

# Elektronické ovládání ventilů pístového spalovacího motoru

## Disertační práce

*Studijní program:*

P2302 Stroje a zařízení

*Studijní obor:*

Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:*

**Ing. Tomáš Zvolský**

*Školitel práce:*

prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Katedra vozidel a motorů



## Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

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

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

26. června 2020

Ing. Tomáš Zvolský

# ELEKTRONICKÉ OVLÁDÁNÍ VENTILŮ PÍSTOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

## **Anotace**

Disertační práce se zabývá elektronickým ovládním ventilů pístového spalovacího motoru, které nemají přímou mechanickou vazbu na klikový hřídel. Jsou zde stanoveny přínosy elektronického ovládní ventilů v porovnání s konvenčním vačkovým rozvodem. Práce je zaměřena na vyčíslení energie potřebné pro pohyb ventilů u známých řešení elektronických systémů ovládní ventilů a její možné úspory. Za tímto účelem byly vytvořeny matematické modely a vzniklo unikátní zařízení s řídicím systémem k měření potřebného příkonu aktuátoru.

## **Klíčová slova**

Elektromechanické ovládní ventilů, ventilový aktuátor, variabilní rozvod, měření příkonu, energetická účinnost

# ELECTRONICALLY CONTROLLED VALVE ACTUATOR OF COMBUSTION PISTON ENGINE

## **Annotation**

The dissertation deals with Electronically Controlled Valve Actuator of Combustion Piston Engine, which has no direct mechanical connection to crankshaft. This work presents the benefits of electronic valve systems in comparison with mechanical valvetrain. It describes the calculation of the energy required for the movement of electronic valve control systems and its possible savings. For this purpose, mathematical models and unique device with control system was created to measure the required power consumption of the actuator.

## **Keywords**

Electromechanical valve actuator, Electromechanical valvetrain, variable valvetrain, consumption measurement, energy efficiency

## **Poděkování**

Touto cestou bych rád poděkoval panu prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za jeho cenné rady, a pomoc při přípravě a řešení této práce během celého mého doktorského studia.

Dále bych rád poděkoval všem kolegům z Katedry vozidel a motorů a Ústavu mechatroniky a technické informatiky za pomoc a podporu s experimenty v laboratoři.

Poděkování patří také mojí rodině a přátelům, kteří za mnou stáli po dobu mého studia a byli mi velkou oporou.

# Obsah

Seznam symbolů.....	7
Seznam zkratk.....	12
1 Úvod.....	13
2 Cíle disertační práce .....	14
3 Přehled o současném stavu problematiky.....	15
3.1 Přínosy různých způsobů časování ventilů .....	15
3.2 Systémy s pevnou vazbou na KH umožňující proměnný zdvih ventilu ..	16
3.3 Pneumatické ovládání ventilů - Free Valve, Qamfree .....	17
3.4 Hydraulické ovládání ventilu .....	19
3.4.1 Jednočinný a dvojitý aktuátor .....	19
3.4.2 Aktuátory využívající rekuperaci energie .....	21
3.5 Elektromagnetické ovládání ventilů.....	24
3.6 Elektrodynamické ovládání ventilů.....	27
3.7 Elektromechanický pohon s nelineární mechanickou transformací.....	28
3.8 Intelligent Valve Actuation - IVA.....	28
3.9 Přeměna mechanické energie .....	31
3.9.1 Výroba stlačeného vzduchu pro pneumatické ovládání ventilů.....	31
3.9.2 Výroba tlakové kapaliny pro hydraulické ovládání ventilů .....	31
3.9.3 Výroba elektrické energie .....	32
3.10 Souhrn .....	34
4 Vlastní analýza energetické bilance .....	35
4.1 Vliv tvaru zdvihu ventilů na maximální moment a výkon motoru .....	35
4.2 Pumpovní ztráty a odstranění škrticí klapky .....	38
4.3 Mechanické ztráty rozvodového mechanismu s pevnou vazbou KH ...	41
4.4 Vliv tlaku výfukových plynů .....	42
4.5 Pneumatické ovládání ventilů .....	44
4.6 Hydraulické ovládání ventilů .....	46
4.7 Elektromagnetické ovládání ventilů.....	49
4.7.1 Vlastní řídicí systém a měření spotřeby při pohybu kotvy .....	49
4.7.2 Měření příkonu elektromagnetu při zablokované kotvě.....	51
4.7.3 Vlastní matematický model elektromagnetického aktuátoru .....	51
4.7.4 Měření příkonu elektromagnetu při harmonickém napájení .....	54
4.7.5 Měření B-H křivky elektromagnetu.....	55
4.7.6 Stanovení velikosti rezistorů a indukčnosti na základě měření .....	56
4.7.7 Porovnání změřených dat s matematickým modelem.....	57
4.7.8 Náhrada velikosti rezistorů a indukčnosti při změně materiálu .....	57
4.7.9 Ztráty ve vodiči.....	58
4.7.10 Vypočtený příkon aktuátoru se zástavbou pro motor 1,6 MPI.....	58
4.8 Elektrodynamické ovládání ventilů.....	60
4.9 Elektromotorem poháněný vačkový mechanismus .....	63
4.10 Shrnutí vlastní analýzy .....	64
5 Vlastní uspořádání aktuátoru elektromotorické vačky .....	67
5.1 Konstrukční uspořádání .....	67
5.2 Předběžný matematický model .....	68
5.3 Sestavení rovnic systému elektromotorem poháněné vačky .....	69
5.4 Průběhy elektromotorem poháněné vačky .....	71
6 Příprava experimentů systému elektromotorické vačky .....	73
6.1 Mechanický systém.....	73
6.2 Pohon.....	73
6.3 Návrh tvaru vaček .....	74

6.3.1	Průběh zdvihu ventilu při maximálních otáčkách motoru .....	74
6.3.2	Přepočet zdvihu ventilu podle otáček vačky .....	76
6.3.3	Průběh otáček vačky.....	77
6.4	Hardware - řídicí systém .....	79
6.5	Software pro řízení .....	81
6.6	Regulace.....	82
7	Měření systému elektromotorické vačky .....	83
7.1	Měřicí systém pro měření na zkušebním vzorku .....	83
7.2	Měření částečného zdvihu ventilu .....	88
7.3	Měření maximálního zdvihu ventilu pro režim otáčení vačky dokola.....	90
7.4	Měření spotřeby samotného elektromotoru s měničem .....	93
7.5	Měření útlumu systému po vypnutí pohonu .....	94
7.6	Měření účinnosti měniče napětí .....	95
8	Upravený a rozšířený matematický model .....	96
8.1	Matematický model pružiny.....	96
8.2	Valivý odpor uvažovaný v modelu .....	98
8.3	Tření uvažované v modelu.....	98
8.4	Začlenění účinnosti elektromotoru do matematického modelu .....	99
8.5	Začlenění ŘJ do matematického modelu.....	99
8.6	Porovnání změřených dat s matematickým modelem.....	101
8.6.1	Porovnání zdvihu a rychlosti ventilu.....	101
8.6.2	Porovnání zrychlení ventilu .....	103
8.6.3	Porovnání otáček vačky.....	105
8.6.4	Porovnání spotřeby elektrické energie.....	107
8.7	Přeměna mechanické energie na elektrickou .....	110
8.8	Průběhy elektromotorické vačky .....	112
8.9	Energetický přínos systému elektromotorické vačky.....	112
8.10	Vliv zdvihu ventilu na výkon motoru .....	117
8.11	Porovnání systému EV se systémy CVVL a MultiAir.....	118
9	Zhodnocení výsledků .....	119
10	Doporučení na pokračování práce .....	122
11	Použitá literatura .....	123
12	Publikační činnost .....	126
13	Seznam příloh .....	129

## Seznam symbolů

$a$	zrychlení ventilu	$[m/s^2]$
$b$	součinitel tlumení	$[Ns/m]$
$b_{hydr}$	součinitel hydrodynamického momentu tření	$[Nms^{2/3}]$
$b_S$	součinitel tlumení pomocné pružiny	$[Ns/m]$
$b_V$	součinitel tlumení ventilu	$[Ns/m]$
$b_y$	dílčí součinitel tlumení pomocné pružiny	$[Ns/m]$
$b_z$	dílčí součinitel tlumení ventilu	$[Ns/m]$
$B$	magnetická indukce	$[T]$
$B_m$	maximální hodnota magnetická indukce	$[T]$
$B_p$	magnetická indukce permanentního magnetu	$[T]$
BMEP	střední efektivní tlak	$[Pa]$
$\Delta BMEP$	přírůstek středního efektivního tlaku EOv oproti 1,6 MPI	$[Pa]$
BSFC	měrná spotřeba paliva	$[g/kWh]$
$d$	tloušťka plechu	$[m]$
$D$	Rayleighova disipativní funkce	$[W]$
$E$	energie	$[J]$
$E_{AC}$	elektrická energie elektromotoru	$[J]$
$E_{DC}$	elektrická energie řídicí jednotky	$[J]$
$E_c$	celková energie	$[J]$
$E_k$	kinetická energie	$[J]$
$E_p$	potenciální energie	$[J]$
$E_{PLYN}$	energie potřebná pro překonání sil od tlaku plynů	$[J]$
$E_{S1}$	potřebná energie pro zdvih 1 sacího ventilu	$[J]$
$E_{V1}$	potřebná energie pro zdvih 1 výfukového ventilu	$[J]$
$f$	frekvence	$[Hz]$
$f_1$	koeficient tření mezi vahadlem a ventilem	$[-]$
$f_2$	koeficient tření mezi ventilem vodičkem	$[-]$
$f_P$	zdvihová funkce pomocné pružiny	$[m]$
$f_V$	zdvihová funkce ventilu	$[m]$
$F$	síla	$[N]$
$F_a$	síla aktuátoru	$[N]$
$F_{PLYN}$	síla potřebná pro překonání sil od tlaku plynů	$[N]$
$F_{Vx}$	třecí síla mezi vahadlem a ventilem	$[N]$
$F_{Vy}$	síla pasivních odporů působící na ventil od vahadla	$[N]$
$F_{VxP}$	třecí síla mezi vahadlem a vedením pomocné pružiny	$[N]$
$F_{VyP}$	síla pasivních odporů působící na pomocnou pružinu od vahadla	$[N]$
FMEP	střední tlak mechanických ztrát	$[Pa]$
$FMEP_{SVPT}$	střední tlak mechanických ztrát ventilů	$[Pa]$
$\Delta FMEP_{SVPT}$	přírůstek středního tlaku mechanických ztrát EOv oproti 1,6 MPI	$[Pa]$
GMEP	střední indikovaný tlak vysokotlaké části cyklu	$[Pa]$
$H$	intenzita magnetického pole	$[A/m]$
$i_V$	počet ventilů	$[-]$
$i$	okamžitý vstupní proud aktuátoru	$[A]$
$i_{AC}$	okamžitý proud elektromotoru	$[A]$

$i_{HOLD}$	proud ze zdroje pro "držení" kotvy	[A]
$i_{LO}$	okamžitý proud dolního elektromagnetu	[A]
$i_{mag}$	okamžitý magnetizační proud elektromagnetu	[A]
$i_{MOVE}$	proud ze zdroje pro "pohyb" kotvy	[A]
$i_{UP}$	okamžitý proud horního elektromagnetu	[A]
$I$	efektivní vstupní proud aktuátoru	[A]
$I_f$	fázový proud statorového vinutí generátoru	[A]
$I_{Fe1}$	proud pro ztráty statickou hysterezí v železe	[A]
$I_{mag}$	efektivní magnetizační proud elektromagnetu	[A]
$I_n$	proud elektromotoru naprázdno	[A]
$I_{vyst}$	výstupní stejnosměrný proud generátoru	[A]
IMEP	střední indikovaný tlak	[Pa]
$\Delta$ IMEP	přírůstek stř. indik. tl. vlivem tvaru zdvihu ventilů při shodné $\dot{m}_{paliva}$	[Pa]
$j$	index rovnice	[-]
$j_S$	počet sacích ventilů	[-]
$j_V$	počet výfukových ventilů	[-]
$J_C$	celkový moment setrvačnosti rotačních hmot	[kgm <sup>2</sup> ]
$k_a$	konstanta anomálních ztrát v železe	[Ws <sup>2</sup> ]
$K_F$	konstanta elektrodynamického aktuátoru	[N]
$K_M$	momentová konstanta	[Nm/A]
$k_P$	tuhost pomocné pružiny	[N/m]
$k_V$	tuhost pružiny ventilu	[N/m]
$k_y$	dílčí tuhost pomocné pružiny	[N/m]
$k_z$	dílčí tuhost pružiny ventilu	[N/m]
$\ell_{vodič}$	délka vodiče	[m]
$\ell_{JAD}$	střední délka magnetické smyčky jádra	[m]
$\ell_{KOT}$	střední délka magnetické smyčky kotvy	[m]
$\ell_{VZD}$	střední délka magnetické smyčky vzduchu	[m]
$L$	délka pomocné pružiny při stlačení	[m]
$L_V$	délka pružiny ventilu při stlačení	[m]
$L_0$	celková volná délka pomocné pružiny	[m]
$L_{0V}$	celková volná délka pružiny ventilu	[m]
$L_{Fe}$	indukčnost vířivých proudů v železe elektromagnetu	[H]
$L_{mag}$	magnetizační indukčnost elektromagnetu	[H]
$L_{VT}$	teor. množ. such. vzd. potřebné k dokonalé oxidaci 1 kg paliva	[kg/kg]
$L_\sigma$	rozptylová indukčnost	[H]
$m_a$	pohyblivé hmoty aktuátoru včetně ventilu	[kg]
$m_k$	hmotnost nečinného konce závitu pomocné pružiny	[kg]
$m_{KV}$	hmotnost nečinného konce závitu pružiny ventilu	[kg]
$m_{pruzP}$	hmotnost pomocné pružiny	[kg]
$m_{pruzV}$	hmotnost pružiny ventilu	[kg]
$m_P$	pohyblivé hmoty vedení pomocné pružiny	[kg]
$m_V$	pohyblivé hmoty ventilu	[kg]
$\dot{m}_{pal}$	spotřeba paliva	[kg/hod]
$\dot{m}_{vzd}$	hmotnostní tok vzduchu do motoru	[kg/hod]
$m_y$	jeden díl činné hmotnosti pomocné pružiny	[kg]
$m_z$	jeden díl činné hmotnosti pružiny ventilu	[kg]
$M_1$	moment při otevírání ventilu	[Nm]



$M_2$	moment při zavírání ventilu	[Nm]
$M_{el\text{mot}}$	moment elektromotoru	[Nm]
$M_L$	moment ložisek	[Nm]
$M_t$	točivý moment spalovacího motoru	[Nm]
$M_Z$	zobecněný moment	[Nm]
$n$	počet rovnic	[-]
$n_{el\text{mot}}$	otáčky elektromotoru	[1/min]
$n_{mot}$	otáčky spalovacího motoru	[1/min]
$n_V$	otáčky vačkového hřídele	[1/min]
$n_{zac}$	otáčky vačky na začátku výpočtu	[1/min]
$p$	tlak	[Pa]
$p_{aO}$	otevírací tlak aktuátoru	[Pa]
$p_{aZ}$	zavírací tlak aktuátoru	[Pa]
$\Delta p_{PLYN}$	rozdíl tlaku plynů ve válci motoru a v sacím potrubí	[Pa]
$predep_P$	předepnutí pomocné pružiny	[m]
$predep_V$	předepnutí pružiny ventilu	[m]
$p_{01}$	barometrický tlak	[Pa]
$p_2$	tlak po stlačení kompresorem	[Pa]
$\Delta p$	tlakový spád na škrticí klapce	[Pa]
$p_{Cu}$	okamžité výkonové ztráty měděného vodiče	[W]
$p_{AC}$	okamžitý příkon elektromotoru	[W]
$p_{DC}$	okamžitý příkon řídicí jednotky	[W]
$P_a$	anomální ztráty v železe elektromagnetu	[W]
$P_{AC}$	průměrný příkon elektromotoru	[W]
$P_{celk}$	celkový střední příkon elektromagnetu	[W]
$P_{Cu}$	průměrné výkonové ztráty měděného vodiče	[W]
$P_{DC}$	průměrný příkon řídicí jednotky	[W]
$P_e$	efektivní výkon motoru	[W]
$\Delta P_e$	přírůstek efektivního výkonu motoru EOv oproti 1,6 MPI	[W]
$\Delta P_{e\%}$	měrný přírůstek efektivního výkonu EOv oproti 1,6 MPI	[%]
$P_{eddy}$	ztráty vířivými proudy v železe elektromagnetu	[W]
$\Delta P_{TZV}$	přírůstek výkonu mot. vlivem tvaru zdvihu ventilů při shodné $\dot{m}_{paliva}$	[W]
$P_{Fe}$	výkonové ztráty v železe elektromagnetu	[W]
$P_h$	hysterezní ztráty v železe elektromagnetu	[W]
$P_i$	indikovaný výkon motoru zahrnující rovněž výměnu obsahu válce	[W]
$P_{mag}$	celkový střední příkon elektromagnetu	[W]
$P_P$	mechanické ztráty pohonu rozvodů	[W]
$P_S$	příkon pro všechny sací ventily	[W]
$P_{S1}$	příkon pro 1 sací ventil	[W]
$P_{svpt}$	celkový příkon pro všechny ventily, součet $P_S$ , $P_V$ , $P_P$ a $P_t$	[W]
$P_{svptHP}$	celkový příkon pro všechny ventily v jedn. Friction Horse Power	[FHP]
$\Delta P_{svpt}$	přírůstek celkového příkonu EOv oproti 1,6 MPI	[W]
$P_t$	ztráty při transformaci mechanické energie na jinou	[W]
$P_V$	příkon pro všechny výfukové ventily	[W]
$P_{V1}$	příkon pro 1 výfukový ventil	[W]
$P_{mechALT}$	mechanické ztráty alternátoru včetně ventilačních	[W]
$P_{motJINE}$	mech. ztráty motoru bez příkonu ventilů a mech. ztrát alternátoru	[W]
$P_u$	výkonové ztráty v usměrňovači generátoru	[W]

$P_{vst\_el}$	příkon elektrického generátoru bez zahrnutí mechanické účinnosti	[W]
$P_{vyst}$	výstupní stejnosměrný výkon generátoru	[W]
PMEP	střední tlak výměny náplně válce	[Pa]
$r$	poloměr rolny vahadla	[m]
$R_{Cu}$	odpor měděného vodiče	[ $\Omega$ ]
$R_{elmot}$	odpor vinutí elektromotoru	[ $\Omega$ ]
$R_{Fe1}$	odpor pro ztráty statickou hysterezí v železe	[ $\Omega$ ]
$R_{Fe2}$	odpor pro ztráty vířivými proudy v železe	[ $\Omega$ ]
$R_{n1}$	normálová složka 1. reakce vedení ventilu	[N]
$R_{n2}$	normálová složka 2. reakce vedení ventilu	[N]
$R_{n1P}$	normálová složka 1. reakce vedení pomocné pružiny	[N]
$R_{n2P}$	normálová složka 2. reakce vedení pomocné pružiny	[N]
$R_{t1}$	tečná složka 1. reakce vedení ventilu	[N]
$R_{t2}$	tečná složka 2. reakce vedení ventilu	[N]
$R_{t1}$	tečná složka 1. reakce vedení pomocné pružiny	[N]
$R_{t2}$	tečná složka 2. reakce vedení pomocné pružiny	[N]
$R_m$	celková reluktance, magnetický odpor	[1/H]
$R_{mJAD}$	reluktance jádra	[1/H]
$R_{mKOT}$	reluktance kotvy	[1/H]
$R_{mX}$	reluktance vzduchové mezery mezi jádrem a kotvou	[1/H]
$R_{mVZD}$	reluktance vzduchové mezery samotného jádra	[1/H]
$R_p$	funkce poloměru vačky pomocné pružiny	[m]
$R_s$	odporu vinutí statoru generátoru	[ $\Omega$ ]
$R_V$	funkce poloměru vačky ventilu	[m]
$R_{vodic}$	odpor vodiče	[ $\Omega$ ]
$s$	stlačení pomocné pružiny	[m]
$s_z$	stlačení pružiny ventilu	[m]
$S_{aO}$	plocha horní strany pístku aktuátoru	[m <sup>2</sup> ]
$S_{aZ}$	plocha spodní strany pístku aktuátoru	[m <sup>2</sup> ]
$S_{h0}$	plocha statické hysterezní smyčky	[J/m <sup>3</sup> ]
$S_{JAD}$	plocha jádra elektromagnetu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{KOT}$	plocha kotvy elektromagnetu	[m <sup>2</sup> ]
$SO$	úhel otevření sacího ventilu před HÚ	[°]
$S_V$	plocha talířku ventilu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{vodič}$	průřez vodiče	[m <sup>2</sup> ]
$S_{VZD}$	plocha vzduchové mezery samotného jádra	[m <sup>2</sup> ]
$S_X$	plocha vzduchové mezery mezi jádrem a kotvou	[m <sup>2</sup> ]
$SZ$	úhel zavření sacího ventilu za DÚ	[°]
$t$	čas	[s]
$t_{celk}$	celkový čas	[s]
$T_1$	absolutní teplota nasávaného vzduchu	[K]
$u$	okamžité vstupní napětí aktuátoru	[V]
$U_{HOLD}$	napětí zdroje pro "držení" kotvy	[V]
$U_{LO}$	okamžité napětí dolního elektromagnetu	[V]
$U_{mag}$	okamžité indukované napětí elektromagnetu	[V]
$U_{MOVE}$	napětí zdroje pro "pohyb" kotvy	[V]
$U_{UP}$	okamžité napětí horního elektromagnetu	[V]
$U$	efektivní vstupní napětí aktuátoru	[V]

$U_{mag}$	efektivní indukované napětí elektromagnetu	[V]
$\Delta U_u$	úbytek napětí na usměrňovači generátoru	[V]
$U_{vyst}$	výstupní stejnosměrné napětí generátoru	[V]
$v$	rychlost ventilu	[m/s]
$V_2$	objem aktuátoru během otevřeného elektromagnetického ventilu	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Fe}$	objem železa elektromagnetu	[m <sup>3</sup> ]
$V_Z$	zdvihový objem válců	[m <sup>3</sup> ]
$W_t$	teoretická práce kompresoru	[J]
$x$	mezera mezi jádrem a kotvou	[m]
$\Delta x_P$	funkce vzdálenosti osy vedení pomocné pružiny k dotyku vahadla	[m]
$\Delta x_V$	funkce vzdálenosti osy ventilu k dotyku vahadla na ventil	[m]
$y$	zdvih pomocné pružiny	[m]
$y_j$	výchylka dílčí hmoty pomocné pružiny	[m]
$y_{n1}$	vzdálenost složky reakce od stopky ventilu při zavřeném ventilu	[m]
$y_{n2}$	vzdálenost složek reakce ventilu	[m]
$y_{n1P}$	vzdálenost složky reakce od stopky vedení pomocné pružiny	[m]
$y_{n2P}$	vzdálenost složek reakce vedení pomocné pružiny	[m]
$y_{zac}$	zdvih pomocné pružiny na začátku výpočtu	[m]
$z$	zdvih ventilu	[m]
$z_j$	výchylka dílčí hmoty pružiny ventilu	[m]
$z_S$	zdvih sacího ventilu	[m]
$z_V$	zdvih výfukového ventilu	[m]
$\alpha$	úhel otevření škrtkové klapky	[°]
$\varepsilon$	kompresní poměr	[-]
$\zeta$	poměrný útlum	[-]
$\eta$	účinnost	[-]
$\eta_{alt\_el}$	elektrická účinnost alternátoru	[-]
$\eta_{elmot}$	účinnost elektromotoru	[-]
$\eta_{RJ}$	účinnost řídicí jednotky	[-]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[-]
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu	[-]
$\mu_P$	převodní funkce rychlosti pomocné pružiny	[m/rad]
$\mu_V$	převodní funkce rychlosti ventilu	[m/rad]
$\mu_0$	permeabilita vakua $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$	[H/m]
$\mu_{rJAD}$	relativní permeabilita jádra	[-]
$\mu_{rKOT}$	relativní permeabilita kotvy	[-]
$\nu_P$	převodní funkce zrychlení pomocné pružiny	[m/rad <sup>2</sup> ]
$\nu_V$	převodní funkce zrychlení ventilu	[m/rad <sup>2</sup> ]
$\xi$	rameno valivého odporu	[m]
$\vartheta_P$	převodní funkce pro určení síly na ložiska od pomocné pružiny	[-]
$\vartheta_V$	převodní funkce pro určení síly na ložiska od ventilu	[-]
$\rho_m$	hustota materiálu vodiče	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_R$	měrný odpor	[Ω.m]
$\tau_{Vstr}$	časová konstanta	[s]
$\varphi_{KH}$	úhel KH	[°]
$\psi$	úhel vačky	[°]

## Seznam zkratk

CVVL	Continuously Variable Valve Lift - plynule nastavitelný zdvih ventilu
DSP	Digitální Signálový Procesor
EIVC	Early Intake Valve Closing - dřívější uzavření sacího ventilu
EMVA	ElectroMechanical Valve Actuator - elektromagnetický aktuátor
EMVT	ElectroMagnetic ValveTrain - elektrodynamický aktuátor
EPVA	Electronically controlled Pneumatic/hydraulic Valve Actuator pneumaticko-hydraulický systém ovládání ventilů
EOV	Elektronické Ovládání Ventilů bez přímé mechanické vazby na KH
EV	Elektromotorická Vačka - elektromotorem poháněný VH
IVC	Inlet Valve Close - zavření sacího ventilu
IVO	Inlet Valve Open - otevření sacího ventilu
KH	Klíková Hřídel
LGD-VS4	4. prototyp ovládání ventilů společnosti LGD
LGD-VVA	LGD Technology - Variable Valve Actuation hydraulický systém ovládání ventilů společnosti LGD
LIVC	Late Intake Valve Closing - pozdější uzavření sacího ventilu
ŘJ	Řídicí Jednotka
SV	Sací Ventil
VH	Vačkový Hřídel
VV	Výfukový Ventil

# 1 Úvod

Snahou konstruktérů je dosáhnout co nejlepších provozních vlastností motorů, ať už se jedná o vysoký výkon, vysoký krouticí moment v širokém rozsahu otáček, nižší spotřebu paliva, nebo nižší emise výfukových plynů. Jeden ze způsobů, jak toho docílit, je zavedení variabilního časování ventilů.

Úkolem rozvodu je přivést do válce co největší množství vzduchu, dovolit a umožnit co nejdokonalejší přípravu směsi paliva se vzduchem a pak spálené zbytky co nejdokonaleji odvést. Podle součástí, které přímo otvírají a zavírají vstupní a výstupní průřezy pracovního prostoru motoru, rozeznáváme rozvod ventilový, šoupátkový a pístový (Wankel). Pohon ventilových rozvodů je řešen různými způsoby. Může to být ozubeným soukolím, ozubeným řemenem, řetězem nebo tzv. královským hřídelem.

Velkým konstruktérským uměním je najít co nejvhodnější kompromis při stavbě konkrétního motoru. První spalovací motory používaly čistě mechanický systém rozvodu s jedním sacím a jedním výfukovým ventilem. S přibývajícími nároky na zvyšování výkonu docházelo postupně k úpravám mechanické části rozvodů, ke zvyšování počtu ventilů a tvarování vaček. Avšak vylepšování pouze mechanické části dosáhlo limitu a tak byl vývoj zaměřen na elektronické řízení, jako u většiny procesů spalovacího motoru. Nejdříve se tak událo v případě zapalování, později při přípravě směsi a na řadu přišly také ventilové rozvody. Koncem 80. let se začaly zvolna prosazovat konstrukce mechanicko-hydraulické, které fázově posouvaly vačkový hřídel vůči klikové hřídeli. Později přibyla také možnost měnit zdvih ventilu. Kromě systémů, které přepínají mezi dvěma různými profily vaček, existují i systémy s plynule proměnným zdvihem ventilu, jako např. BMW Valvetronic, nebo Fiat MultiAir.

Tedy i dnes běžně používané vačkové systémy dosahují vysokého stupně variability, neboť umožňují v mezích možností složitého rozvodového mechanismu měnit časování, překrytí, dobu otevření a zdvih ventilů. Stále je však přítomen pohon vačkových hřídelů od klikového hřídele. Dalším vývojovým stupněm by měl být systém elektronického ovládání jednotlivých ventilů bez pevné mechanické vazby na klikovou hřídel. Do dnešní doby bylo již zkonstruováno ovládání ventilů elektropneumatické, elektrohydraulické, elektromagnetické, elektrodynamické a systém elektromotorem poháněných vaček. Avšak tyto způsoby ovládání ventilů nejsou v dnešní době stále běžně používány i když je očekáváno další snížení ztrát z výměny obsahu válců a tření. Tato nejasnost mne přiměla se této problematice více věnovat a proto je disertační práce zaměřena na elektronické ovládání ventilů pístového spalovacího motoru, které nemají pevnou mechanickou vazbu na klikovou hřídel.

## 2 Cíle disertační práce

Předmětem prováděné disertační práce je stanovení přínosu elektronického ovládání ventilů v porovnání s konvenčním vačkovým rozvodem. Dále je práce zaměřena na vyčíslení energie potřebné pro pohyb ventilů u známých řešení elektronických systémů ovládání ventilů a její možné úspory. Této problematice je v literatuře věnována malá pozornost. Pro stanovení energetické bilance rozvodu se využívají jak výsledky z modelů, tak měření prováděné na motoru nebo silovém členu ventilového mechanismu - aktuátoru. Systémů, které lze označit jako elektronické, je mnoho, proto je tato práce omezena na systémy, které nemají přímou mechanickou vazbu ovládání ventilů s klikovou hřídelí. Dále je tato práce omezena na běžné zážehové motory používané v osobních vozech, které dosahují maximálních provozních otáček cca 6500 1/min. Nezabývá se velkými motory např. v nákladních vozech s maximálními provozními otáčkami cca 2000 1/min. ani např. závodními motory.

Díličí cíle disertační práce jsou následující:

1. prozkoumat současný stav elektronických systémů ovládání ventilů a jejich přínosů,
2. vypracovat vlastní analýzu dostupných známých elektronických systémů ovládání ventilů se zaměřením na energetickou bilanci a porovnat tyto elektronické systémy s konvenčním vačkovým rozvodem,
3. z hlediska potenciálu snížení ztrát oproti konvenčnímu rozvodu zvolit energeticky nejvýhodnější silový člen a ten podrobněji analyzovat,
4. ověřit a rozšířit obecně známé fyzikálně mechanické a elektrické vlastnosti dynamiky elektronických systému ovládání ventilů o nové přístupy a poznatky.

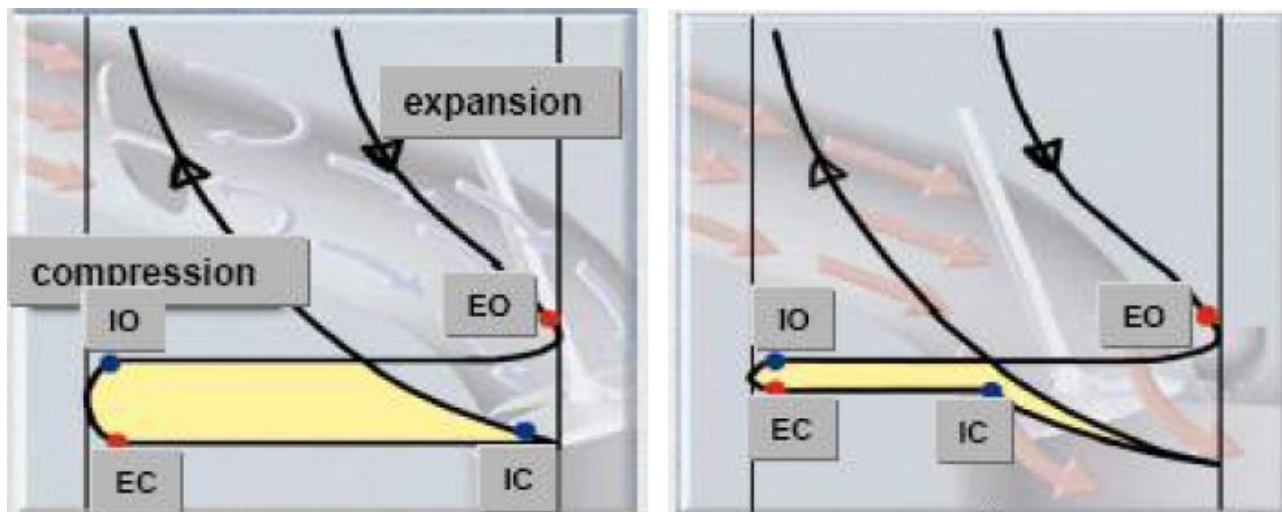
K uskutečnění těchto cílů bylo třeba vytvořit nástroje pro měření potřebných dat a jejich vyhodnocení a to zejména:

- a) zkušební vzorek systému s potenciálem snížení ztrát oproti konvenčnímu rozvodu schopný pracovat s rychlými časy přestavení,
- b) elektronický měřicí a řídicí systém pro ovládání akčního členu včetně programů.

### 3 Přehled o současném stavu problematiky

#### 3.1 Přínosy různých způsobů časování ventilů

Významný efekt na celkovou účinnost motoru má tzv. millerizace pracovního oběhu zážehového motoru, spojená s minimalizací negativní plochy při výměně obsahu válce [1]. Na obr. 3.1 jsou ukázány průběhy plnění válce motoru se škrticí klapkou v porovnání s motorem využívajícího Millerova cyklu s dřívějším uzavřením sacího ventilu EIVC.

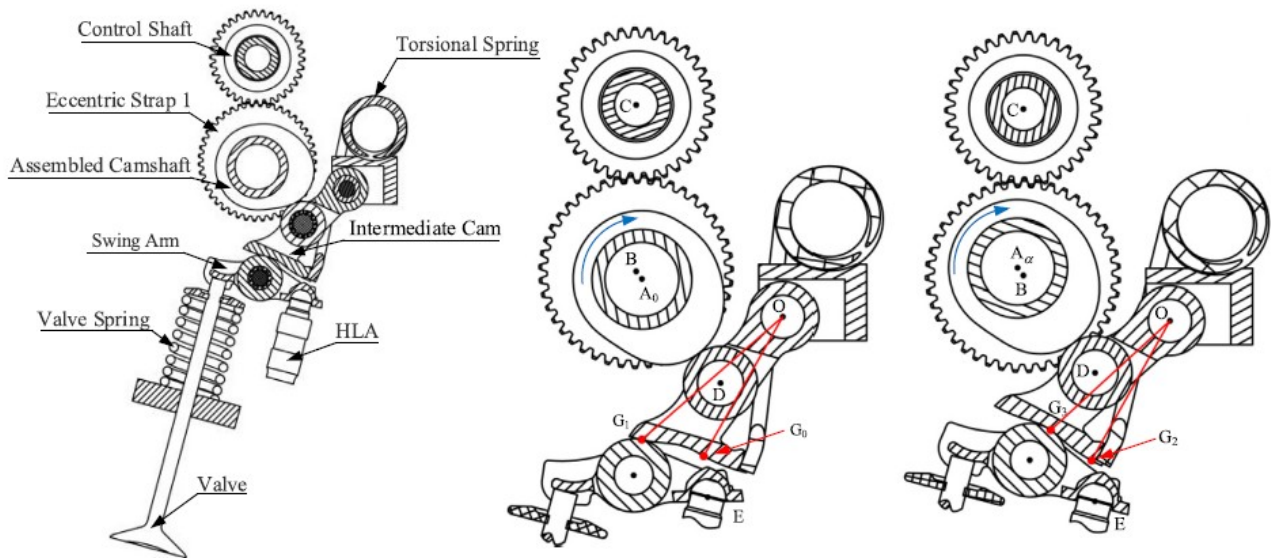


**Obr. 3.1:** Průběh konvenčního cyklu (vlevo) v porovnání s Millerovým cyklem (vpravo) [1]

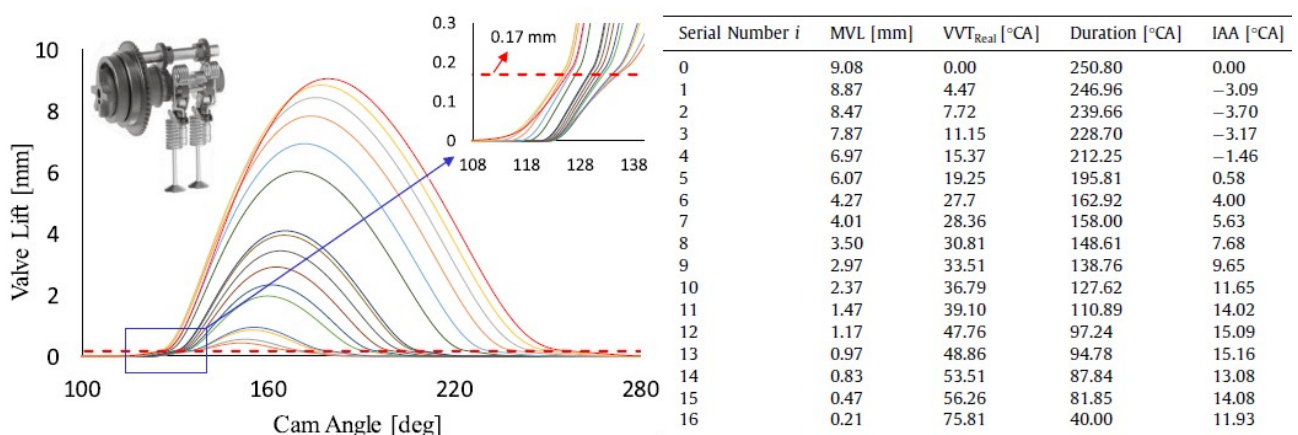
V režimech částečného zatížení má zážehový motor s kvantitativní regulací výkonu pomocí škrticí klapky zvýšené mechanické ztráty (velká negativní plocha v p-V diagramu) viz. p-V diagram obr. 3.1 vlevo. Hmotnost náplně válce v částečném zatížení lze s menšími ztrátami regulovat změnou zavírání sacího ventilu. V zásadě jsou známy dva způsoby. První způsob je řízení množství nasáté náplně dřívějším uzavřením sacího ventilu, označovaný zkratkou EIVC (Early Intake Valve Closing). Čím dříve se uzavře sací ventil, tím méně se nasaje náplně a naopak. Tento cyklus se označuje jako Millerův cyklus, nebo také extrémní Millerův cyklus [1], ukázáno na obr. 3.1 vpravo. Druhý způsob je řízení množství nasáté náplně pozdějším uzavřením sacího ventilu, označovaný zkratkou LIVC (Late Intake Valve Closing). Sací ventil se uzavírá dlouho za dolní úvratí, čerstvá náplň se tedy částečně vytlačí zpět do sacího potrubí a ve válci ji tak zbude méně. Tento cyklus je nazýván jako modifikovaný Atkinsonův cyklus, zkráceně Atkinsonův cyklus [1]. Celkovou účinnost motoru lze také zvýšit snížením pasivních odporů ventilového mechanismu. V dnešní době se můžeme setkat se systémem vypínání válců. Děje se tak přepnutím na vačky s nulovým zdvihem, tudíž se neotvírají sací ani výfukové ventily, což vede k poklesu energie nutné pro pohon rozvodového mechanismu. Dále je možné pomocí různého časování ventilů měnit výkon motoru. Nejčastěji používaným způsobem je natáčení vačkového hřídele vůči klikovému hřídeli. Natáčením vačkového hřídele se dá posouvat fáze sání, nebo výfuku. Zdvih a doba otevření ventilů zůstává neměnná.

### 3.2 Systémy s pevnou vazbou na KH umožňující proměnný zdvih ventilu

Mechanické systémy, které mají plynule nastavitelný zdvih ventilu, jsou označovány CVVL (Continuously Variable Valve Lift). Na obr. 3.2 je vidět příklad mechanismu a na obr. 3.3 zdvihová závislost CVVL [2].



Obr. 3.2: Mechanismus CVVL [2]

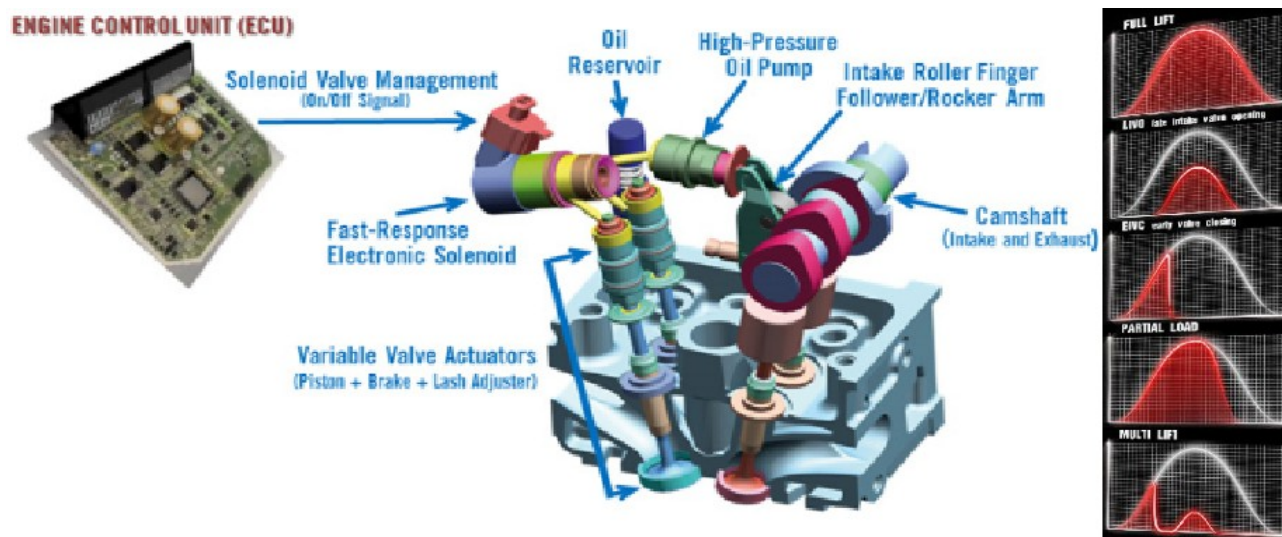


Obr. 3.3: Zdvihová závislost mechanismu CVVL [2]

MultiAir je elektrohydraulický systém ovládání sacích ventilů, který je nasazen v několika vozech koncernu Fiat [3]. Je zde obzvláště kladen důraz na nízkou cenu a hmotnost. Také se jedná o první, velkosériově nasazený plně variabilní mechanismus v nižší třídě. Lze se také setkat s obchodním názvem UniAir [4].

Uspořádání je vidět na obr 3.4. Vačková hřídel otevírá výfukové ventily a zároveň působí na píst vysokotlaké pumpy přes vahadlo mechanismu. Vysokotlaká pumpa je hydraulicky propojena s aktuátorem ventilu. Do hydraulického okruhu je vřazen solenoidový ventil, který umožňuje měnit tlak v okruhu a řídit velikost zdvihu ventilu. Možné průběhy zdvihu ventilu jsou zobrazeny na obr 3.4. vpravo.



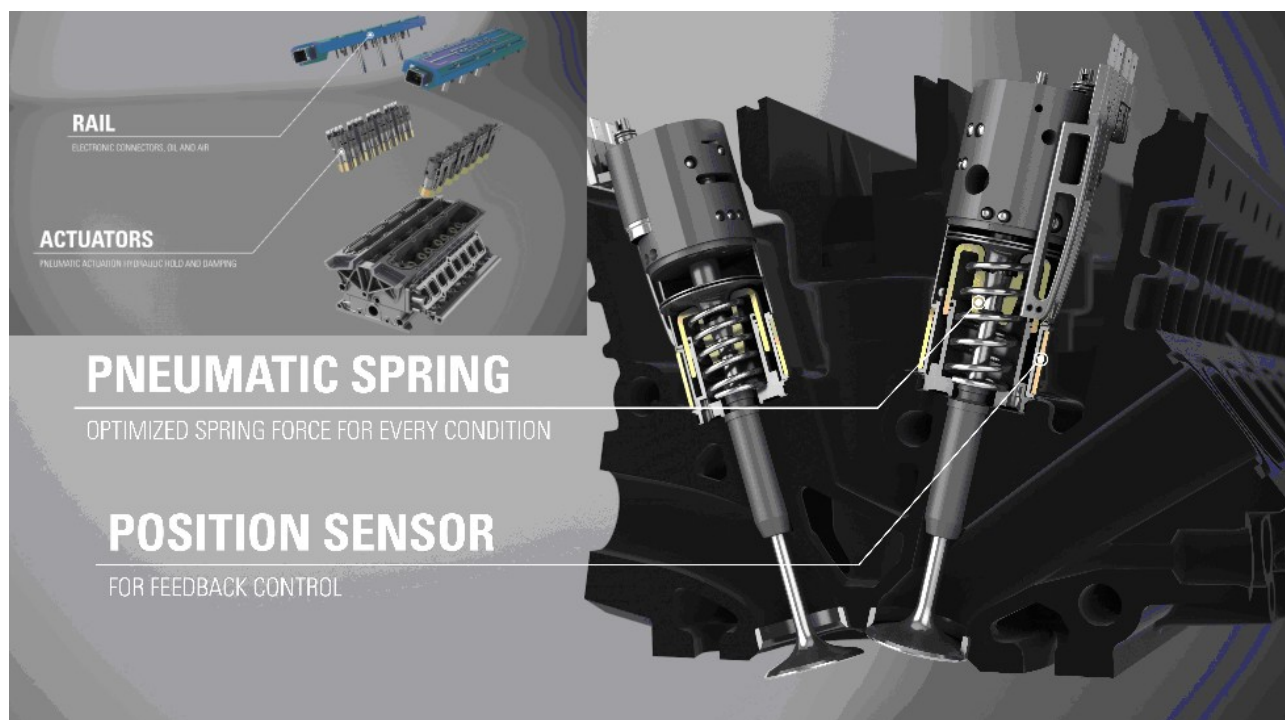


Obr. 3.4: Systém MultiAir [3]

Podle [4] se při použití Millerova cyklu při  $n_{mot} = 2000$  1/min sníží spotřeba paliva o 4,4 %. Těmito systémy se disertační práce dále nezabývá, protože je zde pevná mechanická vazba mezi klikovou hřídelí a otevíráním ventilu a nejsou tak plně variabilní. Jsou zde uvedeny tvary zdvihu ventilů pro možné porovnání. Dále budou uvedeny systémy bez přímé vazby na KH.

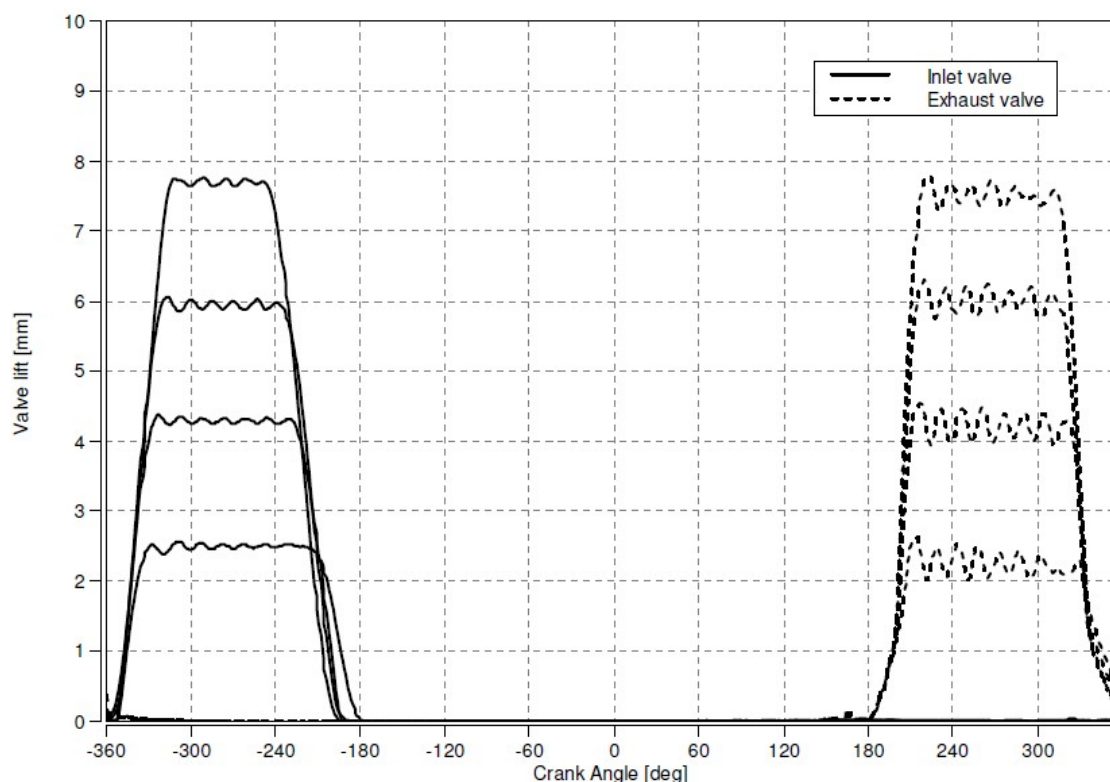
### 3.3 Pneumatické ovládání ventilů - Free Valve, Qamfree

Elektropneumatické (elektronické pneumaticko-hydraulické), zkráceně pneumatické ovládání ventilů využívá jako médium stlačený plyn, zpravidla vzduch. Tento způsob ovládání ventilů prakticky zrealizovala švédská automobilka Koenigsegg Automotive AB [5], [6], [7], která se také zabývá bezvačkovými systémy ovládání ventilů. Jejich pneumatické ovládání, které je vidět na obr. 3.5, rovněž úspěšně odzkoušeli v automobilu.



Obr. 3.5: Umístění 16 pneumatických aktuátorů ve 4válcovém motoru 1,6 dm<sup>3</sup> [5]

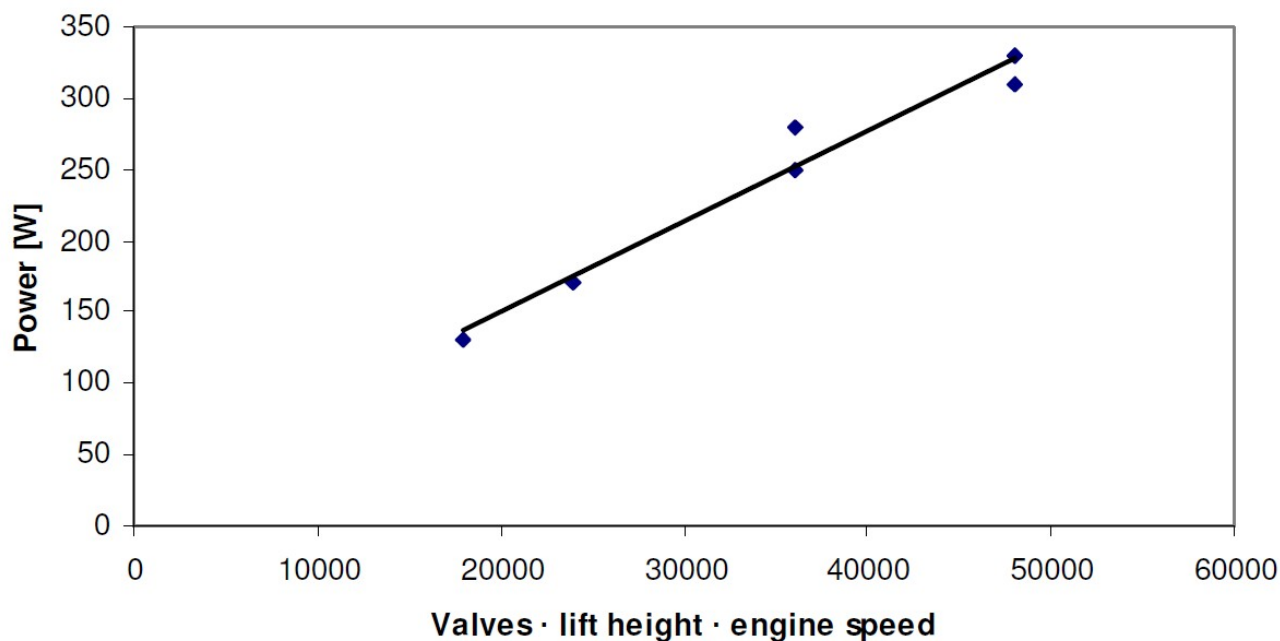
V hlavě 4válcového motoru je umístěno 16 pneumatických aktuátorů a každý z nich obsahuje elektronicky ovládané ventily. V horním víku hlavy – railu je rozvod tlakového vzduchu, rozvod výstupního vzduchu a také rozvod oleje. Vlastní aktuátor je dvojčinný s pomocnou vratnou pružinou. Při otevírání ventilu je vpuštěn stlačený vzduch na horní stranu pístku aktuátoru. Pro tlumení kmitání, nastavení zdvihu ventilu a zabránění odskoku ventilu se využívá olej, který je do aktuátoru rovněž řízeně přiváděn jako pomocné médium. Ventil je vrácen zpět do jeho sedla jak pomocí pružiny, tak pomocí stlačeného vzduchu, který působí na spodní stranu pístu. Právě nastavitelný tlak vzduchu pro vrácení ventilu do sedla pomáhá v nízkých otáčkách snižovat energii potřebnou pro otevření ventilu. Na obr. 3.6 jsou vidět změřené zdvihy ventilů a v tab. 3.1 a obr. 3.7 příkon kompresoru na základě změřeného průtoku a tlaku vzduchu do 4 pneumatických aktuátorů z centrálního rozvodného systému [8]. Měření probíhalo na 4válcovém motoru 2,0 dm<sup>3</sup>, u kterého byly na jednom válci ovládány 2 sací a 2 výfukové ventily. Měření probíhalo do otáček motoru 2500 1/min. Účinnost kompresoru je v [8] uvažována 50 %. EPVA využívá expanzi vzduchu v pneumatickém aktuátoru pro snížení spotřeby.



**Obr. 3.6:** Průběhy zdvihů ventilů pneumatického ovládání [8]

No. of valves	Pressure [bar]	Engine speed [rpm]	Lift [mm]	Energy consumption [W]
4	4	1000	6	170
4	4	1500	6	250
4	4	2000	6	330
4	4	1500	8	310
4	8	1500	6	280
2	4	1500	6	130

**Tab. 3.1:** Příkon pneumatických aktuátorů na základě měření [8]



**Obr. 3.7:** Příkon pneumatických aktuátorů na základě měření [8]

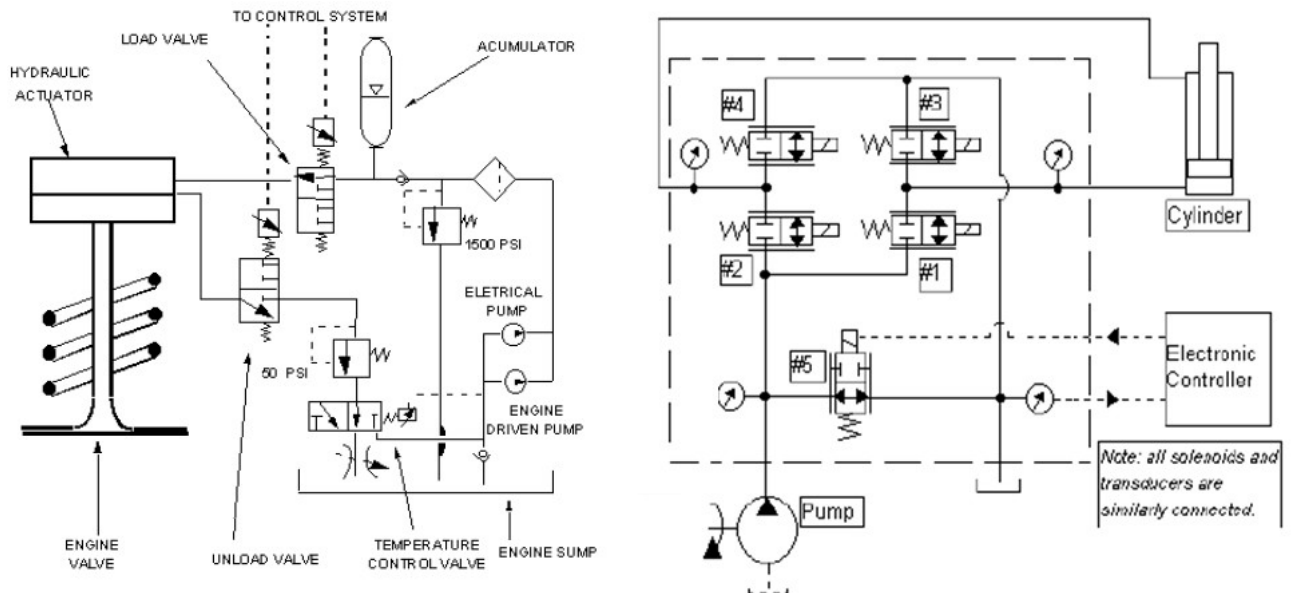
Dále je v publikaci [8] uveden maximální příkon kompresoru pro 16 ventilů, který je 4 kW při  $n_{mot} = 6000$  1/min. V publikaci [8] je uvedeno, že významné snížení spotřeby paliva by mohlo být dosaženo pomocí odstranění škrcení a vypínání jednoho ventilu pro zajištění víření ve válci. Jedním z řešení je použít pouze jeden sací ventil při částečném zatížení nebo při nízkých otáčkách motoru. Jestliže vzduch vstupuje do válce z jedné strany, vytváří se ve spalovací komoře víření (rotační proud vzduchu kolem osy válce), což zvyšuje turbulenci a míchání vzduchu a paliva. Rychlost hoření se bude zvyšovat s vyšší turbulencí a čím vyšší je rychlost hoření, tím stabilnější a opakovatelnější je spalování, což nabízí dobrou regulaci emisí [8]. Podle [6] výrobce Qamfree uvádí, že pneumatické ovládání ventilů zvýší točivý moment motoru o 47 % a výkon motoru o 45 %.

### 3.4 Hydraulické ovládání ventilu

Elektrohydraulické ovládání ventilů bez přímé mechanické vazby na KH, dále zkráceně hydraulické ovládání ventilů využívá jako médium kapalinu, zpravidla olej. Tento způsob ovládání ventilů lze rozdělit ještě na systémy běžné (jednočinný a dvojčinný aktuátor) a systémy využívající rekuperaci energie.

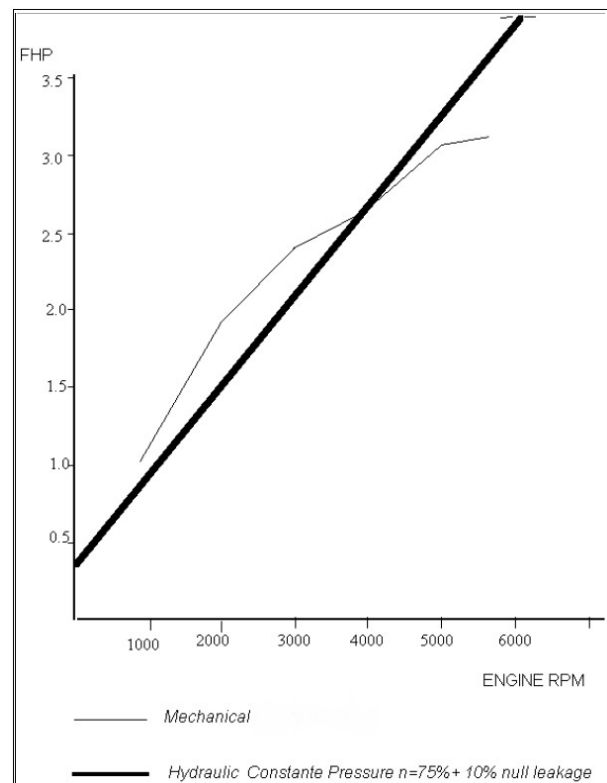
#### 3.4.1 Jednočinný a dvojčinný aktuátor

Tento způsob ovládání je popsán v [9], [10]. Na píst aktuátoru, který je spojen s ventilem, působí tlak kapaliny, která je přiváděna přes elektromagneticky ovládané ventily. Tlaková kapalina se získá pomocí čerpadla. Přímočaré válce - aktuátory můžeme rozdělit na jednočinné, kde vratný pohyb obstarává pružina a dvojčinné, kde je tlakem kapaliny ventil otevírán i zavírán. Schéma ovládání ventilu s jednočinným a dvojčinným aktuátorem je popsáno na obr. 3.8.



**Obr. 3.8:** Schéma ovládání ventilu s jednočinným (vlevo) [9] a dvočinným aktuátorem (vpravo) [10]

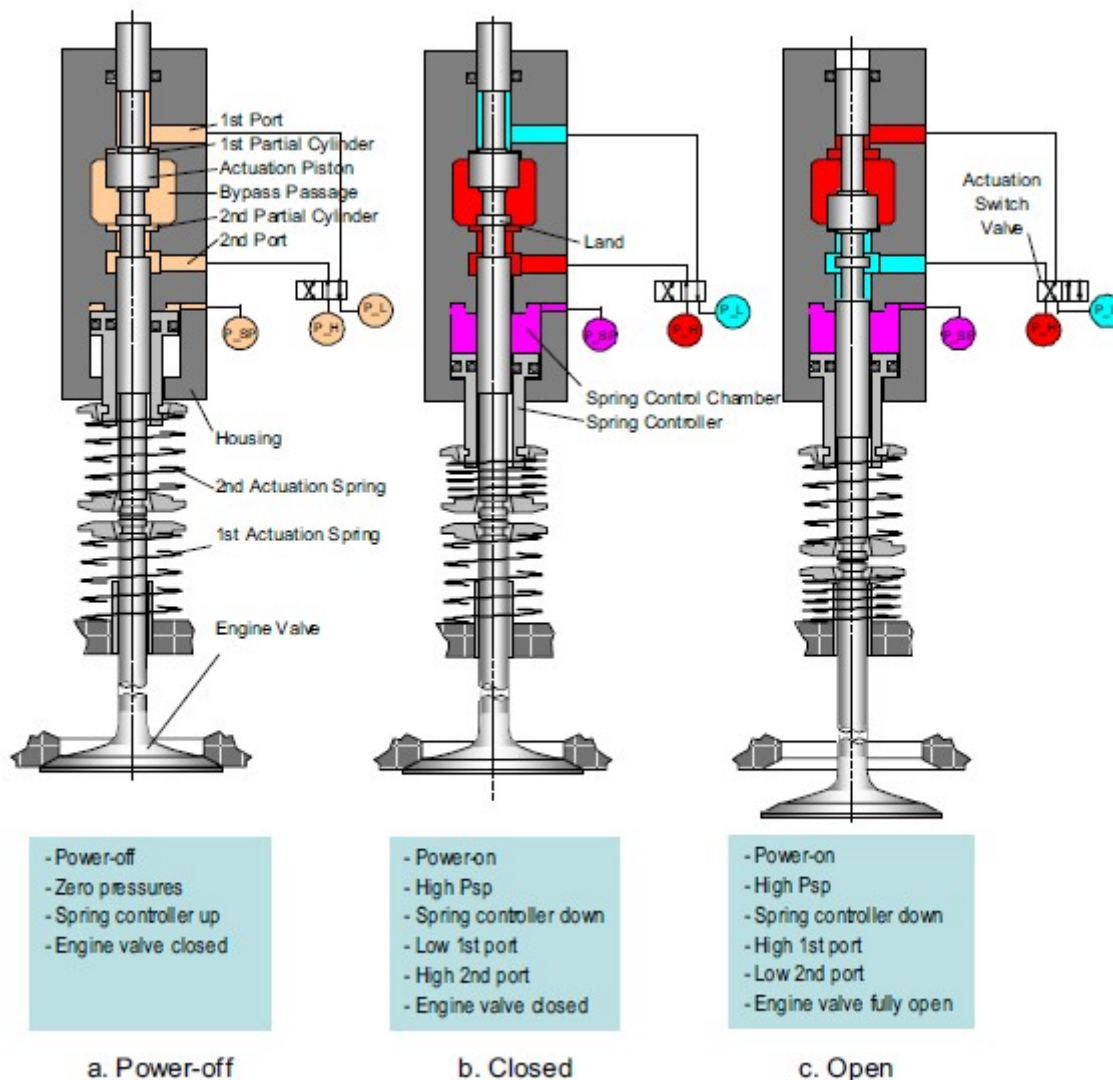
V publikaci [9] je uveden výpočet příkonu jednočinného hydraulického aktuátoru. V pohybové rovnici jsou kromě setrvačných sil uvažovány síly hydraulické, síly pružiny (primární, sekundární a síla od předepnutí) a třecí síly. Naopak zde nejsou uvažovány síly od tlaku plynů. Při výpočtu se uvažuje účinnost čerpadla 82,5 % a do výpočtu je zahrnut také 10% únik kapaliny vlivem propustnosti, takže celková účinnost je 75 %. Na obr. 3.9 je vidět porovnání vypočteného příkonu hydraulického ovládání s naměřenými údaji konvenčního rozvodu motoru Ford 1,6 dm<sup>3</sup>.



**Obr. 3.9:** Porovnání vypočteného příkonu (Friction Horse Power) hydraulického ovládání s naměřenými údaji konvenčního rozvodu motoru Ford 1,6 dm<sup>3</sup> [9]

### 3.4.2 Aktuátory využívající rekuperaci energie

Tento způsob ovládání využívá vlastní frekvenci systému hmoty ventilu a tuhosti pružin k rychlým časům přestavení ventilu [11], [12]. Rozlišují se 3 způsoby řízení zdvihu – pevný zdvih, dva pevné zdvihy a libovolně nastavitelný zdvih ventilu. Na obr. 3.10 je zobrazena verze se dvěma pevnými zdvihy, u které je uvedena i změřená energetická spotřeba [11].



**Obr. 3.10:** Schéma možných pracovních stavů aktuátoru se dvěma pevnými zdvihy [11]

Při zastaveném motoru je žádoucí, aby byl ventil uzavřen. Toho lze dosáhnout vypuštěním tlakové kapaliny ze speciální komory pro řízení pružin, což je vidět na obr. 3.10 a. V tomto režimu lze provést nízký zdvih ventilu přivedením tlakové kapaliny do horní části aktuátoru. Pro velký zdvih je potřeba napustit komoru pro řízení pružin kapalinou (fialově). Na obr. 3.10 b se přivádí tlaková kapalina do spodní části aktuátoru (červeně) a ventil je uzavřen. Horní část aktuátoru není tlakována (světle modře). Na obr. 3.10 c je tlakována horní část aktuátoru, ventil je pak plně otevřen. Pro dosažení obou těchto stavů musí být do aktuátoru přivedena tlaková kapalina, jinak se ventil ustálí ve středové poloze.

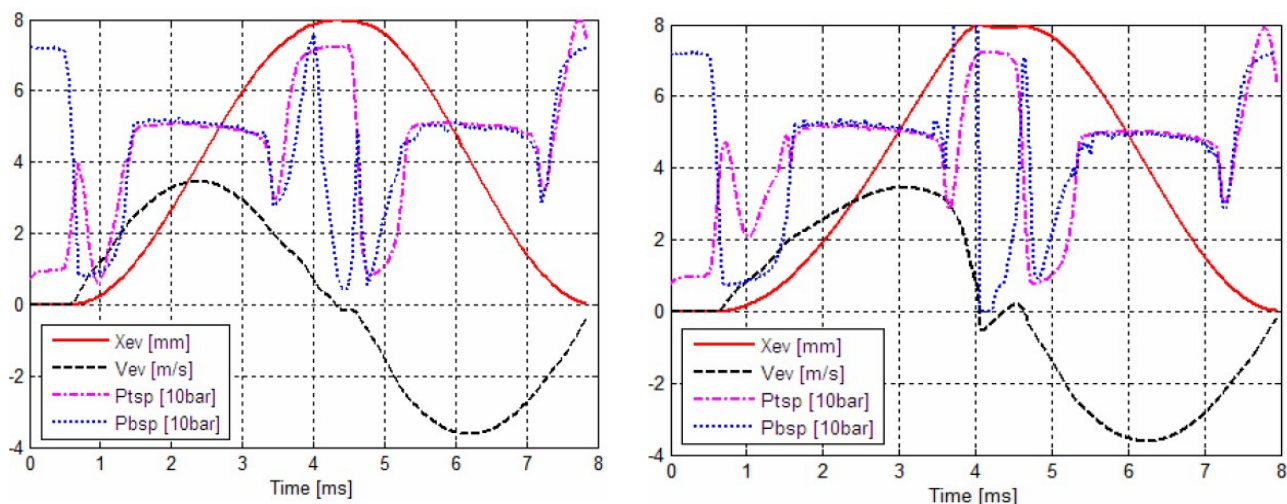
Samotný průběh zdvihu usnadňují pružiny a tím dochází k snížení potřebné tlakové energie. Pro další snížení energetických ztrát je v aktuátoru vytvořen obtok kapaliny kolem pístu aktuátoru. V publikaci [11] je popsána integrace dvou funkčních vzorků VS4 do

motoru Ford Mondeo 2,0 dm<sup>3</sup> Duratec. Jde o aktuátory se dvěma pevnými zdvihy, které ovládají 2 sací ventily ve 4. válci. Průměr pístku aktuátoru je 11,55 mm, průměr pístní tyče 8 mm, celkové pohyblivé hmoty včetně dynamických hmot pružin 115 g a vlastní frekvence 129,4 Hz. V publikaci [11] jsou rovněž uvedeny změřené spotřeby energie tohoto funkčního vzorku pro malý i velký zdvih, tab. 3.2. Měření probíhalo do  $n_{mot} = 3500$  1/min, avšak designováno bylo na  $n_{mot} = 6000$  1/min.

Lift	8 mm (under 7 MPa)	1 mm (under 2 MPa)
Energy Consumption		
Fluid Flow Energy	2.88 J	1.76 J
Pilot Valve Electrical Energy	0.20 J	0.23 J
Total Energy	3.08 J	1.99 J

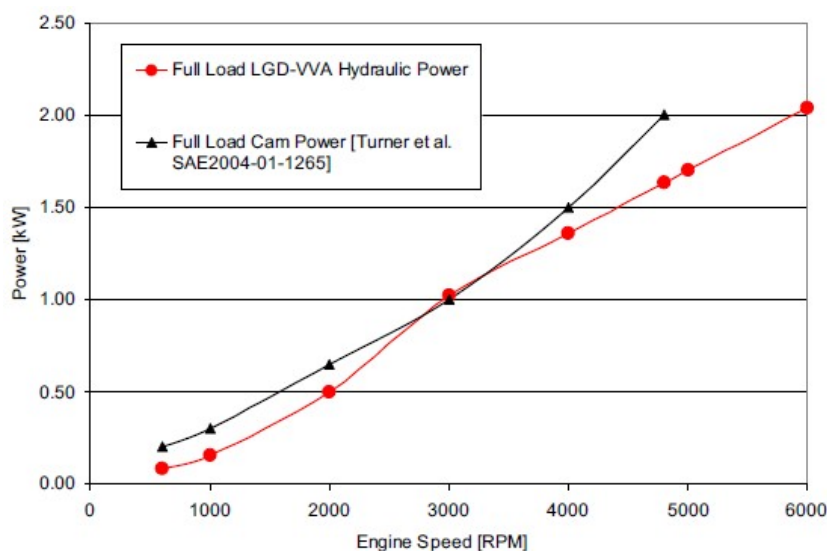
**Tab. 3.2:** Spotřeba energie aktuátoru VS4 během jednoho cyklu pro olej 0W-30 při 55 °C [11]

Energetické ztráty zobrazené v tabulce zahrnují spotřebu elektrické energie pro řídicí ventil a propustnost kapaliny v samotném aktuátoru. Naopak v tabulce nejsou zahrnuty ztráty hydraulického čerpadla, ztráty v akumulátoru, poddajnost hadice a teplotní efekty. Na obr. 3.11 jsou vidět výsledky matematické simulace systému ovládání ventilu s libovolně nastavitelným zdvihem ventilu. Jde o průběhy zdvihu sacího a výfukového ventilu a k nim jsou uvedeny vypočtené potřebné hydraulické energie pro jeden zdvih ventilu.



**Obr. 3.11:** Průběhy simulovaného zdvihu sacího ventilu (vlevo) a výfukového ventilu (vpravo). Potřebná hydraulická energie pro 1 zdvih sacího ventilu je 2,03 J a výfukového ventilu 3,07 J. U výfukového ventilu je uvažována energie pro překonání tlaku plynů ve válci 0,83 J [12]

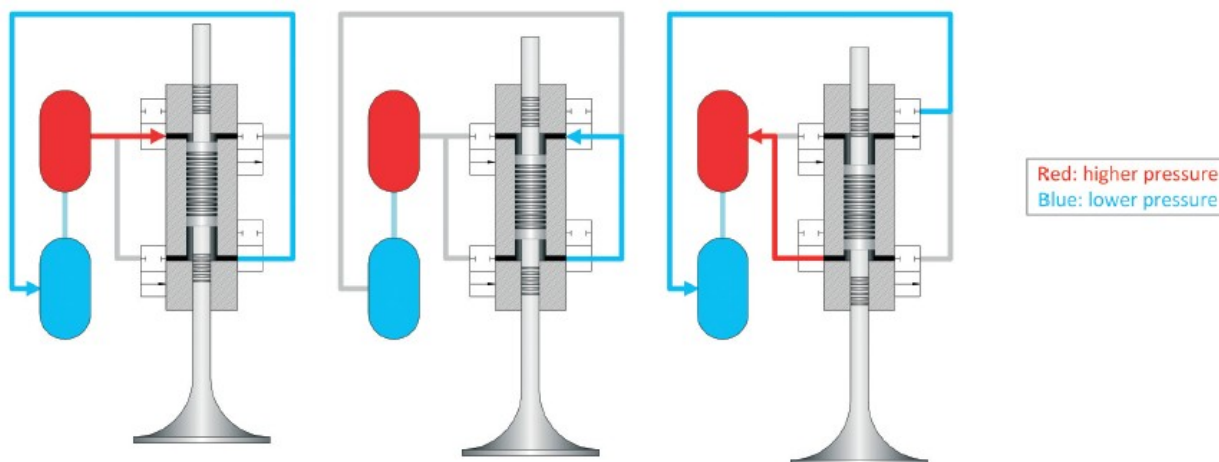
Z potřebných hydraulických energií pro jeden zdvih ventilu je následně vypočten celkový příkon tohoto systému. Na obr. 3.12 je vidět porovnání příkonu vypočteného ovládání libovolně nastavitelného zdvihu ventilu s naměřenými údaji konvenčního rozvodu [12].



RPM	Intake Stroke	Exhaust Stroke
600	1.8	1.8
1000	2.4	2.4
2000	5.2	5.2
3000	8	8
4000	8	8
4800	8	8
5000	8	8
6000	8	8

**Obr. 3.12:** Porovnání vypočteného příkonu systému ovládání libovolně nastavitelného zdvihu ventilu s naměřenými údaji konvenčního rozvodu [12]

Rekuperaci energie využívá také podobný hydraulický systém FlexWork [13], který však neobsahuje pružinu. Funkce tohoto systému je vidět na obr. 3.13.

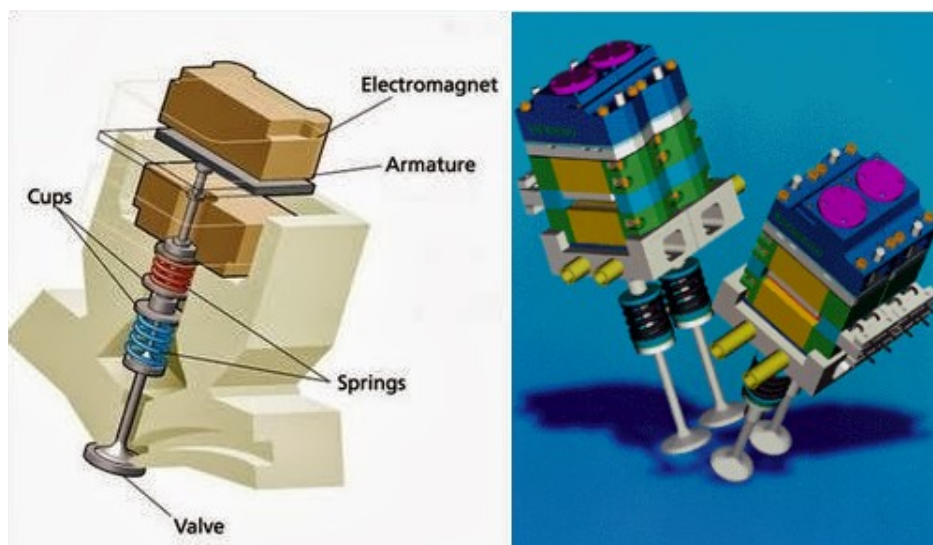


**Obr. 3.13:** Možné pracovní stavy hydraulického aktuátoru FlexWork [13]

Po přivedení tlakové kapaliny do horní části aktuátoru se ventil uvede do pohybu. Následně jsou během otevírání ventilu obě komory aktuátoru hydraulicky propojeny. Na konci zdvihu ventilu je dolní komora hydraulicky propojena s vysokotlakou částí systému, do které je pod tlakem vrácena kapalina z dolní komory aktuátoru.

### 3.5 Elektromagnetické ovládání ventilů

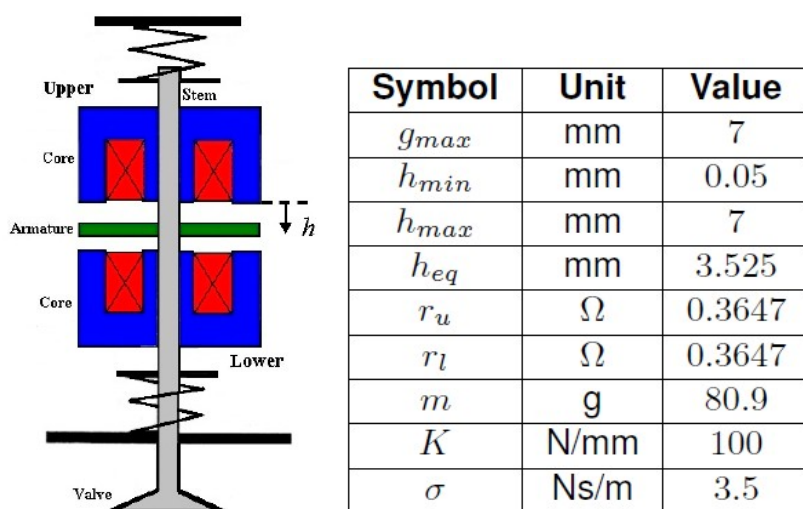
Tento způsob ovládání používá k pohybu ventilu síly elektromagnetu. Nejvýhodnější uspořádání je tvořeno dvěma elektromagnety a dvěma pružinami [14], je vidět na obr. 3.14.



Obr. 3.14: Elektromagnetický aktuátor [14]

Ventil je v klidu udržován pružinami ve středové poloze svého zdvihu. Pro uzavření ventilu je potřeba aktivovat horní cívku, čímž dojde k přitažení pohyblivé kotvy k uzavíracímu elektromagnetu. Kotva je spojena s ventilem. Pro úplné otevření ventilu se aktivuje spodní cívka. Výhodou tohoto řešení je využití vlastní frekvence systému hmoty ventilu a tuhosti pružin k rychlým časům přestavení ventilu. Cívky „pouze“ hradí ztrátovou energii tření ventilu ve vedení a také pomáhají překonat síly vyvíjené na ventil od proudících plynů. Aby byl ventil uzavřený, je nutné neustále přivádět proud do horní cívky, což je nevýhodou tohoto řešení.

V publikaci [15] je uveden matematický model elektromagnetického aktuátoru. V pohybové rovnici jsou kromě setrvačných sil uvažovány síly od elektromagnetů, síly pružin a viskózní tlumení. Externí síly, jako např. síly od tlaku plynů jsou uvažovány rovny nule. Elektromagnetický aktuátor a jeho parametry jsou vidět na obr. 3.15.



Obr. 3.15: Elektromagnetický aktuátor a jeho parametry [15]

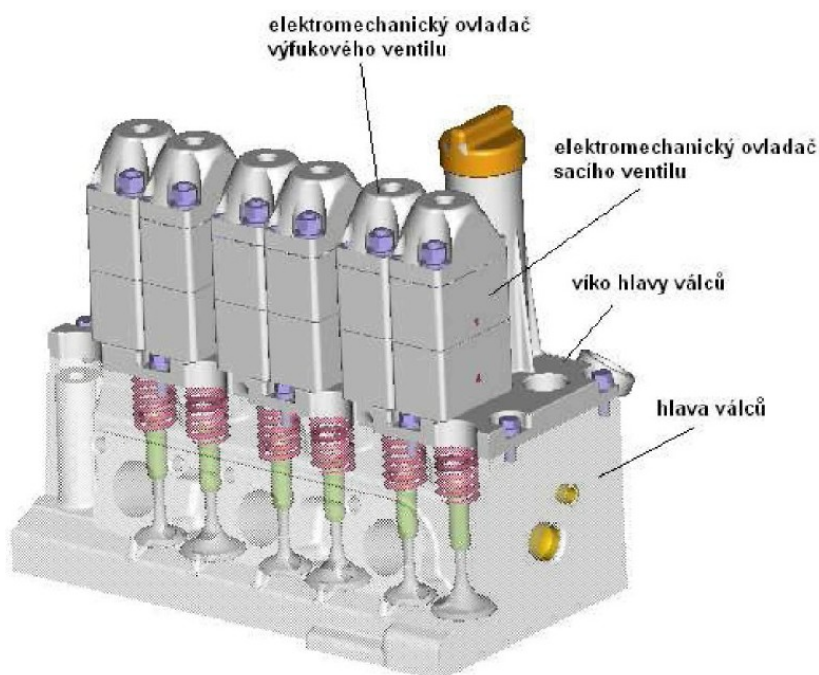


Také je v publikaci [15] uveden výpočet příkonu elektromagnetického aktuátoru pro otáčky  $n_{mot} = 6000$  1/min, což je čas cyklu 20 ms. V tabulce 3.3 je uveden příkon při třech různých způsobech řízení. Je zde rozlišován výkon spotřebovaný aktuátorem včetně akumulace energie do cívky ( $P^+$ ) a výkon vrácený zpět do baterie z naakumulované energie v cívkě vlivem indukčnosti ( $P^-$ ). Rozdíl těchto výkonů dává celkový příkon aktuátoru.

Simulation case	$P_{cycle}$ [W]	$P^+$ [W]	$P^-$ [W]
CCC_CV	20.5	27.8	7.3
CCC_PWM	58	270	212
CCC_MH	22	37.4	15.4

**Tab. 3.3:** Vypočtený příkon elektromagnetického aktuátoru [15]

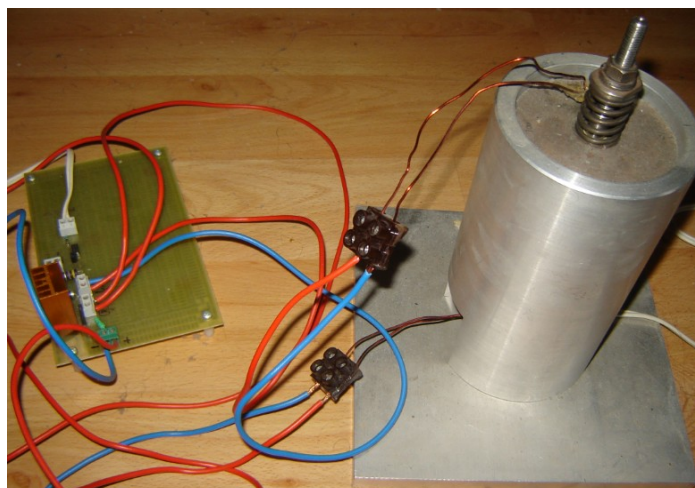
Celkový příkon aktuátoru je v případě ideálního způsobu řízení 20,5 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min. Na TU v Liberci byla vypracována diplomová práce zabývající se právě elektromagnetickým ovládáním ventilů [16]. Cílem práce byl návrh elektromechanického ovladače sacích a výfukových ventilů, vhodného pro 3válcový řadový motor Škoda 1,2 HTP, obr. 3.16.



**Obr. 3.16:** 3D model - hlava válců vybavená elektromechanickými ovladači motoru Škoda 1,2 HTP [16]

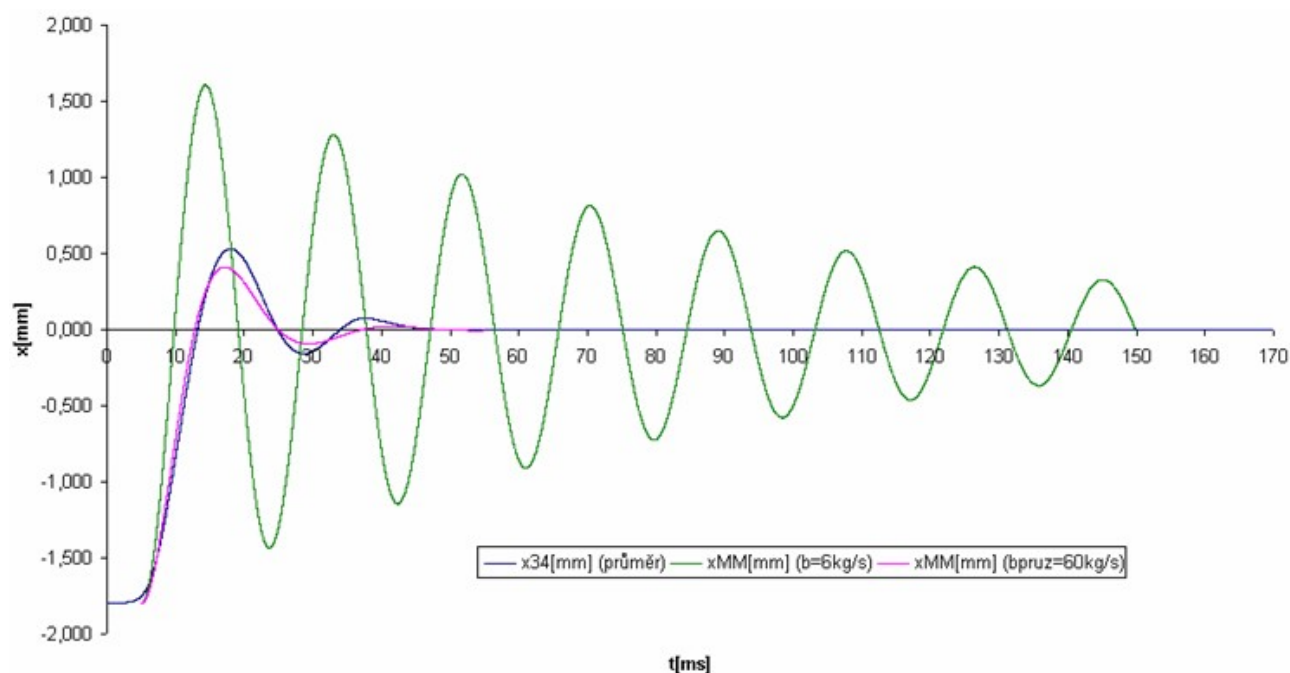
Práce obsahuje matematický model magnetického obvodu elektromagnetů pro jejich návrh. Matematický model nezahrnuje výpočet elektrického příkonu elektromagnetů.

