

**České vysoké učení technické v Praze**

**Fakulta strojní**

Ústav 12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**Výpočet dynamiky variabilního ventilového rozvodu**

**The Calculation of the Variable Valvetrain  
Dynamics**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Bc. David RICHTER**

**Studijní program:** N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Radek TICHÁNEK, Ph.D.

**Praha 2017**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Richtr** Jméno: **David** Osobní číslo: **408900**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Výpočet dynamiky variabilního ventilového rozvodu**

Název diplomové práce anglicky:

**The Calculation of the Variable Valvetrain Dynamics**

Pokyny pro vypracování:

Sestavte parametrický výpočetní model ventilového mechanismu se systémem proměnlivého natáčení sací a výfukové vačkové hřídele pro experimentální jednoválec. Model má obsahovat řemenový pohon vačkových hřídelí, hydraulický okruh natáčení hřídelí s řízením a mechanické ovládání ventilů. Uvažujte ventilový rozvod DOHC pro dva sací a dva výfukové ventily s vloženými vahadly na hydraulických podpěrách. Proveďte porovnání výsledků výpočtů s dostupnými měřenými daty.

Seznam doporučené literatury:

SAE Digital Library, ATZ Worldwide a MTZ Worldwide, GT-ISE Documents

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Radek Tichánek Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

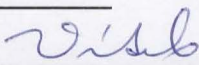
Datum zadání diplomové práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2017**


Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

**26.4.2017**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Výpočet dynamiky variabilního ventilového rozvodu vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne: .....

Podpis: .....  
David Richtr

## **Poděkování**

Autor vyjadřuje poděkování svému vedoucímu Ing. Radku Tichánkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné připomínky při řešení této práce.



## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá tvorbou výpočetního parametrického modelu ventilového rozvodu v programovém prostředí GT-SUITE. Výpočetní model disponuje systémem proměnlivého natáčení vačkových hřídelí s řízením, řemenovým pohonem a ventilovým rozvodem. Ventilový rozvod dále obsahuje dva sací a dva výfukové ventily s vloženými vahadly na hydraulických podpěrách. Holistický výpočetní model experimentálního jednoválce je separován na jednotlivé submodely, jejichž parametry jsou kalibrovány dle dostupných dat z měření. Cílem práce je predikce dynamiky a provozních režimů rozvodové soustavy experimentálního jednoválce.

## **Klíčová slova**

variabilní ventilový rozvod, vačka, ventil, vačková hřídel, hydraulický přesuvník vačkové hřídele, simulace, experimentální zážehový motor, dynamika, výpočet, GT-SUITE

## **Annotation**

This diploma thesis deals with creating of calculation parametric model of valvetrain mechanism in GT-SUITE software. Calculation model has variable camshaft phasing with control, timing belt and DOHC valvetrain. Valvetrain consists of valves, roller rocker arms and hydraulic adjuster. Holistic calculation model of experimental SI engine is separated to single submodels, which parameters are calibrated by measured data. The aim of this thesis is prediction of experimental engine's valvetrain dynamics and its operational limits.

## **Key words**

variable valvetrain, cam, valve, camshaft, hydraulic camphaser, experimental SI engine, simulation, dynamics, calculation, GT-SUITE

# Obsah

<b>ANOTACE</b> .....	<b>5</b>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> .....	<b>5</b>
<b>ANNOTATION</b> .....	<b>6</b>
<b>KEY WORDS</b> .....	<b>6</b>
<b>OBSAH</b> .....	<b>7</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ SYMBOLIKY</b> .....	<b>9</b>
ZKRATKY .....	9
SYMBOLY.....	9
LATINKA .....	9
ŘECKÉ.....	11
<b>1. ÚVOD</b> .....	<b>12</b>
<b>2. MOTIVACE K NAsAZENÍ VARIABILNÍHO VENTILOVÉHO ROZVODU</b> .....	<b>12</b>
2.1 PROCES VÝMĚNY NÁPLNĚ VÁLCE .....	13
2.2 DEFINICE ZDVIHOVÉ KŘIVKY VENTILU .....	19
2.2.1 Vliv časování otevření výfukového ventilu – VO.....	20
2.2.2 Vliv časování zavření výfukového ventilu – VZ.....	21
2.2.3 Vliv časování otevření sacího ventilu – SO .....	21
2.2.4 Vliv časování zavření sacího ventilu – SZ .....	22
<b>3. PŘEHLED POUŽÍVANÝCH SYSTÉMŮ VARIABILNÍCH VENTILOVÝCH ROZVODŮ</b> .....	<b>22</b>
3.1 KOMERČNÍ SYSTÉMY VARIABILNÍCH VENTILOVÝCH ROZVODŮ .....	26
3.1.1 BMW VANOS, Double VANOS a Valvetronic .....	26
3.1.2 Honda VTEC.....	28
3.1.3 Audi Valvelift.....	29
3.1.4 Mercedes-Benz Camtronic .....	30
3.1.5 Porsche Variocam .....	31
3.1.6 Fiat MultiAir .....	32
<b>4. ZPŮSOBY NÁVRHŮ A SIMULACE SYSTÉMŮ</b> .....	<b>33</b>
<b>5. SOUBOR ZÍSKANÝCH POZNATKŮ PRO NÁSLEDUJÍCÍ ŘEŠENÍ SIMULAČNÍHO MODELU</b>	<b>33</b>
<b>6. SIMULAČNÍ MODEL</b> .....	<b>34</b>
6.1 TERMODYNAMICKÝ MODEL.....	35

6.1.1	Geometrické parametry .....	36
6.1.2	Termodynamické parametry.....	37
6.2	HYDRAULICKÝ MODEL .....	39
6.3	MECHANICKÉ MODEL Y .....	41
6.3.1	Sací a výfukový ventil.....	41
6.3.2	Řemenový rozvod .....	42
6.4	KALIBRACE A OPTIMALIZACE POMOCNÝCH SIMULAČNÍCH SUBMODELŮ.....	44
6.4.1	Optimalizace časování ventilů.....	44
6.4.2	Kalibrace dynamiky sacího a výfukového ventilu .....	46
6.4.3	Kalibrace řemenového rozvodu.....	55
6.5	PREDIKTIVNÍ MODEL .....	61
6.5.1	Rychlost přesunutí sacího a výfukového camphaseru .....	62
6.5.2	Predikce oblasti použití hydraulického camphaseru .....	65
6.5.3	Predikce vlivu na dynamiku sacího a výfukového ventilu .....	72
6.5.4	Otáčky vačkových hřídelí.....	73
6.5.5	Predikce limitních otáček rozvodového mechanismu .....	74
6.5.6	Kontrola kolize pístu a ventilů .....	76
6.5.7	Skoková změna vstupu modelu.....	77
<b>7.</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>80</b>
<b>8.</b>	<b>NÁMĚTY NA DALŠÍ PRÁCI.....</b>	<b>82</b>
<b>9.</b>	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>83</b>
9.1	PŘÍLOHA 1 – RYCHLOSTNÍ CHARAKTERISTIKA A MĚRNÁ SPECIFICKÁ SPOTŘEBA .....	83
9.2	PŘÍLOHA 2 – VÝSLEDKY KALIBRACE DYNAMIKY SACÍHO A VÝFUKOVÉHO VENTILU .....	84
9.3	PŘÍLOHA 3 – VÝSLEDKY KALIBRACE ŘEMENOVÉHO ROZVODU.....	94
9.4	PŘÍLOHA 4 – VÝSLEDKY PREDIKCE MODELU JEDNOVÁLCE.....	99
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>103</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>106</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>110</b>
	<b>SEZNAM PŘILOŽENÝCH SOUBORŮ .....</b>	<b>111</b>

## Seznam použité symboliky

### Zkratky

CAD	počítačem podporované projektování
DOE	návrh experimentů
DOHC	rozvodový mechanismus se dvěma vačkovými hřídelemi v hlavě motoru
DÚ	dolní úvrat'
EGR	recirkulace výfukových plynů
HÚ	horní úvrat'
KH	kliková hřídel
OHC	rozvodový mechanismus s vačkovou hřídelí v hlavě válců
RLT	integrální hodnota výsledku za časový interval/ cyklus
SO	otevření sacího ventilu
STD	typ ozubeného řemene (SuperTorqueDrive)
SZ	zavření sacího ventilu
VH	vačková hřídel
VO	otevření výfukového ventilu
VZ	zavření výfukového ventilu

### Symbols

#### Latinka

a	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení ventilu
A	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
A/F	[-]	směšovací hmotnostní poměr vzduch/palivo
a <sub>x</sub>	[m·s <sup>-2</sup> ]	hodnota zrychlení na průběhu simulace
a <sub>x_def</sub>	[m·s <sup>-2</sup> ]	hodnota zrychlení na průběhu měření
e	[-]	základ přirozených logaritmů
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	síla



$F/A$	[-]	směšovací hmotnostní poměr palivo/vzduch
$F(\vec{a})$	$[m^2 \cdot s^{-4}]$	součet kvadratických odchylek zrychlení
$F(\vec{f})$	$[m^2 \cdot s^{-4}]$	součet kvadratických odchylek amplitud zrychlení
$f_x$	$[m \cdot s^{-2}]$	hodnota amplitudy zrychlení na průběhu simulace
$f_{x\_def}$	$[m \cdot s^{-2}]$	hodnota amplitudy zrychlení na průběhu měření
$h$	[mm]	zdvih ventilu
$k$	[-]	řád harmonické složky
$M$	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost směsi
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
$m_a$	[kg]	hmotnost vzduchu
$M_a$	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost vzduchu
$\dot{m}_a$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok vzduchu
$m_c$	[kg]	hmotnost nasáté směsi do válce
$M_f$	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost paliva
$\dot{m}_f$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok paliva
$m_r$	[kg]	hmotnost zbytkových plynů
$m_r$	[kg]	hmotnost směsi na počátku adiabatické komprese
$M_w$	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost vodní páry
$\dot{m}_w$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok vodní páry
$N$	[1/s]	frekvence otáček klikové hřídele
$P$	[kW]	výkon motoru
$p_{a,0}$	[Pa]	atmosférický tlak
$p_{a,i}$	[Pa]	tlak vzduchu v sání
$p_{DK}$	[Pa]	tlak ve dopředné komoře
$p_e$	[Pa]	tlak ve výfuku
$p_{f,i}$	[Pa]	tlak paliva v sání
$p_i$	[Pa]	tlak v sání
$p_j$	[Pa]	tlak j-té komponenty
$p_{w,i}$	[Pa]	tlak vodní páry v sání
$p_{ZK}$	[Pa]	tlak v zpětné komoře
$Q_{HV}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	výhřevnost paliva
$\tilde{R}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konstanta

$r_c$	[-]	kompresní poměr
$t$	[t]	čas
$T_1$	[°C]	teplota na počátku adiabatické komprese
$T_{a,0}$	[°C]	atmosférická teplota
$T_i$	[°C]	teplota v sání
$V_1$	[m <sup>3</sup> ]	objem
$V_D$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem válce
$V_{DK}$	[m <sup>3</sup> ]	objem dopředné komory
$v_j$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu j-té složky
$V_{ZK}$	[m <sup>3</sup> ]	objem zpětné komory
$X(f)$	[-]	libovolná funkce závislá na frekvenci
$x(t)$	[-]	libovolná funkce závislá na čase
$x_r$	[-]	podíl zbytkových plynů

## Řecké

$\alpha$	[°]	úhel vačkové hřídele
$\gamma$	[-]	poměr izobarické a izochorické tepelné kapacity
$\delta_i$	[m·s <sup>-2</sup> ]	hodnota odchylky
$\varepsilon$	[-]	relativní prodloužení materiálu
$\zeta$	[-]	součinitel třecích ztrát
$\eta_f$	[-]	celková účinnost motoru
$\eta_v$	[-]	objemová účinnost
$\lambda$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$\rho_{a,0}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota vzduchu v atmosférických podmínkách
$\rho_{a,i}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota vzduchu v sání
$\omega$	[rad ·s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost vačkové hřídele

## 1. Úvod

Kladené nároky na redukci objemu emisí produkovanými spalovacími motory se zpřísňují. Plánovaný limit vyprodukovaného CO<sub>2</sub> pro rok 2020 je 95 g/km ze současných 130 g/km. Avšak obecný trend vzrůstajícího komfortu a bezpečnosti automobilů má za příčinu nárůst pohotovostní hmotnosti, jenž koreluje s vyšší spotřebou paliva. Pro zachování nebo zvýšení stávajícího výkonu motoru spolu s dodržením emisních limitů je nutná optimalizace systémů, které se podílejí na jejich snižování. Více možností pro vývoj a optimalizaci v současné době představují zážehové motory oproti motorům vznětovým. V závislosti na velikosti a druhu použití motoru se liší stupeň nasazení jednotlivých systémů. Lze optimalizovat proces plnění pracovního prostoru válce čerstvou směsí, její homogenizaci, řídit hoření (HCCI), použít dvoupalivové systémy (RCCI) nebo následně zpracovávat výfukové plyny apod. Mezi způsoby významně ovlivňující výše uvedené procesy patří mechanismy pro variabilní kompresní zdvih, kombinace přímého a nepřímého vstřikování paliva, nasazení turbodmychadel s variabilní geometrií, použití katalyzátorů a filtrů pevných částic, variabilní délka potrubí či variabilní ventilové rozvody. Zpravidla se v praxi využívá jejich kombinace. Výběr vhodného systému je omezen celkovou účinností, zástavbovými dispozicemi, konstrukční náročností, spolehlivostí, cenou a možnostmi dalšího rozvoje. Jednoduchým a účinným systémem je právě variabilní ventilový rozvod. Tato práce se zabývá tvorbou a optimalizací simulačního modelu pro variabilní časování s konstantním zdvihem ventilů. Model je tvořen pro nově vznikající experimentální zážehový jednoválec, který bude umístěn ve VTP Rožtoky jako alternativa pro současný vznětový jednoválec. V modelu jsou obsaženy hydraulické mechanismy pro natáčení obou vačkových hřídelí, kompletní ventilový rozvod včetně ozubeného řemene a termodynamický model. Nový jednoválec je derivátem čtyřválcového šestnáctiventilového motoru Škoda s označením EA211, který má mechanismus pro natáčení vačkové hřídele na sací straně.

## 2. Motivace k nasazení variabilního ventilového rozvodu

Hlavní motivací pro použití variabilních ventilových rozvodů je optimalizace výměny náplně a vyprázdnění pracovního prostoru motoru v širším otáčkovém spektru. Konstantní rozvodová data jsou z tohoto hlediska kompromisní. Významnou proměnnou pro optimalizaci výměny náplně válce je plnicí účinnost, která je závislá na mnoha parametrech. Jedním z nich jsou právě rozvodová data. Jejich přizpůsobením nestacionárním dějům v motoru, jako

například dynamice plynů v závislosti na otáčkách, lze dosáhnout zlepšení průběhu točivého momentu, snížení spotřeby a snížení objemu škodlivin ve výfukových plynech.

## 2.1 Proces výměny náplně válce

Účelem procesu výměny náplně válce motoru se čtyřdobým cyklem je odvod výfukových plynů na konci expanzního zdvihu, nasátí maximální hmotnosti čerstvé směsi do válce pro další pracovní cyklus a udržení této směsi ve válci. Tento proces se uvažuje při plně otevřené škrtkové klapce. Indikovaný výkon lze podle [11] definovat vztahem (1).

$$P = \frac{\eta_f \eta_v N V_D Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{2} \quad (1)$$

Výkon motoru lze na základě (1) zvýšit parametry:

- vysokou celkovou účinností motoru
- vysokou plnicí účinností
- zvýšení hustoty nasávaného vzduchu
- maximalizací poměru paliva a vzduchu
- zvýšení střední pístové rychlosti. [11]

Dokonalost procesu výměny náplně válce motoru se čtyřdobým cyklem a jeho sacího a výfukového systému, jakožto plnicího ústrojí, je možno určit právě plnicí účinností (2). Ta je závislá na provozních podmínkách (otáčkách), a též na hmotnostním průtoku vzduchu, jenž koreluje s konstrukcí potrubí, kanálů a ventilů.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} \cdot V_D} \quad (2)$$

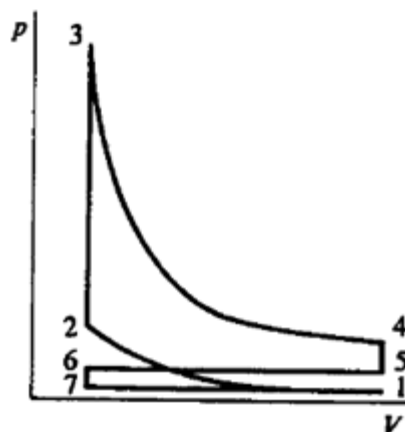
Pokud je hustota vzduchu  $\rho_{a,0}$  definována k atmosférickým podmínkám, potom je  $\eta_v$  celková plnicí účinnost. V případě vztahení k podmínkám v sacím potrubí  $\eta_v$  vyjadřuje čerpací (sací) efektivitu válce, sacího kanálu a ventilu. Plnicí účinnost je ve skutečnosti ovlivňována vlastnostmi paliva, konstrukcí motoru a provozními podmínkami jako je:

- druh paliva, směšovací poměr, odpařené palivo v sacím potrubí a výparné teplo
- teplota směsi ovlivněná přestupem tepla

- poměr tlaku mezi výfukovým a sacím potrubím
- kompresní poměr
- konstrukce výfukových a sacích potrubí a kanálů
- geometrie sacího a výfukového ventilu, jejich velikost, zdvih a časování.

Některé z uvedených parametrů mohou být kvazistatické. To znamená, že děj probíhá takovou rychlostí, jejíž doba se blíží nekonečnu. Lze tak parametr považovat za konstantní, neměnný v čase. Většina parametrů je však závislá na dynamice dějů, jako například nestacionární děj výměny náplně válce nebo tlakové pulsace vyvolané prouděním směsi v potrubí. [11]

Pro přesnější vyjádření idealizovaného cyklu je vhodné doplnění o model výměny náplně válce. Důležitým předpokladem je znalost nebo odhad stavu podílu zbytkových plynů  $x_r$ , ve kterém se nachází na počátku vratné adiabatické komprese (bod 1 na Obr. 2-1) idealizovaného oběhu.



Obr. 2-1 - Idealizovaný oběh motoru [11]

Zbytkové plyny zaujímají objem, který by jinak zaplnila čerstvá směs. Jejich podíl lze obecně vyjádřit jako (3), kde  $m_r$  je hmotnost zbytkových plynů a  $m_c$  je součet hmotnosti nasáté směsi a zbytkových plynů.

$$x_r = \frac{m_r}{m_c} \quad (3)$$

Teplota směsi  $T_1$  v bodě 1 může být vztažena k teplotě nasávané směsi  $T_i$  a vyjádřena vztahem (4).



$$\frac{T_1}{T_i} = \frac{1 - x_r}{1 - \frac{1}{\gamma r_c} \left[ \frac{p_e}{p_i} + (\gamma - 1) \right]} \quad (4)$$

Výsledná plnicí účinnost je tímto podílem zbytkových plynů snížena. Protože se tento stav vztahuje k idealizovanému modelu, je nezávislý na čase. Na základě tohoto předpokladu platí pro plnicí účinnost dle [11] vztah (5). Při znalosti počátečních podmínek adiabatické komprese, jako je teplota a tlak směsi (6) a referenčních podmínek okolí (7)

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} V_d} = \frac{m(1 - x_r)}{\rho_{a,0} [1 + (F/A)]} \frac{r_c}{(r_c - 1) V_1} \quad (5)$$

$$p_i V_1 = m \frac{\tilde{R}}{M} T_1 \quad (6)$$

$$p_{a,0} = \rho_{a,0} \frac{\tilde{R}}{M_a} T_{a,0} \quad (7)$$

může být souhrnná plnicí účinnost idealizovaného cyklu vyjádřena v závislosti na tlaku směsi v sání  $p_i$  a teplotě  $T_i$ , směšovacímu poměru  $(F/A)$ , kompresním poměru  $r_c$ , tlaku ve výfuku  $p_e$ , molární hmotnosti  $M$  a poměrem měrných tepelných kapacit  $\gamma$ , vztahem (8). [11]

$$\eta_v = \left( \frac{M}{M_a} \right) \left( \frac{p_i}{p_{a,0}} \right) \left( \frac{T_{a,0}}{T_i} \right) \frac{1}{[1 + (F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c - 1} - \frac{1}{\gamma(r_c - 1)} \left[ \left( \frac{p_e}{p_i} \right) + (\gamma - 1) \right] \right\} \quad (8)$$

V zážehových motorech přítomnost par paliva (plynné palivo, páry kapalného paliva apod.) v sacím potrubí snižují parciální tlak vzduchu pod tlak směsi. Pro směsi vzduchu, vodní páry a vypařeného paliva lze psát celkový tlak v sacím potrubí  $p_i$  (9) jako součet jednotlivých parciálních tlaků.

$$p_i = p_{a,i} + p_{f,i} + p_{w,i} \quad (9)$$

Pro případ ideálního plynu a plně odpařeného paliva platí (10). Poměr tlaků na vstupu sacího potrubí  $p_{a,i}$  a  $p_i$  na vstupu do válce je zde funkcí směšovacího poměru dle (12). Pro konvenční kapalná paliva jako například benzín, je efekt par paliva a na nich závislý směšovací poměr malý. Pro plynná paliva a methanol je však přítomností par ve směsi celková plnicí účinnost značně snížena.

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left( \frac{M_a}{M_f} \right) + \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) \left( \frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (10)$$

Vlivem odpařování paliva klesá jeho teplota za předpokladu, že se do směsi nepřivádí teplo. Experimentální data ukazují, že teplota vlivem odpařování paliva klesá více než při poklesu parciálního tlaku vzduchu způsobené množstvím par paliva. Snížením parciálního tlaku dochází ke snížení plnicí účinnosti, naproti tomu právě pokles teploty při odpařování paliva má za následek zvýšení plnicí účinnosti o několik procent. Změna poměru tlaků v sání a výfuku a změna kompresního poměru má vliv na proměnlivý objem zbytkových plynů ve válci. Je to patrné z (8) pro idealizovaný model plynu. Zvýšením protitlaku  $p_e$  ve výfukovém potrubí objem těchto plynů roste a plnicí účinnost klesá. [11]

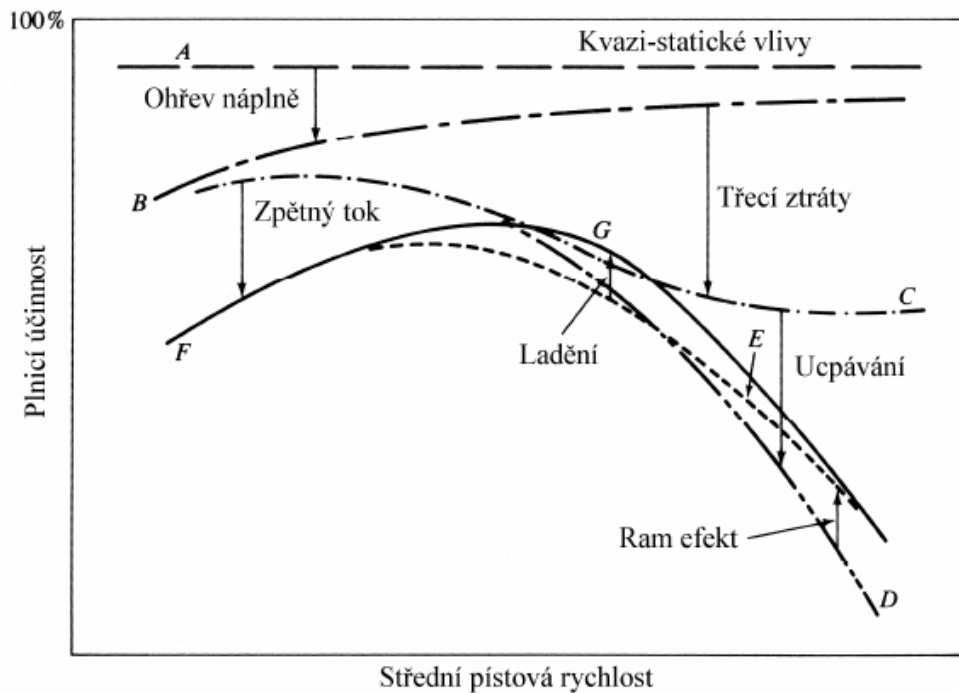
Vlivem nestacionárního proudění dochází během sacího zdvihu v sacím systému ke třecím ztrátám. Velikost celkové tlakové ztráty je rovna součtu jednotlivých ztrát na každém komponentu v sacím systému. Z toho důvodu je tlak v sání nižší než atmosférický. Pro každý komponent dle Bernoulliho rovnice platí vztah (11) pro tlakovou ztrátu v závislosti na lokální rychlosti a koeficientu tření.

$$\Delta p_j = \xi_j \rho v_j^2 \quad (11)$$

Stejné podmínky platí i pro výfukový systém, proto je naopak tlak ve výfuku vyšší než atmosférický. [11]

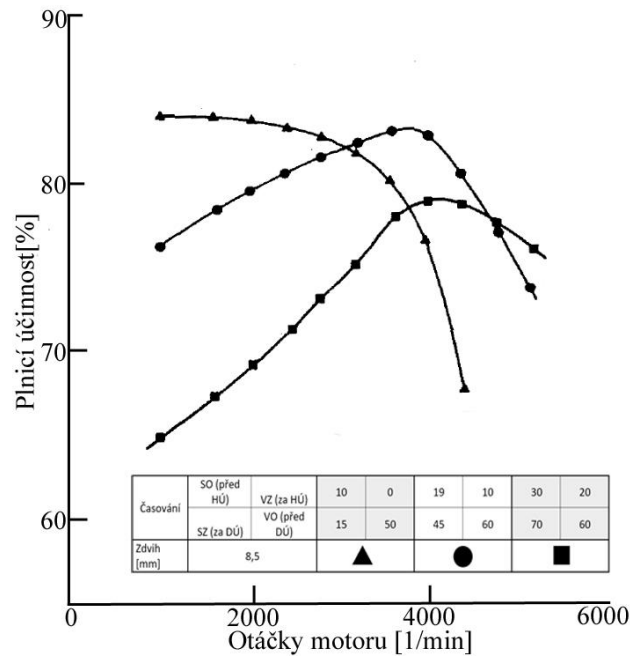
Plnicí účinnost lze vyjádřit v závislosti na střední pístové rychlosti. Vliv jednotlivých fenoménů je znázorněn na Obr. 2-2. Bez pohybu pístu je plnicí účinnost snížena vlivy jako je tlak par paliva nebo objem zbytkových plynů z předchozího cyklu pod hranici 100 % (křivka A). Ohřátím směsi při proudění v sacím potrubí je účinnost dále snížena z křivky A na B. Snížení účinnosti je zjevnější v nízkém zatížení z důvodu delšího setrvání čerstvé směsi v sacím potrubí. Z (11) vyplývá, že hodnota třecích ztrát roste s druhou mocninou otáček motoru, což způsobuje pokles z křivky B do C. Ve vysokých otáčkách dochází zvyšováním rychlosti proudící čerstvé směsi k aerodynamickému ucpání (pokles plnicí účinnosti z křivky C do D). Plnicí účinnost lze ve vysokých otáčkách zvýšit setrvačností sloupce plynu neboli ram efektem. Zmenšujícím se průřezem uzavíráním sacího ventilu roste tlak v sacím kanále. To prodlužuje možnost plnění válce v době, kdy píst zpomaluje u DÚ a začíná kompresní zdvih (posun křivky D do E). Při nízkých otáčkách však pozdější uzavření sacího ventilu pro maximalizaci využití ram efektu způsobuje vtok čerstvé směsi zpět do sacího potrubí (posun křivky C a D do F).

V poslední řadě optimalizací délky a tvaru sacího a výfukového potrubí lze významně zvýšit plnicí účinnost v určitém rozsahu otáček. Pulzující tok z válce při expanzi způsobuje tlakové vlny. Ty se šíří rychlostí zvuku a odráží se od stěn potrubí. U více válcových motorů se tlakové vlny od jednotlivých válců navzájem ovlivňují ve společném plénu. V sacím potrubí vznikají tlakové vlny nestacionárním průtokem. Tlakové vlny mohou plnicí účinnost u nepřepřítovaného motoru zhoršit nebo zlepšit. Vhodným načasováním tlakových vln lze zvýšit podtlak ve výfukovém kanále na konci výfukového zdvihu a zvýšit tlak před sacím ventilem na konci sacího zdvihu a tím zvýšit hmotnost směsi nasátou do válce.



Obr. 2-2- Závislost plnicí účinnosti na střední pístové rychlosti [15]

Podrobnější dopady na průběh výměny náplně válce pracovní směsí způsobené změnou jednotlivých parametrů jsou blíže specifikovány v následujících subkapitolách 2.2.1-2.2.4. Výsledný tvar křivky G a vliv časování otevření a uzavření sacího a výfukového ventilu názorně ilustruje Obr. 2-3. Ze závislostí je patrné, že dřívější uzavření sacího ventilu zvyšuje plnicí účinnost v nižších otáčkách omezením vtláčování čerstvé směsi zpět do sacího potrubí. Nevýhodou je pak omezení průtoku ve vyšších otáčkách, což se projevuje snížením plnicí účinnosti. [11]



Obr. 2-3 - Vliv časování ventilů na plnicí účinnost [11]

Dalším parametrem ovlivňující výsledný výkon motoru je směšovací poměr  $F/A$  (12), který definuje poměr průtoku paliva a vzduchu do válce. [11]

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (12)$$

Praktický význam má měrná spotřeba paliva (13), jenž udává vztah mezi hmotnostním průtokem paliva vztáženým na efektivní výkon motoru. [3]

$$m_{pe} = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (13)$$

Z analogie k tepelné účinnosti lze definovat celkovou účinnost motoru  $\eta_f$  (14). Vyjadřuje poměr získané práce z dodaného paliva za jeden pracovní cyklus. [11]

$$\eta_f = \frac{1}{m_{pe} \cdot Q_{HV}} \quad (14)$$

Pro výsledný točivý moment je formální úpravou z (1) získáno (15). [11]

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_D Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (15)$$

Pro srovnání se v dnešních výpočetních programech využívá řešení Navier-Stokesových diferenciálních rovnic. Ve většině případů se řeší plně dostačujícím 1D přístupem. Rovnice se řeší integrací, a to explicitně nebo implicitně. Detailněji je o tom pojednáno v kap. 6.1. Rovnice pro plnicí účinnost, se kterou pracuje prostředí GT-ISE je obecně vyjádřena dle [20] jako (16). Je přímo úměrná konkrétnímu okamžitému hmotnostnímu toku (vzduch, směs paliva a vzduchu, všech plynných složek apod.) sacími ventily. Nejčastěji je vztažena k atmosférickým podmínkám nebo libovolné části sacího potrubí.

$$\eta_v = \frac{\phi \dot{m} dt}{\rho_{a,0} V_D} \quad (16)$$

## 2.2 Definice zdvihové křivky ventilu

K popisu chování ventilu se používá zdvihová křivka definovaná obrysem vačky. Její průběh definuje výsledný zdvih ventilu  $h(\alpha)$ , první a druhá derivace zdvihu určuje výslednou rychlost (17) a zrychlení ventilu (18). Požadavky na vlastnosti rozvodového mechanismu musí splňovat následující specifiky:

- vyhovět požadavkům motoru na výměnu válce čerstvou směsí
- otevírání a zavírání ventilů musí být rychlé a spojitě
- pohyb musí ideálně začínat a končit s nulovým zrychlením
- funkce zdvihové křivky musí být spojitá (existence první a druhé derivace)
- třetí derivace zdvihu (ryv) musí nabývat konečných hodnot
- minimální vlastní kmitání rozvodových prvků (zejména ventilové pružiny).

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = h' \cdot \omega \quad (17)$$

$$a = \frac{d(h' \cdot \omega)}{dt} = h'' \cdot \omega^2 \quad (18)$$

Důležitost existence první a druhé derivace je zřejmá. Pokud by zdvihová křivka nabývala svou druhou derivací hodnotu nula, z druhého Newtonova zákona by nevznikala žádná dynamická síla ani namáhání. [8]

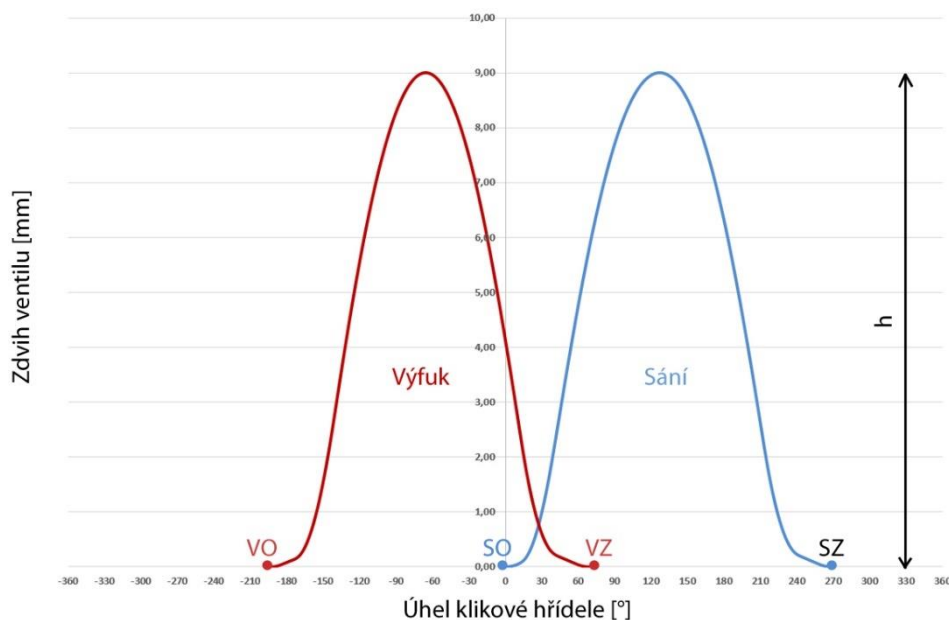
Ventilový rozvod čtyřdobého motoru může být popsán šesti vstupními parametry. Dle druhu použití systému pro variabilní ventilový rozvod lze měnit část nebo všechny z těchto uvedených parametrů. Jak bude zmíněno v kapitole 6.4.1, v případě návrhu optimálního



časování pro experimentální jednoválec lze při výpočtu měnit čtyři parametry, z nichž jsou pouze dva nezávislé (SO; VO). Na Obr. 2-4 je znázorněn reálný průběh zdvihových křivek čtyřválcového motoru. Typické hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v Tab. 2-1. [3]

Fáze ventilu	Úhel KH
[-]	[°]
VO	20÷60 před DÚ
VZ	5÷35 za HÚ
SO	40÷0 před HÚ
SZ	20÷60 za DÚ

Tab. 2-1 - Typické hodnoty jednotlivých fází ventilu



Obr. 2-4 - Zdvih sacího a výfukového ventilu

### 2.2.1 Vliv časování otevření výfukového ventilu – VO

K otevření výfukového ventilu dochází ke konci expanzního zdvihu při zpomalení pístu v DÚ. Následkem toho, že ve chvíli otevření výfukového ventilu může být tlak plynů ve válci stále 3-4 bary, dochází k opuštění válce díky jejich kinetické energii výfukovým potrubím do atmosféry. Otevření výfukového ventilu lze uskutečnit v závislosti na velikosti otáček v rozdílných úhlech. V prvním případě výfukový ventil otevírá před dosažením pístu DÚ. To se projevuje na rychlejším opuštění většiny výfukových plynů z válce vlivem jejich kinetické energie a minimalizaci negativní práce konané pístem při pohybu k HÚ. Toto nastavení je

výhodné ve vysokých otáčkách z důvodu menšího časového intervalu pro výměnu náplně válce čerstvou směsí. Ve druhém případě dochází k otevření výfukového ventilu v blízkosti DÚ. Využito je maximálního potenciálu expanze plynů. V nízkém zatížení je časový interval pro výměnu náplně válce delší, proto je pozdější otevření výfukového ventilu výhodnější. Výsledkem je získání vyššího točivého momentu. [2], [4], [3]

### **2.2.2 Vliv časování zavření výfukového ventilu – VZ**

Časování zavření výfukového ventilu má významný vliv na zbytkový objem výfukových plynů ve válci před počátkem sacího zdvihu pracovního oběhu. Úhel zavření výfukového ventilu je také jedním z parametrů definujících překrytí ventilů. Proud plynů unikající z válce motoru po pracovním zdvihu vyvolává ve výfukových svodech pulzace. Tlakové vlny mohou v závislosti na tvaru a délce potrubí způsobovat urychlení výtoku výfukových plynů vlivem podtlaku za tlakovou vlnou. Pokud je směr pohybu odražené vlny zpět k válci, tlačí zvýšený tlak na čele vlny výfukové plyny zpět do válce. Pulsace mezi jednotlivými válci navzájem interferují a jsou závislé na velikosti otáček. Fixní časování zavření výfukového ventilu je proto kompromisem pro úzký interval otáčkového spektra. Pro vysoké otáčky je požadavek na větší množství čerstvě nasáté směsi vzduchu a paliva do válce. Z toho důvodu je nutné minimalizovat objem výfukových plynů z expanzního zdvihu. Žádané je zavření výfukového ventilu  $v$ , anebo krátce po dosažení pístu HÚ. V nízkých otáčkách je výhodné ponechat část objemu výfukových plynů ve válci. Tento zbylý objem redukuje množství čerstvě nasáté směsi a teplotu spalování. Z hlediska přítomnosti části objemu plynů ve válci při plnicím zdvihu nemusí škrticí klapka příliš omezovat velikost průtoku vzduchu. Následkem je snížení pumpovní ztráty. Fenomén přítomnosti části objemu výfukových plynů při sacím zdvihu se nazývá vnitřní recirkulace výfukových plynů – EGR. Velikost jeho podílu je však limitní. Pokud je příliš vysoký, může docházet k problémům se zápalom čerstvé směsi. [2], [4], [3]

### **2.2.3 Vliv časování otevření sacího ventilu – SO**

Otevření sacího ventilu umožňuje vstup čerstvé náplně do válce. V případě motoru s vnějším tvořením směsi je to vzduch a palivo. U motoru s vnitřním tvořením směsi umožňuje otevření sacího ventilu pouze vstup vzduchu a palivo je dopravováno přímým vstřikem. Úhel otevření sacího ventilu je druhým parametrem definující překrytí ventilů. Otevření sacího ventilu před dosažením pístu HÚ způsobuje vtačování části objemu výfukových plynů pístem

do sacího potrubí namísto do výfukového. V první fázi tak dochází k redukci objemu čerstvě nasáté směsi a vzniku recirkulace výfukových plynů. Tento stav se využívá v nízké oblasti otáček z důvodu delšího časového úseku pro výměnu náplně. Právě kvůli předčasnému otevření sacího ventilu se v počátku sacího zdvihu dosáhne většího průtočného průřezu v sedle ventilu a zároveň snížení škrcení čerstvé náplně. Otevření sacího ventilu při pohybu pístu k DÚ nemá praktický důvod, pokud je v této chvíli výfukový ventil uzavřen. Dochází tím k pumpovným ztrátám. Za předpokladu otevřeného výfukového ventilu a stále uzavřeného sacího ventilu dochází v určitém okamžiku ke stejnému jevu jako v předchozím případě. Výfukové plyny jsou namísto ze sacího potrubí kvůli pohybu pístu k DÚ nasávány zpět do válce. [2], [4], [3]

#### **2.2.4 Vliv časování zavření sacího ventilu – SZ**

Úhel zavření sacího ventilu má velmi významný vliv na plnicí účinnost motoru. Velikost objemu čerstvé směsi nasáté do válce je ovlivňována úhlem zavření sacího ventilu. Významnou roli zde hraje i tvar a délka sacího potrubí a okamžitá hodnota otáček motoru. Vhodně zvoleným sacím potrubím a kanálem se zde využívá setrvačnosti proudící náplně neboli ram efektu a tlakových pulzací od nestacionárního proudění. Ram efekt způsobuje zvýšený tlak v sacím kanále při uzavírání ventilu a umožňuje plnění válce do určité pozice pístu i při kompresním zdvihu. Vhodným časováním tlakových vln, které vznikají odrazem od konce potrubí lze prodloužit dobu plnění válce vlivem zvýšeného tlaku na čele tlakové vlny. Pro maximalizaci točivého momentu se tak úhel zavření posouvá dále za DÚ se zvyšujícími se otáčkami. Omezení hmotnosti směsi nasáté do válce lze dosáhnout dvěma stavy. Dřívějším, anebo naopak pozdějším uzavřením sacího ventilu, kdy už je kinetická energie nasávané směsi překonána kinetickou energií pístu a směs je vtačována zpět do sacího potrubí. Ve druhém případě nastávají i určité pumpovné ztráty. Obecná redukce nasáté směsi má ve výsledku vliv na snížení plnicí účinnosti. [2], [4], [3]

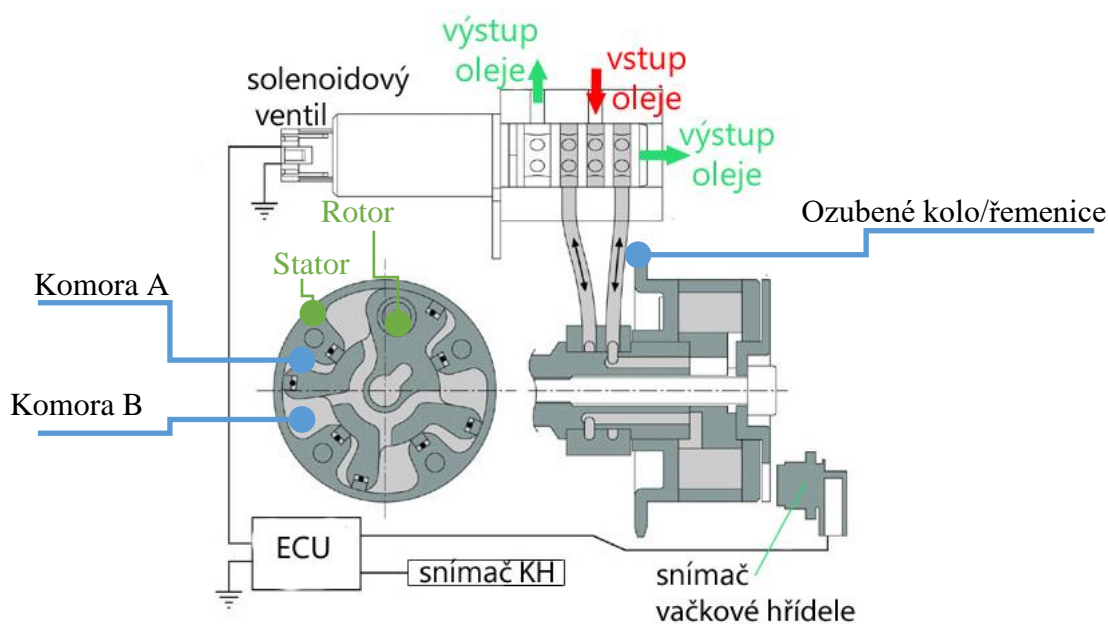
### **3. Přehled používaných systémů variabilních ventilových rozvodů**

V současné době se systémy pro variabilní nastavení ventilových rozvodů dají rozdělit do dvou kategorií. První subkategorii je přímé ovládání vačkové hřídele, přesněji její úhlové natočení vůči klikové hřídeli přímo za chodu motoru. Tato subkategorie se dále dělí do dvou větví dle principu ovládání natáčení na:

- hydraulické ovládání
- elektrické ovládání.

Obecně je zařízení z angličtiny nazýváno camphaser, což se v češtině dá vyjádřit jako přesuvník vačkové hřídele. V textu je však používán anglický termín.

