



# Dynamika vstřikovacího systému Common Rail

## Disertační práce

*Studijní program:* P2302 – Stroje a zařízení  
*Studijní obor:* 2302V010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Ing. Petr Starý**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# Dynamics of the Common Rail Injection System

## Dissertation

*Study programme:* P2302 – Machines and Equipment  
*Study branch:* 2302V010 – Machine and Equipment Design  
*Author:* **Ing. Petr Starý**  
*Supervisor:* prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.



## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval panu prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D., který pro mě je nejen školitelem, ale především člověkem, jenž mě během dlouholeté spolupráce dokázal svým profesionálním a lidským přístupem motivovat k dosahování vytyčených cílů včetně dokončení mé disertační práce.

Za pomoc a cenné rady při vytváření SW v prostředí LabView bych rád poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Svobodovi, CSc.

Velmi rád bych také poděkoval svému kolegovi a kamarádovi Ing. Aleši Dittrichovi, Ph.D. za výraznou pomoc při zpracovávání nepřehledného množství dat.

Dále pak kolegům Ing. Tomáši Zvolskému a Ing. Martinu Lachmanovi, Ph.D. za cenné konzultace a rady z oboru elektrotechniky a hydrauliky.

Poděkování také patří celé mojí rodině a přátelům, za podporu a trpělivost vedoucí k dokončení této disertační práce.

Zvláštní poděkování pak patří mému synovi Petrovi, který je pro mě velkou motivací do budoucna.

## **ANOTACE**

Disertační práce navazuje na mojí diplomovou práci „Stanice na zkoušení palivových systému Common Rail“. Samotná práce se zabývá analýzou vstřikovacího systému BOSCH se zaměřením na sledování parametrů vysokotlakého vstřikovače systému Common Rail. Dále pak obsahuje experimentálně získaná data ze zkušební stanice a tvorbu vlastního verifikovaného matematického modelu. Vybraná data získaná z měření jsou pak porovnána s matematickým modelem. Práce tak tvoří soubor analytických poznatků z dané problematiky a přináší nové postupy získávání potřebných dat a jejich vyhodnocení.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Common Rail, vstřikování paliva, simulace, testovací stanice, vstřikovač

## **ABSTRACT**

This doctoral thesis follows my dissertation thesis „Station for testing fuel system Common Rail“. The work itself deals with analysis of the injection system BOSCH with focus on monitoring of the parameters of high pressure system Common Rail. It also contains experimentally obtained data from the testing station and creation of own verified mathematical model. Then the selected data from measuring are compared with mathematical model. The thesis creates a set of analytical knowledge from the given issue and brings new methods for obtaining necessary data and their evaluation.

## **KEY WORDS**

Common Rail, fuel injection, simulation, test station, injector



# Obsah

Obsah.....	7
Seznam obrázků .....	9
Seznam tabulek .....	13
Seznam symbolů.....	14
1. Úvod .....	16
2. Cíl disertační práce .....	18
3. Rešerše současného stavu problematiky .....	19
3.1 Teoretické a experimentální poznatky .....	20
3.2 Souhrn .....	33
4. Vlastní fyzikální experimenty .....	35
4.1 Popis zkušební stanice a fyzikálního modelu .....	35
4.1.1 Řídící jednotka regulace tlaku paliva.....	39
4.1.2 Řídící jednotka ovládání elektromagnetického ventilu.....	40
4.1.3 Měření zdvihu ovládacího pístu jehly vstřikovače.....	43
4.1.4 Měřicí a zobrazovací software.....	47
4.1.5 Měření parametrů elektromagnetického ventilu.....	50
4.2 Analýza vstřikovače BOSCH .....	60
4.2.1 Měření cyklových dávek paliva.....	60
4.2.2 Průběhy dynamických tlaků .....	61
4.2.3 Svodové propustnosti vstřikovače .....	69
4.2.4 Zjišťování vlivu tlaku paliva na zdvih jehly trysky .....	78
4.2.5 Vliv alternativních paliv .....	81
5. Tvorba vlastního matematického modelu .....	88
5.1 Vstupní veličiny.....	88
5.2 Obecná zjednodušení výpočtového modelu .....	88
5.3 Seznam prvků použitých v modelu.....	91
5.4 Popis matematického modelu.....	93
5.4.1 Palivový systém před vstřikovačem.....	93
5.4.2 Vstřikovač .....	94
5.4.3 Nastavování a průběh vstupního tlaku.....	96
5.5 Výsledky matematické simulace .....	96



5.5.1	Porovnání cyklových dávek paliva .....	96
5.5.2	Porovnání odpadních dávek paliva.....	98
5.5.3	Porovnání průběhů zdvihu jehly.....	100
5.5.4	Porovnání průběhů dynamických tlaků.....	107
6.	Zhodnocení výsledků.....	110
7.	Doporučení na pokračování práce .....	113
8.	Použitá literatura.....	115
9.	Publikační činnost.....	116





## Seznam obrázků

Obr. 1 Vývoj emisních předpisů a směr motivace [1].....	16
Obr. 2 Schéma systému Common Rail [2] .....	20
Obr. 3 Schéma synoptického modelu [2].....	21
Obr. 4 Schéma ovládacího ventilu vysokotlakého čerpadla [2].....	22
Obr. 5 Schéma funkce DRV ventilu [2].....	22
Obr. 6 Průběhy průtoků a tlaku v Railu [2].....	24
Obr. 7 Průběhy tlaku v Railu (porovnání simulace a reálných dat) [2].....	25
Obr. 8 Průtoky vysokotlakého čerpadla [2].....	25
Obr. 9 Schéma zkušebního zařízení [8].....	26
Obr. 10 Řez vstřikovačem a příslušný hydraulický model AMESim [8].....	27
Obr. 11 Průběhy hmotnostního průtoku tryskou v závislosti na tlaku a době otevření trysky (NM) [8] .....	29
Obr. 12 Průběhy tlaku v přívodu paliva během vstřikování [8] .....	29
Obr. 13 Průběh zdvihu jehly a její deformace v závislosti na tlaku (NM) [8] .....	30
Obr. 14 Průběhy hmotnostního průtoku tryskou v závislosti na tlaku a době otevření trysky (MEŘO) [10]. .....	31
Obr. 15 Průběh zdvihu jehly a její deformace v závislosti na tlaku (MEŘO) [10] .....	32
Obr. 16 Rychlost objemového výtoku tryskou v závislosti na čase [10].....	32
Obr. 17 Průběh náběžné hrany zdvihu řídicí tyčky pro NM a MEŘO [10].....	33
Obr. 18 Blokové schéma zkušební stanice (vlastní zpracování).....	36
Obr. 19 Současný stav zkušební stanice (vlastní zpracování).....	36
Obr. 20 Řídicí jednotka Adcis .....	37
Obr. 21 Držák vstřikovače (vlastní zpracování) .....	37
Obr. 22 Pohled na umístění vstřikovače (vlastní zpracování) .....	37
Obr. 23 Detailní pohled na umístění váhy (vlastní zpracování).....	38
Obr. 24 Detailní pohled na DRV ventil (vlastní zpracování).....	39
Obr. 25 Schéma zapojení řídicí jednotky vyvinuté na KVM (zdroj: Ing Tomáš Zvolský).....	42
Obr. 26 Umístění snímače zdvihu tyčky v tělese vstřikovače.....	43
Obr. 27 Pohled na umístění snímače zdvihu jehly (vlastní zpracování) .....	44
Obr. 28 Ovládací panel měřicího zařízení NLC .....	44
Obr. 29 Ovládací prostředí SW Monitor (vlastní zpracování) .....	45
Obr. 30 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/min a době otevření 10°KH (osa X – doba otevření 1ms/div, osa Y – napětí 1V/div (vlastní zpracování) .....	45
Obr. 31 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 20 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y-napětí 1V/div) (vlastní zpracování) .....	46
Obr. 32 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 30 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y-napětí 1V/div (vlastní zpracování) .....	46
Obr. 33 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 40 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y-napětí 1V/div (vlastní zpracování) .....	47
Obr. 34 Ovládací panel měřicího programu ComReal 10 (vlastní zpracování).....	48
Obr. 35 Náhled na blokové schéma programu sběru dat (vlastní zpracování).....	49
Obr. 36 Náhled na blokové schéma podskupiny snímání tlaku (vlastní zpracování) .....	50
Obr. 37 Schématický řez elektromagnetu vstřikovače [13].....	51



Obr. 38 Zapojení pro měření proudu elektromagnetem vstřikovače (vlastní zpracování) .....	51
Obr. 39 Zapojení pro měření proudu elektromagnetem vstřikovače pomocí děliče a dvou kanálů .....	52
Obr. 40 Připevnění přípravku na vstřikovači [13].....	53
Obr. 41 Přípravek pro měření vzduchové mezery [13].....	53
Obr. 42 Měřicí přípravek s indukčním senzorem [13].....	55
Obr. 43 Porovnání průběhu proudu jednotek Adcis a Bosch (vlastní zpracování).....	56
Obr. 44 Výsledky ověřovacího měření, průběh napětí, proudu a zdvihu kotvy (stanice) (vlastní zpracování) .....	56
Obr. 45 Vybraný cyklus změřený na motoru Cummins (vlastní zpracování) .....	56
Obr. 46 Rozložená sestava originální kovy (vlastní zpracování) .....	57
Obr. 47 Rozložená sestava upravené kotvy (vlastní zpracování).....	57
Obr. 48 Sestava originální kotvy (vlastní zpracování).....	58
Obr. 49 Sestava upravené kotvy (vlastní zpracování) .....	58
Obr. 50 Průběhy proudu, zdvihu kotvy a řídicího pístu s novou kotvou (vlastní zpracování). .....	58
Obr. 51 Porovnání průběhu zdvihu jehly vstřikovací trysky (vlastní zpracování) .....	59
Obr. 52 Průběhy cyklových dávek vstřikovače Bosch naměřené na stanici (charakteristika) (vlastní zpracování) .....	60
Obr. 53 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /5°KH (vlastní zpracování).....	61
Obr. 54 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /10°KH (vlastní zpracování).....	61
Obr. 55 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /15°KH (vlastní zpracování).....	62
Obr. 56 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /5°KH (vlastní zpracování).....	63
Obr. 57 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /10° (vlastní zpracování) .....	63
Obr. 58 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /15°KH (vlastní zpracování) .....	64
Obr. 59 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /5°KH (vlastní zpracování).....	64
Obr. 60 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /10°KH (vlastní zpracování) .....	65
Obr. 61 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /15°KH (vlastní zpracování) .....	65
Obr. 62 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /5°KH (vlastní zpracování).....	66
Obr. 63 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /10°KH (vlastní zpracování) .....	66
Obr. 64 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /15°KH (vlastní zpracování) .....	67
Obr. 65 Hodnoty amplitud tlaku paliva v potrubí před vstřikovačem.....	68
Obr. 66 Hodnoty amplitud tlaku paliva v Railu .....	68
Obr. 67 Popis částí injektoru [15] .....	71
Obr. 68 Znázornění cest vedení paliva v injektoru od vstupu k výstupům po úpravě [15].....	71
Obr. 69 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotové netěsností v jednotlivých částech při zavřené trysce injektoru při 15°C (vlastní zpracování) .....	73
Obr. 70 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotové netěsností v jednotlivých částech při zavřené trysce injektoru při 40°C (vlastní zpracování) .....	73
Obr. 71 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku otevřeným kuličkovým ventilem .....	74
Obr. 72 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku přepadem (netěsnost vedení jehly trysky a řídicího pístu) (vlastní zpracování) .....	75
Obr. 73 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku tryskou (cyklová dávka paliva) (vlastní zpracování) .....	75



Obr. 74 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 5°KH (vlastní zpracování) .....	76
Obr. 75 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 10°KH (vlastní zpracování) .....	77
Obr. 76 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 15°KH (vlastní zpracování) .....	77
Obr. 77 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 700 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování) .....	79
Obr. 78 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1000 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování) .....	80
Obr. 79 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1300 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování) .....	80
Obr. 80 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1600 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování) .....	81
Obr. 81 Pracoviště Motoru Cummins [13].....	82
Obr. 82 Průběh dynamických tlaků před vstřikovačem při 9°KH, 1025 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování) .....	83
Obr. 83 Průběh dynamických tlaků v Railu při 9°KH, 1025 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování) .....	84
Obr. 84 Průběh dynamických tlaků před vstřikovačem při 28°KH, 1400 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování) .....	85
Obr. 85 Průběh dynamických tlaků v Railu při 28°KH, 1400 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování) .....	85
Obr. 86 Porovnání cyklových dávek paliva pro B0 a B100 (vlastní zpracování) .....	86
Obr. 87 Porovnání odpadních dávek pro B0 až B100 (vlastní zpracování) .....	87
Obr. 88 Schéma matematického modelu (vlastní zpracování).....	90
Obr. 89 Modelové schéma palivové soustavy před vstřikovačem (vlastní zpracování) .....	93
Obr. 90 Modelové schéma vstřikovače paliva (vlastní zpracování).....	94
Obr. 91 Schéma modelu ovládní odpouštěcího ventilu (vlastní zpracování) .....	95
Obr. 92 Schéma modelu zdroje tlaku paliva (vlastní zpracování).....	96
Obr. 93 Průběhy cyklových dávek paliva (vlastní zpracování) .....	97
Obr. 94 Detailní průběhy cyklových dávek pro hodnoty tlaků 600 a 800 barů (vlastní zpracování) .....	97
Obr. 95 Detailní průběhy cyklových dávek pro hodnoty tlaků 700 a 900 barů (vlastní zpracování) .....	98
Obr. 96 Průběhy odpadních dávek paliva (vlastní zpracování).....	99
Obr. 97 Detailní průběhy odpadní dávky pro 600 a 800 barů (vlastní zpracování).....	99
Obr. 98 Detailní průběhy odpadní dávky pro 700 a 900 barů (vlastní zpracování).....	100
Obr. 99 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování) .....	101
Obr. 100 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování) .....	101
Obr. 101 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování) .....	102
Obr. 102 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování) .....	102



Obr. 103 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování) .....	103
Obr. 104 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování) .....	103
Obr. 105 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování) .....	104
Obr. 106 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování) .....	104
Obr. 107 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování) .....	105
Obr. 108 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování) .....	105
Obr. 109 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování) .....	106
Obr. 110 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování) .....	106
Obr. 111 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 700 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování) .....	107
Obr. 112 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1000 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování) .....	108
Obr. 113 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1300 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování) .....	108
Obr. 114 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1600 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování) .....	109



## Seznam tabulek

Tab. 1 Seznam použitých snímačů na stanici (vlastní zpracování).....	39
Tab. 2 Hodnoty cyklových dávek [g] vstřikovače Bosch naměřené na stanici (vlastní zpracování) .....	60
Tab. 3 Vybrané body z 13-ti bodového testu ESC (vlastní zpracování) .....	82
Tab. 4 Hydraulické prvky použité v modelu (vlastní zpracování).....	91
Tab. 5 Hydraulické měřící prvky použité v modelu (vlastní zpracování).....	91
Tab. 6 Mechanické prvky použité v modelu (vlastní zpracování) .....	92
Tab. 7 Prvky interakce mezi prostředím Simulink a Simscape (vlastní zpracování).....	92
Tab. 8 Prvky řízení a zpracování signálu (vlastní zpracování).....	92



## Seznam symbolů

Pr	tlak v Railu	[Pa]
T	teplota paliva	[°C]
K	objemový modul pružnosti	[Pa]
V	objem v Railu	[m <sup>3</sup> ]
Q pmp	průtok vysokotlakým čerpadlem	[m <sup>3</sup> /s]
Q hpv	průtok vysokotlakým čerpadlem do zpětné větve	[m <sup>3</sup> /s]
Q inj	průtok vstřikovačem	[m <sup>3</sup> /s]
C ghap	koeficient průtoku	[-]
S hpv	průřez ventilu	[m <sup>2</sup> ]
ΔPh	rozdíl tlaku	[Pa]
ρ	hustota paliva	[kg/m <sup>3</sup> ]
Θ	poloměr kuželového sedla	[rad]
db	průměr kuličky ventilu	[m]
X hpv	poloha kuličky ventilu	[m]
m	hmotnost	[kg]
Fh	hydraulická síla	[N]
Fr	síla pružiny	[N]
F ehpv	elektromagnetická síla	[N]
F vhpv	třecí síla	[N]
Ke hpv	elektromagnetický součinitel	[N/A]
Sa	aktivní průřez ventilu	[m <sup>2</sup> ]
L hpv	indukčnosti cívky	[H]
V hpv	napětí na cívce	[V]
F inj	průtok vstřikovačem	[m <sup>3</sup> /s]
F	cyklová dávka paliva	[mg/cykl]
Fijn	průtok tryskou vstřikovače	[mg/cykl]
Fctrl	řídící dávka paliva	[mg/cykl]
Fekg	dávka paliva protékající do přepadu	[mg/cykl]
Fc lvi	regulační průtok	[m <sup>3</sup> /s]
Rhpv	odpor elektromagnetické cívky vysokotlakého čerpadla	[Ω]
A	plocha	[m <sup>2</sup> ]
υ	stlačitelnost kapaliny	[Pa <sup>-1</sup> ]
Vp	počáteční objem	[m <sup>3</sup> ]
dV	změna objemu	[m <sup>3</sup> ]
dp	změna tlaku	[Pa]
R	odpor	[Ω]
U	napětí obecně	[V]
Uce	napětí na tranzistoru	[V]
Un	napájecí napětí	[V]
I	proud obecně	[A]
I <sub>max</sub>	maximální proud	[A]
B	magnetická indukce	[N/A]
S	průřez magnetu	[m <sup>2</sup> ]

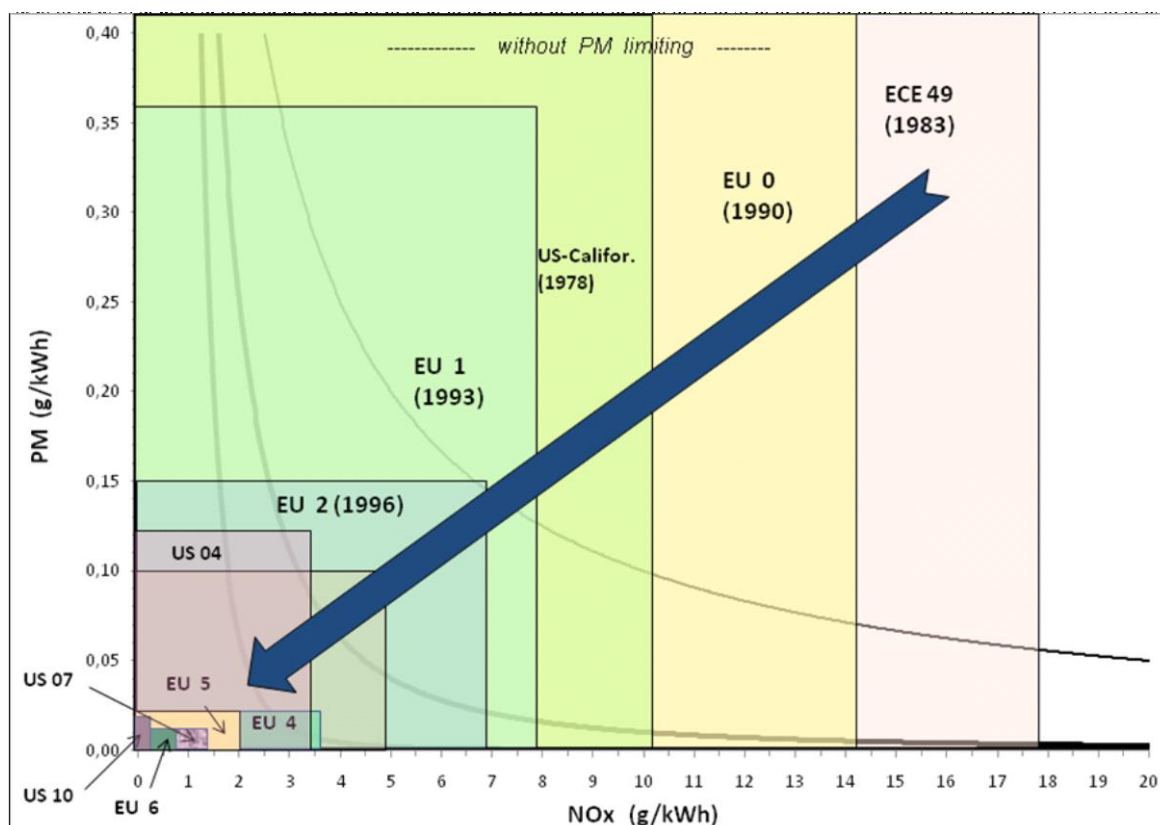


$\mu_e$	permeabilita	[N/A <sup>2</sup> ]
$\mu_{\text{ž}}$	relativní permeabilita	[N/A <sup>2</sup> ]
H	intenzita magnetického pole	[A/m]
l	délka magnetické siločáry	[m]
N	počet činných závitů	[1]
m-in	hmotnostní průtok do vstřikovače	[g/cykl]
mout	hmotnostní průtok ze vstřikovače	[g/cykl]
mout-noz	hmotnostní průtok trskou	[g/cykl]
mout-bal	hmotnostní průtok kuličkovým ventilem	[g/cykl]
b	součinitel útlumu	[N*s/m]
$\zeta$	poměrný útlum	[-]
Mi	náhradní hmota posuvové skupiny	[kg]
d	průměr potrubí	[m]
L	délka potrubí	[m]
$\mu$	viskozita	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta p$	rozdíl tlaku	[Pa]
°KH	natočení klikového hřídele	[°]
div	dílek na stupnici osciloskopu	[1]
PC	počítač	[-]
NM	běžná motorová nafta	[-]
B0	nafta bez příměsi biopaliva	[-]
B30	nafta s obsahem 30% biopaliva	[-]
B50	nafta s obsahem 50% biopaliva	[-]
B100	nafta s obsahem 100% biopaliva	[-]
MEŘO	methylester řepkového oleje	[-]
SW	software	[-]
AMESim	software určený k matematickému modelování	[-]
Rail	tlakový zásobník paliva	[-]
IMV	regulační ventil vysokotlakého čerpadla	[-]
DRV	regulační ventil tlaku paliva	[-]
HP	vysokotlaké čerpadlo	[-]
HPV	kuličkový řídicí ventil vysokotlakého čerpadla	[-]
MPO	ministerstvo průmyslu a obchodu	[-]
PWM	pulzně šířková modulace	[-]
AVR	výrobce mikrokontroleru	[-]
NLC	ovládací zařízení snímače zdvihu jehly	[-]
RSE	zemní bod	[-]
$\lambda$	koeficient průtoku	[-]
Cd	koeficient průtoku	[-]
RME	označení alternativního paliva MEŘO	[-]
ATtini	mikropočítač	[-]



# 1. Úvod

Vznětový motor jakožto energeticky neúčinnější pohonná jednotka neustále podléhá dynamickému vývoji procesu spalování. Hlavním důvodem jsou stále se snižující limity škodlivin obsažené ve výfukových plynech, které mají negativní vliv na životní prostředí. Trend vývoje limitů škodlivin představuje za posledních 20 let jejich snížení téměř o 90%, obr.1. Krom jiného má významný podíl na těchto parametrech i vstříkovací systém paliva. V oblasti vstříkování paliva představuje nárůst vstříkovacích tlaků hlavní faktor, jenž je potřebný pro jemné rozprášení paliva před jeho vznětem ve válci. V současné době je u vznětových motorů, používaných k pohonu silničních vozidel standardem akumulátorový palivový systém typu Common Rail. Ten nejlépe splňuje požadavky na snižování obsahu emisních škodlivin ve spalínách, nízkou spotřebu paliva, tichý chod motoru při rozumných výrobních nákladech. Umožňuje nejen dosažení potřebných vysokých vstříkovacích tlaků nezávisle na otáčkách motoru, ale i flexibilitu časování, rozdělení a tvarování jednotlivých částí vstříku.



Obr. 1 Vývoj emisních předpisů a směr motivace [1]





Z těchto důvodů je důležité se neustále zabývat rozvojem vstřikovacích systémů z hlediska jejich řízení, vylepšování užitečných vlastností a zajištění vysoké hospodárnosti provozu. Vedle experimentálního výzkumu palivových systémů se projevuje i nutnost rozvíjet i jiné přístupy k návrhu složitých systémů vstřikování paliva. Asi nejdůležitějším z nich je matematické modelování celého procesu, které bezpochyby vede k optimalizaci celého procesu. K řešení této problematiky lze využívat celou škálu matematických nástrojů. Většina z nich pracuje se souborem diferenciálních rovnic popisujících jednotlivé děje s možností jejich komplexního řešení. Common Rail jakožto nejrozšířenější a velmi perspektivní vysokotlaký systém vstřikování paliva mě zaujal pro svojí relativní jednoduchost, vysokou hospodárnost a spolehlivost v provozu. Těchto několik důvodů vedlo k navázání na již vykonané experimenty v rámci mé diplomové práce. Hlavní motivací je pak prohloubení získaných znalostí v problematice vysokotlakového vstřikování paliva.



## 2. Cíl disertační práce

Cílem disertační práce je komplexní analýza dynamiky vstřikovacího systému Common Rail. Práce se zaměřuje na důkladný popis funkce jednotlivých komponent vstřikovače. Mezi sledované parametry řadíme velikost tlaku, dobu otevření elektromagnetického ventilu, potažmo průběh napětí a proudu na elektromagnetu. Cílem je zjistit, jakým způsobem se tyto parametry vzájemně ovlivňují a odhalit další faktory, které mohou mít vliv na konečnou velikost vstřikované dávky. Po celkovém rozboru vysokotlakého vstřikovače jsou tyto výsledky analyzovány a v konečné fázi slouží k verifikaci navrženého matematického modelu. Celá práce by pak měla v experimentální rovině sloužit jako nástroj pro odhalování disfunkcí nově vyvíjených vstřikovačů a v matematické rovině k predikci možných konstrukčních chyb již v počátku vývoje.

### **Cíle práce se dají shrnout do základních bodů:**

- a) prozkoumat současný stav zkušebních zařízení a zjistit metody měření jednotlivých veličin a přístupů k vytváření matematických modelů,
- b) ověřit a rozšířit obecně známé fyzikálně mechanické vlastnosti dynamiky vstřikovacího systému Common Rail o nové přístupy a poznatky,
- c) vytvořit vlastní matematický model vysokotlakého vstřikovače a verifikovat ho naměřenými daty na sestaveném fyzikálním modelu.

K uskutečnění těchto cílů bylo třeba vytvořit nástroje pro měření potřebných dat a jejich vyhodnocení a to zejména:

- a) zkušební zařízení schopné pracovat s vysokým tlakem paliva, včetně automatického ovládání a řízení tlaku v soustavě.
- b) program pro sběr a vyhodnocení dat v prostředí LabView s jednou časovou osou.



### 3. Rešerše současného stavu problematiky

S ohledem na stále rostoucí nároky na vznětové motory z hlediska spotřeby paliva, generování škodlivých emisních složek výfukových plynů, výkonu motoru a produkci hluku, podléhají daným nárokům i jednotlivé subsystémy spalovacích motorů. Jedním takovým je vstřikovací systém paliva. V rámci dlouhodobého vývoje se jako nejvhodnější systém, z hlediska predikovaných možností, nejvíce osvědčil vysokotlaký způsob vstřikování paliva - systém Common Rail. Jeho největší výhodou oproti konkurenčním systémům je oddělený proces vstřikování paliva od tvorby vysokého tlaku. Toto sebou přináší výhody regulace z hlediska možnosti vícenásobných vstřiků paliva v jednom pracovním cyklu spalovacího motoru. Systém Common Rail vykazuje další vývojové možnosti z hlediska řízení tlaku paliva, doby otevření vstřikovací trysky a počtu vstřiků. Z těchto důvodů probíhají na systému další vývojové a analytické práce s cílem zdokonalit (optimalizovat) vstřikovací proces s ohledem na energetické nároky celé soustavy. Výrobně a konstrukčně je jeho nejnáročnější částí vstřikovač. Z těchto důvodů je proto nejčastějším předmětem výzkumných prací mnoha institucí, které se snaží analyzovat vstřikovací jednotku z hlediska její vnitřní dynamiky a časových konsekvencí.

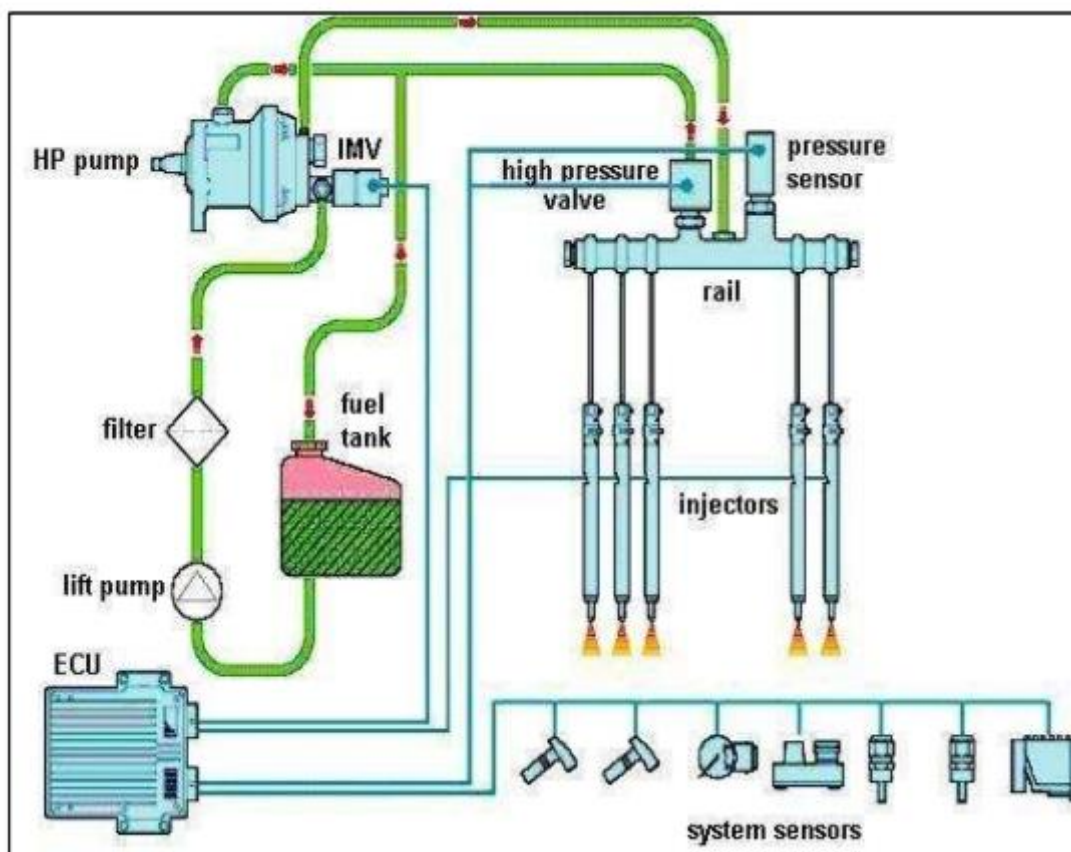
Z hlediska dalšího vývoje je nutné porovnání experimentálně zjištěných dat s tvorbou matematického modelu, který lze využít jako nástroj predikce a způsob odhalování vnitřní dynamiky. Většina odborných prací publikovaných na téma dynamická analýza vstřikovače se zaměřuje na porovnání reálně získaných dat a matematického modelu, přičemž jako nejčastějším předmětem výzkumu je zjišťování časových návazností při realizaci vstřiku. Vliv tlaku v Railu a jeho schopnost zásobit palivový přívod vstřikovače, a to v souvislosti s výslednou dávkou paliva. Jsou též zjišťovány i další vlivy, a to při použití alternativních paliv v systému Common Rail, jako vliv teploty paliva, hustoty a vliv průřezových charakteristik jednotlivých škrtících elementů.

V následujících listech uvádím metodiky experimentálních měření konkurenčních pracovišť. Tyto publikace se svojí podstatou shodují s tématem méj disertační práce. Většina publikovaných příspěvků se zaměřuje na vytváření matematických modelů vstřikovače. Konkrétně se jedná o sledování interakce mezi vlastnostmi paliva a mechanikou vstřikovacího procesu. Výsledky modelace se porovnávají s experimentálním měřením a zahrnují porovnání experimentu a modelu, buď pro běžnou motorovou naftu, nebo její kombinaci s dalším palivem. Nejčastější zkoumanou složkou je MEŘO, ale některé experimenty se zabývají i kombinací motorové nafty a leteckých paliv.



### 3.1 Teoretické a experimentální poznatky

Motivace k návrhu matematického modelu jsou dvojí. První je mít matematický model s kalibračními parametry, který bude co možná nejpřesněji korespondovat s reálným systémem tak, aby bylo možné předpovědět dynamiku pro jakýkoliv systém, tj. s různými čerpadly vysokého tlaku nebo objemy tlakových zásobníku (Railu). Cílem je pak znát celou řadu parametrů systému, a tím minimalizovat výpočtový čas celého návrhového procesu. Druhou motivací je pak zlepšení řízení tlaku paliva v Railu. Tlak je řízen s ohledem na několik parametrů, zejména otáček a točivého momentu motoru. Tento tlak se obvykle pohybuje v rozmezí 230 až 1600 barů s tolerancí 1% a obsahuje strmé gradienty (například až do 3000 bar/s). Systém tvoří 3 hlavní komponenty, viz obr. 2. Jsou jimi Rail, který funguje jako tlakový zásobník paliva, z něhož jsou vstřikovače napájeny tlakovým palivem, samotné vstřikovače a vysokotlaké čerpadlo poháněné motorem.



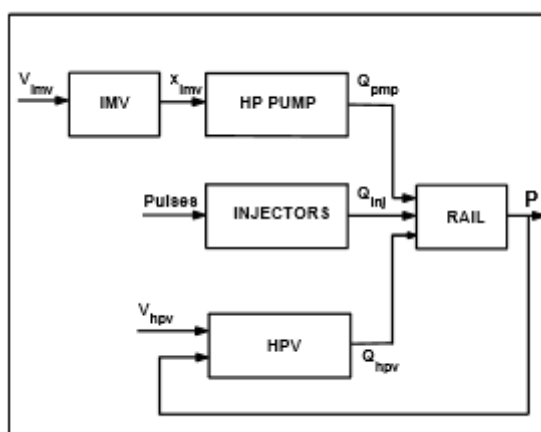
Obr. 2 Schéma systému Common Rail [2]

Pokud je tlak Railu špatně řízen může být snížena výkonnost systému (např. zvýšení hluku spalování nebo nárůst emisí složek ve spalinách). Z těchto důvodů je nutná naprosto přesná regulace tlaku paliva. Například v závislosti na otáčkách motoru může být kapacita



vysokotlakého čerpadla a objemu Railu odlišná. To znamená, že struktura systému je pevná, ale umožňuje různou dynamiku. Tyto dynamiky jsou nelineární a závisí na parametrech, jako je teplota paliva, tlak v Railu, atd. Například výstupní průtok čerpadla by neměl mít vliv na tlak v Railu. V současné době se metoda používaná pro konstrukci regulátoru a skládá se map, které definují každý provozní bod s různou dynamikou systému. Potom se v každém provozním bodě provede verifikace modelu [2].

Problematiku tvorby matematických modelů včetně matematického popisu nejlépe popisuje publikace [2]. Celkový model znázorněn na obr.3. Schéma obsahuje všechny základní komponenty systému Common Rail.

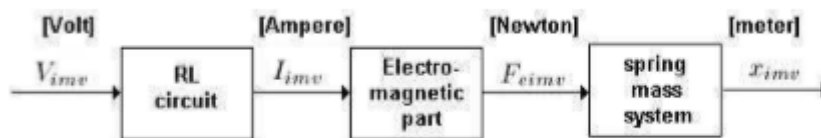


Obr. 3 Schéma synoptického modelu [2]

Rail se chová jako tlaková palivová nádoba, která dodává palivo vstřikovači a kompenzuje poklesy tlaku. Dva druhy ovládacích signálů spadají v modelové části do Railu: řídicí signál, který umožňuje udržet správný tlak a signál potřebný k řízení vstřikovačů. Subsystém splňuje následující dynamickou rovnici:

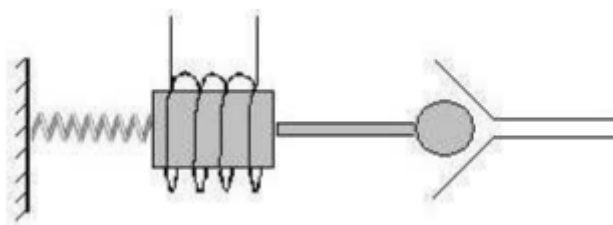
$$\dot{P}_r = \frac{K(P_r, T)}{V} \cdot (Q_{pmp} - Q_{inj} - Q_{hpv}) \quad (1)$$

kde  $P_r$  je tlak Railu (Pa),  $T$  je teplota paliva ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $K$  je objemový modul (Pa),  $V$  je objem Railu a trubek ( $\text{m}^3$ ),  $Q_{pmp}$ ,  $Q_{inj}$  a  $Q_{hpv}$  jsou průtoky vysokotlakého čerpadla, vstřikovačů a průtoku DRV ventilu ( $\text{m}^3/\text{s}$ ). Vstupní dávkovací ventil (IMV) se chová jako systém odpružené hmoty, který je ovládán elektromagnetickou cívkou.



Obr. 4 Schéma ovládacího ventilu vysokotlakého čerpadla [2]

Jako příklad matematické podstaty modelování zde uvádím DRV ventil jakožto prvek sloužící k regulaci paliva ve vysokotlakém okruhu. Průtok přes DRV je řízen polohou kuličky tlačené do kuželového sedadla. Síla působící na kuličku je tvořená silou pružiny a také silou elektromagnetické cívky. Z druhé strany působí na kuličku tlak paliva v Railu, ten má tendenci otevřít kuličkový ventil a přes škrťací dýzu odpouštět palivo z řídicího prostoru.



Obr. 5 Schéma funkce DRV ventilu [2]

:

$$Q_{h_{pv}} = C_{q_{h_{pv}}} \cdot S_{h_{pv}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_h}{\rho}} \quad (2)$$

Kde  $C_{q_{h_{pv}}}$  je koeficient průtoku,  $S_{h_{pv}}$  průřez ventilu [m<sup>2</sup>],  $\Delta P_h$  rozdíl tlaku mezi Railem a tlakem přepadu [Pa] a  $\rho$  hustota paliva [kg / m<sup>3</sup>]. V tomto případě je koeficient  $C_{q_{h_{pv}}}$  konstantní a je rovný maximálnímu koeficientu průtoku, protože hodnota  $\Delta P_h$  je vysoká a tok přes DRV může být vždy považován za turbulentní, nikdy však jako laminární. Průřez ventilu  $S_{h_{pv}}$  závisí na poloze kuličky  $X_{h_{pv}}$  následujícím způsobem:

$$S_{h_{pv}} = \pi \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \cdot d_b \cdot x_{h_{pv}} \quad (3)$$



$\theta$  je poloměr kuželového sedla [rad],  $d_b$  je průměr kuličky [m] a  $x_{hpv}$  je poloha kuličky [m].  
Systém odpružené hmoty může být popsán pomocí následující rovnice:

$$m\ddot{x}_{hpv} = F_h - F_r - F_{ehpv} - F_{jet} - F_{\nu_{hpv}} \quad (4)$$

kde  $m$  je hmotnost pohyblivých částí [kg],  $F_h$  je hydraulická síla,  $F_r$  je síla pružiny,  $F_{ehpv}$  je elektromagnetická síla,  $F_{jet}$  je proudová síla a  $F_{\nu_{hpv}}$  je třecí síla. Všechny síly jsou uvedeny v Newtonech. Podobně jako u IMV je elektromagnetická síla  $F_{ehpv}$  následující:

$$F_{ehpv}(s) = K_{ehpv} \cdot \frac{1}{1 + \frac{L_{hpv}}{R_{hpv}} \cdot s} \cdot V_{hpv}(s) \quad (5)$$

Kde je  $K_{ehpv}$  elektromagnetický součinitel [N.A-1],  $R_{hpv}$  odpor HPV cívky [ $\Omega$ ],  $L_{hpv}$  indukčnost cívky HPV [H] a  $V_{hpv}$  napětí přiváděné na cívku HPV [V].  $F_h$  je způsoben tlakem paliva v systému, který působí na aktivní oblast kuličky a má tendenci otevírat ventil.

$$F_h = S_a \cdot P_r \quad (6)$$

Kde je  $S_a$  aktivní oblast [m] a  $P_r$  tlak paliva v systému [Pa].  $F_{jet}$  je hydraulická síla.

$$F_{jet} = 2 \cdot C_{q_{hpv}} \cdot S_{hpv} \cos(\theta) \cdot \Delta P_h \quad (7)$$

Tvorba matematického modelu vede ke třem druhům signálů: signál charakterizující vstříkování paliva, řídicí signál a signál přepadu paliva ze vstříkovače:

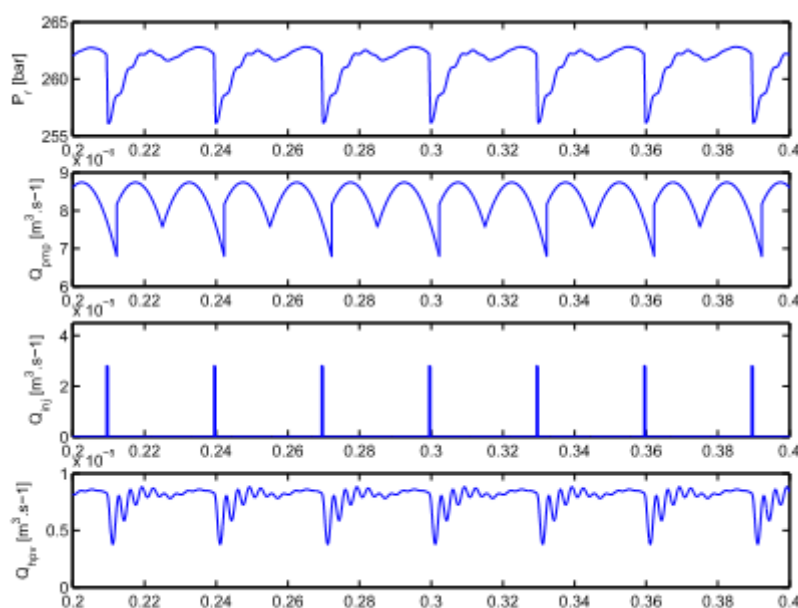
$$Q_{inj} = \mathcal{F}_{inj}(F) + \mathcal{F}_{ctrl}(P_r, F) + \mathcal{F}_{lkg}(P_r) \quad (8)$$

Kde  $\mathcal{F}_{inj}(F)$  je vstříkovaná dávka [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ],  $F$  požadavek na vstříkovanou dávku [mg / zdvih],  $\mathcal{F}_{ctrl}(P_r, F)$  regulační průtok [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] a  $\mathcal{F}_{lkg}$  celkový průtok do odpadu [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]. Závěrem je třeba poznamenat, že všechny výše uvedené parametry jsou známé kromě  $K_{ehpv}$ .

Jednoduchá simulace (obr. 6) může poskytnout informace o tvaru průtoku a tlaku v Railu. Otáčky motoru jsou nastaveny na 1000 otáček za minutu, IMV je plně otevřený (nepřivádíme proud na cívku), DRV má konstantní nastavení proudu, spotřeba paliva je 21,6 [mg / zdvih] a teplota paliva je 40 °C. Chování tlaku v soustavě odpovídá stacionárnímu bodu s konstantní střední hodnotou. Na obrázku 6 je druhým grafem znázorněn průtok vysokotlakého čerpadla



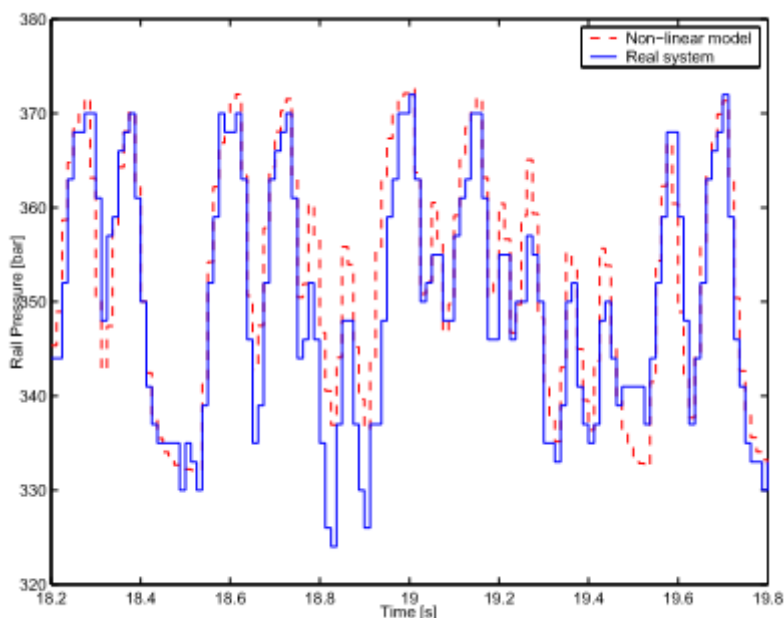
HP, třetí graf je vstřikované množství a poslední graf je hodnota průtoku DRV. Vstupní průtok (čerpadlo HP) má tendenci zvyšovat tlak na Railu a průtoky (HPV a vstřikovače) mají tendenci jej snižovat, jak je vidět na prvním grafu. Tento první test zdůrazňuje význam modelu, zejména tvarů tří výstupních signálů  $Q_{pmp}$ ,  $Q_{inj}$  a  $Q_{hpv}$ , které autor považuje za uspokojivé. [2]



Obr. 6 Průběhy průtoků a tlaku v Railu [2]

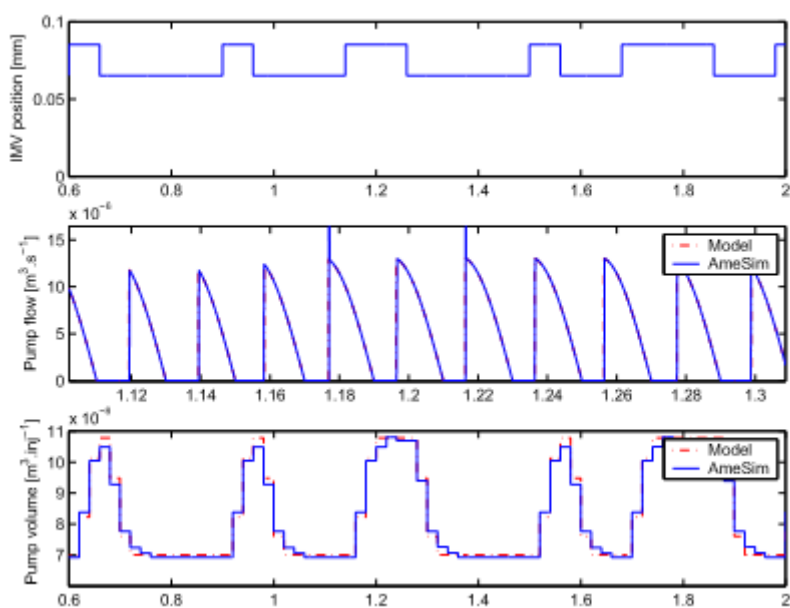
Na obrázku 7 je porovnání modelovaného tlaku v Railu a s reálnými daty. Aktivovaný DRV ventil je řízen signálem PRBS, zatímco vstup IMV je konstantní. Tato ověření časového průběhu ukazuje, zda se má matematický model přiblížit skutečnému systému na velkém frekvenčním rozsahu. Hodnota  $K_{hpv}$  v modelu byla naladěna tak, aby odpovídala skutečnému měření, jak je popsáno s dalšími podrobnostmi v navazující části. To poukazuje na to, že dynamické chování modelu je přesné ve srovnání s reálnými daty.





Obr. 7 Průběhy tlaku v Railu (porovnání simulace a reálných dat) [2]

Model čerpadla HP nelze porovnávat s reálnými daty, protože průtok vysokotlakým čerpadlem  $Q_{pmp}$  nelze měřit. Simulační software (AmeSim) se používá k získání dat modelu vysokotlakého čerpadla HP. Obr. 8 znázorňuje jak výstupní průtok čerpadla, tak i objem čerpadla vybuzený PRBS na vstupu do čerpadla HP (ximv). Nelineární model čerpadla HP poskytuje dobrou odezvu oproti modelu AmeSim.



