé zvýšení teploty až na $+130^{\circ}\text{C}$. To například pokrývá stav, kdy je po dlouhém běhu motor vypnut, čímž se vyřadí z provozu i chladicí okruh a zbylé teplo se z bloku motoru začne rozvádět do dalších částí agregátu sáláním. Vstříkovací souprava by rovněž bez poškození měla odolat teplotě až -40°C . Životnost celé sestavy čerpadla bez ohledu na provozní teploty je dimenzována na 8000 provozních hodin. Celková hmotnost čerpadla se základním příslušenstvím pro čtyřválcový motor je přibližně 20 kg.



Obr. 15 - Schéma systému VERMI

Vstřikovací čerpadlo je vybaveno integrovaným podávacím čerpadlem a dále blokovacím zařízením pro synchronizaci polohy váčkového hřídele čerpadla při montáži čerpadla vůči klikovému hřídeli spalovacího motoru.

Čerpadlo Mj je obdobně jako čerpadlo Mi mazáno tlakovým olejem ze spalovacího motoru. Jedná se o výhodnější řešení než mazání palivem.



3.2 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Jako referenční agregáty pro vývoj čerpadla jsme zvolili čtyřválcové motory Minsk D245.2S3AM(b) 90 kW/2200 min⁻¹ a Zetor - 1706 - 103,5 kW/2200 min⁻¹, proto se v konceptu čerpadla nachází čtyři vstříkovací jednotky umístěné v řadě.

Pohyb vstříkovacích jednotek je zajištěn vačkovým hřídelem, který je poháněn rozvodou spalovacího motoru. Úhlová rychlost čerpadla je však poloviční oproti úhlové rychlosti klikového hřídele motoru, a to právě kvůli korektnímu časování vstříků.



Obr. 16 - Řez čerpadlem Mj

3.2.1 VSTŘIKOVACÍ JEDNOTKA

Vstříkovací jednotka je jednou z hlavních komponent čerpadla. Se skříní čerpadla je spojena svorníky prostřednictvím příruby válce. Jako taková zajišťuje dopravu paliva ke vstříkovači v požadované velikosti dávky a tlaku. Díky tomu, že se jedná o samostatně montovaný celek, je výměna jednotky v případě poruchy či garančního servisu velmi snadná. Při montáži je však nutné dbát na správnou orientaci regulační objímky vůči regulační tyči. To zajišťují zářezy v hřebeni regulační objímky a tyče, které ustanoví správnou polohu natočení pístu, a nemůže tedy dojít k negativním následkům spojeným s nesprávnou orientací pístu.

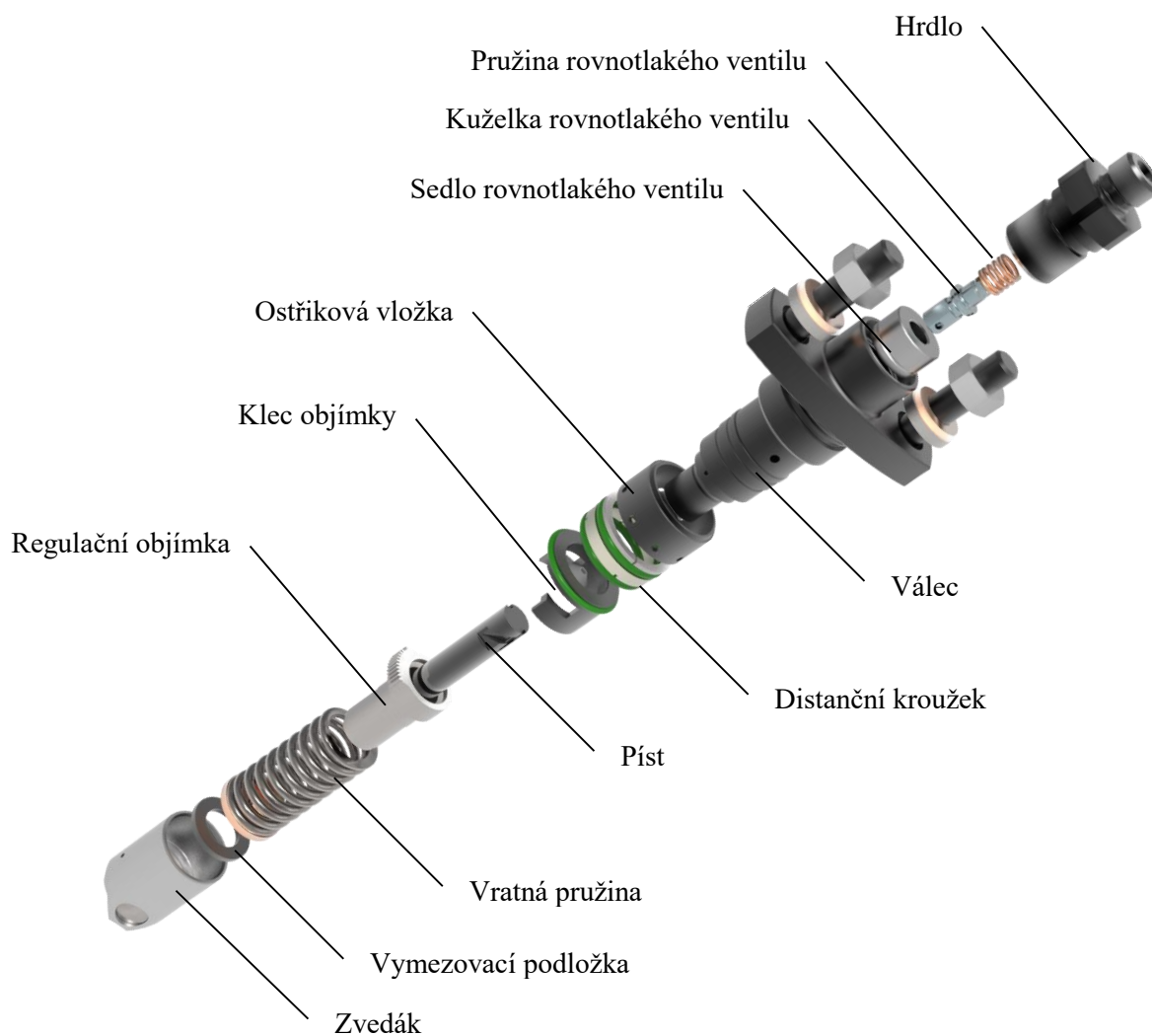
Z důvodu velkých rychlostí musí mít pohyblivé části čerpadla co nejmenší hmotnost kvůli snížení namáhání od setrvačných sil. Zároveň by ale, podobně jako zbylé komponenty jako jsou válec, hrdlo, ostřiková vložka a rovnotlaký ventil, které jsou vystaveny vysokému tlaku paliva, měly být co nejpevnější.

V tělese vstříkovací jednotky je zašroubováno hrdlo, které přitlačuje rovnotlaký ventil, čímž vytváří sílu k utěsnění pracovního tlaku. Píst čerpadla se pohybuje ve válci s vůlí přibližně 3



um a jeho pohyb je vyvozen vačkou přes zdvihátko a dolní miskou. Zpětný pohyb pístu zajišťuje vratná pružina.

Ve chvíli, kdy je pístu udělen pohyb směrem vzhůru, dochází ke stlačení paliva. Čelo pístu překryje sací otvor a následuje stlačení paliva v prostoru nad pístem ve válci. Při dosažení otevíracího tlaku rovnotlakého ventilu dochází k odvodu paliva hrdlem z prostoru nad pístem do vysokotlakého potrubí ke vstřikovači. Následuje fáze, kdy je píst tlačěn pružinou zpět směrem dolů. Ukončení výstřiku nastává po odkrytí sacího otvoru regulační hranou a tím dochází k úniku tlaku z výtlačného prostoru a uzavření rovnotlakého ventilu.



Obr. 17 - Popis vstřikovací jednotky čerpadla Mj



ZVEDÁK

Zvedák je jednou z nejvíce mechanicky namáhaných součástí, neboť na něj v radiálním směru působí síla od komprese paliva stlačeného během jednoho zdvihu. Dále je také namáhán silou od předepruté pružiny a setrvačnými silami vzniklými pohybem soustavy. Velikost těchto dvou sil je ale v porovnání k síle vyvolané tlakem paliva zanedbatelná. Podrobnějším rozbořem vlivu těchto sil se zabývám v další kapitole této práce.



Obr. 18 - Zvedák čerpadla Mj

V tělese zvedáku je zasunut čep, na kterém je dále nasunuta kladka s možností otáčení kolem své osy. Kladka je v přímém kontaktu s palcem vačkového hřídele a kopírováním jeho povrchu způsobuje pohyb pístu směrem vzhůru a tedy nasávání a stlačení paliva. Kladka zvedáku musí mít profilovaný povrch, aby došlo k odstranění enormního nárůstu kontaktních tlaků. Vlivem zatížení zvedáku dojde k deformaci čepu, na kterém je usazena kladka. Tato deformace působí i na samotnou kladku, která má poté sklon ke kontaktu s palcem vačkového hřídele pouze minimální plochou na svých okrajích. V těchto místech pak kontaktní tlak násobně převyšuje povolené hodnoty. Právě porovnáním vlivů různých profilů povrchu kladky na velikost kontaktních tlaků se podrobněji zabývám v dalším textu v kapitole věnované pevnostní analýze.

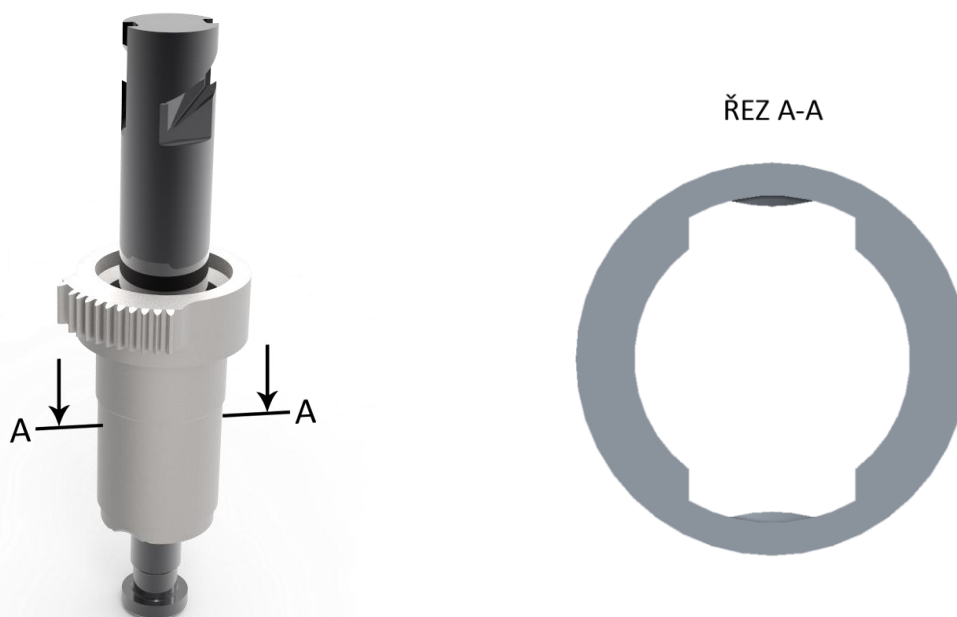
Těleso zvedáku vykonává svislý přímočarý pohyb. Proti otáčení kolem své vlastní osy je omezeno nejen odvalováním kladky, ale také je navíc zajištěno aretačním kolíkem. Dále je ve zvedáku umístěna vymežovací podložka dolní misky, která slouží pro seřizování stejného teoretického počátku dodávky všech jednotek v čerpadle. Těleso zvedáku také slouží k vedení pružiny.

VRATNÁ PRUŽINA

Vratná pružina působí proti směru zdvihu pístu. Její tuhost je volena s ohledem na provozní otáčky čerpadla, aby nedocházelo k odskakování kladky zvedáku od vačkového hřídele a byl tak zajištěn jejich stálý kontakt.



REGULAČNÍ OBJÍMKA

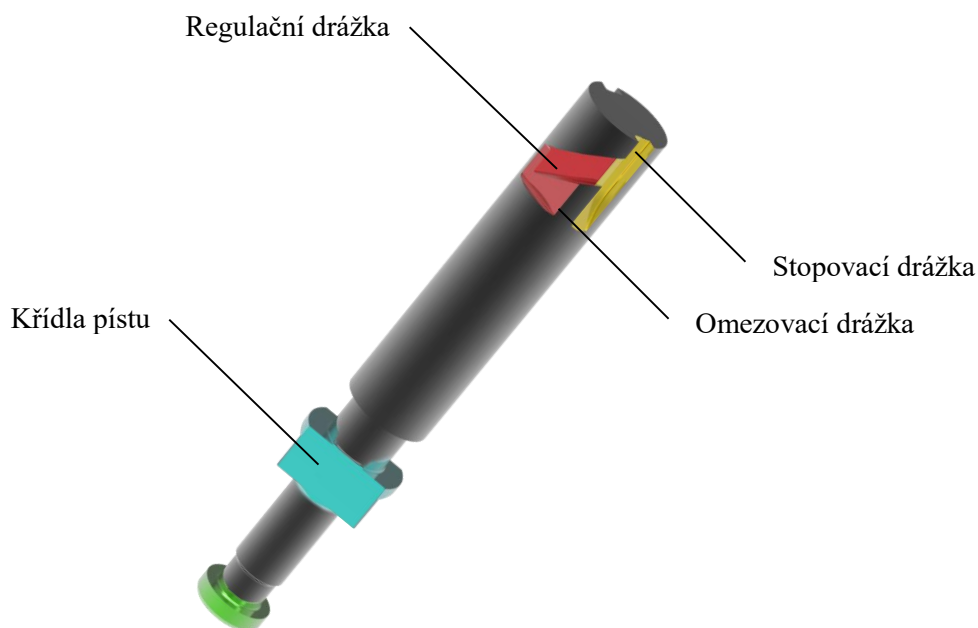


Obr. 19 - Regulační objímka čerpadla Mj

Úkolem regulační objímky je přenášet impulsy vyvolané posunem regulační tyče na píst. K tomu slouží dvě drážky zhotovené v těle objímky, do kterých zapadnou křídla pístu. Objímka je vybavena ozubeným hřebenem, který má stejný modul jako hřeben na regulační tyči. Je nutné, aby při montáži vstřikovací jednotky byla poloha objímky vůči tyči dána jednoznačně, proto je na hřebeni vynechán jeden zub. Díky tomu nemůže v rámci kompletace čerpadla dojít k chybnému umístění.

PÍST

Píst je stěžejní součástí vstřikovací jednotky. Svým pohybem na základě otáčení vačkového hřídele dodává stlačené palivo přes rovnotlaký ventil a vysokotlaké potrubí ke vstřikovači. Píst je také hlavním akčním členem regulace množství paliva vytlačovaného čerpadlem. Pro tento účel je vybaven šikmými a svislými hranami. Svislé hrany zde slouží k nastavení nulové dávky paliva, a to ve chvíli, kdy jsou orientovány souhlasně se sacím a přepouštěcím otvorem válce, který se nachází ve válci. Regulace nenulových dávek paliva probíhá díky dvěma šikmým regulačním hranám, jejichž rozměry a sklon v pístu ovlivňují možnosti regulace velikosti dodávky. Omezovací drážka v pístu slouží k zamezení dodatečného výstřiku po odkrytí přepouštěcích otvorů.



Obr. 20 - Píst čerpadla Mj

Píst je dále vybaven křídly, která zapadají do drážek v regulační objímce. Tím dochází k samotnému otáčení pístu. Uložení křídel v objímce musí být s vůlí, její velikost je optimalizována s ohledem na přesnost regulace.

OSTŘIKOVÁ VLOŽKA

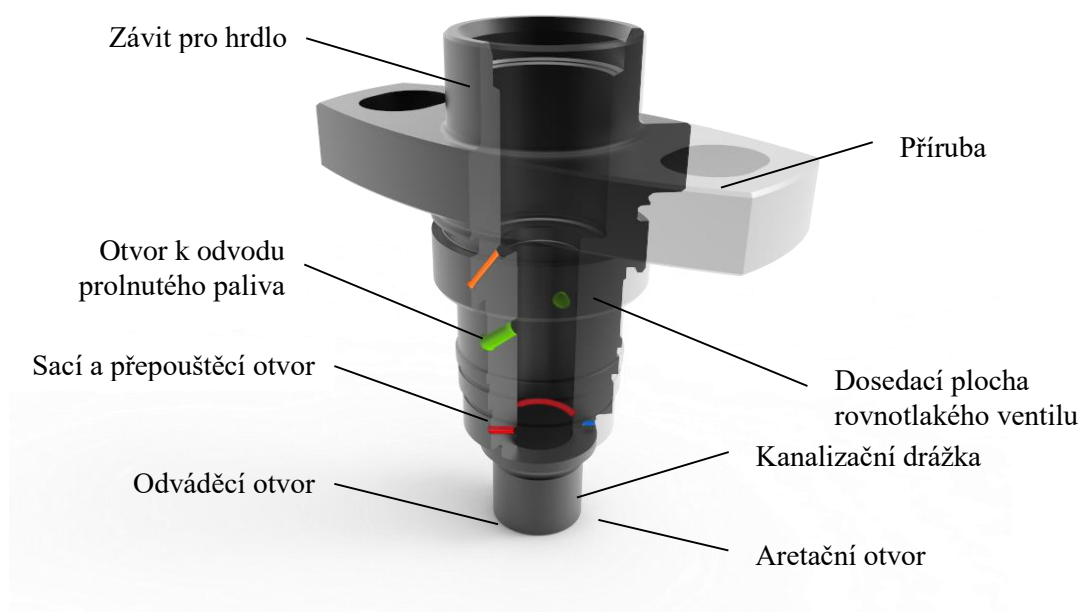
Ostříková vložka je umístěna na válci vstřikovací jednotky a slouží k překrytí sacích otvorů válce. Tímto překrytím zabraňuje abrazivnímu účinku paprsku paliva na těleso čerpadla vznikajícímu při ukončení vstřiku a odkrytí sacího otvoru regulační hranou. Otvory v ostříkové vložce jsou proto předsazené oproti sacím otvorům ve válci.