Hydraulické ovládní natáčení vačkové hřídele je ve svém principu spíše elektrohydraulické, neboť změna úhlu natočení je způsobena tlakovým olejem, jehož změna objemu v jednotlivých komorách je řízena pomocí solenoidového ventilu. Camphaser a solenoidový ventil jsou napojeny na hydraulický okruh motoru. Tlakový olej je přiváděn olejovým čerpadlem. Čtyřcestný solenoidový ventil přepíná v závislosti na požadovaném úhlu natočení statoru vůči rotoru mezi dvěma okruhy, a tím přivádí tlak oleje do komor A nebo B dle Obr. 3-1. K natočení dochází působením tlaku oleje na lopatky rotoru. Pozici solenoidového ventilu vyhodnocuje ECU v závislosti na okamžitých hodnotách otáček motoru a požadované polohy natočení. Pro nastavení určité polohy natočení otevírá čtyřcestný ventil daný hydraulický okruh. Po dosažení požadované polohy se ventil uzavře a dochází k udržení tlaku v protikomorách do dalšího otevření solenoidového ventilu. [5]

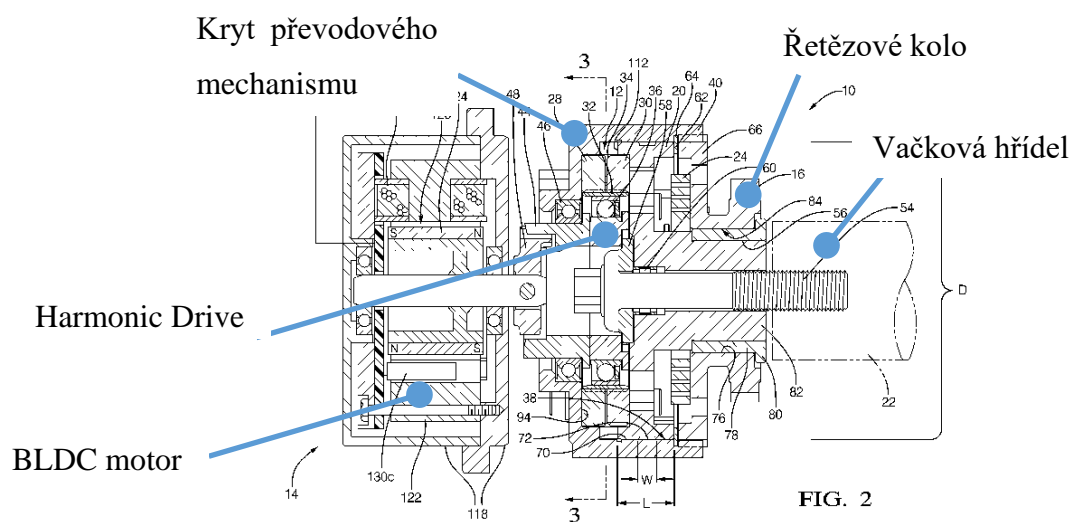


Obr. 3-1 - Schéma hydraulického mechanismu [6]

Nevýhodou tohoto řešení na hydraulickém principu jsou okrajové podmínky použitého oleje v celé soustavě motoru. Čerpatelnost a viskozita oleje jsou veličiny závislé na teplotě. To omezuje použití camphaseru v nízkých teplotách či ihned po startu motoru. Aplikace hydraulicky ovládaného camphaseru je totiž závislá na tlaku oleje. Kvůli tomuto jevu je součástí mechanismu aretační kolík na pružině. Ten drží rotor v uzamčené pozici oproti statoru do té doby, než je dosaženo požadovaného tlaku oleje. Kolík je pak odblokován samotným tlakem

oleje, který překoná předpětí v pružině a mechanismus je uvolněn. Dalším limitním faktorem jsou zástavbové rozměry mechanismu camphaseru, a z toho vyplývající objem jednotlivých prepouštěcích komor. Větší objem komor může zajistit větší celkový rozsah natáčení rotoru vůči statoru, ovšem na úkor jeho větším rozměrům. Z dostupných mechanismů se maximální úhlový rozsah pohybuje v rozmezí 30°. [5], [6]

Elektrický, respektive elektromechanický camphaser odstraňuje určité nevýhody výše uvedeného způsobu ovládní. Schéma celého mechanismu je znázorněno na Obr. 3-2. Vačková hřídel je spojena s vnějším krytem mechanismu, na kterém je řemenové nebo řetězové kolo. Přes rozvodový člen je tento kryt poháněn. Úhlové natočení mezi krytem a vačkovou hřídelí je v případě camphaseru od společnosti Delphi dosaženo speciálním převodovým mechanismem s komerčním názvem Harmonic Drive. Tento způsob převodu se vyznačuje vysokým převodovým poměrem 40:1 ÷ 100:1. V principu se jedná o modifikaci planetového soukolí. Koruna v mechanismu zůstává, avšak planeta a satelity jsou nahrazeny jedním, eliptickým členem. Tento člen je ovládán BLDC motorem, což je bezkartáčový stejnosměrný elektromotor, který pracuje pod napětím 12 V. Rozdílnými otáčkami mezi elektromotorem a vačkovou hřídelí dochází k fázovému posuvu v převodovém mechanismu. Motor je aktivní jen při požadavku fázové změny. Aktuální trend snižování ztrát jednotlivých systémů v automobilu zde eliminuje část hydraulického okruhu a s ním spojeny tlakové ztráty a energie pro pohon olejového čerpadla.

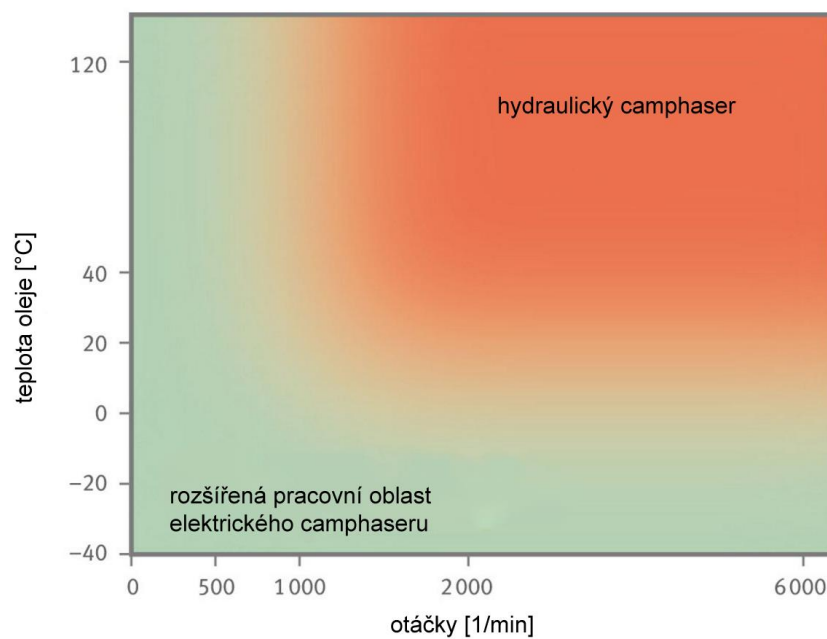


Obr. 3-2 - Elektrický camphaser [5]

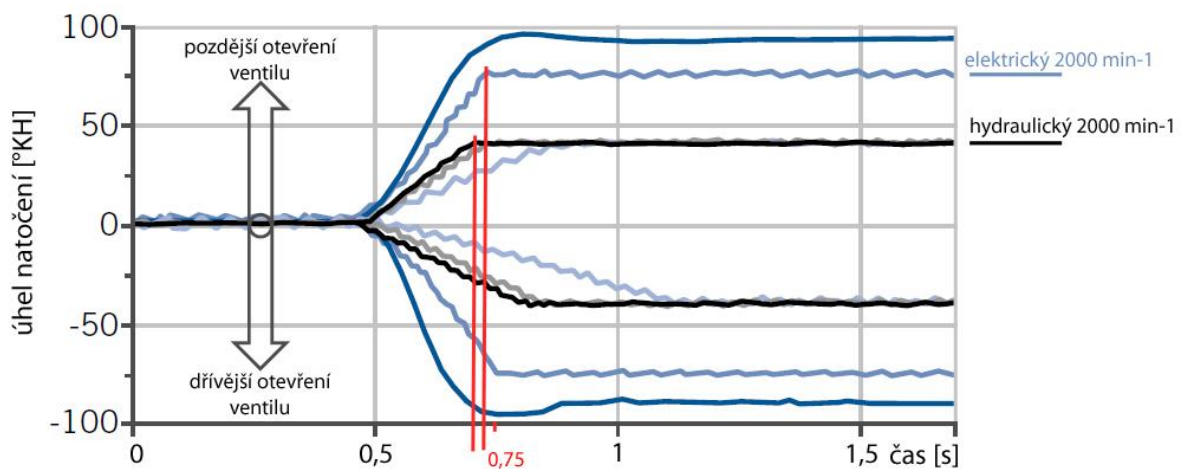
Elektrický camphaser lze použít ihned po studeném startu i ve velmi nízkých teplotách. Je zde



odstraněna časová prodleva zahřátí oleje. Na Obr. 3-3 je srovnání oblastí použití obou variant v závislosti na teplotě. Oblast použití je rozšířena nejen do nižších teplot, ale i do nižších otáček, jelikož zde odpadá dostatečný pracovní tlak z olejového čerpadla k natočení lopatek camphaseru. S tím je spojeno i teoreticky neomezené fázové posunutí mezi řemenicí a vačkovou hřídelí. Toto natočení je však prakticky limitní, kvůli kolizi pístu a ventilu. Vzhledem k použití ozubeného převodového mechanismu je elektrický camphaser přesnější v nastavování požadovaného úhlu a disponuje rychlejší fázovou změnou. Porovnání rychlostí fázové změny je na Obr. 3-4. Při stejných otáčkách motoru je patrné, že za přibližně stejný časový úsek 0,22 s dojde k větší fázové změně u elektrického camphaseru. [5], [9]



Obr. 3-3 - Porovnání oblastí použití hydraulického a elektrického camphaseru [5]



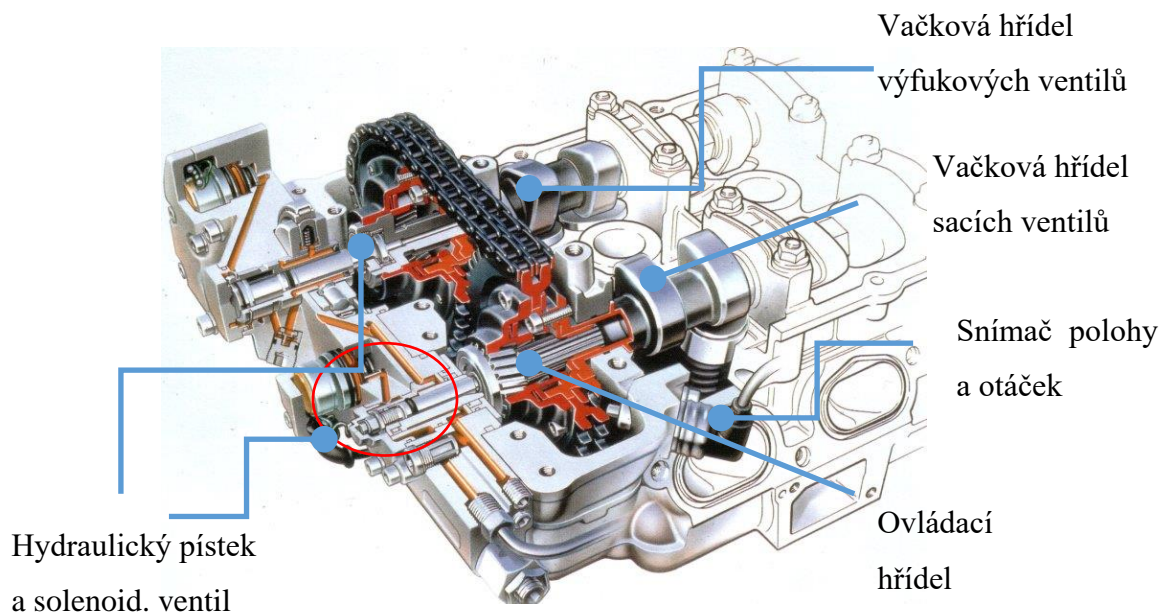
Obr. 3-4 - Srovnání rychlostí fázové změny [10]

### 3.1 Komerční systémy variabilních ventilových rozvodů

Komerční řešení variabilních ventilových rozvodů ve většině případů přicházejí s vlastním řešením ovládní vačkové hřídele. V několika aplikacích systém vychází z výše uvedeného hydraulického camphaseru. Avšak často jsou systémy pro proměnné časování spojeny s mechanismy pro variabilní zdvih ventilů. Objevují se i nekonvenční řešení např. od společnosti Fiat. Některá z řešení jsou detailněji rozebrána v následujících subkapitolách.

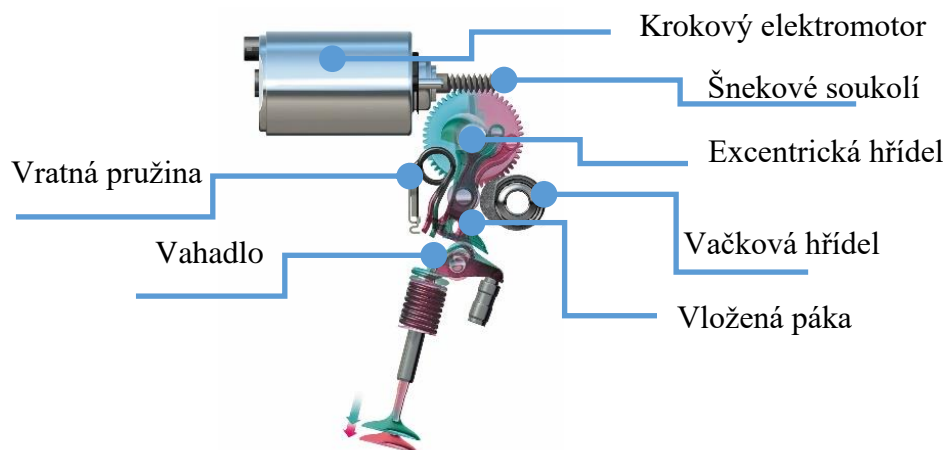
#### 3.1.1 BMW VANOS, Double VANOS a Valvetronic

Společnost BMW nabízí dvě, resp. tři řešení pro variabilní ventilový rozvod. Prvním je BMW VANOS, resp. Double VANOS. Princip těchto mechanismů je stejný, jelikož Double VANOS dokáže ovládat nejen sací, ale i výfukovou vačkovou hřídel. Tento systém disponuje spojitou časovou změnou natáčení vačkové hřídele na elektrohydraulickém principu. Mechanismus je napojen na hydraulický okruh motoru. K samotnému natáčení dochází podobně jako u hydraulického camphaseru, pomocí elektromagnetického ventilu. Ten přepouští olej, který je pod pracovním tlakem 10 MPa, působí na hydraulický pístek. Vačková hřídel je zakončena vnitřním rovným drážkováním, do kterého je zasunuta ovládací hřídel s vnějším rovným drážkováním a na druhém konci se šikmým drážkováním. To je zasunuto do náboje řetězového kola. Drážkováním je zajištěn přenos točivého momentu z řetězového kola na vačkovou hřídel. Působením tlaku na hydraulický pístek dochází k axiálnímu posuvu ovládací hřídele a jejímu zasouvání do hřídele vačkové. Šikmým drážkováním vzniká fázový posun mezi řetězovým kolem a vačkovou hřídelí. Vysokým tlakem v hydraulickém okruhu trvá plné natočení vačkové hřídele o 21° jen 0,25 s. [1], [5]



*Obr. 3-5 - BMW DOUBLE VANOS [5]*

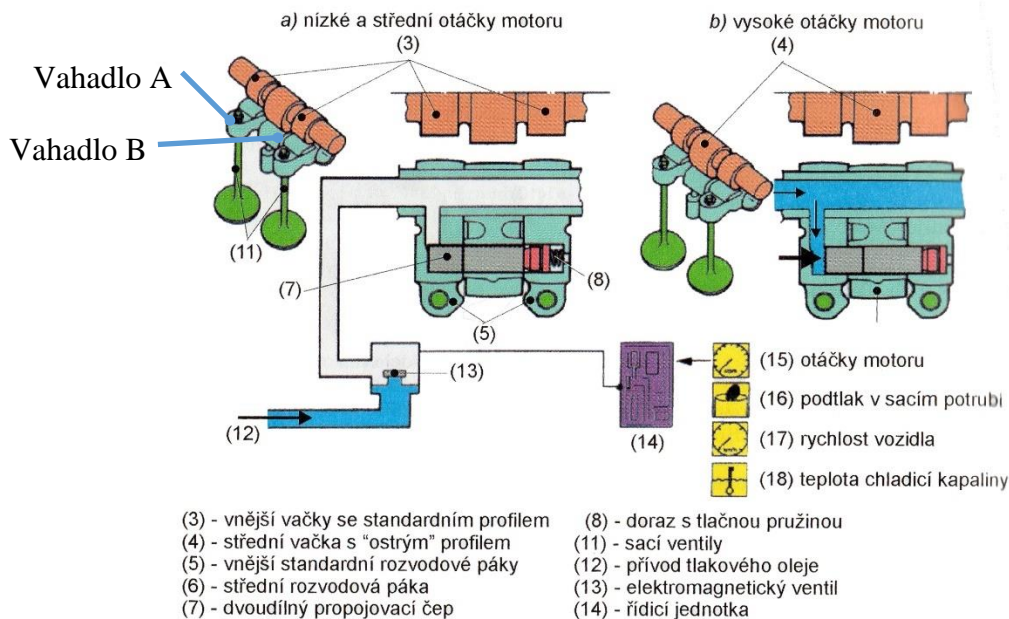
System BMW Valvetronic je druhou variantou vyvinutou společností BMW. Tento systém nabízí elektromechanickou spojitou změnu zdvihu ventilů pomocí excentrické hřídele a krokového elektromotoru. Vačková hřídel nepůsobí přímo na vahadlo a ventil, nýbrž na vloženou páku. K její úhlové změně dochází přes šnekové soukolí krokovým elektromotorkem. To je umístěno na konci excentrické hřídele, jehož poloha natočení definuje výsledný převodový poměr mezi ventilovým zdvihem a vačkou. Výhodou tohoto systému je eliminace škrticí klapky v sání motoru. Fyzicky je v sání klapka stále přítomna, ale je používána pouze v případě poruchy, jinak je stále otevřena. Tím se docílí určitého snížení pumpovních ztrát v motoru. Variabilita zdvihu se pohybuje v intervalu  $0,2 \div 9,7$  mm. Celý mechanismus dokáže změnu nastavení mezi krajními hodnotami zdvihu uskutečnit za 0,3 s. Na Obr. 3-6 jsou znázorněny dvě možné polohy pro tento systém. [1], [5]



Obr. 3-6 - BMW Valvetronic [5]

### 3.1.2 Honda VTEC

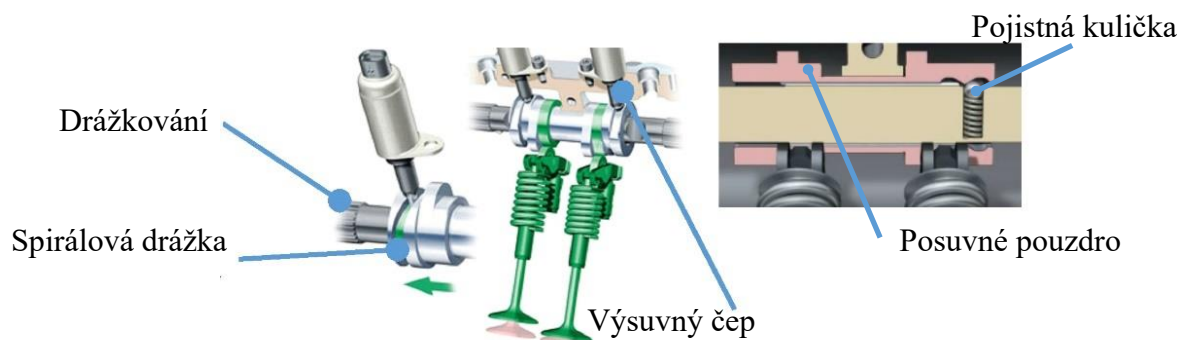
Společnost Honda byla historicky mezi prvními s použitím variabilních ventilových mechanismů. Systém VTEC je používán ve vícero modifikacích, ale základní myšlenka principu funkce je neměnná. Nejpoužívanější mutace s komerčním názvem i-VTEC obsahuje skokovou změnu zdvihu ventilů a spojitou změnu časování zdvihu ventilů pomocí hydraulického camphaseru. Princip hydraulického camphaseru byl již popsán. Systém je ovládán elektrohydraulicky. Schematicky je znázorněn na Obr. 3-7. Na straně sacích ventilů jsou celkově tři ramena, na které působí trojice vaček. Dvě z nich mají stejný profil a jsou určeny pro přímý zdvih ventilů přes vahadla A. Třetí vačka má větší profil a ke zdvihu ventilu dochází nepřímo přes vahadlo B. Volba velikosti zdvihu je závislá na velikosti otáček. Přepínání mezi jednotlivými profily dochází hydraulickým tlakem, který přesouvá čep v drážce ukončenou tlačnou pružinou. Pro spojení všech tří vahadel je přiváděn tlakový olej do drážky a dochází k posunu čepu a stlačení pružiny. Výsledná poloha čepu definuje spojení vahadel A a B, a tím výslednou velikost zdvihu. K rozpojení vahadel dochází poklesem tlaku v drážce a energie uložená v pružině vrací čep do původní polohy. Okamžik přesunu čepu je možný jen ve chvíli, kdy je vačka svou základní kružnicí v kontaktu s vačkovou hřídelí. Rychlost přesunu čepu je 0,02 s. [1]



Obr. 3-7 - Honda VTEC – schematické uspořádání [1]

### 3.1.3 Audi Valvelift

Systém Valvelift od společnosti Audi je zajímavým řešením pro skokovou změnu profilu vačky. Na vačkové hřídeli s vnějším drážkováním, jsou v závislosti na počtu válců, umístěna pouzdra s dvěma profily vaček pro menší a větší zdvih. Axiálně je pouzdro jištěno pomocí drážky a kuličky na pružině, detailnější znázornění je na Obr. 3-8. Pro změnu profilu vačky je na vnější straně pouzdra spirálová drážka, do které zajíždí čep ovládaný solenoidem. Zasunutím čepu do spirálové drážky dochází k předem přesně definovanému axiálnímu posuvu pouzdra po vačkové hřídeli a jeho následným jištěním kuličkou na pružině. Přesuv je možný jen v případě kontaktu vačky s vačkovou hřídelí základní kružnicí. Pro větší počet válců se tento systém používá s modifikací vypínání jednotlivých válců, přesněji nulovým zdvihem jednotlivých ventilů. Toho je docíleno naprosto identickým mechanismem, lišícího se pouze v profilu menší vačky, kdy je celý profil jen základní kružnice, která nekoná žádný zdvih. [5]

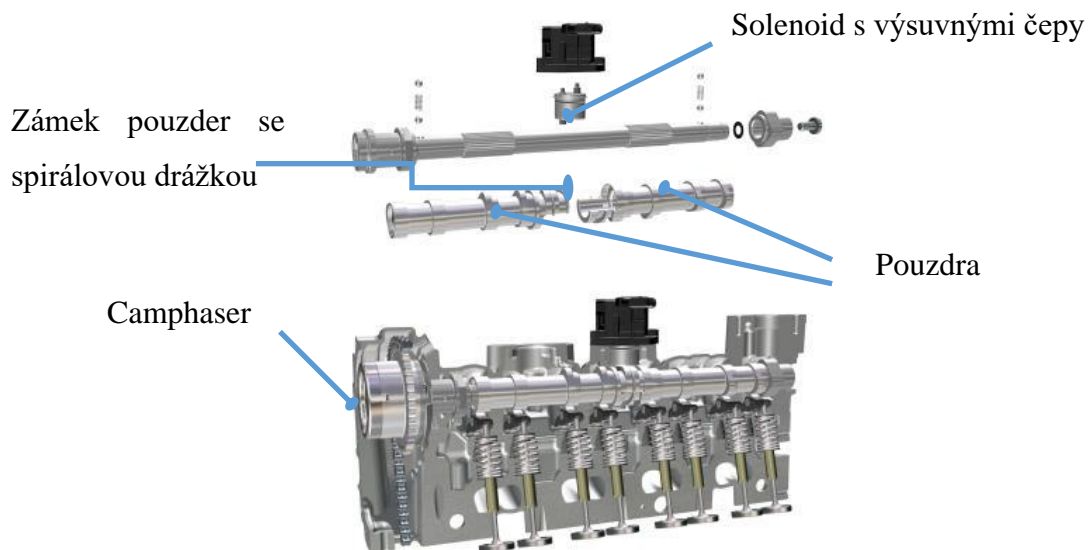


Obr. 3-8 - Audi Valvelift [5], [9]

### 3.1.4 Mercedes-Benz Camtronic

Mercedes-Benz využívá similární mechanismus jako v případě systému Valvelift od Audi. Je zde umožněno natáčení vačkové hřídele pomocí hydraulického camphaseru. Pro každý ventil jsou k dispozici dva profily vaček. Změna velikosti zdvihu je skoková. Na vačkové hřídeli je vnější drážkování, na které jsou nasunuta dvě pouzdra s odlišnými profily vaček. Tato dvě pouzdra jsou spojena uprostřed vačkové hřídele. V tomto uzlu je umístěný solenoid s dvěma výsuvnými čepy. V uzlu spojení je spirálové drážkování, pomocí kterého lze obě pouzdra axiálně posouvat. Obě pouzdra (viz Obr. 3-9) jsou do sebe zasunuta zámkovým systémem a spirálové drážky na sebe plynule navazují. K axiálnímu posuvu dochází sekvenčně. Vzhledem k průměru vačkové hřídele a velikosti otáček je však tato časová prodleva zanedbatelná. Vracení k původnímu profilu vačky dochází po vysunutí druhého čepu stejným způsobem. Poloha pouzdra je opět zajištěna kuličkou na pružině. [5]

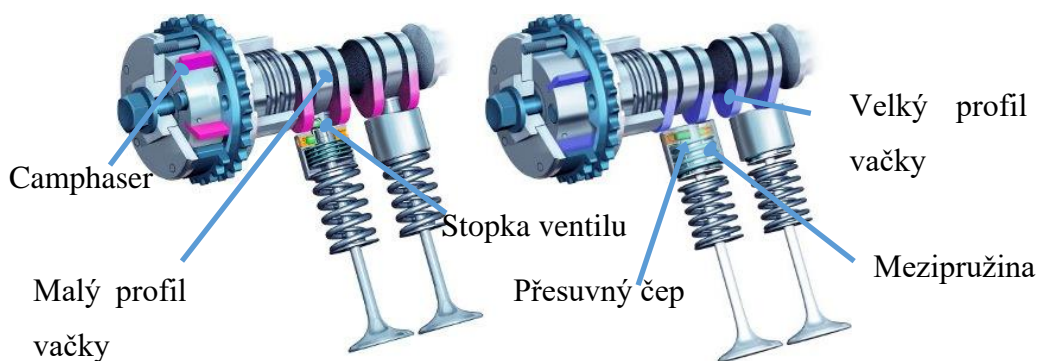




Obr. 3-9 - Mercedes-Benz Camtronic [12]

### 3.1.5 Porsche Variocam

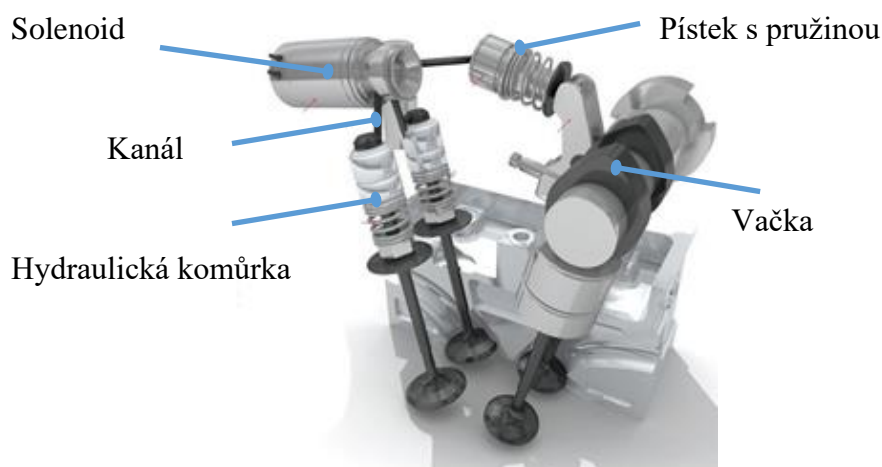
Pro ovládání sacích ventilů používá automobilka Porsche systém VarioCam, resp. VarioCam Plus. Ve druhém případě je navíc použito natáčení vačkové hřídele hydraulickým camphaserem. Systém disponuje větším a menším profilem vaček. Princip ovládání je obdobný jako v případě systému VTEC. Poloha posuvného čepu, který zajišťuje spojení dřívku ventilu s miskou, je ovládán tlakem oleje. Pro menší zdvih působí prostřední vačka na dřívek ventilu a dvojice větších vaček na miskou, která obsahuje mezipružinu. Pokud není čep zasunut do dřívku, zdvih větších profilů je mařen přes miskou a mezipružinu. Zasunutím čepu se docílí pevné spojení misky s ventilem a většího zdvihu. [13]



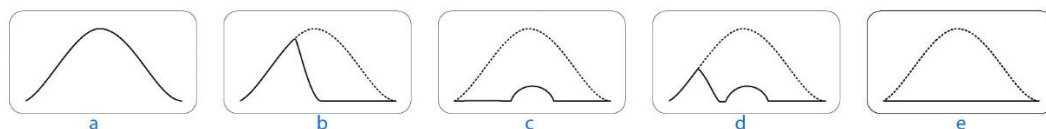
Obr. 3-10 - Porsche VarioCam Plus [13]

### 3.1.6 Fiat MultiAir

Systém MultiAir od koncernu Fiat, oficiálně licencovaný pod názvem UniAir společností Schaeffler, představuje jedno z možných nekonvenčních řešení. Technicky se jedná o OHC rozvod, který však vloženým hydraulickým okruhem supluje DOHC rozvod. Výfuková vačková hřídel je konvenčně poháněna řemenem a obsahuje profily vaček pro sací a výfukovou stranu. Výfukové vačky působí přes miskou a pružinu přímo na ventil. Zdvih sacích ventilů je realizován přes hydraulický mechanismus ovládaný solenoidovým ventilem. Působením profilu vačky přes vložené vahadlo dochází ke zvýšení tlaku oleje v kanálech. V závislosti na otevření solenoidu je dopravován tlakový olej přes kanál ke stopce ventilu a dochází ke zdvihu nebo zůstává zavřený, čímž ventil nekoná zdvih. Olej je pak dopravován do zásobníku. Zavření ventilu vykonává pružina, schéma mechanismu je zobrazeno na Obr. 3-11. Polohou solenoidového ventilu lze variabilně měnit dobu otevření ventilu v závislosti na jízdním režimu. Jednotlivé parametry nastavení jsou zobrazeny na Obr. 3-12. Je zřejmé, že pro maximální výkon systém využívá plný zdvih ventilu. Naopak pro nízké otáčky jsou uvedeny různé možnosti velikosti zdvihu. [5]



Obr. 3-11 - Fiat MultiAir [13]



Obr. 3-12 - Fáze zdvihu – a) plný zdvih; b) dřívější uzavření ventilu; c) Pozdější otevření ventilu; d) dvojitý zdvih; e) žádný zdvih [5]



#### **4. Způsoby návrhů a simulace systémů**

Konvenční přístup k simulaci dynamiky mechanismu spočívá v modelování jednotlivých subsystémů separovaně a následné použití výsledků jako okrajových podmínek pro další submodel. K analýze jednotlivých interakcí mezi jednotlivými subsystémy je za potřebí modelovat mechanismus jako celek. Užit lze komerční nebo univerzitní software. Z komerčních softwarů lze jmenovat například GT-SUITE, soubor programů společnosti Ricardo (Valvedyn, Wave, Engdyn...) nebo SIMPACK. Z univerzitních softwarů například MBSim z Technické Univerzity v Mnichově. Jednotlivá řešení nabízí modelování soustavy těles (multibody) 1D/2D/3D přístupem, kdy tělesa mohou být tuhá nebo poddajná. V některých případech lze využít přístup metody konečných prvků. V závislosti na složitosti modelu a požadovaných výsledcích je důležité zvolit vhodný přístup vzhledem k časové náročnosti výpočtů. Výhodou modelování jednotlivých subsystémů separovaně je větší množství parametrů, které detailněji popisují reálný model a přispívají k větší možnosti kalibrace modelu s relativně malou časovou náročností na výpočet. Spojením takto detailních submodelů pro zkoumání vzájemných interakcí způsobuje větší časovou náročnost na výpočet. Dle veřejně dostupných zdrojů lze jako holistický přístup k modelu uvést [17]. Jedná se o systém pro variabilní natáčení sací vačkové hřídele s diskretní změnou velikosti zdvihu ventilů společnosti Mercedes-Benz. Vačková hřídel je umístěna v kluzných ložiskách, ovládaná hydraulickým camphaserem s aretačním kolíkem, který je řízen solenoidovým ventilem. Model obsahuje kompletní hydraulický okruh včetně olejového čerpadla. Pro urychlení výpočtu je snaha o zjednodušení modelu. Autoři například nahradili hydraulickou podpěru pevnou, a dynamické účinky od ostatních členů, jako rozvodový řetěz, vnáší přes silový prvek tabulkou dat silových účinků. Není však zřejmé, zdali se jedná o data ze simulace nebo měření. Pro kalibraci toku oleje a tlakového spádu v camphaseru je využito CFD analýzy.

#### **5. Soubor získaných poznatků pro následující řešení simulačního modelu**

Pro tvorbu modelu je nutno definovat parametry pro vstupní veličiny v závislosti na požadovaných výstupech. Na tomto základě lze zvolit vhodný typ modelu. Ze zadání této práce je definována tvorba modelu v prostředí GT-SUITE. Výpočetní model lze s dostatečnou přesností řešit 1D přístupem.

Cílem simulačního modelu je:

- kalibrace průběhu zrychlení sacího a výfukového ventilu dle měřených dat
- kalibrace průběhu otáček sací a výfukové vačkové hřídele dle měřených dat
- predikce vlivu camphaserů a průběhů tlaků ve válci a kanálech na dynamiku sacích a výfukových ventilů
- stanovení optimálního časování ventilů a rychlostní charakteristiky pro nově vznikající jednoválec
- predikce optimální oblasti použití hydraulických camphaserů a rychlostí jejich fázových změn
- predikce průběhu otáček vačkových hřídelí
- predikce reakce mechanismu na skokové změny.

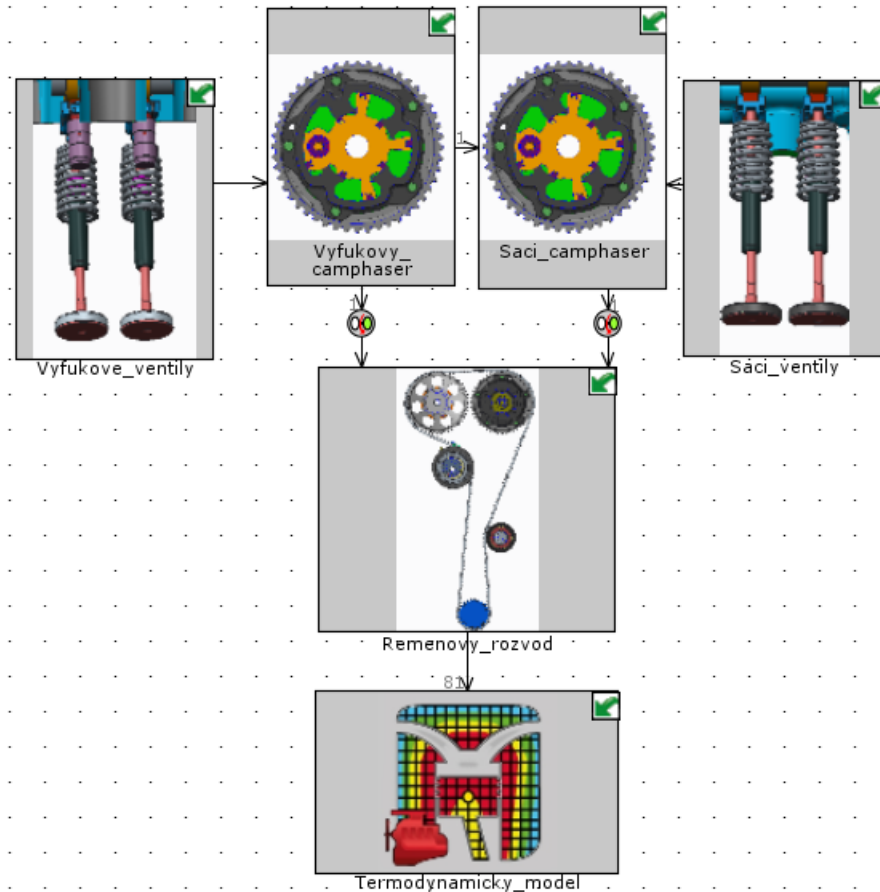
K řešení je nejhodnější zvolit holistický přístup. Pro kalibraci modelu jsou nutná naměřená data pro ověření správných výsledků simulací. Je nezbytné zahrnout všechny submodely, pro které jsou měřená data dostupná. Tím je zajištěna zvýšená přesnost výsledného modelu. K dispozici jsou měřená data pro průběh otáček sací a výfukové hřídele a zrychlení sacích a výfukových ventilů pro spektrum otáček  $1000\div 7000 \text{ min}^{-1}$  čtyřválcového motoru Škoda.

## 6. Simulační model

Prostředí softwaru GT-SUITE je simulační nástroj, který umožňuje tvorbu modelů jednotlivých částí vozidla (motor, převodovka, model vozidla). Například model motoru lze uvažovat jako jednotlivé části. Jsou to chladicí okruhy, hydraulické okruhy, rozvodové a klikové mechanismy, vstřikovací systémy apod. Způsob tvorby modelu je založen na principu blokového schématu. Jednotlivé bloky představují hmotné objekty, dělicí se na mechanické např. ojnice, píst, klika apod. a průtokové např. potrubí. Bloky jsou propojeny spojovacími objekty, které definují vazby mezi jednotlivými prvky mechanismu a slouží k matematickému přenosu informace. V modelu jsou dále přítomny objekty, které popisují určitý fyzikální děj jako například přestup a vývin tepla nebo vlastnosti tekutiny (či směsi) (např. složení směsi vstupující do válce, hustota apod.)

Kompletní schéma modelu jednoválcového motoru je znázorněno na Obr. 6-1. Pro názornost jsou jednotlivé prvky modelu přesunuty do šesti hlavních navzájem spojených podsestav. Jsou to: řemenový rozvod, sací a výfukové ventily a camphasery a termodynamický model. Pro kalibraci jednotlivých submodelů byly stanoveny pracovní body otáčkového spektra 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 a 6500 1/min. Kalibrována podle měřených dat byla hlavně

dynamika rozvodových elementů jako sací a výfukové ventily a rozvodový řemen. Pro kalibraci camphaseru nebyla k dispozici experimentální data. Z odborných pramenů byl proto dohledán camphaser s obdobnými parametry a pracující za přibližně stejných podmínek, kde se porovnávalo, zdali je výsledný průběh jednotlivých proměnných obdobný. Submodely jsou popsány v následujících subkapitolách a celý model je přiložen jako soubor pod názvem *jednovalec.gtm*.



*Obr. 6-1 - Kompletní schéma modelu v prostředí GT-POWER*

## 6.1 Termodynamický model

Jako výchozí termodynamický model byl použit atmosférický čtyřválcový šestnáctiventilový motor s vnějším tvořením směsi dodaný firmou Škoda, který byl modifikován na jednoválec se čtyřmi ventily. Tento submodel v celé soustavě slouží pro stanovení rychlostní charakteristiky, určení měrné specifické spotřeby a pro stanovení a optimalizaci hodnot časování ventilů.

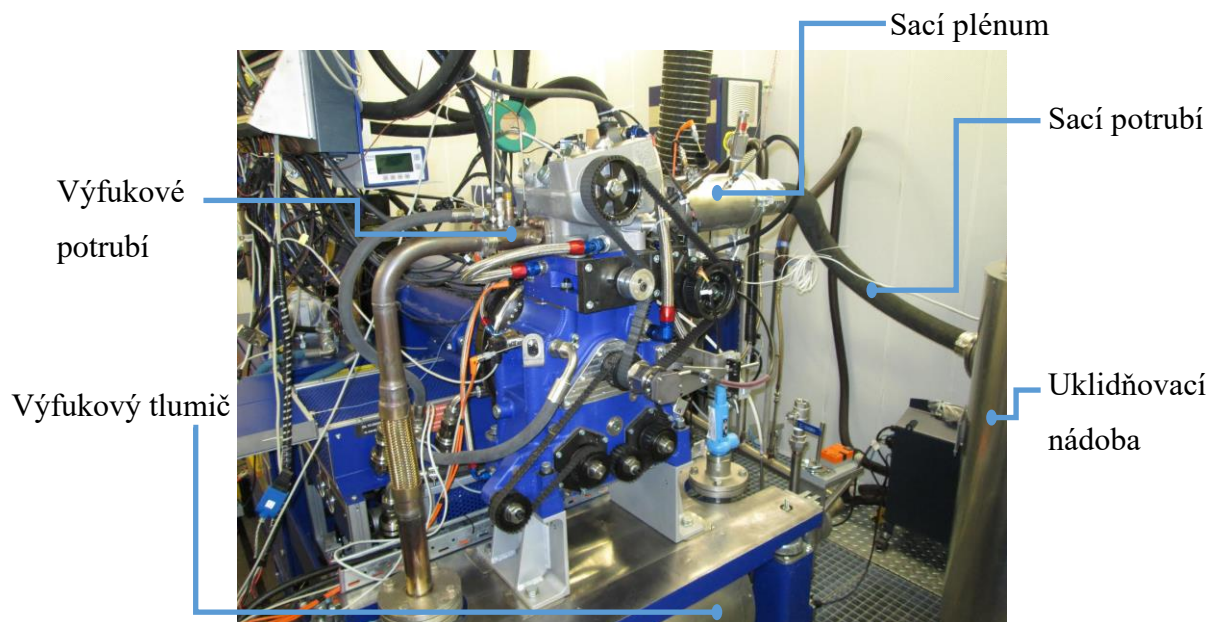
### 6.1.1 Geometrické parametry

Geometrické parametry jednoválce vycházejí z modelu čtyřválcové varianty, ale po ověření musely být upraveny dle hodnot parametrů uvedených v [19]. Konkrétní hodnoty parametrů použitých v modelu jednoválce jsou uvedeny v Tab. 6-1.

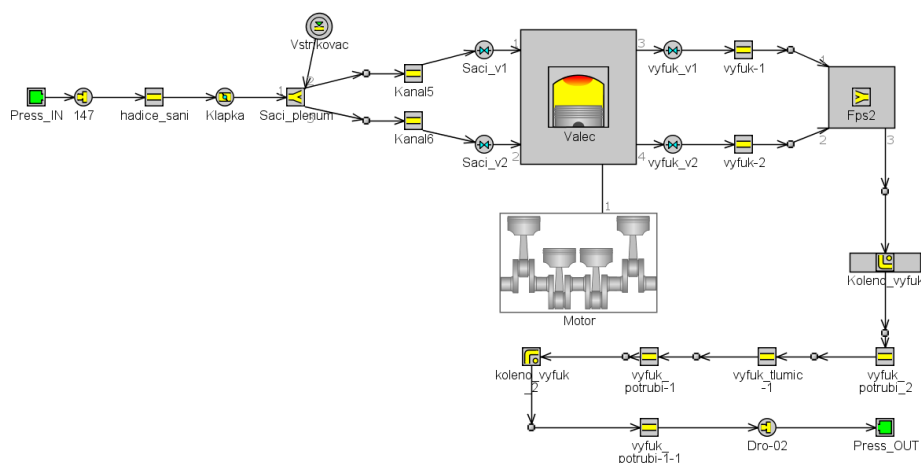
<b>Parametr:</b>	<b>Hodnota:</b>	<b>[ ]</b>
<b>Vrtání (D):</b>	74,5	mm
<b>Zdvih:</b>	85,9	mm
<b>Délka ojnice (rozteč):</b>	140	mm
<b>Odsazení osy ojničního čepu od osy KH:</b>	0,5	mm
<b>Kompresní poměr <math>\epsilon</math>:</b>	10,5	-

*Tab. 6-1 - Geometrické parametry modelu*

Parametry sacího a výfukového potrubí v modelu jednoválce odpovídají současnému vznětovému jednoválci v laboratoři ve VTP Roztoky, viz Obr. 6-2. Jedná se o přibližné hodnoty objemů vypočtených na základě ručně odměřených délek a průměrů jednotlivých částí potrubí. Srovnání modelu a skutečnosti je následující: na počátku sacího potrubí je uklidňovací nádoba, do které vede přívod z externího kompresoru. Ten může v závislosti na požadavcích simulovat přeplňování motoru. V případě modelu se však jedná o atmosférický motor, a proto při podmínkách atmosférického tlaku lze uvažovat objem nádoby za dostatečný pro zklidnění proudění a zanedbání jejího objemu v modelu. Na uklidňující nádobu navazuje sací potrubí, škrticí klapka (jen v modelu), sací plenum se vstřikovačem a dva sací kanály do válce. Škrticí klapka se dle původního modelu čtyřválcové uvažuje plně otevřena v každém zvoleném otáčkovém bodě. Přes dva výfukové kanály je vedeno dále výfukové potrubí přes tlumič do atmosférických podmínek. Schéma modelu je zobrazeno na Obr. 6-3.



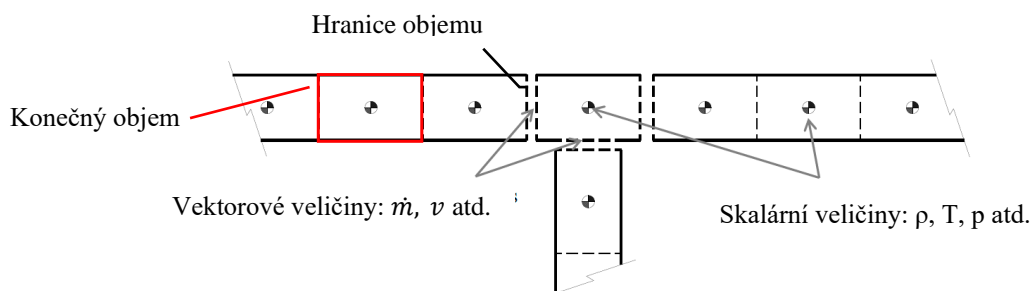
Obr. 6-2 - Aktuální vznětový jednoválec ve VTP Roztoky



Obr. 6-3 - Termodynamický model

### 6.1.2 Termodynamické parametry

Proudění v potrubí se v prostředí GT-ISE popisuje pomocí metody konečných objemů. Jednotlivé části jsou diskretizovány na jeden či více objemů, ve kterých se bilancují zákony zachování energie, hybnosti a hmotnosti. Detailnější zápis rovnicemi je uveden v [20]. Konečné objemy jsou s ostatními spojeny hranicemi, ve kterých jsou řešeny vektorové veličiny (rychlost, hmotnostní tok apod.). Skalární veličiny (teplota, tlak, hustota, entalpie apod.) se uvažují jako konstanty v jednom konečném objemu (viz Obr. 6-4).