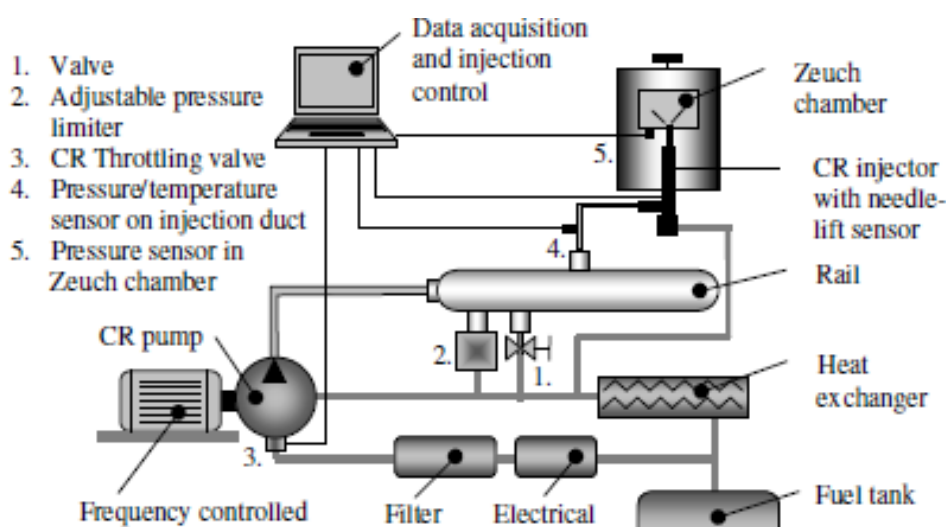
Obr. 8 Průtoky vysokotlakého čerpadla [2]



Autor [2] vyvinul fyzikální model vstřikovacího systému Common Rail a ověřil prostřednictvím časových odezev jeho funkci. Ověřený simulátor pak byl použit pro vyhodnocení různých schémat řízení, čímž se omezí počet skutečných experimentů. Navíc jeho otevřená struktura umožňuje testování různých konfigurací systému, např. změnu vysokotlakého čerpadla HP nebo počtu vstřikovačů. Tím se lze vyhnout provádění mnoha skutečných experimentů, a snížíme tak dobu vývoje regulátoru tlaku paliva v Railu.

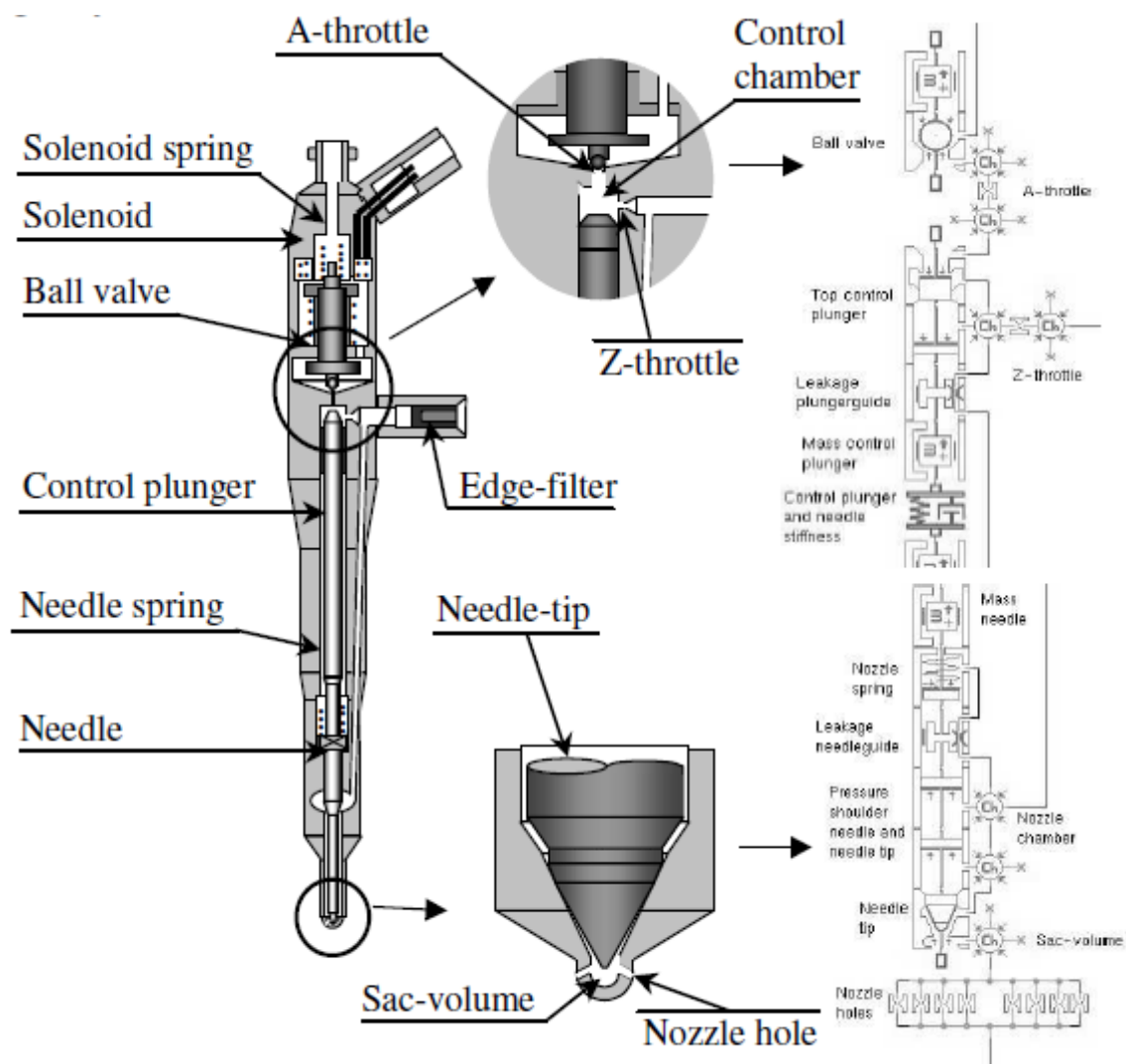
V rámci novodobé snahy nahradit část uhlovodíkových paliv, vzrostl zájem o testování a zvýšení schopnosti vznětových pístových motorů pracovat s určitým procentem bio složky v palivu. V procesech experimentálních měření byly zjišťovány právě vztahy mezi použitím bio složky v běžné motorové naftě a vlivu této sloučeniny na hodnoty časování vstřikovacího procesu. Bylo zjištěno, že při použití bio složky dochází ke zkrácení doby vstřikovaného paliva a to při konstantním nastavení doby otevření elektromagnetického ventilu [3]. Předpokládá se, že vyšší viskozita bionafty je odpovědná za změnu časování vstřikovacího procesu. Pro toto tvrzení ale nebyl nalezen žádný mechanismus [4]. Jako hlavní důvody změny časování vstřikovacího procesu jsou uváděny hustota paliva a jeho stlačitelnost [5]. Z výše uvedených analýz ani jedna neprokázala vliv viskozity na změnu hodnoty časování vstřikovacího procesu.

V souvislosti s tímto faktem Ziejewski a kol. [6] studovali koeficient výtoku vstřikovací trysky pro laminární a turbulentní proudění různých alternativních paliv. Pro určitou geometrii trysky injektoru a vztah mezi Reynoldsovým číslem a výtokem z trysky stanovili koeficient, který byl platný bez ohledu na vlastnosti paliva. Toto tvrzení bylo ověřováno [7]. Testy probíhaly na zkušebním zařízení [8]. Schéma zařízení viz obr. 9



Obr. 9 Schéma zkušebního zařízení [8]

K experimentálnímu měření byl použit jednoválcový vznětový motor o objemu 2.1 litru osazený systémem vysokotlakého vstřikování paliva Common Rail druhé generace. Vstřikovací tryska čítá 8 výtokových otvorů a průměru 0,184 mm. Maximální tlak v systému 1400 bar.



Obr. 10 Řez vstřikovačem a příslušný hydraulický model AMESim [8]

Vysokotlaká část systému vstřikování Common Rail znázorněná na obr. 10 je modelována pomocí AMESim (Imagine S.A., 2004) [9]. V tomto programu každou fyzickou součást systému reprezentuje příslušná ikona a je přidružena k jedné nebo více soustředných parametrických modelů (tzv. submodelů). Vytváření matematických modelů, respektive hydraulických schémat pomocí AMESim, může být modelované jako izotermní nebo adiabatické. Autor kvůli rychlé povaze celého procesu uvažoval model jako adiabatický.

Na obrázku 10 je vyobrazen řez vstřikovače a příslušné schéma matematického modelu programu AMESim. Při napájení elektromagnetu vstřikovače výsledná síla zvedne



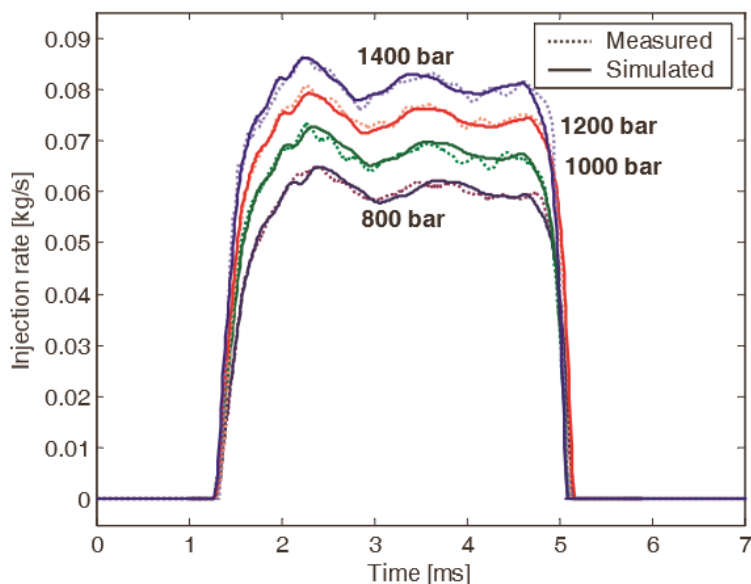
kotvu a dochází k odpouštění paliva z řídicí komory. Protože průtok je přes Z-dýzu menší, než přes A-dýzu, tlak v řídicí komoře klesá. Tlak dodávaný Railem stále tlačí na mezikruží jehly vstřikovací trysky, ta je nadzvedávána a začíná výtoku paliva ze vstřikovací trysky. Po přerušení napájení selenoidu jeho pružina dotlačuje kotvu do sedla ventilu. Tím dochází u zavření výtoku paliva do odpadního potrubí a začíná růst tlak v ovládací komoře. S nárůstem tlaku v ovládací komoře dochází k opětovnému uzavírání vstřikovací trysky.

Model může být chápán jako řetězec kapacitních a restriktivních prvků. Kapacitní, např. řídicí komora, komora trysky, tlak paliva. Restriktivní pak škrťací dýzy, jejichž hmotnostní průtok se dá stanovit z Bernoulliho rovnice.

$$\dot{m} = \rho \cdot C_d(\lambda) \cdot A \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \quad (9)$$

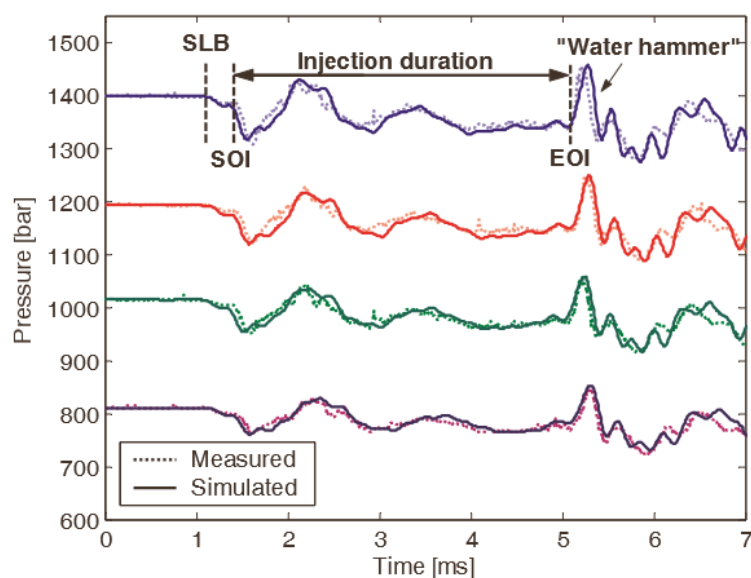
Pro ověření funkce modelu experimentálními měřeními byla použita motorová nafta (NM) a methylester řepkového oleje (MEŘO). Měření vstupního tlaku paliva do vstřikovače bylo umístěno na potrubí cca 120 mm před vstřikovačem. Hmotnostní průtok na trysce byl měřen metodou Zeuch, tzv. Zeuchova komora [9]. Ztráty různých restriktivních komponentů nebyly známy. Dostupné byly pouze geometrické parametry vstřikovače. Parametry restriktivních prvků byly získány až laděním matematického modelu v závislosti na datech získaných z experimentálního měření.

Obrázek 11 znázorňuje srovnání hmotnostních průtoků na trysce vstřikovače v závislosti na tlaku a době otevření trysky. Uvažovány byly čtyři hodnoty tlaku. 800, 1000, 1200 a 1400 barů. Doba přidržení kotvy elektromagnetického ventilu byla pro všechna měření stanovena na 3 ms, což ve výsledku znamenalo dobu otevření trysky 3,8 ms. Graf prezentuje jak měřené reálné hodnoty, tak i simulované výsledky. Průběhy ukazují dobrou funkci simulačního modelu. Zřejmé jsou shodné počátky a konce vstřikovacího procesu a i hodnota zdvihu jehly je porovnatelná.



Obr. 11 Průběhy hmotnostního průtoku tryskou v závislosti na tlaku a době otevření trysky (NM) [8]

Frekvence kmitání vyšších řádů v naměřených hodnotách vstříkované dávky jsou patrně ovlivněny kmitáním paliva v Zeuchově komoře. Rychlé otevírání a zavírání vstříkovače generuje v komoře tlakové vlny [8].



Obr. 12 Průběhy tlaku v přívodu paliva během vstříkování [8]

Z obrázku 12 je patrné, že hlavní frekvence kmitání tlakové vlny je cca 2000 Hz. Jak frekvence, tak i u amplitudy se experiment shoduje s výpočtem. Měření a simulace vstříkovacího procesu vykazuje dobrou shodu. Přesné modelování frekvence tlakových kmitů je především závislá



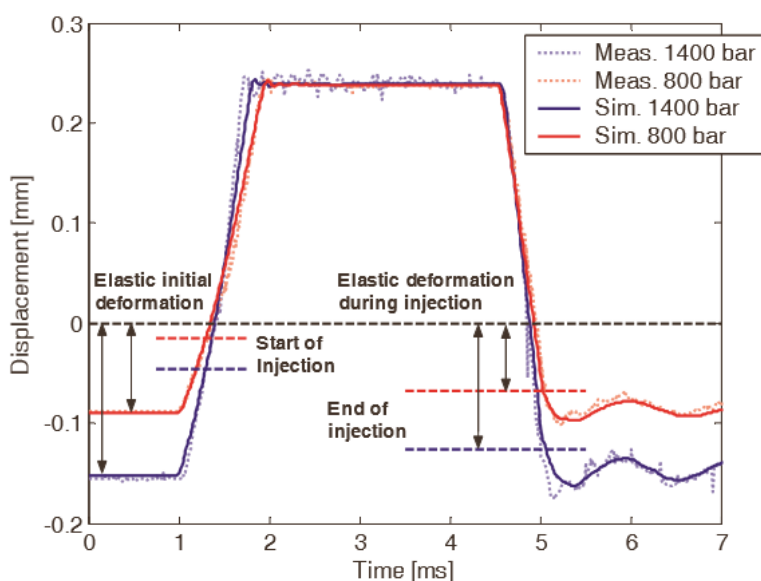
na hustotě paliva a modulu objemové pružnosti. Ten lze vyjádřit ze vzorce stlačitelnosti kapaliny, kde  $V$  je počáteční objem,  $dV$  změna objemu,  $dp$  pak změna tlaku.

$$\gamma = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}, \quad (10)$$

Převrácenou hodnotu stlačitelnosti kapaliny pak nazýváme objemový modul pružnosti.

$$K = \frac{1}{\gamma} \quad (11)$$

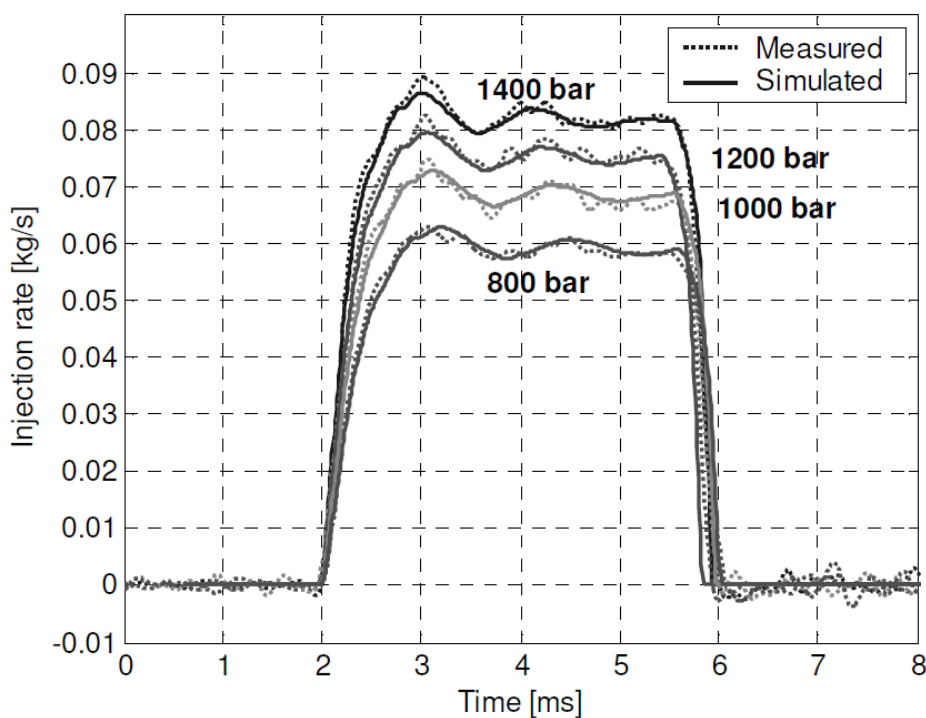
Výsledky, viz. obr. 12 ukazují i počáteční mírný pokles tlaku, tedy ještě před samotným počátkem vstřikování. Tento jev je způsoben deformací řídicí tyče a jehly vstřikovací trysky [8]. V okamžiku, kdy dojde k poklesu tlaku v řídicí komoře vlivem nadzvednutí kotvy, dojde i k odlehčení řídicí tyčky a jehly vstřikovací trysky. Počáteční pohyb je tedy vlastní prodloužení řídicí tyčky v rámci elastické deformace. Toto je potvrzeno na obrázku 13. Zde jsou zobrazené naměřené hodnoty a hodnoty získané simulací. Jedná se o hodnoty zdvihu ovládací tyčky pro dva různé tlaky paliva. Při nulovém tlaku paliva je maximální zdvih ovládacího pístu 0,25 mm. Během vstřikování je řídicí tyčka a jehla vstřikovací trysky deformována tlakem paliva působícím na spodní část jehly. Tato komprese způsobuje, že celkový zdvih jehly je větší, než při nulovém tlaku. Snímač je umístěn v horní části řídicí tyčky a jeho měření je zkruseno deformací tyčky. Ve skutečnosti tato hodnota neodpovídá reálnému zdvihu jehly [8].



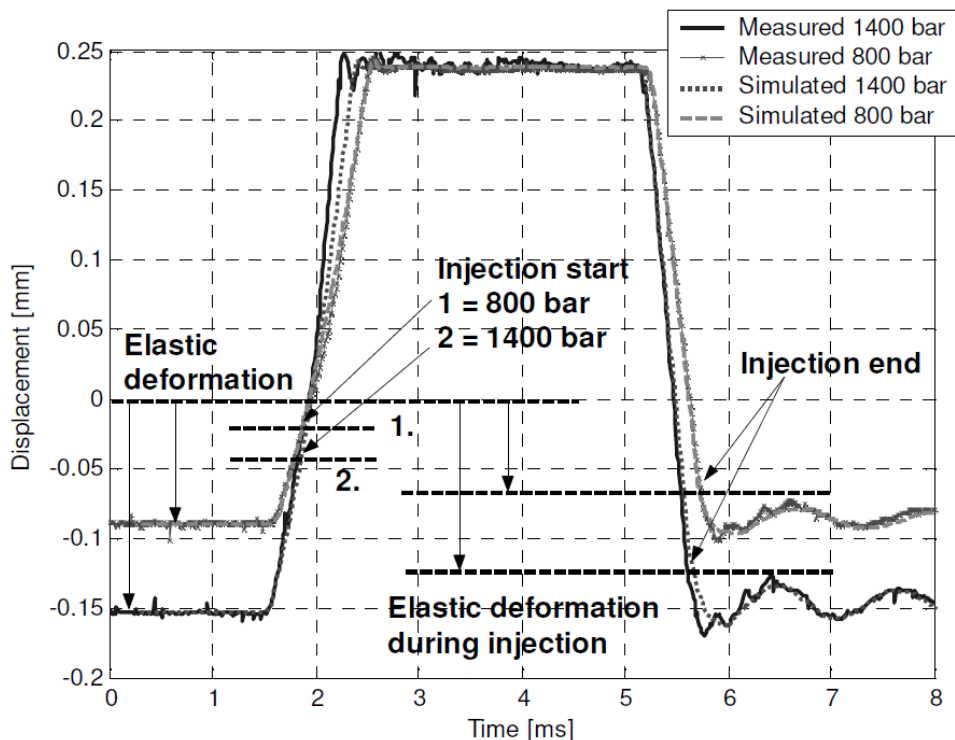
Obr. 13 Průběh zdvihu jehly a její deformace v závislosti na tlaku (NM) [8]



Z obrázku 13 lze soudit, že zdvih řídicí tyče je správně simulován pro tlak v Railu 800 bar. Pro tlak 1400 bar je vypočtený zdvih mírně pomalejší. Výpočty pro jiný vyšší tlak, než 800 bar, potvrzují trend pomalejšího zdvihu kotvy. Rozdíly mezi simulací a výpočtem jsou způsobené odchylkou ve volbě průtokového koeficientu pro škrťací elementy A a Z (popsáno na obr.10) Rovněž byla provedena měření s methylesterem řepkového oleje. Simulační model byl opět naladěn na hodnoty paliva MEŘO. Z výsledků (obr. 13 a 14) vyplývá, že simulace s použitím alternativního paliva dobře koresponduje s reálnými hodnotami. Výsledky naznačují, že amplitudy frekvencí hmotnostního průtoku jsou větší, než u standardní motorové nafty. To může mít za následek větší kavitaci, než u použití standardního paliva.

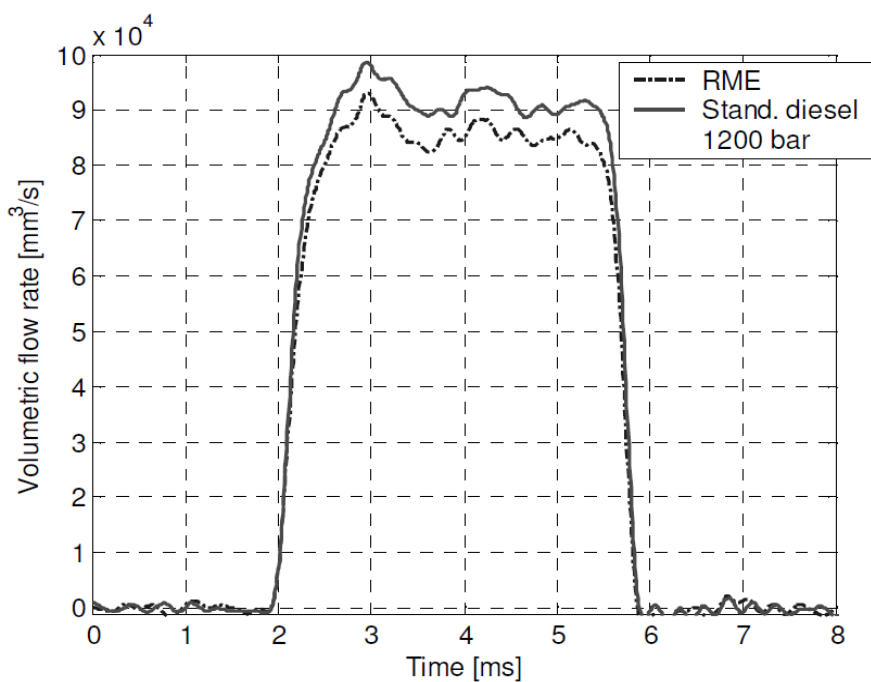


Obr. 14 Průběhy hmotnostního průtoku tryskou v závislosti na tlaku a době otevření trysky (MEŘO) [10].



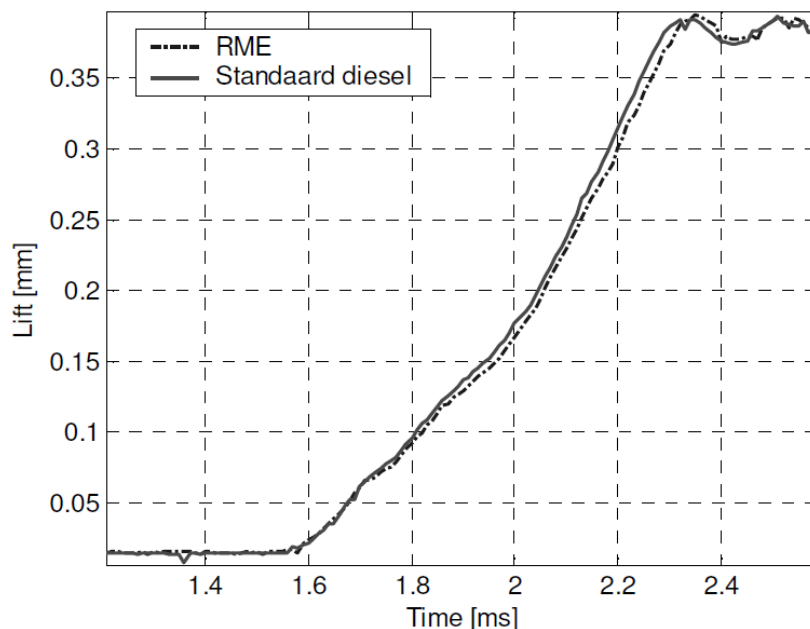
Obr. 15 Průběh zdvihu jehly a její deformace v závislosti na tlaku (MEŘO) [10]

Vliv vlastností použitých paliv (NM a MEŘO) je nejzřetelnější u porovnání rychlostí objemového toku tryskou vstřikovače (obr. 16). Z výsledků plyne, že průměrně je objemový výtok v závislosti na čase pro MEŘO o 6,9% nižší, než pro standartní motorovou naftu. Nižší vstřikovaná dávka paliva je způsobena vyšší hustotou alternativního paliva.



Obr. 16 Rychlost objemového výtoku tryskou v závislosti na čase [10]





Obr. 17 Průběh náběžné hrany zdvihu řídicí tyčky pro NM a MEŘO [10]

Z výsledků [10] obecně platí, že rozdíly mezi běžnou motorovou naftou a methylesterem jsou velmi malé a vliv bio složky nemá významnější vliv na průběh vstřikování. Vytvořený model vstřikovací jednotky vykazuje dobrou shodu s experimentálně získanými daty, a to jak pro NM, tak MEŘO. Z toho lze usoudit, že i směsi běžné motorové nafty s bio složkou budou simulovány s velmi malými rozdíly. Pro optimální nastavení matematického modelu jsou nezbytně nutná experimentální měření, která pomáhají správně definovat vlastnosti použitého paliva a zpřesňují volbu průtokových koeficientů ve škrtících průřezích vstřikovače. Vliv viskozity kapaliny je zanedbatelný, protože při otevírání trysky vstřikovače je proudění téměř okamžitě turbulentní.

## 3.2 Souhrn

Z běžně dostupných publikací konkurenčních pracovišť vyplývá, že autoři [2,8,10] matematických a fyzikálních experimentů většinou uvažují pro své výzkumné práce pouze jednotlivé části systému Common Rail. Většinou je jedná o analýzy vstřikovače [8,10], jakožto preferovanou část celého systému. Některé odborné články se soustředí na problematiku tlakového zásobníku paliva s ohledem na možnosti efektivního tlumení rázových vln vzniklých při vstřikování paliva. [2] Ve výzkumech nejsou opomenuty i podrobné studie řídicích a regulačních prvků jako např. DRV ventil [2], který svojí funkcí ovlivňuje kmitání vln v tlakovém zásobníku při regulaci paliva. Ze stejného důvodu podléhá matematickému modelování a experimentálnímu měření i radiální čerpadlo jakožto zdroj vysokého tlaku systému Common Rail. To svojí funkcí též do systému zanáší nežádoucí vlivy kmitavých tlakových vln. Nikde



v publikacích se ale neobjevují varianty výzkumu, které by řešily vysokotlaký systém jako celek. Stejně tak se při výzkumu nikdo z autorů nezaměřuje na rozparcelování vstřikovače a posouzení interakce vlivů mezi jednotlivými komponenty s ohledem na jejich fyzikální parametry. Postup autorů je téměř identický, přičemž jde vždy o konstrukci matematického modelu a jeho verifikaci experimentálně získanými daty. Tyto modely jsou nejčastěji využívány ke zjišťování vlastností alternativních paliv a jejich vlivu na vstřikovací proces.



## 4. Vlastní fyzikální experimenty

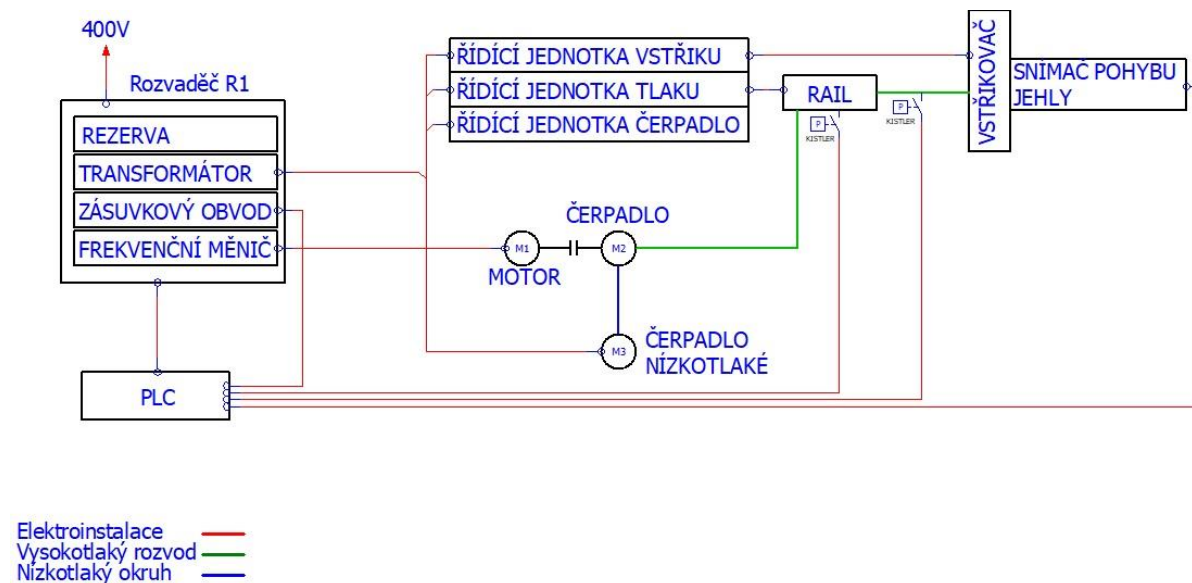
Sestavení fyzikálního modelu vstřikovacího systému Common Rail bylo provedeno na zkušební stanici, které vznikla v rámci mé diplomové práce [11]. Pro stavbu modelu byly použity komponenty firmy Bosch identické s komponenty motoru Cummins ISBE 4, který má katedra vozidel a motorů k dispozici. Důvodem byl záměr pro porovnání výsledků získaných z fyzikálního modelu na stanici s výsledky získané na reálném motoru instalovaném na brzdovém stanovišti. Zkušební stanice byla postupně doplněna o snímače měření zdvihu jehly, snímače k měření průběhu dynamických tlaků, systém řízení tlaku a SW pro sběr dat. Dostavba zkušební stanice probíhala v rámci probíhajícího projektu MPO-Impulz [12].

### 4.1 Popis zkušební stanice a fyzikálního modelu

Zkušební stanice byla koncipována jako měřicí stolice se základním rámem osazená pracovní deskou a frekvenčně řízeným elektromotorem o výkonu 3kW, který slouží k pohonu vysokotlakého čerpadla. Pro ovládání vstřikovače byla použita řídicí jednotka Adcis viz obr. 20. Její parametry k ovládání elektromagnetického ventilu vstřikovače byly nastaveny stejně, jak je tomu v případě řídicí jednotky motoru Cummins. Jednotka umožňuje plynulé nastavení délky otevření vstřikovače v závislosti na úhlu KH a imaginárních otáček motoru. Řízení tlaku paliva v soustavě bylo řešeno externí řídicí jednotkou, která byla vyvinuta a sestavena na KVM dle základních parametrů DRV ventilu od firmy Bosch Jihlava. Tato jednotka byla napojena na DRV ventil umístěný v Railu. Ovládání vysokotlakého čerpadla, tedy průtoku paliva do Railu, bylo řešeno stejným způsobem, tedy externí jednotkou. Stanice byla rovněž osazena snímači pro měření teploty paliva a to jak na vstupu, tak i na výstupu a dále příslušným výměníkem chlazení pro udržování konstantní teploty paliva během měření. Prvními parametry, byly zdvih ovládacího pístu jehly vstřikovače a průběh napětí a proudu na elektromagnetickém ventilu. Tato měření měly vyzkoušet stanici v reálném provozu a ověřit správnou funkci všech regulačních členů.

Zkušební stanice umožňuje simulovat reálné podmínky, kterým je vstřikovač vystaven při běžném zatížení na spalovacím motoru. Hlavním cílem funkčního vzorku je tedy možnost zkoušení vysokotlakých vstřikovačů, zjišťování průběhů napětí a proudu na ovládacím elektromagnetu. Dále to pak je zjišťování rychlosti zdvihu kotvy elektromagnetu, rychlost a průběh zdvihu řídicího pístu a průtočné množství vstřikovací a odpadní dávky v závislosti na nastavení vstřikovače. Měření zdvihu ovládacího pístu v porovnání s hodnotami zdvihu kotvy bude možné stanovit reakční doby vstřikovače. Dalšími měřenými parametry jsou dynamické průběhy tlaku ve vysokotlaké větvi stanice. Uspořádání stanice umožňuje sestavení fyzikálního modelu s omezením funkce na jeden regulovaný vstřikovač. Do budoucna je

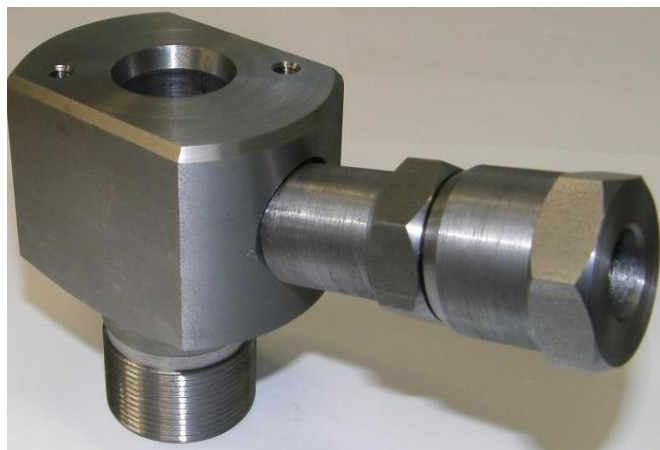
možné stanici vybavit vysokorychlostní kamerou k zjišťování výtokových rychlostí a analyzování průběhu tvorby kapek. Na obr. 18 je znázorněno blokové schéma celé stanice. Další obrázky pak znázorňují detailní části zkušební stanice.



Obr. 18 Blokové schéma zkušební stanice (vlastní zpracování)



Obr. 19 Současný stav zkušební stanice (vlastní zpracování)

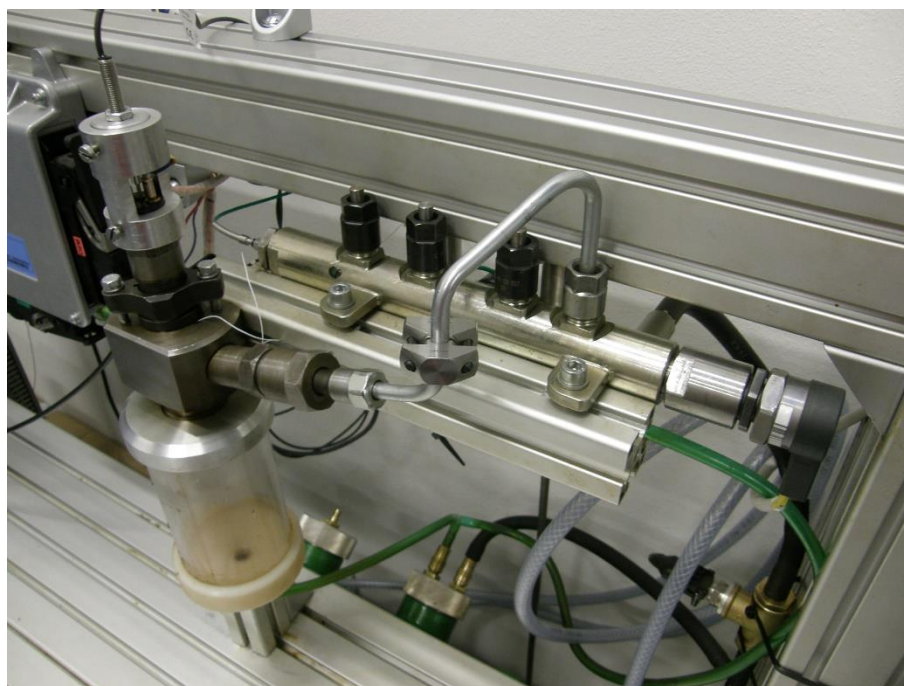


Obr. 21 Držák vstřikovače (vlastní zpracování)



Obr. 20 Řídící jednotka Adcis  
(vlastní zpracování)

Na obrázku č. 21 je znázorněn speciální držák odpovídající uložení vstřikovače v reálné hlavě válců a to včetně vysokotlakého přívodního a přepadového kanálu pro palivo. Na držák je připevněna vstřikovací komora s odvodem vstřikovaného paliva zpět do nádrže. Na detailním náhledu horní části vstřikovače obr. 22 je možné spatřit uložení snímače pro měření zdvihu kotvy elektromagnetu, snímače zdvihu řídicího pístu a snímače tlaku paliva na přívodním potrubí.



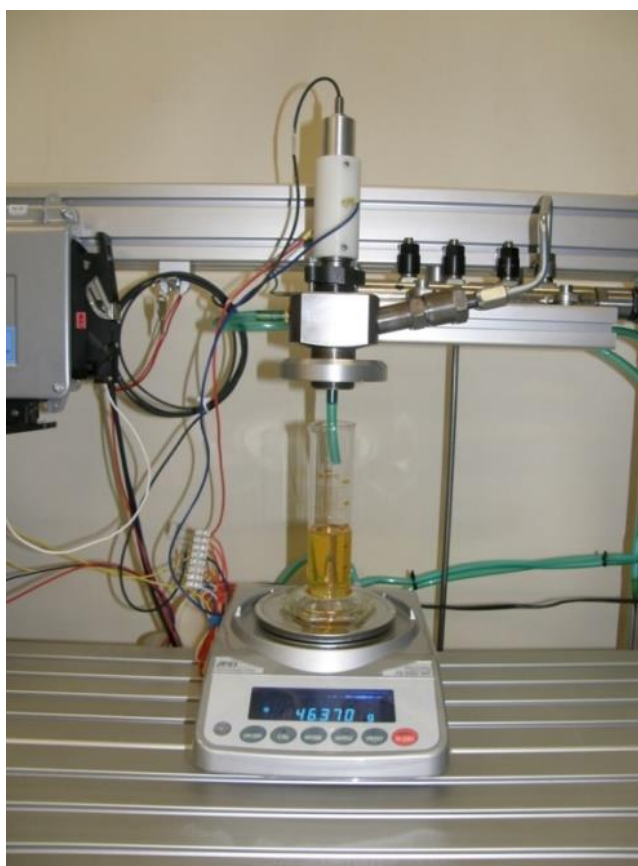
Obr. 22 Pohled na umístění vstřikovače (vlastní zpracování)

Snímání hodnoty vysokého tlaku zajišťují piezoresistivní snímače Kistler typ 4618A0 a to na dvou místech. Jednak přímo v Railu, dále pak na vstupním potrubí do vstřikovače. Toto



umístění umožňuje sledování průběhů tlaků při realizaci vstřiku a jejich následné vyhodnocení. Pro snímání polohy kotvy byl použit snímač Balluff. Ke zjišťování průběhu zdvihu jehly trysky byl do těla vstřikovače implementován snímač BOSCH LS 04 (02) viz obr.22

Ke stanovení vstřikované dávky lze použít dvou způsobů. Buď tzv. Boschovy trubky, nebo využít gravimetrickou metodu. Pro svojí jednoduchost a splnění požadavků bylo na stanici využito právě gravimetrické metody. Její realizace probíhala nainstalováním čítače impulzů ovládajících elektromagnetickou cívku vstřikovače. Ke zjišťování hmotnosti vstřikované dávky paliva pak byla použita přesná váha hmotnosti HELLAGO Xi-300, viz obr. 23. Pro zkoumané nastavení vstřikovače a zjištění jeho dávky paliva v daném režimu bylo pomocí čítače vykonáno v závislosti na daném režimu až 5000 cyklů dávek paliva. Z výsledné hmotnosti byla pak přepočtem stanovena dávka na jeden pracovní cyklus. Toto měření je dostatečně přesné pro zjišťování charakteristik zkoumaných vstřikovačů. Tato metoda ale není schopná detekovat mezicyklovou variabilitu, tedy rozdíly dávek vstřikovaného paliva mezi jednotlivými cykly.



Obr. 23 Detailní pohled na umístění váhy (vlastní zpracování)



Pozice	Parametr	Snímač
1	Tlak (bar)	Kistler 4618 A0
2	Zdvih jehly (mm)	Bosch LS 04 (02)
3	Zdvih kotvy (mm)	Balluff BAW M08EI – UAD15B – BP03
4	Teplota (°C)	PT 100
5	Hmotnost (g)	Hellago Xi-300

Tab. 1 Seznam použitých snímačů na stanici (vlastní zpracování)

#### 4.1.1 Řídicí jednotka regulace tlaku paliva

Jedna z možností regulace tlaku paliva v Railu systému Common Rail je umístění DRV ventilu přímo do Railu. Toto je nejrychlejší způsob regulace tlaku. K ovládání velikosti průtoku paliva je do obvodu zařazen ventil, který je znázorněn na obrázku 24. Protože množství průtoku paliva nastavuje řídicí jednotka, je tento ventil ovládán pomocí elektromagnetu.



Obr. 24 Detailní pohled na DRV ventil (vlastní zpracování)

Z prvotních měření na zkušební stanici se ukázalo ruční nastavování tlaku jako nevyhovující. Nebylo možné udržet konstantní tlak po celou dobu měření. Tlak je v Railu úměrný dodávce paliva vysokotlakým čerpadlem a nastaveným průtokem na DRV ventilu zpět do nádrže. Během měření se nafta po stlačování začne ohřívat a mění svojí hustotu. V závislosti na ní začne ventil propouštět více paliva do zpětné větve palivového systému a tlak v Railu postupně



klesá. Z těchto důvodů bylo přistoupeno k vývoji automatické řídicí jednotky s možností předvolby požadovaného tlaku. Mimo ovládání průtoku ventilem musí jednotka také zobrazovat velikost požadovaného tlaku.

Tento ventil má dva regulační okruhy. První obvod, tzv. pomalejší, je řízen elektronicky a slouží k nastavení proměnné střední hodnoty tlaku v Railu. Druhý, tzv. rychlejší, je řízen mechanicko-hydraulicky a vyrovnává vysokofrekvenční tlakové kmitání. V neaktivním stavu není na ovládací elektromagnet ventilu přiváděno žádné napětí. Vysoký tlak, který se nachází v zásobníkovém Railu, vyvolává sílu, která je větší, než síla pružiny elektromagnetu. Z těchto důvodů zůstává regulační ventil více či méně otevřen a palivo tak proudí z Railu do nízkotlaké větve. Pružina elektromagnetu je konstruována tak, aby udržovala v Railu tlak přibližně 50 barů, což se potvrdilo i měřením na stanici. Pokud má být v zásobníkovém Railu zvýšen tlak, je nutné kromě síly od pružiny přidat i sílu elektromagnetu (vzorec (4), strana 23).

#### 4.1.2 Řídicí jednotka ovládání elektromagnetického ventilu

Elektromagnetický ventil má lineární závislost mezi velikostí síly působící při otevírání ventilu a přívodem elektrického proudu, ventil je tedy proporcionální. Z hlediska ovládání tedy stačí měnit velikost proudu. K tomuto účelu může sloužit jednoduchý tranzistorový zesilovač.

Jinou možností ovládání ventilu je pulsně šířková modulace (PWM). Tento způsob ovládání je použit v automobilu. Při pulsně šířkové modulaci zůstává frekvence konstantní, mění se pouze činitel plnění neboli střída. Pro ovládání ventilu tímto způsobem je tedy nutné vytvořit signál obdélníkového průběhu s konstantní frekvencí a proměnnou střídou. To lze realizovat pomocí časovače, např. obvod 555, nebo pomocí mikroprocesoru. Výhody tohoto ovládání jsou nižší výkonové ztráty na koncovém tranzistoru a snadná říditelnost mikroprocesorem. Mezi nevýhody lze zařadit vyšší složitost zařízení. Jednotka ovládání ventilu musí také zobrazovat hodnotu nastaveného tlaku.