Obr. 21 - Ostříková vložka vstřikovací jednotky



VÁLEC



Obr. 22 - Válec čerpadla Mj

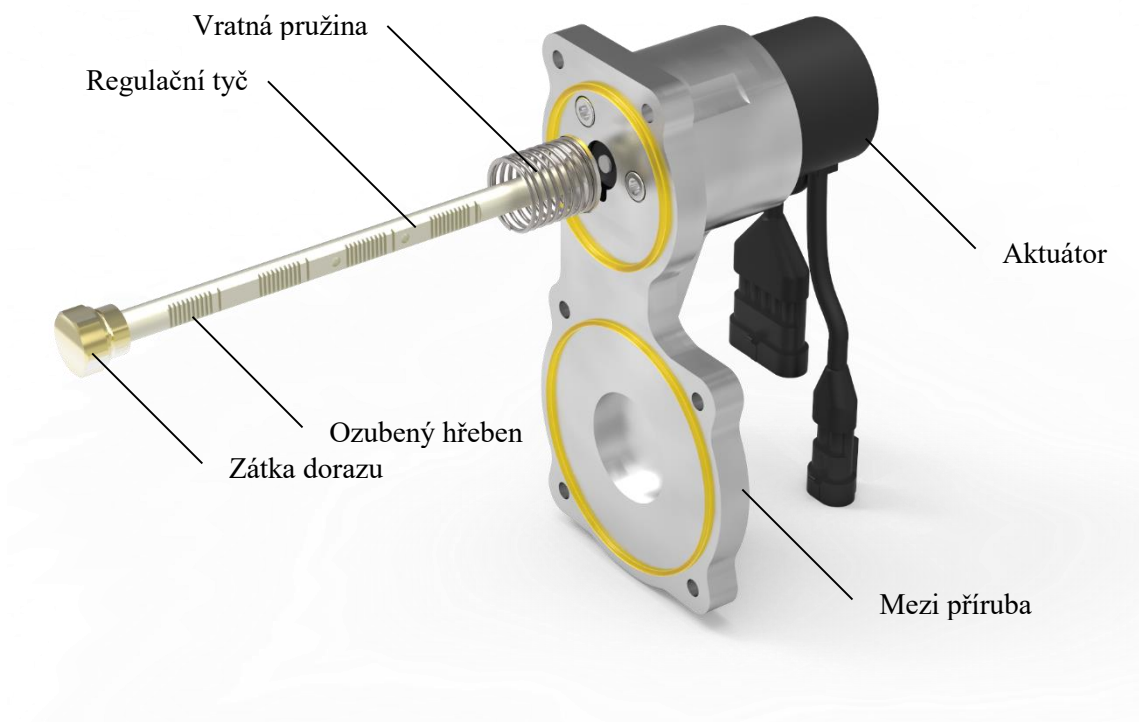
Ve válci je zhotovena soustava otvorů. Nejdůležitější jsou sací a přepouštěcí otvory. Ty jsou zde dva z důvodu lepšího tlakového vyvážení pístu, aby nedocházelo ke vzpříčování pístu ve válci a také pro účinnější plnění. Dále je ve válci kanalizační drážka sloužící ke sběru prolutého paliva z prostoru mezi pístem a válcem, které se dále vypouští odváděcím otvorem a přepadem z čerpadla zpět do nádrže. V horní části válce v místě rovnotlakého ventilu je vyvrtán otvor k odvodu prolutého paliva z ventilového prostoru. Aretační otvor slouží k ustavení polohy klece vůči válci pomocí pojistného kroužku.

Na válec ve směru dodávky paliva navazuje rovnotlaký ventil a ze vstříkovací jednotky putuje palivo do vysokotlakého potrubí přes hrdlo. Celá vstříkovací jednotka je prostřednictvím postranních přírub na válci spojena se skříní čerpadla.

3.2.2 REGULAČNÍ TYČ

Regulační tyč je akčním členem a slouží k přenášení pohybu regulátoru na objímky pístů vstříkovacích jednotek. Na regulační tyč působí aktuátor a vratná pružina pro zpětný pohyb ve směru ke snižující se dodávce, která zajišťuje posun regulační tyče v případě výpadku aktuátoru na koncový doraz, což způsobí přerušování dodávky čerpadla a vypnutí motoru. Regulační tyč je opatřena ozubenými hřebeny, pomocí kterých ovládá objímky u pístů.

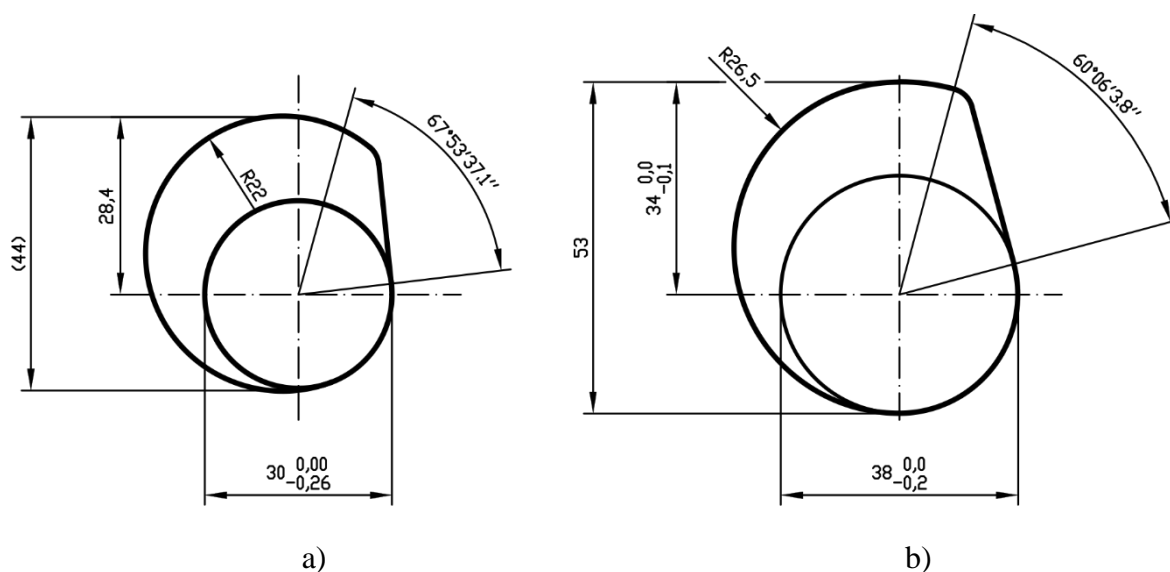
Délka dráhy tyče čerpadla Mj je 15 mm, přičemž aktuátor s ní pohybuje s přesností 0,05 mm. U generace Mi s mechanickým regulátorem byla dráha tyče o 6 mm delší. Regulační tyč v případě výpadku aktuátoru pomocí vratné pružiny zapadne na zátku dorazu, tím se nastaví nulová dodávka paliva ve vstříkovacích jednotkách a motor se vypne. Regulační tyč je v jedné z krajních poloh ohraničena zátkou dorazu v poloze MAX a v poloze opačné dorazovým šroubem v poloze STOP.



Obr. 23 - Regulační tyč řadového čerpadla s aktuátorem

3.2.3 VAČKOVÝ HŘÍDEL

Vačkový hřídel byl kvůli změně zdvihu pístu a zvýšení vstřikovacího tlaku oproti předchozí generaci zcela přepracován. Avšak materiál vačkového hřídele zůstal zachován pro své pevnostní vlastnosti. Jedná se o středně legovanou ušlechtilou nikel – chromovou ocel 15NiCr13 určenou k cementování. Toto řešení přineslo určité úspory v rámci výroby této součásti, protože nebylo nutné měnit technologické postupy. Vlivem zvýšeného namáhání ale bylo nutné upravit konstrukční rozměry tak, aby životnost této součásti zůstala zachována. Palce vačky jsou o 3,5 mm rozšířeny kvůli zvýšenému namáhání vlivem vyššího tlaku čerpadla.



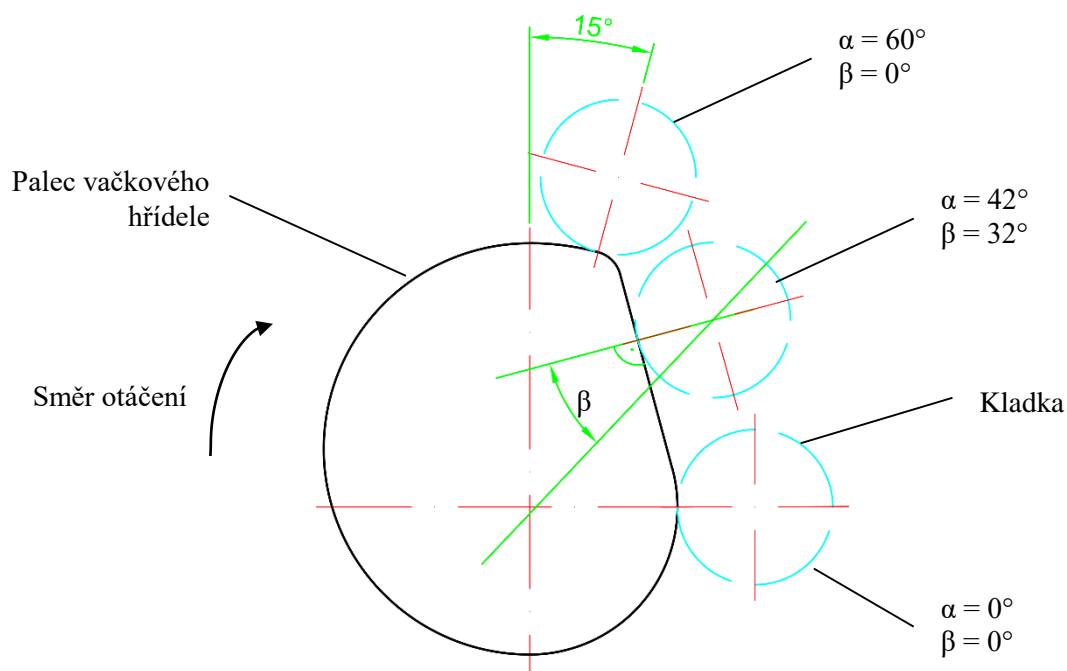
Obr. 24 - Rozměry palce vačkového hřídele - a) pro čerpadlo Mi, b) pro čerpadlo Mj

Průměr základní kružnice palce vačky byl zvětšen z důvodu vyššího zatížení a také aby bylo dosaženo vyšší rychlosti pístu. Vačkový hřídel byl navržen jako tangenciální.

Vačka se skládá z náběžné části – tangenciální nebo podbroušené, vrcholové části pro pohyb po vrcholové kružnici a sestupné části tvořené převážně excentrem. Smyslem správné konstrukce vačkového hřídele je vyvinout co největší rychlost na výtlaku, tedy na náběžné části a naopak pozvolna se vrátit na základní kružnici po sestupné části.

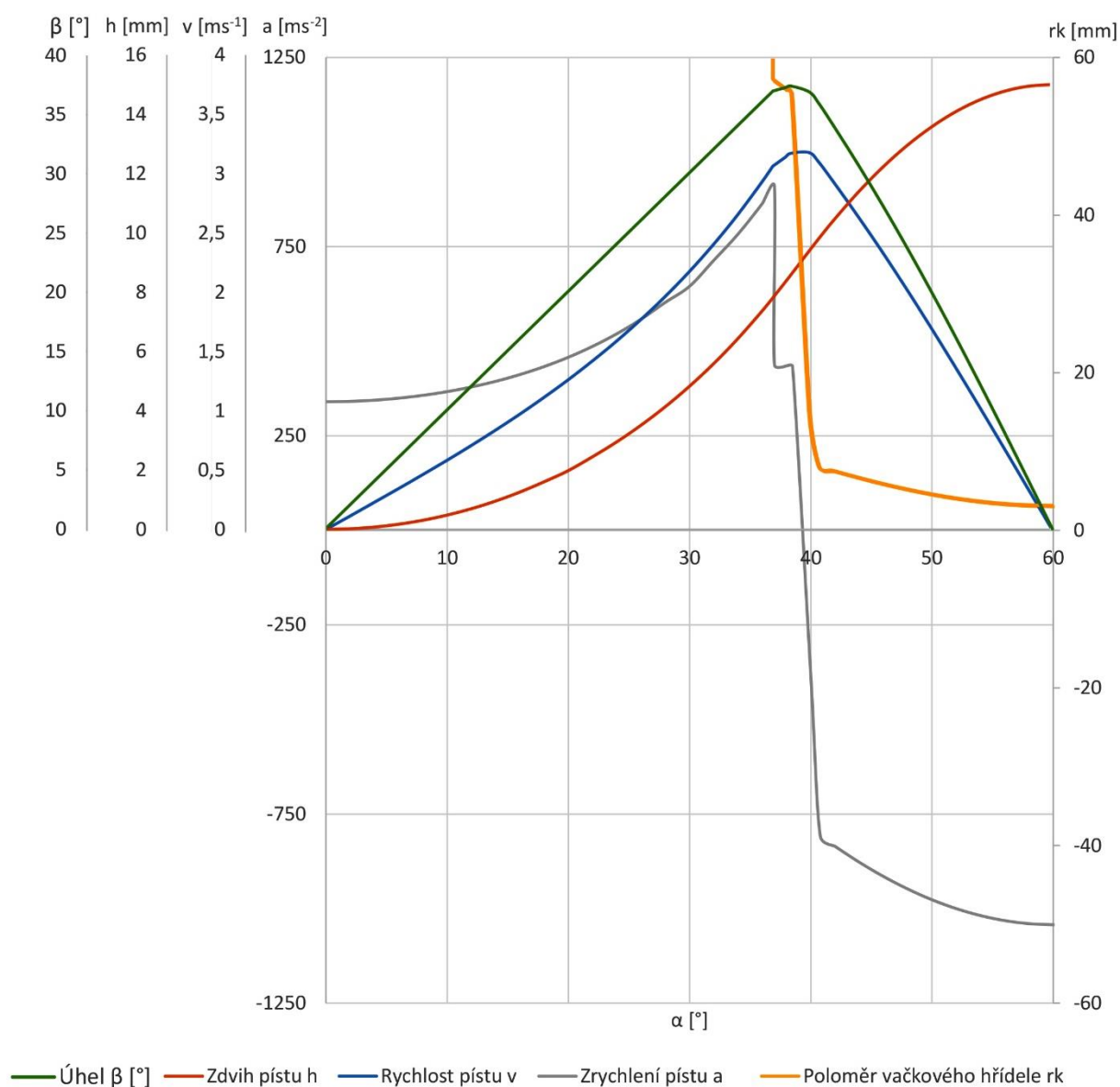
HVA DIAGRAM

Analýzu návrhu optimálního tvaru vačkového hřídele jsme provedli pomocí HVA diagramů. Porovnávali jsme hodnoty zdvihu pístu, jeho rychlosti, zrychlení a také velikost úhlu β v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele α . Rozsah úhlu α v HVA diagramu je 60° , což je úhel, při kterém se kladka na palci vačkového hřídele pohybuje po náběžné hraně viz. Obr. 24 b).



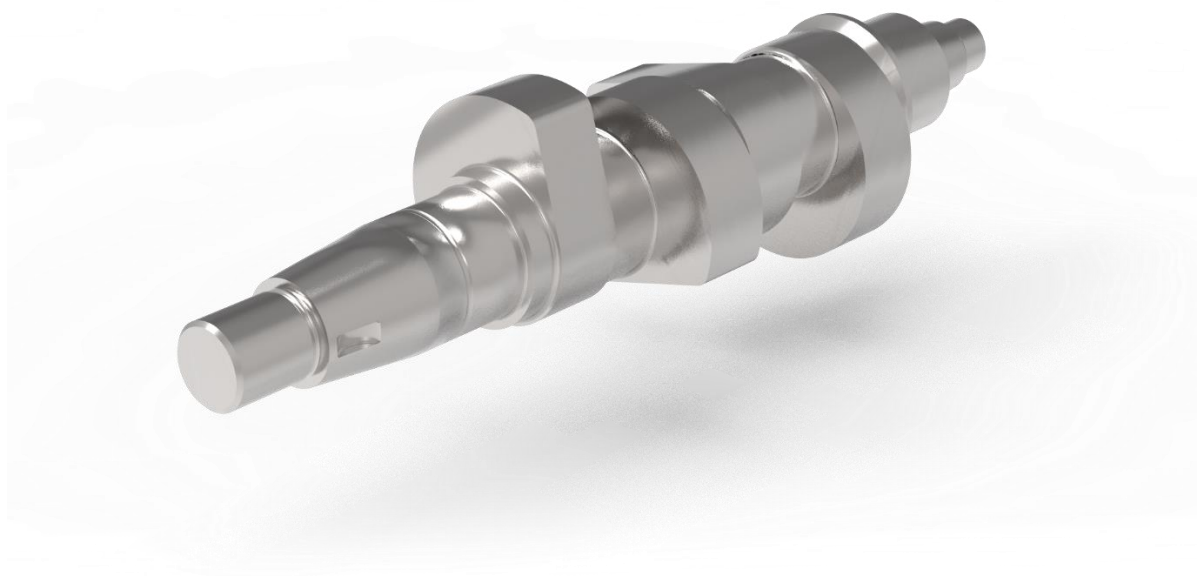
Obr. 25 - Velikost úhlu β v závislosti na natočení vačkového hřídele

Hodnota úhlu β je důležitá zejména ve vztahu k radiálnímu namáhání zvedáku. Zde bylo nutné ověřit, zdali nebyla překročena maximální velikost radiální síly v příčném směru působící na zdvihátko, jejímž vlivem dochází k vybočování zvedáku ze svislého směru a tím i k jeho namáhání a také větším třecím ztrátám v kontaktu se skříní čerpadla. Zároveň se zvyšující se velikostí úhlu β roste i rychlost a zrychlení pístu. Proto jsme zde museli zvolit kompromis mezi namáháním a efektivností funkce čerpadla.



Obr. 26 - HVA diagram vačkového hřídele čerpadla Mj

Z HVA diagramu je rovněž patrné, že palec vačky na konci náběžné hrany je opatřen proměnlivými rádiusy z důvodu zamezení odsakování kladky od povrchu palce a tedy zajištění stálého kontaktu těchto dvou těles. Maximální rychlosti dosáhl píst při úhlu natočení vačkového hřídele o $38,5^\circ$ a zároveň maximálním úhlu β $37,4^\circ$. Maximálního zrychlení ve směru dodávky dosáhl píst až na samotném konci náběžné hrany a jeho hodnota byla 909 ms^{-2} . Maximálního zrychlení absolutně dosáhl píst v místě maximálního zdvihu. Tato oblast leží až za náběžnou hranou.



Obr. 27 - Vačkový hřídel čerpadla Mj

Vačkový hřídel je uložen ve dvou ložiscích. V této aplikaci je velikost axiálního zatížení mnohonásobně menší než radiální, proto byla při návrhu zanedbána. Obě ložiska jsou tedy jednořadá válečková. Ložisko na straně víka čerpadla je NJ206, které musí mít únosnost 46 kN, a na druhém konci hřídele ze strany aktuátoru je ložisko NJ306. Obě ložiska jsou dimenzována na životnost 8000 hodin při otáčkách 1250 min^{-1} .