Obr. 6-4 - Diskretizace 1D konečnými objemy [20]

Rovnice jsou řešeny 1D přístupem, což je spojení jednotlivých konečných objemů napříč směrem toku. Řeší se tedy ve směru jedné souřadnice a v kolmých směrech na směr proudění jsou veličiny brány jako konstanty. Válec se uvažuje jako jeden konečný objem řešený 0D přístupem. Bilancuje se jen zachování energie a hmotnosti, protože pro přesný model proudění a turbulence ve válci je nutný 3D přístup. Důležitým předpokladem je nastavení diskretizační délky všech prvků potrubí na sací straně dle doporučení [20] na stejnou hodnotu  $0,4 \cdot D$  a stejným způsobem na výfukové straně, a to  $0,55 \cdot D$ . Řešení se získá časovou integrací diferenciálních rovnic explicitně nebo implicitně. Výběr metody má vliv na výběr řešených proměnných a velikost časového kroku. Explicitní metoda řeší proměnné jako je hmotnostní tok, hustota a vnitřní energie. V implicitní metodě se řeší hmotnostní tok, tlak a celkové entalpie. [20]

K řešení vývinu tepla se v modelu jednoválce používá neprediktivní model, kde je průběh vývinu tepla explicitně definován Wiebeho funkcí. Z dodaného modelu čtyřválce je zřejmé, že doba poměrného vývinu tepla hořením Wiebeho funkce byla stanovena experimentálně. Tento parametr udává interval KH, kdy dochází k uvolnění energie hořením od 10 % do 90 %. Řešení vývinu tepla ve válci je dvouzónové, kdy se teplota a složení směsi nezávisle počítá ve spálené a nespálené části válce zvlášť. Doba uvolnění energie hořením, naměřená experimentem pro pracovní body otáčkového spektra, je uvedena v Tab. 6-2.

Otáčky KH [min <sup>-1</sup> ]	Doba hoření (10 %÷90 %) [°KH]
1000	9,944
2000	15,591
3000	16,803
4000	16,984
5000	17,345

<b>6500</b>	18,339
-------------	--------

*Tab. 6-2 - Doba vývinu tepla*

Model přestupu tepla je řešen vztahy podle Woschniho korelace. Programové prostředí explicitně odkazuje na použití modifikované korelace uvedené v pramenu [11], která je závislá na parametrech vrtání válce, tlaku, teplotě a rychlosti proudění směsi do válce. Způsob modifikace korelace z [11] není znám. V původním předpisu je však předpokladem pro použití této korelace průběh plnění válce bez vzniku tečného víru – swirlu.

Dodávka paliva do motoru je v tomto případě realizována pomocí vstřikovače v sacím plénu za škrticí klapkou a před sacími kanály, viz Obr. 6-3. Palivo je tedy vstřikováno nepřímě. Poměr dávky paliva může být určen čtyřmi způsoby, a to poměrem hmotnosti vzduchu ku hmotnosti paliva (A/F), hmotnosti paliva ku hmotnosti vzduchu (F/A), součinitelem  $\lambda$  nebo  $\varphi$ . V modelu je použita regulace přes koeficient  $\lambda$  neboli součinitel přebytku vzduchu, který udává poměr hmotnosti vzduchu a hmotnosti paliva (A/F) ku stechiometrickému (ideálnímu) hmotnostnímu směšovacímu poměru. Součinitel přebytku vzduchu je v celém spektru zatížení v oblasti lehce bohaté směsi, kdy  $\lambda < 1$ . Hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6-3.

<b>Otáčky KH</b> <b>[min<sup>-1</sup>]</b>	<b>Součinitel přebytku vzduchu <math>\lambda</math></b> <b>[-]</b>
<b>1000</b>	0,931
<b>2000</b>	0,938
<b>3000</b>	0,935
<b>4000</b>	0,865
<b>5000</b>	0,869
<b>6500</b>	0,831

*Tab. 6-3 - Součinitel přebytku vzduchu*

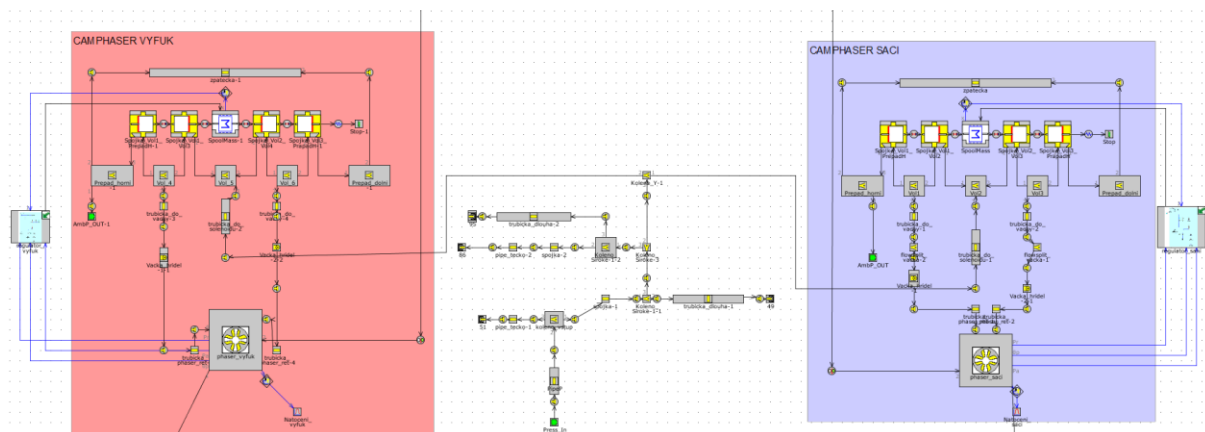
Průběh zdvihů ventilů je definován tabulkou dat a průtokovými součiniteli. Jediným proměnným parametrem jsou počátky otevření ventilů.

## 6.2 Hydraulický model

Hydraulický okruh v prostředí GT-ISE je v principu totožný s termodynamickým modelem co se týče proudění tekutiny v potrubí. Využívají se stejně definované prvky potrubí diskretizované metodou konečných objemů. Zásadní rozdíl je ve vlastnostech prvku proudící

kapaliny. V hydraulickém modelu jsou vlastnosti oleje definovány objektem stlačitelné kapaliny, který obsahuje informace o hustotě, entalpii, transportních vlastnostech apod. Tento objekt může v případě varu nebo kavitace přecházet i do plynné fáze. Navier-Stokesovy rovnice, které řeší prostředí GT-ISE vyžadují vyjádření hustoty jako funkce tlaku a teplot ze stavové rovnice. Vyjádření stavové rovnice lze zvolit v několika podobách, jenž závisí na dostupných vstupních parametrech. Na výběr je například úprava předchozí rovnice pro konstantní modul objemové pružnosti (jeho znalost při určitém tlaku) nebo přímo úprava podle tvůrců prostředí s názvem GTI. Úprava obsahuje několik koeficientů, které vycházejí z experimentálních dat. Pro zadání všech potřebných parametrů je využito knihovny a standardizovaných označení oleje dle SAE, a to viskozitní třída 5W - 40. Podrobnější popis vstupních parametrů a úprav stavové rovnice lze dohledat v [20].

Parametry hydraulického camphaseru a ostatních přívodních potrubí a objemů byly odměřeny z dostupných CAD dat. U camphaseru se zejména jednalo o momenty setrvačnosti statoru a rotoru, počet a objem přepouštěcích komor a maximální úhel fázové změny a velikost efektivní plochy lopatek rotoru. Byl použit explicitní model camphaseru, který prostředí GT – ISE nabízí. Na Obr. 6-5 je hydraulická část kompletního modelu jednoválce. Výsledné predikované vlivy na dynamiku rozvodových členů a rychlost natočení camphaserů jsou v uvedeny v kapitole 6.5.



Obr. 6-5 - Hydraulický model se dvěma camphasery

Některé z parametrů camphaseru jsou uvedeny v Tab. 6-4.

Parametr:	Hodnota:	[ ]
Počet komor:	4	-
Objem jedné komory: (bez objemu lopatky rotoru)	5333,22	mm <sup>3</sup>



<b>Maximální úhel natočení:</b>	25	°
<b>Moment setr. statoru</b>	7.09E-4	kgm <sup>2</sup>
<b>Moment setr. rotoru.</b>	1.04E-4	kgm <sup>2</sup>

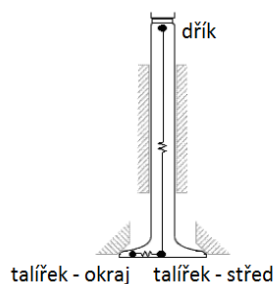
Tab. 6-4 - Parametry camphaseru

### 6.3 Mechanické modely

Pro hmotné komponenty v mechanických modelech prostředí GT-ISE jsou sestaveny soustavy vlastních pohybových rovnic, které jsou ve tvaru diferenciálních rovnic druhého řádu. Tyto rovnice jsou řešeny převedením na soustavu diferenciálních rovnic prvního řádu a řešeny integrací. Dle doporučení [20] jsou rovnice řešeny implicitním integračním schématem H.H.T (Hilber-Hughes-Taylor). Struktura jednotlivých komponentů v mechanickém modelu vychází z metody konečných prvků. Každý komponent modelu a spojení mezi nimi vytváří jeden nový prvek, který je popsán soustavou hmotných bodů. Každý hmotný bod v sobě obsahuje informace o poloze, posuvu, rychlosti, zrychlení nebo silových účincích. [20]

#### 6.3.1 Sací a výfukový ventil

Modely obou ventilů vychází ze čtyřválcové varianty. Rozměry jednotlivých prvků byly odměřeny na základě CAD dat. Pro prvotní kalibraci modelu byl vytvořen pomocný model s jedním ventilem, vahadlem s kladou, ventilovou pružinou, hydraulickou podpěrou a segmentem vačkové hřídele s vačkou. Ventil je definován jako tříhmotový elastický model. Celková hmotnost ventilu je rozdělena do tří hmot navzájem spojených pružinami, viz Obr. 6-6. Tuhost pružiny mezi dříkem a středem talířku je vypočtena na základě materiálových vlastností a geometrických rozměrů. Tuhost mezi středem a okrajem talířku je zadána explicitně, což byl jeden z kalibračních parametrů. K odhadu tuhosti lze využít např. metodu konečných prvků nebo základní vzorce z pružnosti a pevnosti, jelikož ventil je namáhán na prostý tah/tlak.



Obr. 6-6 - Výpočetní model ventilu [20]

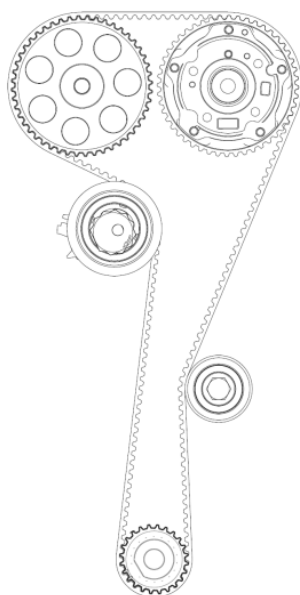
Model vahadla je obdobný jako model ventilu. Je rozdělen do tří hmotných bodů. Centrální hmotný bod, který je v kontaktu s hydraulickou podpěrou a dvěma hmotné body v kontaktu s ventilem a vačkou. Každý uzel je definován částí z celkového momentu setrvačnosti, který je vtažen ke středu rotace, tedy k centrálnímu hmotnému bodu. Tuhost vahadla je modelována dvěma torzními pružinami mezi středem rotace (centrálním hmotným bodem) a jednotlivými rameny (kontakt s vačkou a ventilem). Součet převrácených hodnot jednotlivých tuhostí je roven celkové tuhosti vahadla. Tento parametr je zadán explicitně a byl to opět jeden z ladících parametrů. Přehled některých dalších parametrů je v kapitole 6.4.2 v Tab. 6-7.

Ventilová pružina je modelována na principu metody konečných prvků, kdy jednotlivé závity jsou nahrazeny nosníkovými prvky o daném počtu hmotných bodů. Pozice jednotlivých hmotných bodů je odvozena z průběhu statické deformace v závislosti na zatížení. Pružina kruhového průřezu je namáhána složením torzního a ohybového napětí.

Komplikovaným prvkem k modelování je hydraulická podpěra. Jejími hlavními částmi jsou komora, která reprezentuje rám podpěry, dutý pístek s pružinou, sloužící k určení hranic pro proudění tlakového oleje. K pístku je připojen kuličkový ventil s další pružinou a rámem. Řešení průběhu tlaku v hydraulické podpěře vychází ze složení rovnic kontinuity, rovnice pro ideální plyn (směs oleje a vzduchu) a definice modulu objemové pružnosti. Výsledná dynamika ventilů je velmi citlivá na přesné nastavení všech parametrů hydraulického zdvihátka.

### **6.3.2 Řemenový rozvod**

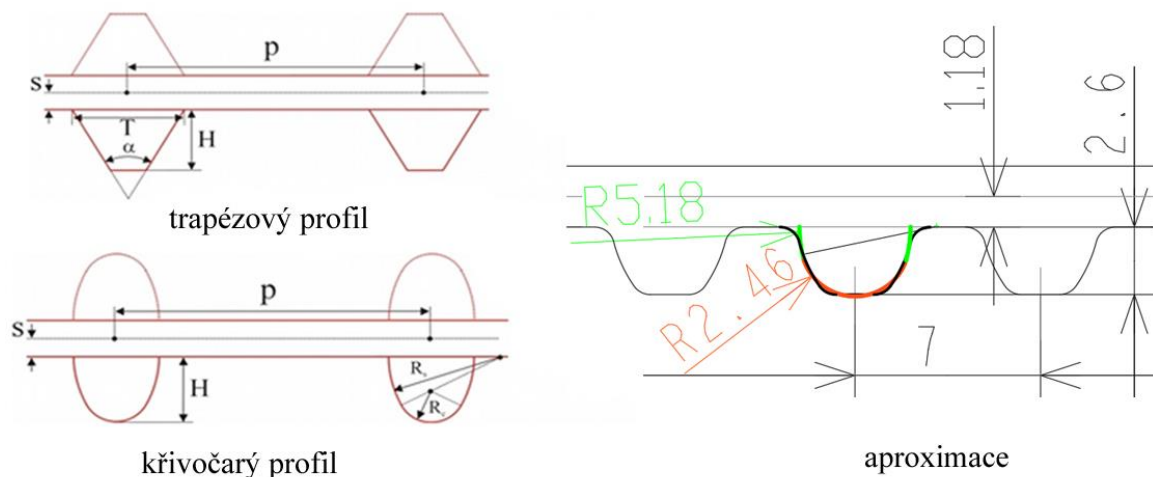
Geometrické parametry řemenového rozvodu se pro jednoválec uvažují identické jako v případě čtyřválcového motoru. Pro jejich zjištění byla využita CAD data. Schéma rozvodu je na Obr. 6-7. Ten vychází z varianty motoru s označením EA211, proto model obsahuje ozubenou řemenici s camphaserem na sací straně, ozubenou řemenici na výfukové straně a na klikové hřídeli, vodící a napínací kladku a ozubený řemen. Pro výpočetní model jednoválce jsou však uvažovány camphasery na obou vačkových hřídelích.



*Obr. 6-7 - Model řemenového rozvodu*

Prostředí GT-ISE modeluje ozubený řemen jako soustavu poddajných nosníků a tuhých těles v podobě zubů. Nosníky se uvažují zatíženy axiálním a smykovým napětím a ohybovým momentem. Celá soustava je diskretizována na principu metody konečných prvků. Počet zubů představuje počet konečných elementů, které jsou spojeny v uzlech. Počet uzlů může nabývat hodnot 2,3 a 4. Zvýšení počtu uzlů má vliv na přesnější výsledek, avšak větší počet stupňů volnosti negativně ovlivňuje výpočetní čas. Citlivostním výpočtem bylo ověřeno, který počet uzlů dává nejpresnější výsledky a s ním bylo počítáno dále, viz Obr. 9-30 v Příloze 9.3. V tomto případě je patrné, že již malý počet uzlů dává dostatečně přesné výsledky.

V modelu čtyřválcce, a i pro nový zážehový jednoválec, se uvažuje řemen typu STD [19]. Prostředí GT-ISE však pracuje s idealizovaným modelem řemenu z hlediska geometrických parametrů. Specifický tvar zubu STD řemene musel být aproximován k trapézovému nebo křivočarému profilu. Na základě podobnosti byl zvolen křivočarý profil a z dostupných CAD dat byla vytvořena geometrická aproximace profilu zubu, viz Obr. 6-8. Použité parametry v modelu jsou uvedeny v Tab. 6-5. Z fyzikálního hlediska je řemen složen z pryžového těla a ocelového kordu. Právě ocelový kord zvyšuje celkovou tuhost řemene a snižuje amplitudu vlastního kmitání. Na základě hustoty složení pryže a ocelového kordu je pro model stanovena hmotnost a moment setrvačnosti jednoho elementu. Tyto hodnoty jsou stanoveny jako další kalibrační parametr.



Obr. 6-8 - Aproximace tvaru zubu [20]

Parametr:	Hodnota:	[ ]
Typ řemene:	STD 7	-
Délka řemene:	1141	mm
Počet zubů:	163	-
Šířka řemene:	20	mm
Výška zubu (H):	2,6	mm
Rozteč (p):	7	mm
Poloměr Rs:	5,15	mm
Poloměr Rc:	2,46	mm
Vzdálenost osy pásu řemene od základny zubu (S):	1,18	mm
Počet uzlů:	2	-

Tab. 6-5 - Parametry ozubeného řemene

Pro velikosti zubů řemenic byl použit totožný postup. Počet zubů řemenice na klikové hřídeli je 24 a na vačkových hřídelích 48 zubů.

## 6.4 Kalibrace a optimalizace pomocných simulačních submodelů

### 6.4.1 Optimalizace časování ventilů

Optimalizace časování byla realizována v externím řešiči DASY neboli Design Assistance System. Pro hledání optimálního řešení využívá genetický algoritmus, který funguje na principu evoluční biologie a využívá procesy jako křížení, mutace, přirozený výběr či

dědičnost. Jako neznámé vstupní proměnné jsou voleny počátky zdvihů sacího a výfukového ventilu. Interval počátečního úhlu zdvihu byl odhadnut na základě poznatků z kapitoly 2.2. Pokud nejlepší výsledek optimalizace ležel na hranici tohoto intervalu, došlo k jeho rozšíření a spuštění optimalizace nové. Optimalizace probíhala pro vnější rychlostní charakteristiku. Byla hledána maximální hodnota točivého momentu s protichůdným požadavkem na minimalizaci měrné specifické spotřeby ve všech zvolených otáčkových bodech. Nízkou spotřebou se předpokládá snížení objemu vyprodukovaných škodlivin ve výfukových plynech, ovšem za zachování dostatečného výkonu motoru.

Jako součást souboru programů GT-SUITE je program GT-POST, který slouží pro zobrazení výsledků simulací. Výsledky se dělí do dvou typů. První variantou je zobrazení vypočtených hodnot veličin jako spojitý průběh funkce v závislosti na čase nebo úhlu za jeden nebo více pracovních cyklů. Druhou variantou je zobrazení hodnoty veličiny jedinou integrální hodnotou ve formě průměru, maxima, minima nebo kumulativní hodnoty integrované za cyklus. Jako příklad lze uvést střední efektivní tlak, průměrný točivý moment, průměrná spotřeba apod. Tato forma výsledku se nazývá RLT. Právě na ní je založena optimalizace časování ventilů. Z výsledkového souboru programu GT-POST jsou exportovány výstupní RLT veličiny měrné specifické spotřeby a točivého momentu do textového souboru. Tento soubor je společně s modelem z programu GT-ISE načten do prostředí DASY. Jsou zvoleny nezávislé a závislé parametry. Nezávislé parametry jsou definovány jako vstupní hodnoty, tedy počátky zdvihů ventilů. Dále je stanoven interval, ve kterém se mají vstupní proměnné nacházet. Závislé parametry jsou výstupní veličiny, tedy hodnoty měrné specifické spotřeby a točivého momentu. Ukázka nastavení parametrů spolu s jednoduchým blokovým schématem je zobrazeno na Obr. 6-9.

Parameter	Value	Units	Limits	Block
<b>Known</b>				
<input checked="" type="checkbox"/> EO	250		[220; 2...	casovani_opt
<input checked="" type="checkbox"/> IO	10		[-20; 20]	casovani_opt
<b>Unknown</b>				
<input type="checkbox"/> bsfc	309.81		No Limits	casovani_opt
<input type="checkbox"/> tq	27.642		No Limits	casovani_opt

Obr. 6-9 - Nastavení parametrů v prostředí DASY

Po stanovení počátečních podmínek může být zahájena optimalizace genetickým algoritmem, který spouští model z prostředí GT-ISE. Po každé dokončené iteraci hledá konkrétní RLT definované textovým souborem ve vypočtených hodnotách a porovnává je s požadovaným cílem. Pro nastavení genetické optimalizace se volí, mimo jiné, velikost populace a počet generací. Tento počet musí být dostatečný pro daný počet proměnných, aby byl pokryt co největší interval možných iterací. Pro genetický algoritmus byl dle doporučení [20] stanoven počet na 8 generací o velikosti populace 10. Výsledky optimálního časování ventilů (Tab. 6-6) jsou predikcí pro upravený model jednoválce, který vychází ze čtyřválcové varianty. Průběhy měrné specifické spotřeby a točivého momentu jsou uvedeny v Příloze 9.1.

Otáčky [1/min]	SO před HÚ [°KH]	VO před DÚ [°KH]
1000	17	29
2000	16	37,5
3000	14	42
4000	13	28
5000	10	25
6500	2	24

Tab. 6-6 - Výsledky optimalizace časování sacího a výfukového ventilu

#### 6.4.2 Kalibrace dynamiky sacího a výfukového ventilu

Pro stanovení dynamiky ventilů bylo využito dat z měření čtyřválcové varianty. Data však obsahují výrazný šum, způsobený mnoha stupni volnosti celé soustavy, citlivostí použitých snímačů apod. Pro odstranění šumu periodické spojité funkce bylo využito náhrady Fourierovou řadou. Zrychlení ventilů bylo rozloženo na 64 harmonických složek ve výpočetním programu Matlab skriptem dodaným vedoucím této práce. Stejným způsobem byl také využit přechod z časové do frekvenční oblasti pomocí Fourierovi transformace. Rozklad Fourierovou řadou lze dle [21] vyjádřit trigonometrickým polynomem (19).

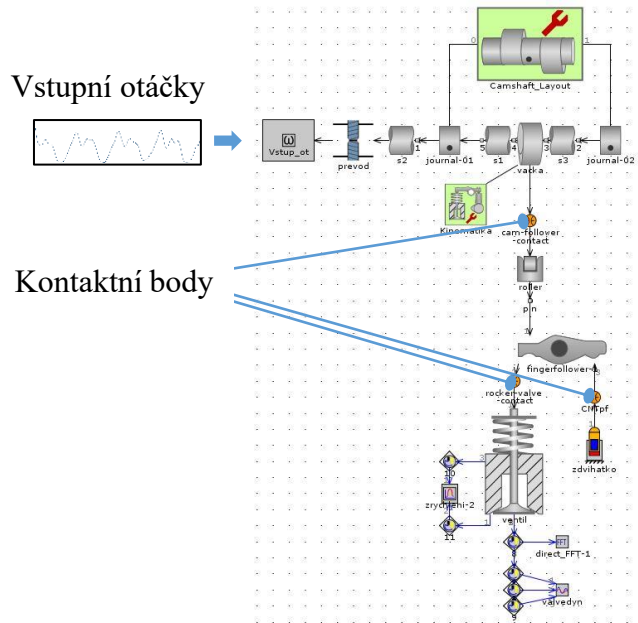
$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t) \quad (19)$$

Pro spojitou funkci  $x(t)$  v časové oblasti a funkci  $X(f)$  ve frekvenční oblasti může být přímá a zpětná Fourierova transformace dle [22] určena jako

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \qquad x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{j2\pi ft} df. \quad (20)$$

Vztahy (20) definují originální funkci  $x(t)$  a obraz  $X(f)$ , kde  $j$  je komplexní jednotka. Dle (20) je u spojitých funkcí možno přecházet z oblasti časové  $\{t\}$  do oblasti frekvenční  $\{f\}$ , a to přímým i opačným směrem.

Pro kalibraci byly sestaveny dva jednoduché modely jednoho sacího a výfukového ventilu. Pro otáčkový bod 6500 1/min KH sacího ventilu byl zkalibrovaný model dodán vedoucím práce, včetně modelu kinematiky. Pro model výfukového ventilu byl dodán nezkalibrovaný model. Nutno podotknout, že zmíněné jednoduché modely obsahují řadu zjednodušení, a proto nelze dosáhnout identického průběhu jako z měření. Celkový moment setrvačnosti vačkové hřídele ze čtyřválcce byl nahrazen jedním hřídelovým segmentem o stejných parametrech. Vačková hřídel se navíc uvažuje jako tuhé těleso uložené v ideálních rotačních vazbách namísto v kluzných ložiskách. V modelu také není zahrnuto torzní kmitání, které vzniká buzením ozubeným řemenem, jednotlivými zdvihy ventilů, zástavbovými rozměry vačkové hřídele a předpětím ventilových pružin. Další vliv na výsledný průběh zrychlení ventilu je vzájemné ovlivňování sacích a výfukových ventilů přes spojení řemenem, což je popsáno v následující kapitole. Proto byly v modelu namísto konstantního průběhu otáček definovány okamžité otáčky tabulkou dat. Tento průběh je právě rozklad 32 harmonických složek okamžitých otáček vačkové hřídele pro každý otáčkový bod (viz kapitola 6.4.3). Obr. 6-10 zobrazuje model výfukového ventilu (pro sací je identický, ale s jinými parametry). Do modelu vstupují okamžité otáčky vačkové hřídele tabulkou dat přes převod. Ten je v modelu jen formálně, neboť GT-ISE neumožňuje přímé spojení segmentu hřídele a prvku úhlové rychlosti bez převodu. Hodnota převodového poměru a mechanické účinnosti je tedy rovna 1.



Obr. 6-10 - Model výfukového ventilu

Tlak oleje v hydraulické podpěře vahadla byl po dobu měření na konstantní hodnotě 3 barů ve všech otáčkových bodech. Stejná hodnota je nastavena i v modelu.

Zrychlení sacího a výfukové ventilu bylo kalibrováno 37 parametry. V obou případech byl pro každý otáčkový bod zvlášť hledán set parametrů, jimž odpovídající průběh zrychlení a frekvenční analýzy má největší shodu s měřením. Některé z kalibrovaných parametrů jsou uvedeny v Tab. 6-7 - Přehled některých kalibračních parametrů ventilového mechanismu. Druhy parametrů se dají rozdělit do dvou skupin. První skupinou jsou fyzikální vlastnosti jednotlivých prvků (levý sloupec Tab. 6-7), druhou skupinou jsou parametry kontaktních bodů mezi jednotlivými prvky (pravý sloupec Tab. 6-7). První skupinu parametrů, jako například tuhosti jednotlivých dílů lze, jak již bylo avizováno, stanovit na základě metody konečných prvků nebo základními vztahy pružnosti a pevnosti. Předpokládá se, že tyto parametry jsou se změnou okamžitých otáček neměnné. Průběh výsledné dynamiky modelu však s těmito parametry neodpovídá průběhu z měření. Proto musí být hodnoty těchto parametrů kalibrovány. Zde se projevuje omezení ideálního modelu oproti realitě. V modelu mechanismu je například kladka vahadla uložena v ideální rotační vazbě na vahadle, stejně tak jako segmenty vačkové hřídele. V reálném mechanismu však kladka obsahuje ještě jehlové ložisko na čepu, uloženém ve vahadle, které se nachází v olejové mlze. Pak dochází k tomu, že vačka působí na prstenc kladky, který poté zatěžuje jehlové ložisko, jehož elementy přes čep a vahadlo zdvihají ventil.



Nabízí se způsob podrobného modelu, který obsahuje všechny prvky ve srovnání se skutečností (např. jehlové ložisko modelované z primitivních prvků, použití prvku kluzného ložiska namísto ideální rotační vazby apod.). Takový model však naráží na další úskalí, co se týče náročnosti a velkého počtu kontaktů mezi prvky. Vhodnější přístup je kalibrace první skupiny parametrů, jejichž změnou se suplují chybějící prvky ve srovnání se skutečností jako je například uložení mechanismu v bloku motoru apod. Druhou skupinou jsou parametry kontaktních bodů (Obr. 6-10), které obecně slouží k matematickému přenosu informace mezi jednotlivými prvky a jejichž hodnotu je obtížné stanovit. Předpokládá se, že k jejich změně může dojít se změnou okamžitých otáček. Některé z těchto prvků totiž zajišťují konvergenci numerického řešení. Například náběhová rampa tuhosti simuluje pružnou poddajnost při kontaktu dvou těles a ošetřuje skokovou změnu tuhosti kontaktu, kvůli které by došlo ke komplikacím při numerickém řešení. Maximální vůle před použitím tlumícího koeficientu například simuluje tloušťku olejového filmu mezi dvěma prvky před jejich fyzickým kontaktem, která se lokálně může měnit v závislosti na otáčkách. Kontaktní bod dále obsahuje tribologickou predikci kontaktu dvou těles včetně prediktivního výpočtu Hertzových tlaků. Tribologická predikce modifikuje i koeficient tření v závislosti na relativní rychlosti, teplotě oleje apod. Pro zachování schopnosti predikce modelu byla stanovena jedna sada parametrů fyzikálních vlastností prvků, která se s otáčkami neměnila. V ostatních otáčkových bodech ke zvýšení přesnosti byly kalibrovány jen parametry kontaktních bodů. Při zachování konstantních parametrů ve všech otáčkových bodech se průběh dynamiky ventilu rozchází s průběhem z měření.

<b>Parametry ventilu a ventilové pružiny:</b>	[ ]	<b>Parametry kontaktních bodů:</b>	[ ]
Tuhost ventilu	N/m	Tuhost kontaktu	N/m
Tuhost kontaktu sedlo-ventil	N/m	Náběhová rampa tuhosti	μm
Vůle ve vodítku ventilu	mm	Tlumicí koeficient kontaktu	N·s/m
Počet elementů závitů pružiny	-	Maximální vůle pro před použitím tlumicího koeficientu	mm
<b>Parametry vahadla:</b>	[ ]	Třecí koeficient	-
Tuhost vahadla	N/m	Relativní rychlost při skluzu kontaktu a použití Coulombova tření	m/s
<b>Parametry hydraulické podpěry:</b>	[ ]		
Tuhost pružiny	N/m		
Předpětí pružiny	N		
Maximální zdvih pístku podpěry	mm		

Tab. 6-7 - Přehled některých kalibračních parametrů ventilového mechanismu

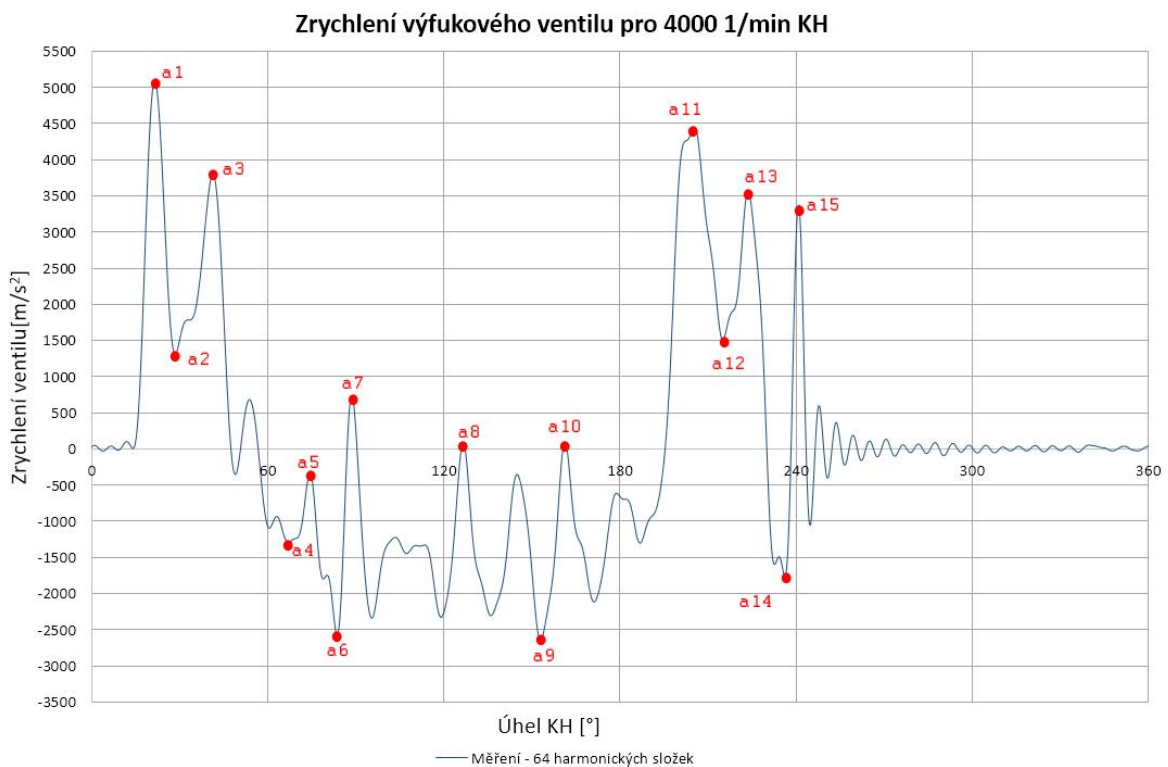
Pro kalibraci průběhu zrychlení a frekvenční analýzy musel být zvolen vhodný přístup. Nelze hledat minimum, maximum nebo jednu cílovou hodnotu v celém průběhu (tak jak to nabízí integrovaný optimalizátor GT-ISE, případně sadou DOE výpočtů). Z toho důvodu byl model kalibrován použitím postupu detailněji popsaného v [18]. Pro vyhodnocení cílové funkce byla genetickým algoritmem hledána minimální hodnota součtu kvadrátů odchylek  $F(\vec{a})$  resp.  $F(\vec{f})$ . Stanovily se kontrolní body  $a_{x\_def}$  z průběhu náhrady měření Fourierovou řadou a  $f_{x\_def}$  z Fourierovy transformace do frekvenčního spektra pro každý otáčkový bod zvlášť u sacího a výfukového ventilu. Sada optimalizačních proměnných ( $a_x$  a  $f_x$ ) z výstupu výsledkového souboru byla definována ve stejné x-ové souřadnici (interval  $\langle 0,360^\circ \rangle$ , úhel VH) jako kontrolní body. Dle [26] byl stanoven předpis cílové funkce tvořenou sumou kvadrátů odchylek jako

$$F(\vec{a}) = \sum_{i=0}^k \delta_i^2 = \sum_{i=0}^k [a_{x\_def} - a_x]^2 \quad (21)$$

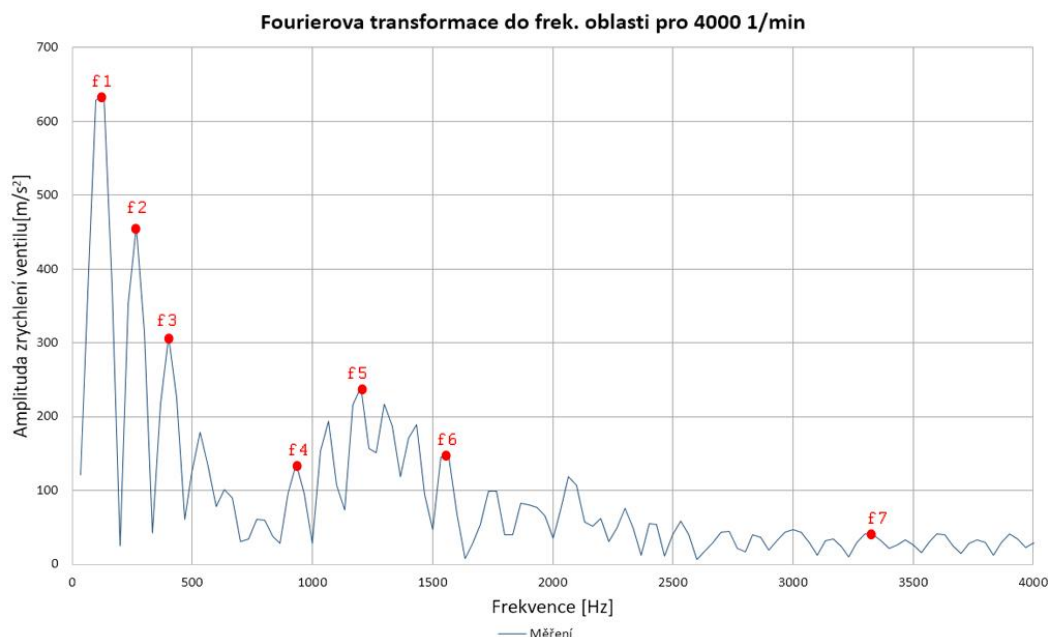
resp.

$$F(\vec{f}) = \sum_{i=0}^k \delta_i^2 = \sum_{i=0}^k [f_{x_{def}} - f_x]^2. \quad (22)$$

Cílem optimalizačního algoritmu bylo stanovení takové sady parametrů, aby průběh optimalizačních proměnných co nejlépe aproximoval předepsaný průběh zrychlení z měření. Obr. 6-11 a Obr. 6-12 uvádí rozmístění kontrolních bodů pro otáčky 4000 1/min KH výfukového ventilu na průběhu z měření. Genetický algoritmus byl nastaven pro počet 10 generací o velikosti populace 100, kvůli vysokému počtu kalibračních parametrů.

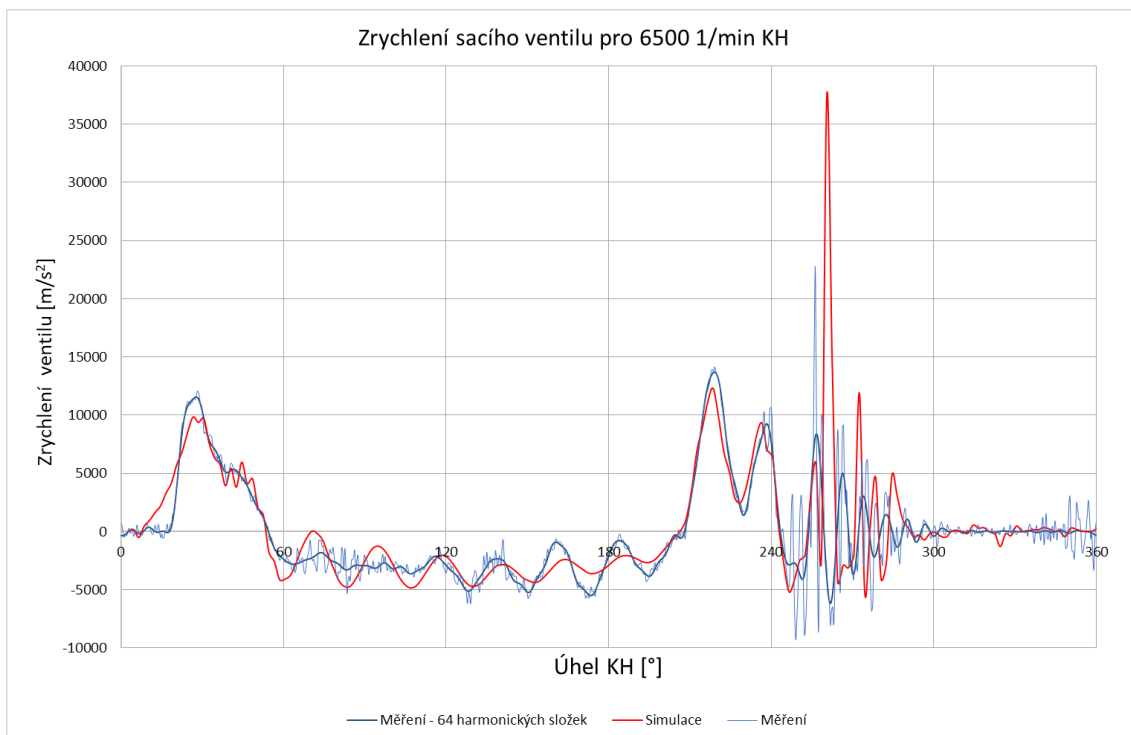


Obr. 6-11 – Kontrolní body  $a_{x\_def}$  na zrychlení ventilu pro 4000 1/min

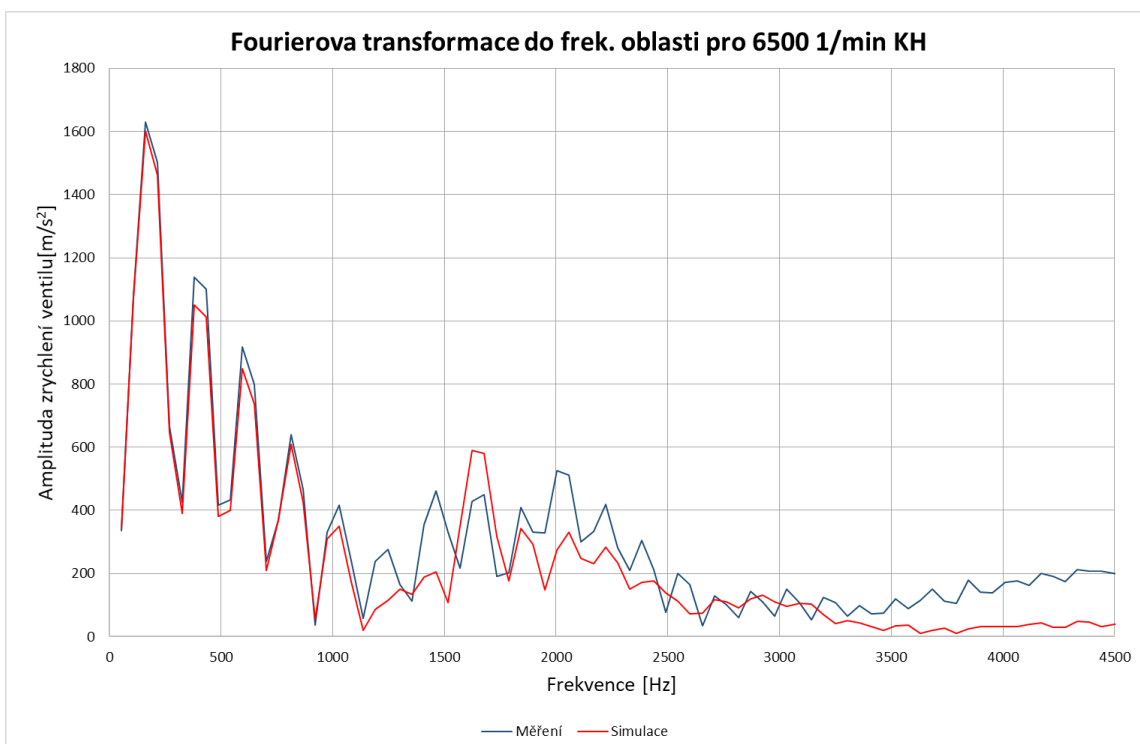


*Obr. 6-12 - Kontrolní body  $f_{x\_def}$  ve frekvenční oblasti*

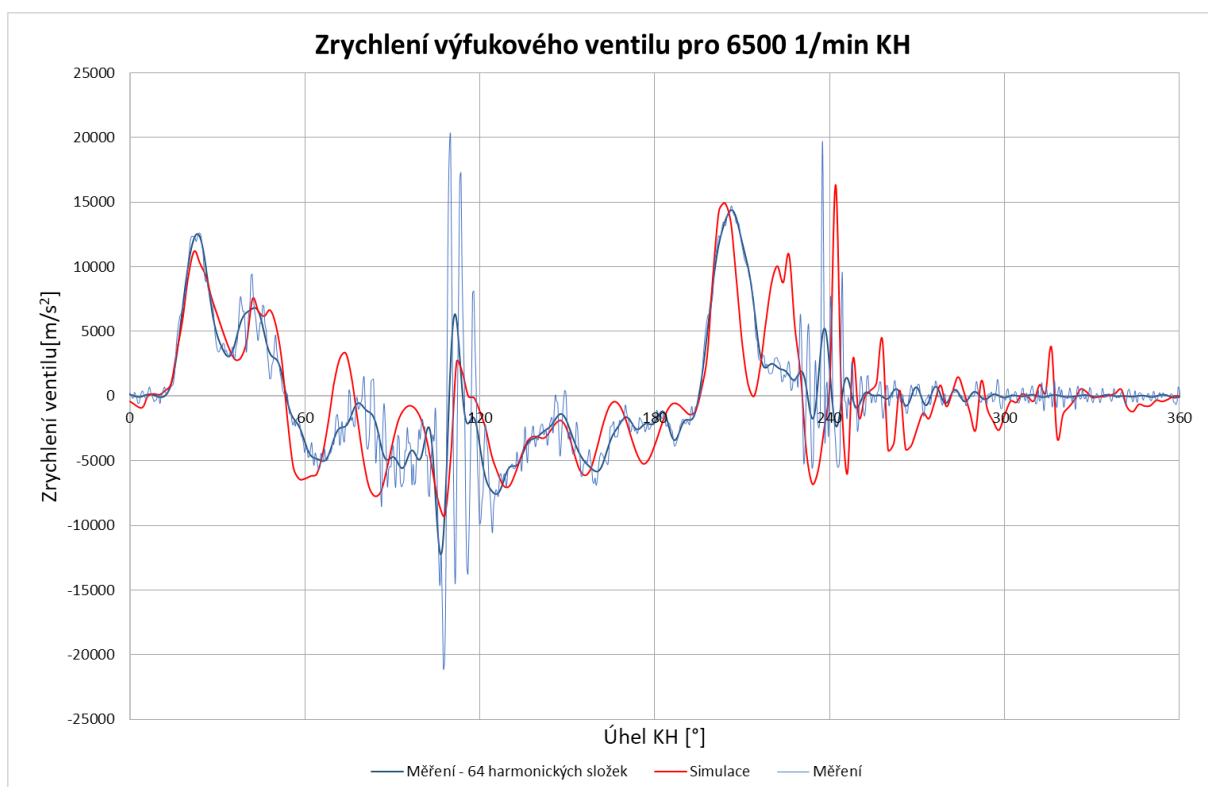
Kalibrace všech parametrů byla provedena pro 6500 1/min u sacího ventilu a 6500 1/min u výfukového ventilu. Hlavně v nižších otáčkách (1000 a 2000 1/min KH) se projevila důležitost kalibrace parametrů kontaktních bodů, kdy docházelo k nereálnému kmitání při pohybu vačky základní kružnicí po kladce. Hodnoty parametrů kontaktních bodů jsou však určitým způsobem odhadnuty a upřesněny na základě kalibrace. Zjišťovalo se, zdali mezi těmito parametry neplatí lineární závislost. Mezi krajními otáčkovými body byla ve všech parametrech kontaktních bodů proložena přímka a jejich hodnota byla stanovena průsečíkem zbývajících otáčkových bodů a dané přímky. Výpočtem byla ověřena správnost předpokladu, který se však nepotvrdil. Zbývajícím otáčkovým bodům proto musely být kalibrovány zvlášť. Výsledné porovnání průběhu zrychlení a amplitudy zrychlení ve frekvenčním spektru sacího ventilu pro 6500 1/min KH uvádí Obr. 6-13 a Obr. 6-14. Pro výfukový ventil v 6500 1/min KH je porovnání průběhů na Obr. 6-15 a Obr. 6-16. Ostatní otáčkové body jsou uvedeny v Příloze 9.2.