Při návrhu jednotky ovládání ventilu je žádoucí vybrat nejjednodušší řešení, které se bude skládat z minimálního počtu součástí a bude spolehlivě plnit svoji funkci. Z výše popsaných možností byla zvolena varianta ovládání ventilu pulsně šířkovou modulací s digitálním zobrazením hodnoty tlaku. Toto lze zajistit pomocí jednočipového mikropočítače. Parametry systému tak lze do jisté míry ovlivnit snadnou změnou programu. Z celé škály mikrokontrolérů byl vybrán jednočipový mikropočítač ATtiny 26-16PI od firmy Atmel z rodiny AVR. Tento mikrokontrolér obsahuje interní oscilátor s volitelnou frekvencí 1 – 8 MHz, má v sobě integrovanou 2 KB FLASH paměti pro program 128 B paměti RAM a 128 B paměti EEPROM. Je vybaven dvěma 8-bitovými čítači/časovači, z nichž lze jeden použít přímo pro





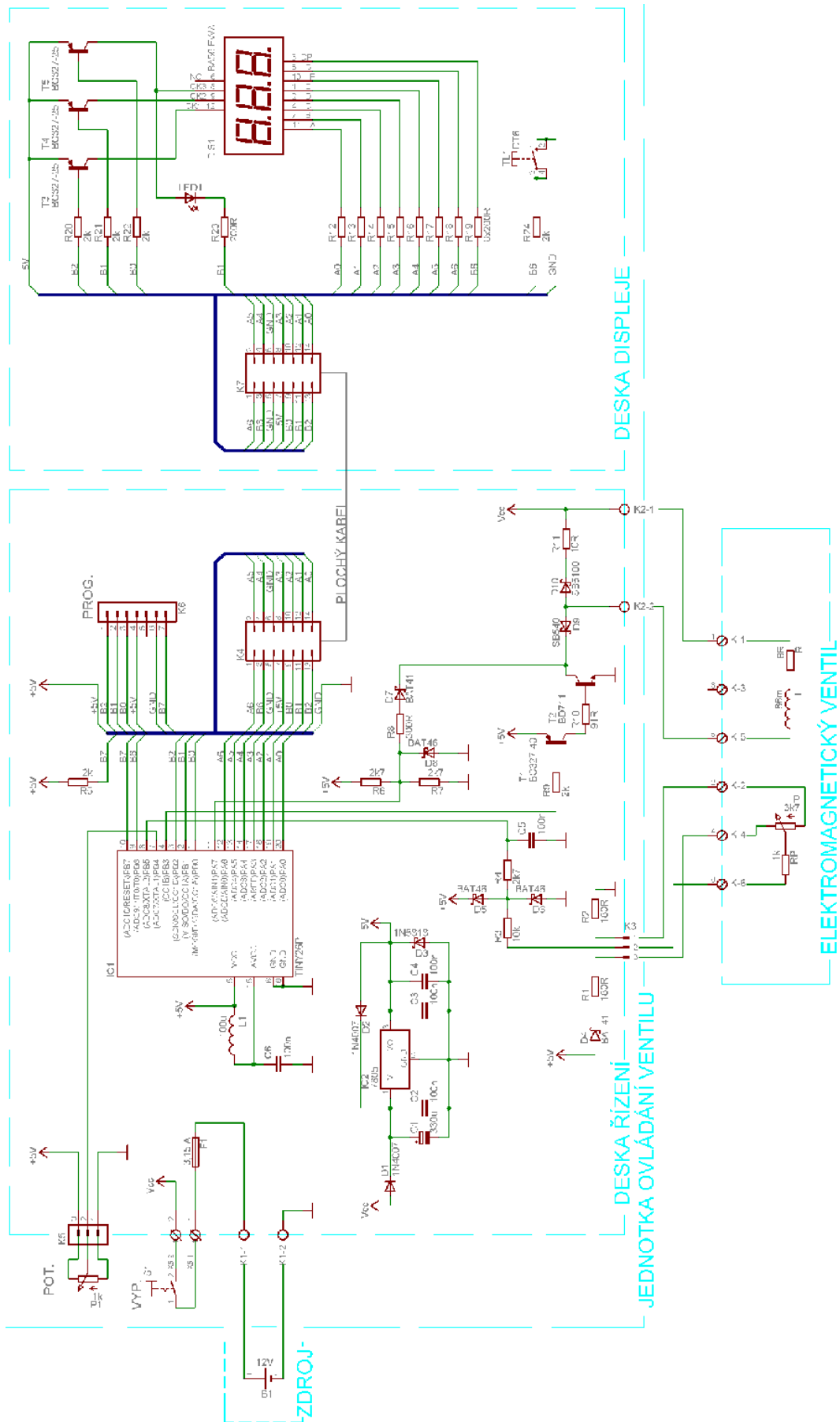
generování PWM. Dále obsahuje tento mikrokontrolér 10-bitový multiplexovaný A/D převodník a analogový komparátor. Napájecí napětí musí být v rozsahu 4,5 – 5,5 V. Proud výstupu mikrokontroléru může dosáhnout až 40 mA, takže může přímo spínat jednotlivé segmenty led displeje. Schéma jednotky je znázorněno na obr. 25. Stěžejní část obvodu tvoří již zmíněný jednočipový mikropočítač ATtiny 26-16PI. Napájení mikropočítače je řešeno pomocí lineárního stabilizátoru napětí 7805. Na stabilizátor je přivedeno napětí přes diodu D1, která chrání obvod proti přepólování. Diody D2 a D3 chrání obvod při špatném připojení ventilu. Napětí je filtrováno kondenzátory C1 až C4. Pro stabilnější napájení analogové části mikrokontroléru je do obvodu zařazena tlumivka L1 s kondenzátorem C6 tak, jak je doporučeno výrobcem. Ovládání ventilu je realizováno pomocí tranzistorů T1, T2 a rezistorů R9 a R10. Jestliže je na výstupu mikrokontroléru B3 log 1, jsou oba tranzistory uzavřeny.

Objeví-li se na výstupu mikrokontroléru B3 log 0, otevře se tranzistor T1 a následně i tranzistor T2 a cívkou začne narůstat proud. Dioda D9 chrání tranzistor T2 proti přepólování vstupního napětí. Při uzavírání tranzistorů by vlivem indukčního charakteru zátěže vznikaly napěťové špičky na cívce, které by mohly zničit tranzistor T2, proto je do obvodu zařazena dioda D10 s rezistorem R11. Velikostí odporu R11 lze nastavit rychlost vybíjení proudu cívkou. Pro dosažení malé časové konstanty by měl být odpor R11 co největší, ale se zvyšováním odporu stoupá i špičkové napětí na cívce, které nesmí přesáhnout maximální napětí tranzistoru T2. Maximální velikost odporu R11 je dána vztahem.

$$R11 = \frac{U_{CE} - U_N}{I_{MAX}} \quad (12)$$

kde  $U_{CE}$  je maximální napětí na tranzistoru,  $U_N$  je napájecí napětí a  $I_{MAX}$  je maximální proud.

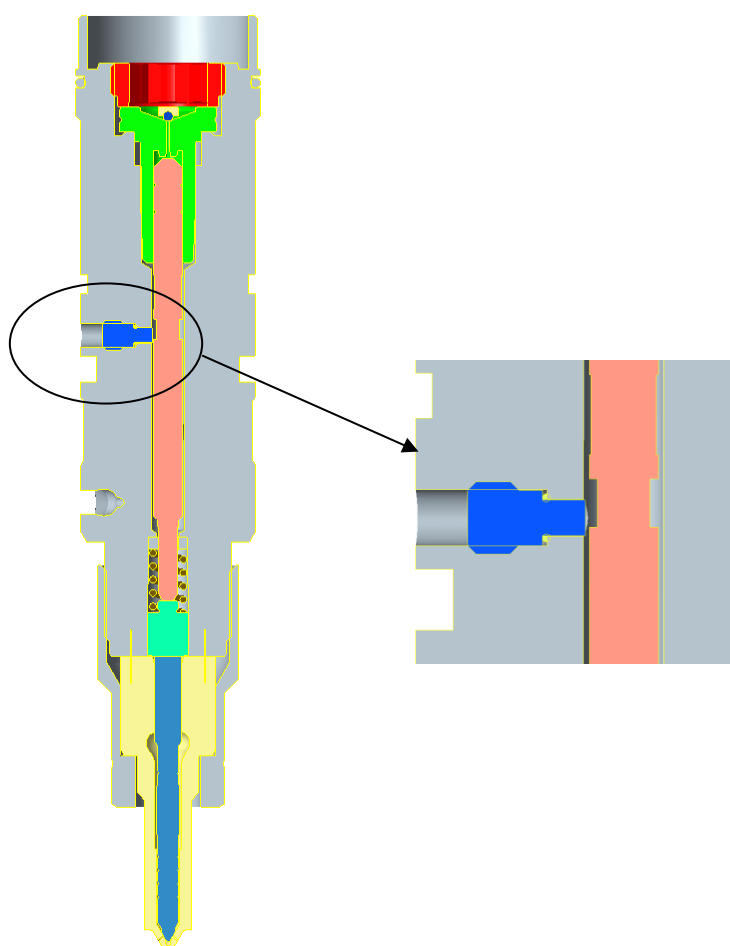
Takto navržená řídicí jednotka byla otestována na zkušební stanici s pozitivním výsledkem. V kombinaci s chlazením paliva bylo možné nepřetržité testování bez větších odchylek požadovaného tlaku. Mikrokontrolér B3 byl vybaven bezpečnostní částí softwaru, která omezovala horní hranici tlaku na 1800 bar. Po jejím překročení by došlo k vyřazení regulační části obvodu a bylo by přerušeno napájení ventilu. To vede k okamžitému poklesu tlaku na hodnotu 50 bar, což je průtokový odpor DRV ventilu.



Obr. 25 Schéma zapojení řídicí jednotky vyvinuté na KVM (zdroj: Ing Tomáš Zvolský)

### 4.1.3 Měření zdvihu ovládacího pístu jehly vstřikovače

Další možností zkušební stanice vstřikovačů je snímání polohy řídicího pístu vysokotlakého vstřikovače. Pro realizaci byl použit vstřikovač Bosch používaný v motoru Cummins ISBe4. Splnění tohoto úkolu spočívá v instalaci snímače polohy od firmy Robert Bosch typ LS 04(02) s pracovní frekvencí až 100 kHz, který je součástí měřicí sestavy od fy Micro Epsilon a nezbytné úpravy řídicí tyčky dle navržené výkresové dokumentace. Vzhledem k tvrdosti povrchu tělesa vstřikovače 43 HRC byla zástavba snímače a úprava řídicí tyčky řešena v kooperaci s firmou STEELS. Obr. 26



Obr. 26 Umístění snímače zdvihu tyčky v tělese vstřikovače

(vlastní zpracování)



Obr. 27 Pohled na umístění snímače zdvihu jehly (vlastní zpracování)

Obr. 28 Ovládací panel měřícího zařízení NLC

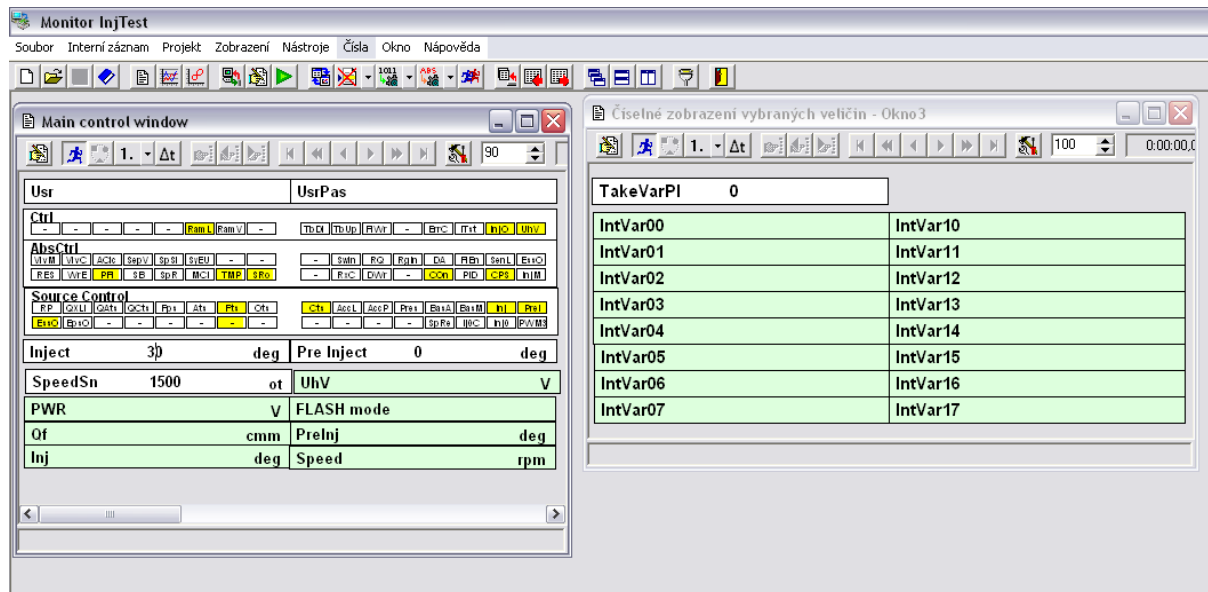
3181 fy Micro Epsilon (vlastní zpracování)

Použitý měřicí systém využívá k indikaci polohy řídicí tyčky vířivých proudů procházejících materiály s feromagnetickými i neferomagnetickými vlastnostmi. Do tělesa snímače je zabudovaná cívka, kterou při vysokých frekvencích (až 100 kHz) prochází střídavý proud. Elektromagnetické pole z této cívky indukuje vířivé proudy ve vedení měřeného objektu. V našem případě se jedná o zmiňovaný řídicí píst vstřikovače. Indukování proudů způsobuje změnu impedance cívky. Tato změna impedance vyvolává elektrické signály, které jsou přímo úměrné vzdálenosti mezi řídicím pístem a cívkou snímače. Proměnlivá vzdálenost je zde definována přesně vybroušeným odlehčením v řídicím pístu. Na obrázcích 26 a 27 je znázorněna zástavba snímače do tělesa vstřikovače tak, aby nebyla narušena jeho funkce a bylo umožněno vyvedení potřebné kabeláže z držáku pro vstřikovač bez porušení těsnosti celé soustavy. Z detailního obrázku 26 je dobře patrné umístění snímače označeného modrou barvou a vybroušeného odlehčení na řídicím pístu. K snímači je dodávána potřebná elektronika k zesílení a čtení signálu obr. 28.

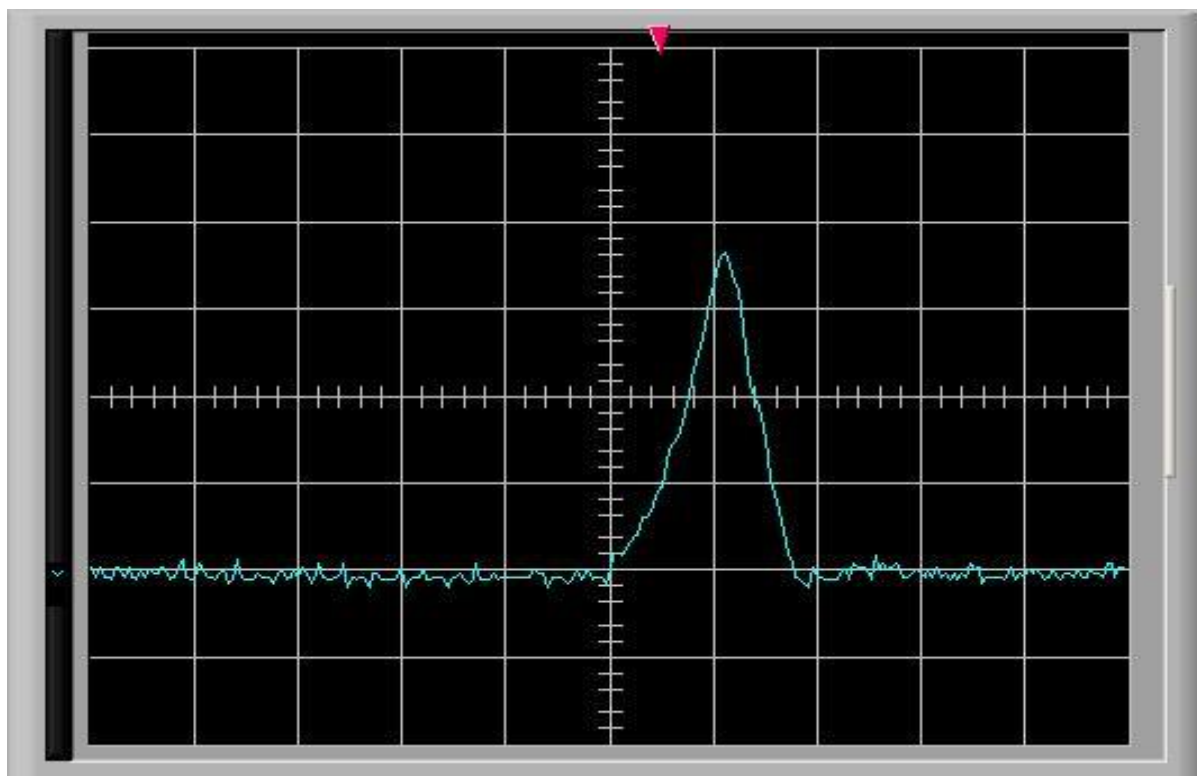
Celou soustavu je tedy nutné po montáži snímače nakalibrovat. Kalibrací se stanovil nulový bod, tedy bod odpovídající zavřené vstřikovací trysce. Z parametrů vstřikovače Bosch byla známa poloha při maximálním zdvihu jehly. Tato hodnota byla mechanicky ověřena pomocí indikátoru. Z těchto dvou hodnot byla sestavena lineární kalibrační křivka.



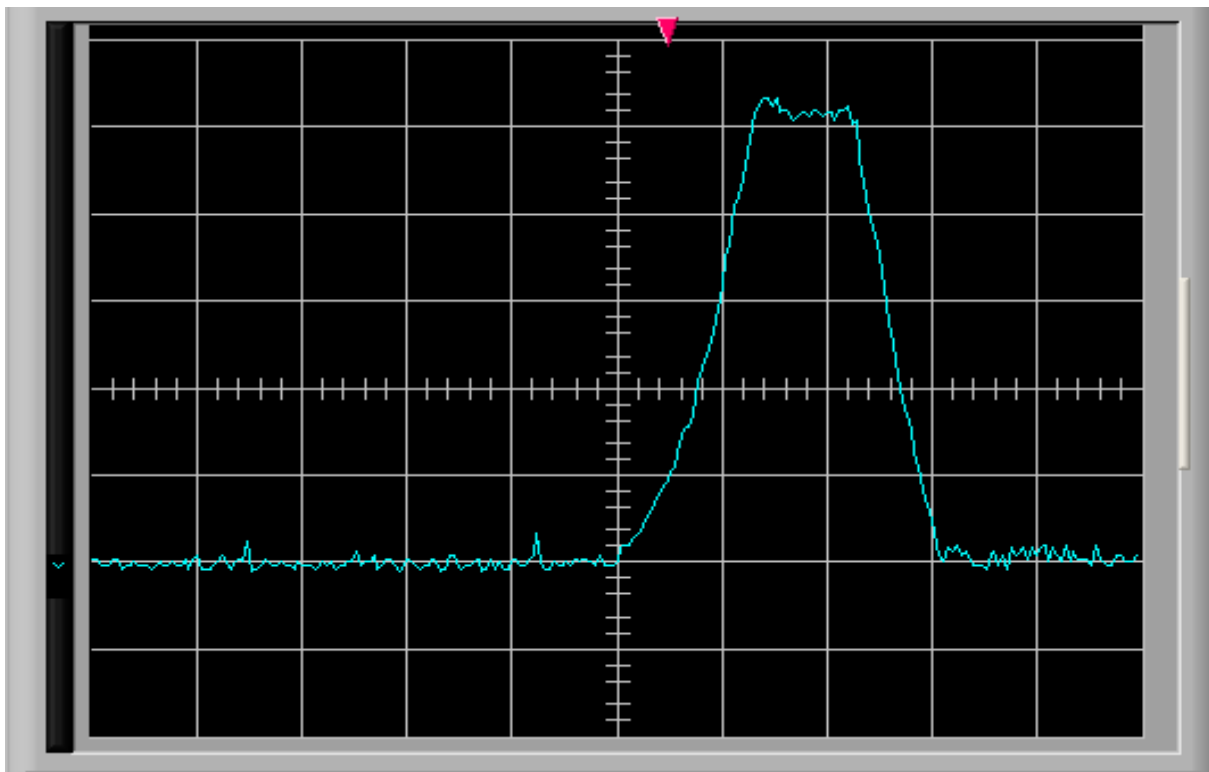
Další obrázky (30,31,32,33) ukazují výsledky při oživování snímače zdvihu řídicího pístu jehly ve čtyřech různých bodech nastavení doby otevření vstřikovače při simulovaných otáčkách 1500 ot/min a ovládací prostředí (obr.29) samotného vstřikovače (SW Monitor). Průběh zdvihu řídicího pístu snímán v prostření osciloskopu.



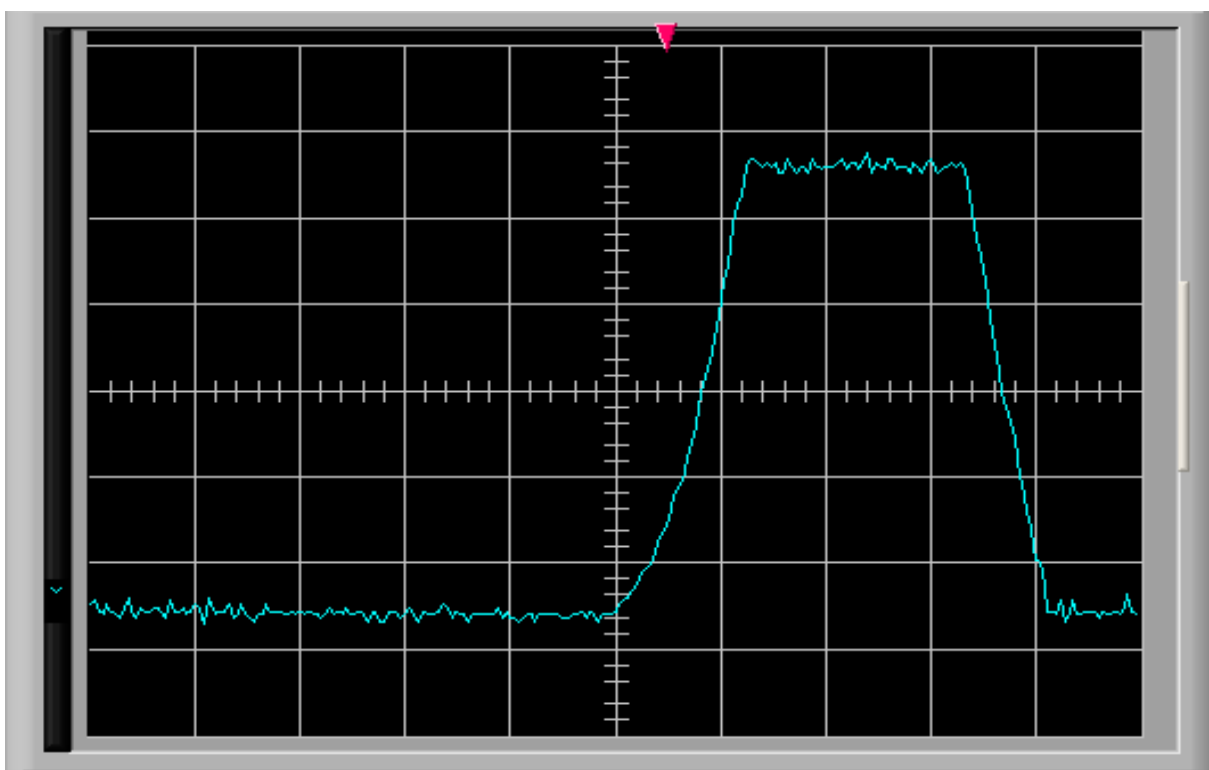
Obr. 29 Ovládací prostředí SW Monitor (vlastní zpracování)



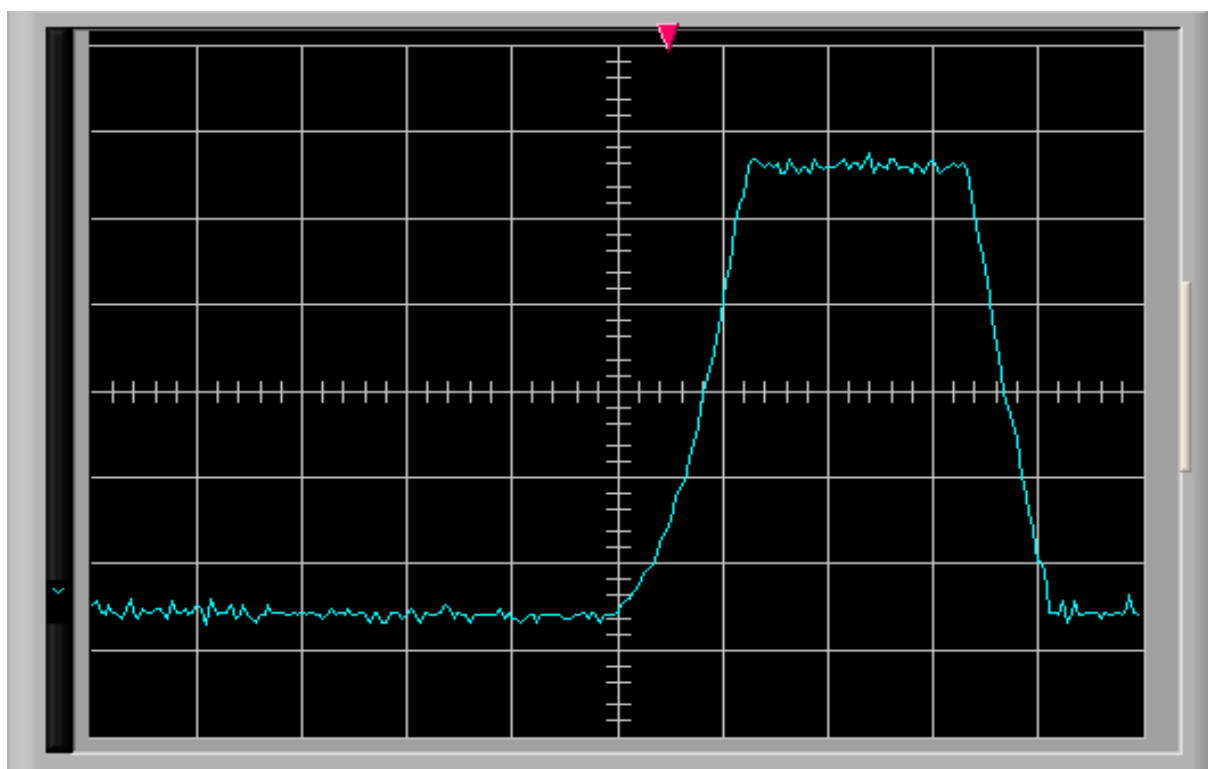
Obr. 30 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/min a době otevření 10°KH (osaX – doba otevření 1ms/div, osa Y – napětí 1V/div (vlastní zpracování)



Obr. 31 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 20 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y- napětí 1V/div) (vlastní zpracování)



Obr. 32 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 30 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y- napětí 1V/div) (vlastní zpracování)



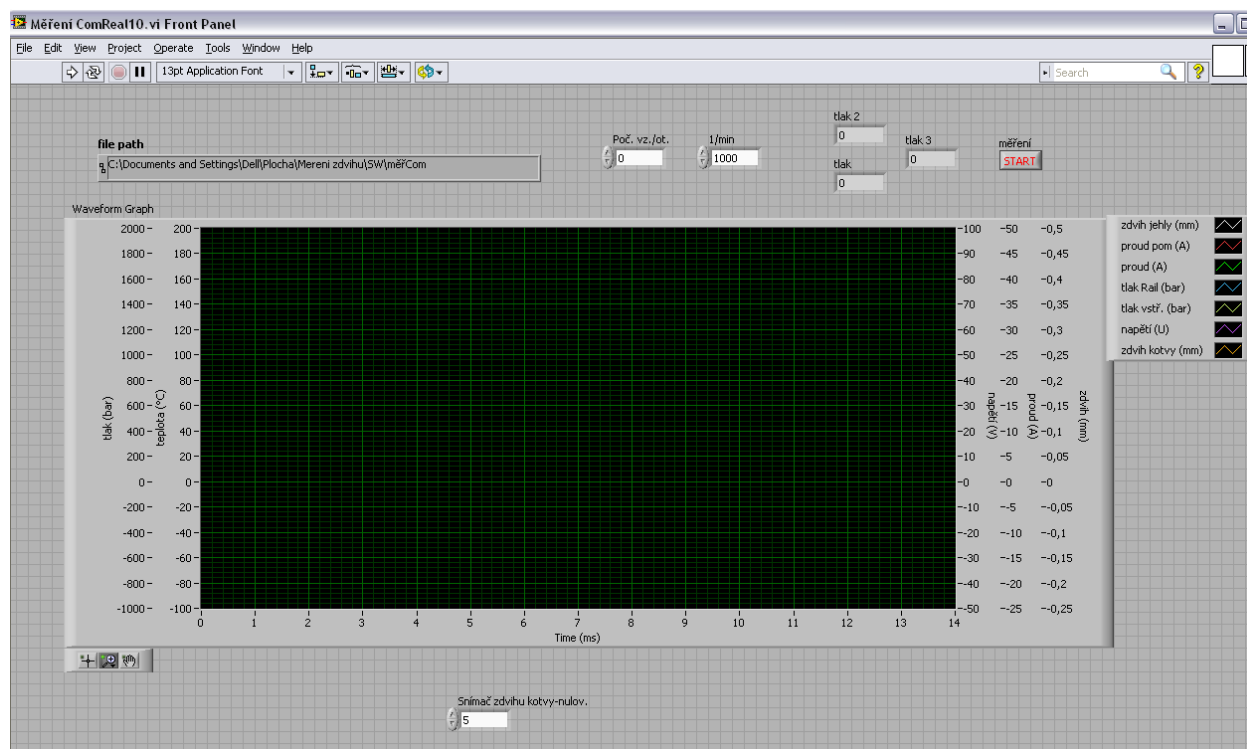
Obr. 33 Průběh zdvihu jehly při 1500 ot/ min a době otevření 40 °KH (osa X-doba otevření 1ms/div, osa Y-napětí 1V/div (vlastní zpracování)

#### 4.1.4 Měřicí a zobrazovací software

Pro dokončenou zkušební stanici testování vysokotlakých vstřikovačů bylo potřeba vyvinout systém sběru dat. Hlavními sledovanými parametry byly průběh tlaků, zdvih kotvy, zdvih jehly, napětí a proud přiváděné na cívku elektromagnetu. Jako další parametr byla sledována teplota paliva a to jak na vstupu do vysokotlakého čerpadla tak i na výstupu z Railu. Pro měření velice rychlých dějů byla použita měřicí karta NI USB-6216. Do této karty byly vztaženy všechny signály tak, aby bylo možné jejich vyhodnocení na jedné společné časové ose. Systém ukládání dat byl realizován pomocí SW LabView. Program byl rozdělen do dvou částí. Jednalo se o on-line sledování požadovaného tlaku ještě před počátkem samotného měření. Tato hodnota fungovala jako kontrolní. Další částí byl sběr požadovaných veličit v krátkém časovém úseku. V SW bylo možno nastavovat délku záznamu pro ukládání dat v závislosti na čase, tedy požadovaný počet vstřiků pro jedno měření. Hodnota snímací frekvence byla v průběhu prvotních testů optimalizována na finální hodnotu z důvodu zpracovatelnosti dat. Tyto výsledky pak byly programově uloženy do prostředí Excel a



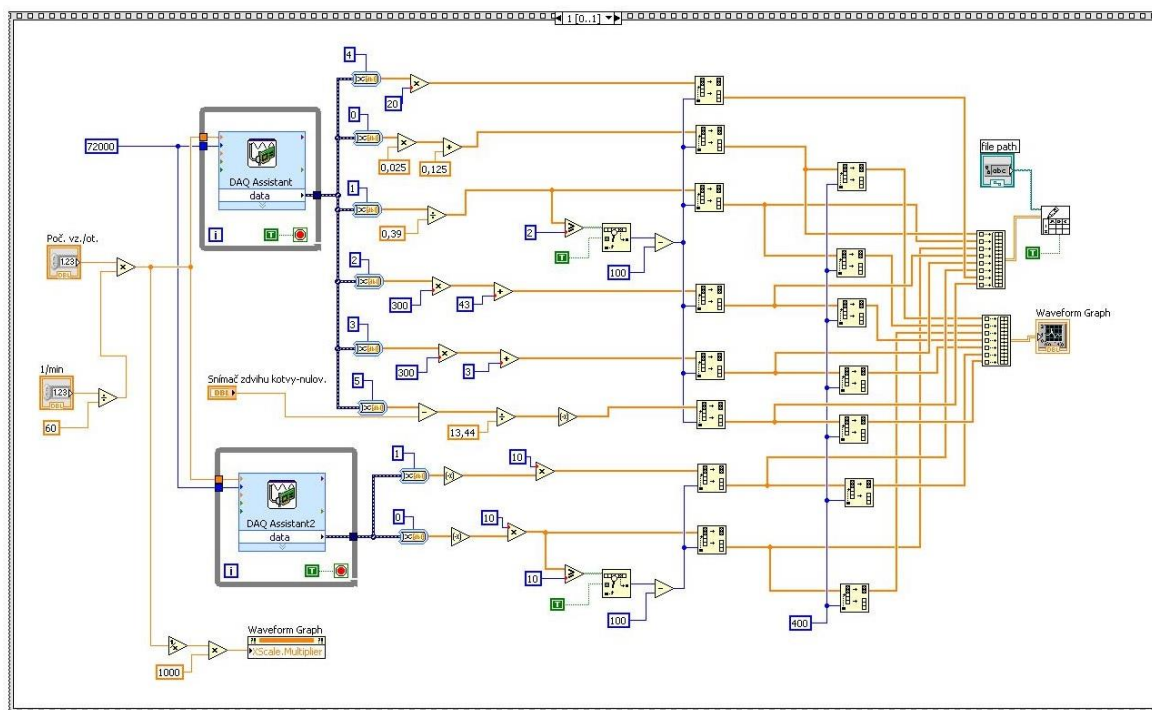
připravené k dalšímu zpracování. Obrázek 34 ukazuje pracovní prostředí měřícího programu nazvaného ComReal 10.



Obr. 34 Ovládací panel měřícího programu ComReal 10 (vlastní zpracování)

Ovládací prostředí sběru dat umožňuje on-line sledování požadovaného tlaku a to na třech vybraných místech, nastavování imaginárních otáček motoru a počet vzorků na otáčku. Dalším nutným parametrem nastavení je kalibrace snímače zdvihu jehly. Vzhledem k tomu, že vstřikovač je během měření namáhán vysokým tlakem a to až 1800 barů, jeho deformace vlivem tlaku dosahují až 0,05 mm. Z těchto důvodů bylo nutné pro každou zkoumanou hodnotu vstřikovacího tlaku nakalibrovat i snímač zdvihu jehly. Kalibrační hodnota byla uložena do programu před každým měřením a zajišťovala tak porovnatelnost výsledků.

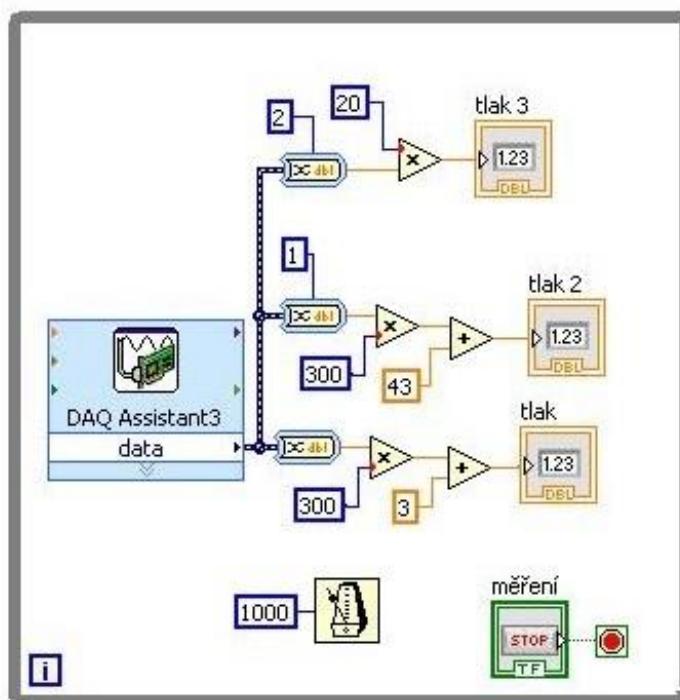




Obr. 35 Náhled na blokové schéma programu sběru dat (vlastní zpracování)

Blokové schéma (obr. 35) reprezentuje dvě měřící jednotky, do kterých vstupuje jako hlavní parametr imaginární otáčky motoru a vzorkovací frekvence neboli počet vzorků na otáčku. Tyto parametry sloužily jako přepočítání nastavených fiktivních otáček na otočení klikového hřídele.

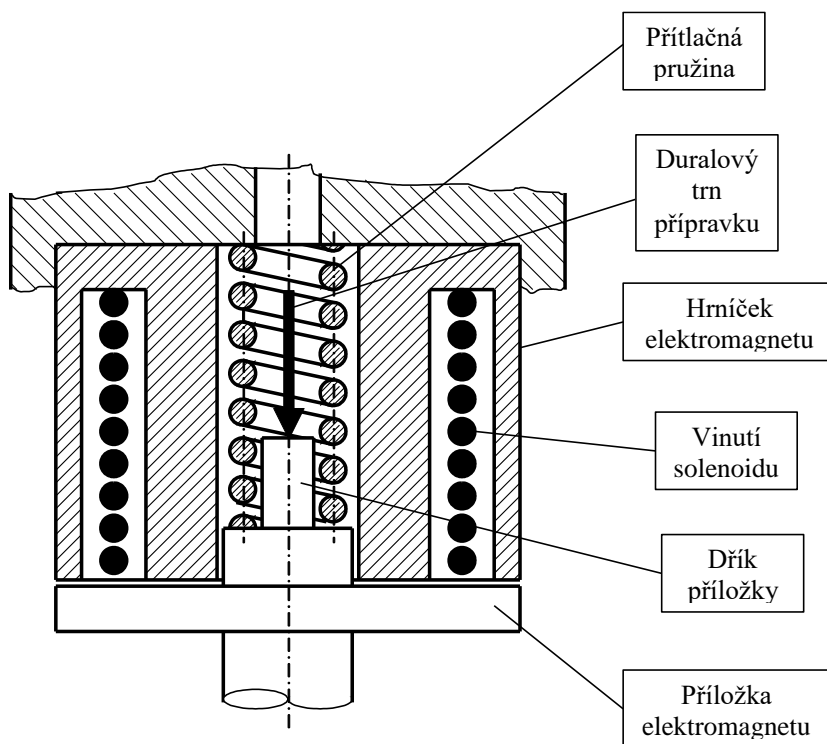
Do bloku měřící karty pak vstupují sledované signály z jednotlivých snímačů. Druhé blokové schéma (obr. 36) charakterizuje stavbu SW jako oline měření požadovaného vstřikovacího tlaku.



Obr. 36 Náhled na blokové schéma podskupiny snímání tlaku (vlastní zpracování)

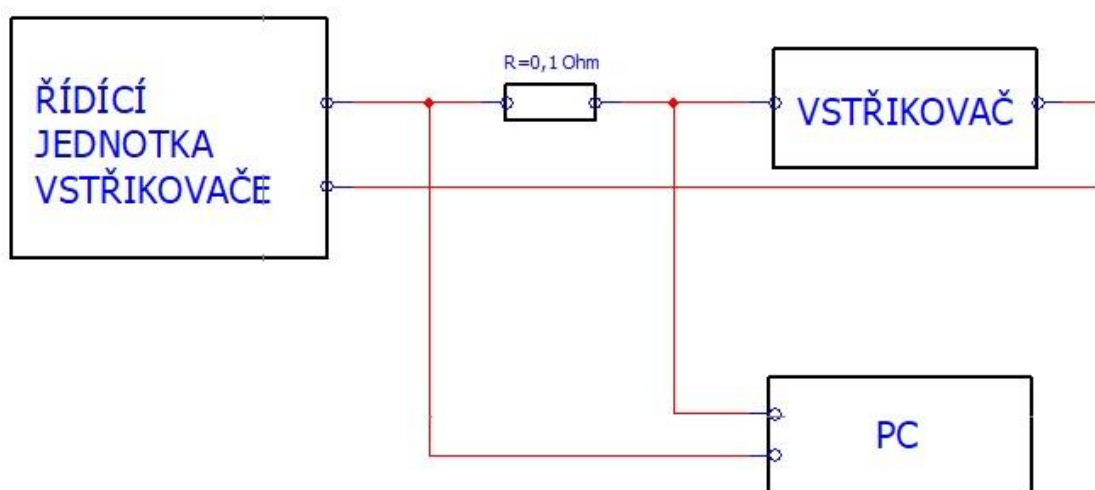
#### 4.1.5 Měření parametrů elektromagnetického ventilu

Na vstřikovači BOSCH určeném pro vstřikovací systém Common Rail byla provedena prvotní měření ke zjištění parametrů elektromagnetu, který řídí funkci kuličkového ventilu ovládajícího dávky paliva do válce vznětového motoru [13]. Vlastní elektromagnet má tvar hrníčku z feromagnetického materiálu, v němž je uložen solenoid, a pohyblivé feromagnetické příložky uchycené na dřívku. Dřívík pomocí tlačné pružiny přitlačuje kuličku do sedla řídicího ventilu. Přivedením elektrického proudu do solenoidu se v hrníčku vytvoří magnetický tok, který přitáhne příložku a otevře řídicí ventil. Vzdálenost mezi příložkou a hrníčkem elektromagnetu odpovídá zdvihu kotvy 0,05 mm. Schematické zobrazení řezu elektromagnetu je na obr. 37.



Obr. 37 Schématický řez elektromagnetu vstřikovače [13]

Pro měření časových průběhů elektrického proudu protékajícího cívkou elektromagnetu vstřikovače vstřikovacího systému Common Rail byl do obvodu solenoidu jednoho vstřikovače vřazen do série ohmický rezistor  $R=0,1\Omega$  dle obr. 38.



Obr. 38 Zapojení pro měření proudu elektromagnetem vstřikovače (vlastní zpracování)



Pomocí osciloskopu byl měřen úbytek napětí na tomto odporu, který je úměrný protékajícímu proudu dle vztahu

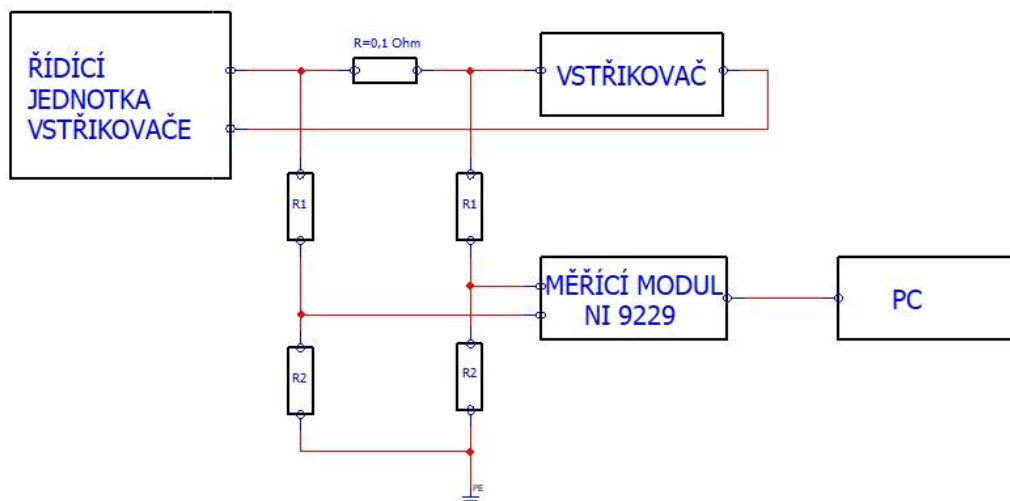
$$U = R \cdot I \quad (13)$$

z čehož proud

$$I = \frac{U}{R} \quad (13a)$$

Protože napěťový potenciál vodičů propojujících řídicí blok vstřikovačů a cívku elektromagnetu vstřikovače je při sepnutí na úrovni cca 50V proti zemnímu bodu, a protože všechny kanály počítače pro měření a indikaci mají společný zemní bod (RSE) a povolené max. napětí proti tomuto bodu je 10V, nemohl být tímto zařízením proud měřen. Možnost přesnějšího měření proudu pomocí děliče napětí a dvou kanálů, jak je naznačeno v obr. 38, není vhodné z důvodu chyby způsobené jednak rozdílným nasuperponovaným rušivým napětím na každém děliči, jednak zmenšením rozlišovací schopnosti při měření rozdílového napětí odebíraného z děliče. Z napěťového děliče byl měřicím kanálem počítače snímán pouze průběh napětí na jednom vodiči proti zemnímu bodu pro sledování časových souvislostí mezi jednotlivými snímanými kanály a ovládáním vstřikovače.

Pro možnost společného záznamu průběhu proudu cívkou vstřikovače a dalších veličin byl zařazen měřicí modul NI 9229, který umožňuje měřit v diferenčním zapojení napětí s rozsahem do 60V proti zemnímu bodu.



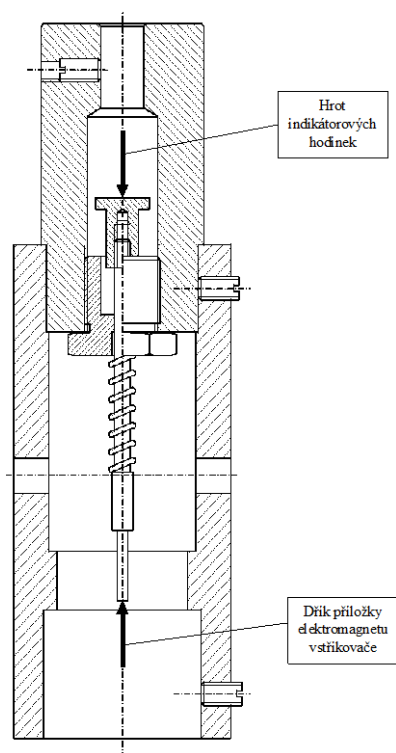
Obr. 39 Zapojení pro měření proudu elektromagnetem vstřikovače pomocí děliče a dvou kanálů

(vlastní zpracování)

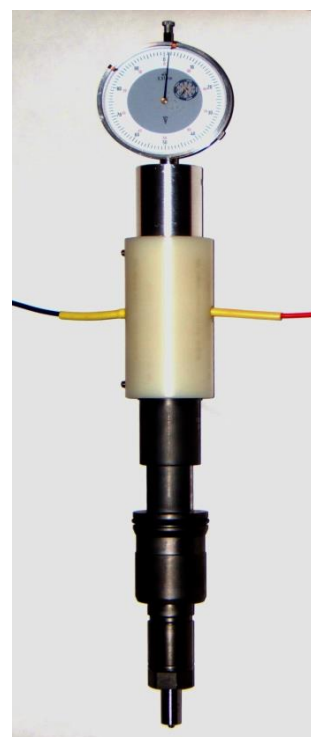


Pro zjištění parametrů elektromagnetu byly změřeny některé rozměry feromagnetických částí a charakteristika přítlačné pružiny. Příložka je k elektromagnetu přitahována v oblasti vnitřního a vnějšího mezikruží hříčku. Plocha obou těchto mezikruží by měla být teoreticky stejná. Při sepnutí elektromagnetu dojde k přitažení příložky k hříčku a praktickému uzavření magnetického obvodu ve feromagnetických částech. Ze znalosti vzduchové mezery při rozepnutém elektromagnetu, průřezu magnetického toku a síly pružiny vytvářející předpětí, je možno vypočítat magnetickou indukci k překonání této síly a magnetické napětí (počet ampéřzávitů cívky elektromagnetu). Při funkci vstřikovače s palivem bude síla odtlačující příložku od hříčku vyvolaná pružinou ve skutečnosti menší o sílu, kterou tlačí palivo ve ventilu na kuličku. Elektromagnet by tedy měl přitahovat spolehlivěji.

Pro změření vzduchové mezery byl zhotoven přípravek, jehož řez je na obr. 41, a uchycení na vstřikovači je vyobrazeno na fotografii obr. 40



Obr. 41 Přípravek pro měření vzduchové mezery [13]



Obr. 40 Připevnění přípravku na vstřikovači [13]

Měření bylo provedeno pomocí duralového trnu vnořeného do horního otvoru vstřikovače (po vyjmutí zajišťovacího šroubku a kuličky), který se opírá o dřík příložky (viz obr. 41). Druhý konec je opatřen talířkem, o nějž se opírá hrot indikátorových hodin se setinovým dělením. Přivedením proudu (ze zdroje 12V přes odpor 0,33Ω) došlo k sepnutí elektromagnetu a byl změřen rozdíl vzdáleností odpovídající vzduchové mezeře, který pro uvedený vstřikovač činil 60μm. Dále byly změřeny průměry mezikruží pro stanovení průřezu magnetického toku.