Na TU v Liberci vznikla také diplomová práce zabývající se aplikací elektromagnetického ovládání ventilů spalovacích motorů [17]. Cílem bylo navrhnout a realizovat model matematický i fyzický. V práci je rovněž popsáno jednoduché řízení elektromagnetů, obr. 3.17.



**Obr. 3.17:** Fyzický model elektromagnetického aktuátoru s řídicí deskou [17]

V této práci bylo provedeno měření útlumu systému při odpadnutí kotvy pro různé tuhosti pružin a bylo tak možné je porovnat s matematickými průběhy předpokládané a upravené velikosti.

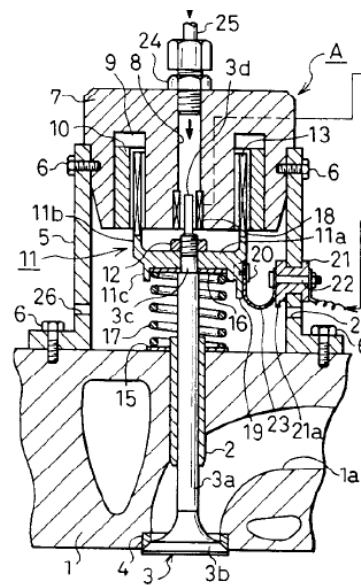


**Obr. 3.18:** Porovnání útlumu systému [17]

Na obr. 3.18 představuje zelený průběh původní předpokládanou velikost tlumení systému (koef.  $b_{PRUZ} = 6$  Ns/m). Skutečný naměřený průběh je modrou barvou. Fialová barva představuje průběh útlumu nastavený tak, aby se podobal skutečnému (koef.  $b_{PRUZ} = 60$  Ns/m). Koeficient útlumu je přibližně  $10\times$  větší, než jaký byl předpoklad [17]. V této práci není řešen elektrický příkon elektromagnetů.

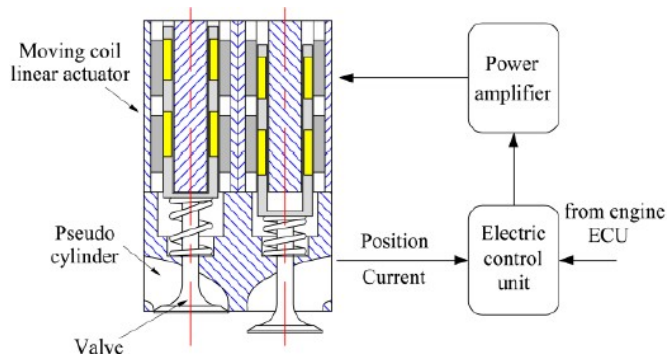
### 3.6 Elektrodynamické ovládání ventilů

Základem tohoto aktuátoru je cívka 13 a permanentní magnet 10, obr. 3.19, [18]. Cívka se pohybuje ve válcové štěrbině mezi pólovými nástavci magnetického obvodu a je mechanicky spojena s ventilem motoru. Komplikací je přívod proudu do pohyblivé cívky. V praxi se používají elektrodynamické reproduktory. Smysl síly lze snadno změnit opačným smyslem proudu, což je rozdíl oproti elektromagnetu. Síla u elektrodynamického aktuátoru je navíc téměř nezávislá na zdvihu ventilu, což je další odlišnost od elektromagnetu. Zde pak není výhodné využívat oscilací, jako v případě elektromagnetického ovládání ventilů.

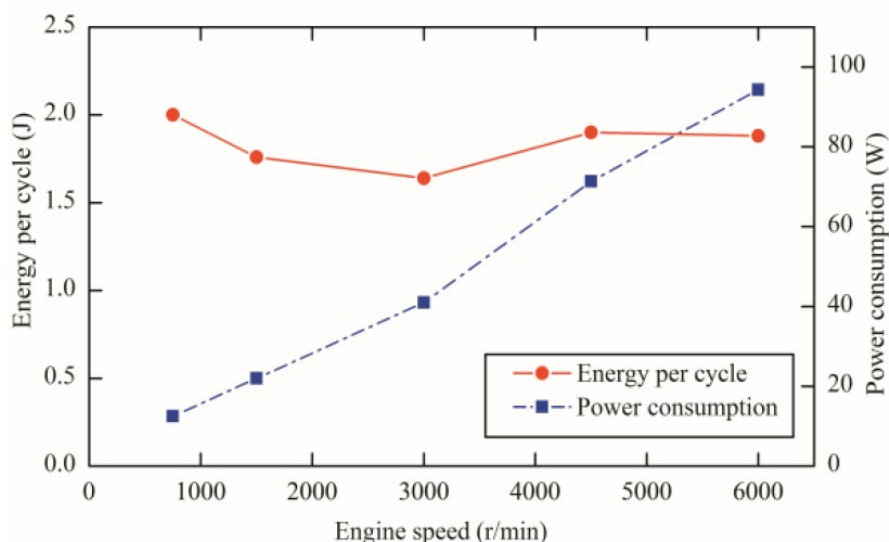


Obr. 3.19: Lineární elektrodynamický aktuátor [18]

V publikaci [19] je uveden výpočet příkonu elektrodynamického aktuátoru pro čtyřválcový motor. Nejsou však zde uvedeny důležité parametry uvažované při výpočtu, zejména uvažovaná celková hmotnost pohyblivých hmot a velikost magnetické indukce permanentního magnetu. Na obr. 3.20 je vidět uspořádání aktuátorů a na obr. 3.21 vypočtený příkon elektrodynamického aktuátoru sacího ventilu v závislosti na otáčkách motoru. Pro všechny otáčky platí zdvih ventilu 8 mm.



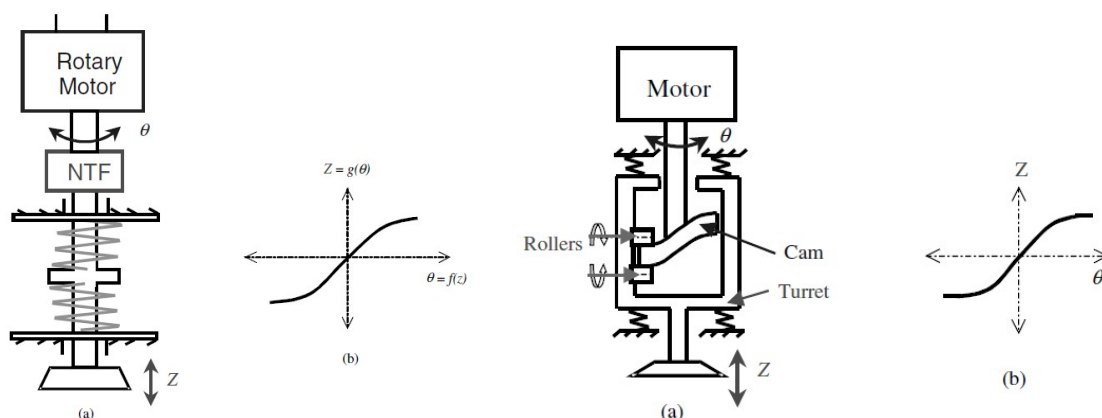
Obr. 3.20: Uspořádání aktuátorů [19]



Obr. 3.21: Vypočtený příkon elektrodynamického aktuátoru [19]

### 3.7 Elektromechanický pohon s nelineární mechanickou transformací

Publikace [20] nejprve vyzdvihuje výhodu systému se dvěma elektromagnety a dvěma pružinami. Uvádí, že v tomto mechanismu hrají pružiny důležitou roli. Dodávají setrvačnou sílu k urychlení ventilu během první poloviny zdvihu a akumulují setrvačnou energii během druhé poloviny zdvihu při zpomalování ventilu. Energie naakumulovaná během druhé poloviny zdvihu ventilu není dissipována, ale uložena v pružinách pro použití v příští aktivaci. Pokud by nebyly použity pružiny, pohon bude potřebovat dodávat setrvačnou energii a dokonce i při relativně optimistické 80% účinnosti pohonu by byly ztráty značné. Pružiny automaticky regenerují a zpětně vydávají energii s vysokou účinností. Dále se v publikaci [20] uvádí nevýhoda tohoto systému, což je nutnost neustálého přívodu proudu pro udržení ventilu v krajní poloze. V publikaci [20] přicházejí s řešením této nevýhody zavedením nelineární mechanické transformace - vačky, obr 3.22.

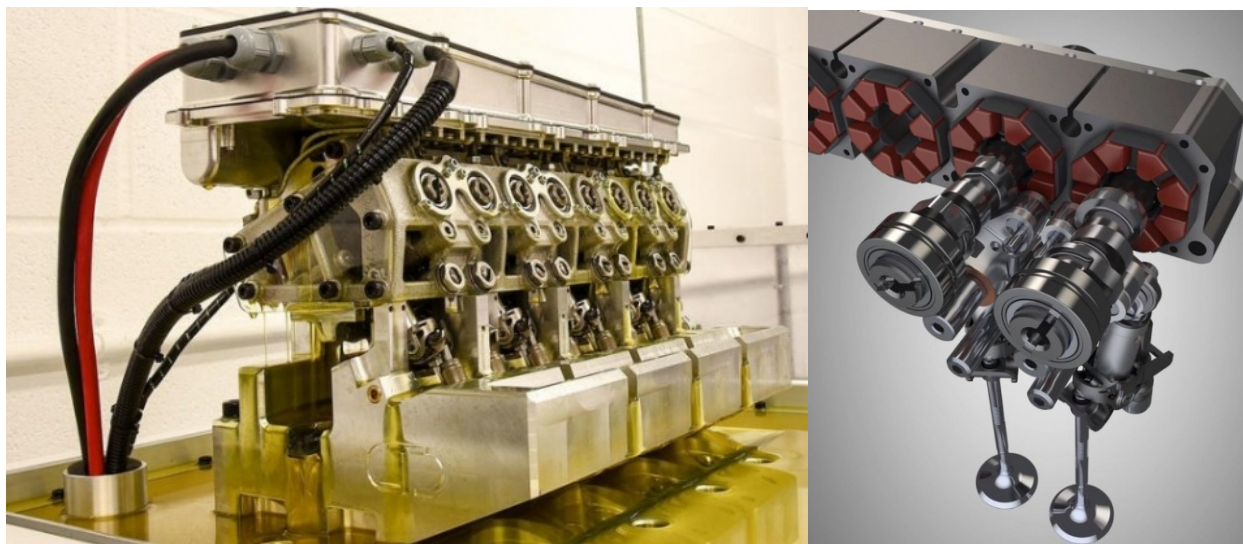


Obr. 3.22: Aktuátor s nelineární mechanickou transformací [20]

Podle publikace [20] je průměrný příkon potřebný pro kompenzaci ztrát sil od plynů bez tření přibližně 60 W na výfukový ventil při plném zatížení a maximálních otáčkách motoru  $n_{mot} = 6000$  1/min. Neuvádí se zde pro jak velký motor a pro jaké zatížení motoru jsou tato čísla uvedena. V publikaci [20] se dále uvádí, že průměrný požadovaný příkon je pro kompenzaci sil plynů, elektrických a mechanických ztrát cca 1 až 2 kW / 16 ventilů / 4 válce při maximálních otáčkách motoru a plném zatížení, což je srovnatelné s konvenčním rozvodem ventilů. Rovněž u těchto hodnot není uvedeno, o jaký se jedná motor, jaké se uvažuje tření a jaká se uvažuje účinnost elektromotoru.

### 3.8 Intelligent Valve Actuation - IVA

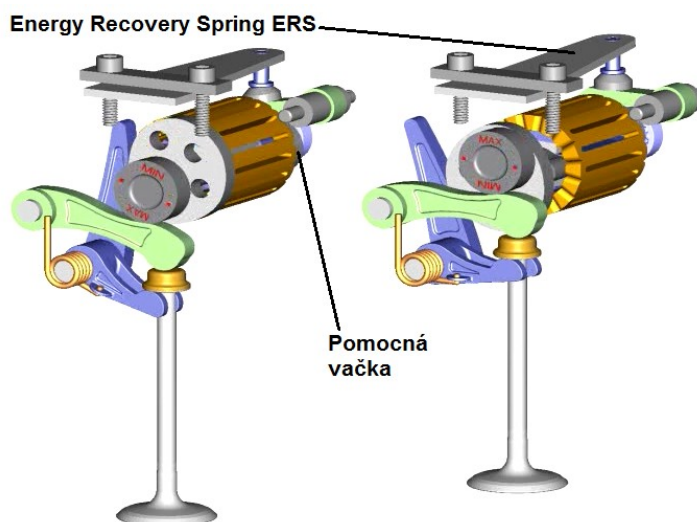
Britská firma Camcon Automotive přišla s řešením ovládat ventily pomocí vačkových hřídelů, které ovšem nemají přímou mechanickou vazbu na klikovou hřídel [21], [22]. Vačkové hřídele jsou uloženy napříč hlavy a každá přes vahadlo ovládá buď jeden, nebo dva ventily. Poháněny jsou elektromotory, což zajišťuje zcela možnost plného řízení otevření ventilů. Vačkovou hřídelí lze pootočit o malý úhel a pak ji zase vrátit zpět, čímž se ventil otevře jen částečně. Také lze hřídelí točit dokola, nebo nechat ventily uzavřené úplně a tak vypínat jednotlivé válce, obr 3.23.



**Obr. 3.23:** Intelligent Valve Actuator IVA [21]

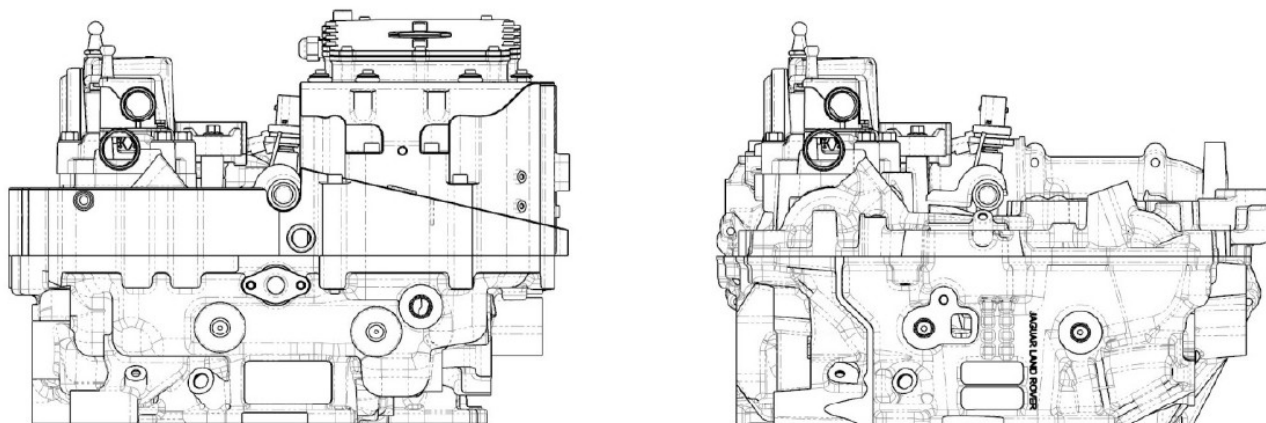
Tento způsob ovládání ventilu používá elektromotorem poháněnou vačku s desmodromickým systémem. U desmodromického rozvodu nezavírá ventil vinutá pružina, ale druhá k tomu určená vačka. Každý ventil má tedy dvě vačky. Jednu zavírací a druhou obvyklou otevírací. K nim přísluší vždy jedno vahadlo. Pohyb na ventily je přenášen přes táhla, jak je vidět na obr. 3.23 vpravo.

Pro dosažení požadovaných časů a úspory energie může být systém vybaven speciální pružinou pro obnovení energie – Energy Recovery Spring (ERS), obr. 3.24. Systém má potom třetí pomocnou vačku. Pomocná vačka je odstupňovaná pro dosažení více stabilních parkovacích poloh.



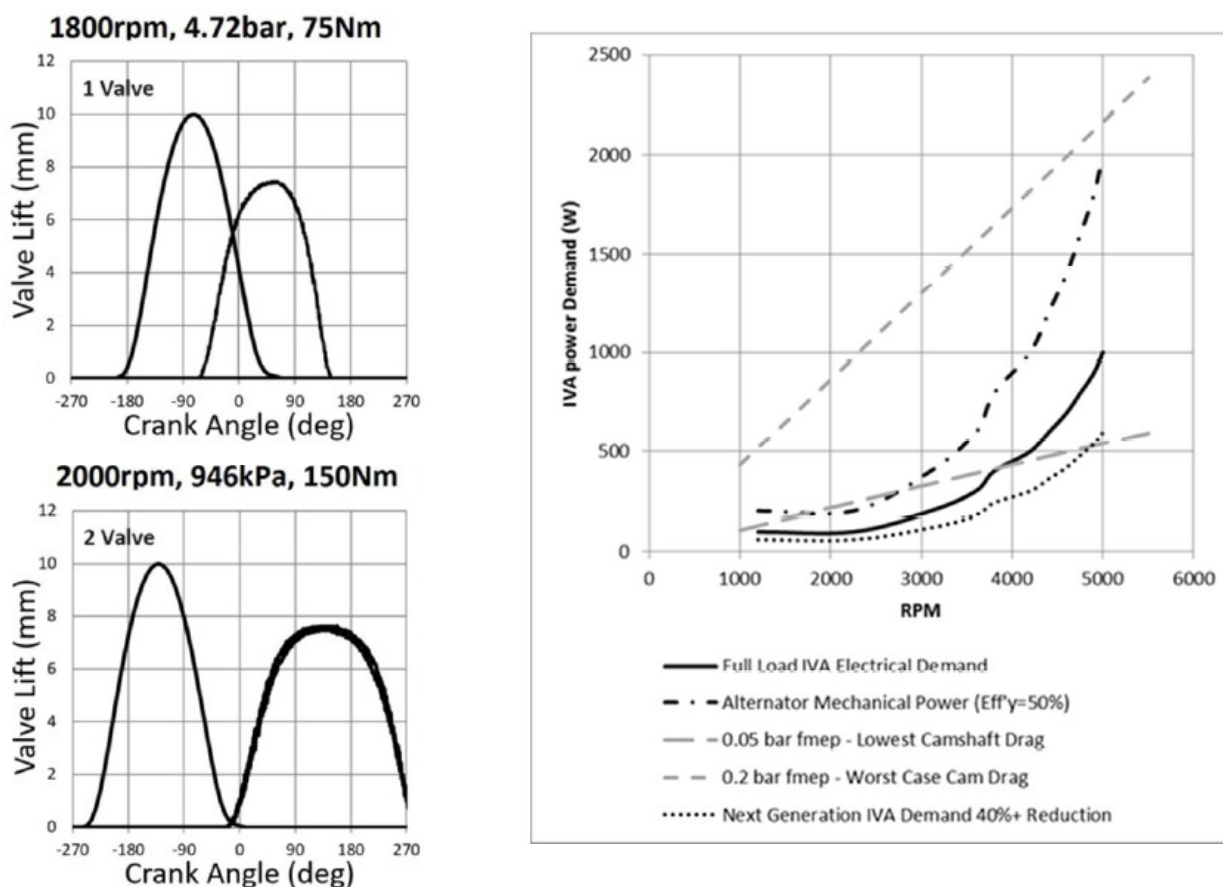
**Obr. 3.24:** Mechanismus s Energy Recovery Spring ERS [22]

V publikaci [23] je uvedeno měření tohoto způsobu ovládání ventilů na 4válcovém motoru, 2,0 dm<sup>3</sup>. Výfukové ventily jsou poháněny standardně od KH, sací ventily jsou IVA, bez rekuperační pružiny ERS. Maximální zdvih sacího ventilu byl snížen z 10 na 7,8 mm pro zamezení kontaktu ventilu s pístem. Kompresní poměr 10,5:1 a výkonové parametry zůstaly zachovány. Hlava válců s IVA sacími ventily v porovnání s původní hlavou je vidět na obr. 3.25.



**Obr. 3.25:** Pohled na hlavu válců z profilu, pouze sací ventily IVA, výfukové ventily poháněny od KH (vlevo) v porovnání s původní hlavou s konvenčním rozvodem (vpravo) [23]

V systému jsou použity speciální 4fázové elektromotory a každá fáze má svůj vlastní nezávislý H můstek. Aktuátor tak nepotřebuje zpětnou vazbu s absolutním snímačem polohy. V publikaci [23] se dále uvádějí změřené průběhy zdvihu ventilů v rozsahu otáček  $n_{mot} = 700\text{--}2400$  1/min při různých zatížení motoru včetně poklesu měrné spotřeby paliva. Podle zatížení klesne BSFC o 0,8–7,5 %. Nejsou však ukázané křivky zdvihu ventilu při částečných zatížení motoru pro  $n_{mot} = 2000$  1/min a rovněž nejsou ukázané křivky při vyšších otáčkách motoru než 2400 1/min. Je zde však uveden elektrický příkon pro 8 sacích ventilů, obr. 3.26.



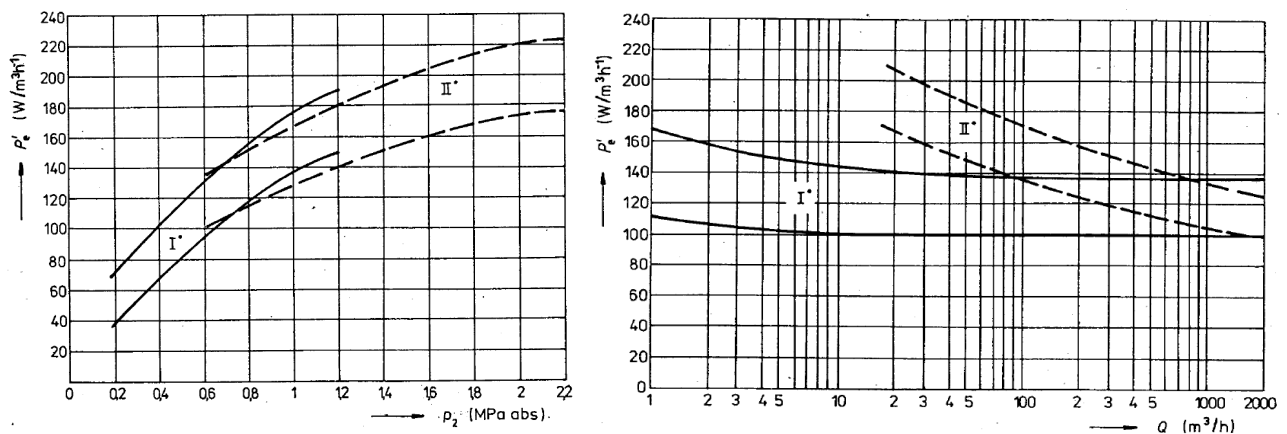
**Obr. 3.26:** Časování pro sací ventily IVA a konvenční výfukové ventily (vlevo), elektrický příkon sacích ventilů IVA (vpravo) [23]

### 3.9 Přeměna mechanické energie

Aby bylo možné porovnat příkony elektronických systémů ovládání ventilů s mechanickým rozvodem, je potřeba zahrnout do výpočtu také účinnost přeměny mechanické energie od klikové hřídele na tu konkrétní formu použitého systému. Elektrickou energii potřebují všechny systémy. Velkou výhodou je skutečnost, že každé vozidlo již nějaký generátor elektrické energie má, protože je potřeba napájet elektrické systémy vozu. Rozdílný je systém ovládání ventilů pneumatický nebo hydraulický, kde je potřeba navíc přidat kompresor, nebo čerpadlo.

#### 3.9.1 Výroba stlačeného vzduchu pro pneumatické ovládání ventilů

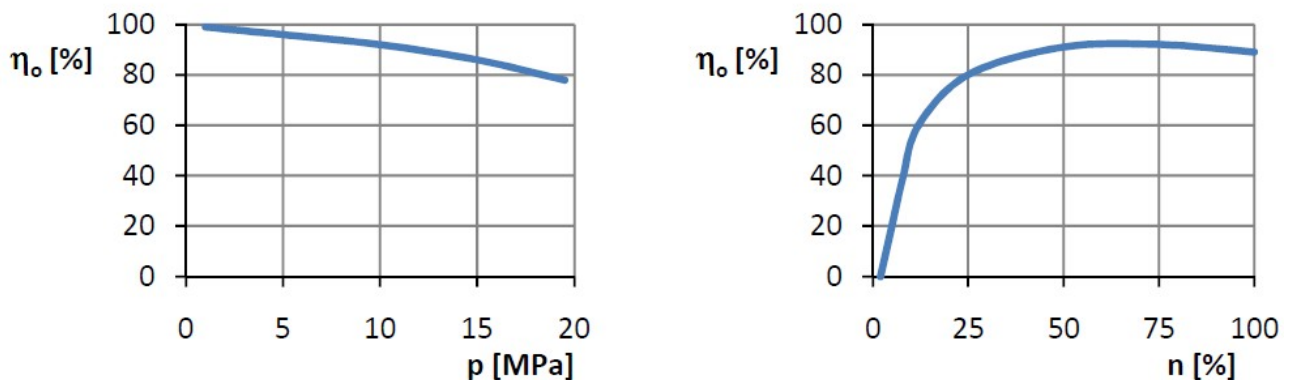
Při výrobě stlačeného vzduchu je potřeba uvažovat účinnost kompresoru. Celková izotermická účinnost u menších kompresorů se podle [24] pohybuje mezi 45 a 55 %, u větších kompresorů až 65 %. Celková adiabatická účinnost je u menších kompresorů 50 až 70 % a 55 až 80 % u strojů větších. V dokumentu [24] je graficky zobrazen specifický efektivní příkon pro pístový kompresor v závislosti na tlaku  $p_2$  a na průtoku  $Q$ , obr. 3.27.



Obr. 3.27: Specifický efektivní příkon pístového kompresoru v závislosti na tlaku  $p_2$  a průtoku  $Q$  [24]

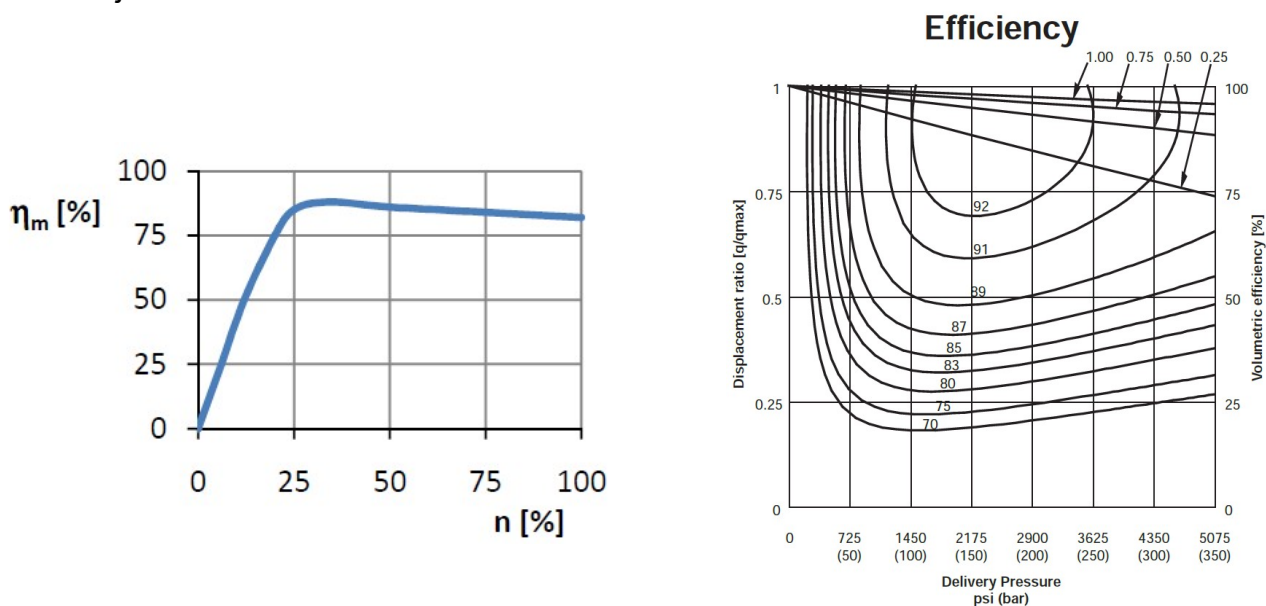
#### 3.9.2 Výroba tlakové kapaliny pro hydraulické ovládání ventilů

Objemová účinnost čerpadla je podle [25] závislá na výstupním tlaku a na otáčkách.



Obr. 3.28: Závislost objemové účinnosti na tlaku (vlevo) a na otáčkách (vpravo) [25]

Na mechanickou účinnost čerpadla mají podle [25] největší vliv především třecí síly mezi pohybujícími se částmi čerpadla. Dále je to odpor odstředivých a setrvačných sil kapaliny. Podle [25] existuje i hydraulická účinnost, ale ta se většinou zanedbává. Celková účinnost je tedy prakticky dána součinem objemové a mechanické účinnosti. Mechanická a celková účinnost je vidět na obr. 3.29.



Obr. 3.29: Závislost mechanické účinnosti na otáčkách (vlevo) [25] a celková účinnost (vpravo) [26]

### 3.9.3 Výroba elektrické energie

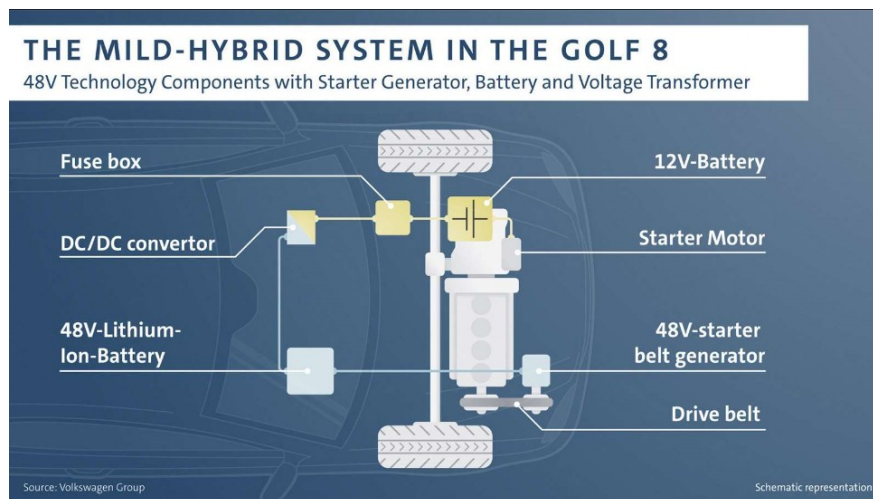
U většiny aut se v současné době k přeměně mechanické energie na elektrickou používá alternátor poháněný drážkovým plochým řemenem. Účinnost tohoto systému je dobře popsána např. v [27], kde jsou analyzovány i jednotlivé výkonové ztráty alternátoru pomocí výpočtů, které jsou porovnány s naměřenými daty.

Parametry při 6000 ot/min		14V/120A		Měření v laboratoři	
		Analyt. výpočet	RXxpřt	Bosch 14V/140A	Valeo 14V/140A
stejnoseměrný proud	[A]	120	120,8	143,9	145,2
ztráty mechanické	[W]	166,6	166,6	154	71
ztráty v železe	[W]	38,8	47,97	18,1	59,3
celková účinnost	[%]	51,74	-	57,9	51,2

Tab. 3.4: Změřená účinnost alternátorů Bosch a Valeo 140 A [27]

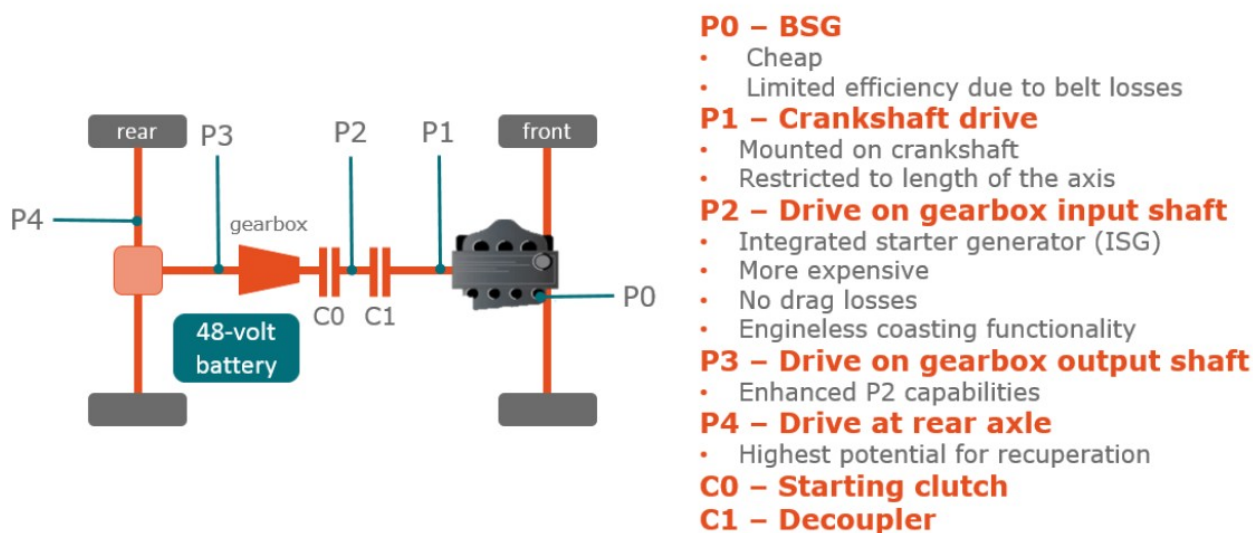
Změřená účinnost alternátoru není vysoká. Při jmenovitém zatížení 14 V, 140 A je u alternátoru Bosch 57,9 % a u alternátoru Valeo 51,2 % [27], viz tab. 3.4. Tyto ztráty odpovídají plnému zatížení. Alternátory s vyšší účinností již v nabídce mají např. Bosch. Jde o řadu "Efficiency Line" (EL) [28] s vylepšenou elektrickou konstrukcí a novými diodami. Tyto alternátory mají účinnost 77 % a maximální proud je 210 A. V publikaci [27] se dále uvádí, že k výraznému zmenšení ztrát by při zachování stejného výkonu došlo snížením proudu a zvýšením napětí, což je v souladu se současným trendem. Např. v roce 2019 představil VW nový částečně hybridní pohon s 48V elektrickou sítí [29], obr. 3.30.





**Obr. 3.30:** Řemenem roztáčený startér-generátor BSG [29]

Hybridizace spočívá v příchodu řemenem roztáčeného startér-generátoru (BSG) a 48voltové lithium-iontové baterie. Systém v rekuperačním módu přeměňuje kinetickou energii na elektřinu, jež je následně uskladněna v baterii. Systém má rovněž standardní 12V baterii, která je s 48 V baterií propojena přes DC-DC měnič. Účinnost startér-generátoru (BSG) je 85 % [30]. Vyšší účinnosti je dosaženo kromě změny napětí také způsobem řízení, kde jsou použity namísto diod tranzistory. Systém BSG umožňuje dodávat trvale výkon 5 kW [30]. Jeho limitujícím prvkem je řemen. Další možností je montáž generátoru přímo na klikovou hřídel motoru. Tento systém je nazván P1 a jeho účinnost je 94 % a výkon 10 kW [30], obr. 3.31.



**Obr. 3.31:** Systémy výroby elektrické energie [30]

### 3.10 Souhrn

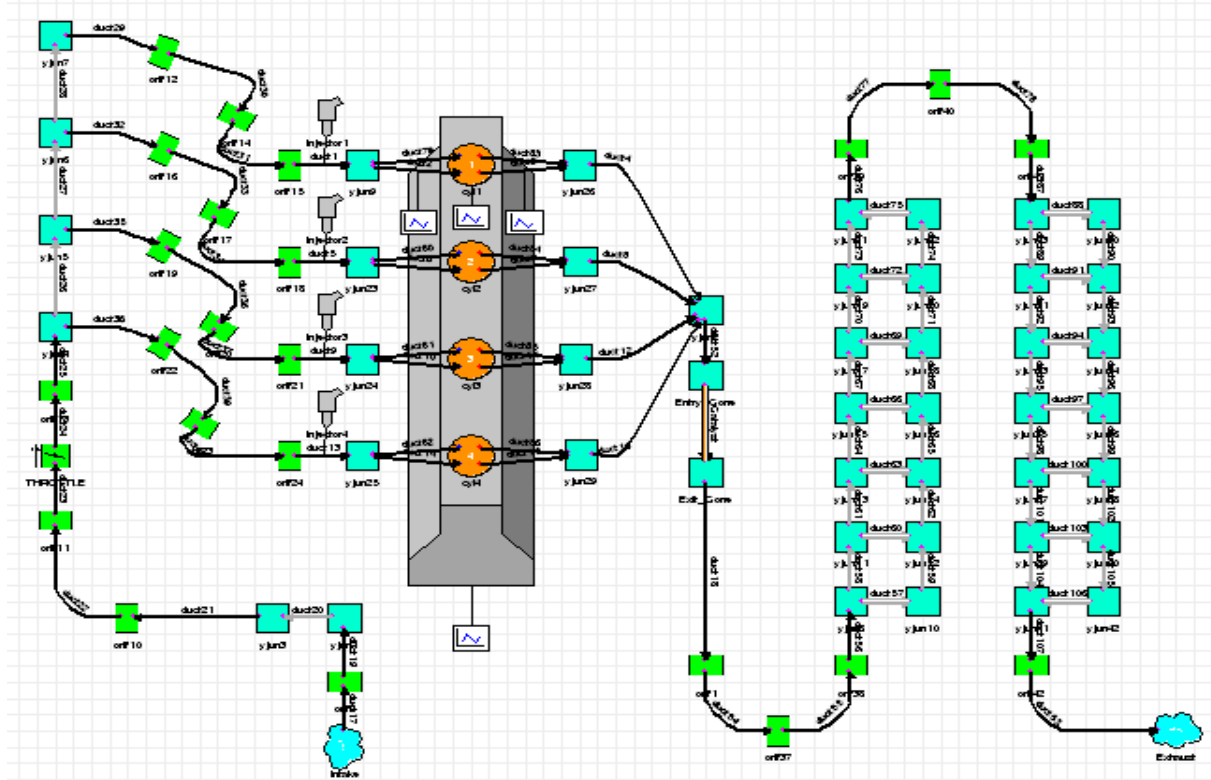
U elektronických ventilových systémů pro zážehový motor se předpokládá možnost zavedení časování ventilů spojené s minimalizací negativní plochy při výměně obsahu válce [1]. Je ovšem nutné zohlednit příkon samotného mechanismu. Podle rešerše má nejnižší příkon elektromagnetický aktuátor, při ideálním řízení 20,5 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min [15], vychází se však pouze ze simulací matematického modelu. Uvažovaný koeficient viskózního tlumení 3,5 Ns/m se však značně liší od původně předpokládaných 6 Ns/m a hlavně naměřených hodnot 60 Ns/m v [17]. Měřený aktuátor byl ovšem prvotní fyzický model a nebyl zdaleka vyladěn. U pneumatického ovládání je uveden graf změřené závislosti příkonu kompresoru v závislosti na otáčkách, zdvihu ventilu a počtu aktivních ventilů [8]. Měření probíhalo do otáček motoru 2500 1/min. Dále se v [8] uvádí maximální příkon kompresoru 4 kW při  $n_{mot} = 6000$  1/min pro 16 ventilů, avšak údaj je pouze převzatý z údajů výrobce [5]. U hydraulického ovládání je uveden graf s lineární závislostí příkonu aktuátorů na otáčkách motoru získaný z matematického modelu. Maximální příkon je cca 4 hp při  $n_{mot} = 6000$  1/min [9]. U elektrodynamického aktuátoru se v publikaci [19] uvádí vypočtená průměrná energie na jeden zdvih ventilu od cca 1,7 do 2 J, což odpovídá přibližně lineární závislosti příkonu na otáčkách motoru a při  $n_{mot} = 6000$  1/min vychází potřebný příkon cca 95 W na 1 ventil. Nejsou však zde uvedeny parametry permanentních magnetů, zejména uvažovaná velikost magnetické indukce. U systému s nelineární mechanickou transformací se v publikaci [20] uvádí odhadovaný průměrný požadovaný příkon pro kompenzaci sil plynů, elektrických a mechanických ztrát cca 1 až 2 kW / 16 ventilů / 4 válce při maximálních otáčkách motoru a plném zatížení, což je srovnatelné s konvenčním rozvodem ventilů. Neuvádí se však zdvihový objem válců. Změřený příkon samotného elektrického systému IVA s 8 ventily je 1 kW při  $n_{mot} = 5000$  1/min bez uvažování výroby elektrické energie a 2 kW s uvažováním 50 % účinnosti alternátoru [24]. Ve většině uváděných případů však není zahrnuta účinnost přeměny mechanické energie na tu konkrétní formu systému, což je však podstatné. Z rešerše vyplývá, že účinnost alternátorů má značný rozptyl, konkrétně 51 % u běžného alternátoru [27] až 94 % u systému označovaného P1 [30]. Také kompresor a čerpadlo má danou účinnost. Z většiny publikací není vůbec jasné, zda li systémy vůbec umožňují dosáhnout otáček motoru kolem 6500 1/min, které dosahují dnes běžně používané motory. Příkony jednotlivých systémů jsou v rešerších porovnávány s příkonem konvenčního rozvodu. Ovšem udávané příkony konvenčních rozvodů v rešerších se mezi sebou liší, což je způsobeno rozdílným objemem motoru, nebo rozdílným typem rozvodového mechanismu. Jednotlivé výsledky tak nelze jednoduše mezi sebou porovnávat. Pro podrobnější objasnění problematiky energetické bilance bude proto v rámci této disertační práce vytvořena vlastní analýza a na základě výsledku vlastní analýzy bude vybrán systém pro podrobnější analýzu.

## 4 Vlastní analýza energetické bilance

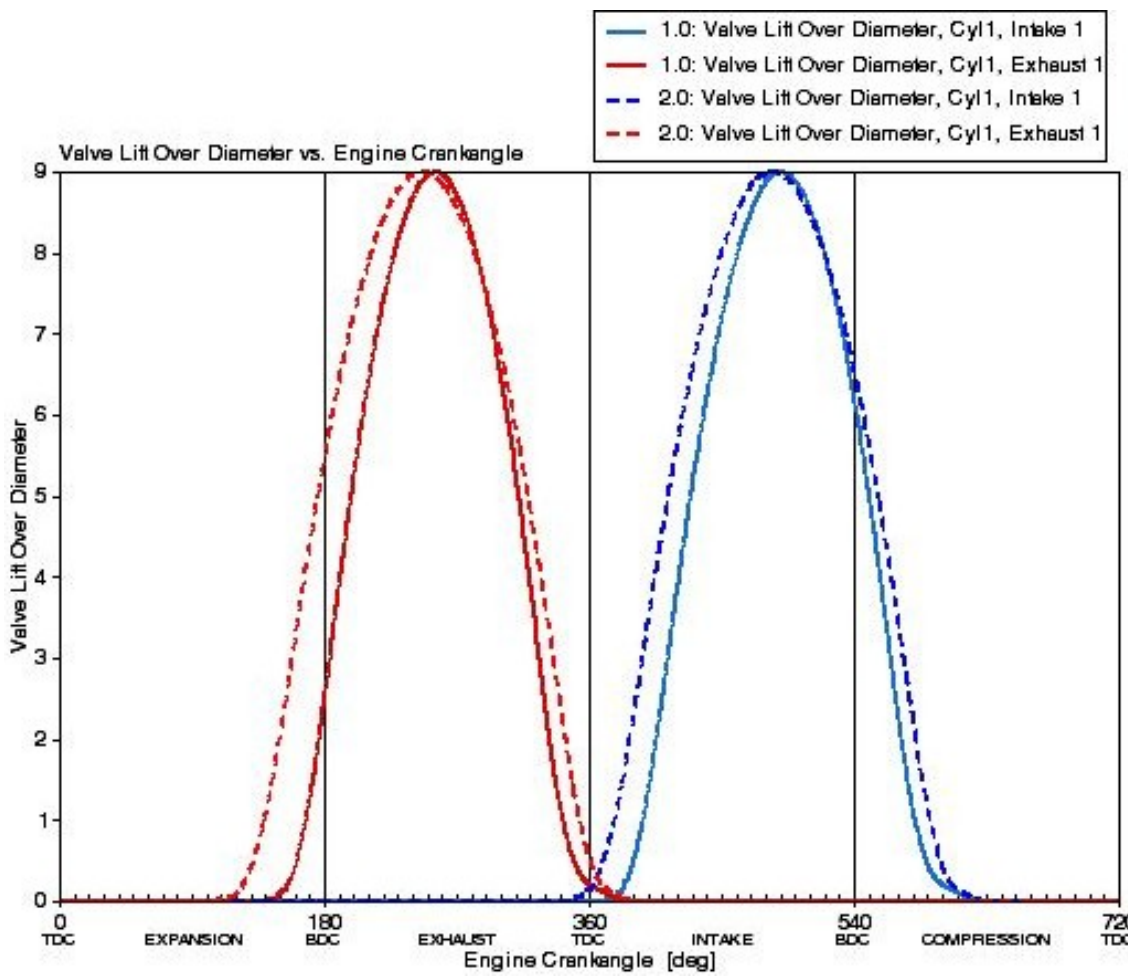
Vzhledem k tomu, že elektronické systémy ovládání ventilů bez pevné mechanické vazby na KH nejsou dosud v motorech běžně používány, neexistuje dostatečné množství informací ohledně efektivity jednotlivých systémů a je nejprve nutné jejich vlastnosti více objasnit. Za předpokladu vyšší variability u elektronických systémů je možné uvažovat o tzv. millerizaci pracovního oběhu zážehového motoru. Vlastní analýza má více přiblížit, kolik je možné tímto způsobem řízení ventilů získat a hlavně stanovit podmínky pro dosažení nejvyšší efektivity. Také má určit, kolik lze přibližně získat tím, že nahradíme konvenční rozvod za nějaký elektronický systém. Pro porovnání bude sloužit motor 1,6 MPI [A.1]. Rešerše ukazuje na značný rozptyl uváděných příkonů jednotlivých systémů, proto bude provedena vlastní analýza a pomocí dílčích měření a výpočtů se přibližně určí potenciál jednotlivých systémů. Na základě této analýzy bude vybrán systém pro následnou důkladnější analýzu. Zde ještě poznámka, podle zákona zachování energie, podle kterého energie nevzniká ani nezaniká, není výraz „ztráty“ zcela správný. Nicméně je zde používán, protože termín mechanické ztráty – mechanical losses se běžně používá i v literatuře. Alternativou je použití termínu disipace energie.

### 4.1 Vliv tvaru zdvihu ventilů na maximální moment a výkon motoru

U motorů s neproměnným ovládním ventilů je plnění válců optimální pouze při určitých otáčkách motoru. Pokud chceme dosáhnout vyššího výkonu motoru, je nutné mít velké průtokové plochy ventilů a velké překrytí ventilů. Ovšem u takto nastaveného rozvodu pak chybí motoru potřebný moment při nízkých otáčkách, takže motor postrádá náležitou pružnost. K docílení velkého točivého momentu v nízkých otáčkách potřebuje motor zcela jiné časování ventilů. Sladit protichůdné požadavky vysokého výkonu a momentu v celém rozsahu provozních otáček znamená zavést variabilní časování ventilů, které se bude měnit podle požadovaných dat v řídicí jednotce. Nejčastěji používaným způsobem je fázový posun vačkového hřídele vůči klikovému hřídeli. Lze tak posouvat fáze sání, nebo výfuku. Zdvih ventilů a celkový úhel otevření ventilů zůstává konstantní. Tuto závislost jsem zkoumal jak výpočtově, tak měřením [A.2]. Pro maximální naplnění válce je nutné pro různé otáčky měnit natočení sacího i výfukového vačkového hřídele. Při měření účinku výměny obsahu válce v závislosti na natočení vačkového hřídele je nutné vzít v úvahu přeplňování motoru. Elektronické systémy, které nemají pevnou vazbu na klikový hřídel, umožňují měnit i tvar zdvihu ventilu a tím plnost vačky. Pro zjištění vlivu tvaru vačky na maximální moment a výkon motoru jsem vytvořil model motoru v simulačním prostředí Ricardo Wave, obr. 4.1. Do simulačního modelu byly zadány parametry z měření vnější charakteristiky motoru 1,6 MPI a dva různé tvary vaček, obr. 4.2. První průběh zdvihu ventilů je shodný s motorem 1,6 MPI, druhý průběh s motorem 1,2 MPI.

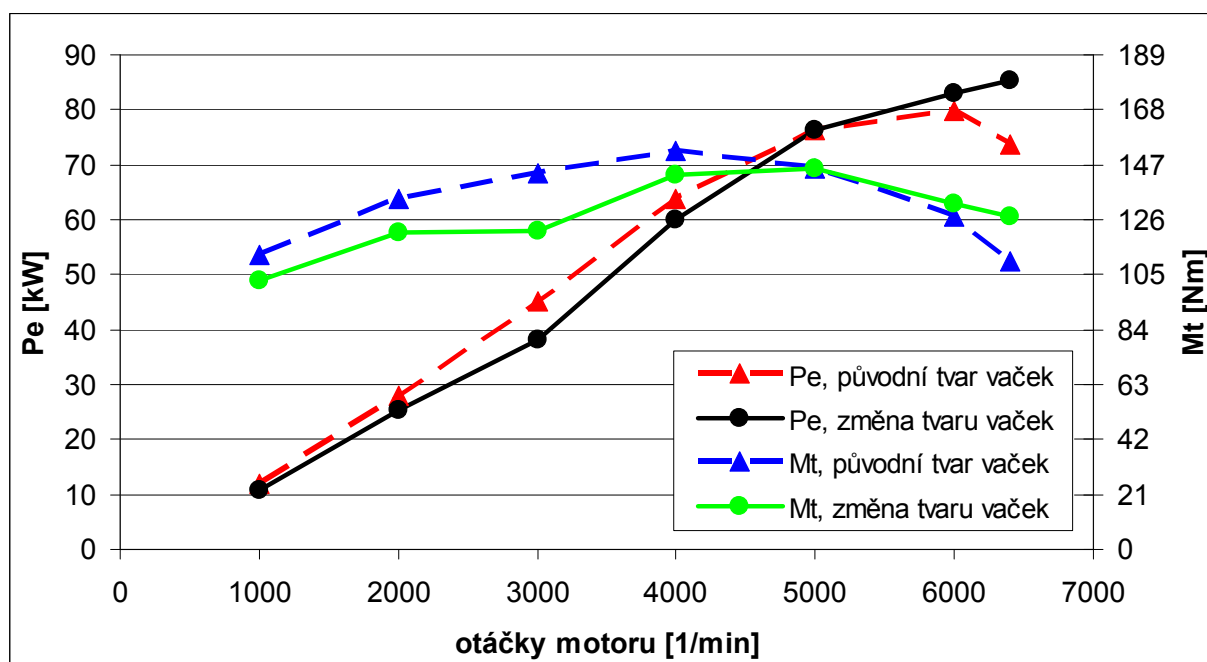


Obr. 4.1: Simulační model motoru 1,6 MPI, v programu Ricardo Wave (vlastní zpracování)



Obr. 4.2: Dva průběhy zdvihu ventilu motoru 1,6 MPI, pro výpočet vlivu těchto tvarů na maximální moment a výkon motoru v programu Ricardo Wave (vlastní zpracování)

Vypočtený vliv dvou různých tvarů vaček na moment a výkon motoru je vidět na obr. 4.3.



**Obr. 4.3:** Porovnání maximálního momentu a výkonu motoru 1,6 MPI pro dva různé tvary vaček, (vlastní zpracování)

Podle [6] výrobce Qamfree uvádí, že pneumatické ovládání ventilů zvýší točivý moment motoru o 47 % a výkon motoru o 45 %. V tabulce 4.1 je zobrazeno porovnání momentu a výkonu motoru s pneumatickým ovládáním ventilu s motory VW.

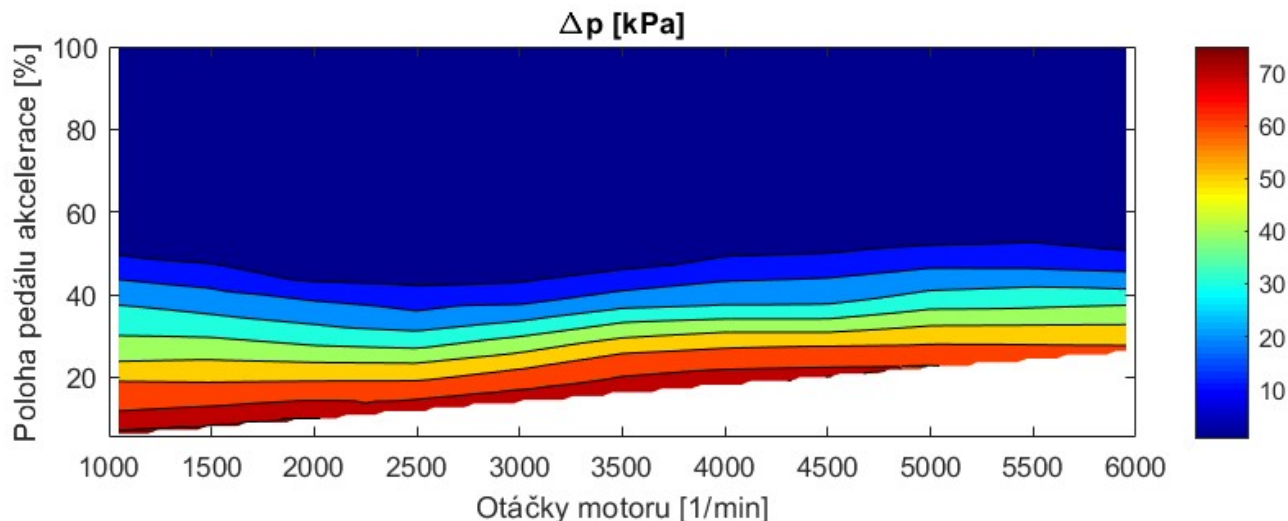
Motor	Qoros 1,6 Turbo	Qamfree 1,6 Turbo	VW 1,0 TSI	VW 2,0 TSI-R, chip
Ventilový rozvod	Vačkový rozvod	Pneumatický Qamfree	Vačkový, DOHC natáčení vaček	Vačkový, DOHC natáčení vaček
Zdvihový objem	1,6 dm <sup>3</sup>	1,6 dm <sup>3</sup>	1 dm <sup>3</sup>	2 dm <sup>3</sup>
Počet válců	4	4	3	4
Počet ventilů na válec	4	4	4	4
Maximální výkon	118 kW [6]	231 hp [6]	85 kW [31]	257 kW [32]
Poměrný max. výkon na 1 dm <sup>3</sup> zdvih. objemu	67 kW	107,5 kW	85 kW	128,5 kW
Maximální točivý moment	224 Nm [6]	330 Nm [6]	200 Nm [31]	460 Nm [32]
Poměrný max. toč. moment na 1 dm <sup>3</sup> zdvih. objemu	140 Nm	206 Nm	200 Nm	230 Nm

**Tab. 4.1:** Porovnání dat motoru s pneumatickým ovládáním ventilů a konvenčním rozvodem (vlastní zpracování)

Z tabulky 4.1 vyplývá, že podobných výkonových parametrů motoru lze dosáhnout i s konvenčním vačkovým rozvodem. Jelikož se v případě motoru s pneumatickým ovládáním ventilů jedná o přeplňovaný motor, nelze tak přesně stanovit, jaký podíl má na navýšení výkonu samotné pneumatické ovládání ventilů oproti vlivu přeplňování.

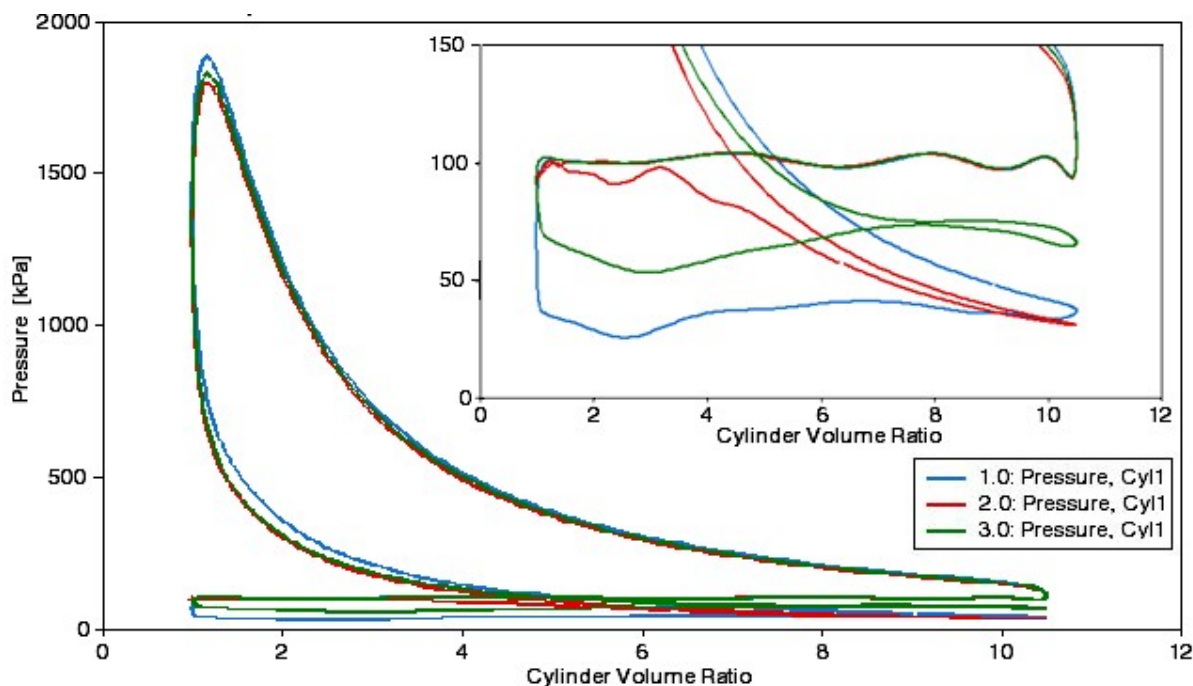
## 4.2 Pumpovní ztráty a odstranění škrticí klapky

Pro zjištění mechanických ztrát motoru potřebné k nasátí vzduchu přes škrticí klapku bylo opět použito simulační prostředí Ricardo Wave. Model obsahuje pro dané otáčky a spotřebu paliva 3 simulace. První docílí stejných otáček a spotřeby paliva pomocí nastaveného úhlu škrticí klapky, druhá pomocí změny časování ventilů EIVC Millerovým cyklem, kde bude klapka naplno otevřena a třetí LIVC Atkinsonovým cyklem. Do simulačního modelu byly zadány parametry z měření úplné charakteristiky motoru 1,6 MPI. Jde především o tlakový spád na škrticí klapce  $\Delta p$ , obr. 4.4.



**Obr. 4.4:** Změřený tlakový spád na škrticí klapce u motoru 1,6 MPI (vlastní zpracování)

Dále se jedná o barometrický tlak  $p_{01}$ , teplotu nasávaného vzduchu  $T_1$ , spotřebu paliva  $\dot{m}_{paliva}$ , součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$ , moment a výkon motoru. Na obr. 4.5 je zobrazen p-V diagram motoru se škrticí klapkou v porovnání s dřívějším a pozdějším uzavřením sacích ventilů při  $n_{mot} = 2000$  1/min a spotřebě paliva 2,06 kg/hod, ( $L_{VT} = 14,5$  [33]).



**Obr. 4.5:** p-V diagram motoru s konvenčním, EIVC a LIVC oběhem ( $n_{mot} = 2000$  1/min,  $\dot{m}_{pal} = 2,06$  kg/h) (vlastní zpracování)

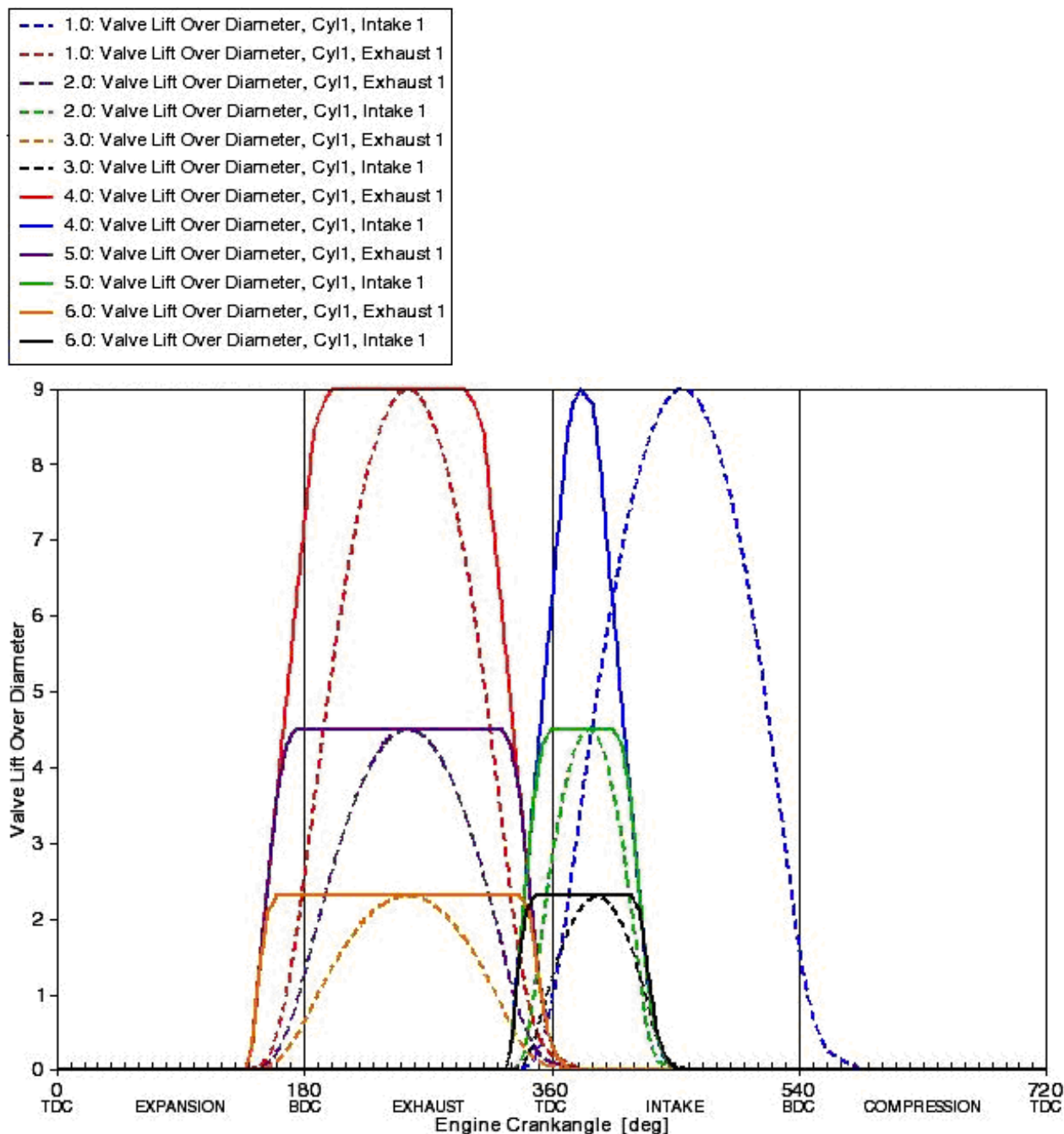
V tabulce 4.2 je vidět porovnání ztrát získaných pomocí simulačního prostředí Ricardo Wave pro konvenční, EIVC a LIVC cyklus.

Název	Veličina	Jednotka	Skuteč. motor Data + Měření	Model Motoru v Ricardo Wave		
				Škrčení- Otto	EIVC- Miller	LIVC- Atkins
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	2000	2000	2000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	1,598	1,598	1,598	1,598
kompresní poměr	$\epsilon$	-	10,5:1	10,5:1	10,5:1	10,5:1
úhel otevření škrtkové klapky	$\alpha$	°	-	8,525	90	8,701
zdvih sacího ventilu	$Z_s$	mm	9	9	9	9
úhel otevření sacího ventilu před HÚ	SO (IVO)	°	34	34	34	34
úhel zavření sacího ventilu za DÚ	SZ (IVC)	°	53	53	-91,9	145
spotřeba paliva	$\dot{m}_{pal}$	kg/hod	2,06	2,06	2,06	2,06
hmotnostní tok vzduchu do motoru	$\dot{m}_{vzd}$	kg/hod	-	29,9	29,9	29,9
tlakový spád na škrtkové klapce	$\Delta p$	kPa	62,6	62,6	0,5	32,2
stř. indik. tlak vysokotlaké části cyklu	GMEP	kPa	-	357	368	347
střední tlak výměny náplně válce	PMEP	kPa	-	-65	-35	-36
střední indik. tlak (GMEP + PMEP)	IMEP	kPa	-	292	333	311
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta$ IMEP	kPa	-	-	41	19
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	-	92	92	92
střední efektivní tlak (IMEP - FMEP)	BMEP	kPa	200	200	241	220
točivý moment motoru	$M_t$	Nm	25,46	25,46	30,63	27,98
efektivní výkon motoru	$P_e$	kW	5,33	5,33	6,41	5,86
přírůst. výkonu mot. vlivem tvaru zdv.	$\Delta$ P <sub>TZV</sub>	kW	-	-	1,08	0,53

**Tab. 4.2:** Porovnání dat motoru se škrtkovou klapkou a motoru s dřívějším a pozdějším uzavřením sacích ventilů (vlastní zpracování)

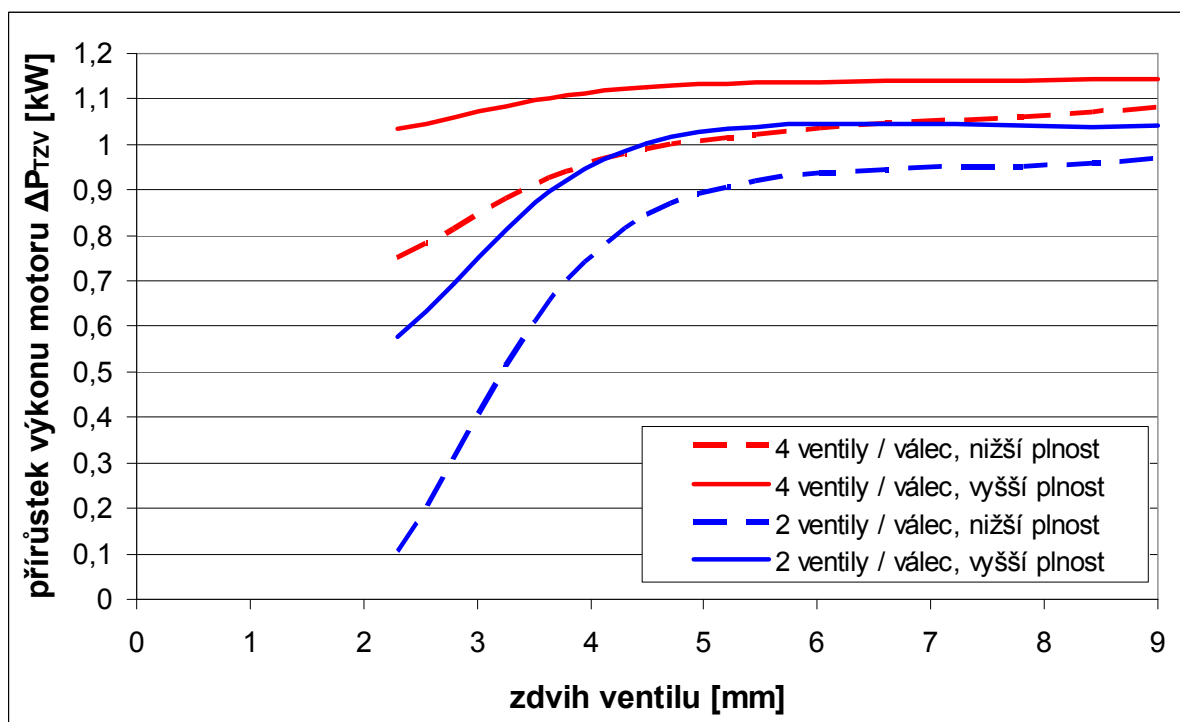
Z tabulky 4.2 vyplývá, že výkon motoru z první simulace (kvantitativní regulace výkonu pomocí škrtkové klapky) je při stejné spotřebě paliva 2,06 kg/h totožný s naměřenými údaji reálného motoru 5,33 kW. Při druhé simulaci, kdy se sací ventil uzavírá již 91,9° před dolní úvratí (škrtková klapka byla naplno otevřena), se výkon motoru zvedl na 6,41 kW. Spotřeba paliva a vzduchu zůstala shodná. Výkon motoru zjištěný ze simulačního modelu tedy vzrostl o přírůstek výkonu motoru vlivem tvaru zdvihu ventilů  $\Delta P_{TZV} = 1,08$  kW. Z výsledků simulace modelu lze rovněž zjistit střední tlaky úměrné plochám v p-V diagramu, jednak vysokotlaké části cyklu GMEP [34], tak záporný pro výměnu náplně ve válci PMEP - Pumping Mean Effective Pressure. Střední indikovaný tlak je vypočten ze součtu středních tlaků vysokotlaké části cyklu a výměny náplně válce [35]. IMEP v případě EIVC cyklu vzrostl o přírůstek středního indikovaného tlaku motoru vlivem tvaru zdvihu ventilů  $\Delta$ IMEP = 41 kPa. Při LIVC cyklu nastává problém se zapalováním směsi ještě před tím, než je sací ventil uzavřen. Pro dosažení shodné spotřeby paliva by bylo potřeba ventil uzavřít později, než 35° před HÚ, 145° za DÚ. Avšak 35° před HÚ už začíná zážeh směsi a ventily již musejí být uzavřeny. Je tedy potřeba uzavřít sací ventil dříve a shodné spotřeby paliva dosáhnout přivřením škrtkové klapky. Tento výpočet je proveden pro celkový úhel otevření sacího ventilu 359° KH. Pouze s natáčením běžného profilu sacího ventilu

vychází přírůstek  $\Delta P_{TZV}$  ještě menší. EIVC tak v tomto případě vychází výhodněji, než LIVC. Účinnost s EIVC a LIVC je také závislá na zdvihu ventilů. Elektronické systémy, které nemají pevnou vazbu na klikový hřídel, umožňují měnit i tvar zdvihu ventilu a tím plnost vačky. Lze tak ještě více zefektivnit výměnu obsahu válce. Na obr. 4.6 jsou vidět různé průběhy zdvihů ventilů s EIVC, které lze dosáhnout pomocí elektronických systémů a k nim na obr. 4.7 pomocí simulace stanovena efektivita výměny obsahu válce vyjádřená pomocí navýšení výkonu motoru při shodné spotřebě paliva.



**Obr. 4.6:** Různé průběhy zdvihů ventilů s EIVC pro částečně zatížený motor se stejnou spotřebou paliva  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$  a stejných pasivních odporech  $FMEP = 92 \text{ kPa}$ , ale různém výkonu motoru, přírůstek výkonu je zobrazen na obr. 4.7,  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)



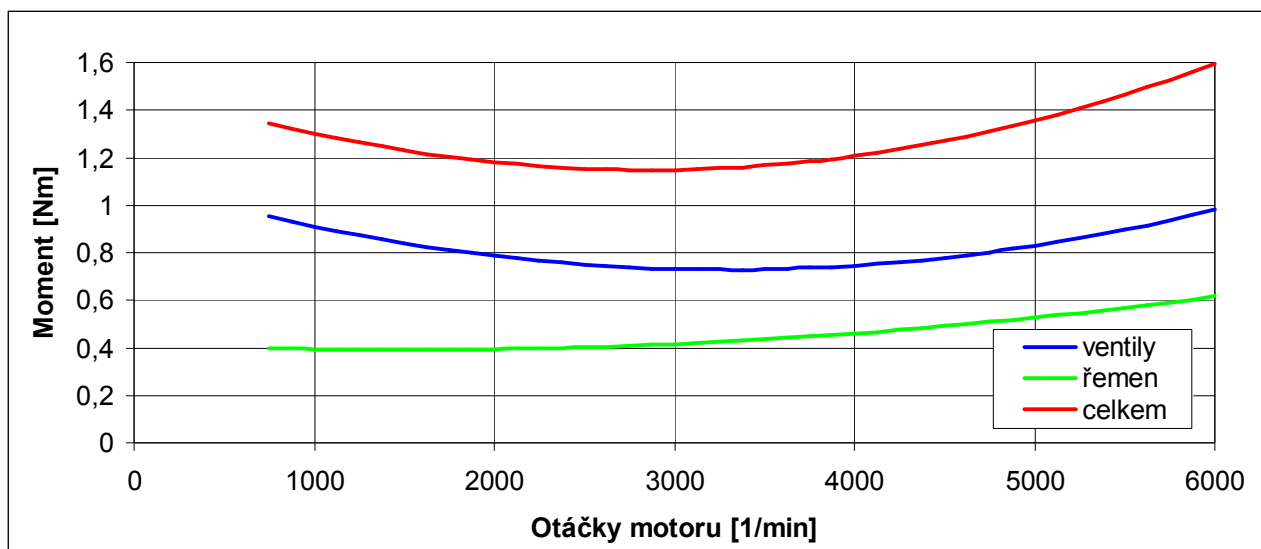


**Obr. 4.7:** Přírůstek výkonu motoru v závislosti na zdvihu ventilů při částečném zatížení s EIVC bez škrcení oproti konvenčnímu zavření sacího ventilu se škrcením škrticí klapkou při stejné spotřebě paliva  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$  a stejných pasivních odporech  $FMEP = 92 \text{ kPa}$ , průběhy zdvihů ventilů podle obr. 4.6,  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

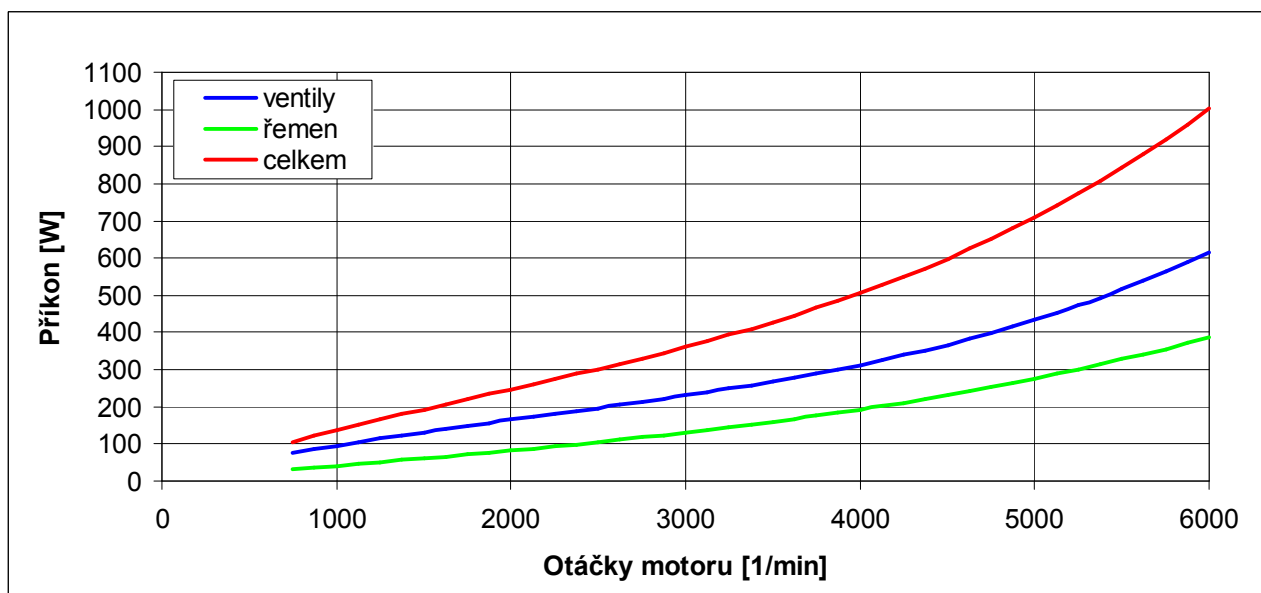
Tvary zdvihu ventilů na obr. 4.6 odpovídají částečně zatíženému motoru při  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  se stejnou spotřebou paliva  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$  a stejných pasivních odporech  $FMEP = 92 \text{ kPa}$ , ale různém výkonu motoru, jehož přírůstek  $\Delta P_{TZV}$  je zobrazen na obr. 4.7. Z tohoto obrázku tedy vyplývá, že pro dosažení nízkých ztrát při výměně obsahu válce je nutné dostatečně rychle ventily otevřít a zavřít, křivky musejí být strmé. Důležité je také, aby zdvih ventilů byl dostatečný a nedocházelo tak ke škrcení. Podle výpočtu z tohoto modelu právě nevycházejí energeticky úsporně mechanické systémy CVVL, u kterých není podle obr. 3.3 zdvih dostatečný. Výkon motoru však vzroste pouze za předpokladu stejných mechanických ztrát elektronického systému a konvenčního rozvodu. Elektronické ovládání ventilů má ovšem jiný příkon, než konvenční rozvod a proto je potřeba dále stanovit příkon jak konvenčního rozvodu, tak elektronických systémů. Hodnoty příkonů elektronických systémů ovládání ventilů budou určovány pro částečné zatížení při otáčkách motoru 2000 1/min a plném zatížení při otáčkách motoru 6000 1/min, aby bylo možné je mezi sebou porovnat.

### 4.3 Mechanické ztráty rozvodového mechanismu s pevnou vazbou KH

Konvenční rozvodový mechanismus se skládá jednak z pohonu vačkových hřídelů např. ozubeným řemenem a jednak ze samotného mechanismu ovládání ventilů. Pro pohon celého rozvodového mechanismu je potřeba energie, popř. příkon. V rámci tohoto doktorského studia bylo provedeno měření mechanických ztrát rozvodů motoru 1,6 MPI [A.1] a byl vytvořen matematický model tohoto rozvodu [A.3]. Na obr. 4.8 a 4.9 je zobrazen změřený moment a příkon jednotlivých částí rozvodového mechanismu motoru 1,6 MPI.



Obr. 4.8: Změřený moment jednotlivých částí rozvodového mechanismu motoru 1,6 MPI (vlastní zpracování)



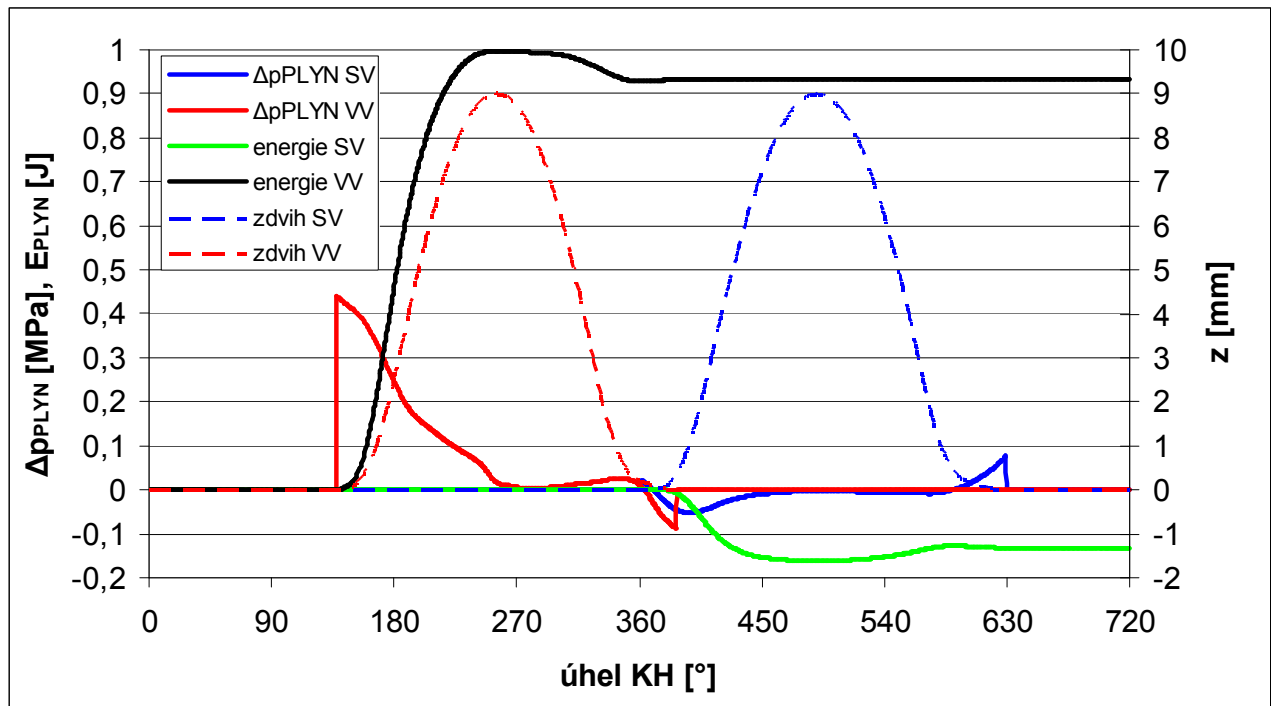
Obr. 4.9: Příkon jednotlivých částí rozvodového mechanismu motoru 1,6 MPI (vlastní zpracování)

#### 4.4 Vliv tlaku výfukových plynů

Při otevírání a uzavírání ventilů působí na ventil síly vlivem rozdílných tlaků plynů ve válci motoru a v kanálu hlavy. Sílu působící na ventil lze určit ze známého diferenčního tlaku a plochy talířku ventilu. Ze známé síly a průběhu zdvihu ventilu je možné vypočítat energii potřebnou pro překonání těchto sil (4.1).

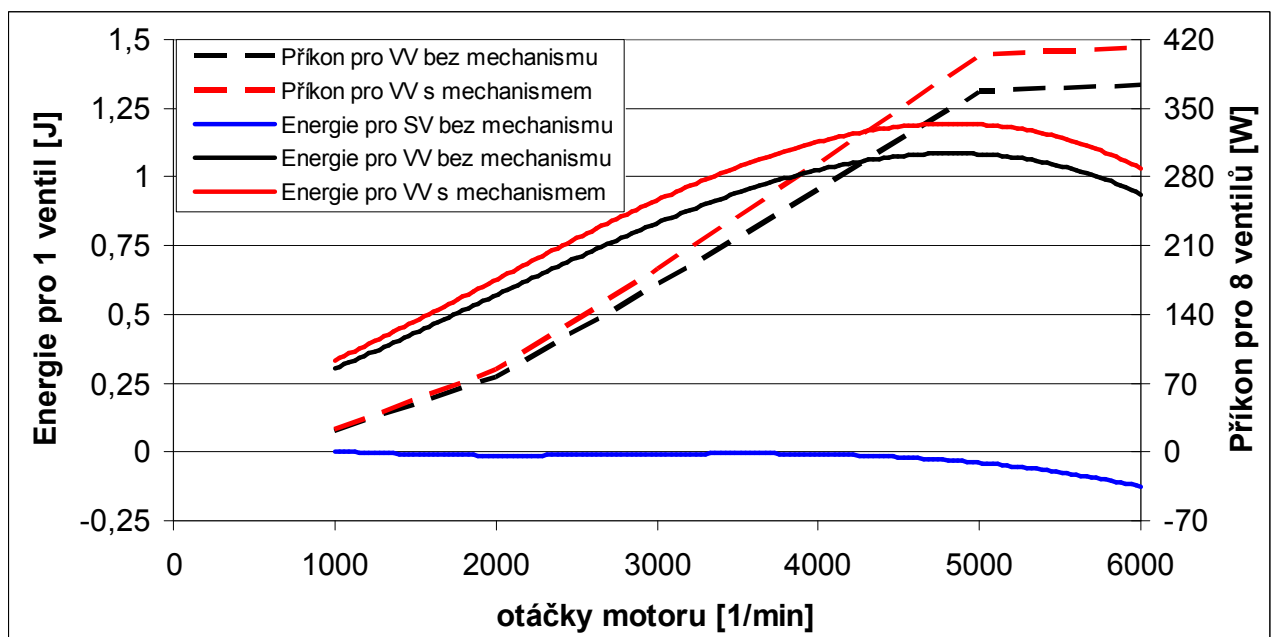
$$E_{PLYN} = \int F_{PLYN}(t) dz = \int \Delta p_{PLYN}(t) S_V dz \quad (4.1)$$

Na obr. 4.10 jsou zobrazeny průběhy diferenčních tlaků a energie pro sací a výfukový ventil během dvou otáček klikového hřídele.



**Obr. 4.10:** Průběhy diferenčních tlaků a energie pro sací a výfukový ventil během dvou otáček klikového hřídele při maximálním zatížení motoru,  $n_{\text{mot}} = 6000$  1/min (vlastní zpracování)

Průběh diferenčního tlaku mírně napomáhá pohybu sacího ventilu, avšak u výfukového je vliv působení tlaku mnohem výraznější. Navíc je potřeba zahrnout ztráty v samotném mechanismu, které jsou podle matematického modelu [A.3] přibližně 10 %. Na obr. 4.11 jsou zobrazeny vypočtené energie pro sací a výfukový ventil, kde jsou také zahrnuty ztráty v samotném mechanismu. Rovněž jsou zde zobrazeny příkony pro 8 výfukových ventilů. Z tohoto obrázku vyplývá, že u sacího ventilu lze tlaky plynů zanedbat, při vyšších otáčkách motoru dokonce mírně odlehčují mechanismu. U výfukového ventilu je nutné připočítat příkon cca 420 W při  $n_{\text{mot}} = 6000$  1/min a plně zatíženém motoru (cca 52 W na 1 ventil).