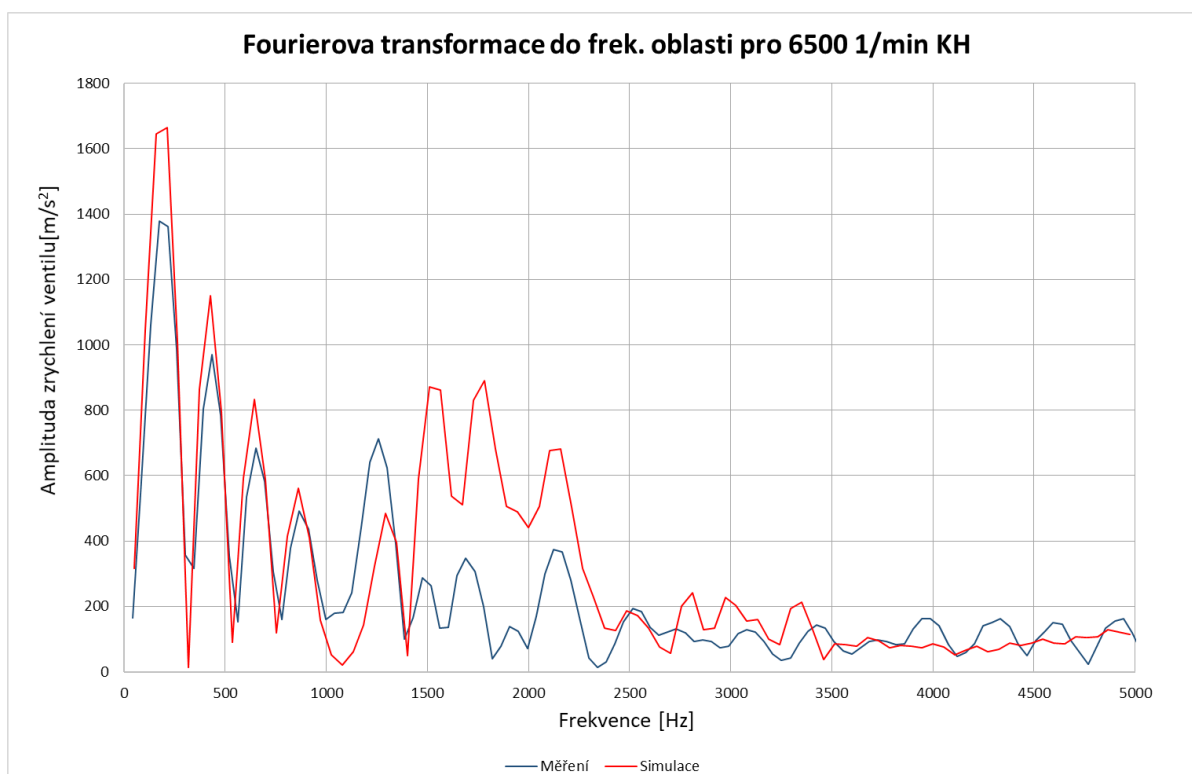
Obr. 6-13 - Porovnání měření a simulace zrychlení sacího ventilu pro 6500 1/min KH



Obr. 6-14 - Porovnání měření a simulace zrychlení sacího ventilu ve frekvenční oblasti pro 6500 1/min KH



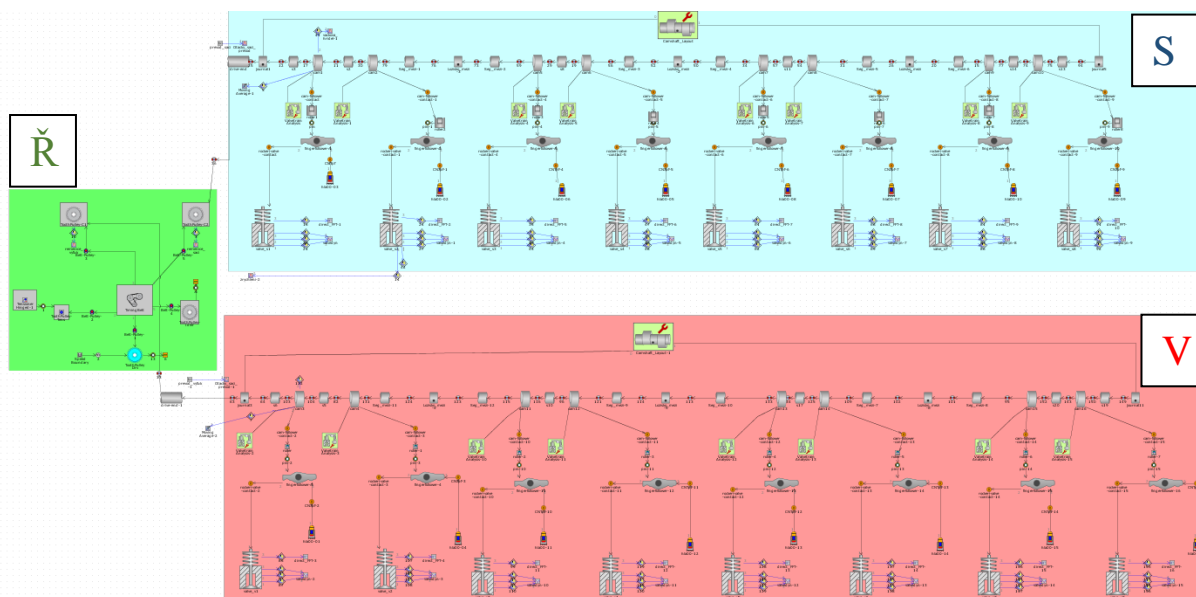
Obr. 6-15 - Porovnání měření a simulace zrychlení výfukového ventilu pro 6500 1/min KH



Obr. 6-16 - Porovnání měření a simulace zrychlení výfukového ventilu ve frekvenční oblasti pro 6500 1/min KH

### 6.4.3 Kalibrace řemenového rozvodu

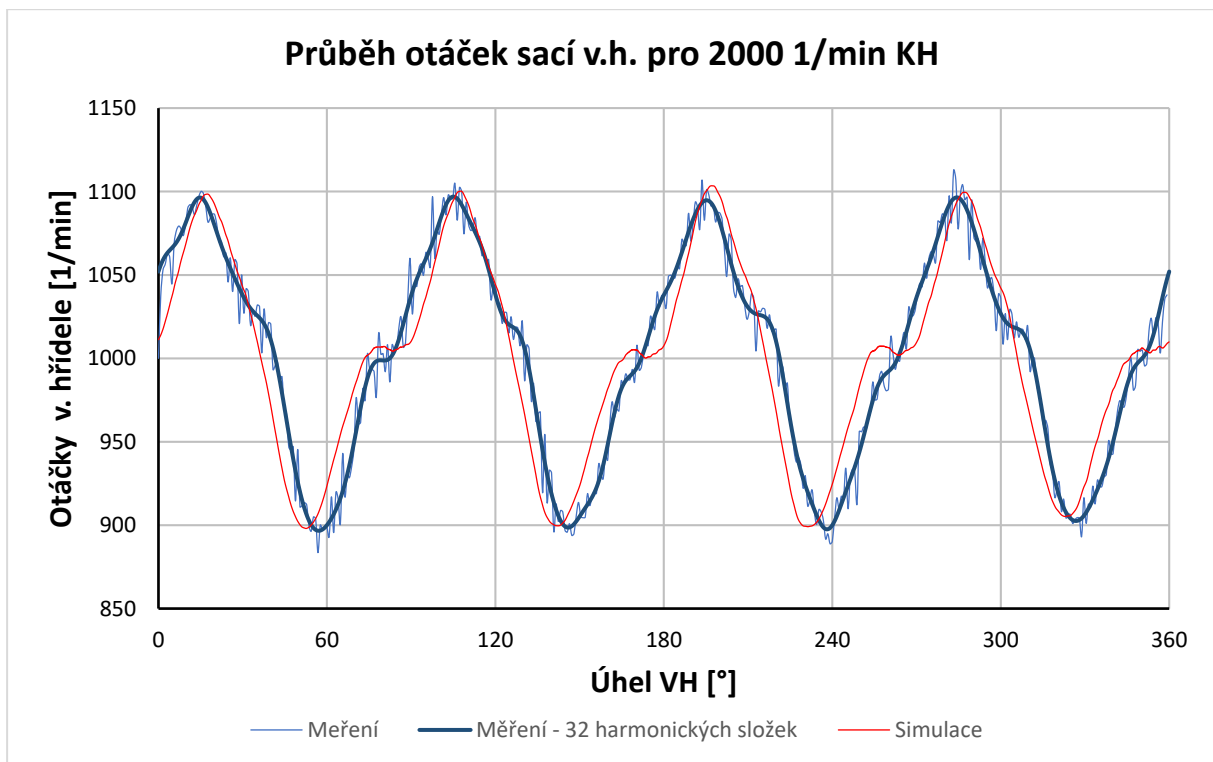
Průběh okamžitých otáček vačkových hřídelí není konstantní. Jejich změna se však periodicky mění s určitou frekvencí a amplitudou kolem střední hodnoty okamžitých otáček vačkových hřídelí, tedy polovinou otáček hřídele klikové. Změnu okamžitých otáček způsobují dynamické účinky od řemenového rozvodu a předpětí ventilových pružin. Dostupná data z měření jsou ovšem pro čtyřválcovou variantu motoru Škoda. Proto byl vytvořen čistě mechanický pomocný model. Ten obsahoval sací a výfukovou vačkovou hřídel, šestnáct ventilů s hydraulickými podpěrami a řemenový rozvod. Tento kalibrační model (Obr. 6-17) sloužil ke stanovení neznámých parametrů řemene k dosažení obdobného průběhu kmitání ve vybraném spektru otáček dle měření. Jelikož model neobsahoval hydraulický okruh, camphaser byl nahrazen ozubenou řemenicí se stejným momentem setrvačnosti, stanoveným na základě CAD dat. Nastavení parametrů ventilů vychází z kalibrace z předchozí kapitoly. Momenty setrvačností ozubené řemenice na výfukové straně a na klikové hřídeli, napínací a vodící kladky jsou odměřeny z CAD dat čtyřválcové varianty.



Obr. 6-17 - Kalibrační model čtyřválcce (*S* – sací vačková hřídel; *V* – výfuková vačková hřídel; *Ř* – řemenový rozvod)

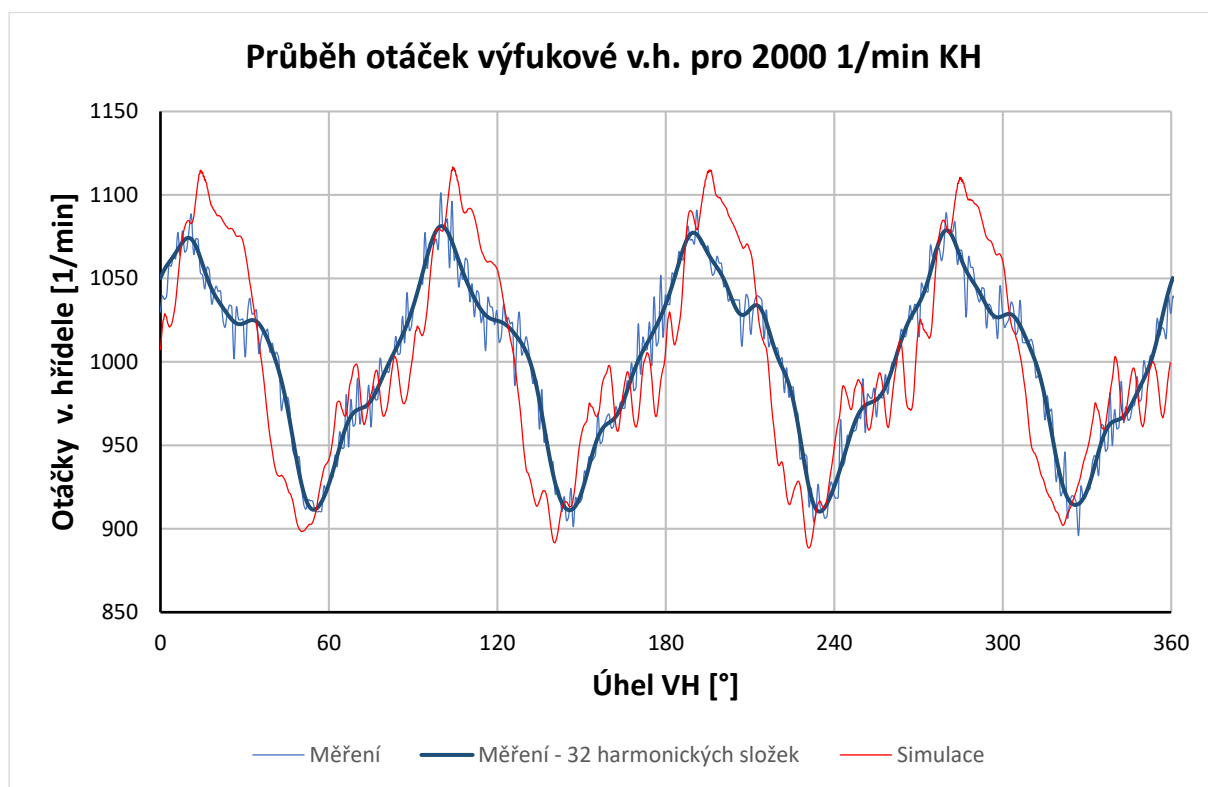
Model byl kalibrován pro 2000 1/min KH, neboť v tomto otáčkovém bodě se podařilo dosáhnout nejlepší shody s měřením. Výsledné hodnoty kalibračních parametrů byly použity i pro další otáčkové body. Jejich průběhy porovnané s měřením jsou uvedeny v Příloze 9.3. Výsledky ukazují, že hodnoty parametrů nastavené v simulačním modelu nemohou být pro celé spektrum konstantní a musí se měnit v závislosti na otáčkách stejně jako v případě ventilů

v kapitole 6.4.2. Materiálové vlastnosti však byly v ostatních simulovaných otáčkových bodech ponechány konstantní. Z toho důvodu je v ostatních otáčkových bodech shoda průběhu simulace a měření ne zcela optimální a každý bod vyžaduje individuální kalibraci parametrů. Kontaktní body mezi řemenem a řemenicí mají oproti kalibraci u ventilů zanedbatelný vliv. Průběh otáček byl sledován dle místa měření, tedy na první vačce sací a výfukové vačkové hřídeli. K dispozici byl i průběh otáček pro poslední vačku, kde je patrný i fázový posun od torzního kmitání. U čtyřválcového mechanického modelu nebylo však torzní kmitání uvažováno, z důvodu úspory výpočetního času.



*Obr. 6-18 – Průběh okamžitých otáček pro sací vačkovou hřídel*





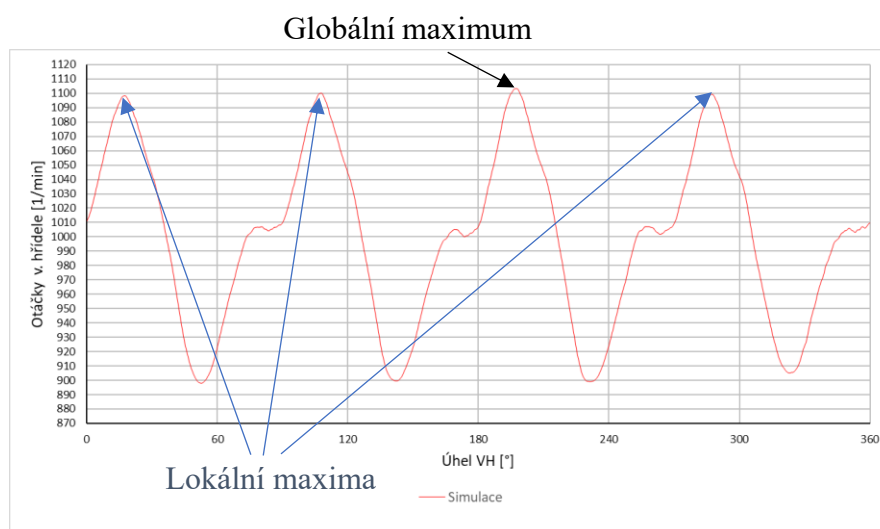
Obr. 6-19 – Průběh okamžitých otáček pro výfukovou vačkovou hřídel

Měřený signál byl opět vyčištěn Fourierovou řadou, a to na 32 harmonických složek, který by měl dostatečně popsat daný průběh. Citlivostní analýzou byly zjištěny parametry, které mají významný vliv na výsledný průběh okamžitých otáček. Jsou to materiálové vlastnosti řemene, které nelze přesně dohledat, předpětí ozubeného řemene a tuhost torzní pružiny v napínací kladce. Porovnávány byly průběhy okamžitých otáček na sací a výfukové vačkové hřídeli. Důležitým předpokladem pro porovnání je stejné nastavení časování ventilů jako v případě měření. Tento parametr totiž zásadně ovlivňuje výsledek. V měření byla funkce camphaseru vyřazena a pozice rotoru a statoru byla po celou dobu držena tlakem oleje v konstantní poloze. Proto ani model neuvažoval variabilní časování ventilů. Na Obr. 6-18 a Obr. 6-19 jsou znázorněny průběhy otáček pro sací a výfukovou vačkovou hřídel z měření a simulace za jednu periodu vačkové hřídele. Velikost předpětí řemene bylo stanoveno odhadem krajních hodnot, kterých by mohl skutečně nabývat. Zvolený výchozí interval se odvíjí od vlastností ozubeného řemene dle [25], který pro podobný řemen typu STD stanovuje sílu přetržení řemene 12 350 N, pro vstup do simulace byla však tato hodnota snížena na stranu bezpečnosti. Počáteční interval pro předpětí řemene byl proto 1÷12 000 kN. Řemen v modelu je dle [20] primárně namáhán tahovou silou. Materiálové vlastnosti řemene proto obsahují

parametr pro axiální tuhost. Jde o součin modulu pružnosti v tahu a průřezové charakteristiky EA. Její hodnota je zadána v N. Jelikož se jedná o konstantu, dle (23) jde o vyjádření relativního prodloužení nosníkového elementu v závislosti na osově síle. Ta je primárně určena právě předpětím a dále změnou okamžitých otáček řemenice, kdy dochází k natahování a stlačování jednotlivých elementů.

$$F = EA\varepsilon \quad (23)$$

Výsledné parametry materiálových vlastností ozubeného řemene vychází z optimalizace implementovaným genetickým algoritmem v prostředí GT-ISE, který je od verze 2016 k dispozici. Globální problém u průběhu okamžitých otáček v jednotlivých otáčkových bodech simulace byla příliš velká výchylka oproti měření, avšak frekvence výchylky se uspokojivě shodovala s měřením. Proto byly vstupy do kalibrace všechny materiálové vlastnosti včetně předpětí řemene, kde se hledala minimální možná hodnota globálního maxima z největších amplitud okamžitých otáček.



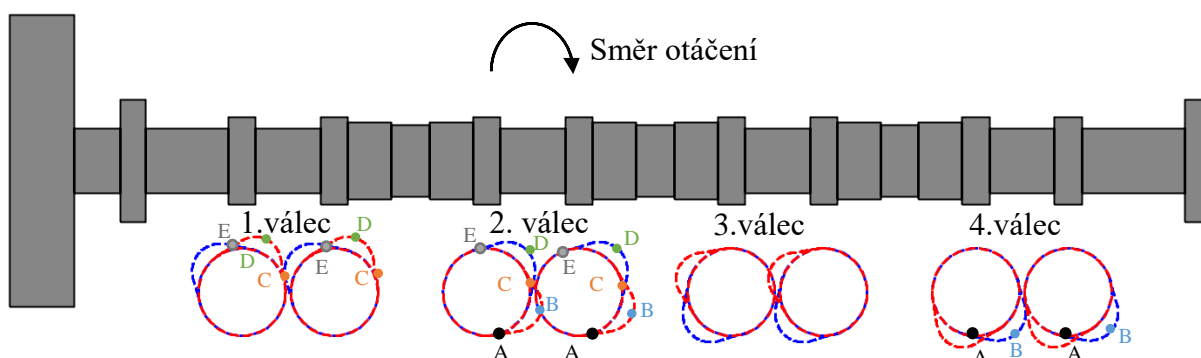
*Obr. 6-20 - Globální a lokální maxima na průběhu okamžitých otáček sací vačkové hřídele pro 2000 l/min KH*

Tohoto způsobu lze využít, neboť průběh okamžitých otáček se periodicky mění a všechny čtyři výchylky mají přibližně stejný průběh. Snížení globálního maxima tak zajišťuje snížení i lokálních maxim (viz Obr. 6-20).

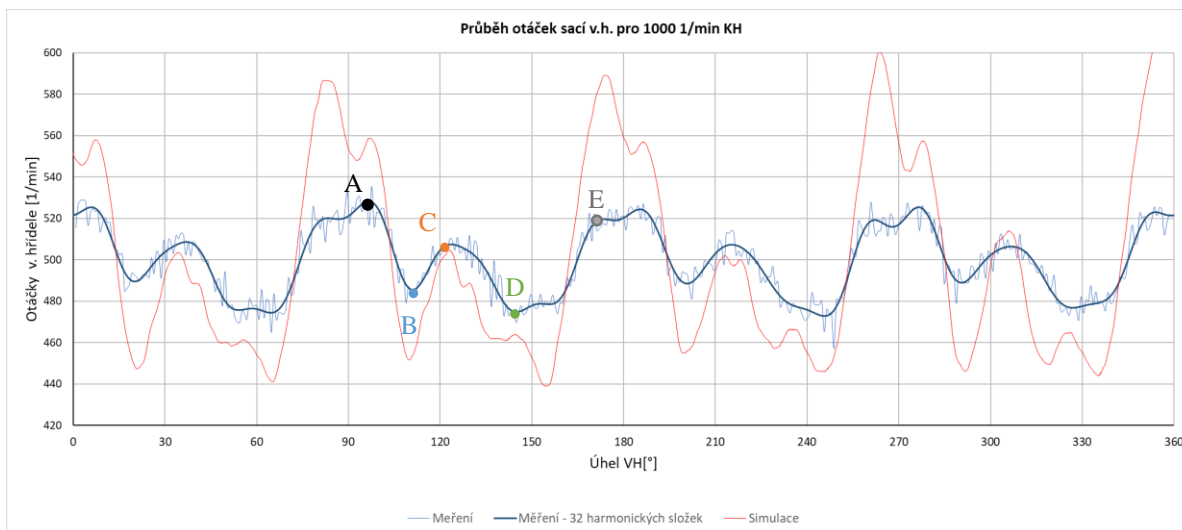
Výsledky optimalizace stanovily osovou tuhost jako parametr s největším vlivem na velikost výsledné výchylky maxima okamžitých otáček vačkové hřídele. Vychází to z citlivostní analýzy genetického algoritmu. Citlivost jednotlivých parametrů je v Příloze 9.3 na Obr. 9-31 a výsledné hodnoty parametrů materiálových vlastností v Tab. 9-1. Torzní tuhost

pružiny v napínací kladce byla odhadnuta z CAD dat, a to na základě vnějšího průměru pružiny, průměru drátu, počtu závitů a délky. Její vliv je však v modelu překvapivě zanedbatelný.

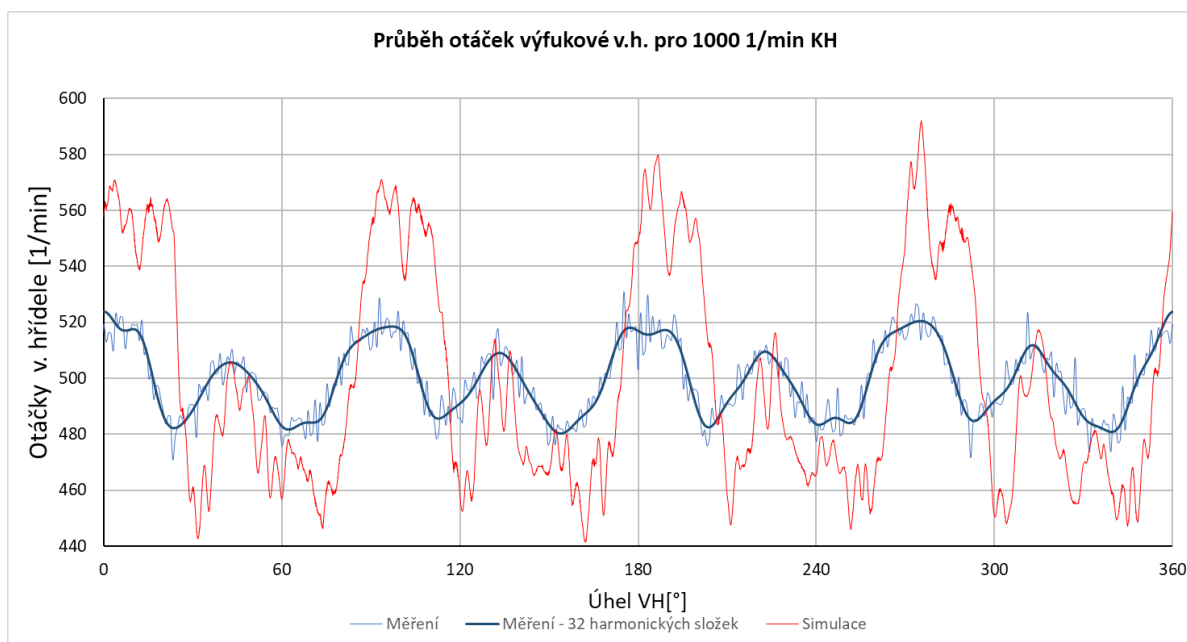
Vliv na průběh okamžitých otáček mají samotné vačky a ventilové pružiny. Podle pořadí zapalování 1-3-4-2 (což odpovídá čtyřválcovému motoru Škoda) dochází v měřeném průběhu k následujícímu fenoménu: Na Obr. 6-21 je zobrazeno schéma modelu a odpovídající průběh okamžitých otáček na Obr. 6-22, resp. Obr. 6-23, kde střední otáčky sací i výfukové vačkové hřídele jsou 500 1/min. Při náběhu zdvihu výfukového ventilu na 2. válci dochází ke stažení ventilové pružiny. Velikost jejího předpětí má vliv na zpomalení okamžitých otáček začínající v bodě A (Obr. 6-21; Obr. 6-22), v přibližně stejný okamžik však otevírá i sací ventil na 4. válci, což zpomalení okamžitých otáček umocňuje. Přetočením sací vačky přes vrchol dochází naopak k urychlení okamžitých otáček s počátkem přibližně v bodě B od výfukového ventilu na 2. válci, a od sacího na 4. válci. V bodě C dochází k uzavření výfukového ventilu na 2. válci a sacího na 4. válci, v té chvíli však začíná sací zdvih na 2. válci a výfukový zdvih na 1. válci. V bodě C proto dochází ke zpomalení okamžitých otáček do bodu D. Uzavíráním obou ventilů předpětím ventilové pružiny opět dochází k urychlení okamžitých otáček do bodu E. Kde se děj periodicky opakuje pro zbylé ventily. Průběhy okamžitých otáček sací a výfukové vačkové hřídele nejsou totožné. Pravděpodobně je to způsobeno spojením ozubeným řemenem jakožto pružným členem a směrem rotace. Ten definuje sací stranu jako tažnou větev vycházející ze směru rotace mechanismu (pravotočivý). Průběh je zobrazen na obr. 6-22 a Obr. 6-23. Pro tento průběh mají data ze simulace však ne zcela přesný charakter. Důvod byl již avizován; je nutné každý otáčkový bod kalibrovat individuálně. S rostoucími okamžitými otáčkami se také zvyšuje jejich rozptyl. Z toho důvodu už není znatelné jejich zpomalení.



Obr. 6-21 - Natočení sacích (modrá) a výfukových (červená) vaček



Obr. 6-22 - Průběh otáček sací vačkové hřídele pro 1000 1/min KH



Obr. 6-23 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele pro 1000 1/min KH

Z průběhů simulačních výpočtů pro všechny otáčkové body je patrná hladkost průběhu. Proto je pro měřený průběh využito Fourierovi transformace, aby mohl být srovnán přibližně stejně hladký průběh. Je to způsobeno tím, že simulaci nelze namodelovat všechny stupně volnosti, které obsahuje reálný měřený objekt. Vibrace, které se ve skutečnosti přenáší mezi blokem motoru a jednotlivými prvky nejsou v modelu přítomny (prvky se rozumí komponenty řemenového rozvodu jako řemenice atd.). Jednotlivé prvky jsou umístěny v ideálním rámu s dokonalým tlumením a nulovým posuvem. To znamená, že tento objekt nevnáší do systému žádné účinky, a naopak všechny účinky přicházející od prvků jsou pohlceny a utlumeny.

Výsledné hodnoty parametrů nastavení ozubeného řemene, které odpovídají kalibrovanému průběhu otáček vačkových hřídelí pro 2000 1/min KH, byly dosazeny do výsledného modelu jednoválce v kapitole 6.5. Pro nejpřesnější kalibraci modelu je vhodný holistický přístup, kdy by došlo ke spojení modelu v kapitole 6.3.1 a 6.3.2, tedy všech ventilů, vačkových hřídelí a ozubeného řemene. Vačkové hřídele by byly uloženy v poddajných podporách. Takovýto model je však velmi náročný na výpočetní čas. A pro přesnou kalibraci nevhodný. Proto je nezbytné využívat určitá zjednodušení, která ve výsledku vedou ke snížení počtu stupňů volnosti a výpočetní náročnosti.

## 6.5 Prediktivní model

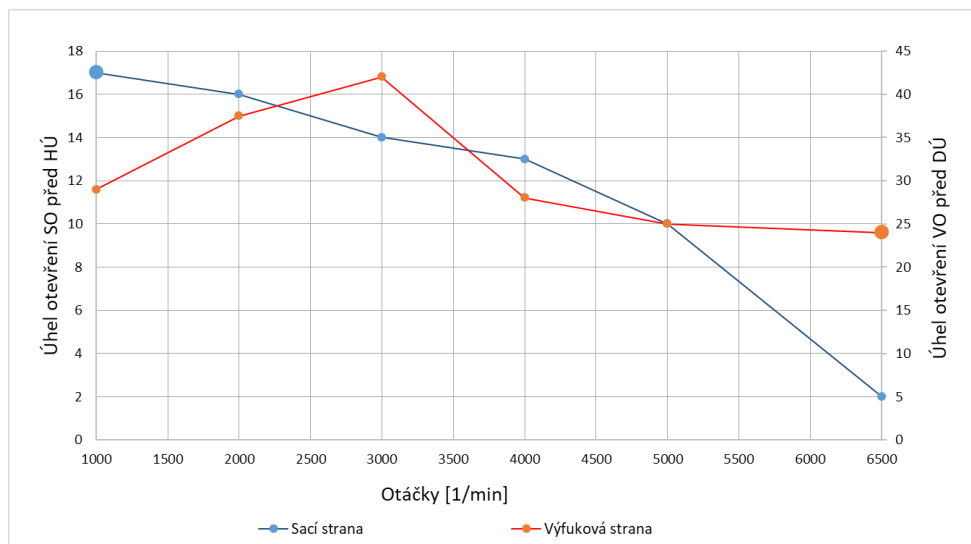
Parametry získány z pomocných kalibračních submodelů byly dosazeny do výsledného prediktivního modelu jednoválce pro každý otáčkový bod. Jedná se o parametry ozubeného řemene, sacích a výfukových ventilů. Prediktivní model virtuálního jednoválce lze využít k predikci zkoušek v různých stavech, které není zatím možné provést na skutečném motoru, neboť je stále ve fázi vývoje. Tím je možné předejít stavům, ve kterých by došlo k poškození rozvodových prvků. V dalších subkapitolách je výběr některých zvolených testů. Jak už bylo avizováno na začátku kapitoly 6, pro chování camphaseru nejsou k dispozici žádná měřená data. Proto byl v odborných pramenech vyhledán camphaser obdobných parametrů, hlavně z hlediska objemů přepouštěcích komor, maximálního úhlu natočení a hodnot tlakového oleje. Hlavní porovnávací veličinou byl čas, resp. počet cyklů, jenž je potřeba k maximálnímu natočení. Protože se jedná o prediktivní model bez dostupných dat z měření, bylo provedeno několik zásadních zjednodušení. Vůle mezi lopatkami rotoru a krytem statoru se uvažuje jako dokonale těsná. Nedochozí tedy k poklesu tlaku oleje nebo změny objemu v jednotlivých komorách vlivem netěsnosti, která vychází z výrobních tolerancí daných komponentů. Dalším jevem je fakt, že v reálném díle je přítomen aretační kolík, který slouží k zablokování natáčení rotoru vůči statoru, pokud není dostatečný tlak v olejovém okruhu. V modelu však není přítomno olejové čerpadlo, ale tlak je definován konstantní hodnotou v každém otáčkovém bodě.

Využitím termodynamického a mechanického modelu lze predikovat zatížení rozvodových členů použitých ze čtyřválcové varianty. Mechanický model dává termodynamickému modelu informaci o zdvihových křivkách, a naopak dostává informaci o průběhu tlaku v kanálech a ve válci. Současný experimentální jednoválec totiž nabízí i možnost přeplňování kompresorem s maximálním absolutním tlakem 4000 mbar. Je proto nutné ověřit,

zda například nedochází vlivem přetlaku v sacím potrubí k překonání předpětí ventilové pružiny a tím ke zdvihu ventilu. V žádném provozním režimu nesmí dojít k odchylce od kinematického průběhu.

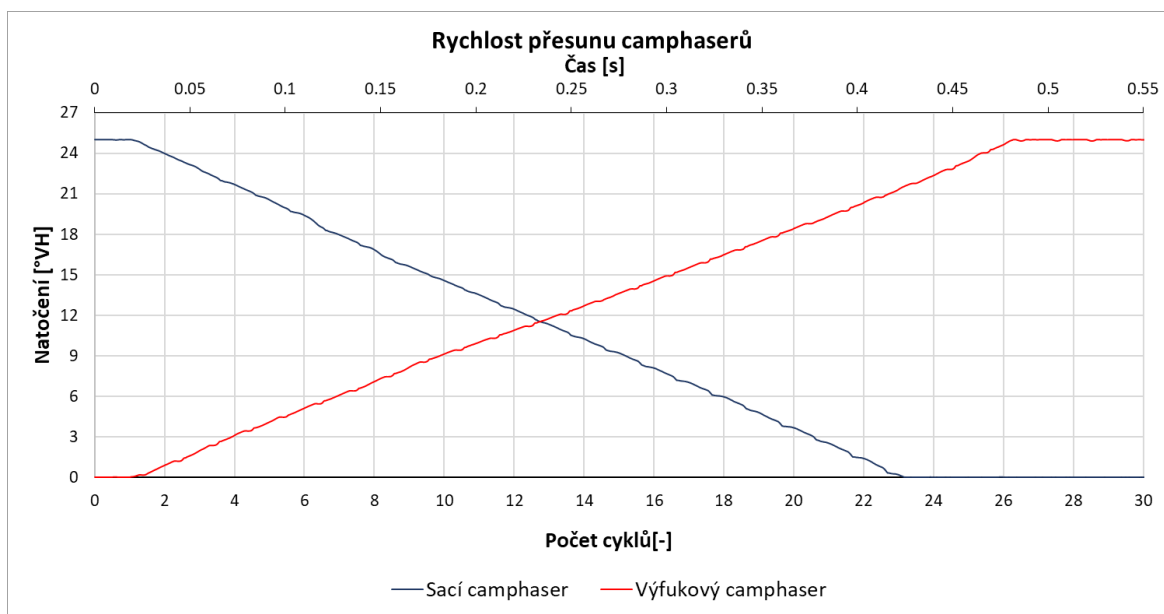
### **6.5.1 Rychlost přesunutí sacího a výfukového camphaseru**

Optimalizace časování z termodynamického modelu z kapitoly 6.4.1 stanovila počátky otevření sacího a výfukového ventilu. Pro konkrétní camphaser použitý v modelu je nutné ověřit, zdali se tyto počátky nachází v pracovním intervalu úhlu natočení. Z CAD dat byl stanoven maximální úhel natočení camphaseru  $25^\circ$  VH, což je  $50^\circ$  v souřadném systému klikové hřídele, pro sací i výfukovou stranu. Z Tab. 6-6 je maximální úhlový rozdíl počátku zdvihu sacího ventilu  $15^\circ$  KH a  $18^\circ$  KH u výfukového ventilu. Tato hodnota leží v pracovním rozsahu camphaseru, proto lze výsledky z optimalizace použít dále. Časování sacího ventilu pro nejnižší otáčky (1000 1/min) slouží jako referenční (počáteční) poloha pro další úhlovou změnu rotoru vůči statoru sacího camphaseru. U výfukového camphaseru je to pro hodnotu časování v 6500 1/min. Tento parametr je v mechanismu důležitý pro správné určení úhlu natočení PID regulátorem. Ve výchozí poloze je rotor v kontaktu se statorem a držen tlakovým olejem nebo v případě nedostatečného tlaku oleje blokován aretačním kolíkem. Hydraulický camphaser v prostředí GT-ISE má definovaný lokální souřadný systém, který určuje vzájemnou pozici statoru a rotoru. V modelu jednoválce je nulová poloha lopatek rotoru přesně ve středu přepouštěcí komory statoru (viz Obr. 6-30). V případě použitého camphaseru je proto při celkovém rozsahu  $25^\circ$  možná fázová změna lopatky rotoru v intervalu  $(-12,5^\circ; 12,5^\circ)$ . Počáteční polohu camphaseru bylo nutno zvolit v závislosti na ostatních hodnotách časování ventilů tak, aby všechny ležely pod nebo nad výchozí polohou (viz Obr. 6-24). Počátek je na sací straně zvolen v 1000 1/min a nikoli v 6500 1/min, protože se v tomto otáčkovém bodě bude motor nacházet častěji než ve vysokém zatížení a zbytečně by tím byla ztracena výhoda optimálního časování.



Obr. 6-24 – Hodnoty časování sacího a výfukového ventilu z optimalizace

Z [23] a [24] bylo vypořazováno, že přibližná rychlost fázové změny o ca. 24° hydraulického camphaseru se při tlaku oleje ca. 300 kPa pohybuje v intervalu 0,2 až 0,5 sekundy. Tlak oleje je v případě motoru závislý na jeho otáčkách. Dalším závislým parametrem je také typ použitého oleje a jeho teplota, což má vliv na výslednou rychlost přesunu. Při otáčkách 6500 1/min KH a tlaku oleje 3,5 baru je výsledná maximální predikovaná rychlost přesunu výfukového camphaseru o 25° přibližně 26 cyklů resp. 0,46 sekundy. Dá se konstatovat, že výsledky mají reálný charakter. Viskozitní třída oleje použitá v simulaci je SAE 5W-40 při teplotě 100°C.

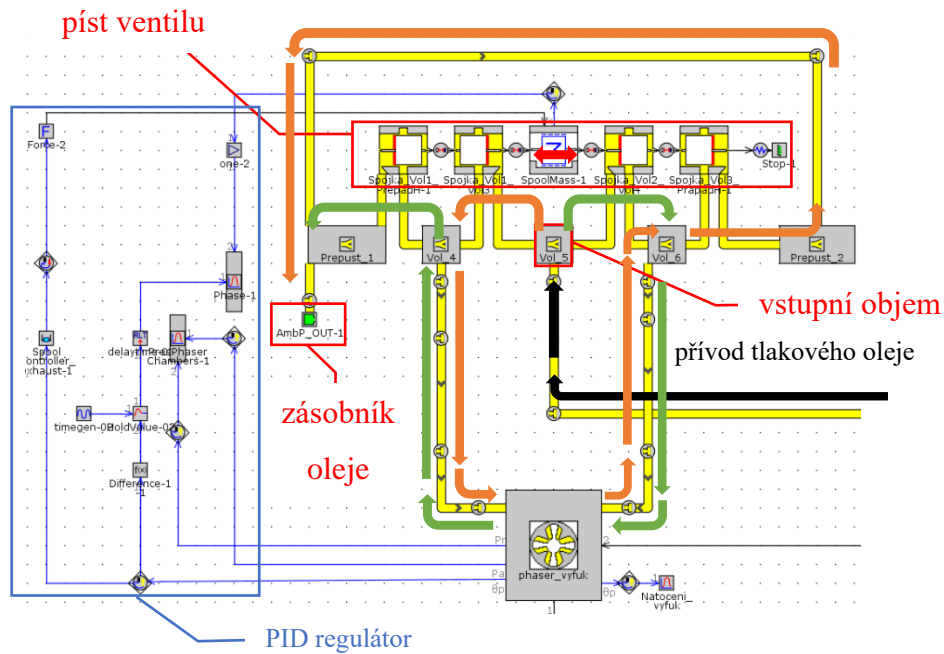


Obr. 6-25 - Rychlost přesunu sacího a výfukového hydraulického camphaseru o maximální

úhel

Změna požadovaného úhlu natočení camphaserů je v modelu řízena zpětnovazebním PID regulátorem a solenoidovým ventilem. Model PID regulátoru byl převzat z knihovny modelů a vložen do modelu jednoválce. Solenoidový ventil byl také převzat z knihovny, ale jeho parametry odpovídají ventilu z CAD dat. Samotný regulátor je tvořen prvkem obsahující proporcionalní, integrační a derivační složku. Vstup do regulátoru je informace o okamžitém úhlu natočení statoru vůči rotoru u hydraulického camphaseru. Výstupem je ovládání akčního členu v podobě silového účinku na píst solenoidového ventilu. Ten je matematicky popsán jako posuvná 1D lineární hmota. Dle CAD modelu je odhadnuta hmotnost pístku na 21 g a předpětí pružiny ve ventilu na 4,27 N/mm. Hmotnost je významným parametrem, který ovlivňuje rychlost otevření a zavření přívodu tlakového oleje do komor camphaseru, a tím i rychlost jeho fázové změny. Zpětnovazební řízení obsahuje informaci o okamžité poloze statoru a rotoru a na základě toho přesouvá pozici pístu ventilu. Posuv pístu je možný z nulové hodnoty, kdy je ventil uzavřen 5 mm na obě strany. Tím dochází k uzavření nebo otevření průtoku tlakového oleje do komor camphaseru. Mezi stěnou ventilu a pístem se neuvažuje žádná vůle, tím je kontakt dokonale těsný. Schéma modelu solenoidového ventilu je znázorněno na Obr. 6-26. Přívod oleje (SAE 5W-40, konstantní tlak dle Tab. 6-8) je vyznačen černou šipkou. V závislosti na poloze pístu (červená šipka) dochází k plnění komory camphaseru a působící tlak oleje na lopatky rotoru vytlačuje olej ze sousední komory do zásobníku. Směr toku tlakového oleje je zobrazen zeleně nebo oranžově. Vytlačený olej z jedné z komor končí vždy v pomyslném olejovém zásobníku s atmosférickým tlakem.