3.3 POROVNÁNÍ ČERPADEL MI A MJ

Pro zjištění přínosu nové koncepce čerpadla jsme provedli množství zkoušek. Mimo jiné i porovnání zákona výstřiku pro čerpadlo Mi a Mj, které byly provedeny pro totožnou aplikaci. V tomto případě se jednalo o agregát ASHOK 133 kW 2400 min^{-1} s plněním emisních limitů EURO 3 a 4. Tento motor je určen pro nákladní vozidla.

Při zkoušce se měřil průběh zákona výstřiku a také maximální hodnoty tlaků v jednotlivých částech vstřikovacího systému. Měření probíhalo při konstantních otáčkách a ve dvou úrovních vysunutí regulační tyče, tedy i v různém množství vstřikovaného paliva. Probíhalo porovnání počátku, konce a délky výstřiku a tlaků v hrdle na výstupu z čerpadla a v potrubí u vstřikovače.



3.4 ZKUŠEBNÍ MĚŘENÍ

Motorpal, a.s.

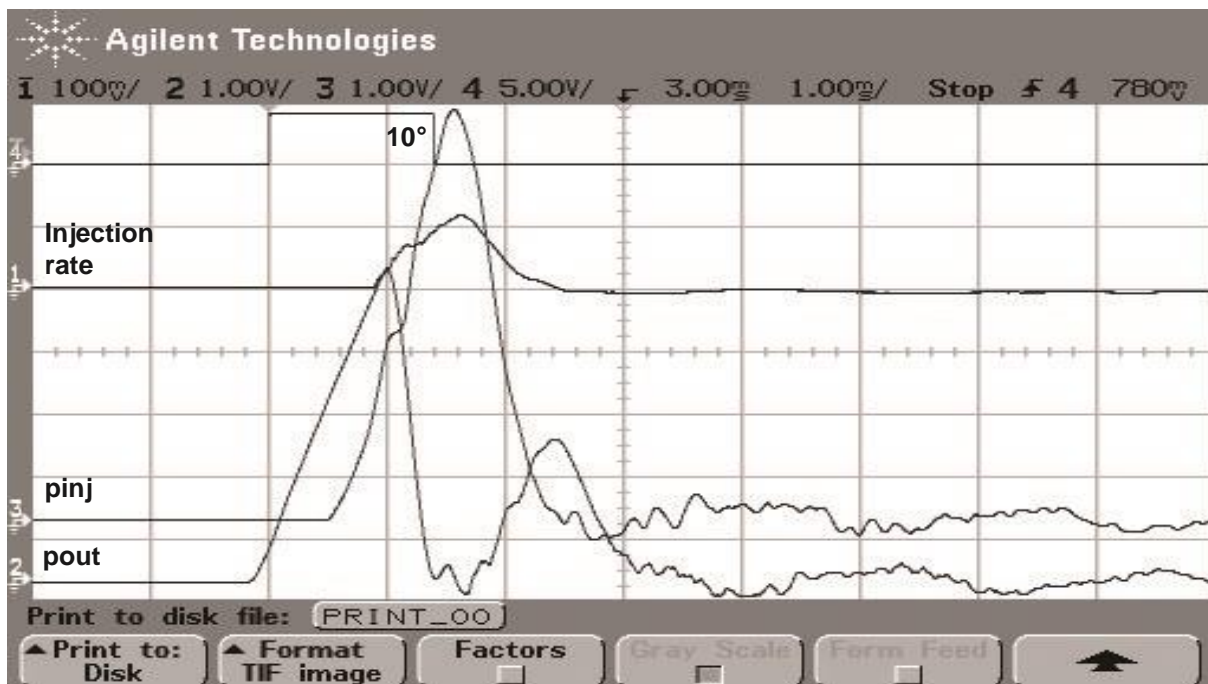
Humpolecká 313/5
587 41 Jihlava - Czech Republic

www.motorpal.cz



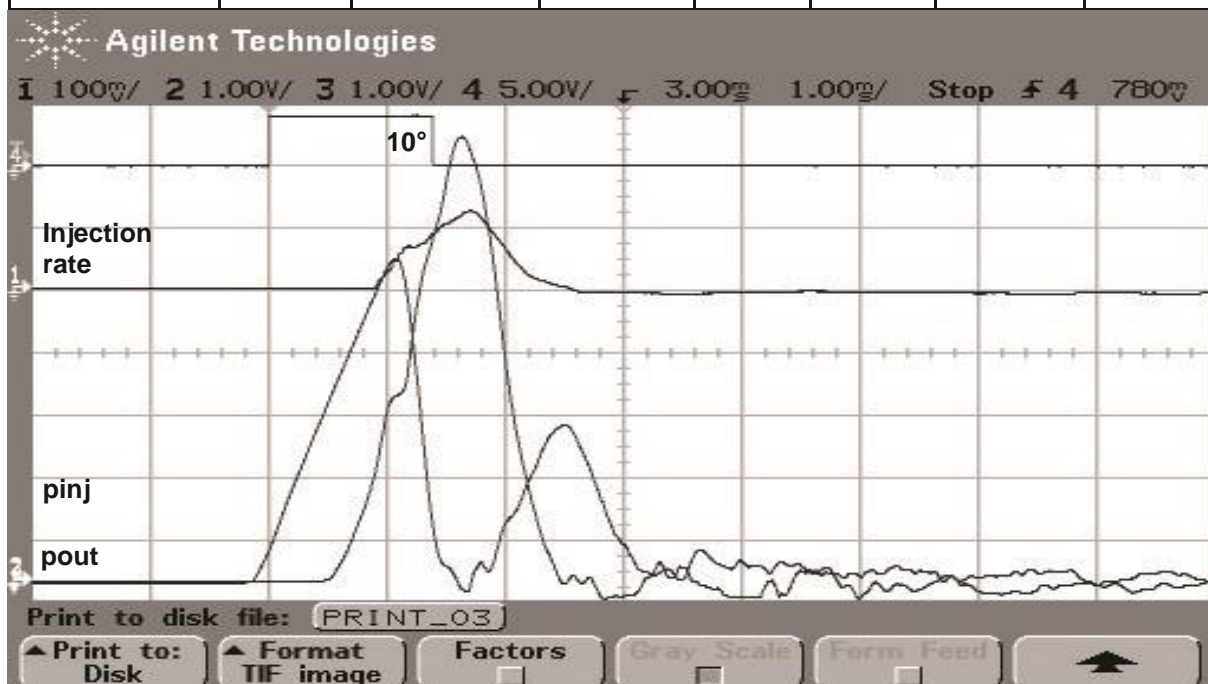
Kód motoru: M-78-04 engine code:		Protokol: LZ 15/20		Q_n = 93 mm³/zdv. (1200 min⁻¹)	
Měřil: Polreich, Sysel measured by:		Varianta: D05 variation:		Datum měření: 1.9.2015 measurement date:	
Motor: ASHOK - 133kW = 180HP / 2400min⁻¹ engine:					
Účel měření: ověření PP.Mj ; RTV=Ø0,8/10; TPD=5,0; tryska Hy=703 measurement target:					
OSAZENÍ VSTŘIKOVACÍ SOUPRAVY PERFORMACE OF FUEL INJECTION DEVICE					
<i>název:</i> <i>name:</i>	<i>označení, popis:</i> <i>label, description:</i>	<i>technické parametry:</i> <i>technical characteristic:</i>	<i>poznámky:</i> <i>notes:</i>		
ČERPADLO INJ. PUMP	PP4Mj... N16157.000 V 4721 petlakový ventil .v. 69041-13	na 1. vývodu 120-160 kPa	meno		
REGULÁTOR GOVERNOR	-		mikrometr		
VAČKA CAM	Cv1049S-N	v = 3,2 m/s TPD = 5,0mm od DMP zdvih 15 miska tl. 6,5 mm; podložka 1,78			
ELEMENT ELEMENT	EM11Pj - N16157-100 válec: N16157-102; A=20 píst: N16157-103	2 reg. hrany stop drážka stoupání 34°	SVL731		
VENTILEK DELIV. VALVE	rovnotlaký RTV N16157-113	Ø 8; škrticí otvor Ø 0,8 p _{zp} =10 MPa	SVL732		
VSTŘIKOVAČ (OTV. TLAK) INJECTOR (OPEN. PRES.)	VA70P360-N14326/3 28,4MPa		V484		
TRYSKA NOZZLE	DOP156P717-N15263 (7x0,17)	h _j =0,29 otv. vrtané do sedla Hy = 703cm³/30sec při 100bar	. 660		
TRUBKA INJ. LINE	Ø6/Ø1,8 l _{mot} = 850mm	l = 730mm + 2 snímače	. 303		

otáčky [min ⁻¹]	vysunutí RT [mm]	vstřikované množství Q _d [mm ³ /zdv.]	začátek výstřiku φ ₁ [°]	konec výstřiku φ ₂ [°]	délka výstřiku φ _d [°]	tlak u vstřikovače p _{inj} [MPa]	tlak u hrdla p _{out} [MPa]
1200	12,3	93	6,4	17,8	11,4	138	106



Obr. 28 - Průběh tlaků při vysunutí regulační tyče 12,3 mm.

otáčky [min ⁻¹]	vysunutí RT [mm]	vstříkované množství Q _d [mm ³ /zdv.]	začátek výstřiku φ ₁ [°]	konec výstřiku φ ₂ [°]	délka výstřiku φ _d [°]	tlak u vstříkovače p _{inj} [MPa]	tlak u hrdla p _{out} [MPa]
1200	13,3	104	6,4	18,6	12,2	148	109



Obr. 29 - Průběh tlaků při vysunutí regulační tyče 13,3 mm



Výše uvedené grafy jsou přímo generovány měřicí stanicí v rámci zkušeben Motorpalu. Na Obr. 28 a Obr. 29 jsou vykresleny průběhy tlaků v závislosti na úhlu natočení vačkového hřídele pro dvě různá vysunutí regulační tyče. Křivka „Injection rate“ představuje velikost tlaku na trysce vstřikovače, „pinj“ demonstruje průběh tlaku na vstupu vstřikovače a „pout“ tlak na výstupu – hrdle čerpadla.

3.4.1 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Zvýrazněné hodnoty tlaků u vstřikovačů v Tab. 5 jsou pro výrobce motorů jedním z nejdůležitějších parametrů, protože velikost tlaku vstřikovaného paliva zásadně ovlivňuje chod motoru a také produkci emisí. Z výsledků je patrné, že čerpadlo Mj splnilo a přesáhlo požadavek na velikost tlaku i v případě, kdy nedošlo k nastavení maximálního vstřikovaného množství. Zároveň došlo ke zkrácení délky výstřiku při zachování velikosti dodávky množství paliva během jednoho zdvihu pístu ve vstřikovací jednotce.

Tab. 5 - Výsledky porovnávacího měření čerpadel Mi a Mj

Čerpadlo	Otáčky čerpada [min^{-1}]	Vysunutí RT [mm]	Vstřikované množství [mm^3/zdvih]	Počátek výstřiku α_z [°]	Konec výstřiku α_k [°]	Délka výstřiku ϕ_v [°]	Tlak u vstřikovače [MPa]	Tlak u hrdla [MPa]
Mi	1200	10,7	93	6,8	18,5	11,7	115	78
	1200	11,7	104	6,8	19,5	12,7	121	81
Mj	1200	12,3	93	6,4	17,8	11,4	138	106
	1200	13,3	104	6,4	18,6	12,2	148	109

Na závěr zkoušek velikosti tlaku bylo provedeno ještě jedno měření při vysunutí regulační tyče čerpadla Mj na 14,5 mm. Toto experimentální měření demonstruje maximální možný tlak čerpadla Mj při jeho současné konstrukci. Výsledky měření jsou vypsány v Tab. 6.

Tab. 6 - Experimentální měření maximálního tlaku

Otáčky čerpada [min^{-1}]	Vysunutí RT [mm]	Vstřikované množství [mm^3/zdvih]	Počátek výstřiku α_z [°]	Konec výstřiku α_k [°]	Délka výstřiku ϕ_v [°]	Tlak u vstřikovače [MPa]	Tlak u hrdla [MPa]
1200	14,5	113	6,5	18,8	12,3	160	112

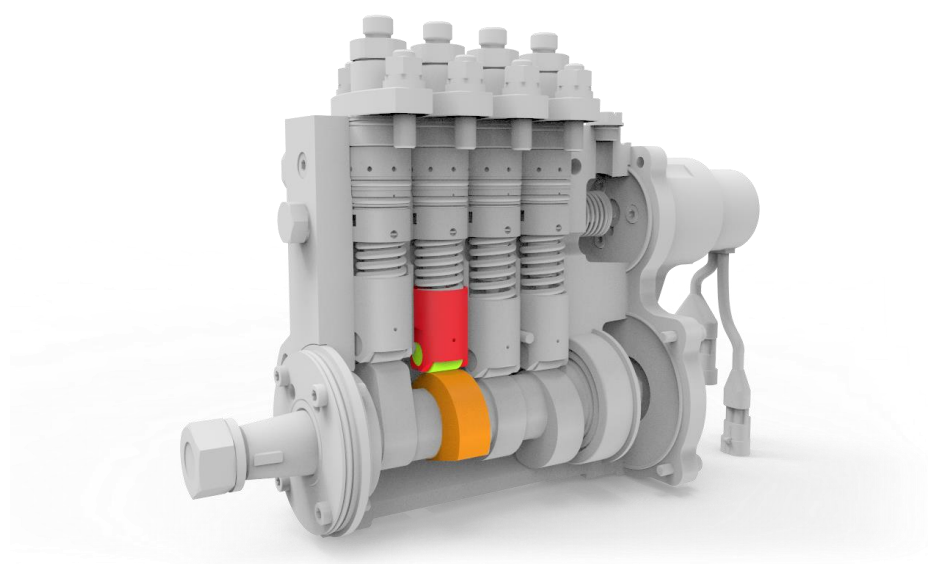


4 ANALÝZA KONTAKTNÍHO TLAKU

Cílem vytvoření této analýzy bylo ověření velikosti a koncentrace kontaktního napětí mezi kladkou zvedáku a palcem vačkového hřídele u čerpadla Mj. Do výpočtu byly zahrnuty vlivy rozdílných profilů kladky pro určení nejvýhodnějšího tvaru.

4.1 3D MODEL SESTAVY

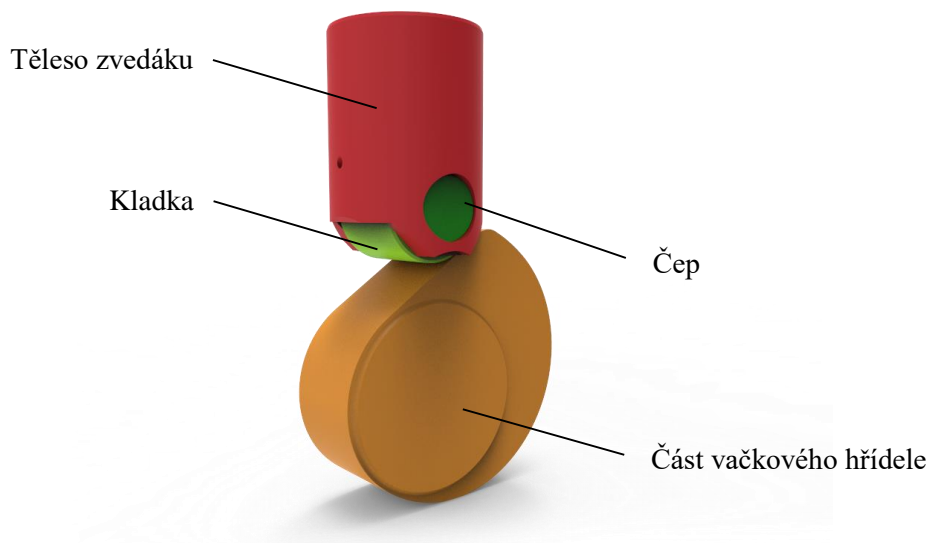
V této diplomové práci se zabývám analýzou pouze části jedné vstříkovací jednotky. Tato část se skládá z tělesa zvedáku, čepu, kladky a části vačkového hřídele, na Obr. 30 – barevně zvýrazněna. Model celé sestavy mi byl poskytnut zadavatelem této práce. Pro tvorbu 3D modelu sestavy i jednotlivých součástí byl použit CAD program PTC Creo 3.0.



Obr. 30 – Model čerpadla Mj

4.2 ÚPRAVA MODELU PRO TVORBU VÝPOČETNÍ SÍTĚ

Pro provedení MKP analýzy bylo nutné modely vybraných těles zjednodušit kvůli tvorbě kvalitnější výpočetní sítě a minimalizaci počtu konečno-prvkových elementů. V rámci zjednodušení jsem odstranil mazací kanálky v tělese zvedáku, drážku pro pojistný kroužek v čepu kladky, dále pak zaoblené hrany a sražení na všech tělesech zvedáku, čepu a vačkovém hřídeli. Odstranění těchto prvků, které byly spíše technologického rázu, zanedbatelně ovlivňuje výsledky výpočtu, neboť se týkají částí těles přímo nepodléhajících analýze v této diplomové práci. Tyto úpravy jsem provedl v CAD programu PTC Creo.