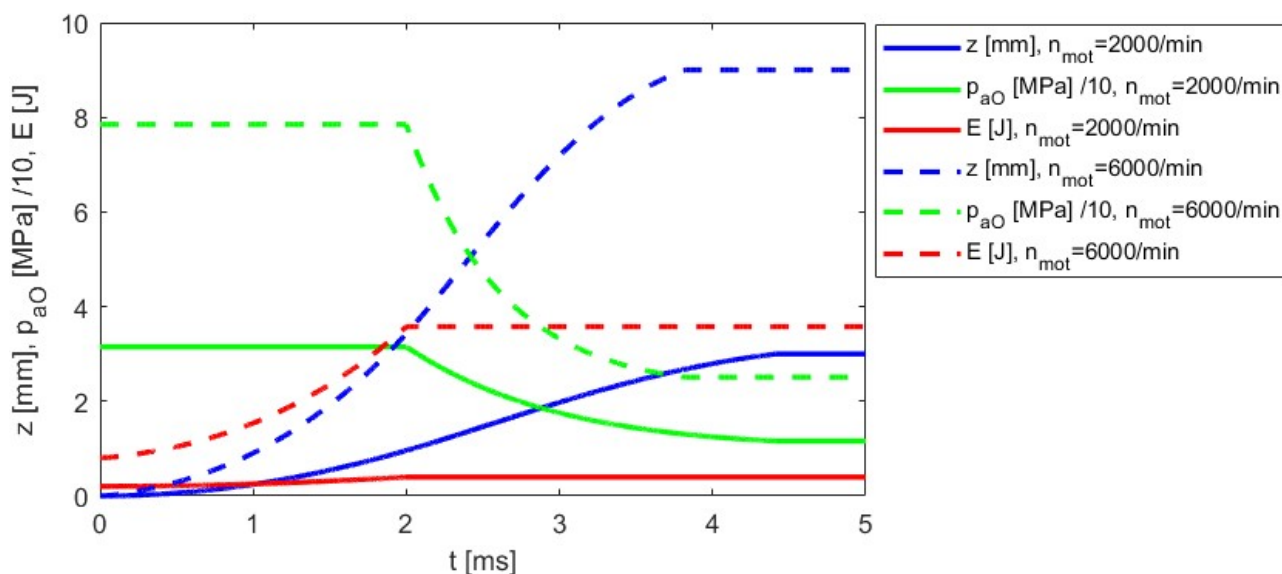
**Obr. 4.11:** Příkon a energie pro sací a výfukový ventil vlivem působení diferenčních tlaků při maximálním zatížení motoru (vlastní zpracování)

## 4.5 Pneumatické ovládání ventilů

Při měření popsaném v [8] byly naměřeny vyšší hodnoty příkonu samotného aktuátoru, než u konvenčního rozvodu. Podle grafu na obr. 3.7 je příkon 16 pneumatických aktuátorů po přepočtu na objem motoru 1,6 dm<sup>3</sup> cca 1,37 kW při zdvihu ventilů 9 mm a otáčkách motoru 2000 1/min, což je cca 5x více, než u konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI. Dále se v [8] uvádí údaj příkonu 4 kW při otáčkách motoru 6000 1/min, což je také více, než u konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI. Přestože měření probíhalo se systémem pro snížení spotřeby, může být způsob ovládání neefektivní. Stlačený vzduch se do aktuátoru nepřivádí po celou dobu zdvihu ventilu, ale pouze na začátku. Po uzavření přívodu vzduchu dále tlak v aktuátoru klesá až do úplného otevření ventilu. Aby bylo možné stanovit možný potenciál tohoto systému, sestavil jsem jednoduchý matematický model. Rozměry a parametry jsou upraveny pro motor 1,6 MPI, aby bylo možné příkon porovnat s tímto motorem. Ventil je otevírán přivedením stlačeného vzduchu na horní stranu pístku aktuátoru o ploše  $S_{aO} = 660 \text{ mm}^2$ . Po otevření je zablokován v poloze pomocí hydraulického systému, který se v modelu neuvažuje. Tvar zdvihu ventilu lze měnit pomocí různého otevíracího tlaku do aktuátoru  $p_{aO}$  a různé doby otevření elektromagnetického ventilu vpouštějícího stlačený vzduch do aktuátoru. Po uzavření přívodu vzduchu je uvažován adiabatický pokles tlaku vzduchu v aktuátoru až do úplného otevření ventilu. Na spodní stranu pístku aktuátoru o ploše  $S_{aZ} = 640 \text{ mm}^2$  je také přiváděn stlačený vzduch o tlaku  $p_{aZ}$ . Výsledná vratná síla je dána součtem síly vinuté pružiny o tuhosti  $k_V = 3900 \text{ N/m}$  a pneumatické pružiny. Vratná síla není konstantní, v modelu se uvažuje adiabatický vzestup tlaku během otevírání ventilu, protože se zmenšuje objem. Pohybová rovnice je dána vztahem (4.2).

$$F_a(t) = p_{aO}(t)S_{aO} - p_{aZ}(t)S_{aZ} = m_a \cdot \ddot{z}(t) + k_V(z(t) + predep_V) + F_{PLYN}(t) \quad (4.2)$$

Na obr. 4.12 jsou zobrazeny 2 průběhy zdvihu výfukového ventilu, první pro částečné zatížení motoru a otáčky  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  a druhý pro plné zatížení a  $n_{mot} = 6000 \text{ 1/min}$ .



**Obr. 4.12:** Průběh zdvihu ventilu, tlaku vzduchu v aktuátoru a potřebné energie pro vykonání 1 zdvihu. Energie je potřeba pouze pro otevření ventilu, při uzavírání se nemění (vlastní zpracování)

Pro určení teoretické minimální energie pro zdvih ventilu není v grafu na obr. 4.12 uvažováno tlumení, ani úniky vzduchu vlivem netěsností. Jsou uvažovány nulové časy při otevírání a uzavírání elektromagnetického ventilu a rovněž nejsou uvažovány tlakové ztráty při průtoku vzduchu tímto ventilem. Otevírací tlak aktuátoru  $p_{a0}$  je v modelu roven tlaku v zásobníku vzduchu po stlačení kompresorem  $p_2$ . Uvažuje se vracení ventilu zpět do sedla i za pomoci pneumatické pružiny, aby se dosáhlo co největší úspory. Energie pro jeden zdvih ventilu je vypočtena podle vztahu (4.3).

$$E = W_t = -\frac{\kappa}{\kappa - 1} p_{01} \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} V_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4.3)$$

Jde o teoretickou práci kompresoru nutnou pro adiabatické stlačení vzduchu do objemu aktuátoru  $V_2$  z barometrického tlaku  $p_{01}$  na tlak  $p_2$ . Objem  $V_2$  je dán součtem činného objemu aktuátoru během otevřeného elektromagnetického ventilu a objemu škodlivého prostoru, který je uvažován 10 % z maximálního objemu aktuátoru. Z konečné energie na konci zdvihu lze stanovit příkon aktuátorů. Výpočet parametrů v porovnání s dostupnými údaji v [8], uvedených v rešerši je vidět v tab. 4.3.

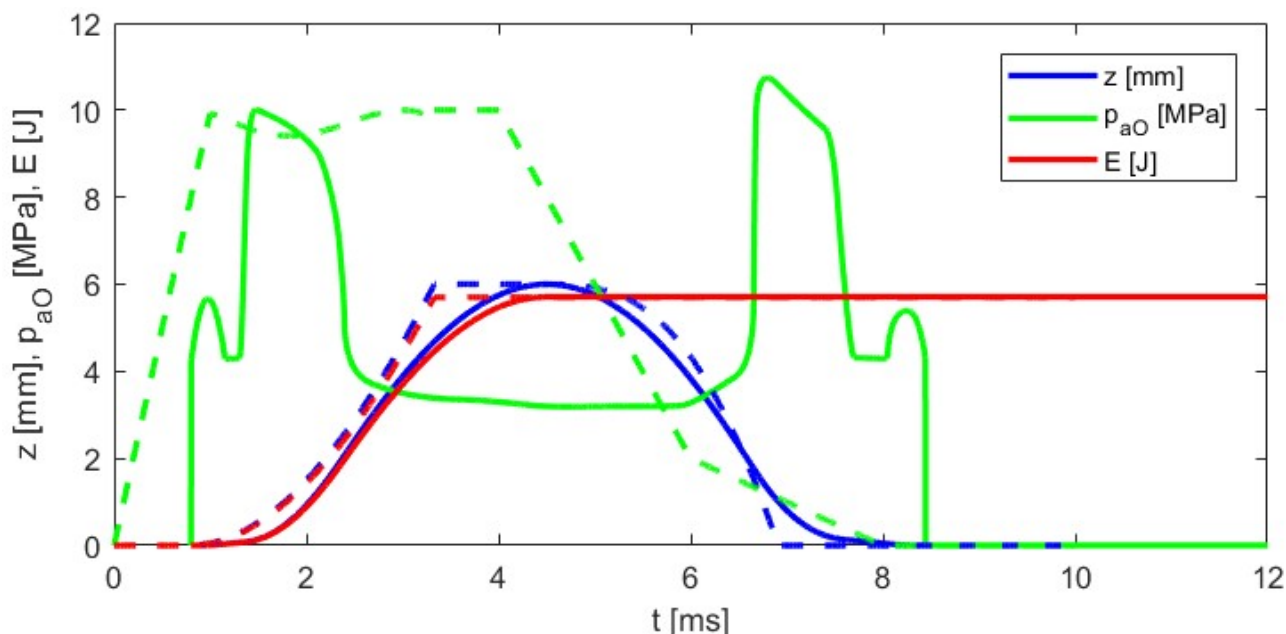
Název	Veličina	Jedn.	[8], rešerše		rešerše + vlastní		vlastní	
			měření	výrobce	rešerše + výp.		mat. model	
			EPVA	Free V.	EPVA	Free V.	-	
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	6000	2000	6000	2000	6000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	0,5	2,0	1,6	1,6	1,6	1,6
pohyblivé hmoty aktuátoru	$m_a$	g	-	-	-	-	65	65
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	-	-	0,990	-	0,420	2,140
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	-	-	0,017	-	0,007	0,107
zdvih SV	$z_s$	mm	6	-	3	-	3	9
počet SV	$j_s$	-	2	8	4	8	4	8
příkon pro SV	$P_s$	kW	-	-	0,066	-	0,028	0,856
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	-	0,990	-	0,420	3,580
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	0,017	-	0,007	0,179
zdvih VV	$z_v$	mm	6	-	3	-	3	9
počet VV	$j_v$	-	2	8	4	8	4	8
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	0,066	-	0,028	1,432
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	-	-	0,132	-	0,056	2,288
účinnost kompresoru	$\eta_t$	%	50	-	50	-	50	75
ztráty v kompresoru	$P_t$	kW	-	-	0,132	-	0,056	0,763
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	0,330	4,000	0,264	3,200	0,112	3,051
střední tlak mech. ztr. vent.	$FMEP_{svpt}$	kPa	9,9	40	9,9	40	4,2	38,1
přírůst. výk. vlivem tvaru zdv.	$\Delta P_{TZV}$	kW	-	-	0,75	0	0,75	0
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta IMEP$	kPa	-	-	28,1	0	28,1	0

**Tab. 4.3:** Porovnání výpočtu vlastního modelu s údaji uvedených v [8] (vlastní zpracování)

V prvních dvou sloupcích jsou uvedeny dostupné údaje, které jsou následně přepočteny na  $V_z = 1,6 \text{ dm}^3$  s uvažováním shodného středního tlaku mechanických ztrát ventilů. V posledních dvou sloupcích je vidět výpočet vlastního modelu, kde výpočtem vychází nižší příkon, než přepočtený z [8]. Nižší příkony lze vysvětlit nezahrnutím ztrát popsaných výše. Přírůstek  $\Delta P_{TZV}$  je odečtený z grafu na obr. 4.7. Jde o navýšení výkonu motoru vlivem změny tvaru zdvihu ventilů oproti rozvodu motoru 1,6 MPI, při stejné spotřebě paliva. Tento parametr bude sloužit pro následné porovnání.

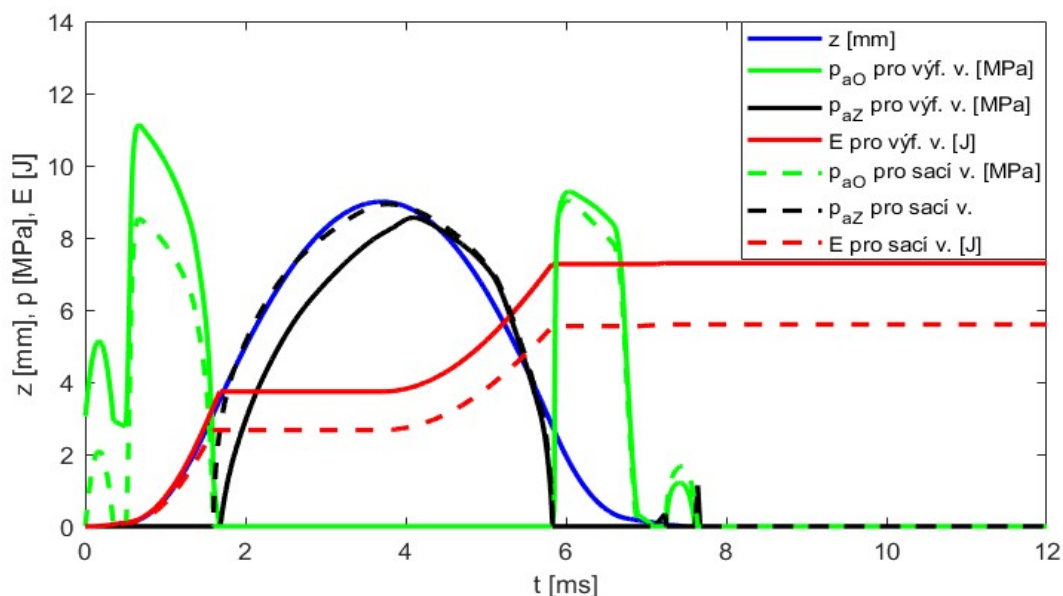
## 4.6 Hydraulické ovládání ventilů

Vypočtený příkon hydraulického jednočinného ovládání ventilů [9], uvedený v rešerši několiknásobně převyšuje příkon konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI. Navíc je výpočet proveden pouze pro 8 ventilů a pro zdvih ventilu 6 mm. V matematickém modelu se neuvažují síly působící od tlaku plynů ve válci. Proto byl pro porovnání příkonu hydraulického ovládání ventilů s ostatními systémy vytvořen vlastní jednoduchý matematický model, který má objasnit, zdali je teoreticky možné příkon snížit. Princip řízení rychlosti pohybu aktátoru ve vlastním modelu spočívá ve škrcení průtoku tlakové kapaliny pomocí elektromagnetického ventilu vřazeném do hydraulického okruhu. Zatímco na výstupu ventilu se elektronicky řídí průběh tlaku tak, aby odpovídal požadované síle pro pohyb ventilu, na vstupu ventilu se tlak kapaliny uvažuje konstantní. Lze tak dosáhnout stejného průběhu zdvihu a zrychlení jako u motoru 1,6 MPI. Pohybová rovnice je shodná s (4.2). Úloha je ve skutečnosti mnohem složitější a nelze ji popsat jednoduše takovouto rovnicí, avšak pro prvotní stanovení energetické bilance je tento výpočet dostatečný. Porovnání zdvihu ventilu podle modelu v [9] s vlastním modelem je vidět na obr. 4.13.



**Obr. 4.13:** Porovnání tlaku kapaliny v aktuátoru a potřebné energie pro 2 různé průběhy zdvihu ventilu při  $n_{mot} = 6000 \text{ 1/min}$ , plné čáry vlastní model, čárkované čáry podle modelu v [9]. Maximální zdvih ventilu je 6 mm a vstupní tlak do elektromagnetického ventilu je 10 MPa (vlastní zpracování)

Příkon je v obou případech stejný, energie na konci zdvihu je 5,6 J. Potřebná energie závisí pouze na velikosti maximálního zdvihu ventilu (6 mm) a na vstupním tlaku kapaliny do ventilu (10 MPa). Tyto hodnoty jsou pro oba případy stejné. Potřebná energie pro maximální zdvih ventilu 9 mm se zvýší na 11 J u sacího ventilu a 12,9 J u výfukového ventilu, kde jsou zahrnuty síly působící od tlaku plynů ve válci a je potřeba zvýšit vstupní tlak kapaliny, nebo průměr pístku aktuátoru. Energeticky výhodnější je dvojčinný aktuátor bez pružiny. Průběh zdvihu ventilu, tlaků v aktuátoru a energie je vidět na obr. 4.14. Porovnání jednočinného a dvojčinného aktuátoru je vidět v tab. 4.4.



**Obr. 4.14:** Porovnání potřebné energie pro sací a výfukový ventil u dvojitěného hydraulického aktuátoru při plně zatíženém motoru,  $n_{mot} = 6000$  1/min. (vlastní zpracování)

Název	Veličina	Jedn.	[9], rešerše		vlastní			
			mat. model		matematický model			
			jednočinný		jednočinný		dvojitěný	
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	6000	6000	6000	6000	2000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
pohyblivé hmoty aktuátoru	$m_a$	g	150	150	150	150	150	150
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	-	-	5,588	11,020	5,600	0,327
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	-	-	0,279	0,551	0,280	0,005
zdvih SV	$z_s$	mm	6	6	6	9	9	3
počet SV	$j_s$	-	8	8	8	8	8	4
příkon pro SV	$P_s$	kW	-	-	2,235	4,408	2,240	0,022
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	-	0	12,880	7,300	0,327
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	0	0,644	0,365	0,005
zdvih VV	$z_v$	mm	-	-	0	9	9	3
počet VV	$j_v$	-	-	-	0	8	8	4
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	0	5,152	2,920	0,022
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	-	-	2,235	9,560	5,160	0,044
účinnost čerpadla	$\eta_t$	%	75	75	75	95	95	75
ztráty v čerpadle	$P_t$	kW	-	-	0,745	0,503	0,272	0,015
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	-	-	2,980	10,063	5,432	0,058
celkový příkon pro ventily HP	$P_{svptHP}$	FHP	1,576	4,000	4,000	13,508	7,291	0,078
střední tlak mech. ztr. vent.	$FMEP_{svpt}$	kPa	-	-	37,3	125,8	67,9	2,2

**Tab. 4.4:** Porovnání výpočtu vlastního modelu u jednočinného a dvojitěného hydraulického ovládání ventilů s údaji uvedených v [9] (vlastní zpracování)

Z tab. 4.4 vyplývá, že příkon výrazně klesne při nízkých otáčkách, kdy je pohyb ventilu pomalý a je možné snížit tlak kapaliny. Ovšem nelze očekávat přírůstek výkonu vlivem EIVC. V tab. 4.4 je pro jednoduchost uvažována konstantní účinnost čerpadla shodná s rešerší, což není úplně reálné, jak bude uvedeno dále. Energeticky jsou mnohem výhodnější systémy využívající rekuperaci kinetické energie. Jde např. o aktuátory LGD, kde samotný průběh zdvihu usnadňují pružiny a tím dochází ke snížení potřebné tlakové energie. Příkon těchto aktuátorů výrazně závisí na použitých elektromagnetických

ventilech, propustnosti a viskozitě tlakové kapaliny a také na účinnosti čerpadla. V tab. 4.5. jsou vidět uvedené hodnoty příkonů a energií v [11] a [12], které jsou přepočteny na  $V_z = 1,6 \text{ dm}^3$ . Při přepočtu na zdvih ventilu 9 mm se uvažuje 10% navýšení příkonu.

Název	Veličina	Jedn.	[11], [12], rešerše				rešerše + vlastní			
			model		měření		rešerše + výpočet			
			LGD-VVA	LGD-VS4	LGD-VVA	LGD-VS4	LGD-VVA	LGD-VS4	LGD-VVA	LGD-VS4
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	6000	-	-	2000	6000	2000	6000
zdvihový objem válců	$V_z$	$\text{dm}^3$	2,0	2,0	2,0	2,0	1,6	1,6	1,6	1,6
pohyblivé hmoty aktuátoru	$m_a$	g	100	100	115	115	100	100	115	115
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	-	2,030	1,760	3,080	-	1,786	2,464	2,710
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	-	-	-	-	-	0,089	0,041	0,136
zdvih SV	$z_s$	mm	5,2	8	1	8	5,2	9	8	9
počet SV	$j_s$	-	8	8	2	2	4	8	4	8
příkon pro SV	$P_s$	kW	-	-	-	-	-	0,715	0,164	1,084
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	3,070	-	-	-	2,702	2,464	3,610
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	-	-	-	0,135	0,041	0,181
zdvih VV	$z_v$	mm	5,2	8	-	-	5,2	9	8	9
počet VV	$j_v$	-	8	8	-	-	4	8	4	8
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	-	-	-	1,081	0,164	1,444
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	0,500	2,040	-	-	0,200	1,795	0,329	2,528
účinnost čerpadla	$\eta_t$	%	-	-	-	-	50	85	50	85
ztráty v čerpadle	$P_t$	kW	-	-	-	-	0,200	0,317	0,329	0,446
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	-	-	-	-	0,400	2,112	0,657	2,974
střední tlak mech. ztr. vent.	$FMEP_{svpt}$	kPa	-	-	-	-	15,0	26,4	24,6	37,2
přírůst. výk. vlivem tvaru zdv.	$\Delta P_{TZV}$	kW	-	-	-	-	1,030	0	1,040	0
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta IMEP$	kPa	-	-	-	-	38,6	0	39,0	0

**Tab. 4.5:** Rozšíření dat uvedených v [11], [12] pro další porovnání systému LGD hydraulického ovládání ventilů (vlastní zpracování)

V uvedených rešerších však nejsou zahrnuty ztráty při výrobě tlakové kapaliny. Jelikož se jevil tento způsob ovládání ventilů jako efektivní, bylo provedeno v rámci tohoto doktorského studia vlastní měření vysokotlakého čerpadla pro systém common rail na stanici popsané v [B.1]. Kromě měření tlaku a dávky při vstřikování probíhalo také měření vstupního momentu čerpadla. Do účinnosti je tedy kromě čerpadla zahrnut také vliv elektromagnetického ventilu a propustnosti, což dobře reprezentuje hydraulický systém ovládání ventilů motoru. Naměřené hodnoty jsou vidět v příloze 1. Změřená účinnost systému čerpadlo, ventil, vstřikovač je mezi 35 až 58 %, avšak měření byla provedena pro nižší tlak (300 - 600 barů), než pro jaký je čerpadlo navrženo (až 1600 barů). Aktuátor však lze pro takovéto tlaky navrhnout. Výhoda použití vyšších tlaků by spočívala především ve značném snížení pohyblivých hmot jednak samotného aktuátoru, ale rovněž tlakové kapaliny, což podle modelu vede ke značnému poklesu spotřeby. Avšak zvýšením tlaku se dají očekávat vyšší propustnosti. Podle rešerše dosahuje objemová účinnost pístových čerpadel až 98 %, avšak je nutné zohlednit mapu účinnosti. Podle obr. 3.28 a 3.29 výrazně klesá při nízkých otáčkách jak objemová, tak mechanická účinnost, což potvrzuje i vlastní měření, kdy při nulové dodávce potřebuje čerpadlo moment cca 1 Nm při  $n_{mot} = 1000 \text{ 1/min}$  nezávisle na tlaku. Účinnost v tab. 4.6 byla zvolena 50 % při nízkém zatížení a 85 % při plné zátěži.

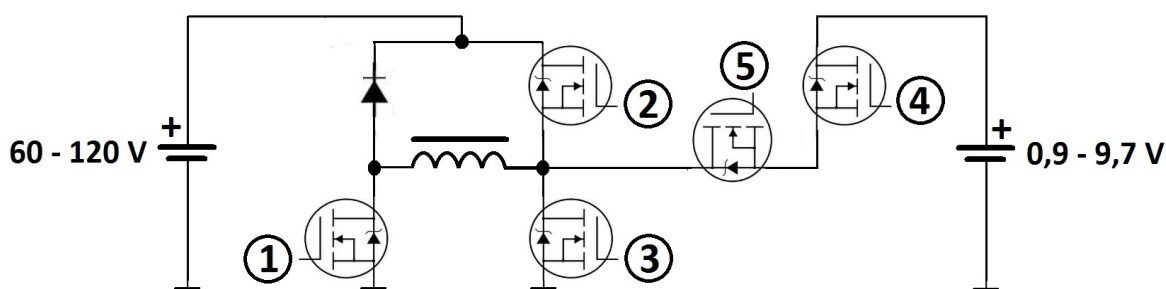


## 4.7 Elektromagnetické ovládání ventilů

U tohoto způsobu ovládání ventilů jsou publikovány výsledky na základě matematického modelu, viz kapitola 3.5. Uvádí se zde příkon v případě ideálního způsobu řízení 20,5 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min [15]. Uvažovaný koeficient viskózního tlumení 3,5 Ns/m se však značně liší od naměřených hodnot 60 Ns/m v [17]. Z důvodu značně odlišných vstupních parametrů v publikacích byl v rámci tohoto doktorského studia a projektu SGS vytvořen matematický model, který byl publikován v [A.4]. Elektrická spotřeba aktuátoru pro sací ventil získaná pomocí tohoto modelu je 4,7 J na zdvih ventilu, což odpovídá příkonu 235 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min. Spotřeba aktuátoru pro výfukový ventil, kde byly zahrnuty síly od tlaku plynů, stoupla na 7 J na zdvih ventilu, což odpovídá příkonu 350 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min. Dále jsem provedl měření na fyzickém modelu s vlastním řídicím systémem [A.5].

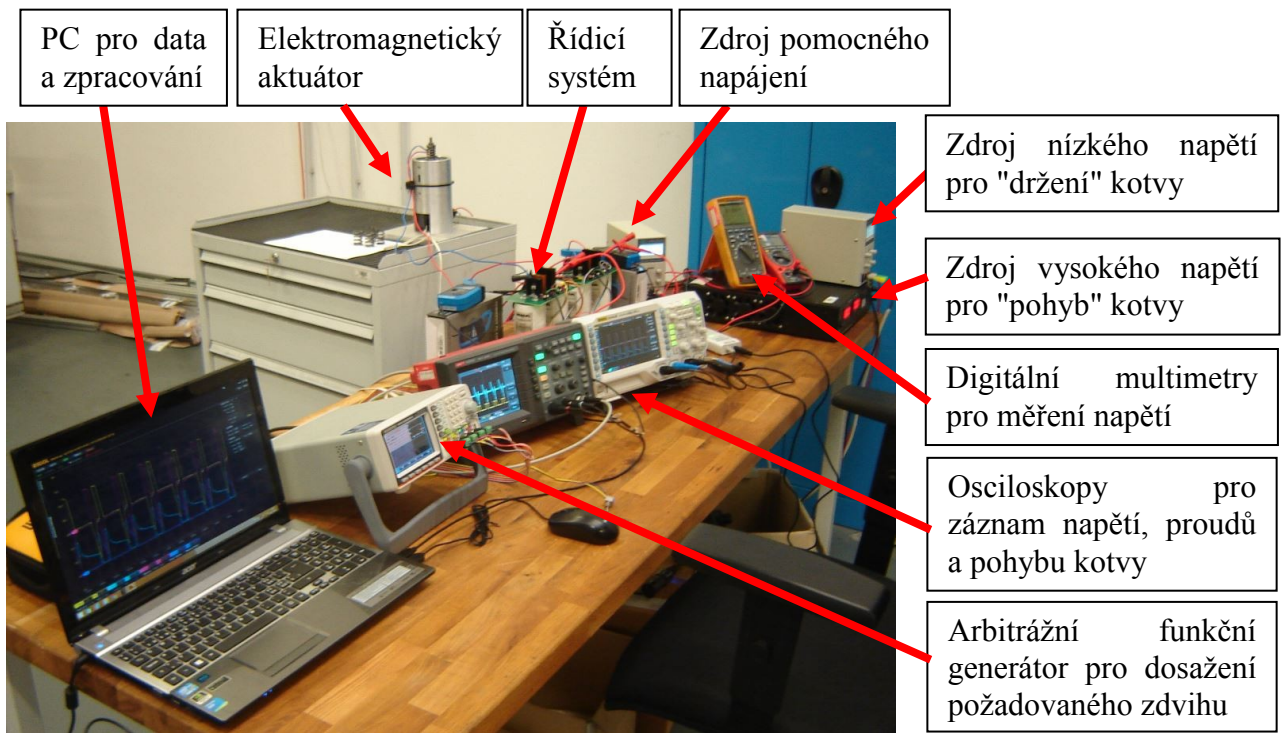
### 4.7.1 Vlastní řídicí systém a měření spotřeby při pohybu kotvy

Elektromagnet - indukčnost je principiálně akumulativní prvek. Elektrická energie se hromadí v magnetickém poli. Energii magnetického pole lze zpětně přeměnit v elektrickou energii, kterou lze vrátit zpět např. do kondenzátorů elektrického zdroje. Tuto rekuperaci však musí řídicí jednotka umožňovat. Z důvodu rekuperace byl vyroben vlastní řídicí systém. Původní řídicí systém [17] rekuperaci neumožňoval a mařil ji v rezistoru, kde se nevratně měnila v teplo. Síla elektromagnetu je úměrná proudu cívky. Rychlost přestavení ventilu je velmi rychlá, proto jsou potřeba rychlé změny síly elektromagnetu a tudíž rychlé změny proudu cívky. Avšak pro rychlé změny proudu je potřeba speciální řízení, vyžadující více úrovní napětí. Z tohoto důvodu byla postavena unikátní řídicí jednotka, schéma pro 1 cívku je vidět na obr. 4.15, osazená deska tištěných spojů je vidět v příloze 2.

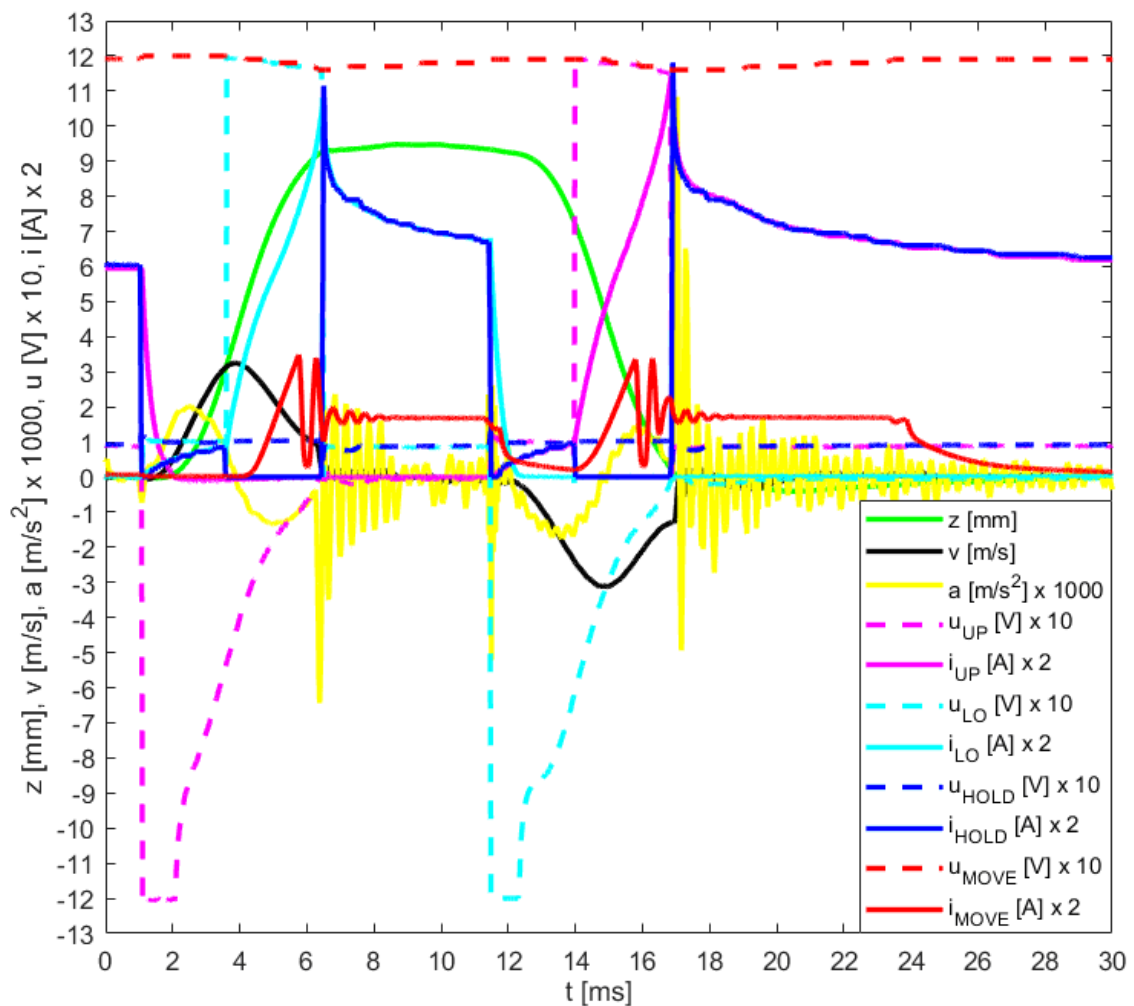


**Obr. 4.15 :** Schéma zapojení pro 1 cívku elektromagnetu (vlastní zpracování)

Pro řízení hradel MOSFET tranzistorů bylo použito galvanické oddělení řídicí a výkonové části. Jelikož bylo pro 2 cívky potřeba řídit celkem 10 tranzistorů, byl naprogramován pomocný obvod pro řízení, obrázek v příloze 2. Stanoviště pro měření elektrického příkonu u elektromagnetického ovládání ventilů je vidět na obr. 4.16. Naměřený průběh je vidět na obr. 4.17.



**Obr. 4.16:** Stanoviště pro měření elektrického příkonu u elektromagnetického ovládání ventilů (vlastní zpracování)



**Obr. 4.17:** Změřený průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení kotvy elektromagnetů (ventilu), vstupní napětí a proud do řídicí jednotky, napětí a proud do elektromagnetů pro zdvih 9 mm a pružiny o tuhosti 218 N/mm (vlastní zpracování).

Výsledky naměřených příkonů z tohoto měření jsou pro 3 různé páry pružin a různé zdvihy ventilu uvedeny v publikaci [A.5]. Dále byl v [A.5] změřen útlum systému, je vidět v příloze 3. Z výsledků měření vyplynulo, že dochází k výrazným ztrátám v železe a proto bylo dále prováděno měření při zablokované kotvě tak, aby se tyto ztráty daly určit.

#### 4.7.2 Měření příkonu elektromagnetu při zablokované kotvě

Celkový střední příkon elektromagnetu a výkonové ztráty samotného měděného vodiče elektromagnetu se vypočtou podle rovnic (4.4) a (4.5).

$$P_{celk} = \frac{1}{t_{celk}} \int_0^{t_{celk}} u(t)i(t)dt \quad (4.4)$$

$$P_{Cu} = R_{Cu}I^2 \quad (4.5)$$

Z rozdílu lze vypočítat výkonové ztráty v železe elektromagnetu

$$P_{Fe} = P_{celk} - P_{Cu} \quad (4.6)$$

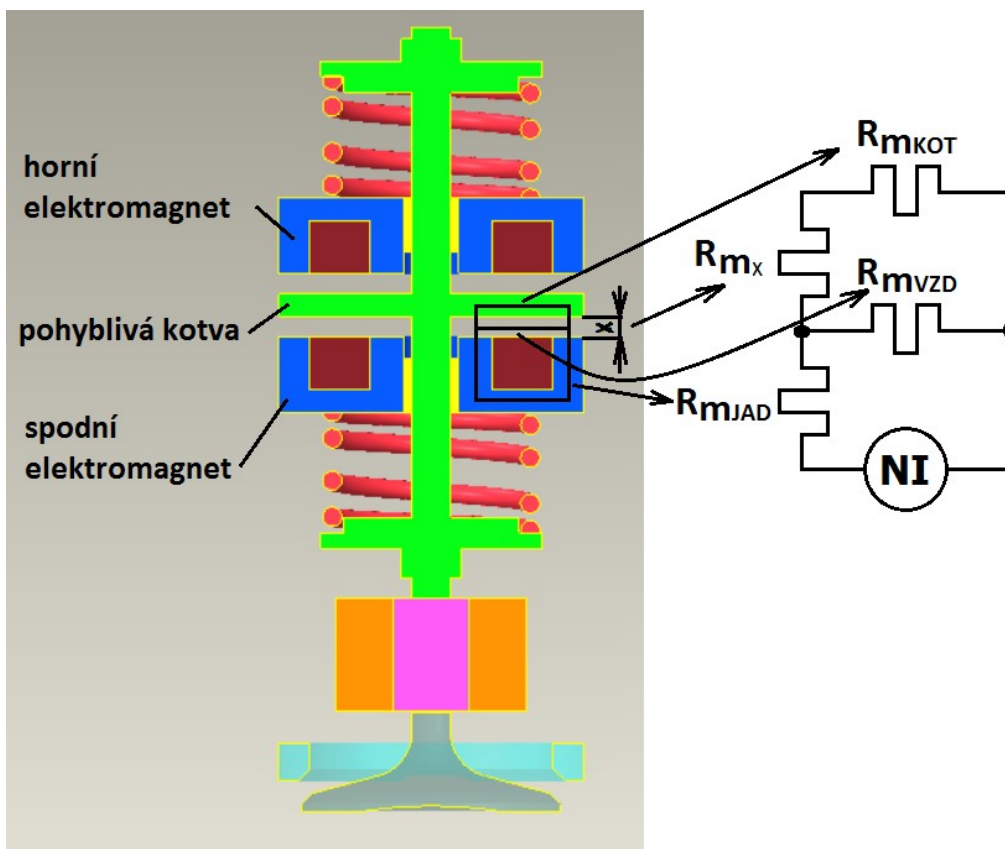
Na obrázku 4.18 jsou vidět změřené celkové ztráty a ztráty v mědi a z nich vypočtené ztráty v železe elektromagnetického aktuátoru. Kotva byla zablokována v dolní poloze. Další změřené grafy jsou vidět v příloze 4.



**Obr. 4.18:** Výkonové ztráty pro parametry pružiny 3, horní cívky (vlevo) a dolní cívky (vpravo) pro  $U_{MOVE} = 120$  V,  $U_{HOLD} = 9,7$  V (vlastní zpracování)

#### 4.7.3 Vlastní matematický model elektromagnetického aktuátoru

Cílem bylo vytvořit matematický model elektromagnetu, který bude možné validovat s naměřenými hodnotami [A.5] a následně úpravou rozměrů elektromagnetu a záměnou magnetického materiálu více objasnit neshody s údaji uvedených v rešerši [15]. Matematický model byl vytvořen z části podle [17], avšak byl ještě rozšířen, aby se dosáhlo reálnějších výsledků. Rozšíření modelu spočívá v nahrazení lineární B-H charakteristiky za B-H charakteristiku skutečného materiálu. Dále bylo nutné upravit magnetický obvod. Při větších vzdálenostech kotvy od jádra se magnetický obvod neuzavírá pouze přes kotvu, ale také přes vzduchovou mezeru samotného jádra. Navíc model počítá s různými průřezy jádra elektromagnetu  $S_{JAD}$  a pohyblivé kotvy  $S_{KOT}$ . Náhradní schéma magnetického obvodu je vidět na obr. 4.19.



**Obr. 4.19:** Náhradní schéma magnetického obvodu elektromagnetického aktuátoru (vlastní zpracování)

Reluktance jádra  $R_{mJAD}$ , kotvy  $R_{mKOT}$ , vzduchové mezery mezi jádrem a kotvou  $R_{mX}$  a vzduchové mezery samotného jádra  $R_{mVZD}$  jsou dány vztahy (4.7) až (4.10).

$$R_{mJAD} = \frac{\ell_{JAD}}{\mu_0 \mu_{rJAD} S_{JAD}} \quad (4.7)$$

$$R_{mKOT} = \frac{\ell_{KOT}}{\mu_0 \mu_{rKOT} S_{KOT}} \quad (4.8)$$

$$R_{mX}(x) = \frac{2x}{\mu_0 S_X} \quad (4.9)$$

$$R_{mVZD}(x) = \frac{\ell_{VZD} + x}{\mu_0 S_{VZD}(x)} \quad (4.10)$$

Celková reluktance neboli magnetický odpor  $R_m$  se vypočítá podle rovnice (4.11).

$$R_m(x) = R_{mJAD} + \frac{(R_{mX}(x) + R_{mKOT})R_{mVZD}(x)}{R_{mX}(x) + R_{mKOT} + R_{mVZD}(x)} \quad (4.11)$$

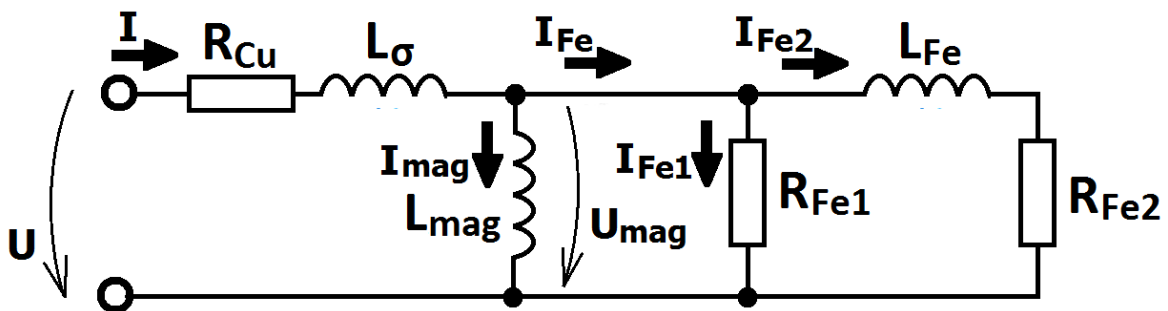
Vztahy (4.7) až (4.11) lze použít pro oba elektromagnety. Zbylé vztahy jsou uvedeny v [A.4]. Z naměřených dat vyplývá, že pro stanovení elektrické spotřeby aktuátoru je

potřeba do modelu zahrnout také ztráty v železe. Ztráty v železe při střídavém magnetování (4.12) lze rozdělit do tří složek - hysterezní, vířivými proudy a anomální [36].

$$P_{Fe} = P_h + P_{eddy} + P_a = VfS_{h0} + \frac{V(B_m fd)^2}{6\rho_R} + k_a f^2 \quad (4.12)$$

Literatura [37] uvádí jinou závislost anomálních ztrát na frekvenci. Ztráty v železe počítané podle těchto vztahů jsou udávány pouze pro harmonický průběh magnetické indukce o maximální hodnotě  $B_m$  při konstantní frekvenci. Ztráty konkrétních materiálů, např. v [38] v příloze 5, jsou také udávány v tabulkách pro harmonický průběh magnetické indukce při konstantní frekvenci. To však není vhodné pro pulzně řízené elektromagnety pro ovládání ventilů motoru, které jsou buzeny obdélníkovým průběhem napětí, což je potřeba pro dosažení požadovaného zdvihu ventilu motoru. Cílem je tedy nalézt náhradní obvod, který bude umožňovat výpočet ztrát v železe jak při pulzním řízení napájení cívky elektromagnetu, tak při harmonickém napájení cívky elektromagnetu a ztráty budou odpovídat změřeným, nebo tabulkovým hodnotám např. v [38].

Z měření statické hysterezní smyčky lze určit hysterezní ztráty. V publikaci [39] se uvádí širokopásmové náhradní zapojení vířivých ztrát tlumivky, nebo transformátoru, které je vhodné v případě neharmonického napájení s libovolně proměnným kmitočtem. Do tohoto širokopásmového náhradního zapojení je zakomponováno stejný počet rozptylových indukčností a stejný počet ekvivalentních vodivostí (odporů). Výpočet hodnot rezistorů je založen na řadě, kde je potřeba do vzorce dosadit tloušťku plechu, avšak jádro elektromagnetického aktuátoru je vyrobeno z plného materiálu a proto tyto vztahy nelze použít. Výsledné náhradní schéma cívky elektromagnetu je kombinací dvou schémat uvedených v [39], ale hodnoty pasivních prvků musejí být stanoveny jiným způsobem. Náhradní schéma cívky elektromagnetu je vidět na obr. 4.20.



Obr. 4.20: Náhradní schéma cívky elektromagnetu zahrnující ztráty v železe (vlastní zpracování)

Schéma je kombinací rezistoru  $R_{Fe1}$  a jednoho páru indukčnost - rezistor  $L_{Fe} - R_{Fe2}$ . Je potřeba nalézt hodnoty  $R_{Fe1}$ ,  $R_{Fe2}$  a  $L_{Fe}$ , tak aby bylo dosaženo ztrátových výkonů při daných frekvencích. Ztrátový výkon v železe podle schématu na obr. 4.20 lze vyjádřit rovnicí (4.13).

$$P_{Fe}(f) = \frac{U_{mag}^2}{R_{Fe1}(U_{mag})} + \frac{U_{mag}^2}{4\pi^2 f^2 L_{Fe}^2 + R_{Fe2}^2} R_{Fe2} \quad (4.13)$$

Rezistor  $R_{Fe1}$  představuje hysterezní ztráty. Aby bylo dosaženo lineární závislosti ztrátového výkonu na frekvenci, musí být jeho velikost úměrná napětí [39]. Potom rezistorem protéká konstantní proud  $I_{Fe1}$ . Velikost  $R_{Fe1}$  udává vztah (4.14).

$$R_{Fe1}(U_{mag}) = \frac{U_{mag}}{I_{Fe1}} \quad (4.14)$$

Indukčnost  $L_{Fe}$  a rezistor  $R_{Fe2}$  představují ztráty vířivými proudy. Pro určení střední časové konstanty  $\tau_{Vstr}$  je podle [39] potřeba znát tloušťku plechu  $d$  (4.15).

$$\tau_{Vstr} = \frac{L_{Fe}}{R_{Fe2}} = \frac{\mu d^2}{240 \rho_R} \quad (4.15)$$

Jádro elektromagnetického aktuátoru je vyrobeno z plného materiálu, proto byla střední časová konstanta  $\tau_{Vstr} = 1$  mH určena z měření průběhu proudu. Ze známé indukčnosti cívky  $L_{mag}$ , frekvence a proudu cívkou  $I_{mag}$  lze vypočítat magnetizační indukované napětí  $U_{mag}$  podle rovnice (4.16).

$$U_{mag} = 2\pi f L_{mag} I_{mag} \quad (4.16)$$

Proud cívkou lze zvolit takový, aby odpovídal potřebné magnetické indukci  $B$ . Z náhradního schéma cívky lze vypočítat proud elektromagnetů  $i(t)$  a ztráty v železe pro pulzní řízení elektromagnetu o známém průběhu napětí  $u(t)$ . Okamžitý ztrátový výkon v železe je dán vztahem (4.17).

$$p_{Fe}(t) = R_{Fe1} i_{Fe1}^2(t) + R_{Fe2} i_{Fe2}^2(t) \quad (4.17)$$

přičemž platí rovnice (4.18).

$$u_{mag}(t) = u(t) - R_{Cu} i(t) - L_{\sigma} \frac{di(t)}{dt} = R_{Fe1} i_{Fe1} = L_{Fe} \frac{di_{Fe2}}{dt} + R_{Fe2} i_{Fe2} \quad (4.18)$$

Hodnota rozptylové indukčnosti  $L_{\sigma} = 1,5$  mH byla stanovena z měření indukovaného napětí na sekundární cívce elektromagnetu a známého poměru závitů primární cívky (300 závitů) a měřicí sekundární cívky (45 závitů). Poměr závitů je 6,67.

#### 4.7.4 Měření příkonu elektromagnetu při harmonickém napájení

Z měření [A.5] vyplývá, že časy změn proudů od nuly do maximální hodnoty se pohybují v řádech jednotek ms. Při uvažování sinusového průběhu proudu, kdy během jedné periody proud stoupá od nuly do maxima, dále klesá z maxima do záporného minima a poté zpět stoupá na nulovou hodnotu, lze uvažovat celkovou dobu periody delší než 12 ms. Z tohoto důvodu byly zvoleny frekvence měření 20 Hz, 50 Hz a 100 Hz. Jako zdroj střídavého signálu byl použit generátor funkcí SDG2042X se zesilovačem PLX3102 o výkonu 3,1 kW. Měření muselo probíhat po velmi krátkou dobu, cca 3 s, aby se cívka nespálila. Měření ztrát pomocí osciloskopu je vidět na obr. 4.21 a výkonového analyzátoru je vidět v příloze 5. Výsledky měření jsou uvedeny v tab. 4.6.



**Obr. 4.21:** Měření ztrátového výkonu elektromagnetu osciloskopem při 100 Hz, žlutá křivka - napětí cívky,  $U = 123$  V, světle modrá - proud cívkou,  $I = 16,1$  A, červená - napětí na sekundární měřící cívce 16,58 V, indukované napětí  $U_{mag}$  je 6,67 x větší, tedy 110 V a tmavě modrá - okamžitý ztrátový výkon elektromagnetu daný součinem napětí a proudu cívkou, celkový střední příkon elektromagnetu  $P_{celk} = 957$  W (vlastní zpracování)

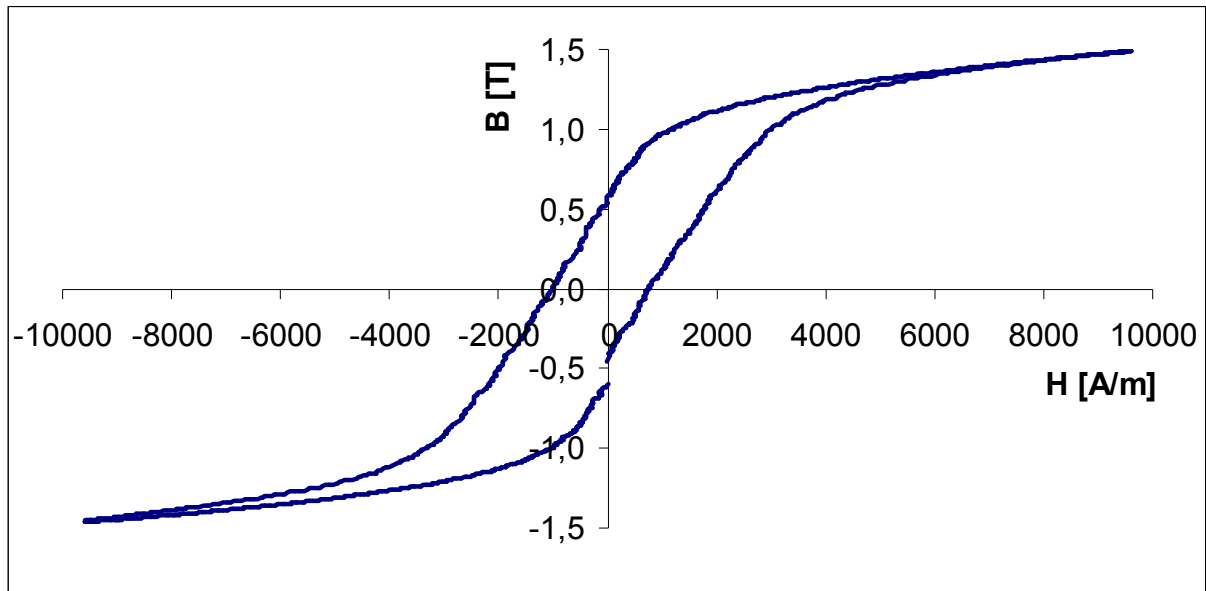
veličina	jedn.	původ	hodnota									
B	T	požadováno	1,5				2					
L <sub>mag</sub>	mH	odpovídá B (model)	62,5				19,5					
f	Hz	požadováno	20	50	100	20	50					
U <sub>mag</sub>	V	výpočet dle (4.16)	22	55	110	34,6	86,6					
U <sub>mag</sub>	V	měřeno	20,3	23,6	54,6	56,7	102	111	34,4	34,8	84,5	88,7
U	V	měřeno	23,2	26,8	61,6	64	114	123	38,2	38,7	91	94,4
I	A	měřeno	2,76	3,93	6	6,32	9,16	10,4	13,4	13,8	15,9	17,8
P <sub>celk</sub>	W	měřeno	43	62	270	294	801	957	224	235	728	833
P <sub>Cu</sub>	W	výpočet dle (4.5)	5	11	25	28	59	76	125	133	177	222
P <sub>Fe</sub>	W	výpočet dle (4.6)	38	51	245	266	742	881	99	102	551	611

**Tab. 4.6:** Změřené ztráty v železe elektromagnetického aktuátoru (vlastní zpracování)

Měření ztrátového výkonu pro danou frekvenci bylo provedeno 2 x s ohledem na přesnost měření, protože pro zvolenou magnetickou indukci bylo nastavování požadovaného napětí velice citlivé na proud cívkou.

#### 4.7.5 Měření B-H křivky elektromagnetů

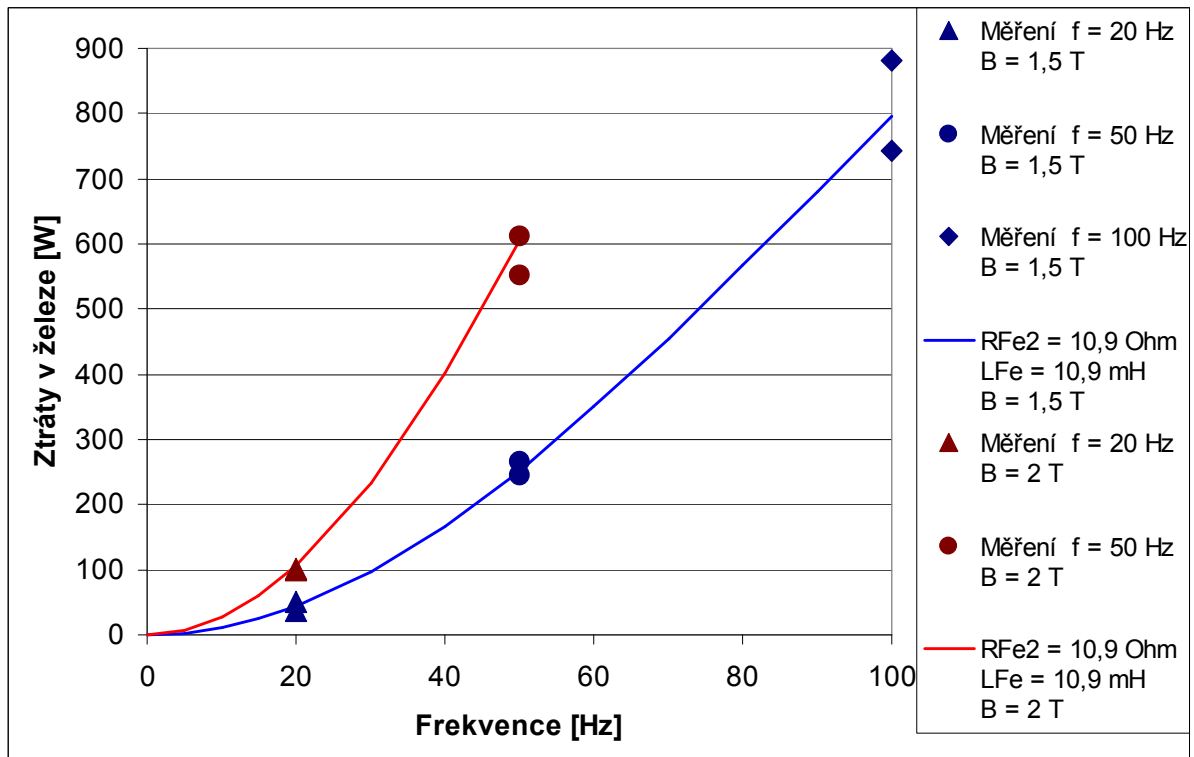
Měření bylo provedeno přímo na použitém elektromagnetu fyzického modelu. Pro měření indukovaného napětí byla navinuta pomocná cívka. Změřená B-H křivka je vidět na obr. 4.22.



Obr. 4.22: Změřená B-H křivka elektromagnetu,  $f = 1$  Hz (vlastní zpracování)

#### 4.7.6 Stanovení velikosti rezistorů a indukčnosti na základě měření

Z naměřených hodnot ztrátového výkonu při daných frekvencích lze s využitím rovnice (4.13) numericky určit hodnoty  $R_{Fe1}$ ,  $R_{Fe2}$ ,  $L_{Fe}$  tak, aby byl rozdíl vypočtených a naměřených ztrátových výkonů co nejmenší. Hysterezní ztráty jsou podle měření nízké, proto je hodnota  $R_{Fe1}$  uvažována nekonečná. Výsledná hodnota  $R_{Fe2}$  je  $10,9 \Omega$  a  $L_{Fe}$   $10,9$  mH. Na obr. 4.23 jsou vidět naměřené hodnoty pro magnetickou indukci  $B = 1,5$  a  $2$  T a k nim odpovídající křivky ztrátového výkonu v železe pro vypočtené hodnoty pasivních prvků.

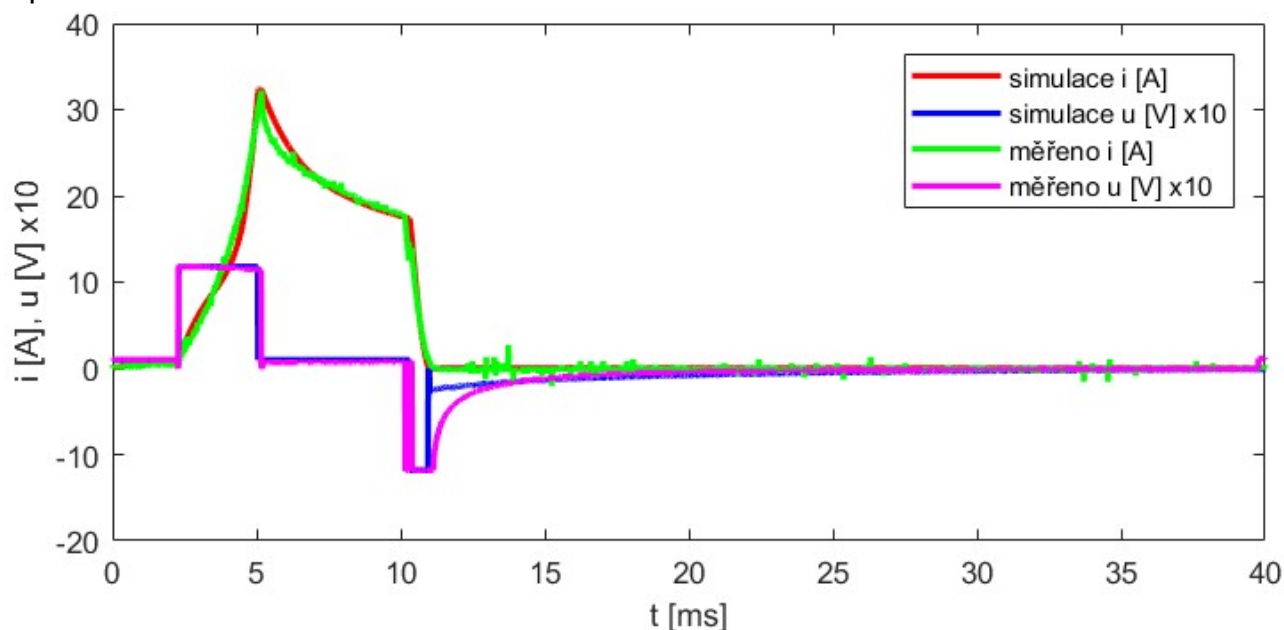


Obr. 4.23: Změřené ztráty v železe při  $f = 20, 50$  a  $100$  Hz pro  $B = 1,5$  a  $2$  T a k nim odpovídající křivky ztrátového výkonu v železe pro  $R_{Fe1} = \infty$ ,  $R_{Fe2} = 10,9 \Omega$  a  $L_{Fe} = 10,9$  mH, (vlastní zpracování)

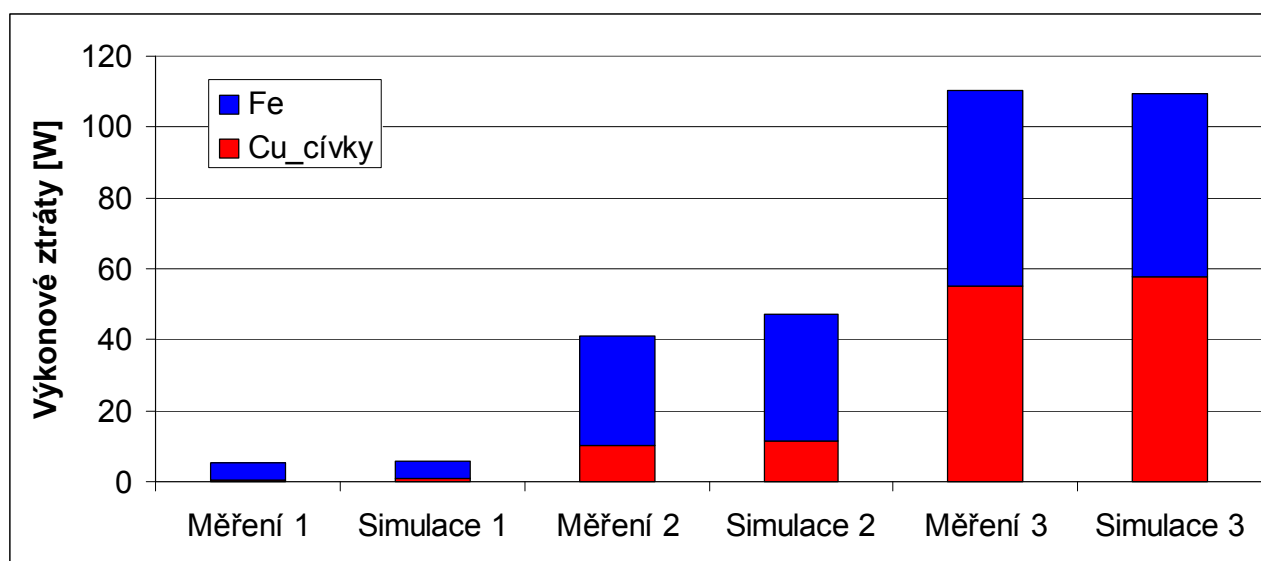


#### 4.7.7 Porovnání změřených dat s matematickým modelem

Na obr. 4.24 a 4.25 je vidět porovnání změřených ztrát se ztrátami vypočtenými pomocí matematického modelu pro dolní elektromagnet. Další změřené průběhy jsou vidět v přílohách 6 a 7.



**Obr. 4.24:** Porovnání simulovaných a změřených dat dolního elektromagnetu pro  $U_1 = 120$  V,  $U_2 = 9,7$  V (vlastní zpracování)



**Obr. 4.25:** Porovnání simulovaných a změřených výkonových ztrát dolního elektromagnetu pro 3 různé vstupní parametry (vlastní zpracování)

#### 4.7.8 Náhrada velikosti rezistorů a indukčnosti při změně materiálu

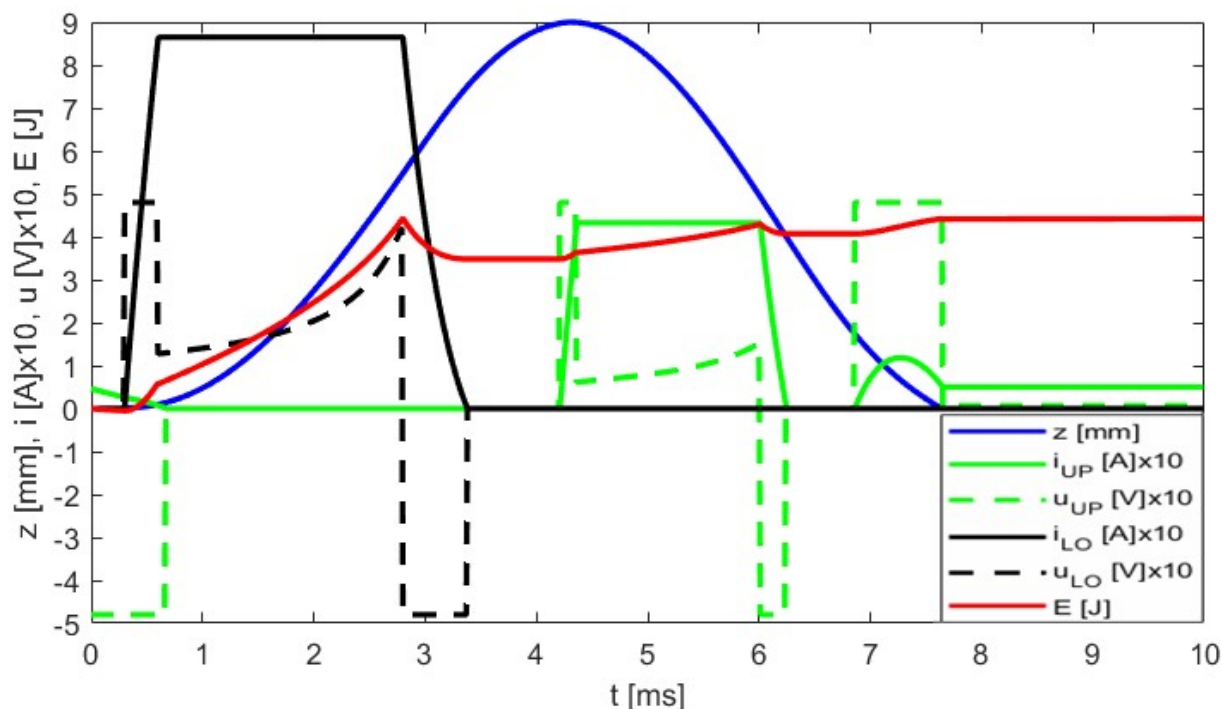
Původní materiál vykazuje značné ztráty v železe. V matematickém modelu lze nyní změnit velikosti  $R_{Fe1}$ ,  $R_{Fe2}$ ,  $L_{Fe}$  na hodnoty odpovídající lepšímu materiálu, graf v příloze 8. Tím ztráty v železe výrazně klesnou. Protože se ale jádro skládá z plechů, je zároveň nutné změnit konstrukci elektromagnetu.

#### 4.7.9 Ztráty ve vodiči

V elektrických aktuátorech jsou ztráty významně tvořeny v samotném elektrickém vodiči. Při průchodu proudu vodičem na něm vzniká podle Ohmova zákona napětí, které je úměrné právě odporu vodiče. Výkonové ztráty jsou pak dané součinem napětí a proudu a ve vodiči dochází ke vzniku Joulova tepla. Snaha je tedy najít takový elektrický vodič, jehož měrný odpor je co nejmenší. V současné době se používá zpravidla měď, nebo hliník. Měď má měrný odpor  $1,8 \cdot 10^{-8} \Omega\text{m}$  a hliník  $2,7 \cdot 10^{-8} \Omega\text{m}$  [40]. Menší měrný odpor má už jen stříbro,  $1,6 \cdot 10^{-8} \Omega\text{m}$  [40]. Tyto hodnoty jsou udávány pro teplotu  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . S rostoucí teplotou měrný odpor těchto kovů stoupá. Při zvýšení teploty o  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  stoupne odpor asi o 10 % [40]. Podstatně menší odpor mají supravodiče, avšak v současné době je pro praktické použití nutné kapalné chlazení heliem, nebo dusíkem. Měrný odpor supravodiče je menší než  $10^{-25} \Omega\text{m}$  [41]. Čistá měď má při teplotě 20 K měrný odpor  $10^{-11} \Omega\text{m}$  [41]. Teplota, při které látka přechází z normálního do supravodivého stavu, se nazývá kritická teplota. V současné době je již objevena celá řada supravodivých materiálů s kritickou teplotou přesahující 300 K, avšak jejich supravodivost má zatím krátké trvání nebo mizí při nepatrných proudových hustotách [42]. Jejich vývoj nadále probíhá, ale v současné době nelze supravodiče prakticky použít pro aktuátory ventilu pístového spalovacího motoru.

#### 4.7.10 Vypočtený příkon aktuátoru se zástavbou pro motor 1,6 MPI

Původní matematický model aktuátoru [A.4] byl rozšířen o magnetický obvod a výpočet ztrát v železe popsány v této kapitole. V modelu byl změněn koeficient tlumení na hodnotu 0,032 [A.5]. Na obr. 4.26 je vidět průběh zdvihu ventilu, napětí, proudu a energie pro 1 výfukový ventil při plně zatíženém motoru. Pro sací ventil je průběh vidět v příloze 8.



**Obr. 4.26:** Průběh zdvihu ventilu, napětí, proudu a energie pro 1 výfukový ventil. K energii na konci zdvihu je potřeba připočítat energii pro udržení ventilu v uzavřené poloze až do začátku dalšího zdvihu ventilu. Celková energie za celý cyklus je 4,55 J což odpovídá příkonu 227,5 W při  $n_{mot} = 6000 \text{ 1/min}$ . Po zahrnutí účinnosti ŘJ 85 % je celkový příkon cca 268 W (vlastní zpracování)

Po dokončení zdvihu ventilu je potřeba do cívky elektromagnetu neustále přivádět proud, aby ventil zůstal uzavřen, což je energeticky nevýhodné. Minimální hodnota proudu pro udržení přitažené kotvy k jádru elektromagnetu je 6,1 A. Měření však ukázalo, že je nutné tuto hodnotu povýšit tak, aby nedocházelo k občasnému samovolnému odpadnutí kotvy zhruba o 30 %, tedy na 8 A. Příkon elektromagnetu při uzavřeném ventilu je pak 9 W, což představuje energii 9 mJ za každou milisekundu. Výsledná energie samotného aktuátoru bez ŘJ pro celý cyklus při otáčkách motoru 6000 1/min je 4,55 J, což je 227,5 W. Změřená účinnost řídicí jednotky byla cca 85 % a celkový příkon aktuátoru včetně ŘJ je tedy 268 W. Porovnání hodnot je vidět v tab. 4.7.

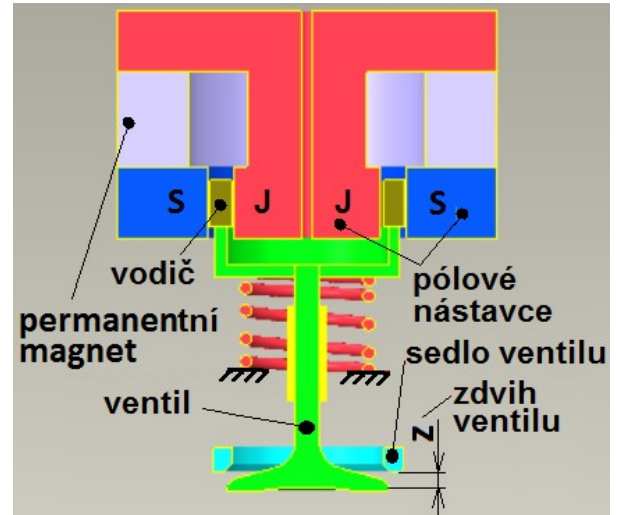
Název	Veličina	Jedn.	[15], rešerše		vlastní					
			mat. model		měření		matematický model			
			EMVA				verifik. měř.		úprava	
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	6000	3000	3000	3000	3000	3000	2000	6000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	-	-	-	-	-	-	1,6	1,6
pohyblivé hmoty aktuátoru	$m_a$	g	80,9	80,9	356	356	356	356	173	173
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	-	-	7,720	11,52	7,800	11,64	2,362	1,940
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	0,020	0,010	0,193	0,288	0,195	0,291	0,039	0,097
zdvih SV	$z_s$	mm	7	7	7	9	7	9	9	9
počet SV	$j_s$	-	1	1	1	1	1	1	4	8
příkon pro SV	$P_s$	kW	-	-	-	-	-	-	0,157	0,776
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	-	-	-	-	-	2,362	5,360
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	-	-	-	-	0,039	0,268
zdvih VV	$z_v$	mm	-	-	-	-	-	-	9	9
počet VV	$j_v$	-	-	-	-	-	-	-	4	8
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	-	-	-	-	0,157	2,144
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	-	-	-	-	-	-	0,315	2,920
elektrická účinnost alternátoru	$\eta_t$	%	-	-	-	-	-	-	85	85
elektrické ztráty v alternátoru	$P_t$	kW	-	-	-	-	-	-	0,056	0,515
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	-	-	-	-	-	-	0,371	3,435
střední tlak mech. ztr. ventilů	$FMEP_{svpt}$	kPa	-	-	-	-	-	-	13,9	42,9
přírůst. výk. vlivem tvaru zdv.	$\Delta P_{TZV}$	kW	-	-	-	-	-	-	1,04	0
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta IMEP$	kPa	-	-	-	-	-	-	39,04	0

**Tab. 4.7:** Porovnání výpočtu vlastního modelu s údaji uvedených v [15] elektromagnetického systému ovládání ventilů (vlastní zpracování)

V tab. 4.7 je uvažována pouze elektrická účinnost alternátoru. Mechanické ztráty budou uvažovány zvlášť. Záměnou tvaru elektromagnetu a materiálu lze snížit potřebný příkon na 97 W u sacího ventilu a 268 W u výfukového ventilu při  $n_{mot} = 6000$  1/min. Tlaky plynů ve válci motoru výrazně zhoršují spotřebu elektromagnetického aktuátoru. Je to dáno tím, že plyny působí na výfukový ventil nejvíce při jeho otevírání, čili v okamžiku, kdy má elektromagnet nejmenší sílu. Nevýhodou elektromagnetů je jejich značně nelineární síla v závislosti na vzdálenosti kotvy od jádra. Dalšímu snižování spotřeby brání především současné fyzikální vlastnosti dostupných materiálů. Jde především o omezenou vodivost vodičů a limitující saturační magnetizaci feromagnetik. Není vyloučeno, že v budoucnu bude možné prakticky použít supravodiče při běžných teplotách v motoru, což by výrazně snížilo spotřebu aktuátoru.

## 4.8 Elektrodynamické ovládání ventilů

Jednou z možností ovládání ventilů pístového spalovacího motoru je využití lineárního elektrodynamického aktuátoru [18]. Základem tohoto aktuátoru je vodič a permanentní magnet, možné uspořádání je vidět na obr. 4.27. Vodič se pohybuje ve válcové štěrbině mezi pólovými nastavci magnetického obvodu a je mechanicky spojen s ventilem motoru. Smysl síly lze snadno změnit opačným směrem proudu, což je rozdíl oproti elektromagnetu. Síla u elektrodynamického aktuátoru je navíc téměř nezávislá na zdvihu ventilu, což je další odlišnost od elektromagnetu.



Obr. 4.27: Lineární elektrodynamický aktuátor (vlastní zpracování)

Princip elektrodynamického aktuátoru využívá vztah mezi (Lorentzovou) silou aktuátoru  $F_a(t)$  působící na elektrický vodič délky  $\ell_{\text{vodic}}$  protékající elektrickým proudem  $i(t)$  umístěný v magnetickém poli o magnetické indukci  $B_p$  ( $B_p$  musí být kolmé k  $i$ ) [39] (4.19).

$$F_a(t) = B_p \cdot i(t) \cdot \ell_{\text{vodic}} = (m_V + m_{\text{vodic}}) \cdot \ddot{z}(t) + b_V \cdot \dot{z}(t) + k_V (z(t) + \text{predep}_V) + F_{\text{PLYN}}(t) \quad (4.19)$$

Ze vztahu (4.19) je patrné, že síla roste s délkou vodiče cívky  $\ell_{\text{vodic}}$ . S rostoucí délkou vodiče však také roste jeho hmotnost  $m_{\text{vodic}}$ , což je nevýhodné, protože zrychlení ventilu musí být poměrně značné. Síla také roste s rostoucím proudem protékajícím vodičem cívky. S rostoucím proudem však rostou energetické ztráty ve vodiči. Okamžitý ztrátový výkon ve vodiči udává vztah (4.20).

$$p_{\text{vodic}}(t) = R_{\text{vodic}} i^2(t) = \rho_R \frac{\ell_{\text{vodic}}}{S_{\text{vodic}}} i^2(t) \quad (4.20)$$

Kde  $R_{\text{vodic}}$  je odpor vodiče, který lze stanovit pomocí měrného odporu  $\rho_R$ , délky a průřezu vodiče. Optimalizace tedy spočívá v nalezení takové délky a průřezu vodiče, při kterém budou energetické ztráty pro pohyb ventilu minimální. Okamžitý ztrátový výkon ve vodiči lze vyjádřit také pomocí hmotnosti vodiče a hustoty materiálu vodiče  $\rho_m$ . Po vyjádření proudu z rovnice (4.19) a dosazení do rovnice (4.20) obdržíme pro minimální ztrátový výkon rovnici (4.21).

$$\frac{dp_{\text{vodic}}}{dm_{\text{vodic}}} = \frac{d}{dm_{\text{vodic}}} \left[ \frac{\rho_R \rho_m}{B_p^2} \left( \frac{(m_V + m_{\text{vodic}})^2 \ddot{z}^2}{m_{\text{vodic}}} + \frac{2(m_V + m_{\text{vodic}}) \ddot{z} K_F}{m_{\text{vodic}}} + \frac{K_F^2}{m_{\text{vodic}}} \right) \right] = 0 \quad (4.21)$$

Více je tato problematika rozebrána v publikaci [A.6], která vznikla v rámci projektu SGS. Výsledkem optimalizace je vztah (4.22).

$$m_{\text{vodic}} = \sqrt{m_V^2 + \frac{2m_V K_F}{\ddot{z}} + \frac{K_F^2}{\ddot{z}^2}} \quad (4.22)$$

Pružina být v aktuátoru vůbec nemusí, popř. její tuhost může být nízká, protože ventil je možné vracet zpět do sedla opačným směrem proudu ve vodiči. Protože k největším ztrátám dochází při maximálních otáčkách motoru, kde dominantní silovou složku tvoří zrychlující síla, je možné sílu pružiny a sílu tlumení zanedbat. U sacího ventilu je rovněž možné zanedbat síly působící od tlaku plynů a vztah (4.22) zredukovat na (4.23).

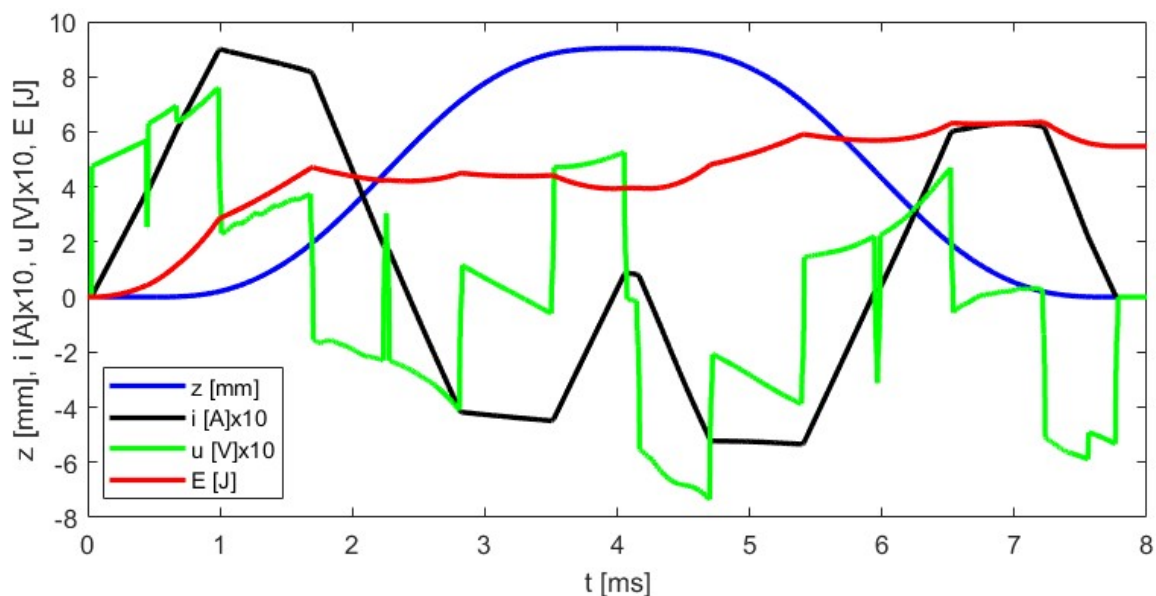
$$m_{\text{vodic}} = m_V \quad (4.23)$$

Energetické ztráty aktuátoru jsou nejnižší, pokud je hmotnost vodiče totožná s hmotností ventilu. Síla elektrodynamického aktuátoru a jeho ztráty jsou však výrazně závislé na magnetické indukci permanentního magnetu  $B_p$ . Proto bylo provedeno měření, obr. 4.28.



**Obr. 4.28:** Měření magnetické indukce, vlevo reproduktoru v mezeře pro cívku,  $B_p = 0,662$  T, vpravo 4 ks NdFeB magnetů 40 x 20 x 5 mm,  $B_p = 0,715$  T (vlastní zpracování).

Prakticky lze uvažovat velikost magnetické indukce  $B_p = 0,7$  T, což uvádí i literatura [43]. Hodnoty  $B_p$  ve velkých reproduktorech jsou i vyšší, avšak zástavbově nevycházejí do prostoru hlavy motoru. Na obr. 4.29 je vidět simulovaný průběh napětí, proudů a energie pro jeden zdvih výfukového ventilu, kde jsou zahrnuty i síly od tlaku plynů ve válci motoru. Zbylé vztahy pro výpočet jsou uvedeny v [A.6]. Porovnání hodnot je vidět v tab. 4.8.



**Obr. 4.29:** Průběh zdvihu, napětí, proudu a energie pro 1 výfukový ventil,  $B_p = 0,7$  T. Celková energie za celý cyklus je 5,48 J což odpovídá příkonu 274 W při  $n_{\text{mot}} = 6000$  1/min. Po zahrnutí účinnosti ŘJ 85 % je celkový příkon aktuátoru 322 W při  $n_{\text{mot}} = 6000$  1/min (vlastní zpracování)

Název	Veličina	Jedn.	[19], rešerše		vlastní					
			mat. model		matematický model					
			EMVT							
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	6000	2000	6000	2000	6000	2000	6000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	-	-	-	-	-	-	1,6	1,6
pohyblivé hmoty aktuátoru	$m_a$	g	-	-	90	90	90	90	90	90
magnetická indukce	$B_p$	T	-	-	0,89	0,89	0,89	0,89	0,70	0,70
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	1,680	1,880	1,670	1,854	0,274	2,347	1,321	3,781
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	0,028	0,094	0,028	0,093	0,005	0,117	0,022	0,189
zdvih SV	$z_s$	mm	8	8	8	8	4,5	9	4,5	9
počet SV	$j_s$	-	1	1	4	8	4	8	4	8
příkon pro SV	$P_s$	kW	-	-	0,111	0,742	0,018	0,939	0,088	1,512
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	-	1,67	3,735	0,274	4,417	1,321	6,443
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	0,028	0,187	0,005	0,221	0,022	0,322
zdvih VV	$z_v$	mm	-	-	8	8	4,5	9	4,5	9
počet VV	$j_v$	-	-	-	4	8	4	8	4	8
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	0,111	1,494	0,018	1,767	0,088	2,577
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	-	-	0,223	2,236	0,036	2,706	0,176	4,089
elektrická účinnost alternátoru	$\eta_t$	%	-	-	85	85	85	85	85	85
elektrické ztráty v alternátoru	$P_t$	kW	-	-	0,039	0,395	0,006	0,477	0,031	0,722
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	-	-	0,262	2,630	0,043	3,183	0,207	4,811
střední tlak mech. ztr. vent.	$FMEP_{svpt}$	kPa	-	-	-	-	1,6	39,8	7,8	60,1
přírůst. výk. vlivem tvaru zdv.	$\Delta P_{TZV}$	kW	-	-	-	-	1,003	0	1,003	0
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta IMEP$	kPa	-	-	-	-	37,6	0	37,6	0

**Tab. 4.8:** Porovnání výpočtu vlastního modelu s údaji uvedených v [19] elektrodynamického systému ovládání ventilů (vlastní zpracování)

Ve výpočtu je uvažován vodič z hliníku, který je používán i v některých reproduktorech. Podle rovnice (4.21) klesá příkon aktuátoru se součinem hustoty vodiče a měrného odporu vodiče. Hliník má sice horší měrný odpor, než měď, je však mnohem lehčí a ztráty se tak redukuje přibližně na polovinu. Výpočtově bylo zjištěno, že v publikaci [19] jsou pravděpodobně uvažovány o něco vyšší hodnoty magnetické indukce, cca 0,89 T, jak je vidět ve 3. a 4. sloupci tab. 4.8. Při uvažování této velikosti  $B_p$  se shodují příkony vlastního modelu s příkony uvedených v [19]. V 5. a 6. sloupci tab. 4.8 je uveden přepočtený zdvih ventilu 4,5 a 9 mm s uvažovanou  $B_p = 0,89$  T. Příkon aktuátoru je nízký při malých otáčkách a zdvihu ventilů, avšak při maximálním zatížení motoru a vysokých otáčkách stoupne příkon na cca 3,2 kW. Hodnoty spotřeby se ještě více zhorší na 4,8 kW, pokud budeme počítat se změřenou magnetickou indukcí  $B_p = 0,7$  T. Vlivem vysokých setrvačných sil je potřeba do pohyblivé cívky pouštět vysoký proud, cívka se příliš zahřívá a systém je nevhodný. V publikaci [18] je uveden možný způsob chlazení cívky stlačeným vzduchem, tím se však celá situace dále komplikuje. Řešením by bylo zvětšení permanentního magnetu, ale pro magnety odpovídající zástavbě běžného motoru tak ani nelze prakticky dosáhnout požadovaných vysokých otáček motoru. Dalším řešením by mohlo být prohození pohyblivých hmot vodiče s pevnými hmotami permanentního magnetu. Avšak permanentní magnet je mnohem těžší, než vodič a prakticky to nevede ke zlepšení.

#### 4.9 Elektromotorem poháněný vačkový mechanismus

Mechanismus IVA je tvořen jedním, nebo dvěma ventily, které jsou otevírány pomocí vaček na jedné vačkové hřídeli poháněné elektromotorem. IVA používá desmodromický způsob ovládání ventilů, kdy ventil není vrácen do sedla pomocí pružiny, ale další vačkou. V publikaci [23] jsou uvedeny změřené hodnoty elektrického příkonu systému IVA bez pomocné rekuperační pružiny na motoru 2,0 dm<sup>3</sup>. Elektronicky jsou ovládány pouze sací ventily, výfukové ventily jsou poháněny standardně od KH. Hodnoty příkonu výfukových ventilů uvedeny nejsou. Měření je provedeno pouze do otáček motoru 5000 1/min při kmitavém vratném pohybu pro dosažení částečného zdvihu ventilu. Systém by však měl umožňovat  $n_{mot} = 6000$  1/min při otáčení dokola [23]. Pro srovnání s ostatními systémy byl proveden teoretický výpočet příkonu pro otáčky motoru 6000 1/min. Příkon jednoho ventilu motoru 1,6 MPI je cca 39 W při otáčkách motoru 6000 1/min a zdvihu ventilu 9 mm. Uvedený příkon jednoho ventilu IVA je, i po snížení vlivem nižšího zdvihového objemu motoru, 100 W při otáčkách motoru 5000 1/min a zdvihu ventilu 7,8 mm. Velký rozdíl může být způsoben jednak kmitavým vratným pohybem a také je potřeba zahrnout účinnost elektromotoru a řídicí jednotky. Mechanismus IVA je navíc složitější, než ten s vinutou pružinou. Používá desmodromický způsob ovládání ventilů s dalšími táhly, pohyblivé hmoty jsou tedy vyšší, avšak pasivní odpory můžou klesnout. Příkon ventilu bude uvažován shodný 39 W při  $n_{mot} = 6000$  1/min. Účinnost elektromotoru se podle katalogu [44] pohybuje od 0 do 90 %. Účinnost řízení se může pohybovat podle grafu v [45] od 0 do 98 %. Pokud budeme uvažovat výslednou účinnost 65 %, bude příkon jednoho ventilu 60 W při otáčkách motoru 6000 1/min a zdvihu ventilu 9 mm. V tab. 4.9. jsou vidět změřené příkony uvedené v [23], které jsou přepočteny na  $V_z = 1,6$  dm<sup>3</sup>.