Obr. 6-26 - Schéma řízení (výfukového) camphaseru a hydraulický okruh solenoidového ventilu

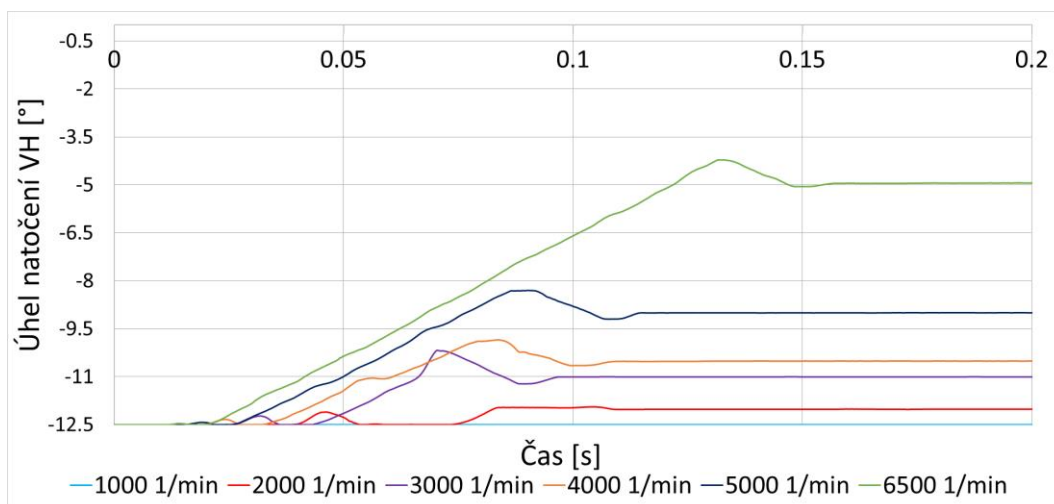
### 6.5.2 Predikce oblasti použití hydraulického camphaseru

Rychlost přesunu statoru vůči rotoru je závislá na tlaku oleje. Do výše uvedeného modelu byly dosazeny konstantní hodnoty tlaku oleje ve zkoumaných otáčkových bodech ze čtyřválcové varianty. Byla predikována rychlost přetočení camphaseru o požadovaný úhel v závislosti na čase na hodnotu vycházející z optimálního časování. Z optimalizovaných hodnot byl určen směr přetáčení, který vychází z počáteční polohy uvedené v předchozí kapitole. Parametry použité v modelu jsou uvedeny v Tab. 6-8.

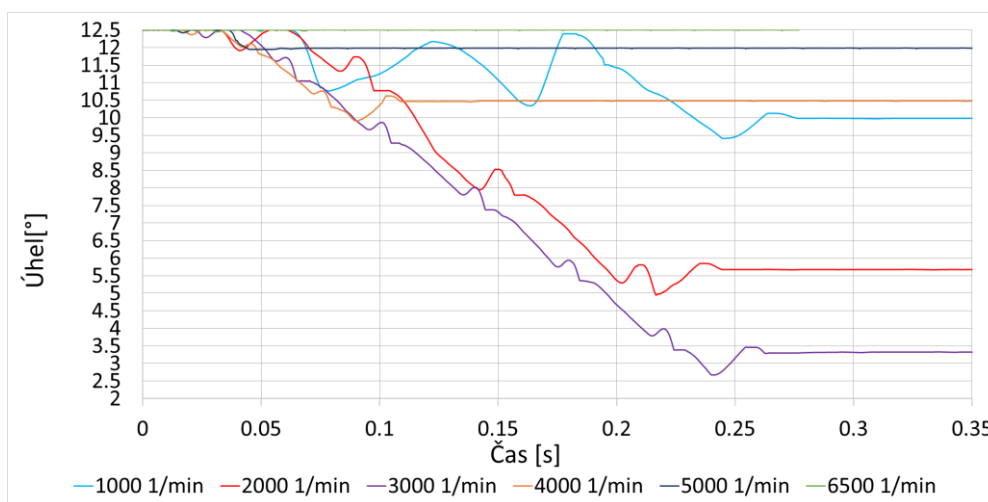
Otáčky [1/min]	Tlak oleje [bar]	$\Delta$ úhlu na sací straně [°VH]	$\Delta$ úhlu na výfukové straně [°VH]
1000	1,7	0	2
2000	2,6	0,5	6,75
3000	3	1,5	9
4000	3,2	2	2
5000	3,4	3,5	0,5
6500	3,5	7,5	0

Tab. 6-8 – Nutné parametry pro ovládání camphaserů

Predikovaný průběh fázové změny obou camphaserů je zobrazen na Obr. 6-27 a Obr. 6-28. Je patrné, že v nejnižších otáčkách a při nižším tlaku oleje dochází k poklesu rychlosti přetočení. Průběhy jsou v příloženém výsledkovém souboru *jednovalec.gdx*.



Obr. 6-27 - Predikovaná rychlost přesunutí sacího camphaseru ve zkoumaných otáčkových bodech

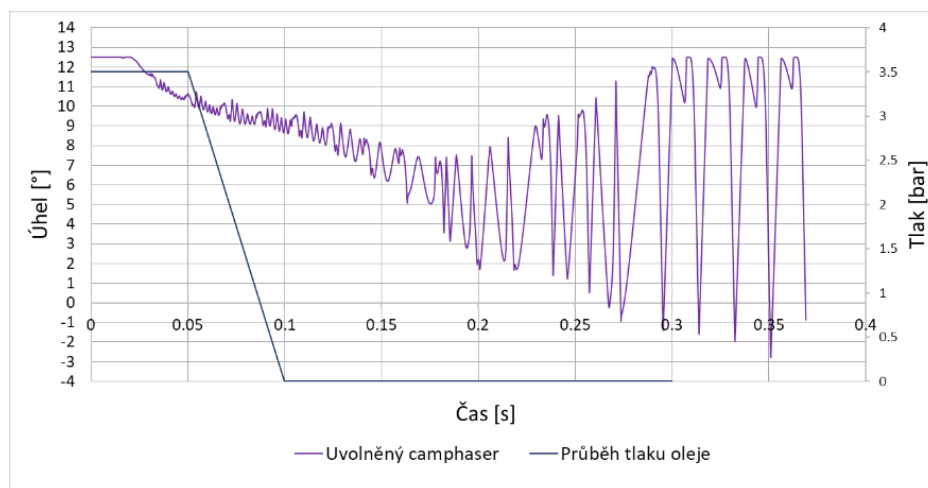


Obr. 6-28 - Predikovaná rychlost přesunutí výfukového camphaseru ve zkoumaných otáčkových bodech

Předpětí v pružině u aretačního kolíku v camphaseru je dimenzováno na minimální tlak oleje 0,8 baru. Při překročení této hodnoty dochází k uvolnění statoru vůči rotoru. V případě poklesu tlaku v průběhu chodu motoru dochází přenášenou silou přes ozubený řemen a řemenici k překonání tlaku oleje vlivem silové protireakce způsobené vačkovou hřídelí a předpětím ve ventilových pružinách. Rotor se poté zastaví o stěnu statoru a je zablokován aretačním kolíkem. V případě simulace je možné predikovat chování camphaseru v této kritické oblasti. Nabízí se dvě varianty, kdy první je skokový pokles tlaku oleje přiváděného do camphaseru na nulovou hodnotu způsobený například havárií na přívodním potrubí. Druhá varianta je stanovení minimálního tlaku oleje pro správnou funkci camphaseru. Obě varianty v predikci neuvažují aretační kolík. Prvek camphaser v prostředí GT-ISE funguje odlišně oproti reálnému dílu. Při aktivaci parametru minimálního tlaku k vysunutí aretačního kolíku dochází k zablokování camphaseru okamžitě. Tím je děj zkrácen, protože nedochází ještě k dodatečnému přesunutí rotoru jako u reálného camphaseru.

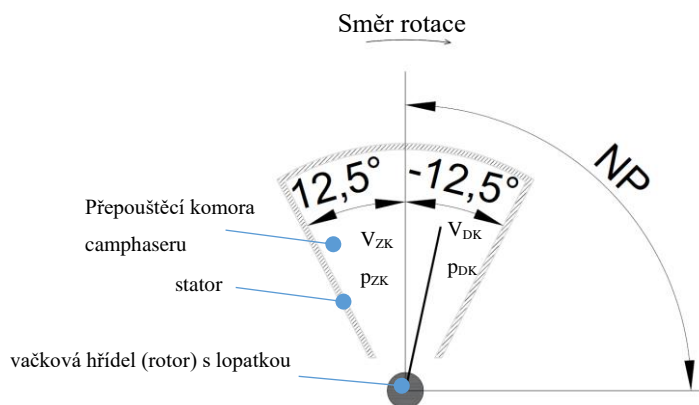
Predikce stavu skokové zastavení dodávky tlakového oleje se chová dle očekávání. Po přerušení dodávky tlakového oleje dochází k poklesu tlaku v prepouštěcích komorách. Motor má nastavené konstantní otáčky 6500 1/min KH. Přidaný stupeň volnosti mechanismu mezi řemenicí a vačkovou hřídelí však způsobuje vlivem přenášeného momentu přes řemenici a momentu setrvačnosti soustavy přetáčení lopatek rotoru vůči statoru mezi jeho stěnami. Což má za následek chaotický průběh okamžitých otáček řemenice, resp. vačkové hřídele. Důležité je poznamenat, že touto poruchou nedojde ke kolizi ventilu a pístu. Kritická hodnota časování z kapitoly 6.5.6 odpovídá pozici, kdy je rotor v kontaktu se statorem. Přetáčením camphaseru

z krajní pozice do druhé tak posouvá počátek zdvihové křivky do bezpečné vzdálenosti od zdvihu pístu. Průběh je vyneseno na Obr. 6-29. K poklesu tlaku dochází z hodnoty 3,5 baru v 0,05 s od počátku běhu motoru, tedy přibližně po třech cyklech. Průběh tlaku dodávaného oleje sice končí v 0,3 s, ale v tomto případě řešič pokračuje s poslední hodnotou, tedy nulovou, dále.



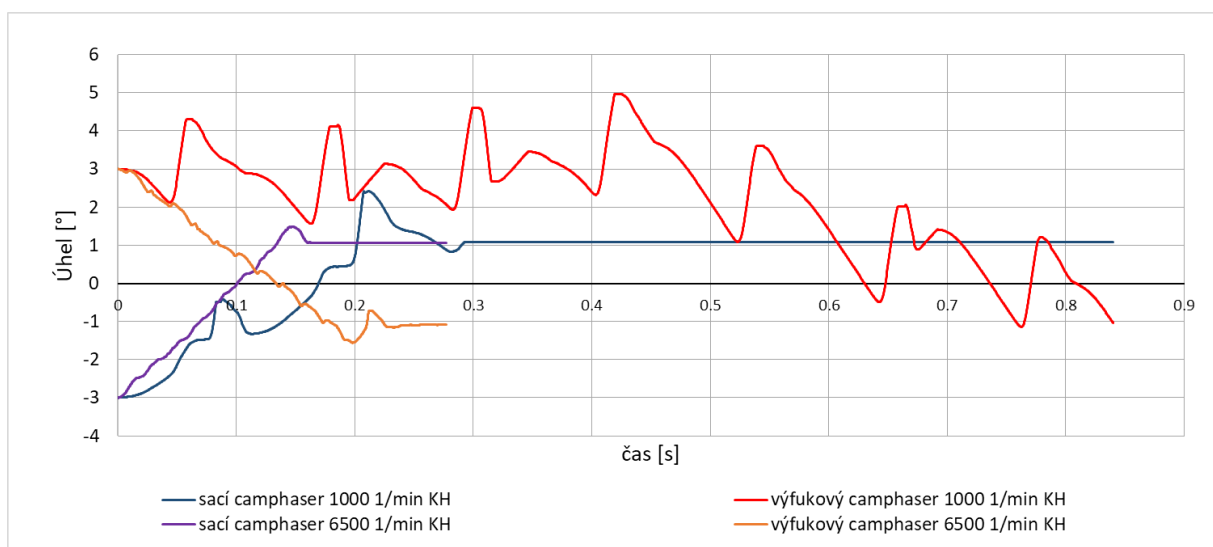
*Obr. 6-29 - Průběh natočení sacího camphaseru po přerušení dodávky tlakového oleje  
v 6500 1/min KH*

Druhou částí predikce bylo stanovení minimálního tlaku oleje, který je nutný pro správnou funkci camphaseru. Zmíněná hodnota předpětí aretačního kolíku pro 0,8 baru vychází ze čtyřválcové varianty. Příliš nízká hodnota tlaku oleje může způsobovat rozkmitání celé soustavy. Je to dáno vlivem stlačitelnosti oleje (modul objemové pružnosti) a ovládním PID regulátorem. Silový účinek od pohonu statoru ozubeným řemenem a vznik momentu hybnosti rotující soustavy se přenáší na objem oleje v komoře, který je tímto stlačován. To způsobuje fázový posuv lopatek rotoru vůči statoru, byť v řádech desetin až setin stupně. Na tuto výchylku však reaguje zpětná vazba PID regulátoru, který otevírá solenoidový ventil, čímž je přiváděn tlakový olej do komory camphaseru, aby se vyrovnala úhlová výchylka. Za určitý časový okamžik poté dojde k ustálení. Pro ošetření předešlého stavu je důležitá vhodná hodnota proporcionální, integrační a derivační složky regulátoru, kvůli citlivosti a rychlosti ustálení celé soustavy. Dalším úskalím je směr přetáčení lopatek rotoru. Příliš malá hodnota tlaku oleje, která má způsobit přetočení rotoru proti směru otáček statoru může být překonána momentem hybnosti od rotující soustavy.



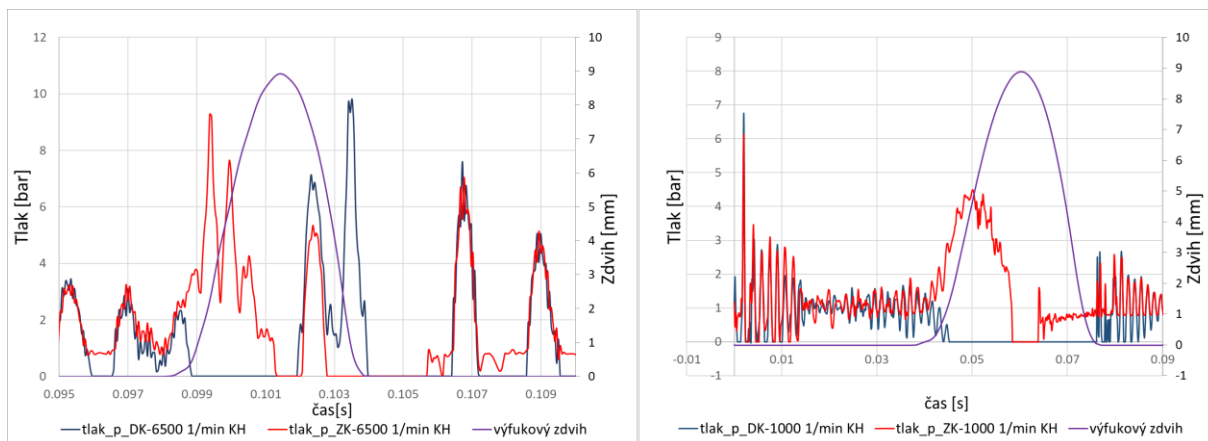
Obr. 6-30 - Schéma modelu camphaseru v prostředí GT-ISE; NP-nulová poloha rotoru vůči statoru;  $V_{ZK}$  – objem zpětné komory;  $V_{DK}$  – objem dopředné komory;  $p_{ZK}$  – tlak ve zpětné komoře;  $p_{DK}$  – tlak v dopředné komoře

Pro přesné nastavení polohy camphaseru je žádoucí odchylka minimální, tedy maximálně v řádu setin. Z toho důvodu byl predikován minimální tlak, kdy dochází k požadovanému přesunutí camphaseru a ustálení v dané poloze. Pro správnou funkci je nutná správná definice okrajových podmínek výpočetního modelu. Dle Obr. 6-26 je složení oleje v zásobníku stejné jako olej do mechanismu přiváděný, zatížený absolutním tlakem 1 bar. Proto nemůže být tlakový olej vstupující do soustavy nižší než 1 bar, protože to způsobilo zpětný tok oleje ze zásobníku do mechanismu a jeho špatnou funkci. DOE výpočtem je predikován minimální tlak pro spolehlivou funkci camphaseru v nejnižších a nejvyšších provozovaných otáčkách motoru (1000 1/min a 6500 1/min KH). Lopatka rotoru sacího camphaseru byla nastavena do polohy  $-1^\circ$  od NP s požadovaným cílovým úhlem  $+3^\circ$  před NP. Výfukový camphaser byl přetáčen z polohy  $+3^\circ$  před NP do polohy  $-1^\circ$  za NP. Tato poloha byla volena mimo jiné proto, aby nedocházelo ke zkreslení výsledku jejím opřením o stěnu statoru. Na základě výsledku lze predikovat minimální tlak a odezvu celého mechanismu. Pro otáčky 1000 1/min je predikce minimálního tlaku 1,184 baru, kdy dojde k požadovanému natočení sacího camphaseru, ale nikoli výfukového (viz Obr. 6-31).



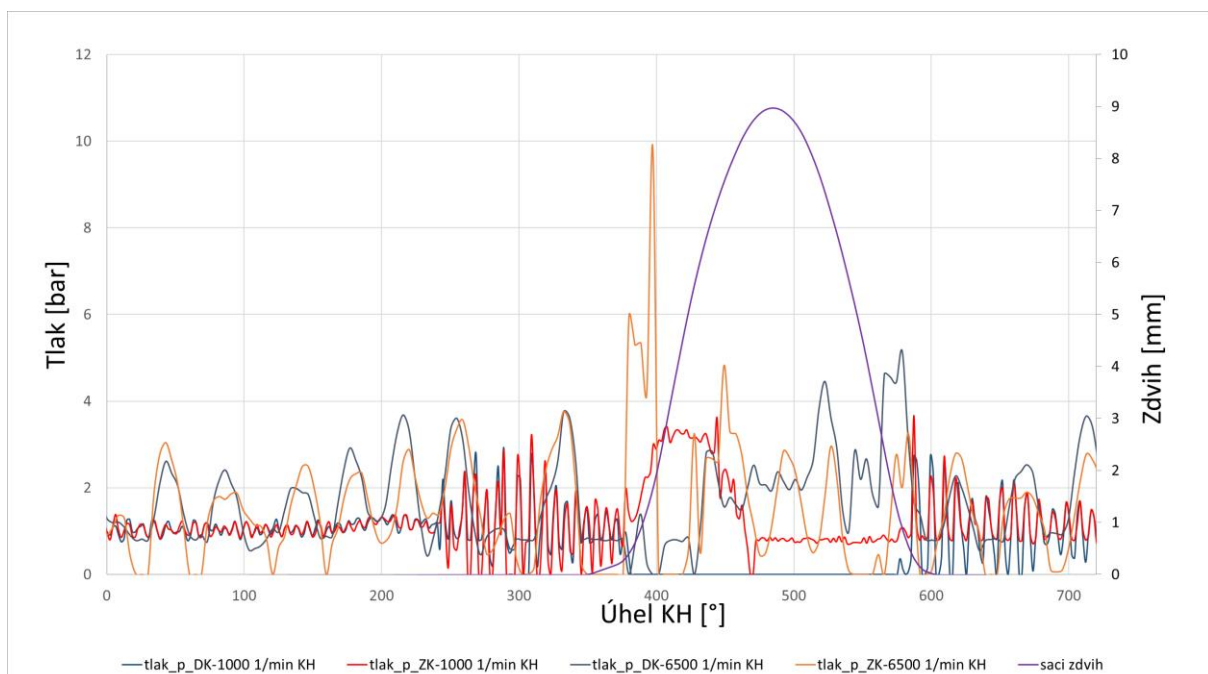
Obr. 6-31 - Průběhy predikovaného natočení camphaserů pro 1000 1/min KH

Je to způsobeno tím, že dle Obr. 6-30 rotor výfukového camphaseru natáčí ve směru rotace statoru (řemenice), zvyšuje se tedy objem  $V_{ZK}$  přiváděným tlakem oleje  $p_{ZK}$ . Zpomalení rotoru neboli vačkové hřídele otevíráním výfukového ventilu (překonávání předpětí ventilové pružiny) způsobuje silovou reakci, jejíž vektor působí proti směru rotace. V této chvíli dochází ke skokovému navýšení tlaku  $p_{ZK}$  lopatkou rotoru (Obr. 6-32) vlivem silové reakce ventilové pružiny. V oblasti vrcholu zdvihu ventilu je tlak  $p_{ZK}$  silovou reakcí překonán. To se projevuje jeho poklesem. Překonání tlaku  $p_{ZK}$ , který natáčí rotor požadovaným směrem se přesun na krátký časový interval zastaví. Uzavřením výfukového ventilu tlak  $p_{ZK}$  opět vzroste. U sacího camphaseru dochází k identickému fenoménu. Silová reakce zpomalením vačkové hřídele od otevírání sacího ventilu ale působí ve směru přesouvání lopatky rotoru. Na lopatku rotoru proto působí tlak oleje  $p_{DK}$  a tím se zvyšuje objem  $V_{DK}$ , ubývá  $V_{ZK}$ . Zpomalení rotoru překonáním předpětí ventilové pružiny na sací straně opět roste tlak  $p_{ZK}$ . Zvýšeným tlakovým spádem se urychluje výtok objemu  $V_{ZK}$  z komory a přesun lopatek rotoru.



*Obr. 6-32 - Průběhy tlaků v komorách výfukových camphaserů pro 1000 1/min a 6500 1/min KH*

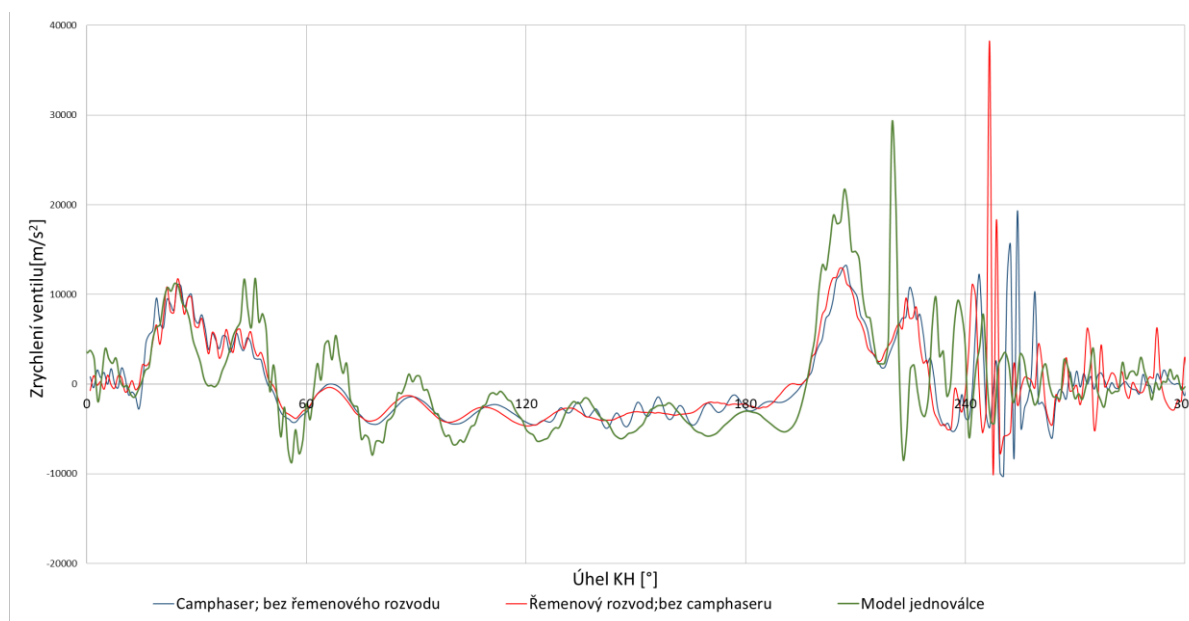
Stejný fenomén platí i při rostoucích otáčkách. Zvyšující se úhlovou rychlostí ale roste moment hybnosti celé soustavy. Z toho plyne zvýšení tlaku v komorách camphaseru vlivem zpomalení nebo zrychlení rotoru způsobené předpětím ventilové pružiny. Při zachování stejného tlaku 1,184 baru i v otáčkách 6500 1/min KH dochází k výraznému zvýšení času na přesun rotoru (řádově sekundy). Z DOE výpočtu je predikován optimální tlak 2 bary, kdy je čas přesunu v těchto otáčkách dostatečný. Průběh tlaků v sacím camphaseru a zdvih sacího ventilu je na Obr. 6-33.



*Obr. 6-33 - Průběh tlaků sacího camphaseru a zdvih sacího ventilu*

### 6.5.3 Predikce vlivu na dynamiku sacího a výfukového ventilu

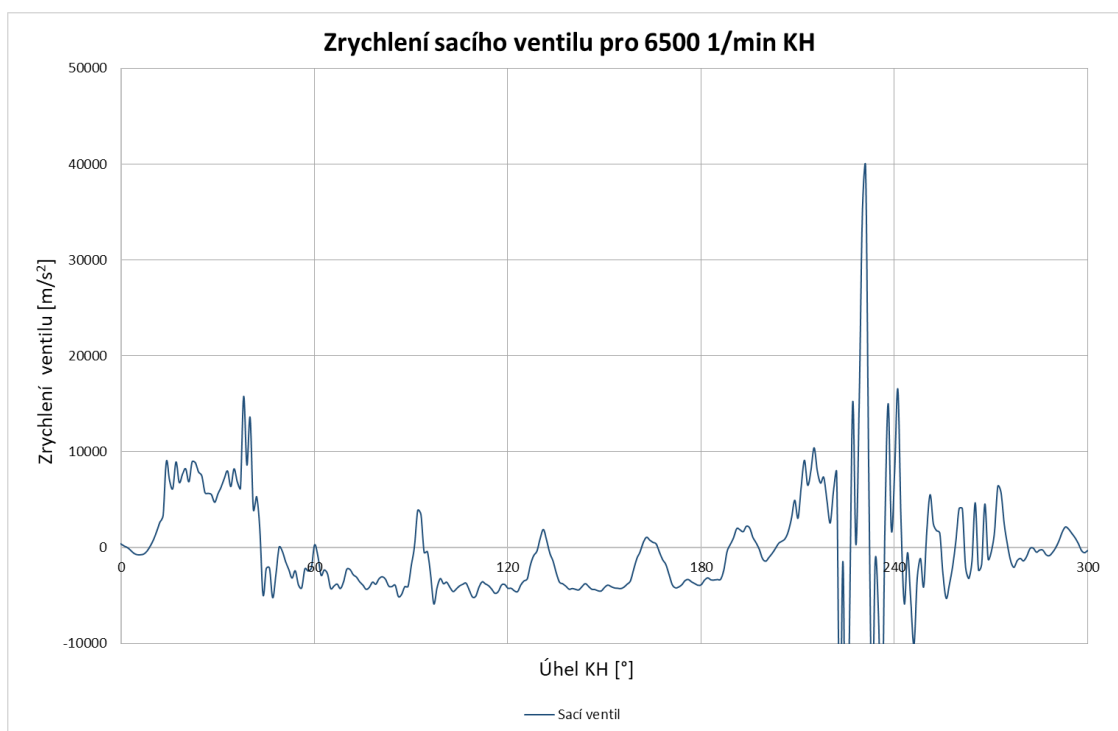
V modelu jednoválce jsou přítomny hydraulické camphasery na sací a výfukové vačkové hřídeli a řemenový rozvod. Oproti čtyřválcovému motoru je tak v mechanismu člen navíc v podobě hydraulického camphasery na výfukové straně. Na průběhu zrychlení výfukového ventilu se oproti jednoventilovému pomocnému modelu projevuje vznik kmitání. Citlivostní analýzou bylo zjišťováno, zdali je příčina způsobena hydraulickým camphaserem, ozubeným řemenem nebo jejich spojením. V případě camphasery je pravděpodobná příčina způsobena pulzacemi od proudícího tlakového oleje a zvýšením momentu setrvačnosti rotující sestavy výfukové vačkové hřídele (Obr. 6-34 – modrý průběh). U ozubeného řemenu je přidavné rozkmitání následkem zvýšení počtů stupňů soustavy celého mechanismu (Obr. 6-34 – červený průběh). Lze pozorovat, že rozkmitání zrychlení ventilu je tak způsobeno kombinací řemenového rozvodu a hydraulického camphasery (Obr. 6-34 – zelený průběh). Dalším vlivem je výrazné zpomalení uzavírání ventilu na úpatí vačky při jejím zavírání přibližně v 240° KH. Predikce zrychlení ventilu je zpřesněna i o síly působící na ventil od termodynamické části modelu jako je působení tlakového spádu mezi válcem a výfukovým potrubím.



Obr. 6-34 - Vliv na zrychlení výfukového ventilu v 6500 1/min KH různým spojením částí modelu

Predikce zrychlení sacího ventilu jednoválcového modelu je zobrazen na Obr. 6-35. Ostatní průběhy zrychlení ve zbylých otáčkových bodech jsou uvedeny v Příloze 9.4.

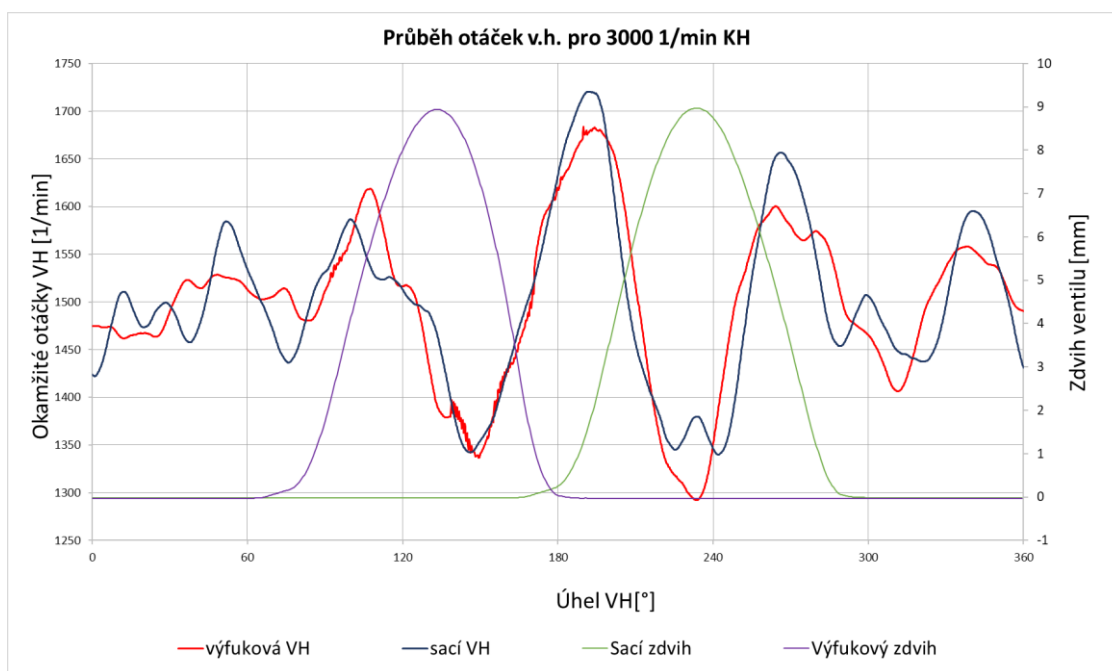




Obr. 6-35 - Predikovaný průběh zrychlení sacího ventilu pro 6500 1/min KH

#### 6.5.4 Otáčky vačkových hřídelí

Oproti kalibraci pomocného čtyřválcového modelu motoru lze očekávat vlivem snížení počtu ventilů na dva sací a dva výfukové změnu v průběhu otáček. Výsledek průběhu ze simulace odpovídá očekávání. V predikovaném průběhu otáček (viz obr. 6-36) dochází ke stejnému fenoménu popsaném v kapitole 6.4.3. Okamžité otáčky se periodicky mění v blízkosti středních otáček vačkové hřídele 1500 1/min. Působením výfukové vačky na ventil dochází k překonávání předpětí ventilové pružiny a ke zpomalení okamžitých otáček. Při zavírání ventilu naopak předpětí v pružině otáčky urychluje. Stejným principem se děj opakuje u sacích ventilů. Po jejich uzavření se okamžité otáčky snaží ustálit kolem střední hodnoty, což se projevuje snížením jejich amplitudy. Dále lze konstatovat, že nárůst hodnoty okamžitých otáček mezi zavřením výfukového a otevřením sacího ventilu je značný. Rozdíl oproti středním otáčkám je přibližně 210 /min. Z výsledků kalibrace čtyřválcce byl rozdíl výchylky otáček oproti střední hodnotě ze simulace vždy větší než v případě měření, a to u všech otáčkových bodů. Dimenzace mechanismu dle simulace je tak na straně bezpečnosti, a to samé lze predikovat i u jednoválcce. Parametr s největším vlivem na průběh okamžitých otáček je ozubený řemen (předpětí) a torzní tuhost pružiny v napínací kladce. Predikce průběhu ostatních otáčkových bodů jsou uvedeny v Příloze 9.4.

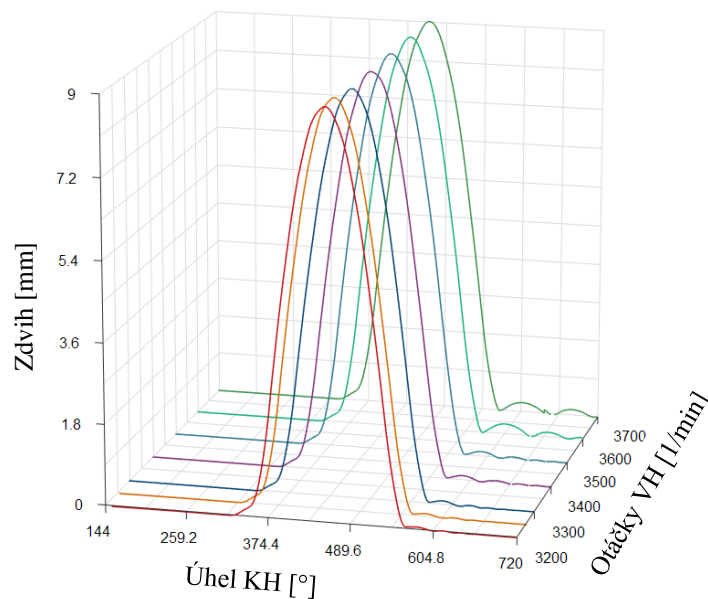


Obr. 6-36 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové hřídele jednoválcového modelu v 3000 1/min KH

### 6.5.5 Predikce limitních otáček rozvodového mechanismu

Analýzou modelu jsou predikovány maximální otáčky ke spolehlivé funkci rozvodových členů. Při překročení maximálních otáček dochází v místě s největším zrychlením vačky k jejímu odpoutání od kladky spojené s vahadlem, rozpojení jejich kontaktu a ztrátě silového účinku od vačky. Velikost zrychlení dané obrysem vačky se přenesou na ventil. Ventil tím získá setrvačnou sílu, ke které je nutno přičíst silové účinky od momentu setrvačnosti vahadla a jeho úhlového zrychlení. Součet těchto sil překonává předpětí ventilové pružiny. Vyrovnaním sil mezi ventilem a ventilovou pružinou dochází k jeho zastavení a předpětí v pružině vrací ventil zpět do sedla. V době rozpojení vačky a kladky dochází k úhlovému natočení vačkové hřídele dané velikostí okamžitých otáček. V určitých otáčkách ještě dopadá kladka na bok vačky, kde je dopad tlumen rotující vačkovou hřídelí a rotační vazbou v kladce. Se zvyšujícími se otáčkami však kladka dopadá na úpatí vačky nebo až na základní kružnici. Zpětný pohyb ventilu tak není brzděn a dochází k dopadu do sedla ventilu, kde se ventil odrazí a vzniká jeho dodatečný zdvih. Byla proto provedena citlivostní analýza DOE výpočtem, při jakých otáčkách dochází k odskoku ventilu. V mechanismu je použita hydraulická podpora, díky které dochází k vymezení ventilové vůle na nulovou hodnotu. V tomto případě je

vahadlo ventilu neustále přitlačováno k vačce, a tím i k ventilu. Při náběhu vačky na kladku proto nevzniká ráz vlivem ventilové vůle, která by jinak způsobila odskok ventilu. Profil vačky i ve vysokých otáčkách relativně přesně kopíruje kinematický průběh. K odskoku ventilu dochází až dopadem do jeho sedla. Vysokými otáčkami a vybuzením pružiny tímto rázem dochází k zakmitání závitů pružiny. Frekvence vybuzeného kmitání v určitém okamžiku nabývá hodnoty vlastní frekvence ventilové pružiny. Tím se dostává do rezonance a ztrácí předpětí. Odražený ventil od sedla v tuto chvíli není držen jejím předpětím a dochází k dodatečnému zdvihu. V modelu je predikce vzniku tohoto fenoménu na sací straně od otáček 3200 1/min vačkové hřídele. Otáčky byly zkoumány do 3700 1/min VH (Obr. 6-37), kdy velikost odskoku sacího ventilu je 0,2 mm. V těchto otáčkách k odskoku výfukového ventilu nedochází. Pravděpodobně je to způsobené spojením ozubeným řemenem, kdy dochází k částečnému utlumení budících frekvencí. Stanovení otáček, kdy dochází k odskoku u výfukového ventilu nemá význam, velikost odskoku sacího ventilu je v tu chvíli krajně nepřijatelná. A to hlavně z hlediska zvýšeného mechanického namáhání dílu a možné kolize ventilu s pístem.



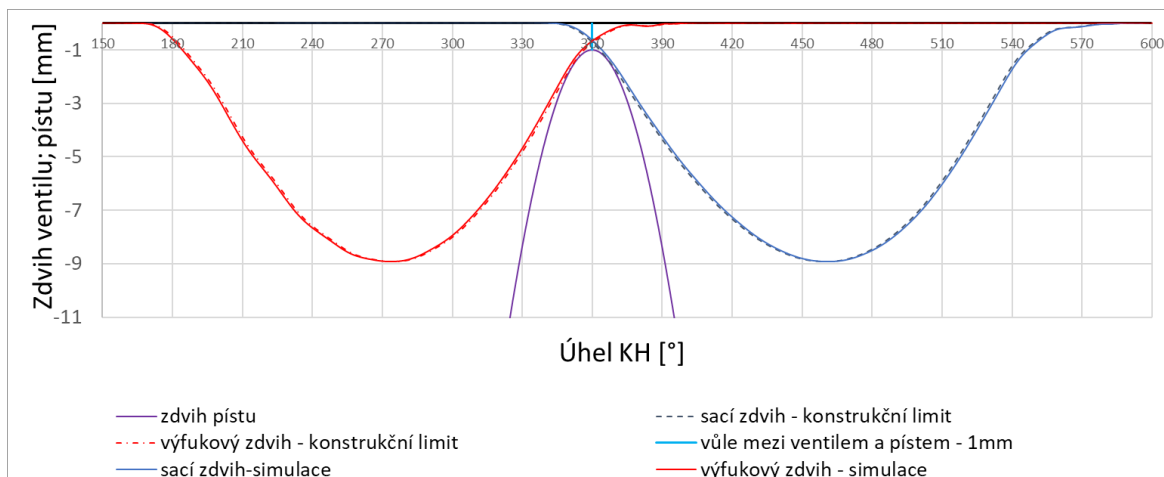
*Obr. 6-37 - Vznik odskakování sacího ventilu*

V nejvyšších predikovaných provozních otáčkách (6500 1/min) byl dále ověřen vliv přeplňování. Ten může být v současném experimentálním motoru až 4 bary. Vlivem tohoto tlaku může v sacím kanálu dojít k překonání předpětí ventilové pružiny a zdvihu ventilu, což je nepřijatelný stav. Průběh zdvihu sacího ventilu byl po celou dobu shodný s kinematickým

průběhem. Lze tak predikovat, že použitá ventilová pružina ze čtyřválcové varianty je vhodná i pro podmínky jednoválce.

### **6.5.6 Kontrola kolize pístu a ventilů**

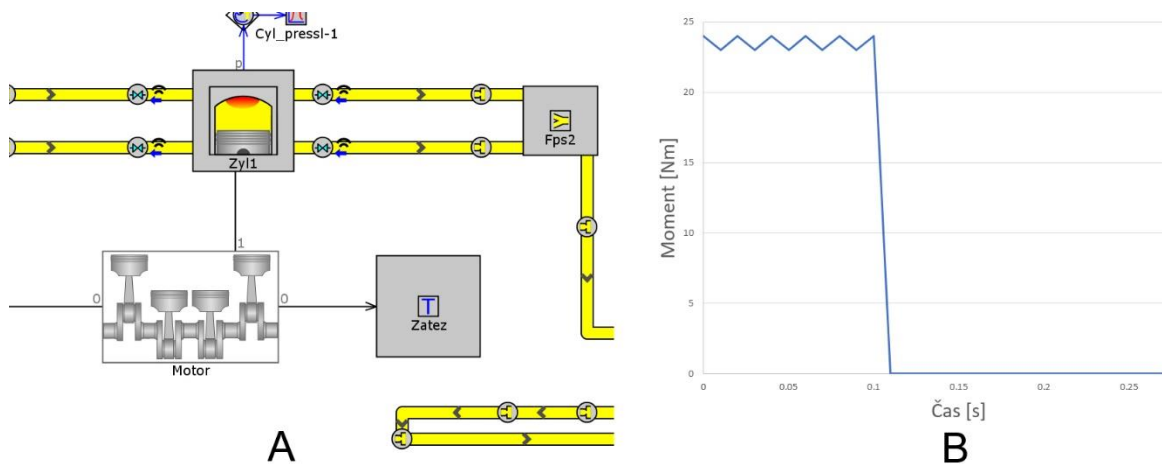
Z termodynamického modelu bylo optimalizací stanoveno časování a v kapitole 6.5.1 proběhlo ověření, zdali tyto hodnoty leží v pracovním rozsahu camphaseru. Dalším důležitým ověřením je kolize pístu a ventilů. Termodynamický model totiž pracuje se zdvihovou křivkou ventilu jako s tabulkou dat a při optimalizaci nezohledňuje pozici pístu vůči ventilům. Ověření je nutno udělat zpětně. Vstupní hodnotou je minimální možná (zážehový jednoválec má disponovat variabilním kompresním poměrem) vzdálenost mezi ventilem a nejvyšším bodem na pístu. Kritickou oblastí s možností kolize je chvíle kdy sací ventil otevírá co nejdříve před HÚ, u výfukového je naopak kritický okamžik uzavírání za HÚ. Z grafického rozboru zdvihů ventilů a pístu bylo stanoveno, že při aktuálně použité zdvihové křivce ventilů je konstrukční omezení nejdřívějšího otevření sacího ventilu  $18^\circ$  před HÚ, výfukový ventil musí otevírat nejpozději  $23^\circ$  před DÚ. Vůle mezi pístem a ventily by se měla na experimentálním motoru pohybovat v rozmezí  $1\div 2$  mm. K přesnému určení je však potřeba spočítat toleranční řetězec, včetně teplotní roztažnosti. Byla proto uvažována nejmenší vůle (1 mm), jakožto nejméně příznivý stav. První sada výsledků optimalizovaného časování nevyhovovala. V nižších otáčkách docházelo ke kolizi sacího ventilu a pístu. Byly proto upraveny okrajové podmínky počátků zdvihů ventilů a spuštěna nová optimalizace. Vhodné je proto stanovení okrajových podmínek na základě rozboru kolize pístu a ventilů ještě před počátkem optimalizace časování. Na Obr. 6-38 jsou zobrazeny limity počátků zdvihu z konstrukčního hlediska (čárkovaný a čerchovaný průběh). Plnou čarou je vynesena průběh z predikce optimálního časování. Sací ventil otevírá  $17^\circ$  před HÚ, což je velmi blízko kritickému počátku zdvihu, stejně jako u výfukového, který otevírá  $24^\circ$  před DÚ.