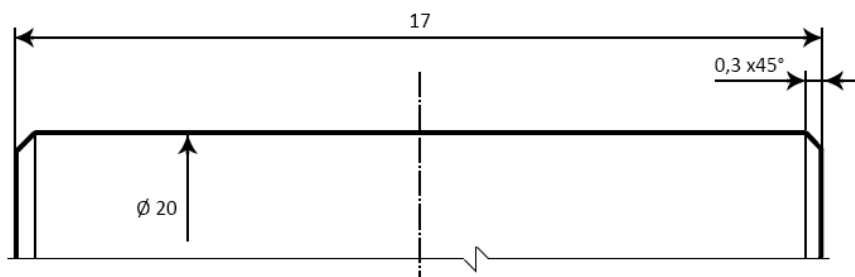


Obr. 31 – Sestava vybraná pro analýzu

4.3 VYTVOŘENÍ TŘÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT

V rámci této analýzy jsem vytvořil tři konstrukční varianty kladky zvedáku, a to za účelem porovnání jednotlivých kontaktních napětí a také pro znázornění vlivu zakřivení profilu kladky na koncentraci napětí mezi stykovou plochou kladky a palce vačkového hřídele. Zakřivený povrch má kladka z důvodu lepšího rozložení napětí v oblasti kontaktu. Pro výpočet analýzy jsem použil tyto varianty:

- 1) Válcový povrch kladky
 - těleso kladky neobsahuje žádné zaoblení kontaktní plochy

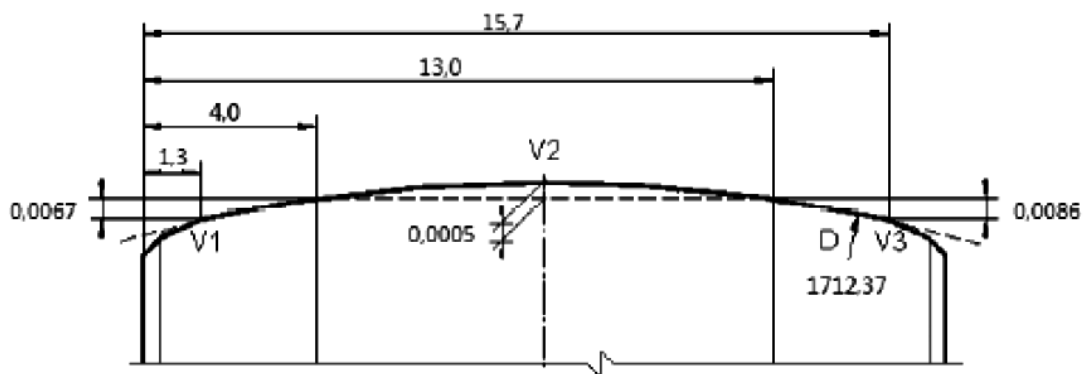


Obr. 32 - Válcový profil kladky



2) Navržený soudkovitý tvar

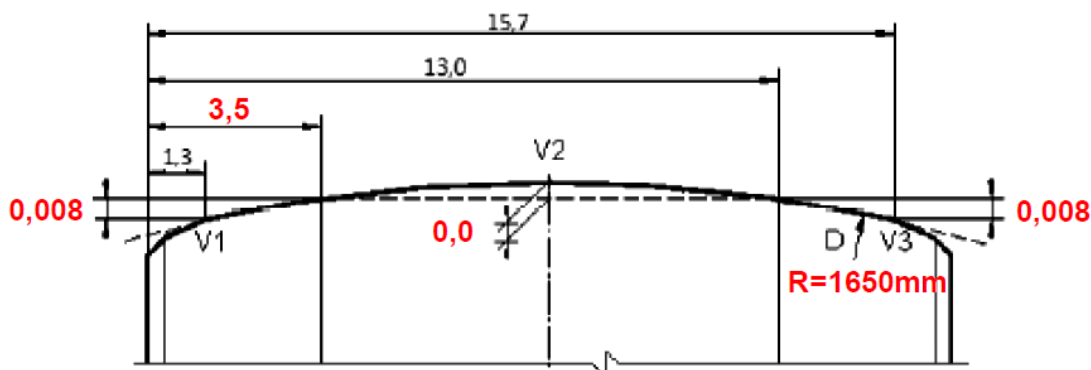
– těleso kladky je opatřeno zaoblením kontaktní plochy v souladu s výkresovou dokumentací



Obr. 33 - Profil kladky dle výkresové dokumentace.

3) Reálný soudkovitý tvar

– těleso kladky je opatřeno zaoblením kontaktní plochy v souladu s reálně naměřeným profilem povrchu kladky po její výrobě.



Obr. 34 - Profil kladky dle naměřených hodnot - zvýrazněné kóty byly upraveny dle výsledků měření.

4.4 SESTAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

4.4.1 TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ

Sestava těles vytvořená v programu Creo byla po zmíněných úpravách uložena do formátu STEP. STEP je zkratkou „Standard for the Exchange of Product model data“ a jak již z anglického názvu vyplývá, je to normovaný formát pro přenos modelů mezi jednotlivými CAx systémy. V tomto případě byl použit pro přenos modelu z PTC Creo do výpočetní programu ANSYS Workbench. [9]



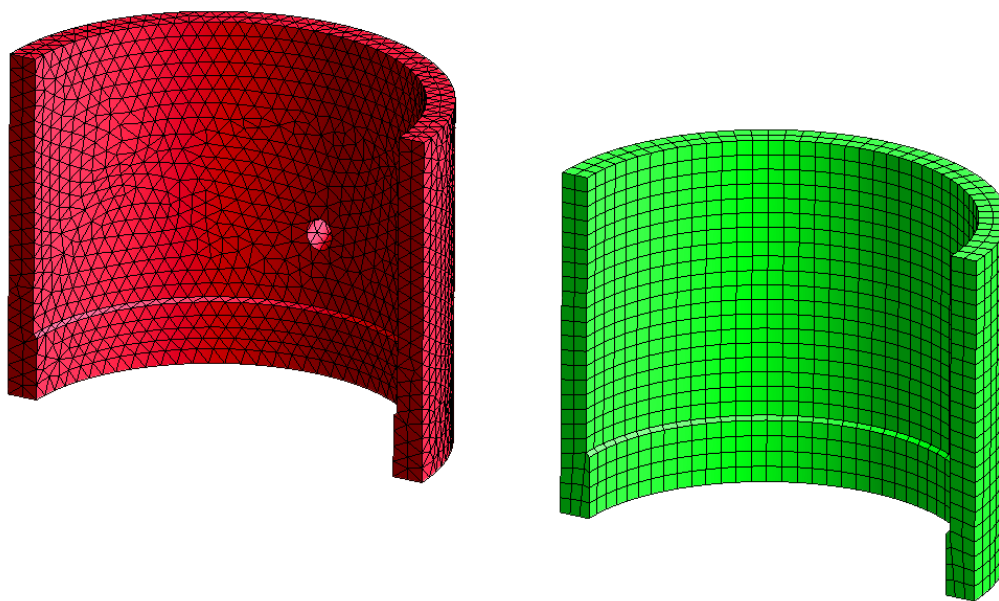
4.4.2 ANSYS WORKBENCH

ANSYS Workbench představuje univerzální nástroj skládající se z řady modulů pro inženýrské simulace. Workbench umožňuje nejen samotné výpočty simulací, ale také definici materiálových vlastností, okrajových podmínek, tvorbu výpočetní sítě a interakci soustavy těles. Umožňuje také CFD simulace a mnohé další.

Generování výpočetní sítě, definice kontaktů těles a samotný výpočet probíhají v modulu Mechanical.

4.4.3 TVORBA SÍTĚ POMOCÍ METODY SWEEP

Metoda Sweep doplňuje tzv. volné síťování. Pokud je struktura tělesa rozpoznána jako sweepable, tedy v překladu posouvateľná, těleso může být vysíťováno velmi efektivně za použití pravidelných šestihranů nebo trojbokých hranolů. Počet uzlů a elementů je v porovnání s volným síťováním obvykle velmi malý, čímž se výrazně zkrátí čas potřebný pro vytvoření výpočetní sítě. [10]



Obr. 35 - Porovnání sítě na tělesech vytvořených různými metodami (HEX dominant červeně, Sweep zeleně)

Nástroj pro tvorbu sítě v programu Ansys Workbench dokáže sám rozpoznat, jestli je pro tvorbu sítě daného tělesa možné použít metodu Sweep, či nikoliv. Metoda vybere dvě plochy, které leží na opačných stranách tělesa. Tyto plochy se nazývají zdrojová a cílová. Následně metoda vygeneruje soustavu buď šestihranů anebo trojbokých hranolů, které spojí zdrojovou a cílovou plochu. Proto je neefektivnější použít tuto metodu u těles, kde jsou zdrojové a cílové plochy totožné. Mohou být vůči sobě vzájemně posunuty nebo natočeny, ale nesmí se mezi nimi v tělese nacházet žádný otvor. Což je demonstrováno na Obr. 35, kde je výřez části tělesa zvedáku v jednom případě s mazacím kanálkem a v druhém bez něj. V případě tělesa s mazacím kanálkem (na Obr. 35 Červeně) nelze metodu Sweep vůbec realizovat právě díky tomuto otvoru, proto zde bylo použito volné síťování metodou HEX Dominant. V případě upraveného tělesa bez kanálku je metoda Sweep velmi snadno proveditelná. Červené těleso po



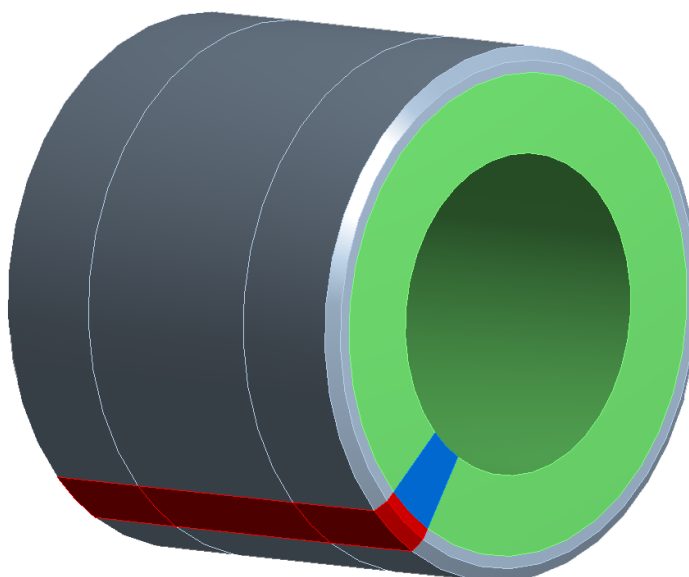
vygenerování sítě obsahuje celkem 14936 elementů, zatímco těleso zelené obsahuje 2100 elementů. Zjednodušení sítě je tím pádem i v takto jednoduchém příkladu více než znatelné. Takovou úpravu lze použít pouze v případě, pokud není oblast kolem mazacího kanálku předmětem vlastní analýzy.

4.4.4 GENEROVÁNÍ VLASTNÍ SÍTĚ

Parametry výpočetní sítě mají výrazný vliv na výpočet celé analýzy. Ovlivňují nejen přesnost výsledků, ale také jestli je výpočet úlohy vůbec realizovatelný. Hlavní pozornost je však nutné věnovat síti v oblasti, která je předmětem daného výpočtu. Proto se velikost sítě v těchto místech ještě více zjemňuje, aby výsledky byly co nejvíce přesné a detailní. Jemnější síť s sebou přináší výrazné prodloužení času pro řešení úlohy a také vyšší nároky na výpočetní výkon počítače, proto je nutné zajistit kompromis mezi přesným řešením a proveditelností celé analýzy.

Původní model sestavy měl při automatickém vygenerování výpočetní sítě v programu Ansys Workbench celkem 13491 elementů. Pomocí výše popsaného zjednodušení modelu se počet elementů zmenšil na 3189. Avšak v oblasti kontaktu kladky a vačky bylo nutné síť naopak více zjemnit, aby zde výsledky byly co nejvíce přesné. Z toho důvodu byla jak kladka, tak i palec vačky nařezány v prostředí modulu DesingModeler za pomoci nástroje Slice v místě kontaktu těchto těles na více částí.

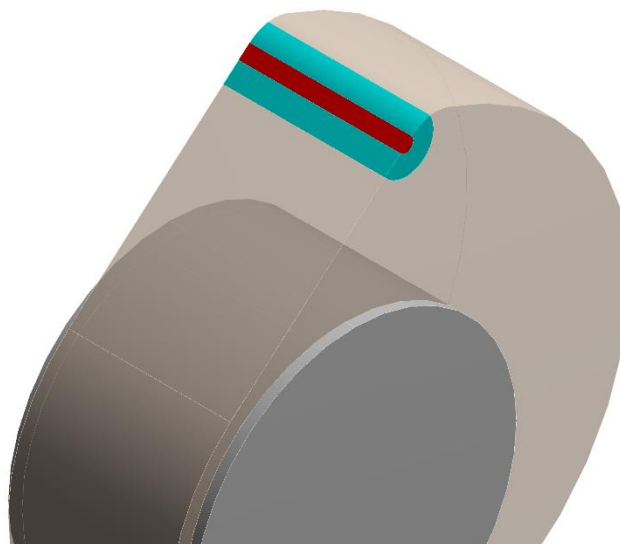
Z kladky - Obr. 36 jsem vyříznul segment, který byl dále rozdělen na dvě části (červený a modrý) kvůli možnosti použít metodu tvorby sítě Sweep. Pokud by se tak nestalo, tvar tělesa by použití této metody neumožnil a také by zde byla zbytečně jemná síť v místě, které se nachází již mimo oblast našeho zájmu. Dále bylo nutné zbylé těleso kladky rozdělit na další dvě tělesa rovněž z důvodu použití metody Sweep.



Obr. 36 Rozdělení tělesa kladky na více objektů



Palec vačkového hřídele - Obr. 37 jsem také v kontaktním místě rozdělil na více částí, tentokrát to ale byly dvě sousedé kružnice o průměru 1,6 mm (na obrázku zeleně), respektive 6 mm (žlutě). Účelem tohoto rozdělení bylo opět lokální zjemnění sítě a také možnost použití Sweep metody v této oblasti.



Obr. 37 - Rozdělení tělesa vačky na více objektů

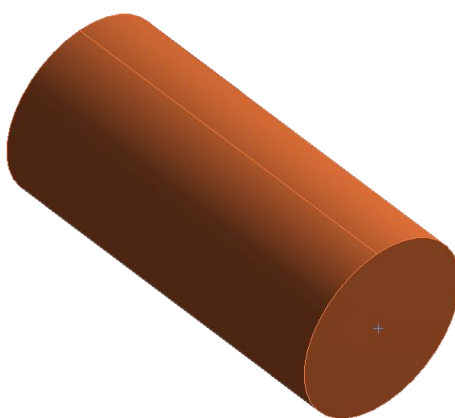
Díky rozdělení těles na více objektů bylo nutné zajistit jejich pevné spojení, které by mělo co nejmenší vliv na výsledky analýzy a zároveň zachovalo reálnou celistvost tělesa. K tomu byl použit nástroj „Form new part“ a kontakt „bonded“. Form new part definuje, že uzly sítě daných těles v místě jejich dotyku jsou identické. Z tohoto důvodu nelze u takto spojených těles použít výrazně jinou velikost sítě. U těles, která vůči sobě z nějakého důvodu musí mít rozdílnou velikost sítě, je nutno použít kontaktu těles „bonded“ neboli slepený. Tělesa spojená tímto kontaktem se sice chovají jako jeden celek, ale z hlediska průběhu napětí se v místě spojení projevují značné nepřesnosti, proto je nutné tento kontakt umístit mimo analyzovanou oblast, aby neovlivnil hodnoty výsledků.

Dalším tělesem, které bylo nutné upravit, je zdvihátko. Zde jsem opět pomocí nástroje Slice odříznul horizontální rovinou horní válcové části. Ta byla následně vertikální rovinou vedenou osou rotace rozdělena na dvě poloviny (červená a modrá část). Spodní – oranžová část vzhledem k její asymetričnosti nešlo již dále nijak upravit, proto zde nebyla jiná možnost, než použít metodu tvorby sítě Hex dominant za použití trojbokých hranolů.



Obr. 38 - Rozdělení tělesa zvedáku

Těleso čepu nebylo nutné pro tvorbu kvalitní sítě nijak dále upravovat, protože se jedná o symetrickou rotační součást.



Obr. 39 - Těleso čepu

4.4.5 HODNOCENÍ KVALITY SÍTĚ

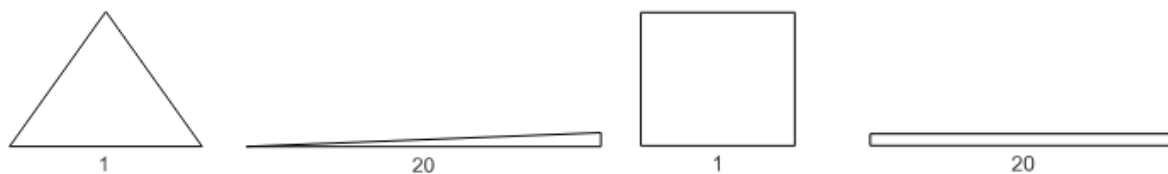
Použití sítě o odpovídající geometrické kvalitě je velmi důležitou částí pro odstranění diskretizační chyby. Je rovněž důležitým parametrem odstraňujícím chybu mezi vypočtenou aproximací a přesnou analytickou hodnotou. Hodnocení kvality sítě může být rozděleno jako hodnocení ortogonalit, rozlohy a prodloužení.

Nástroj Mesh Metric pro měření kvality sítě je v programu Workbench součástí modulu FE Modeler a umožňuje vyhodnotit kvalitu sítě geometrického modelu tak, aby zamezil nepřesným nebo nekompletním řešením. K tomu používá několik hodnotících kritérií.



ASPECT RATIO

Toto kritérium hodnotí, jak moc se jednotlivé elementy vygenerované sítě podobají základním tvarům prvků sítě – trojúhelníku a čtyřhranu. Pokud daný tvar elementu odpovídá základnímu tvaru, je ohodnocen jedničkou, pokud ne, je ohodnocen číslem vyšším až do hodnoty 20.



Obr. 40 – Kritérium Aspect Ratio

JACOBIAN RATIO

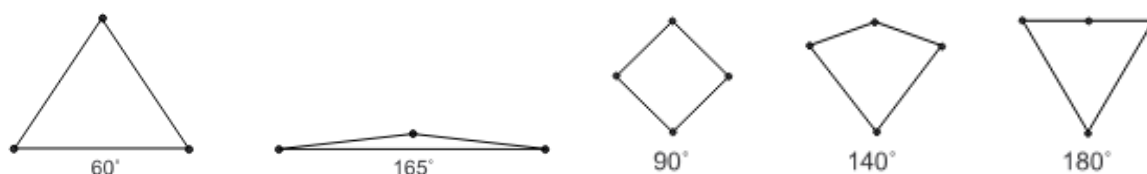
Jacobian Ratio se používá u elementů, které jsou nelineární a mají vyosené středové uzly. Vysoká hodnota tohoto kritéria znamená, že mapování mezi objemem daného prvku a objemem skutečným se stane výpočetně nespolehlivým. Vygenerované elementy mají hodnotu Jacobian Ratio rovno jedné za předpokladu, že středový uzel leží přibližně na korespondující hraně elementu. Posouváním středového uzlu dále od této hrany hodnota Jacobian Ratio roste.



Obr. 41 - Kritérium Jacobian Ratio

MAXIMUM CORNER ANGLE

Kritérium maximálního úhlu hodnotí velikost přilehlých úhlů. V případě trojúhelníků je ideální hodnota úhlů 60° a maximální možná 165° . Pokud tímto kritériem hodnotíme čtyřhrany, nejlepší možnou hodnotou je velikost úhlu 90° . Lze ale použít i úhly o velikostech 140° , resp. 180° . Čím je větší odchylka od ideální velikosti úhlu, tím je hodnocení tohoto kritéria horší.