Vnitřní mezikruží má průměry 5,5mm a 11mm, vnější 16mm a 18,5mm. Průřez je tedy cca 70mm<sup>2</sup>. Přítlačná pružina je stlačena o 2mm, což odpovídá síle cca 90N. Pro výpočet síly [13] působící na příložku v jedné vzduchové mezeře platí vztah:

$$F = \frac{B^2 \cdot S}{2\mu_0} \quad (14)$$

kde  $F$  je přitažlivá síla,  $B$  je magnetická indukce,  $S$  je průřez magnet. toku,  $\mu_0$  je permeabilita vakua. Protože tato síla působí jednak v oblasti vnitřního, jednak v oblasti vnějšího mezikruží (předpokládá se, že jsou obě stejně velké), bude celková síla na příložku dvojnásobná a tedy:

$$F = \frac{B^2 \cdot S}{\mu_0} \quad (15)$$

Velikost magnetické indukce lze určit úpravou předchozího vztahu:

$$B = \sqrt{\frac{\mu_0 \cdot F}{S}} = \sqrt{\frac{1,25 \cdot 10^{-6} \cdot 90}{70 \cdot 10^{-6}}} = 1,27 \quad (16)$$

Pro takto relativně velké sycení je zřejmě použít dosti kvalitní feromagnetický materiál. Výpočet magnetického napětí  $U_m$  se provede ze vztahu:

$$U_m = N \cdot I = \sum H \cdot l = H_v \cdot l_v + H_z \cdot l_z = \frac{B}{\mu_0} \left( l_v + \frac{l_z}{\mu_z} \right) \quad (17)$$

kde  $I$  je elektrický proud protékající cívkou,  $N$  je počet závitů cívky,  $H$  je intenzita magnetického pole ( $H_v$  ve vzduchu,  $H_z$  ve feromagnetiku),  $l$  je délka magnetické siločáry ( $l_v$  ve vzduchu,  $l_z$  ve feromagnetiku),  $\mu_z$  je relativní permeabilita feromagnetického materiálu elektromagnetu. Délku  $l_z$  lze z vnějších rozměrů solenoidu pouze odhadnout na cca 45mm,  $\mu_z$  lze odhadnout na  $10^3$ , délka  $l_v$  odpovídá dvojnásobku vzduchové mezery a je tedy 120μm. Velikost magnetického napětí je tedy:

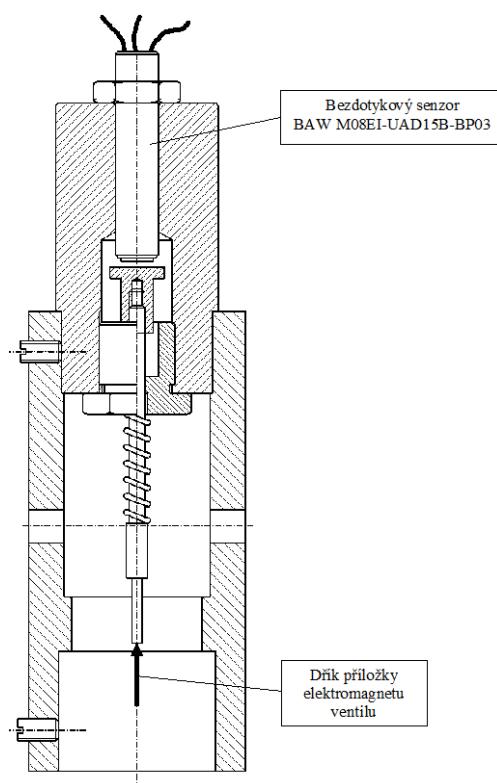
$$U_m = \frac{1,27}{1,25 \cdot 10^{-6}} \cdot \left( 120 \cdot 10^{-6} + \frac{45 \cdot 10^{-3}}{10^3} \right) = 168 \quad (18)$$

Pro uváděný zapínací proud 20A by cívka měla tedy mít cca 8,5závitu, s uvažováním alespoň malé rezervy na nezapočítané ztráty (např. rozptylem magnetického pole mimo feromagnetikum), lze předpokládat minimálně 10 závitů.

Kromě vstřikovače Scania byla stejným přípravkem s indikátorovými hodinkami zjišťována vzduchová mezera elektromagnetu u vstřikovače Bosch motoru Cummins, kde byla změřena hodnota 0,05mm. Dynamické vlastnosti ovládní elektromagnetického ventilu dané časovým



průběhem zdvihu kotvy byly změřeny jednotkou pro tento elektromagnet od fy ADCIS Pardubice. Pro měření byl zhotoven přípravek, kde je místo indikátorových hodiniek instalován bezdotykový indukční senzor BAW M08EI-UAD15B-BP03 od fy BALLUFF, pracující na bázi vířivých proudů, jehož výstupní napěťový analogový signál je úměrný vzdálenosti talířku od měřicí plochy snímače. Tento snímač je napájen napětím 15-30V, lineární průběh výstupního signálu v rozmezí 0-10V je při měřené vzdálenosti 0,5-1,5mm. Řez měřicího přípravku s indukčním snímačem je na obr. 42. Časové průběhy zdvihu měřené tímto senzorem bude možno sledovat přímo na osciloskopu, nebo zaznamenávat pomocí měřicí karty NI 9229 do počítače.

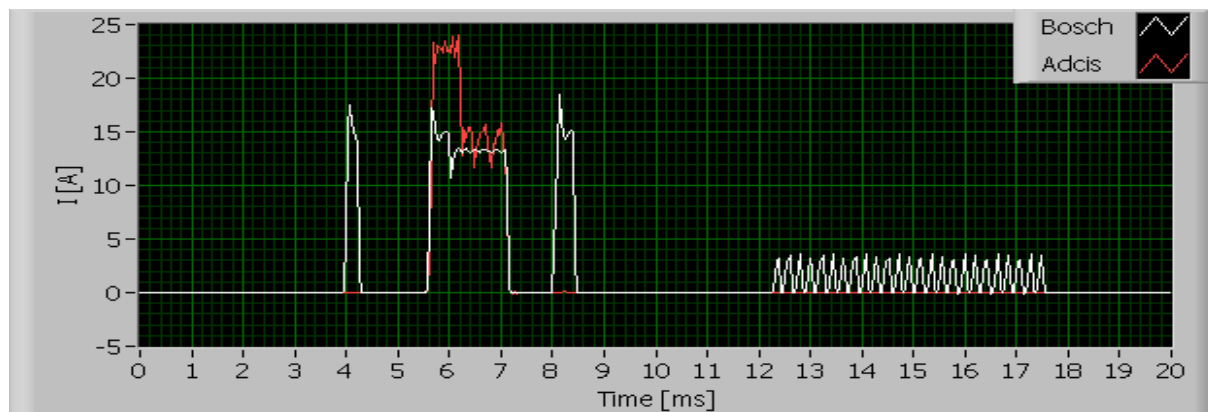


Obr. 42 Měřicí přípravek s indukčním senzorem [13]

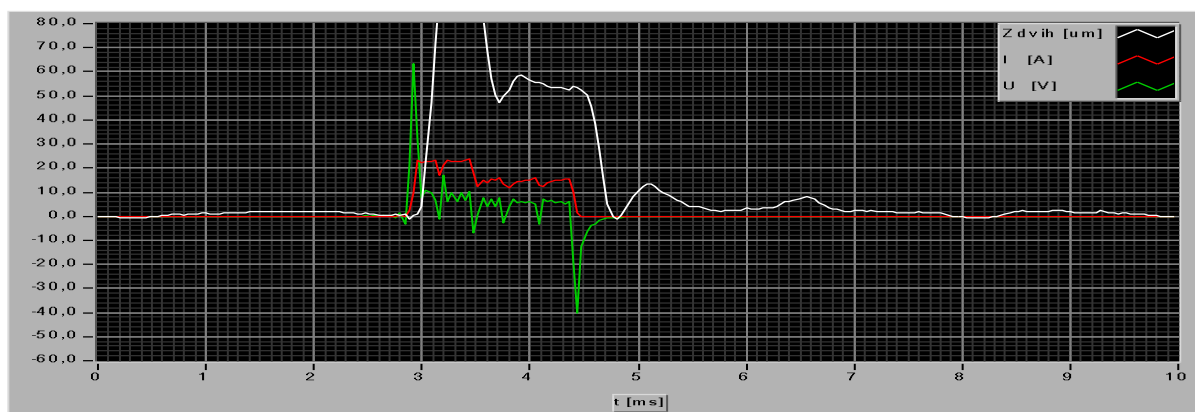
Po sestavení měřicího přípravku mohlo dojít k ověření jeho funkce na zkušební stanici. Součástí měření bylo i porovnání průběhu proudu řídicí jednotky Adcis a originální jednotky Bosch instalované na motoru Cummins, obr. 43. Z výsledků průběhu proudu bylo zřejmé, že jednotka Adcis má vyhovující parametry a nebude svojí funkcí ovlivňovat průběhy měřených dat. Výsledky prvotních měření průběhu zdvihu kotvy uspokojivé nebyly.

Vzhledem k veliké dynamice celého procesu a nízkému zdvihu kotvy (0,05 mm), docházelo vlivem setrvačných sil k odtrhávání příložky měřicího přípravku od dříku kotvy, což se projevilo odskokem, viz obr. 44. Z těchto důvodů bylo možné brát za relevantní výsledek pouze počátek

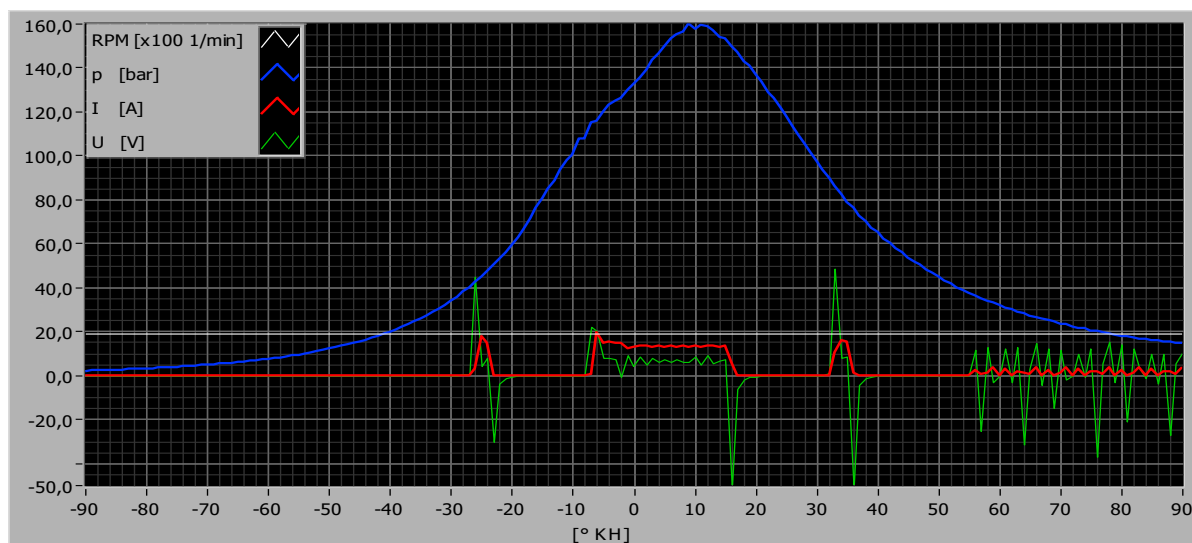
pohybu a tvar náběžné hrany. Po dosažení maximálního zdvihu se příložka oddělí od kotvy a další výsledky neodpovídají realitě.



Obr. 43 Porovnání průběhu proudu jednotek Adcis a Bosch (vlastní zpracování)



Obr. 44 Výsledky ověřovacího měření, průběh napětí, proudu a zdvihu kotvy (stanice) (vlastní zpracování)



Obr. 45 Vybraný cyklus změřený na motoru Cummins (vlastní zpracování)





Z naměřených hodnot obr. 44 vyplynula nutná konstrukční změna přípravku pro měření zdvihu kotvy tak, abychom dosáhli reálného průběhu zdvihu po celé dráze. Toto je nezbytně nutný parametr ke zjišťování celkové dynamiky vstřikovače.

Hlavním úkolem bylo vyloučit z přípravku odpruženou příložku, která se při dosažení maximálního zdvihu kotvy oddělovala a zkreslovala zbývající část průběhu. K vyhodnocení dat se nedala použít ani sestupná hrana průběhu zdvihu. Zde docházelo k časovým prodlevám vlivem setrvání příložky v horní úvratí. Jako jediný možný způsob přesného měření se ukázala přímá úprava kotvy. Vzhledem k zástavbovým možnostem bylo jediné řešení nahradit nosnou část kotvy novým dílcem. Z těchto důvodů byla středová část nahrazena nově vyrobeným dílcem, který svým prodlouženým koncem přesahoval elektromagnetickou cívku. Bylo tedy možné snímat přímou polohu kotvy bez dalších dílců přípravku. Tím bylo dosaženo přesného měření průběhu zdvihu kotvy. Dal se tedy sledovat počátek zdvihu (náběžná hrana), setrvání v horní poloze (doba otevření) a konec zdvihu (sestupná hrana).



Obr. 46 Rozložená sestava originální kovy (vlastní zpracování)



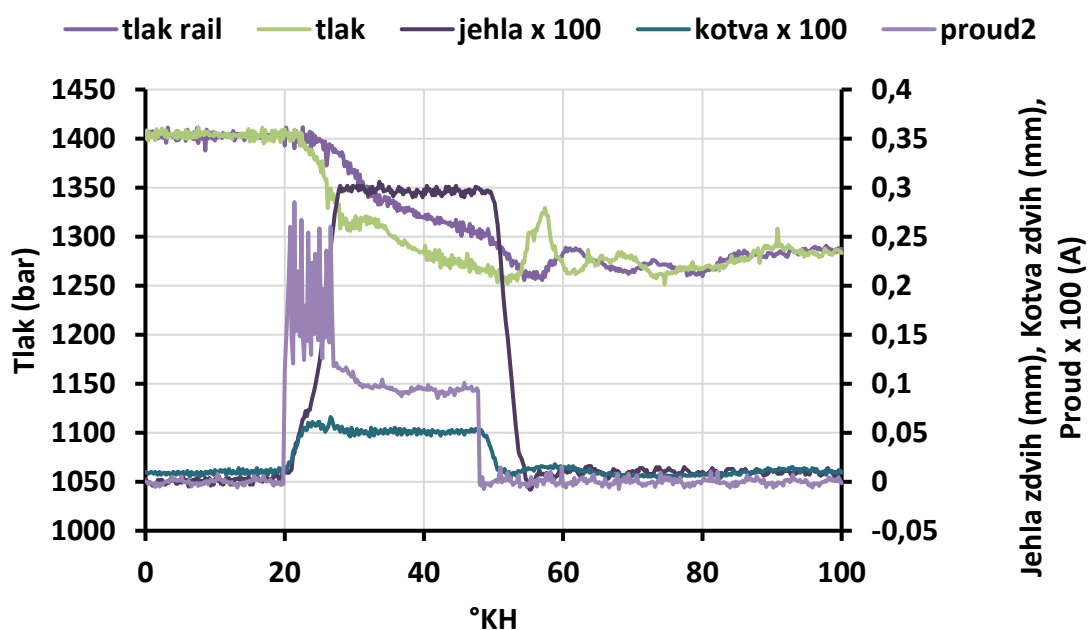
Obr. 47 Rozložená sestava upravené kotvy (vlastní zpracování)



Obr. 48 Sestava originální kotvy (vlastní zpracování)

Obr. 49 Sestava upravené kotvy (vlastní zpracování)

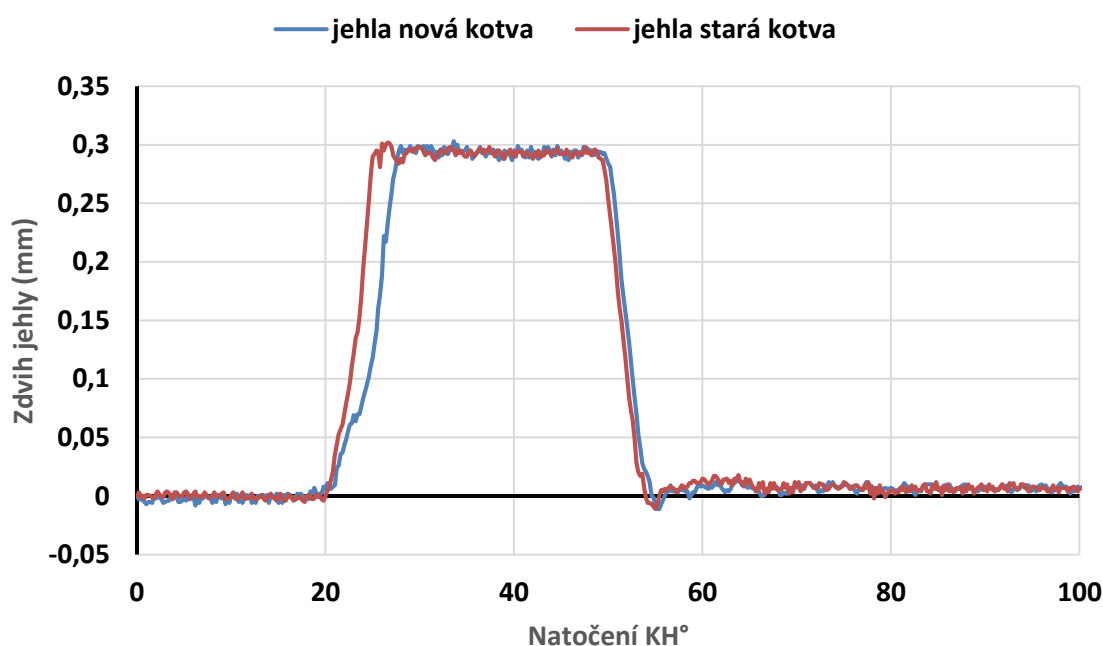
Po přestavbě na nový systém měření zdvihu kotvy následovalo ověřovací měření. Vzhledem k tomu, že změnou konstrukce originální kotvy došlo i k navýšení její hmotnosti o 1,5 g, daly se očekávat změny ve vnitřní dynamice vstřikovače. Zejména se očekával časový posun a tvarová změna náběžové hrany při pohybu řídicího pístu. Následující výsledky umožňují porovnání starého provedení kotvy a nové varianty. Měření nové varianty již proběhlo na plnohodnotném zařízení s vyhodnocováním dat.



Obr. 50 Průběhy proudu, zdvihu kotvy a řídicího pístu s novou kotvou (vlastní zpracování)



Obrázek 50 ukazuje situaci, kdy je na cívku elektromagnetu přiváděno napětí a proud. Vlivem síly elektromagnetu dochází k otevření horního ventilu a započíná se proces vstřikování paliva. Z grafu je patrný očekávaný průběh zdvihu kotvy. Ten již neobsahuje odskakování příložky a jeho tvar odpovídá realitě. Současně dochází k posunu řídicího pístu, potažmo jehly trysky vstřikovače a začíná výtok paliva. Souběžně s tím dochází k významnému poklesu tlaku paliva jak před vstupem do vstřikovače, tak i v samotném Railu. Tlak svým průběhem ukazuje i tlakové rázy při zavírání trysky. Zde dochází k okamžitému nárůstu tlaku a vznikají tak nežádoucí rázové vlny.



Obr. 51 Porovnání průběhu zdvihu jehly vstřikovací trysky (vlastní zpracování)

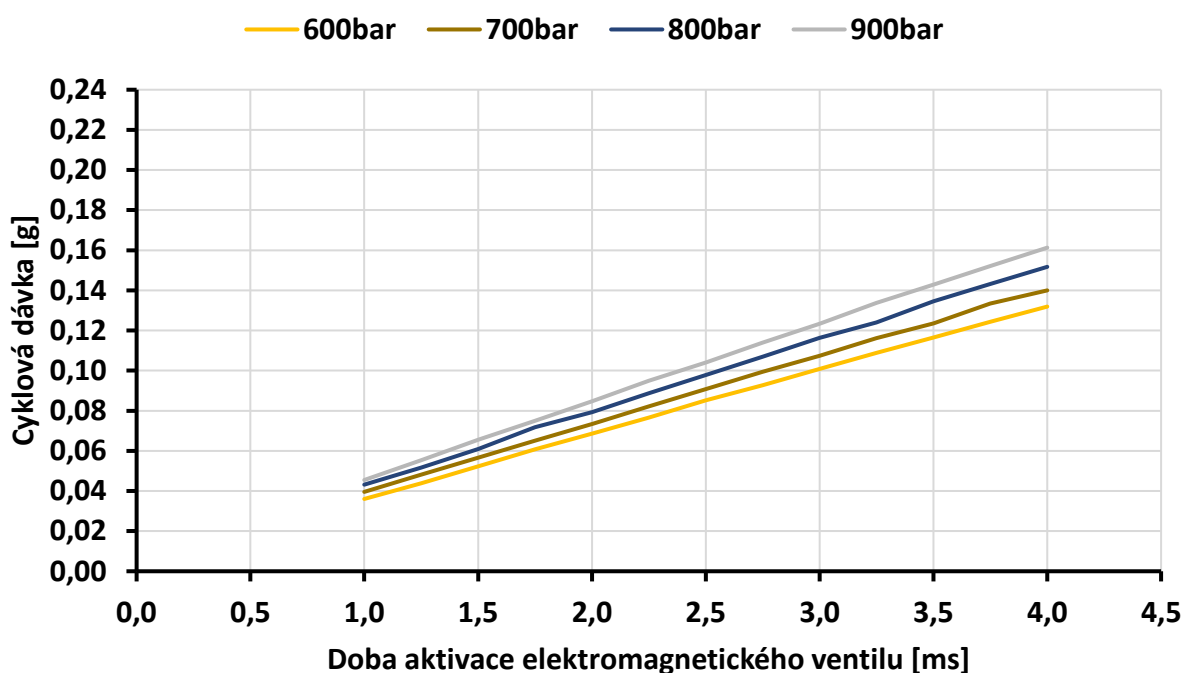
Měření průběhu zdvihu jehly vstřikovací trysky ukazuje mírné snížení gradientu rychlosti. Dochází tak v náběhové hraně k řasovému posunu, kdy jehla dorazí do svého maximálního zdvihu. Setrvání v horní poloze a zavírání trysky probíhá v souladu s originálním řešením kotvy. Časový posun způsobený nárůstem hmotnosti kotvy představuje natočení 3 °KH. Experimentálním měřením nebyl prokázán vliv na výslednou dávku paliva.



## 4.2 Analýza vstřikovače BOSCH

Základním úkolem měření na stanici byla analýza vstřikovače Bosch, stejného typu jako je instalován na motoru Cummins. Předmětem zkoumání byla vnitřní dynamika vstřikovače. Časové návaznosti jednotlivých operací při aktivaci elektromagnetické cívky a vysledování časových konsekvencí. Tedy podrobný popis pohybu řídicího pístu v závislosti na nastavení imaginárních otáček motoru a doby otevření elektromagnetického ventilu vstřikovače. Následující grafy zobrazují průběhy napětí na proudu jakožto impuls k počátku vstřiku, samotný průběh zdvihu řídicího pístu a dynamické návaznosti tlaku paliva při otevírání a zavírání vstřikovače.

### 4.2.1 Měření cyklových dávek paliva



Obr. 52 Průběhy cyklových dávek vstřikovače Bosch naměřené na stanici (charakteristika) (vlastní zpracování)

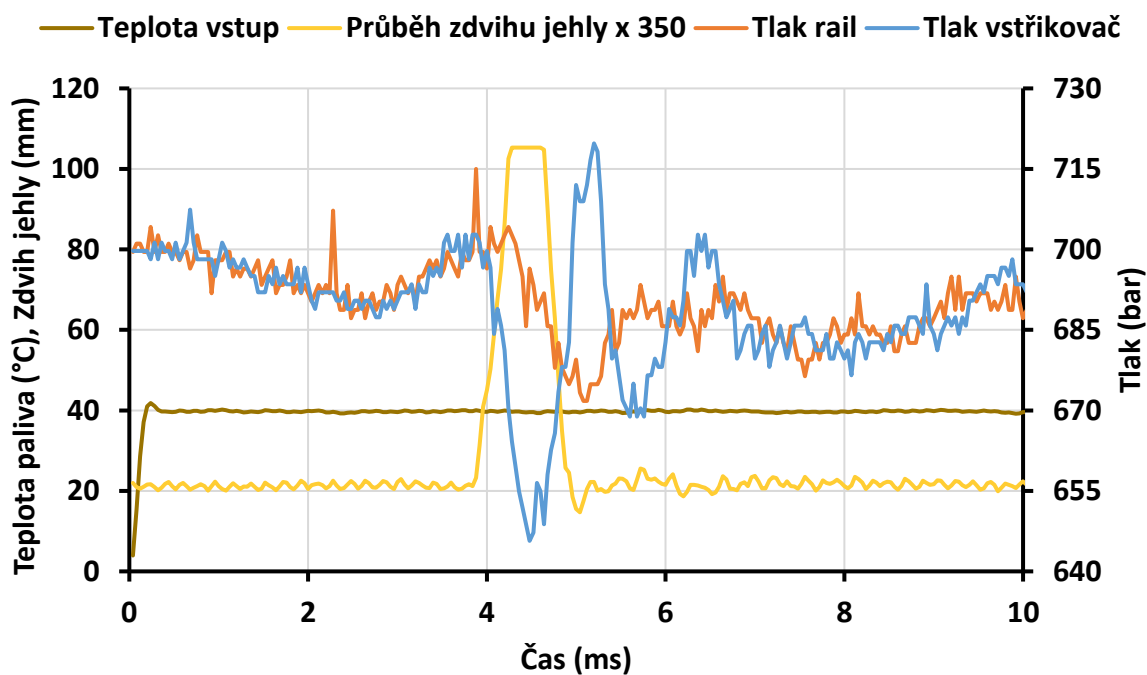
čas [ms]	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00
600bar	0,036	0,044	0,052	0,061	0,069	0,077	0,085	0,093	0,101	0,109	0,117	0,124	0,132
700bar	0,040	0,048	0,057	0,065	0,073	0,082	0,091	0,099	0,107	0,116	0,124	0,133	0,140
800bar	0,043	0,052	0,061	0,072	0,079	0,089	0,098	0,107	0,116	0,124	0,135	0,143	0,152
900bar	0,045	0,055	0,066	0,075	0,085	0,095	0,104	0,114	0,123	0,134	0,143	0,152	0,161

Tab. 2 Hodnoty cyklových dávek [g] vstřikovače Bosch naměřené na stanici (vlastní zpracování)

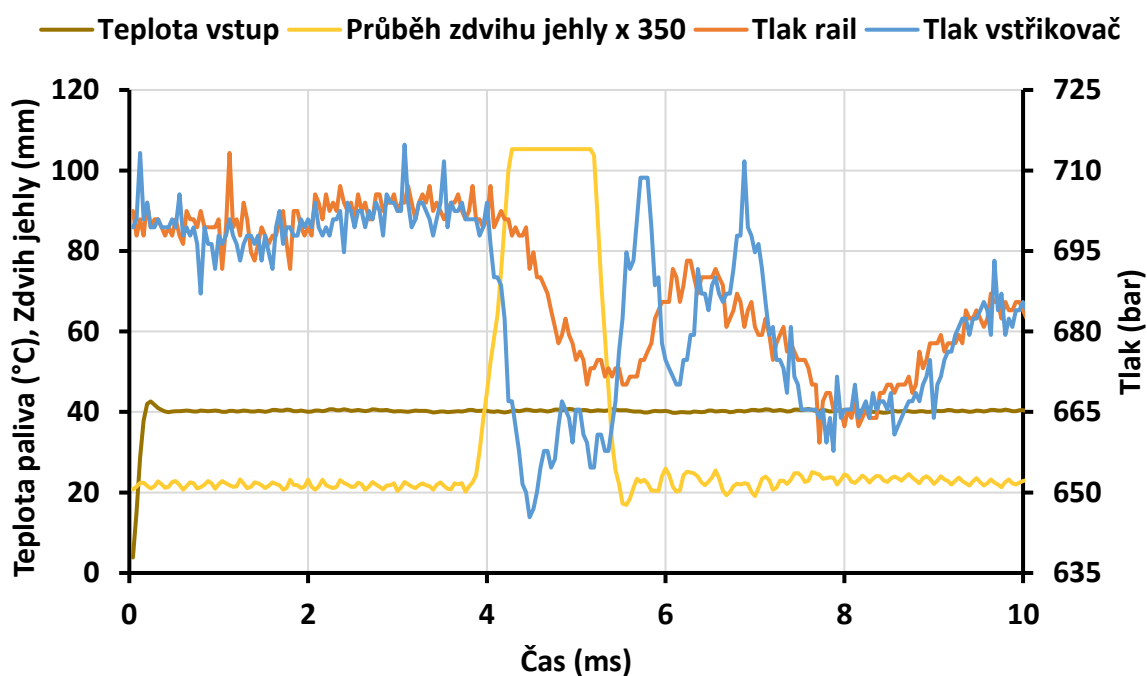
Cyklové dávky paliva jsou lineární funkcí doby otevření trysky a vstřikovacího tlaku. Byly změřeny na stanici dle popisu uvedeném na straně 38.



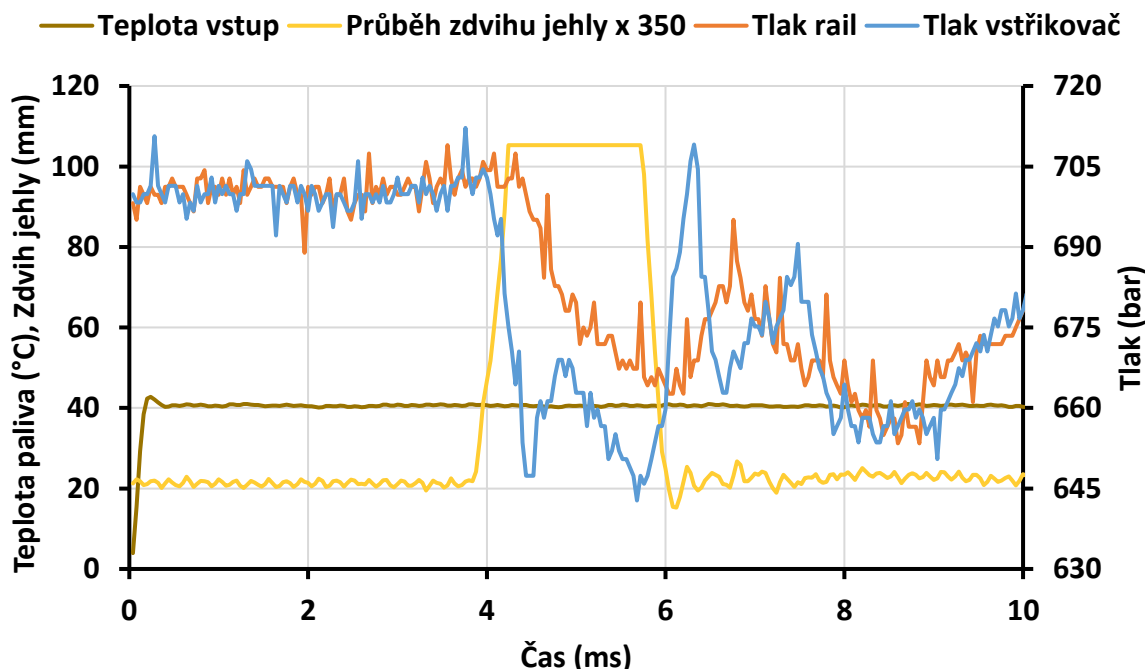
## 4.2.2 Průběhy dynamických tlaků



Obr. 53 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /5°KH (vlastní zpracování)

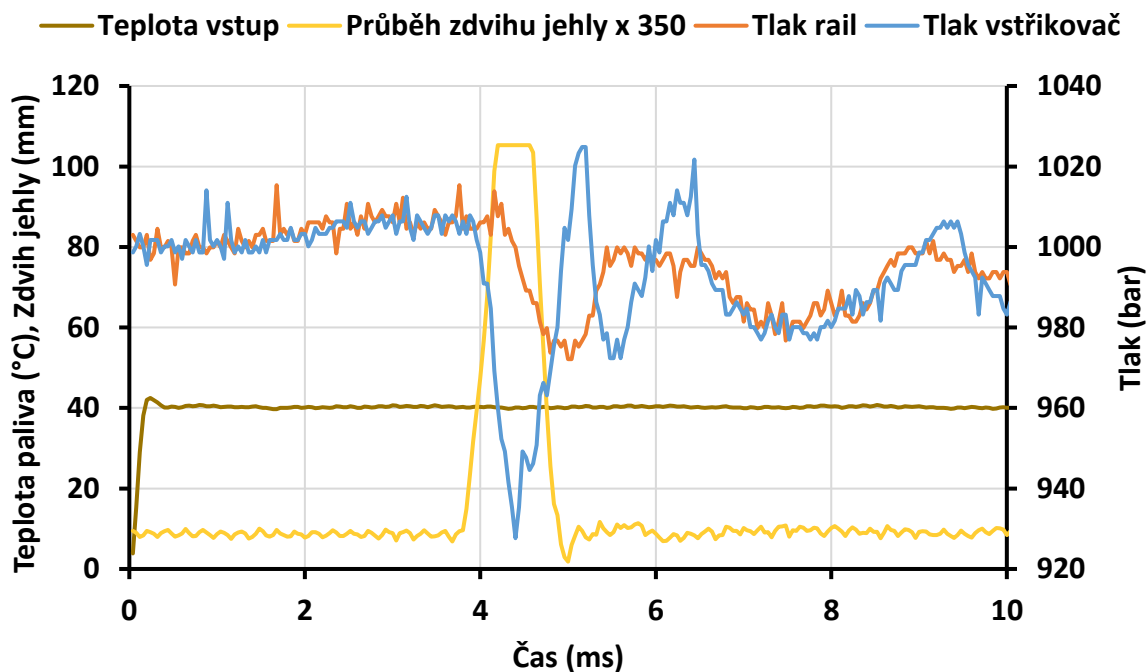


Obr. 54 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /10°KH (vlastní zpracování)

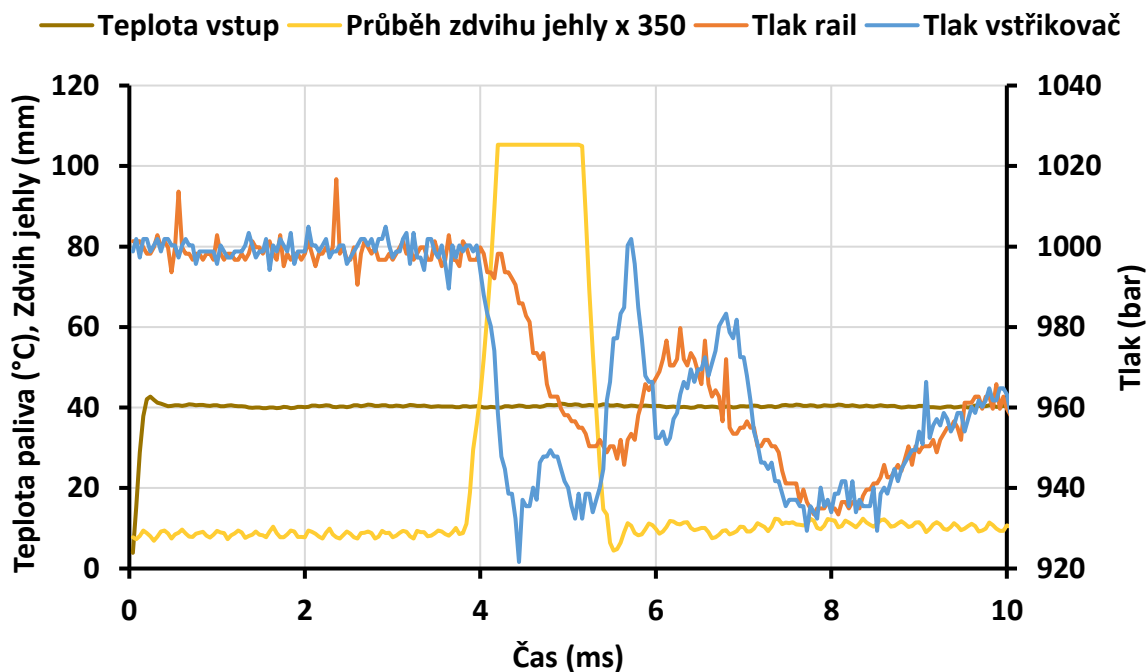


Obr. 55 Průběhy dynamických tlaků 700 bar /15°KH (vlastní zpracování)

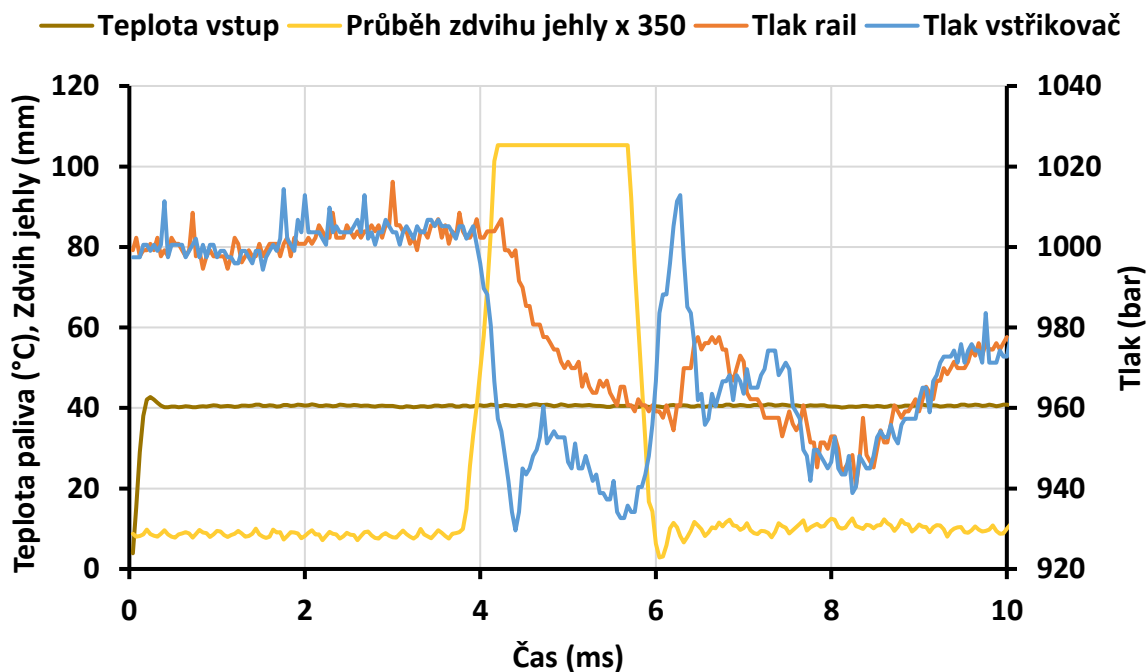
Grafy na obrázcích 53 až 55 znázorňují průběhy dynamických tlaků na vstupu do vstřikovače a v Railu během výstřiku paliva. Měření proběhlo při nastaveném tlaku 700 barů a simulovaných otáčkách 1200 ot/min. Doba přívodu proudu na elektromagnetický ventil odpovídá hodnotám úhlu natočení klikového hřídele pro různá zatížení spalovacího motoru v hodnotách 5, 10 a 15 °KH. Z naměřených dat jsou dobře patrné rozdíly gradientů nárůstu / poklesu tlaku ve vstupním potrubí vstřikovače a v Railu. Tyto rozdíly jsou způsobeny systémem škrťících dýz a různými objemy přívodního potrubí a samotného Railu. Tlak na přívodním potrubí klesá rychleji a s větší amplitudou než tlak v Railu. Při zavírání elektromagnetického ventilu dochází vlivem velmi rychlého uzavření vstřikovací trysky k nárůstu tlaku, tzv. rázové vlně. Ta se začíná šířit z přívodního kanálu paliva pro trysku, vrtaném v tělese vstřikovače. Odtud se tlaková vlna šíří až do potrubí vstřikovače. Její potup je možné naměřit až v samotném Railu, kde je podstatně efektivněji tlumena systémem škrťících prvků a samotným objemem Railu. Zde tedy dochází výraznému a rychlému k útlumu. Celkový čas potřebný na ztlumení rázové vlny v daném režimu je cca 20 ms. Což je hodnota kdy se původně nastavený tlak 700 bar, vrací na svojí požadovanou hodnotu, a dále systém vykazuje již rozkmitání kapaliny generované vysokotlakým čerpadlem. Toto ztlumení je z hlediska regulace spalovacího motoru dostačující. Vytváří se tak dostatečná časová rezerva ke ztlumení celé palivové soustavy před dalším vstřikem, což je u víceválcových motorů nutná podmínka správné funkce.



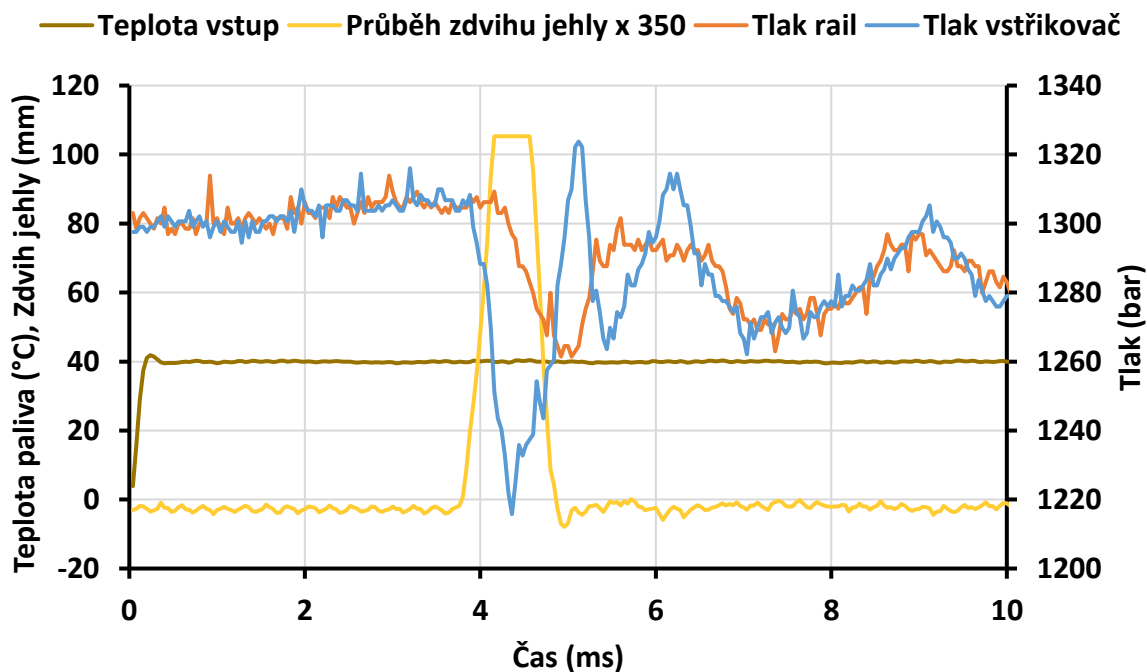
Obr. 56 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /5°KH (vlastní zpracování)



Obr. 57 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /10° (vlastní zpracování)

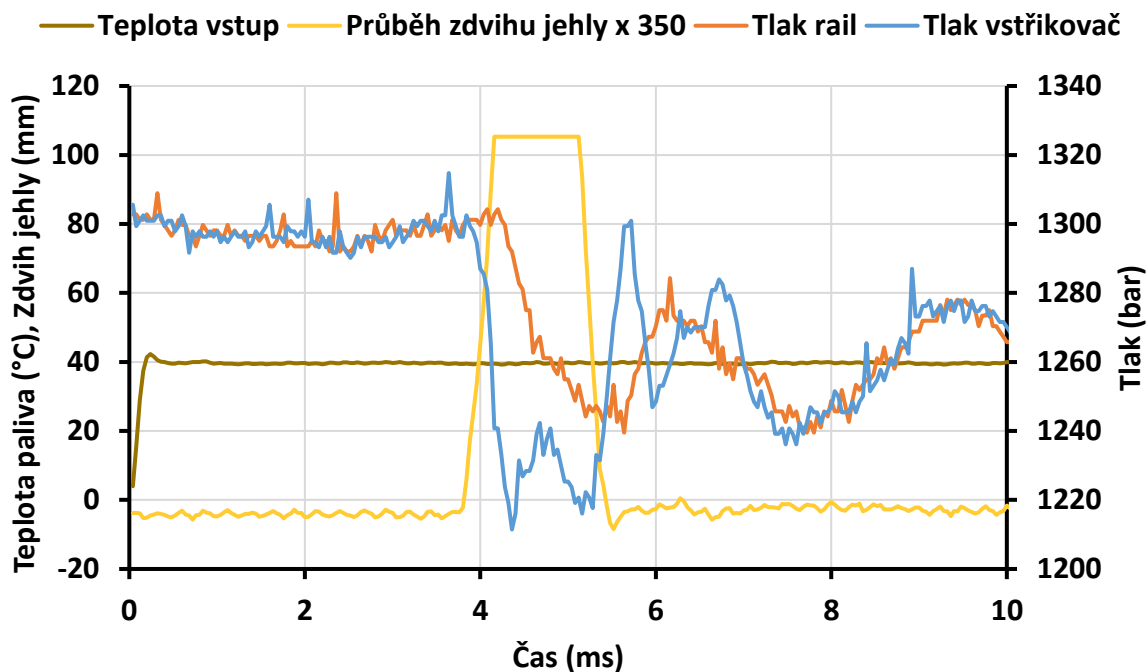


Obr. 58 Průběhy dynamických tlaků 1000 bar /15°KH (vlastní zpracování)

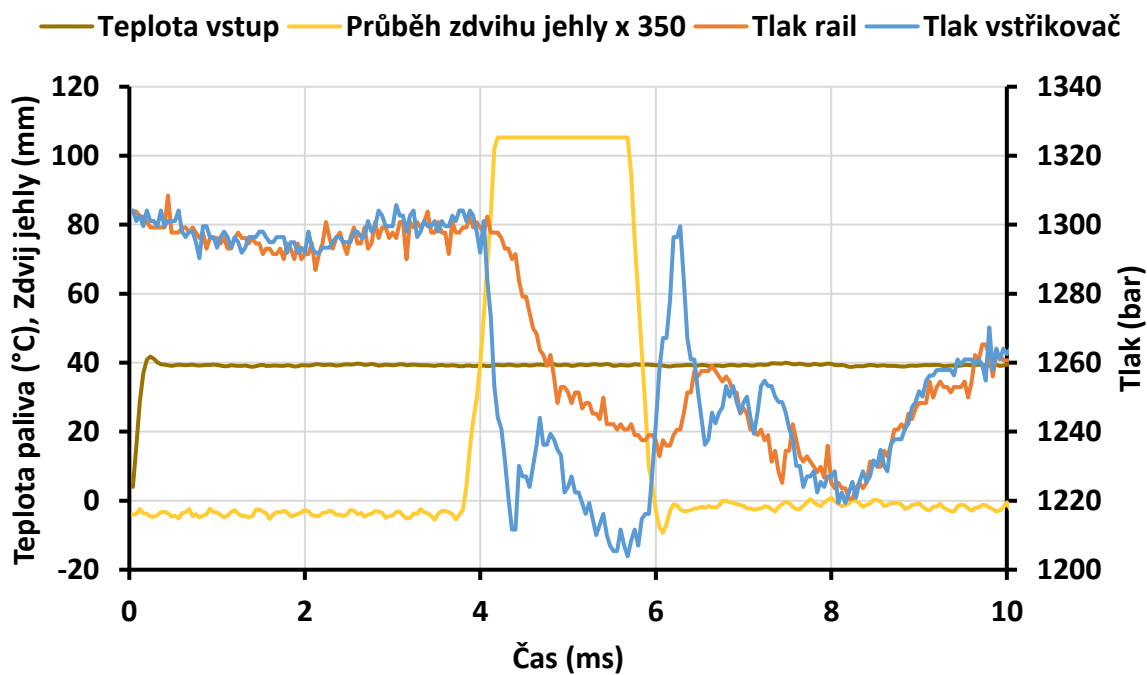


Obr. 59 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /5°KH (vlastní zpracování)