Název	Veličina	Jedn.	[23], rešerše			rešerše + vlastní		
			měření		-	rešerše + výpočet		
			IVA			IVA		
otáčky motoru	$n_{mot}$	1/min	2000	5000	6000	2000	5000	6000
zdvihový objem válců	$V_z$	dm <sup>3</sup>	2,0	2,0	2,0	1,6	1,6	1,6
energie pro 1 SV na zdvih	$E_{s1}$	J	-	-	-	0,990	2,400	1,200
příkon pro 1 SV	$P_{s1}$	kW	-	-	-	0,017	0,100	0,060
zdvih SV	$z_s$	mm	7,8	7,8	-	7,8	7,8	9
počet SV	$j_s$	-	8	8	-	4	8	8
příkon pro SV	$P_s$	kW	0,165	1,000	-	0,066	0,800	0,480
energie pro 1 VV na zdvih	$E_{v1}$	J	-	-	-	0,990	3	2,82
příkon pro 1 VV	$P_{v1}$	kW	-	-	-	0,017	0,125	0,141
zdvih VV	$z_v$	mm	10	10	-	9	9	9
počet VV	$j_v$	-	8	8	-	4	8	8
příkon pro VV	$P_v$	kW	-	-	-	0,066	1	1,128
příkon pro SV + VV	$P_{sv}$	kW	-	-	-	0,132	1,800	1,608
elektrická účinnost alternátoru	$\eta_t$	%	-	-	-	85	85	85
elektrické ztráty v alternátoru	$P_t$	kW	-	-	-	0,023	0,318	0,284
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	-	-	-	0,155	2,118	1,892
střední tlak mech. ztrát ventilů	FMEP <sub>svpt</sub>	kPa	-	-	-	5,8	31,8	23,6
přírůst. výkonu mot. vlivem tvaru zdvihu	$\Delta P_{TZV}$	kW	-	-	-	0,250	0	0
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta IMEP$	kPa	-	-	-	9,4	0	0

**Tab. 4.9:** Rozšíření dat uvedených v [23] pro další porovnání systému IVA ovládání ventilů (vlastní zpracování)

Velikost příkonu výfukových ventilů byla určena z příkonu sacích ventilů a přičtením příkonu pro překonání sil od tlaku plynů podle obr. 4.11. Uvažuje se režim otáčení dokola, který je úspornější. Podle tvaru zdvihu ventilu [23] nemohl být přírůstek  $\Delta P_{TZV}$  určen podle obr. 4.7, protože křivky zdvihu ventilu nemají dostatečnou plnost.  $\Delta P_{TZV}$  byl určen pomocí SW Ricardo Wave tak, aby byl rovněž splněn udávaný pokles měrné spotřeby paliva [23].

#### 4.10 Shrnutí vlastní analýzy

Vlastní analýza přínosů byla vyhotovena pro porovnání jednotlivých systémů tak, aby bylo možné vybrat systém s potenciálem pro dosažení nejvyšších energetických úspor. Pro srovnání byly vybrány 2 režimy, první pro částečné zatížení motoru a otáčky  $n_{mot} = 2000$  1/min a druhý pro plné zatížení a otáčky  $n_{mot} = 6000$  1/min, každý režim je uveden ve zvláštní tab. 4.10 a 4.11. Údaje pro maximální zatížení motoru jsou založeny převážně na výpočtech z jednoduchých modelů. Dynamika však může být podstatně složitější a nemusí být reálně dosaženo požadovaných parametrů. U pneumatického ovládání ventilů je uveden příkon udávaný výrobcem při  $n_{mot} = 6000$  1/min, měření probíhalo do  $n_{mot} = 2500$  1/min [8]. U hydraulického ovládání probíhalo měření do  $n_{mot} = 3500$  1/min, designováno bylo na  $n_{mot} = 6000$  1/min [11]. Vlastní měření elektromagnetického aktuátoru probíhalo do 3000/min simulovaných otáček motoru [A.5]. Při změně konstrukčního uspořádání a nahrazení původního materiálu elektromagnetu za lepší by aktuátor měl umět  $n_{mot} = 6000$  1/min. V prvním sloupci jsou uvedeny hodnoty motoru 1,6 MPI s konvenčním rozvodem. Výkonové parametry a časování ventilů jsou shodné s tab. 4.2. V druhém sloupci jsou uvedeny hodnoty pneumatického ovládání ventilů EPVA podle tab. 4.3. Systém umožňuje rychlé otevření a zavření ventilů, čímž se sníží ztráty při výměně obsahu válce změnou časování EIVC a vzroste výkon motoru oproti hodnotám s konvenčním rozvodem motoru 1,6 MPI, kde bylo částečného zatížení dosaženo pomocí škrticí klapky. Jde o přírůstek  $\Delta P_{TZV}$  (v tomto případě 0,75 kW),  $\Delta IMEP$  je vypočten z  $\Delta P_{TZV}$ . Ve třetím sloupci jsou uvedeny hodnoty hydraulického ovládání ventilů podle tab. 4.5, jednočinné a dvojčinné aktuátory (v tab. 4.4) vycházejí energeticky příliš nevýhodně, tak zde zahrnuty nejsou. V dalších sloupcích jsou postupně uvedeny hodnoty elektromagnetického systému, elektrodynamického systému a IVA z tab. 4.7, 4.8 a 4.9.



Název	Veličina	Jedn.	mech. 1,6MPI	Pneu. EPVA	Hydr. VS4	El.mag -	El.dyn -	El.vač IVA
přírůst. výkonu vlivem tvaru zdvihu	$\Delta P_{TZV}$	kW	0	0,75	1,04	1,04	1,00	0,25
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdvihu	$\Delta IMEP$	kPa	0	28,1	39,0	39,0	37,6	9,4
indikovaný výkon motoru	$P_i$	kW	7,78	8,53	8,82	8,82	8,78	8,03
střední indikovaný tlak oběhu	IMEP	kPa	292,0	320,1	331,0	331,0	329,6	301,4
příkon pro sací ventily	$P_s$	kW	0,088	0,132	0,164	0,157	0,060	0,066
příkon pro výfukové ventily	$P_v$	kW	0,088	0,132	0,164	0,157	0,060	0,066
mech. ztráty pro přímý pohon od KH	$P_p$	kW	0,084	-	-	-	-	-
ztráty při transformaci mech. energie	$P_t$	kW	-	0,264	0,329	0,056	0,021	0,023
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	0,260	0,528	0,657	0,371	0,141	0,155
přírůstek celk. přík. EOv proti 1,6MPI	$\Delta P_{svpt}$	kW	0	0,268	0,397	0,111	-0,12	-0,10
střední tlak mechanických ztrát ventilů	$FMEP_{svpt}$	kPa	9,76	19,82	24,67	13,91	5,30	5,83
přír. stř. tl. mech. ztr. EOv proti 1,6MPI	$\Delta FMEP_{svpt}$	kPa	0	10,06	14,91	4,15	-4,46	-3,93
mech. a ventilační ztráty alternátoru	$P_{mechALT}$	kW	0,139	0,139	0,139	0,139	0,139	0,139
mech. ztr. bez ventilů a mech. ztrát alt.	$P_{motJINE}$	kW	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05
mechanické ztráty celkem	$P_c$	kW	2,45	2,72	2,85	2,56	2,33	2,35
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	92,0	102,1	106,9	96,2	87,5	88,1
efektivní výkon motoru	$P_e$	kW	5,33	5,81	5,97	6,26	6,45	5,68
střední efektivní tlak oběhu	BMEP	kPa	200,0	218,1	224,1	234,9	242,1	213,3
přírůst. ef. výk. mot. EOv oproti 1,6MPI	$\Delta P_e$	kW	0	0,48	0,64	0,93	1,12	0,35
přírůst. stř. ef. tlaku EOv oproti 1,6MPI	$\Delta BMEP$	kPa	0	18,1	24,1	34,9	42,1	13,3
měrný přír. ef. výk. EOv proti 1,6MPI	$\Delta P_e\%$	%	0	9,0	12,0	17,4	21,0	6,2

**Tab. 4.10:** Porovnání různých elektronických systémů ovládání ventilů s konvenčním rozvodem pro částečně zatížený motor,  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$  a  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

Název	Veličina	Jedn.	mech. 1,6MPI	Pneu. FreeV	Hydr. VS4	El.mag -	El.dyn -	El.vač IVA
indikovaný výkon motoru	$P_i$	kW	95,6	95,6	95,6	95,6	95,6	95,6
střední indikovaný tlak oběhu	IMEP	kPa	1196	1196	1196	1196	1196	1196
příkon pro sací ventily	$P_s$	kW	0,31	N	1,08	0,78	2,62	0,48
příkon pro výfukové ventily	$P_v$	kW	0,73	N	1,44	2,14	4,08	1,13
mech. ztráty pro přímý pohon od KH	$P_p$	kW	0,39	-	-	-	-	-
ztráty při transformaci mech. energie	$P_t$	kW	-	N	0,45	0,52	1,18	0,28
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	1,42	3,20	2,97	3,44	7,88	1,89
přírůstek celk. přík. EOv proti 1,6MPI	$\Delta P_{svpt}$	kW	0	1,78	1,55	2,01	6,46	0,47
střední tlak mechanických ztrát ventilů	$FMEP_{svpt}$	kPa	17,8	40,1	37,2	43,0	98,7	23,7
přír. stř. tl. mech. ztr. EOv proti 1,6MPI	$\Delta FMEP_{svpt}$	kPa	0	22,24	19,41	25,19	80,84	5,87
mech. a ventilační ztráty alternátoru	$P_{mechALT}$	kW	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
mech. ztr. bez ventilů a mech. ztrát alt.	$P_{motJINE}$	kW	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80
mechanické ztráty celkem	$P_c$	kW	15,64	17,42	17,20	17,66	22,10	16,11
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	195,8	218,0	215,2	221,0	276,6	201,7
efektivní výkon motoru	$P_e$	kW	79,90	78,16	78,39	77,93	73,48	79,47
střední efektivní tlak oběhu	BMEP	kPa	1001	978	981	975	920	995
přírůst. ef. výk. mot. EOv oproti 1,6MPI	$\Delta P_e$	kW	0	-1,74	-1,51	-1,97	-6,42	-0,43
přírůst. stř. ef. tlaku EOv oproti 1,6MPI	$\Delta BMEP$	kPa	0	-22,2	-19,4	-25,2	-80,8	-5,9
měrný přír. ef. výk. EOv proti 1,6MPI	$\Delta P_e\%$	%	0	-2,2	-1,9	-2,5	-8,7	-0,54

**Tab. 4.11:** Porovnání různých elektronických systémů ovládání ventilů s konvenčním rozvodem pro maximální zatížení motoru,  $\dot{m}_{pal} = 26,13 \text{ kg/h}$  a  $n_{mot} = 6000 \text{ 1/min}$ , N - tyto hodnoty nebyly počítány, výrobce uvedl celkový příkon pro ventily (vlastní zpracování)

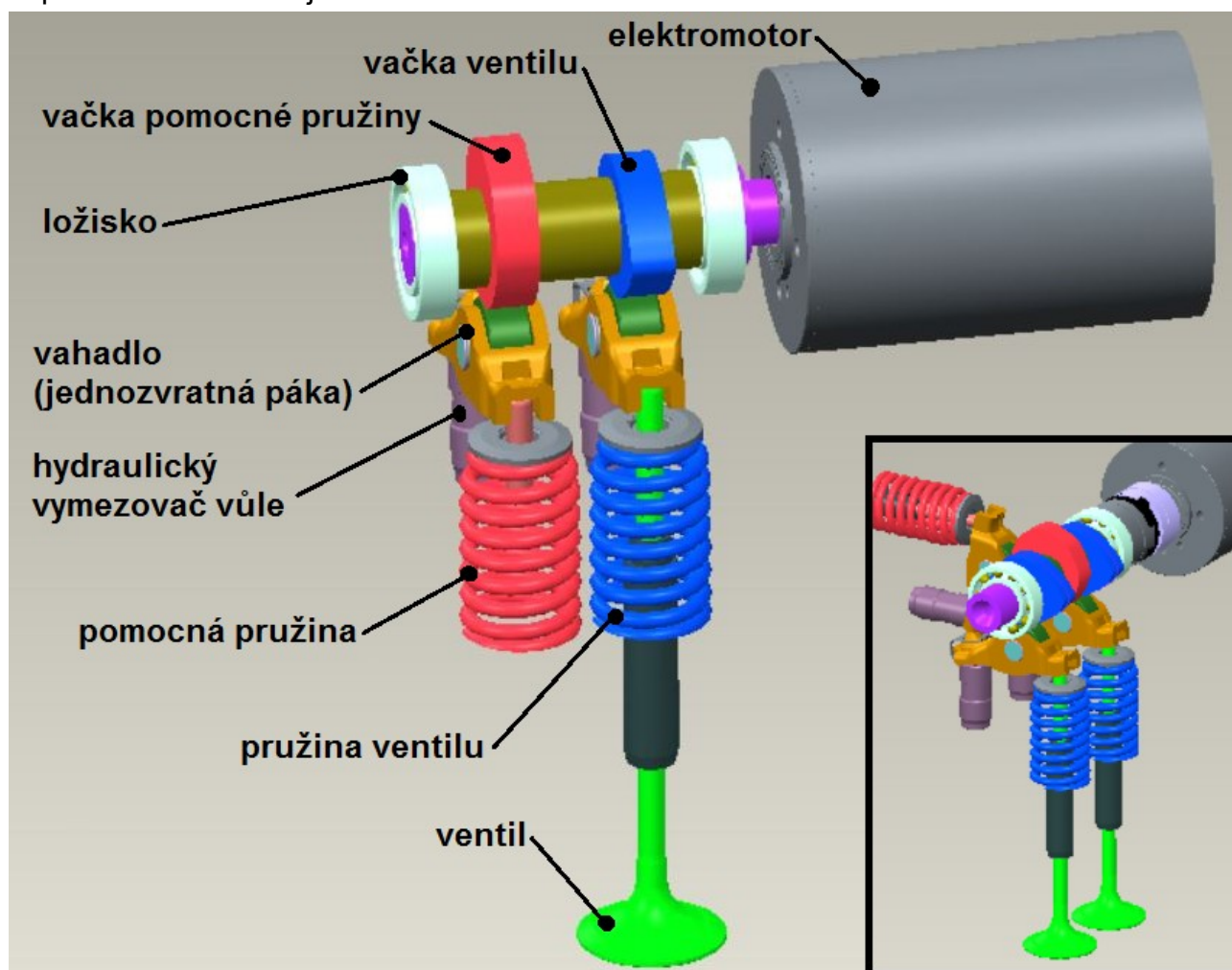
U elektronických systémů ovládání ventilů dochází ke zlepšení parametrů motoru při jeho částečném zatížení, kdy při stejné spotřebě paliva vzroste výkon motoru. Podle grafu na obr. 4.3 dochází k navýšení výkonu i ve vysokých otáčkách motoru, avšak při vyšší spotřebě paliva. Při shodném průběhu zdvihu ventilů jsou elektronické systémy nevýhodné. Pneumatický systém je více energeticky náročný z důvodu absence rekuperace energie zpět do zdroje. Nevýhoda se projeví zejména při vysokých otáčkách motoru. Ještě výrazněji je vliv otáček motoru vidět na jednočinném a dvojitým hydraulickým aktuátoru, kdy se kinetická energie disipuje škrcením při zpomalování ventilu pro plynulé zastavení pohybu. Naopak hydraulické systémy využívající rekuperaci kinetické energie jsou energeticky výhodné. Příkon elektromagnetického aktuátoru je výrazně závislý na koeficientu tlumení systému a na silách působících na ventil od tlaku plynů ve válci. Měření navíc ukázalo na výrazné ztráty v železe, pokud je elektromagnet vyroben z jednoho kusu. Avšak rychlost elektromagnetického aktuátoru umožňuje efektivně využít EIVC cyklus. Příkon elektrodynamického systému je výrazně závislý na velikosti permanentního magnetu a pro magnety odpovídající zástavbě běžného motoru nebude prakticky reálné dosáhnout vysokých otáček motoru. Vlivem vysokých setrvačných sil je potřeba do pohyblivé cívky pouštět vysoký proud, cívka se příliš zahřívá a systém je nevhodný. Přestože je možné u tohoto principu rekuperovat energii zpět do zdroje, dostupné materiály neumožňují rekuperaci s přijatelnou účinností a dosažení potřebné efektivity. Příkon systému elektromotorem poháněných vaček bez rekuperační pružiny je podobný jako u elektrodynamického aktuátoru. V nízkých otáčkách motoru, kdy jsou setrvačné síly nízké, je příkon malý. Naopak ve vysokých otáčkách motoru příkon výrazně vzrůstá a podobně jako u elektrodynamického aktuátoru nemusí být reálné dosáhnout kmitavého vratného pohybu pro dosažení částečného zdvihu ventilu. Podstatnou výhodou tohoto systému je možnost otáčení vačkou dokola, jako u konvenčního rozvodu a tím dosáhnout vysokých otáček motoru. IVA používá desmodromický způsob ovládání ventilů. Přestože je tento rozvod primárně používán ve vysokootáčkových motorech, systému IVA obsahuje další táhla, která zvyšují hmotnost pohyblivých dílů, a maximální udávané otáčky tak vysoké nejsou. Systém elektromotorem poháněných vaček se z hlediska potenciálu pro zvýšení úspory jeví jako nejvíce výhodný. V této práci bude detailněji rozebrán, avšak s odlišným konstrukčním uspořádáním, které spočívá v odstranění desmodromického systému a nahrazení standardním ventilovým mechanismem s vracením ventilu zpět do sedla pomocí klasické pružiny. Do mechanismu bude přidána pomocná pružina ovládaná vlastní vačkou umožňující rychlé přestavení ventilu pro využití EIVC cyklu. Je očekáváno zvýšení pasivních odporů, avšak mechanismus má více využít výhody EIVC cyklu a být tak úspornější, než IVA [23]. Klasický ventilový mechanismus je ověřené, běžně používané řešení a dá se předpokládat jeho dlouhodobá spolehlivost.

## 5 Vlastní usprádnání aktuátoru elektromotorické vačky

Podle vlastní analýzy energetické bilance, popsané v předchozí kapitole, se jeví jako energeticky nejvýhodnější systémy využívající nelineární transformaci rotačního pohonu. Způsob ovládání ventilu IVA používá elektromotorem poháněnou vačku s desmodromickým systémem ovládání ventilu [21]. Tento způsob ovládání ventilu je však poměrně složitý a proto bude zvoleno odlišné řešení. To spočívá v odstranění desmodromického systému a nahrazení standardním ventilovým mechanismem s vrácením ventilu zpět do sedla pomocí klasické pružiny. Do mechanismu bude přidána pomocná pružina ovládaná vlastní vačkou umožňující rychlé přestavení ventilu pro využití EIVC cyklu. Zavedením rotačního pohonu a nelineární mechanické transformace bylo uvedeno již v publikaci [20], kde se však kromě pružin uvažovalo pouze s jednou vačkou. Přidáním pomocné pružiny ovládané vlastní vačkou lze rekuperovat energii a tudíž elektromotor rychle roztočit a zastavit v čase, kdy nedochází k pohybu ventilu. Klasický ventilový mechanismus je ověřené, běžně používané řešení a dá se předpokládat jeho dlouhodobá spolehlivost.

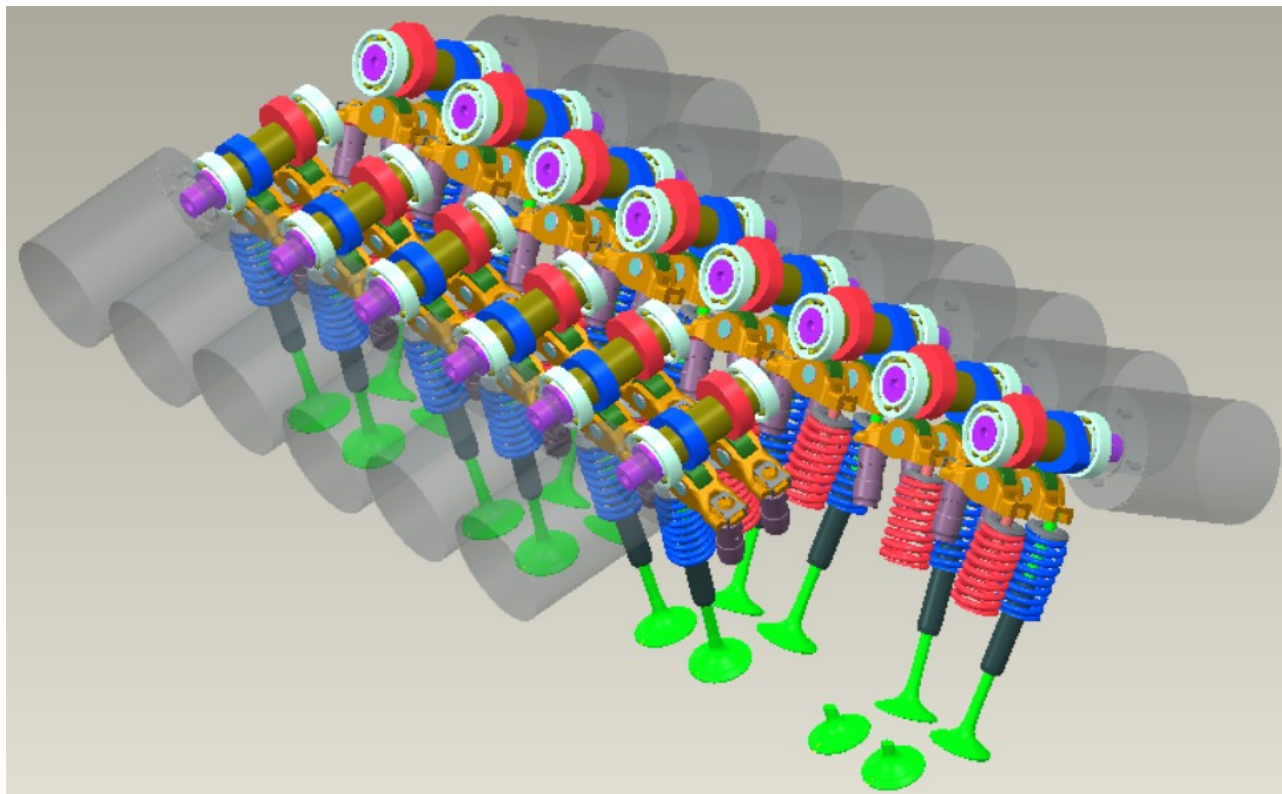
### 5.1 Konstrukční uspořádání

Elektromotor může buď ovládat jeden ventil, nebo dva ventily současně. Konstrukční uspořádání aktuátoru je vidět na obr. 5.1.



**Obr. 5.1:** Konstrukční spořádání aktuátoru elektromotorické vačky pro ovládání jednoho ventilu v porovnání s ovládáním dvou ventilů vpravo dole (vlastní zpracování)

Systém obsahuje klasický mechanismus s vahadlem (jednozvrtnou pákou), hydraulickým vymezořovačem vůle a ventilem otevíraným pomocí vačky a vráceným zpět do sedla pomocí pružiny (modrá). Dále je přidána pomocná pružina (červená) ovládaná opět přes vahadlo pomocí vlastní vačky. Vačková hřídel je spojena s elektromotorem. Je možné také zkonstruovat variantu s ovládáním dvou ventilů současně, jak je vidět na obr. 5.1 vpravo dole. Pomocná pružina může být umístěna v prostoru, kde je místo, např. na straně, jak je rovněž vidět na obr. 5.1 vpravo dole. Na obr. 5.2 je vidět možné uspořádání hlavy motoru s 16 aktuátory elektromotorické vačky pro ovládání 16 ventilů. Moderní vozy již mají mnoho elektromotorů, v publikaci [46] se uvádí více jak 40 elektromotorů na 1 vůz.



**Obr. 5.2:** Možné uspořádání hlavy motoru s 16 aktuátory elektromotorické vačky pro ovládání 16 ventilů, každý samostatně (vlastní zpracování)

## 5.2 Předběžný matematický model

Pro návrh mechanismu je potřeba nejprve předběžně zjistit základní parametry důležitých prvků systému. Mechanismus musí umožňovat kývavý pohyb pro dosažení částečného otevření ventilu. Je tvořen jedním, nebo dvěma ventily, které jsou otevírány pomocí vaček na jedné vačkové hřídeli. Na vačkové hřídeli je také umístěna pomocná vačka, která ovládá pomocnou pružinu. Vačku pomocné pružiny jsem zvolil z jedné strany s hladkým průběhem a z druhé se dvěma odskoky v  $1/3$  a ve  $2/3$  maximálního zdvihu ventilu. Tato místa jsou určena pro zastavení pohybu otáčení a vyčkávání pro dosažení požadované fáze otevírání ventilu. Strmostí boků a překrytím vaček lze měnit velikost pomocí pružiny. Zavírání každého ventilu zajišťuje klasická vinutá pružina. Vačková hřídel je spojena s bezkartáčovým elektromotorem.

### 5.3 Sestavení rovnic systému elektromotorem poháněné vačky

Pro řešení tohoto modelu byly použity Lagrangeovy rovnice druhého druhu, které mají pro neznámý úhel vačky  $\psi$  tvar.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \psi} = M_z - \frac{\partial E_p}{\partial \psi} - \frac{\partial D}{\partial \dot{\psi}} \quad (5.1)$$

Je potřeba vyjádřit celkovou kinetickou energii ( $E_k$ ), potenciální energii ( $E_p$ ), zobecněný moment ( $M_z$ ) a Rayleighovu disipativní funkci ( $D$ ) systému pomocí jednotlivých neznámých. Celková kinetická energie se skládá ze součtu kinetické energie všech rotujících hmot, přímočarého pohybu počtu ventilů  $i_V$  a hmotnosti  $m_V$  a přímočarého pohybu pohyblivých hmot vedení pomocné pružiny  $m_P$ .

$$E_k = \frac{1}{2} J_C \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} i_V m_V \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m_P \dot{y}^2 \quad (5.2)$$

Rotační pohyb vačky je převeden na přímočarý pohyb zdvihu ventilu  $z$  a zdvihu pomocné pružiny  $y$  pomocí zdvihových funkcí vačky ventilu  $f_V(\psi)$  a vačky pro pomocnou pružinu funkce  $f_P(\psi)$ .

$$y = f_P(\psi) \quad (5.3)$$

$$z = f_V(\psi) \quad (5.4)$$

Ze známých převodních funkcí vaček  $\mu(\psi)$  a  $\nu(\psi)$  lze vypočítat rychlosti a zrychlení

$$\dot{y} = \frac{df_P}{d\psi} \frac{d\psi}{dt} = \frac{dy}{d\psi} \frac{d\psi}{dt} = \mu_P(\psi) \dot{\psi} \quad (5.5)$$

$$v = \dot{z} = \frac{df_V}{d\psi} \frac{d\psi}{dt} = \frac{dz}{d\psi} \frac{d\psi}{dt} = \mu_V(\psi) \dot{\psi} \quad (5.6)$$

$$\ddot{y} = \nu_P \dot{\psi}^2 + \mu_P \ddot{\psi} \quad (5.7)$$

$$a = \ddot{z} = \nu_V \dot{\psi}^2 + \mu_V \ddot{\psi} \quad (5.8)$$

Potenciální energie systému závisí na tuhosti pružin ventilů  $k_V$  a tuhosti pomocné pružiny  $k_P$ .

$$E_p = \frac{1}{2} i_V k_V (z + predep_V)^2 + \frac{1}{2} k_P (y + predep_P)^2 \quad (5.9)$$

Rayleighova disipativní funkce je dána vztahem

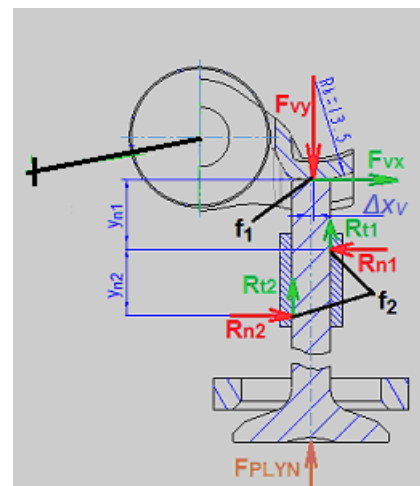
$$D = \frac{1}{2} i_V b_V \dot{z}^2 + \frac{1}{2} b_P \dot{y}^2 \quad (5.10)$$

kde  $b_V$  a  $b_P$  jsou koeficienty odporu prostředí ventilu a pomocné pružiny. Poměrný útlum  $\zeta = 0,035$  byl zvolen na základě vlastního měření [A.5].

$$b_V = 2 \zeta \sqrt{k_V m_V} \quad (5.11)$$

$$b_P = 2 \zeta \sqrt{k_P m_P} \quad (5.12)$$

Do pracovních momentů patří momenty úměrné třecím silám a síle od tlaku plynů působících na ventil, obr. 5.3. Uvažuje se valivý odpor uložení vačkového hřídele.



**Obr. 5.3:** Třecí síly (vlastní zpracování).

Zobecněný moment  $M_Z$  má tvar.

$$M_Z = M_{elmot} - M_L - i_V F_{Vy} \mu_V - F_{VyP} \mu_P \quad (5.13)$$

Moment v kluzných ložiskách vačkového hřídele  $M_L$  není v předběžném modelu zahrnut. Výsledná síla pasivních odporů působících na jeden ventil  $F_{Vy}$  má tvar.

$$F_{Vy} = R_{t1} + R_{t2} + F_{PLYN} \quad (5.14)$$

Třecí síla mezi vahadlem a ventilem  $F_{Vx}$  se vypočte podle.

$$F_{Vx} = \text{sign}(\dot{x}_V) \cdot [m_V a + b_V v + k_V (z + \text{predep}_V)] \cdot f_1 \quad (5.15)$$

Znaménko se určí podle vzájemné rychlosti bodu dotyku ventilu a vahadla ve směru  $x$ . Sílu tření  $F_{Vx}$  a mimoosové namáhání ventilu od vahadla  $F_{Vy}$  zachycují normálové složky reakce vedení ventilu  $R_{n1}$  a  $R_{n2}$ . Z normálových složek se určí tečné  $R_{t1}$  a  $R_{t2}$  podle.

$$R_{t1} = \text{sign}(\dot{z}) R_{n1} \cdot f_2 = \text{sign}(\dot{z}) \left( F_{Vx} \frac{y_{n1} - z + y_{n2}}{y_{n2}} + F_{Vy} \frac{\Delta x_V}{y_{n2}} \right) f_2 \quad (5.16)$$

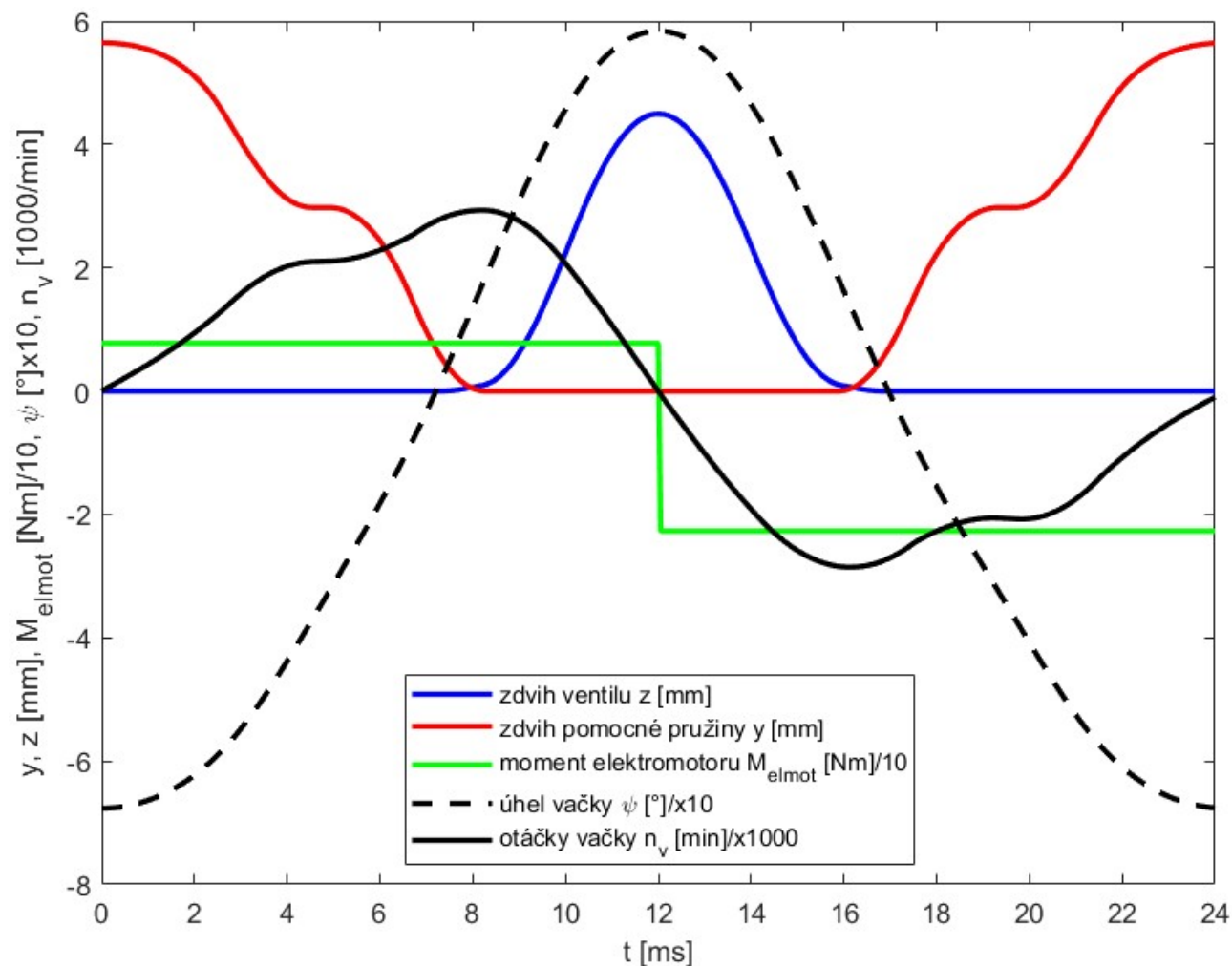
$$R_{t2} = \text{sign}(\dot{z}) R_{n2} \cdot f_2 = \text{sign}(\dot{z}) \left( F_{Vx} \frac{y_{n1} - z}{y_{n2}} + F_{Vy} \frac{\Delta x_V}{y_{n2}} \right) f_2 \quad (5.17)$$

Podobně jsou sestaveny rovnice pro sílu pasivních odporů působících na pomocnou pružinu  $F_{VyP}$ , avšak bez sil od tlaku plynů. Velikost smykových koeficientů tření  $f_1$  a  $f_2$  byly v předběžném modelu zvoleny konstantní,  $f_1 = 0,1$  a  $f_2 = 0,12$ . Výsledná pohybová rovnice je (5.18).

$$\begin{aligned} & (J_C + i_V m_V \mu_V^2 + m_P \mu_P^2) \ddot{y} + i_V m_V \mu_V \nu_V \dot{y}^2 + m_P \mu_P \nu_P \dot{y}^2 + \\ & i_V k_V \mu_V (z + \text{predep}_V) + k_P \mu_P (y + \text{predep}_P) + i_V b_V \mu_V \dot{z} + b_P \mu_P \dot{y} = M_Z \end{aligned} \quad (5.18)$$

## 5.4 Průběhy elektromotorem poháněné vačky

Základní způsob řízení spočívá v natáčení vačkového hřídele tak, aby bylo dosaženo požadovaného zdvihu ventilu. S výhodou lze využít dobu, kdy je ventil uzavřený, k rekuperaci. Na obr. 5.4 je zobrazen průběh celého cyklu částečného zdvihu ventilu. Dále je v grafu uveden průběh zdvihu pomocné pružiny, úhel vačkového hřídele, jeho otáčky a budící moment elektromotoru pro pohon vačkového hřídele. Začátek procesu jsem si zvolil v okamžiku nulových otáček vačkového hřídele.



**Obr. 5.4:** Průběhy vačkového mechanismu poháněného elektromotorem pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm, platí pro otáčky motoru 5000 1/min, což odpovídá periodě cyklu 24 ms, moment při otevření ventilu  $M_1 = 78$  mNm, moment při zavírání ventilu  $M_2 = -228$  mNm (vlastní zpracování)

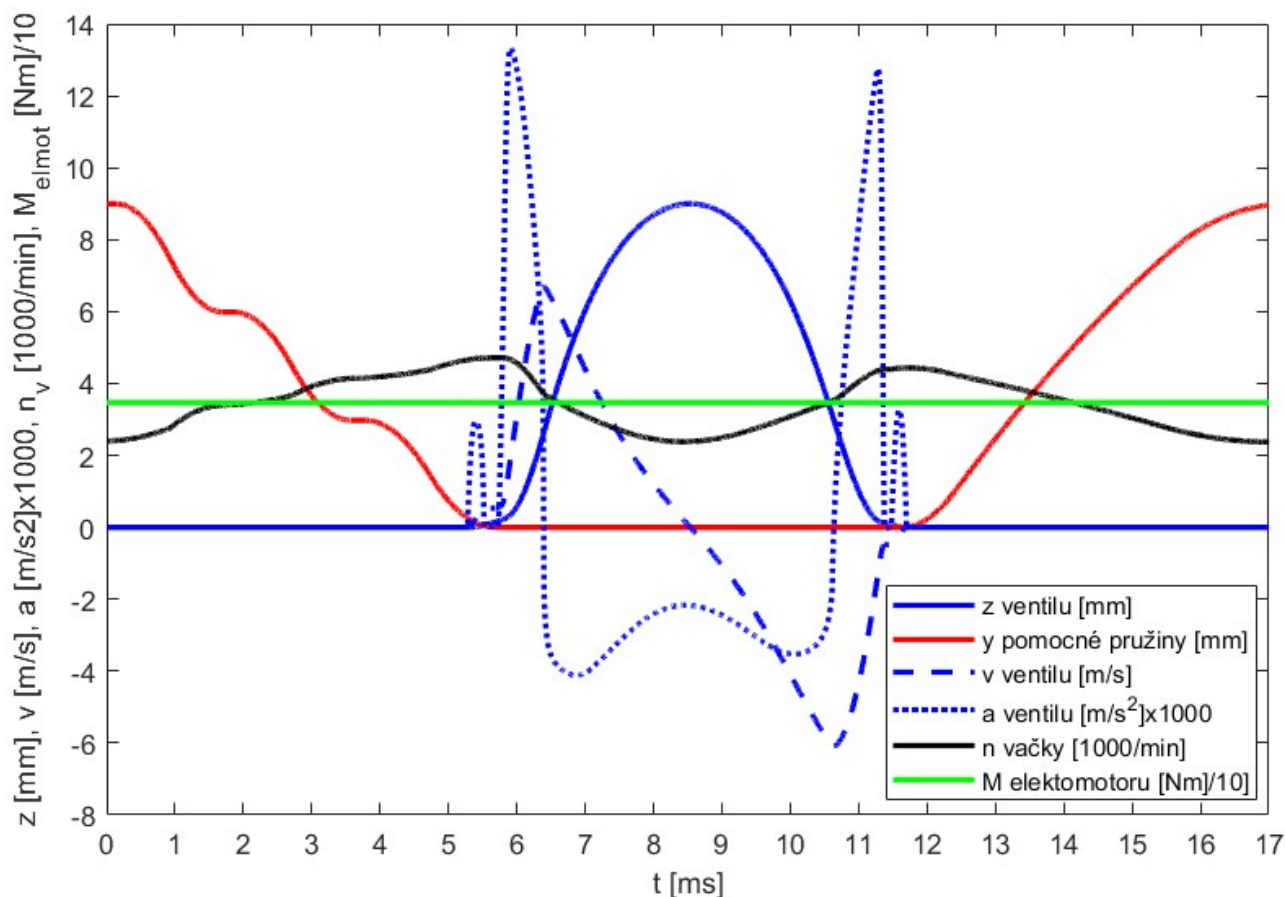
Z modelu pro částečný zdvih vyplývá, že otáčky vačky jsou na začátku průběhu nulové a postupně vzrůstají. Na začátku zdvihu ventilu jsou nejvyšší, při otevření ventilu klesají a při částečném otevření ventilu klesnou až do úplného zastavení pohybu vačky. Následně se při zavírání ventilu změnil smysl otáčení a otáčky vačky opět stoupají. Po uzavření ventilu lze vačkovým hřídelem nadále otáčet a při stlačování pomocné pružiny plynule zastavit vlivem přeměny kinetické energie na potenciální. Potenciální energie pomocné pružiny je následně využita pro snazší opětovné roztočení vačkového hřídele. Velikost zdvihu ventilu a periodu celého cyklu lze řídit pomocí dvou hodnot momentů,  $M_1$  při

otevírání ventilu a  $M_2$  při zavírání ventilu. Moment elektromotoru je potom dán vztahy (5.19) a (5.20)

$$M_{el\,mot} = M_1 \quad \text{při otevírání ventilu} \quad (5.19)$$

$$M_{el\,mot} = M_2 \quad \text{při zavírání ventilu} \quad (5.20)$$

Vačkovou hřídelí lze také točit dokola, kdy ventil vykonává maximální zdvih. Na obr. 5.5 je zobrazen průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu pro jeden maximální zdvih ventilu, poháněného konstantním momentem elektromotoru.



**Obr. 5.5:** Průběhy vačkového mechanismu poháněného konstantním momentem  $M_{el\,mot} = 358 \text{ mNm}$  pro maximální zdvih ventilu s původní vačkou, platí pro otáčky motoru 7000 1/min (vlastní zpracování)

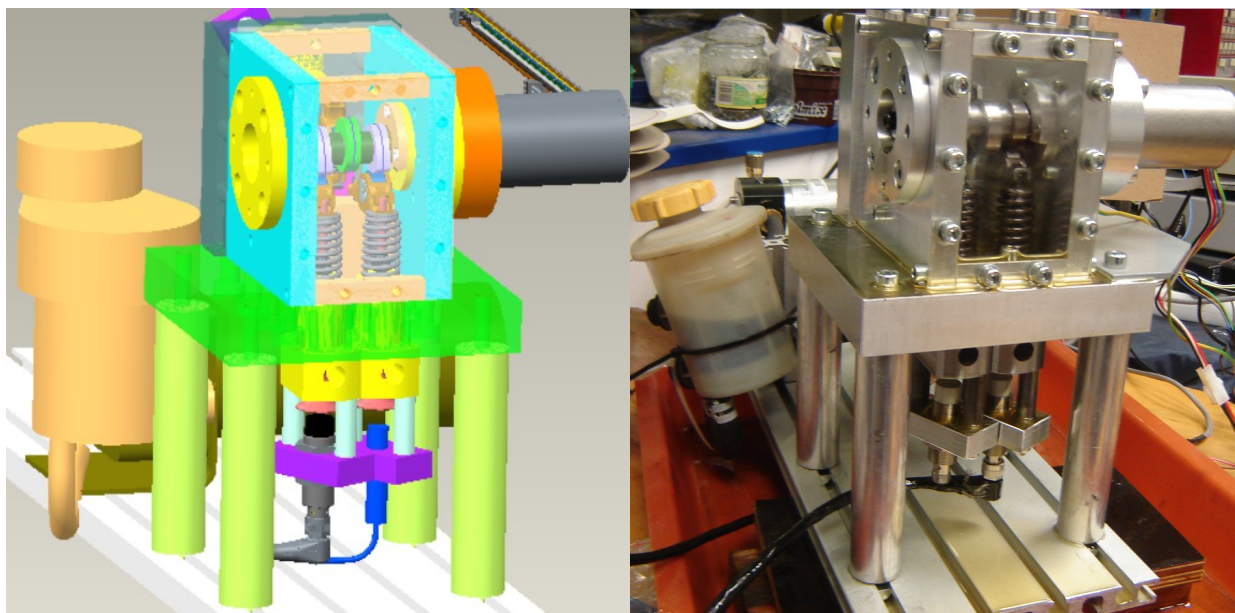
Z modelu mechanismu poháněného konstantním momentem elektromotoru během celé periody při maximálním zdvihu vyplývá, že otáčky elektromotoru výrazně kolísají. Opět jsou nejvyšší na začátku zdvihu ventilu, při otevírání ventilu klesají a při úplném otevření ventilu jsou nejnižší, ale neklesnou na nulu. Při zavírání ventilu otáčky vačky opět stoupají. Tento průběh otáček se podobá režimu pro částečný zdvih ventilu. Průběh na obr. 5.5 odpovídá původnímu tvaru vačky motoru 1,6 MPI. Vzhledem k tomu, že maximální otáčky vačky dosahují hodnot okolo 5000 1/min (odpovídá  $n_{mot} = 10000$  1/min KH motoru), jsou výrazně překračovány konstrukční limity mechanismu a bylo zapotřebí změnit tvar vačky.



## 6 Příprava experimentů systému elektromotorické vačky

### 6.1 Mechanický systém

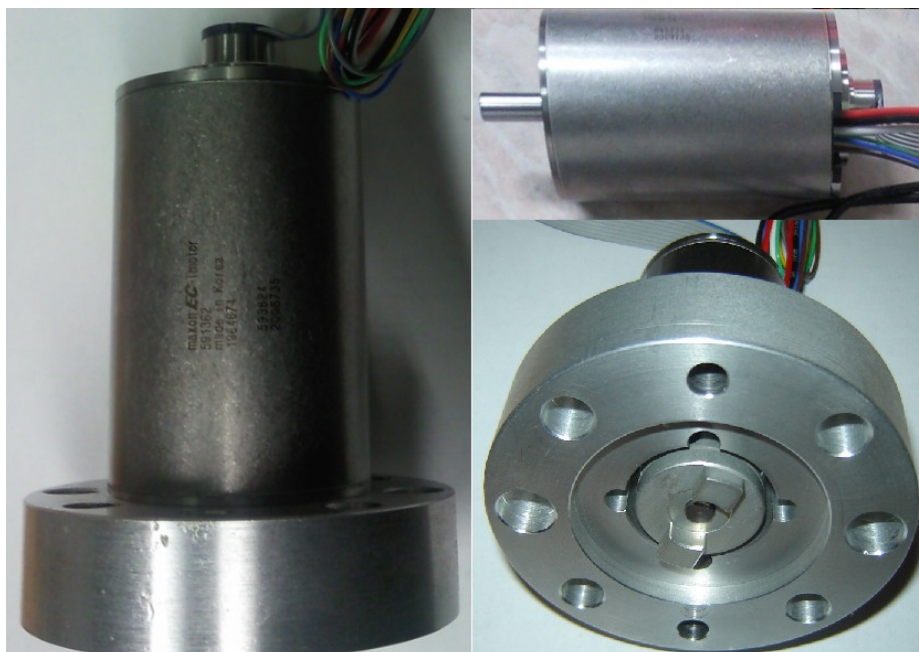
Mechanismus umožňuje sestavit kombinaci pro ovládání jednoho, nebo dvou ventilů a jedné pomocné pružiny, která může být umístěna z boku. Zkonstruoval jsem ho v 3D softwaru Creo. Základ tvoří dvě duralové desky, které jsou společně s dvěma bočnicemi spojeny pomocí šroubů. Ventily, vodítka, pružiny vahadla a hydraulické vymezovače vůle jsou použity z motoru 1,6 MPI. Jednotlivé vačky jsou konstrukčně řešeny jako výměnné na hřídeli a jsou více popsány v další kapitole. Hřídel, která je uložena v kuličkových ložiskách, je spojena s elektromotorem pomocí spojky Oldham. Při konstrukci pohybujících rotačních dílů se dbalo na nízké momenty setrvačnosti. V deskách a kostkách pro uchycení hydraulických vymezovačů vůle jsou vytvořeny mazací kanály pro tlakový přívod oleje a pro jeho odvod zpět do nádoby. Tlak oleje je zajištěn pomocí hydraulického čerpadla. Proti talířkům ventilů jsou umístěny držáky pro uchycení snímačů zdvihu ventilu. Model a reálná fotografie zkušební vzorku jsou vidět na obr. 6.1.



**Obr. 6.1:** Zkušební vzorek elektromotorem poháněné vačky, 3D model vlevo, reálné foto vpravo (vlastní zpracování)

### 6.2 Pohon

Pro pohon vačkového mechanismu jsem zvolil bezkartáčový elektromotor (BLDC) EC-i 52 od firmy Maxon. Jmenovitý výkon elektromotoru je 180 W. V katalogu je uveden také moment setrvačnosti rotoru  $170 \text{ gcm}^2$ . Celkový moment setrvačnosti je  $J_c = 379 \text{ gcm}^2$ . Elektromotor byl objednan se 12-bitovým absolutním snímačem polohy, který má rozlišení 4096 pulzů na otáčku. Rovněž je vybaven třemi halovými snímači. Hřídelka má průměr 8 mm a je hladká bez drážky. Elektromotor je vidět na obrázku 6.2, kde je také vidět společně s namontovanou přírubou.



**Obr. 6.2:** Elektromotor MAXON EC-i52 s přírubou (vlastní zpracování)

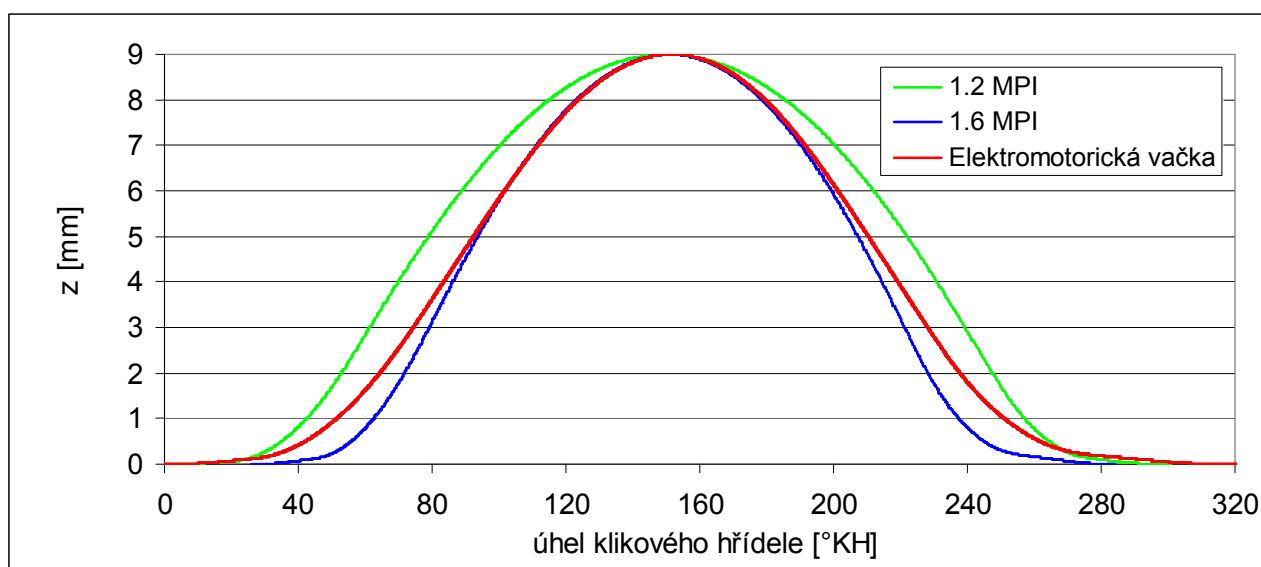
### 6.3 Návrh tvaru vaček

Vačky byly vyráběny nové a nebyly použity z motoru 1,6 MPI. Hlavní důvod byl jejich tvar, který bylo potřeba upravit z důvodu výrazně proměnných otáček vačky tak, aby zrychlení ventilu nepřesahovalo maximální zrychlení ventilu motoru 1,6 MPI při maximálních otáčkách motoru. Z modelu pro částečný zdvih vyplývá, že otáčky vačky jsou na začátku zdvihu ventilu nejvyšší, při otevírání ventilu klesají a při částečném otevření ventilu klesnou až do úplného zastavení pohybu vačky. Následně se při zavírání ventilů změni smysl otáčení a otáčky vačky opět stoupají, viz obr. 5.4. Otáčky vačky se tedy pro částečný zdvih výrazně mění, narozdíl od konstantních otáček konvenčního rozvodu při otáčení vačky dokola. Avšak při konstantním hnacím momentu elektromotoru otáčky vačky také výrazně kolísají i při režimu otáčení dokola, viz obr. 5.5, protože momenty setrvačnosti rotujících hmot (vačkový hřídel, elektromotor a spojka) jsou nízké. Lze tedy změnou tvaru vačky vyhovět oběma režimům současně. Režim otáčení vačky konstantním hnacím momentem, kdy otáčky vačky výrazně kolísají, není pro konvenční rozvody praktický. V literaturách se zdvihová závislost uvádí zpravidla na úhlu natočení klikového, nebo vačkového hřídele s konstantním úhlovým krokem, např. [47], [48], [49], [50]. Otáčky vačky u konvenčního rozvodu také kolísají, avšak mnohem méně, proto je lze považovat za konstantní. Pro stanovení konkrétního tvaru vačky při proměnných otáčkách je potřeba znát průběh zdvihu ventilu a průběh otáček vačky.

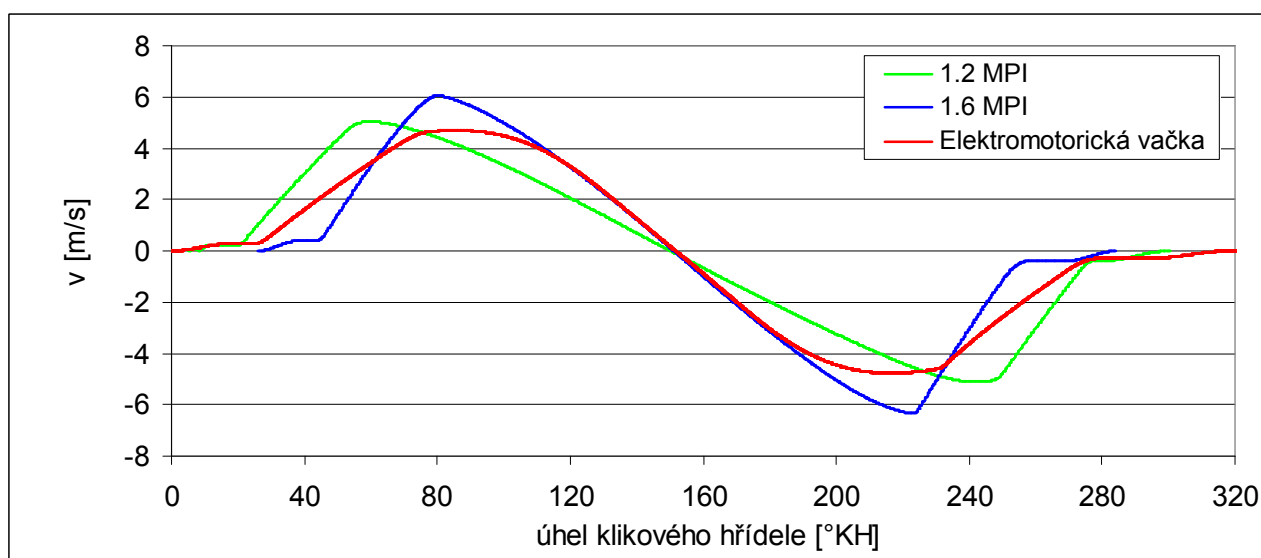
#### 6.3.1 Průběh zdvihu ventilu při maximálních otáčkách motoru

Je potřeba mít na paměti, že průběh zdvihu ventilu se může u elektromotorické vačky výrazně měnit, což klasický rozvod neumožňuje. Avšak tvar vačky je potřeba nějaký zvolit a tak byl navržen pro  $n_{mot} = 7000$  1/min při konstantním hnacím momentu elektromotoru. Zvolené otáčky  $n_{mot} = 7000$  1/min jsou vyšší, než maximální otáčky spalovacího motoru 1,6 MPI, které jsou 6500 1/min. Průběh zdvihu ventilu při maximálních otáčkách motoru a

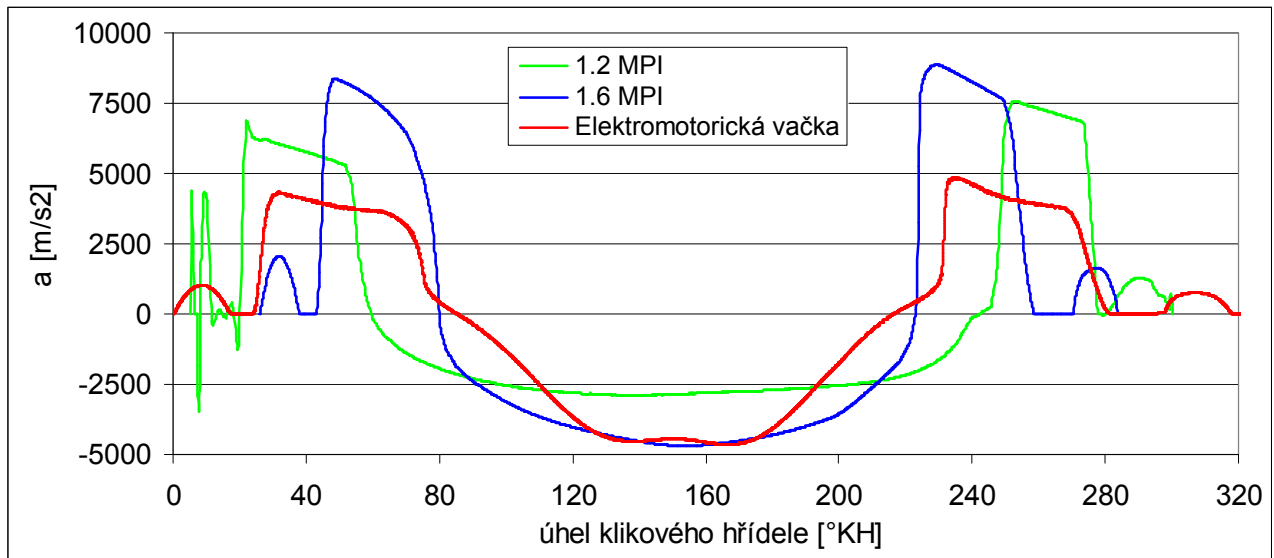
konstantním hnacím momentu elektromotoru byl použit podobný, jako průběh u běžných motorů. Tvar elektromotorické vačky byl mírně upraven v oblasti náběhu a dosedání ventilu do sedla, kde bylo sníženo zrychlení tak, aby nebyly překračovány konstrukční limity mechanismu a odstranil se problém popsany na obr. 5.5. Maximální zrychlení ventilu u motoru 1,6 MPI je  $6200 \text{ ms}^{-2}$  při otáčkách motoru = 6000 1/min a  $8400 \text{ ms}^{-2}$  při otáčkách motoru 7000 1/min. Prodloužením doby otevření ventilu při maximálních otáčkách motoru se dosáhne vyššího výkonu motoru, jak bylo popsáno na obr. 4.3. Maximální hodnota záporného zrychlení byla ponechána shodná s motorem 1,6 MPI tak, aby zůstal zachován shodný přebytek síly pružiny. V oblasti nejvyššího zdvihu ventilu byl mírně zvětšen rádius. Maximální zdvih ventilu je 9 mm. Zdvih, rychlost a zrychlení ventilu při maximálních otáčkách motoru a konstantním hnacím momentu elektromotoru je vidět na obr. 6.3 až obr. 6.5 v porovnání s vačkou motoru 1,2 MPI a motoru 1,6 MPI.



**Obr. 6.3:** Teoretický průběh zdvihu ventilu v závislosti na úhlu klikového hřídele pro různé vačky, pro elektromotorem poháněnou vačku platí tento průběh zdvihu při  $n_{mot} = 7000 \text{ 1/min}$  a konstantním momentu elektromotoru. (vlastní zpracování)



**Obr. 6.4:** Teoretický průběh rychlosti ventilu v závislosti na úhlu klikového hřídele pro různé vačky, pro elektromotorem poháněnou vačku platí tento průběh rychlosti při  $n_{mot} = 7000 \text{ 1/min}$  a konstantním momentu elektromotoru. (vlastní zpracování)



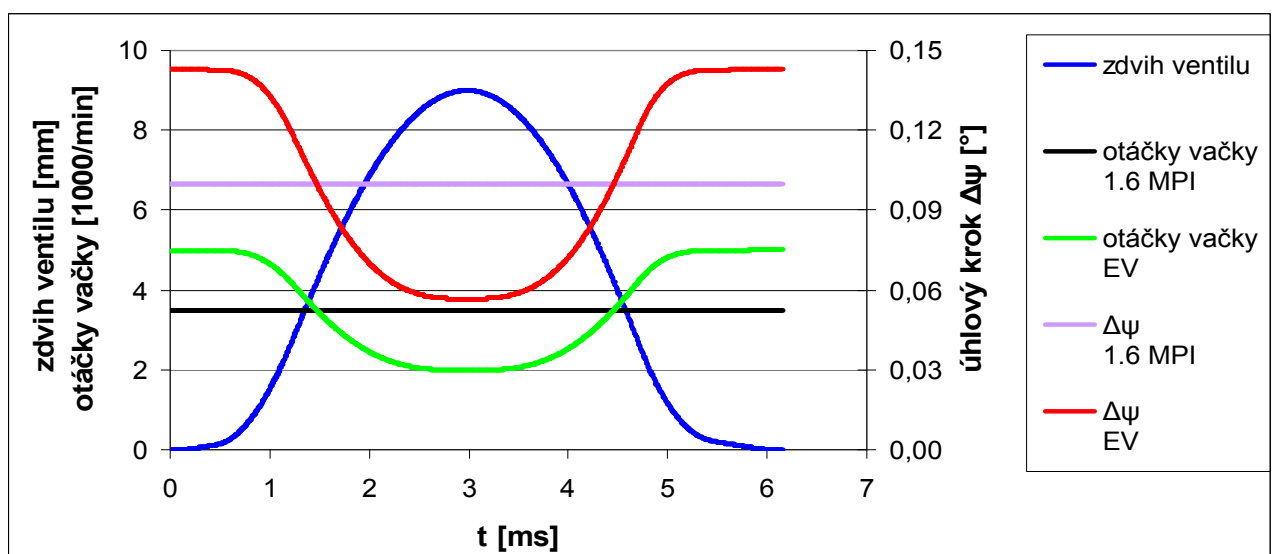
**Obr. 6.5:** Teoretický průběh zrychlení ventilu v závislosti na úhlu klikového hřídele pro různé vačky, pro elektromotorem poháněnou vačku platí tento průběh zrychlení při  $n_{mot} = 7000$  1/min a konstantním momentu elektromotoru. (vlastní zpracování)

### 6.3.2 Přepočítání zdvihu ventilu podle otáček vačky

Ze známého průběhu zdvihu ventilu při konstantních otáčkách vačky lze vypočítat tvar vačky při jejich proměnných otáčkách. V datech se zdvihová závislost uvádí zpravidla na úhlu natočení klikového, nebo vačkového hřídele s konstantním úhlovým krokem [47]. Jsou dva způsoby přepočtu dat z konstantních otáček na proměnné. Je možné přepočítat data zdvihu se zachováním konstantního úhlového kroku, nebo je možné změnit konstantní úhlový krok na proměnný úhlový krok se zachováním shodných diskrétních dat zdvihu ventilu. Obojí vede ke stejnému výsledku. Abych nemusel měnit data zdvihu ventilu, rozhodl jsem se pro zavedení proměnného úhlového kroku (6.1).

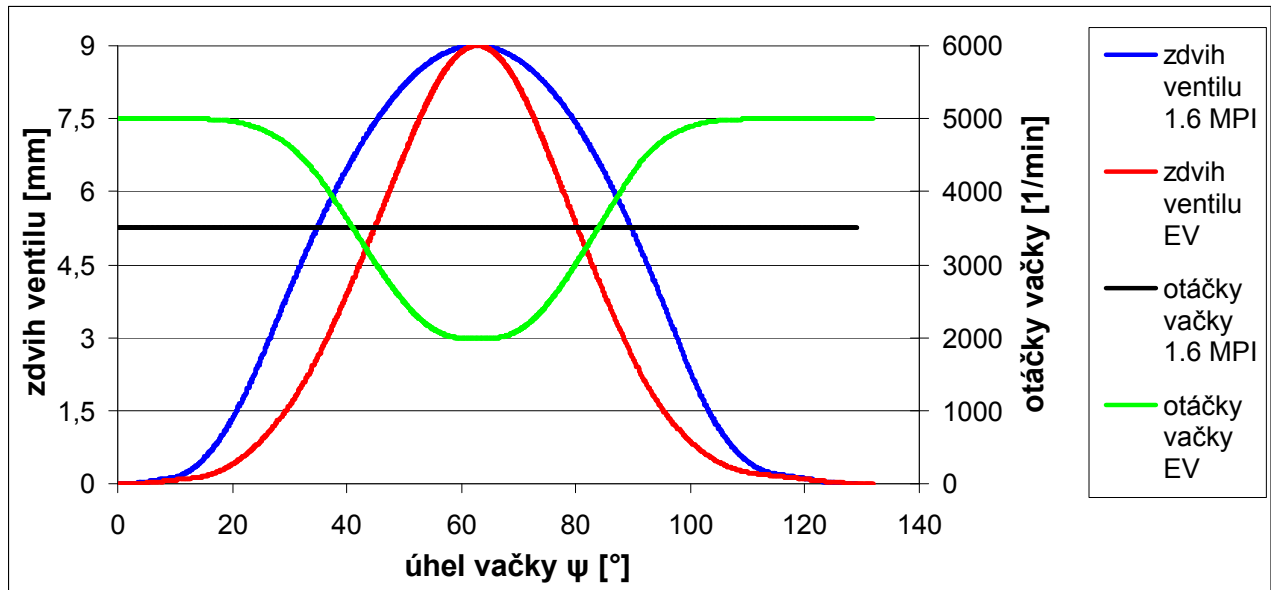
$$\Delta\psi(t) = \dot{\psi}(t) \cdot \Delta t = 2\pi \frac{n_V(t)}{60} \Delta t \quad (6.1)$$

Na obr. 6.6 je vidět porovnání konstantního a proměnného úhlového kroku při konstantních a zvolených proměnných otáčkách vačky pro časově shodný zdvih ventilu.



**Obr. 6.6:** Porovnání konstantního a proměnného úhlového kroku v závislosti na časovém průběhu otáček pro časově shodný zdvih ventilu (vlastní zpracování)

Na obr. 6.7 je vidět porovnání zdvihu ventilu pro vačku motoru 1,6 MPI a přepočtenou vačku v závislosti na úhlu natočení pro zvolený průběh otáček vačky.



**Obr. 6.7:** Porovnání teoretických průběhů zdvihu ventilu v závislosti na úhlu pro vačku 1,6 MPI a přepočtenou vačku EV. Přepočtená vačka EV se neotáčí konstantními otáčkami, průběh otáček zobrazuje zelená křivka (vlastní zpracování)

Přestože mají vačky rozdílný tvar, vlivem rozdílných průběhů otáček je jejich zdvih v závislosti na čase shodný. Proměnný průběh otáček vačky (zelená křivka na obr. 6.7) byl zvolen pro ukázkou výpočtu tvaru vačky. Avšak skutečný průběh otáček vačky je potřeba vypočítat.

### 6.3.3 Průběh otáček vačky

Pro výpočet tvaru vaček je potřeba znát jejich časově proměnný průběh otáček vačky tak, aby bylo možné určit proměnný úhlový krok (6.1). Průběh otáček byl vypočten z energií. Pro počáteční výpočet lze předpokládat, že ztráty mechanismu jsou hrazeny energií z elektromotoru. Při zdvihu ventilu se změní kinetická energie na energii potenciální. Celková energie  $E_c$  je dána součtem počáteční kinetické a potenciální energie. Pokud bude výpočet začínat v poloze maximálního stlačení pomocné pružiny, bude  $E_c$  dána (6.2).

$$E_c = E_k + E_p = \frac{1}{2} J_c \left( \frac{2\pi}{60} \right)^2 n_{zac}^2 + \frac{1}{2} i_v k_v predep_v^2 + \frac{1}{2} k_p (y_{zac} + predep_p)^2 \quad (6.2)$$

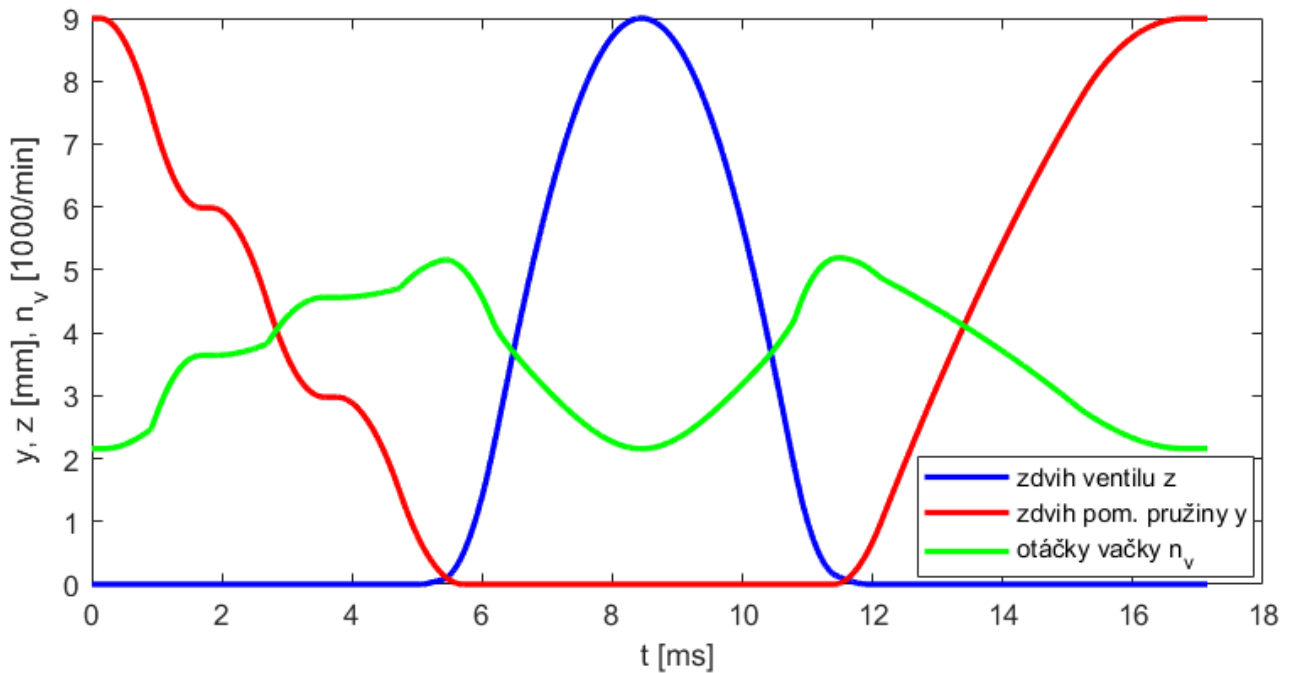
Kinetická energie při zdvihu ventilu (5.2), je po zavedení otáček vačky za minutu  $n_v$  dána vztahem (6.3).

$$E_k = \frac{1}{2} J_c \dot{\psi}^2 + i_v \frac{1}{2} m_v \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{y}^2 = \frac{1}{2} J_c \left( \frac{2\pi}{60} \right)^2 n_v^2 + i_v \frac{1}{2} m_v \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{y}^2 \quad (6.3)$$

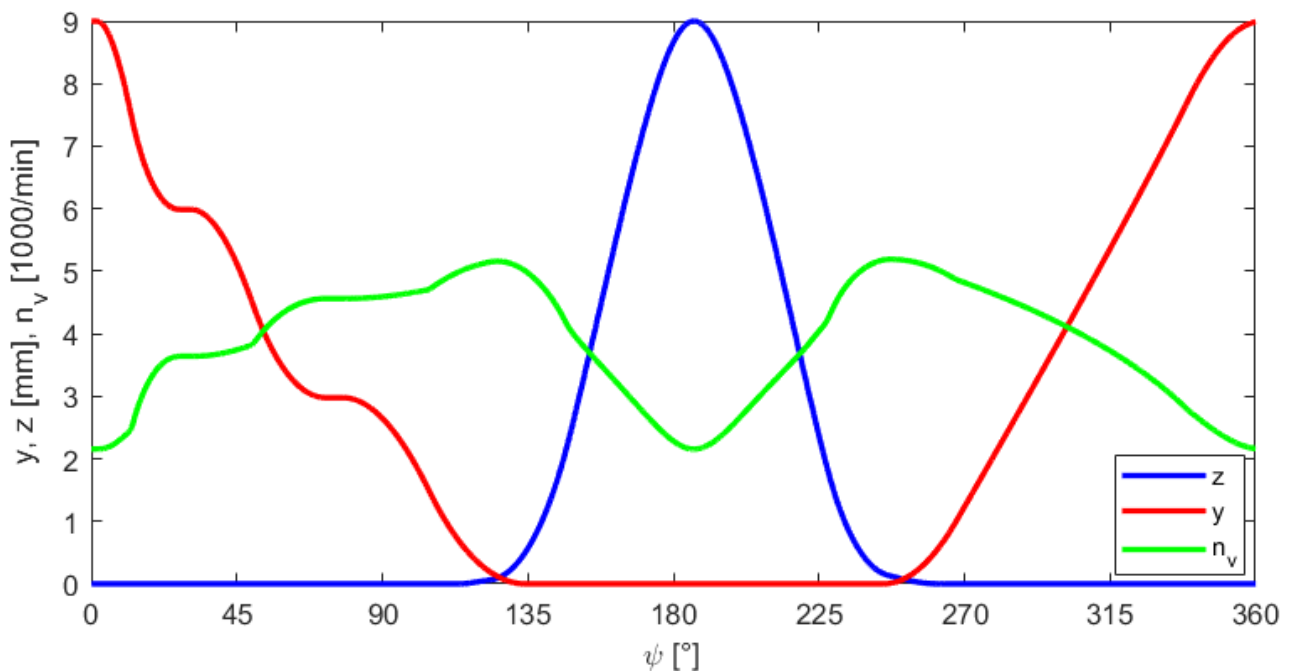
Potenciální energie udává vztah (5.9). Ze vztahů (6.2), (6.3) a (5.9) lze vypočítat průběh otáček vačky za minutu v závislosti na čase (6.4).

$$n_v(t) = \frac{60}{2\pi} \dot{\psi}(t) = \frac{60}{\pi \sqrt{2J_c}} \sqrt{E_c - i_v \frac{1}{2} m_v \dot{z}^2(t) - \frac{1}{2} m_p \dot{y}^2(t) - E_p(t)} \quad (6.4)$$

Celková energie  $E_c$ , resp. otáčky vačky na začátku výpočtu  $n_{zac}$ , musejí být takové, aby byl celkový úhel vačky během jednoho cyklu roven  $360^\circ$ . Perioda celého cyklu při otáčkách motoru 7000 1/min je 17,14 ms. Jednotlivé úhlové kroky jsou dány vztahem (6.1). Výpočet se provádí iterací, kdy se mění vstupní otáčky vačky na začátku výpočtu  $n_{zac}$  v rovnici (6.2) pro výpočet celkové energie  $E_c$ , která se dosadí do rovnice (6.4). Při výpočtu průběhu otáček vačky podle (6.4) se zároveň sčítají jednotlivé přírůstky proměnného úhlového kroku (6.1) tak, aby byl na konci cyklu celkový úhel vačky roven  $360^\circ$ . Pro prvotní experimenty byla zvolena varianta zobrazená na obr. 6.8 a 6.9.



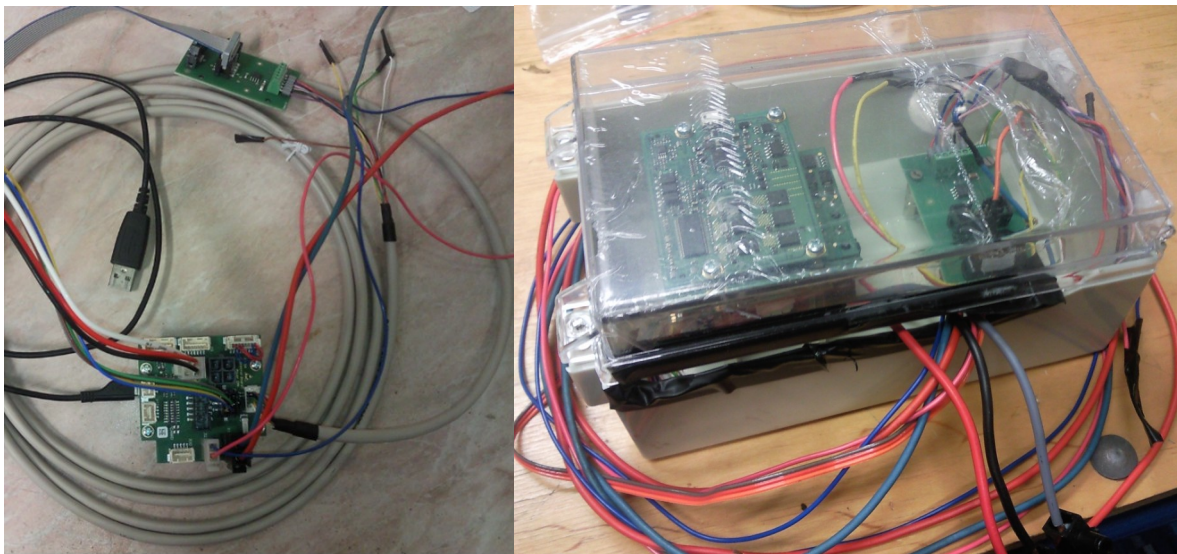
**Obr. 6.8:** Průběh vypočtených otáček vačky pro zdvih ventilu a pomocné pružiny a v závislosti na čase při  $n_{mot} = 7000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 6.9:** Zdvih ventilu a pomocné pružiny v závislosti na úhlu vačky (vlastní zpracování)

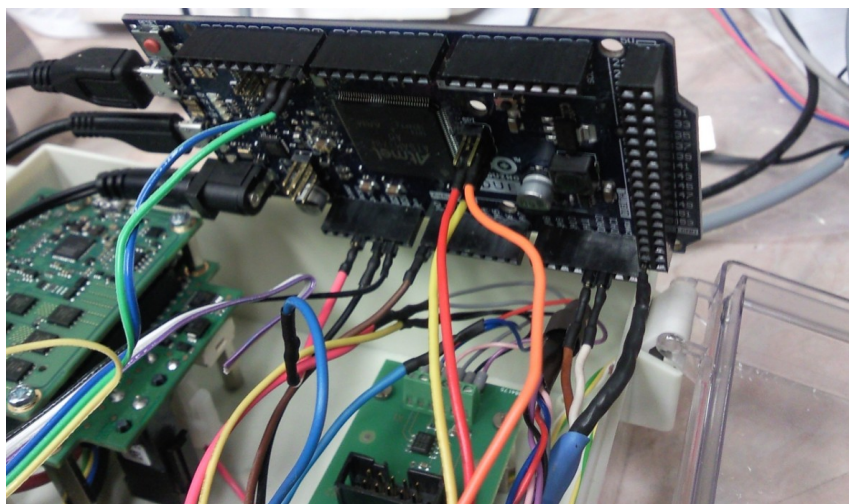
## 6.4 Hardware - řídicí systém

Společně s elektromotorem EC-i 52 byla zakoupena řídicí jednotka EPOS 4 od stejné firmy Maxon. Jednotka pracuje s napětím 10 až 55 V, její trvalý proud je 8 A a krátkodobý 30 A. Umožňuje připojení halových snímačů a absolutního snímače polohy namontovaném na elektromotoru EC-i 52. Řídicí jednotku lze ovládat nadřazeným systémem pomocí sběrnic RS232, CAN, nebo USB. Kromě polohového řízení umožňuje jednotka také momentové řízení, které je potřeba při regulaci pohybu vačky. Řídicí jednotka EPOS 4 byla vložena společně s převodníkem snímače polohy do krabičky a je vidět na obr. 6.10.



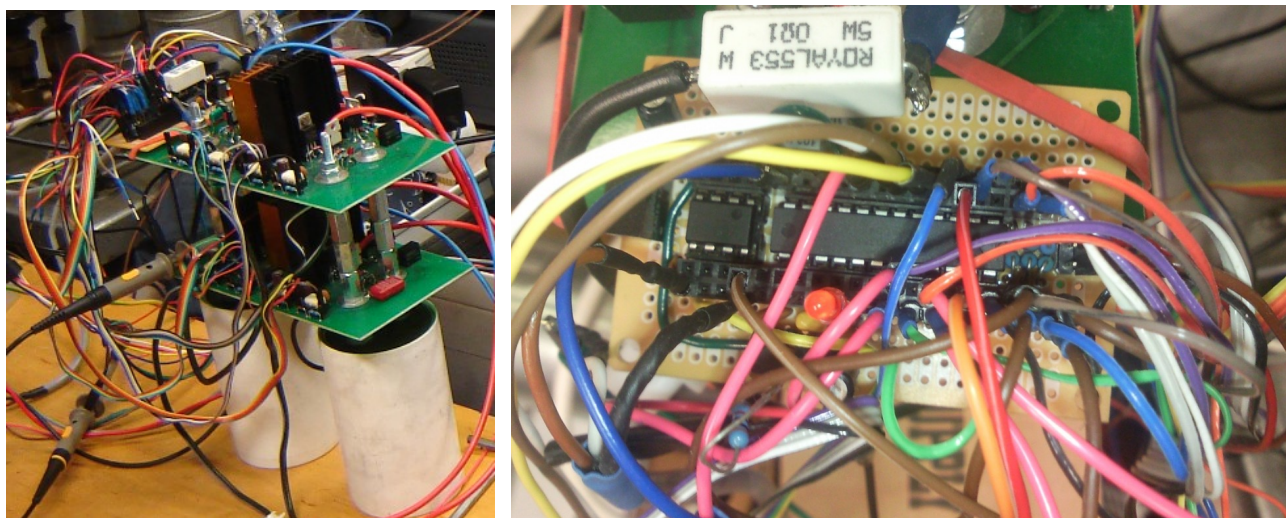
**Obr. 6.10:** Originální řídicí jednotka EPOS4 pro motory MAXON (vlastní zpracování)

Tento způsob řízení byl však výrazně limitován pomalou rychlostí sběrnice USB, která nedokázala s dostatečnou rychlostí propouštět jedním směrem polohu vačky a druhým směrem žádanou velikost momentu elektromotoru. Proto byl nadřazený systém změněn na malý jednodeskový počítač Arduino DUE, jehož taktovací frekvence je 84 MHz, a lze jej velmi snadno programovat. Navíc obsahuje USB sběrnici, kterou lze používat v režimu Host a tím posílat data do řídicí jednotky EPOS4. Propojení řídicí jednotky Arduino DUE s měničem EPOS4 je vidět na obr. 6.11.



**Obr. 6.11:** Propojení řídicí jednotky Arduino DUE s měničem EPOS4 (vlastní zpracování)

Signál ze snímače polohy vačky jsem připojil přímo na digitální vstupy Arduina, aby nebyla USB sběrnice zatěžována obousměrným tokem informací. Pro přizpůsobení napěťových logických úrovní jsem vytvořil zvláštní obvod, který je společně se změřeným průběhem SSI signálu snímače polohy vačky vidět v příloze 9. Žádaný moment byl posílán opět po sběrnici USB. Rychlost řízení se zvýšila, avšak limitujícím se stalo zpoždění zpracování informace v řídicí jednotce EPOS4. Informace požadovaného momentu byla poslána do řídicí jednotky za cca 0,18 ms, což je přijatelné. Avšak skutečná změna momentu nastala až po cca 1,8 ms od vyslání požadavku, což je příliš dlouhá doba na provádění regulace. Podobný problém nastal při komunikaci po sběrnici CAN. Měření zpoždění odezvy jednotky EPOS4 na požadavek je vidět v příloze 10. Z tohoto důvodu jsem si postavil vlastní řídicí jednotku, je vidět na obr. 6.12.



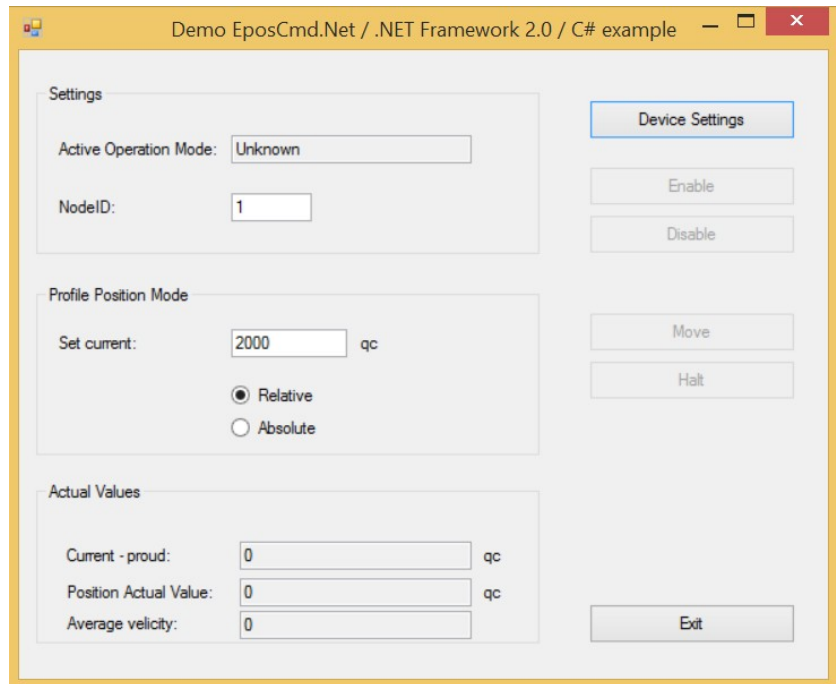
**Obr. 6.12:** Vlastní měnič a řídicí jednotka (vlastní zpracování)

Základem této řídicí jednotky jsou 2 výkonové desky, které byly původně použity pro řízení dvou elektromagnetů u elektromagnetického ovládání ventilů, popsáno v kapitole 4.7.1. Desky obsahují výkonové MOSFET tranzistory, jejichž hradla jsou oddělené oprony. Pro řízení tranzistorů byl použit integrovaný obvod MC33035. Výstupy pro tranzistory jsou spínány podle aktuálních informací z halových snímačů elektromotoru a řídicích vstupů především pak smyslu otáčení. Protože jde v podstatě o kombinační obvod, je velice rychlý. Obvod navíc umožňuje proudovou regulaci na základě jednoduchého měření proudu z úbytku napětí na rezistoru. Měření zpoždění odezvy vlastní ŘJ na požadavek je vidět v příloze 10. Žádaná hodnota proudu je zadávána napěťovým analogovým signálem. Nadřazený systém zůstal jednodeskový počítač Arduino DUE.