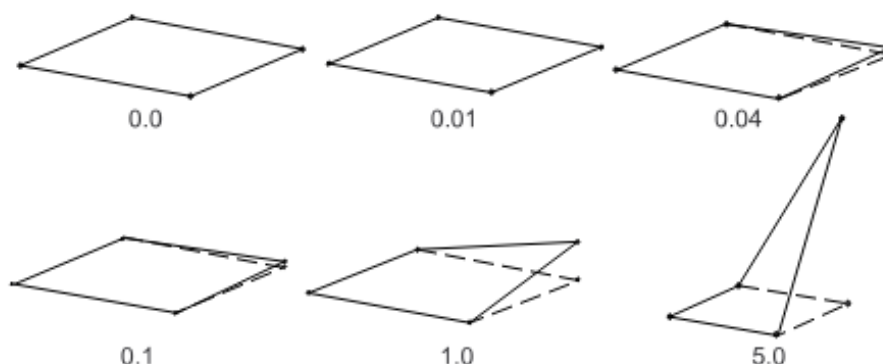
Obr. 42 - Kritérium Maximum Corner Angle

WARPING FACTOR

Warping factor je vyhodnocen z rozdílu výškové pozice jednotlivých uzlů v rámci elementu. Výškový faktor indikuje stav, kdy základní formování elementu není realizovatelné a může



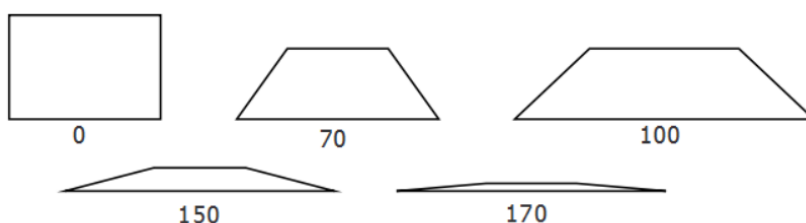
dojít ke vzniku vady při tvorbě sítě. Pokud leží všechny uzly elementu v rovině, je Warping Factor roven nule, s rostoucím rozdílem výškové pozice jednotlivých uzlů jeho hodnota roste.



Obr. 43 – Kritérium Warping Factor

PARALLEL DEVIATION

Paralelní deviace určuje míru úhlové odchylky hran čtyřhranu od základního tvaru. V základním tvaru jsou všechny vrcholové úhly rovné 90°, v takovém případě má kritérium Parallel Deviation hodnotu 0. S rostoucí změnou, kdy se z pravoúhlého čtyřhranu stává lichoběžník, se hodnota kritéria zvyšuje a koresponduje s velikostí úhlu, o který se tvar čtyřhranu změnil.

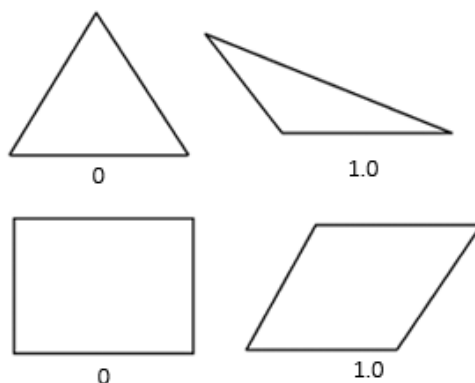


Obr. 44 - Kritérium Parallel Deviation

SKEWNESS

Toto kritérium hodnotí míru zkreslení celého tvaru elementu. Je-li hodnota Skewness rovna 0, tvar zcela odpovídá základnímu tvaru elementu, s rostoucím zkreslením tvaru roste i hodnota Skewness. Počítá se jako poměr rozdílu optimální velikosti elementu a reálné velikosti elementu ku optimální velikosti.

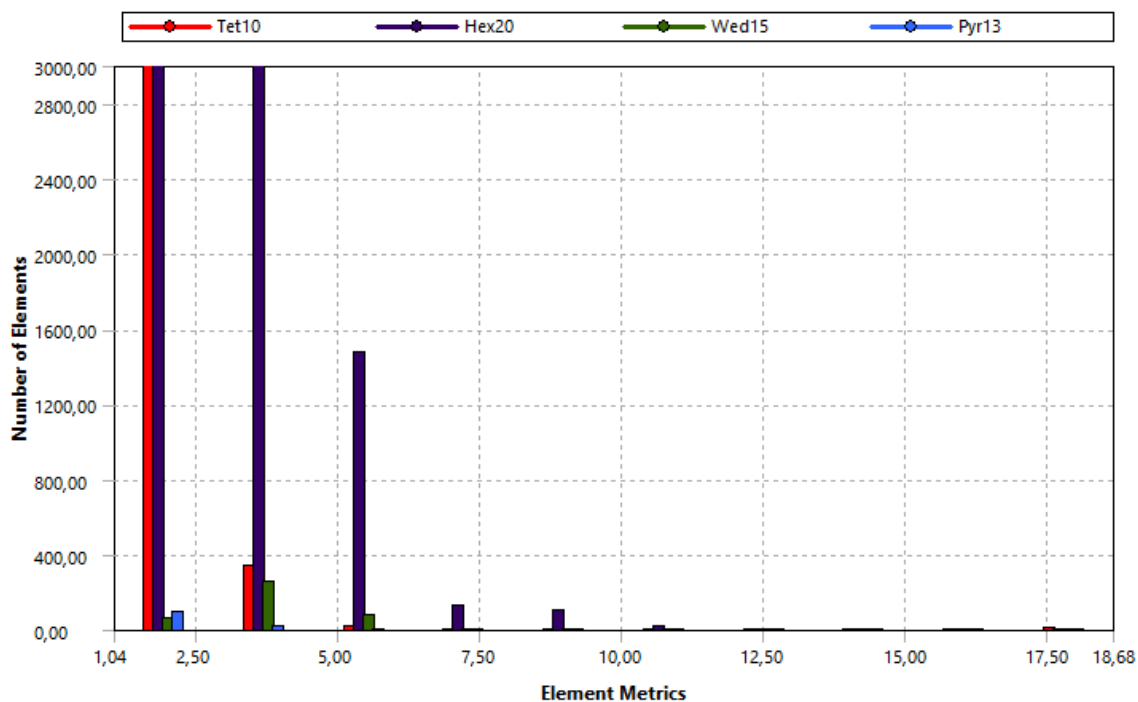
$$\text{Skewness} = \frac{\text{Optimální velikost} - \text{Reálná velikost}}{\text{Optimální velikost}}$$



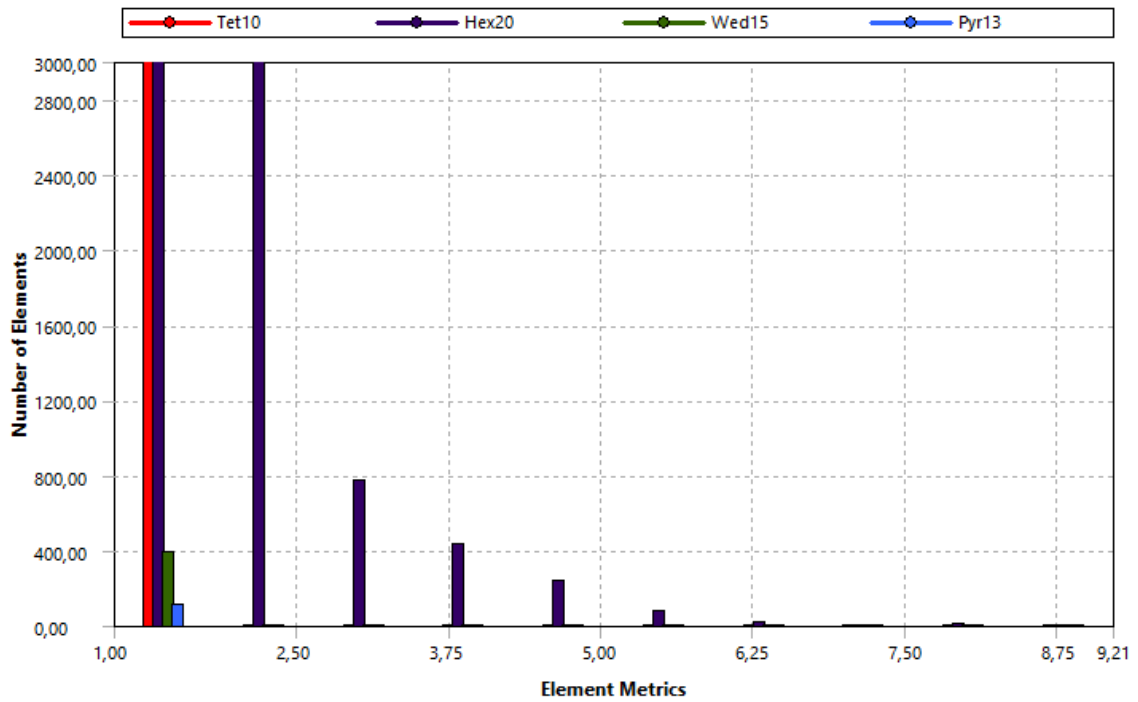
Obr. 45 - Kritérium Skewness

VÝSLEDKY HODNOCENÍ KRITÉRIÍ

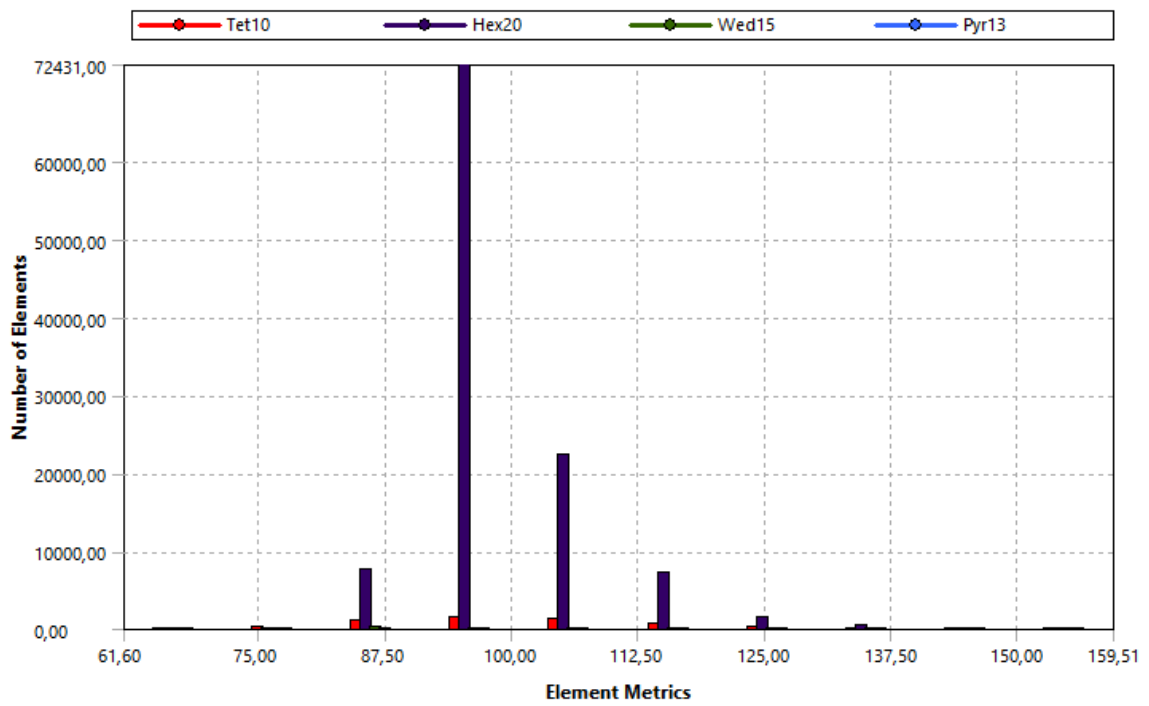
Z grafů hodnocení je patrné, že téměř žádný prvek nedosahuje maximální nepřijatelné hodnoty daného kritéria. Z tohoto důvodu lze vygenerovanou síť hodnotit, jako dostatečně kvalitní pro použití v této analýze, protože žádný z prvků nezpůsobí její nestabilitu.



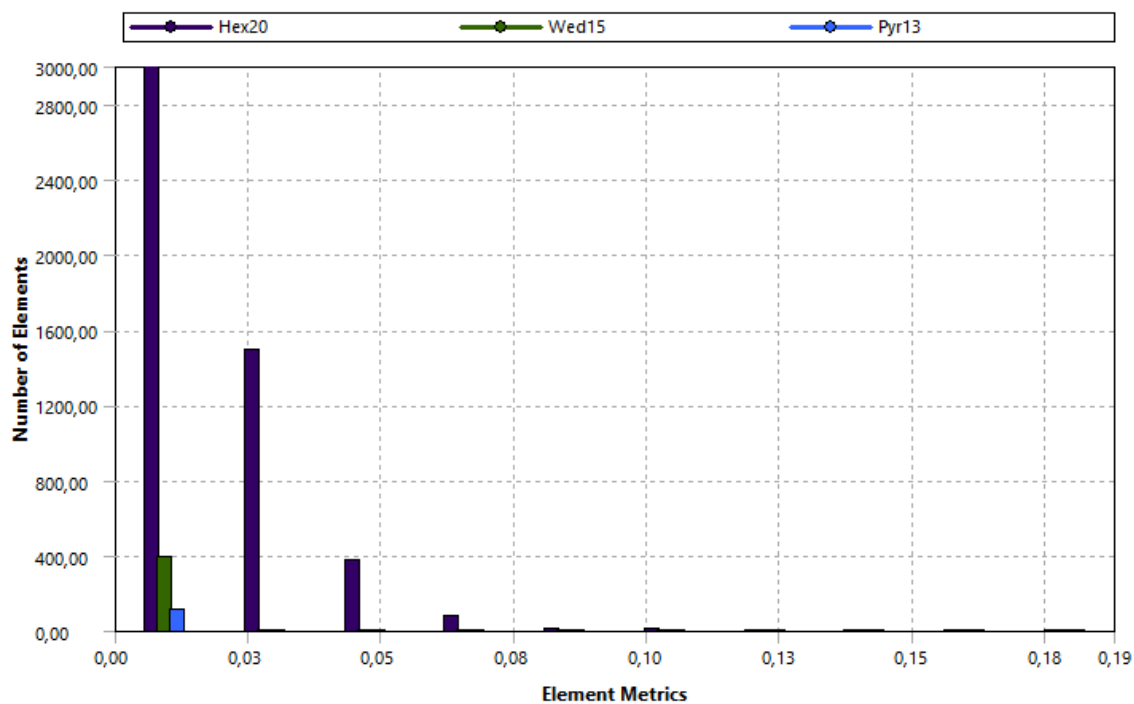
Obr. 46 - Výsledek hodnocení Aspect Ratio



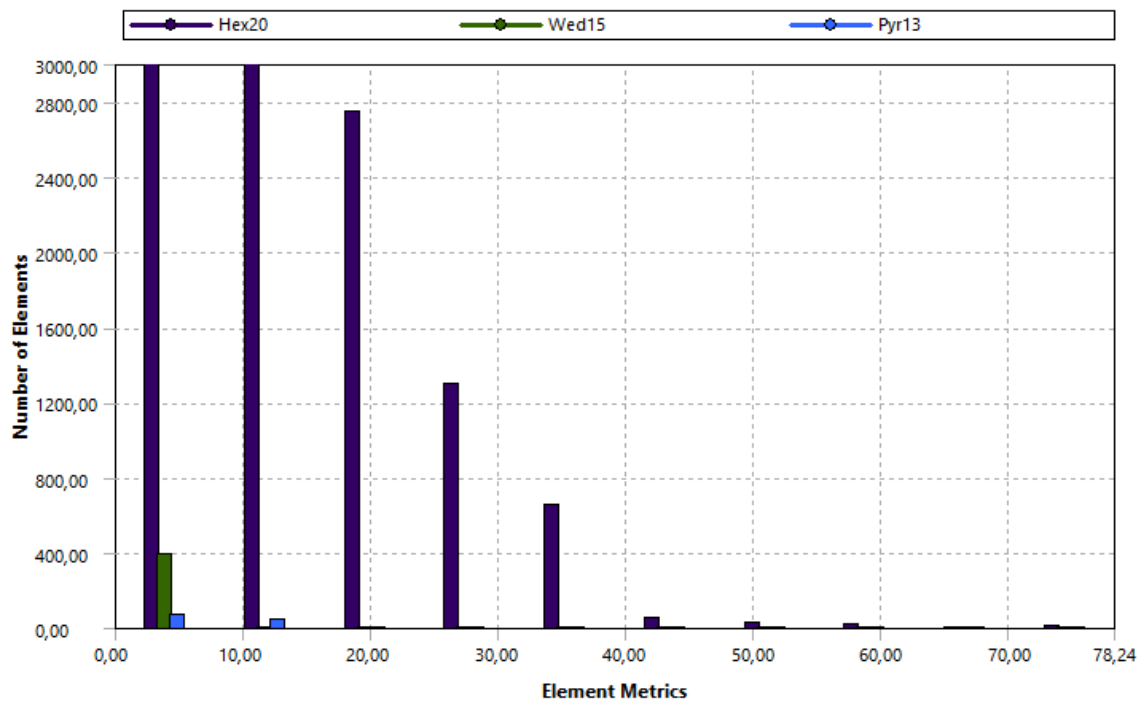
Obr. 47 - Výsledek hodnocení Jacobian Ratio



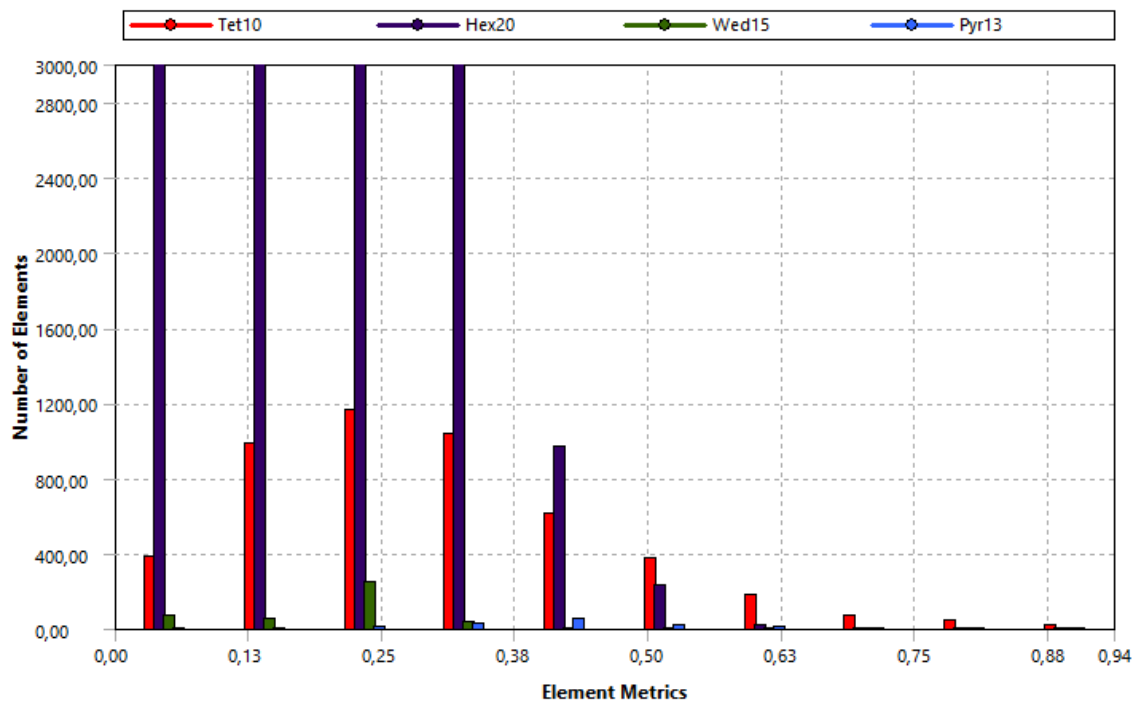
Obr. 48 - Výsledek hodnocení Maximum Corner Angle



Obr. 49 - Výsledek hodnocení Warping Factor



Obr. 50 - Výsledek hodnocení Parallel Deviation



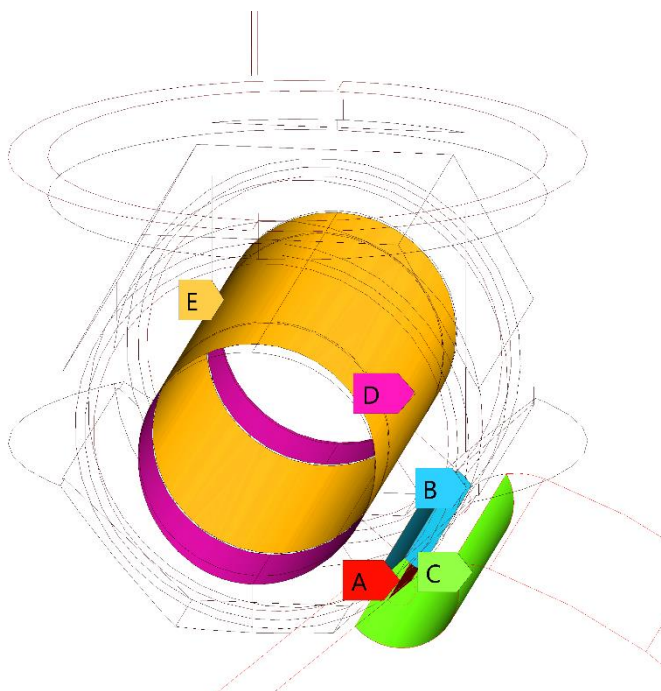
Obr. 51 - Výsledek hodnocení Skewness



4.5 TVORBA KONTAKTŮ TĚLES

Analyzovaná sestava se skládá z celkem čtyř součástek, některé z nich jsou navíc rozděleny na více dílů. Proto je nutné v rámci přípravy výpočtového modelu definovat kontakty těchto těles tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečným podmínkám.