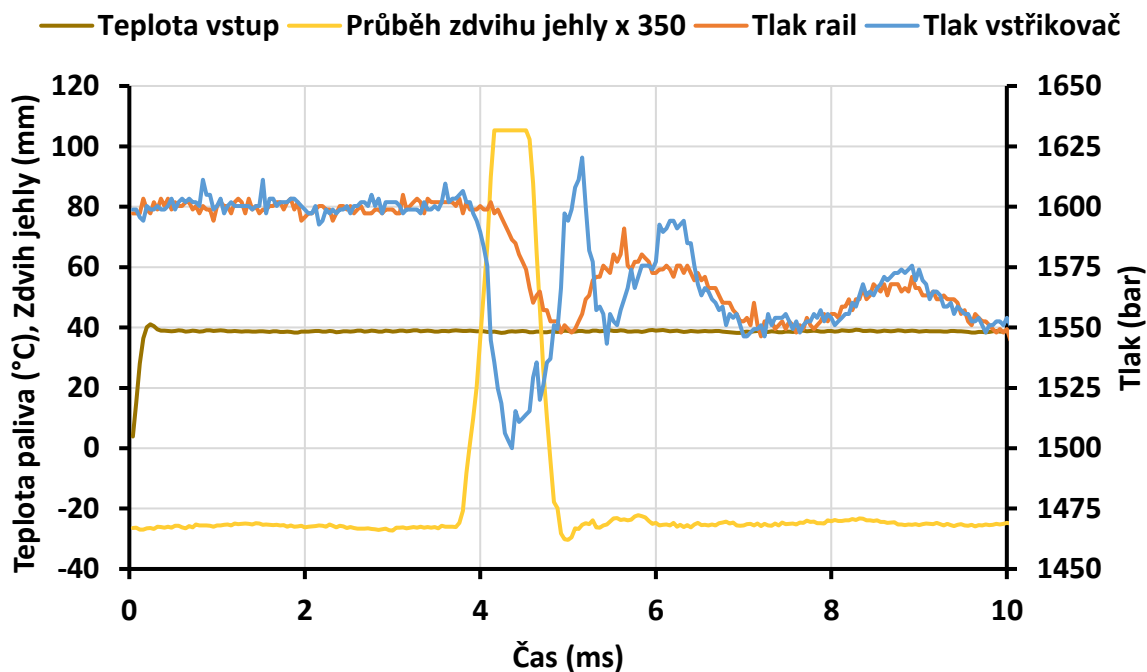




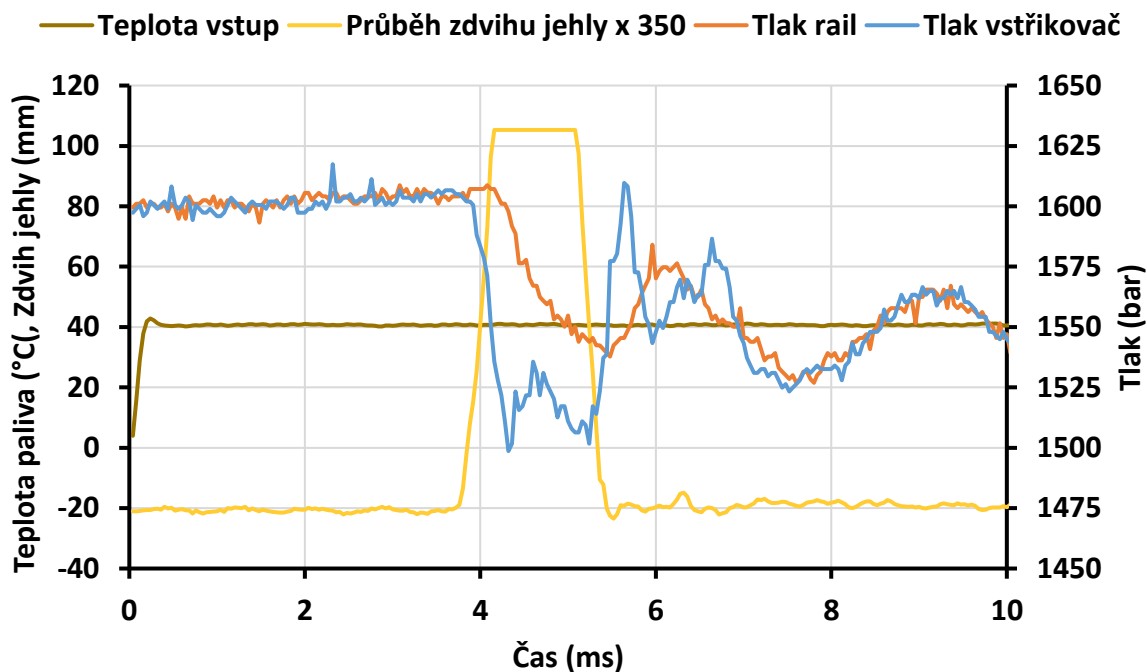
Obr. 60 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /10°KH (vlastní zpracování)



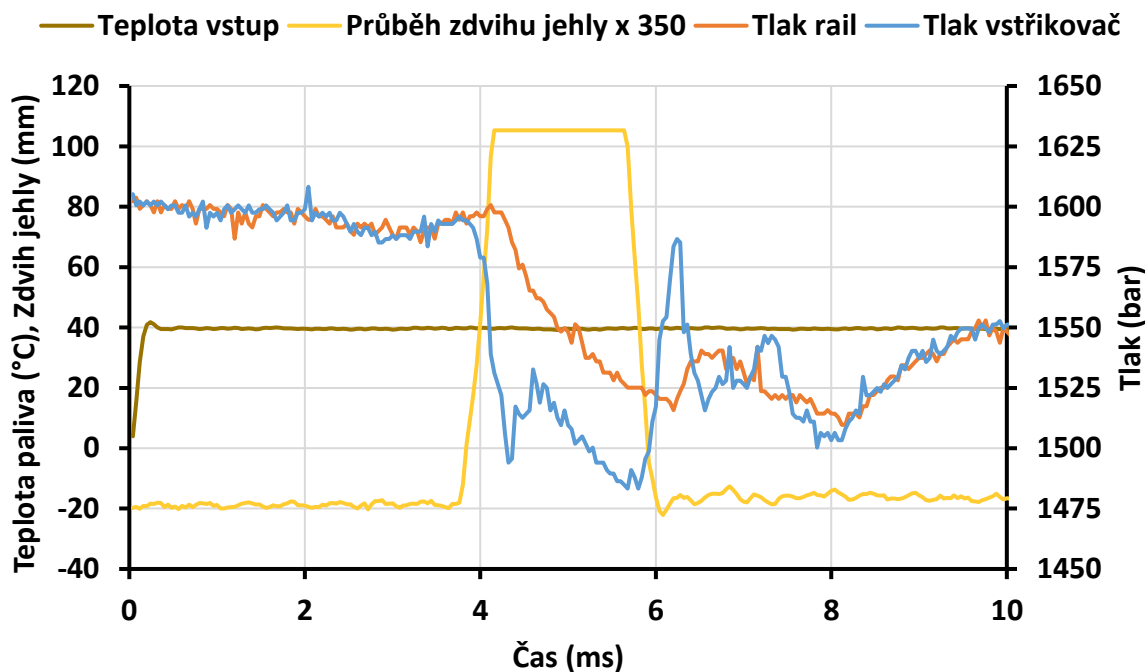
Obr. 61 Průběhy dynamických tlaků 1300 bar /15°KH (vlastní zpracování)



Obr. 62 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /5°KH (vlastní zpracování)

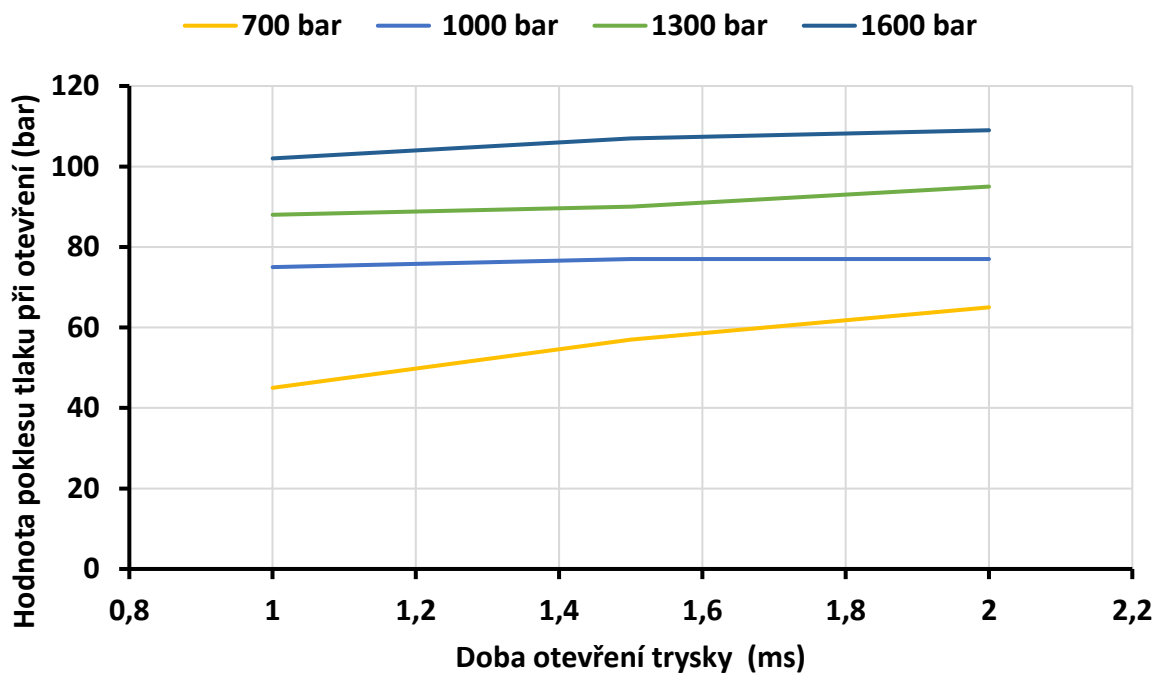


Obr. 63 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /10°KH (vlastní zpracování)

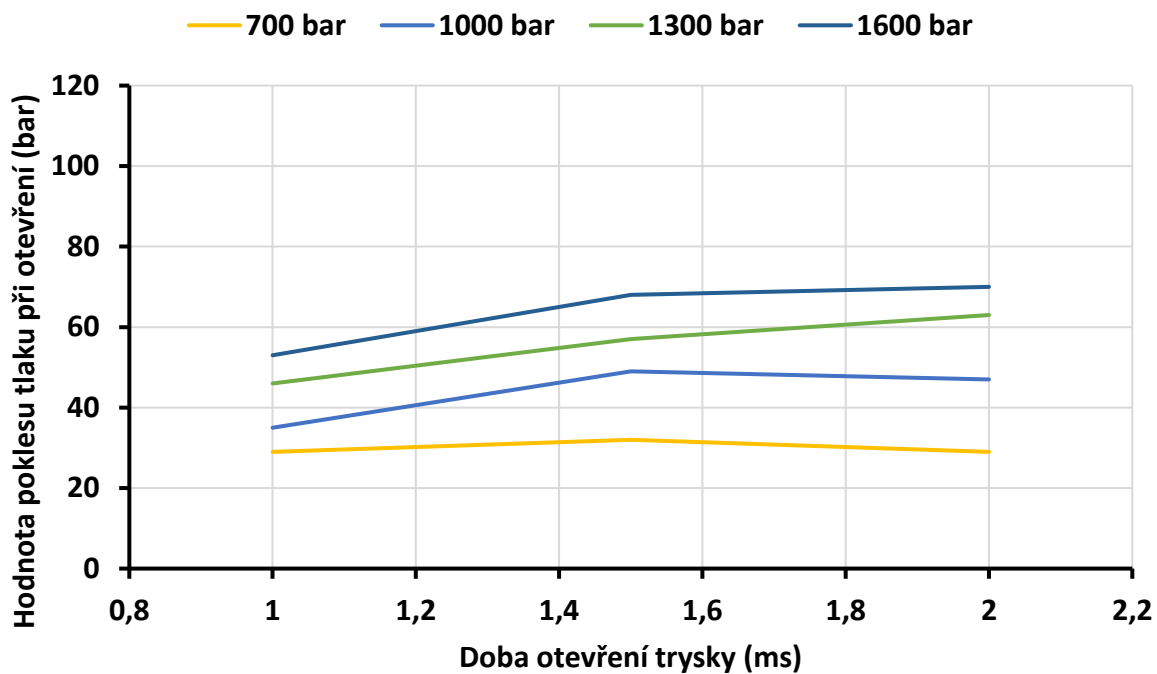


Obr. 64 Průběhy dynamických tlaků 1600 bar /15°KH (vlastní zpracování)

Z uvedených dat zjišťování závislosti průběhu dynamických tlaků v závislosti na době otevření kuličkového ventilu je patrné, že s nárůstem provozního tlaku a velmi malého podílu době otevření se zvyšují gradienty a amplitudy poklesu / růstu tlaku. Největší vliv na rozkmitání má hodnota vysokého tlaku. Tedy při požadavku na vysokou hmotností dávku paliva vstřikovaného do válce motoru. Palivo při těchto podmínkách vytéká tryskou mnohem rychleji než při nízkém zatížení motoru. Při plném otevření vstřikovací trysky dochází k významnému poklesu tlaku a to až o hodnotu 110 barů (obr. 64) oproti požadovanému tlaku řídicí jednotkou. Tento pokles je definovaný schopnosti Railu zásobit vstřikovač palivem při požadavku na vyšší dávku paliva a systémem škrticích dýz v palivové soustavě. Vlivem rychlého uzavření trysky vstřikovače v těchto podmínkách dochází k tvorbě rázové vlny, která může dosahovat hodnot až 80 barů. Rychlost nárůstu je cca 80bar / 0,4 ms. Další, podstatně menší rázová vlna vzniká při plném otevření vstřikovací trysky. Její hodnota pro tlak 1600 barů může nabývat hodnot až cca 40 barů. Čas ustálení je pak pro všechny měřené body přibližně stejný, tedy cca 20 ms. Z naměřených dat se dá tedy usoudit, že z hlediska regulace a efektivnějšího zásobení vstřikovače palivem je neproblematičtější ta část provozu, kdy je požadováno vstřikování velkého množství paliva do válce. Obrázky 65 a 66 pak ukazují grafické znázornění amplitud poklesu tlaku při otevření vstřikovací trysky v závislosti na hodnotě tlaku a době otevření. Z obrázků (65,66) vyplývá, že významný podíl na velikosti amplitudy má právě hodnota tlaku, kdežto doba otevření v takto krátkých intervalech se na vzniku poklesu tlaku podílí jen minimálně.



Obr. 65 Hodnoty amplitud tlaku paliva v potrubí před vstřikovačem



Obr. 66 Hodnoty amplitud tlaku paliva v Railu



### 4.2.3 Svodové propustnosti vstřikovače

Vysoký vstřikovací tlak namáhá jednotlivé části vstřikovacího systému a v pohyblivých a kontaktních místech způsobuje netěsnost. Na jehlu vstřikovací trysky, kuličkový elektromagnetický ventil a posuvná uložení řídicího pístu působí trvale vysoký tlak paliva, který vyžaduje z důvodu zabezpečení dlouhodobé těsnosti nové výrobní a servisní postupy. Ve výrobě se jedná o přesnost opracování spojenou s úzkými tolerancemi a přesným lícováním, kvalitu čištění od zbytků pevných částic z výrobního procesu. V servisu pak o kontrolní činnosti sledující těsnost trysky a měření množství zpětného vedení paliva. Selhání těsnosti může nastat i při velmi malých nečistotách obsažených v palivu. Při provozu motoru je proto důležité zajistit trvale čistotu paliva přicházejícího z nádrže do palivového systému Common Rail. [14].

Netěsnost lze obecně definovat jako hmotnostní nebo objemový průtok média z nebo do kontrolovaného objemu. Vyskytuje se v částech uzavírajících průtok, jako ventily a těsnící elementy.

Ke stanovení významnosti faktorů ovlivňujících netěsnost lze použít Hagen-Poiseuille vzorec, který popisuje objemový průtok netěsností [15].

$$Q = k \cdot \frac{d^4}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \quad (19)$$

Vzorec ukazuje závislost velikosti průtoku netěsností na třech hlavních faktorech:

- 1) geometrii defektu, kde významně převažuje průměr dírky nad délkou cesty media
- 2) vlastnostech media, hlavně na viskozitě. Vysoká viskozita vykazuje menší průtok netěsností při stejném defektu a rozdílu tlaků. Tedy použití vzduchu nebo dusíku vykazuje významně vyšší netěsnost než kapalina, což při testování netěsnosti zvyšuje citlivost testu,
- 3) rozdílu tlaku v cestě průtoku. Zvyšování rozdílu tlaku mezi utěsněným prostorem a okolím zvyšuje objemový průtok netěsností. U plynu však jen do doby, než proudění plynu dosáhne rychlosti zvuku.



Stanovení netěsnosti proběhlo na zkušební stanici. K měření průtoku netěsností se využívají metody nepřímé s použitím výpočtu (informativní bublinová metoda a měření založené na úbytku tlaku) nebo metody přímého měření hmotnostního průtoku netěsností. Přímé metody vycházejí ze zákona zachování hmotnosti:

$$m_{in} = m_{out} + dm \quad (20)$$

$m_{in}$  ..... Hmotnostní průtok dodávaný do měřeného objektu během testu

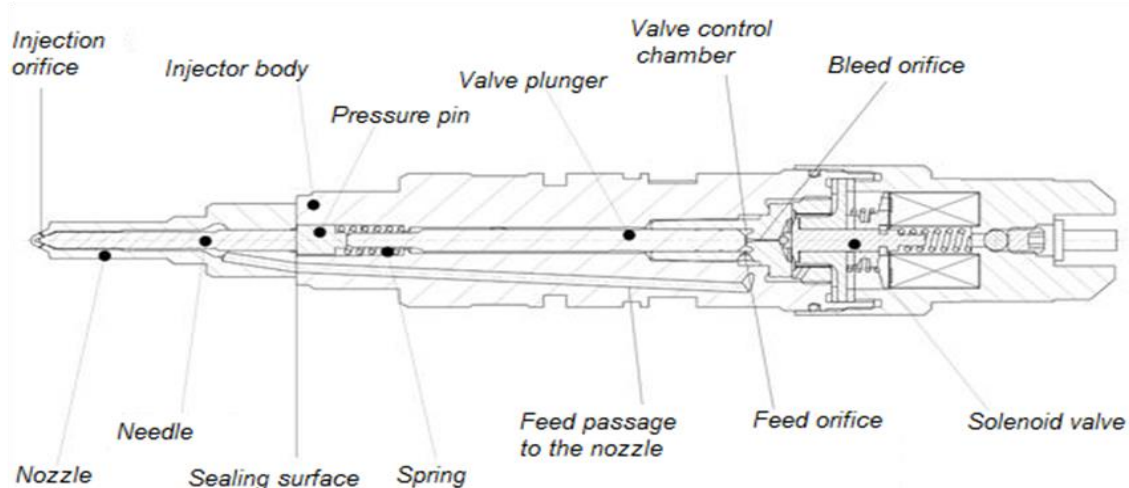
$m_{out}$  .... Hmotnostní průtok vytékající z měřeného objektu

$dm$  ..... dodatečná hmotnost naakumulovaná během testu

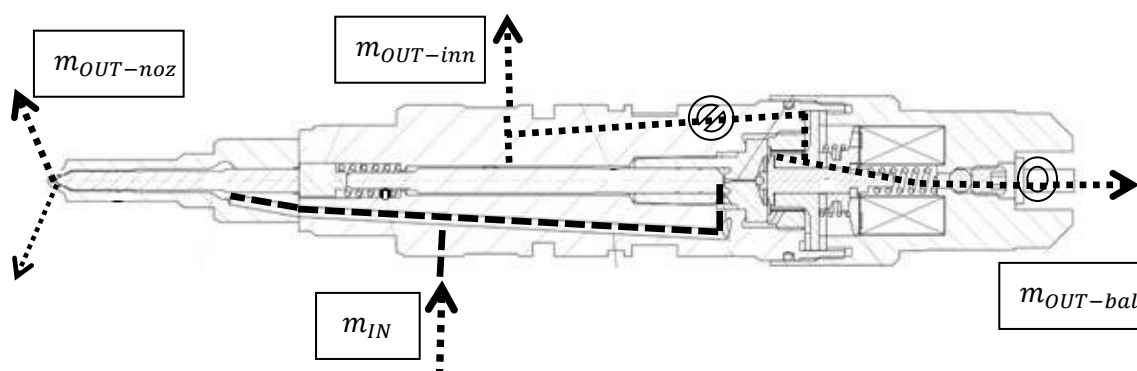
$dm = 0$

Za podmínky, že tlak a teplota v objektu jsou během testu konstantní. Při této podmínce se hmotnostní průtok dodávaný do objektu rovná hmotnostnímu průtoku vytékajícímu netěsností. Metoda přímého měření hmotnostního průtoku získaného měřením hmotnosti za čas byla použita pro experimenty vnitřní a vnější netěsnosti injektoru palivového systému Common Rail. Konstantní tlak paliva vstupujícího do injektoru je zabezpečen vysokotlakou částí stanice modelující skutečný stav na 4-válcovém motoru Cummins ISBe-4. Tlak paliva byl kontrolován snímačem Kistler 4618A2 a teplota udržována v úzkém rozmezí. Teplota paliva je měřena snímači PT 100 umístěnými na vstupu paliva do vysokotlakého čerpadla. Vysokotlaký injektor Bosch 2330957 byl upraven pro měření zdvihu jehly pomocí senzoru Robert Bosch LS04 (02) s podporou měřícího zařízení Micro Epsilon.

Pro měření hmotnosti paliva byly použity váhy Helago FX-300iWP s rozsahem do 320 g a přesností odečtu 0,001g. Pro měření hmotnostního průtoku netěsností v g/min, při zavřeném injektoru, byl zaznamenán čas. Při měření hmotnostního průtoku v g/cykl, při opakovaně aktivovaném injektoru odpovídající otáčkám motoru 1500 min<sup>-1</sup>, byl zaznamenán celkový počet cyklů.



Obr. 67 Popis částí injektoru [15]



Obr. 68 Znárodnění cest vedení paliva v injektoru od vstupu k výstupům po úpravě [15]

Vysvětlení symbolů:  - přerušeni cesty

 - otevřeni cesty

Obr. 68 znázorňuje cesty vedení paliva a jejich úpravu. Vysoce natlakované palivo je směřováno z Railu ke vstřikovači. Pak postupuje přívodním kanálem do trysky a k regulační komoře ventilu. Tryska vstřikovače je otevřena, když je aktivován elektromagnetický ventil a dovoluje průtok paliva zpět do nádrže. Zpětný průtok paliva do nádrže se skládá z paliva, které bylo potřebné k otevření trysky a protéká kuličkovým ventilem aktivovaného elektromagnetického ventilu, a z paliva které proniká netěsnostmi vedení jehly a válcového pístu řídicí tyčky. Uzavřením spojovacího kanálu můžeme tyto průtoky vzájemně oddělit.



$$\text{Platí rovnice: } m_{IN} = m_{OUT-noz} + m_{OUT-inn} + m_{OUT-bal} \quad (21)$$

Průtoková hmotová množství v rovnici (21) a znázorněná v obr. 68 znamenají:

$m_{IN}$  ..... vstupující palivo do injektoru

$m_{OUT-noz}$  ... palivo vstřikované otevřenou tryskou do válce motoru,  
palivo odkapávající netěsnou uzavřenou tryskou

$m_{OUT-inn}$  ... palivo unikající vnitřní netěsností vedením jehly trysky a válcového pístu

$m_{OUT-bal}$  ... palivo protékající zpět do nádrže při otevření kuličkového ventilu aktivovaného elektromagnetického ventilu (tryska otevřená)

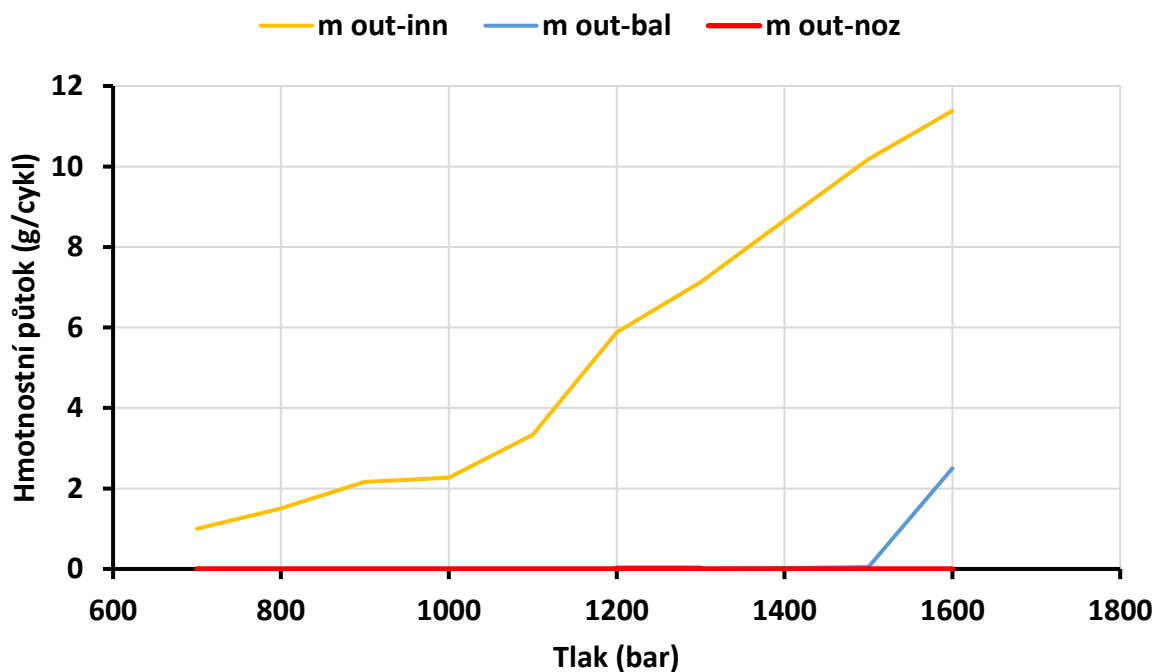
palivo unikající netěsným kuličkovým ventilem při zavřené trysce (neaktivovaným solenoidem)

Před měřením byl zkušební injektor se zabudovaným senzorem zdvihu jehly kontrolován na netěsnosti trysky, kuličkového ventilu a vnitřní netěsnost vedení jehly a válcového pístu. Po zpětné instalaci trysky a solenoidu s kuličkovým ventilem odpovídala netěsnost standardnímu novému injektoru.

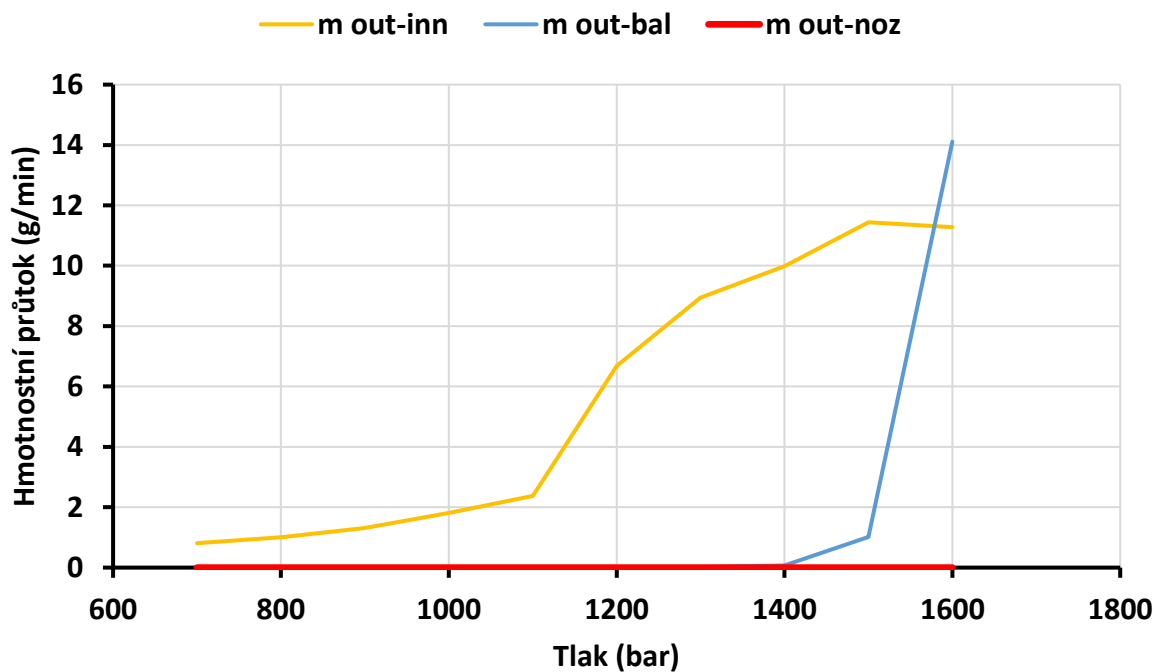
Na tomto injektoru bylo provedeno měření hmotových průtoků v netěsnostech paliva při zavřené trysce (neaktivovaném elektromagnetickém ventilu) a průtoků paliva při mnohonásobném aktivování elektromagnetického ventilu frekvencí odpovídající otáčkám motoru 1500 min<sup>-1</sup>. Délka aktivace byla v délkách 5, 10 a 15°KH. Zkoumán byl vliv přívodního tlaku paliva v rozsahu 700 – 1600 bar na netěsnosti a průtoky.

Z obrázku 69 je patrné, že při zavřené trysce (neaktivovaný solenoid) je těsnost trysky 100% v celém rozsahu tlaků. Vnitřní netěsnost vedení trysky a válcového řídicího pístu je vyjádřena položkou „m out-inn“ Z výsledků je patrné, že netěsnost na těchto elementech je přítomna pro všechny hodnoty zkoumaného tlaku a s navyšujícím se tlakem roste téměř lineárně. Netěsnost kuličkového ventilu solenoidu se začíná projevovat až od tlaku 1500 bar. Tato ztráta těsnosti při vysokém tlaku může být spojena s deformací kotvy a hodnotou tuhosti přítlačné pružiny kotvy.





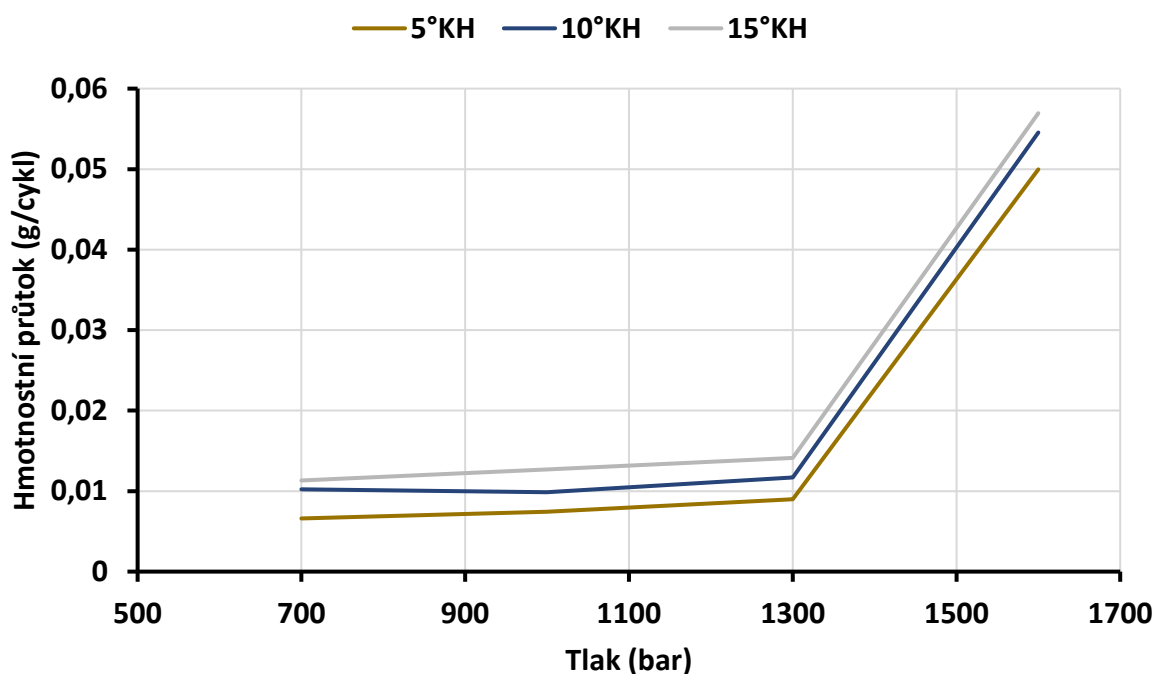
Obr. 69 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotové netěsnosti v jednotlivých částech při zavřené trysce injektoru při 15°C (vlastní zpracování)



Obr. 70 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotové netěsnosti v jednotlivých částech při zavřené trysce injektoru při 40°C (vlastní zpracování)

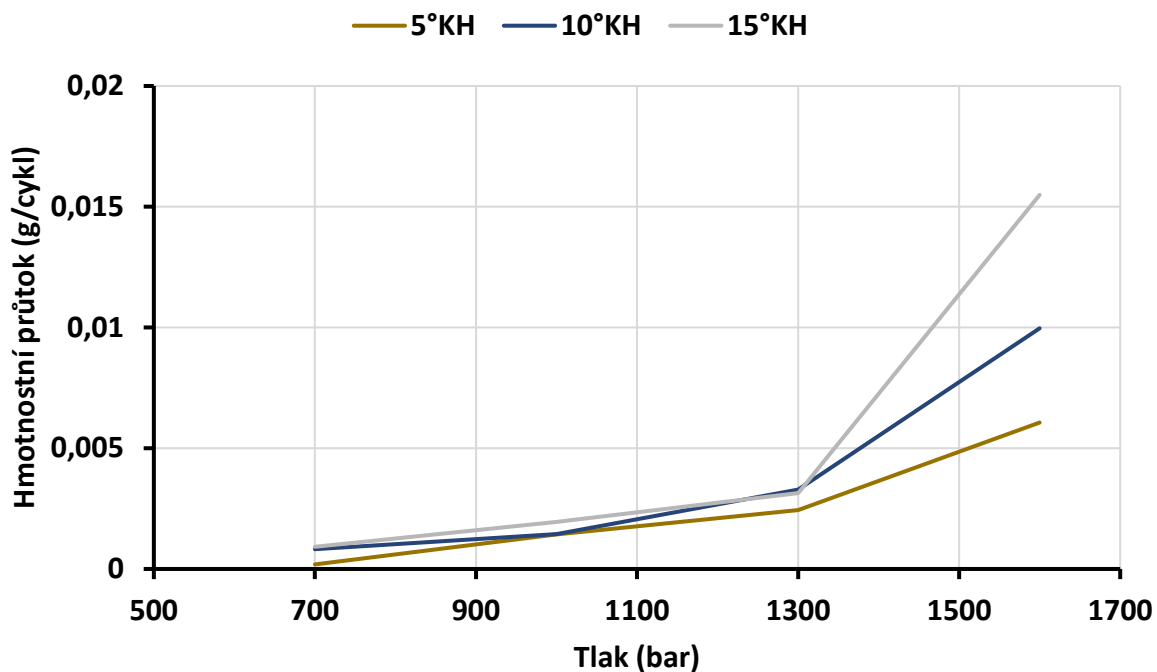


Z obrázků 69 a 70 vyplývá významný vliv teploty paliva na netěsnost komponentů vstřikovače. Obrázek 68 ukazuje nárůst hmotnostního průtoku na kuličkovém ventilu vlivem navyšující se teploty paliva. Netěsnost je měřitelná již od 1400 barů a dosahuje 700% navýšení průtoku. Netěsnost na vedení jehly trysky a válcové ploše řídicího pístu začíná růst od tlaku 1100 barů ale v porovnání s výsledky při 15°C nedosahuje průtok významnějšího navýšení. Jehla trysky zachovává těsnost v celém rozsahu tlakového spektra.

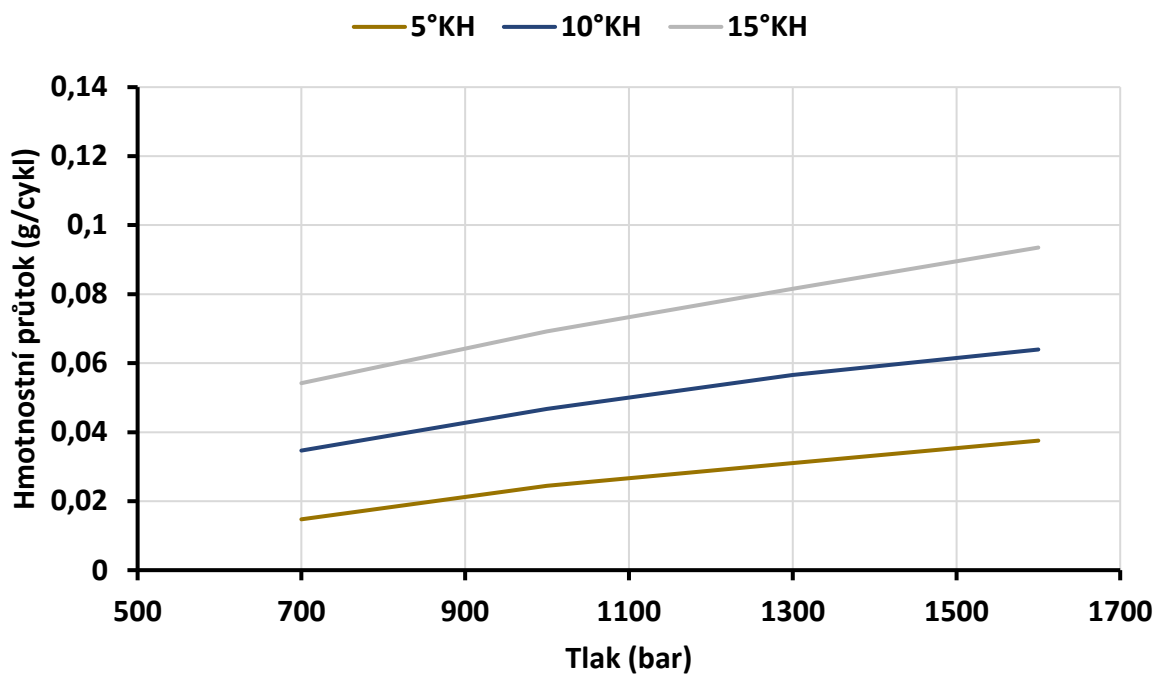


Obr. 71 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku otevřeným kuličkovým ventilem  
(vlastní zpracování)

Z obrázku 71 vyplývá, že průtok otevřeným kuličkovým ventilem solenoidu (hlavní část zpětného toku paliva do nádrže) se mírně zvyšuje s délkou otevření. Vliv vstupního tlaku paliva na průtok je nevýznamný do hodnoty 1300 barů, poté prudce roste. Pro tuto charakteristiku se mi nepodařilo najít uspokojivé vysvětlení. Navýšení průtoku přes kuličkový ventil nad 1300 barů může souviset s téměř neměřitelnou deformací kotvy. Vzhledem k tomu, že zdvih kuličky je maximálně 0,05 mm a úhel těsnícího sedla 135° může i deformace 0,01 mm významně změnit průřezovou hodnotu plochy průtoku.



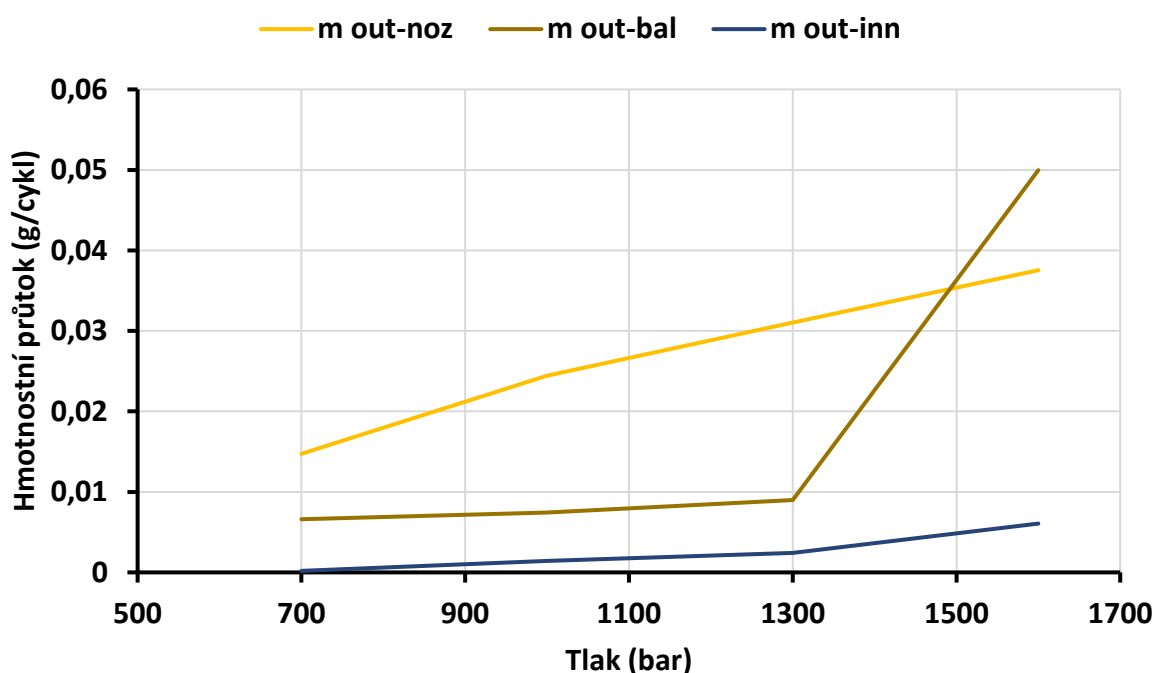
Obr. 72 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku přepadem (netěsnost vedení jehly trysky a řídicího pístu) (vlastní zpracování)



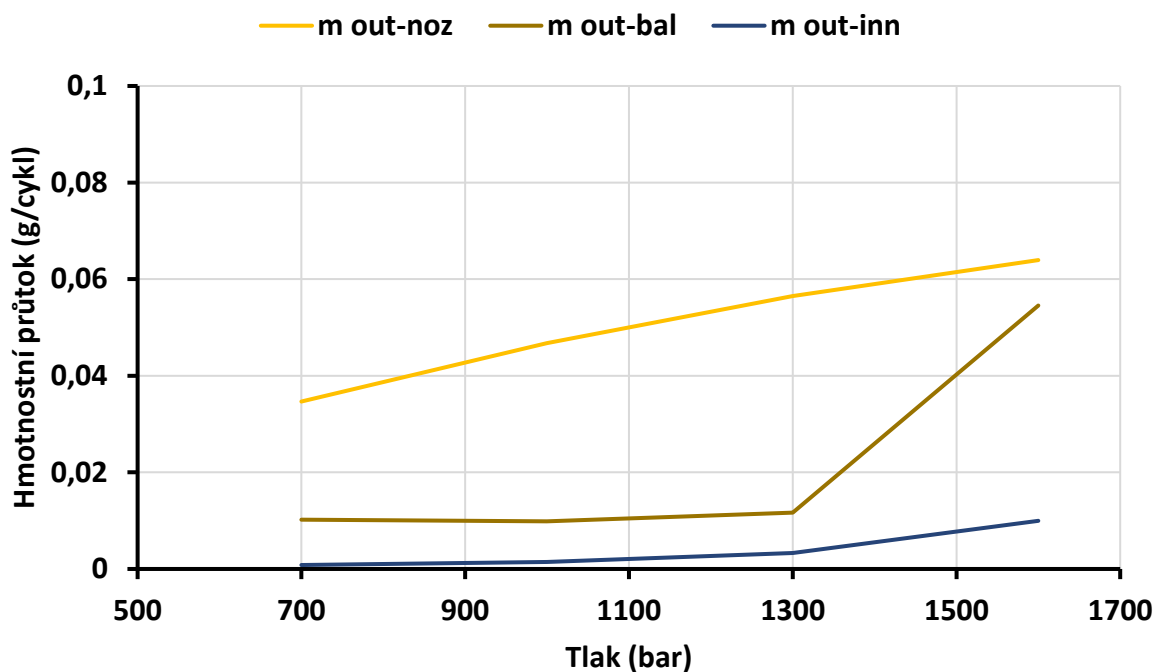
Obr. 73 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku tryskou (cyklová dávka paliva) (vlastní zpracování)



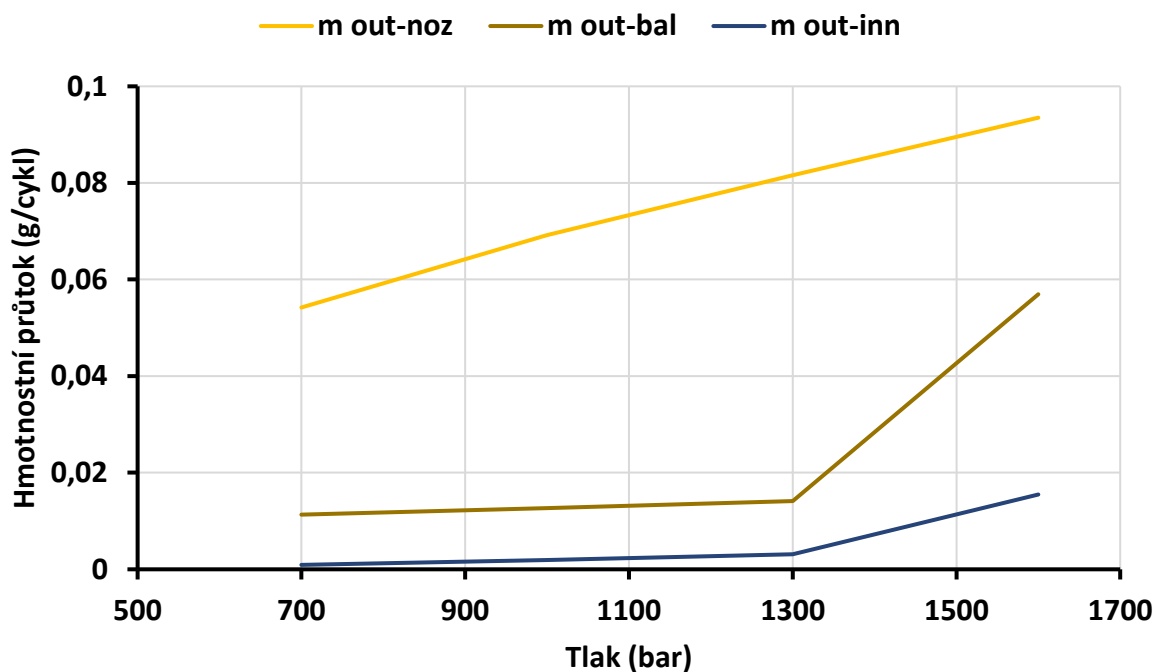
Z obrázku 72 je zřejmé, že průtok vnitřní netěsností vedením jehly a válcového řídicího pístu (vedlejší část zpětného toku do nádrže) roste se vstupním tlakem paliva. Kritická hodnota je i zde 1300 barů. Se zvyšujícím se tlakem roste i teplota paliva a mění se její základní vlastnosti, především viskozita. Vzhledem k úzké toleranci uložení jehly vstřikovací trysky a řídicího pístu, které po pohubují v hodnotách 0,001 až 0,002 mm může mít i vliv na těsnost deformace těchto komponent, která se výrazně projevuje právě až od 1300 barů. S tímto faktem se projevuje i vliv délky otevření kuličkového ventilu a jehly vstřikovače. Během doby pracovního cyklu vstřikovače se posunem funkčních členů mění hodnota jejich stykových ploch a delší setrvání v této poloze může být doprovázeno větší netěsností řídicího pístu a jehly vstřikovače.



Obr. 74 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 5°KH (vlastní zpracování)



Obr. 75 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 10°KH (vlastní zpracování)



Obr. 76 Vliv zvyšování tlaku paliva na míru hmotového průtoku všech tří cest při konstantní délce aktivace solenoidu 15°KH (vlastní zpracování)

Z obrázků 74 až 76 ukazují pak porovnání pro jednotlivé hodnoty nastavení doby otevření elektromagnetického ventilu. Z výsledků je zřejmé, že při kratších otevřeních trysky (aktivaci elektromagnetu) od tlaku 1300 barů a výše, je při vyšších tlacích již dominantní průtok



vracejícího se paliva do nádrže. Důležitá jsou zjištění míry netěsností při zavřené trysce, kde standardem je 100% těsnost jehly v trysce a přípustnost určité míry netěsnosti v cestě zpětného průtoku paliva vracejícího se zpět do nádrže. Zajímavé je zjištění a ověření možnosti oddělení průtoku netěsnosti kuličkového ventilu od vnitřní netěsnosti vedení trysky a řídicího válcového pístu pro běžně používaný typ injektoru. Tato možnost přispěje k testování výrobních možností vzájemného lícování, snadnější identifikaci výrobních nepřesností a zjišťování případných provozních opotřebení. Sledování rozdělení hmotových průtoků při modelování aktivace solenoidu ve frekvenci a délce, která je relevantní režimu motoru, dává bližší obrázek o míře přípustnosti zpětného průtoku paliva do nádrže bez ovlivnění funkce palivového systému. Z dosažených výsledků se dá tedy soudit, že vstřikovač do hodnoty tlaku 1300 barů nevykazuje zvláštní poruchy v těsnosti jednotlivých komponent. Nad 1300 bar jsou již dobře patrné změny v průtoku a zvyšování netěsnosti celého systému. Obecně tedy platí, že se zvyšováním tlaků klesá na vstřikovači účinnost a při hodnotách nad 1500 bar se vstřikovač stává v podstatě nevhodný. Nutno ale říci, že provoz vstřikovače v hodnotách nad 1500 barů pro tento starší typ motoru Cummins je spíše ojedinělý. Potřeba vysokého tlaku pro konkrétně testovaný vstřikovač roste až s potřebou vyšších otáček motoru, kde rostou i nároky na dopravu velkého množství paliva do válce.