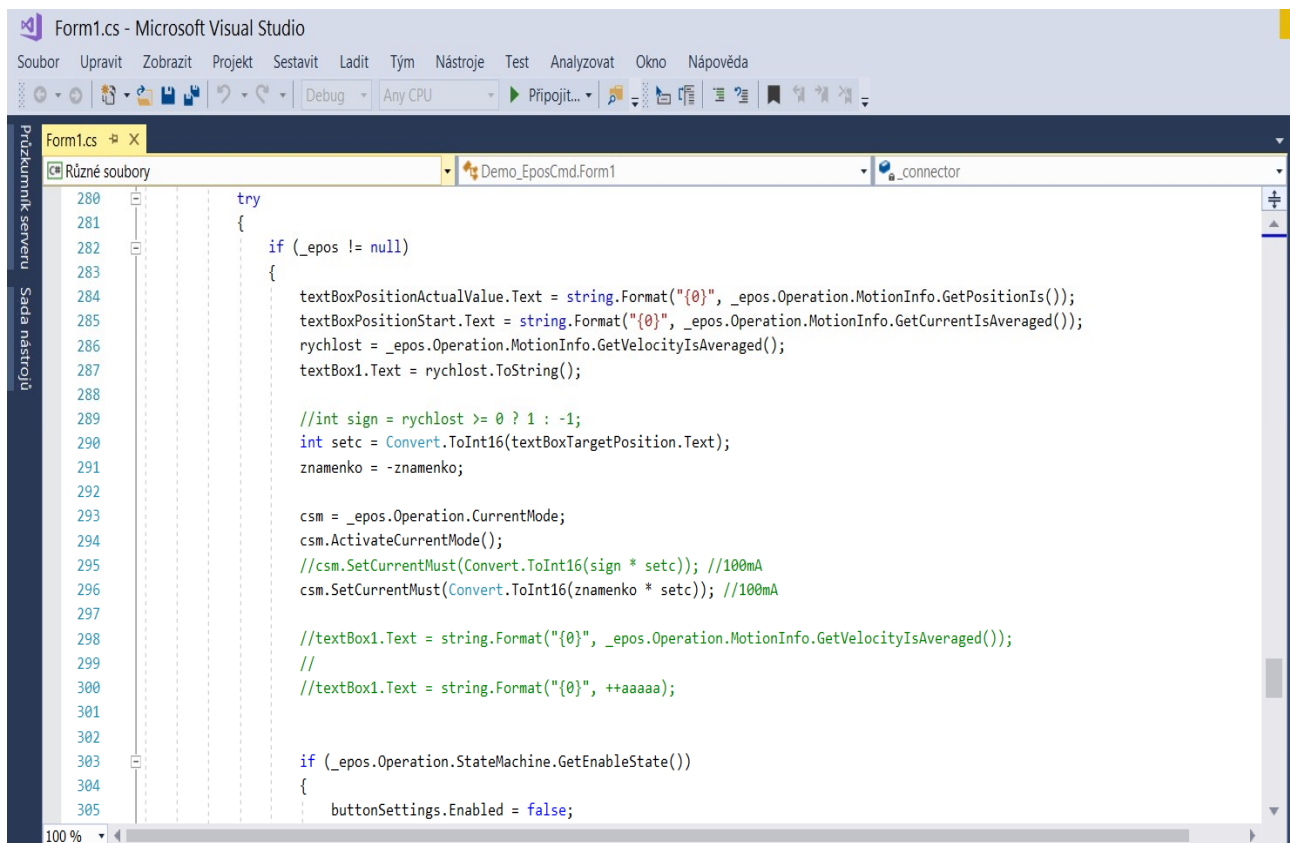


## 6.5 Software pro řízení

Jako nadřazený systém pro zadávání požadovaných hodnot do řídicí jednotky EPOS4 byl nejprve použit stolní počítač připojený k řídicí jednotce pomocí sběrnice USB. Program jsem napsal nejprve v Microsoft Visual Studiu C Sharp tak, že počítač zpracovával aktuální polohu vačky a podle polohy ovládal smysl otáčení a velikost momentu elektromotoru. Toto ovládací prostředí je vidět na obr. 6.13 a 6.14.



**Obr. 6.13:** Ovládací prostředí pro řízení pohybu elektromotoru (vlastní zpracování)



**Obr. 6.14:** Program v prostředí Microsoft Visual Studiu C Sharp (vlastní zpracování)

Po změně nadřazeného systému na jednodeskový počítač Arduino DUE byl program nadále vytvářen pouze v softwaru pro Arduino, je vidět na obr. 6.15.

```

Menic_122_tab_8sloupcu_reg_konst_...
Soubor Úpravy Projekt Nástroje Nápověda
Menic_122_tab_8sloupcu_reg_konst_perioda_50Hz

REG_PIOA_PDR = 1<<25;
REG_PIOA_PDR = 1<<26;
REG_PIOA_PDR = 1<<27;

pmc_enable_periph_clk(ID_SPI0);
//SPI.begin();
REG_SPI0_MR = SPI_MR_MODFDIS | SPI_MR_MSTR;
REG_SPI0_CSR = 0x0100a800 | SPI_CSR_BITS_14_BIT | SPI_CSR_CPC;
//Serial.println(REG_PIOA_MDSR);
REG_SPI0_CR = SPI_CR_SPIEN;
delay(10);
REG_SPI0_TDR = 0xffff;
delay(10);

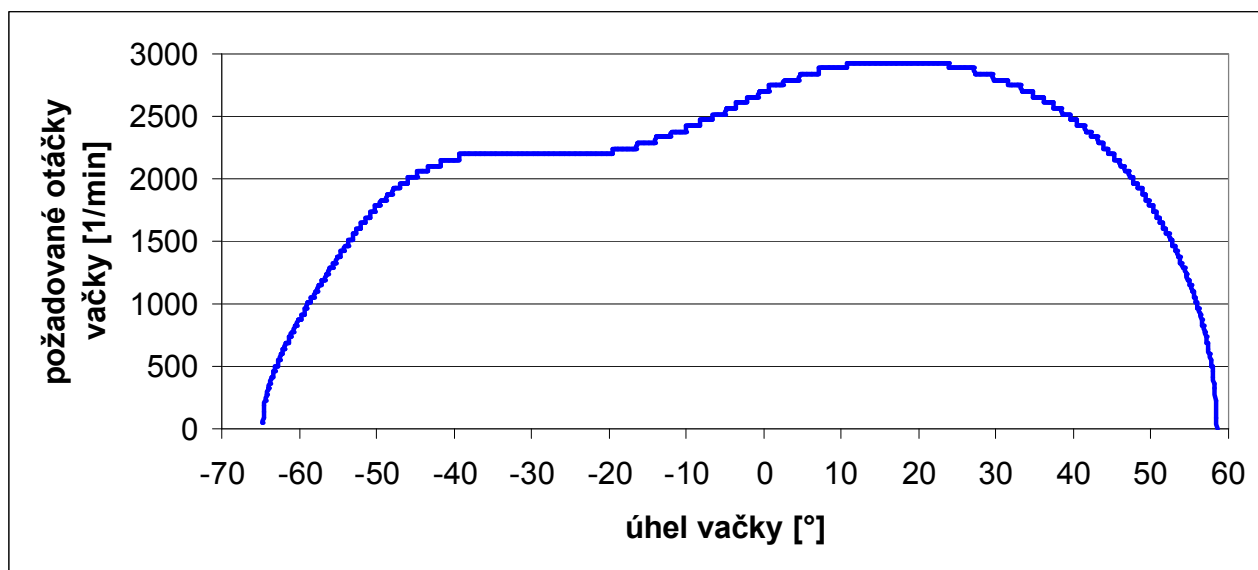
analogReadResolution(12);
analogWriteResolution(12);
analogWrite(DAC0, 0 );
analogWrite(DAC1, 0 );

```

Obr. 6.15: Program pro vlastní měnič a řízení Arduino DUE (vlastní zpracování)

## 6.6 Regulace

Pro zvýšení stability průběhu zdvihu ventilu byla při měření zkušebního vzorku do regulace zahrnuta otáčková dopředná vazba - feedforward. Aby nebyl výpočet v ŘJ tak časově náročný, byly pomocí matematického modelu vytvořeny tabulky - mapy otáčkových feedforwardů. Pro režim částečného zdvihu ventilu 4,5 mm a otáčky motoru 5000 1/min jsou požadované otáčky vačky zobrazeny na obr. 6.16.

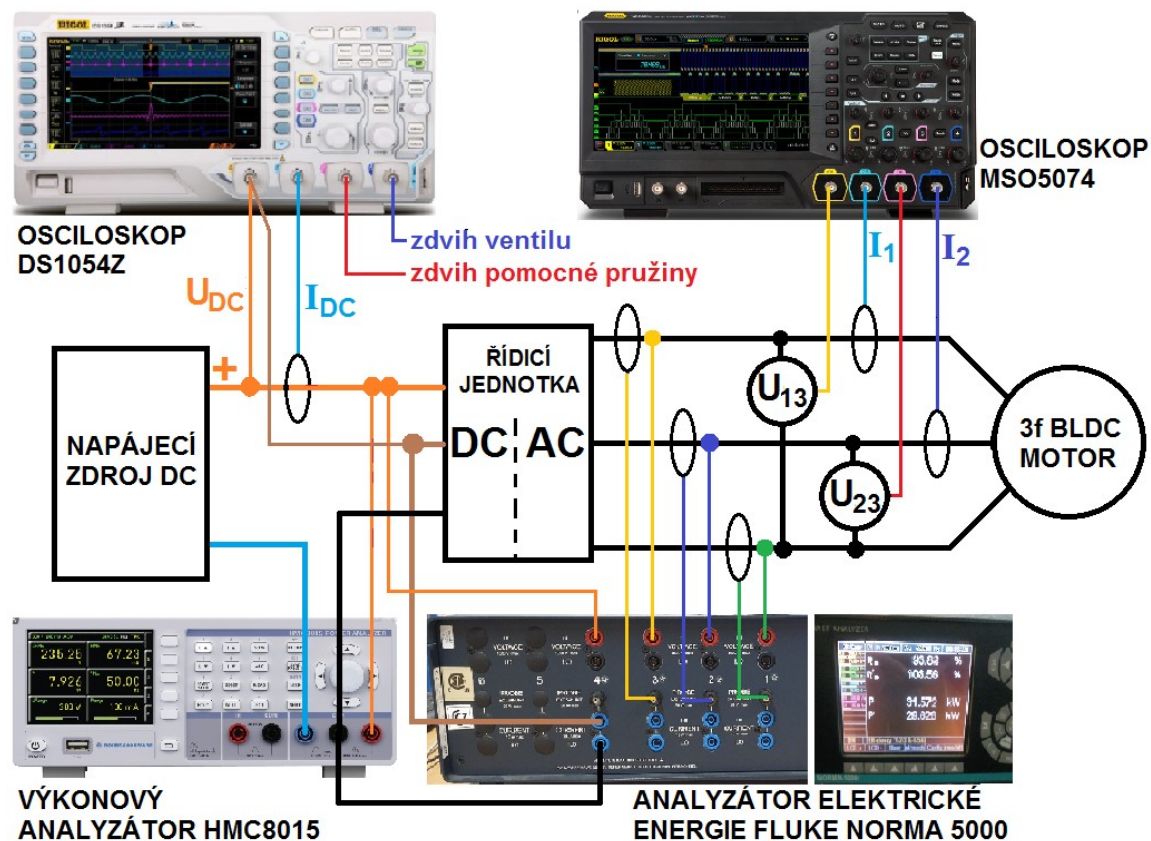


Obr. 6.16: Požadované otáčky vačky v závislosti na úhlu vačky,  $n_{mot} = 5000$  1/min,  $z = 4,5$  mm (vlastní zpracování)

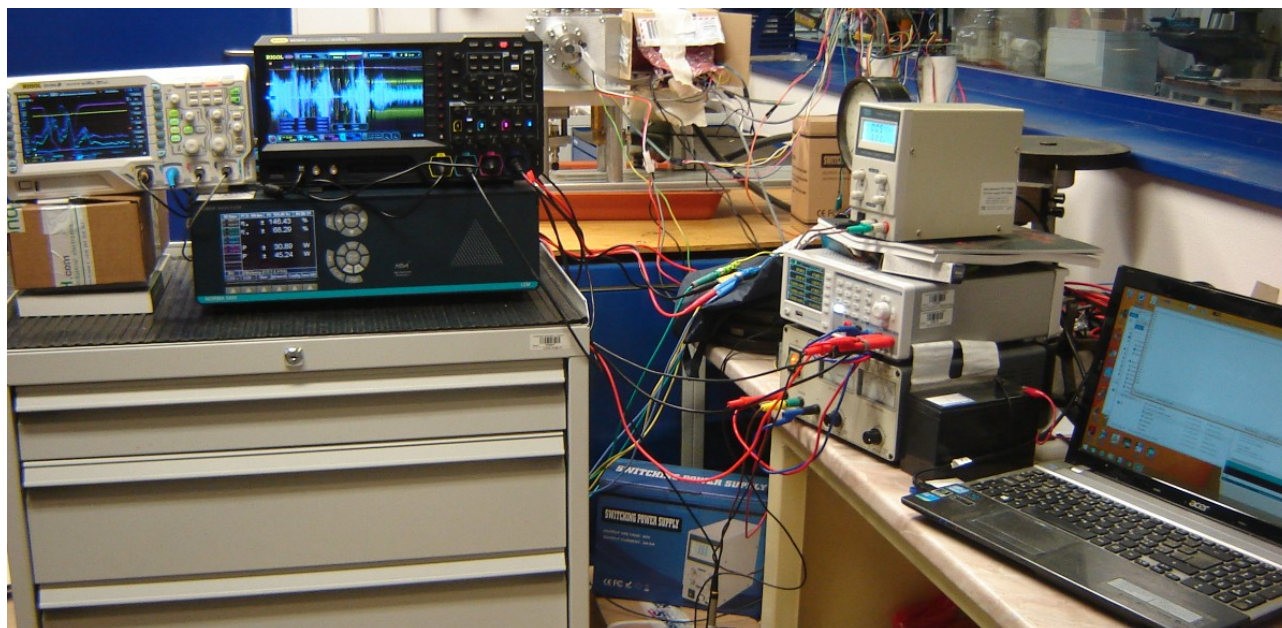
## 7 Měření systému elektromotorické vačky

### 7.1 Měřicí systém pro měření na zkušebním vzorku

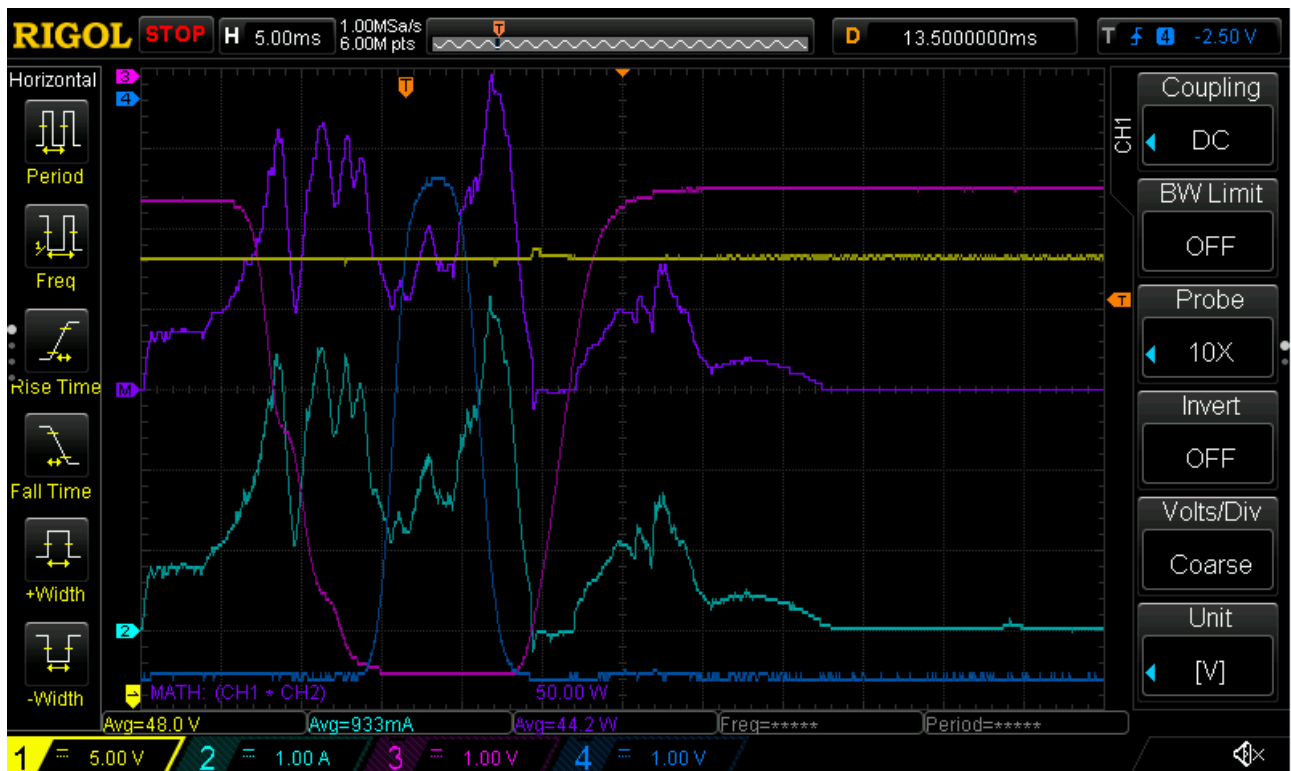
Měřicí systém, obr. 7.1, je tvořen osciloskopy pro měření průběhu zdvihu ventilu, napětí a proudů řídicí jednotky a elektromotoru. Pro přesné měření příkonu jsou použity výkonové analyzátoři. Data zaznamenaná v řídicí jednotce jsou kopírována do řídicího počítače. Celé měřicí pracoviště je vidět na obr. 7.2, záznam z osciloskopů na obr. 7.3 a 7.4



Obr. 7.1: Měřicí systém elektromotorické vačky (vlastní zpracování)



Obr. 7.2: Měřicí pracoviště (vlastní zpracování)



**Obr. 7.3:** Záznam z 1. osciloskopu měření jednoho zdvihu ventilu (modrá) a zdvihu pomocné pružiny (červená) při otáčkách motoru 2000 1/min, což odpovídá 16,667 zdvihů ventilu za sekundu a 1 perioda tedy trvá 60 ms. Dále je měřeno vstupní napětí DC do ŘJ (žlutá) a proud (světle modrá) pro zobrazení vypočteného průběhu elektrického příkonu ŘJ (tmavě modrá), jakožto součinu napětí a proudu (kanál 1 x kanál 2). (vlastní zpracování).



**Obr. 7.4:** Záznam z 2. osciloskopu měření elektrických AC veličin ŘJ během jednoho zdvihu ventilu při otáčkách motoru 2000 1/min, což odpovídá 16,667 zdvihů ventilu za sekundu a 1 perioda tedy trvá 60 ms. Měřená jsou výstupní AC napětí z ŘJ (žlutá a červená) a výstupní proudy (světle modrá a tmavě modrá) pro stanovení průběhu AC příkonu elektromotoru. V osciloskopu je možné zobrazit výpočet integrálu příkonu, který je roven průběhu energie. (vlastní zpracování).

Standardní 8 bitové rozlišení osciloskopů bylo zvýšeno oversamplingem na 12 bitů. Osciloskop DS1054 má paměť na 6 milionů snímků pro každý kanál (6 Mpts) a lze tak zachytit např. 6 s dlouhý záznam při vzorkování 1 milion snímků/s (1 MSa/s). Maximální rychlost záznamu je 250 MSa/s při zapnutých všech 4 kanálech. Osciloskop MSO5074 má paměť na 50 milionů snímků pro každý kanál (50Mpts) a maximální rychlost záznamu je 500 MSa/s při zapnutých všech 4 kanálech. Osciloskopy byly používány pro jednorázový záznam dat s vysokým rozlišením pro pozdější zpracování dat. Jelikož mohou mít data až 50 mil. řádků, byla proto zpracovávána v Matlabu. Kromě jednorázového záznamu byly využívány matematické operace přímo v samotném osciloskopu. V případě osciloskopu DS1054 se jednalo o násobení DC napětí a proudu pro stanovení průběhu a průměrné hodnoty celkového DC příkonu ŘJ. Osciloskop MSO5074 umožňuje současný výpočet 4 matematických funkcí a tak se 1. operací násobí napětí a proud v první větvi AC, 2. operací násobí napětí a proud v druhé větvi AC a 3. operací se provádí součet předchozích dvou AC příkonů pro stanovení celkového AC příkonu elektromotoru (použito Aronovo zapojení). 4. matematickou operací je prováděn časový integrál AC příkonu pro zobrazení průběhu energie. Vysoká vzorkovací frekvence je nutná především pro přesné měření elektrického příkonu, na což bylo měření především zaměřeno. K měření činného výkonu (zde příkonu) nelze použít samostatné voltmetry a ampérmetry a provést součin jejich průměrných hodnot. U měření DC by chyba nebyla vysoká, protože napětí DC se tolik nemění. Avšak u AC je použití skutečného Wattmetru naprosto zásadní. Přístroj musí umožňovat provádět součin okamžitých hodnot napětí a proudu a teprve z tohoto součinu je možné brát průměrné hodnoty. Pomocí samostatného voltmetru a ampérmetru lze určit pouze zdánlivý výkon, což je však něco úplně jiného. Proto byl dále pro přesné měření celkového elektrického DC příkonu použit výkonový analyzátor HMC8015, obr. 7.5. Je to jednokanálový wattmetr, který je vybaven externím digitálním vstupem pro propojení s řídicím systémem. Lze tak např. měřit stejnosměrný příkon v dané frekvenci signálu, nebo měřit energii za externě určený čas. Analyzátor umožňuje záznam dat a řízení po USB sběrnici. Celková energie za určený čas je zobrazována ve Wh, nebo v jejich násobcích. Pro přepočítání na Jouly je nutné číslo ve Wh vynásobit konstantou 3600.



**Obr. 7.5:** Výkonový analyzátor HMC 8015 pro měření celkového elektrického příkonu. Zobrazuje a zaznamenává data rychlostí 10 záznamů za sekundu, především pak okamžitý elektrický příkon DC do ŘJ (zde 45,70 W) při odpovídajících otáčkách motoru (zde  $n_{mot} = 2000$  1/min, odpovídá 16,667 zdvihů ventilu za 1 sekundu, čili frekvenci 16,667 Hz) a dále přijatou energii (77,664 mWh = 279,59 J), vrácenou energii (-0,1211 mWh = -0,44 J) a výslednou energii (77,543 mWh = 279,15 J) za určený čas (6,0 s), během kterého bylo vykonáno 100 zdvihů při průměrné energii 2,79 J na jeden zdvih ventilu (vlastní zpracování)

Měřicí přístroje popsané výše byly používány především při programování ŘJ. Při samotném přesném měření byl ještě použit analyzátor elektrické energie FLUKE NORMA 5000, což je přesný, 4 kanálový Wattmetr v hodnotě cca 750 tis. Kč. Analyzátor umožňuje měřit současně AC příkon elektromotoru i DC příkon ŘJ. Protože ŘJ umožňovala elektricky oddělit napájení silové části od pomocných řídicích obvodů, byl tímto analyzátozem měřen pouze DC příkon silové části ŘJ (na rozdíl od měření HMC 8015, který měřil celkový příkon). Z rozdílu těchto dvou DC příkonů bylo možné stanovit příkon pomocných řídicích obvodů ŘJ. Celková chyba měření obou přístrojů je dána součtem chyb z měřené hodnoty a z rozsahu přístroje. Oba analyzátory mají přesnost 0,05 % z měřené hodnoty + 0,05 % z rozsahu. Přestože se měřené hodnoty pohybovaly v řádech desítek Wattů, musely být rozsahy z důvodu špiček nastaveny vysoko nad efektivní hodnoty, jak je vidět ze záznamů osciloskopů. Chyba pro měřenou hodnotu např. 100 W je u HMC 1,4 W a u NORMA 0,55 W. V době měření se jednalo o nejpřesnější analyzátor Ústavu mechatroniky a technické informatiky.

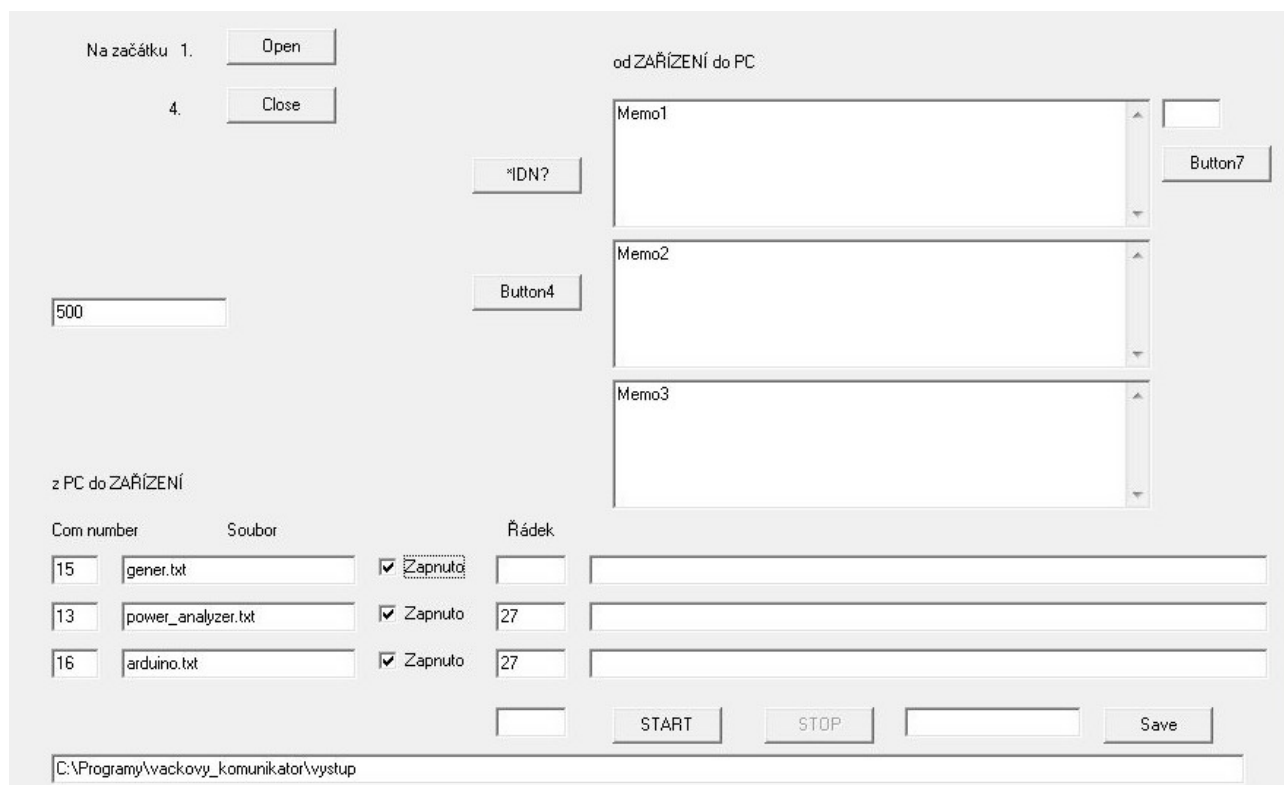


**Obr. 7.6:** Záznam z analyzátoru elektrické energie FLUKE NORMA 5000 pro měření elektrických AC a DC veličin ŘJ při otáčkách motoru 2000 1/min, což odpovídá 16,667 zdvihů ventilu za sekundu. Na obrázku vlevo je zobrazena AC energie jednotlivých fází BLDC elektromotoru (žlutá, zelená a modrá), součtová energie AC všech 3 fází (bílá, 60,095 mWh = 216,34 J) a energie DC silové části ŘJ (červená) za určený čas 6,0 s, během kterého bylo vykonáno 100 zdvihů ventilu. Průměrná AC energie je 2,16 J na jeden zdvih ventilu. Na obrázku vpravo jsou zobrazeny okamžité výkonové hodnoty AC (33,84 W) a silové DC (42,11 W) a z nich vypočtená účinnost silové části ŘJ pro motorický režim (AC/DC, 80,35 %), popř. pro generátorický režim (DC/AC, 124,45 %), což je v tomto případě neplatná hodnota. (vlastní zpracování)

Pro měření zdvihu ventilu a pomocné pružiny byly použity snímače Balluff BAW M18MG na principu vířivých proudů. Rychlost a zrychlení ventilu byly počítány numerickou derivací. Měření touto metodou postačovalo pro analýzu energetické bilance systému elektromotorické vačky. Přesnější metody měření by byly výrazně dražší, zejména používané profesionální laserové snímače Polytec založené na principu Dopplerova jevu [51]. Cena poptávaného jednonábového laserového snímače vzdálenosti s triangulačním principem měření LVM1000 od firmy Julight přesahovala i po slevě 250 tis. Kč. U lepených snímačů zrychlení nastává problém s uklepáváním přívodního kabelu, protože zdvih ventilu je poměrně velký. Navíc objektivní měření zrychlení ventilu není možné provádět

např. bez přístrojů umožňujících odstranění bublin z oleje. Systémy s hydraulickým vymezořovačem vůle mají nižší tuhost, protože objemový modul pružnosti oleje je přibližně o dva řády menší, než modul pružnosti v tahu u oceli [47]. Tuhost mechanismu klesne ještě více, pokud jsou v oleji obsaženy vzduchové bubliny.

Pro řízení systému a sběr dat jsem vytvořil program v prostředí Delphi. Program také umožňuje synchronizovat řídicí systém Arduino s výkonovým analyzátořem a funkčním generátorem, obr. 7.7.



**Obr. 7.7:** Program pro řízení a sběr dat systému elektromotorické vačky (vlastní zpracování)

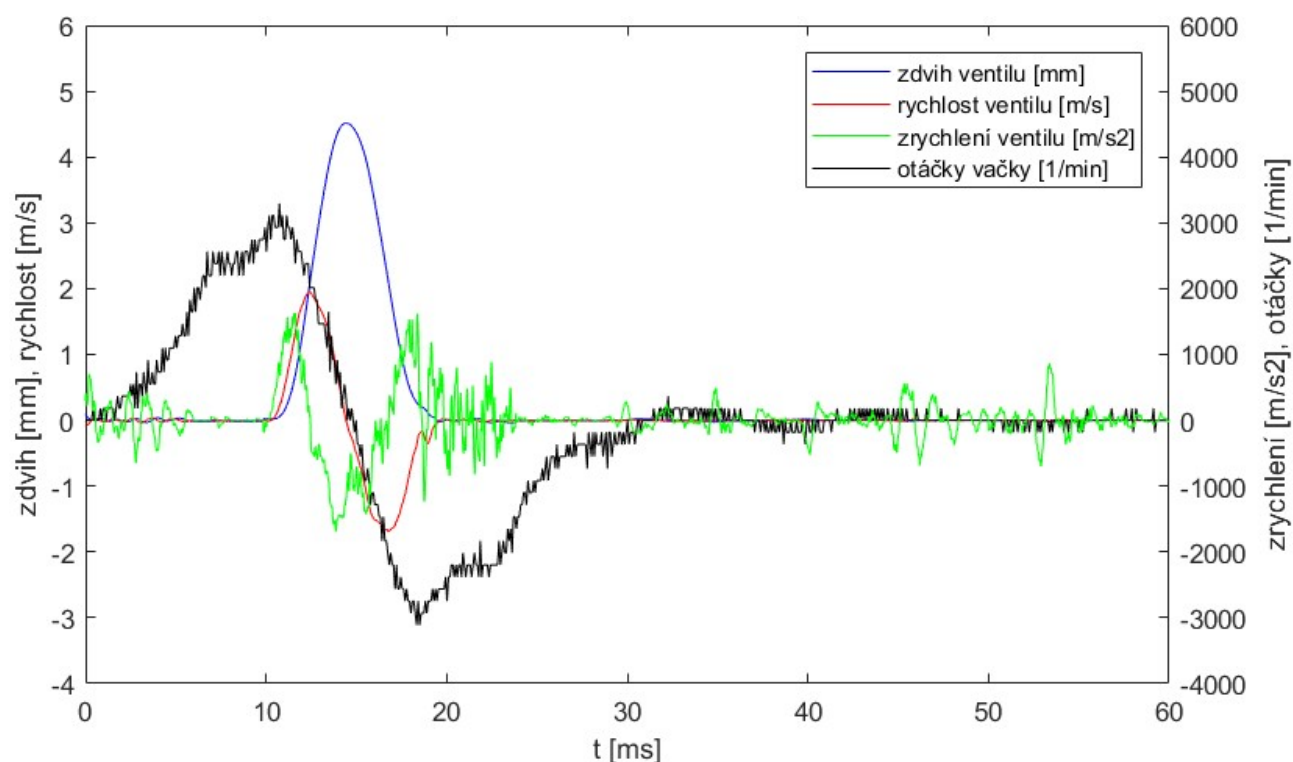
Pro následné zpracování dat z osciloskopů byl použit software Ultra Sigma a UltraScope, je vidět na obr. 7.8.



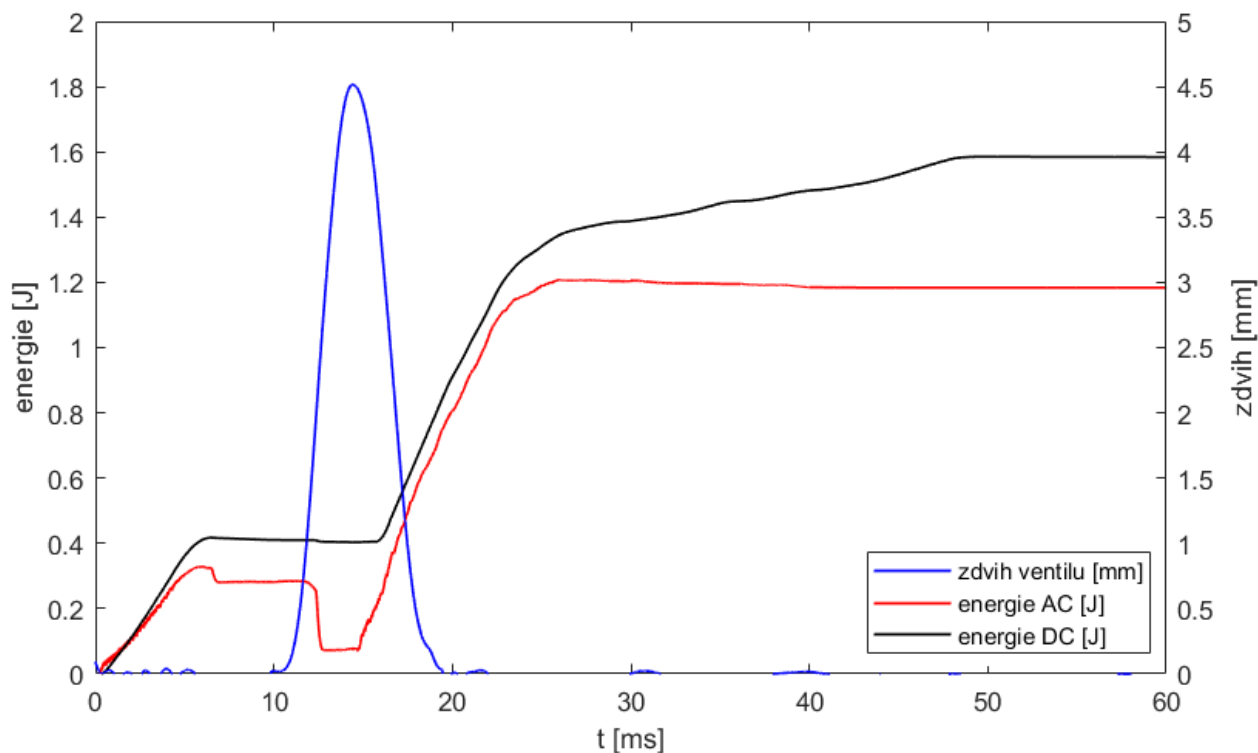
**Obr. 7.8:** Sběr dat z osciloskopů pro následné zpracování (vlastní zpracování)

## 7.2 Měření částečného zdvihu ventilu

Měření vybraných tvarů zdvihu a k nim změřené energie jsou vidět na obr. 7.9 až 7.18. Další měření jsou vidět v přílohách 11 až 14.

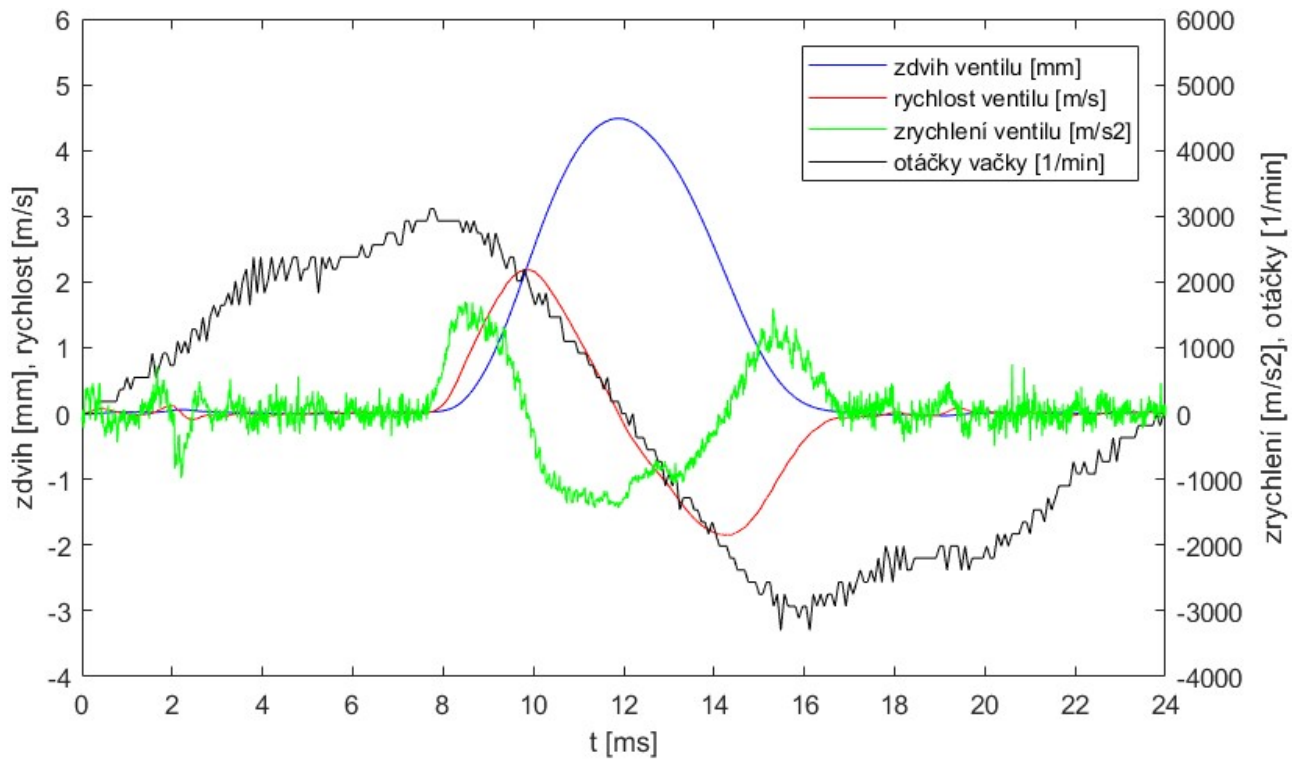


**Obr. 7.9:** Průběh měření částečného zdvihu ventilu pro dosažení EIVC cyklu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a otáčky  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)

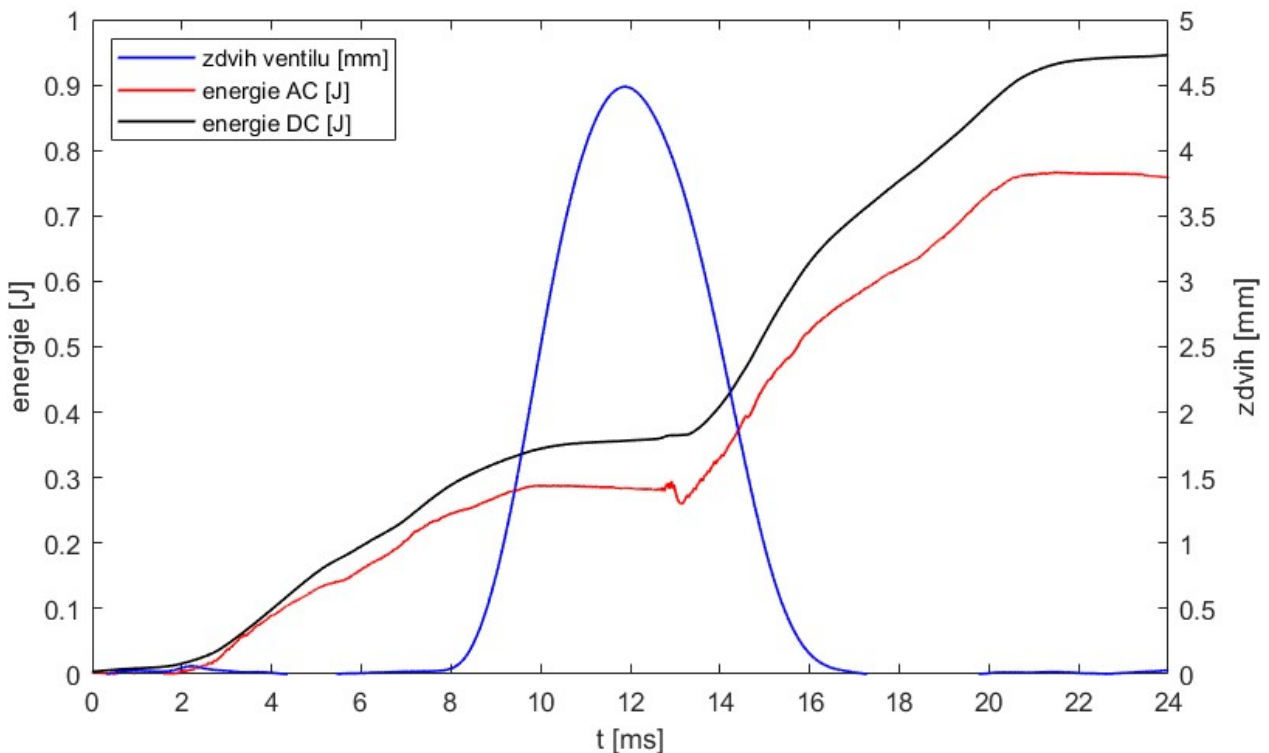


**Obr. 7.10:** Průběh změřených energií DC (černá) a AC (červená) u částečného zdvihu ventilu (modrá). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



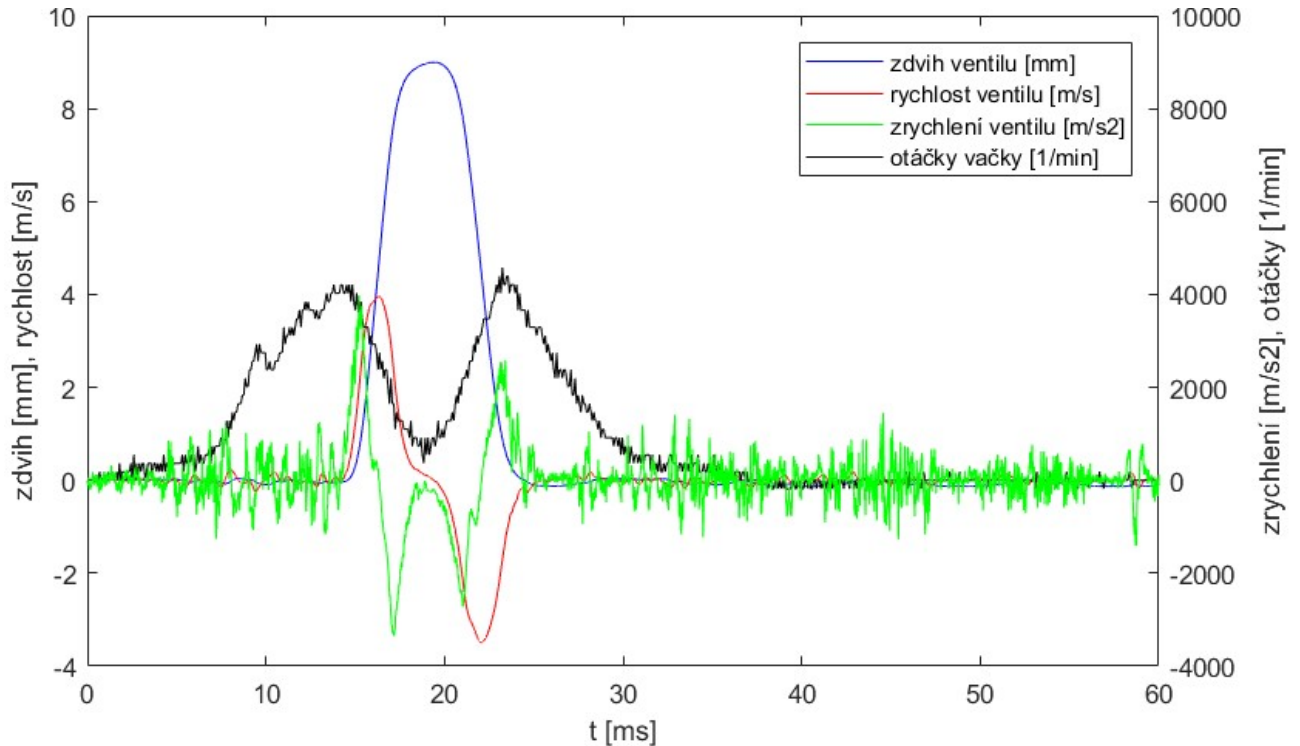


**Obr. 7.11:** Průběh měření částečného zdvihu ventilu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a otáčky  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

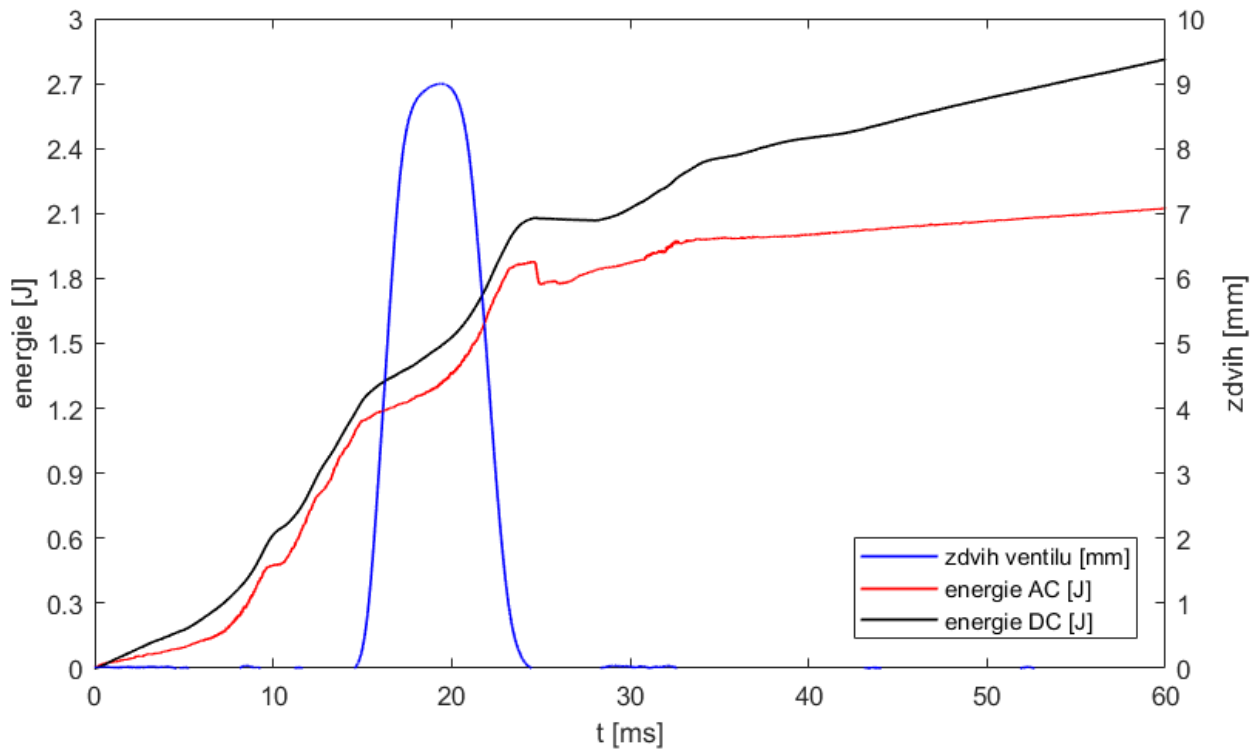


**Obr. 7.12:** Průběh změřených energií DC (černá) a AC (červená) u částečného zdvihu ventilu (modrá). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

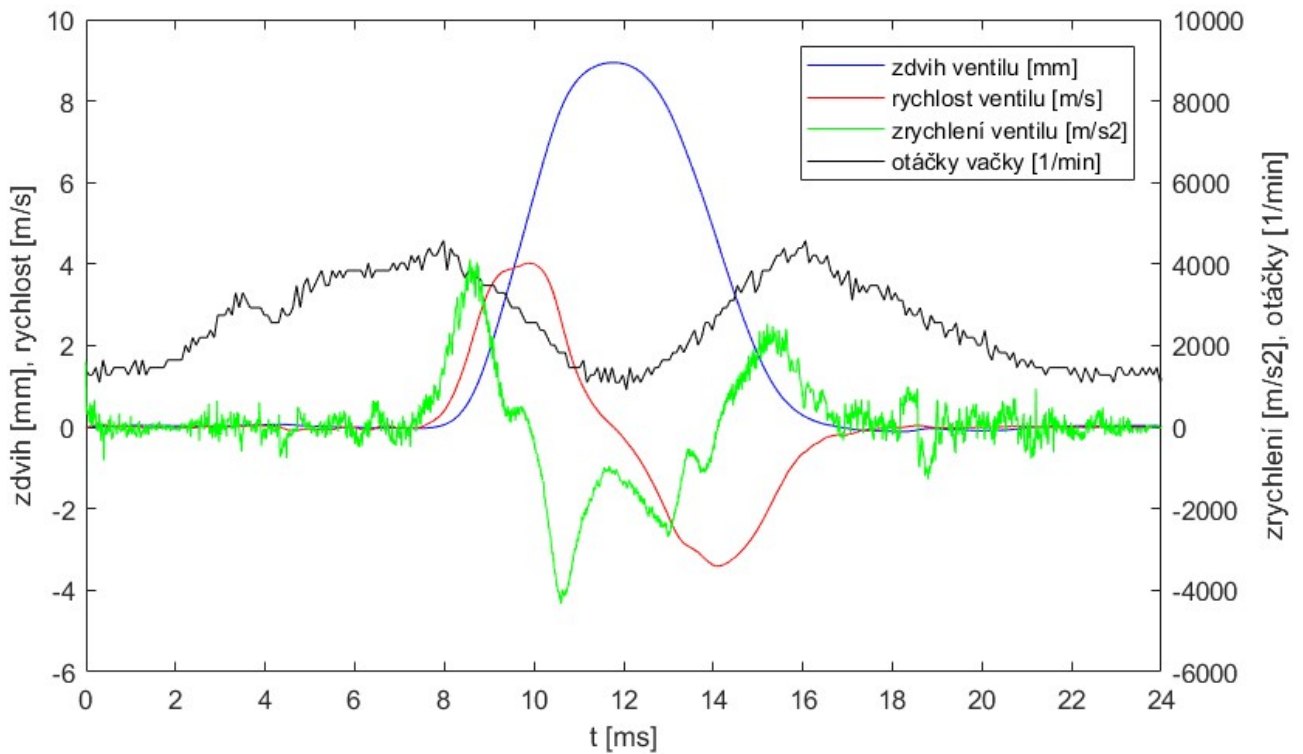
### 7.3 Měření maximálního zdvihu ventilu pro režim otáčení vačky dokola



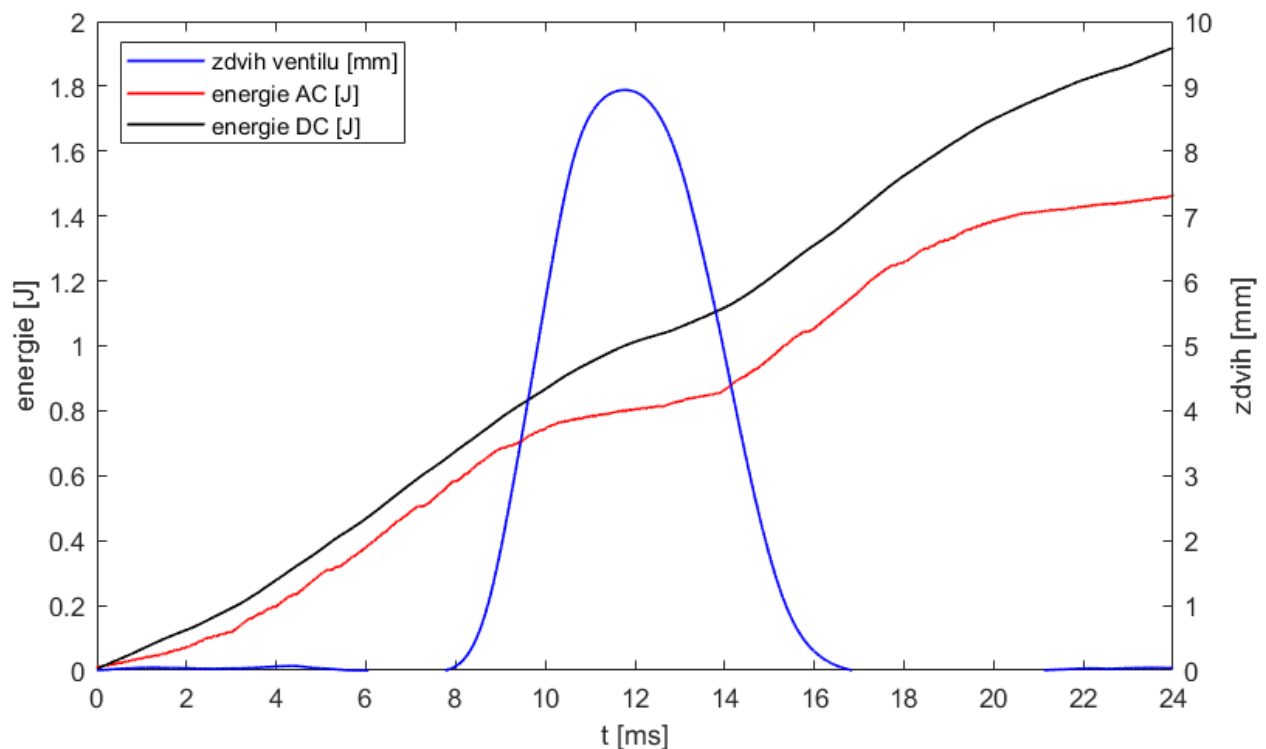
**Obr. 7.13:** Průběh měření maximálního zdvihu ventilu pro dosažení EIVC cyklu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



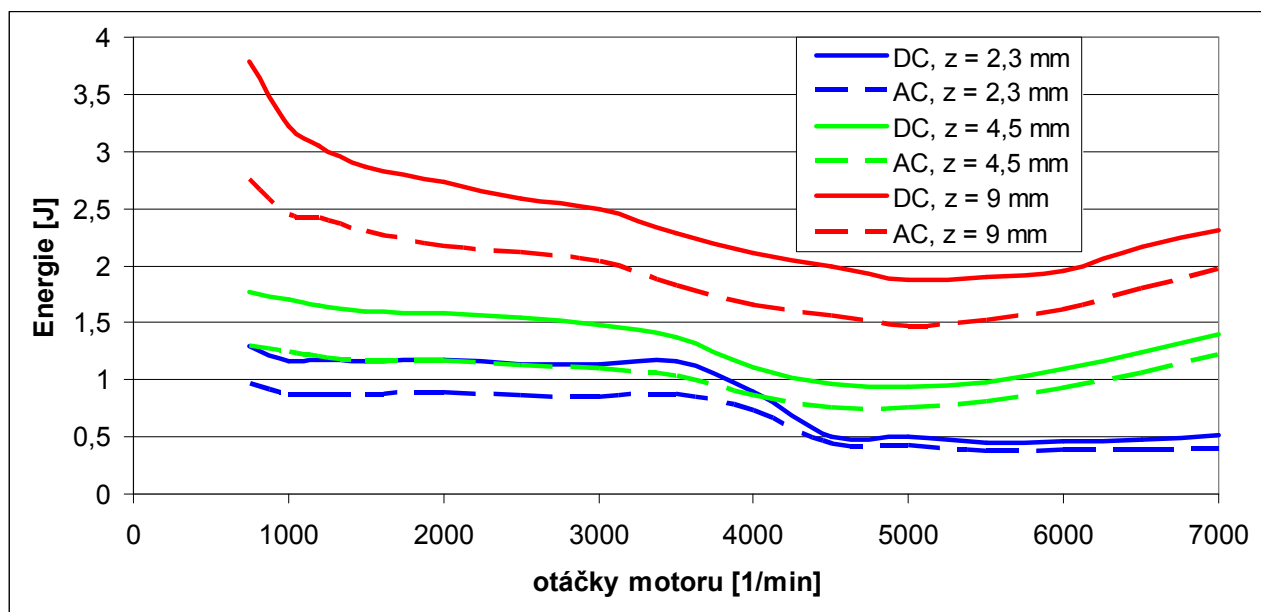
**Obr. 7.14:** Průběh změřených energií DC (černá) a AC (červená) u maximálního zdvihu ventilu (modrá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a otáčky  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



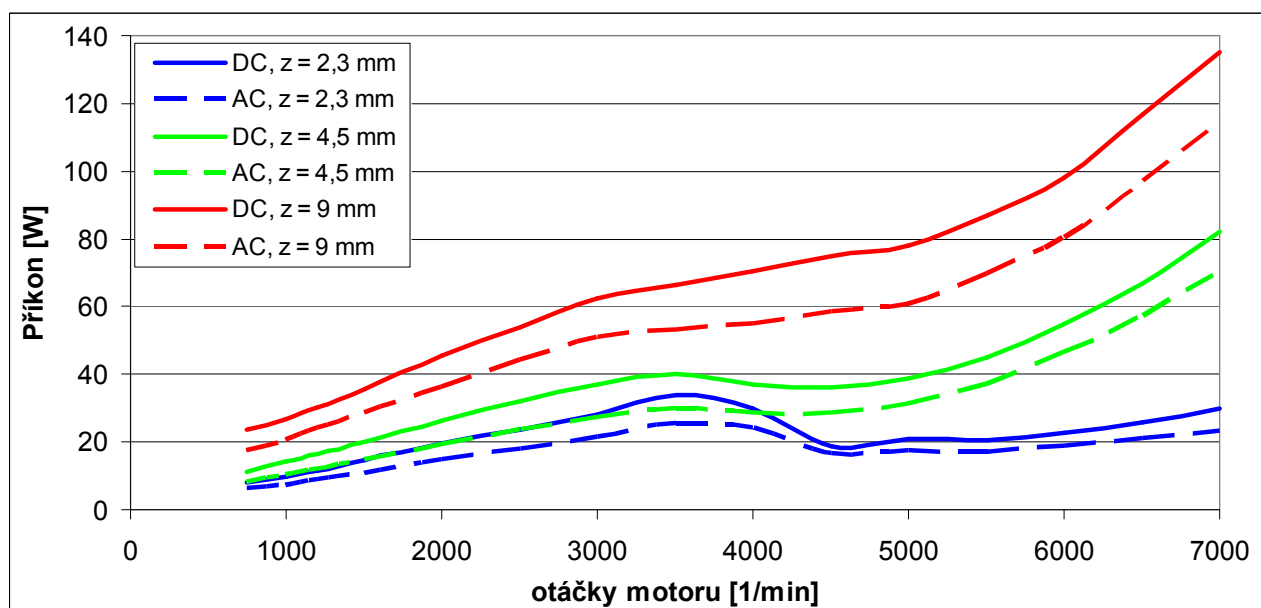
**Obr. 7.15:** Průběh měření maximálního zdvihu ventilu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a otáčky  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 7.16:** Průběh změřených energií DC (černá) a AC (červená) u maximálního zdvihu ventilu (modrá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a otáčky  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 7.17:** Změřená energie jednoho kompletního zdvihu ventilu za celý cyklus motoru DC vstupu do ŘJ a AC vstupu do elektromotoru pro různé zdvihy ventilu v závislosti na otáčkách motoru (vlastní zpracování)



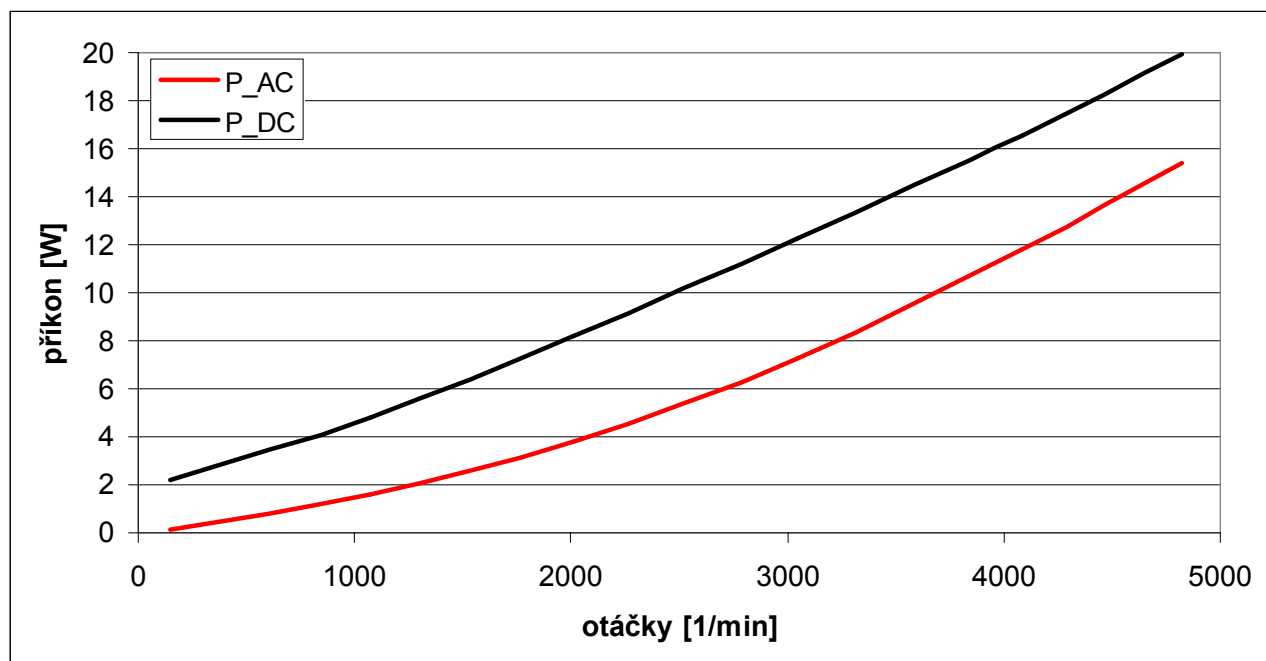
**Obr. 7.18:** Změřený příkon DC vstupu do ŘJ a AC vstupu do elektromotoru pro různé zdvihy ventilu v závislosti na otáčkách motoru. (vlastní zpracování)

Příkony byly měřeny pro extrémní případy s ohledem na přednosti tohoto mechanismu. V nízkých otáčkách motoru jsou příkony měřeny pro rychlé zdvihy ventilu odpovídající průběhům tak, aby bylo možné využít EIVC cyklus bez škrcení a dosáhlo se tak úspory paliva. Příkon je výrazně závislý na regulaci a na způsobu řízení. V nízkých otáčkách motoru dochází k zastavení rotačního pohybu vačkového hřídele a vyčkává se do další požadované fáze otevírání ventilu. Regulačně se mi tento způsob řízení povedlo zvládnout relativně dobře u nejmenšího částečného zdvihu ventilu v oblasti zhruba do  $n_{mot} = 3500$

1/min. Po dosažení požadované pozice pro vyčkání byla aktivována elektromotorická brzda spočívající ve vzájemném propojení všech tří fází elektromotoru. Právě tento režim umožňuje integrovaný obvod MC33035 pomocí vstupu Brake. Při zastaveném otáčení a vyčkávání do další požadované fáze otevírání ventilu nespotřeboval elektromotor energii a modrá křivka je na obr. 7.17 rovná. Při maximálním zdvihu ventilu se mi tato elektromotorická brzda neosvědčila a tak byl použit jiný způsob regulace, který spočíval v neustálé regulaci natočení elektromotoru do požadované polohy. Podobný problém nastal při zastavení v poloze maximálního zdvihu ventilu. Neustálý přívod energie do elektromotoru i během fáze vyčkávání se nejvíce projeví v nejnižších otáčkách motoru, kdy je vidět nárůst energie, červená křivka na obr. 7.17. Řešením může být úprava tvaru vačky tak, aby vyčkávání nevyžadovalo příkon elektromotoru, popř. aby došlo k jeho snížení. Regulace při zdvihu ventilu 4,5 mm byla kombinací těch dvou předchozích. Při dosažení požadované polohy byla opět aktivována elektromotorická brzda, ovšem někdy bylo potřeba ještě doregulovat. Ve vysokých otáčkách motoru a částečném zdvihu ventilu je potřeba dosáhnout kmitavého vratného pohybu elektromotoru a rychle zastavovat a opět roztáčet vačkový hřídel v opačném smyslu. V tomto režimu se dařilo efektivně využívat pomocnou pružinu, což se projevilo na nízkém příkonu.

#### 7.4 Měření spotřeby samotného elektromotoru s měničem

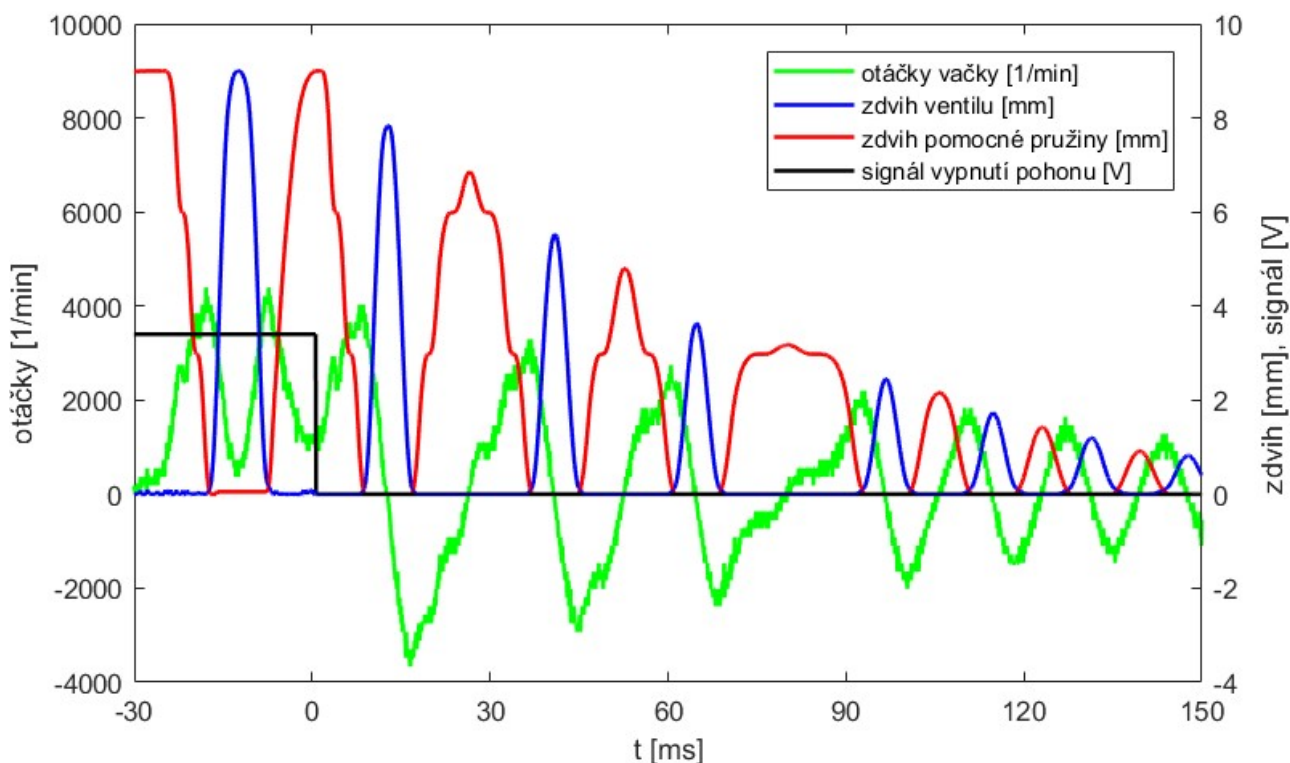
Aby bylo možné detailněji popsat dílčí ztráty mechanismu, byl změřen příkon samotného elektromotoru, obr. 7.19.



**Obr. 7.19:** Změřený příkon DC vstupu do ŘJ a AC vstupu do mechanicky nezatíženého elektromotoru EC-i52 pro určení pasivních odporů samotného elektromotoru (vlastní zpracování).

### 7.5 Měření útlumu systému po vypnutí pohonu

Dále byl pro detailnější popis dílčích ztrát mechanismu změřen útlum systému po vypnutí pohonu elektromotoru, obr. 7.20.

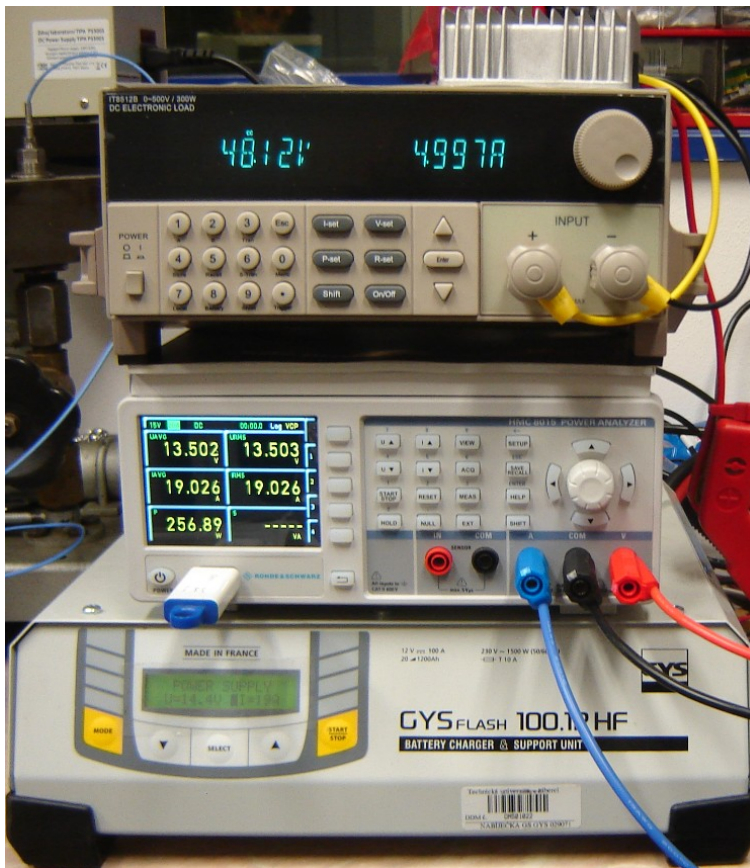


**Obr. 7.20:** Změřený útlum systému po vypnutí pohonu elektromotoru (vlastní zpracování).

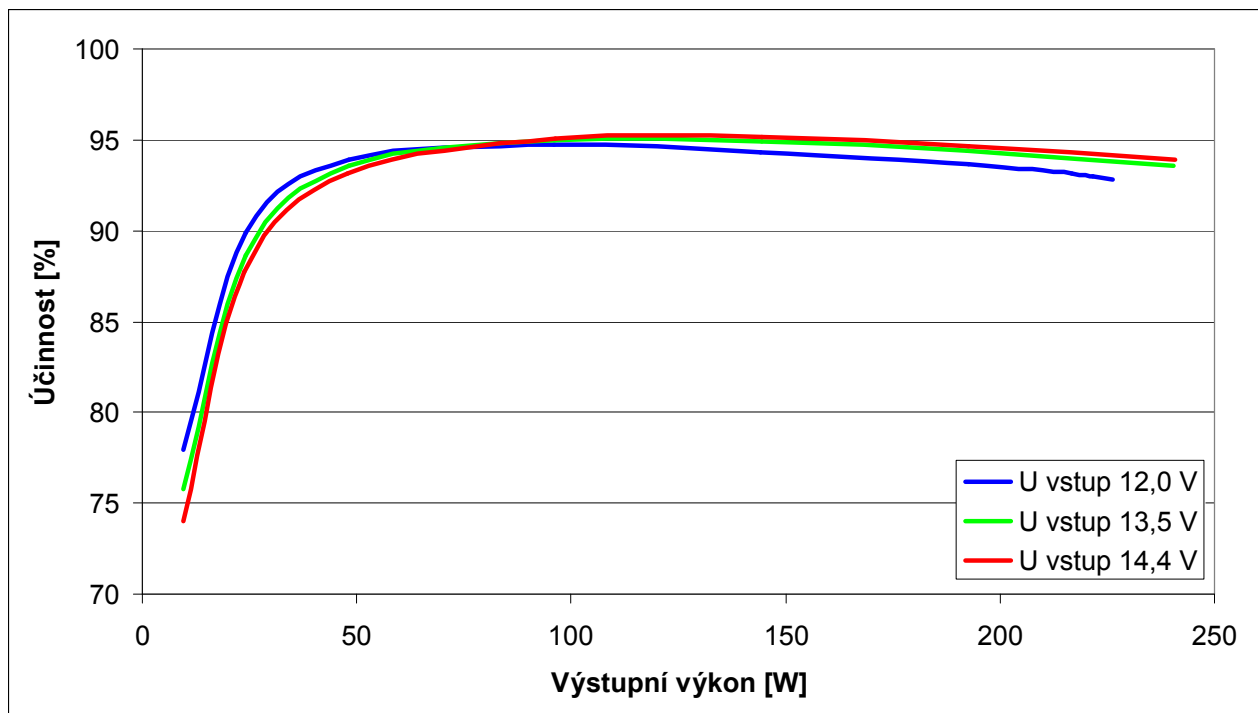
Měření začíná v poloze maximálního stlačení pomocné pružiny v čase  $t = -30$  ms, kdy je z klidového stavu roztočen elektromotor. Následně je proveden jeden maximální zdvih ventilu v režimu otáčení dokola a po jeho uzavření dojde opět ke stlačení pomocné pružiny. V poloze maximálního stlačení pomocné pružiny v  $t = 0$  ms dojde k vypnutí pohonu, elektromotor (vačka) má v ten okamžik otáčky cca 1150 1/min. Následně dojde k tlumenému kmitavému pohybu, kdy se mění smysl otáčení vačky. Po vyloučení vlivu pasivních ztrát elektromotoru na základě předchozího měření bude možné detailněji popsat dílčí ztráty pouze mechanické části systému elektromotorické vačky.

## 7.6 Měření účinnosti měniče napětí

Nominální napětí ŘJ bylo s ohledem na dostupnost BLDC motorů zvoleno 48 V. Avšak při uvažování napájecího napětí palubní sítě 12 V bude potřeba zařadit do obvodu měnič napětí. Proto proběhlo měření účinnosti měniče napětí z 12 V na 48 V. Jako vstupní zdroj byla použita nabíječka přepnutá do režimu zdroje. V tomto nastavení umožňuje měnit napětí v rozsahu 12 až 14,4 V. Přesný příkon byl měřen výkonovým analyzátozem HMC 8015. Použitá zátěž umožňovala měřit výstupní parametry měniče do výkonu 300 W. Sestava pro měření účinnosti měniče je vidět na obr. 7.21. a změřená účinnost na obr. 7.22.



Obr. 7.21: Sestava pro měření účinnosti měniče napětí (vlastní zpracování).

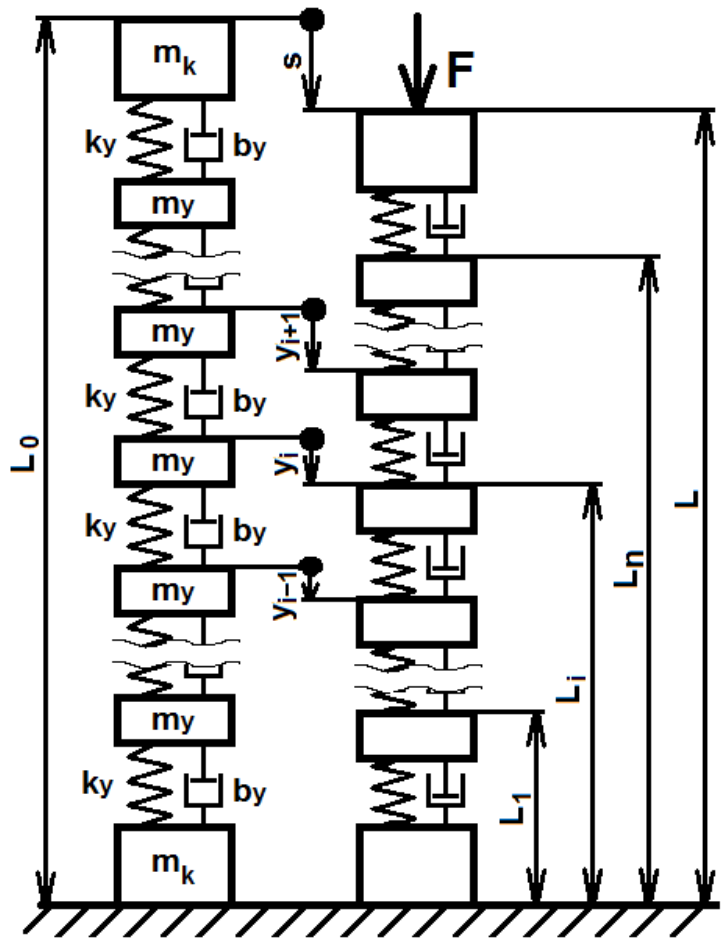


Obr. 7.22: Změřená účinnost měniče pro různá vstupní napětí v závislosti na výstupním výkonu,  $U_{\text{výstup}} = 48 \text{ V}$  (vlastní zpracování).

## 8 Upravený a rozšířený matematický model

### 8.1 Matematický model pružiny

Při pohybu ventilu dochází k poměrně značným zrychlením ventilu a setrvačné účinky se přenášejí i na pružinu. V systému elektromotorické vačky je navíc ještě pomocná pružina. Protože pružina má také svoji hmotnost a jednotlivé závity se nepohybují stejnou rychlostí, nedochází ani k rovnoměrným zrychlením jednotlivých závitů. Proto byla pružina rozdělena na několik dílčích hmotností, které jsou navzájem pospojovány tuhostmi a tlumením, jak je vidět na obr. 8.1. Model pružiny se skládá ze dvou hmotností nečinných koncových závitů  $m_k$  a z hmotností, které představují část závitu činného  $m_y$ . Výchytky těchto hmot  $y_i$  jsou neznámé hledané veličiny. Mezi jednotlivé hmoty jsou vloženy pružiny se stejnou tuhostí  $k_y$  a tlumiče se stejným tlumením  $b_y$ . Celková volná délka pružiny je  $L_0$  a při stlačení  $s$  má pružina délku  $L$ .



Obr. 8.1: model pomocné pružiny (vlastní zpracování)

Z celkové hmotnosti pružiny  $m_{pruzP} = 27,7$  g a z hmotnosti nečinných koncových závitů  $m_k = 2,4$  g lze určit jednu činnou hmotnost  $m_y$  podle vztahu

$$m_y = \frac{m_{pruzP} - 2 \cdot m_k}{n} \quad (8.1)$$

kde  $n$  je počet hledaných neznámých. Dílčí tuhost  $k_y$  se určí z celkové tuhosti pružiny podle vztahu

$$k_y = (n + 1)k_p \quad (8.2)$$

V modelu je zahrnuto tlumení pomocí koeficientu  $b_y$ .

$$b_y = 2 \zeta \sqrt{k_y m_y} \quad (8.3)$$

Poměrný útlum  $\zeta = 0,035$  byl zvolen na základě vlastního měření v [A.5]. Pro výchytky jednotlivých hmot pomocné pružiny  $y_j$  má celkem  $n$  Lagrangeových rovnic tvar

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{y}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_j} = - \frac{\partial E_p}{\partial y_j} - \frac{\partial D}{\partial \dot{y}_j}, \text{ pro } j = 1..n \quad (8.4)$$



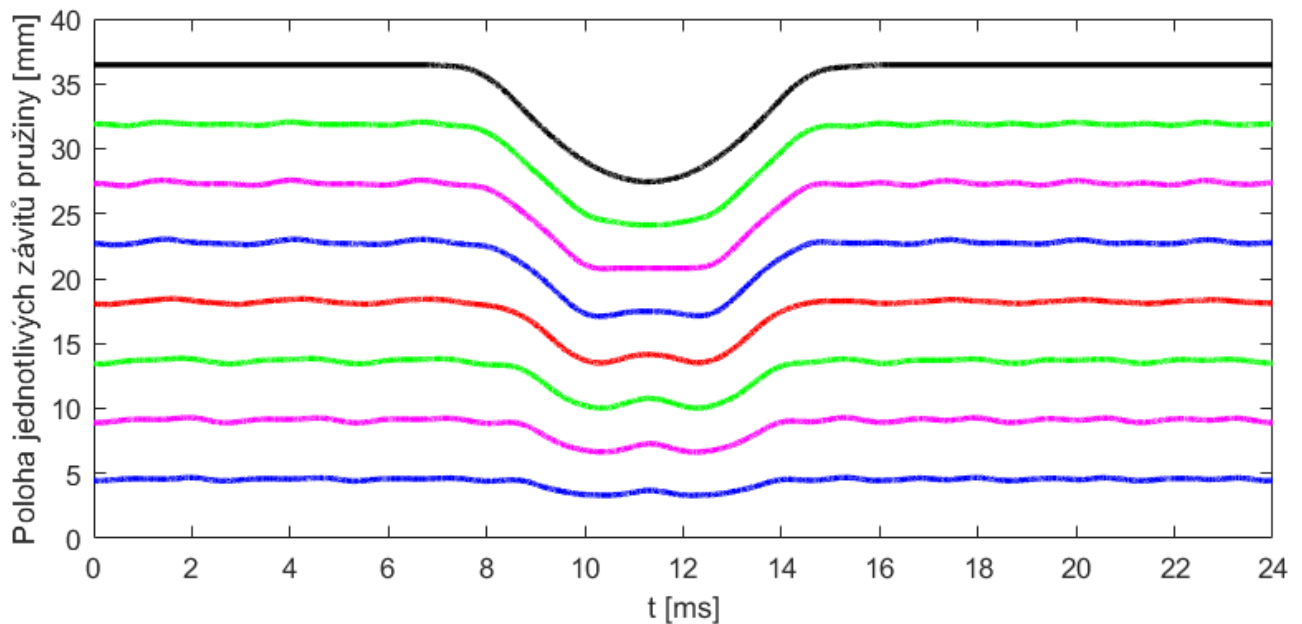
n rovnic pro  $n$  neznámých výchylek jednotlivých hmot pomocné pružiny  $y_j$

$$m_y \ddot{y}_j = k_y (y_{j+1} - 2 \cdot y_j + y_{j-1}) + b_y (\dot{y}_{j+1} - 2 \cdot \dot{y}_j + \dot{y}_{j-1}), \text{ pro } j = 1..n \quad (8.5)$$

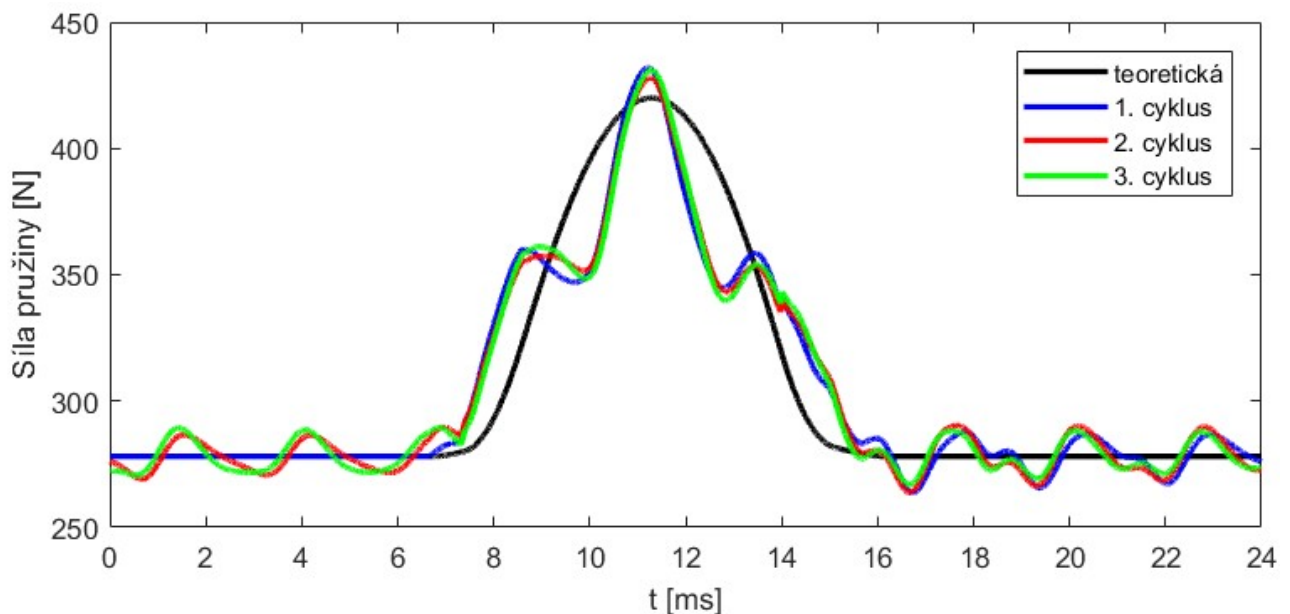
a podobně u hmot pružiny ventilu  $z_j$

$$m_z \ddot{z}_j = k_z (z_{j+1} - 2 \cdot z_j + z_{j-1}) + b_z (\dot{z}_{j+1} - 2 \cdot \dot{z}_j + \dot{z}_{j-1}), \text{ pro } j = 1..n \quad (8.6)$$

Obě pružiny jsou shodné. Byly rozděleny na 9 dílů, jeden díl odpovídá jednomu závitě pružiny. 7 závitů je činných, 2 závěrné. Model pomocné pružiny a pružiny ventilu má 7 stupňů volnosti. Na obr. 8.12 je vidět kmitání závitů pružiny ventilu i po ukončení zdvihu ventilu.



**Obr. 8.2:** Průběh stlačení jednotlivých závitů vinuté pružiny ventilu při  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování).



**Obr. 8.3:** Průběh síly pružiny ventilu při  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

V samotné pružině dochází vlivem kmitání závitů ke kolísání síly i po ukončení zdvihu ventilu. Útlum je malý, kmitání se přenáší i do dalších cyklů a průběh síly není shodný s předchozím cyklem. V tomto matematickém modelu nebylo uvažováno další kmitání jednotlivých součástí, protože není energeticky významné. Takový model byl vytvořen rozšířením vlastního modelu [A.3] a v příloze 15 je vidět porovnání energií. Energie během jednoho cyklu uvažovaného modelu s poddajným vahadlem je větší o 0,23 %, oproti energii bez uvažování poddajného vahadla, rozdíl je tedy zanedbatelný.