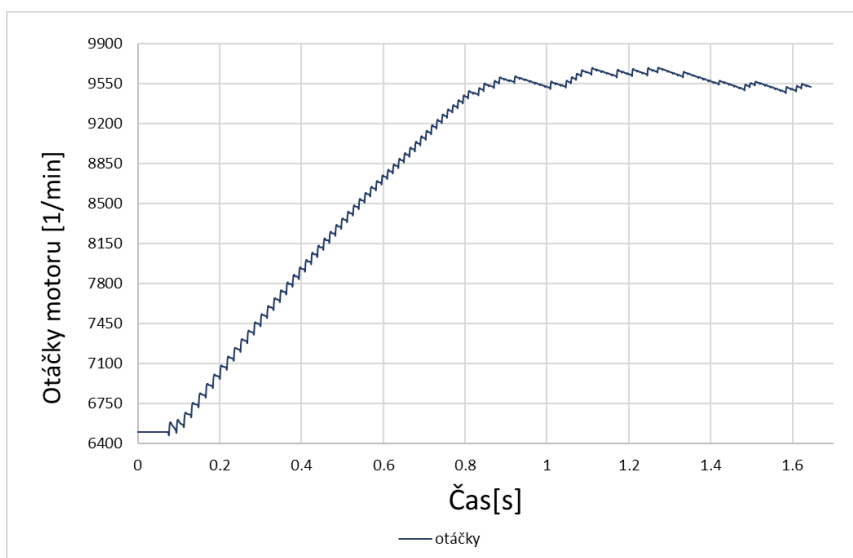
Obr. 6-38 – Analýza zdvihových křivek a průběhu zdvihu pístu

### 6.5.7 Skoková změna vstupu modelu

Pro predikci chování experimentálního jednoválce byly stanoveny stavy, ke kterým by mohlo za určitých podmínek dojít. Z mechanického hlediska je možný případ poruchy spojky, kdy točivý moment odebíraný dynamometrem skokově klesne na nulovou hodnotu. Dalším případem může být skokové navýšení otáček. Tento stav u motoru v automobilu simuluje situaci, kdy ve vysoké rychlosti dojde k podřazení rychlostního stupně a skokovému navýšení otáček způsobené přenosem momentu setrvačnosti z převodového ústrojí. Bylo zjišťováno chování jednotlivých členů rozvodového mechanismu, u nichž může skokovou změnou dojít k poruše. Poruchy mohou být například vyskočení ozubeného řemene ze zubové mezery, případně uvolnění vahadla nebo hydraulické podpěry. Pro tyto predikce byla k termodynamické části modelu připojena zátěž, virtuální dynamometr. Na Obr. 6-39-A zobrazen model z prostředí GT-ISE. V tomto případě motor není poháněn otáčkami (tzv. režim „speed“), ale otáčkami reaguje na zátěžný moment (tzv. režim „load“). Výchozí hodnota zátěžného momentu (viz Obr. 6-39-B) odpovídá přibližně otáčkám 6500 1/min KH, poté dojde skokovou změnou na nulovou hodnotu.

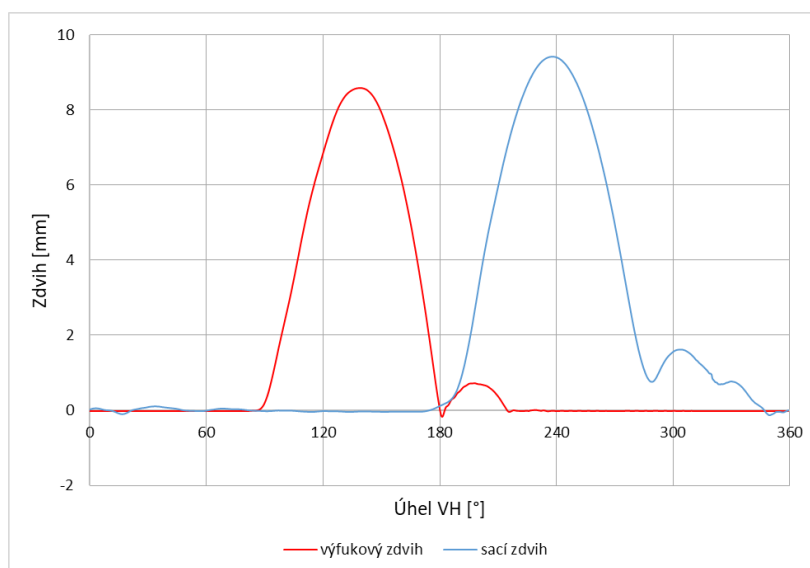


Obr. 6-39 - Úprava výpočetního modelu (A) a průběh zátěžného momentu (B)



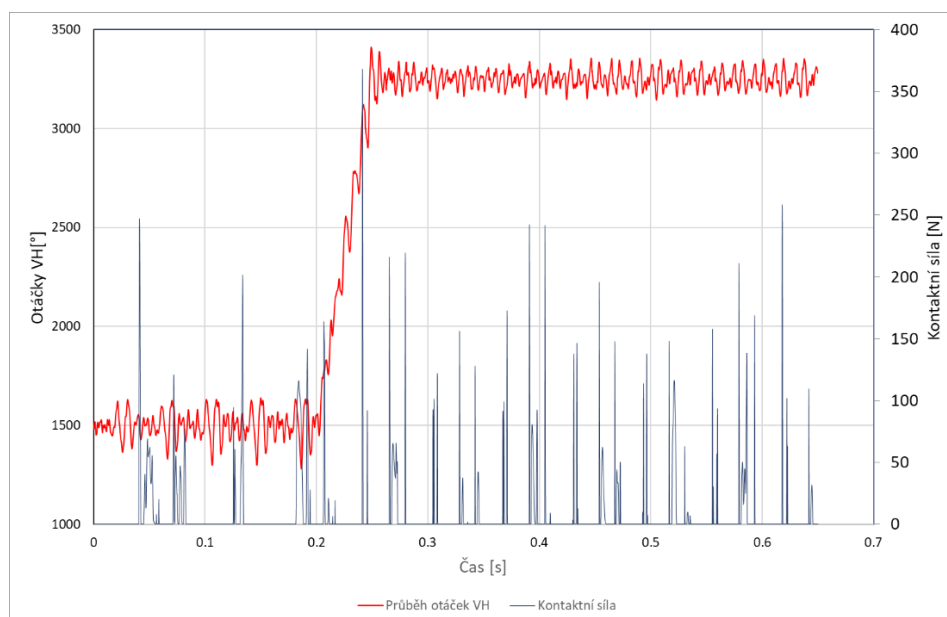
Obr. 6-40 - Průběh otáček motoru jako reakce na odebrání zátěžného momentu

Predikce reakce motoru na pokles zátěžného momentu značí správnou reakci motoru. Po odebrání zátěže dochází ke zvýšení okamžitých otáček motoru k hodnotě přibližně 9550 1/min. Během přechodu nedochází k žádným anomáliím na rozvodových členech. Avšak v těchto vysokých otáčkách už dochází k velmi výraznému odskoku sacích i výfukových ventilů od sedla (viz Obr. 6-41). Velikost odskoku ventilu se při těchto otáčkách pohybuje v rozmezí  $1 \div 1,8$  mm, což už je krajní hodnota vůle mezi pístem a ventily a s největší pravděpodobností může dojít ke kolizi.



*Obr. 6-41 – Predikce průběhu zdvihových křivek při otáčkách motoru 9550 1/min*

Dalším ověřením bylo skokové zvýšení otáček za velmi krátký časový interval. U ozubeného řemenu v tomto přechodu může dojít k vyskočení ze zubové mezery v řemenici. Tím by došlo k posunu počátků zdvihové křivky, v horším případě ke kolizi ventilů a pístu. Camphasery byly proto v tomto ověření zablokovány. Z výsledků bylo stanoveno, že k přeskočení řemenu nedošlo, neboť počátek zdvihu ventilu je totožný v obou hladinách středních otáček vačkové hřídele. Úplným vyskočením řemenu by docházelo k poklesu otáček řemenic. Skokovým zvýšením otáček dochází v přechodu k výchylce zvýšením kontaktní normálové síly mezi bokem zubu řemene a bokem zubu řemenice, kdy špičková hodnota dosahuje dle Obr. 6-42 přibližně 370 N. Průběh otáček je sledován na sací řemenici.



*Obr. 6-42 - Průběh skoku otáček motoru a průběh normálové kontaktní síly mezi ozubeným řemenem a řemenicí*

## 7. Závěr

Práce se zabývala tvorbou výpočetního parametrického modelu variabilního ventilového rozvodu s ozubeným řemenem a termodynamickým modelem jednoválcového motoru v prostředí softwaru GT-SUITE. V první části práce byl proveden rozbor v teoretické rovině, jenž má popsat důvod použití variabilních ventilových rozvodů. V další části práce je uvedena rešerše některých komerčně používaných systémů. Na tuto část navazuje rešerše možností tvorby výpočetních modelů. Použitím variabilního ventilového rozvodu lze dosáhnout optimálního plnění a vyprazdňování válce (zvýšení plnicí účinnosti) v širším rozsahu provozních otáček motoru. Následkem je snížení výsledné spotřeby paliva spolu se snížením objemu produkovaných emisí ve spalínách a navýšení točivého momentu, zejména v nízkých otáčkách. Pro holistický výpočetní model experimentálního jednoválce je použito 1D přístupu.

Čtvrtá část práce ukazuje postup tvorby výpočetního parametrického modelu. Termodynamická část modelu vycházela z dodaného čtyřválcového motoru Škoda s úpravou potrubí dle současného jednoválce ve VTP Rožtoky. Tímto modelem je predikováno optimální časování ventilů, jehož hodnoty jsou limitovány pracovním rozsahem hydraulického camphaseru a pozicí pístu vůči ventilům, kvůli jejich kolizi. Na termodynamickou část navazuje



kalibrace dynamiky sacího a výfukové ventilu dle měřených dat. Cílem bylo stanovení sady parametrů jednotlivých prvků tak, aby se průběh zrychlení ventilů blížil průběhu z měření. Výsledným průběhem zrychlení sacího a výfukového ventilu ve výchozím kalibrovaném otáčkovém bodě 6500 1/min se za pomoci genetického algoritmu podařilo s dobrou shodou přiblížit výpočet měření. Vypočtenými průběhy zrychlení je zachycena většina významných amplitud z měřeného signálu i se zjednodušenými modely ventilů. Z těchto pomocných modelů byl sestaven výpočetní pomocný mechanický model čtyřválcového motoru se šestnácti ventily včetně ozubeného řemenu. Pro výchozí kalibrovaný otáčkový bod 2000 1/min se podařilo dosáhnout uspokojivého průběhu ve srovnání s měřením. V ostatních otáčkových bodech se sice projevuje nutnost individuální kalibrace parametrů, přesto lze však shledat dobrou shodu s měřením. Kalibrací pomocných submodelů sacího a výfukového ventilu a ozubeného řemenu byla získána sada parametrů s dostatečnou schopností predikce. Potvrdil se předpoklad, že k přiblížení shody výsledků výpočetních mechanických modelů s měřením, je 1D přístup plně dostačující.

Ve výsledném výpočetním prediktivním modelu experimentálního jednoválce s hydraulickými camphasery bylo provedeno několik vybraných výpočetních testů, na jejichž základě lze predikovat výsledný vliv na rozvodové členy v různých provozních režimech. Predikovány jsou například zrychlení ventilů, průběhy okamžitých otáček nebo maximální provozní otáčky motoru 6500 1/min. Po překročení této hodnoty otáček už v modelu dochází k odsakování sacího ventilu od jeho sedla.

Ukázalo se, že holistický přístup k mechanické části modelu je výhodný z hlediska vyšetření vzájemných interakcí jednotlivých členů mechanismu. Vzhledem k jedinečnosti prototypu experimentálního motoru je výpočetní model jako nástroj užitečný, neboť lze simulovat stavy, které není možné provést na zkušebním motoru, protože je stále ve fázi vývoje. Případně tak lze uskutečnit konstrukční úpravy. V neposlední řadě je simulací možné předejít stavům, kdy by došlo k jeho poškození.

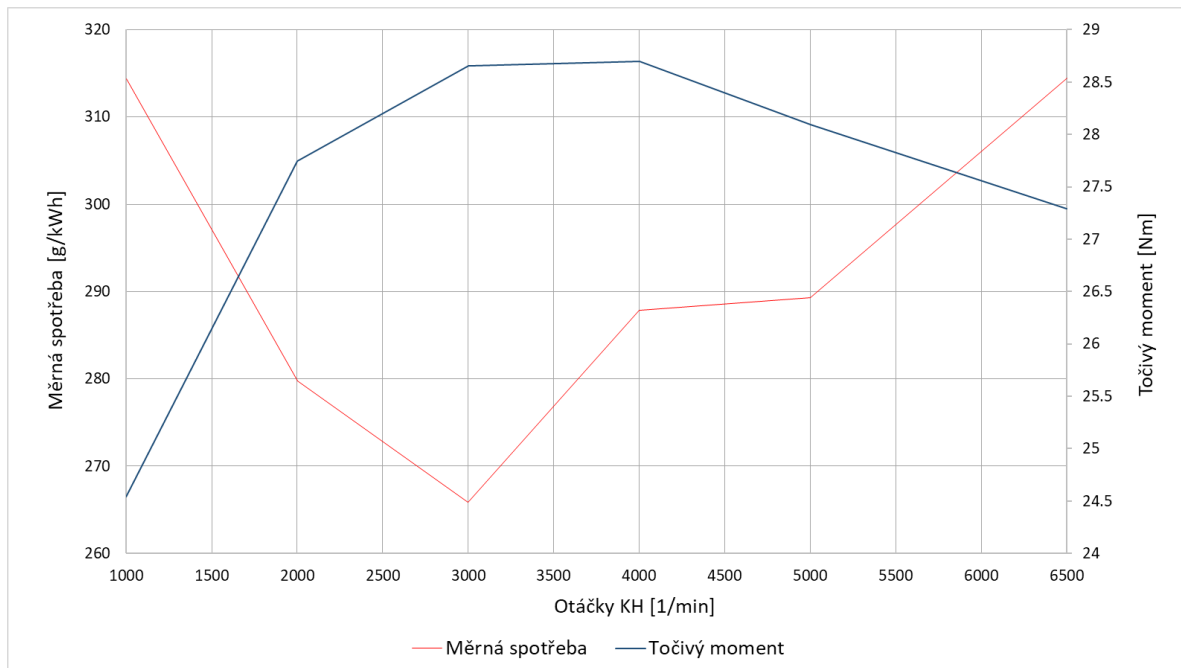
Závěrem lze konstatovat, že se podařilo sestavit funkční model jednoválcového motoru a splnit tím zadání diplomové práce.

## **8. Náměty na další práci**

Jako další část, která by vedla ke zpřesnění výpočetního modelu, je provedení měření odezvy hydraulického camphaseru a následné kalibraci jeho modelu. S tím souvisí rozšíření výpočetního modelu o model olejového čerpadla, které bude u experimentálního motoru použito. Pro studii hydraulického okruhu by bylo vhodné použít CFD analýzu, případně srovnání 1D/3D přístupu a vyšetření vlivu odstředivých sil vzniklé rotačním pohybem mechanismu na proudící olej. Sestavením skutečného experimentálního motoru na zkušebně je nejvhodnější ověření predikovaných výpočtů dynamiky, okamžitých otáček a zdvihu ventilu s měřením. Dále se pak nabízí úprava sacích a výfukových potrubí v termodynamickém modelu odpovídající skutečnosti.

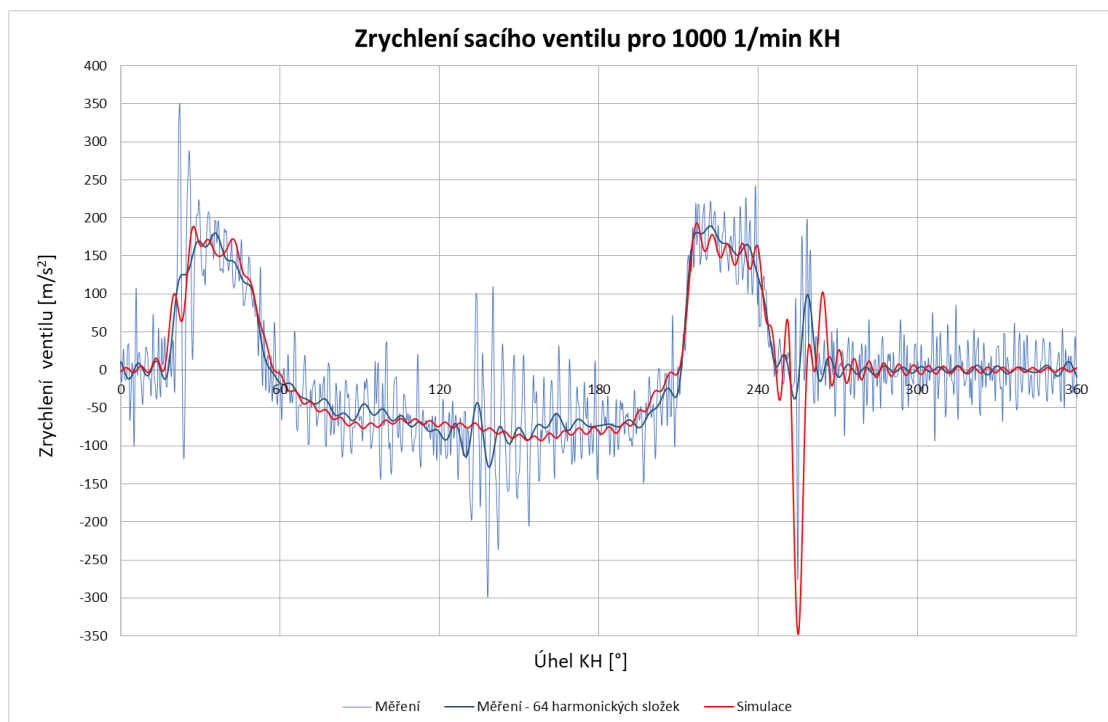
## 9. Přílohy

### 9.1 Příloha 1 – Rychlostní charakteristika a měrná specifická spotřeba

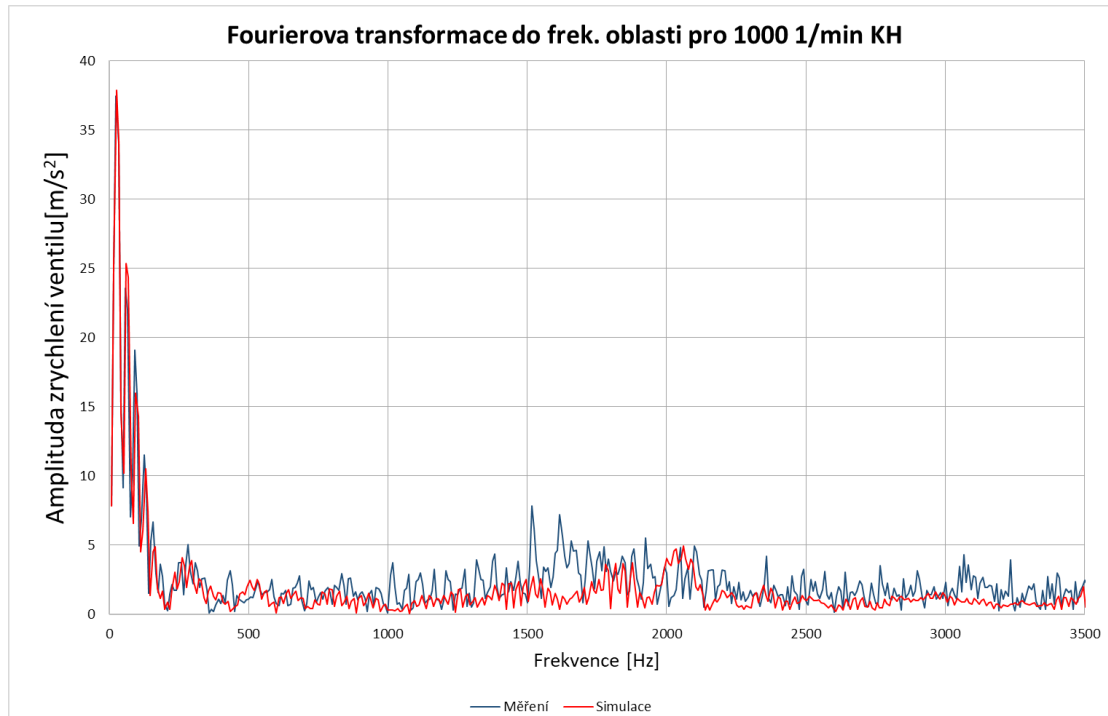


Obr. 9-1 - Průběh vnější rychlostní charakteristiky a měrné specifické spotřeby

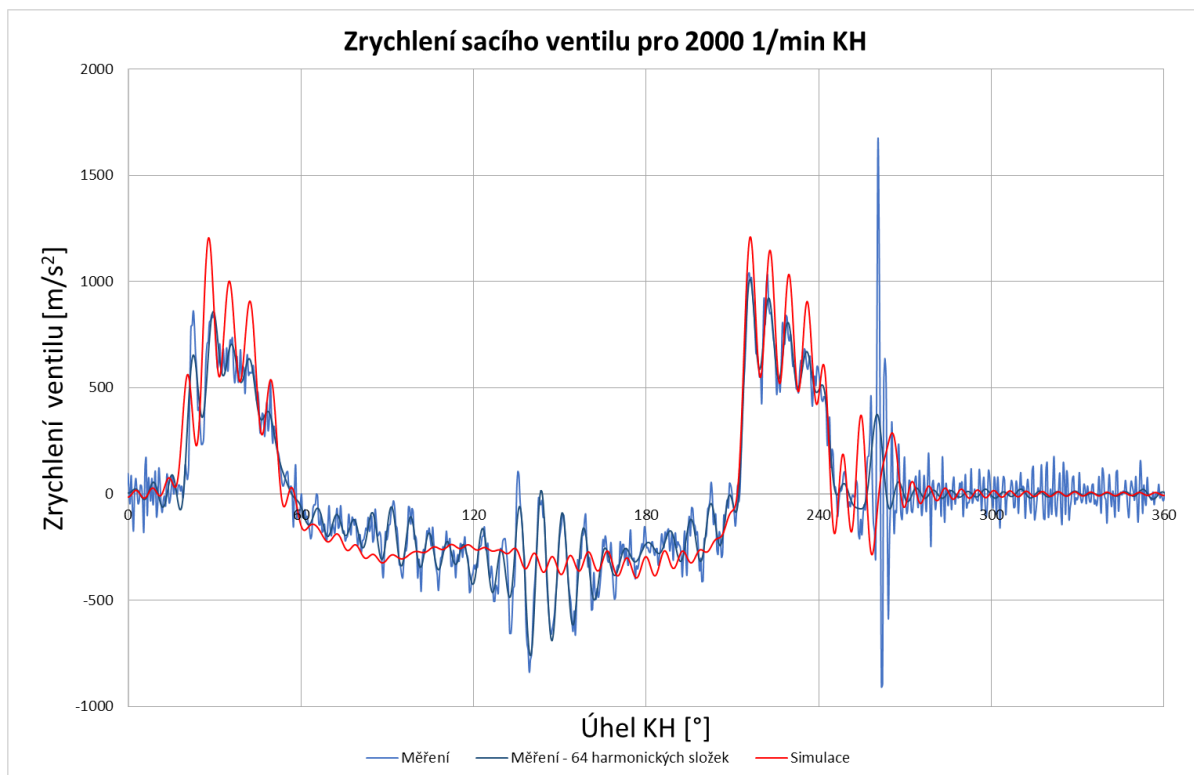
## 9.2 Příloha 2 – Výsledky kalibrace dynamiky sacího a výfukového ventilu



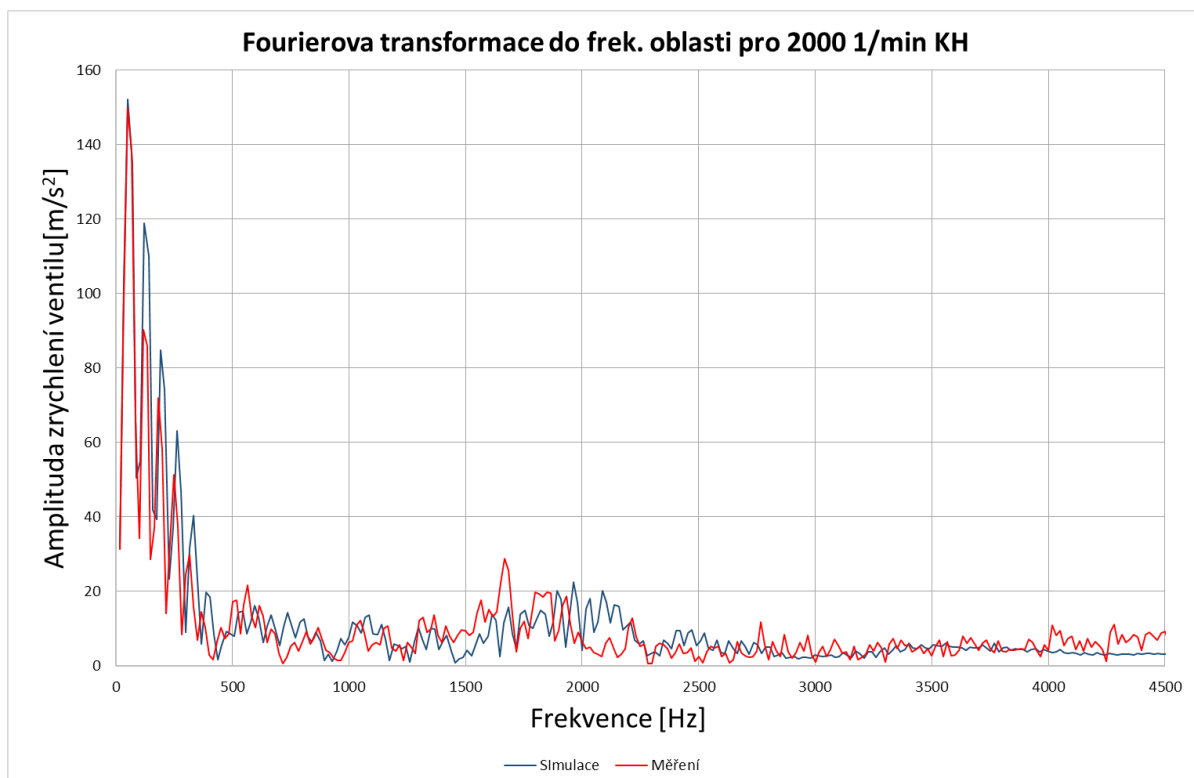
Obr. 9-2 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 1000 1/min KH



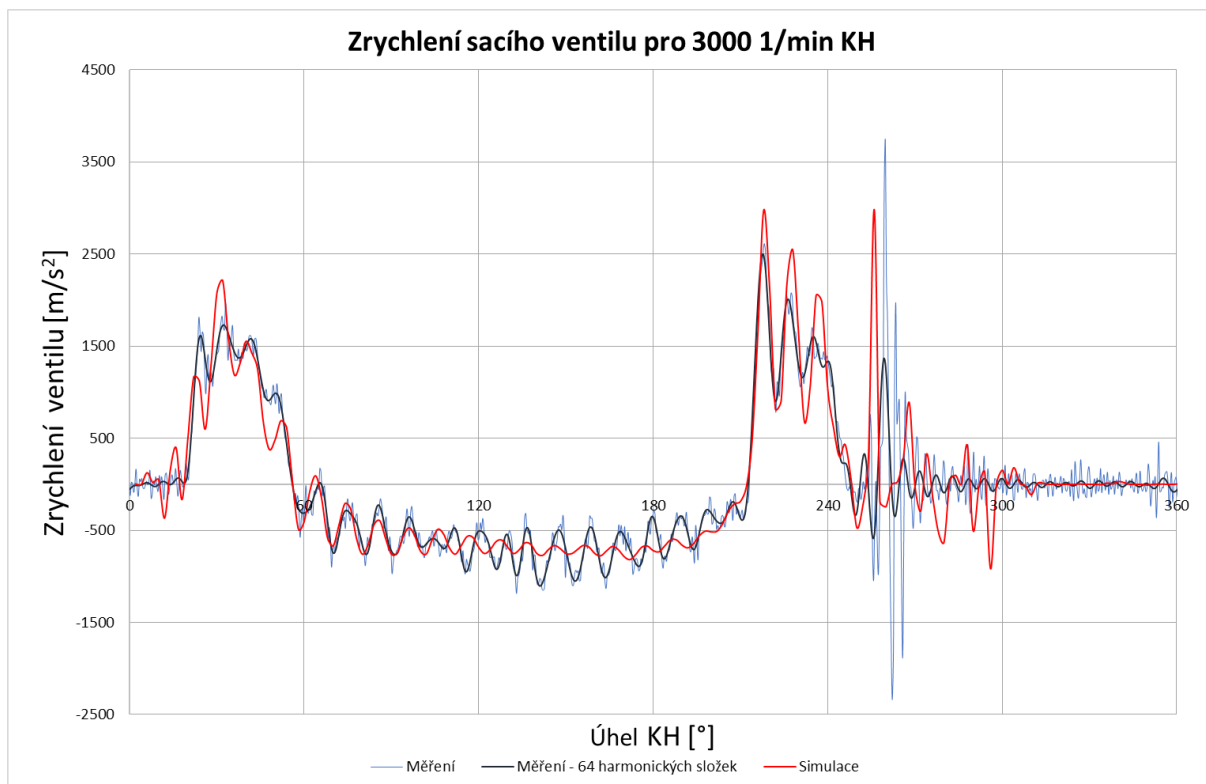
Obr. 9-3 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 1000 1/min KH



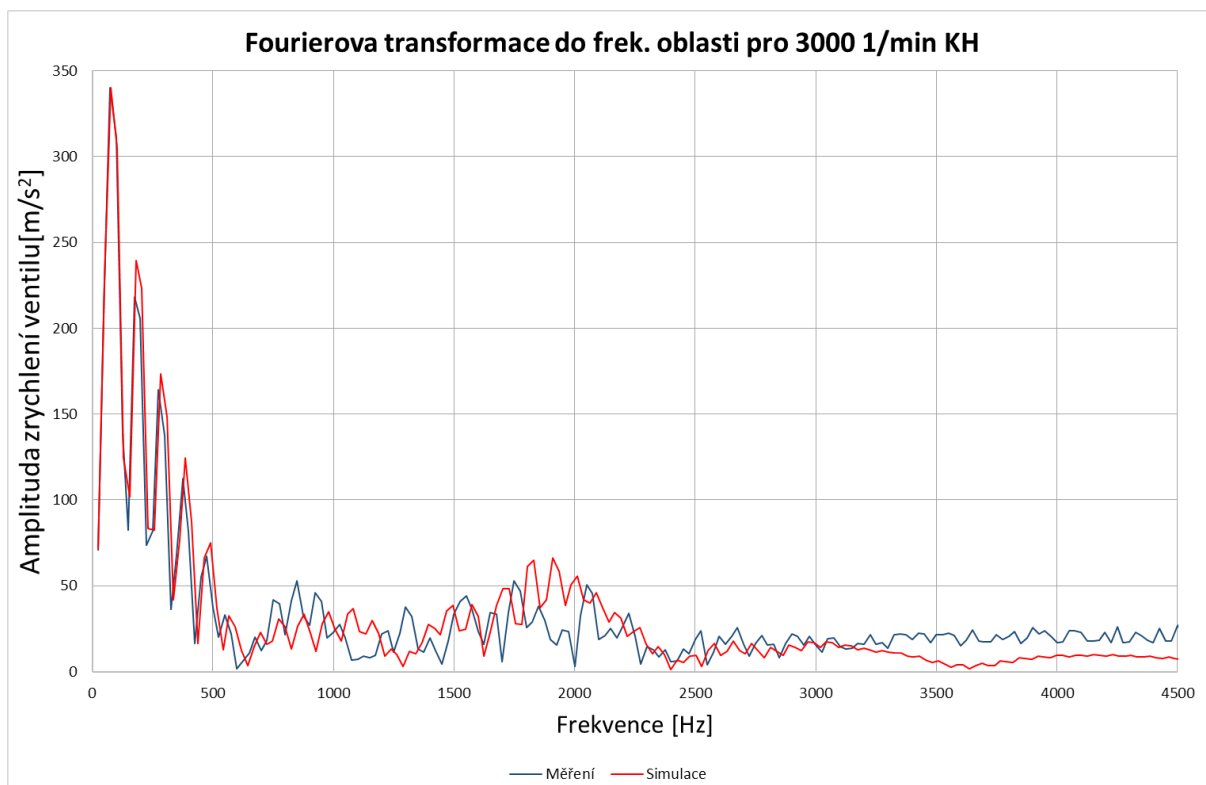
Obr. 9-4 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 2000 1/min KH



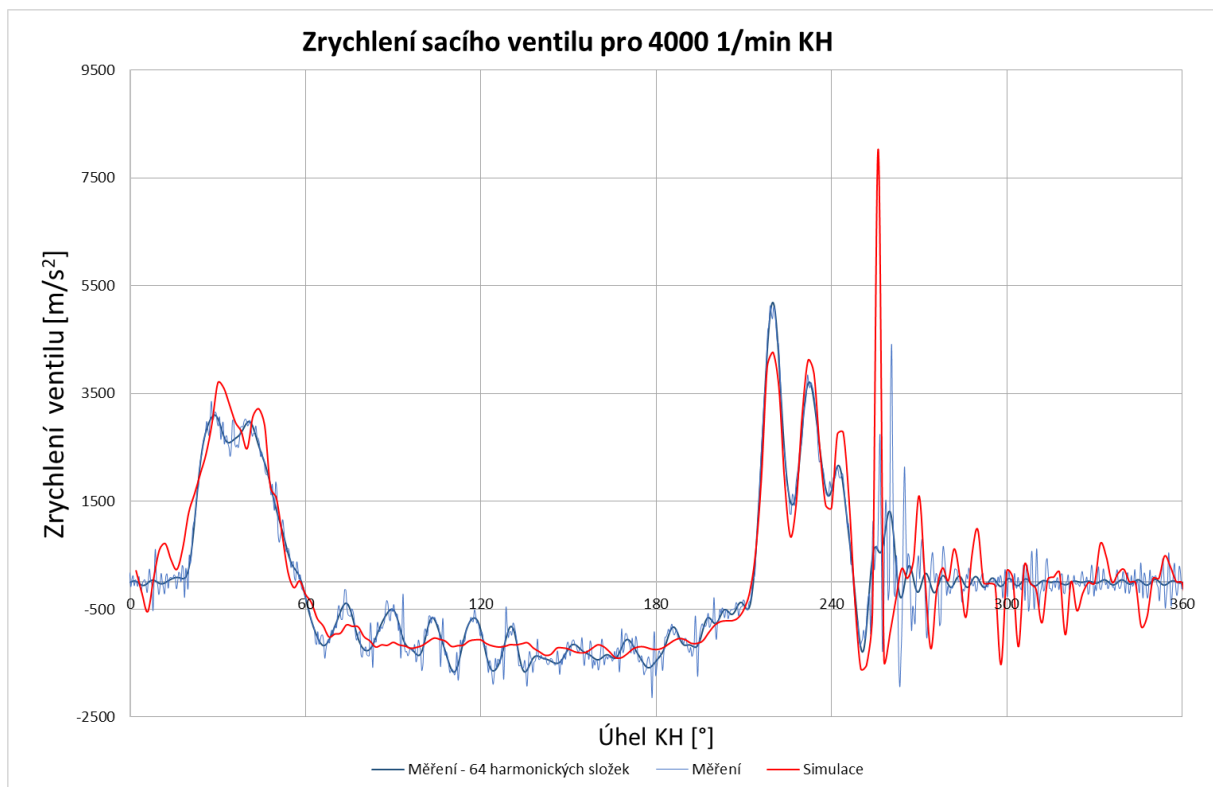
Obr. 9-5 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 2000 1/min KH



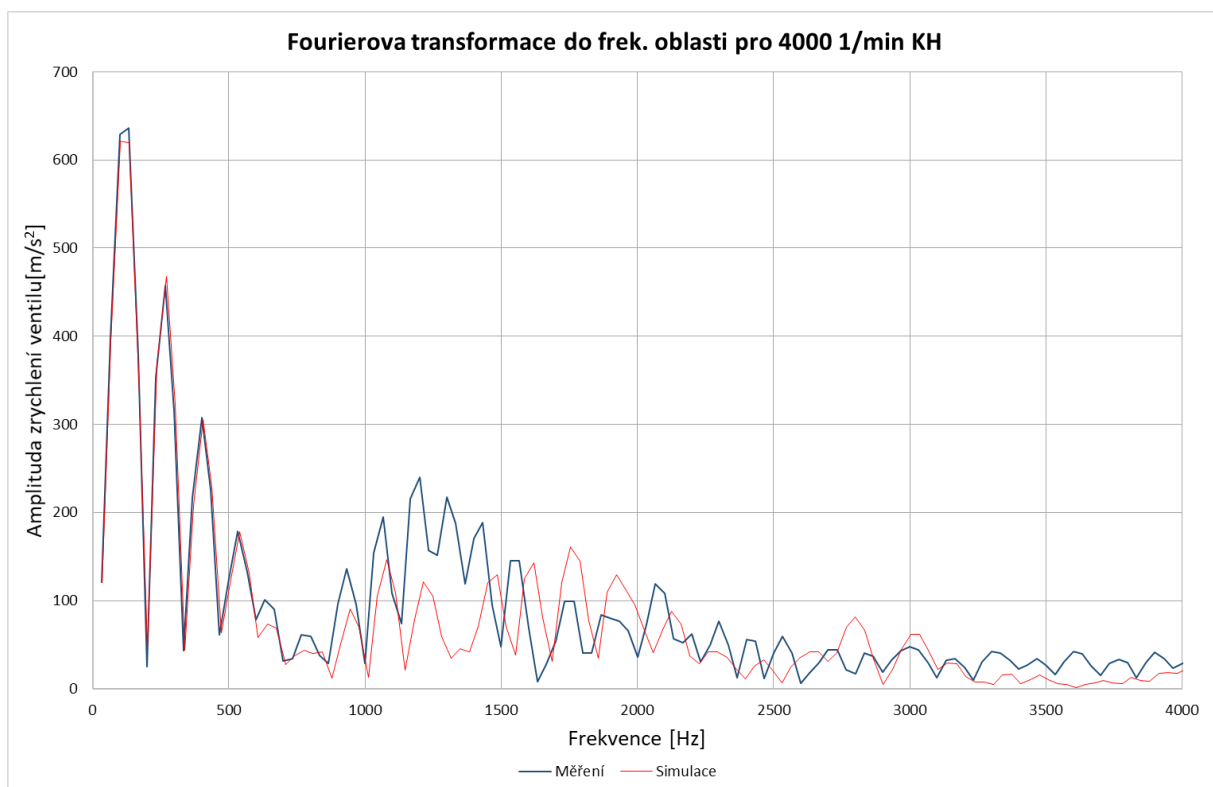
Obr. 9-6 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 3000 1/min KH



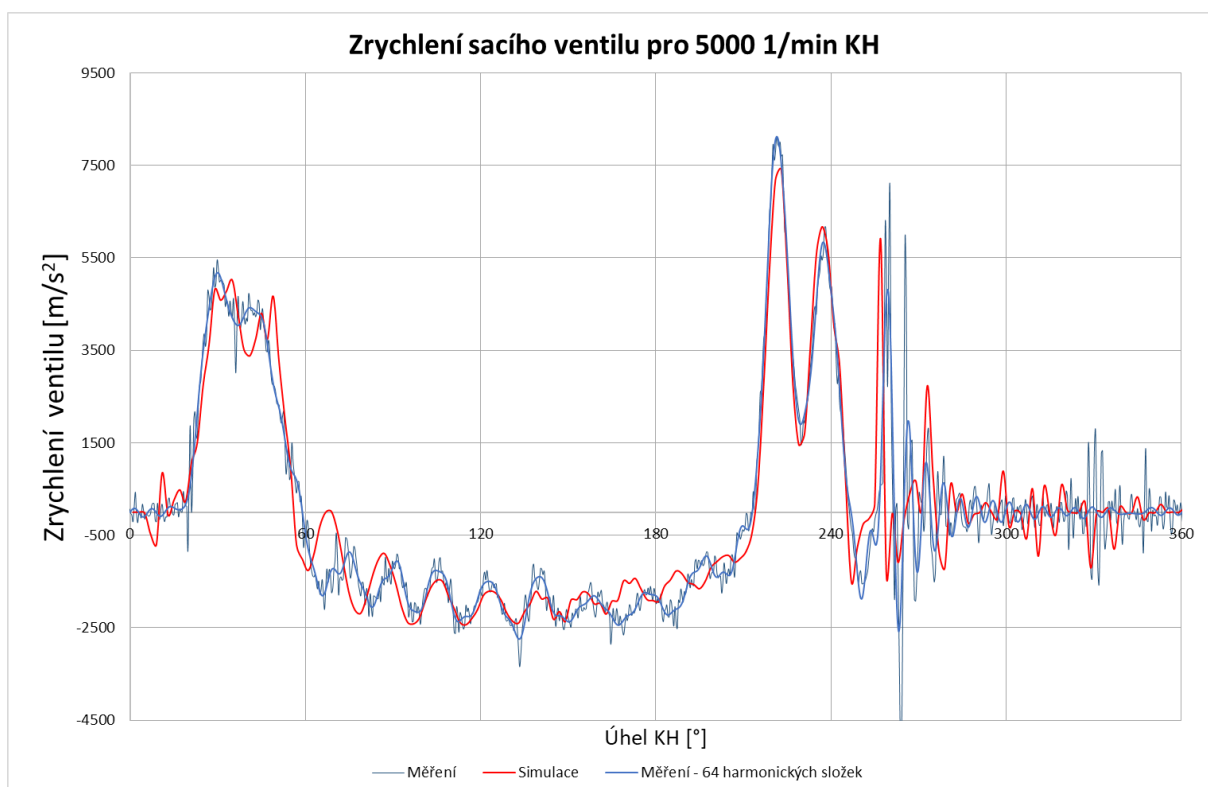
Obr. 9-7 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 3000 1/min KH



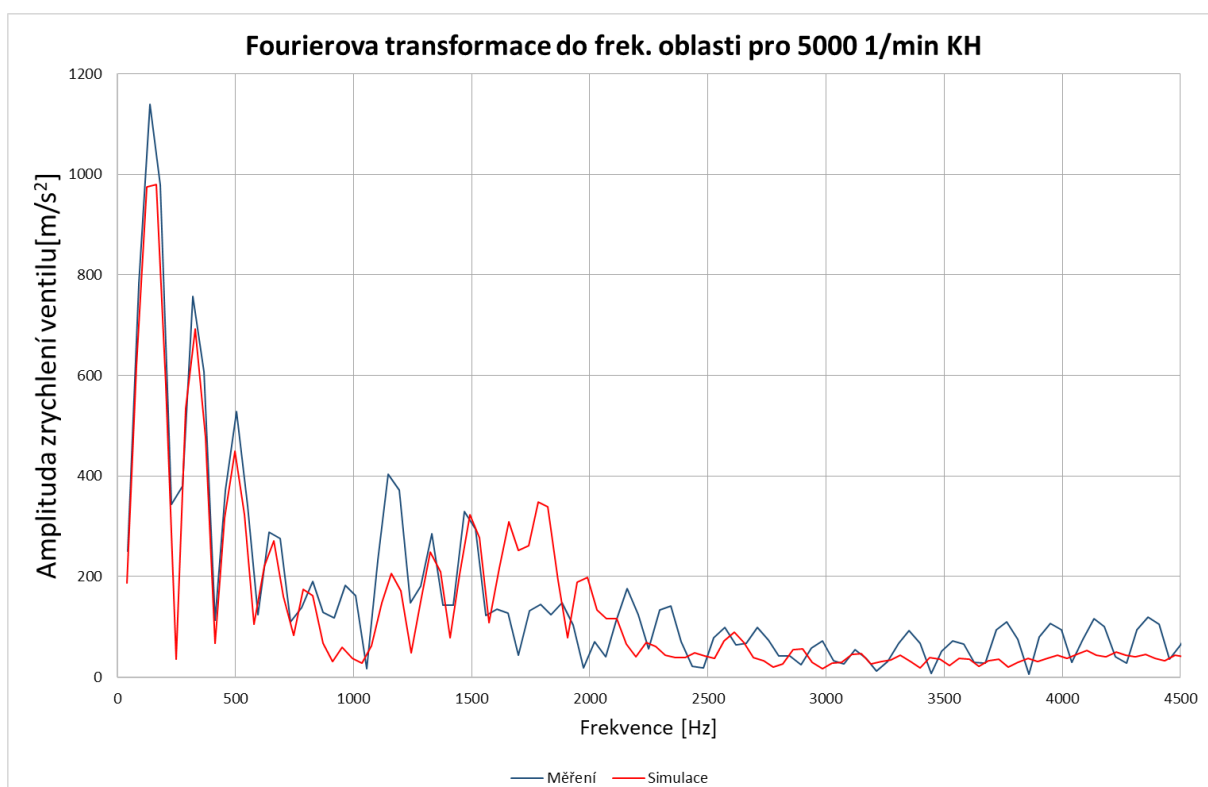
Obr. 9-8 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 4000 1/min KH