#### 4.2.4 Zjišťování vlivu tlaku paliva na zdvih jehly trysky

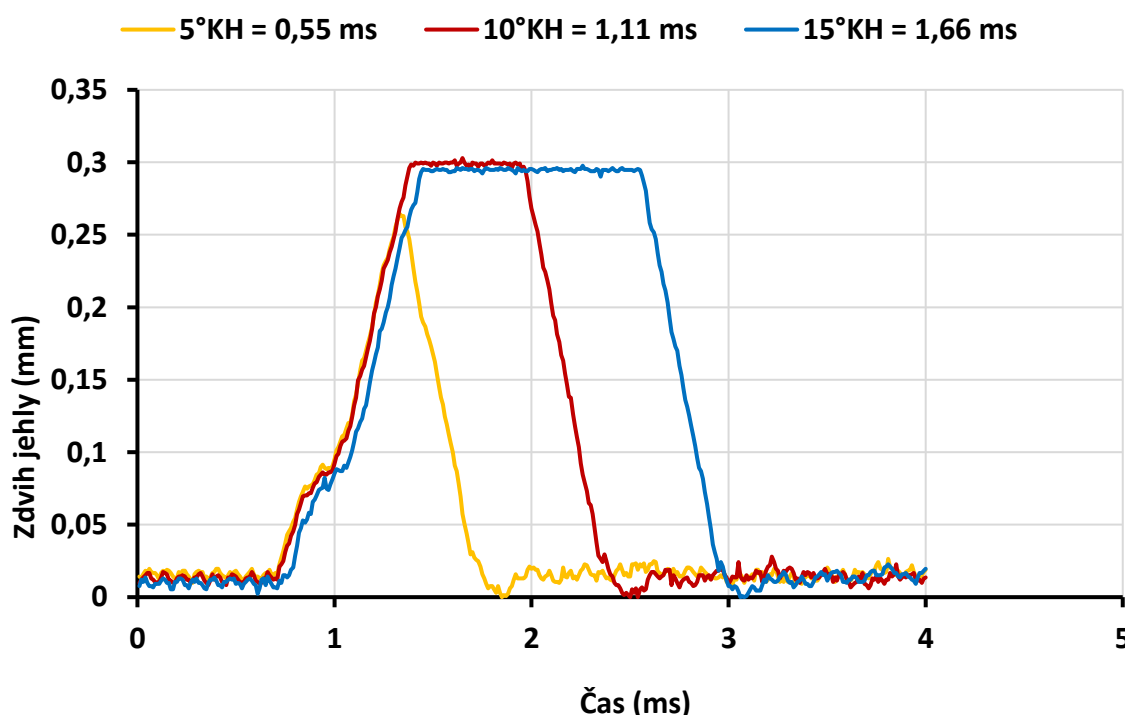
Dalším sledovaným parametrem byla závislost zdvihu jehly na hodnotě tlaku paliva. Tedy zjistit jak se hodnota tlaku projevuje na reálném zdvihu jehly vstřikovače. Deklarovaná hodnota zdvihu jehly vstřikovače výrobcem je 0,25 mm. Po překreslení do 3D dat jednotlivých komponentů bylo zjištěno, že hodnota zdvihu zkoušeného vstřikovače může dosáhnout až 0,27 mm. Tento rozdíl může být způsoben tolerančními poli při výrobě jednotlivých komponent. Na odchylkách reálného zdvihu jehly se podílí několik základních parametrů. Jsou to zejména výrobní odchylky v délkách distančního válečku, délky řídicí tyčky, hloubka vývrtu v řídicí komoře, a výrobní tolerance tělesa vstřikovače. Délku jehly neuvádím z důvodu přenesení lícování konce jehly s tělesem trysky. Je zřejmé, že k finálnímu opracování této soustavy dochází současně. Vzhledem k velkému množství rozměrů, které ovlivňují finální zdvih jehly, by museli být všechny odchylky při zvolené toleranci zdvihu jehly +/- 0,01 mm v řádu tisícín milimetru. To považuji při sériové výrobě za nereálné. Za těchto okolností tedy vycházím z předpokladu, že Bosch „neumí přesně vyrábět, ale umí přesně měřit“. Dochází tedy k párování jednotlivých komponent tak, aby byla splněna tolerance zdvihu jehly.

Další parametrem, který reálně ovlivňuje měřený zdvih jehly je deformace způsobená vysokým tlakem, který namáhá jednotlivé komponenty. Z těchto důvodů bylo tedy zapotřebí

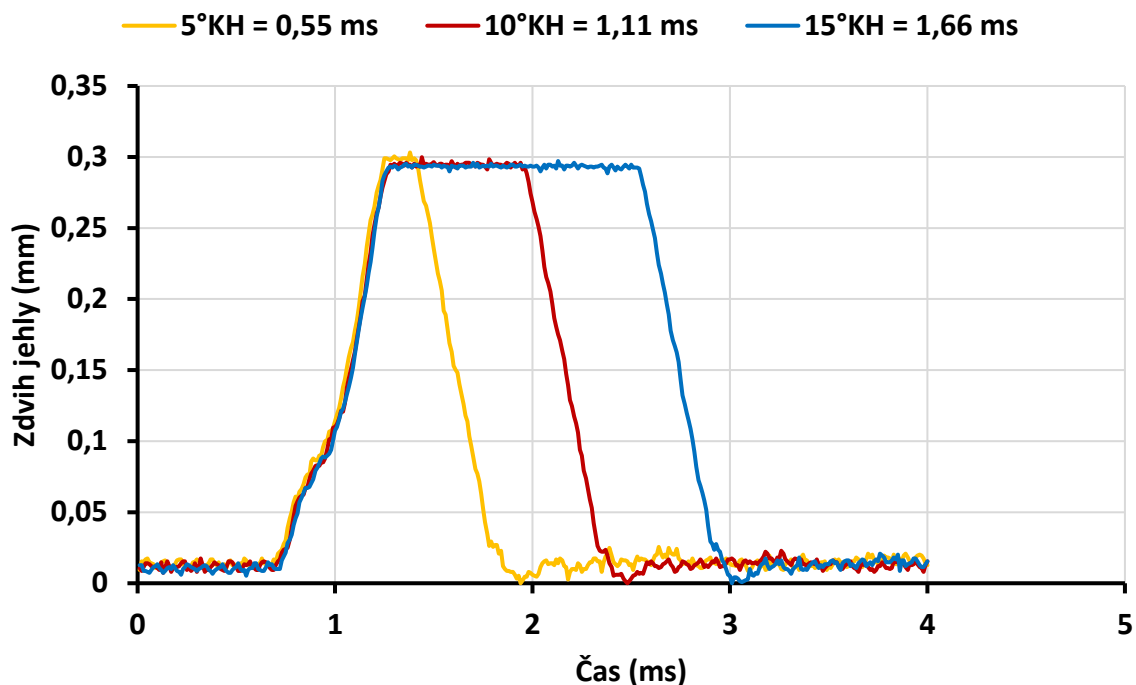


zjistit reálný zdvih jehly v závislosti na tlaku. Proměnou veličinou je tedy deformace jednotlivých dílců působením vysokého tlaku. Aby bylo možné výsledky mezi sebou porovnat, je nutné tedy tuto deformaci zahrnout do měření. Jak již bylo popsáno ve stati „Měřicí a zobrazovací software“ (strana 49) byla do programu sběru dat zahrnuta i kalibrace snímače zdvihu jehly. Pro každý měřený tlak byl nejdříve nakalibrován snímač zdvihu jehly při zavřeném elektromagnetickém ventilu ale v plně natlakované soustavě. Tím došlo k zatížení jednotlivých komponent a jejich poměrná deformace byla uložena do programu jako výchozí poloha pro zdvih, tedy jako poloha nula. Takto se nastavil offset pro každou hodnotu zkoumaného tlaku. Změřená data pak měli vždy společný výchozí bod bez ohledu na hodnotu nastaveného tlaku. Měřením pak bylo zjištěno, že reálný zdvih vstřikovací jehly v zatíženém stavu může dosáhnout až hodnoty 0,3 mm. Smyslem tohoto přístupu bylo, vyhnout se problematickému měření zdvihu jehly a dosáhnout přesných výsledků [8], (viz strana 30).

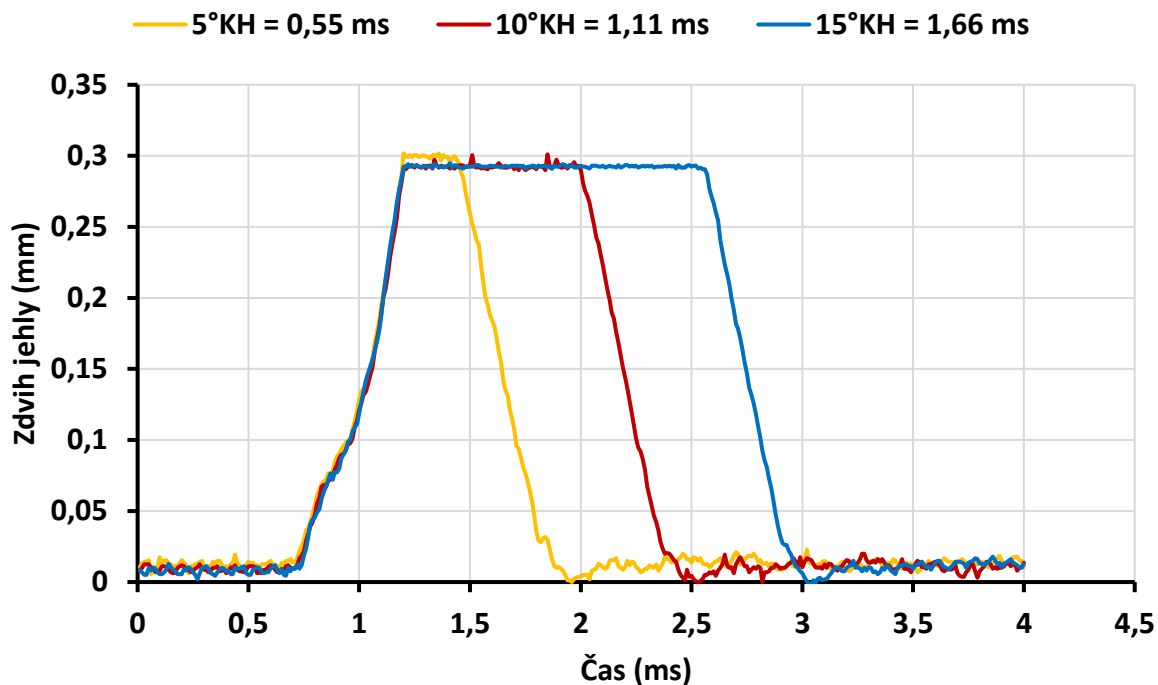
Následující obrázky 77 až 80 ukazují průběhy zdvihu jehly v závislosti na tlaku. Hodnoty zkoumaných tlaků byly 700, 1000, 1300, 1600 barů. Z naměřených dat vyplývá, že při hodnotě tlaku 700 bar době aktivace elektromagnetického ventilu zdvih jehly nedosáhne svojí horní úvrati. Toto je dáno vlivem setrvačných hmot, tedy jehla nemá dostatek času a dost silný impuls od tlaku paliva aby dosáhla horní úvrati. Pro všechna další nastavení ať už tlaku nebo doby sepnutí elektromagnetického ventilu jehla dosahuje horní úvrati a při větším požadavku na cyklovou dávku paliva setrvává plně otevřena a to až 2 ms.



Obr. 77 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 700 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování)

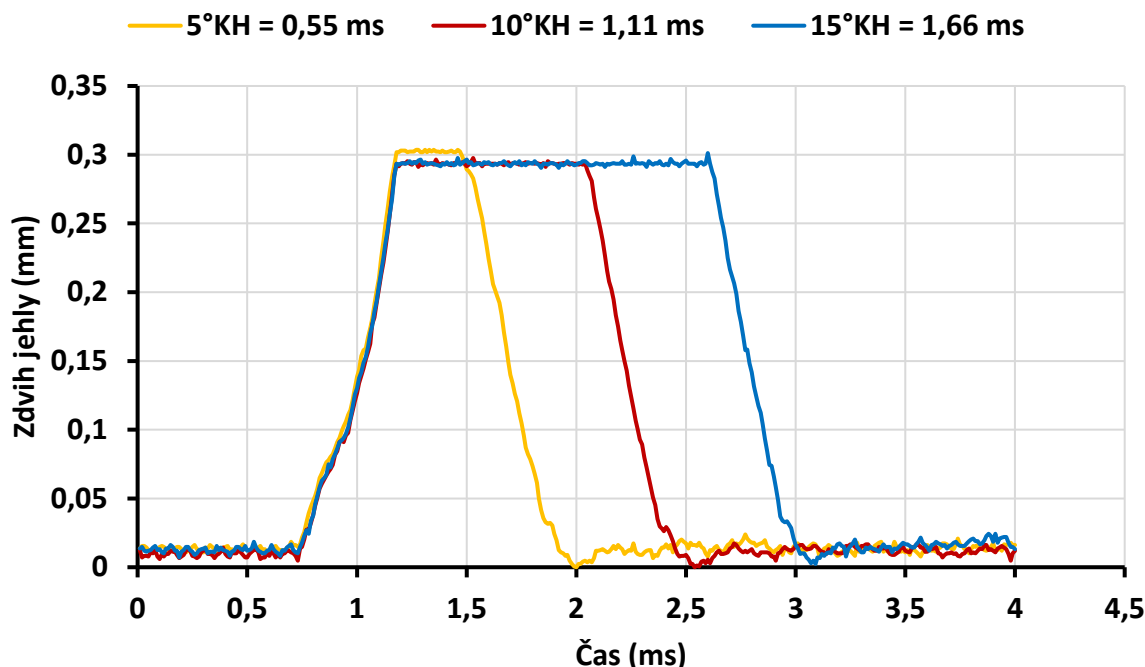


Obr. 78 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1000 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování)



Obr. 79 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1300 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování)



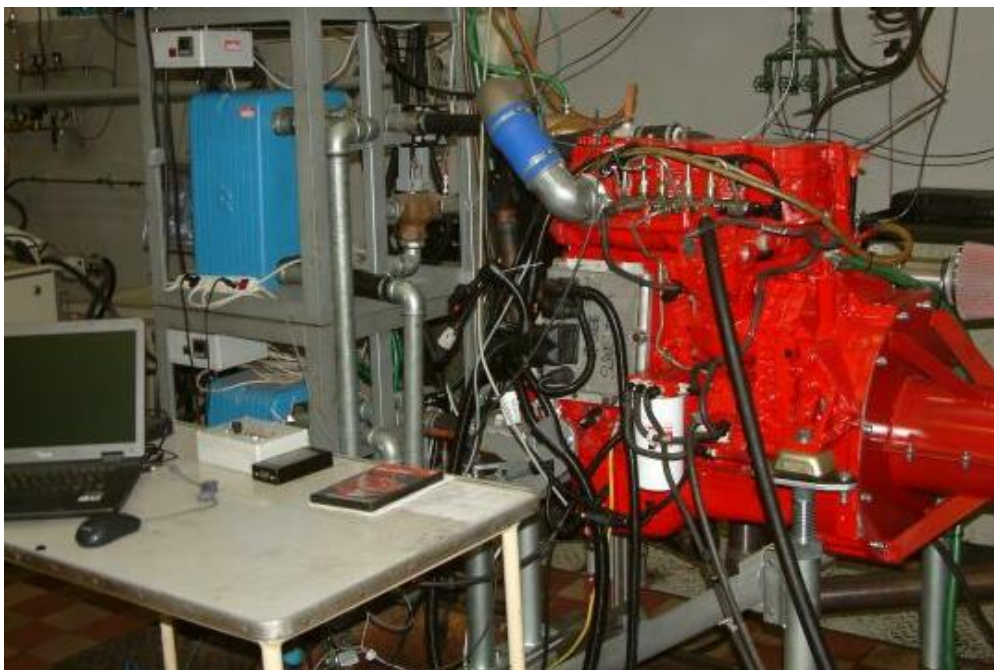


Obr. 80 Průběh zdvihu jehly při vstupním tlaku 1600 barů a různé délce aktivace solenoidu (vlastní zpracování)

#### 4.2.5 Vliv alternativních paliv

Pro modelové zkoušky na zkušební stanici byly stanoveny výchozí parametry dvou provozních bodů (bod 8 a 9 z 13-ti bodového testu ESC, viz tab. 3, které byly vzaty z rozsáhlých experimentů prováděných v minulosti na motoru Cummins.

Brzdové stanoviště s vodní brzdou Schenck 700 bylo osazeno 4válcovým motorem Cummins ISBe4 bez předepsaného selektivního katalyzátoru NOx. Motor je přepřehovaný s mezichlazením plnicího vzduchu výměníkem voda-vzduch, se vstřikováním Common Rail se vstřikovači Bosch ovládanými elektromagnetickými ventily. Zdvihový objem motoru je 4,5 dm<sup>3</sup> a jmenovitý výkon 140kW při 2500 min<sup>-1</sup>. Řízení motoru je elektronickou jednotkou a ovládání zatížení a otáček bylo prováděno pomocí počítače z velína stanoviště spolu se sběrem základních dat. Motor je osazen řídicí jednotkou ECM 850 a motorovým svazkem elektroinstalace. Součástí tohoto svazku je i 3pinový diagnostický konektor. Odečet dat z jednotky je proveden přes PC, použitím komerčního softwaru INSITE. Jeho součástí je i adapter INLINE 5, který slouží jako datový převodník. INLINE 5 je s ECM 850 propojen skrze 3-pinový konektor a s počítačem je propojen přes USB kabel.

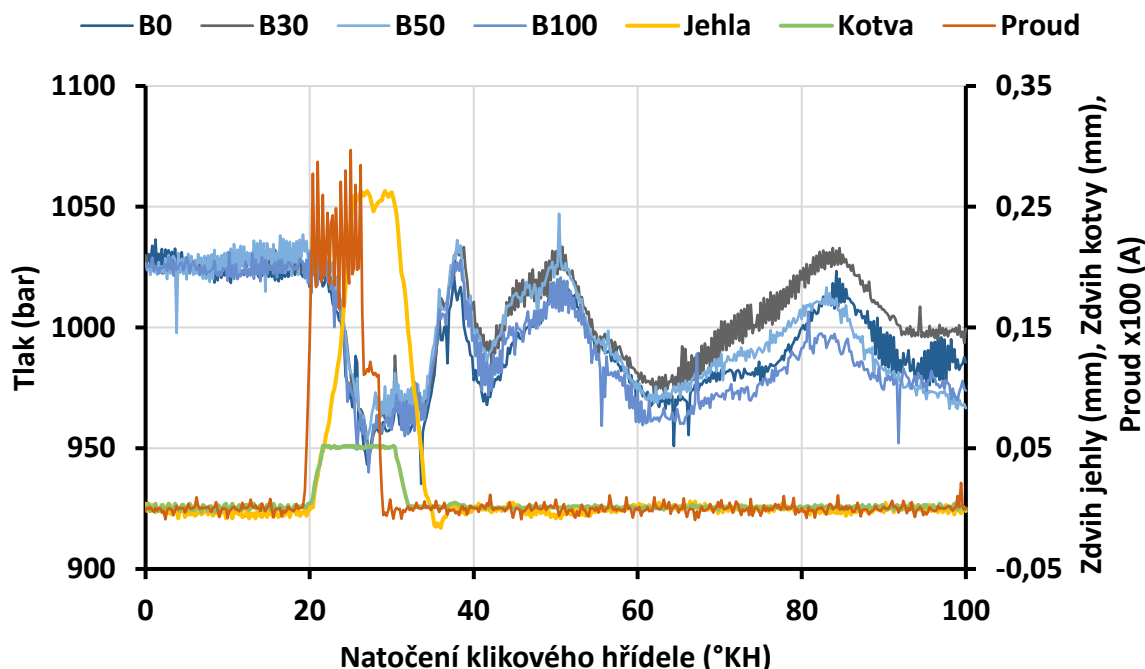


Obr. 81 Pracoviště Motoru Cummins [13]

Bod ESC	Otáčky	Tlak v Railu (bar)	Točivý moment	Dávka paliva (g/cykl)	Tlak ve válci (bar)	Doba vstříku (°KH)
8	1900	1400	670	0,122	164	28
9	1900	1025	177	0,034	104	9

Tab. 3 Vybrané body z 13-ti bodového testu ESC (vlastní zpracování)

Cílem práce bylo experimentálně ověřit vlivy dynamických změn průběhu tlaku paliva před vstupem do injektoru na parametry vstřikovače při neměnných hodnotách nastavení ovládacího napětí a proudu elektromagnetické cívky a vliv bio složky v palivu v koncentracích B0, B30, B50 a B100 na parametry vstřikovače (doba otevření trysky, průběh zdvihu kotvy, dávku paliva a průběhy dynamických tlaků v Railu a na vstupu do vstřikovače), při teplotě paliva v rozmezí 38 - 40 °C v souladu s [2] (strana 23).

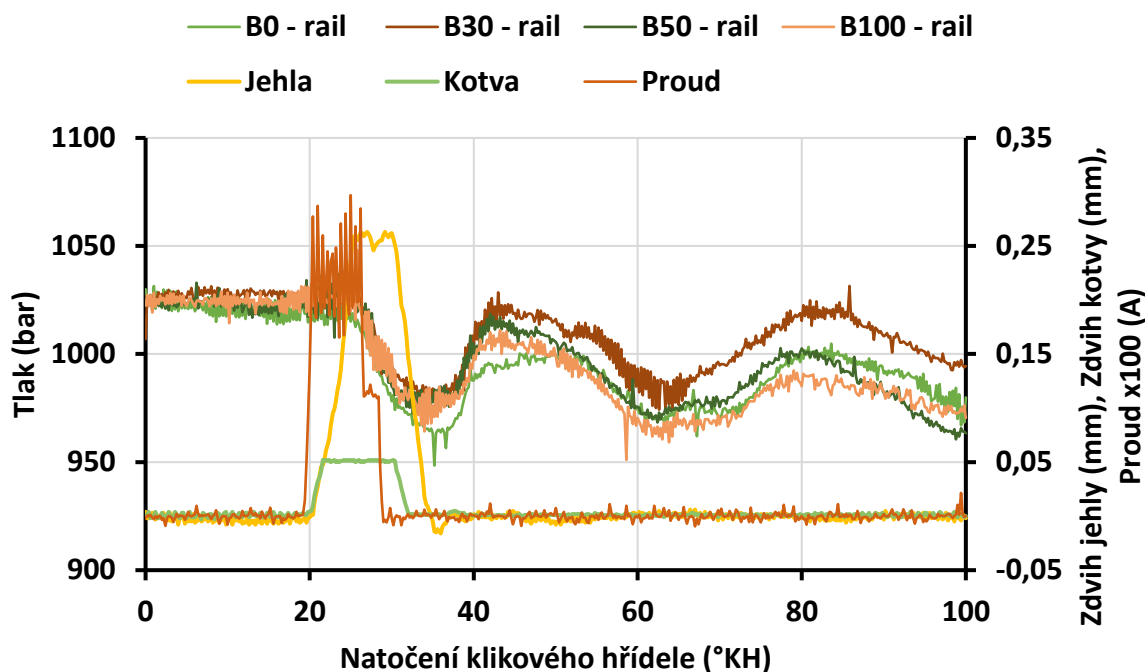


Obr. 82 Průběh dynamických tlaků před vstřikovačem při 9°KH, 1025 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování)

Obrázek 82 ukazuje dynamické průběhy tlaků na vstupu do vysokotlakého vstřikovače pro koncentrace bio složky B0 až B100 doplněný o průběh zdvihu jehly a průběh zdvihu kotvy a aktivací proud elektromagnetického ventilu. Z obrázku je patrný prudký pokles tlaku po otevření trysky vstřikovače a následné rozkmitání tlaků. Doba otevření trysky je 9°KH při 1025 barech a 1900 ot/min. Z naměřených dat je patrné zpoždění mezi přívodem proudu na elektromagnet a otvíráním kuličkového ventilu. Pohyb kuličkového ventilu je svým počátkem shodný se zdvihem jehly. Obdobná analogie platí i při zavírání vstřikovače. Ukončení napájení elektromagnetu doprovází strmý pokles proud až k nule. K uzavírání kuličkového ventilu dochází se zpožděním. Výraznější zpoždění však vykazuje tryska vstřikovače. Z obrázku 80 je tedy zřejmé, že doba otevření trysky je zhruba dvakrát větší než doba aktivace elektromagnetu.



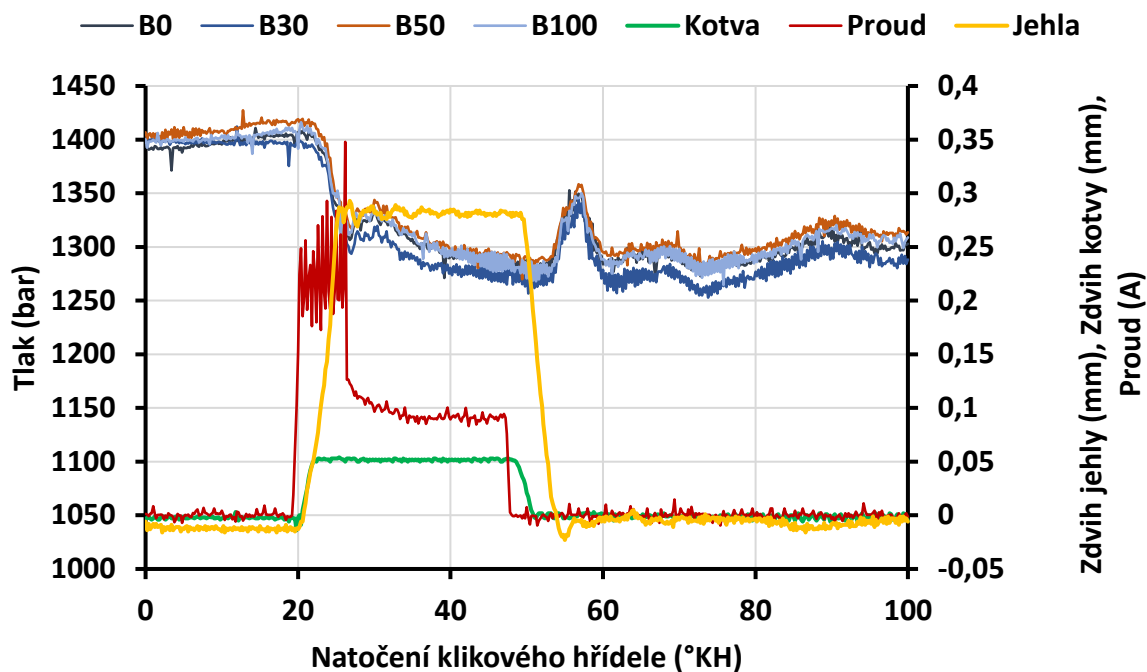
Další obrázek 83 znázorňuje tvorbu rázové vlny v Railu pro stejné nastavení parametrů vstřiku, tj. 9°KH, 1025 bar, 1900 ot/min. K ustálení tlaků na výchozí hodnoty, tj. 1025 barů, dochází po cca 180 °KH.



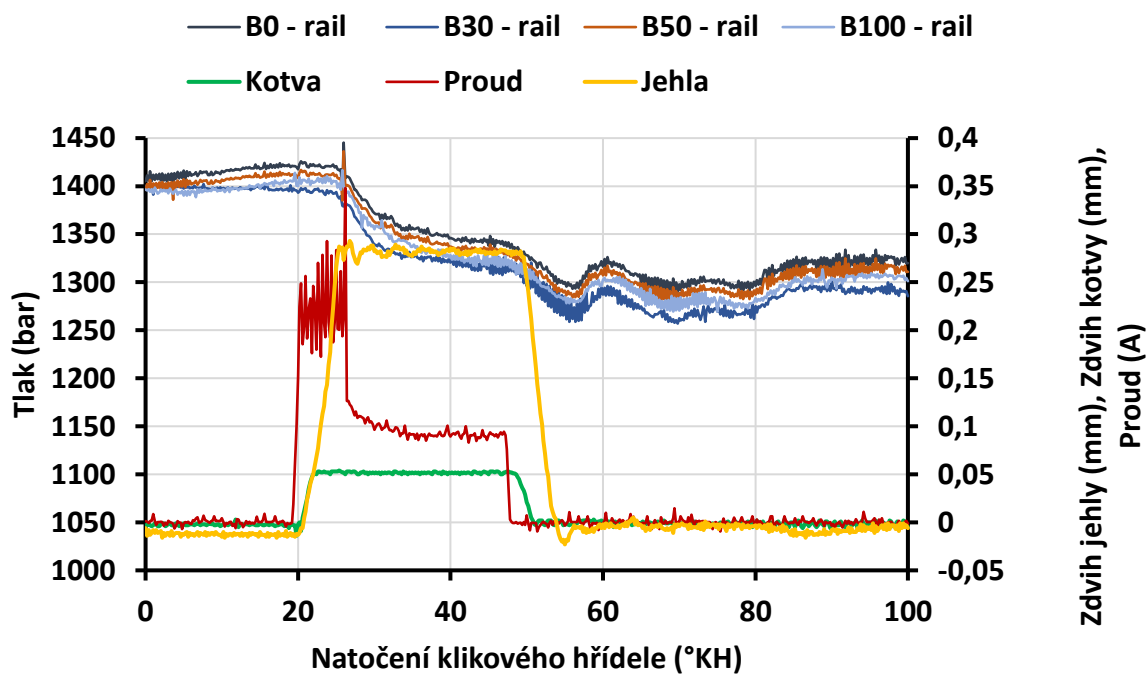
Obr. 83 Průběh dynamických tlaků v Railu při 9°KH, 1025 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování)

Dalším posuzovaným režimem z třinácti bodového testu bylo plné zatížení motoru a to při 1900 ot/min. To odpovídá době otevření trysky vstřikovače 28°KH a vstřikovacímu tlaku 1400 barů v Railu. Následující obrázky (84,85) ukazují průběhy dynamických tlaků a dalších měřených veličin v režimu plného zatížení pro koncentrace bio složky B0 až B100.

Obrázky ukazují chování dynamických tlaků v Railu a před vstřikovačem při nastavené době otevření trysky vstřikovače a 28°KH a tlaku 1400 barů. Při tomto nastavení je dobře viditelný časový posun mezi počátkem přívodu proudu na cívku elektromagnetu a následnou reakcí kotvy, což odpovídá přibližně 1°KH. Časový posun mezi reakcí kotvy a jehly vstřikovací trysky je prakticky zanedbatelný.



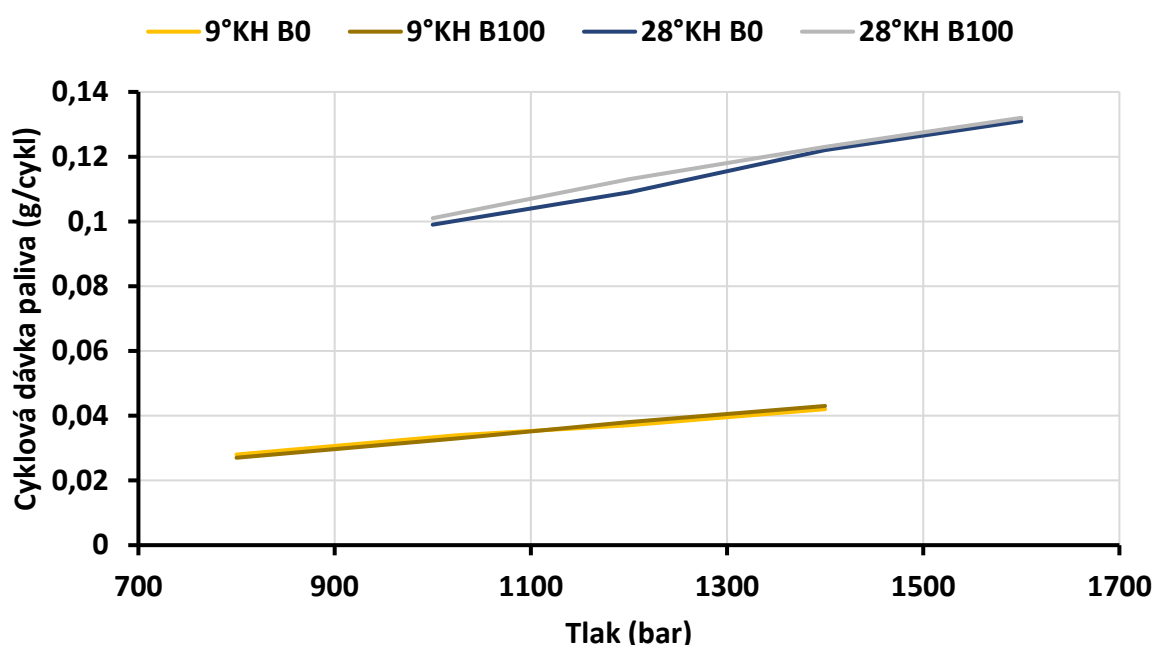
Obr. 84 Průběh dynamických tlaků před vstřikovačem při 28°KH, 1400 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování)



Obr. 85 Průběh dynamických tlaků v Railu při 28°KH, 1400 bar, 1900 ot/min (vlastní zpracování)

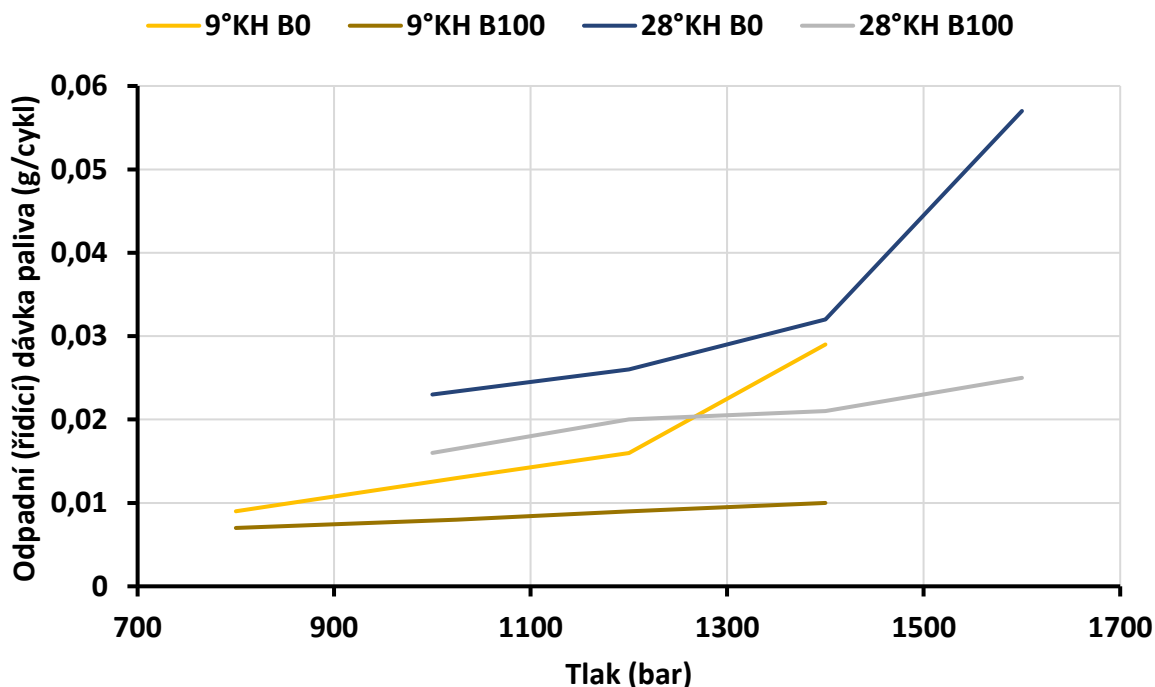


Dalším sledovaným parametrem byla cyklová dávka paliva a odpadní (řídící) dávka vysokotlakého vstřikovače. Množství proteklé přes trysku vstřikovače a kuličku elektromagnetického ventilu je měřeno gravimetricky. Smyslem tohoto měření je posoudit stav vstřikovače z hlediska stability dodávaného množství paliva na cykl a vyjádřit celkovou účinnost a charakteristiku vstřikovače. Pro srovnání byl vybrán poměr mezi čistou naftou (B0) a čistou bio složkou (B100). Následující dva grafy ukazují množství dodávaného paliva přes trysku na jeden cykl (obr. 86) a odpadní množství proteklé přes ventil elektromagnetické cívky zpět do odpadní větve palivové soustavy (obr. 87).



Obr. 86 Porovnání cyklových dávek paliva pro B0 a B100 (vlastní zpracování)

Z obrázků 86 vyplývá minimální vliv bio složky na množství cyklové dávky paliva, a to jak pro nastavení doby otevření vstřikovací trysky 9°KH, tak i 28°KH v celkovém rozsahu a to pro stejné nastavení tlaků a doby otevření vstřikovací trysky. Obrázek 87 pak ukazuje odlišnosti ve hmotnostním průtoku kuličkovým ventilem. Vzhledem k tomu, že nebyl z podrobných měření průběhů zdvihu kotvy a zdvihu jehly pro jednotlivé tlaky zaznamenán jakýkoliv časový rozdíl, nelze proto větší průtok pro naftu přisoudit rozdílné poloze kuličky elektromagnetického ventilu a jehly vstřikovací trysky. Možné vysvětlení může souviset s rozdílnou hustotou pro B0 a B100. Při otevírání kuličkového ventilu je průtok silně škrčen vstupním škrťacím elementem, který je v poměru ploch podstatně menší než celková plocha výtokových otvorů vstřikovací trysky. To má zřejmě za následek přerozdělení průtoků mezi tryskou a kuličkovým ventilem tak, že procentuálně větší podíl celkového vstupního množství paliva do vstřikovače proteče přes otvory vstřikovací trysky. Tyto vlivy budou ještě podrobně zkoumány.



Obr. 87 Porovnání odpadních dávek pro B0 až B100 (vlastní zpracování)

Z naměřených dat vyplývá, že obsah bio složky neovlivňuje časové nastavení vysokotlakého vstřikovače systému Common Rail a nemá ani vliv na charakteristické průběhy dynamických tlaků odpovídajících motorové naftě. Měření sledovaných veličin probíhalo při teplotě paliva v rozmezí 38-40°C a nedá se tedy předpokládat, že při vyšších teplotách by se chování systému z hlediska průběhu dynamických tlaků a časových hodnot nastavení vstřikovače dále významně měnilo. Dalším cílem práce bylo ověřit možnosti snímání pohybu kotvy elektromagnetické cívky a následně tak stanovit reakční prodlevy jednotlivých dílů vstřikovače a to jak při samotné aktivaci elektromagnetu, tak při zavírání trysky vysokotlakého vstřikovače. Měření neprokázalo jakoukoliv časovou odlišnost mezi čistou motorovou naftou a jakoukoliv použitou koncentrací bio složky.



## 5. Tvorba vlastního matematického modelu

Součástí mé práce je vytvoření matematického modelu odpovídajícího zjednodušenému fyzikálnímu modelu palivové soustavy Common Rail instalované na zkušební stanici. Následně je provedeno jeho naladění tak, aby vybrané měřené veličiny odpovídaly experimentálně zjištěným datům palivové soustavy.

Na matematickém modelu bude možné detailně porozumět dějům probíhajícím ve vstřikovači a s jehož pomocí bude možné posoudit vliv změn fyzikálních vlastností paliva a případných geometrických úprav na funkci vstřikovače. Model palivové soustavy je vytvořen v prostředí simulačního softwaru MATLAB Simulink, nadstavba Simscape, která umožňuje modelaci hydraulických soustav.

### 5.1 Vstupní veličiny

Matematický model je tvořen tak, aby co nejlépe popisoval chování reálné soustavy. Z důvodu absence výkresové dokumentace samotného vstřikovače nejsou známy některé geometrické a průtokové parametry palivového systému. K nalezení jejich hodnot blízkých se skutečnosti bylo zapotřebí, použít experimentálně zjištěných dat a na jejich základě provést ladění modelu s cílem zajištění nejlepší možné shody s fyzickou soustavou. Za tímto účelem byla použita data získaná z reálných měření na zkušební stanici. Konkrétně byly jako kontrolní veličiny použity průběhy tlaku v přívodním potrubí ke vstřikovači, průběhy tlaku v Railu, průběh zdvihu kotvy, průběh zdvihu jehly a průběh proudu přiváděný na cívku vstřikovače.

### 5.2 Obecná zjednodušení výpočtového modelu

V následujících bodech jsou uvedena obecná zjednodušení týkající se celého modelu

- Součásti palivového systému jsou považovány za dokonale tuhé a to i ty, o nichž víme, že podléhají deformaci,
- Teplota v paliva a dalších součástí je považována za konstantní,
- Klidový stav soustavy na počátku simulace,
- Omezení na modelování pouze jednoho vstřikovače připojeného do Railu

Vzhledem k hodnotám objemové pružnosti uvažovaného paliva (motorová nafta), které jsou o dva řády nižší než u oceli, uvažuji všechny součásti vstřikovače za dokonale tuhé v souladu s [16]. Výjimku by pak měli tvořit součásti posuvové skupiny, tedy jehla vstřikovací trysky, distanční váleček a řídicí píst. Při zatížení maximální tlakem paliva tvoří součet jejich deformace i několik setin milimetru.





Z měření na zkušební stanici vyplynula celková deformace cca 0,05 mm. Při zdvihu řídicí tyče 0,25 mm může být tedy chyba simulace cca 20%. Míra reálné deformace řídicích členů se dá určit v jistém zatíženém stavu metodou konečných prvků. Z těchto hodnot se dopočítají odpovídající tuhosti jednotlivých dílců, se kterými by bylo možno kalkulovat při stavbě modelu. Vzhledem k tomu, že do modelu je možné zadávat reálné hmotnosti prvků a symbolem odpružené hmoty i jejich tuhost je nutné připojit i odpovídající hodnotu tlumení. Velikost poměrného útlumu pro ocel se pohybuje v hodnotách 0,01 až 0,02, součinitel útlumu lze vypočítat podle [16]



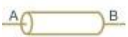



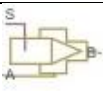
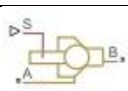
$$b = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{M_i + M_{i+1}} \quad (22)$$

Při uvažování výše uvedených předpokladů lze očekávat, že velikost součinitele tlumení  $b$  bude řádově v tisícinách  $N \cdot s \cdot m^{-1}$ . Za předpokladu, že velikosti vzájemných rychlostí se pohybují v jednotkách metrů, budou velikosti tlumících sil maximálně v setinách Newtonů. V porovnání s tlakovými dynamickými silami nabývajících hodnot stovek newtonů jsou síly vyvolané útlumem v posuvné skupině plně zanedbatelné [16]. Pokud by model uvažoval jednotlivé tuhosti řídicích členů bez zadané hodnoty tlumení celá soustava by se rozkmitala a došlo by k významnému zkreslení výsledků. Z výše uvedeného je patrné, že v reálném vstřikovači nedochází k tlumení posuvných hmot vlivem vlastností materiálu ale nejspíše k tlumení okolní kapalinou a to zejména v třecích plochách uložení jednotlivých dílců. Zanášet do modelu vlivy viskozity a hodnoty kapaliny v kontextu s útlumem kmitání řídicích prvků by bylo velice komplikované a z větší části by se zakládalo na kvalifikovaném odhadu potřebných koeficientů. Výsledkem by pak mohli být výsledky neporovnatelné s reálným měřením. Z těchto důvodů, uvažuji celou soustavu za dokonale tuhou. Dalším parametrem ovlivňujícím výsledky je ztrátové teplo na vstřikovací soustavě. Při průchodu paliva dochází v reálné soustavě ke změnám teploty paliva vlivem průchodu přes škrťící prvky a části přicházející do kontaktu s okolím. Stanovení tepelného toku na jednotlivých prvcích by bylo poměrně obtížné a pro uvažované palivo nejsou jejich fyzikální vlastnosti výrazně závislé na teplotě. Lze tedy přijmout zjednodušení celé modelace a neuvažovat vliv teploty. Tu pro svůj model považuji za konstantní. Při tvorbě modelu uvažuji celou soustavu, tak jak byla instalována na zkušební stanici a to pouze s jedním vstřikovačem. Ostatní vývody z Railu byly zaslepeny. Z průběhu tlaků v [14] vyplývá, že časový rozestup je dostatečný pro útlum tlakových pulzací vzniklých při vstřikování a že zásobník paliva velmi výrazně tlumí tlakové špičky generované vysokotlakým čerpadlem. Nedojde tedy ke zkreslení, bude-li soustava brána na počátku simulace jako ustálená [16]. V rámci jednotlivých částí modelu byla rovněž přijata určitá zjednodušení, která jsou vždy popsána v jim věnovaných částech popisu.