## 8.2 Valivý odpor uvažovaný v modelu

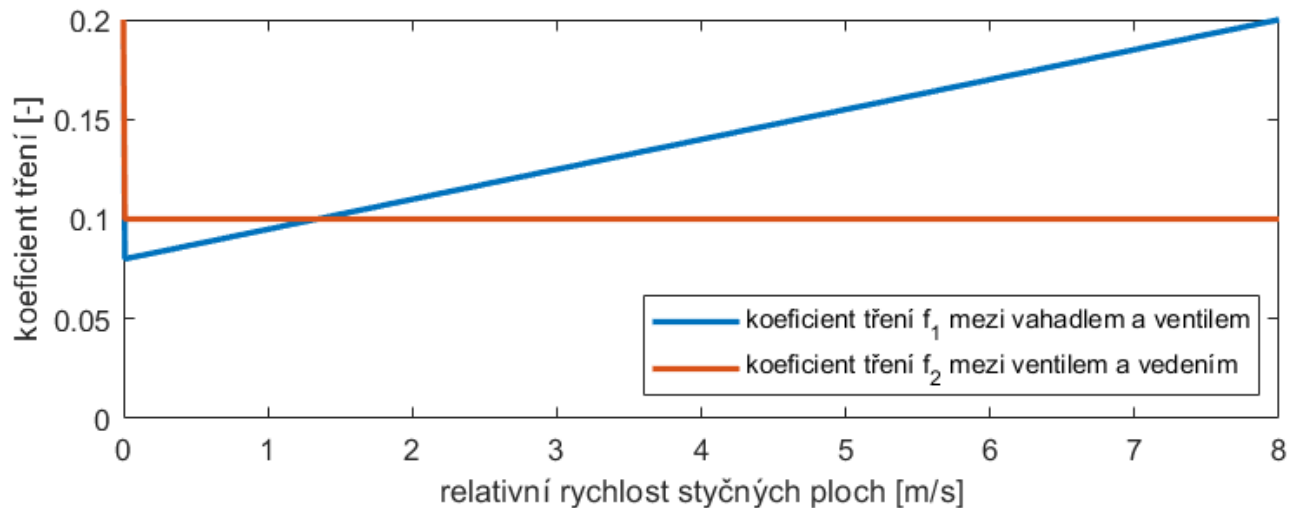
Hydrodynamický moment tření je úměrný konstantě  $b_{hydr}$  a mocnině  $2/3$  otáček vačkového hřídele [52]. Velikost  $b_{hydr}$  byla experimentálně zvolena  $3 \times 10^{-4} \text{ Nms}^{2/3}$ . Rameno valivého odporu v ložiskách vačkového hřídele a rolny vahadla je uvažováno konstantní 0,004 mm. Síly od ventilu a pomocné pružiny jsou na rolny vahadla a ložiska převedeny pomocí převodních funkcí  $\vartheta_V$  a  $\vartheta_P$ , které jsou závislé na úhlu natočení vačky. Výsledný moment v ložiskách je dán rovnicí (8.7)

$$M_L = b_{hydr} \left( \frac{n_V}{60} \right)^{2/3} + \left[ i_V F_{V_y} \vartheta_V \left( 1 + \frac{R_V}{r} \right) + F_{V_y P} \vartheta_P \left( 1 + \frac{R_P}{r} \right) \right] \xi \cdot \text{sign}(n_V) \quad (8.7)$$

kde  $R_V$  a  $R_P$  jsou poloměry vačky ventilu a pomocné pružiny, které jsou rovněž závislé na úhlu natočení vačky a  $r$  je poloměr rolny vahadla.

## 8.3 Tření uvažované v modelu

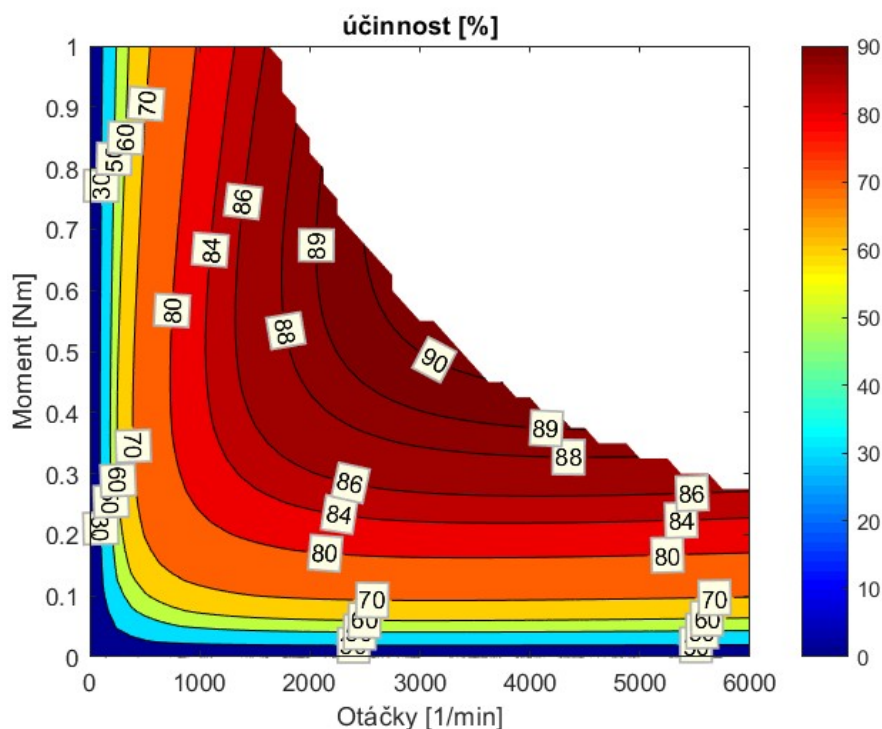
Pro přesnější shodu modelu s naměřenými daty byla do modelu zahrnuta závislost koeficientu tření na relativní rychlosti styčných ploch [53]. U Stribeckovy křivky může být velikost tření udávána v závislosti na více parametrech. Kromě relativní rychlosti je to dále dynamická viskozita, měrná síla a délka kluzných ploch [35]. Může to být také v závislosti na otáčkách, dynamické viskozitě a délce kluzných ploch [35]. Mezi ventilem a vodítkem je uvažována jiná závislost tření, než mezi vahadlem a ventilem. Koeficienty tření byly nastaveny na základě měření útlumu systému po vypnutí elektromotoru a také, aby odpovídal příkon v modelu změřenému příkonu. Koeficienty tření jsou vidět na obr. 8.4.



**Obr. 8.4:** Koeficienty tření v závislosti relativní rychlosti styčných ploch (vlastní zpracování).

### 8.4 Začlenění účinnosti elektromotoru do matematického modelu

Pro začlenění elektrických parametrů elektromotoru do modelu byla vytvořena 3D mapa účinnosti elektromotoru na základě měření a katalogových údajů [43].



**Obr. 8.5:** Mapa účinnosti elektromotoru EC-i52 (vlastní zpracování).

Z okamžitých hodnot otáček a momentu elektromotoru lze po zahrnutí účinnosti vypočítat okamžitý elektrický příkon elektromotoru. Elektrickou energii elektromotoru při pohybu pak získáme podle vztahu (8.8).

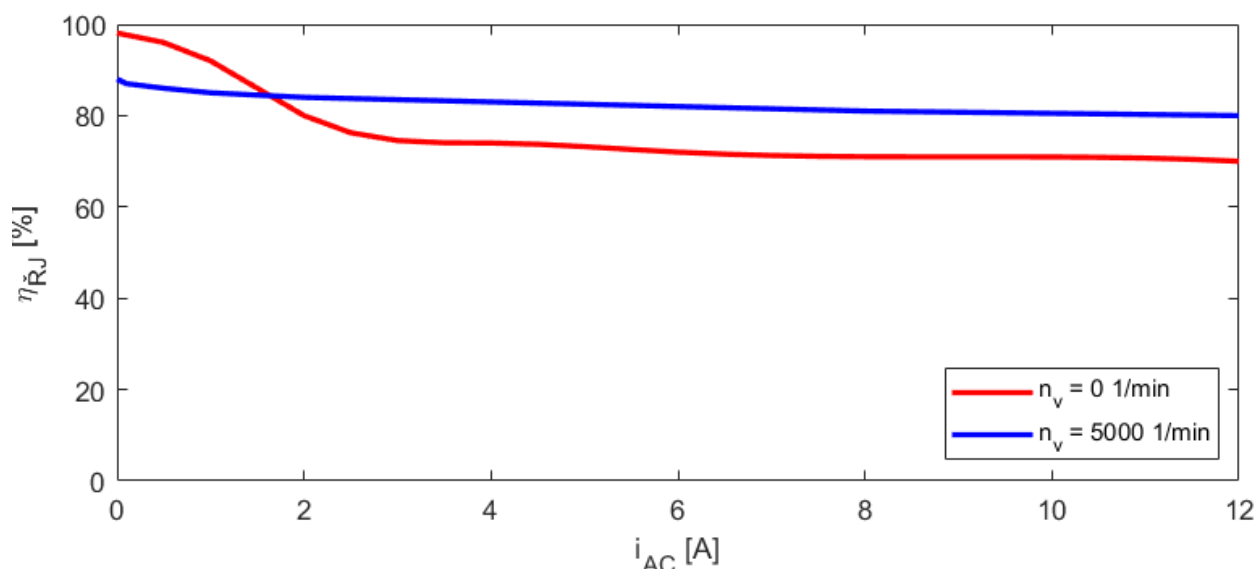
$$E_{AC} = \int p_{AC}(t) dt = \int \frac{100}{\eta_{elmot}(t)} \frac{2\pi}{60} n_v(t) M_{elmot}(t) dt \quad (8.8)$$

Při zastaveném motoru platí vztah (8.9), kde  $K_M$  je momentová konstanta elektromotoru [44].

$$E_{AC} = \int p_{AC}(t) dt = R_{elmot} \int i_{AC}^2(t) dt = \frac{R_{elmot}}{K_M^2} \int M_{elmot}^2(t) dt \quad (8.9)$$

### 8.5 Začlenění ŘJ do matematického modelu

Z naměřených údajů byla spočítána účinnost řídicí jednotky pro elektromotor, je vidět na obr. 8.6



Obr. 8.6: Účinnost řídicí jednotky (vlastní zpracování).

Okamžitý proud elektromotoru  $i_{AC}$  se určí podle vztahu (8.10).

$$i_{AC} = \text{sign}(n_v) \left( \frac{M_{elmot}}{K_M} + I_n \right) \quad (8.10)$$

K proudu  $i_{AC}$  je připočten proud pro otáčky elektromotoru naprázdno  $I_n = 378$  mA který byl stanoven na základě měření. Z okamžitých hodnot elektrického příkonu elektromotoru lze po zahrnutí účinnosti řídicí jednotky vypočítat okamžitý elektrický stejnosměrný příkon do řídicí jednotky. Stejnosemernou elektrickou energii pak získáme podle vztahu (8.11) a pokud dochází k rekuperaci, tak podle vztahu (8.12).

$$E_{DC} = \int \left( \frac{100}{\eta_{RJ}(t)} p_{AC}(t) + P_{DC\_P} \right) dt \quad (8.11)$$

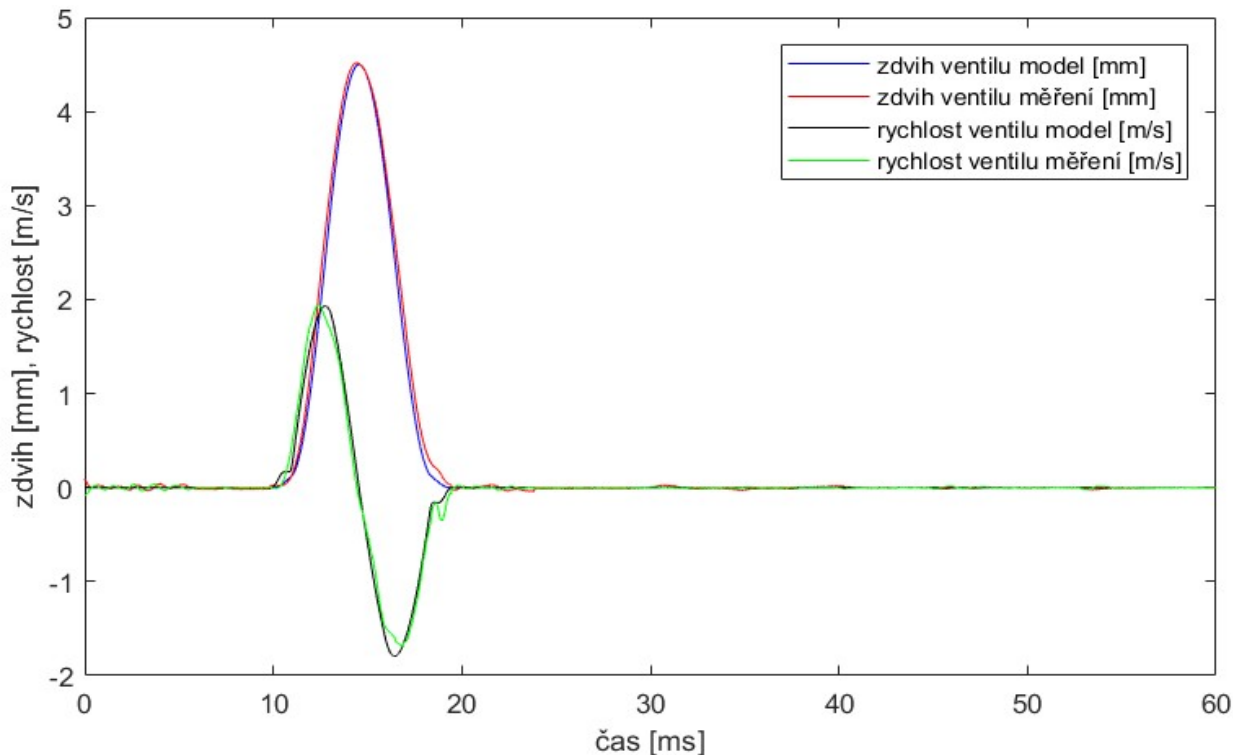
$$E_{DC} = \int (100\eta_{RJ}(t)p_{AC}(t) + P_{DC\_P}) dt \quad (8.12)$$

Největší ztráty má měnič v oblasti nízkého zatížení elektromotoru, vlivem příkonu pomocných obvodů  $P_{DC\_P} = 2,5$  W, ale také při vyšším zatížení v nižších otáčkách elektromotoru. Dodatečným měřením ŘJ jsem zjistil, že pokles účinnosti při vyšším zatížení je způsoben logikou spínání tranzistorů. Významný podíl na příkonu celého systému má způsob řízení a regulace. Zejména regulace v oblasti zastavování rotačního pohybu vačky neodpovídala vždy původně zamýšlené teorii, kde se předpokládala nulový příkon elektromotoru. Při zastavení v pozici maximálního zdvihu ventilu a maximálního stlačení pomocné pružiny nebyl program zcela optimalizován a proto byl do motoru přiváděn proud. Příkon byl uvažován 3 W během vyčkávání pro zdvih ventilu 4,5 mm a 10 W během vyčkávání pro zdvih ventilu 9 mm.

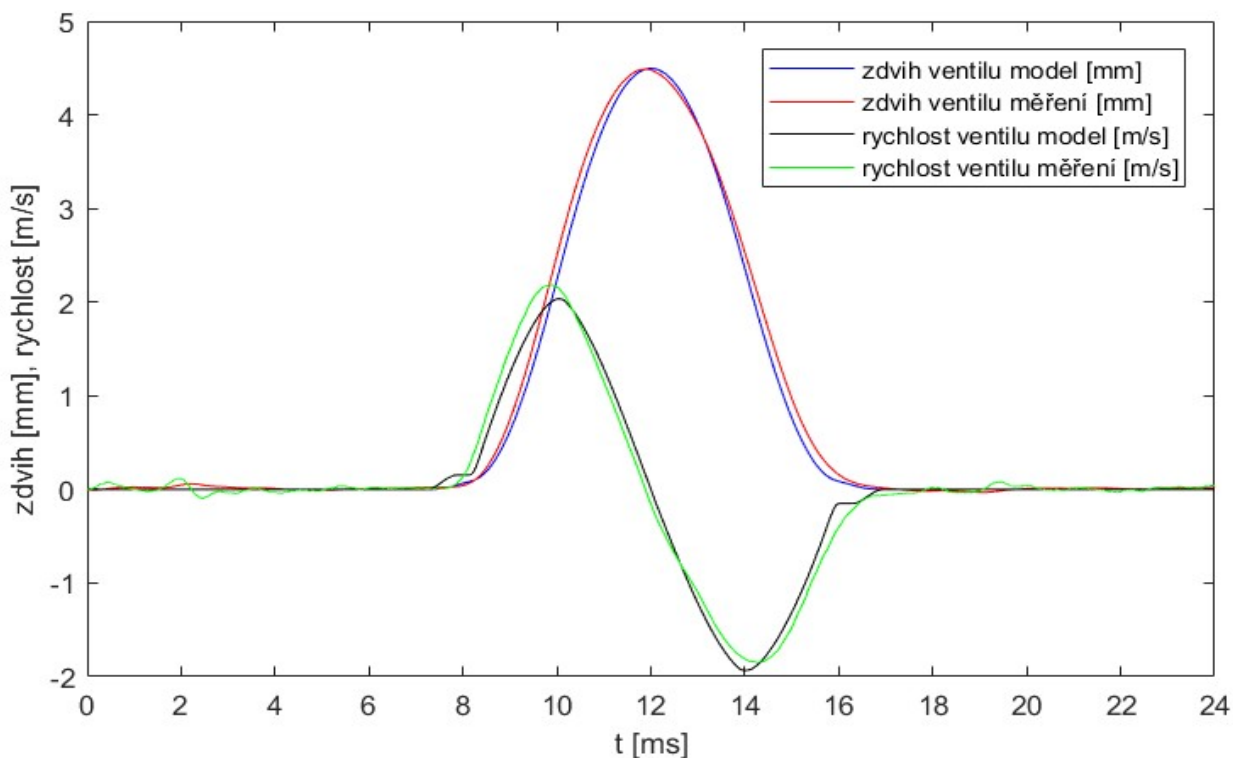
## 8.6 Porovnání změřených dat s matematickým modelem

Porovnání změřených průběhů s matematickým modelem jsou vidět na obr. 8.7 až 8.25. Další porovnání jsou vidět v přílohách 16 až 18.

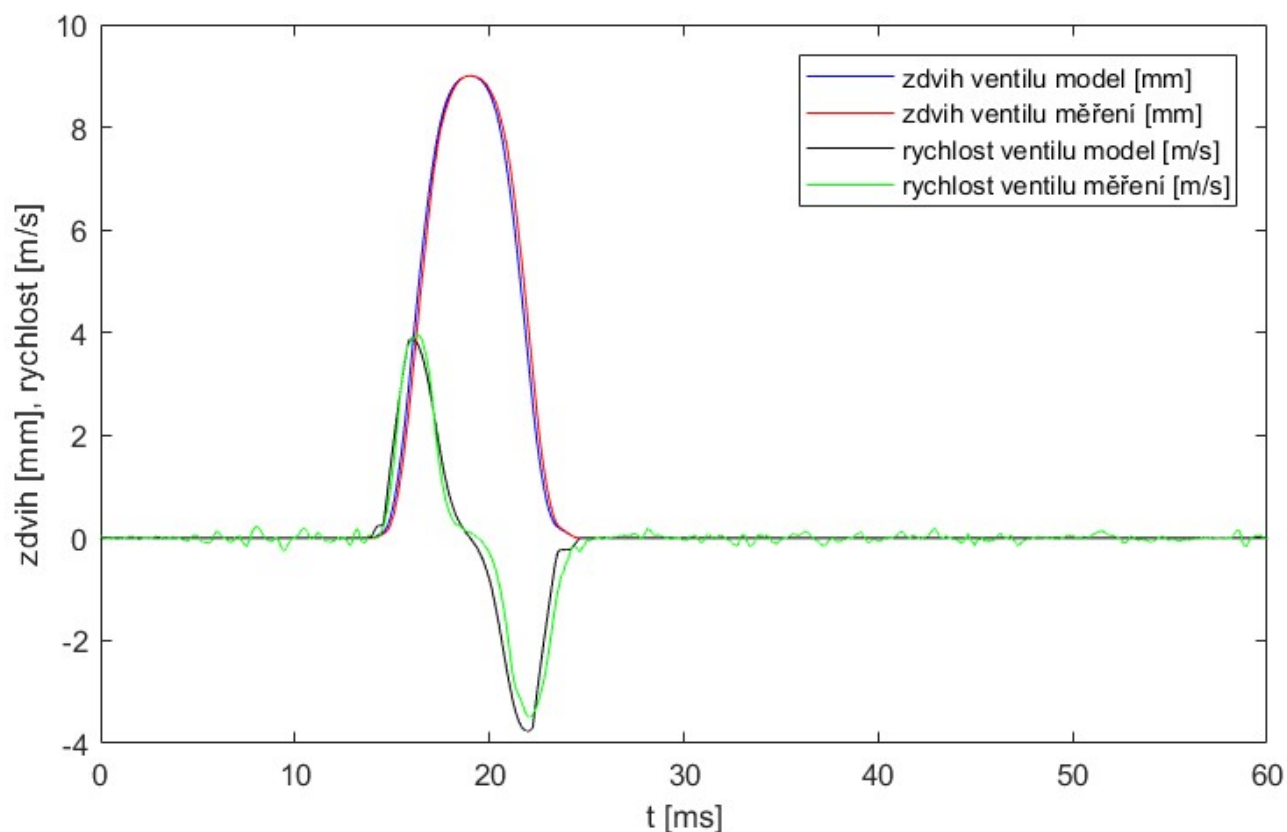
### 8.6.1 Porovnání zdvihu a rychlosti ventilu



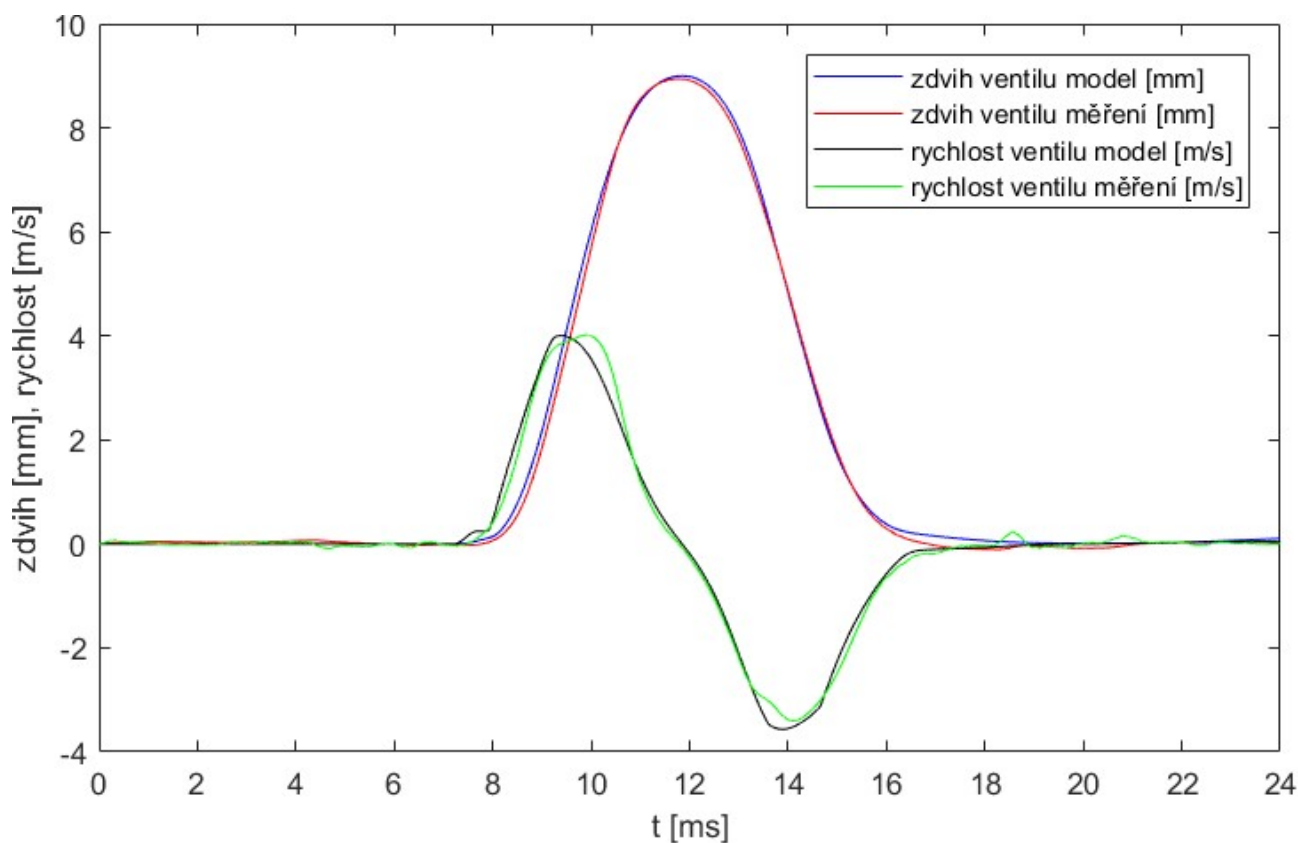
**Obr. 8.7:** Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 8.8:** Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

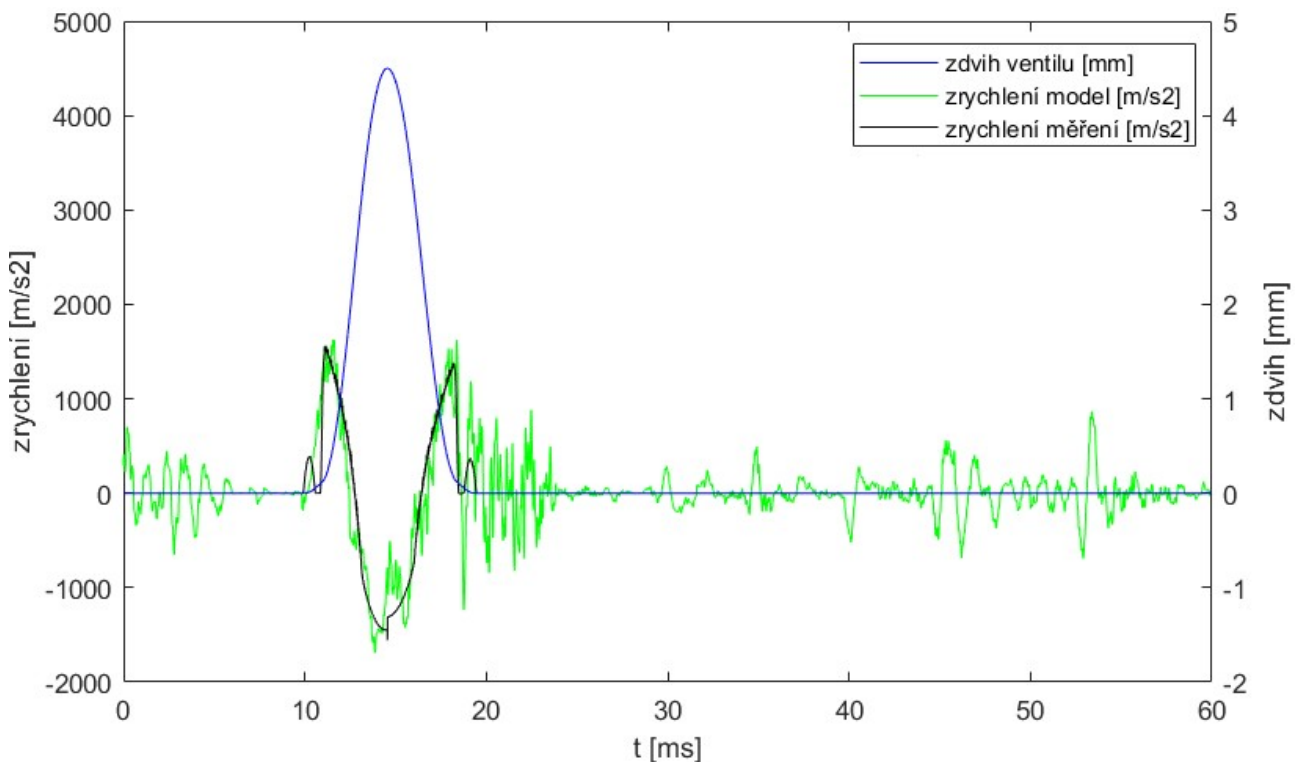


**Obr. 8.9:** Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)

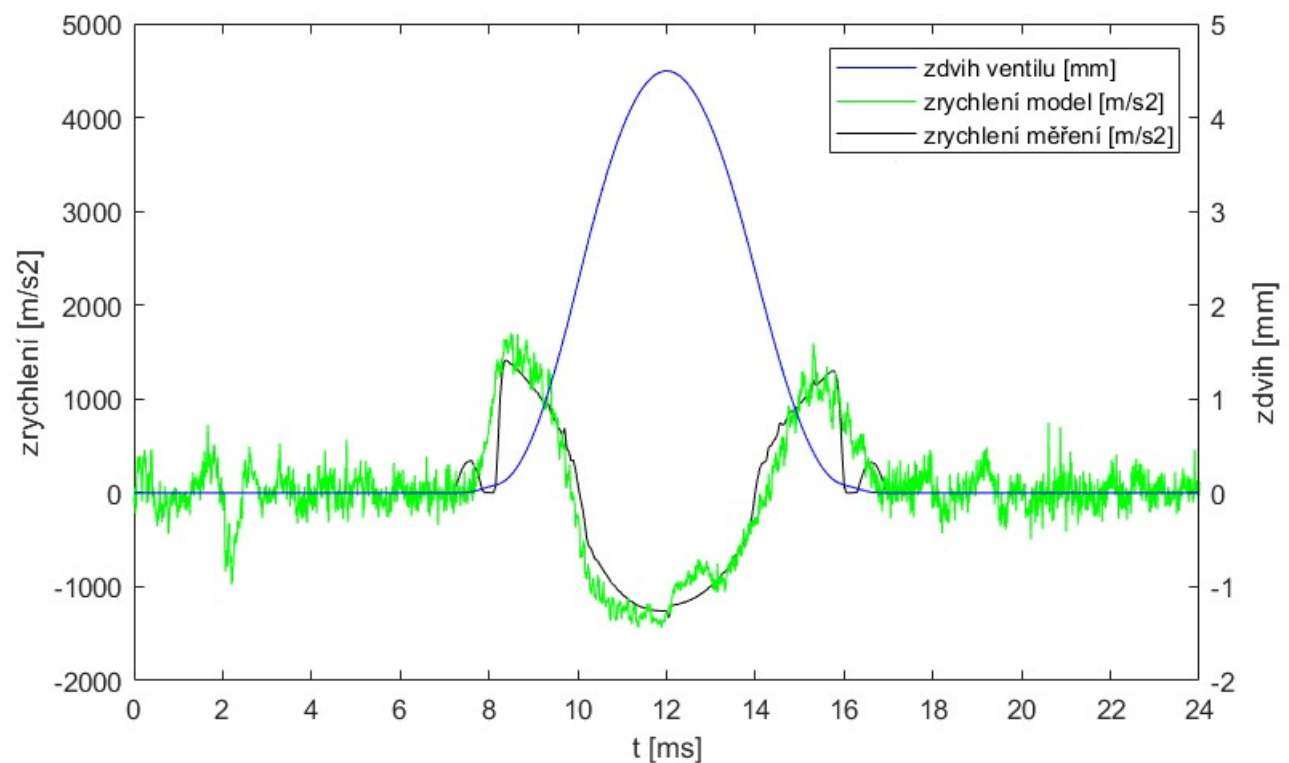


**Obr. 8.10:** Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

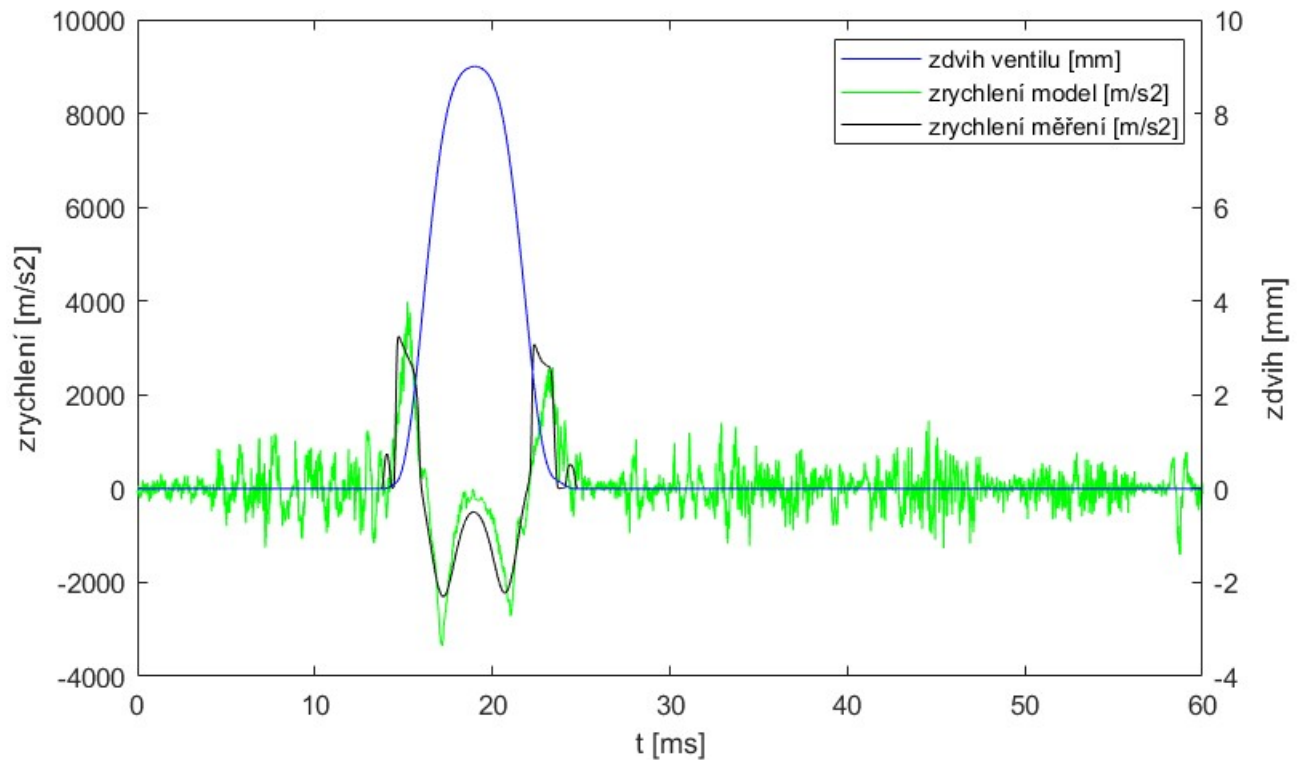
## 8.6.2 Porovnání zrychlení ventilu



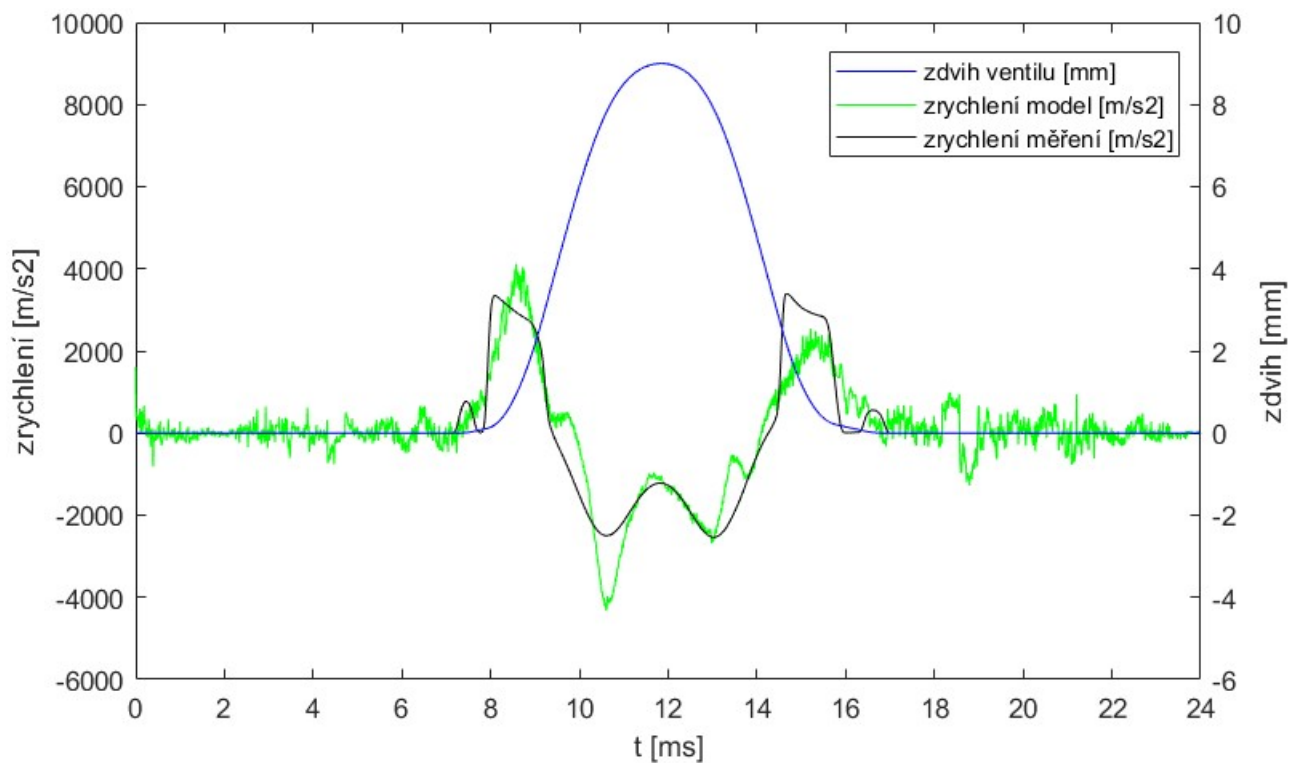
**Obr. 8.11:** Porovnání měřeného a vypočteného zrychlení ventilu. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 8.12:** Porovnání měřeného a vypočteného zrychlení ventilu. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



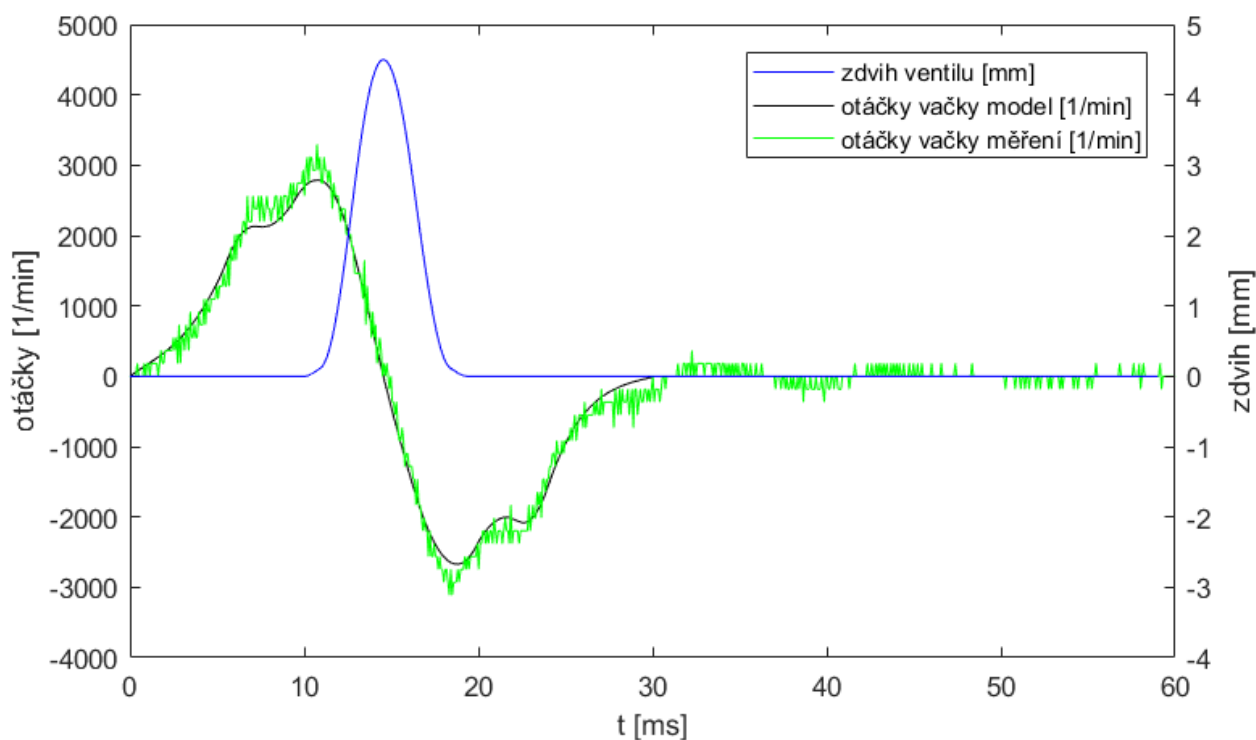
**Obr. 8.13:** Porovnání měřeného a vypočteného zrychlení ventilu. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



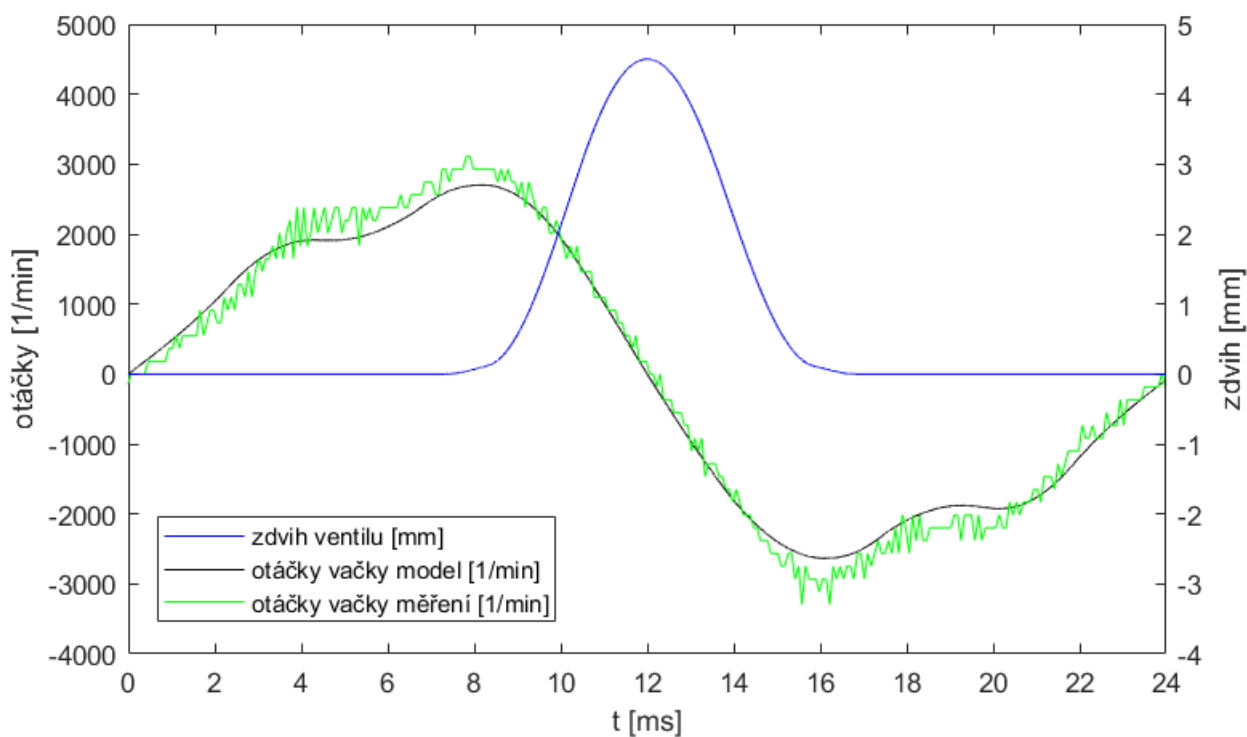
**Obr. 8.14:** Porovnání měřeného a vypočteného zrychlení ventilu. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



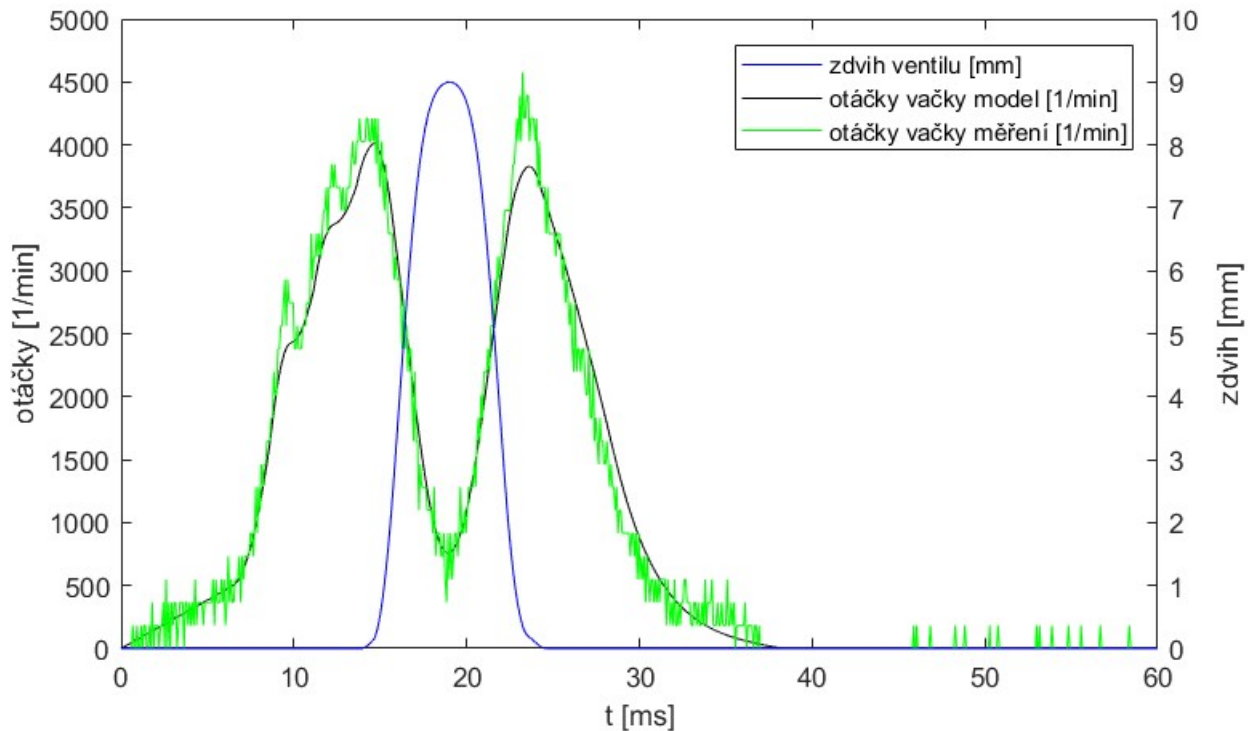
## 8.6.3 Porovnání otáček vačky



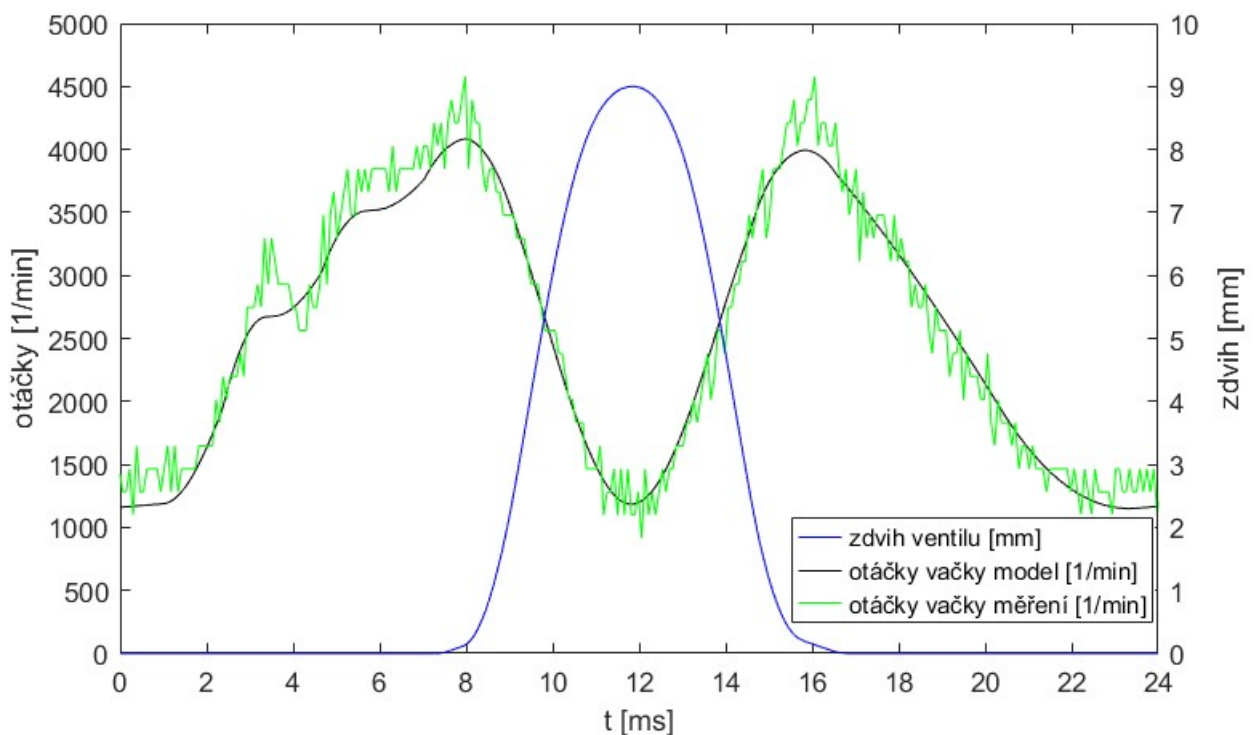
**Obr. 8.15:** Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 8.16:** Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

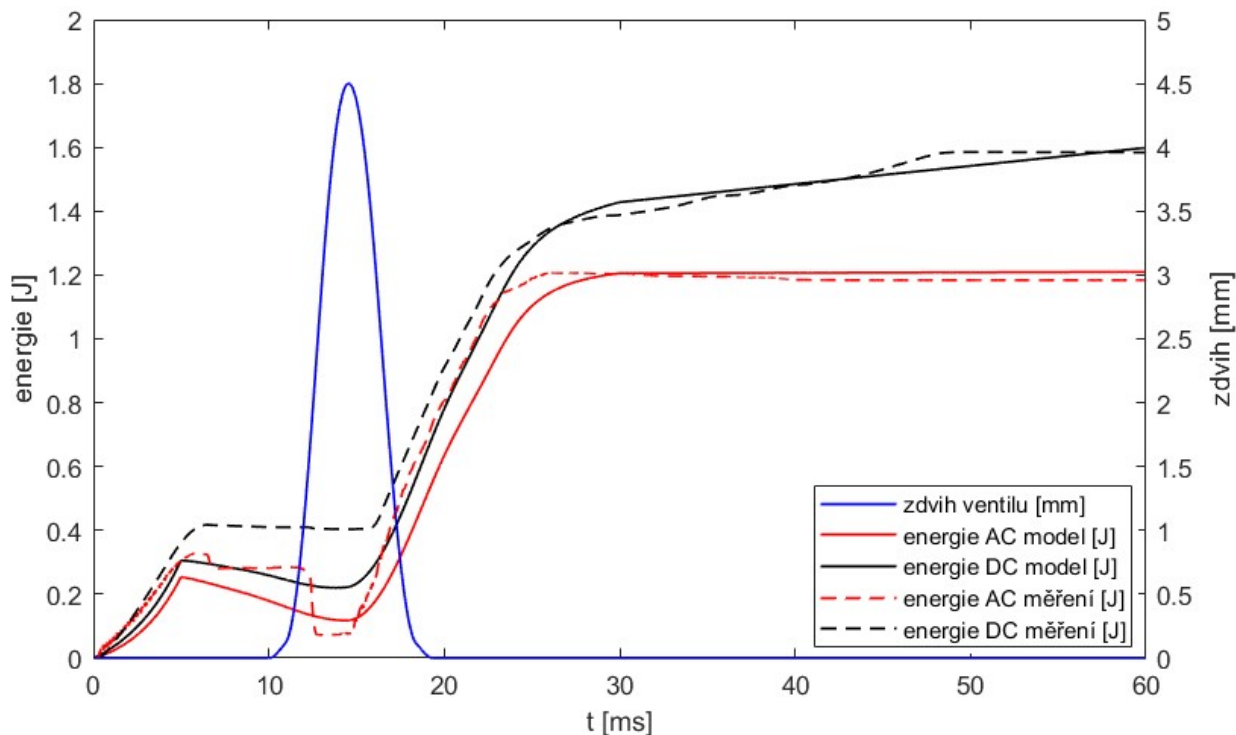


**Obr. 8.17:** Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)

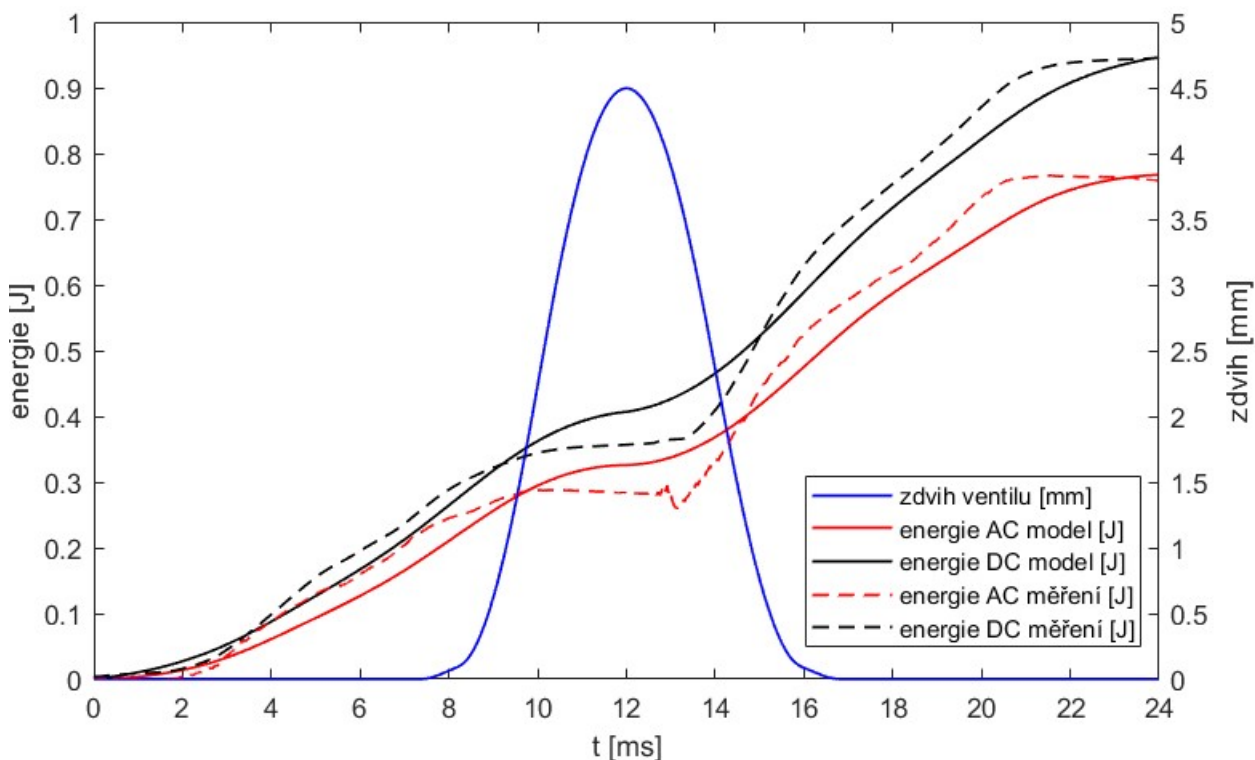


**Obr. 8.18:** Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

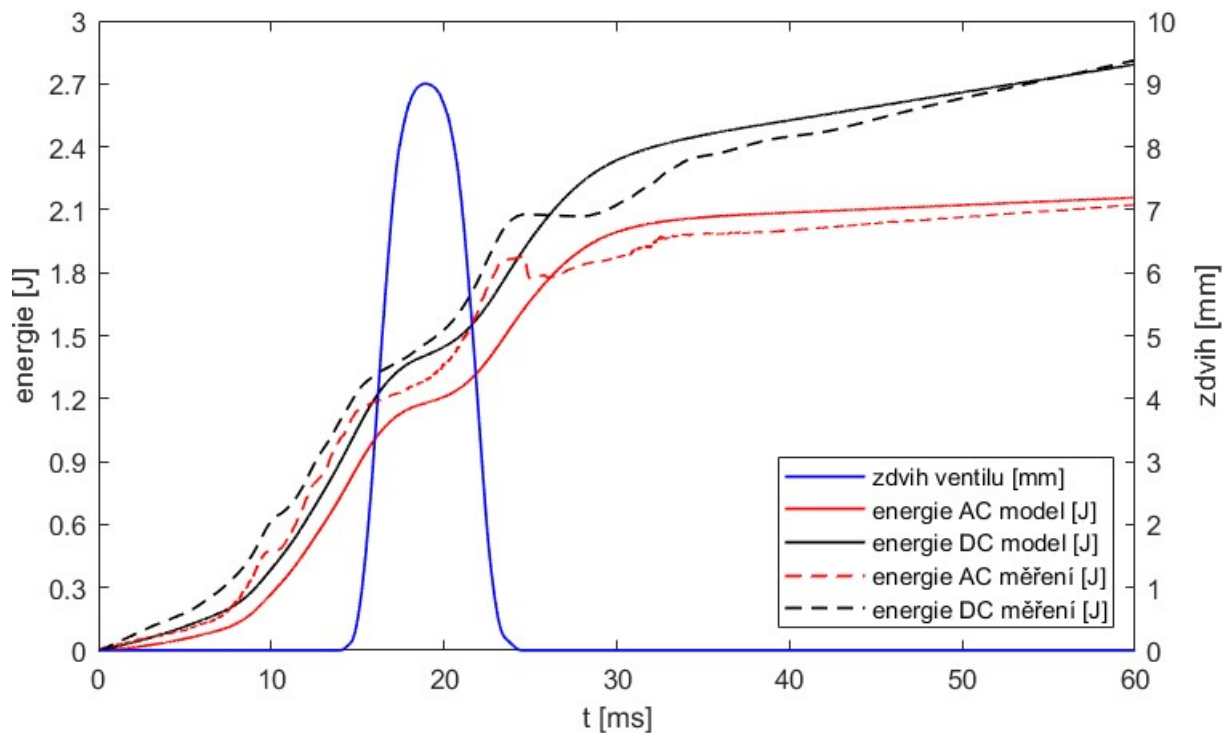
## 8.6.4 Porovnání spotřeby elektrické energie



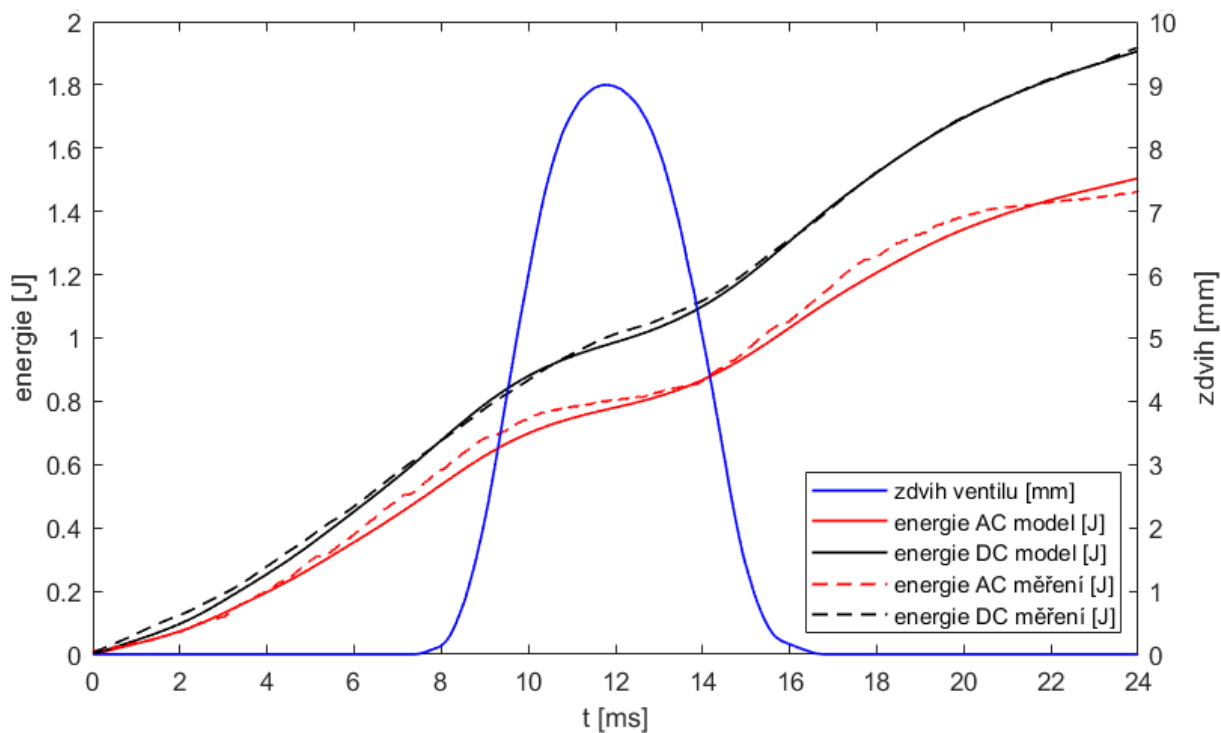
**Obr. 8.19:** Porovnání měřené a vypočtené elektrické energie. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



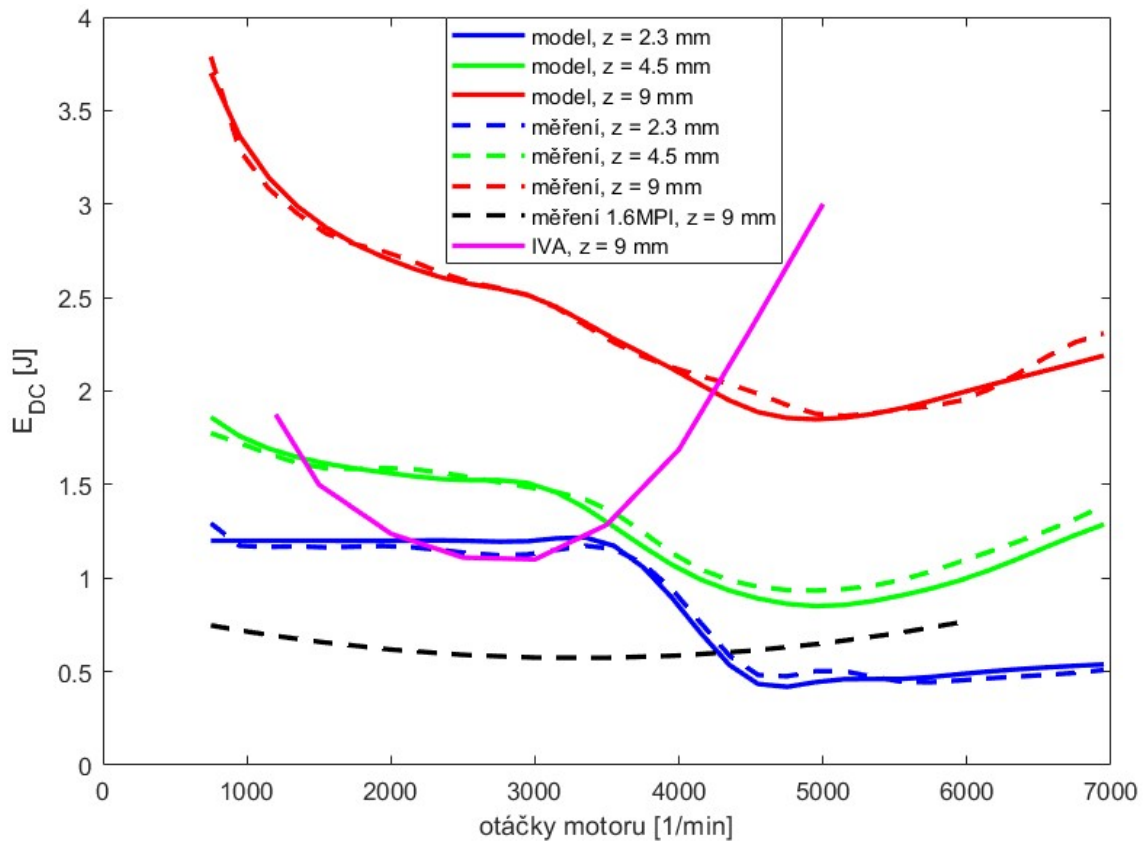
**Obr. 8.20:** Porovnání měřené a vypočtené elektrické energie. Platí pro částečný zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



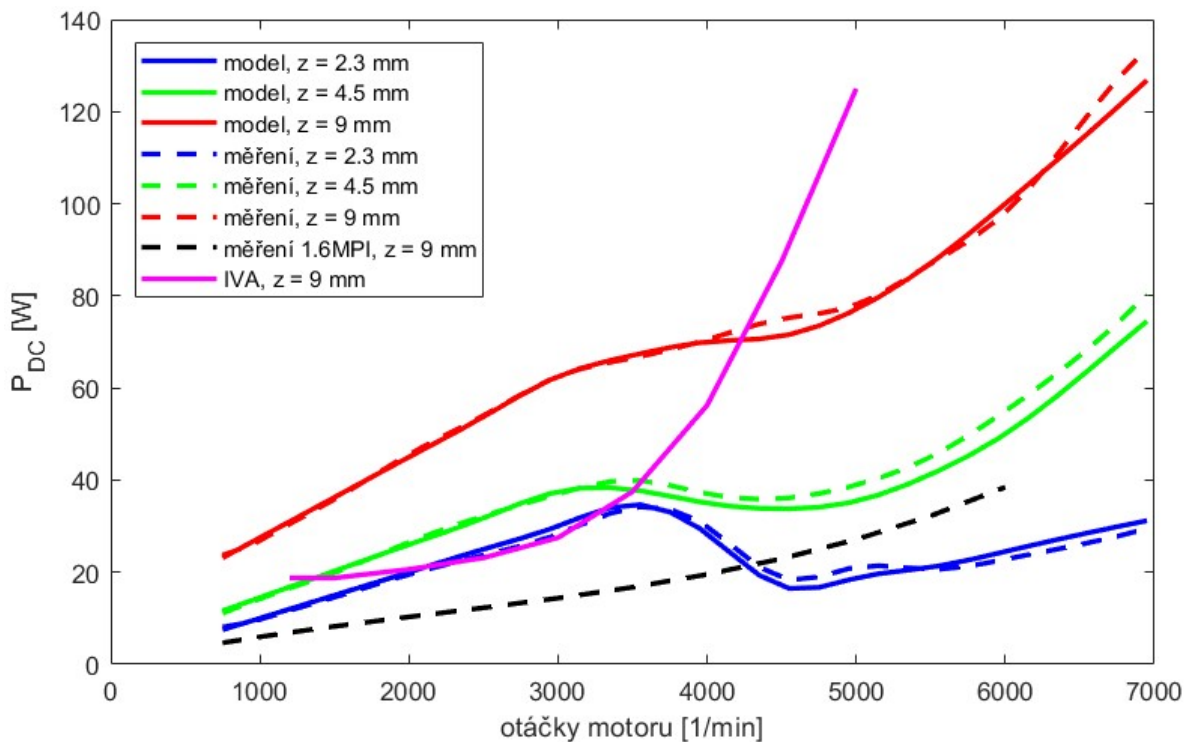
**Obr. 8.21:** Porovnání měřené a vypočtené elektrické energie. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



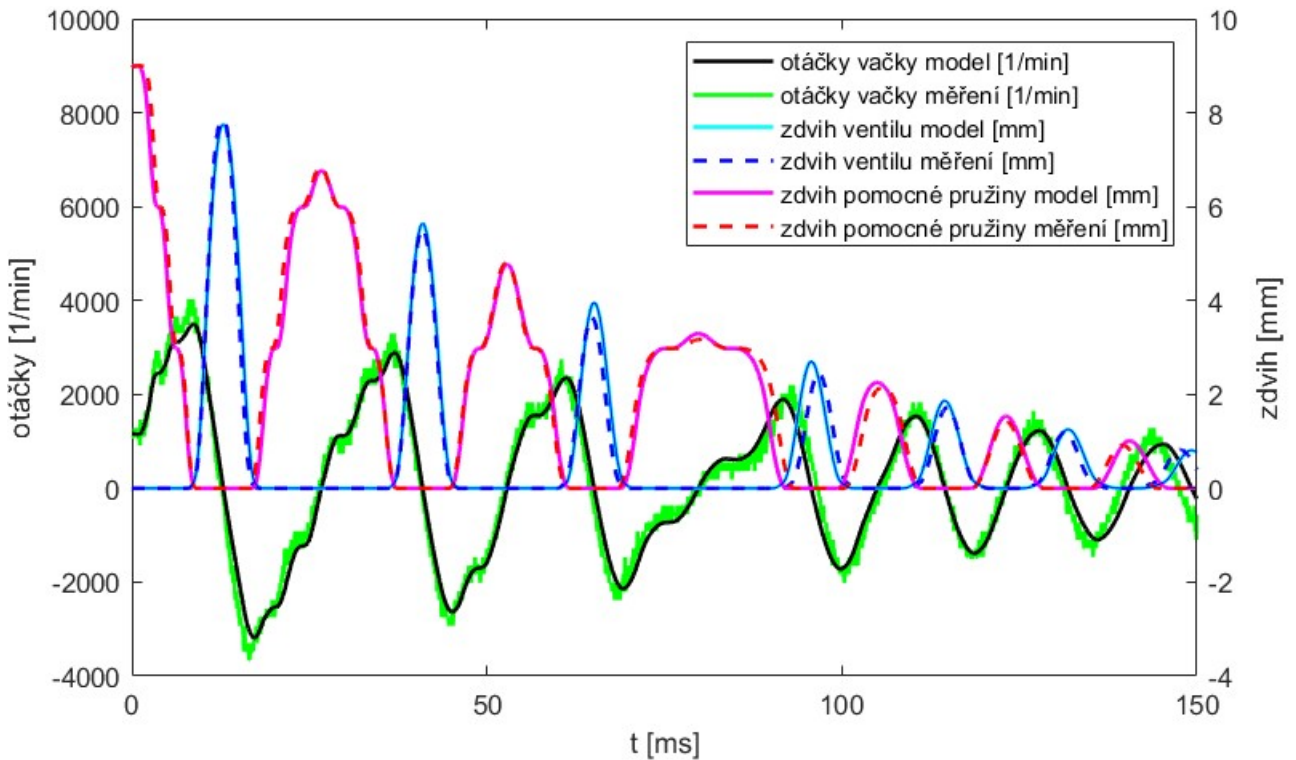
**Obr. 8.22:** Porovnání měřené a vypočtené elektrické energie. Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)



**Obr. 8.23:** Porovnání měřené a vypočtené elektrické DC energie vstupu do ŘJ jednoho kompletního zdvihu ventilu za celý cyklus motoru pro různé zdvihy ventilu v závislosti na otáčkách motoru. Energie systému IVA s udávaným zdvihem ventilu 7,8 mm a  $V_Z = 2,0 \text{ dm}^3$  [23] se uvažuje shodná, jako v tomto grafu pro zdvih ventilu 9 mm a  $V_Z = 1,6 \text{ dm}^3$ . U konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI není zahrnut pohon řemenem. (vlastní zpracování)



**Obr. 8.24:** Porovnání měřeného a vypočteného elektrického DC příkonu vstupu do ŘJ pro různé zdvihy ventilu v závislosti na otáčkách motoru. Příkon systému IVA s udávaným zdvihem ventilu 7,8 mm a  $V_Z = 2,0 \text{ dm}^3$  [23] se uvažuje shodný, jako v tomto grafu pro zdvih ventilu 9 mm a  $V_Z = 1,6 \text{ dm}^3$ . U konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI není zahrnut pohon řemenem. (vlastní zpracování)



Obr. 8.25: Porovnání měřeného a vypočteného útlumu systému. (vlastní zpracování)

### 8.7 Přeměna mechanické energie na elektrickou

Z tab. 3.4 vyplývá, že největší ztráty vznikají ve vinutí statoru alternátoru, přibližně 57 % z celkových ztrát. Tyto ztráty jsou podle [27] popsány rovnicí, kterou lze upravit na tvar (8.13).

$$P_{Cu} = 3R_s I_f^2 = 3R_s (0.816I_{vyst})^2 \cong 2R_s I_{vyst}^2 \quad (8.13)$$

Ztráty ve vinutí statoru jsou úměrné odporu vinutí statoru a kvadrátu proudu procházejícím statorovým vinutím a jsou tedy závislé pouze na zatížení alternátoru. Další ztráty vznikají v usměrňovači (8.14), avšak záleží na typu použitého usměrňovače.

$$P_u = \Delta U_u I_{vyst} \quad (8.14)$$

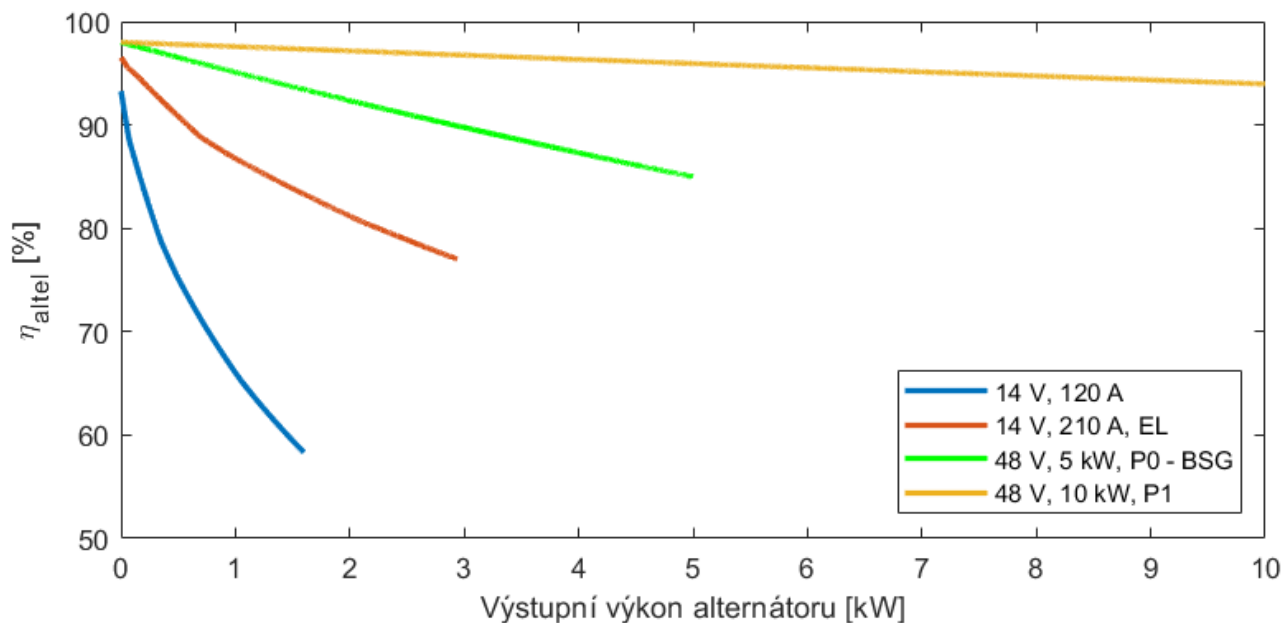
Nevýhodou diod je poměrně velký úbytek napětí i při nízkých proudech a ztráty pak tvoří přibližně 26 %. Řízené usměrňovače používají unipolární tranzistory a úbytek je výrazně snížen vlivem nízkého odporu při sepnutí tranzistoru. Ztráty v železe a regulátoru jsou uvažovány 2 %. V alternátoru vznikají i další ztráty, především mechanické, např. ventilační a třecí. Avšak nějaký generátor již ve voze umístěn je, a proto jsou tyto ztráty uvažovány zvlášť, jako v kapitole 5. Výstupní výkon, vstupní příkon bez zahrnutí mechanické účinnosti a elektrická účinnost alternátorů jsou pak dány vztahy.

$$P_{vyst} = U_{vyst} I_{vyst} \quad (8.15)$$

$$P_{vstel} = P_{vyst} + P_{Cu} + P_u \quad (8.16)$$

$$\eta_{altel} = \frac{P_{vyst}}{P_{vstel}} \quad (8.17)$$

Na obr. 8.26 jsou vidět elektrické účinnosti vybraných alternátorů.



**Obr. 8.26:** Elektrická účinnost různých generátorů. (vlastní zpracování)

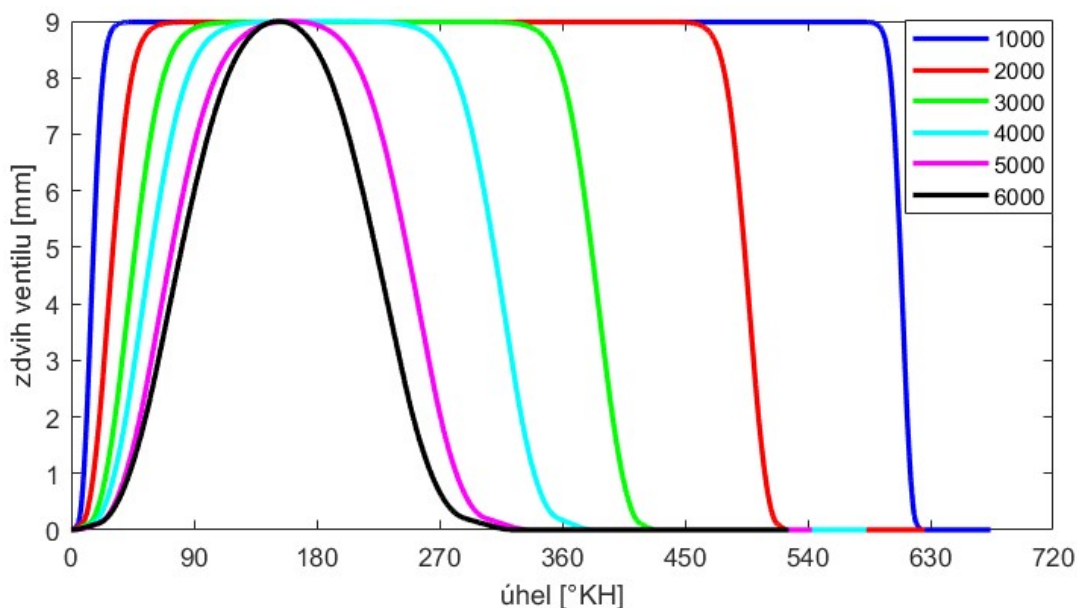
Z obr. 8.26 vyplývá, že ztráty jsou výrazně závislé na odebíraném výkonu. Při malém odběru je účinnost výrazně vyšší, než udávaná při jmenovitém zatížení. Největší ztráty má běžný alternátor. Účinnost vzroste při použití alternátoru řady "Efficiency Line" (EL). Energie z alternátorů je však primárně určena pro potřeby vozu a nestačila by dále pro pokrytí spotřeby elektronických systémů ovládání ventilů, které potřebují podle tab. 4.11 přes 2 kW. Nejméně energeticky výhodným řešením je přidání druhého alternátoru, u kterého se účinnost ještě více sníží o mechanické ztráty. Naopak velmi výhodné jsou generátory používané v hybridních vozech, u kterých tento generátor slouží zároveň jako elektromotor. U systému označovaného jako P1 je udávaná celková účinnost 94 %. Tyto systémy jsou především výkonově dostatečně dimenzované. Elektrickou energii navíc není nutně potřeba vyrábět právě v okamžiku její spotřeby. Např. při akceleraci vozu může být energie z akumulátoru použita jak pro elektromotor vozidla, tak pro elektronický systém ovládání ventilů. A opačně při deceleraci vozu je možné využít rekuperaci elektrické energie zpět do akumulátoru, kdy je navíc možné ventily úplně vypnout a tím rekuperaci ještě více zefektivnit. S výhodou lze tedy využít akumulátor jak pro hybridní systém vozu, tak pro elektronické ovládání ventilů. Jelikož pracují elektronické systémy ovládání ventilů s napětím, které může být odlišné od napětí palubní sítě vozu, je potřeba uvažovat i ztráty měniče napětí. Tyto ztráty však nejsou vysoké, jak dokazuje vlastní měření. Napětí elektronického systému ovládání ventilů bylo zvoleno shodné s napětím hybridních systémů, kde pak tento měnič úplně odpadne. Účinnost přeměny (výroby) elektrické energie je tedy výrazně závislá na použitém generátoru. Aby byla účinnost generátoru elektrické energie shodná s předchozí uvažovanou účinností v kapitole 5, bude se nadále počítat s konstantní hodnotou 85 %, což je udávaná celková účinnost BSG generátoru.

### 8.8 Průběhy elektromotorické vačky

Veškeré měřené a simulované průběhy probíhaly v závislosti na čase. Pro přepočítání na úhel klikového hřídele ve stupních platí vztah (8.18).

$$\varphi_{KH} = 360 \frac{n_{mot}}{60} \frac{t}{1000} = \frac{3}{500} n_{mot} \cdot t \quad (8.18)$$

Protože systém elektromotorické vačky nemá pevnou vazbu na KH, lze zejména v nízkých otáčkách motoru výrazně zvětšit plnost vačky. Na základě validovaného matematického modelu se změřenými daty byly vytvořeny možné vnější křivky systému elektromotorické vačky.

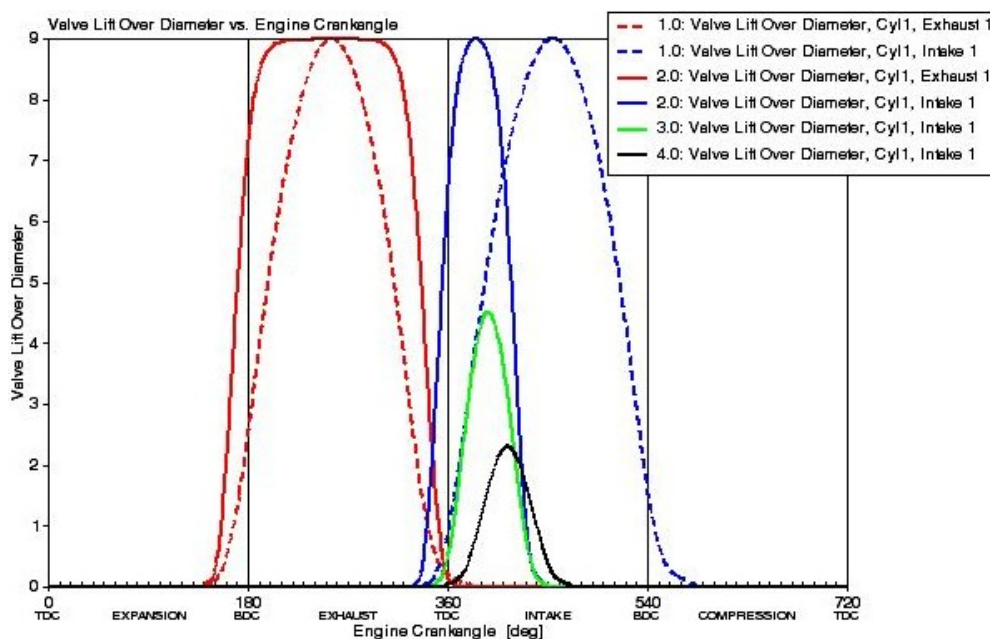


**Obr. 8.27:** Vnější křivky systému elektromotorické vačky v závislosti na úhlu KH pro různé otáčky motoru. Otáčky motoru jsou uvedeny v jednotkách [1/min]. (vlastní zpracování)

### 8.9 Energetický přínos systému elektromotorické vačky

V simulačním prostředí Ricardo Wave byl zjištěn energetický přínos pro známé změřené křivky průběhu zdvihu ventilu. Dále byl ze známých změřených příkonů aktuátoru a jednotlivých účinností stanoven výsledný příkon celého systému tak, aby bylo možné zjistit přírůstek výkonu motoru. Parametry byly zjišťovány pro částečné zatížení při  $n_{mot} = 2000$  1/min, obr. 8.28, tab. 8.1 a 5000 1/min, obr. 8.29, tab. 8.2 a dále pro plné zatížení motoru při  $n_{mot} = 6000$  1/min v příloze 18.