Mezi tělesem zvedáku a čepem jsem definoval kontakt bez možnosti vzájemného prokluzu „Rough“ – na Obr. 52 kontakt D, tento kontakt ale neznamená pevné spojení těles.



Obr. 52 - Kontakty těles

Mezi čepem a kladkou byl vytvořen kontakt se třením – na Obr. 52 kontakt E, kde byl součinitel tření nastaven na 0,1. U vyřiznutého segmentu z tělesa kladky, jak bylo zmíněno výše, byl definován kontakt „bonded“ – na Obr. 52 kontakt B. Mezi tímto tělesem a palcem vačky byl zvolen opět kontakt se třením se součinitelem tření 0,1 – na Obr. 52 kontakt A. Segmenty s jemnější sítí nacházející se v palci vačky k sobě byly spojeny kontaktem „bonded“ – na Obr. 52 kontakt C.

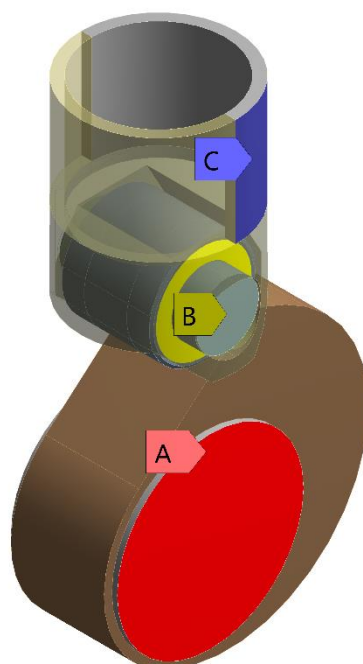
4.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

4.6.1 VAZBY

Pro realizaci výpočtu je nutné před jejím zahájením definovat okrajové podmínky soustavy. Tedy omezit pohyb jednotlivých částí v prostoru, neboli zredukovat počet stupňů volnosti soustavy, definovat zátěžnou sílu, materiálové vlastnosti a vlastnosti okolního prostředí.



- A** Fixed Support
- B** Remote Displacement 2
- C** Frictionless Support



Obr. 53 - Definování vazeb

Na obou plochách základní kružnice vačkového hřídele na Obr. 53 červeně jsem odebral všechny stupně volnosti za použití vazby vetknutí s názvem „Fixed support“. Tato vazba byla zvolena z toho důvodu, že při naší analýze působí píst na vačkový hřídel, a také je nutno zamezit pohybu celé soustavy v prostoru. Dále bylo nutné zamezit pohybu kladky v axiálním směru – na Obr. 53 žlutě. Poslední vazbou je vazba bez tření, která byla definována na vnějším plášti tělesa zvedáku na Obr. 53 modře. Tato vazba umožní bezodporový pohyb zvedáku v axiálním – zátěžném směru.

4.6.2 ZÁTĚŽNÁ SÍLA

Poslední zbývající okrajovou podmínkou bylo definování zatížení soustavy. Zatěžovací síla je dána součtem velikostí hydrodynamického tlaku působícího nad pístem, síly od stlačené pístové pružiny a setrvačné síly od posuvných hmot.

- a) Síla od tlaku kapaliny

$$F_{op} = p * \frac{\pi * d^2}{4} = 120 \text{ MPa} * \frac{\pi * 11 \text{ mm}}{4} \doteq 11400 \text{ N}, \quad (1)$$

kde p je hydrodynamický tlak a d průměr pístu.



b) Síla od pístové pružiny

$$F_p = k * x + F_1 = 20,61 \frac{N}{m} * 9,3 \text{ mm} + 268 \text{ N} \doteq 460 \text{ N}, \quad (2)$$

kde k je tuhost pružiny, x je stlačení pružiny z předepnutého stavu při tlaku nad pístem 120 MPa a F_1 je síla pružiny v předepnutém stavu.

c) Setrvačná síla od pohybu posuvných hmot

$$F_s = m_c * a = 0,172 \text{ kg} * 1500 \text{ m/s}^2 \doteq 258 \text{ N}, \quad (3)$$

kde m_c je celková hmotnost posuvných hmot a a je nejvyšší zrychlení posuvných hmot v oblasti maximálního tlaku.

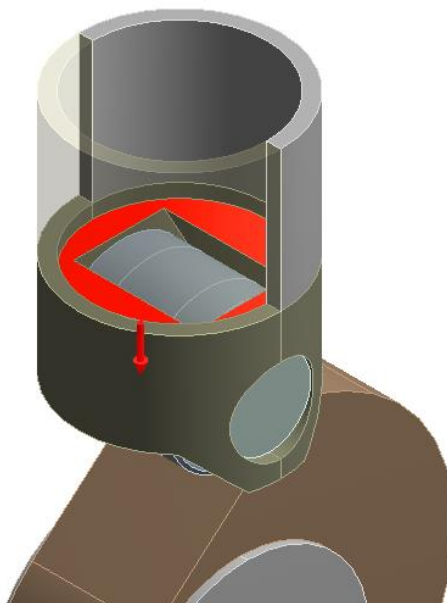
Tab. 7 - Hmotnost posuvných částí

Název dílu	Hmotnost [kg]
Píst	0,046
Miska dolní	0,021
Zdvihátko včetně čepu a kladky	0,105
Celková hmotnost m_c	0,172

d) Celková síla zatěžující soustavu

$$F_c = F_{op} + F_p + F_s = 11\,400 \text{ N} + 460 \text{ N} + 258 \text{ N} = 12\,118 \text{ N} \quad (4)$$

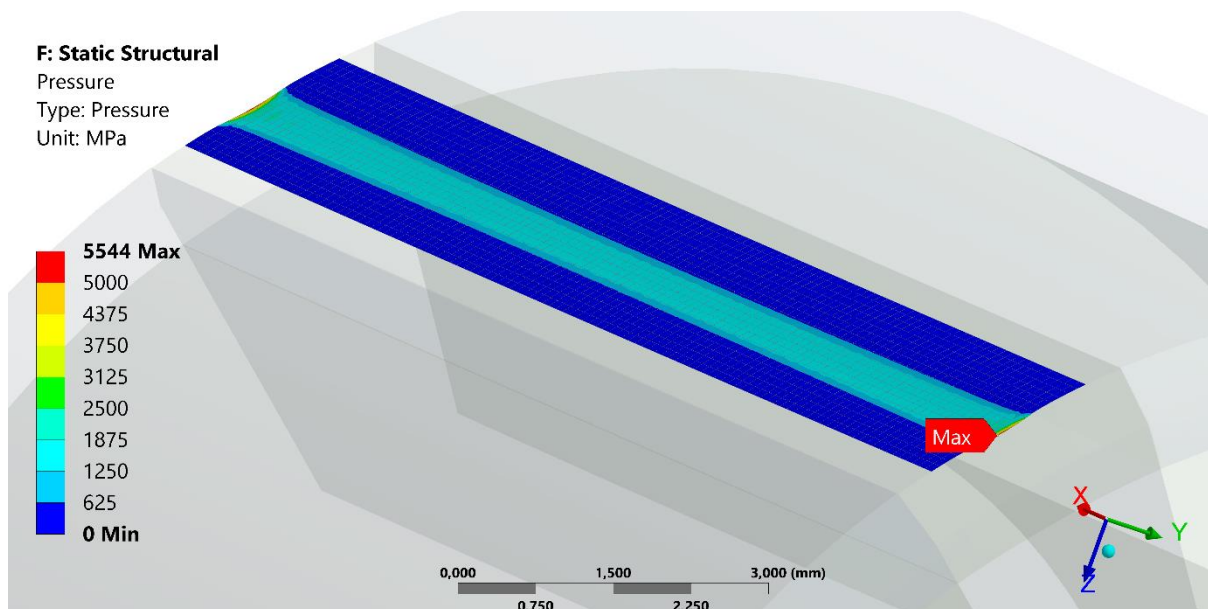
Celková síla zatěžující soustavu má hodnotu 12 118 N a působí v záporném směru svislé osy Y na vnitřní dosedací plochu zvedáku na Obr. 54 červeně.



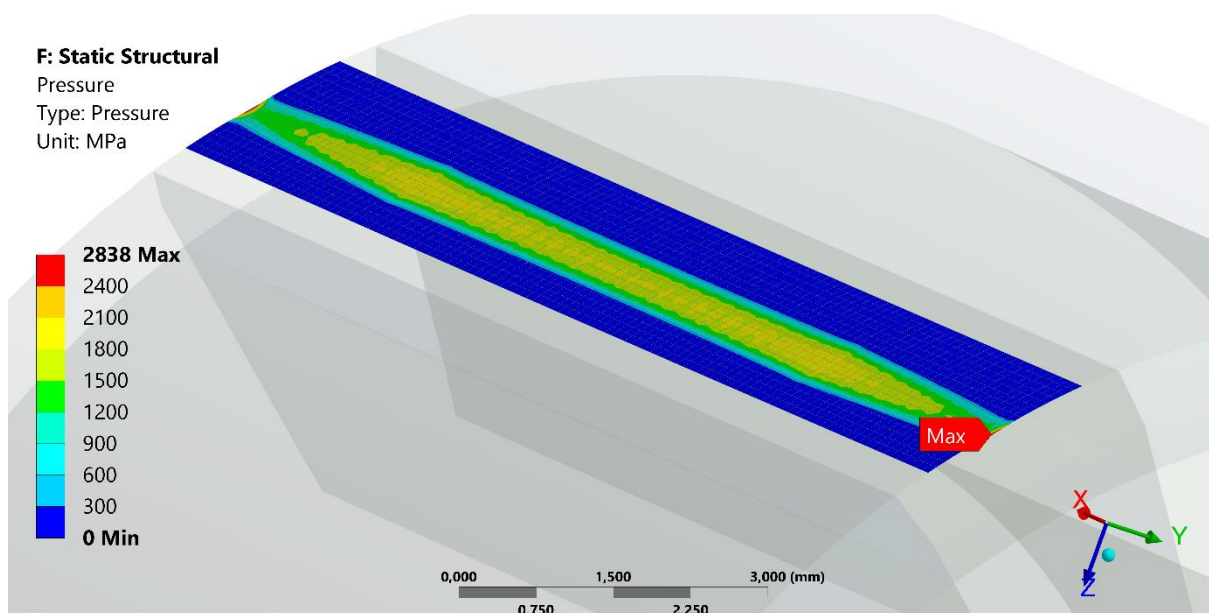
Obr. 54 - Zatížení zvedáku

4.7 VÝPOČET NAPĚTÍ POMOCÍ MKP

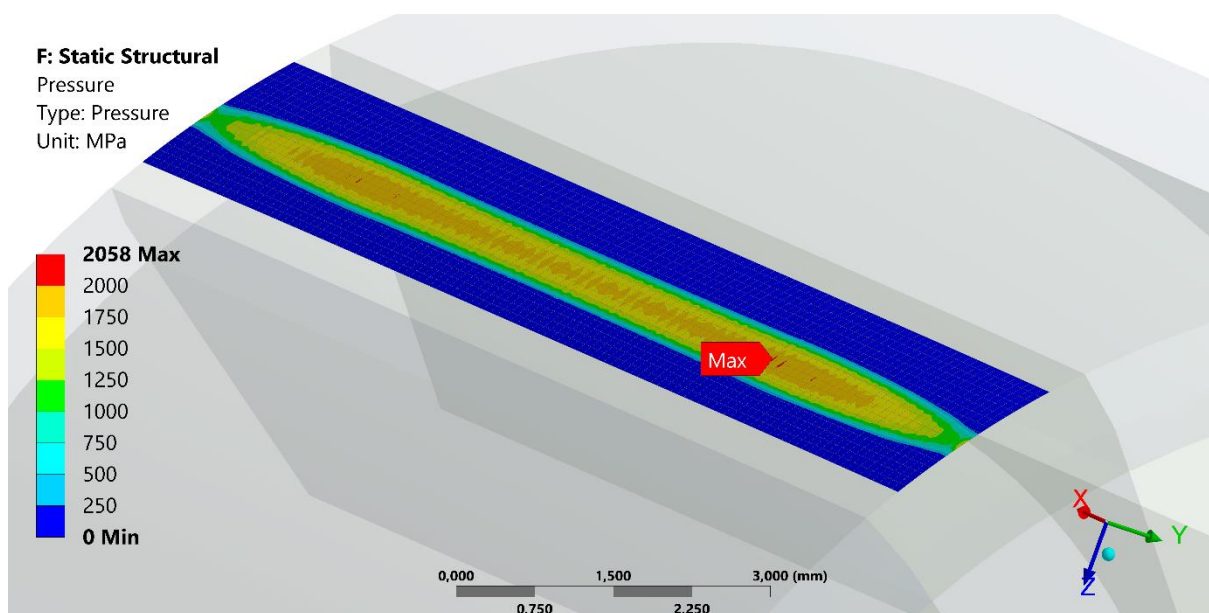
Maximální dovolená hodnota kontaktního tlaku byla stanovena na 2150 MPa. Tato hodnota je ověřená na základě modelování stávající aplikace, která garantuje životnost 8000 hodin a byla stanovena ve spolupráci se společností AVL. Relevantnost této hodnoty bývá ověřována na základě pravidelných servisních úkonů na čerpadlech.



Obr. 55 - Průběh napětí u válcové kladky



Obr. 56 - Průběh napětí u soudkovité kladky dle naměřených hodnot



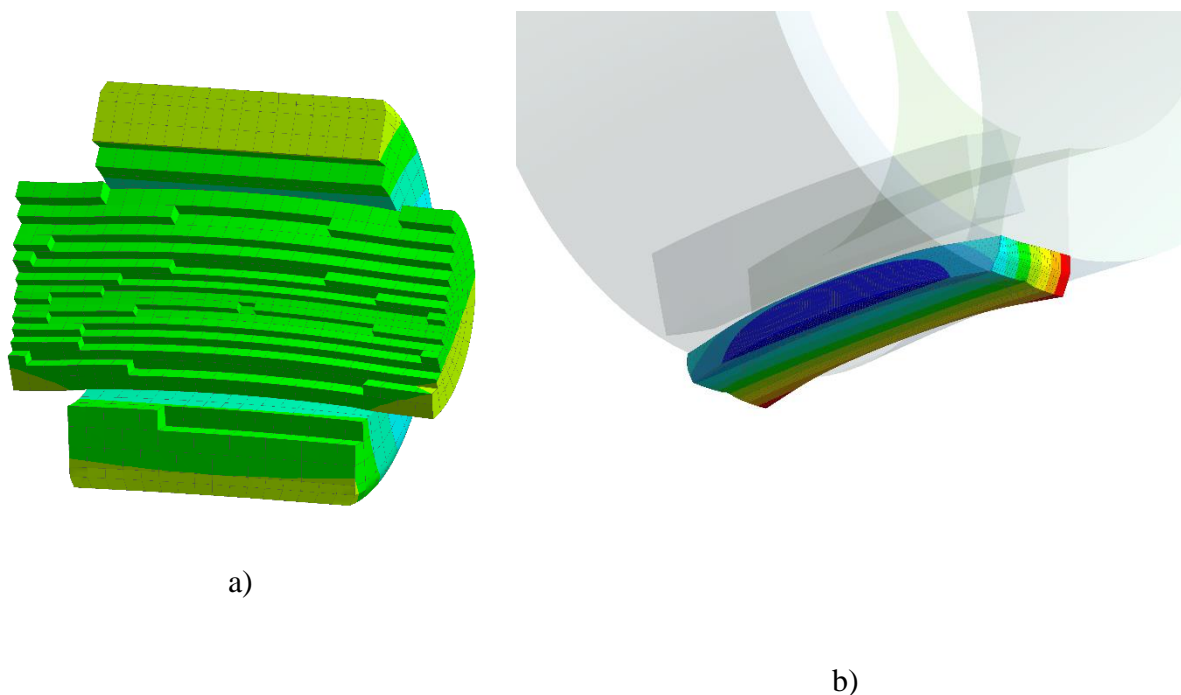
Obr. 57 - Průběh napětí u soudkovité kladky dle výkresové dokumentace



Tab. 8 – Porovnání výsledků analýzy kontaktních tlaků

Varianta kladky	Maximální napětí [MPa]	Vzdálenost od okraje [mm]
Válcová	5544	0
Soudkovitá kladka dle naměřených hodnot	2838	0
Soudkovitá kladka dle výkresové dokumentace	2058	4,1

Příčinou výrazné změny rozložení kontaktního tlaku na tělese vačky je z velké části deformace čepu ve zdvihátku, která rovněž působí na kladku a tak dojde k jejímu prohnutí. Velikost deformace čepu Obr. 58 je v místě maxima rovna 215 μm , což způsobuje prohnutí stykové plochy o 42 μm . To má za důsledek to, že v případě válcového tvaru kladky je kontaktní tlak koncentrován na jejích koncích, kde dochází k jeho enormnímu nárůstu. V takovém případě jeho hodnota odpovídá více jak dvojnásobku maximálního přípustného kontaktního tlaku. Toto řešení tedy nelze v praxi použít.