Obr. 9-9 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 4000 1/min KH

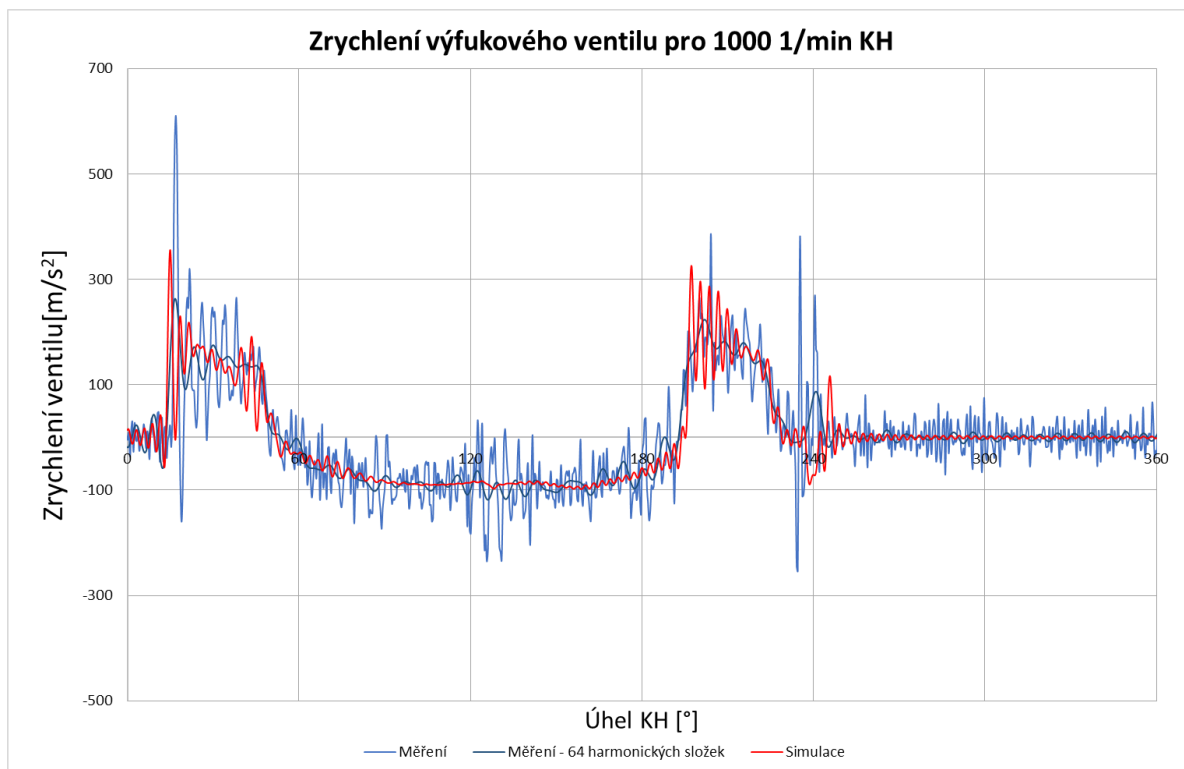


Obr. 9-10 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 5000 1/min KH

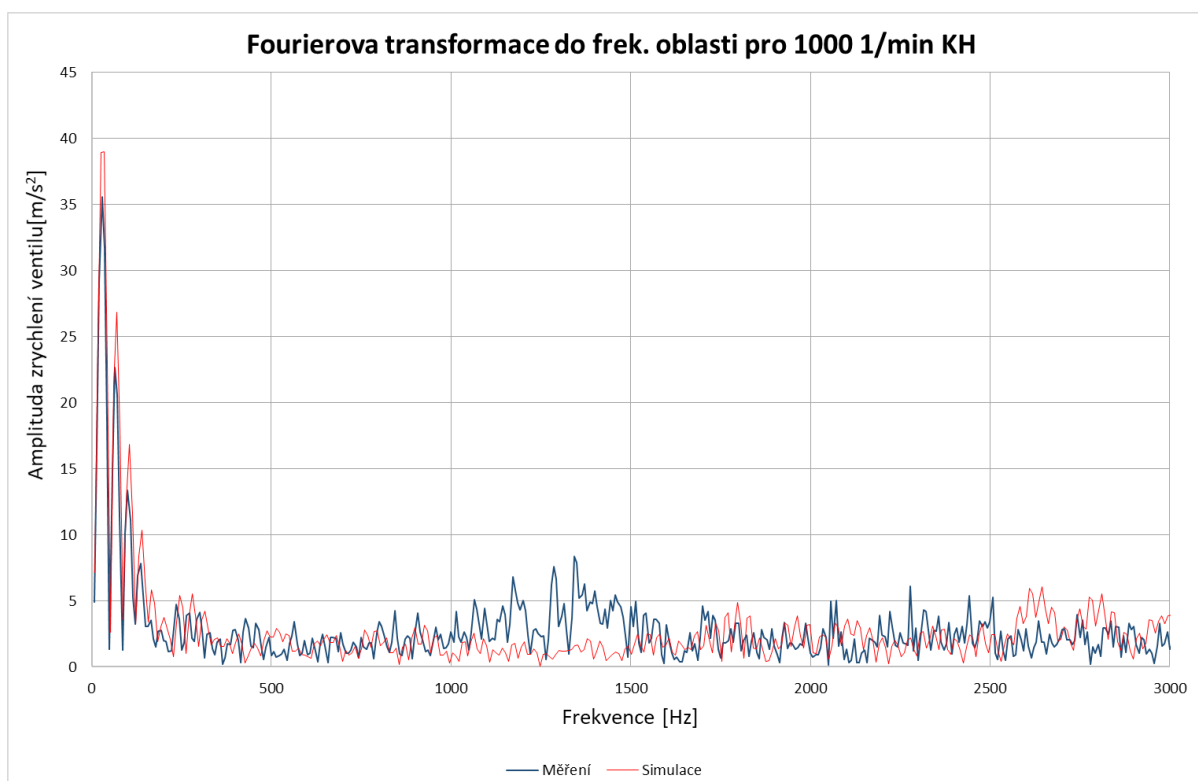


Obr. 9-11 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 5000 1/min KH

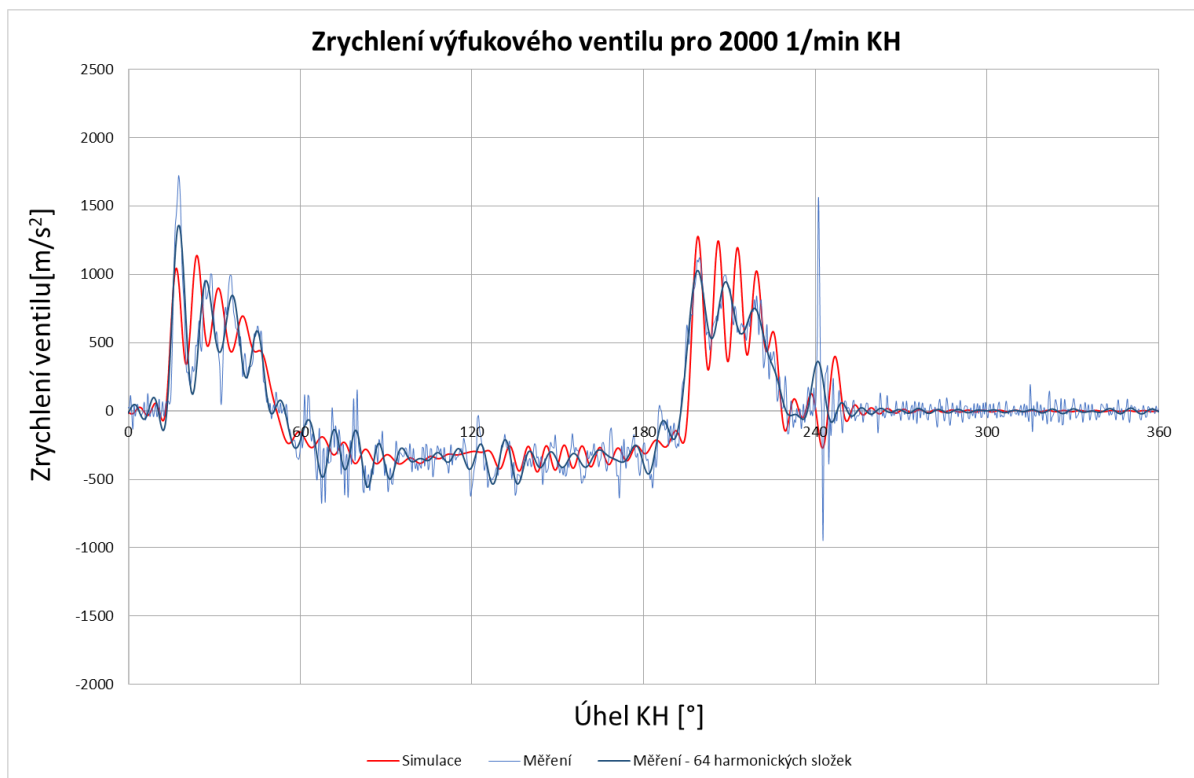




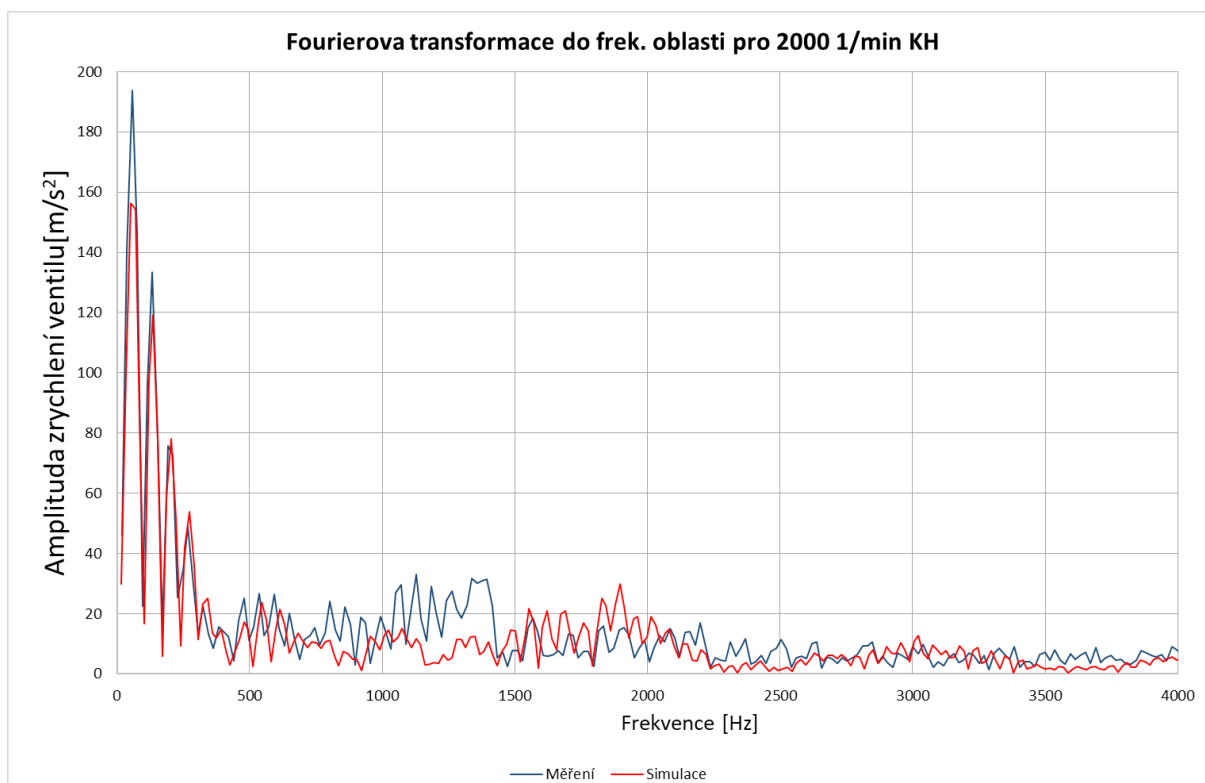
Obr. 9-12- Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 1000 1/min KH



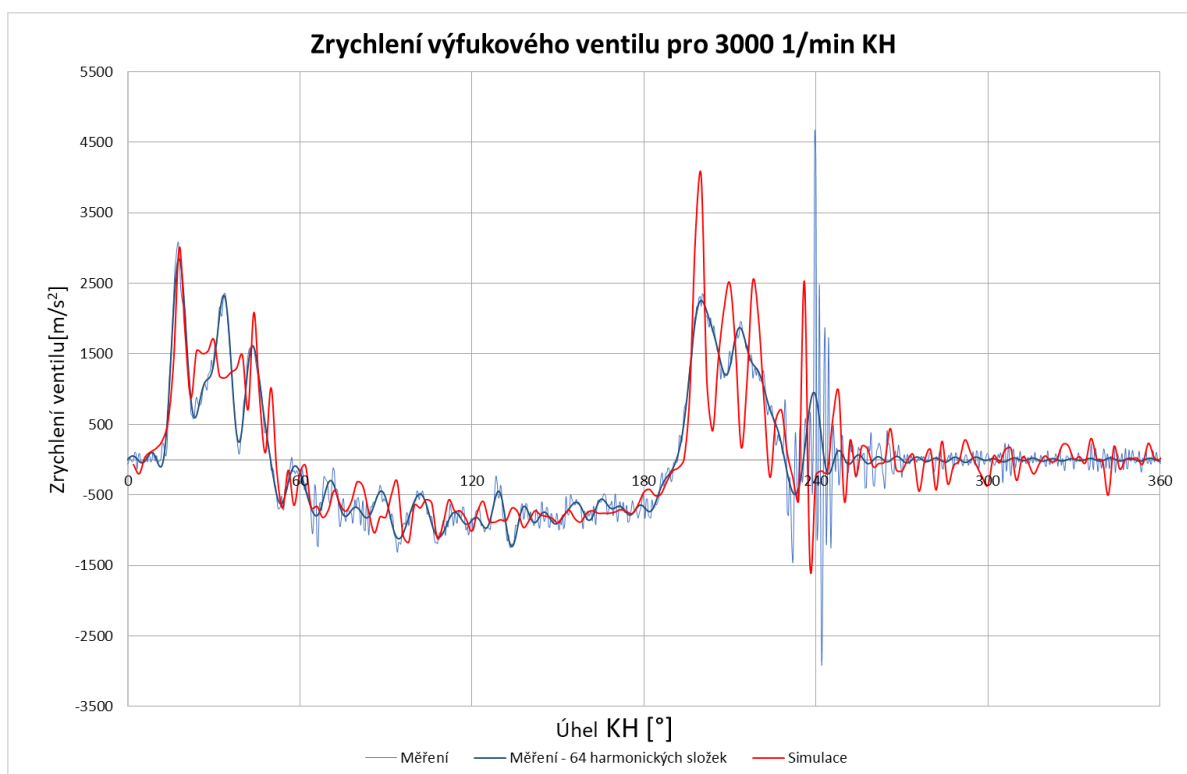
Obr. 9-13 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 1000 1/min KH



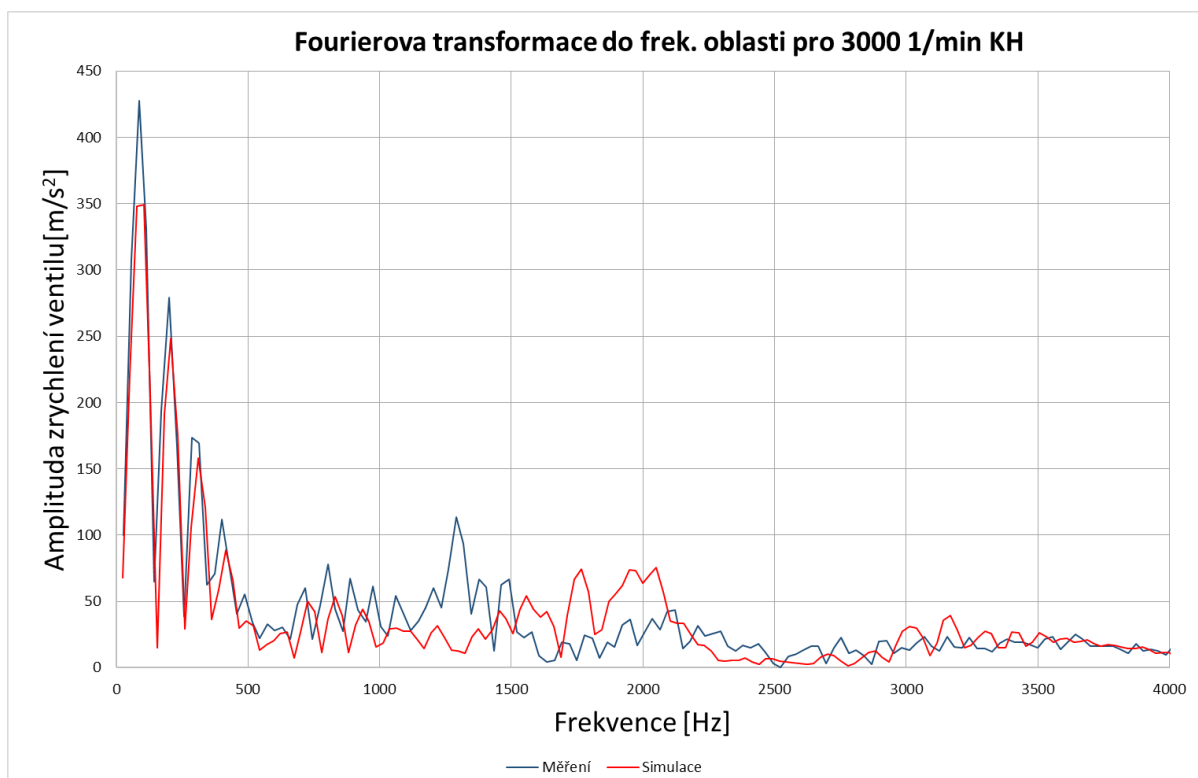
Obr. 9-14 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 2000 1/min KH



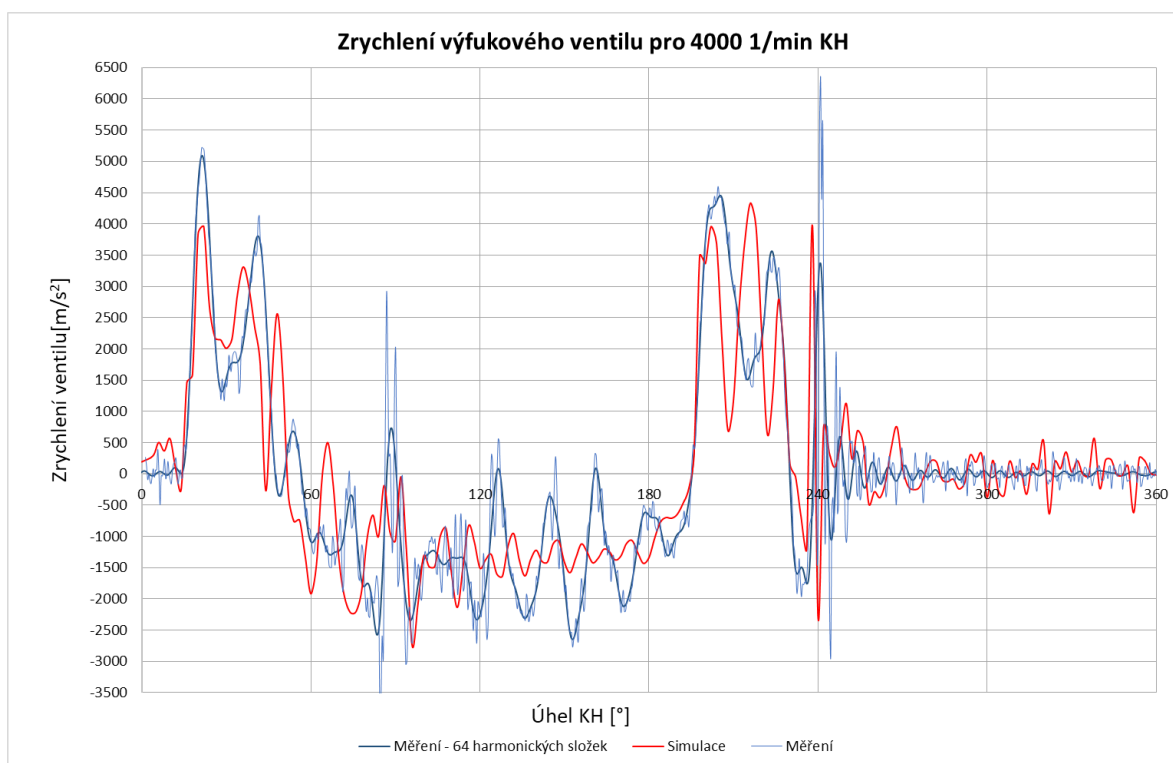
Obr. 9-15 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 2000 1/min KH



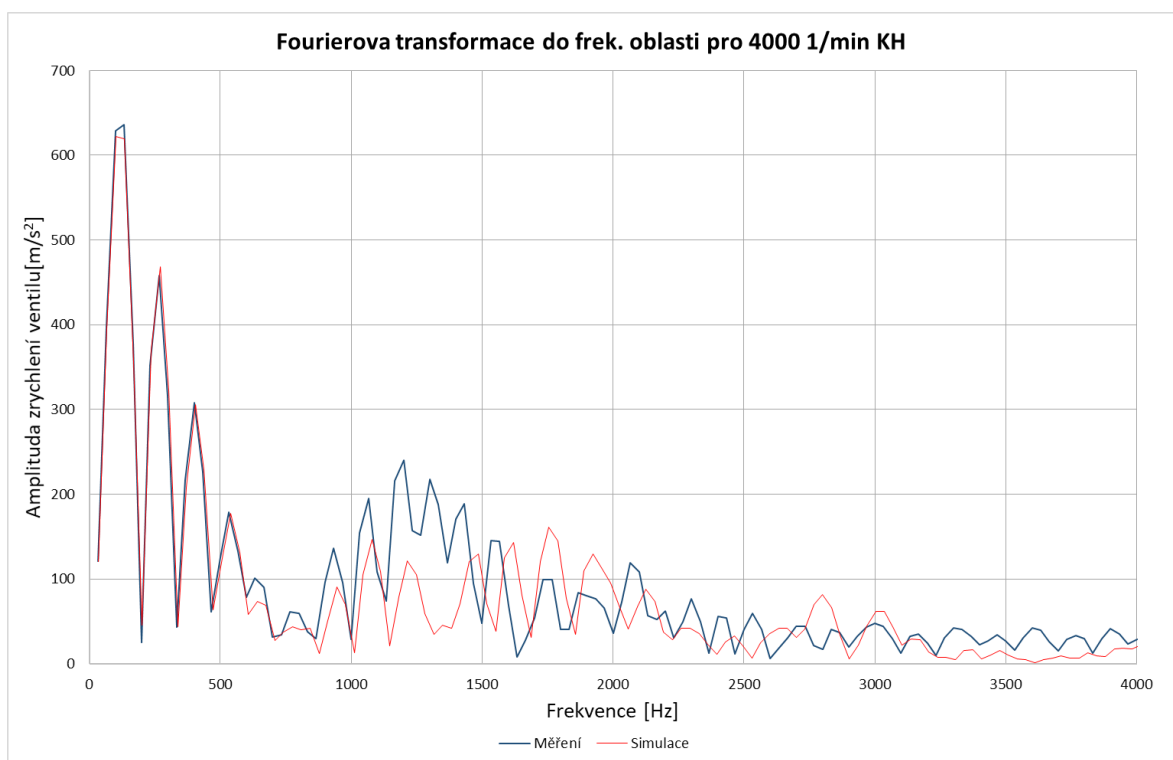
Obr. 9-16 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 3000 1/min KH



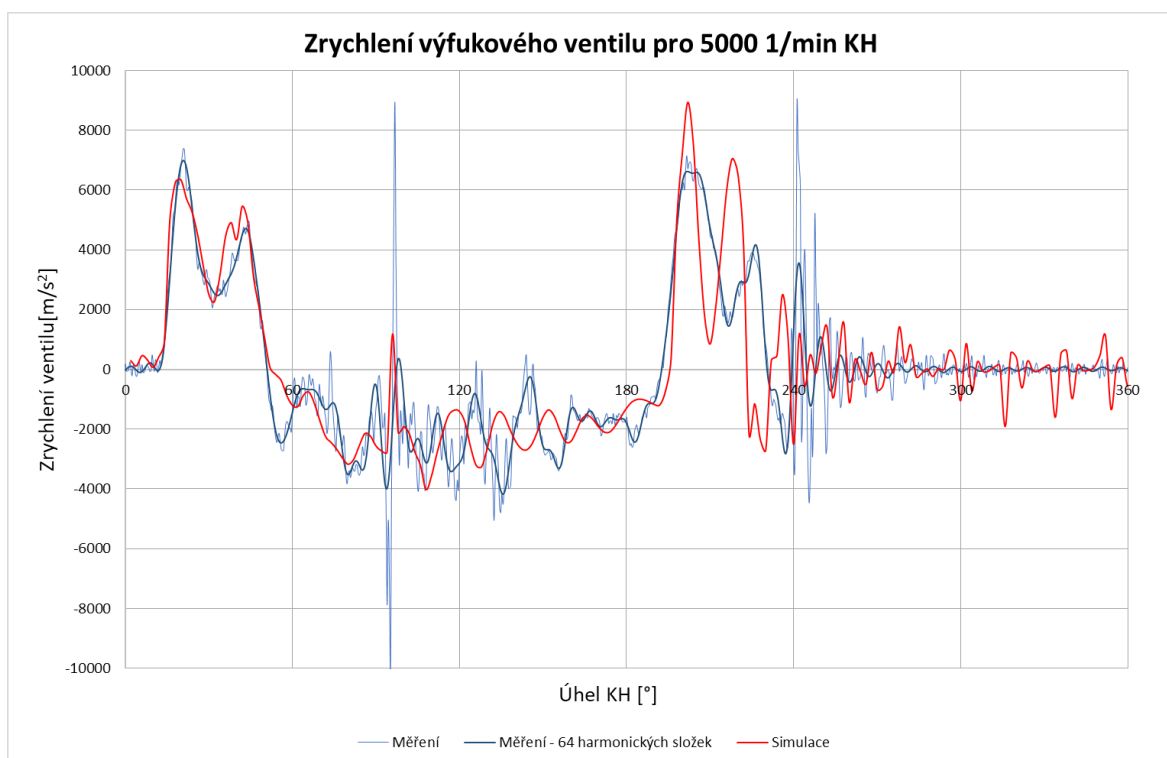
Obr. 9-17 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 3000 1/min KH



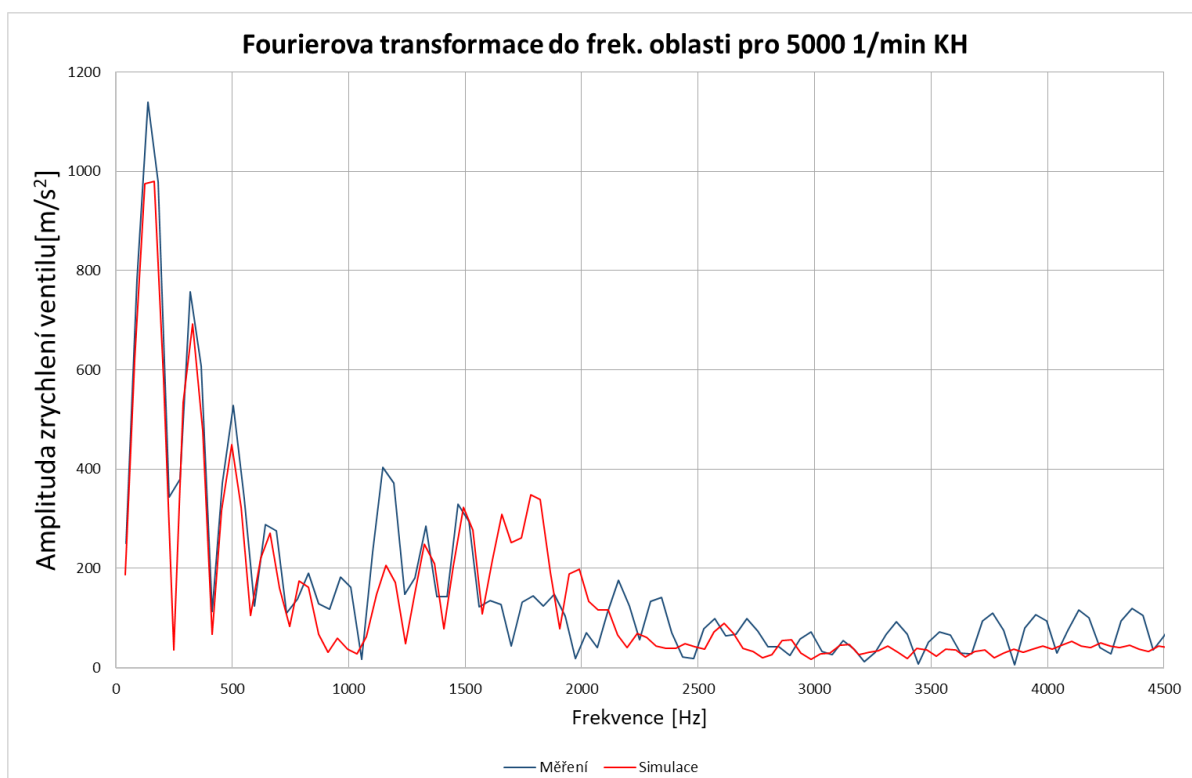
Obr. 9-18 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 4000 1/min KH



Obr. 9-19 Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 4000 1/min KH

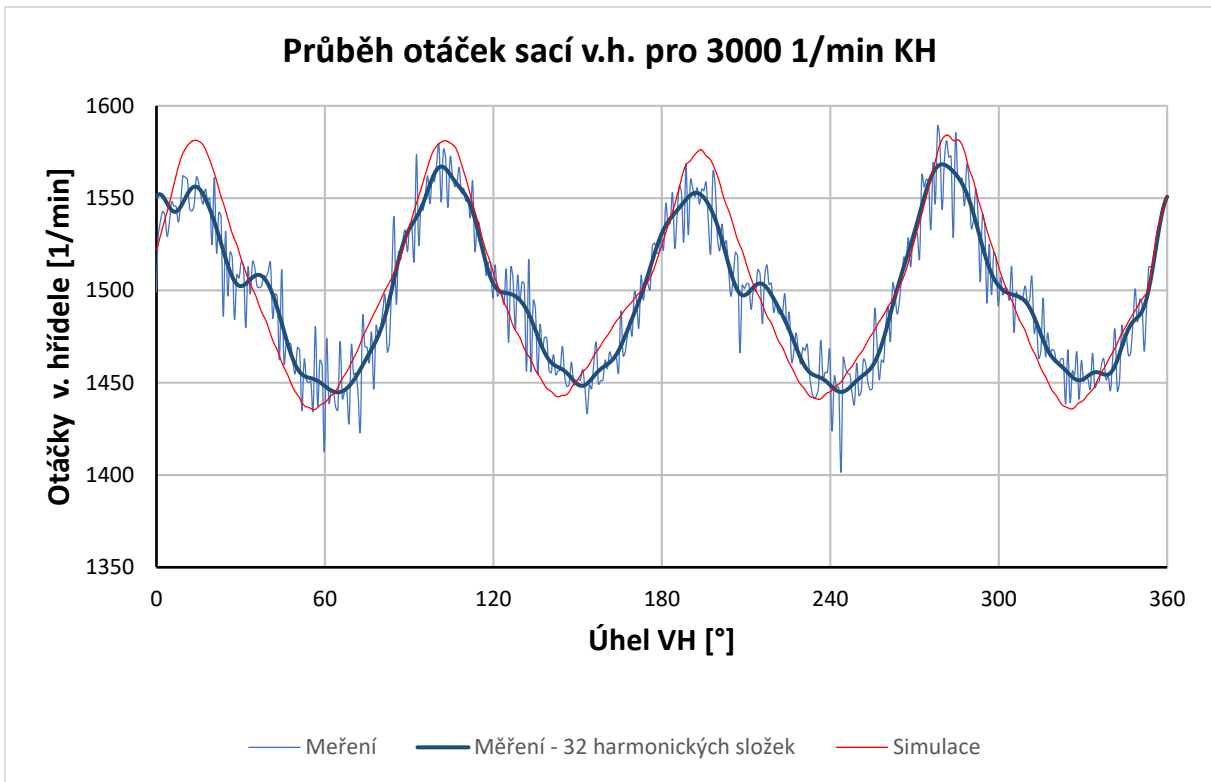


Obr. 9-20 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 5000 1/min KH

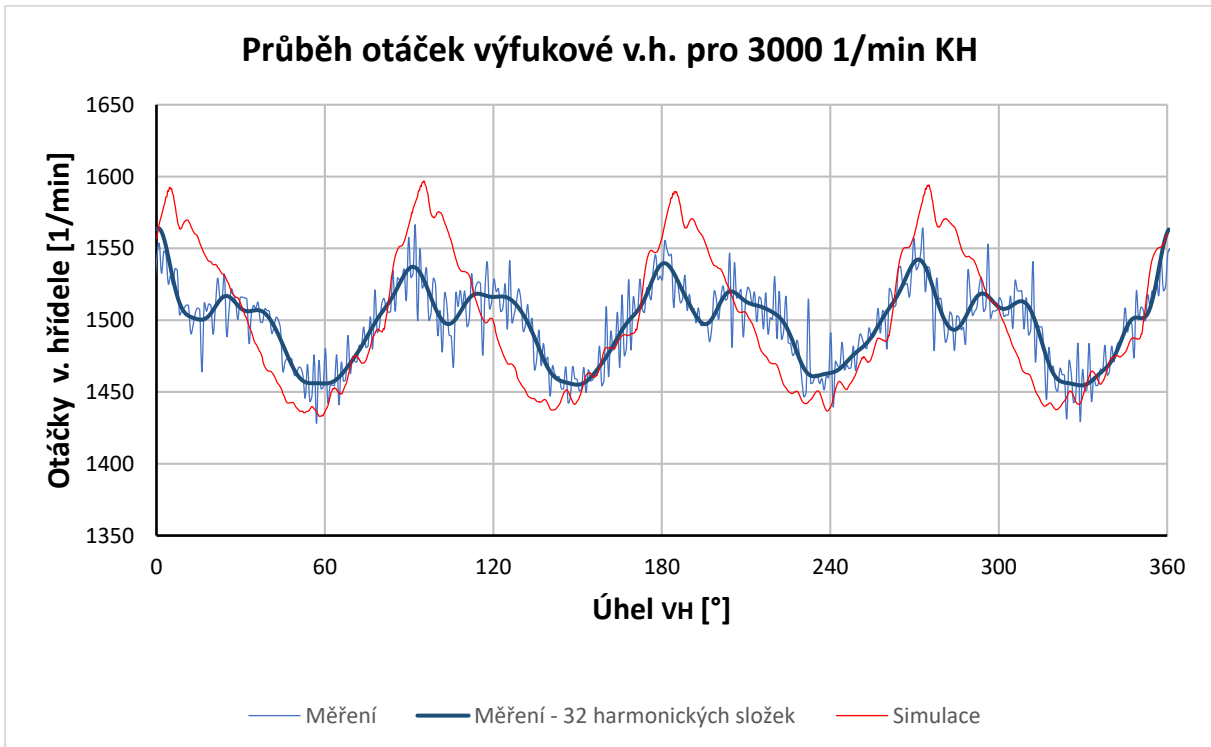


Obr. 9-21 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 5000 1/min KH

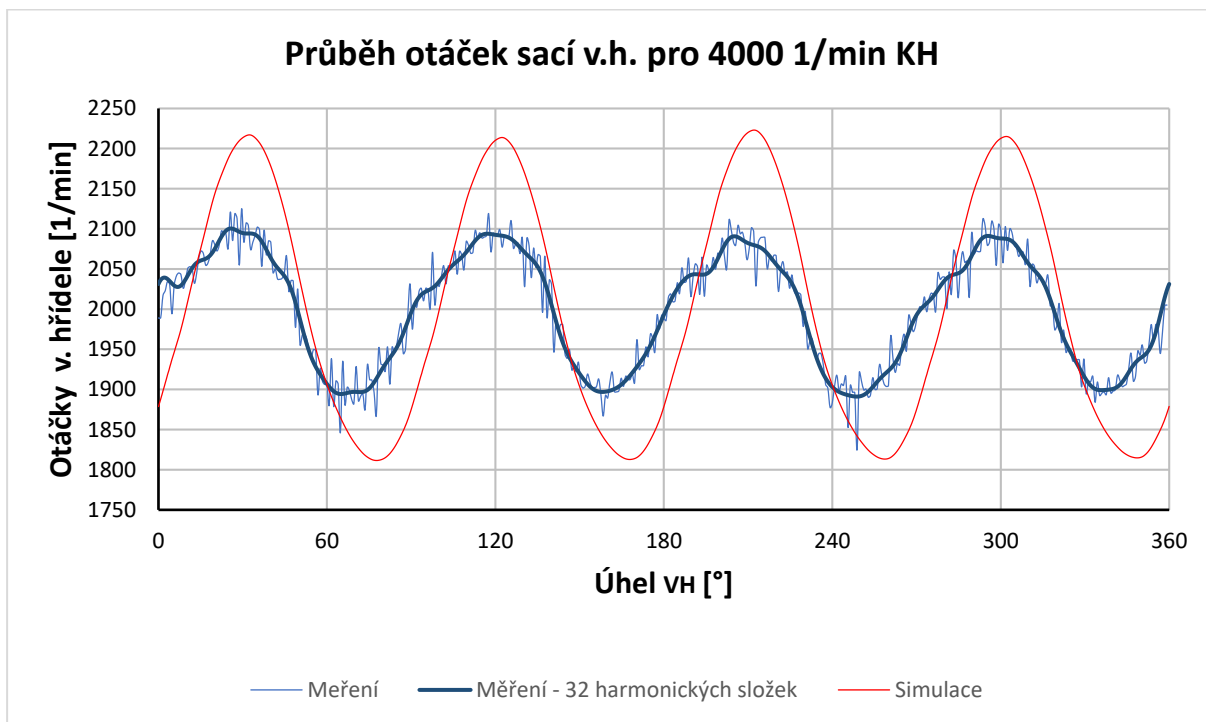
### 9.3 Příloha 3 – Výsledky kalibrace řemenového rozvodu



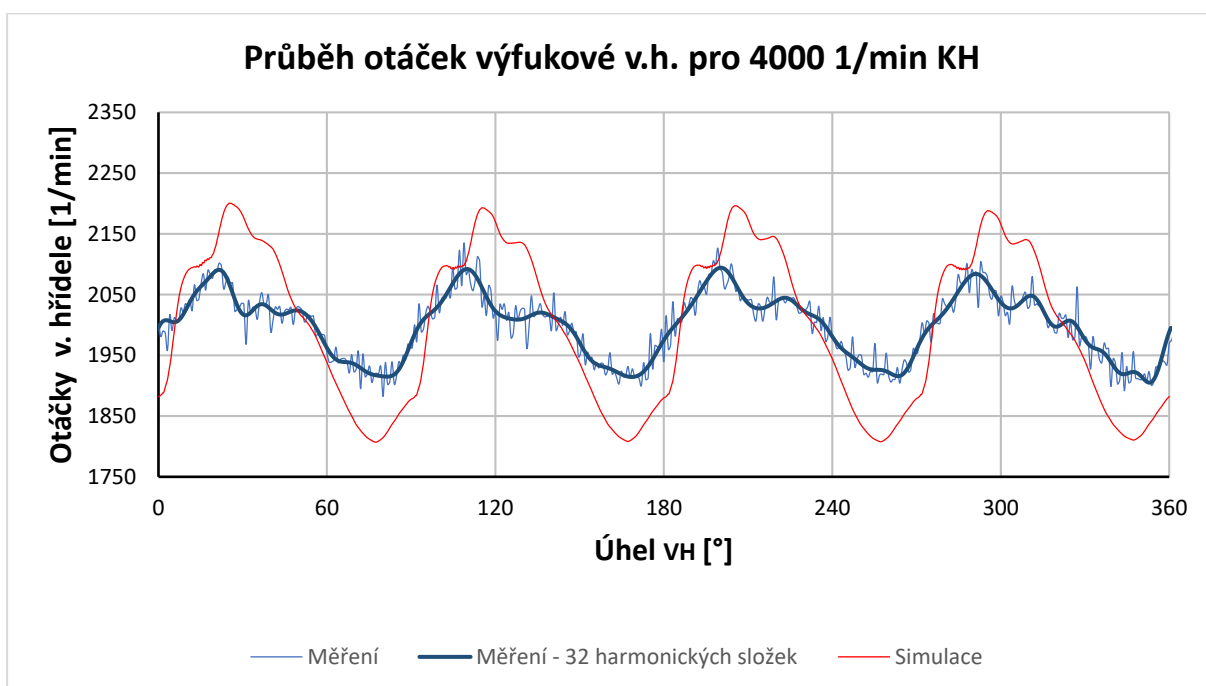
Obr. 9-22 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 3000 1/min



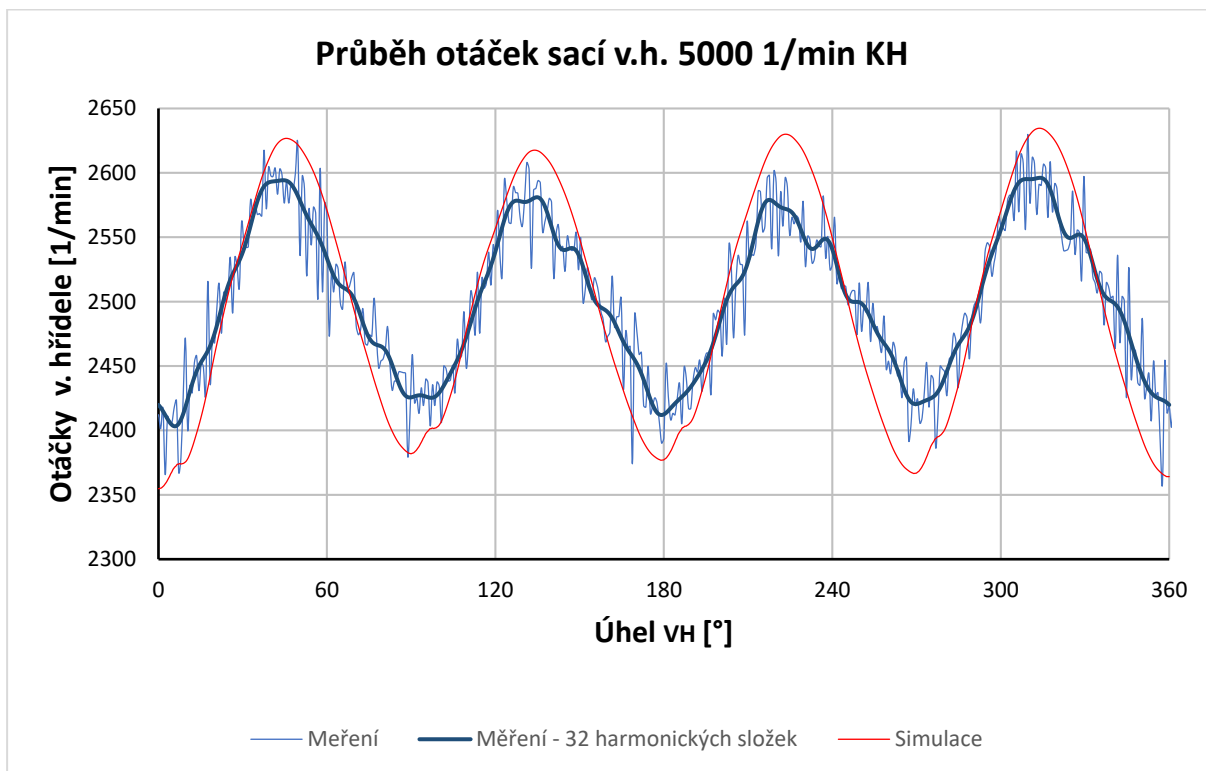
Obr. 9-23 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 3000 1/min



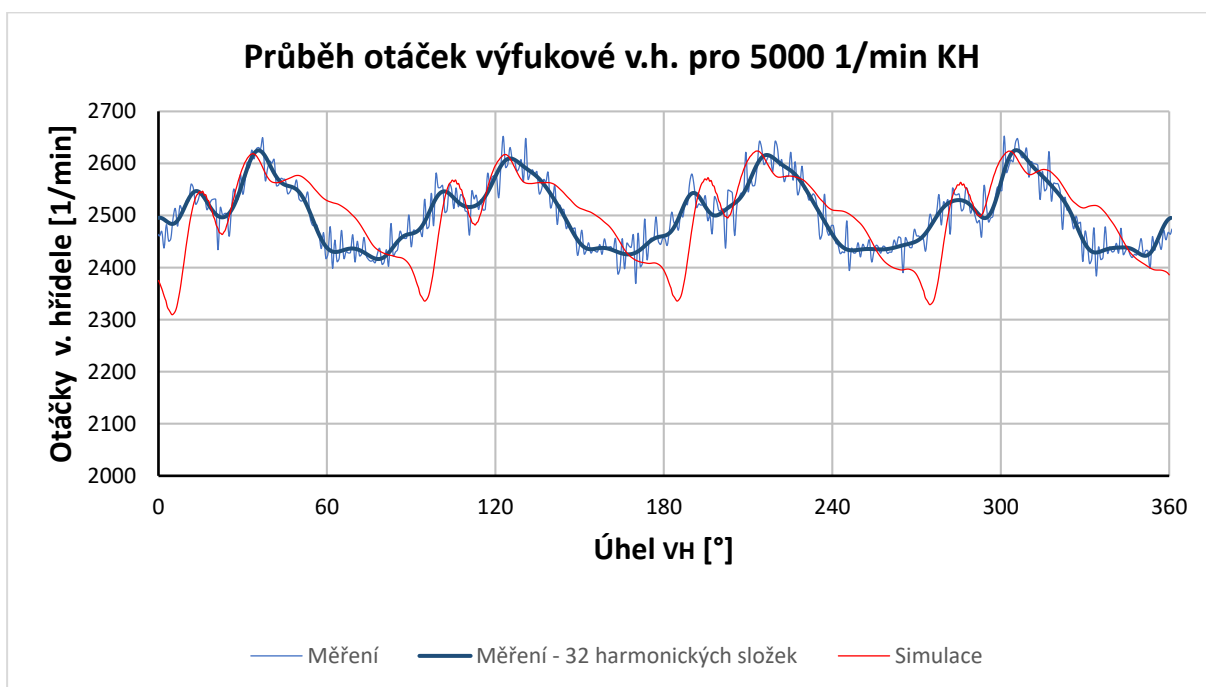
*Obr. 9-24 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 4000 1/min*