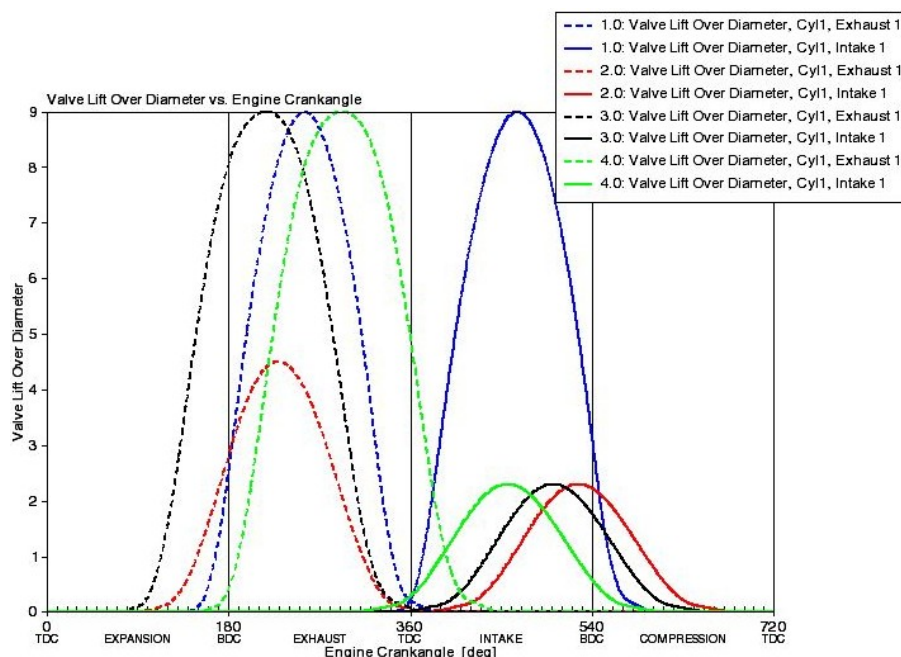




**Obr. 8.28:** Tři průběhy zdvihu ventilů elektromotorické vačky s EIVC pro částečně zatížený motor se stejnou spotřebou paliva  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$ , ale různém výkonu motoru v porovnání se zdvihy ventilů konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI,  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

Název	Veličina	Jedn.	1,6 MPI	Elektromotorická vačka			
číslo profilu zdvihu		-	1	2	3	4	
stř. ind. tlak vysokotlaké části cyklu	GMEP	kPa	357	367	366	362	
střední tlak výměny náplně válce	PMEP	kPa	(-)65	(-)37	(-)42	(-)49	
střední indikovaný tlak oběhu	IMEP	kPa	292	330	324	313	
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta$ IMEP	kPa	0	37,7	31,8	20,9	
indikovaný výkon motoru	$P_i$	kW	7,78	8,78	8,62	8,33	
přírůstek výkonu motoru vlivem tvaru zdvihu	$\Delta P_{TZV}$	kW	0	1,00	0,85	0,56	
zdvih scího ventilu	$Z_s$	mm	9	9	4,5	2,3	
energie pro 1 sací ventil na zdvih	$E_{s1}$	J	0,66	2,79	1,62	1,2	
příkon pro 1 sací ventil	$P_{s1}$	kW	0,011	0,046	0,027	0,020	
počet sacích ventilů	$j_s$	-	8	4	4	4	
příkon pro sací ventily	$P_s$	kW	0,088	0,184	0,108	0,080	
zdvih výfukového ventilu	$Z_v$	mm	9	9	9	9	
energie pro 1 výfukový ventil na zdvih	$E_{v1}$	J	0,66	2,79	2,79	2,79	
příkon pro 1 výfukový ventil	$P_{v1}$	kW	0,011	0,046	0,046	0,046	
počet výfukových ventilů	$j_v$	-	8	4	4	4	
příkon pro výfukové ventily	$P_v$	kW	0,088	0,184	0,184	0,184	
mechanické ztráty pro přímý pohon od KH	$P_p$	kW	0,084	-	-	-	
elektrické ztráty v alternátoru, účinnost 85 %	$P_t$	kW	-	0,065	0,052	0,047	
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	0,26	0,43	0,34	0,31	
střední tlak mech. ztr. vent.	FMEP <sub>svpt</sub>	kPa	9,8	16,3	12,9	11,7	
mechanické a ventilační ztráty alternátoru	$P_{mechALT}$	kW	0,14	0,14	0,14	0,14	
mech. ztr. bez ventilů a mech. ztrát alternátoru	$P_{motJINE}$	kW	2,05	2,05	2,05	2,05	
mechanické ztráty celkem	$P_c$	kW	2,45	2,62	2,53	2,50	
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	92	98	95	94	
efektivní výkon motoru	$P_e$	kW	5,33	6,16	6,09	5,83	
střední efektivní tlak oběhu	BMEP	kPa	200	231	229	219	
přírůstek ef. výk. mot. EOv oproti 1,6 MPI	$\Delta P_e$	kW	-	0,83	0,76	0,51	
měrný přírůstek ef. výk. EOv oproti 1,6 MPI	$\Delta P_e\%$	%	-	15,6	14,3	9,5	

**Tab. 8.1:** Porovnání systému elektromotorické vačky ovládání ventilů s konvenčním rozvodem pro částečně zatížený motor,  $\dot{m}_{pal} = 2,06 \text{ kg/h}$  a  $n_{mot} = 2000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

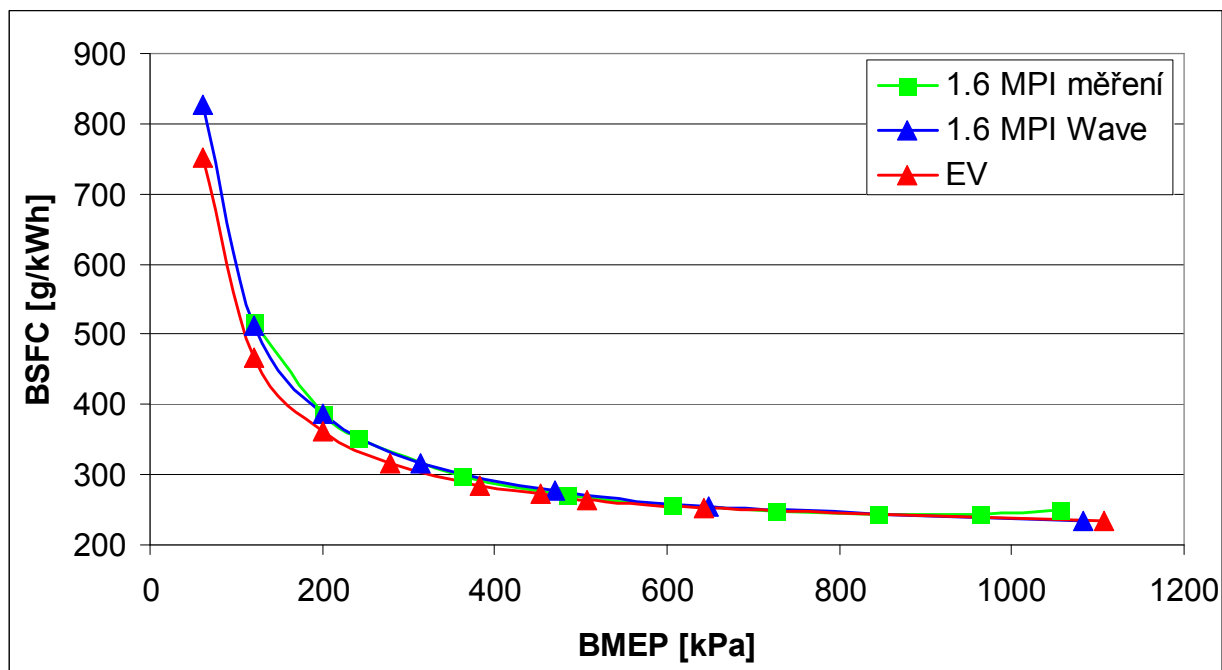


**Obr. 8.29:** Tři průběhy zdvihu ventilů elektromotorické vačky pro částečně zatížený motor se stejnou spotřebou paliva  $\dot{m}_{pal} = 4,86 \text{ kg/h}$ , ale různém výkonu motoru v porovnání se zdvihy ventilů konvenčního rozvodu motoru 1,6 MPI,  $n_{mot} = 5000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

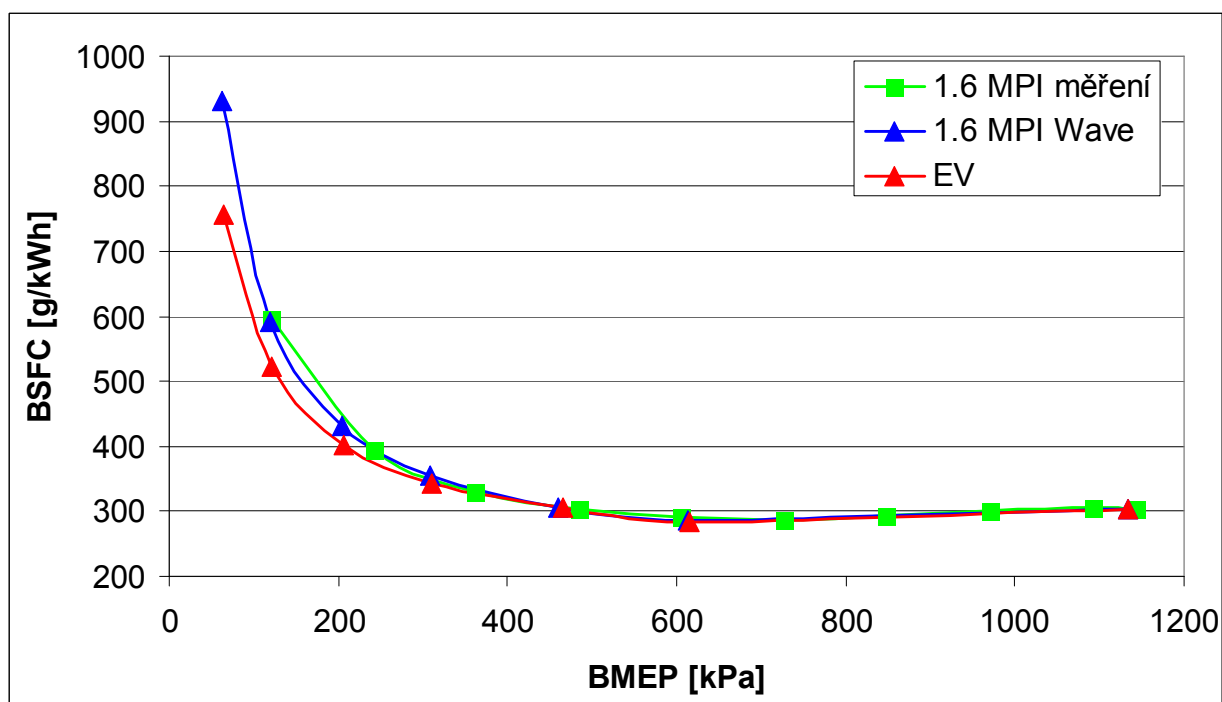
Název	Veličina	Jedn.	1,6 MPI	Elektromotorická vačka			
číslo profilu zdvihu		-	1	2	3	4	
stř. ind. tlak vysokotlaké části cyklu	GMEP	kPa	352	360	350	355	
střední tlak výměny náplně válce	PMEP	kPa	(-)84	(-)67	(-)68	(-)66	
střední indikovaný tlak oběhu	IMEP	kPa	268	293	282	289	
přírůst. IMEP vlivem tvaru zdv.	$\Delta$ IMEP	kPa	0	24,9	13,9	21,4	
indikovaný výkon motoru	Pi	kW	17,84	19,50	18,77	19,27	
přírůstek výkonu motoru vlivem tvaru zdvihu	$\Delta$ P <sub>TZV</sub>	kW	0	1,66	0,93	1,42	
zdvih sacího ventilu	z <sub>s</sub>	mm	9	2,3	2,3	2,3	
energie pro 1 sací ventil na zdvih	E <sub>s1</sub>	J	0,648	0,504	0,504	0,504	
příkon pro 1 sací ventil	P <sub>s1</sub>	kW	0,027	0,021	0,021	0,021	
počet sacích ventilů	j <sub>s</sub>	-	8	4	4	4	
příkon pro sací ventily	P <sub>s</sub>	kW	0,216	0,084	0,084	0,084	
zdvih výfukového ventilu	z <sub>v</sub>	mm	9	4,5	9	9	
energie pro 1 výfukový ventil na zdvih	E <sub>v1</sub>	J	0,648	0,936	1,872	1,872	
příkon pro 1 výfukový ventil	P <sub>v1</sub>	kW	0,027	0,039	0,078	0,078	
počet výfukových ventilů	j <sub>v</sub>	-	8	4	4	4	
příkon pro výfukové ventily	P <sub>v</sub>	kW	0,216	0,156	0,312	0,312	
mechanické ztráty pro přímý pohon od KH	P <sub>p</sub>	kW	0,278	-	-	-	
elektrické ztráty v alternátoru, účinnost 85 %	P <sub>t</sub>	kW	-	0,042	0,070	0,070	
celkový příkon pro ventily	P <sub>svpt</sub>	kW	0,71	0,28	0,47	0,47	
střední tlak mech. ztr. vent.	FMEP <sub>svpt</sub>	kPa	10,7	4,2	7,0	7,0	
mechanické a ventilační ztráty alternátoru	P <sub>mechALT</sub>	kW	0,35	0,35	0,35	0,35	
mech. ztr. bez ventilů a mech. ztrát alternátoru	P <sub>motJINE</sub>	kW	8,26	8,26	8,26	8,26	
mechanické ztráty celkem	P <sub>c</sub>	kW	9,32	8,89	9,08	9,08	
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	140	134	136	136	
efektivní výkon motoru	P <sub>e</sub>	kW	8,52	10,61	9,69	10,19	
střední efektivní tlak oběhu	BMEP	kPa	128	159	146	153	
přírůstek ef. výk. mot. EOVO oproti 1,6 MPI	$\Delta$ P <sub>e</sub>	kW	-	2,09	1,17	1,67	
měrný přírůstek ef. výk. EOVO oproti 1,6 MPI	$\Delta$ P <sub>e</sub> %	%	-	24,5	13,7	19,6	

**Tab. 8.2:** Porovnání systému elektromotorické vačky ovládání ventilů s konvenčním rozvodem pro částečně zatížený motor,  $\dot{m}_{pal} = 4,86 \text{ kg/h}$  a  $n_{mot} = 5000 \text{ 1/min}$  (vlastní zpracování)

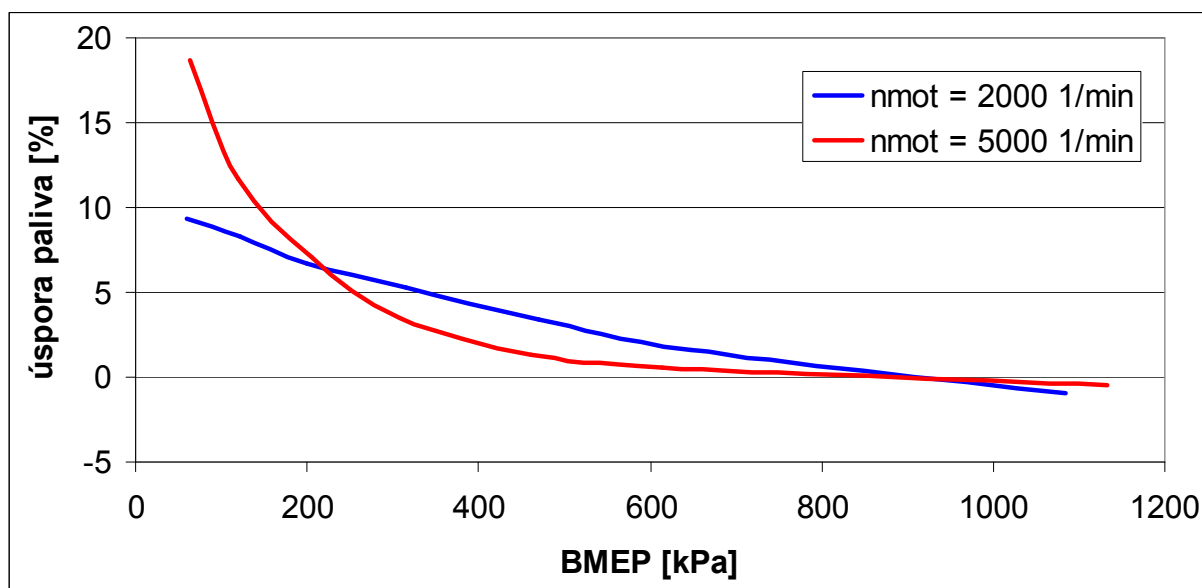
I přesto, že má systém elektromotorické vačky větší spotřebu, než konvenční rozvod, je celkově úspornější při částečném zatížení motoru. Při stejné spotřebě paliva má motor větší výkon. Lze rovněž stanovit úsporu paliva při stejném výkonu motoru. Do simulačního prostředí Ricardo Wave byly zadány možné křivky průběhu ventilu a známé příkony systému elektromotorické vačky tak, aby bylo možné stanovit měrnou spotřebu paliva. Na obr. 8.30 a 8.31 jsou vidět měrné spotřeby paliva pro  $n_{mot} = 2000$  a  $5000$  1/min. Na obr. 8.32 je vidět procentuální úspora paliva pro  $n_{mot} = 2000$  a  $5000$  1/min.



Obr. 8.30: Měrná spotřeba paliva elektromotorické vačky (červená) v závislosti na středním efektivním tlaku motoru v porovnání s motorem 1,6 MPI,  $n_{mot} = 2000$  1/min (vlastní zpracování)



Obr. 8.31: Měrná spotřeba paliva elektromotorické vačky (červená) v závislosti na středním efektivním tlaku motoru v porovnání s motorem 1,6 MPI,  $n_{mot} = 5000$  1/min (vlastní zpracování)

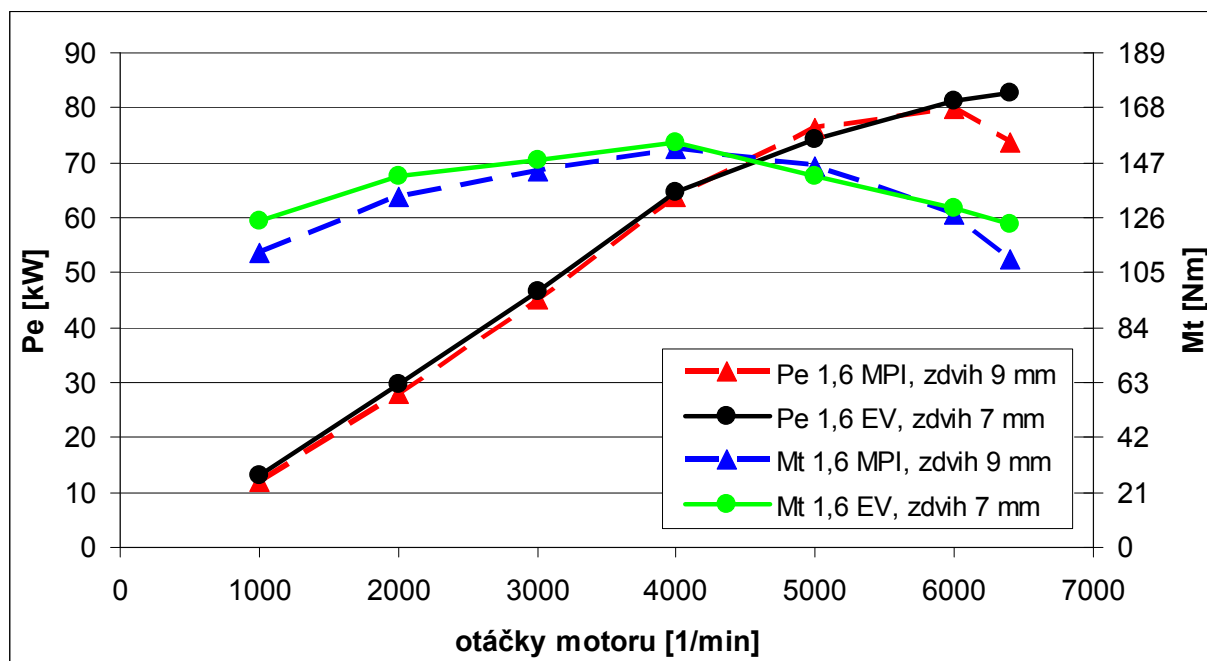


**Obr. 8.32:** Vypočtená procentuální úspora paliva elektromotorické vačky v závislosti na středním efektivním tlaku motoru oproti motoru 1,6 MPI (vlastní zpracování)

Úspora paliva byla spočítána pro změřené hodnoty příkonů EV s uvažováním 85 % účinnosti alternátoru. Systém však nebyl optimalizován a účinnost přeměny mechanické energie na elektrickou může být vyšší. V tomto směru lze očekávat ještě zlepšení. Na základě možné úspory paliva lze usuzovat i na pokles emisí motoru. V současnosti jde především o snižování CO<sub>2</sub>, které jsou limitovány hodnotou v g/km. Hodnoty CO<sub>2</sub> jsou podle [35] v přímé úměrnosti ke spotřebě paliva, tedy udávaný pokles spotřeby podle obr. 8.32 lze rovněž interpretovat jako pokles CO<sub>2</sub>. Elektronické systémy ovládání ventilů jsou nejvíce spojovány právě se snižováním CO<sub>2</sub>, lze však očekávat snížení dalších škodlivých plynů. V publikaci [23] je uveden možný způsob snížení NO<sub>x</sub> předčasným otevřením sacího ventilu, zde nazýváno vnitřní EGR, čímž se docílí průtoku výfukových plynů zpět do sání. Podobně lze snížit NO<sub>x</sub> pozdějším uzavřením výfukového ventilu, v publikaci [8] se uvádí snížení až o 90 %. V publikaci [8] jsou uvedeny další možné způsoby snížení emisí, např. použití pouze jednoho sacího ventilu při částečném zatížení nebo při nízkých otáčkách motoru. Jestliže vzduch vstupuje do válce z jedné strany, vytváří se ve spalovací komoře víření (rotační proud vzduchu kolem osy válce), což zvyšuje turbulenci a míchání vzduchu a paliva. Rychlost hoření se bude zvyšovat s vyšší turbulencí a čím vyšší je rychlost hoření, tím stabilnější je spalování. Práce se zabývala použitím elektronických systémů ovládání ventilů v zážehových motorech, avšak v souvislosti se snižováním emisí se určité řízení ventilů začíná objevovat i v motorech vznětových [54]. Vznětové motory nedosahují tak vysokých otáček motoru, jako zážehové a proto může být výběr vhodného aktuátoru odlišný. Následně i příkon takového aktuátoru bude nižší. Např. snížením požadovaných maximálních otáček motoru ze 6500 1/min na 4500 1/min může klesnout tuhost pružin elektromagnetického aktuátoru na polovinu. Příkon však klesne ještě více, protože B-H charakteristiky feromagnetik nejsou lineární, jak ukazuje vlastní měření [A.5]. Podobně je tomu u ostatních systému, které rovněž vyžadují velké příkony s rostoucími otáčkami motoru.

### 8.10 Vliv zdvihu ventilu na výkon motoru

Elektronické systémy ovládání ventilů umožňují rychlé otevírání a zavírání ventilů, což přispívá ke zvýšení výkonu motoru, nebo ke snížení spotřeby paliva. Avšak zároveň pak může docházet ke kolizi ventilu s pístem. Navíc bude pravděpodobně obtížnější předejít této kolizi právě u elektronických systémů, než u systémů s pevnou mechanickou vazbou na KH. Proto stojí za zvážení, zdali by nešlo navrhnout celý kompresní prostor motoru tak, aby se úplně zabránilo kontaktu ventilu s pístem. Touto cestou se ubírají prakticky všichni, kdo tyto elektronické systémy nějak zkoušely na motoru. U pneumatického systému EPVA byla při měření mezi hlavu a blok motoru vložena 10 mm silná podložka, čímž došlo ke snížení kompresního poměru na 5,5:1 [8]. Vhodnější způsob byl zvolen při měření systému IVA, kde byla snížena maximální hodnota zdvihu elektronicky ovládaného sacího ventilu na 7,8 mm při zachování kompresního poměru 10,5:1 [23]. Možné úpravě motoru proti jakémukoliv kontaktu ventilu s pístem by tedy výrazně přispělo snížení maximálního zdvihu ventilu. Na obr. 8.33 je vidět výkon a moment motoru pro zdvih ventilu 9 mm v porovnání se sníženým zdvihem ventilu na 7 mm s ovládáním ventilů pomocí elektromotorické vačky.



**Obr. 8.33:** Výkon a moment motoru 1,6 MPI pro zdvih ventilu 9 mm v porovnání se sníženým zdvihem ventilu na 7 mm s ovládáním ventilů pomocí elektromotorické vačky (vlastní zpracování)

Tyto vypočtené údaje částečně potvrzují i data z dříve vyráběných motorů, kde měl podle [55] např. motor 1,6 MPI AVU, nebo BFQ max. výkon 75 kW a max. moment 148 Nm pouze se 2 ventily na válec. Pokud by 16ti ventilová koncepce motoru zůstala zachována, domnívám se, že lze považovat elektronické ovládání ventilů se sníženým maximálním zdvihem ventilu jako ekvivalentní náhradu současných rozvodů. Úprava motoru by tedy výhradně spočívala ve snížení maximálního zdvihu ventilu a tím se zabránilo jakémukoliv kontaktu ventilu s pístem. Maximální zdvih ventilu má navíc výrazný vliv na příkon elektronických systémů ovládání ventilů. Podle výpočtů by došlo ke snížení příkonu u těchto systémů o cca 25-30 %, což dokládá i měření elektromagnetického aktuátoru, kde byl příkon měřen pro zdvih ventilu jak pro 9 mm, tak pro 7 mm.

### 8.11 Porovnání systému EV se systémy CVVL a MultiAir

Mechanické systémy CVVL a MultiAir jsou systémy, které mají přímou mechanickou vazbu ovládání ventilů na KH, avšak umožňují plynule měnit zdvih ventilu a tím regulovat výkonové parametry motoru v širokém rozsahu zatížení s vyloučením ovládání škrticí klapky. Těmito systémy se tato disertační práce nezabývala, avšak pro porovnání energetické bilance jsem provedl přibližný rozbor. V příloze 19 jsou vidět možné zdvihové závislosti sacích ventilů CVVL [2], obr. 3.3 a MultiAir [3], obr. 3.4 pro částečně zatížený motor,  $n_{mot} = 2000$  1/min a  $\dot{m}_{paliva} = 2,06$  kg/hod v porovnání se zdvihem sacího ventilu motoru 1,6 MPI, kde je částečného zatížení dosaženo přivřením škrticí klapky. K těmto zdvihům byl proveden výpočet v SW Ricardo Wave, kde podle výpočtu vzrostl výkon motoru u systému CVVL o přírůstek  $\Delta P_{TZV} = 350$  W a u systému MultiAir o přírůstek  $\Delta P_{TZV} = 900$  W. Vyšší nárůst výkonu motoru u systému MultiAir je dán dostatečným zdvihem ventilu, kdy nedochází ke škrcení, jak je tomu v případě systému CVVL. Systémy CVVL a MultiAir mají ovšem jiný příkon, než konvenční rozvod. Pokud budeme u CVVL uvažovat lineárně závislý příkon sacích ventilů v závislosti na velikosti zdvihu, může pokles příkonu činit cca 80 W při  $n_{mot} = 2000$  1/min. Celkový nárůst výkonu motoru s CVVL bude cca 430 W, což je podle tab. 4.10 a tab. 8.1 méně, než u většiny EOVS systémů. U systému MultiAir jsem pro stanovení přibližného příkonu sacích ventilů pro částečný zdvih ventilu vytvořil jednoduchý model pro  $n_{mot} = 2000$  1/min. Pro zobrazení zdvihu aktuátoru MultiAir byly v matematickém modelu změněny vstupní parametry. Jelikož jedna vysokotlaká pumpa ovládá současně dva ventily, zvýšil jsem pohybové hmoty na 132 g včetně oleje. Dále je v modelu nahrazena jedna pružina třemi - na každém ventilu a na vysokotlaké pumpě. V příloze 19 je zobrazen průběh energie pro zdvih sacího ventilu u hydraulického systému MultiAir v režimu, kdy je solenoidový ventil během zdvihu ventilu motoru otevřen. Ventil motoru se uzavře dříve, energie naakumulovaná v pružinách ventilů se nepřevede zpětně na rotační pohyb vačkového hřídele, ale zmaří se v solenoidovém ventilu. Z výsledků modelu vyplývá, že systém MultiAir ušetří absencí škrticí klapky 900 W, avšak předčasným uzavřením sacích ventilů zase ztrácí na samotném ventilovém mechanismu přibližně 350 W. Celkový nárůst výkonu motoru se systémem MultiAir bude cca 550 W, což je o 120 W více, než u systému CVVL. V modelu není zahrnut vliv viskozity oleje. Dále se uvažují stejné výkonové ztráty výfukových ventilů, jako u motoru 1,6 MPI, avšak u systému MultiAir budou ztráty vlivem tření pravděpodobně vyšší. Pro přesnější určení by bylo nutné příkony změřit. Výpočty jsou však v souladu s udávaným poklesem spotřeby paliva 4,4 % [4]. U systémů s LIVC, využívající pozdější uzavření sacího ventilu, dochází také ke snížení spotřeby. Ovšem nastává zde problém popsáný v kapitole 4.2, kde je vidět i srovnání s EIVC. Mechanické systémy s přímou mechanickou vazbou ovládání ventilů na KH tedy dokáží snížit spotřebu paliva oproti motoru s konvenčním rozvodem, avšak podle tab. 4.10, tab. 8.1 a obr. 8.32 by úspora paliva u EOVS systémů měla být vyšší.

## 9 Zhodnocení výsledků

Předkládaná disertační práce se zabývá přínosy elektronických systémů ovládání ventilů, které nemají pevnou mechanickou vazbu na klikovou hřídel a porovnává je s konvenčním vačkovým rozvodem. Těžiště práce spočívá ve zjišťování energie potřebné pro pohyb ventilů u známých řešení elektronických systémů ovládání ventilů a verifikace experimentálně získaných dat s vytvořeným matematickým modelem ventilového systému. Práce ověřuje a rozšiřuje známé, o nové poznatky a postupy mechanicko-elektrické návaznosti jednotlivých procesů v elektronických systémech ovládání ventilů. Detailně se zaměřuje na energetickou analýzu samotných aktuátorů a průběhy dynamických veličin. K tomu byly vytvořeny specializované experimentální a matematické nástroje. Jedná se o stavbu unikátního zkušební vzorku, návrh a realizace řídicích a regulačních členů (řídicích jednotek). Pro řízení proudu a napětí do aktuátorů ovládání ventilů motoru byly vytvořeny speciální řídicí programy. Dále byl vytvořen matematický model odpovídající fyzikálnímu modelu zkušební vzorku s řídicím systémem.

Zadané cíle disertační práce z oblasti elektronických systémů ovládání ventilů byly shrnuty do základních bodů:

- 1) Současný stav poznání elektronických systémů ovládání ventilů a jejich přínosů, včetně přeměny mechanické energie na tu konkrétní formu použitého systému, byl prozkoumán v rešerši s odkazy na [1] až [30].
- 2) Vlastní analýza dostupných známých elektronických systémů ovládání ventilů byla vypracována v kapitole 4. Je zaměřena především na energetickou bilanci známých systémů tak, aby bylo možné porovnat tyto systémy s konvenčním vačkovým rozvodem. Porovnání je vidět v tab. 4.10 a 4.11.
- 3) Z hlediska potenciálu snížení ztrát oproti konvenčnímu rozvodu byl vybrán systém elektromotorem poháněné vačky a ten byl podrobně analyzován v kapitolách 5 až 8. Mezi hlavní přínosy disertační práce v oblasti elektronického ovládání ventilů patří realizace nového prototypu aktuátoru pro ovládání ventilů. Aktuátor je schopný pracovat s rychlými časy přestavení, což především vede ke snížení spotřeby paliva motoru a rovněž přispívá ke zvýšení výkonu motoru. Dále byla vyvinuta unikátní řídicí jednotka s možností záznamu měřených dat. Měření prokázalo, že lze realizovat kývavý pohyb vačky v rozsahu zdvihu ventilu v čase odpovídajícím maximálním otáčkám motoru. Dále byl vytvořen matematický model odpovídající tomuto systému. Tato práce se zabývá podrobněji také systémem elektromagneticky ovládaných ventilů, který se podle rešerše jevil jako energeticky výhodný a byl do detailů rozebrán v kap. 4.7. Pro měření příkonu elektromagnetického aktuátoru byla rovněž postavena unikátní řídicí jednotka, která umožňuje rekuperaci energie zpět do zdroje. Měření aktuátoru tak přineslo nové poznatky, které byly dále zahrnuty v rozšířeném matematickém modelu a na jeho základě určen možný příkon aktuátoru vyrobeného z lepšího materiálu.

- 4) Ověření a rozšíření známých vlastností mechanického a elektronického systému ovládání ventilů o nové přístupy a postupy bylo provedeno zejména v této oblasti:
- 4a) V rámci této disertační práce byly porovnány příkony samotných ventilových mechanismů využívající pneumatický, hydraulický a elektrický pohon. Příkony byly získány jednak z modelů a v některých případech také z měření, viz tab. 4.3 až 4.9. Příkony mechanismů jsou výrazně závislé na otáčkách motoru. Také jsou závislé na maximálních konstrukčních otáčkách motoru, neboť systém navržený pro nižší maximální otáčky motoru má při stejných otáčkách nižší příkon, než systém, který umožňuje dosáhnout vyšších provozních otáček.
- 4b) Systém elektromotorické vačky umožňuje dosáhnout rychlých časů přestavení ventilu zařazením pomocné pružiny do mechanismu. Takto navržený mechanismus je pak energeticky výhodný jak v nízkých otáčkách motoru, kdy se využívá možnost snížení termodynamických ztrát, tak ve vysokých otáčkách motoru, kdy má mechanismus nízký příkon. Při vytváření matematického modelu byly zohledněny pohyblivé hmoty pomocné pružiny i pružiny ventilu a jejich tlumení, což přispělo k lepší shodě naměřených dat s matematickým modelem, viz. obr. 8.25.
- 4c) Na celkové spotřebě paliva se výrazně podílí proces výměny obsahu válce, který byl simulován v prostředí Ricaro Wave. Simulování parametrů motoru bylo nově rozšířeno o zavedení reálných zdvihů ventilů, získaných měřeními na k tomuto účelu vyvinutém prototypu aktuátoru pro ovládání ventilů a z validovaných matematických modelů viz. obr. 8.7 až 8.10, 8.28, 8.29 a obrázků v příloze 16.
- 4d) Pro dosažení minimálního příkonu elektromagnetického ovládání vznikla unikátní řídicí jednotka s možností rekuperace elektrické energie zpět do zdroje. Jednotka umožňuje napájet elektromagnet dvěma různými napětími, čímž se dosahuje rychlých změn proudů v cívkách elektromagnetů. Naměřený průběh napětí a proudu cívkami u systému elektromagnetického ovládání ventilů ukazuje na nižší indukčnost elektromagnetu, než se předpokládalo v původním matematickém modelu. Proto byl v matematickém modelu nově rozšířen magnetický obvod o magnetickou vodivost ve vzduchu mimo kotvu, viz obr. 4.19. Dále model počítá s různými průřezy jádra elektromagnetu a pohyblivé kotvy. Rozšíření modelu také spočívá v nahrazení lineární B-H charakteristiky za B-H charakteristiku skutečného materiálu, viz obr. 4.22.
- 4e) Z naměřených dat příkonu cívek elektromagnetického ovládání ventilů vyplývá nutnost uvažování ztrát v železe. V elektromagnetickém aktuátoru dochází ke vzniku vířivých proudů a ztrát v železe elektromagnetu, viz měření hodnot ztrát v železe při zablokované kotvě aktuátoru v kapitole 4.7.2. Tato obecně známá problematika byla ověřena měřeními na zkušební vzorku. Energetické ztráty aktuátoru (proudy) byly studovány unikátním přístupem vedoucím k oddělení vstupních proudů do cívky elektromagnetu a vířivých proudů. Do matematického modelu bylo nově začleněno širokopásmové náhradní schéma ztrát v železe, které popisuje tyto ztráty vztahy (4.17) a (4.18). Hodnoty pasivních prvků lze určit numericky řešením rovnice (4.13)



4f) Potřebná vstupní energie elektromagnetického aktuátoru je značně závislá na velikosti zdvihu ventilu. Tato závislost byla potvrzena jak měřením, tak pomocí matematického modelu, porovnání je vidět v tab. 4.7.

4g) U elektrodynamického ovládání ventilů lze určit optimální velikost cívky. Poznatky byly nově rozšířeny o zjištění, že potřebná energie na 1 zdvih ventilu vychází nejmenší, pokud je hmotnost vodiče cívky stejná jako hmotnost ventilu, viz vztah 4.22 a 4.23. Z energetického hlediska nezáleží na rozměrech vodiče, na jeho průřezu a délce, ale pouze na jeho hmotnosti (objemu). Ve vzorci je obsažen součin hustoty materiálu vodiče s měrným odporem vodiče. Přestože je měď lepší vodič, než hliník, vychází celkově hliník při stejných rozměrech energeticky lépe.

K uskutečnění cílů byly vytvořeny tyto nástroje:

- a) zkušební vzorek systému elektromotorické vačky schopný pracovat s rychlými časy přestavení pro měření zdvihu ventilu a příkonu systému
- b) řídicí a měřicí systémy ovládání dvou cívek elektromagnetického aktuátoru a ovládání elektromotoru EV systému včetně programů

Práce přináší především porovnání experimentálně získaných dat systému elektromotorické vačky s novým matematickým modelem realizovaném v prostředí Matlab. Výsledky ukazují přijatelnou shodu modelu s naměřenými daty v průběhu zdvihu ventilu s odchylkou do 5 %, otáček vačky a příkonu celého systému s odchylkou do 12 %. Simulované průběhy zrychlení ventilu se liší od naměřených z důvodu zjednodušení modelu, které ovšem nemá vliv na příkon. Tento vliv byl řešen pomocí dalšího vlastního matematického modelu, ze kterého vyplývá, že příkon u složitějšího modelu s poddajným vahadlem je větší pouze o 0,23 % oproti jednoduššímu modelu s tuhým vahadlem.

V simulačním prostředí Ricardo Wave byl zjištěn energetický přínos systému elektromotorické vačky pro známé změřené křivky průběhu zdvihu ventilu. Dále byl ze známých změřených příkonů aktuátoru a jednotlivých účinností stanoven výsledný příkon celého systému tak, aby bylo možné zjistit přírůstek výkonu motoru. Parametry byly zjišťovány pro částečné zatížení při  $n_{mot} = 2000$  1/min a 5000 1/min. Z obr. 8.30 až 8.32 vyplývá, že pokles měrné spotřeby paliva závisí na zatížení motoru, při středním efektivním tlaku motoru 200 kPa vychází úspora paliva cca 7 %. Úspora paliva by mohla být vyšší po optimalizaci systému elektromotorické vačky a při uvažování vyšší účinnosti přeměny mechanické energie na elektrickou.

## 10 Doporučení na pokračování práce

Měření systému elektromotorické vačky ukázalo na značný vliv příkonu systému v závislosti na regulaci a na způsobu řízení. V nízkých otáčkách motoru, kdy docházelo k zastavování rotačního pohybu vačkového hřídele a vyčkávání do další požadované fáze otevírání ventilu, nebylo možné vždy vypnout elektromotor. Regulačně se v předložené práci tento způsob řízení povedlo zvládnout relativně dobře u nejmenšího částečného zdvihu ventilu. Při maximálním zdvihu ventilu se neosvědčila elektromotorická brzda a tak byl použit jiný způsob regulace, který spočíval v neustálé regulaci natočení elektromotoru do požadované polohy. Řešení by mohlo spočívat v úpravě tvaru vačky tak, aby vyčkávání nevyžadovalo příkon elektromotoru, popř. aby došlo k jeho snížení.

Krátká odezva vlastní řídicí jednotky na změnu požadovaného momentu umožnila velmi dobře regulovat polohu a otáčky vačkového hřídele. Avšak účinnost této jednotky nebyla ve všech režimech optimální. Problém s účinností způsobila zvolená logika spínání tranzistorů, kdy byla po dosažení požadovaného proudu energie z elektromotoru rekuperována do zdroje. Energeticky výhodnější je uzavření proudu v obvodu přes tranzistory v samotném elektromotoru. Pro zvýšení účinnosti řídicí jednotky je potřeba upravit zapojení hlavního řídicího obvodu MC33035, popř. jej nahradit např. za DSP s vlastním programem.

Během měření byly posuzovány ztráty a účinnost celého ventilového mechanismu na základě měření vybraných elektrických veličin. Pomocí dalších měření byly určeny dílčí ztráty elektromotoru a celého ventilového mechanismu. Takový přístup poskytl kvalitní data pro posouzení příkonu celého mechanismu i s vyloučením vlivu řídicí jednotky. Nicméně mechanická část ventilového mechanismu byla posuzována jako celek a nebylo možné určit, jak se na ztrátách podílí dílčí ztráty mechanismu, zejména jaké jsou ztráty v ložiskách, ztráty v pružině, tření mezi ventilem a vodítkem a tření mezi vahadlem a ventilem. Situaci nešlo více objasnit ani měřením konvenčního ventilového mechanismu klasického rozvodu motoru 1,6 MPI, kde jsou použita kluzná ložiska. Pro úplnou analýzu by bylo potřeba celý mechanismus rozdělit na jednotlivé díly a kontaktní vazby a změřit je zvláště při různých zatížení a vzájemných rychlostech. Výsledkem budou pravděpodobně různé Stribeckovy křivky pro vzájemný pohyb ventilu a vodítka, vahadla a ventilu a v případě konvenčního mechanismu je také potřeba uvažovat jinou Stribeckovu křivku pro kluzná ložiska vačkového hřídele.

Z hlediska řízení se musí vzájemně regulačně provázat aktuální poloha a otáčky KH s aktuální polohou a otáčkami systému ovládání ventilů. Při přechodových režimech je nutné zjistit vliv přesnosti otevírání a zavírání ventilu. Podobně jako u současných systémů, které se rovněž přestavují během přechodového režimu. Termodynamické ztráty motoru byly v této práci určovány experimentálně v simulačním prostředí Ricardo Wave. Pro získání reálných dat by bylo nutné uskutečnit měření přímo na motoru. Na Katedře vozidel a motorů je proto v plánu konstrukce motoru s možností implementace jak konvenčního, tak elektromotorem poháněného ventilového mechanismu.

## 11 Použitá literatura

- [1] BEROUN, Stanislav a Karel PÁV. *Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program)*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2013. ISBN 978-80-7372-957-8.
- [2] XIAN jie Zhou, Chen ZHENG, Zou PENG, ping Liu JING, bo Duan XIONG, yu Li QING a zi Shen DA, *Kinematics analysis and design method of a new mechanical CVVL system with self-regulation of the valve timing*, Mechanism and Machine Theory, 2019
- [3] Fiat MultiAir., [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.fiatbrno.cz/technologie/multiair/popis/>
- [4] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GmbH & Co. KG. *Solving the powertrain puzzle*, 10th Schaeffler Symposium April 3/4, 2014
- [5] FreeValve, [online]. 2020. Dostupné z: <http://www.freevalve.com/>
- [6] KOENIGSEGG, Ch., [online]. 2016 [cit. 2016-11-18]. Dostupné z: <https://www.koenigsegg.com/qoros-debuts-driveable-freevalve-qamfree-engine-at-2016-guangzhou-motor-show/>
- [7] DRAGON, Aleš. *Qoros chystá bezvačkový motor Qamfree*, [online]. 2016 [cit. 2016-4-28]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/qoros-chysta-bezvackovy-motor-qamfree-94822>
- [8] GUNDERSEN, O., *Free Valve Technology, Development of a control system for an electronically controlled pneumatic-hydraulic valve actuation system for an automotive engine*, Master of Science Thesis Stockholm, Sweden 2009
- [9] BARROS da Cunha S., Karl HEDRICK a Albert, PISANO. *Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation*, Petróleo Brasileiro SA – PETROBRAS and University of California - Berkeley, SAE Technical Paper 2000-01-1220
- [10] BOOK, Ruth a Carroll GOERING. *Programmable Electrohydraulic Valve*, University of Illinois, SAE Technical Paper 1999-01-2852
- [11] ZHENG, David Lou, Deng QIANGQUAN, Wen SHAO, Zhang YUNHAI, Yu MENGJIN, Sun MING a Zhu GUOMING. *Progress in Camless Variable Valve Actuation with Two-Spring Pendulum and Electrohydraulic Latching*, Jiangsu Gongda Power Technologies Ltd & Jiangnan University & Michigan State University, SAE Technical Paper 2013-01-0590
- [12] ZHENG, David Lou. *Camless Variable Valve Actuation Designs with Two-Spring Pendulum and Electrohydraulic Latching*, LGD Technology, LLC, SAE Technical Paper 2007-01-1295
- [13] KÜNDIG, Andreas. *Variable and energy efficient hydraulic actuation for gas exchange valves of internal combustion engines*, [online]. 2013 Dostupné z [https://www.empa.ch/documents/20659/511998/TA\\_variable\\_valve\\_actuation.pdf/12a40294-cda1-44bd-9307-3116587812ac](https://www.empa.ch/documents/20659/511998/TA_variable_valve_actuation.pdf/12a40294-cda1-44bd-9307-3116587812ac)
- [14] NEWTON, S. a Y. XIANG, *Electromagnetic actuator for engine valves*, Visteon Global Technologies, Inc: US 6631067, 2003
- [15] JASANSKÝ, Ondřej. *Studie motoru s elektromechanickým ovládním ventilů: Study of an engine equipped with electromechanical valve actuators*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. Diplomové práce.
- [16] DRBOHLAV, Pavel. *Elektromagnetické ovládní ventilů spalovacího motoru: Electromagnetic actuator of valve for combustion engines*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006. Diplomové práce.
- [17] GAETA, Alessandro, Veniero GIGLIO a Giuseppe POLICE, *Model-based Decoupling Control of a Magnet Engine Valve Actuator*, Istituto Motori, National Research Council of Italy, SAE Technical Paper 2009-01-2751

- [18] MIYOSHI, N. a K. OHTSUBO, *Electric valve drive device in an internal combustion engine*, US5983847, FUJI VALVE, 1999
- [19] LIANG, Liu a Chang SIQIN, *Power consumption of electromagnetic valvetrain system*, School of Mechanical Engineering, E-ISSN: 2224-3429
- [20] CHANG, W. S., T. PARLIKAR, J. G. KASSAKIAN a T. A. KEIM, *An Electromechanical Valve Drive Incorporating a Nonlinear Mechanical Transformer*, Laboratory for Electromagnetic and Electronic Systems, Department of Electrical Engineering and Computer Science, Massachusetts Institute of Technology, SAE Technical Paper 2003-01-0036
- [21] CAMCON AUTO Ltd, Intelligent Valve Actuation IVA, Burlington Park, Station Road, Foton, Cambridge CB22 6SA, [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.camcon-automotive.com/>
- [22] *The history of the K series Engine*, [online]. 2015. Dostupné z: [http://mgf.ultimatemg.com/group2/engines/development\\_history\\_of\\_the\\_K.htm](http://mgf.ultimatemg.com/group2/engines/development_history_of_the_K.htm)
- [23] STONE, Roger, David KELLY, John GEDDES a Sam JENKINSON. *Intelligent Valve Actuation – A Radical New Electro-Magnetic Poppet Valve Arrangement*. 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017, ISBN 978-3-00-054182-7
- [24] RAEN s.r.o. Praha, *Stlačený vzduch - snižování energetické náročnosti*, [online]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/2179.pdf>
- [25] ČEJKA, P. *Konstrukční provedení čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojíního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [26] *Hydraulický generátor K3VL80*: Technický manuál. HYDROMA, s r. o. [online]. Uherský Brod: HYDROMA, 2015 Dostupné z: <https://www.hydrroma.cz/files/product/9/5/20201/data/104-K3VL.pdf>
- [27] VOLEK, M. *Inovace automobilového alternátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2014. 60 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Vítězslav Hájek, CSc..
- [28] *Alternátory s vyšší účinností „Efficiency Line“*, [online]. 2009 [cit. 2009-9-25]. Dostupné z: <https://motofocus.cz/vyrobc/109,alternatory-s-vyssi-ucinnosti-efficiency-line>
- [29] PROKOPEC, P., *VW odhalil klíčový pohon nového Golfu, je to nejbližší budoucnost motorů aut*, [online]. 2019 [cit. 2019-5-17]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/predstaveni/vw-odhalil-klicovy-pohon-noveho-golfu-je-to-nejblizsi-budoucnost-motoru-aut/>
- [30] KENNEDY, I., *The 48-volt starter generator*, [online]. 2018 [cit. 2018-10-01]. Dostupné z: <https://efficiencywins.nexperia.com/innovation/the-48-volt-starter-generator.html>
- [31] *Spark-ignition three-cylinder engine 1.0l TSI 85 kW series EA211*, Dílenská učební pomůcka č. 111, Škoda Auto a. s., 9/2016
- [32] XTUNING, [online]. Dostupné z: <http://www.xtuning.cz/chip/volkswagen/golf-4393/2-0-tsi-r-228-14368>
- [33] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory*, studijní texty k předmětu Motorová vozidla, TU Liberec
- [34] Software WAVE, [online]. Dostupné z: <https://software.ricardo.com/products/wave>
- [35] PÁV, Karel, *Přednášky z předmětu Pohonné jednotky I*, [online]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/skripta-a-texty-on-line/pohonne-jednotky-i>
- [36] DRAXLER, Karel, Petr KAŠPAR a Pavel RIPKA. *Magnetické prvky a měření*. Vyd. 3. V Praze: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-03970-0.
- [37] TUMAŇSKI, Sławomir. *Handbook of magnetic measurements*. Boca Raton: CRC Press, [2011]. Series in sensors. ISBN 978-1-4398-2951-6.

- [38] VACUUMSCHMELZE: *Soft Magnetic Cobalt-Iron Alloys VACOFLEX and VACODUR*, [online]. 2016 Dostupné z: <https://vacuumschmelze.com/Assets/Cobalt-Iron%20Alloys.pdf>
- [39] PATOČKA, Miroslav. *Magnetické jevy a obvody ve výkonové elektronice, měřicí technice a silnoproudé elektrotechnice*. V Brně: VUTIUM, 2011. ISBN 978-80-214-4003-6.
- [40] MIKULČÁK, J., B. KLIMEŠ, J. ŠIROKÝ, V. ŠŮLA a F. ZEMÁNEK, *Matematické, fyzikální a chemické tabulky*, SPN Praha 1988
- [41] *Využití supravodivosti*, [online]. Dostupné z: <https://www.fzu.cz/~janu/AplikaceSupravodivosti.htm>
- [42] Supravodivost, [online]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Supravodivost>
- [43] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
- [44] MAXONMOTOR, *katalogové údaje motoru EC-i 52*, [online]. Dostupné z: <https://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/motor/ecmotor/EC-i/579165>
- [45] MAXONMOTOR, *katalogové údaje kontroléru EPOS4*, [online]. Dostupné z: <https://www.maxongroup.com/maxon/view/news/EPOS4-positioning-controller>
- [46] CLARK, Kinnaird, *How many electric motors are in your car?*, [online]. Dostupné z: [https://e2e.ti.com/blogs\\_/b/behind\\_the\\_wheel/archive/2018/03/29/how-many-electric-motors-are-in-your-car](https://e2e.ti.com/blogs_/b/behind_the_wheel/archive/2018/03/29/how-many-electric-motors-are-in-your-car)
- [47] HONCŮ, Jan. *Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-793-4.
- [48] KOLOC, Zdeněk a Miroslav VÁCLAVÍK. *Váčkové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1988.
- [49] BOLEK, Alfred a Jaroslav JANATKA. *Části strojů*. Praha: Československá akademie věd, 1956, Díl IV, Části pístových strojů.
- [50] CHARVÁT, Jaroslav. *Teorie mechanismů*. 2. přeprac. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1967. Učební texty vysokých škol.
- [51] ĎAĎO, S., KREIDL, M. *Senzory a měřicí obvody*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02057-6.
- [52] *Výpočet třecího momentu*, [online]. 2012. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/6-mezni-otacky-vibrace>
- [53] HONC, R. *Obecné řešení ztrát klikového mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [54] *Motory 1,6 l TDI a 2,0 l TDI se systémem vstřikování common rail, konstrukční řada EA288*, Dílenská učební pomůcka č. 100, Škoda Auto a. s., 10/2013
- [55] KOUCKÝ, Petr. *Technické a seřizovací hodnoty*. 4. rozšířené vydání. Praha: Grada, 2006. ISBN 80-247-1354-3.

## 12 Publikační činnost

### Příspěvky na konferencích

- [A.1] ZVOLSKÝ, T. *The valve train mechanical losses measurement*. XLVI. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines. 1. vyd. Bratislava, Slovak republic: Slovak University of Technology in Bratislava, Institute of Transport Technology and Designing, Department of Cars, Ships and Combustion Engines, 2015. S. 213 – 219. ISBN 978-80-227-4424-9.
- [A.2] ZVOLSKÝ, T. *Měření variabilního časování ventilového rozvodu*. XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů. 1. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2017. S. 143 – 150. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [A.3] ZVOLSKÝ, T. *Mathematical model of engine valve mechanism*. 23rd International Conference ENGINEERING MECHANICS 2017. Brno: Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics; Brno university of Technology, 2017. S. 1134 – 1137. ISBN 978-80-214-5497-2, ISSN 1805-8248.
- [A.4] ZVOLSKÝ, T. *Power consumption of electromagnetic valve actuator*. 24th International Conference ENGINEERING MECHANICS 2018. Brno: Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics; Brno university of Technology, 2018. S. 969 – 972. ISBN 978-80-86246-91-8, ISSN 1805-8248.
- [A.5] ZVOLSKÝ, T. *Measurement of electromagnetic valve train consumption*. XLIX. International scientific conference of the Czech and Slovak Universities' Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines (KOKA 2018). Nitra: Publishing Centre of Slovak University of Agriculture in Nitra, 2018. S. 190 – 197. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [A.6] ZVOLSKÝ, T. *Power consumption of electrodynamic valve actuator*. 25th International Conference ENGINEERING MECHANICS 2019. Praha: Institute of Thermomechanics of the Czech Academy of Science, 2019. S. 423 – 426. ISBN 978-80-87012-71-0, ISSN 1805-8248.
- [A.7] VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ, M. BUKVIC a J. BŘOUŠEK. Zkušebna POWERTRAIN. 42. MEDZINÁRODNÁ VEDECKÁ KONFERENCIA KATEDIER DOPRAVNÝCH, MANIPULAČNÝCH, STAVEBNÝCH A POĽNOHOSPODÁRSKYCH STROJOV. Bratislava: Vydavateľstvo STU v Bratislave, 2016. S. 13 – 18. ISBN 978-80-227-4584-0.
- [A.8] VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ, M. BUKVIC a J. BŘOUŠEK. Powertrain. XLVI. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. 1. vyd. Bratislava: Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology in Bratislava, 2015. S. 159 – 164. ISBN 978-80-227-4424-9.
- [A.9] DITTRICH, A., J. LAURIN a T. ZVOLSKÝ. Device for Detecting the Level of Ionization of the Fuel Mixture in the Cylinder Petrol Engine. Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering. 1. vyd. Bali, Indonesia: Trans Tech Publications, Switzerland, 2015. S. 880 – 884. ISBN 978-3-03835-631-8.
- [A.10] FRAŇA, K., R. VOŽENÍLEK, T. ZVOLSKÝ a P. BRABEC. The numerical study of temperature and stress distributions in the braking disk. 22th International Conference ENGINEERING MECHANICS 2014. 1. vyd. Prague: Institute of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic, 2016. S. 86 – 89. ISBN 978-80-87012-59-8, ISSN 1805-8248.

- [A.11] DITTRICH, A., S. BEROUN, P. BRABEC a T. ZVOLSKÝ. GAS-FUELED DIESEL ENGINE. KOKA 2018, XLIX. INTERNATIONAL CONFERENCE OF CZECH AND SLOVAK UNIVERSITIES, DEPARTMENTS AND INSTITUTIONS DEALING WITH THE RESEARCH OF COMBUSTION ENGINES. Nitra: Slovak University of Agriculture in Nitra, 2018. S. 126 – 134. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [A.12] BŘOUŠEK, J. a T. ZVOLSKÝ. Experimental study of electric vehicle gearbox efficiency. MATEC Web of Conferences. EDP Sciences, 2018. S. 1 – 5. ISSN 2261236X.
- [A.13] DITTRICH, A., J. LAURIN a T. ZVOLSKÝ. Device for detecting the level of ionization of the fuel mixture in the cylinder petrol engine. The 5th International Conference on Mechanics, Simulation and Control (ICMSC 2015). ISSN 1662-8985
- [A.14] DITTRICH, A., S. BEROUN a T. ZVOLSKÝ. Diesel gas dual engine with liquid LPG injection into intake manifold. Engineering for Rural Development. 1. vyd. Jelgava: Latvia University of Agriculture, 2018. S. 1978 – 1983. ISSN 1691-3043.

### Seznam funkčních vzorků, užitečných vzorů a patentů

- [B.1] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Nové zkušební zařízení pro vstřikovače pro systémy Common Rail. Tvůrci: SCHOLZ, C. a T. ZVOLSKÝ., Funkční vzorek, 2017. (WP09V010)
- [B.2] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Způsob nastavování směru proudu plynu nebo kapaliny z trysky a zařízení k provádění tohoto způsobu. Původci: VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ, L. MIKULANIN, D. LINDR a P. STARÝ, 2014. Udělen český patent dne 17. 2. 2016 pod číslem 305834, číslo přihlášky PV 2014-942.
- [B.3] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Zařízení pro nastavování směru proudu plynu nebo kapaliny z trysky. Původci: VOŽENÍLEK, R., ZVOLSKÝ, T., MIKULANIN, L., LINDR, D., STARÝ, P., 2015. Přihláška užitečného vzoru zapsána dne 23. 11. 2015 pod číslem 28861, číslo přihlášky PUV 2015-30840.
- [B.4] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Zařízení ke vstřikování kapalného LPG do sacího potrubí spalovacího motoru. Původci: BEROUN S., P. BRABEC, A. DITTRICH a T. ZVOLSKÝ. Česká republika. Patentový spis PV 2017-447. 3.8.2017.
- [B.5] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Vozidlový plynový duální motor se vstřikováním kapalného LPG do sacího potrubí. Tvůrci: BEROUN, S., P. BRABEC, A. DITTRICH, J. POPELKA a T. ZVOLSKÝ. 2017, Funkční vzorek, 2017. (WP03V009)
- [B.6] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. Zařízení ke vstřikování kapalného LPG do sacího potrubí spalovacího motoru. Původci: BEROUN, S., P. BRABEC, A. DITTRICH a T. ZVOLSKÝ. Užitečný vzor, zapsán dne 17. 4. 2018 pod číslem 31713.

### Výzkumné zprávy

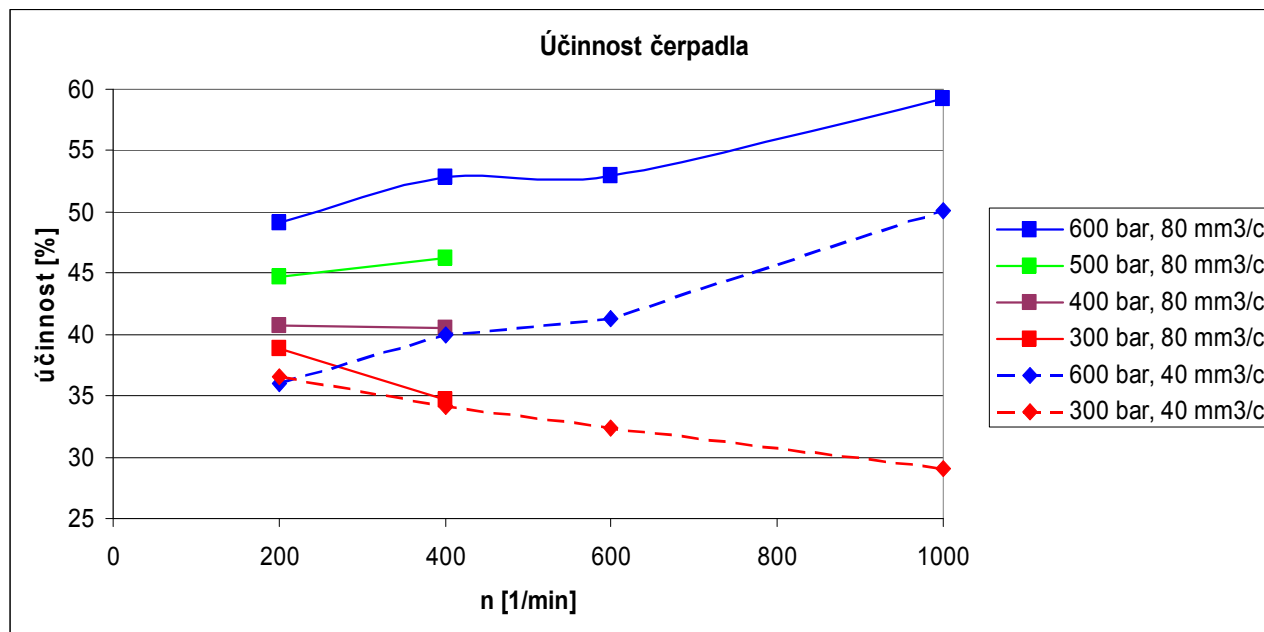
- [C.1] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ a T. ZVOLSKÝ. Stanovení celkové účinnosti motoru TEDOM. 2015, Jablonec nad Nisou, TEDOM a.s., 25 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191610101.
- [C.2] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ, T. ZVOLSKÝ, P. BRABEC, L. MIKULANIN a A. DITTRICH. Zkouška Ebby PZD na motoru EA, prot. č. 14/2016. 2015, ŠKODA AUTO, 147 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191927819.
- [C.3] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ, T. ZVOLSKÝ, P. BRABEC, L. MIKULANIN a A. DITTRICH. Zkouška PZD na motoru EA, protokol č. 13/2015. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 130 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191573353.

- [C.4] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ, T. ZVOLSKÝ, P. BRABEC, L. MIKULANIN, A. DITTRCH a M. BUKVIC. Zkouška EBBY a TWP na motoru EA 211 MPI 1,4l – 66 kW. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 155 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152385327.
- [C.5] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ, T. ZVOLSKÝ, P. BRABEC, L. MIKULANIN, A. DITTRCH a M. BUKVIC. Zkouška EBBY a VRT, I. etapa. 2014, ŠKODA AUTO, a.s., 61 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333407.
- [C.6] SCHOLZ, C., J. POPELKA, P. STARÝ, T. ZVOLSKÝ, P. BRABEC, L. MIKULANIN, A. DITTRCH a M. BUKVIC. Zkouška EBBY a VRT, II. - III. Etapa. 2014, ŠKODA AUTO, 155 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152385339.
- [C.7] SCHOLZ, C., J. POPELKA, T. ZVOLSKÝ, P. BŘOUŠEK, T. PETR, A. DITTRCH a M. BUKVIC. ZKOUŠKA PZD (2017). 2017, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 89 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191995632.
- [C.8] SCHOLZ, C., J. POPELKA, T. ZVOLSKÝ, P. BŘOUŠEK, T. PETR, A. DITTRCH a M. BUKVIC. ZKOUŠKA TWP (II). 2017, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 89 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191995631.
- [C.9] BEROUN S., P. BRABEC, A. DITTRICH, T. ZVOLSKÝ, J. POPELKA. Směrnice pro konverzi vozidlového vznětového motoru na vozidlový plynový duální motor. 2018, Technická univerzita v Liberci, 17 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191990527.
- [C.10] BEROUN S., P. BRABEC, A. DITTRICH, T. ZVOLSKÝ, J. POPELKA, P. STARÝ a L. MIKULANIN. Výzkum chladicího systému motoru EA111.03E. 2014, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333417.
- [C.11] VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ a L. MIKULANIN. Návrh metody pro identifikaci úhlu nastavení trysky. 2015, Continental Automotive Czech Republic, 11 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152386010.
- [C.12] VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ a L. MIKULANIN. Rozšíření prototypu zkušebního zařízení (SM 718a/2014). 2014, Continental Automotive Czech Republic, 11 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333424.
- [C.13] VOŽENÍLEK, R., T. ZVOLSKÝ a M. BUKVIC. Test převodovky a simulace zkoušky EWP na zkušebním stavu. 2016, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191610044.
- [C.14] VOŽENÍLEK, R., J. NOVÁK, T. ZVOLSKÝ a M. BUKVIC. Porovnání hluku a vibrací u převodovky ve spojení s různými spalovacími motory. 2016, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191573408.
- [C.15] VOŽENÍLEK, R., J. NOVÁK, T. ZVOLSKÝ a M. BUKVIC. Lokalizace hluku emitovaného převodovkou. 2016, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191573404.
- [C.16] VOŽENÍLEK, R., M. BUKVIC a T. ZVOLSKÝ. Zátěžový test mechanické převodovky v režimu simulace EWP. 2017, ŠKODA AUTO, a.s., 5 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191929023.
- [C.17] VOŽENÍLEK, R., J. NOVÁK a T. ZVOLSKÝ. Identifikace a hodnocení úrovně hluku a vibrací u převodovky. 2017, ŠKODA AUTO, a.s., 12 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191928083.
- [C.18] NOVÁK, J., R. VOŽENÍLEK a T. ZVOLSKÝ. Mapování úrovně hluku u převodovky při různých zatěžujících režimech. 2017, ŠKODA AUTO, a.s., 15 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191995825.
- [C.19] VOŽENÍLEK, R., S. BEROUN, T. ZVOLSKÝ, A. DITTRICH a L. MIKULANIN, Určení podílu hlavních konstrukčních skupin na celkových mechanických ztrátách motoru. 2016, Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka, 12 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191824176.

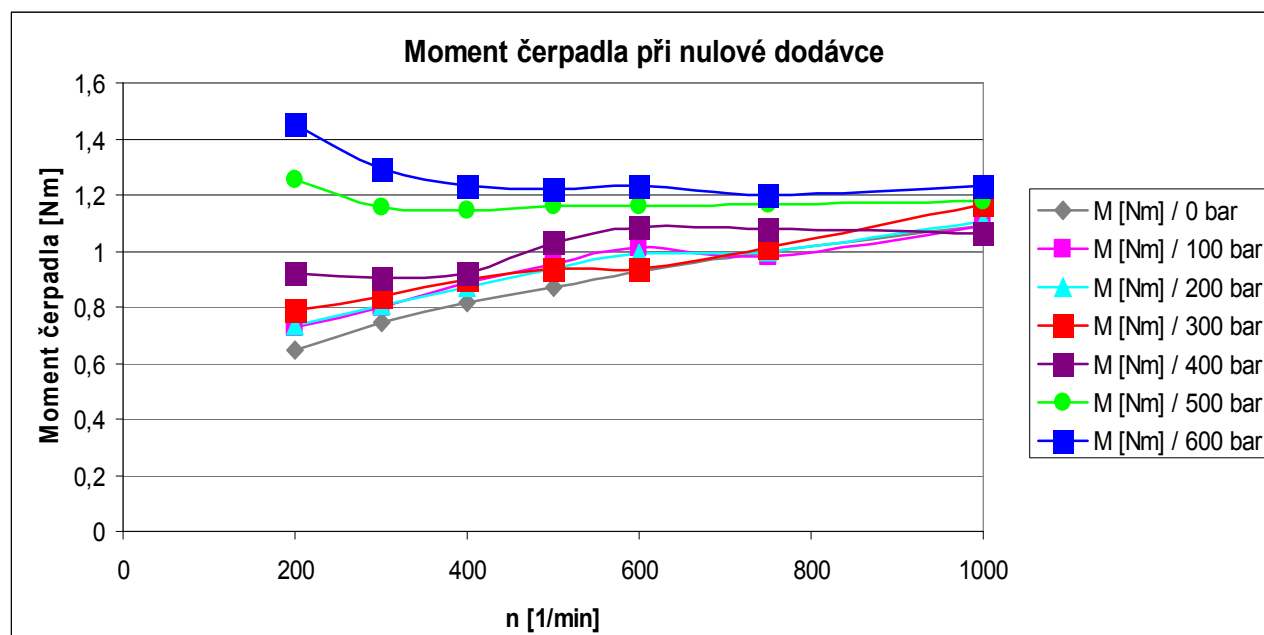


## 13 Seznam příloh

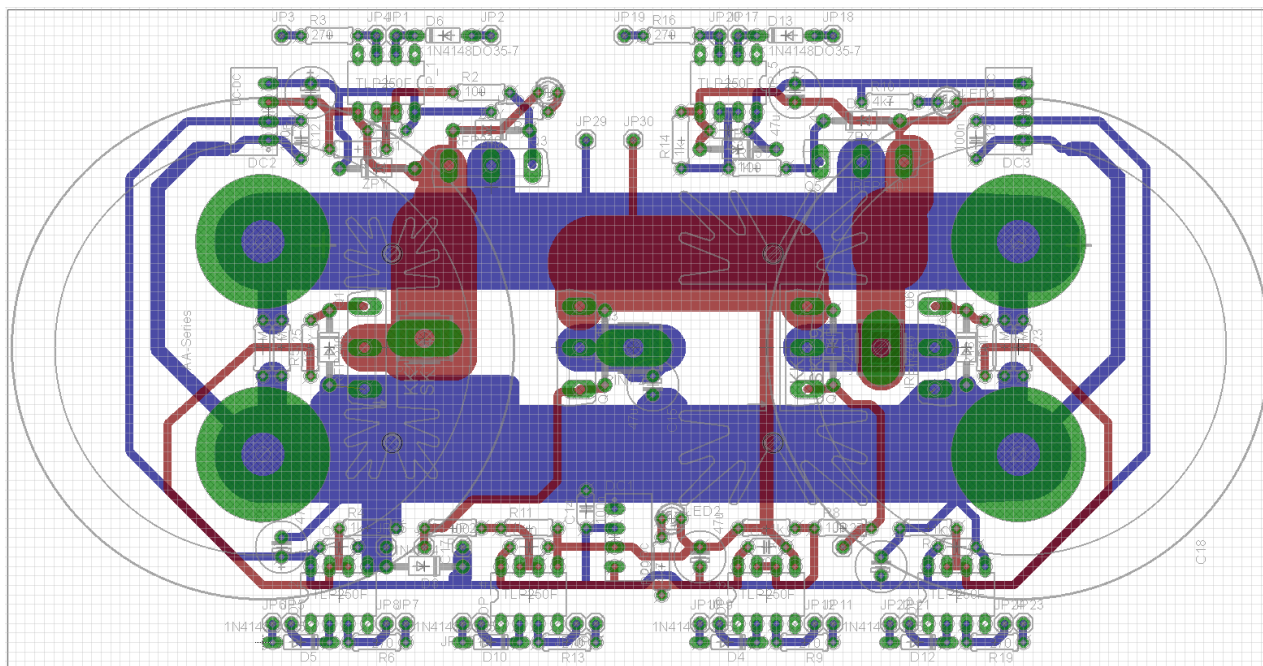
- Příloha 1 – Změřená účinnost čerpadla common rail
- Příloha 2 – Deska tištěných spojů elektromagnetického systému ovládání
- Příloha 3 – Měření tlumení elektromagnetického systému při odpadnutí kotvy
- Příloha 4 – Měření výkonových ztrát elektromagnetického aktuátoru
- Příloha 5 – Specifické ztráty v železe materiálů a měření ztrát v železe elektromagnetu
- Příloha 6 – Porovnání simulovaných a změřených dat elektromagnetu
- Příloha 7 – Porovnání simulovaných a změřených výkonových ztrát elektromagnetu
- Příloha 8 – Vypočtené ztráty v železe a průběh zdvihu ventilu elmag. aktuátoru
- Příloha 9 – Obvod pro přizpůsobení logických úrovní a změřený průběh SSI signálu
- Příloha 10 – Měření zpoždění odezvy jednotky EPOS4 a vlastní řídicí jednotky
- Příloha 11 – Změřené průběhy částečného zdvihu ventilu
- Příloha 12 – Změřené průběhy maximálního zdvihu ventilu
- Příloha 13 – Změřené průběhy maximálního zdvihu ventilu a regulovaného proudu
- Příloha 14 – Změřené průběhy regulovaného proudu
- Příloha 15 – Vypočtený průběh energie a sil z matematického modelu
- Příloha 16 – Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky
- Příloha 17 – Porovnání měřeného a vypočteného zrychlení ventilu
- Příloha 18 – Přebytek síly pružiny ventilu a tabulka porovnání EV,  $n_{mot} = 6000$  1/min
- Příloha 19 – Porovnání přínosů systémů CVVL a MultiAir s motorem 1,6 MPI



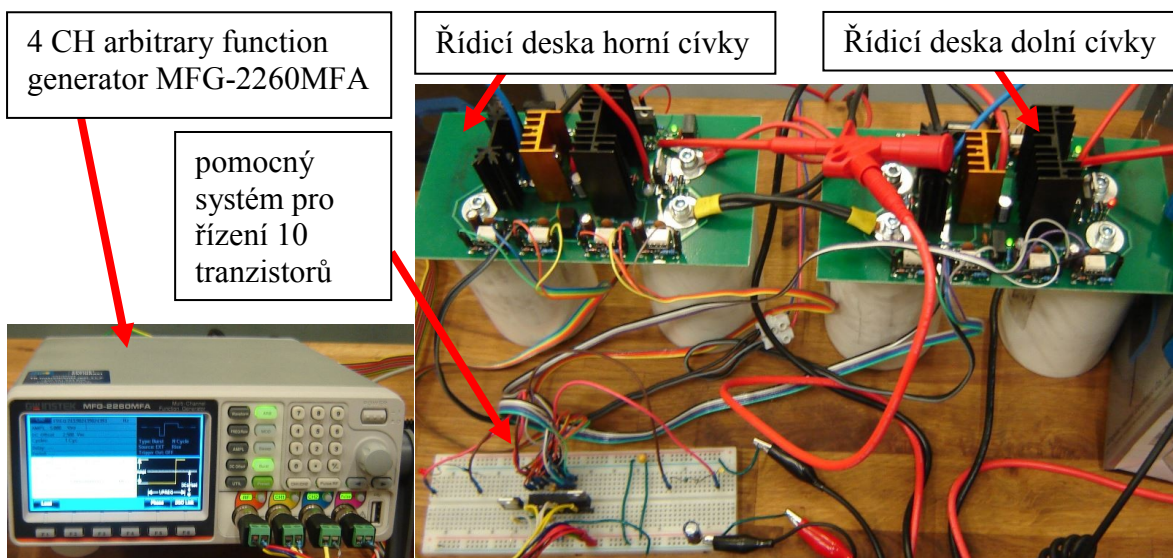
Změřená účinnost čerpadla common rail při vstřikování v závislosti na otáčkách čerpadla, souvisí s kapitolou 4.6 (vlastní zpracování)



Změřený moment čerpadla common rail při nulové dodávce paliva v závislosti na otáčkách čerpadla, souvisí s kapitolou 4.6 (vlastní zpracování)



Deska tištěných spojů pro 1 cívku elektromagnetu, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



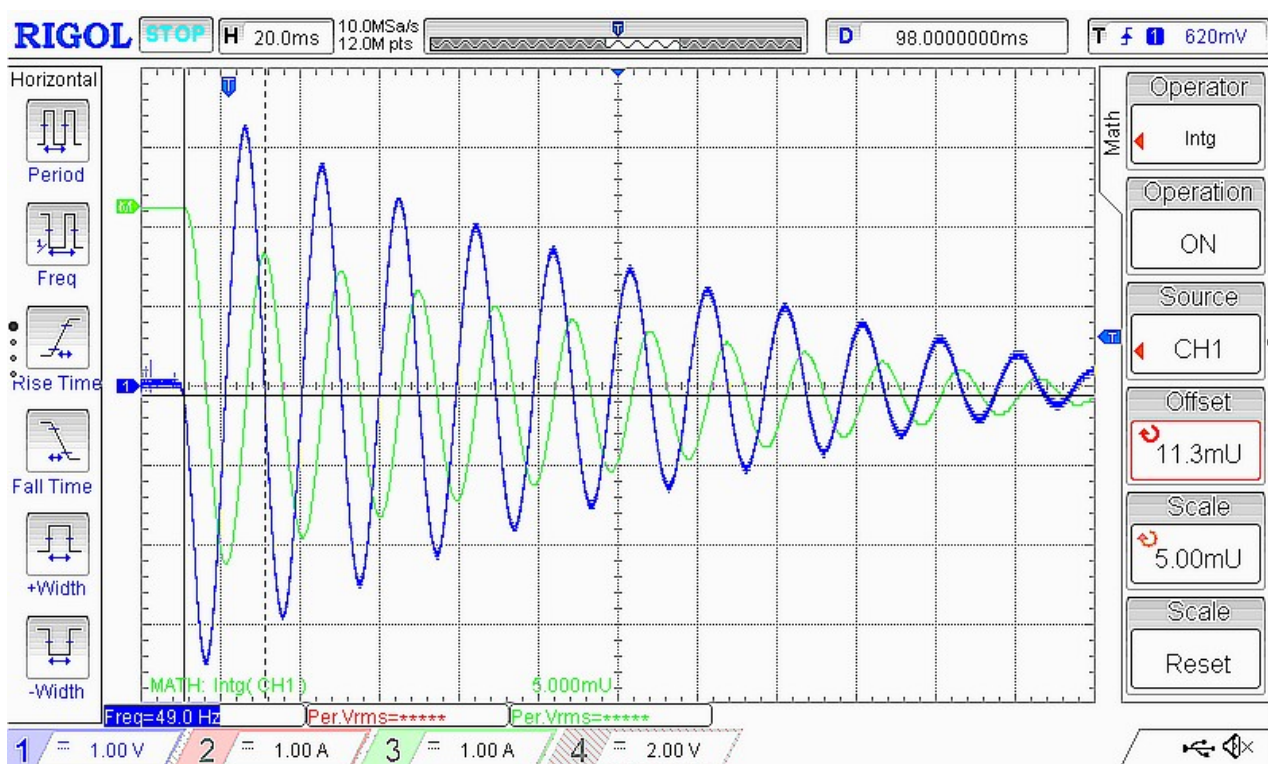
4 CH arbitrary function generator MFG-2260MFA

pomocný systém pro řízení 10 tranzistorů

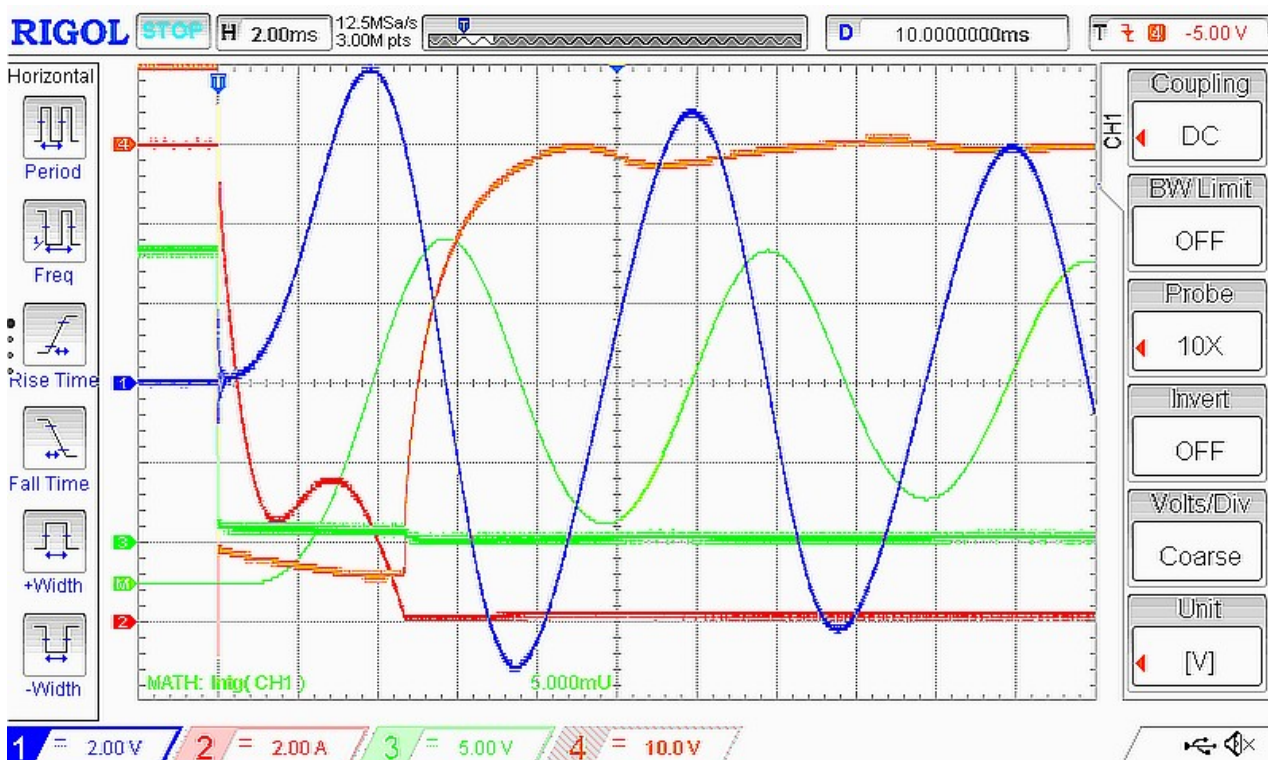
Řídicí deska horní cívky

Řídicí deska dolní cívky

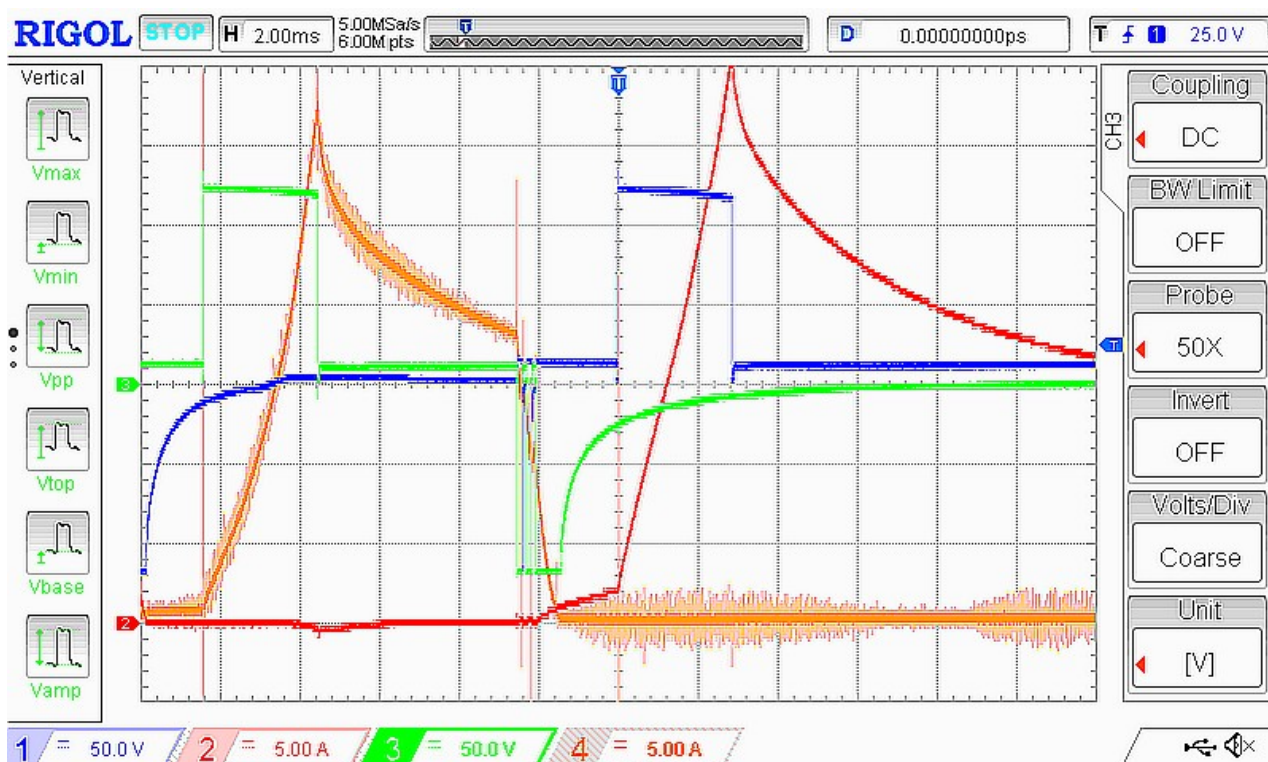
Řídicí systém obou elektromagnetů s galvanicky odděleným řízením tranzistorů, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



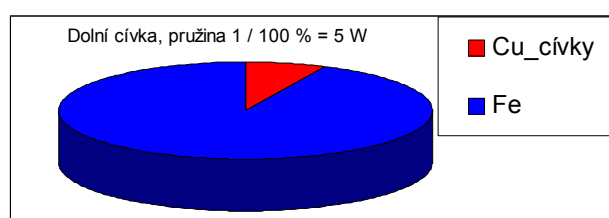
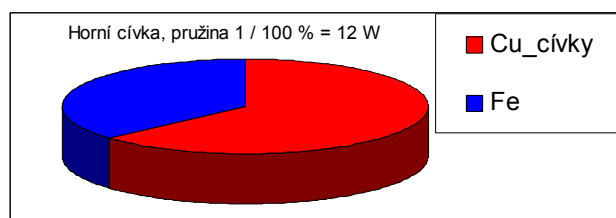
Měření tlumení elektromagnetického systému při odpadnutí kotvy, zelená křivka - poloha kotvy, modrá křivka - rychlost kotvy, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



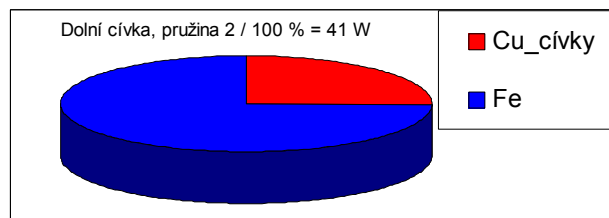
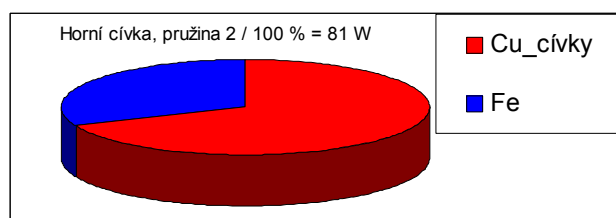
Měření tlumení elektromagnetického systému při odpadnutí kotvy, zelená křivka - poloha kotvy, modrá křivka - rychlost kotvy, červená křivka - proud cívky, oranžová křivka - napětí cívky, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



Měření napětí a proudů elektromagnetického aktuátoru při zablockované kotvě v dolní poloze, zelená křivka - napětí dolní cívk, modrá křivka - napětí horní cívk, oranžová křivka - proud dolní cívk, červená křivka - proud horní cívk, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



Výkonové ztráty pro parametry pružiny 1, horní cívk (vlevo) a dolní cívk (vpravo) pro  $U_{MOVE} = 80 \text{ V}$ ,  $U_{HOLD} = 0,9 \text{ V}$ , souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



Výkonové ztráty pro parametry pružiny 2, horní cívk (vlevo) a dolní cívk (vpravo) pro  $U_{MOVE} = 80 \text{ V}$ ,  $U_{HOLD} = 2,2 \text{ V}$ , souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)

## Specific core losses of strip material

**Table 6: Specific core losses of strip material after magnetic final annealing (strip thickness 0.35 mm)**  
Typical values

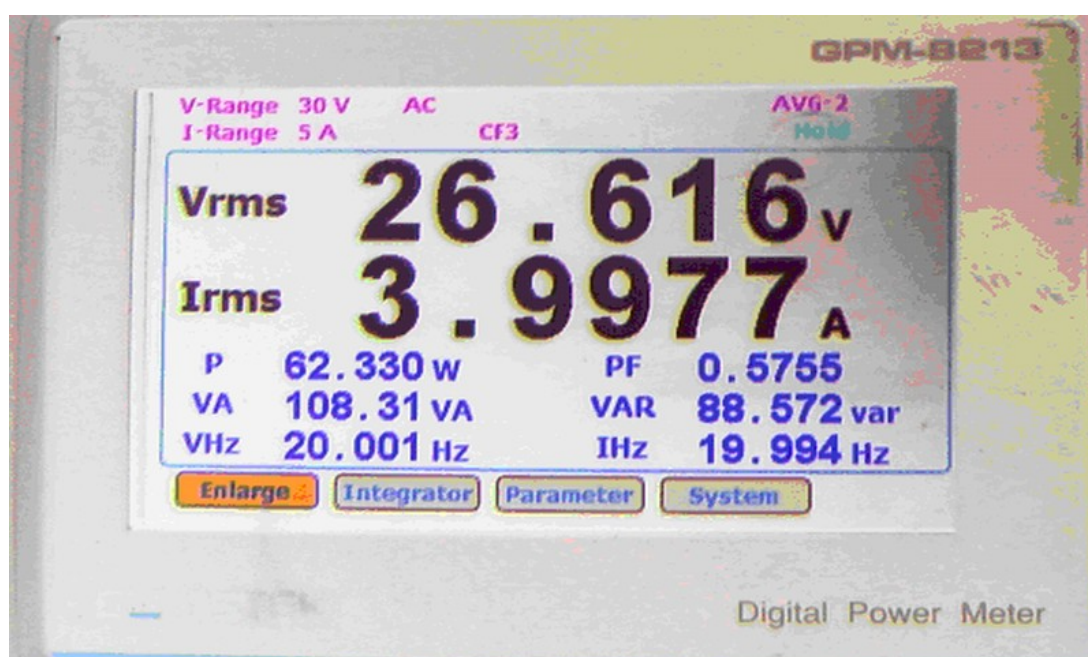
Material	$p_{Fe}$	$p_{Fe}$	$p_{Fe}$	$p_{Fe}$	$p_{Fe}$	$p_{Fe}$
	1.5 T 50 Hz W/kg	1.5 T 400 Hz W/kg	1.5 T 1000 Hz W/kg	2.0 T 50 Hz W/kg	2.0 T 400 Hz W/kg	2.0 T 1000 Hz W/kg
VACOFLUX 48	1.5	30	145	2.2	58	335
VACOFLUX 50	1.6	31	147	2.5	60	322
VACODUR 49 <sup>1)</sup>	1.6	31	150	2.5	60	333
VACODUR 49 <sup>2)</sup>	3.0	42	174	5.0	78	365
VACODUR 50 <sup>1)</sup>	3.0	42	174	5.0	78	365
VACODUR 50 <sup>2)</sup>	4.5	53	199	7.7	93	394
VACODUR S Plus <sup>1)</sup>	3.0	43	186	5.0	74	352
VACODUR S Plus <sup>2)</sup>	11,5	109	349	22	208	660
VACOFLUX 17	3.8	54	233	7.0	88	400