Obr. 58 – a) Znárodnění deformace čepu pod zatížením, b) Vliv deformace čepu na deformaci stykové plochy kladky

Z důvodu popsané deformace čepu je nutné použít profilovaný tvar kladky. V tomto případě vychází nejlépe tvar soudkovitý odpovídající výkresové dokumentaci, kdy se maximální tlak nachází přibližně 4 mm od okraje stykové plochy a nikoliv na jejích okrajích. Při výpočtu varianty kladky, kdy byl její profil změřen až po jejím vyrobění, došlo opět k situaci, kde je maximální tlak umístěn opět na okraji kontaktní plochy, avšak nemá takovou hodnotu jako tlak



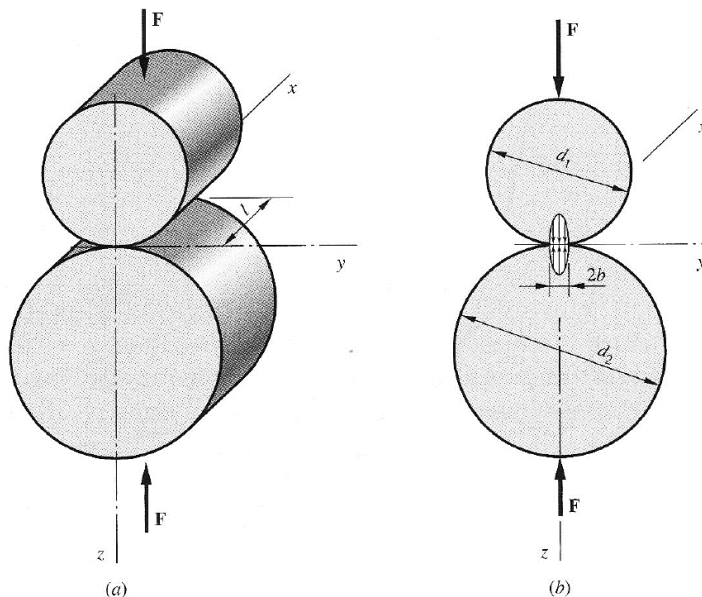
v případě čistě válcové kladky. Z toho vyplývá mé zjištění, že je nutné důsledněji dodržovat výrobní tolerance, neboť větší nepřesnost v zaoblení při výrobě kladky může způsobit poškození stykových ploch vedoucí k jejich zadření.

4.8 ANALYTICKÝ VÝPOČET KONTAKTNÍHO NAPĚTÍ

Dojde-li u dvou těles v kontaktu k vzájemnému stlačování vlivem silového působení, stykový bod nebo přímka se změní v kontaktní plochu a v tělesech vznikne prostorová napjatost. Kontaktní napětí se řeší zejména v oblasti drážních vozidel, kde dochází ke styku kola s kolejnicí, dále u ozubených kol, ve valivých ložiscích a také u ventilových rozvodů spalovacích agregátů mezi palcem vačkového hřídele a zdvihátka ventilu. Mezi typické porušení součástí patří vznik trhlin, jamek, nebo únavové odtrhávání částeczek materiálu. Analýzou napětí mezi tělesy v kontaktu se v 19. století zabýval německý fyzik Heinrich Rudolf Hertz. Ten vytvořil matematické modely řešící pole napětí za předpokladu prostého odvalování těles – nepřipouští skluz těles a tedy ani smyková napětí. [11], [12]

4.8.1 HERTZOVA TEORIE

V případě kontaktu dvou válců s rovnoběžnými osami má styková plocha tvar obdélníku o šířce $2b$ a délce l . Tuto teorii lze uplatnit i při kontaktu válce s rovinou, v takovém případě je nutno za příslušnou hodnotu průměru (v tomto případě d_2) dosadit nekonečno. [11]



Obr. 59 – a) Kontakt dvou ideálních válců přitlačovaných silou F , b) znázornění eliptického průběhu napětí v dotykové ploše



Vztah pro výpočet šířky stykového obdélníku:

$$\begin{aligned}
 b &= \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * l} * \frac{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} & (5) \\
 &= \sqrt{\frac{2 * 12118 \text{ N}}{\pi * 16,4 * 10^{-3} \text{ m}} * \frac{\frac{(1 - 0,3^2)}{2,1 * 10^{11} \text{ Pa}} + \frac{(1 - 0,3^2)}{2,1 * 10^{11} \text{ Pa}}}{\frac{1}{20 * 10^{-3} \text{ m}} + \frac{1}{\infty \text{ m}}}} = 2,858 * 10^{-4} \text{ m},
 \end{aligned}$$

kde F je velikost zátěžné síly, l je délka dotykového obdélníku, $\mu_{1,2}$ jsou Poissonovy konstanty materiálů těles, $E_{1,2}$ jsou moduly pružnosti materiálů těles, $d_{1,2}$ jsou průměry zakřivení těles. V případě rovné plochy je $d = \infty$.

Maximální Hertzův tlak pro kontakt dvou válců má výslednou hodnotu:

$$p_{max} = \frac{2 * F}{\pi * b * l} = \frac{2 * 12118 \text{ N}}{\pi * 2,855 * 10^{-4} \text{ mm} * 16,4 \text{ mm}} = 1646 \text{ MPa} \quad (6)$$

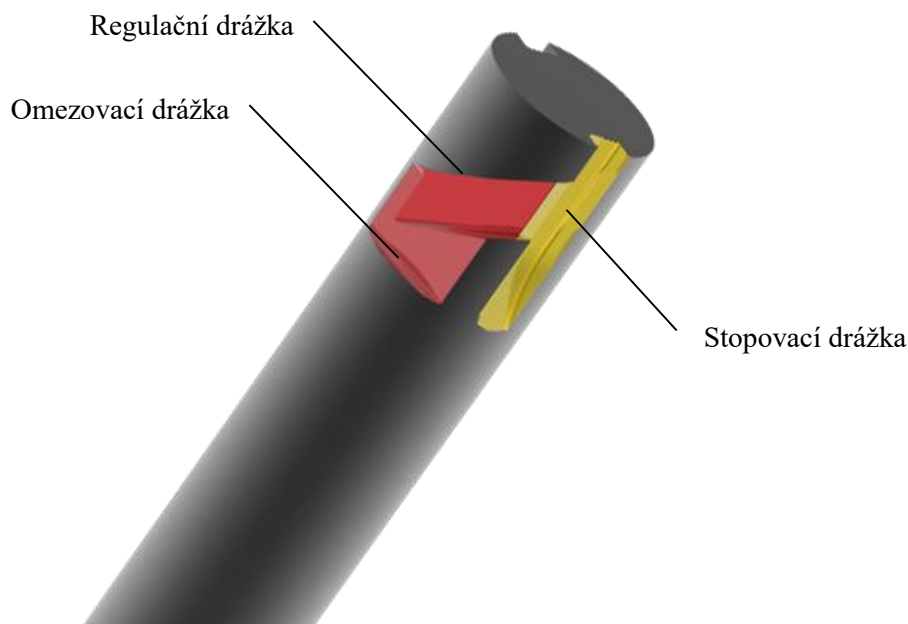
Jak již bylo zmíněno, Hertzův tlak nepřipouští smykové napětí, ke kterému mezi tělesy v kontaktu dochází. Hertzova teorie počítá s lineárním rozložením tlaku po celé délce kontaktní plochy. To v případě kontaktu vačky a kladky nelze zajistit, neboť zde dochází ke zmíněné deformaci čepu, která způsobuje, že kladka dosedá na těleso vačky v krajních bodech kontaktní plochy. Tím se veškerá styková napětí zkoncentrují právě na okrajích kladky, kde ve skutečnosti dojde k výraznému nárůstu napětí v porovnání s Hertzovou teorií.

Hertzův vztah pro výpočet kontaktních napětí rovněž neumožňuje zahrnutí soudkovitosti, či jinak profilovaných těles, která byla použita ve dvou konstrukčních řešeních kladky pro lepší rozložení napětí. Z tohoto důvodu je patrný rozdíl mezi hodnotami kontaktních tlaků z MKP a hodnotou z výpočtu Hertzova vztahu.



5 REGULAČNÍ HRANA PÍSTU

Každý píst je vybaven soustavou drážek a regulačních hran. Stopovací drážka slouží k ustavení nulové dodávky paliva, kdy při souhlasné orientaci vůči přepouštěcím otvorům čerpadla dojde zdvihem pístu pouze k přepuštění paliva v rámci kompresního prostoru ve vstřikovací jednotce. Tato drážka ovšem umožňuje nastavení buď nulové anebo maximální dávky paliva, proto je nutné, aby na pístu byly ještě šikmé regulační hrany, které umožňují plynulou regulaci v rámci celého rozsahu požadované dodávky paliva. Regulace probíhá otáčením pístu a tedy těchto regulačních hran vůči přepouštěcím otvorům ve válci vstřikovací jednotky, čímž dochází ke změně užitečného zdvihu a tedy velikosti dodávky paliva. Dále je píst opatřen omezovací drážkou, která zamezuje sekundárnímu výstřiku po odkrytí přepouštěcích otvorů koncem regulační hrany.



Obr. 60 - Regulační hrany pístu

5.1 VÝPOČET REGULAČNÍ HRANY

Výpočet regulační hrany představuje vytvoření plochy na rozvinutém plášti pístu, v rámci které se bude pohybovat píst vůči přepouštěcím otvorům při užitečném zdvihu a při různém natočení regulační tyče. Plocha pohybu pístu se vytváří ekvidistantně 1,5 mm od horní hrany pístu a 1,5 mm od hrany regulace. Důvodem této vzdálenosti je velikost sacích a přepouštěcích otvorů ve válci, které mají průměr 3 mm. Jakmile dojde k odkrytí těchto otvorů regulační hranou, byť jen z malé části dojde okamžitě k poklesu tlaku v kompresním prostoru a tím i k zastavení dodávky paliva. Velikost teoretické dodávky paliva se pak počítá vztahem pro objem válce:

$$V_p = \pi * \frac{d^2}{4} * h_u, \quad (7)$$

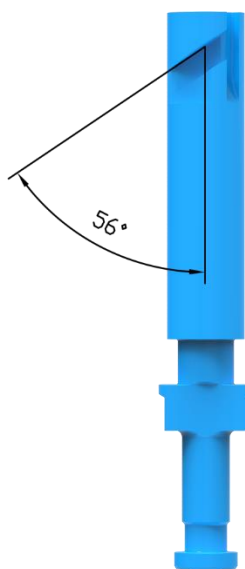


kde V_p je objem dodávky paliva, d je průměr pístu a h_u představuje užitečný zdvih pístu.

Nutno zdůraznit, že velikost dodávky paliva takto získané je pouze teoretická a nepočítá se ztrátami vlivem škrncení a prolínání paliva mezi pístem a stěnou válce a také v místě rovnotlakého ventilu.

Maximální zdvih pístu je v případě čerpadla Mj 15 mm a jeho průměr v této aplikaci má hodnotu 11 mm. Čerpadlo dle zadávacích parametrů pro vývoj musí mít velikost maximální dodávky paliva $310 \text{ mm}^3/\text{zdvih}$. Při regulaci čerpadla se nevyužívá maximální možné velikosti dodávky, ale pouze té, která je potřebná pro danou aplikaci, čímž vznikne prostor pro mnohem preciznější regulaci. Posuv regulační tyče má čerpadlo Mj 15 mm, přičemž počátečních 1,5 mm posuvu je bráno jako stopové krytí. Při hodnotě 0 – 1,5 mm je odkrytá stopovací drážka a vstříkovací jednotka má nulový užitečný zdvih a tedy nulovou dodávku paliva.

Drážka v pístu je vyhotovena přímočarým broušením pod úhlem 56° od osy pístu. Sklon drážky ovlivňuje velikost maximální dodávky a také strmost regulace. Čím větší úhel je mezi osou pístu a drážkou tím je změna velikosti dodávky pozvolnější.

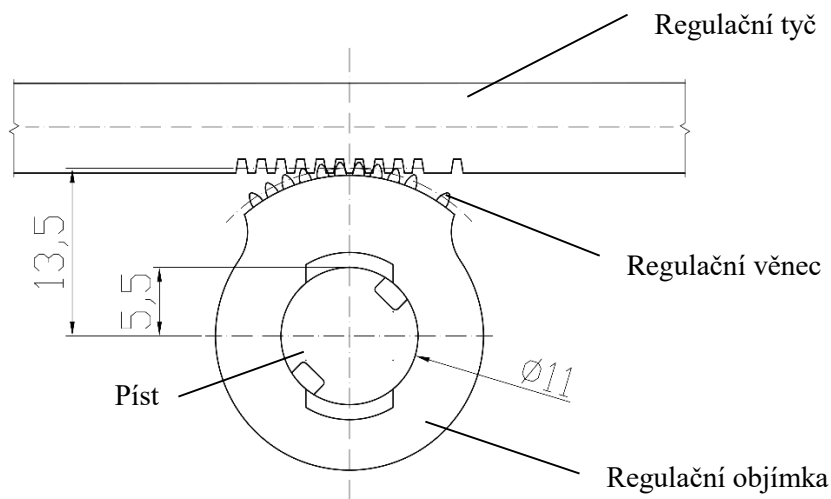


Obr. 61 - Sklon regulační hrany



5.1.1 PŘEVOD MEZI ZDVIHEM REGULAČNÍ TYČE A ÚHLEM NATOČENÍ PÍSTU

Vzhledem k tomu, že potřebujeme vyjádřit velikost dodávky ve vztahu ke zdvihu regulační tyče, je nutno spočítat převod mezi úhlem otočení pístu a zdvihem regulační tyče. Následně bude možné zakreslit do rozvinutého pláště pístu zdvih regulační tyče a stanovovat tak velikost teoretické dodávky paliva.



Obr. 62 - Popis dílů pro výpočet převodu

Výpočet obvodu roztečné kružnice věnce regulační objímky:

$$O_v = 2 * \pi * r_v = 2 * \pi * 13,5 \text{ mm} = 84,82 \text{ mm}, \quad (8)$$

kde r_v je poloměr roztečné kružnice věnce regulační objímky.

Stanovení velikosti úhlu natočení pístu vzhledem k posunutí regulační tyče o 1 mm:

$$84,82 \text{ mm} \dots \dots \dots 360^\circ$$

$$1 \text{ mm} \dots \dots \dots x^\circ$$

(9)

$$\frac{x}{360^\circ} = \frac{1 \text{ mm}}{84,82 \text{ mm}} \Rightarrow x = \frac{360^\circ * 1 \text{ mm}}{84,82 \text{ mm}} = 4,24^\circ$$



Obvod pístu:

$$O_p = 2 * \pi * r_p = 2 * \pi * 5,5 \text{ mm} = 34,56 \text{ mm}, \quad (10)$$

kde r_p je poloměr pístu.

Stanovení posunutí drážek pístu vzhledem k posunu regulační tyče:

$$360^\circ \dots \dots \dots 34,56 \text{ mm}$$

$$4,24^\circ \dots \dots \dots x \text{ mm}$$

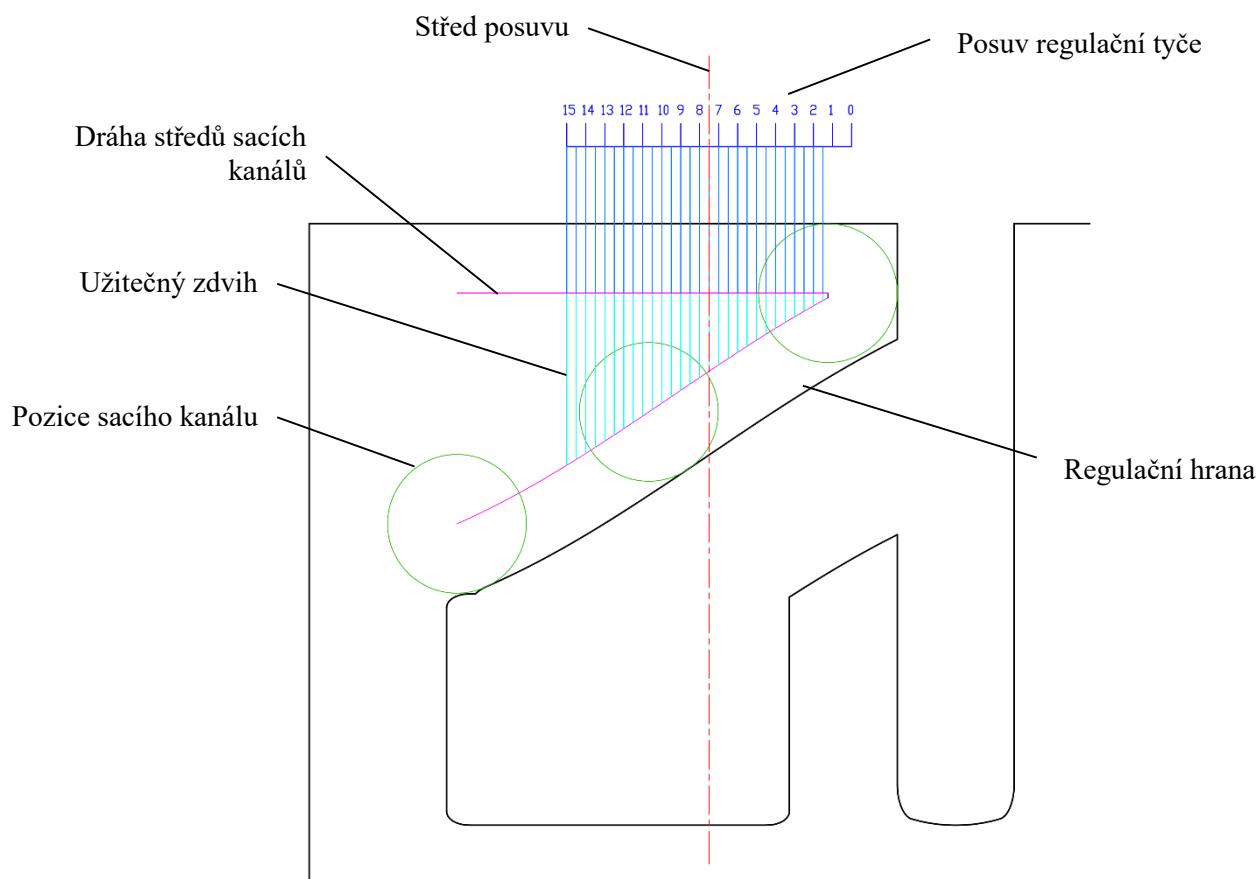
(11)

$$\frac{x}{34,56 \text{ mm}} = \frac{4,24 \text{ mm}}{360^\circ} \Rightarrow x = \frac{34,56 \text{ mm} * 4,24 \text{ mm}}{360^\circ} = 0,41 \text{ mm}$$

Tímto jsme stanovili, že dráha tyče 1 mm je v rozvinutém plášti pístu reprezentována hodnotou 0,41 mm.