*Obr. 9-25 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 4000 1/min*

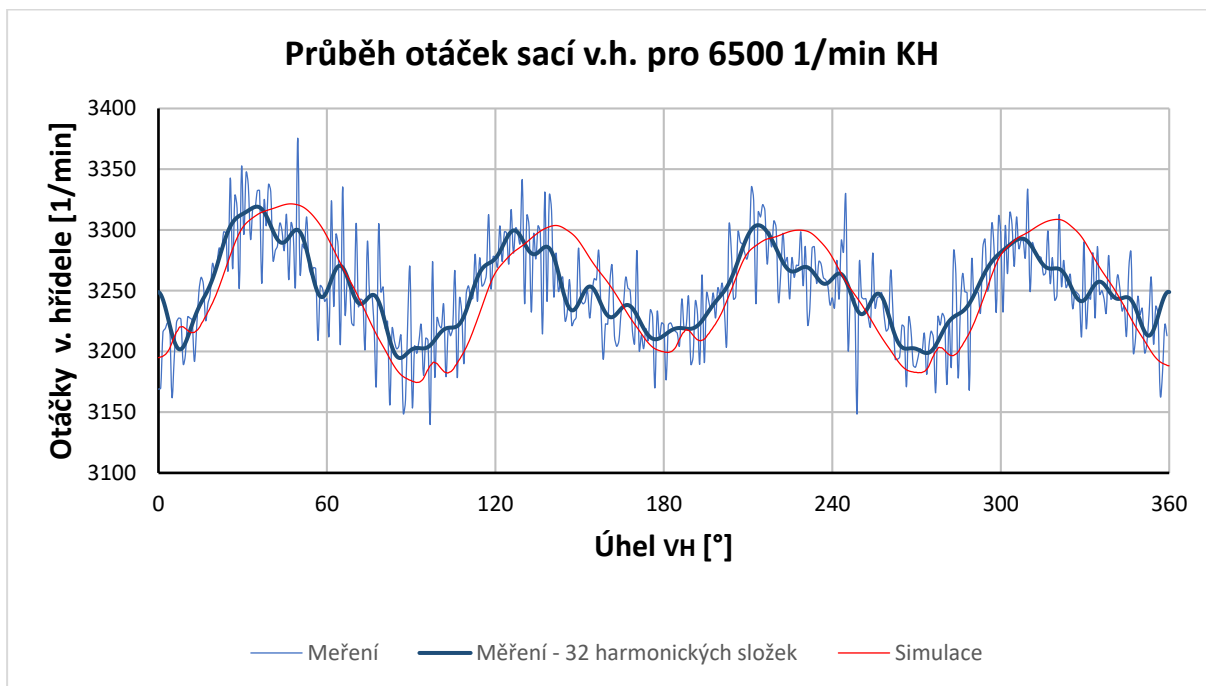


*Obr. 9-26 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 5000 1/min*

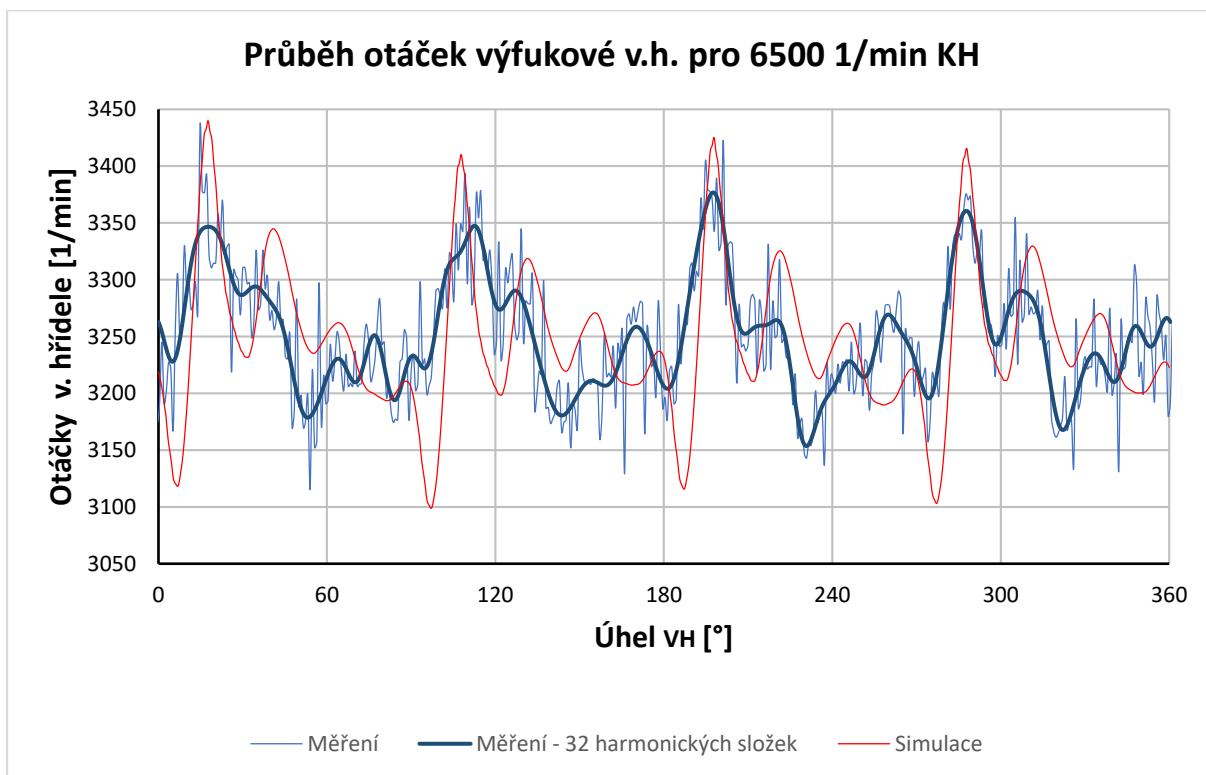


*Obr. 9-27 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 5000 1/min*

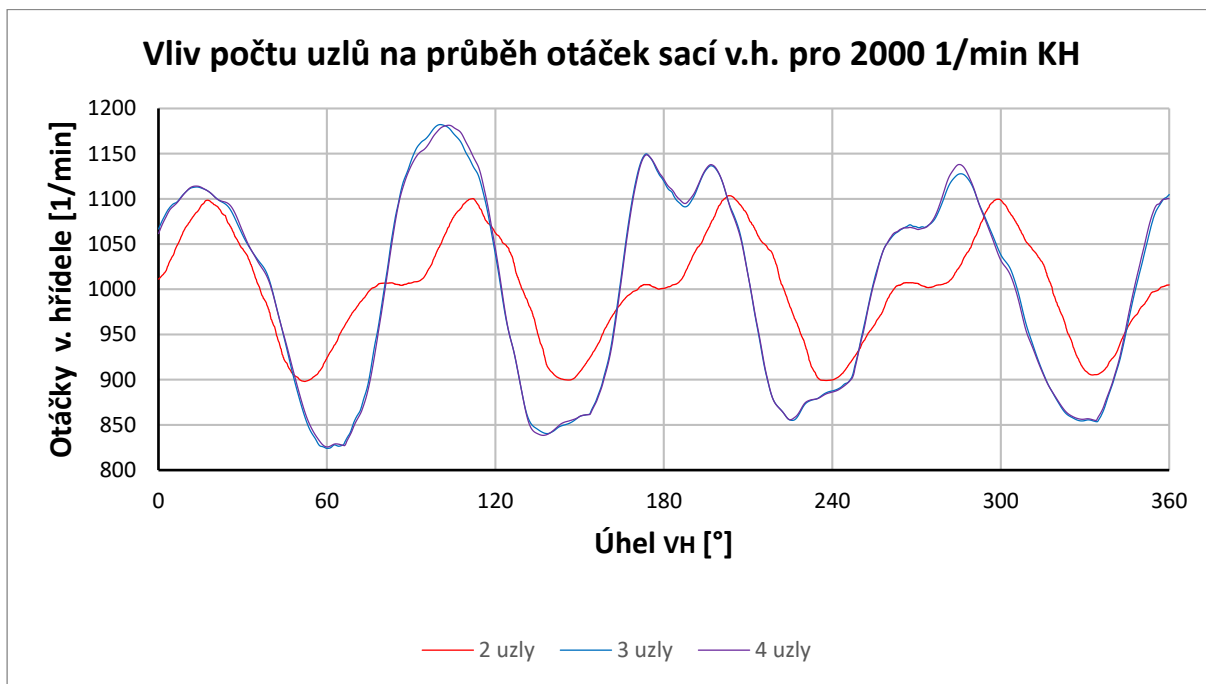




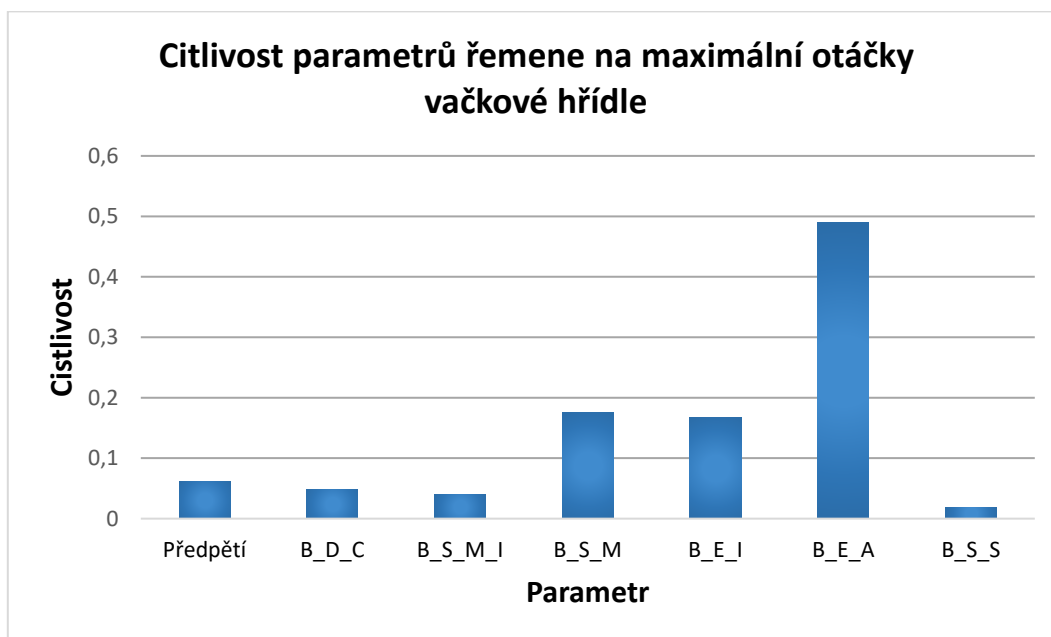
*Obr. 9-28 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 6500 1/min*



*Obr. 9-29 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 6500 1/min*



Obr. 9-30 - Vliv počtu uzlů jednoho nosníkového elementu na průběh otáček



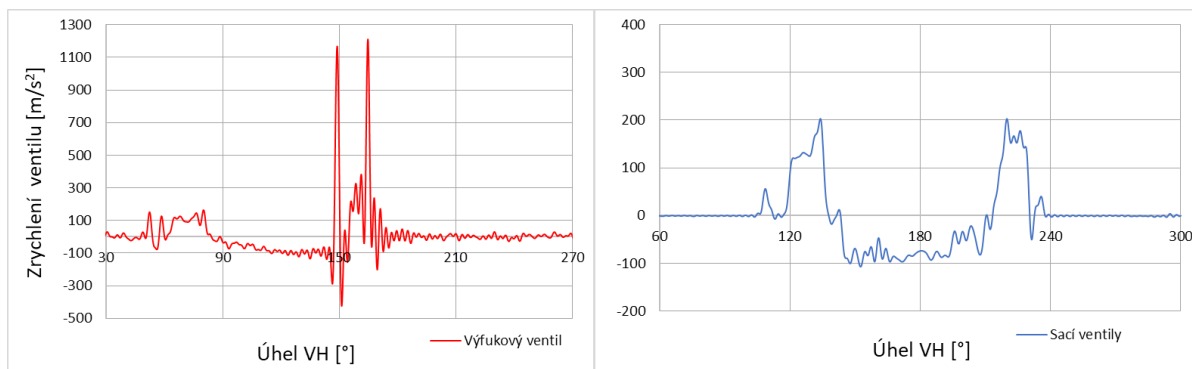
Obr. 9-31 - Citlivost parametrů

Parametr:	Hodnota:	[ ]
Osová tuhost (B_E_A)	245582,34	N
Tuhost v ohybu (B_E_I)	0,03	N·m <sup>2</sup>
Střihová tuhost (B_S_S)	10644,45	N
Hmotnost elementu (B_S_M)	0,25	kg/m

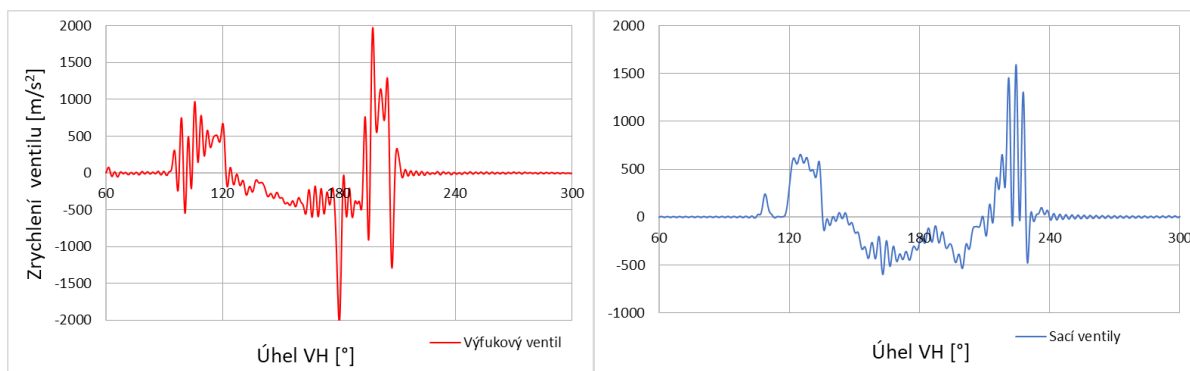
<b>Moment setr. Elementu (B_S_M_I)</b>	8,06E-6	kg·m
<b>Tlumící koeficient (B_D_C)</b>	8,08E-6	s
<b>Předpětí řemene</b>	253	N

Tab. 9-1 - Materiálové vlastnosti řemene

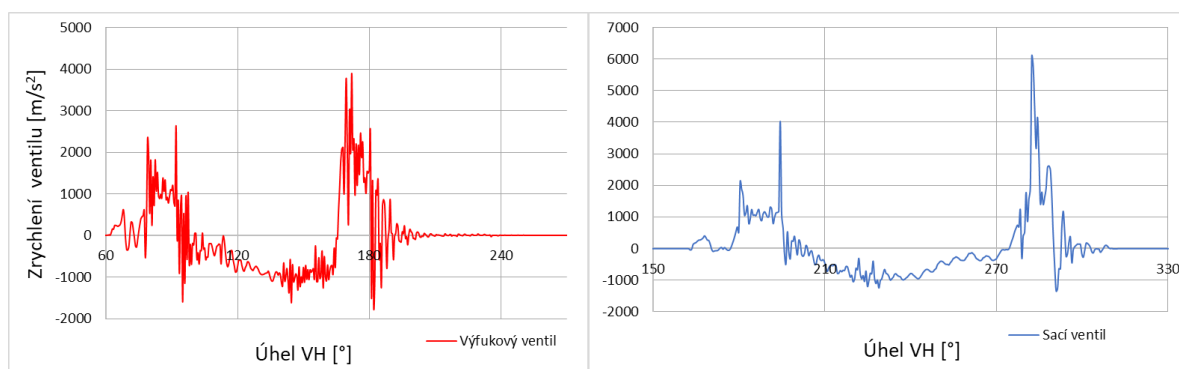
#### 9.4 Příloha 4 – Výsledky predikce modelu jednoválce



Obr. 9-32 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 1000 1/min KH



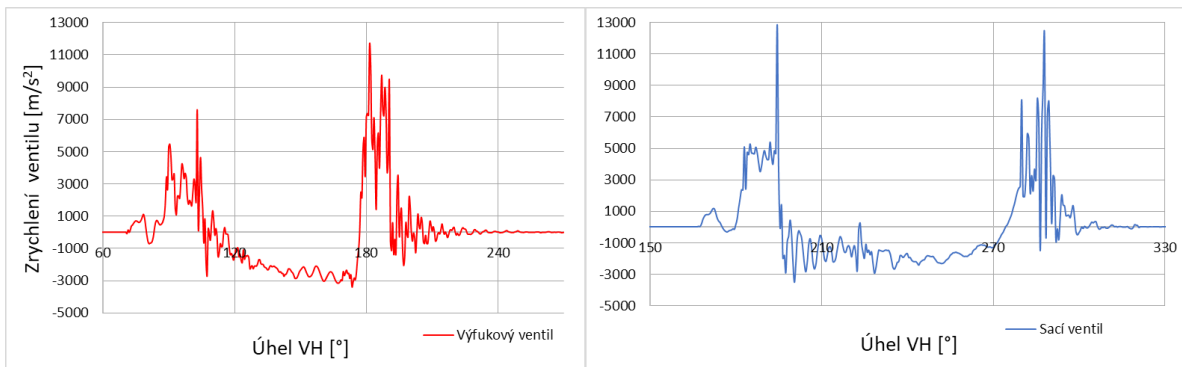
Obr. 9-33 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 2000 1/min KH



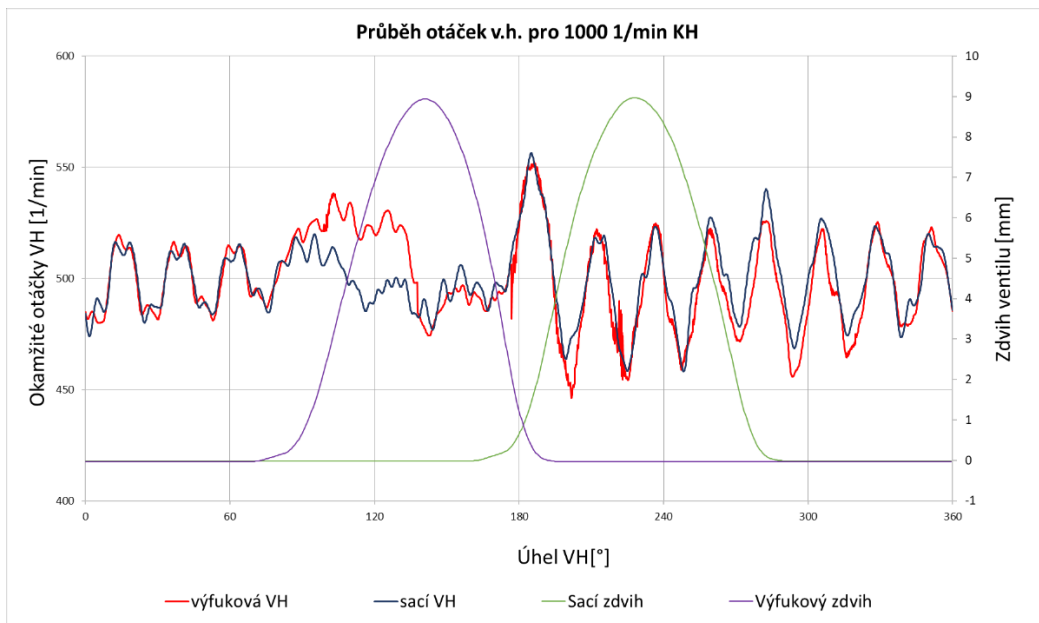
Obr. 9-34 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 3000 1/min KH



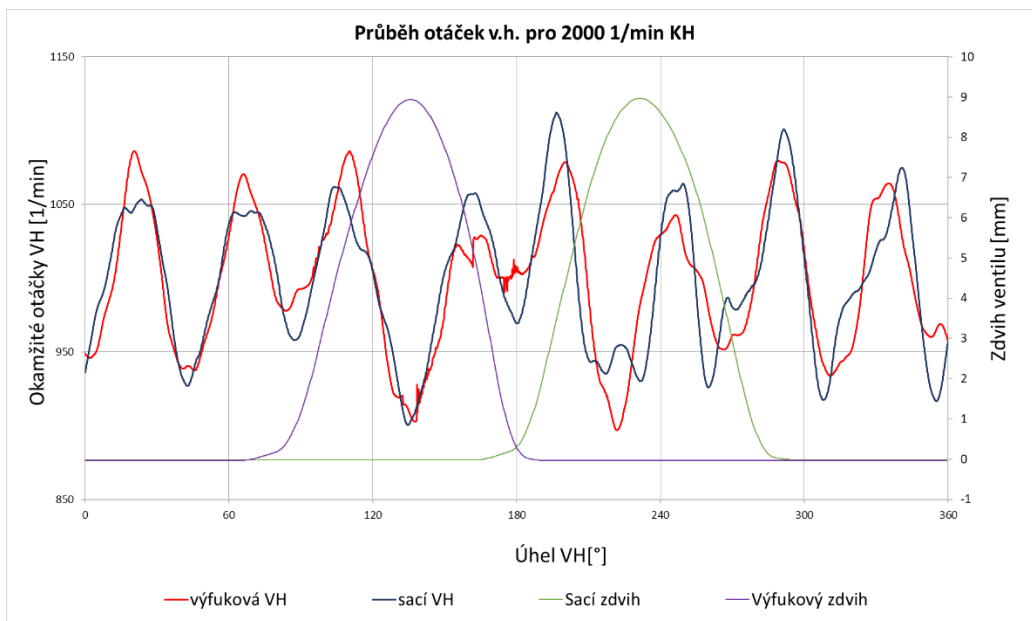
Obr. 9-35 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 4000 1/min KH



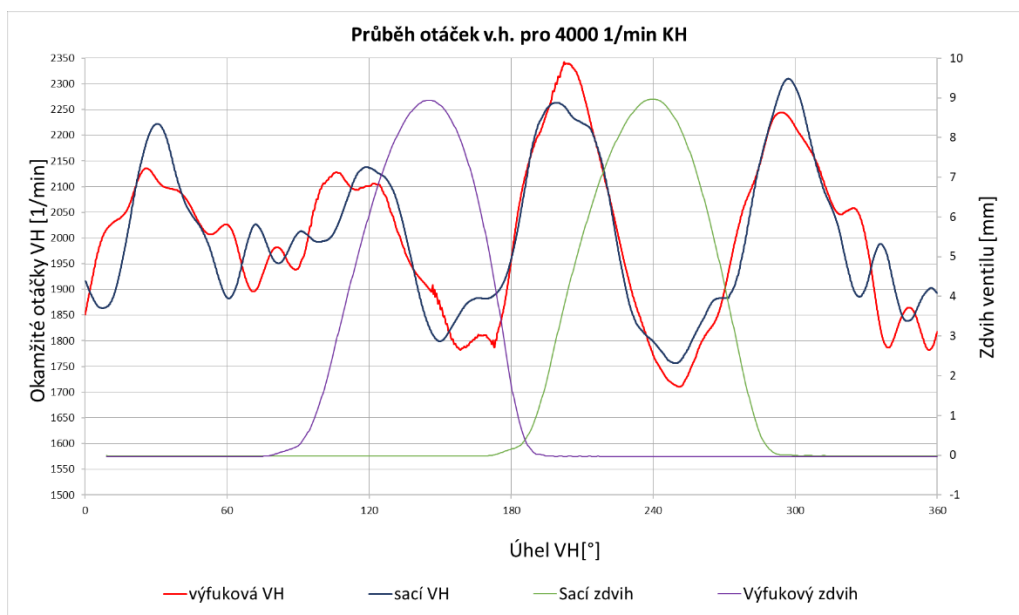
Obr. 9-36 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 5000 1/min KH



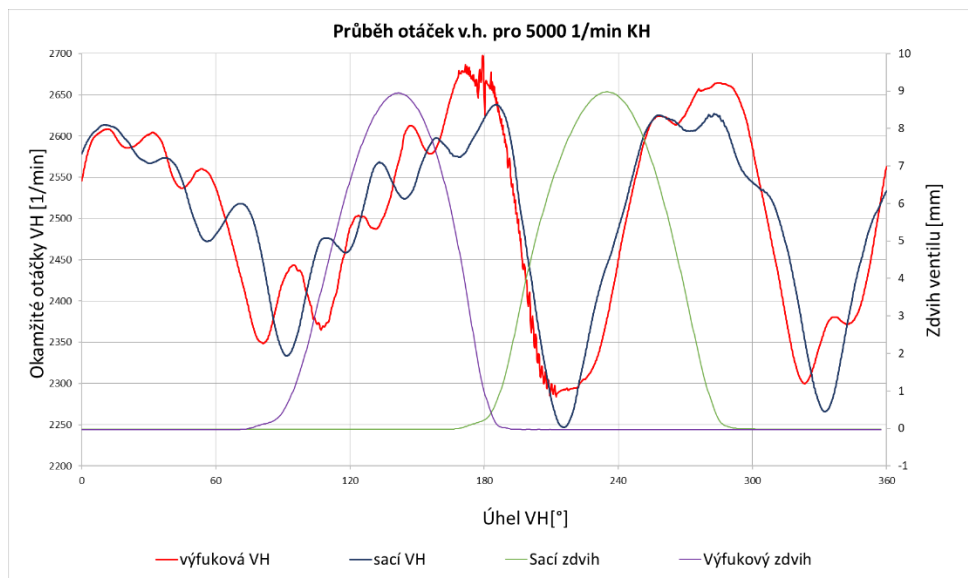
Obr. 9-37 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 1000 1/min KH



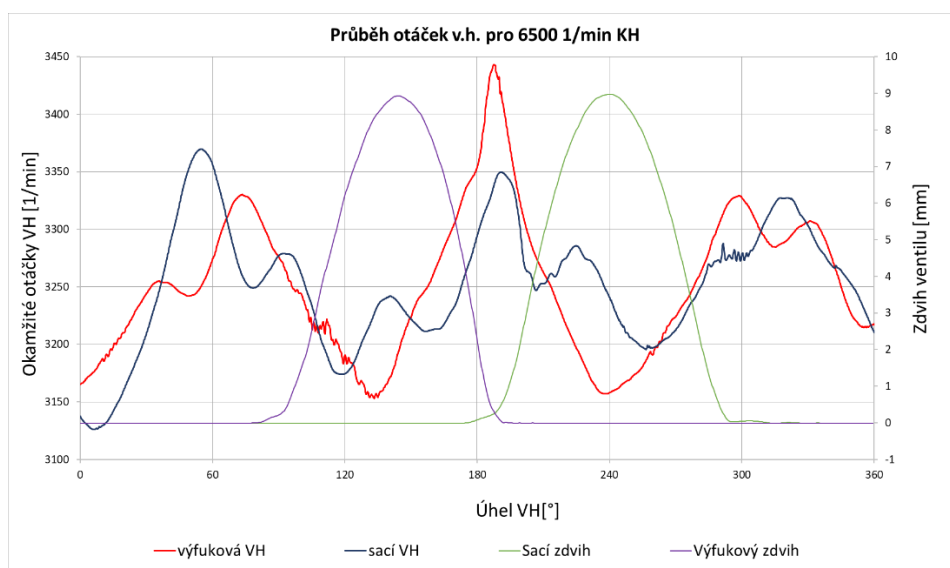
Obr. 9-38 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 2000 1/min KH



Obr. 9-39 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 4000 1/min KH



*Obr. 9-40 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 5000 1/min KH*



*Obr. 9-41 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 6500 1/min KH*

## Seznam použitých zdrojů

- [1] ZDENĚK, J., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily.3, Motory*. Avid, 6. vydání, 2010, Brno, ISBN 978-80-87143-15-5, 180 s
- [2] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale: SAE International, 1995, ix, ISBN 1-56091-734-2, 794 s.
- [3] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2007, ISBN 978-80-01-03618-1, 260s
- [4] *THE IMPACT OF VALVE EVENTS UPON ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS* [online]. 2006 [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: <https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2015/05/the-impact-of-variable-valve-actuation-on-engine-performance-and-emissions.pdf>
- [5] RICHTER, David. *Variabilní ventilové rozvody*. Praha, 2015. Bakalářská práce (Bc.). České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Radek Tichánek.
- [6] Mazivářské mýty, Mýtus šestý - Viskozitní vlastnosti motorových olejů. *Oleje.cz Svět maziv* [online]. 2005 [cit. 2017-03-04]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Mazivarske-myty--Mytus-sesty---Viskozitni-vlastnosti-motorovych-oleju>
- [7] *Hydraulic System Schematic* [online]. In: . [cit. 2017-03-04]. Dostupné z: <http://www.delphi.com/images/default-source/old-delphi-images/f2b722eb-7594-4a0c-8800-7e335916009b-jpg>
- [8] NORTON, Robert L. *Cam design and manufacturing handbook*. New York: Industrial Press, c2002. ISBN 0-8311-3122-5.
- [9] *Audi B8 A4 A5 2.0 TFSI Audi Valvelift System Part 1* [online]. In: . [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=gWrrS4FoAQI>
- [10] *Potential fuel savings through electric camshaft adjustment* [online]. 2013, , 6 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/potential-fuel-savings-through-electric-camshaft-adjustment/6116790?searchBackButton=true&abEvent=detailLink>
- [11] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 0-07-028637-x.
- [12] *CAMTRONIC* [online]. In: . [cit. 2017-03-13]. Dostupné z: [http://mercedesblog.com/wp-content/uploads/2015/05/12C519\\_15.jpg](http://mercedesblog.com/wp-content/uploads/2015/05/12C519_15.jpg)
- [13] *Fiat's Multiair Valve-Lift System Explained* [online]. In: . [cit. 2017-03-14]. Dostupné

- z: <http://media.caranddriver.com/images/media/51/fiats-multi-air-valve-lift-system-explained-photo-301273-s-original.jpg>
- [14] *Deschiderea supapelor de admisie cu camele cu înălțime mică* [online]. In: . [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.e-automobile.ro/categorie-motor/20-general/126-distributie-variabila-variocam-porsche.html>
- [15] TICHÁNEK, Radek. *Optimalizace zdvihové funkce ventilu = Optimization of valve stroke curve: disertační práce*. Praha, 2007. Disertace (Ph.D.). České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Ladislav Jukl.
- [16] TICHÁNEK, Radek. *Rozvodové mechanismy, vyvažování motorů* [online]. In: . s. 138 [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211058-Vypocetni\\_metody\\_dopravnich\\_stroju/Tichanek/ESF\\_vmlds\\_prednasky2013.pptx](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211058-Vypocetni_metody_dopravnich_stroju/Tichanek/ESF_vmlds_prednasky2013.pptx)
- [17] FISCHER, Thomas a Benjamin SCHAAL. *Holistic Design of a cam phaser* [online]. In: . 2015, s. 28 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: [https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/11/Holistic\\_Design\\_Of\\_A\\_Cam\\_Phaser.pdf](https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/11/Holistic_Design_Of_A_Cam_Phaser.pdf)
- [18] TICHÁNEK, Radek. Dasy Based Tool for The Design of Ice Mechanisms. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. 2015-01-1, **13**(3), -. DOI: 10.1515/mecdc-2015-0013. ISSN 1804-9338. Dostupné také z: <http://www.degruyter.com/view/j/mecdc.2015.13.issue-3/mecdc-2015-0013/mecdc-2015-0013.xml>
- [19] KOLEČKÁŘ, Pavel. *Návrh pohonu rozvodů pro experimentální jednoválcový motor*. Praha, 2016. Diplomová práce (Ing.). České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Jiří Vávra.
- [20] GT-ISE Help, GT-SUITE verze 2016, Gamma Technologies Inc., 2015
- [21] SEDLÁČEK, Miloš. *Zpracování signálů v měřící technice*. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00900-9.
- [22] MILÁČEK, Stanislav. *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02417-2.
- [23] SCHNEIDER, Markus, Karin KRUEGER a Heinz ULBRICH. *Experiments and Simulation of Hydraulic Cam Phasing Systems* [online]. In: . s. - [cit. 2017-06-15]. DOI: 10.4271/2008-01-1357. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2008-01-1357/>
- [24] Smart Phasing. *Solving the Powertrain Puzzle* [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, s. 156 [cit. 2017-06-15]. DOI: 10.1007/978-3-658-06430-3\_10. ISBN 978-3-658-06194-4. Dostupné z:



[http://link.springer.com/10.1007/978-3-658-06430-3\\_10](http://link.springer.com/10.1007/978-3-658-06430-3_10)

- [25] *Katalog ozubených řemenů* [online], 2008. [cit. 2017-07-04]. Dostupné z:  
<http://www.tttuma.cz/files/katalog%20AB%202009.pdf>
- [26] LEDERER, Pavel. *Teorie a optimalizace mechanických systémů*. Praha: České vysoké učení technické, 1988.

## Seznam obrázků

Obr. 2-1 - Idealizovaný oběh motoru [11] .....	14
Obr. 2-2- Závislost plicí účinnosti na střední pístové rychlosti [15].....	17
Obr. 2-3 - Vliv časování ventilů na plicí účinnost [11].....	18
Obr. 2-4 - Zdvih sacího a výfukového ventilu .....	20
Obr. 3-1 - Schéma hydraulického mechanismu [6].....	23
Obr. 3-2 - Elektrický camphaser [5].....	24
Obr. 3-3 - Porovnání oblastí použití hydraulického a elektrického camphaseru[5].....	25
Obr. 3-4 - Srovnání rychlostí fázové změny [10].....	25
Obr. 3-5 - BMW DOUBLE VANOS [5] .....	27
Obr. 3-6 - BMW Valvetronic [5] .....	28
Obr. 3-7 - Honda VTEC – schematické uspořádání [1].....	29
Obr. 3-8 - Audi Valvelift [5], [9] .....	30
Obr. 3-9 - Mercedes-Benz Camtronic [12] .....	31
Obr. 3-10 - Porsche VarioCam Plus [13] .....	31
Obr. 3-11 - Fiat MultiAir [13].....	32
Obr. 3-12 - Fáze zdvihu – a) plný zdvih; b) dřívější uzavření ventilu; c) Pozdější otevření ventilu; d) dvojitý zdvih; e) žádný zdvih [5].....	32
Obr. 6-1 - Kompletní schéma modelu v prostředí GT-POWER .....	35
Obr. 6-2 - Aktuální vznětový jednoválec ve VTP Roztoky .....	37
Obr. 6-3 - Termodynamický model.....	37
Obr. 6-4 - Diskretizace 1D konečnými objemy [20].....	38
Obr. 6-5 - Hydraulický model se dvěma camphasery .....	40
Obr. 6-6 - Výpočetní model ventilu [20].....	41
Obr. 6-7 - Model řemenového rozvodu.....	43
Obr. 6-8 - Aproximace tvaru zubu [20].....	44
Obr. 6-9 - Nastavení parametrů v prostředí DASY .....	45
Obr. 6-10 - Model výfukového ventilu .....	48
Obr. 6-11 – Kontrolní $a_x$ _def body na zrychlení ventilu pro 4000 1/min .....	51
Obr. 6-12 - Kontrolní body $f_x$ _def ve frekvenční oblasti .....	52
Obr. 6-13 - Porovnání měření a simulace zrychlení sacího ventilu pro 6500 1/min KH.....	53
Obr. 6-14 - Porovnání měření a simulace zrychlení sacího ventilu ve frekvenční oblasti	

6500 1/min KH.....	53
Obr. 6-15 - Porovnání měření a simulace zrychlení výfukového ventilu pro 6500 1/min KH	54
Obr. 6-16 - Porovnání měření a simulace zrychlení výfukového ventilu ve frekvenční oblasti pro 6500 1/min KH .....	54
Obr. 6-17 - Kalibrační model čtyřválců (S – sací vačková hřídel; V – výfuková vačková hřídel; Ř – řemenový rozvod).....	55
Obr. 6-18 – Průběh okamžitých otáček pro sací vačkovou hřídel .....	56
Obr. 6-19 – Průběh okamžitých otáček pro výfukovou vačkovou hřídel .....	57
Obr. 6-20 - Globální a lokální maxima na průběhu okamžitých otáček sací vačkové hřídele pro 2000 1/min KH.....	58
Obr. 6-21 - Natočení sacích (modrá) a výfukových (červená) vaček .....	59
Obr. 6-22 - Průběh otáček sací vačkové hřídele pro 1000 1/min KH .....	60
Obr. 6-23 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele pro 1000 1/min KH .....	60
Obr. 6-24 – Hodnoty časování sacího a výfukového ventilu z optimalizace.....	63
Obr. 6-25 - Rychlost přesunu sacího a výfukového hydraulického camphaseru o maximální úhel .....	63
Obr. 6-26 - Schéma řízení (výfukového) camphaseru a hydraulický okruh solenoidového ventilu.....	65
Obr. 6-27 - Predikovaná rychlost přesunutí sacího camphaseru ve zkoumaných otáčkových bodech .....	66
Obr. 6-28 - Predikovaná rychlost přesunutí výfukového camphaseru ve zkoumaných otáčkových bodech.....	67
Obr. 6-29 - Průběh natočení sacího camphaseru po přerušení dodávky tlakového oleje v 6500 1/min KH.....	68
Obr. 6-30 - Schéma modelu camphaseru v prostředí GT-ISE; NP-nulová pozice rotoru vůči statoru; $V_{ZK}$ – objem zpětné komory; $V_{DK}$ – objem dopředné komory; $p_{ZK}$ – tlak ve zpětné komoře; $p_{DK}$ – tlak v dopředné komoře.....	69
Obr. 6-31 - Průběhy predikovaného natočení camphaserů pro 1000 1/min KH.....	70
Obr. 6-32 - Průběhy tlaků v komorách výfukových camphaserů pro 1000 1/min a 6500 1/min KH.....	71
Obr. 6-33 - Průběh tlaků sacího camphaseru a zdvih sacího ventilu .....	71
Obr. 6-34 - Vliv na zrychlení výfukového ventilu v 6500 1/min KH různým spojením částí	

modelu.....	72
Obr. 6-35 - Predikovaný průběh zrychlení sacího ventilu pro 6500 1/min KH.....	73
Obr. 6-36 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové hřídele jednoválcového modelu v 3000 1/min KH.....	74
Obr. 6-37 - Vznik odskakování sacího ventilu.....	75
Obr. 6-38 – Analýza zdvihových křivek a průběhu zdvihu pístu.....	77
Obr. 6-39 - Úprava výpočetního modelu (A) a průběh zátěžného momentu (B).....	78
Obr. 6-40 - Průběh otáček motoru jako reakce na odebrání zátěžného momentu .....	78
Obr. 6-41 – Predikce průběhu zdvihových křivek při otáčkách motoru 9550 1/min.....	79
Obr. 6-42 - Průběh skoku otáček motoru a průběh normálové kontaktní síly mezi ozubeným řemenem a řemenicí .....	80
Obr. 9-1 - Průběh vnější rychlostní charakteristiky a měrné specifické spotřeby.....	83
Obr. 9-2 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 1000 1/min KH.....	84
Obr. 9-3 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 1000 1/min KH.....	84
Obr. 9-4 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 2000 1/min KH.....	85
Obr. 9-5 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 2000 1/min KH.....	85
Obr. 9-6 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 3000 1/min KH.....	86
Obr. 9-7 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 3000 1/min KH.....	86
Obr. 9-8 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 4000 1/min KH.....	87
Obr. 9-9 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 4000 1/min KH.....	87
Obr. 9-10 - Porovnání průběhu zrychlení sacího ventilu s měřením pro 5000 1/min KH.....	88
Obr. 9-11 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti sacího ventilu s měřením pro 5000 1/min KH.....	88
Obr. 9-12- Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 1000 1/min KH.....	89
Obr. 9-13 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 1000 1/min KH .....	89
Obr. 9-14 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 2000 1/min KH .....	90

Obr. 9-15 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 2000 1/min KH .....	90
Obr. 9-16 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 3000 1/min KH .....	91
Obr. 9-17 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 3000 1/min KH .....	91
Obr. 9-18 - Porovnání průběhu zrychlení výfukového ventilu s měřením pro 4000 1/min KH .....	92
Obr. 9-19 Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 4000 1/min KH .....	92
Obr. 9-20 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 5000 1/min KH .....	93
Obr. 9-21 - Porovnání průběhu zrychlení ve frekvenční oblasti výfukového ventilu s měřením pro 5000 1/min KH .....	93
Obr. 9-22 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 3000 1/min .....	94
Obr. 9-23 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 3000 1/min .....	94
Obr. 9-24 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 4000 1/min .....	95
Obr. 9-25 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 4000 1/min .....	95
Obr. 9-26 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 5000 1/min .....	96
Obr. 9-27 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 5000 1/min .....	96
Obr. 9-28 - Průběh otáček sací vačkové hřídele 6500 1/min .....	97
Obr. 9-29 - Průběh otáček výfukové vačkové hřídele 6500 1/min .....	97
Obr. 9-30 - Vliv počtu uzlů jednoho nosníkového elementu na průběh otáček.....	98
Obr. 9-31 - Citlivost parametrů .....	98
Obr. 9-32 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 1000 1/min KH .....	99
Obr. 9-33 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 2000 1/min KH .....	99
Obr. 9-34 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 3000 1/min KH .....	99
Obr. 9-35 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 4000 1/min KH .....	100
Obr. 9-36 - Predikce zrychlení sacího a výfukového ventilu pro 5000 1/min KH .....	100
Obr. 9-37 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 1000 1/min KH .....	100
Obr. 9-38 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 2000 1/min KH .....	

.....	101
Obr. 9-39 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 4000 1/min KH	101
.....	101
Obr. 9-40 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 5000 1/min KH	102
.....	102
Obr. 9-41 - Průběh otáček sací a výfukové vačkové jednoválcového modelu pro 6500 1/min KH	102
.....	102

## **Seznam tabulek**

Tab. 2-1 - Typické hodnoty jednotlivých fází ventilu.....	20
Tab. 6-1 - Geometrické parametry modelu .....	36
Tab. 6-2 - Doba vývinu tepla .....	39
Tab. 6-3 - Součinitel přebytku vzduchu .....	39
Tab. 6-4 - Parametry camphaseru .....	41
Tab. 6-5 - Parametry ozubeného řemene .....	44
Tab. 6-6 - Výsledky optimalizace časování sacího a výfukového ventilu .....	46
Tab. 6-7 - Přehled některých kalibračních parametrů ventilového mechanismu .....	50
Tab. 6-8 – Nutné parametry pro ovládání camphaserů .....	66
Tab. 9-1 - Materiálové vlastnosti řemene.....	99

## Seznam příložených souborů

### Modely GT-SUITE

- jednovalec.gtm
- jednovalec\_mechanicka\_cast\_narust\_RPM.gtm
- mechanika.gtm
- sani\_ventil\_1000RPM.gtm
- sani\_ventil\_2000RPM.gtm
- sani\_ventil\_3000RPM.gtm
- sani\_ventil\_4000RPM.gtm
- sani\_ventil\_5000RPM.gdx
- sani\_ventil\_5000RPM.gtm
- sani\_ventil\_6500RPM.gtm
- termo\_model.gtm
- TERMO\_OPTIMALIZACE.gtm
- vyfuk\_opt\_1.gtm
- vyfuk\_ventil\_1000RPM.gtm
- vyfuk\_ventil\_2000RPM.gtm
- vyfuk\_ventil\_3000RPM.gtm
- vyfuk\_ventil\_4000RPM.gtm
- vyfuk\_ventil\_5000RPM.gtm
- vyfuk\_ventil\_6500RPM.gtm

### Výsledkové soubory

- jednovalec.gdx
- jednovalec\_max\_presun\_CP.gdx
- jednovalec\_mechanicka\_cast\_narust\_RPM.gdx
- jednovalec\_minimalni\_tlak\_CP\_1000RPM.gdx
- jednovalec\_minimalni\_tlak\_CP\_6500RPM.gdx
- jednovalec\_odsakovani\_ventilu\_DOE.gdx
- jednovalec\_pokles\_momentu.gdx
- jednovalec\_preplnovani\_4bar.gdx
- mechanika.gdx
- sani\_ventil\_1000RPM.gdx
- sani\_ventil\_2000RPM.gdx
- sani\_ventil\_3000RPM.gdx
- sani\_ventil\_4000RPM.gdx
- sani\_ventil\_5000RPM.gdx
- sani\_ventil\_6500RPM.gdx
- termo\_model.gdx
- vyfuk\_opt\_1.gdx
- vyfuk\_ventil\_1000RPM.gdx
- vyfuk\_ventil\_2000RPM.gdx
- vyfuk\_ventil\_3000RPM.gdx
- vyfuk\_ventil\_4000RPM.gdx
- vyfuk\_ventil\_5000RPM.gdx
- vyfuk\_ventil\_6500RPM.gdx

### Kinematika

- roz\_ea211\_saci\_inter\_s\_74.vtd
- saci\_otocene.vtd
- vyfuk\_otocene.vtd
- vyfuk\_puvodni.vtd

### DASY soubory

- 6500\_gen\_opt.DASYModel
- bat\_termo.bat
- run\_opt.bat
- termo.exp
- termo.txt
- termo\_1000.csv
- termo\_DASY\_gen\_opt.DASYModel
- vyfuk.exp
- vyfuk.txt
- vyfuk\_6500\_vysl.csv

### Excel

- kolize\_pistu.xlsx