$p_{Fe}$  = specific core losses;

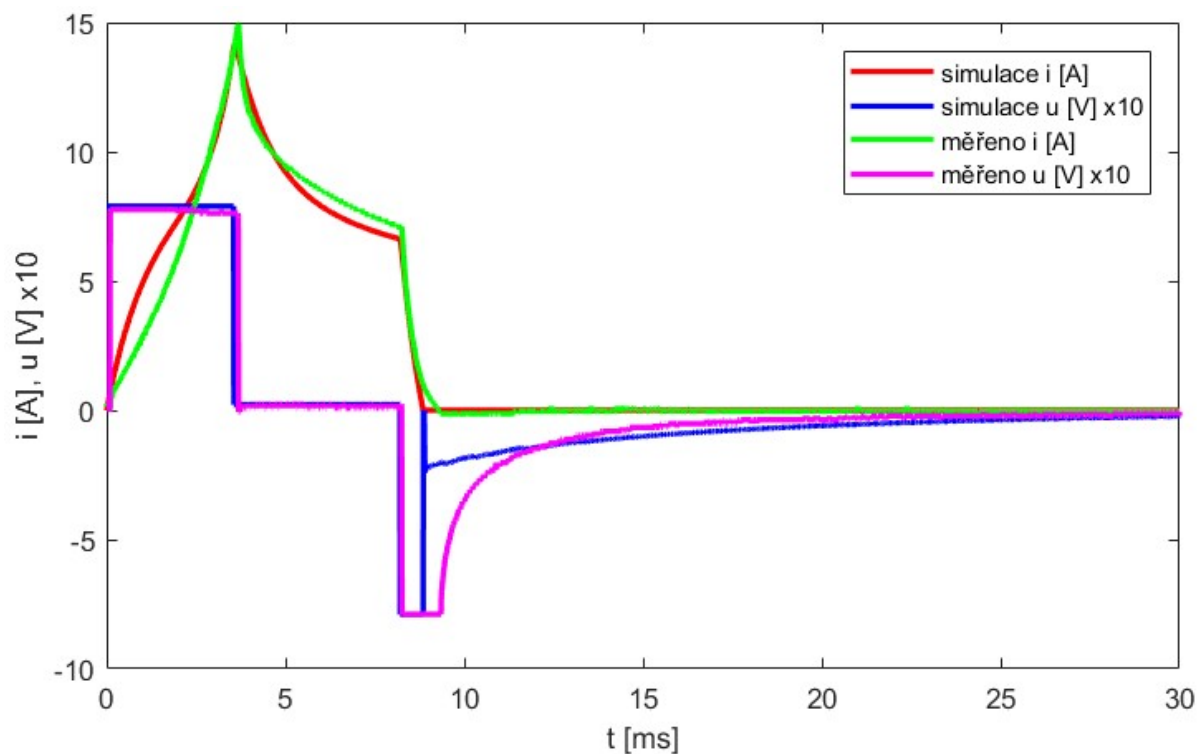
1) annealed for optimum magnetic properties

2) annealed for optimum mechanical properties, see section "Adjusting mechanical properties for VACODUR strip material"

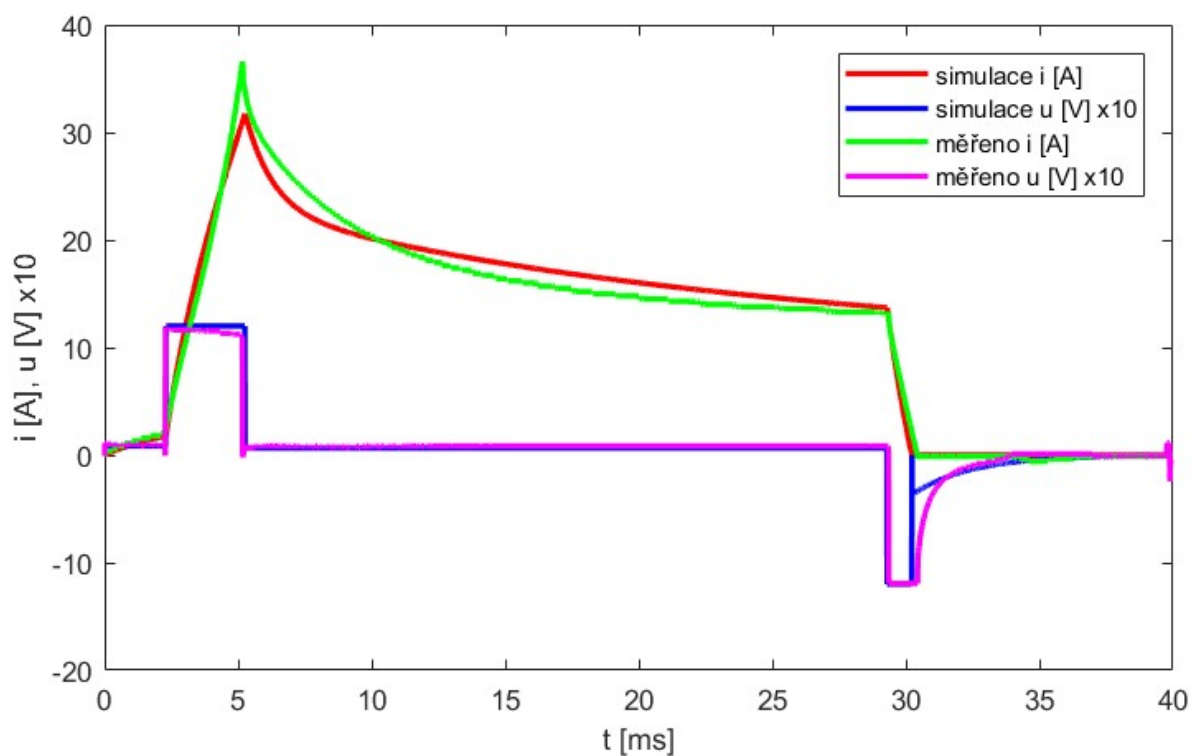
*Specifické ztráty v železe vybraných materiálů, souvisí s kapitolou 4.7*



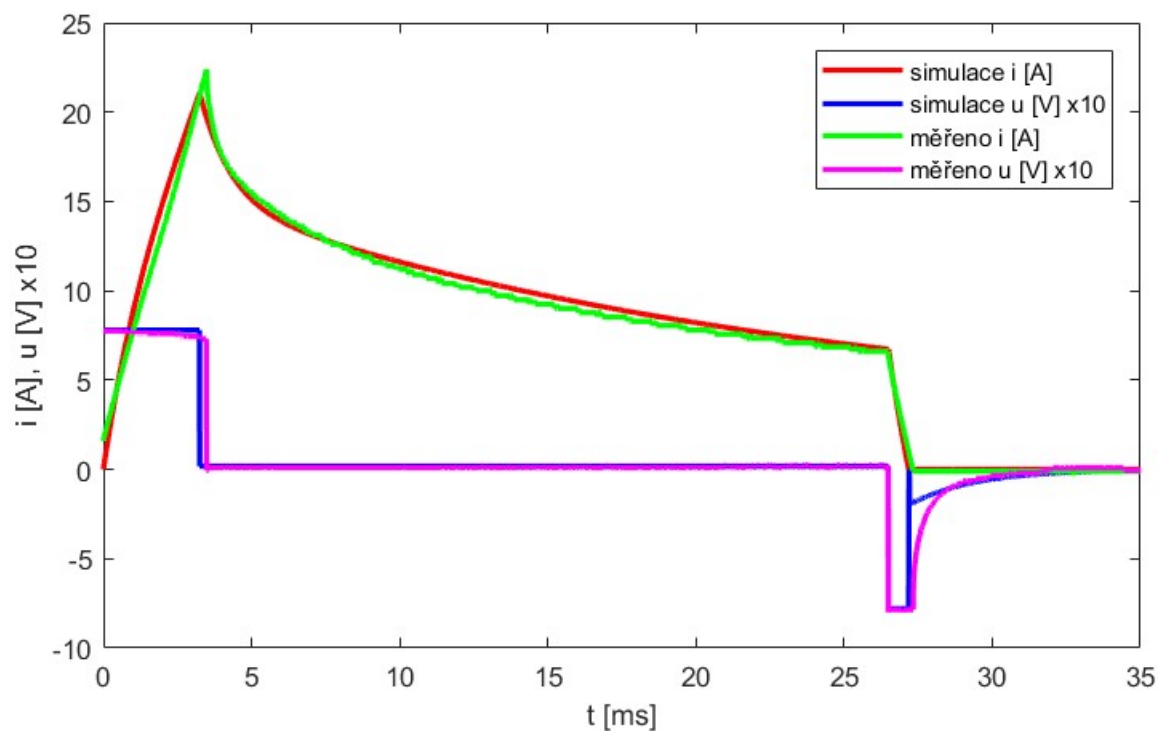
*Měření ztrátového výkonu elektromagnetu výkonovým analyzátozem při 20 Hz, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)*



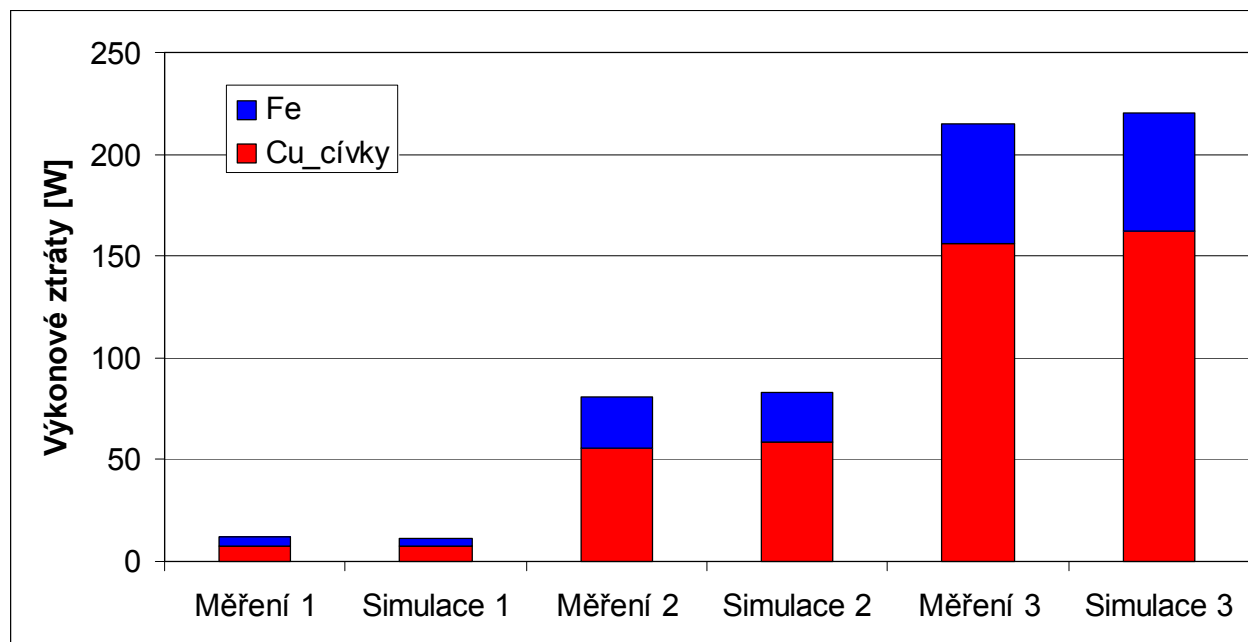
Porovnání simulovaných a změřených dat dolního elektromagnetu pro  $U_1 = 80 \text{ V}$ ,  $U_2 = 2,2 \text{ V}$ , souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



Porovnání simulovaných a změřených dat horního elektromagnetu pro  $U_1 = 120 \text{ V}$ ,  $U_2 = 9,7 \text{ V}$ , souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)

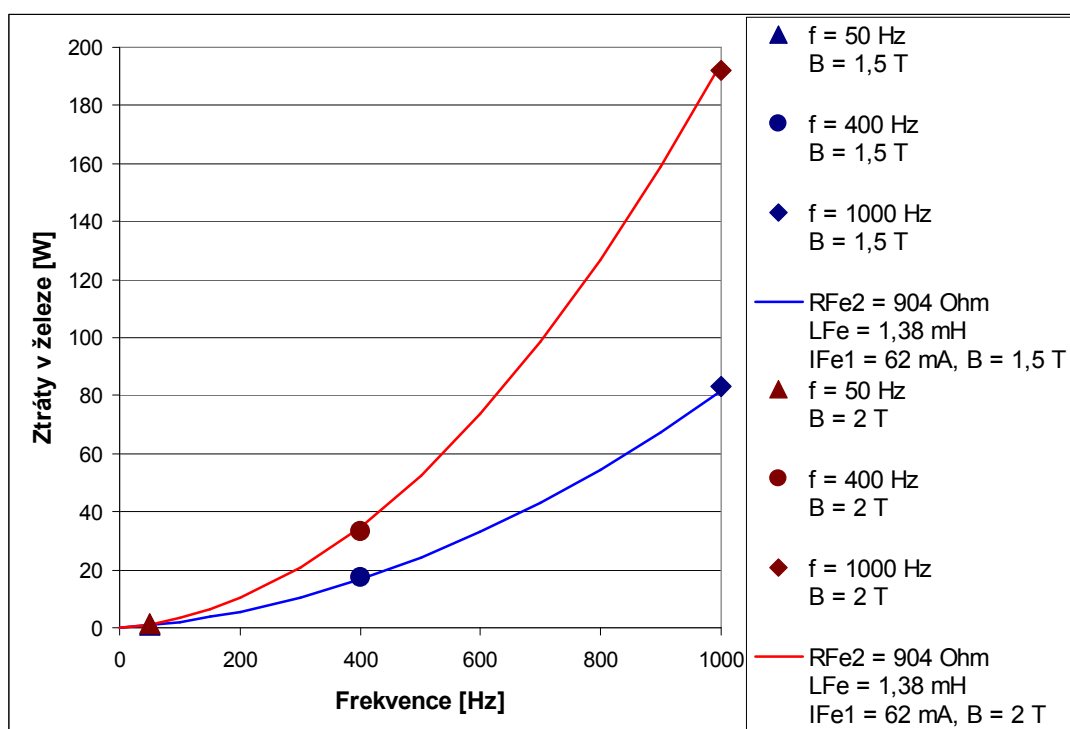


Porovnání simulovaných a změřených dat horního elektromagnetu pro  $U_1 = 80 \text{ V}$ ,  $U_2 = 2,2 \text{ V}$ , souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)

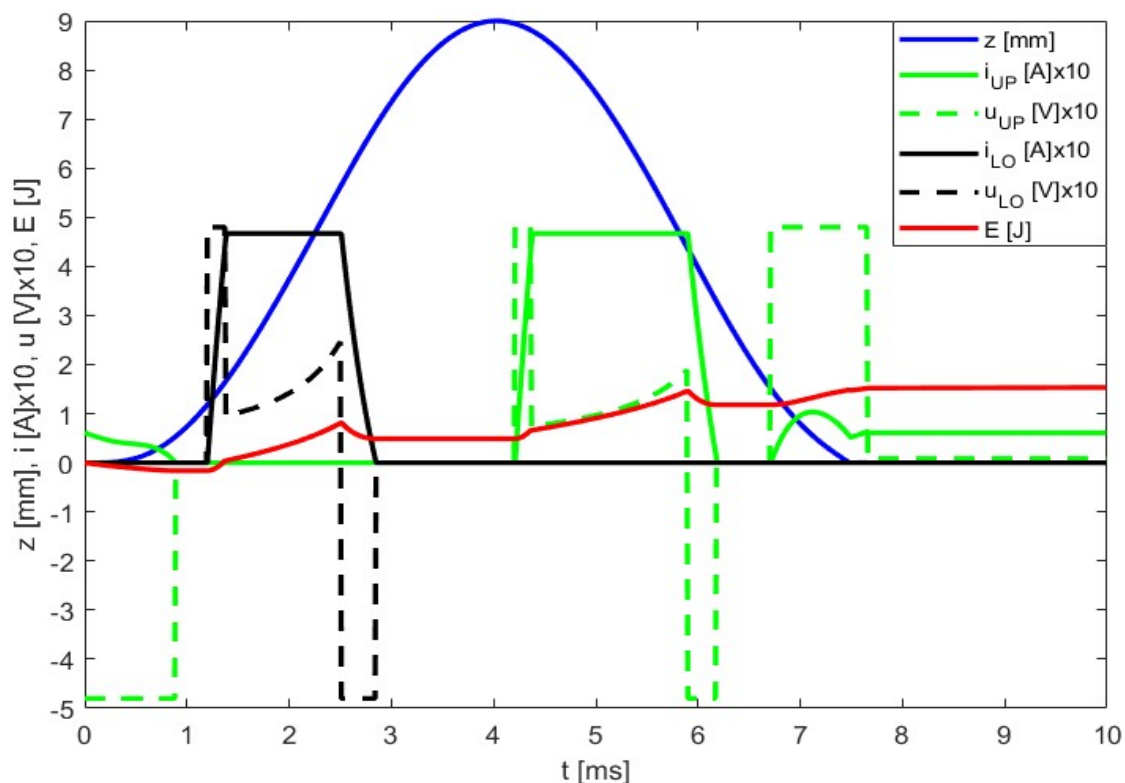


Porovnání simulovaných a změřených výkonových ztrát horního elektromagnetu pro 3 různé vstupní parametry, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)

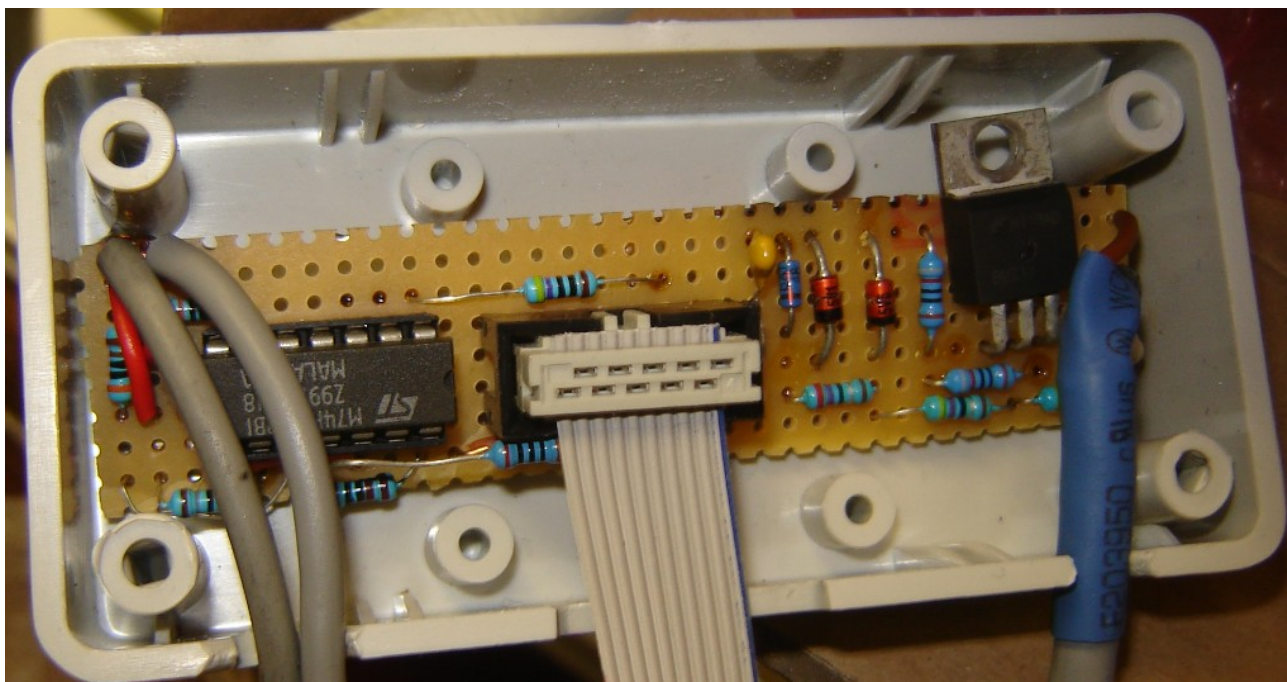




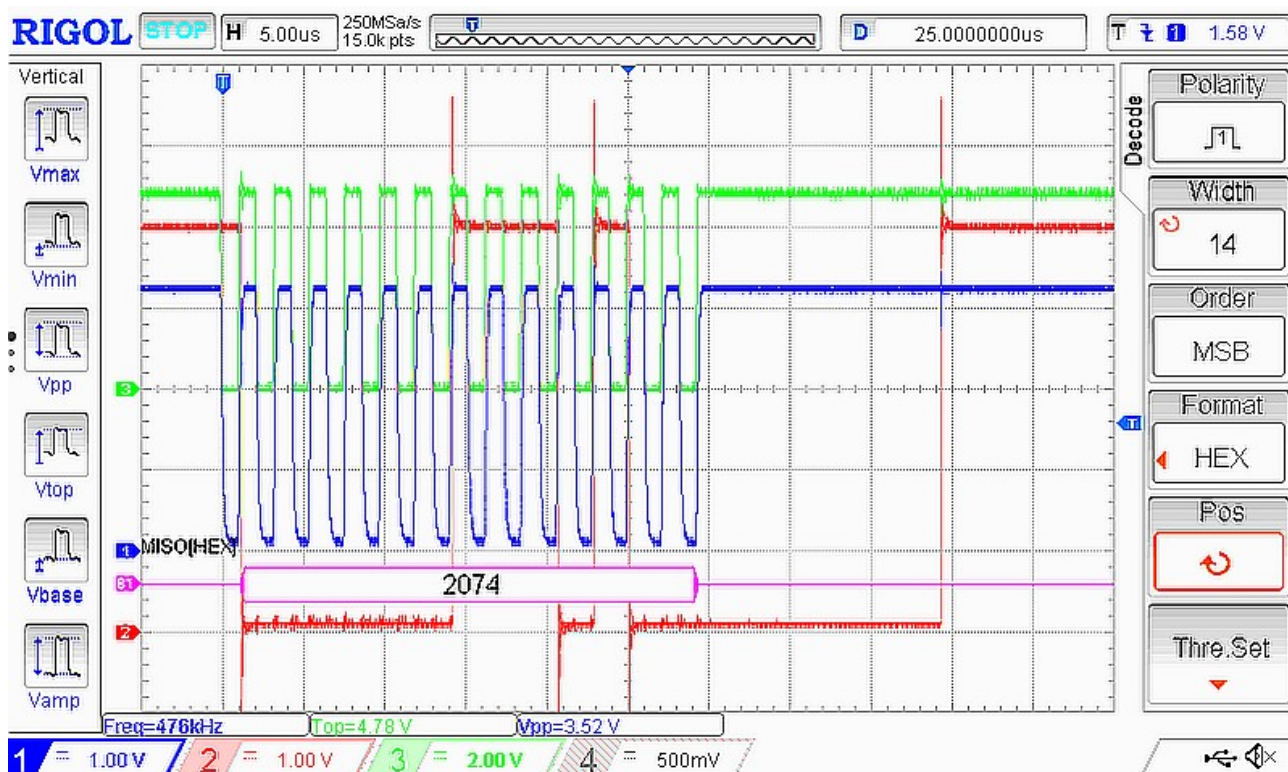
Vypočtené ztráty v železe materiálu VACOFLUX 48 podle tabulky v příloze 5 při 50, 400 a 1000 Hz pro  $B = 1,5$  a  $2$  T a k nim odpovídající křivky ztrátového výkonu v železe pro  $I_{Fe1} = 62$  mA,  $R_{Fe2} = 904$   $\Omega$  a  $L_{Fe} = 1,38$  mH, hmotnost železa 0,57 kg, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



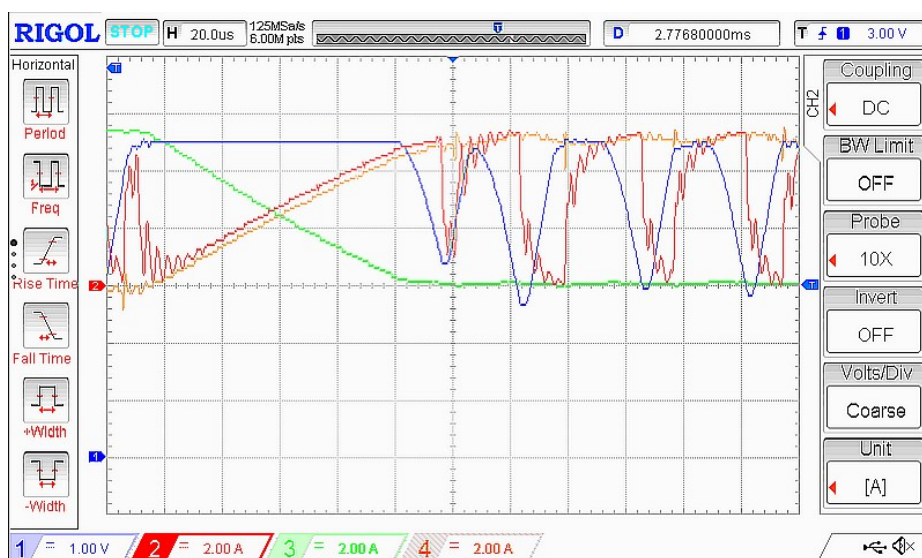
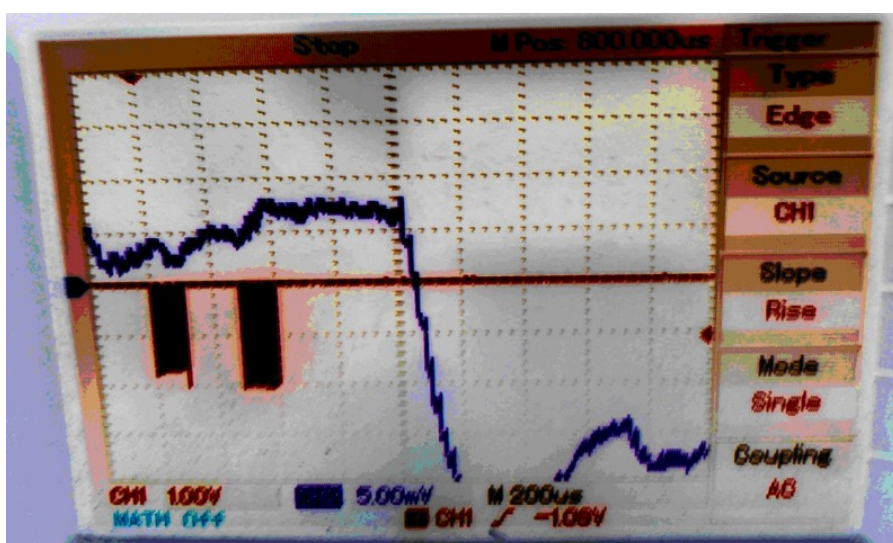
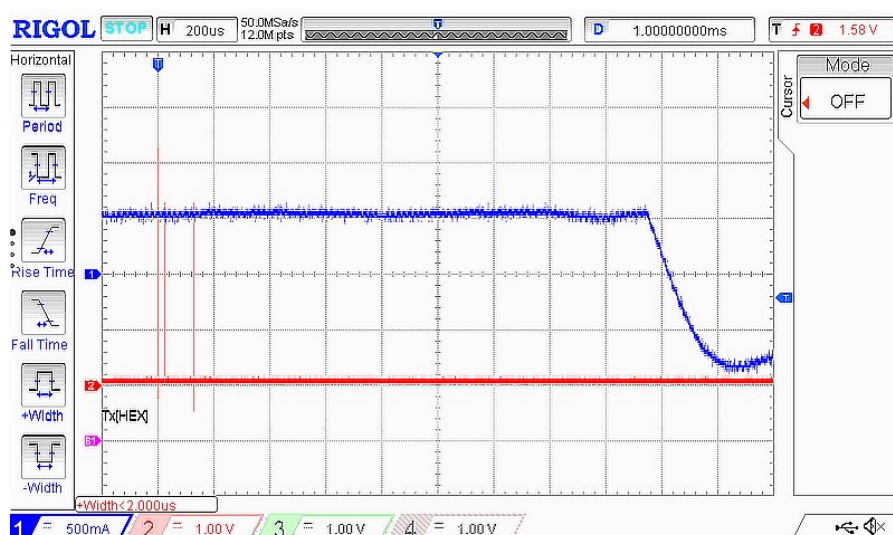
Průběh zdvihu ventilu, napětí, proudu a energie pro 1 sací ventil. K energii na konci zdvihu je potřeba připočítat energii pro udržení ventilu v uzavřené poloze až do začátku dalšího zdvihu ventilu. Celková energie za celý cyklus je 1,65 J což odpovídá příkonu 82,5 W při 6000 /min. Po zahrnutí účinnosti řídicí jednotky 85 % je celkový příkon cca 97 W, souvisí s kapitolou 4.7 (vlastní zpracování)



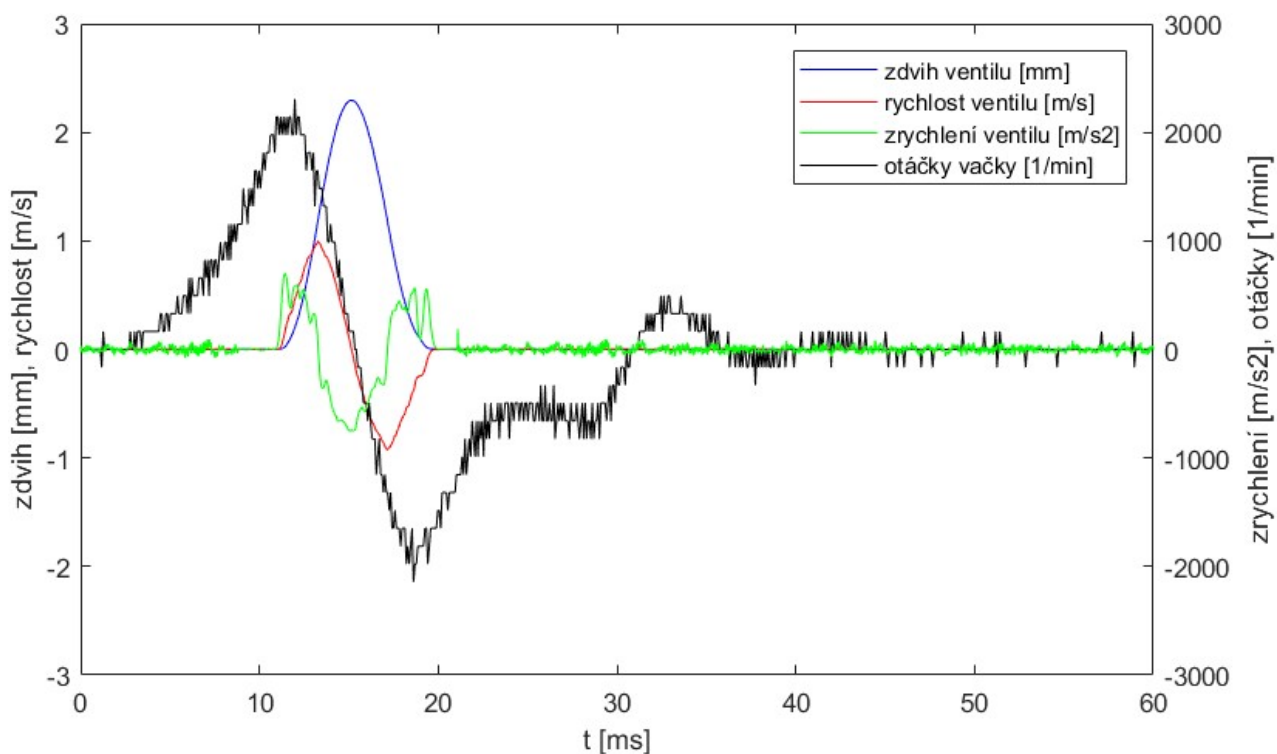
Obvod pro přizpůsobení napětových logických úrovní snímače polohy vačky SSI, souvisí s kapitolou 6.4 (vlastní zpracování)



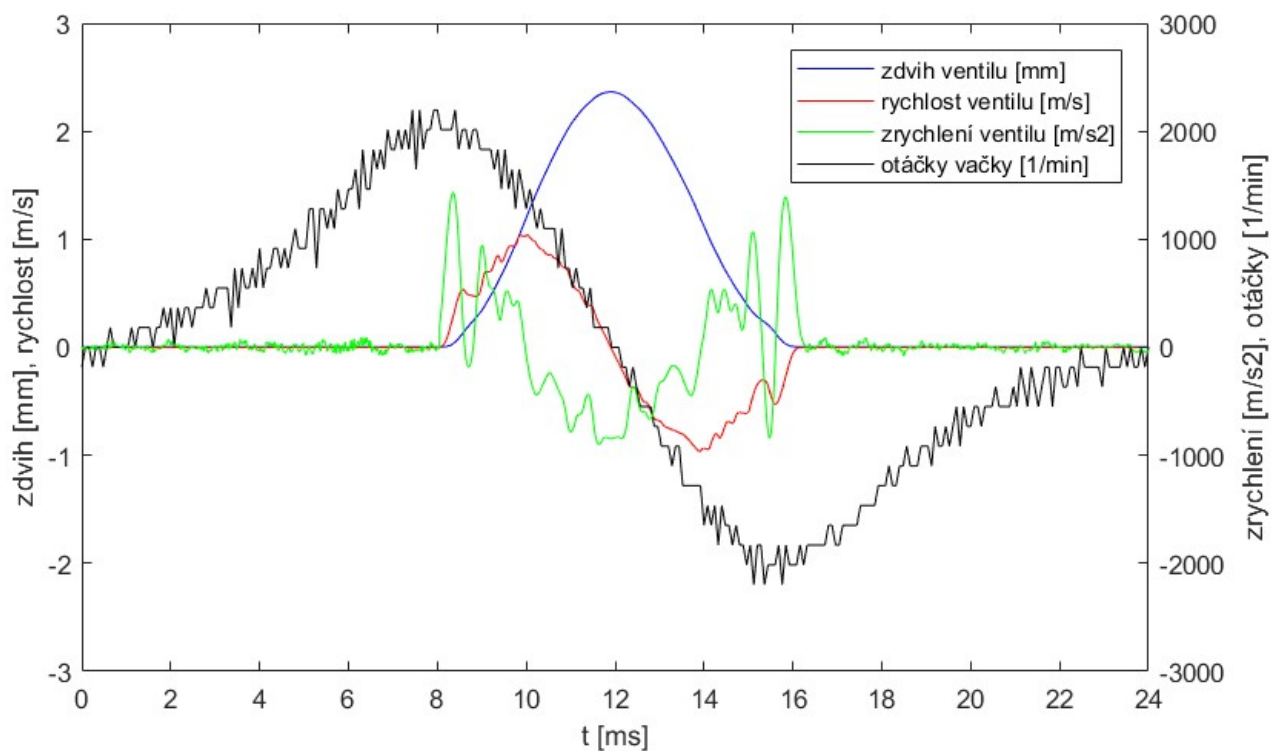
Změřený průběh obvodu pro přizpůsobení napětových logických úrovní snímače polohy vačky SSI, modrá křivka - vstupní signál CLK o napětí 3,3 V, zelená křivka - výstupní signál CLK o napětí 5 V, červená křivka - DATA SSI, souvisí s kapitolou 6.4 (vlastní zpracování)



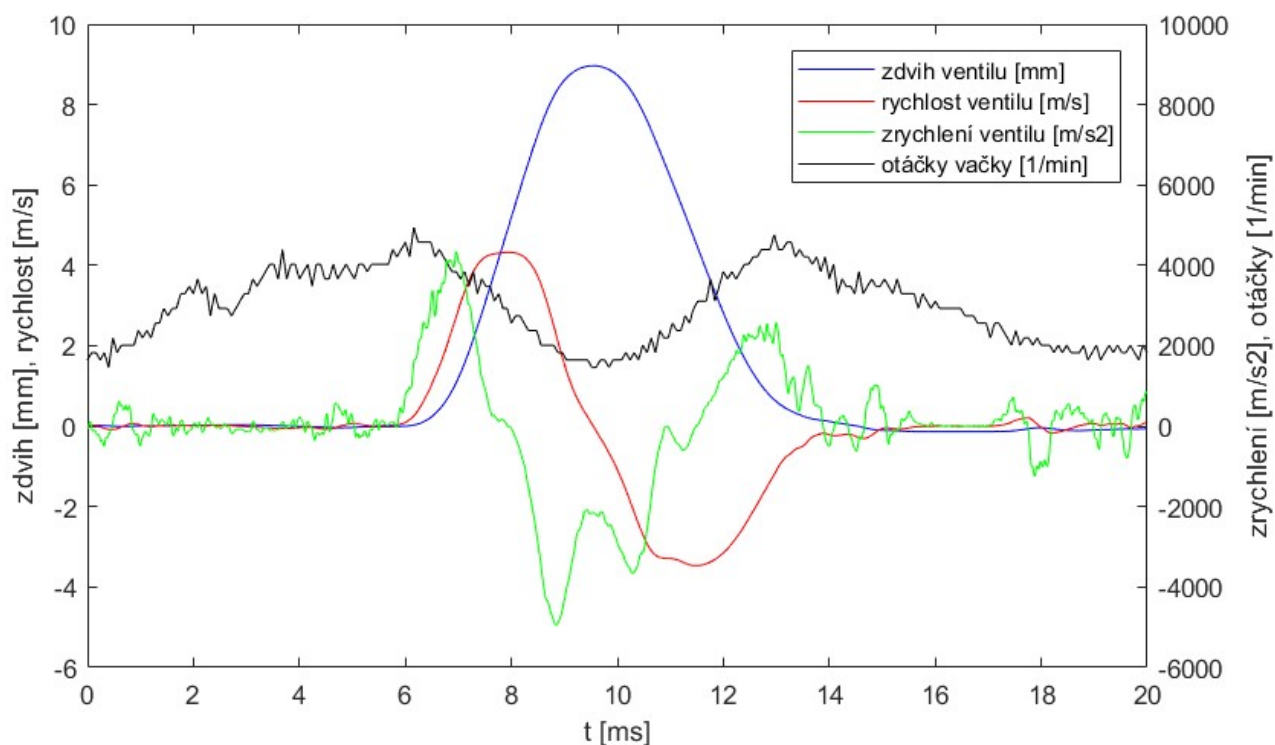
Měření zpoždění odezvy jednotky EPOS4 na požadavek USB nahoře, CAN uprostřed a vlastní jednotky dole. Požadavek je vždy na konci prvního dílku osciloskopu, souvisí s kapitolou 6.4 (vlastní zpracování)



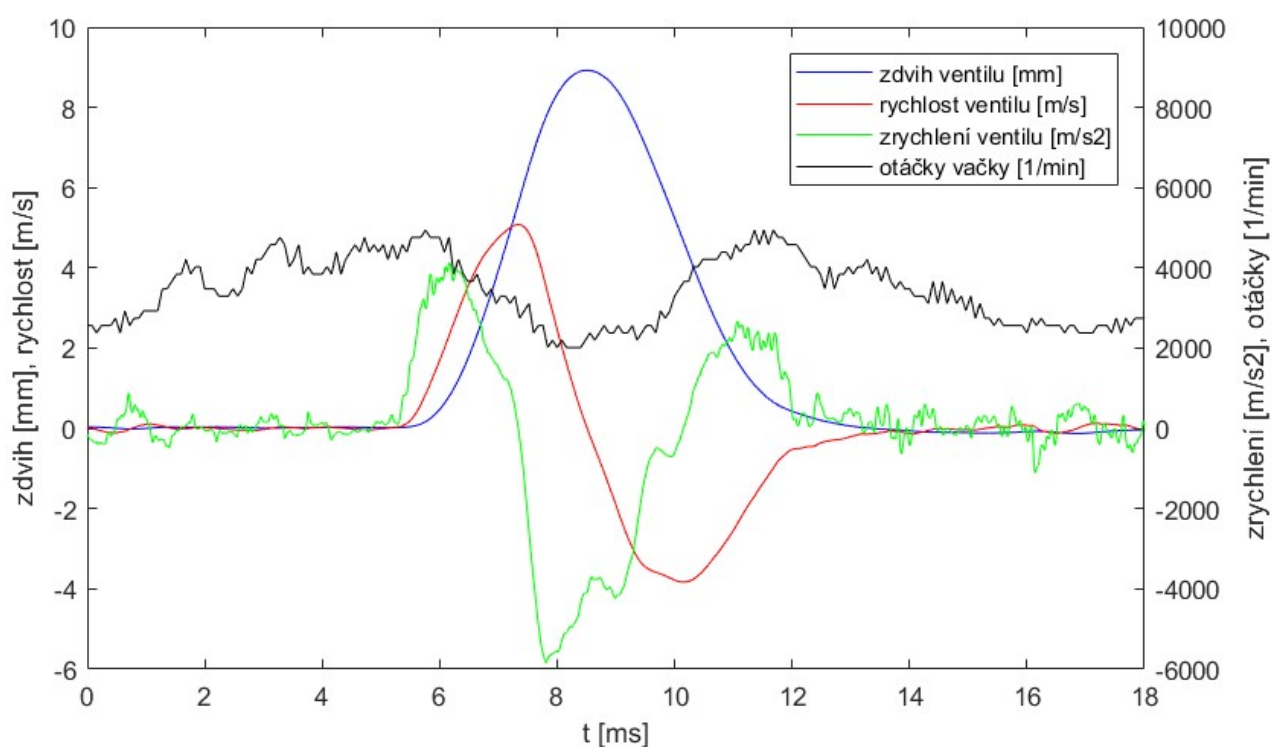
Průběh měření částečného zdvihu ventilu pro dosažení EIVC cyklu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a otáčky  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



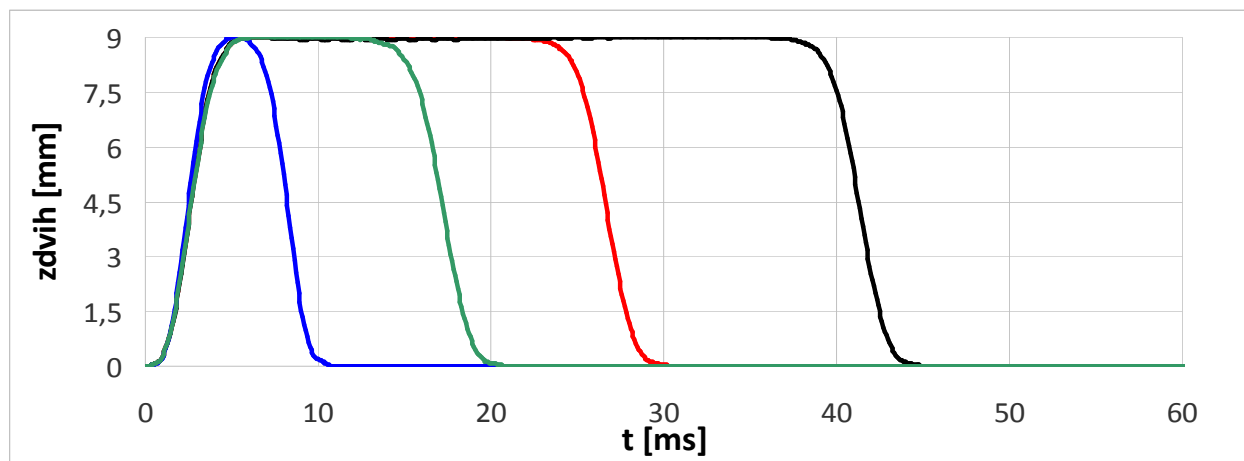
Průběh měření částečného zdvihu ventilu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a otáčky  $n_{mot} = 5000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



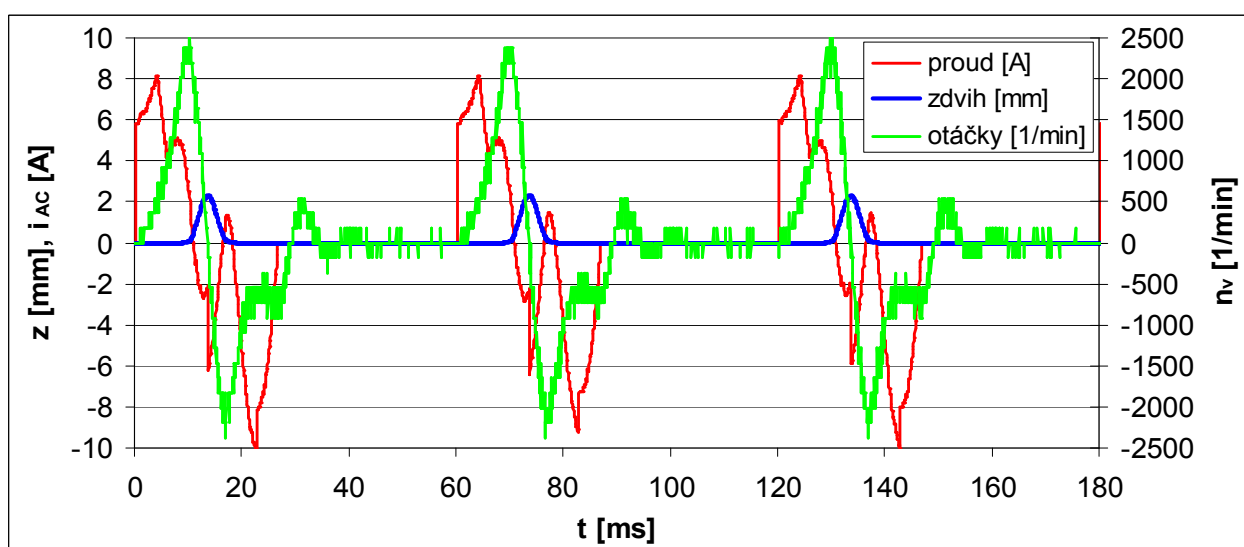
Průběh měření maximálního zdvihu ventilu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 6000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.3 (vlastní zpracování)



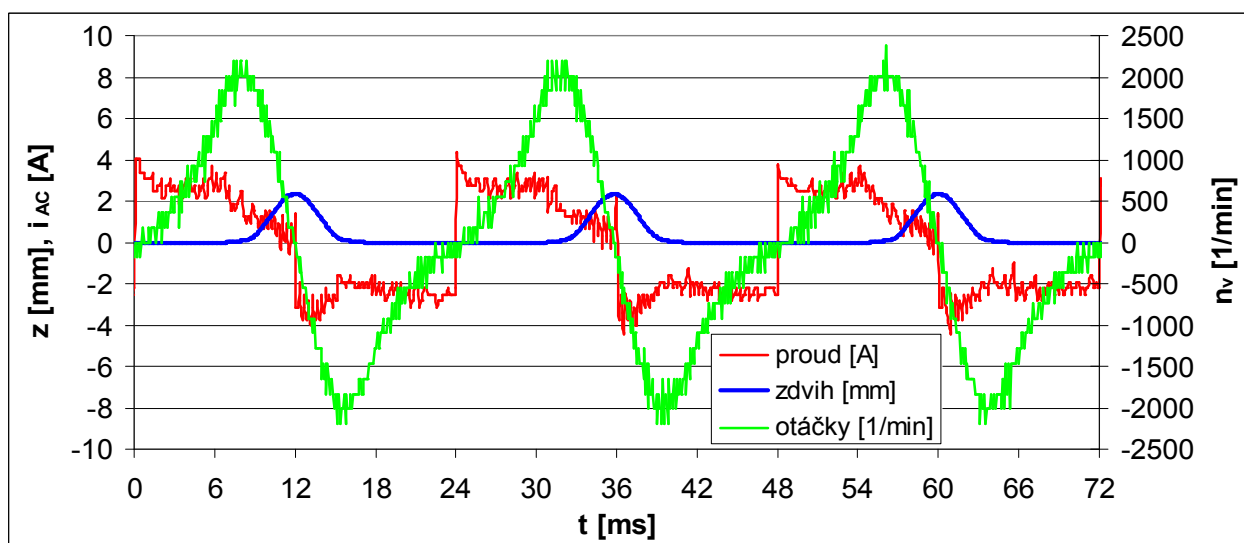
Průběh měření maximálního zdvihu ventilu (modrá), rychlosti (červená), zrychlení (zelená) a otáček vačky (černá). Platí pro maximální zdvih ventilu 9 mm a otáčky  $n_{mot} = 7000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.3 (vlastní zpracování)



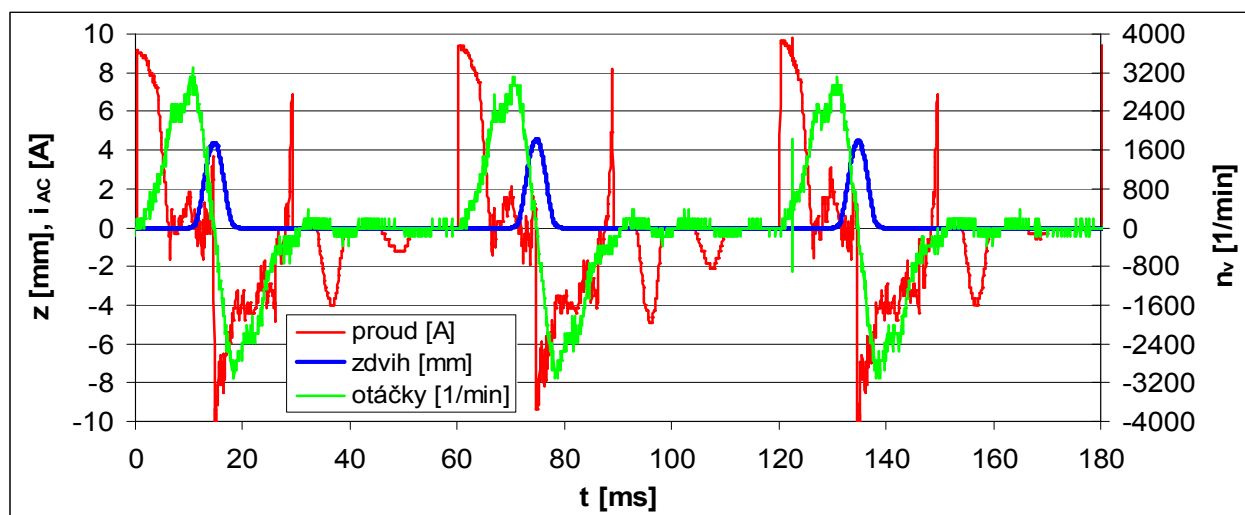
Průběh měření různých časů otevření ventilu při zastavení otáčení elektromotoru v poloze maximálního zdvihu ventilu 9 mm,  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.3 (vlastní zpracování)



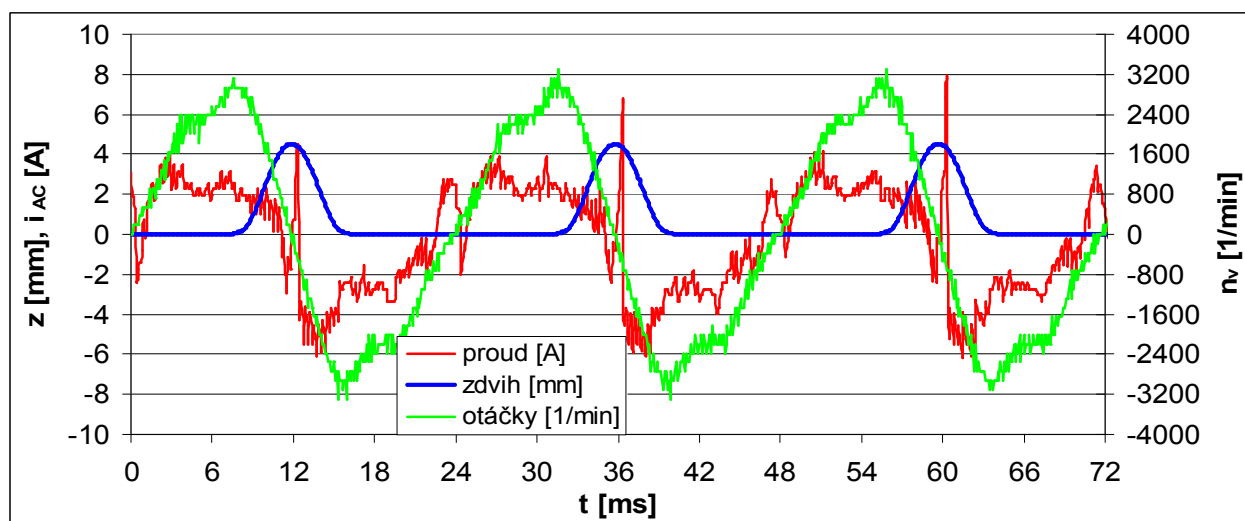
Průběh měření otáček vačky (zelená) pro částečný zdvih ventilu (modrá) a regulovaného proudu elektromotoru (červená). Platí pro zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



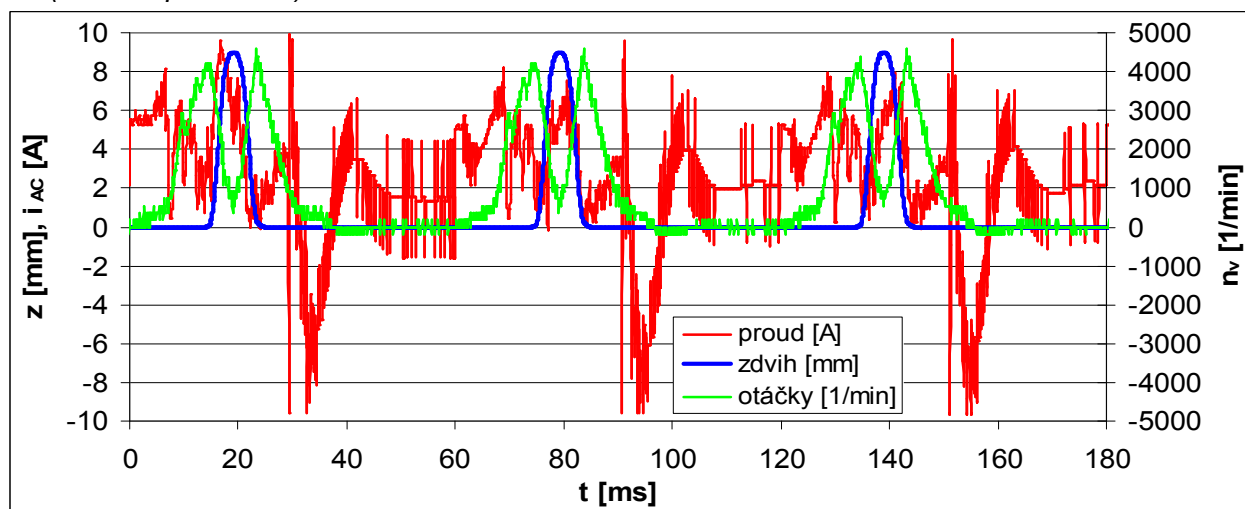
Průběh měření otáček vačky (zelená) pro částečný zdvih ventilu (modrá) a regulovaného proudu elektromotoru (červená). Platí pro zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



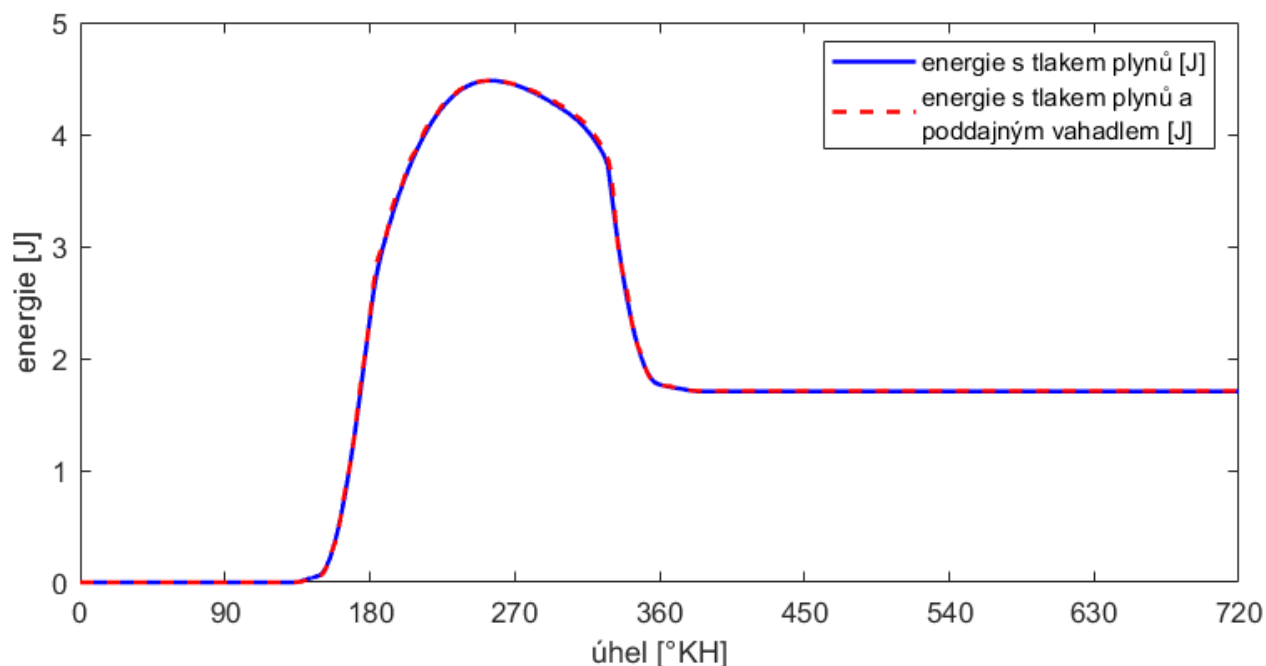
Průběh měření otáček vačky (zelená) pro částečný zdvih ventilu (modrá) a regulovaného proudu elektromotoru (červená). Platí pro zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



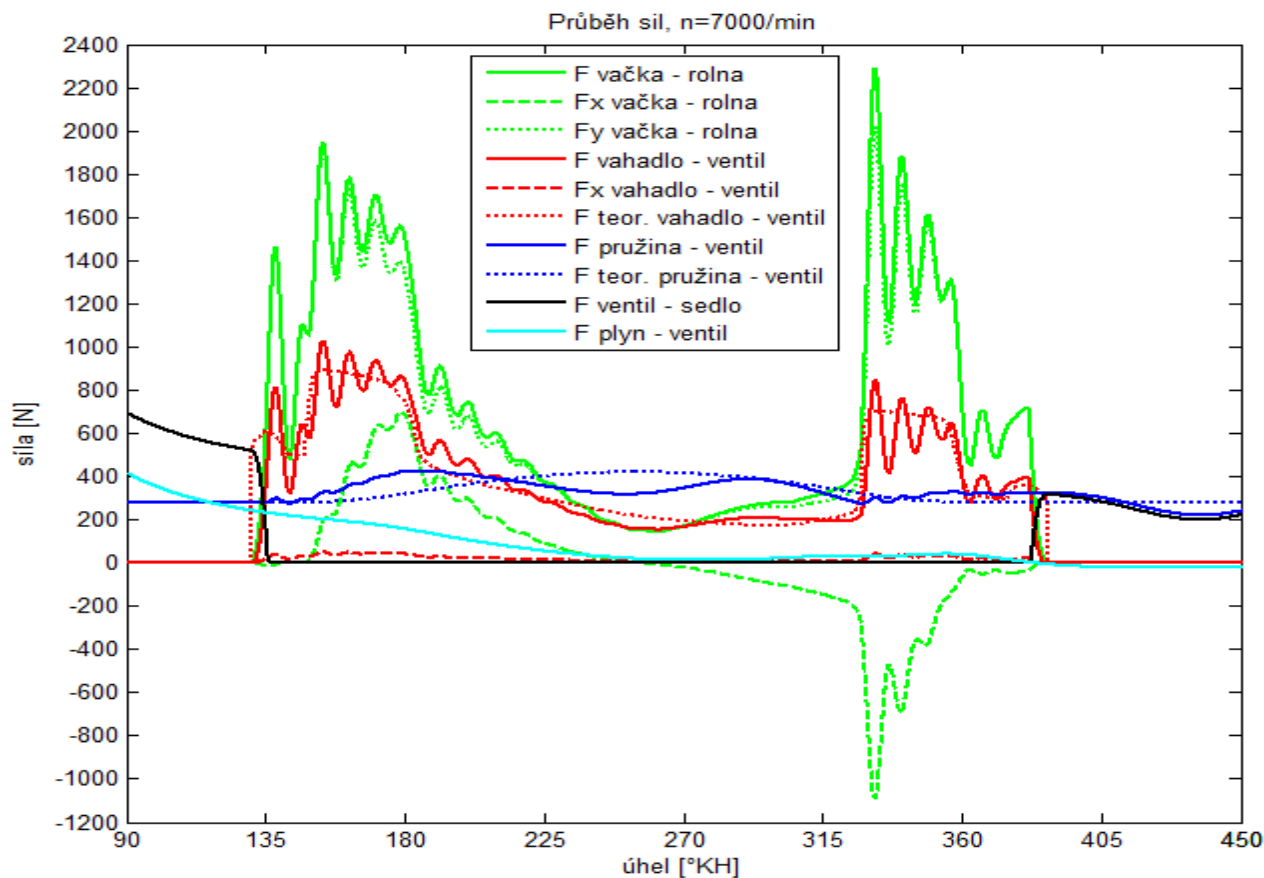
Průběh měření otáček vačky (zelená) pro částečný zdvih ventilu (modrá) a regulovaného proudu elektromotoru (červená). Platí pro zdvih ventilu 4,5 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.2 (vlastní zpracování)



Průběh měření otáček vačky (zelená) pro maximálního zdvih ventilu (modrá) a regulovaného proudu elektromotoru (červená). Platí pro zdvih ventilu 9 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 7.3 (vlastní zpracování)

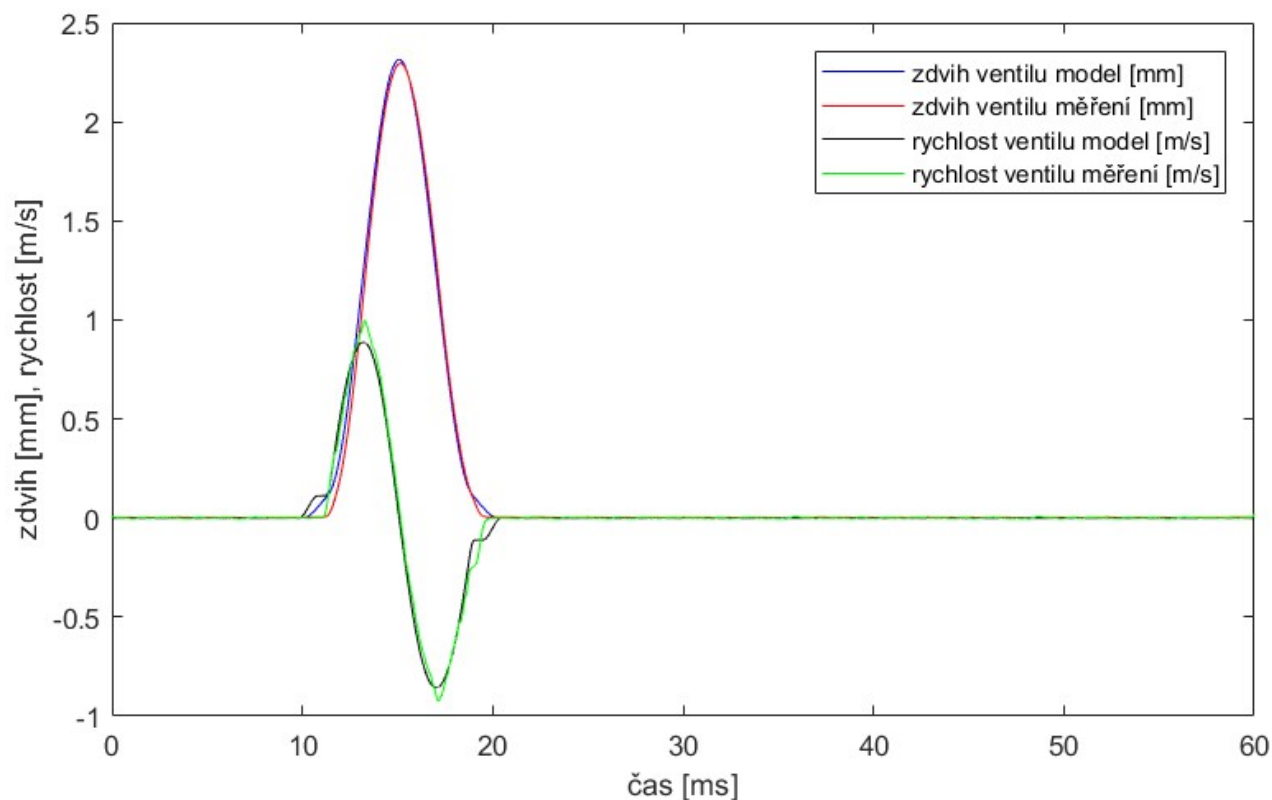


Průběh energie konvenčního mechanismu bez poddajného vahadla během dvou otáček klikového hřídele v porovnání energií s uvažováním poddajného vahadla. Energie s uvažováním poddajného vahadla je podle modelu větší o cca 4 mJ, teda cca o 0,23 %.. Při otevírání ventilu je potřeba dodat energii na pohyb celého mechanismu ventilu. Energie naakumulovaná v pružině ventilu je následně zpětně převedena na rotační pohyb vačkového hřídele. Protože se v modelu uvažují ztráty během pohybu ventilu, nevrátí se veškerá energie zpět, souvisí s kapitolou 8.1 (vlastní zpracování)

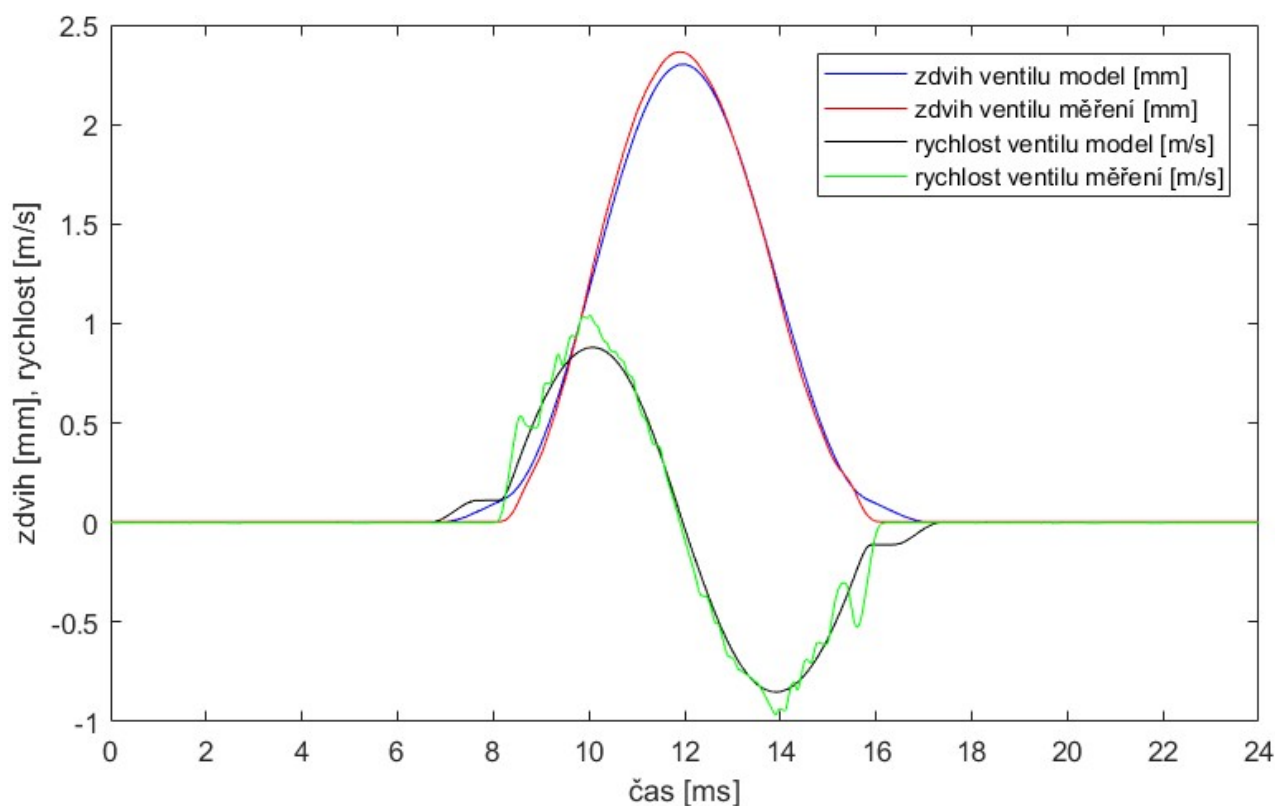


Průběh sil ventilového mechanismu, souvisí s kapitolou 8.1 (vlastní zpracování)

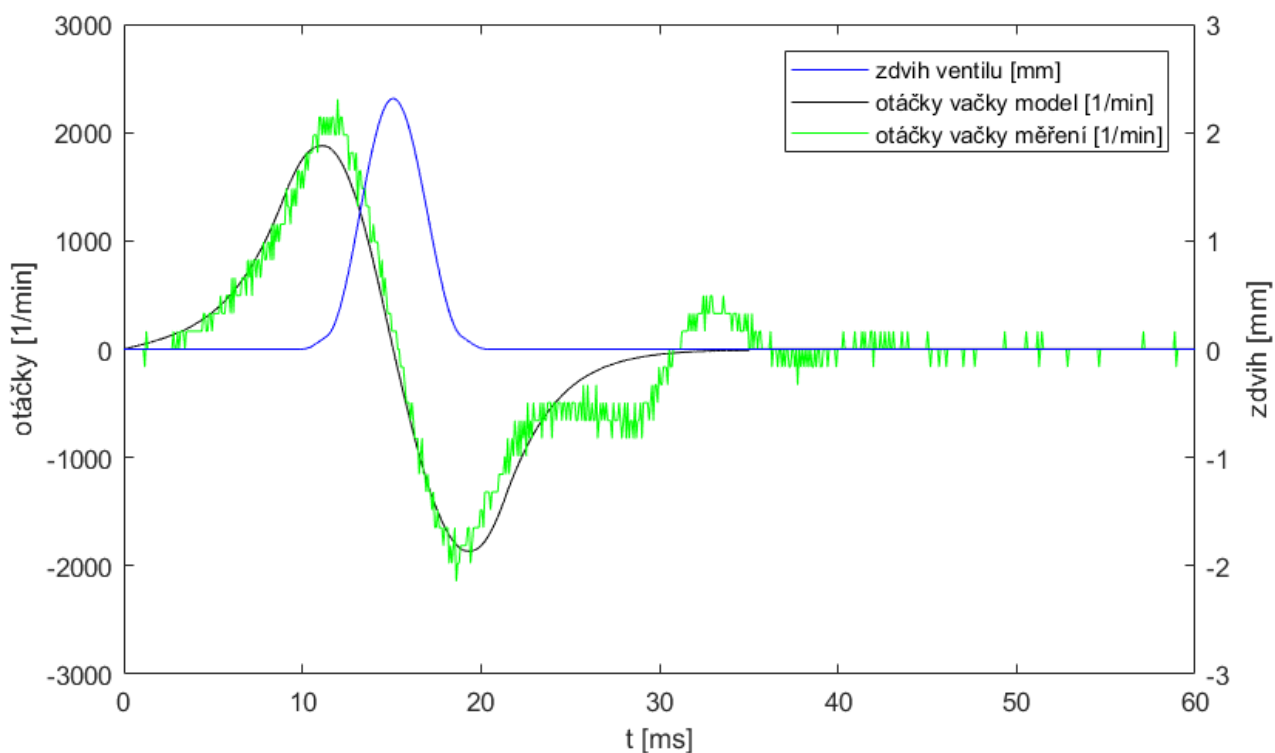




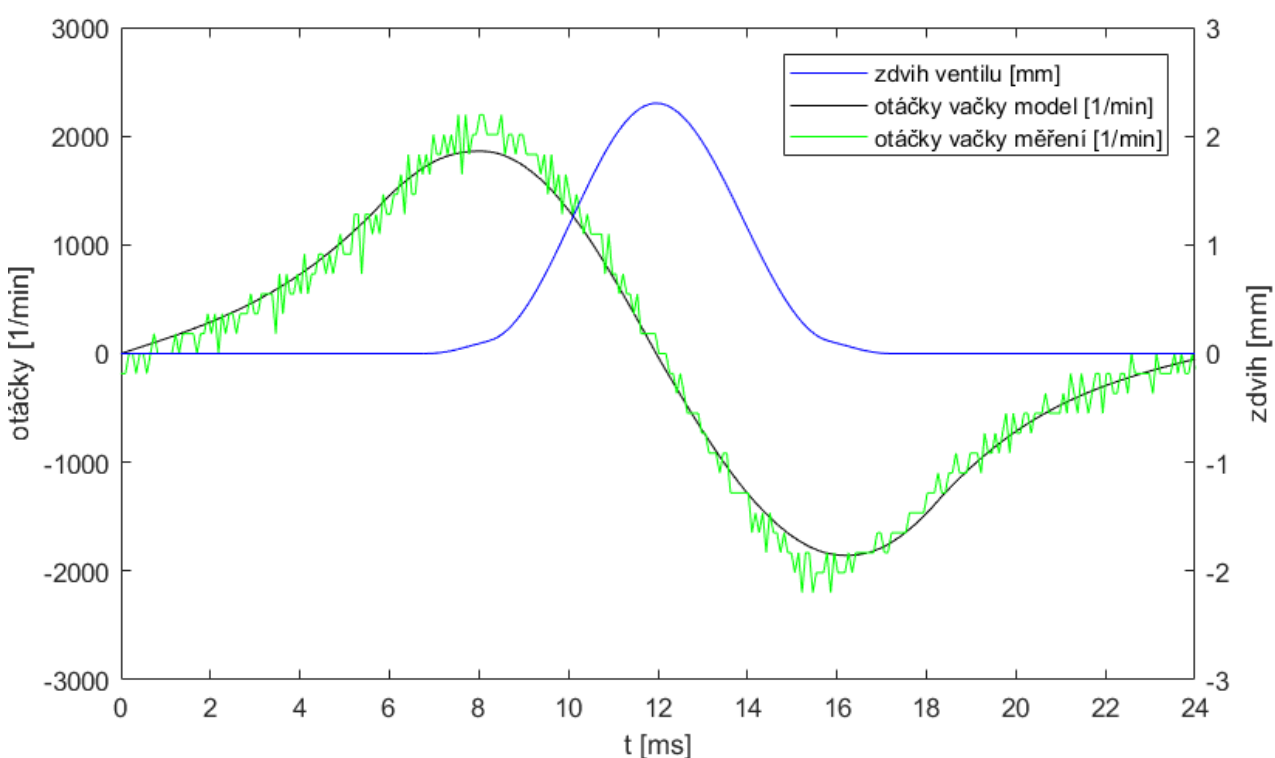
Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)



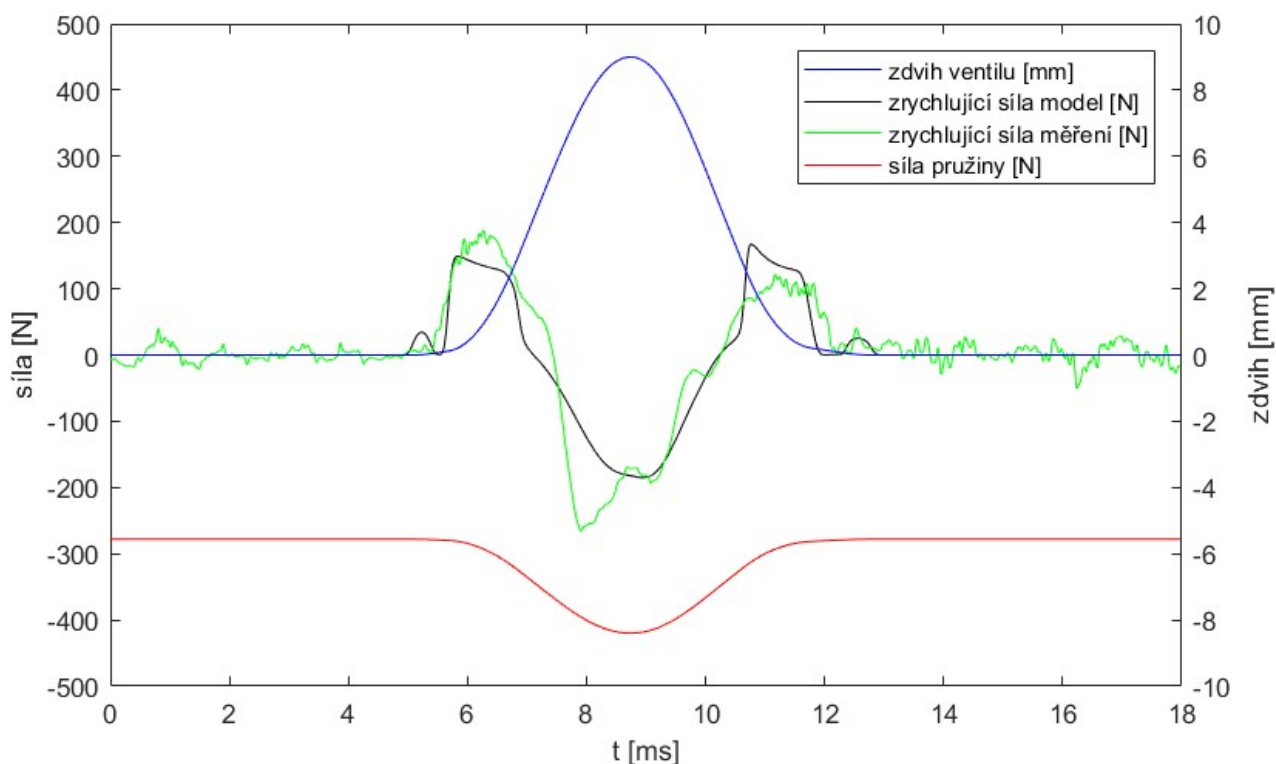
Porovnání měřeného zdvihu a rychlosti ventilu s vypočteným zdvihem a rychlostí ventilu pomocí simulace. Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)



Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 2000$  1/min, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)



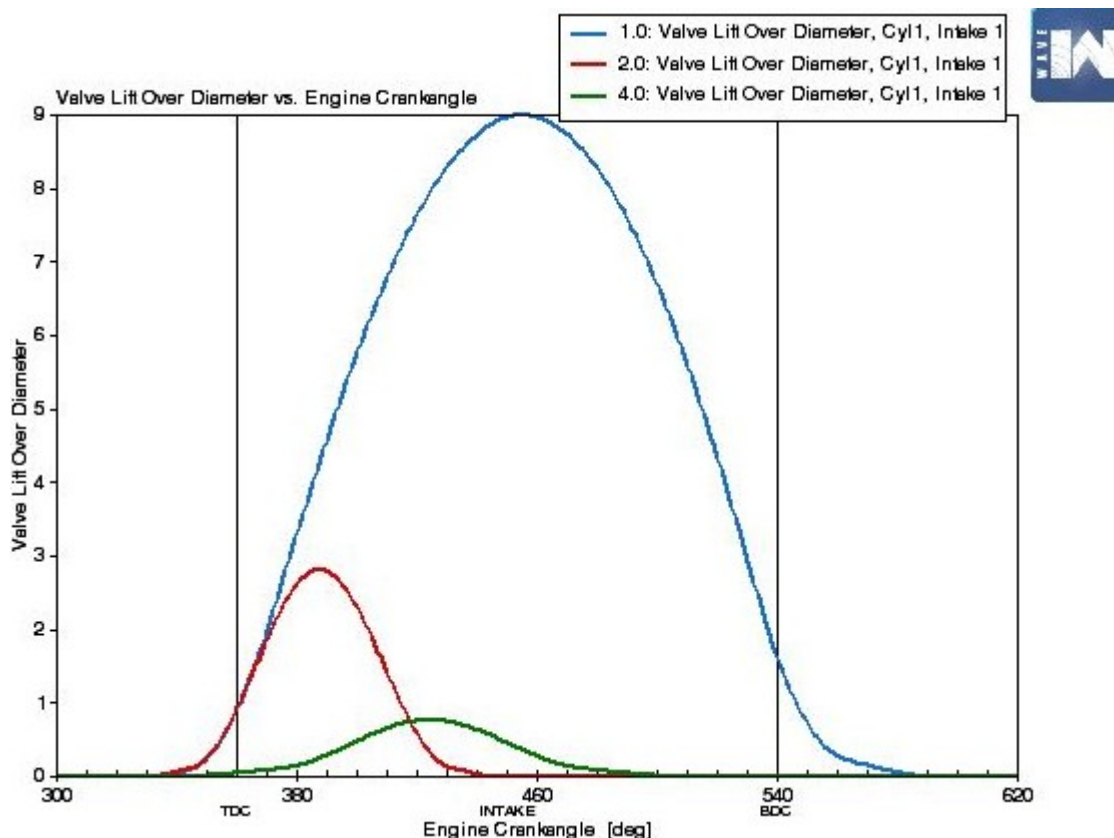
Porovnání měřených a vypočtených otáček vačky (elektromotoru). Platí pro částečný zdvih ventilu 2,3 mm a  $n_{mot} = 5000$  1/min, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)



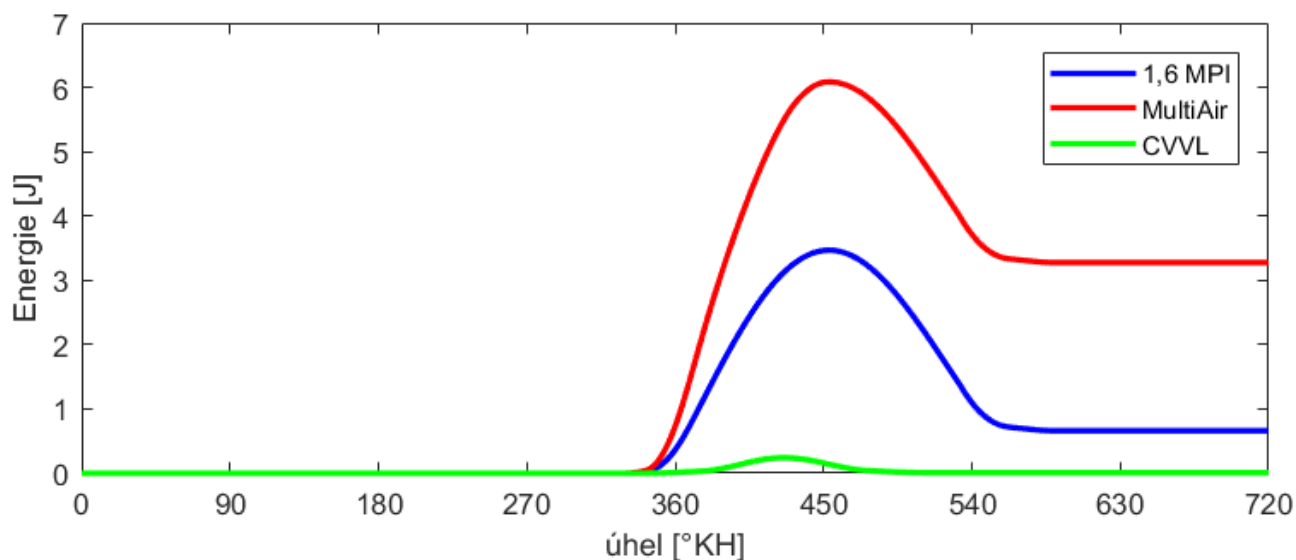
Porovnání přebytku síly pružiny ventilu pro  $n_{mot} = 7000$  1/min, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)

Název	Veličina	Jedn.	mech. 1,6 MPI	EV SV+mech.VV	EV SV+VV
indikovaný výkon motoru	$P_i$	kW	95,6	95,6	95,6
střední indikovaný tlak oběhu	IMEP	kPa	1196	1196	1196
příkon pro sací ventily	$P_s$	kW	0,31	0,78	0,78
příkon pro výfukové ventily	$P_v$	kW	0,73	0,73	1,31
mech. ztráty pro přímý pohon od KH	$P_p$	kW	0,39	0,39	-
ztráty při transformaci mech. energie	$P_t$	kW	-	0,27	0,37
celkový příkon pro ventily	$P_{svpt}$	kW	1,42	2,17	2,46
přírůstek celk. přík. EOv proti 1.6MPI	$\Delta P_{svpt}$	kW	0	0,74	1,04
střední tlak mechanických ztrát ventilů	$FMEP_{svpt}$	kPa	17,8	27,1	30,8
přír. stř. tl. mech. ztr. EOv proti 1.6MPI	$\Delta FMEP_{svpt}$	kPa	0	9,30	13,01
mech. a ventilační ztráty alternátoru	$P_{mechALT}$	kW	0,42	0,42	0,42
mech. ztr. bez ventilů a mech. ztrát alt.	$P_{motJINE}$	kW	13,80	13,80	13,80
mechanické ztráty celkem	$P_c$	kW	15,64	16,39	16,68
střední tlak mechanických ztrát	FMEP	kPa	195,8	205,1	208,8
efektivní výkon motoru	$P_e$	kW	79,90	79,20	78,90
střední efektivní tlak oběhu	BMEP	kPa	1001	991	987
přírůst. ef. výk. mot. EOv oproti 1,6 MPI	$\Delta P_e$	kW	0	-0,70	-1,00
přírůst. stř. ef. tlaku EOv oproti 1,6 MPI	$\Delta BMEP$	kPa	0	-9,3	-13,0
měrný přír. ef. výk. EOv proti 1,6 MPI	$\Delta P_e\%$	%	0	-0,9	-1,3

Porovnání systému elektromotorické vačky ovládání ventilů s konvenčním rozvodem pro maximální zatížení motoru,  $\dot{m}_{pal} = 26,13$  kg/h a  $n_{mot} = 6000$  1/min. Ve druhém sloupci je uveden výpočet pro kombinaci ovládání sacích ventilů elektronicky a výfukových ventilů mechanicky řemenem od KH, souvisí s kapitolou 8.6 (vlastní zpracování)



3 průběhy zdvihu ventilu pro výpočet  $\Delta P_{TZV}$  v SW Ricardo Wave,  $n_{mot} = 2000$  1/min a  $BMEP = 200$  kPa. Modrou křivkou je zobrazen zdvih sacího ventilu motoru 1,6 MPI, kde je částečného zatížení dosaženo přivřením škrtecí klapky. Červená křivka ukazuje možný zdvih sacího ventilu hydraulického systému MultiAir,  $\Delta P_{TZV} = 900$  W a zelená křivka možný zdvih sacího ventilu systému CVVL,  $\Delta P_{TZV} = 350$  W, souvisí s kapitolou 8.11 (vlastní zpracování)



Průběhy energie z matematického modelu pro 3 průběhy zdvihu ventilu,  $n_{mot} = 2000$  1/min a  $BMEP = 200$  kPa. Modrou křivkou je zobrazena energie sacího ventilu motoru 1,6 MPI. Červená křivka ukazuje energii sacího ventilu hydraulického systému MultiAir a zelená křivka energii sacího ventilu systému CVVL, souvisí s kapitolou 8.11 (vlastní zpracování)