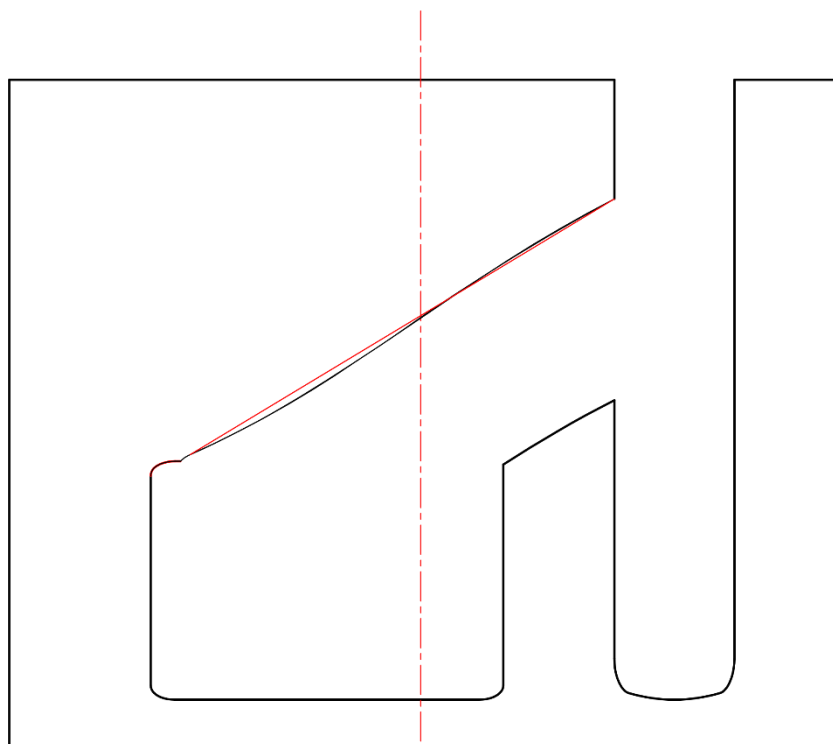
5.1.2 TEORETICKÝ VÝPOČET VELIKOSTI DODÁVKY

Pro teoretický výpočet velikosti dodávky v závislosti na pozici regulační tyče je nejprve nutné určit velikost užitečného zdvihu pístu. Ta se získá pomocí rozvinutého pláště pístu čerpadla. Dále je nutné znát velikost průměru sacího kanálu, který má na čerpadle Mj 3 mm. Na rozvinutém plášti se následně pomocí ekvidistanty vykreslí dráha pozic sacího kanálu, která ohraničuje užitečný zdvih pístu. Vzdálenost ekvidistanty od horní a regulační hrany pístu je 1,5 mm, tedy polovina průměru sacího kanálu. Poté se v horizontálním směru vynesou měřítko posuvu regulační tyče, které bylo vypočteno v předchozí kapitole. Celková velikost posuvu regulační tyče je 15 mm, ten se na plášti pístu projeví posuvem o pouhých 6,15 mm. Následně je nutné určit středovou polohu posuvu, která leží na kolmé ose vůči poloze křídel pístu. Délky užitečného zdvihu v závislosti na pozici regulační tyče se vynesou na rozvinutý plášť pístu dle Obr. 63.



Obr. 63 - Rozvinutý plášť pístu s vyznačením pozic sacích kanálů

Délka užitečného zdvihu se následně použije ve vztahu pro výpočet velikosti teoretické dodávky paliva pro dané vysunutí regulační tyče. V tomto případě slouží vypočtené hodnoty pouze pro porovnávací účely s dříve používanými písty a pro zjištění přesnosti regulace čerpadla. Výpočet totiž nezahrnuje ztráty množství paliva prolutím mezi pístem a stěnou válce a v rámci rovnotlakého ventilu a také ztráty škrcením paliva. Skutečné relevantní hodnoty se zjišťují až pomocí experimentálního měření, které u tohoto čerpadla pro tento účel zatím stále neproběhlo. K dispozici jsou pouze výsledky starších generací čerpadel a pístů. Ty ale v tomto případě mají pouze ilustrativní charakter. Lze z nich ale odhadnout, jak moc se bude velikost skutečné dodávky paliva lišit od té teoretické.



Obr. 64 - Porovnání provedení přímočaře broušené hrany a lineární regulační hrany - červeně

Šikmá regulační hrana se v rámci technologických úspor vyrábí přímočarým broušením. Na rozvinutém plášti pístu ale dochází k deformaci a regulační hrana dostává tvar „S“ křivky. Tento fakt způsobuje komplikaci při mapování velikosti dodávky pro řídicí jednotku čerpadla. V rámci teoretických výpočtů jsem provedl porovnání průběhu velikostí dodávky vstřikovací jednotky s původním tvarem „S křivky“ a lineárním tvarem. Lineární tvar regulační hrany se získá vybroušením šroubovice v pístu. Toto výrobní řešení je v porovnání s přímočarým broušením mnohem nákladnější a časově náročnější. Rozdíl v dodávce mezi přímou a šroubovicovou drážkou je minimální viz Tab. 9, proto je z hlediska výrobních nákladů výhodnější použít přímočaře broušenou regulační hranu.



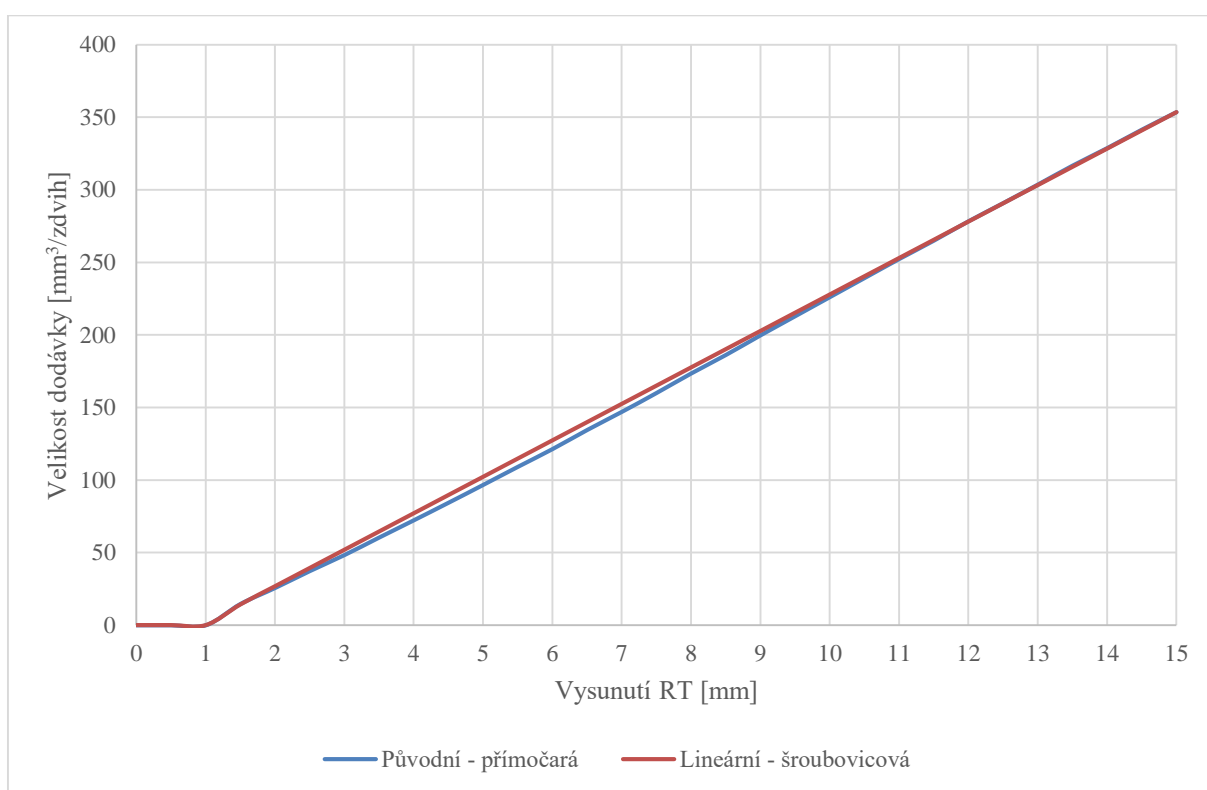
Tab. 9 - Porovnání velikostí teoretické dodávky původního a lineárního tvaru regulační drážky

VYSUNUTÍ RT [MM]	PŮVODNÍ TVAR		LINEÁRNÍ TVAR	
	Užitečný zdvih [mm]	Velikost dodávky [mm ³ /zdvih]	Užitečný zdvih [mm]	Velikost dodávky [mm ³ /zdvih]
0	0	0	0	0
0,5	0	0	0	0
1	0	0	0	0
1,5	0,15	14,66	0,15	14,25
2	0,27	25,70	0,28	26,82
2,5	0,39	37,32	0,41	39,38
3	0,51	48,38	0,55	51,95
3,5	0,64	60,42	0,68	64,51
4	0,76	72,30	0,81	77,07
4,5	0,89	84,38	0,94	89,64
5	1,02	96,66	1,08	102,20
5,5	1,15	109,11	1,21	114,76
6	1,28	121,35	1,34	127,33
6,5	1,42	134,48	1,47	139,89
7	1,55	146,98	1,60	152,45
7,5	1,68	159,97	1,74	165,02
8	1,82	173,41	1,87	177,58
8,5	1,96	186,15	2,00	190,14
9	2,10	199,68	2,13	202,71
9,5	2,24	212,85	2,27	215,27
10	2,38	226,00	2,40	227,83
10,5	2,52	239,13	2,53	240,40
11	2,65	252,24	2,66	252,96
11,5	2,79	264,90	2,79	265,52
12	2,93	278,25	2,93	278,09
12,5	3,06	290,74	3,06	290,65
13	3,19	303,51	3,19	303,21
13,5	3,33	316,53	3,32	315,78
14	3,46	328,62	3,46	328,34
14,5	3,59	341,31	3,59	340,90
15	3,72	353,43	3,72	353,47



Z výsledků výpočtu v Tab. 9 je patrné, že při vysunutí regulační tyče o 0 – 1 mm je velikost dodávky stále nulová. Tento stav je způsoben tím, že sací kanál je překrytý svislou stopovací drážkou, která slouží pro odstavení dodávky paliva. V posuvu regulační tyče je vytvořena tato 1 mm dlouhá rezervní dráha pro bezpečné zajištění nulové dávky paliva.

Na Obr. 65 je graficky znázorněn rozdíl v průběhu charakteristiky dodávky v závislosti na zdvihu regulační tyče pro původní drážku ve tvaru S křivky a pro modifikovanou lineární drážku. Graf demonstruje podobnost charakteristik obou provedení, kde místy dochází ke vzájemnému překrývání. Z toho vyplývá, že vliv šroubovicové drážky na regulaci čerpadla je minimální a z ekonomického hlediska je nevhodné drážku vyrábět v takovémto provedení. V praxi se tedy uplatňuje přímočaře broušená drážka a její nelineární charakteristika dodávky paliva se při mapování řídicí jednotky zanedbává.



Obr. 65 - Graf závislosti velikosti dodávky paliva na vysunutí regulační tyče



ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo celkově zhodnotit novou koncepci moderního řadového vstřikovacího čerpadla vyráběného společností MOTORPAL, a.s.

Ve druhé části této diplomové práce jsem představil celkovou koncepci vstřikovacího čerpadla Mj včetně modifikací, které byly na čerpadle oproti předešlé generaci Mi provedeny. Dále prezentuji výsledky měření návrhu optimálního tvaru vačkového hřídele pomocí HVA diagramu a také zhodnocení měřeného zákona výstřiku čerpadla týkající se vztahu velikosti dodávky paliva, průběhu a dosažených tlaků ve vybraných místech vysokotlaké části vstřikovacího systému.

V rámci analýzy kontaktních tlaků v další části porovnávám tři různé varianty tvaru profilované kladky zvedáku, který je součástí vstřikovací jednotky čerpadla. Zde demonstruji citlivost kontaktních tlaků na tvar jednotlivých těles a zjištění, že i malá změna tvaru znamenala až dvojnásobný nárůst kontaktního tlaku. Analýza byla provedena metodou konečných prvků. Profilovaný tvar se ukázal jako nezbytný z důvodu deformace čepu, na kterém je ve zvedáku kladka uložena. Tato deformace působí i na samotnou kladku, která se tímto deformuje a ke kontaktu s palcem vačky v případě absence profilování kladky dochází na jejich hranách (bocích). V těchto místech pak kontaktní tlaky dosahují řádově 5 GPa. V případě profilovaného tvaru povrchu kladky je zde pokles tlaku na 2 GPa, což je hodnota, která je nižší než maximální dovolená hodnota kontaktního tlaku pro garantovanou životnost čerpadla. V případě analýzy již vyrobené kladky byl zjištěn tlak 2,8 GPa, což již přesahuje dovolenou hodnotu. Z toho plyne, že je velmi nutné dbát na samotnou výrobu a dodržování výrobních tolerancí, neboť i malá odchylka od požadovaných rozměrů může znamenat zvýšení zatížení přes přípustnou hodnotu.

V poslední kapitole této diplomové práce se zabývám regulační hranou pístu a teoretickým průběhem velikosti dodávky paliva v závislosti na natočení pístu a této hrany vůči sacím a přepouštěcím otvorům ve válci čerpadla. Dále porovnávám dva způsoby provedení regulační drážky a to přímočaře broušenou, nebo šroubovicovou a jejich vliv na průběh regulace velikosti dodávky čerpadla. Z výsledků vyplývá, že je výhodnější použít přímočaře broušenou drážku, a to i přes mírné odchylky od lineárního průběhu charakteristiky, které jsou ale zanedbatelné. Z hlediska výrobních nákladů se jedná o výrazně výhodnější provedení regulační drážky.



Použité informační zdroje

- [1] *Emission Standards: Europe: Nonroad Engines: DieselNet* [online]. b.r. [cit. 2015-08-25]. Dostupné z: <http://www.dieseln.net.com/standards/eu/nonroad.php>
- [2] INDRA, Jaromír. *Příslušenství spalovacích motorů: určeno pro posl. fak. strojní*. Dotisk [1. vyd.]. Praha: SNTL, 1977, 277, [1] s. Učební texty vysokých škol.
- [3] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 80-251-0207-6.
- [4] *Common Rail Injection System Pressure Control: DieselNet* [online]. b.r. [cit. 2015-09-10]. Dostupné z: https://www.dieseln.net.com/tech/diesel_fi_common-rail_control.php
- [5] *Common Rail: Baileys Diesel Group* [online]. b.r. [cit. 2015-09-10]. Dostupné z: http://www.baileysdiesel.com/on-highway/wp-content/uploads/sites/3/2013/12/D4D_common_rail-1.jpg
- [6] ROBERT BOSCH GMBH., *Dieselmotor-Management: [Systeme und Komponenten ; mit Partikelfilter]*. 4., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2004. ISBN 35-282-3873-9.
- [7] BEROUN, Stanislav a Celestýn SCHOLZ. *Základy automobilové techniky*. Vyd. 1. Mladá Boleslav: Škoda Auto Vysoká škola, 2003, 198 s. ISBN 80-239-0659-3.
- [8] *Pump-Line-Nozzle Injection System: DieselNet* [online]. b.r. [cit. 2015-08-27]. Dostupné z: http://www.dieseln.net.com/tech/diesel_fi_pln.php
- [9] *STEP File Format: WhatIs.com* [online]. b.r. [cit. 2016-02-03]. Dostupné z: <http://whatis.techtarget.com/fileformat/STEP-Standardized-graphic-exchange-format>
- [10] *Mesh Sweeping: SharcNet.ca* [online]. b.r. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/ds_Mesh_Sweeping.html
- [11] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK (ed.) *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [12] *Heinrich Hertz: Encyclopedia Britannica* [online]. b.r. [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www.britannica.com/biography/Heinrich-Hertz>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[ms ⁻²]	zrychlení pístu
b	[mm]	šířka stykového obdélníku
d	[mm]	průměr pístu
d _{1,2}	[mm]	průměry zakřivení těles
E _{1,2}	[Pa]	moduly pružnosti materiálů těles
F	[N]	velikost zátěžné síly
F _c	[N]	celková síla zatěžující sestavu
F _{op}	[N]	síla od tlaku kapaliny působící na píst čerpadla
F _p	[N]	síla od pístové pružiny
F _s	[N]	setrvačná síla od pohybu posuvných hmot
h	[mm]	zdvih pístu
h _u	[mm]	užitečný zdvih pístu
l	[mm]	délka stykového obdélníku
m _c	[kg]	celková hmotnost posuvných hmot
n	[min ⁻¹]	otáčky čerpadla
O _p	[mm]	obvod pístu
O _v	[mm]	obvod roztečné kružnice věnce regulační objímky
p	[MPa]	tlak paliva působící na píst čerpadla
p _{inj}	[MPa]	tlak na vstupu vstřikovače
p _{inj}	[MPa]	tlak na trysce vstřikovače
p _{max}	[MPa]	maximální Hertzův tlak
p _{out}	[MPa]	tlak na výstupu – hrdle čerpadla
Q _d	[mm ³ /zdv.]	vstřikované množství paliva za jeden zdvih pístu
r _k	[mm]	poloměr palce vačkového hřídele
r _p	[mm]	poloměr pístu
r _v	[mm]	poloměr roztečné kružnice věnce regulační objímky
TKD	[°]	teoretický konec dodávky
TPD	[°]	teoretický počátek dodávky
v	[ms ⁻¹]	rychlost pístu
V _p	[mm ³]	užitečný objem válce
α	[°]	úhel natočení vačkového hřídele
α _g	[°]	délka geometrického výtlaku



α_K	[°]	konec výstřiku (dosednutí jehly do sedla trysky)
α_Z	[°]	začátek výstřiku (začátek zdvihu jehly v trysce)
β	[°]	úhel boční síly působící na kladku zvedáku
$\mu_{1,2}$	[-]	Poissonova konstanta
φ_1	[°]	zpoždění výstřiku
φ_V	[°]	délka (úhel) výstřiku