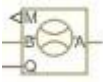





### 5.3 Seznam prvků použitých v modelu



Symbol	Název	Popis funkce
	Hydraulic Reference	Nádrž s atmosférickým tlakem
	Constant Volume Hydraulic Chamber	Komora s konstantním objemem
	Hydraulic Pipeline	Parametrizované potrubí
	Constant Area Hydraulic Orifice	Škrtící prvek (dýza)
	Hydraulic Fluid	Zadává parametry paliva
	Hydraulic Pressure Source	Zdroj tlaku (vysokotlakové čerpadlo)
	Needle Valve	Jehlový ventil
	Ball Valve	Kuličkový ventil

Tab. 4 Hydraulické prvky použité v modelu (vlastní zpracování)


Symbol	Název	Popis funkce
	Hydraulic Flow Rate Sensor	Snímač průtoku
	Hydraulic Pressure Sensor	Diferenční snímač tlaku

Tab. 5 Hydraulické měřicí prvky použité v modelu (vlastní zpracování)



Symbol	Název	Popis funkce
	Mechanical Translational Reference	Pevná vazba pro mechanické prvky
	Mechanical Translational Mass	Určuje hmotnost jednotlivých komponent

Tab. 6 Mechanické prvky použité v modelu (vlastní zpracování)

Symbol	Název	Popis funkce
	Simulink PS - Converter	Umožňuje matematickou vazbu mezi prostředím simulink a Simscape

Tab. 7 Prvky interakce mezi prostředím Simulink a Simscape (vlastní zpracování)

Symbol	Název	Popis funkce
	Solver Configuratin	Konfigurační nastavení výpočtu Simscape
	Pulse Generátor	Generátor pulzů přiváděných na kotvu vstřikovače
	Sine Wave	Generuje průběh tlaku vysokotlakého radiálního čerpadla
	Transfer FNC	Zpoždění prvního řádu
	Scope	Zobrazuje požadované veličiny

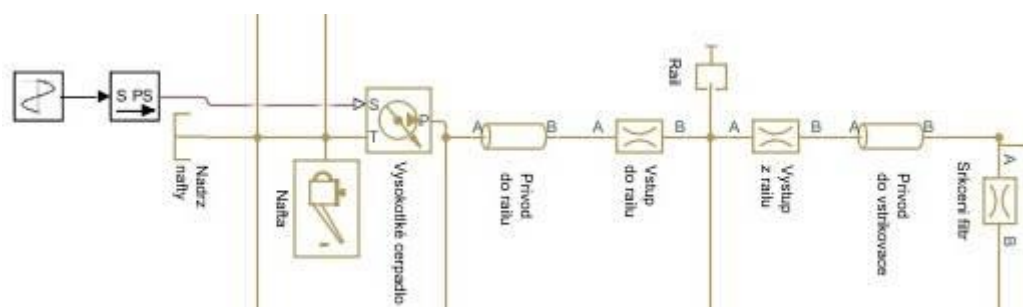
Tab. 8 Prvky řízení a zpracování signálu (vlastní zpracování)



## 5.4 Popis matematického modelu

### 5.4.1 Palivový systém před vstřikovačem

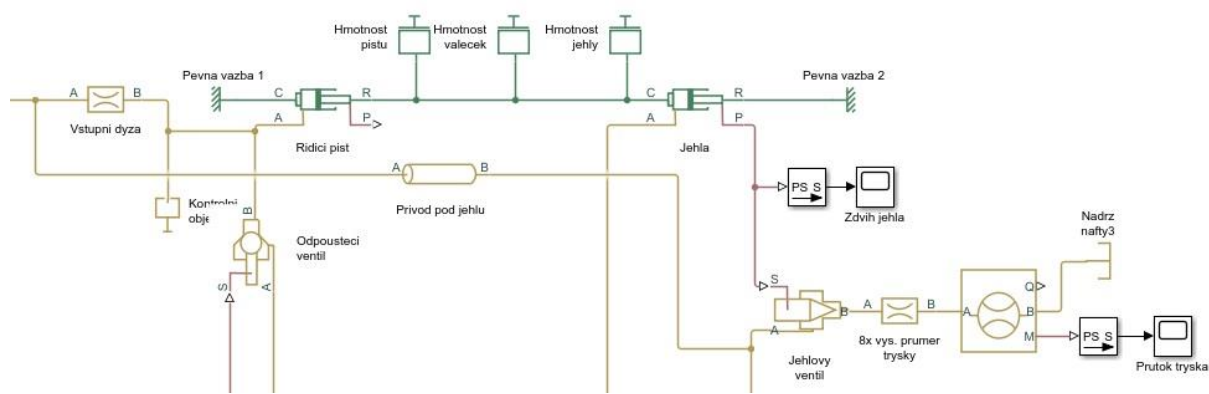
V reálném systému zkušební stanice je palivo nasáváno nízkotlakým čerpadlem z palivové nádrže a přes potřebnou filtraci je pod tlakem 5 bar přiváděno do vysokotlakého čerpadla. Vzhledem k tomu, že podávací čerpadlo nemá na vstřikovací proces žádný vliv v modelu není uvažováno. Palivo je následně stlačováno třípístkovým radiálním čerpadlem na požadovanou hodnotu která může v systému být až 1800 barů. Odtud je fretážovaným potrubím dopravováno do Railu. V přípojovacím prvku potrubí a Railu je obsažena škrťící dýza o průměru 0,8 mm, která přispívá k tlumení tlakových rázu od vysokotlakého čerpadla. Rail o objemu 15,7 cm<sup>3</sup> funguje jako před zásobník stlačeného paliva a zároveň jako absorber rázových vln, vznikajících při otvírání a zavírání vstřikovače. Na výstupu z Railu do napájecího potrubí pro vstřikovač je opět umístěno škrtení o průměru 0,8 mm. Vytvoření části modelu před vstřikovačem obrázek 89 zahrnuje všechny prvky potřebné k detailnímu matematickému popisu funkce. Pro přesný výpočet je nutné znát průběhy tlaku na výstupu z vysokotlakého čerpadla. Pro zjednodušení modelu je průběh nahrazen matematickou funkcí se sinusovým charakterem, kde je zadáván offset jako střední hodnota tlaku a amplituda tlaku která simuluje rozkmitání tlaku při stlačování paliva čerpadlem. Ta byla nastavena na 25 barů. Tlak vstupující do soustavy tedy není považován za konstantní.



Obr. 89 Modelové schéma palivové soustavy před vstřikovačem (vlastní zpracování)

## 5.4.2 Vstřikovač

Druhá část matematického modelu (obr. 90) se pro svoji složitost dá rozdělit do dvou částí. Jedná se o část hydraulickou a část mechanickou. Mechanická část obsahuje prvky určující hmotnosti jednotlivých akčních členů a dva mechanické válce určující parametry řídicí skupiny vstřikovače. (označeno zelenou barvou) Hydraulická část vstřikovače pak zahrnuje prvky vedení paliva, jejich škrcení, kontrolní objem, odpouštěcí ventil a trysku vstřikovače. (označeno žlutou barvou).



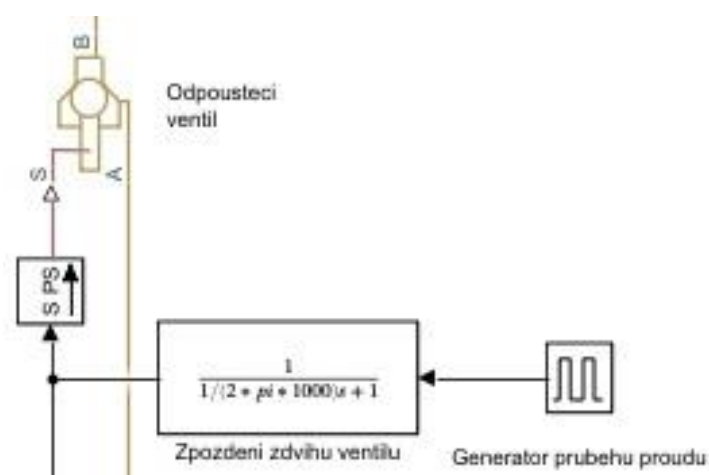
Obr. 90 Modelové schéma vstřikovače paliva (vlastní zpracování)

Palivo pod vysokým tlakem prochází přes škrtící dýzu a plní tak kontrolní objem. Současně je přiváděno prvkem „přívod paliva pod jehlu“ až k samotné trysce vstřikovače. Kontrolní objem má zadávací hodnotu objemu 10,3 mm<sup>3</sup> a škrtící dýza na vstupu pak průměr 0,25 mm a doporučený součinitel průtoku 0,7 (-). Prvek „přívod paliva pod jehlu“ určuje parametry přívodního kanálu vrtaného v tělese vstřikovače. Zadávané parametry jsou délka 80 mm, průměr 2,3 mm a součinitel průtoku pro ideálně hladké potrubí 64 (-). Palivo je přiváděno tímto kanálem do vstřikovací trysky, která je zde vyjádřena prvkem „jehlový ventil“. Zadávacími parametry jehlového ventilu je průměr v místě dosedací plochy jehly 3,2 mm, úhel jehly 60°, a doporučený průtokový součinitel 0,7 (-). Ten je ovládán prvkem „jehla“ a udává tak hodnotu zdvihu jehly, který podle výrobce činí 0,25 mm. Do modelu bude zadána hodnota z experimentálně získaných dat, tedy 0,3 mm. (vysvětlení, strana 31). Posun jehly trysky závisí na odpouštění paliva z kontrolního objemu přes prvek „odpouštěcí ventil“. Zadávané parametry odpouštěcího ventilu jsou zdvih 0,05 mm, průměr těsnící kuličky 1,4 mm, úhel sedla kuličky 135°, průměr škrtící dýzy ventilu 0,3 mm a doporučený součinitel průtoku 0,7 (-). Tryska vstřikovače obsahuje 8 výtokových otvorů, jejich průměr byl stanoven na 0,185 mm. Tyto parametry prezentuje prvek „8x výs. průměr trysky“.



Posuvová skupina je tvořena třemi hmotami. Jedná se o jehlu vstřikovače o hmotnosti 3,24 g, distanční váleček 1,48 g a řídicí píst s hmotností 6,69 g. Jak již bylo zmíněno všechny členy posuvové skupiny považují za dokonale tuhé. Posuvová skupina obsahuje tlačnou pružinu s tuhostí  $k = 32,34 \text{ N/m}$  a předpětím 1 mm. Její vyvozovaná síla na jehlu je 42N. Vzhledem k tomu, že pružina plní pouze funkci dotlaku jehly při startu spalovacího motoru kde je nutné, aby jehlový ventil byl dokonale uzavřen i při nulovém tlaku a její velice malé vyvozované síle ji pro svůj model neuvažují z důvodu zjednodušení. Hlavní poměr sil zde tvoří vysoký tlak působící na jednotlivé komponenty vstřikovače. Vyvozené síly dosahují mohou dosahovat až 2400N.

Ovládání kuličkového ventilu obr. 91 bylo realizováno pomocí prvku „generátor průběhu proudu“ a jeho následnou matematickou úpravou prvkem „zpoždění cívkou“. Generátor pomocí nastavování hodnot amplitudy určuje zdvih kuličkového ventilu, tedy 0,05 mm a pomocí funkce periody a její procentuální hodnotě určuje dobu impulzu přiváděného proudu na elektromagnetickou cívku vstřikovače. Protože z měřených dat na zkušební stanici vyplývá, že zdvih ventilu není skokový a obsahuje tedy náběžnou hranu, sestupnou hranu a zpoždění počátku otvírání kuličkového ventilu byla do procesu výpočtu zdvihu vložena matematická funkce určující toto zpoždění a to na hodnotu 1ms pomocí prvku „zpoždění zdvihu“.

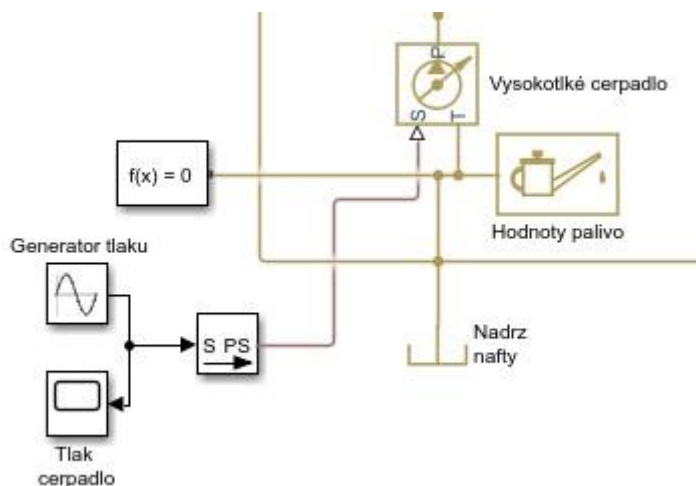


Obr. 91 Schéma modelu ovládání odpouštěcího ventilu (vlastní zpracování)



### 5.4.3 Nastavování a průběh vstupního tlaku

Pro realizaci vstupního tlaku obr. 92 v matematickém modelu byl vybrán prvek nekonstantního zdroje tlaku. Jeho průběh je nastavován pomocí prvku „generátor tlaku“ jako sinusový průběh s amplitudou 25 bar a s možností nastavení libovolné hodnoty tlaku pro celý matematický model.



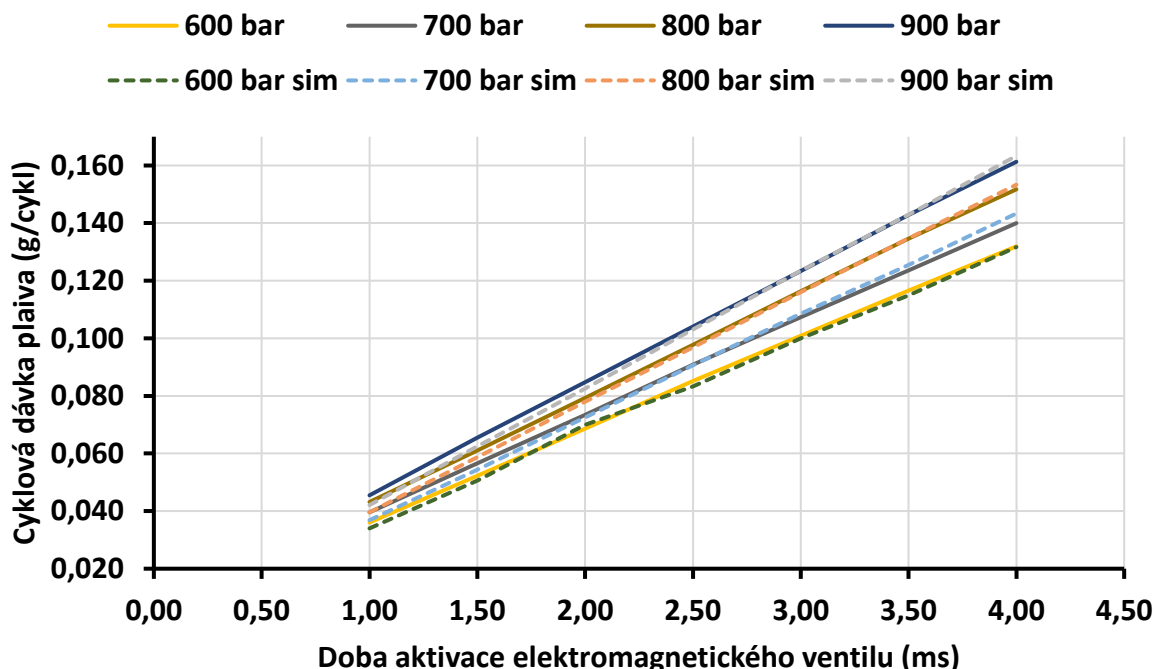
Obr. 92 Schéma modelu zdroje tlaku paliva (vlastní zpracování)

## 5.5 Výsledky matematické simulace

### 5.5.1 Porovnání cyklových dávek paliva

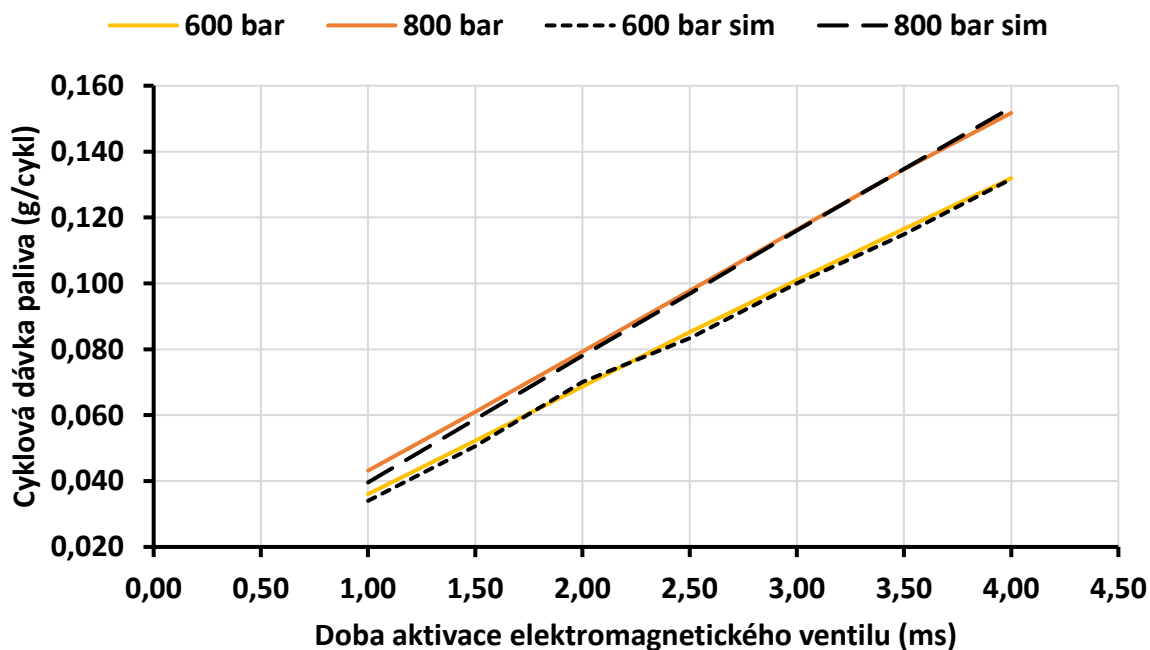
Následující kapitoly ukazují obrázky porovnání experimentálně získaných dat cyklových a odpadních dávek paliva s výpočtem matematické simulace v programu Matlab Simscape. Zjišťované dávky paliva byly měřeny v rozmezí tlaku a 600 až 900 barů. Hodnoty doby aktivace elektromagnetického ventilu se pohybovaly v rozmezí 1 až 4 ms, přičemž krok nastavení byl 0,5 ms. Do matematického modelu byly zadány stejné požadavky na tlak a dobu aktivace elektromagnetického ventilu.



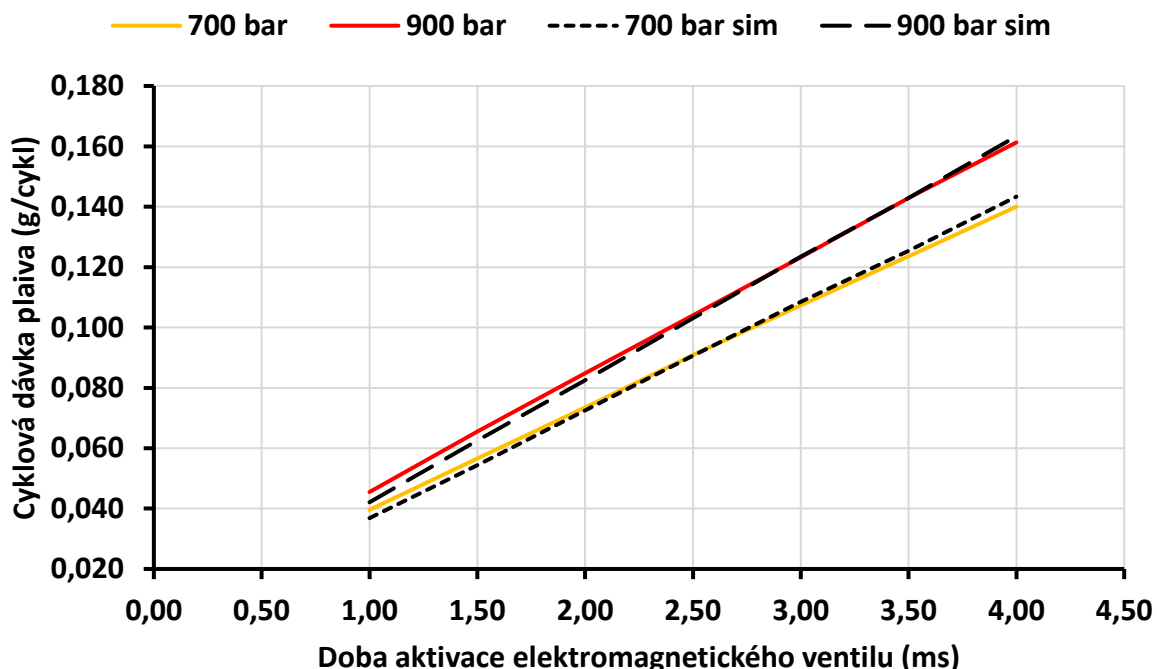


Obr. 93 Průběhy cyklových dávek paliva (vlastní zpracování)

Obrázek 93 ukazuje průběhy cyklových dávek v závislosti na čase otevření elektromagnetického ventilu a tlaku paliva nastávaném v systému. Uvedené průběhy jsou jak pro experimentálně získaná data tak pro data simulovaná data v programu Matlab Simscape. Následující obrázky pak znázorňují detailní porovnání mezi reálnými daty a simulací.



Obr. 94 Detailní průběhy cyklových dávek pro hodnoty tlaků 600 a 800 barů (vlastní zpracování)

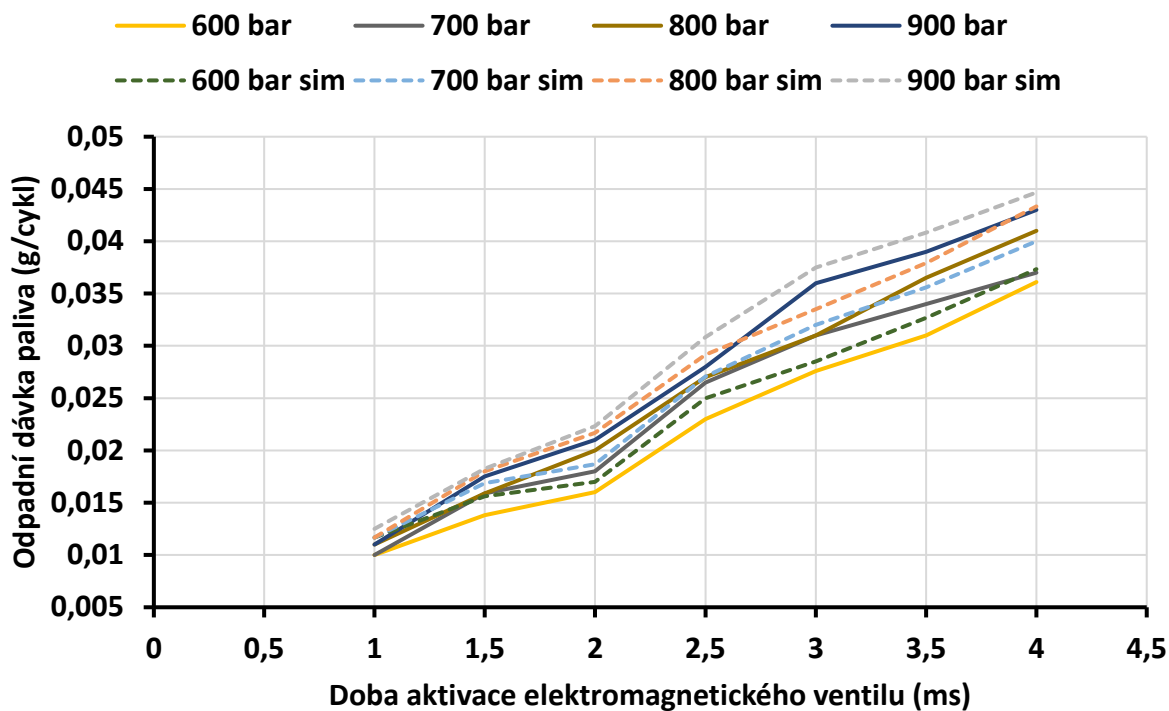


Obr. 95 Detailní průběhy cyklových dávek pro hodnoty tlaků 700 a 900 barů (vlastní zpracování)

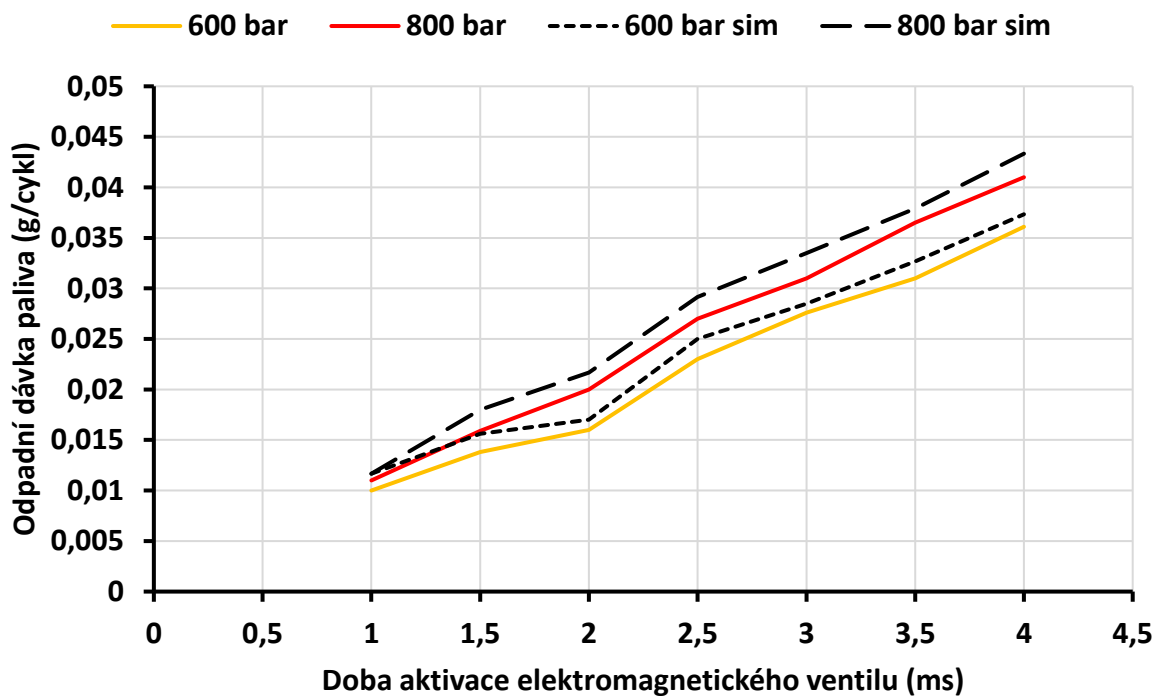
Průběhy cyklových dávek (obr. 94, 95) paliva vykazují velmi dobrou shodu mezi experimentálně získanými daty a simulací a to v celém zkoumaném úseku. Největší odchylku lze pozorovat po tlak 800 barů a nastavení aktivace ventilu 1 ms. Hodnota odchylky je cca 3,5 % což považuji za vynikající výsledek. Matematický model v tomto ohledu vykazuje dobrou shodu s experimentálními daty fyzikálního modelu.

### 5.5.2 Porovnání odpadních dávek paliva

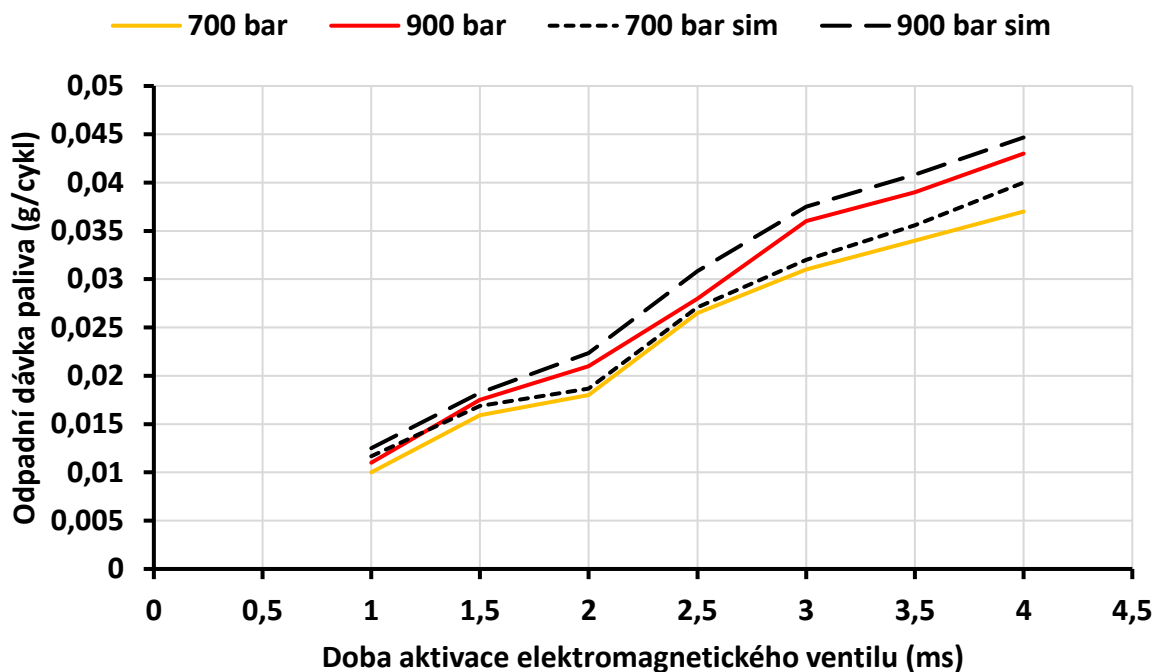
Následující obrázky zobrazují porovnání odpadních (řídících) dávek paliva protékajících kuličkovým ventilem po dobu jeho aktivace. Hodnoty těchto dávek určují míru hospodárnosti provozu daného vstřikovače.



Obr. 96 Průběhy odpadních dávek paliva (vlastní zpracování)



Obr. 97 Detailní průběhy odpadní dávky pro 600 a 800 barů (vlastní zpracování)

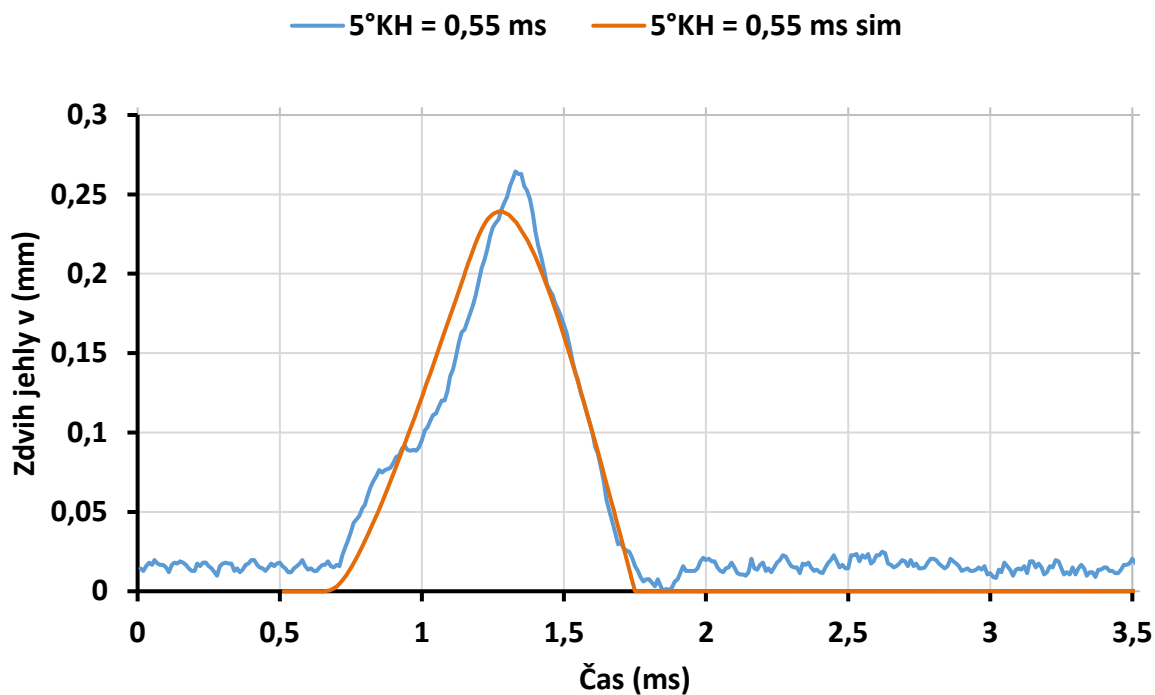


Obr. 98 Detailní průběhy odpadní dávky pro 700 a 900 barů (vlastní zpracování)

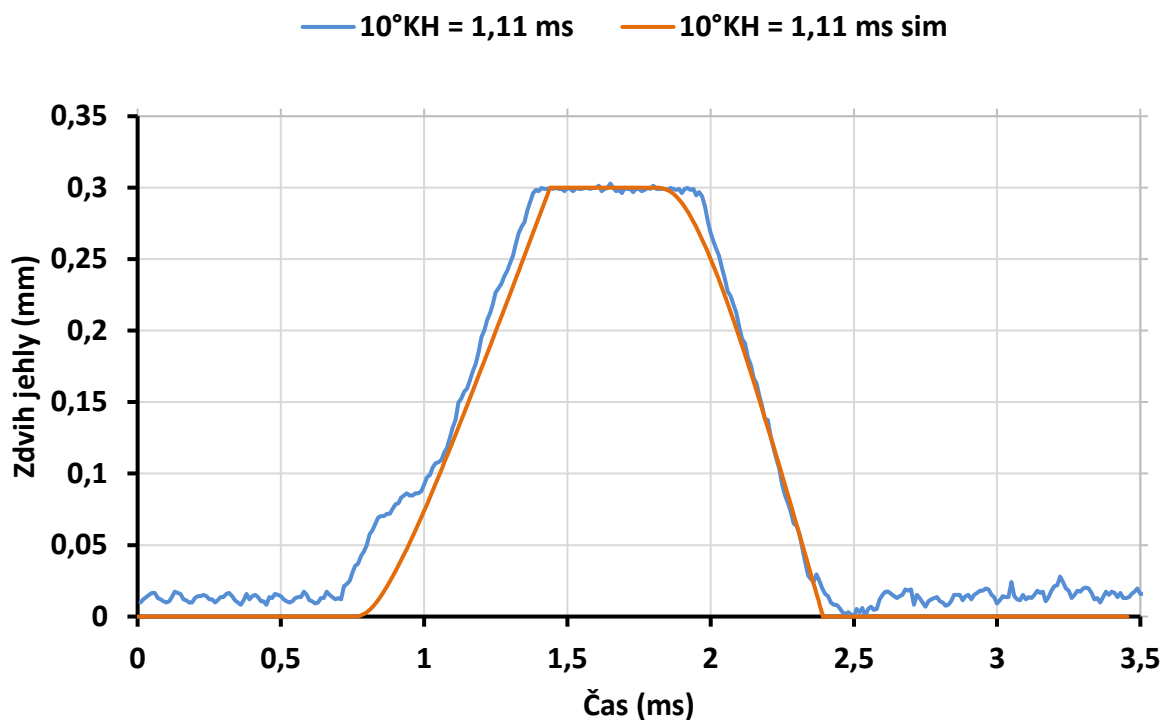
Průběhy odpadních dávek paliva vykazují odchylky mezi experimentálně získanými daty a simulací a to v celém zkoumaném úseku. Největší odchylku lze pozorovat opět pro tlak 800 barů a to v celém rozsahu aktivace elektromagnetického ventilu. Největší hodnotu odchylky lze pozorovat pro nastavení doby aktivace 3 ms a to cca 10%. I pro hodnoty odpadních dávek vykazuje matematický model dobrou shodu výsledků.

### 5.5.3 Porovnání průběhů zdvihu jehly

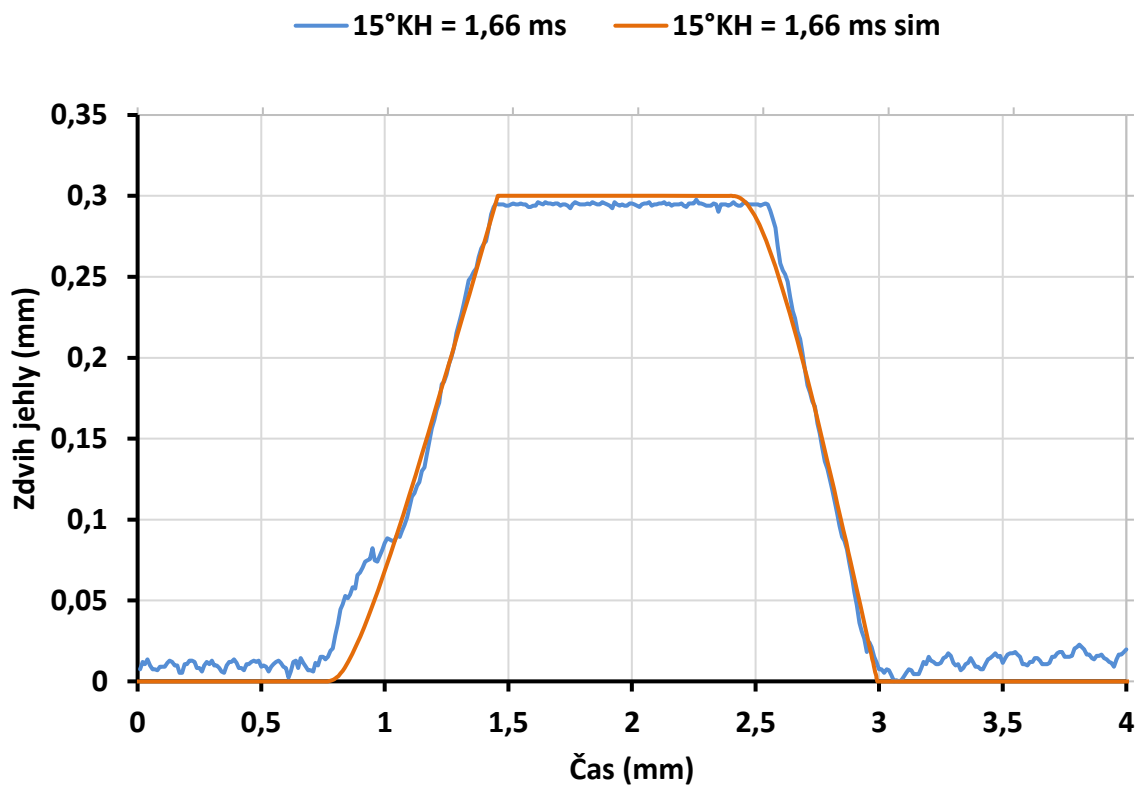
Následující kapitola ukazuje výsledky porovnání zdvihu jehly v závislosti na době otevření ventilu a tlaku paliva. Jednotlivé nastavení doby otevření ventilu bylo zkoumáno v závislosti na tlaku a to pro hodnoty 700, 1000, 1300 a 1600 barů. Zkoumané hodnoty doby aktivace elektromagnetického ventilu byly stanoveny v závislosti na natočení KH a to pro hodnoty 5, 10 a 15 °KH. Pro nastavené simulované otáčky motoru na zkušební stanici vyplynuly i časové úseky aktivace elektromagnetického ventilu, které nabývají hodnot 0,55 ms, 1,11 ms a 1,66 ms.



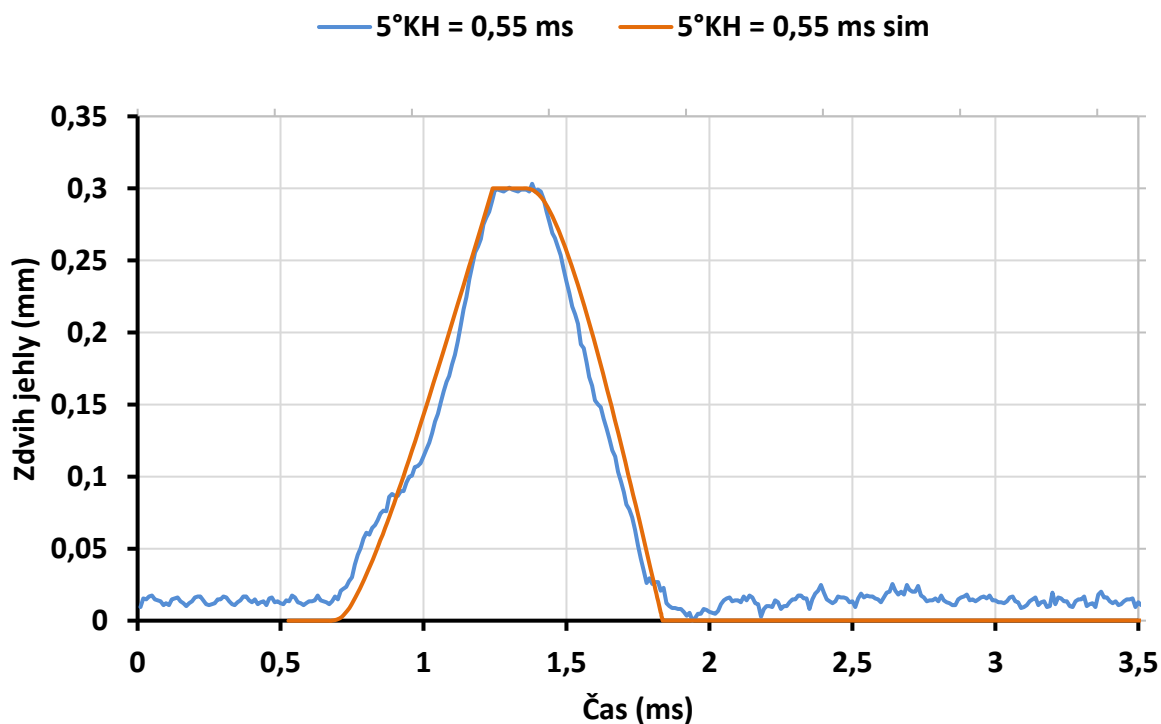
Obr. 99 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování)



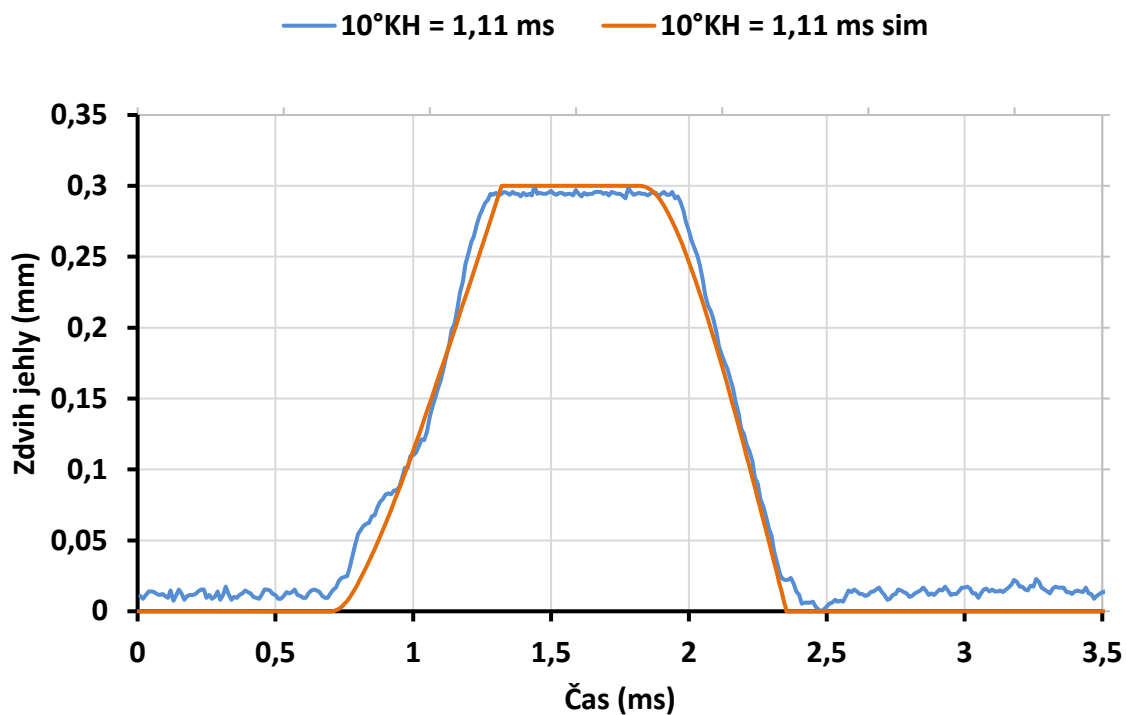
Obr. 100 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování)



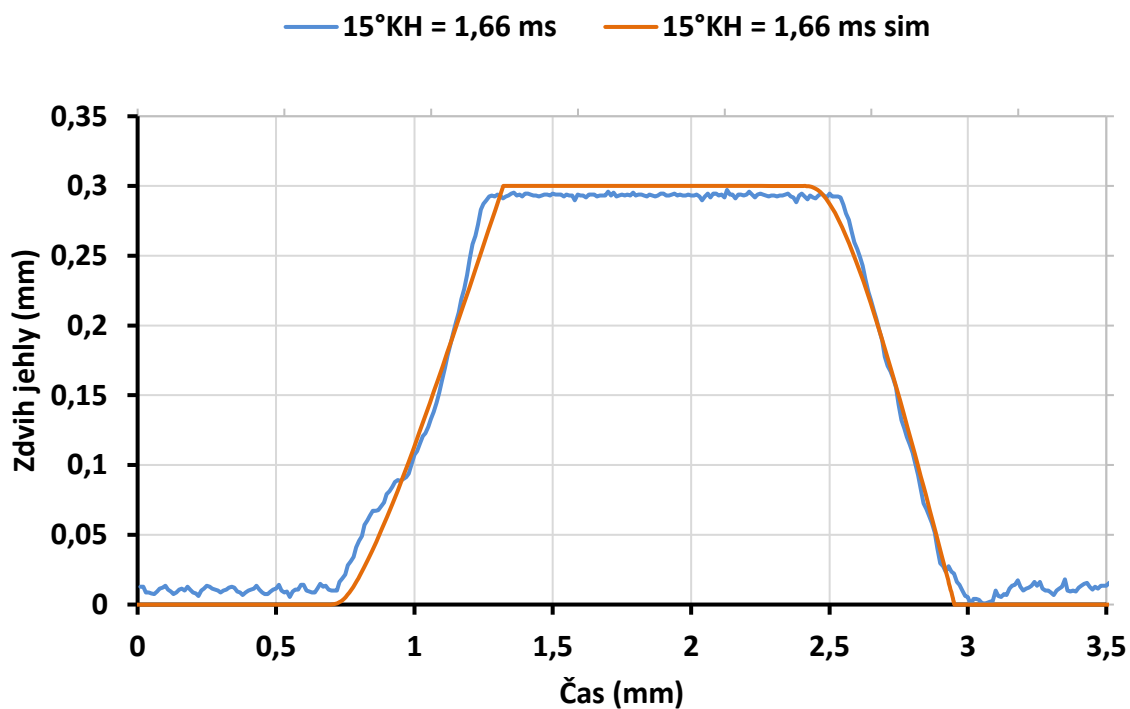
Obr. 101 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 700 barů (vlastní zpracování)



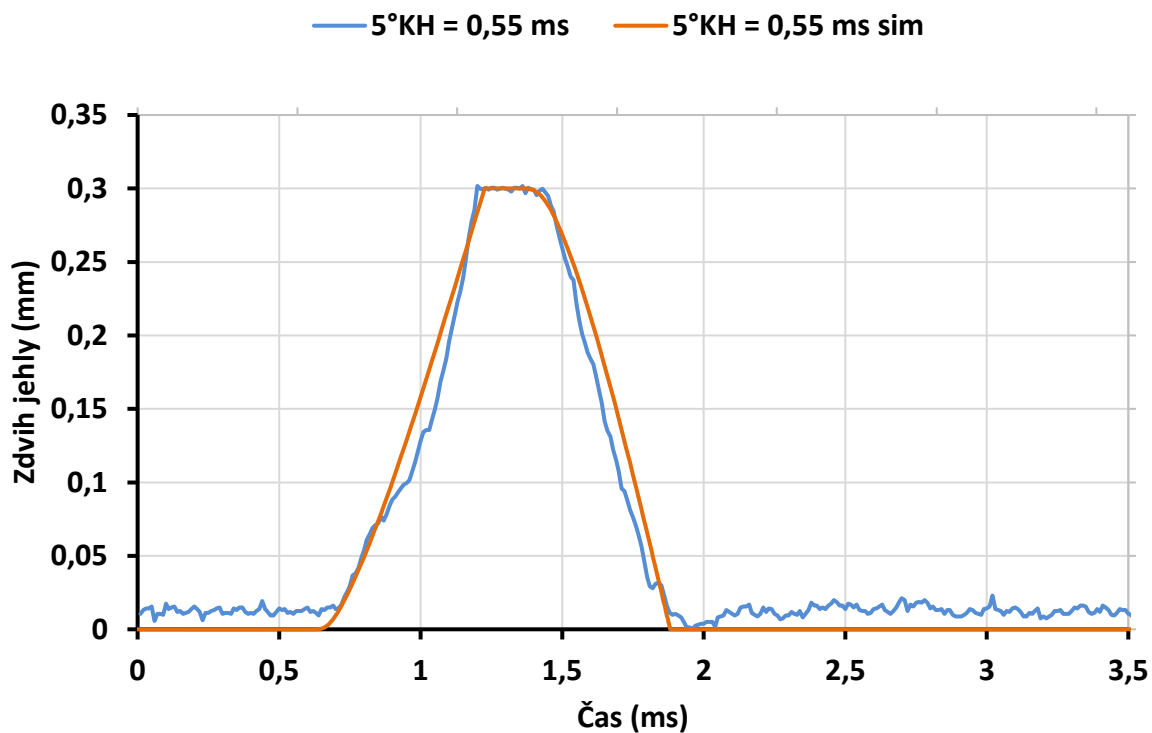
Obr. 102 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování)



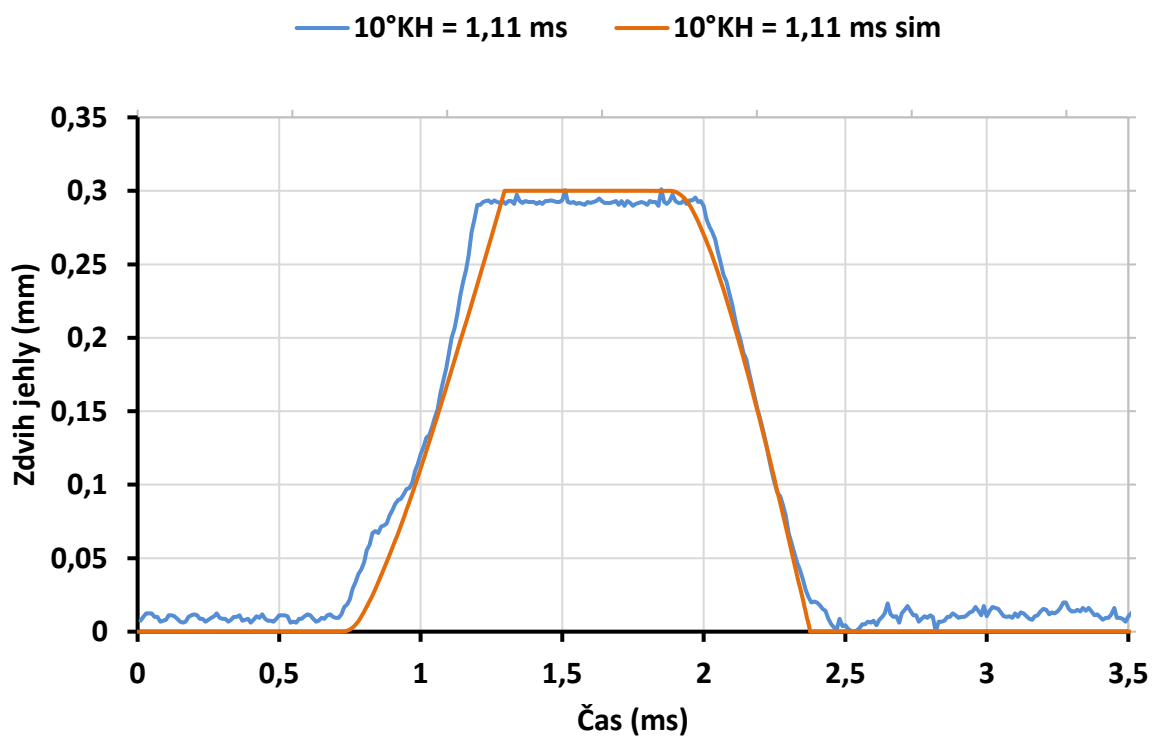
Obr. 103 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování)



Obr. 104 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1000 barů (vlastní zpracování)

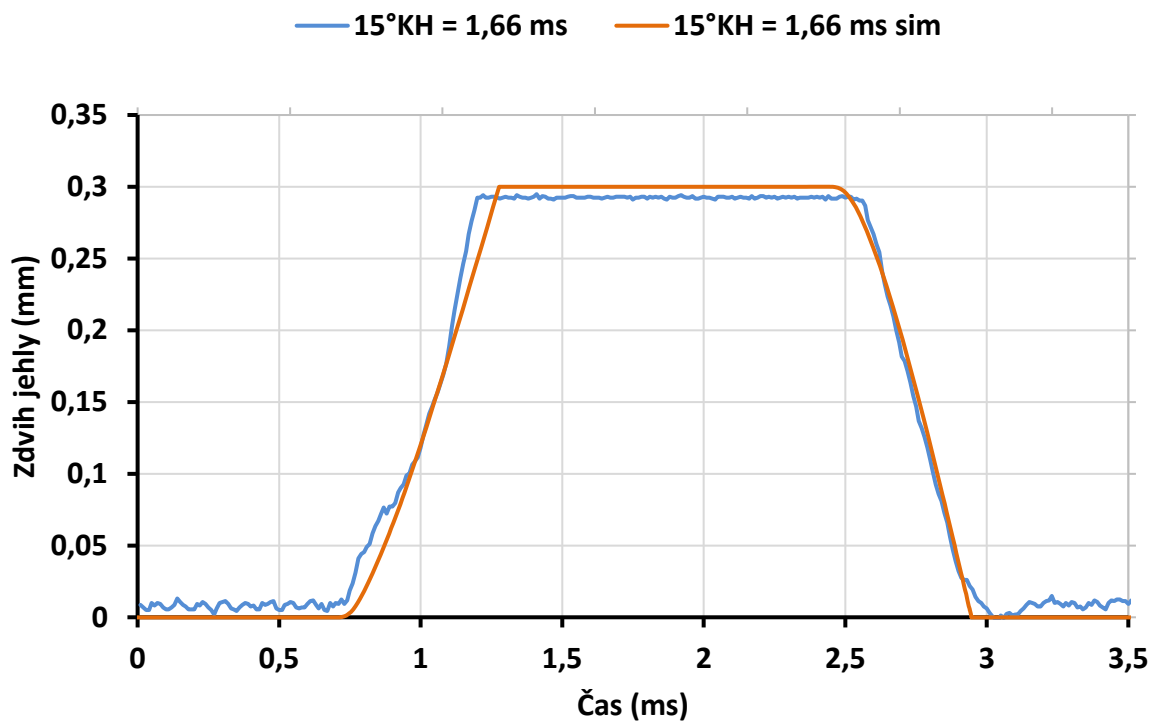


Obr. 105 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování)

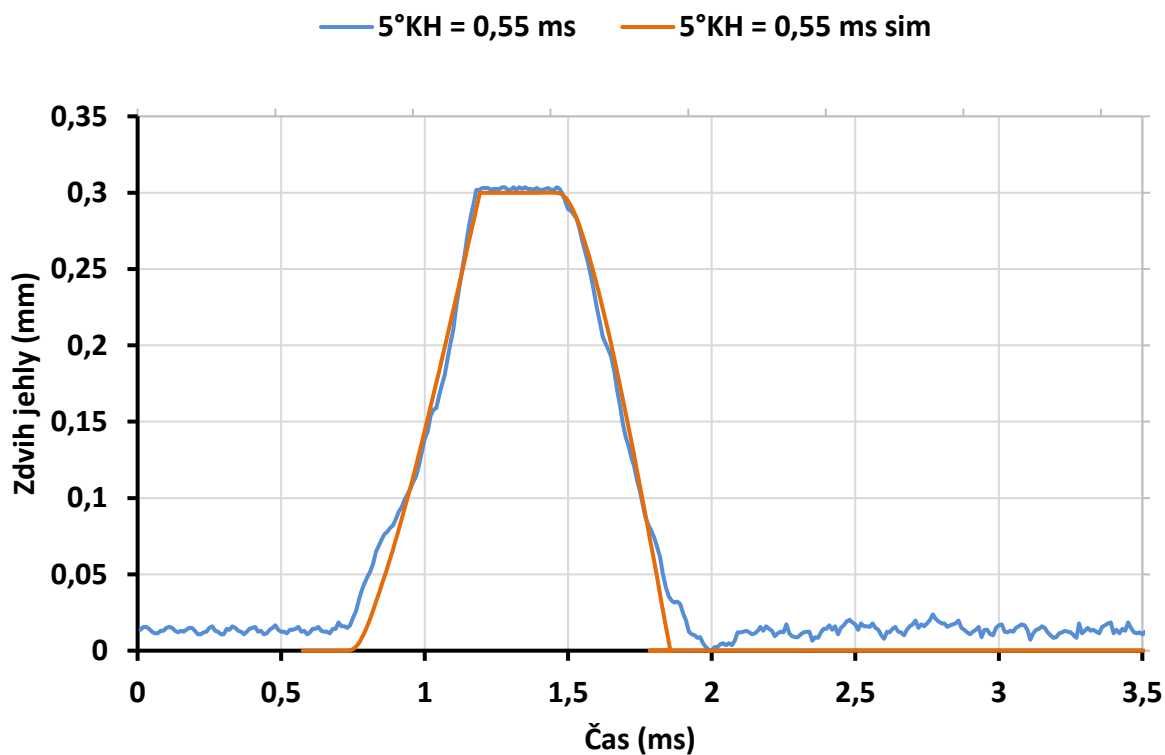


Obr. 106 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování)

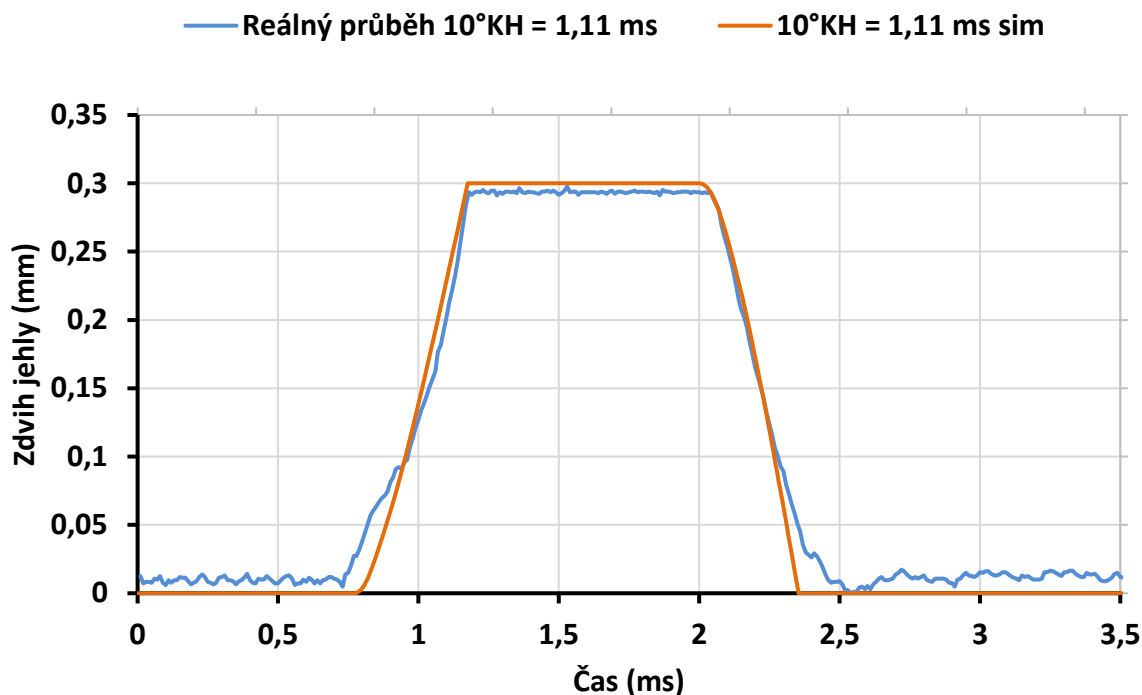




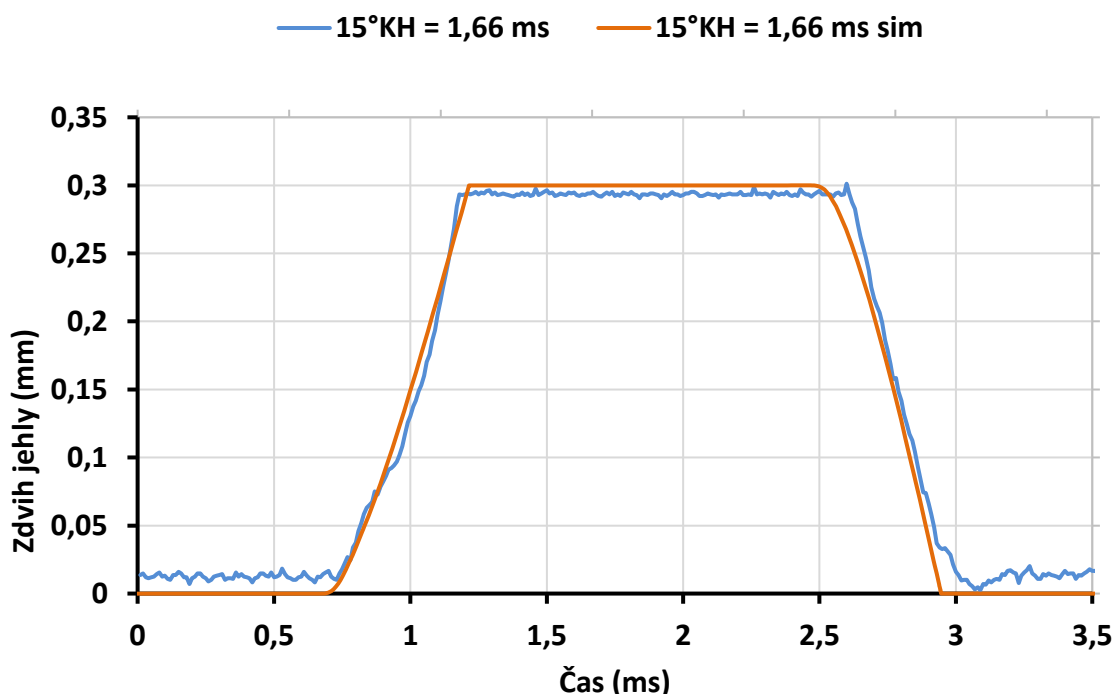
Obr. 107 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1300 barů (vlastní zpracování)



Obr. 108 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování)



Obr. 109 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování)



Obr. 110 Průběh zdvihu jehly experimentální data a matematická simulace pro 1600 barů (vlastní zpracování)

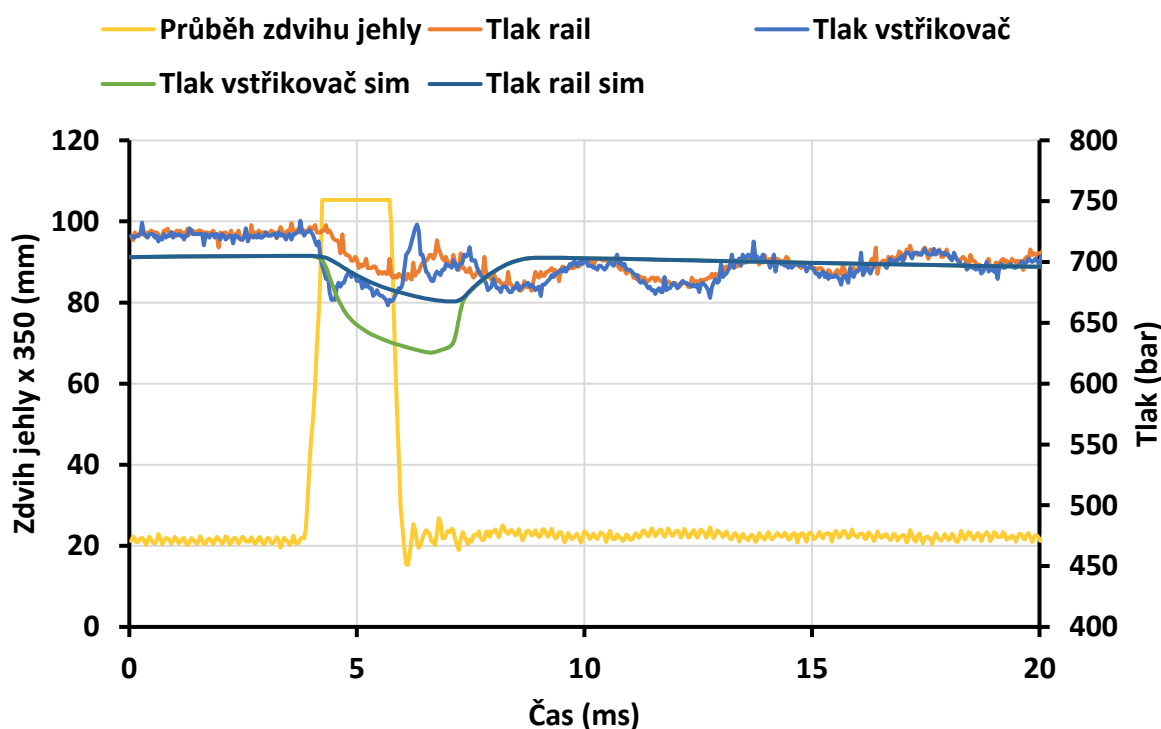
Ze simulovaných průběhů zdvihu jehly (obr. 99 až 110) vyplývají rozdíly v gradientu náběžných hran. Matematický model vykazuje určitá zpoždění při otvírání trysky vstřikovače a to zejména pro hodnotu tlaku paliva 1300 barů a dobu aktivace elektromagnetu 10 a 15 °KH. Tyto nuance nemají žádný vliv na porovnání cyklových dávek paliva.



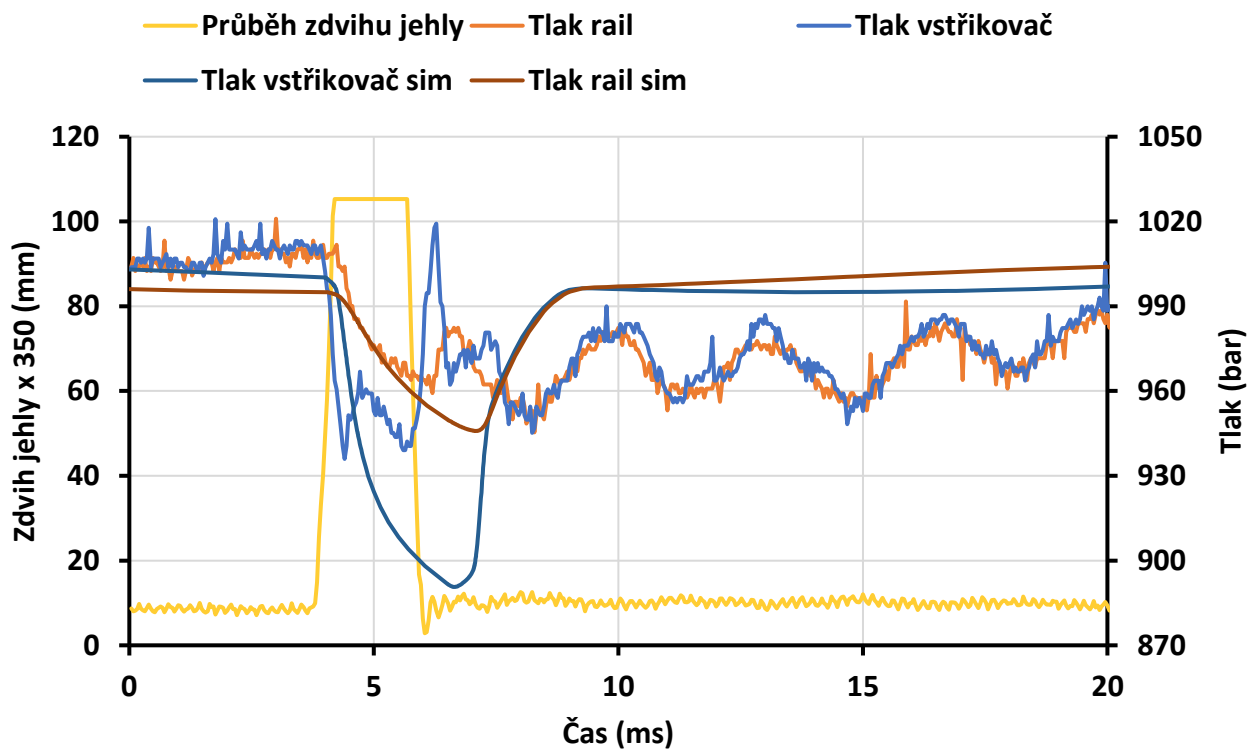
U ostatních průběhů matematicky modelované výsledky vykazují dobrou shodu s experimentálně získanými daty. Pro nastavené hodnoty tlaku 700 barů a dobu aktivace ventilu 5°KH je zřejmé, že jak pro modelovaná data, tak pro data experimentálně zjištěná na stanici jehla vstřikovací trysky nedosáhne plné hodnoty zdvihu. Toto je způsobeno momentem setrvačnosti posuvných hmot vstřikovače. Relativně nízký tlak a velmi krátká doba aktivace elektromagnetu (0,55 ms) není schopna vytvořit dostatek energie k posunu jehly až do horní úvrati.

#### 5.5.4 Porovnání průběhů dynamických tlaků

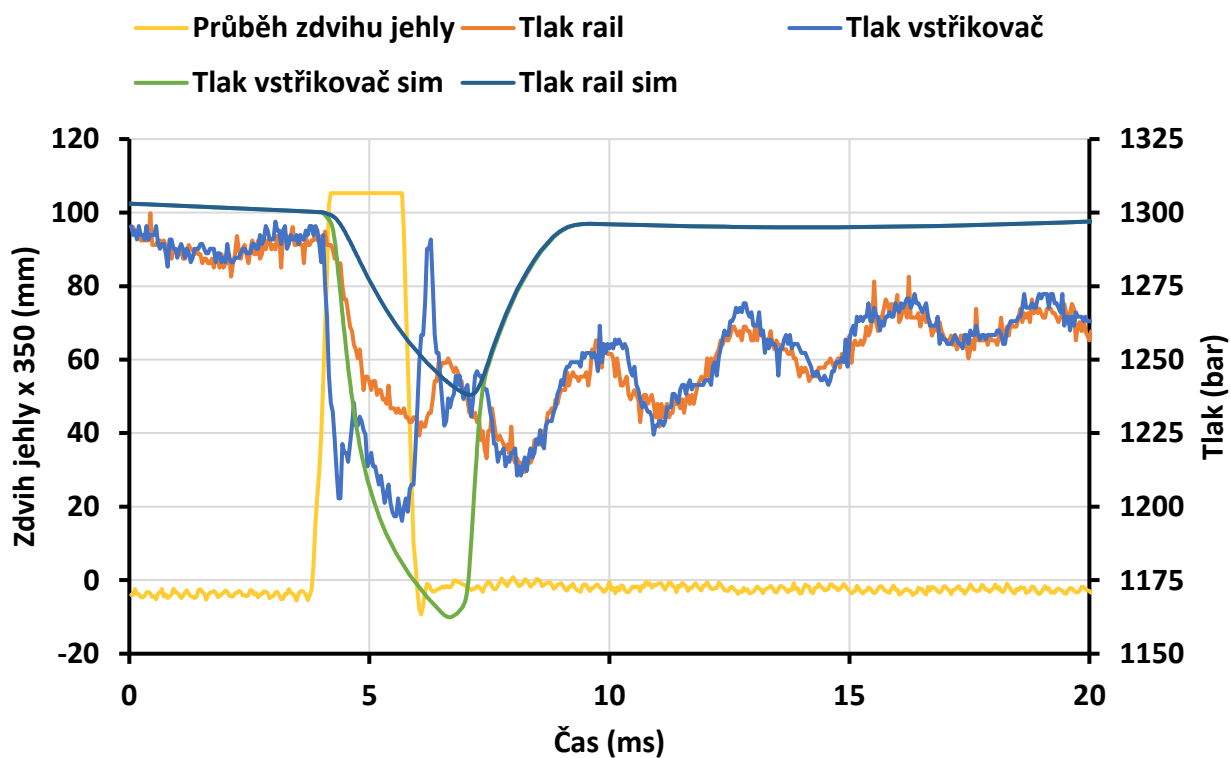
Vývoj dynamických tlaků je jeden ze základních parametrů zkoumaných v systémech Common Rail. Vzhledem k vysokým nárokům na přesné odměřování dávky paliva vstřikovačem, je žádoucí celou vysokotlakou část palivové soustavy ladit tak, aby tvorbou rázové vlny šířící se systémem neovlivňovalo dávkování paliva samotného vstřikovače a to zejména u víceválcových motorů. Následující obrázky ukazují vzájemné porovnání průběhu dynamických tlaků získaných experimentálním měřením na stanici a matematickou modelací soustavy. Pro porovnání uvádím výsledky vždy pro stejnou dobu otevření trysky vstřikovače které je 2ms a různá nastavení tlaku paliva v hodnotách 700 a 1600 barů.



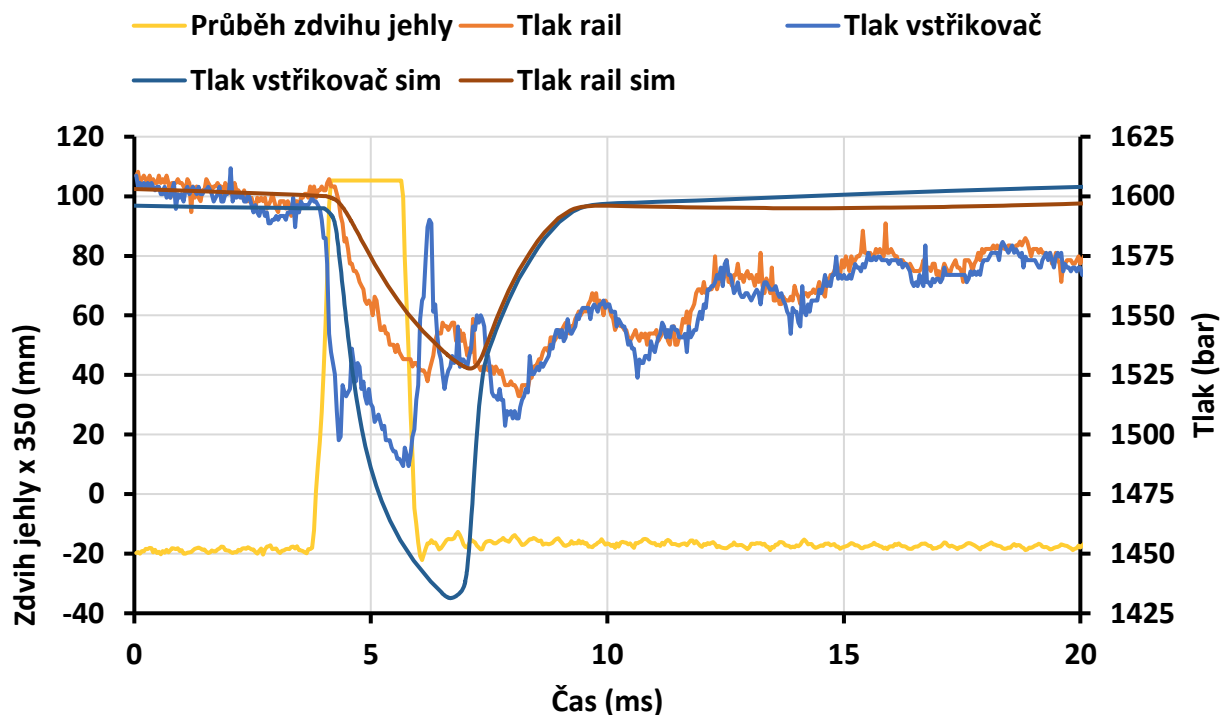
Obr. 111 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 700 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování)



Obr. 112 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1000 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování)



Obr. 113 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1300 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování)



Obr. 114 Průběhy dynamických tlaků paliva pro 1600 barů a dobu otevření trysky 2 ms (vlastní zpracování)

Z uvedených dat vyplývá, že tvorba, velikost a časový rozestup rázové vlny je závislý na požadovaném tlaku a době otevření trysky vstřikovače. Obecně platí, že čím je větší je tlak v soustavě a doba otevření trysky tím větší je diference mezi požadovaným tlakem a hodnotou na kterou tlak klesá při dávkování paliva vstřikovačem. Důležitá je i doba ustálení rozkmitaného palivového systému, která činí cca 20 ms. Tato doba je dostatečná k návratu tlaku na požadovanou hodnotu. Hodnota, na kterou bude tlak klesat při dávkování paliva je závislá na objemu Railu a hodnotách škrtících elementů obsažených v palivové soustavě. Zde dochází k protichůdným požadavkům na jejich průtokové charakteristiky. Při tlumení rázové vlny je ideální mít co nejmenší průřez daným škrtícím elementem. To ale nekorresponduje s požadavkem na vysoký průtok při dávkování paliva vstřikovačem. Je tedy důležité najít určitý kompromis a ladit palivovou soustavu tak, aby optimálně splňovala požadavky na útlum kmitání a dostatečně zásobovala vstřikovač palivem. Z obrázků 111 až 114 jsou viditelné rozdíly mezi reálnými daty a matematickým modelem. Z průběhů matematické simulace se dá vysledovat pouze trend chování dynamického tlaku. Hodnoty spočítané modelem neobsahují rozkmitání palivové soustavy a tvorbu rázové vlny, která v některých případech dosahuje větší hodnoty tlaku než je tlak požadovaný. Toto je způsobeno omezenou možností výpočtového modelu. Ten uvažuje kapalinu jako ideální, tedy dokonale tuhou. Tím jsou výsledky do značné míry zkresleny a nedá se tedy uvažovat o reálném průběhu.



## 6. Zhodnocení výsledků

Předkládaná disertační práce se zabývá dynamikou palivového systému Common Rail. Těžiště práce spočívá v zjišťování dynamicko-hydraulických konsekvencí při provozování vstřikovacího systému Common Rail na běžnou motorovou naftu a verifikace experimentálně získaných dat s vytvořeným matematickým modelem palivového systému zkušební stanice.

Práce ověřuje a rozšiřuje známé, o nové poznatky a postupy mechanicko-hydraulické návaznosti jednotlivých procesů v systému Common Rail. Detailně se zaměřuje na analýzu samotného vstřikovače a průběhy dynamických tlaků. K tomu byly vytvořeny specializované experimentální a matematické nástroje.

Jedná se o stavbu unikátní zkušební stanice, návrh a realizaci řídicích a regulačních členů (řídicích jednotek). Dále byl vytvořen měřicí SW pro sběr dat v programu LabView s možností data ukládat s jednou časovou osu a předepsán kalibrační proces. Konstrukčně upraven vstřikovač pro měření požadovaných veličin a vytvořen příslušný matematický model odpovídající fyzikálnímu modelu zkušební stanice.

Zadané cíle disertační práce z oblasti dynamiky vstřikovacího systému Common Rail byly shrnuty do základních bodů:

- 1) Současný stav zkušebních zařízení byl prozkoumán v rešerši s odkazy na [8,10]. Současné metody měření a přístupy k vytváření matematických modelů byl zjištěn s odkazy na [2].
- 2) Ověření a rozšíření známých vlastností dynamiky a vstřikovacího systému Common Rail o nové přístupy a postupy bylo provedeno zejména v této oblasti:
  - 2a) Dynamika tlaků paliva v systému Common Rail vykazuje vznik rázových vln vzniklých při otvírání a zavírání jehly vstřikovací trysky viz kapitola 4.2.2. Počáteční velikost amplitudy rázové vlny při otvírání je o 50% menší, než při zavírání trysky vstřikovače což je v souladu s délkou sloupce paliva a rozdílnými škrťícími průřezy. Velikost je pak především funkcí vstřikovacího tlaku paliva. V práci [8], viz obrázek 12 amplituda rázové vlny při zavírání trysky vstřikovače, dokonce převyšuje hodnotu požadovaného vstřikovacího tlaku.



- 2b) Dynamika zdvihu jehly trysky vstřikovače v závislosti na vstupním tlaku. Získané výsledky v souladu s pracemi [8] a [10]. Pro zamezení rozdílu zdvihu jehly vlivem deformací řídicího pístu, jehly vstřikovací trysky a tělesa vstřikovače byl zaveden nový přístup k měření zdvihu jehly trysky včetně započítání deformací vlivem vysokého tlaku. Tím bylo výrazně zpřesněno měření zdvihu jehly vstřikovače.
- 2c) Negativní vliv biosložky (MEŘO) na základní vlastnosti a funkce systému Common Rail nebyl prokázán v souladu s pracemi [10]. Poznatky byly však nově rozšířeny o zjištění odlišností v hmotnostních průtocích odpadních dávek přes kuličku elektromagnetického ventilu. Rozdíl je patrný z obrázku 87.
- 2d) Hmotnostní průtoky paliva vstřikovačem systému Common Rail. Cyklové dávky, tj. hmotnostní průtoky tryskou vstřikovače, závisí při stejné trysce na době otevření trysky vstřikovače a na hodnotě vstřikovacího tlaku. Tato obecné známá problematika byla ověřena měřeními na zkušební stanici. Průtoky netěsnostmi vstřikovače při zavřené trysce, tzv. svodové propustnosti, byly studovány novým přístupem vedoucím k oddělení vnitřních netěsností ve vedení řídicího pístu a kuličkového ventilu. Hodnoty hmotnostních průtoků netěsnostmi při zavřené trysce vstřikovače stoupají v závislosti na tlaku paliva v systému a teplotě paliva viz obrázky 69-70.
- 3) Matematický model odpovídající fyzikálnímu modelu byl nově vytvořen a verifikován naměřenými daty. Shoda 5% je velmi uspokojivá ve srovnání s ostatními propracovanějšími modely [10].

Pro realizace cílů byly vytvořeny tyto nástroje:

- a) Zkušební stanice pro měření fyzikálního modelu
- b) Řada programů pro sběr dat a jejich vyhodnocení

Z experimentálně získaných dat vyplývají vlivy doby aktivace elektromagnetického ventilu a požadovaného tlaku na rozkmitání palivové soustavy. Měření prokazují časová zpoždění otvírání trysky vstřikovače, jejíž hodnota je závislá především na požadovaném tlaku. Tyto rozdíly mají veliký vliv na celkové řízení vstřikovače v reálném provozu. Práce posuzuje i vliv bio složky obsažené v palivu a to konkrétně pro MEŘO v koncentracích B0 až B100. Z naměřených dat je možné vysledovat minimální odchylky v průběhu dynamických tlaků nebo



zpoždění otvírání trysky v závislosti na aktivaci elektromagnetického ventilu. Nebyl prokázán ani vliv bio složky na konečnou hodnotu cyklové dávky paliva.

Práce pak dále přináší porovnání experimentálně získaných dat a s novým matematickým modelem realizovaném v prostředí Matlab Simscape. Výsledky ukazují dobrou shodu modelu a naměřených dat průběhu zdvihu jehly, cyklových dávek paliva dodávaného vstřikovačem a hmotnostní dávky paliva z řídicí komory odtékající do přepadu s přijatelnou odchylkou do 10%. Simulované dynamické tlaky paliva určují pouze trendy vývoje a nedají se považovat za směrodatné z důvodu absence rázové vlny. Jak již bylo popsáno (strana 110), důvodem je uvažování dokonale tuhé kapaliny pro výpočet. Průběhy dynamických tlaků tak vykazují odchylky pro požadovaný tlak 1600 barů a dobu aktivace ventilu 2 ms mezi změřenou hodnotou poklesu tlaku a simulovanou hodnotou poklesu až 60 barů. To představuje odchylku do 5%. Proto lze považovat výsledky za uspokojivé.

Matematické modely konkurenčních pracovišť využívající detailně propracovanou strukturou mohou být pro svoji složitost zatíženy velkou počáteční chybou výsledku. Během prací v SW Matlab Simscape jsem došel k názoru, že důkladné propracování modelu z hlediska matematického popisu může být kontraproduktivní a dosažené výsledky se mohou rozcházet s realitou i o několik řadů. Matematický model použitý v této práci i přes svoji nenáročnost vykazuje velmi dobrou shodu s experimentálními daty.





## 7. Doporučení na pokračování práce

Ze získaných experimentálních dat byly zjištěny rozdíly v hmotnostním průtoku paliva do odpadu, tzv. odpadní dávky mezi běžnou motorovou naftou a 100% biosložkou B100 (MEŘO). Určité vysvětlení již bylo popsáno, viz kapitola 4.2.5. Z těchto důvodů je vhodné, další podrobnější zkoumání dané problematiky a detailnější vysvětlení mechanismu procentuálního rozdělování hmotnostního průtoku paliva právě přes kuličku elektromagnetického ventilu. Je zřejmé, že podíl tohoto průtoku pro B100 je podstatně menší vlivem vlastností paliva. Dá se tedy předpokládat, že faktorem ovlivňující hmotnostní průtok bude právě viskozita paliva B100. Z naměřených dat je zřejmé, že viskozita paliva ovlivňuje účinnost vysokotlakého vstřikovače a tím i hospodárnost provozu celého systému.

Dalším zkoumaným parametrem byly průběhy dynamických tlaků. Na zkušební stanici jsou měřeny před vstupem do vstřikovače a v Railu. Další experimentální práce by se měli zaměřit na zjišťování průběhů dynamických tlaků přímo ve vstřikovači. Zejména pak v přívodním kanálu vrtaném v tělese, ideálně však přímo nad sedlem jehly trysky. Dalším zkoumaným místem by měla být ovládací komora přímo nad ovládacím pístem. Zjištění těchto průběhů dynamických tlaků a jejich rozdílů by pomohlo lépe popsat tvorbu rázové vlny. Ze získaných dat by bylo možné zapracovat umístění dalšího přidaného objemu paliva přímo v tělese vstřikovače. To by mohlo mít za následek efektivnější tlumení vzniklých rázových vln v samotném vstřikovači a omezení jejich šíření do vysokotlaké větve palivového systému.

Při experimentálních pracích byl na zkušební stanici zkoumán i prototypový vysokotlaký vstřikovače firmy Motor Pal Jihlava. Z naměřených dat byla zjištěna disfunkce elektromagnetického ventilu, která znemožňovala efektivní řízení vstřikovače v reálném provozu. Jako hlavní příčina této disfunkce byl stanoven vysoký přetlak v odpadní větvi. Bosch pro své vstřikovače, pravděpodobně ze stejných důvodů uvádí maximální povolenou hodnotu přetlaku odpadní větve 1 bar. Z těchto důvodů je tedy důležité se dále zabývat touto problematikou z hlediska dimenzování vnitřních kanálů v tělese vstřikovače a zaručit tak bezproblémový odvod odpadního paliva. Lepší porozumění souvislostem mezi zdvihem kotvy a protitlakem v odpadní větvi může přispět k efektivnějšímu ovládní vstřikovače.

Zkušební stanice byla vybavena i komorou umožňující zkoumat výtoky paliva tryskou do protitlaku. Je obecně známé, že hodnota cyklové dávky a její rozptýlení je závislé na tlaku a hustotě média, do kterého se výstřik provádí. Komoru je z těchto důvodů nutné dovybavit předehřevem plynu, tak by se výsledky měření co nejvíce blížily realitě. Stanice by měla být zároveň doplněna o vysokorychlostní kameru a pokračovat tak v testování vstřikovače



s detailním zaměřením na výtok paliva tryskou do protitlaku. Výsledkem by pak byly experimentálně získané poznatky o rychlostech výtoku paliva a tvorby kapek před vznícením směsi.



## 8. Použitá literatura

- [1] SCHOLZ, Celestýn. *Modern fuel injection systems suitable for diesel engines*. 34. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů 2008
- [2] GAUTHIER, Christophe, Olivier SENAME, Luc DUGARD a Guillaume MEISSONNIER. *Modelling of diesel engine Common Rail injection system*. Delphi Diesel System, 9 Boulevard de l'industrie 41000 Blois Cedex, FRANCE
- [3] SZYBIST, James P. a André L. BOEHMAN. *Behavior of a diesel injection system with biodiesel fuel*. SAE International, SAE paper 2003-01-1039 (2003)
- [4] CHOI, C.Y., G.R. BOWER a R.D. REITZ. *Effect of biodiesel blended fuels and multiple injections on D.I. diesel engines*, SAE International Congress and Exposition, SAE 970218 (1997)
- [5] RAPOPOULOS, C.D. a D.T. HOUNTALAS. *A simulation analysis of a di diesel engine fuel injection systém fitted with a constant pressure valve*, Energy Conversion Management, Vol.37(2) (1996), 135-150
- [6] ZIEJEWSKI, Mariusz a Hans J. GOETTLER. *Discharge coefficients for multi-hole fuel injectin nozzle for alternative fuels*, SAE International, SAE paper 890448
- [7] SLAVINSKAS, Stasys a Tomas MICKEVIČIUS. *Experimental study on injection characteristics of diesel-bioethanol fuel blends*. Combustion Engines, 2015, vol. 54(2), pp. 28-32
- [8] SEYKENS, X.L.J., L.M.T. SOMERS a R.S.D. BAERT. *Detailed modelig of common rail fuel injection process* . MECCA, 3(2-3), 30-39. (2005)
- [9] IMAGINE S.A., *AMESim 4.0 – User manual*, (2002)
- [10] SEYKENS, X.L.J., L.M.T. SOMERS a R.S.G.BAERT. *Modelling of common rail fuel injection system and influence of fluid properties on injection process*, Proceedings of VAFSEP2004, 6-9 July 2004, Dublin, Ireland
- [11] STARÝ, Petr. Diplomová práce, *Stanice na zkoušení palivových systému Common Rail*, KVM-DP-550, TUL 2009
- [12] MPO-IMPULS, *Výzkum a vývoj nové generace vstřikovacího zařízení typu Common Rail s elektronicky řízenými vstřikovače, zajišťující plnění připravovaných emisních předpisů se zaměřením na snížení spotřeby fosilních paliv, možnost použití biopaliv a snížení hlučnosti* FI-IM5/112 2008-2010
- [13] SCHOLZ, Celestýn, Miroslav SVOBODA a Jan MAREŠ. *Experimentální analýzy konkurenčního systému Common Rail*, pro projekt FI-IM5/112 CR
- [14] SCHOLZ, Celestýn. *Dynamická měření systému Common Rail*, pro projekt FI-IM5/112 CR, TUL, 2010
- [15] SCHOLZ, Celestýn a Petr STARÝ. *The issue of Common Rail injector leak testing*, MECCA, Nr. 3/2013, Praha. ISBN 1214-0821
- [16] PECHOUT, Martin. Diplomová práce, *Vysokotlaké vstřikování biopaliv se systémem Common Rail* , KVM-DP-619, TUL 2011



## 9. Publikační činnost

Ing. Petr Starý

Vedidk: 8978905

### Výzkumné zprávy

- STARÝ, P., SCHOLZ, C., POPELKA, J., ZVOLSKÝ, T. Stanovení celkové účinnosti motoru TEDOM. 2015, Jablonec nad Nisou, TEDOM a.s., 25 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191610101.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., POPELKA, J., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A. Zkouška Ebby PZD na motoru EA, protokol č. 14/2016. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 147 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191927819.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., POPELKA, J., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A. Zkouška PZD na motoru EA, protokol č. 12/2015. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 70 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191609760.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., POPELKA, J., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A., ZVOLSKÝ, T. Zkouška PZD na motoru EA, protokol č. 13/2015. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 130 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191573353.
- STARÝ, P., BEROUN, S., POPELKA, J., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A. Výzkum chladicího systému motoru EA111.03E. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333417.
- STARÝ, P., BEROUN, S., POPELKA, J., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A., BUKVIC, M. Zkouška EBBY a TWP na motoru EA 211 MPI 1,4l – 66 kW. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 155 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152385327.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., POPELKA, J., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRCH, A., BUKVIC, M. Zkouška EBBY a VRT na motoru EA 211 TSI 1,4l – 110 kW, I. etapa. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 61 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333407.
- STARÝ, P., POPELKA, J. Porovnávací měření emisí pomocí spektrometru FTIR. 2012, Liberec, Supply Service, 2 strany. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 56566273.



### Prototyp/funkční vzorek/Software

- STARÝ, P., SCHOLZ, C. Zkušební zařízení pro vstřikovače pro systémy Common Rail (WP09V006), 2014. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 152591313.
- STARÝ, P., BEROUN, S., BRABEC, P., DITTRICH, A., DRÁB, O., MOC, L., POPELKA, J. Vstřikovač kapalného LPG s elektrickým ohřevem – varianta s odporovým drátem, 2013. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 56566246.
- STARÝ, P., BEROUN, S., BRABEC, P., DITTRICH, A., DRÁB, O., MOC, L., POPELKA, J. Vstřikovač kapalného LPG s elektrickým ohřevem – varianta s topným tělesem, 2013. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 56566249.
- STARÝ, P., VOŽENÍLEK, R. Měřicí volant vozidla, 2012. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 43389714.
- STARÝ, P., POPELKA, J., SVOBODA, M. Software pro testovací stanici injektorů plyných paliv, 2012. Technická univerzita v Liberci. Software pod kontrolním číslem 43389772.
- STARÝ, P., POPELKA, J., SCHOLZ, C., VENCL, M. Vodíkový motor s vnitřním spalováním, 2011. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 13200717
- STARÝ, P., POPELKA, J. Zkušební stanice pro injektory plyných paliv spalovacích motorů, 2011. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 13200625.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C. Stanice na zkoušení palivových systémů Common Rail, 2009. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 12331231.

### Patenty/užitné vzory/licence

- STARÝ, P., VOŽENÍLEK, R., ZVOLSKÝ, T., MIKULANIN, L., LINDR, D. Způsob nastavování směru proudu plynu nebo kapaliny z trysky a zařízení k provádění tohoto způsobu, 2014. Udělen český patent dne 17. 2. 2016 pod číslem 305834, číslo přihlášky PV 2014-942.
- STARÝ, P., VOŽENÍLEK, R., ZVOLSKÝ, T., MIKULANIN, L., LINDR, D. Zařízení pro nastavování směru proudu plynu nebo kapaliny z trysky, 2015. Přihláška užitného vzoru zapsána dne 23. 11. 2015 pod číslem 28861, číslo přihlášky PUV 2015-30840.



## Konferenční příspěvky

- STARÝ, P., Diagnosis of a Common Rail High Pressure Injector System. Advances in Mechanism Design II, Proceeding of the XII International Conference on the Theory of Mechines and Mechanisms. Liberec, 2016. Strana 303-308 (6 stran). ISBN 978-3-319-44086-6, ISSN 2211-0984.
- STARÝ, P., POPELKA, J. Laboratory Testing of a high-Pressure Common Rail Injection Systems. Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering. Saint Petersburg, Russia, 2015. Strana 560-564 (5 stran). ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- STARÝ, P., POPELKA, J. Mathematical Model of a Turbocharged Engine. Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering. Saint Petersburg, Russia, 2015. Strana 842-846 (5 stran). ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., MIKULANIN, L. Measure Device for Injector Inside the High Pressure Environment with Use of High Speed Camera. Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering. Saint Petersburg, Russia, 2015. Strana 852-856 (5 stran). ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C. Bench Testing of the Common Rail Injector for the Diesel Engines. XLV. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines. Kostelec nad Černými Lesy, 2014. Strana 26-36 (11 stran). ISBN 978-80-7375-801-1.
- STARÝ, P., Common Rail Injector for the Diesel Enginec and Deffirent Fuels. Mendel Net 2014, 21. ročník. Brno, 2014. Strana 595-598 (4 stran). ISBN 978-80-7509-174-1.
- STARÝ, P., POPELKA, J. Testing of High Pressure Injectors at the Testing Station. 8th International Doctoral Seminar. Dubrovnik, Croatia, 2013. Strana 332-336 (5 stran). ISBN 978-953-6071-40-1.
- STARÝ, P., POPELKA, J. Installing the SI Engine, Using Hydrogen as Fuel, into the Passenger Car. XLIII International Scientific Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealinf with the Research of Combustion Engines, KOKA 2012. Roztoky - Praha, 2012. 7 stran. ISBN 978-80-86786-34-6.
- STARÝ, P. Combustion of a Blend of Rapessed Oil and Its Palm Oil in an Agricultural Diesel Engine. International Doctoral Seminar. Smolenice, Slovenská republika, 2011. Strana 376-382 (7 stran). ISBN 978-80-8096-145-9.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C., SVOBODA, M. Experimental Stand for Research of Common-Rail Injectors. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines. Liberec, 2010. Stran 11. ISBN 978-80-7372-632-4.



### Článek v odborném periodiku

- STARÝ, P., SCHOLZ, C. Common Rail Injector Leak Testing. MECCA XI svazek, číslo3. Česká republika, 2013. Strana 22-28 (7 stran). ISSN 1214-0821.
- STARÝ, P., SCHOLZ, C. Experimental study of Common Rail injection diesel engine fuelled with RME and diesel fuel. Technológ. Slovenská republika, 2011. Strana 45-54 (9 stran). ISSN 1337-8996.
- STARÝ, P., BARBOLLA, A., HOLUBEC, R., LAURIN, J., VOJTÍŠEK, M. Spalování směsi etanolu s rostlinným olejem ve vznětových motorech. Listy cukrovarnické a řepařské. Česká republika, 2011. Strana 185-189 (6 stran). ISSN 1210-3306.

### Ostatní výsledky

- STARÝ, P., VOJTÍŠEK, M. Combustion of a blend of rapessed oil and its methylester in an agricultural diesel engine, 2010. Česká republika, 2010. Výsledek veden pod kontrolním číslem 12850943.
- STARÝ, P., VOJTÍŠEK, M., BARBOLLA, A., HOLUBEC, R. Combustion of unesterified plant oils in diesel engines and emissions: Effects of fuel temperature and co-firing with small amounts of hydrogen, ethanol and diesel fuel. Technická univerzita v Liberci. Česká republika, 2010. Výsledek veden pod kontrolním číslem 12850963.
- STARÝ, P., VOJTÍŠEK, M., RÉBLOVÁ, Z., HOLUBEC, R. On the Effects of a Fuel-born DPF Regeneration Catalyst on Vegetable Oil Used as a Diesel Engine Fuel. Technická univerzita v Liberci. Česká republika, 2010. Výsledek veden pod kontrolním číslem 12850972.
- STARÝ, P., VOJTÍŠEK, M., BARBOLLA, A., DRÁB, O., PECHOUT, M., HOLUBEC, R. On the Fate of Uncombusted Vegetable Oil in a Diesel Engine. Technická univerzita v Liberci. Česká republika, 2010. Výsledek veden pod kontrolním číslem 12850977.